

DOI: 10.3969/j.issn.1001-4551.2024.02.010

滑动效应对球轴承滚动体缺陷频率影响的研究*

侯新玉¹, 范君^{1*}, 马俊杰¹, 付献斌²

(1. 唐山海运职业学院 机电工程学院, 河北 唐山 063509; 2. 河北环境工程学院 信息工程系, 河北 秦皇岛 066102)

摘要:在弹流润滑作用下,球轴承滑动效应引起的滚动体缺陷频率低于理论值,不利于对球轴承进行故障诊断,为此,建立了一种考虑弹流润滑作用下球轴承滑动效应的轴承动力学模型,研究了球轴承滑动效应对滚动体缺陷频率的影响。首先,基于轴承动力学理论和弹流润滑理论,分析了球轴承内各部件间的等效刚度与等效阻尼;然后,根据部件间受力关系,建立了考虑滑动效应的含滚动缺陷故障轴承动力学模型;最后,分析了弹流润滑作用下轴承滚动体与轴承内外圈间的滑动效应,获取了滑动效应对滚动体缺陷频率的影响,并通过试验对模型的正确性进行了验证。研究表明:由于球轴承滑动效应的存在,滚动体缺陷频率约为理论值的 93.6%;通过增大载荷可抑制滑动效应对滚动体缺陷频率的影响,滚动体缺陷频率约为理论值的 96.3%,但由于滑动效应始终存在,滚动体缺陷频率始终低于理论值。该研究结果为弹流润滑作用下球轴承的打滑抑制与故障诊断提供了参考依据,丰富了轴承故障动力学建模理论。

关键词:深沟球轴承;轴承故障诊断;球轴承动力学模型;弹流润滑理论;滑动效应;滚动体缺陷频率;故障激励

中图分类号:TH133.3

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2024)02-0271-09

Influence of sliding effect on frequency of rolling element defect in ball bearing

HOU Xinyu¹, FAN Jun¹, MA Junjie¹, FU Xianbin²

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Tangshan Maritime Institute, Tangshan 063509, China; 2. Institute of Information Engineering, Hebei University of Environmental Engineering, Qinhuangdao 066102, China)

Abstract: In response to the problem that the frequency of rolling element defect caused by the sliding effect of ball bearing under elastohydrodynamic lubrication was lower than the theoretical value, which was not conducive to fault diagnosis of ball bearing. Therefore, a dynamic model of bearing considering the sliding effect of ball bearing under elastohydrodynamic lubrication was established, and the influence of sliding effect of ball bearing on the defect frequency of rolling elements was studied. Firstly, based on the theory of bearing dynamics and elastohydrodynamic lubrication, the equivalent stiffness and damping between various components in the ball bearing were analyzed. Then, based on the force relationship between bearing components, a dynamic model of bearing with rolling defect considering sliding effect was established. Finally, the sliding effect between the rolling elements and the inner ring and outer ring of the bearing under the action of elastohydrodynamic lubrication was analyzed, and the influence of the sliding effect on the defect frequency of the rolling element was obtained. The correctness of the model was verified through experiment. The research results show that due to the sliding effect of ball bearings, the frequency of rolling element defects is approximately 93.6% of the theoretical value. Increasing the load can suppress the influence of sliding effect on the frequency of rolling element defect, which is about 96.3% of the theoretical value. However, due to the constant existence of sliding effect, the frequency of rolling element defect is always lower than the theoretical value. The research results provide the reference basis for the slip suppression and fault diagnosis of ball bearings under elastohydrodynamic lubrication, and enrich the dynamic modeling theory of bearing faults.

Key words: deep groove ball bearing; bearing fault diagnosis; ball bearing dynamic model; elastohydrodynamic lubrication theory; sliding effect; rolling element defect frequency; fault excitation

收稿日期:2023-06-09

基金项目:河北省自然科学基金资助项目(E2022415005)

作者简介:侯新玉(1989-),女,河北唐山人,硕士,讲师,主要从事设备故障检测、红外热图像测量等方面的研究。E-mail:houxinyu2014@126.com

通信联系人:范君,男,硕士,工程师。E-mail:fj15613503368@163.com

0 引 言

球轴承是旋转机械系统中重要的部件,对旋转机械系统起到承载作用,被广泛应用于航空航天、风力发电等领域^[1-2]。同时,球轴承抗冲击能力较差,是机械设备中易损的零件之一。球轴承一旦发生故障,极有可能影响到整个设备的正常运行。因此,需要对球轴承进行故障监测,及时发现球轴承故障,从而保证设备的稳定运行^[3-4]。

将轴承实际振动信号通过傅里叶变换得到的频谱,与求解轴承故障动力学模型得到的振动频谱进行对比,这是当前球轴承故障诊断的主要方法,国内外学者对此也进行了大量的研究^[5-7]。

陈果^[8]考虑了机匣的运动、支承刚度与油膜刚度等因素,分别建立了滚动轴承(含内圈、外圈、滚动体故障)的动力学模型,分析了系统的振动特征;同时,采用数值积分的方法,求解了中介轴承外圈早期剥落故障模型,获取了外圈故障激励作用下的整机振动,结果表明,中介轴承早期故障产生的冲击效应传递到机匣测点后发生了较大程度的衰减^[9]。LIU J 等人^[10]认为滚动体与滚道间的接触为非赫兹接触,并认为滚动体经过缺陷-健康区域时,由于刚度变化而导致了接触力的变化,并研究了载荷、缺陷尺寸和类型对滚动体与滚道间接触的影响。

但上述对于故障轴承动力学响应的研究,并未考虑到弹流润滑作用下轴承内部存在的滑动效应。

对于轴承打滑的研究,国内外学者也开展了大量工作。

GAO S 等人^[11-12]采用建模与分析的方法,获取了轴承滚动打滑发生的条件,即当滚道与滚动体间的驱动力小于摩擦力时,滚动体将发生打滑。涂文兵等人^[13-14]在考虑了转子系统启动阶段的加速工况的基础上,推导了轴承加速工况的动力学模型,获取了轴承加速阶段的滑动效应,该研究丰富了轴承打滑分析的相关理论;但其模型中并未考虑轴承的润滑条件,这使得模型计算结果与实际可能存在较大的误差。谢聪等人^[15]考虑了滚道剥落引起的时变位移和时变冲击激励、油膜时变刚度和时变阻尼、钢球与滚道时变接触刚度和时变接触角、时变接触力等非线性因素,建立了外滚道剥落的高速轴承转子系统非线性动力学模型。袁倩倩等人^[16]建立了考虑润滑碰撞的保持架动力学模型,研究了轴承保持架和滚动体之间的碰磨效应,得出了考虑润滑的保持架动态特性与试验更吻合的结论。韩勤锴等人^[17]建立了一种角接触球轴承打滑预测模

型,综合考虑了轴承部件间非线性接触与弹流润滑等因素,可以为建立弹流润滑作用下的球轴承动力学模型提供参考。涂文兵等人^[18]考虑了轴承的时变刚度、游隙及打滑激励等因素,建立了滚动轴承滚动体打滑的动力学模型,可以为相关的研究提供参考。LI X 等人^[19]建立了球轴承在外滚道上存在故障的动力学模型,获取了球轴承接触角和载荷随转速的变化,可以为相关研究的创新点选取提供参考依据;但其研究对象为宽温域工况下的陶瓷轴承,对于钢制轴承而言是否适用尚未可知。牛藟楷等人^[20]建立了考虑轴承部件间相对滑动的滚动球轴承故障动力学模型,为球轴承的故障定性诊断提供了参考依据;但其并未准确量化滑动效应对球轴承缺陷频率的影响。

综合以往学者的研究,笔者拟建立一种考虑弹流润滑作用下球轴承滑动效应的轴承动力学模型;为获取含滚动体故障的轴承动力学响应,设置相应的滚动体缺陷,建立考虑轴承滑动效应的含滚动体缺陷的轴承动力学模型;通过试验对其进行验证,探究弹流润滑作用下滑动效应对滚动体缺陷频率的影响,为弹流润滑作用下球轴承的定量、定性诊断提供参考依据。

1 含滚动体缺陷的轴承动力学模型

含滚动体故障的轴承模型如图 1 所示。

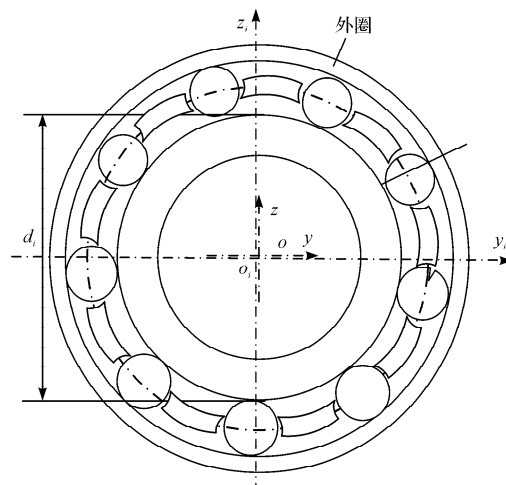


图 1 含滚动体故障的轴承模型

Fig. 1 The bearing model with rolling element fault

oyz 为惯性坐标系; $o_i y_i z_i$ 为内圈运动坐标系; ω_i 为内圈转动速度; d_i, d_o, d_b, d_m 为内圈直径、外圈直径、滚动体直径以及轴承节径; ψ_j 为第 j 个滚动体的方位角。

第 j 个滚动体方位角 ψ_j 的表达式如下:

$$\psi_j = \frac{2\pi}{N}(j-1) + \psi'_j \quad (1)$$

式中: N 为滚动体数量; ψ'_j 为第 j 个滚动体公转角度。

1.1 弹流润滑作用下轴承部件相互作用力分析

1.1.1 滚动体与部件的接触力与摩擦力

第 j 个滚动体与轴承各部件间的相互作用关系如图2所示。

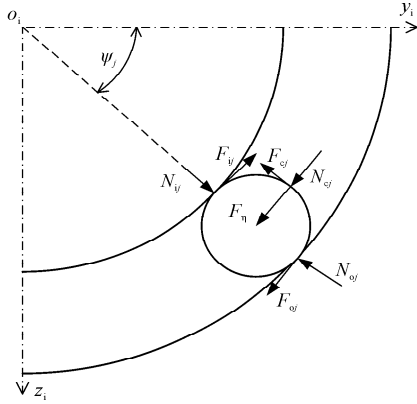


图2 第 j 个滚动体受力示意图

Fig. 2 Force diagram of the j th rolling element

设 r_j 为第 j 个滚动体的径向位移,则第 j 个滚动体沿径向的变形可以表示为:

$$\begin{aligned} \delta_{ij} &= [y_i \cos \psi_j + z_i \sin \psi_j - r_j - 0.5e - h_i]_+ \\ \delta_{oj} &= [r_j - y_o \cos \varphi_j - z_o \sin \varphi_j - 0.5e - h_o]_+ \end{aligned} \quad (2)$$

式中: e 为游隙; h_i, h_o 为油膜厚度;“+”为等式只取正值。

根据赫兹接触理论,滚动体与内外圈间接触力为:

$$\begin{aligned} N_{ij} &= K_{Ei} \delta_{ij}^{1.5}, \\ N_{oj} &= K_{Eo} \delta_{oj}^{1.5} \end{aligned} \quad (3)$$

式中: K_{Ei}, K_{Eo} 为润滑条件下滚动体与内外圈间的等效接触刚度。

滚动体与保持架间的接触力可以表示为:

$$N_{vj} = K_{Ec} \left[(\psi_j - \theta_c) \frac{d_m}{2} + C_{Ec} V_{vj} \right] \quad (4)$$

式中: K_{Ec} 为润滑条件下滚动体与保持架间的等效接触刚度; V_{vj} 为接触点相对速度; θ_c 为保持架转动角度。

充分润滑条件下,轴承滚动体与内圈、外圈、保持架间的卷吸速度可以表示为:

$$\begin{aligned} u_i &= \frac{\omega_i d_i + \omega_m d_i + \omega_r d_b}{4}, \\ u_o &= \frac{\omega_m d_o - \omega_r d_b}{4}, \\ u_c &= \frac{\omega_r d_b}{4} \end{aligned} \quad (5)$$

考虑卷吸速度的油膜厚度可以表示为:

$$h = 3.06 R_y^{0.956} E_{\text{eff}}^{-0.117} (\eta_o u)^{0.68} \alpha^{0.49}$$

$$N^{-0.073} \{1 - \exp[-3.36(R_x/R_y)]\} \quad (6)$$

式中: E_{eff} 为弹性模量; η_o 为润滑油黏度; N 为接触力; α 为黏压系数; u 为卷吸速度; R_y 为卷吸速度方向曲率半径。

对油膜厚度求偏导,可得到轴承滚动体与内圈、外圈、保持架间接触区的正向油膜刚度为 K_{hi}, K_{ho}, K_{hc} 。

润滑入口区油膜刚度以及油膜阻尼可以表示为:

$$K_{ii} = \frac{4\eta_o u R_x a}{h \left(\frac{K_{hi}}{K_i} + 1 \right)} \quad (7)$$

$$C_i = \frac{6\pi\eta_o R_x^{1.5} a}{1.414 h^{1.5}} \quad (8)$$

未考虑润滑时,刚度求解方法可由赫兹接触理论直接得出;而考虑润滑条件时,轴承部件间等效接触刚度为与干摩擦状态下的接触刚度与油膜刚度相关的等式。

因此,滚动体与内圈间的等效接触刚度可以表示为^[21]:

$$K_{Ei} = \left(\frac{1}{K_{hi}} + \frac{1}{K_i} \right)^{-1} + K_{ii} \quad (9)$$

式中: K_i 为干摩擦状态下滚动体与内圈间的接触刚度。

K_{Eo}, K_{Ec} 均通过该方法计算得到。等效阻尼的求解方法与等效刚度求解方法一致^[21]。

滚动体与内圈间的摩擦力可以表示为:

$$F_{ij} = \mu_r N_{ij} \quad (10)$$

式中: μ_r 为摩擦系数。

F_{vj}, F_{wj} 计算方式与此相似。

滚动体与保持架、内外圈间的摩擦系数可以表示为:

$$\mu_c = (-0.1 + 22.28s) e^{-181.46s} + 0.1 \quad (11)$$

$$\mu_r = \left(\eta_o \frac{\Delta V}{h} \right)^n G_{\text{oil}}^{1-n} \left[\frac{4}{\pi P_{\text{max}}} + \frac{1.866 n \alpha_p}{3} e^{n \alpha_p P_{\text{max}} \sqrt{0.067}} + \frac{n \alpha_p}{3} e^{0.707 n \alpha_p P_{\text{max}}} + \frac{0.134 n \alpha_p}{3} e^{n \alpha_p P_{\text{max}} \sqrt{0.933}} \right] \quad (12)$$

式中: s 为滑滚比。

滚动体与内外圈间的滑移速度 $V_{ij}, \Delta V_{oj}$ 可以表示为:

$$\Delta V_{ij} = (\omega_i - \omega_m) \frac{d_i}{2} - \omega_r \frac{d_b}{2},$$

$$\Delta V_{oj} = \omega_r \frac{d_b}{2} - \omega_m \frac{d_o}{2} \quad (13)$$

滚动体上黏性阻力 F_η 可以表示为:

$$F_\eta = \frac{\pi \rho_e C_d R_b^2 (2R_m \omega_m)^{1.95}}{8g} \quad (14)$$

式中: ρ_e 为油气混合物的密度; C_d 是滚动体的阻力系数。

作用在保持架非引导面上的流体阻力 M_c 可以表达如下:

$$M_c = 0.5 \rho_e C_b R_{co}^3 (R_{co}^2 - R_{ci}^2) \omega_c^2 + 0.125 \mu_c \rho_e A_e R_{ci}^3 \omega_c^2 \quad (15)$$

式中: C_b 为保持架的阻力矩系数; A_e 为保持架柱面面积。

1.1.2 故障激励

缺陷滚动体与内外圈接触的示意图如图 3 所示。

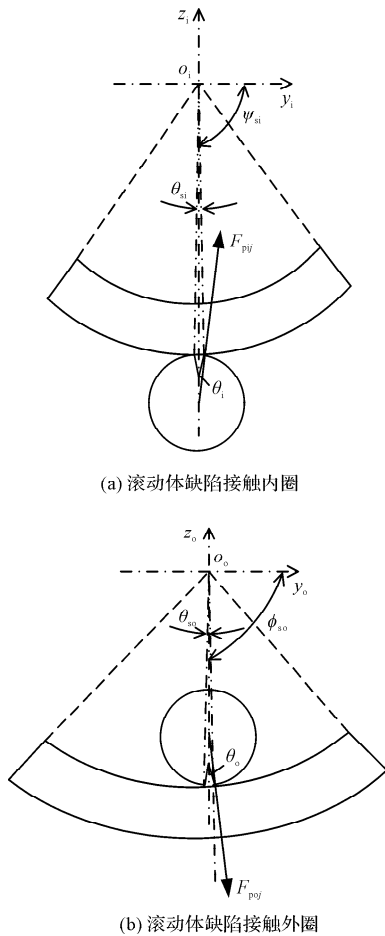


图 3 滚动体缺陷与内外圈接触

Fig. 3 Rolling element defect in contact with inner ring and outer ring

ψ_{si}, ϕ_{so} 为某时刻第 j 个滚动体上的故障与内、外圈发生接触时的接触角, 可以认为 $\psi_j = \psi_{si} = \phi_j = \phi_{so}$; θ_{si}, θ_{so} 为滚动体缺陷故障的尺寸; θ_i, θ_o 为滚动体故障点与内外圈接触时与 ψ_{si}, ϕ_{so} 的夹角。

滚动体缺陷与内、外圈接触时的撞击力 F_{pij}, F_{poj} 可以表示为:

$$F_{pij} = \frac{m_i (\omega_i - \omega_m)^2 d_i \cos \frac{\theta_{si}}{2}}{2 \cos \theta_i},$$

$$F_{poj} = \frac{m_j \omega_m^2 \left(\frac{d_o}{2} \cos \frac{\theta_{so}}{2} - \frac{d_b}{2} \cos \theta_o \right)}{\cos \theta_o} \quad (16)$$

式中: ω_m 为滚动体公转角速度; m_j 为滚动体质量。

当滚动体故障点与内外圈接触时, 各角度之间的关系可以表示为:

$$\sin \theta_i = \frac{d_i}{d_b} \cdot \sin \frac{\theta_{si}}{2},$$

$$\sin \theta_o = \frac{d_o}{d_b} \cdot \sin \frac{\theta_{so}}{2} \quad (17)$$

定义 α, β 为滚动体缺陷与轴承内、外圈的开关量, 其可以表示 0 为:

$$\alpha = \begin{cases} 1 & (2n_i + 1)\pi + \psi_{si} \leq \omega_r t \leq (2n_i + 1)\pi + \theta_i + \psi_{si} \\ 0 & \text{其他} \end{cases},$$

$$\beta = \begin{cases} 1 & 2n_o \pi + \psi_{si} \leq \omega_r t \leq 2n_o \pi + \theta_i + \psi_{si} \\ 0 & \text{其他} \end{cases} \quad (18)$$

式中: ω_r 为滚动体自转角速度; n_i, n_o 为滚动体缺陷分别与内外圈接触时转过的圈数。

n_i, n_o 可以表示为:

$$n_i = \begin{cases} \text{int} \left(\frac{\omega_r t}{2\pi} \right) & \psi_{si} < \pi \\ \text{int} \left(\frac{\omega_r t}{2\pi} \right) - 1 & \psi_{si} \geq \pi \end{cases},$$

$$n_o = \text{int} \left(\frac{\omega_r t}{2\pi} \right) \quad (19)$$

1.2 动力学模型的建立

含滚动体缺陷故障的轴承内外圈的动力学方程可以表示为:

$$- \sum_{j=1}^N [Q_{ij} \cos \psi_j + F_{Rij} \sin \psi_j + \alpha \cdot F_{rij} \cos(\psi_j - \theta_i)] =$$

$$m_i \ddot{y}_i - F_e \cos \varphi_i -$$

$$\sum_{j=1}^N [N_{yj} \sin \psi_j - F_{yj} \cos \psi_j - \alpha \cdot F_{pij} \sin(\psi_j - \theta_i)] =$$

$$F_r + m_i \ddot{z}_i - F_e \sin \varphi_i + m_i g \quad (20)$$

$$\sum_{j=1}^N [N_{oj} \cos \varphi_j - F_{oj} \sin \varphi_j + \beta \cdot F_{poj} \cos(\varphi_j - \theta_o)] =$$

$$m_o \ddot{y}_o$$

$$\sum_{j=1}^N [N_{oj} \sin \varphi_j + F_{oj} \cos \varphi_j + \beta \cdot F_{poj} \sin(\varphi_j - \theta_o)] - m_o g =$$

$$m_o \ddot{z}_o \quad (21)$$

式中: N_{ij}, N_{oj} 为第 j 个滚动体与内、外圈的接触力; F_{Rij}, F_{Roj} 为第 j 个滚动体与内、外圈的摩擦力; F_{rij}, F_{roj} 为缺陷滚动体与内、外圈接触时产生的故障激励; F_e 为不平衡质量引起的偏心力; φ_j 的计算方法与 ψ_j 一致。

保持架的运动可以描述为:

$$R_m \sum_{j=1}^N N_{ej} + M_c = J_c \cdot \dot{\omega}_c \quad (22)$$

式中: N_{ej} 为保持架与滚动体间的接触力; J_c 为保持架的转动惯量。

保持架转速 ω_c 可以表示为:

$$\omega_c = \frac{d\theta_c}{dt} \quad (23)$$

如图2所示,滚动体与保持架间的接触力为 N_{ej} , 其滚动体动力学方程可以表示为:

$$\begin{aligned} F_{ij} - F_{oj} - N_{ej} - m_j g \sin \psi_j + \alpha F_{pij} \sin \theta_i + \beta F_{poj} \sin \theta_o - \\ F_{\eta} = m_j R_m \frac{d^2 \psi'_j}{dt^2}, \\ N_{ij} - N_{oj} - F_{ej} + m_j g \cos \psi_j + \alpha F_{pij} \cos \theta_i + \beta F_{poj} \cos \theta_o = \\ m_j \frac{d^2 r_j}{dt^2} \\ (F_{ij} + F_{oj} - F_{ej}) \frac{d_b}{2} = m_j R_b^2 \frac{d\omega_r}{dt} \end{aligned} \quad (24)$$

2 仿真计算

仿真计算以深沟球轴承为研究对象,选用的轴承型号为 SKF 公司生产的 6205 深沟球轴承,轴承接触角为 0,系统所受轴向载荷为 0。

6205 深沟球轴承参数如表 1 所示。

表 1 球轴承参数

Table 1 Parameters of ball bearing

参数/单位	数值
内径尺寸 d /mm	25
外径尺寸 D /mm	52
节圆尺寸 d_m /mm	39
滚动体直径 d_b /mm	8
滚动体个数 N	9

考虑到轴承内外圈沟道曲率,此处内圈滚道直径为 30.6 mm,外圈滚道直径为 46.3 mm,轴承内圈所受不平衡质量为 0.5 g,其他结构质量参数可由相关物理公式得出。

润滑剂为润滑脂,密度为 850 kg/m^3 ,常温时的动力黏度为 $0.04 \text{ Pa} \cdot \text{s}$,极限剪切系数为 0.043 4,黏温系数为 0.027,黏压指数为 $Z = 0.45$ 。

内圈转速设定为 2 400 r/min,径向载荷设置为 500 N。

该轴承中只有一个滚动体含缺陷故障,且缺陷尺寸设置为 $\theta_{si} = \theta_{so} = 1^\circ$ 。假设缺陷区域无润滑油填充,外圈运动坐标系 $x_o y_o z_o$ 等效于内圈运动坐标系 $x_i y_i z_i$ 。

不考虑轴承内部滑动效应的滚动体缺陷频率可表示为:

$$f_{bst} = \frac{d_m}{2d_b} \left[1 - \left(\frac{d_b}{d_m} \right)^2 \right] \cdot \frac{n_i}{60} \quad (25)$$

第 j 个滚动体与内圈、外圈间的滑移速度如图 4 所示。

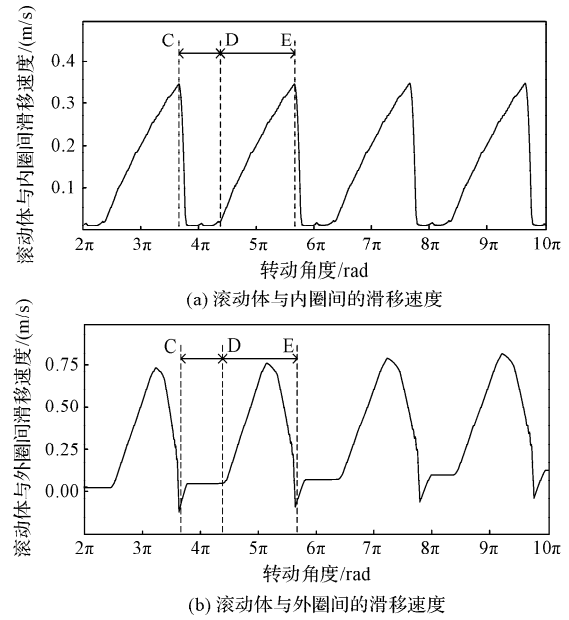


图 4 滚动体与内外圈间的滑移速度

Fig. 4 Sliding speed between rolling element and inner and outer rings

注:CD 段为承载区;DE 段为非承载区。

图 4 中,CD 段滚动体进入承载后,与内圈间产生接触,摩擦力驱动滚动体进行公转与自转运动,同时滚动体自身重力、所受载荷也是驱动滚动体加速的因素,使滚动体与内圈间的滑移速度减小;由于弹流润滑作用下,滚动体与轴承内圈间的滑动效应始终存在,因此,滚动体与内圈间的滑移速度降低到一定程度后便不再降低;滚动体进入非承载区某区域后,内圈提供给滚动体的驱动摩擦力不足以克服自身重力,滚动体与保持架间的摩擦力、滚动体与内圈的滑移速度变大,滑动效应加剧。

对于滚动体与外圈间的滑移速度而言,其承载区与内圈一致。当滚动体到达滚道顶端后,重力成为驱动滚动体加速的因素,轴承与外圈间的滑移速度快速降低;进入承载区后,在载荷的作用下,滚动体与外圈间的滑移速度趋于 0;由于滚动体所受离心力始终朝向外圈,导致滚动体与外圈间的滑动效应始终大于内圈。

滚动体与内圈、外圈和保持架间的摩擦力曲线如

图 5 所示。

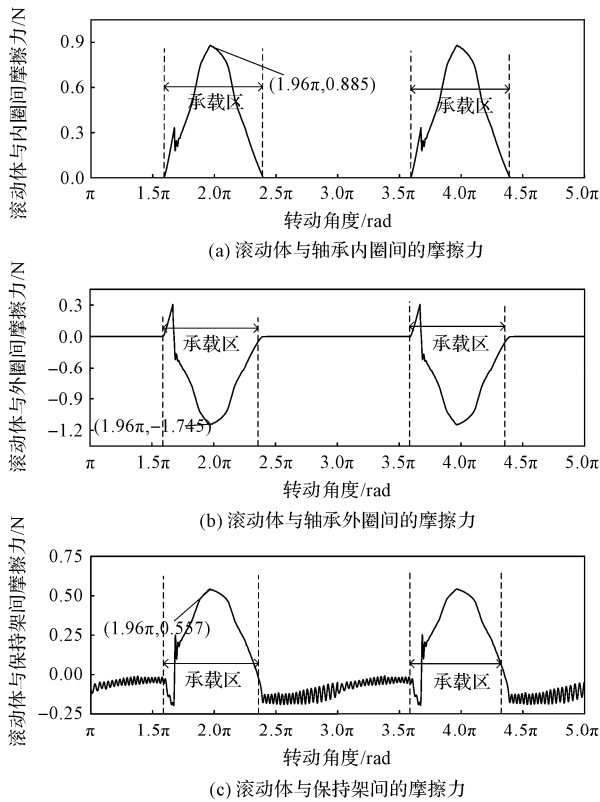


图 5 滚动体与轴承内圈、外圈、保持架间的摩擦力

Fig. 5 Friction force between rolling element and bearing inner ring, outer ring, and cage

滚动体进入承载区后,在载荷的作用下,其与内圈间的接触力增大,导致摩擦力增大;进入承载区后半段后,接触力减小,滚动体与内圈间的摩擦力减小,滚动体与保持架间摩擦力的变化趋势与此一致(外圈对滚动体的摩擦力对滚动体的运动起到了驱动或阻止的作用);滚动体进入承载区后,在重力与载荷的作用下,滚动体与外圈间的滑动效应降低,外圈对滚动体的运动起到驱动作用,滚动体转速迅速增大;当滚动体转速趋近理论值后不再加速,此时外圈对滚动体的运动起到了阻止作用,从而出现了如图 5 所示的摩擦力方向发生变化的情况。

滚动体在轴承内周期性运转,从而出现了摩擦力的周期性波动。

滚动体实际公转速度与理论公转速度的对比结果如图 6 所示。

由于滚动体与内圈、外圈、保持架间存在滑动效应,其与内圈、外圈、保持架间的摩擦力不断变化,滚动体的运动不再是纯滚动,其实际公转速度低于理论值,从而出现了如图 6 所示的结果。

笔者对含滚动体缺陷的轴承动力学模型求解,并对结果进行傅里叶变换,得到频谱如图 7 所示。

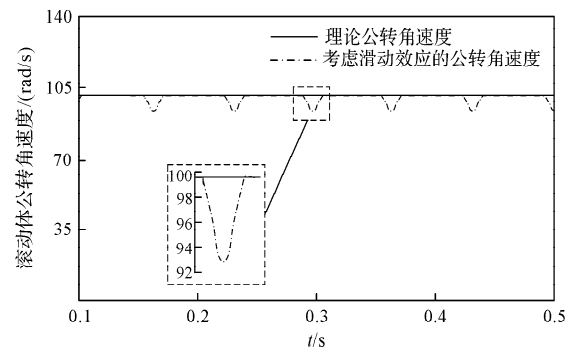


图 6 滚动体公转速度计算值与理论值的对比

Fig. 6 Comparison between the calculated and theoretical values of the revolution speed of rolling element

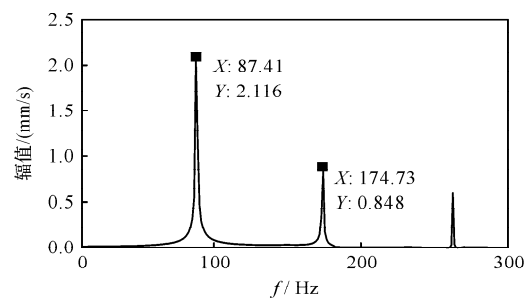


图 7 考虑滑动效应的滚动体缺陷动力学模型频谱

Fig. 7 Spectra of rolling element defect dynamics model considering sliding effect

笔者以 $f_{bsf}, 2f_{bsf}$ 表示滚动体缺陷特征频率,频谱中的主要频率为 87.41 Hz、174.73 Hz,二者为滚动体缺陷特征频率及其倍频。

笔者根据式(25)求得滚动体缺陷特征频率约为 93.40 Hz、186.80 Hz,实际缺陷频率约为理论值的 93.59%,说明考虑滑动效应的滚动体缺陷频率小于理论值。这是由于考虑球轴承内部的滑动效应后,滚动体的实际公转速度小于理论值,表现出如图 6 所示的转动波动,以致含缺陷的滚动体周期性冲击轴承内外圈的时间间隔增大,使实际特征频率低于理论值。

笔者将径向载荷设置为 1 000 N,求解其动力学模型,并将其结果与径向载荷为 500 N 的频率曲线对比,得到的频谱如图 8 所示。

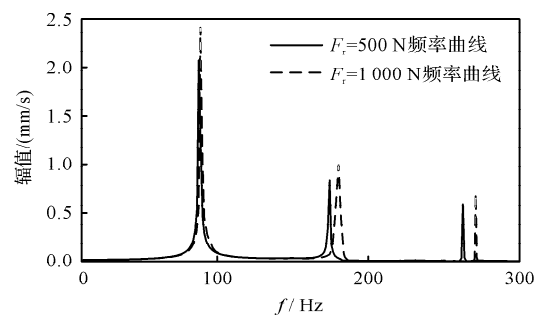


图 8 不同载荷下的特征频率曲线

Fig. 8 Characteristic frequency curves under different loads

频谱中的主要频率成分如表 2 所示。

表 2 不同载荷下缺陷频率与理论值的对比

Table 2 Comparison of defect frequency and theoretical value under different loads

项目/单位	理论值	$F_r = 500\text{ N}$ 计算值	$F_r = 1\ 000\text{ N}$ 计算值
f_{bsf}/Hz	93.40	87.41	90.17
$2f_{\text{bsf}}/\text{Hz}$	186.80	174.73	180.42

在图 8 与表 2 中,当载荷为 1 000 N 时,滚动体缺陷特征频率 f_{bsf} 为 90.17 Hz,二倍特征频率 $2f_{\text{bsf}}$ 为 180.42 Hz,缺陷频率及其倍频与增大载荷前相比有所增大,但仍未达到理论值,滚动体缺陷频率约为理论值的 96.54%。这是由于增大载荷后轴承内的滑动效应仍然存在,但增大载荷对轴承内的滑动效应有抑制作用,因而滚动体缺陷特征频率有所增大,但仍小于理论值。

上述结果与已有的研究成果是吻合的。

3 试验验证

为了验证弹流润滑作用下滑动效应对滚动体缺陷频率的影响,笔者专门搭建了轴承转子试验台,如图 9 所示。

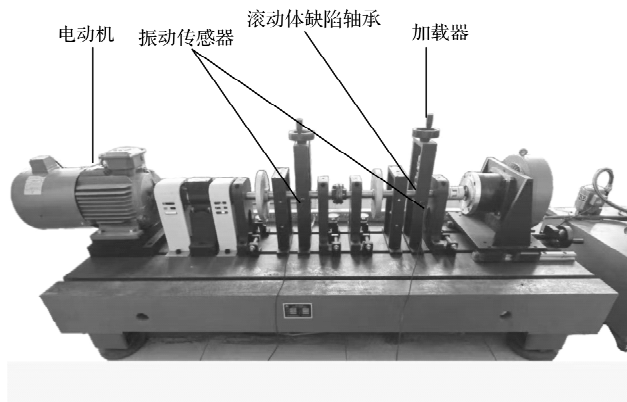


图 9 轴承转子试验台

Fig. 9 Bearing rotor test bench

其中,电机输出转速设置为 2 400 r/min,且转速稳定,带动轴与轴承内圈转动,轴承润滑良好;含滚动体缺陷的轴承位于远离电机端,缺陷尺寸与仿真一致;采用加载器调节载荷,最大载荷 1 200 N。

振动传感器采集轴承振动信号,采样频率 1 024 Hz。由于轴承在实际运转中已存在滑动效应,因此设定载荷为 500 N。

笔者将采集到的振动信号进行傅里叶变换,并将频率结果与理论值进行比较,以验证模型的正确性。

最后得到了载荷 500 N 时的试验结果,即频谱如图 10 所示。

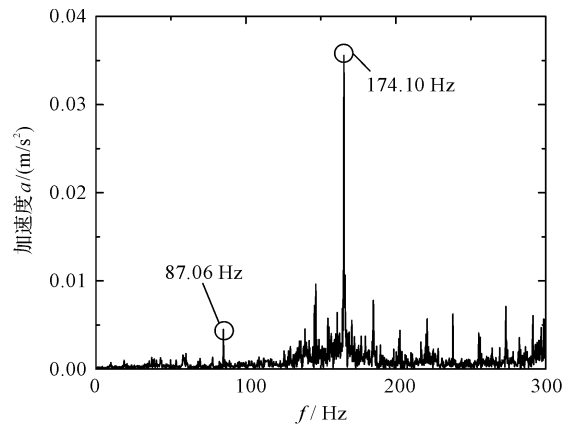


图 10 载荷 500 N 时的试验结果

Fig. 10 Test results at the load of 500 N

由于转子系统在运行过程中的非线性因素较多,频谱上出现了较多谐波频率分量。考虑 87.06 Hz 与 174.10 Hz 为滚动体缺陷频率和缺陷频率的二倍频,与理论值相比, $F_r = 500\text{ N}$ 时的滚动体缺陷频率约为理论值的 93.21%,发生了较明显的频率变化。这是由于轴承在实际运转过程中存在较明显的滑动效应,滚动体公转和自转速度均小于理论值,从而使滚动体缺陷频率低于理论值。

笔者设置 $F_r = 1\ 000\text{ N}$,转速不变,获取了相应的频谱,如图 11 所示。

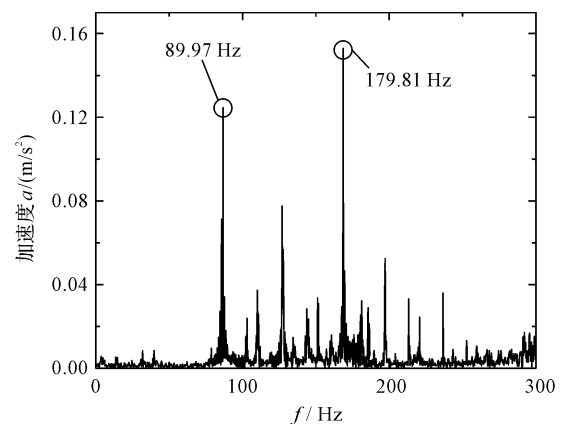


图 11 载荷 1 000 N 时的试验结果

Fig. 11 Test results at the load of 1 000 N

由于增大载荷可以抑制轴承的滑动效应,89.97 Hz 与 179.81 Hz 为此时滚动体缺陷频率和缺陷频率的二倍频,约为理论值的 96.33%。与增大载荷前频率进行对比,可知缺陷频率发生了明显变化,但缺陷频率仍小于采用式(25)求得的理论值。

将试验结果与仿真结果进行对比,结果如表 3 所示。

表 3 仿真结果与试验结果的对比

Table 3 Comparison between simulation and experiment

项目	f_{bst}/Hz	误差/%
$F_r = 500 \text{ N}$ 计算值	87.41	—
$F_r = 500 \text{ N}$ 试验值	87.06	0.4
$F_r = 1\,000 \text{ N}$ 计算值	90.17	—
$F_r = 1\,000 \text{ N}$ 试验值	89.97	0.2

表 3 中,试验结果与仿真计算的结果偏差总体不超过 0.4%,说明了该模型的正确性。

同时,也验证了滑动效应对滚动体缺陷频率存在较大的影响,在进行轴承故障诊断时,应充分考虑滑动效应带来的频率偏差。

4 结束语

在弹流润滑作用下,球轴承滑动效应引起的滚动体缺陷频率低于理论值,不利于球轴承故障诊断。为此,笔者综合以往学者的研究,建立了一种考虑弹流润滑作用下球轴承滑动效应的轴承动力学模型,研究了球轴承滑动效应对滚动体缺陷频率的影响;最后,通过试验对动力学模型的正确性进行了验证。

研究结论如下:

- 1) 弹流润滑作用下,球轴承内存在明显的滑动效应,表现为滚动体的公转速度与自转速度低于理论值;
- 2) 滚动体与外圈间的滑动效应更加明显,表现为在相同的角位置,滚动体与外圈间的滑移速度更大;
- 3) 由于滚动体的公转与自转速度低于理论值,导致滚动体缺陷频率明显低于理论值。仿真与试验结果表明:500 N 径向载荷下滚动体缺陷频率约为理论值的 93%;增大载荷后,滚动体缺陷频率约为理论值的 96%。该研究结果可为弹流润滑作用下球轴承的打滑抑制与故障诊断提供理论依据。

在后续的研究中,笔者将在该模型的基础上,考虑轴承运转引起的温升对润滑剂性能的影响,以进一步探讨轴承滑动效应对轴承故障特性的影响。

参考文献 (References):

- [1] 卢 瑾,张永平. 基于注意力机制的滚动轴承剩余使用寿命预测方法[J]. 机电工程,2023,40(4):516-521,551.
LU Jin, ZHANG Yong-ping. Prediction method of residual service life of rolling bearing based on attention mechanism [J]. Journal of Mechanical and Electrical Engineering, 2023,40(4):516-521,551.
- [2] CAO H R, LI Y M, CHEN X F. A new dynamic model of ball-bearing rotor systems based on rigid body element[J]. Journal of Manufacturing Science and Engineering,2016,138(7):071007.
- [3] LUO B, WANG H T, LIU H Q, Li B, et al. Early fault detection of machine tools based on deep learning and dynamic identification[J]. IEEE. Transactions on Industrial Electronics,2019,66(1):509-518.
- [4] 张建军,王仲生,芦玉华,等. 基于非线性动力学的滚动轴承故障工程建模与分析[J]. 振动与冲击,2010,29(11):30-34.
ZHANG Jian-jun, WANG Zhong-sheng, LU Yu-hua, et al. Nonlinear dynamic modeling of localized defects in rolling element bearing[J]. Journal of Vibration and Shock,2010,29(11):30-34.
- [5] 李昊泽,贺 雅,冯 坤,等. 考虑时变激励的滚动轴承局部故障动力学建模[J]. 航空学报,2022,43(8):87-98.
LI Hao-ze, HE Ya, FENG Kun, et al. Dynamic modeling of rolling bearing local fault considering time-varying excitation [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica,2022,43(8):87-98.
- [6] 张 珂,李青松,夏卫华. 考虑预裂纹的滚动轴承疲劳寿命预测[J]. 机电工程,2022,39(8):1031-1040,1070.
ZHANG Ke, LI Qing-song, XIA Wei-hua. Fatigue life prediction of rolling bearing considering precrack [J]. Journal of Mechanical and Electrical Engineering,2022,39(8):1031-1040,1070.
- [7] WU Y H, GUO J C, ZHANG X C, et al. Research on vibration characteristics of silicon nitride 6206 full-ceramic bearing with different pre-tightening force and oil supply rate [J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology,2023,127(9-10):4943-4957.
- [8] 陈 果. 转子-滚动轴承-机匣耦合系统中滚动轴承故障的动力学分析[J]. 振动工程学报,2008,21(6):577-587.
CHEN Guo. Dynamic analysis of ball bearing faults in rotor-ball bearing-stator coupling system[J]. Journal of Vibration Engineering,2008,21(6):577-587.
- [9] 陈 果,贺志远,尉询楷,等. 基于整机的中介轴承外圈剥落故障振动分析[J]. 航空动力学报,2020,35(3):658-672.
CHEN Guo, HE Zhi-yuan, WEI Xun-kai, et al. Vibration analysis of peeling fault of intermediate bearing outer ring based on whole aero-engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2020,35(3):658-672.
- [10] LIU J, SHI Z F, SHAO Y M. An analytical model to predict vibrations of a cylindrical roller bearing with a localized surface defect[J]. Nonlinear Dynamics,2017,89(3):2085-2102.
- [11] GAO S, CHATTERTON S, NALDI L, et al. Ball bearing skidding and over-skidding in large-scale angular contact

- ball bearings: nonlinear dynamic model with thermal effects and experimental results [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2021, 147(1):107120.
- [12] TU W B, YU W N, SHAO Y M, et al. A nonlinear dynamic vibration model of cylindrical roller bearing considering skidding [J]. *Nonlinear Dynamics*, 2021, 103(3):2299-2313.
- [13] 涂文兵,杨锦雯,罗 丫,等. 高速列车轴箱圆柱滚子轴承启动过程的打滑动力学特性[J]. *振动与冲击*, 2020, 39(10):127-132.
- TU Wen-bing, YANG Jin-wen, LUO Ya, et al. Skidding dynamic characteristics of axle box roller bearing of high-speed trains during start-up [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2020, 39(10):127-132.
- [14] TU W B, SHAO Y M, K. MECHEFSKE C. An analytical model to investigate skidding in rolling element bearings during acceleration [J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2012, 26(8):2451-2458.
- [15] 谢 聪,郝丽娜,邓 松,等. 外滚道剥落的高速轴承转子非线性系统及其振动响应分析 [J]. *振动与冲击*, 2022, 41(4):262-269.
- XIE Cong, HAO Li-na, DENG Song, et al. A nonlinear system of a high-speed bearing rotor with outer raceway spalls and its vibration response analysis [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2022, 41(4):262-269.
- [16] 袁倩倩,朱永生,张进华,等. 考虑润滑碰撞的精密轴承保持架动态特性 [J]. *西安交通大学学报*, 2021, 55(1):110-117.
- YUAN Qian-qian, ZHU Yong-sheng, ZHANG Jin-hua, et al. Cage dynamic characteristic of precision rolling ball bearings considering lubrication collision [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2021, 55(1):110-117.
- [17] 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 Qin-kai, CHU Fu-lei. A nonlinear dynamic model to predict skidding behavior of angular contact ball bearings [J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2017, 30(3):357-366.
- [18] 涂文兵,何海斌,罗 丫,等. 基于滚动体打滑特征的滚动轴承振动特性研究 [J]. *振动与冲击*, 2017, 36(11):166-170,175.
- TU Wen-bing, HE Hai-bin, LUO Ya, et al. Vibration characteristics of rolling element bearings based on rolling elements' skidding feature [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2017, 36(11):166-170,175.
- [19] LI X, YU K, MA H. Analysis of varying contact angles and load distributions in defective angular contact ball bearing [J]. *Engineering and Failure Analysis*, 2018, 91(9):449-464.
- [20] 牛蔷薇,曹宏瑞,何正嘉. 考虑三维运动和相对滑动的滚动球轴承局部表面损伤动力学建模研究 [J]. *机械工程学报*, 2015, 51(19):53-59.
- NIU Lin-kai, CAO Hong-rui, HE Zheng-jia. Dynamic modeling of rolling ball bearing with localized surface defects considering three dimensional motions and relative slippage [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2015, 51(19):53-59.
- [21] WANG Y B, YAN C F, Z Y, et al. Effect of thermal elastohydrodynamic lubrication on vibration characteristics of ball bearing with local defect [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 2022, 236(3):488-500.

本文引用格式:

侯新玉,范 君,马俊杰,等. 滑动效应对球轴承滚动体缺陷频率影响的研究 [J]. *机电工程*, 2024, 40(2):271-279.

HOU Xinyu, FAN Jun, MA Junjie, et al. Influence of sliding effect on frequency of rolling element defect in ball bearing [J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2024, 40(2):271-279.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>