

高速角接触球轴承动力学特性参数分析

姜 维, 杨成启, 常宗瑜

(中国海洋大学 工程学院, 山东 青岛 266100)

摘要:介绍了球的动力学平衡方程和轴承整体受力平衡方程的建立, 根据滚动轴承的拟动力学分析理论, 对角接触球轴承的接触力、接触角、旋滚比等的变化特性进行了分析。结果表明, 各性能参数均呈现显著的非线性变化特征, 与传统的钢球轴承相比, 陶瓷球轴承的性能参数优于传统的钢球轴承, 动态特性参数的分布规律也相对稳定。

关键词:角接触球轴承; 拟动力学性能; 陶瓷球; 钢球

中图分类号: TH133.33.1

文献标志码: A

文章编号: 1000-3762(2008)06-0001-04

Analysis on Dynamic Characteristics of High Speed Angular Contact Ball Bearing

JIANG Wei, YANG Xian - qi, CHANG Zong - yu

(Engineering College, Ocean University of China, Qingdao 266100, China)

Abstract: The establishment of dynamic balance equations of ball and load mechanic balance equations is introduced. According to rolling bearing analysis theory, the dynamic characteristics, such as contact force, contact angle and ratio of revolution, is analyzed for high speed angular contact ball bearings. The results show that the bearing dynamic characteristics change nonlinearly. Comparing with steel ball bearing, the ceramic ball bearing has advantage in all of the characteristics, and has higher performance stability and significant advantages in high speed applications.

Key words: angular contact ball bearing; dynamic characteristics; ceramic ball; steel ball

随着数控机床的高速化, 混合陶瓷轴承已应用于高速加工中心的主轴。这种轴承的动态特性将直接影响整机的动态性能, 因此对轴承的动态特性参数进行分析具有重要意义。高速陶瓷球轴承动态特性分析包括内、外圈接触应力、接触角、离心力、陀螺力矩及旋滚比等, 它们受转速及外加载荷的影响。有关高速角接触球轴承分析方面的研究, 国内、外学者已做了一定的工作, 并得出了一些基本的结果。如在转速很高的条件下, 离心力及陀螺力矩的影响明显, 导致轴承外圈接触角变小, 内圈接触角变大, 轴承径向刚度降低; 增大轴向预紧力, 有利于提高轴承径向刚度等^[1-3]。但对轴承动态特性的详细分析还不多。本文通过轴承拟动力模型的数值方法求解, 对混合陶瓷球

轴承及传统钢球轴承进行了全面的分析比较, 为高速精密角接触球轴承特别是混合陶瓷球轴承的工程应用提供依据。

1 计算模型

基于滚动轴承的分析方法建立力学计算模型。利用 Hertz 接触理论可以得到法向接触力 Q 与两接触体趋近量 δ 之间的关系; 根据动力学理论可以得到离心力、陀螺力矩以及球与保持架的受力, 求出球自身的惯性力和惯性力矩; 从而列出球的动力学平衡方程和轴承整体受力平衡方程。球的受力如图 1 所示^[6-11]。

球的动力学平衡方程为:

$$Q_q \sin \alpha_q - F_q \cos \alpha_q - Q_q \sin \alpha_q + F_q \cos \alpha_q = 0 \quad (1)$$

$$Q_q \cos \alpha_q + F_q \sin \alpha_q - Q_q \cos \alpha_q - F_q \sin \alpha_q + F_q = 0 \quad (2)$$

收稿日期: 2007-09-27; 修回日期: 2008-01-22

基金项目: 国家自然科学基金项目资助(50605060)

$$\pm Q_{ij} \pm T_{ij} \pm T_{ij} - F_{ij} = \frac{mD_{pm}}{2} \omega_{ij} \frac{d\omega_{ij}}{d\phi} \quad (3)$$

$$M_{ij} = J \omega_{ij} \frac{d\omega_{ij}}{d\phi} \quad (4)$$

$$M_{ij} = J \omega_{ij} \frac{d\omega_{ij}}{d\phi} \quad (5)$$

$$M_{ij} - F_{ij} \frac{D_{ij}}{2} - F_{ij} \frac{D_{ij}}{2} = J \omega_{ij} \frac{d\omega_{ij}}{d\phi} \quad (6)$$

式中: α_{ij} , α_{ij} 为球与内、外圈沟道之间的接触角; Q_{ij} , Q_{ij} 为球与内、外圈滚道之间的接触力; F_{ij} , F_{ij} 为球与内、外圈间的摩擦力(断面内); F_{ij} 为球的离心力; M_{ij} 为陀螺力矩; T_{ij} , T_{ij} 为球与内、外圈间的周向摩擦力; Q_{ij} 为球与保持架间的作用力; F_{ij} 为油阻力; ω_{ij} 为球的公转速度; ω_{ij} , ω_{ij} , ω_{ij} 为球的自转速度; M_{ij} , M_{ij} 为摩擦力矩; m 为球的质量; J 为球的转动惯量; D_{ij} 为球的直径; D_{pm} 为球组节圆直径。

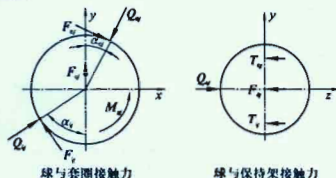


图1 球的受力

轴承套圈(内圈)的整体受力平衡方程为

$$P_x + \sum_{j=1}^Z [(Q_{ij} \sin \alpha_{ij} + F_{ij} \cos \alpha_{ij}) \cos \phi_j + T_{ij} \sin \phi_j] = 0 \quad (7)$$

$$P_y + \sum_{j=1}^Z [(Q_{ij} \cos \alpha_{ij} - F_{ij} \sin \alpha_{ij}) \cos \phi_j + T_{ij} \sin \phi_j] = 0 \quad (8)$$

$$P_x + \sum_{j=1}^Z [(Q_{ij} \cos \alpha_{ij} - F_{ij} \sin \alpha_{ij}) \sin \phi_j - T_{ij} \cos \phi_j] = 0 \quad (9)$$

$$M_x + \sum_{j=1}^Z [(Q_{ij} \sin \alpha_{ij} + F_{ij} \cos \alpha_{ij}) R_i - r_i F_{ij} \sin \phi_j] = 0 \quad (10)$$

$$M_y + \sum_{j=1}^Z [-(Q_{ij} \sin \alpha_{ij} + F_{ij} \cos \alpha_{ij}) R_i + r_i F_{ij} \cos \phi_j] = 0 \quad (11)$$

式中: P_x , P_y , P_z 为轴承3个方向上的外力; M_x , M_y , M_z 为轴承两个方向上的外力矩; ϕ_j 为球的位置角; Z 为球数; R_i 为内圈沟道率中心圆半径; r_i 为内圈沟道半径。

利用 Newton - Raphson 法求解非线性方程组(1) ~ (6) 式和轴承整体受力方程(7) ~ (11) 式, 可以得到滚动体的各个动力学参数。

2 计算结果与讨论

分别采用 GCr15 钢和氮化硅陶瓷为球的材料, 对轴承的动态参数进行分析和对比。轴承的结构参数与工作条件列于表1。为了验证开发的球轴承动力学分析程序 BBDY, 表2列出纯轴向力作用下钢球轴承的动态参数计算结果与文献[8]的值, 数值对比可知, 除陀螺力矩外两者相近。

表1 轴承结构参数与工作条件

参数	数值	参数	数值
球数 Z /粒	16	球材料	GCr15 钢/氮化硅
球径 D_{ij} /mm	22.23	转速 ω /(rad · min ⁻¹)	10 000
球组节圆直径 D_{pm} /mm	135	轴向载荷 F_{ij} /kN	20
接触角 α (°)	40	径向载荷 F_{ij} /kN	2
套圈材料	GCr15 钢	内、外沟道率系数	0.523

表2 计算结果与文献值的对比

内圈转速 (r · min ⁻¹)	轴向载荷 /kN	外圈接触角/(°)		内圈接触角/(°)		外圈接触力/N		内圈接触力/N		陀螺力矩/(N · m)	
		计算值	文献值	计算值	文献值	计算值	文献值	计算值	文献值	计算值	文献值
6 000	6	31.5	29.0	48.5	50.0	705.9	600	490.2	450	0.208 2	0.500
	8	34.4	32.5	46.6	48.0	868.9	800	672.3	600	0.302 6	0.550
	10	36.1	33.5	45.5	47.5	1 040.1	1 000	854.5	850	0.414 1	0.580
10 000	20	33.6	33.3	48.6	48.8	2 232.1	2 200	1 644.9	1 620	0.482 0	1.500

2.1 力与力矩分析

在高速球轴承中, 球的受力状态至关重要。图2给出球与内、外圈的接触力变化规律。由图可以看出, 在外圈上, 陶瓷球的接触力明显小于钢

球的接触力。钢球与外圈间最大接触压力达到 2.6 kN 左右, 而陶瓷球与外圈间最大接触压力在 2.3 kN 左右。在内圈上, 钢球接触力略小于陶瓷球接触力, 两者的最大载荷都出现在开始位置; 而

最小载荷的位置对于不同材料的球有所不同。钢球最小载荷的位置在 180° , 陶瓷球最小载荷的位置在 195° 。图中位置角代表球沿圆周分布的角度, 0° 对应径向向外载荷的作用位置。

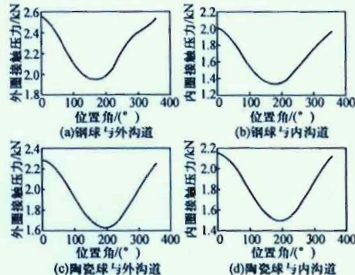


图2 球与沟道之间的接触压力

高速球轴承中, 球的陀螺力矩和离心力可能相当大, 导致内圈接触角增大, 外圈接触角减小, 这将影响到轴承的变形与载荷关系特性, 因此也影响到球轴承支承的转子系统的动力学特性^[11]。图3是球受到的离心力在各个位置上的变化曲线。图中显示, 钢球在各个位置上的离心力远远大于相同位置陶瓷球的离心力。两者最大离心力出现的位置也不同。最小离心力位置都离起始位置约 30° 。

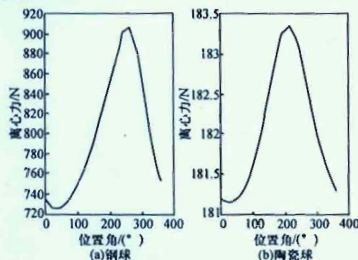


图3 作用于球的离心力

图4是不同位置的球受到的陀螺力矩变化, 陶瓷球的陀螺力矩波动范围要小于钢球。钢球的陀螺力矩在小的接触载荷区有波动情况。陀螺力矩使球有沿沟道滑动的趋势, 当球与沟道间的摩擦力不能抵消陀螺力矩时, 将产生滑动, 导致发热量增加。

图5是不同位置的球受到保持架的作用力。由图可以看出, 在球受力大的区域内, 球受到保持

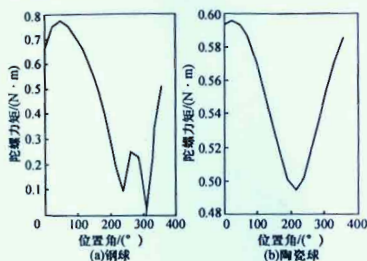


图4 作用于球的陀螺力矩

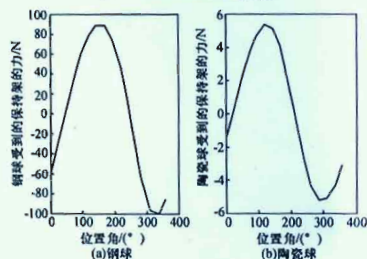


图5 球受到保持架的作用力

架的阻力, 但是, 在球受力小的区域, 即 $80^\circ \sim 220^\circ$ 时, 球受到保持架的推力。就受力大小来说, 陶瓷球的受力远远小于钢球的受力。

2.2 转速分析

滚动轴承中的运动通常是一些复杂的运动, 球以转速 ω_s 绕轴承轴线公转, 同时又以转速 ω_{s1} , ω_{s2} , ω_{s3} 绕自身轴线旋转。图6~图10表明了球自转角速度和公转角速度随着球位置不同的变化规律。钢球和陶瓷球转速的最大值出现的位置不同。就两种材料的公转速度来说, 陶瓷球略小。而自转角速度的对比发现, 在 x 方向陶瓷球要小于钢球。

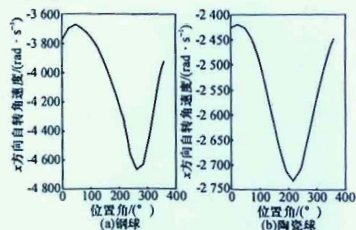


图6 球 x 方向自转角速度分布

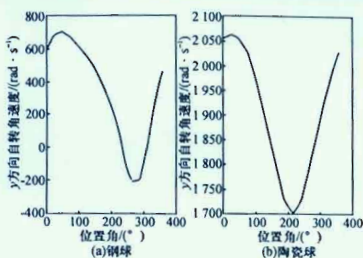


图7 球y方向自转角速度分布

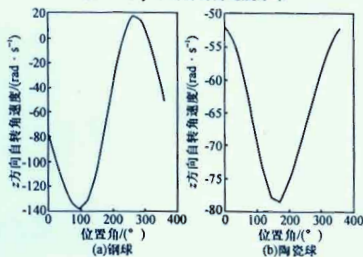


图8 球z方向自转角速度分布

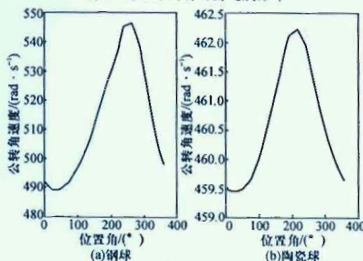


图9 球公转角速度分布

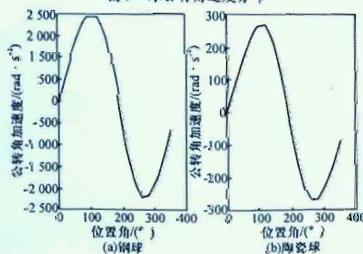


图10 球公转角加速度分布

2.3 油膜厚度与旋滚比

图11为内、外圈油膜厚度的特性曲线图。两种材料在外圈接触处油膜厚度差异不大;在内圈接触处,陶瓷球的油膜厚度比钢球的稍大一些。内、外圈的油膜厚度特性曲线都是在位置角为200°左右时达到极大值。

球绕接触面法线的自旋运动将导致摩擦发热。旋滚比是球在套圈沟道接触处的自旋运动角速度与滚动角速度的比值。转速越高,旋滚比越大,则滑动越剧烈,摩擦发热越多,对轴承寿命越不利^[12]。由图12可以看出,钢球的旋滚比远远大于陶瓷球的。钢球的最大、最小旋滚比的位置与陶瓷球的位置有所不同。

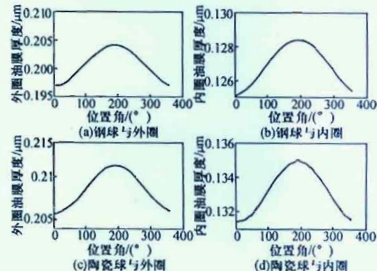


图11 内、外圈接触处油膜厚度

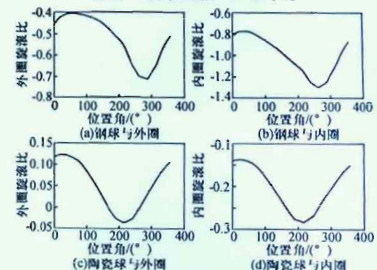


图12 球位置角与旋滚比的关系

3 结论

利用滚动轴承的拟动力学分析理论,对角接触轴承的接触力、接触角、旋滚比等的变化特性进行了分析,结果表明:

(1)轴承各性能参数均呈现显著的非线性变化特征。在高速状态下,陶瓷球轴承的公转速度、

(下转第39页)

以上分析可以看出 KPCA 在滚动轴承故障分离中的强大优势。因为轴承的故障具有非线性的特性,而 KPCA 分析就是利用核技巧,将非线性的问题转换为线性的问题,再进行 PCA 分析。PCA 只适合线性的情况,显示出 KPCA 识别非线性故障的能力。

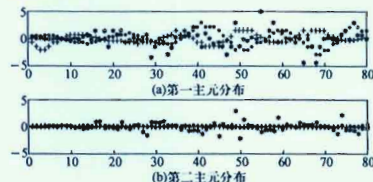


图3 PCA 分析结果

4 结束语

(1) KPCA 是 PCA 的一种扩展形式,既保持了 PCA 的优点,同时又具有处理非线性问题的能力。

(2) 该方法能很好地将滚动轴承的不同故障

分开,具有良好的分类效果,更适合提取滚动轴承故障的特征。

参考文献:

- [1] Schölkopf B, Smola A, Müller K R. Nonlinear Component Analysis as a Kernel Eigenvalue Problem [J]. *Neural Computation*, 1998, 10(5): 1299-1319.
- [2] 李巍华, 史铁林, 杨叔子. 基于核函数估计的转子故障诊断方法[J]. *机械工程学报*, 2006, 42(9): 76-81.
- [3] 李巍华. 基于核方法的机械故障特征提取与分类技术研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2003.
- [4] 范玉刚, 李平, 宋执环. 基于特征样本 KPCA 在故障诊断中的应用[J]. *控制与决策*, 2005, 20(12): 1415-1418.
- [5] Kenneth A Loparo. Bearing Data Center[EB/OL]. The Case Western Reserve University. <http://www.eecs.cwru.edu/laboratory/bearing/download.html>.
- [6] 李军伟, 韩捷, 李志农, 等. 小波变换域双谱分析及其在滚动轴承故障诊断中的应用[J]. *振动与冲击*, 2006, 25(5): 92-95.

(编辑: 赵金库)

(上接第4页)

陀螺力矩和外圈沟道接触压力最大值都小于钢球轴承的值;而离心力、旋滚比的最大值则远小于钢球轴承的值。

(2) 陶瓷球轴承的动态特性参数的分布规律与钢球轴承的分布规律不同,特别是最大、最小值的位置有差别。

(3) 陶瓷球轴承的性能参数优于传统的钢球轴承,在相同条件下陶瓷球轴承的运动稳定性比钢球轴承的运动稳定性好。

参考文献:

- [1] 周延祐, 李中行. 电主轴的基本参数和结构[J]. *制造技术与机床*, 2003(7): 64-67.
- [2] 李松生, 裴翠红, 王永坚. 高速精密角接触球轴承支承特性分析[J]. *轴承*, 2001(2): 11-14.
- [3] 杜迎辉, 邱明, 蒋兴奇. 高速精密角接触球轴承刚度计算[J]. *轴承*, 2001(11): 5-8.
- [4] XU Yan-zhong, JIANG Shu-yun. Study of Dynamic Characteristics of the High Speed Angular-contact Ceramic Ball Bearing[J]. *Journal of Southeast University*, 2004, 20(3): 319-323.

- [5] Bert R Jorgensen, Yung C Shin. Dynamics of Spindle-Bearing Systems at High Speeds Including Cutting Load Effects[J]. *Journal of Manufacturing Science and Engineering, ASME*, 1998(20): 387-394.
- [6] Wang W R. Dynamics Analysis and Design of a Machine Tool Spindle Bearing System[J]. *Journal of Vibration and Acoustics, Transactions of ASME*, 1994, 116(7): 282-285.
- [7] Meeks C R. Computer Simulation of Ball Bearing Dynamics Analytical Predictions and Test Results[C]// *Ball Bearing Symposium and Seminar*. Orlando, 1987.
- [8] Harris T A. 滚动轴承分析[M]. 罗继伟, 译. 洛阳: 洛阳轴承研究所, 1997.
- [9] 白师贤. 高等机构学[M]. 上海: 上海科学出版社, 1988.
- [10] 万长森. 滚动轴承的分析方法[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987.
- [11] Meeks C R. Ball Bearing Dynamics Analysis Using Computer Methods Part I: Analysis[J]. *ASME Trans Jnl Trib*, 1996, 118: 52-58.
- [12] 陈振玉. 高速角接触球轴承动力学特性参数分析[J]. *应用研究*, 2006(11): 65-75.

(编辑: 温朝杰)