

转速波动工况滚动轴承打滑动力学特性分析*

涂文兵, 杨锦雯, 罗 丫, 王朝兵, 张 龙

(华东交通大学机电与车辆工程学院 南昌, 330013)

摘要 滚动轴承实际运转过程中经常存在的转速波动现象,对滚动轴承的运行状态产生重要影响。基于 Hertz 接触理论和变形-位移相容条件建立滚动体与套圈的相互作用模型,采用非线性弹簧模拟滚动体与保持架间的相互作用,建立了转速波动工况下滚动轴承打滑动力学模型。通过与实验测试结果的对比,验证了所提出的动力学模型的正确性,并在此基础上分析了转速波动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。结果表明:轴承转速波动会造成保持架转速出现波动,导致轴承出现打滑,且滑动主要出现在滚动体与内圈之间;转速波动幅值对轴承打滑影响较大而频率影响较小。

关键词 滚动轴承;转速波动;动力学;打滑

中图分类号 TH133.3;TH113

引 言

滚动轴承的运行状态直接影响整机的工作性能,而且还常常作为诱因导致其他部件失效。随着工业技术的高速发展,滚动轴承的运行状况会随着机械设备的高速化、大型化和复杂化趋势变得愈发恶劣,滚动轴承的寿命和可靠性问题得到了行业的高度关注。

打滑是滚动轴承工作过程中客观存在的一种破坏性现象,严重影响了滚动轴承的性能和寿命,如何降低或避免打滑是轴承行业面临的一个关键问题,得到了学者们的广泛关注。Harris^[1]提出了一种预测高速滚动轴承打滑的理论模型,能够很好地模拟高速滚动轴承的打滑情况。金海善等^[2]提出一种改进的牛顿-拉夫逊法对 Harris 模型进行求解,无需对模型进行简化即可求得方程组的收敛解。Xu 等^[3]基于 Hirano 法则提出了用于计算球轴承防止打滑的最佳预载分析模型,模型中考虑了轴承温度的影响,并通过实验验证了模型的有效性。苑士华等^[4]综合考虑径向载荷、轴向载荷、离心力和陀螺力矩的作用,建立了高速滚动轴承力学模型,对高速球轴承避免打滑所需的最小轴向力进行了研究。王海同等^[5]建立了大尺寸球轴承的拟静力学方程,得到

了不同轴向力、径向力及转速情况下,轴承位移变化及发热情况,并基于实验打滑判据得到球轴承的打滑临界曲线。Jain 等^[6]考虑润滑、陀螺力矩和离心力的影响,提出了一种可用于研究轴向和径向联合载荷作用下角接触球轴承打滑的动力学模型,采用线性弹簧模拟滚动体和保持架之间的相互作用。文献[7-8]建立涡动工况下的轴承滚动体运动学及动力学模型,分析了高速滚动轴承涡动工况下打滑失效问题及不同的结构参数对高速滚子轴承打滑的影响。文献[9-10]基于 Euler 方程建立球三维转动微分方程组,建立角接触球轴承打滑动力学模型,分析了轴向和径向载荷联合作用下球滑动速度随时间和空间的变化规律。Wang 等^[11]建立了径向和轴向联合载荷作用下高速角接触球轴承打滑的动力学模型,研究了不同运行条件下角接触球轴承的打滑行为,研究结果表明,轴向载荷对轴承打滑的影响非常明显。韩勤锴等^[12]建立了变载偏斜圆柱滚子轴承打滑非线性动力学模型,讨论了不同工况参数对滚子打滑速度的影响规律。综上所述,滚动轴承打滑分析主要采用拟静力学方法、拟动力学方法和动力学方法。在一般的轴承性能分析中,拟动力学和拟静力学方法都可以满足分析的要求。对于滚动轴承非稳定工况以及在运转过程中的动态过程,滚动体的载荷和转速都是剧烈变化的,必须靠动力学分析

* 江西省自然科学基金资助项目(20151BAB216017,20161BAB206151,20171BAB216030);国家自然科学基金资助项目(51665013)

收稿日期:2017-11-12;修回日期:2018-02-12

进行模拟。然而,动力学分析因为考虑的因素较多,运动学和动力学关系都比较复杂,发展还不够理想,一般都假设滚动体和保持架处于稳定状态,极少考虑滚动体载荷和转速的时变特征以及滚动体与保持架间的相互作用,而且关于滚动轴承的打滑问题的研究主要集中在高速稳定运行工况,忽略了转速波动对滚动轴承打滑的影响。

绝对平稳的工况是一种理想状态,滚动轴承所在机械系统经常存在转速波动现象,由于打滑对轴承性能影响的严重性,转速波动引起的打滑问题不可忽略。因此,考虑滚动体的时变特征,笔者假设转速波动按简谐规律变化,基于 Hertz 接触理论和变形-位移相容条件建立滚动体与套圈的相互作用模型,采用非线性弹簧模拟滚动体与保持架间的相互作用,建立了转速波动工况下滚动轴承打滑动力学模型。通过与实验结果的对比分析,验证了所提出动力学模型的正确性。在动力学仿真的基础上分析了转速波动对轴承打滑的影响情况。

1 滚动轴承打滑动力学模型

滚动轴承示意图如图 1 所示,假定外圈不动,内圈随主轴以角速度 ω_i 旋转,轴承受受到径向载荷 W 作用, ω_c 为保持架角速度, ω_{rj} 为第 j 个滚动体的自转转速, R_r, R_i, R_m 和 R_o 分别为滚动体半径、内圈滚道半径、轴承节圆半径和外圈滚道半径。

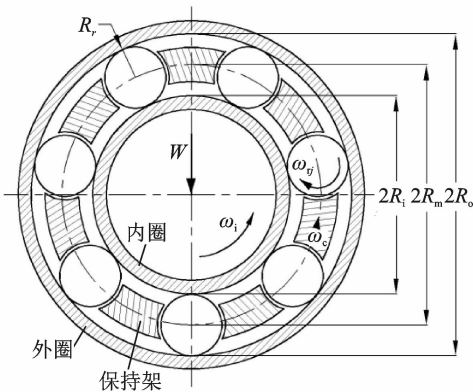


图 1 滚动轴承示意图

Fig. 1 Diagram of rolling bearing

由于原动机的驱动力矩和执行构件上的负荷都可能是变化的,且各中间构件的变速运动还产生惯性力矩,故原动件的转速很难维持绝对的恒定。事实上,滚动轴承的转速存在不同程度的波动,为后续计算方便,笔者假设轴承转速波动按简谐规律变化,由于任何复杂的运动都可以分解为简单运动的组

合,这种假设具有一定的代表性。滚动轴承的转速^[13]可表示为

$$\omega_i = \omega_0 [1 + A \sin(n\omega_0 t)] \quad (1)$$

其中: ω_0 为平均转速; A 为幅值比; n 为每周期的波动次数。

1.1 滚动轴承与套圈间的相互作用

轴承运转过程中,滚动体与套圈间的几何关系如图 2 所示,内圈中心由初始位置 O 运动至 O' ,在竖直和水平方向的位移分别为 x 和 y ,第 j 个滚动体中心由 O_j 运动至 O'_j ,径向方向的位移为 r_j 。

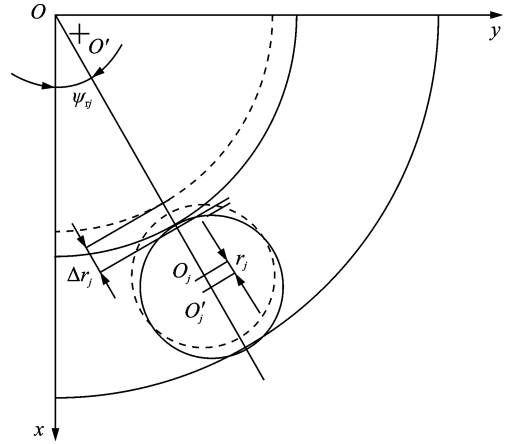


图 2 滚动体与套圈间的几何关系

Fig. 2 Geometrical relation between rolling element and races

内圈位移在第 j 个滚动体处的相对径向位移可表示为

$$\Delta r_j = x \cos \psi_{rj} + y \sin \psi_{rj} \quad (2)$$

其中: x, y 分别为内圈在竖直和水平方向的位移; ψ_{rj} 为第 j 个滚动体的位置角。

第 j 个滚动体与内圈之间的接触变形量可表示为

$$\delta_{ij} = [\Delta r_j - r_j - \frac{P_d}{2}]_+ \quad (3)$$

其中: P_d 为轴承径向游隙; r_j 为第 j 个滚动体中心的径向位移; “+”表示括号内的值不能小于零,若小于零则令其等于零。

第 j 个滚动体与外圈的接触变形取决于滚动体在轴承径向的位移和径向游隙,可表示为

$$\delta_{oj} = [r_j - \frac{P_d}{2}]_+ \quad (4)$$

其中: r_j 向外为正; “+”表示当括号内的值小于零时,则令其等于零。

由于摩擦力对接触的法向变形影响很小,摩擦接触条件下 Hertz 接触理论仍然适用^[14]。根据赫

兹接触理论,第 j 个滚动体与内、外圈间的接触力^[15]可表示为

$$N_{ij} = K_i \delta_{ij}^\lambda \quad (5)$$

$$N_{oj} = K_o \delta_{oj}^\lambda \quad (6)$$

其中:对于球轴承, λ 取 1.5;对于滚子轴承, λ 取 10/9; K_i 和 K_o 分别为滚动体与内、外圈间的接触刚度系数。

1.2 滚动体与保持架间的相互作用

对于滚动体的公转运动,承载滚动体推动保持架旋转,而不承载滚动体则靠保持架推动。笔者采用弹簧模拟滚动体与保持架的相互作用,且弹簧只能压缩而不能被拉伸,如图 3 所示。

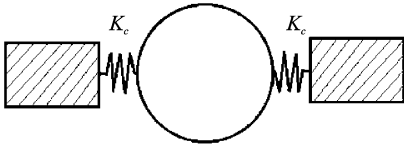


图 3 滚动体与保持架相互作用模型

Fig. 3 Interaction model between rolling element and cage

当滚动体公转转速大于保持架转速时,滚动体与保持架前端发生接触,否则与后端发生接触。为简化模型,忽略保持架兜孔间隙的影响,滚动体与保持架间的接触力可表示为

$$N_{cj} = K_c R_m (\psi_j - \psi_c) \quad (7)$$

其中: ψ_c 为保持架的旋转角度; ψ_j 为第 j 个滚动体的公转角度; K_c 为滚动体与保持架的接触刚度。

1.3 滚动轴承运动学模型

滚动轴承内部的运动关系如图 4 所示。由图 4 可得,第 j 个滚动体与内、外圈滚道处的相对滑移速度可表示为

$$\Delta v_{ij} = (\omega_i - \omega_{mj}) R_i - \omega_{rj} R_r \quad (8)$$

$$\Delta v_{oj} = \omega_{mj} R_o - \omega_{rj} R_r \quad (9)$$

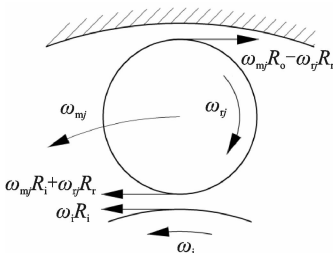


图 4 滚动轴承运动关系

Fig. 4 Movement of rolling bearing

反应滚动轴承的打滑情况,为描述滚动轴承打滑程度,定义保持架的滑动率为

$$S_c = (1 - \frac{\omega_c}{\omega_{cm}}) \times 100\% \quad (10)$$

其中: ω_c 为保持架实际转速; ω_{cm} 为保持架理论转速。

$$\omega_{cm} = \frac{1}{2} \omega_i (1 - \frac{R_i}{R_m}) \quad (11)$$

1.4 运动微分方程组

滚动体的受力如图 5 所示。

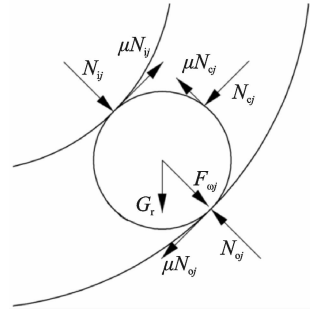


图 5 滚动体受力图

Fig. 5 Forces acting on rolling element

考虑滚动体沿轴承径向、自转方向和公转方向 3 自由度,第 j 个滚动体的运动微分方程为

$$N_{ij} - N_{oj} - \mu N_{cj} + F_{\omega j} + G_r \cos \psi_{rj} = m_r \frac{d^2 r_j}{dt^2} \quad (12)$$

$$\mu (N_{ij} + N_{oj} - N_{cj}) R_r = J_r \frac{d^2 \theta_j}{dt^2} \quad (13)$$

$$\mu N_{ij} - \mu N_{oj} - N_{cj} - G_r \sin \psi_{rj} = m_r R_m \frac{d^2 \psi_j}{dt^2} \quad (14)$$

其中: r_j , θ_j 和 ψ_j 分别为第 j 个滚动体的径向位移、自转角度和公转角度; μ 为摩擦因数; ψ_{rj} 为第 j 个滚动体的位置角。

$$\psi_{rj} = (j - 1) \frac{2\pi}{Z} + \psi_j \quad (15)$$

其中: Z 为滚动体的个数。

$F_{\omega j}$ 为第 j 个滚动体的离心力,可表示为

$$F_{\omega j} = m_r \omega_{mj}^2 R_m \quad (16)$$

为分析滚动轴承的打滑情况,笔者只考虑保持架的转动自由度,保持架的运动微分方程为

$$R_m \sum_{i=1}^Z N_{cj} = J_c \frac{d^2 \psi_c}{dt^2} \quad (17)$$

其中: ψ_c 为保持架的转角; J_c 为保持架的转动惯量。内圈的运动微分方程可表示为

$$W - \sum_{j=1}^Z N_{ij} (\cos \psi_{rj} - \mu \sin \psi_{rj}) = m_i \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (18)$$

保持架的实际转速与纯滚动理论转速的差别能

$$-\sum_{j=1}^Z N_{ij}(\sin\psi_{rj} + \mu\cos\psi_{rj}) = m_i \frac{d^2 y}{dt^2} \quad (19)$$

滚动轴承动力学模型为自由度为 $3Z+3$ 的二阶非线性微分方程组,采用定步长四阶 Runge-Kutta 法进行求解。

2 结果与讨论

笔者以 Harris 采用的圆柱滚子轴承为例进行分析计算,具体参数参考文献[1]。考虑轴承转速波动特性,通过求解,获得保持架转速、滑动率及滚动体与套圈滑移速度的变化情况,分析转速波动幅值及频率等对滚动轴承打滑特性的影响规律。

2.1 实验验证

为验证动力学模型的正确性,首先对滚动轴承的稳定工况进行动力学仿真,滚动轴承转速分别为 $2\text{kr}/\text{min}$ 和 $5\text{kr}/\text{min}$ 时,保持架的转速随载荷的变化如图 6 所示。通过仿真结果与文献[1]中的实验结果的对比可以看出,在轴承稳定工况下,随着径向载荷的增加,保持架转速逐渐增加。当载荷增加到一定转速后,保持架转速基本维持不变,并与理论转速基本相等,这是由于径向载荷导致滚动体与滚道间的摩擦力增加的缘故。本研究计算结果与实验结果吻合良好,说明了所建立的滚动轴承动力学模型的有效性。

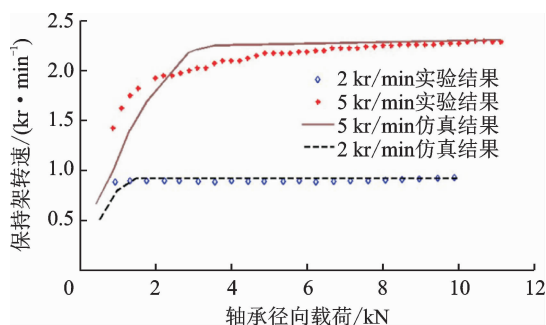


图 6 仿真与实验结果对比

Fig. 6 Comparison of simulation results with experimental data

2.2 转速波动工况下轴承打滑特性分析

为分析转速波动对轴承打滑的影响,轴承载荷设置较大($W=5\text{kN}$),此时稳定工况下保持架基本按照理论转速旋转,轴承不出现打滑现象,在此基础上考虑转速的波动,能更清楚地观察转速波动对轴承打滑的影响。当轴承转速 $\omega_i=5\text{kr}/\text{min}$ 时,保持

架转速随时间变化曲线如图 7 所示。稳定转速工况(不考虑波动)下保持架转速维持稳定,在此基础上考虑轴承转速波动($A=10\%$, $n=2$),如果轴承不产生打滑,保持架转速可以通过式(11)计算。实际上,保持架转速随轴承转速保持同频率的波动,保持架的平均转速略低于轴承平稳运行工况,波动幅值远小于纯滚动理论计算结果。这是因为轴承转速产生波动后,内圈与滚动体间的摩擦力不足以克服滚动体与保持架的惯性力以保持纯滚动运动,从而导致轴承出现打滑现象。保持架滑动率曲线如图 8 所示,可以看出,保持架滑动率的变化与轴承转速波动规律基本一致。

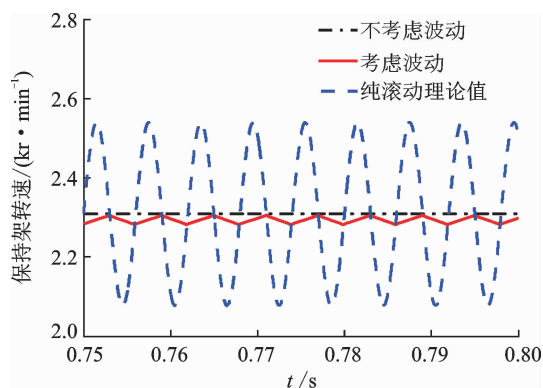


图 7 保持架转速

Fig. 7 Cage rotational speed

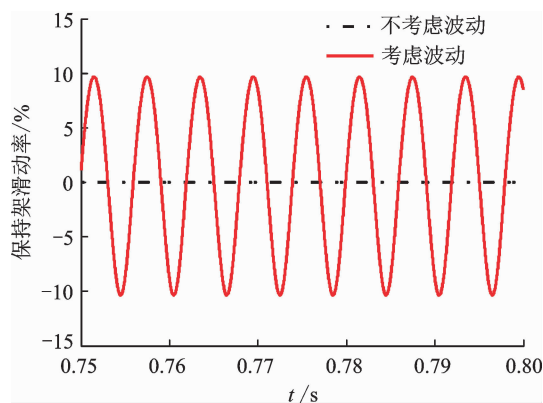


图 8 保持架滑动率

Fig. 8 Cage sliding rate

滚动体与内、外圈间的滑移速度如图 9 和图 10 所示。可以看出,当轴承内圈转速产生波动后,滚动体与内圈之间的滑动比较剧烈,且按简谐规律变化,而滚动体与外圈间出现小幅度的滑动,这说明转速波动会对内圈的磨损产生比较大的影响。

图 11 和图 12 为 $\omega_i=5\text{kr}/\text{min}$, $n=2$ 时 A 分别为 10% , 20% 和 30% 时保持架转速和滑动率的变化情况。由图 11 和图 12 可以看出,随着轴承转速波

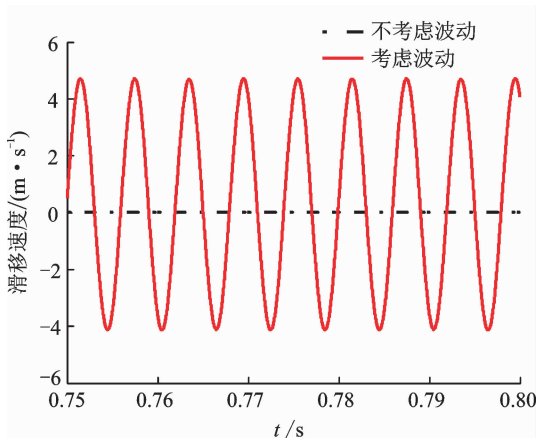


图 9 滚动体与内圈的滑移速度

Fig. 9 Slipping velocity between rolling element and inner race

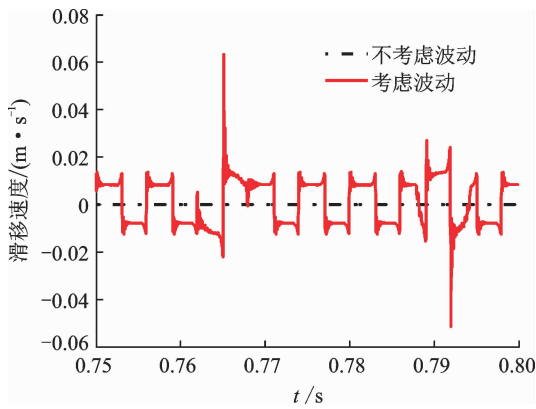


图 10 滚动体与外圈的滑移速度

Fig. 10 Slipping velocity between rolling element and outer race

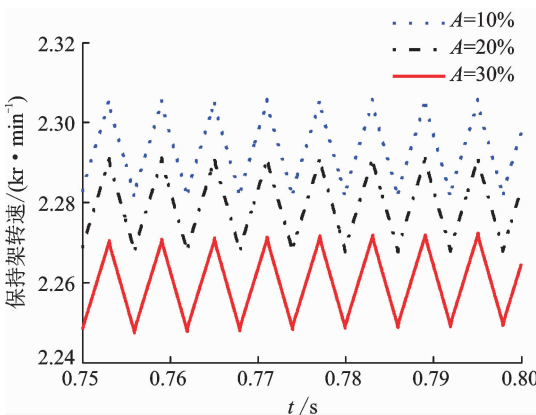


图 11 不同转速波动幅值对保持架转速的影响

Fig. 11 Effect of fluctuation amplitude on the cage rotational speed

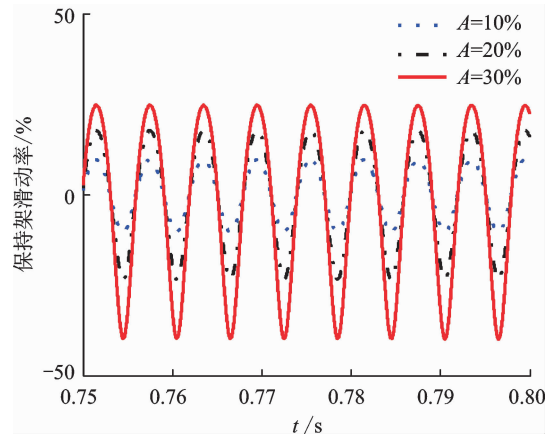


图 12 不同转速波动幅值对保持架滑动率的影响

Fig. 12 Effect of fluctuation amplitude on the cage sliding rate

图 13 和图 14 为 $\omega_i = 5kr/min, A = 10\%$ 时 n 分别为 1, 2, 3 时保持架转速和滑动率的变化情况。可以看出,随着轴承转速波动频率的增加,保持架转速

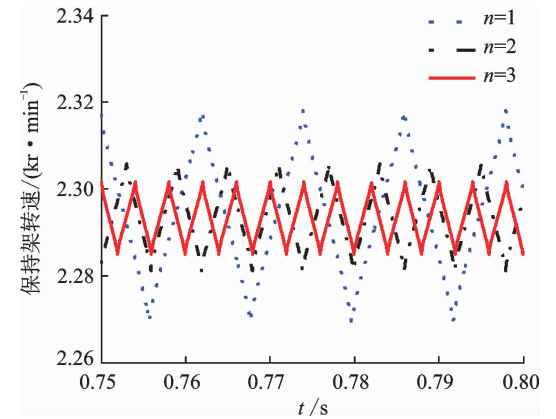


图 13 不同转速波动频率对保持架转速的影响

Fig. 13 Effect of fluctuation frequency on the cage rotational speed

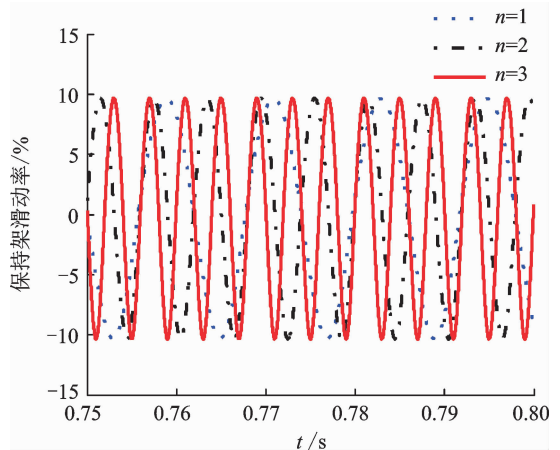


图 14 不同转速波动频率对保持架滑动率的影响

Fig. 14 Effect of fluctuation frequency on the cage sliding rate

动幅值的增加,保持架转速的平均值略有减小,而波动幅值基本不变,但保持架滑动率波动幅值随之增加,说明轴承转速波动越剧烈,轴承打滑越严重。

的波动幅值随之减小,但保持架滑动率波动幅值基本不变,说明波动频率对滚动轴承的打滑影响不大。

3 结 论

1) 轴承转速波动会使保持架转速出现波动,导致轴承出现打滑现象,影响轴承的寿命和可靠性。

2) 轴承转速波动情况下的滑动主要出现在滚动体与内圈之间,内圈会产生比较严重的磨损。

3) 轴承转速波动幅值的增加会加重轴承的打滑,波动频率对滚动轴承的打滑影响较小。

参 考 文 献

- [1] Harris T A. An analytical method to predict skidding in high speed roller bearings[J]. Tribology Transactions, 1966,9(3):229-241.
- [2] 金海善,朱爱斌,陈渭. 利用改进牛顿-拉夫逊法的高速圆柱滚子轴承打滑分析[J]. 西安交通大学学报, 2015,49(1):1-6.
Jin Haishan, Zhu Aibin, Chen Wei. Skidding analysis of high-speed cylindrical roller bearings using improved newton-raphson method[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2015,49(1):1-6. (in Chinese)
- [3] Xu Tao, Xu Guanghua, Zhang Qing, et al. A preload analytical method for ball bearings utilizing bearing skidding criterion[J]. Tribology International, 2013, 67:44-50.
- [4] 苑士华,郭凯,胡纪滨. 高速球轴承防滑最小轴向力研究[J]. 北京理工大学学报,2011,31(9):1027-1031.
Yuan Shihua, Guo Kai, Hu Jibin. Investigation on the minimum axial force to avoid sliding for high-speed ball bearings[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2011,31(9):1027-1031. (in Chinese)
- [5] 王海同,李铁民,王立平,等. 大尺寸球轴承打滑分析及其运用[J]. 机械工程学报,2015,51(11):41-47.
Wang Haitong, Li Tiemin, Wang Liping, et al. Research and application on the skidding analysis of the large size ball bearing[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015,51(11):41-47. (in Chinese)
- [6] Jain S, Hunt H. A dynamic model to predict the occurrence of skidding in wind-turbine bearings [C]//9th International Conference on Damage Assessment of Structures. Oxford, UK:[s. n.], 2011:1-10.
- [7] 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 a-
- analysis of high speed rolling bearing considering whirling of bearing[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013,49(6):38-43. (in Chinese)
- [8] Li Junning, Chen Wei. Effects of different structure parameters on skidding of high-speed roller bearing considering bearing whirling[J]. Journal of Vibroengineering, 2014,16(2):748-760.
- [9] 韩勤楷,李峥,褚福磊. 基于 Euler 方程的角接触球轴承打滑动力学模型[J]. 轴承,2015,7:1-7.
Han Qinkai, Li Zheng, Chu Fulei. Dynamic model for slippage of angular contact ball bearings based on Euler equation[J]. Bearing, 2015,7:1-7. (in Chinese)
- [10] Han Qinkai, Chu Fulei. Nonlinear dynamic model for skidding behavior of angular contact ball bearings[J]. Journal of Sound and Vibration, 2015,354:219-235.
- [11] Wang Yunlong, Wang Wenzhong, Zhang Shengguang, et al. Investigation of skidding in angular contact ball bearings under high speed[J]. Tribology International, 2015,92:404-417.
- [12] 韩勤楷,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 bearing under time-variable loads[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017,53(9):58-65. (in Chinese)
- [13] Lioulios A N, Antoniadis I A. Effect of rotational speed fluctuations on the dynamic behaviour of rolling element bearings with radial clearances [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2006, 48: 809-829.
- [14] 金浩天,蒲军平. 摩擦接触条件下的 Hertz 接触分布力的适用性研究[J]. 应用力学学报,2015, 32(4): 647-651.
Jin Haotian, Pu Junping. Study on applicability of Hertz contact distribution force under the condition of frictional contact [J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2015,32(4):647-651. (in Chinese)
- [15] Harris T A. Rolling bearing analysis[M]. New York: Wiley, 2001:365-385.



第一作者简介: 涂文兵,男,1983年6月生,讲师。主要研究方向为结构有限元仿真与机械动力学。曾发表《基于滚动体打滑特征的滚动轴承振动特性研究》(《振动与冲击》2017年第36卷第11期)等论文。

E-mail:twb-2001@163.com