

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2010.11.005

滚子轴承特定结构耦合 EHL 控制转子非线性响应的数值研究*

袁幸¹ 朱永生¹ 洪军² 张伏云¹ 翁小东¹

(1. 西安交通大学润滑理论与轴承研究所 陕西西安 710049;

2. 西安交通大学机械制造系统工程国家重点实验室 陕西西安 710049)

摘要:应用理论分析和数值计算,针对实际精密转子系统服役性能要求,研究弹流润滑(EHL)下滚子轴承特定结构对转子非线性动态行为的控制机制,讨论一些主要参数滚子振动状态的影响。结果表明:支承端峰峰(P-P)值随滚子个数、滚道曲率系数、润滑剂黏度变化显著,适当选取这些参数可跃过共振区并使运动幅值精度提高;振动谱以固有振动、通过振动及其谐波组合为主频,EHL起到阻尼器的作用,可以整体削减系统振幅。

关键词:精密转子系统;滚子轴承;弹流润滑(EHL);特定结构

中图分类号:TH117 **文献标识码:**A **文章编号:**0254-0150(2010)11-018-5

Numerical Study of Nonlinear Response for Rotor Controlled by Coupled EHL Roller Bearing with Particular Structure

Yuan Xing¹ Zhu Yongsheng¹ Hong Jun² Zhang Youyun¹ Weng Xiaodong¹

(1. Theory of Lubrication & Bearing Institute, Xi'an Jiaotong University, Xi'an Shaanxi 710049, China;

2. State Key Laboratory for Manufacturing System, Xi'an Jiaotong University, Xi'an Shaanxi 710049, China)

Abstract: Through theoretical analysis and numerical calculation, the nonlinear dynamic mechanism for the rotor controlled by elastohydrodynamic lubrication (EHL) roller bearings with particular structure was studied for service performance requirements of the actual precision rotor system. Some important parameters affected the vibration state of the rotor were discussed. The results show that peak-peak (P-P) values of bearing sides change with the number of rollers, raceway curvature coefficient, lubricant viscosity significantly, the proper selection of the parameters can be sluggish the resonant region and to improve the precision of movement amplitude. Vibration spectra is composed of inherent vibration, VC vibration and its harmonics, EHL plays the role of damper system, which can reduce the overall amplitude.

Keywords: precision rotor system; roller bearings; elastohydrodynamic lubrication (EHL); particular structure

当前,对滚动轴承的研究多以球轴承为主,集中在轴承的动力学、疲劳损伤、状态评估上,大部分研究者采用二自由度或五自由度的刚性分析模型,再去考虑轴承的各种因素所激励的动态行为^[1-8],对滚子轴承-转子系统的研究却较少。同球轴承相比,同尺寸的滚子轴承其径向刚度要大,承载的能力更强,所以在大功率高精度数控机床、航空发动机上得到广泛的应用。A Leblanc等^[9]研究了考虑柔性外圈和保持架作用力的滚子轴承动特性,给出了相应的频率分布。S P Harsha^[10]研究了非线性 HERZ 接触下滚子轴承支承不平衡转子的时频域特性, N Ghaisas等^[11]就

保持架的稳定性进行了讨论。以上学者的研究都没涉及弹流润滑与结构的耦合,且没有具体到滚子轴承支承柔性转子系统的分析,所以无法进行系统服役优化设计。然而,摩擦学的行为是大系统的行为,不能孤立讨论,因综合分析才能符合工程实际需求^[12-13]。诸如滚子个数、滚道曲率比,这样重要的特定结构决定了轴承的性能,加之回转速度的变动和摩擦学因素的作用,轴承就会对整个转子系统的动特性产生影响。

就数控机床而言,主轴支承端要与刀具联接,其运动轨迹直接影响工件的加工精度,因此就需分析支承端的动力学行为。为了系统地研究滚子轴承对转子弯曲振动状态的影响,突出滚子轴承的作用,本文作者以单质量转子为研究对象,这样既可以对可简化为单质量转子的动力机械进行集中讨论,又可以对重要的影响转子运动状态的参数详细分析。文中作者在已有学者研究的基础上推导了 EHL 状态下滚子轴承支

* 基金项目: 国家科技重大专项资助项目 (2009ZX4001-022); 国家自然科学基金资助项目 (50935006)。

收稿日期: 2010-07-01

作者简介: 袁幸 (1982-), 男, 博士研究生, 主要从事滚动轴承-主轴系统分析、设备故障诊断的现代方法研究。E-mail: xing.yuan@stu.xjtu.edu.cn.

$$\bar{K} = k_b k_o / (k_b + k_o) \quad (6)$$

在 EHL 接触区阻尼由轴承结构与油膜阻尼 c_f 并联组成, 则:

$$\bar{c}_b = c_b + c_f \quad (7)$$

同样 A_j 由于增加了油膜厚度 h 而变为:

$$\bar{A}_j = A_j + h \quad (8)$$

将式 (6) ~ (8) 代入轴承力方程 (4) 中, 可得到考虑 EHL 作用的滚子轴承 - 转子系统动力学响应。为了保证后续计算的可靠性, 与 A Mostofi 和 R Gohar 的膜厚、压力分布计算结果^[20] 进行了对照, 如图 4, 5 所示。可见计算结果取得了一致性, 良好地反映了膜厚与压力分布的趋势。纵坐标幅值略微不同是因为部分计算参数未知, 选取不一样所致。

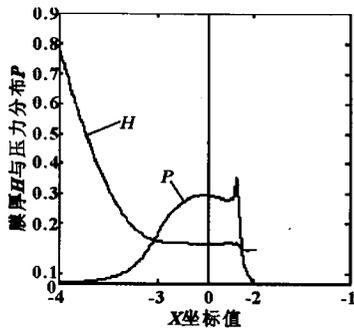


图 4 本文的计算结果

Fig 4 The results of this paper

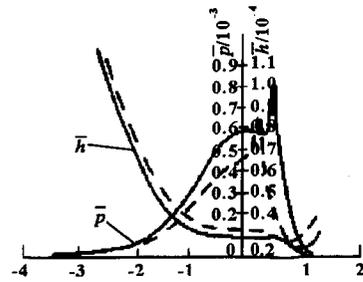


图 5 A Mostofi 和 R Gohar 的计算结果

Fig 5 The results of reference [20] by A Mostofi and R Gohar

3 计算分析

轴承转子试验台的计算参数为: $m_d = 63.16 \text{ kg}$, $m_b = 1.2 \text{ kg}$, $k_1 = 2.5 \times 10^7 \text{ N/m}$, $k_2 = 1.52 \times 10^7 \text{ N/m}$, $c_1 = 2100 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $c_2 = 215$, $L = 350 \text{ mm}$, $l_1 = 120 \text{ mm}$, $l_2 = 230 \text{ mm}$ 。令 $\omega_n = \sqrt{\frac{k_1}{m_d}}$, $\bar{t} = \omega_n t$, $\bar{x}_1 = \frac{x_1}{e}$, $\bar{y}_1 = \frac{y_1}{e}$, $\bar{x}_2 = \frac{x_2}{e}$, $\bar{y}_2 = \frac{y_2}{e}$, $\bar{A}_j = \frac{A_j}{e}$, $\bar{f}_0 = \frac{f_0}{m_d \omega_n^2 e}$, $\bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_n}$, $a_1 = \frac{l_1}{l}$, $a_2 = \frac{m_b}{m_d}$, $\bar{k}_2 = \frac{k_2}{m_d \omega_n^2}$, $\bar{c}_1 = \frac{c_1}{m_d \omega_n}$, $\bar{c}_2 = \frac{c_2}{m_d \omega_n}$, $\bar{k}_b = \frac{k_b}{m_d \omega_n^2}$, $\bar{c}_b = \frac{c_b}{m_d \omega_n}$, 对方程式 (1) 量纲一化后 $\bar{j}_p = 0.1$, 考虑到轴承力的强非线性特点, 选用 R-K 法进行数值计算, 误差控制在 1×10^{-5} , 图 6 示出了转子支承端 $P = \sqrt{x^2 + y^2}$ 的 P - P (峰峰) 值随转速变化的响应。

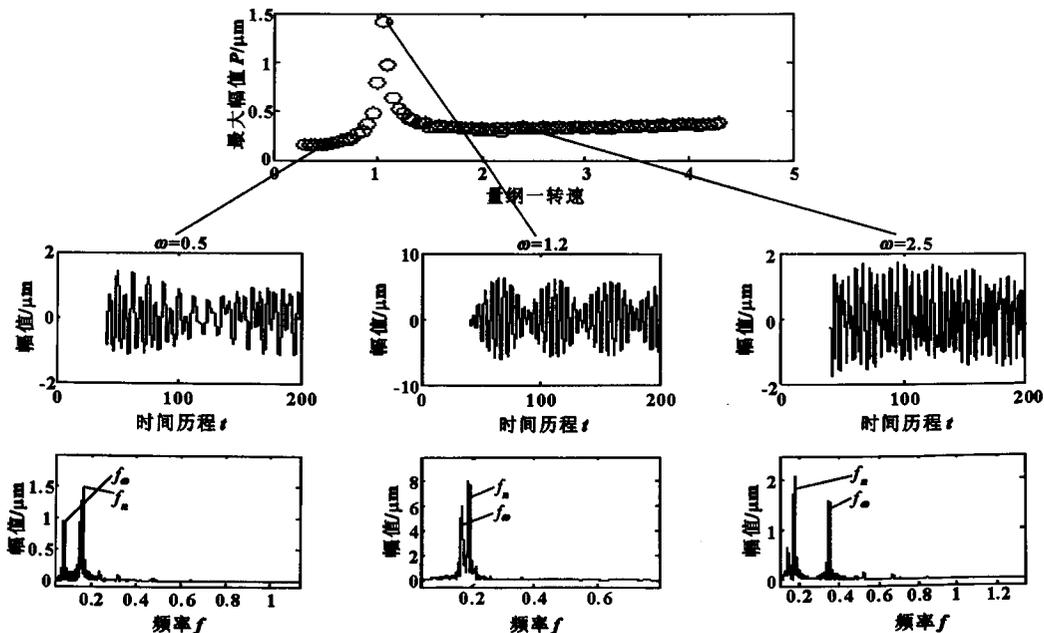


图 6 转子系统支承端响应

Fig 6 Response for bearing end of rotor system

可以看出，当 ω 低于临界转速 1.32 时随着转速的提高 $P-P$ 值逐渐增加， $\omega = 0.5$ 时谱图除了激励与固有频率外，还有低次和高次谐波，这是轴承的通过振动 (VC) 的倍频分量与转频的组合，波形衰减起伏且谱图为连续谱，支承端的运动为非线性，这个转速段内应控制激励频率不要与组合频率的低谐频率重叠否则幅值会突变。升高转速，系统固有频率依然高于激励频率，但转速继续加大振幅出现跳跃现象，波形表现为拍振，这是因为转频与系统频率逐步靠近所致，转速达到 1.32 时系统出现共振现象，由 $\omega = 1.2$ 的谱图可知，这时主要的振动为 f_{ω} 、 f_n ，轴承通过振动不明显，在共振区内振幅值极大达到 $1.5 \sim 5 \mu\text{m}$ ，工作时应避免。转速跃过共振区后由波形和谱图可见，支承端表现为随机的非线性振动，由于转盘已经发生进动运动而 f_{ω} 的影响相对减弱，使幅值减小且趋于稳定，再升高转速变化也不明显，而低次和高次谐波分量突出，这是由于这时的支承端振动为轴承的固有振动和 VC 振动，是不随外界变化的。应该说明，滚子轴承油膜力与转速和支承刚度密切相关，在转速升高的过程中油膜刚度变大，共振区域内油膜刚度变化复杂，表现出强非线性进而导致系统综合激励的非线性行为，故而图 6 的 FFT 谱图中表现的并非谐波线性组合，而为连续谱。对高精度主轴系统，应快速跃过共振区，在高速时也要控制转速避免工作频率与 VC 频的高次谐波重合，否则振幅加大，恶化加工精度。

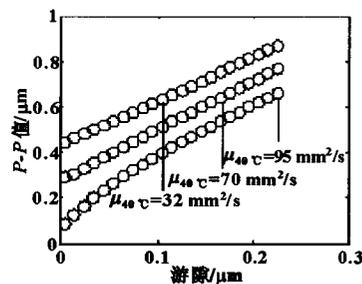


图7 游隙对转子动特性的影响

Fig 7 The effect of clearance on dynamic characteristics of rotor

为了减小摩擦，轴承装配时会设有微小的游隙，即使没有初始游隙随着轴承的服役，接触面的磨损亦会导致游隙的产生和变化^[15]。图 7 示出了支承端 $P-P$ 值随滚子轴承游隙变化的响应，随着轴承游隙的加大 $P-P$ 值增大，无游隙时和 $0.1 \mu\text{m}$ 的游隙比较， $P-P$ 值增加 $0.4 \mu\text{m}$ ，这是因为游隙变大轴承受载区域减小，相当于减小了刚度。轴承服役时润滑剂最重要的特征是黏度，黏度会影响 EHL 的性能，进而影响整个转子系统的行为。如图 7 所示，在 $40 \text{ }^\circ\text{C}$ 的温度下

不同的黏度值对应的 $P-P$ 值不同，黏度越大振动会衰减，是因为黏度增加则流体阻力加大，增加了系统的成膜能力和阻尼作用，因此减衰了径向振动，这与 C H Venner 等^[17-19]的研究结论是一致的。

在轴承应用设计中，滚动体个数的选取是个难点，也是不可重复跳动 (NRRO) 的重要影响因素。在本研究中，如图 8 可见，滚子个数小于 15 时，滚子增多增加了轴承的支承刚度 $P-P$ 值大幅减弱，当滚子个数大于 15 时承载域变化小，所以刚度变化不大， $P-P$ 值减小就不明显。要说明的是，滚子的选取要满足填球角和摩擦生热的限制，不能随意增球，本文算例滚子个数 15 为最优方案。图中表示了载荷 f_0 分别为 0.5、1.5、2 时的变化趋势，可知载荷对支承端径向振动影响不显著，滚子数目不多时载荷越大振动值越小。这也说明了，精密加工时在防止主轴系统变形的前提下，大功率重载切削是可行的。

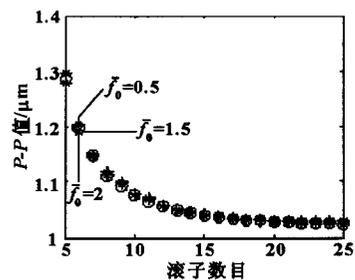


图8 滚子数目对转子动特性的影响

Fig 8 The effect of roller numbers on dynamic characteristics of rotor

滚道曲率系数是轴承重要的结构参数之一，图 9、10 分别示出了滚子轴承外、内滚道曲率系数对转子的响应，可知，曲率系数对 $P-P$ 值的影响成峰谷起伏存在最大与最小值，本文算例中当外滚道曲率系数为 0.535，内滚道曲率系数为 0.505 时 $P-P$ 值是最小的，因而精密轴承曲率系数应当优化选取以减小 $P-P$ 值。

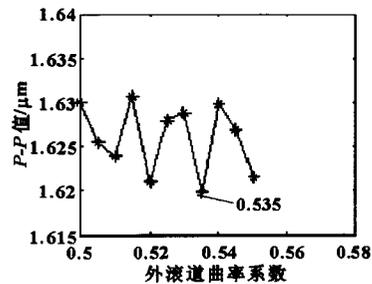


图9 外滚道曲率系数对转子动特性的影响

Fig 9 The effect of outer raceway curvature coefficient on dynamic characteristics of rotor

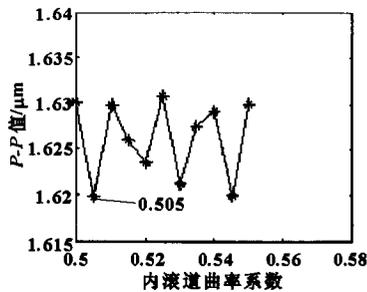


图 10 内滚道曲率系数对转子动特性的影响

Fig 10 The effect of inner raceway curvature coefficient on dynamic characteristics of rotor

4 结论

(1) 滚子轴承 - 主轴系统支承端的径向振动以轴承固有频率 f_n 、工作频率 f_o 为主, 并伴随有 VC 振动的低、高次谐波, 应当使工作频率远离以上振动频率, 否则 $P-P$ 值突变很大甚至出现共振。

(2) 对本文算例滚子个数和润滑剂黏度对 $P-P$ 值影响较大, 适当增加滚子个数, 提高润滑剂黏度可以降低振动值, 载荷对径向振动的影响不显著, 精密服役时轴承滚道曲率系数应当优化选取以降低系统 $P-P$ 值。

(3) 文中的分析为精密轴承结构和服役参数的选取提供了一定的技术基础理论支持, 但是对滚动轴承而言温度会产生 TEHL 作用且会导致局部热变形, 这些因素都会直接影响转子的动态行为, 值得继续研究。

参考文献

- Mevel B, Guyader J L. Routes to Chaos in Ball Bearings [J]. J Sound Vib, 1993, 162: 471 - 487.
- Mevel B, Guyader J L. Experiments on Routes to Chaos in Ball Bearings [J]. J Sound Vib, 2008, 318: 549 - 564.
- Jang G H, Jeong S W. Analysis of a Ball Bearing with Waviness Considering the Centrifugal Force and Gyroscopic Moment of the Ball [J]. ASME Journal of Tribology, 2003, 125 (3): 487 - 498.
- Harsha S P. Nonlinear dynamic analysis of a high-speed rotor supported by rolling element bearings [J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 290: 65 - 100.
- Harsha S P. Nonlinear dynamic analysis of rolling element bearings due to cage run-out and number of balls [J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 289: 360 - 381.
- Rafsanjani A, Abbasion S. Nonlinear dynamic modeling of surface defects in rolling element bearing systems [J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 319: 1150 - 1174.
- Choudhury A, Tandon N. Vibration Response of Rolling Element Bearings in a Rotor Bearing System to a Local Defect Under Radial Load [J]. ASME Journal of Tribology, 2006, 128 (2): 252 - 261.
- Zeki Khalil, Hira Karagulle. Vibration analysis of rolling element bearings with various defects under the action of an unbalanced force [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2006, 20: 1967 - 1991.
- Leblanc A, Nelias D, Defaye C. Nonlinear dynamic analysis of cylindrical roller bearing with flexible rings [J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 325: 145 - 160.
- Harsha S P. Nonlinear dynamic analysis of an unbalanced rotor supported by roller bearing [J]. Chaos, Solitons and Fractals, 2005, 26: 47 - 66.
- Ghaisas N, Wassgren C R, Sadeghi F. Cage Instabilities in Cylindrical Roller Bearings [J]. ASME Journal of Tribology, 2004, 126 (4): 681 - 689.
- 谢友柏. 现代设计理论中的若干基本概念 [J]. 机械工程学报, 2007, 43 (11): 7 - 16.
XIE Youbai. Some Basic Concepts in Modern Design Theory [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43 (11): 7 - 16.
- 谢友柏. 摩擦学设计主要是摩擦学系统的设计 [J]. 中国机械工程, 1999, 10 (9): 968 - 973.
XIE Youbai. Tribology Design Is Mainly As Tribosystems Design [J]. China Mechanical Engineering, 1999, 10 (9): 968 - 973.
- 谢友柏. 摩擦学的三个公理 [J]. 摩擦学学报, 2001, 21 (3): 161 - 166.
XIE Youbai. Three Axioms in Tribology [J]. Tribology, 2001, 21 (3): 161 - 166.
- Harris T A. Rolling Bearing Analysis [M]. 4th ed. New York: Wiley, 2001.
- Serrato R, Maru M M. Effect of lubricant viscosity grade on mechanical vibration of roller bearings [J]. Tribology International, 2007, 40: 1270 - 1275.
- Popovici G, Venner C H, Lugt P M. Effects of Load System Dynamics on the Film Thickness in EHL Contacts During Start Up [J]. ASME Journal of Tribology, 2004, 126 (4): 258 - 266.
- Wijnant Y H, Venner C H. Effects of Structural Vibrations on the Film Thickness in an EHL Circular Contact [J]. ASME Journal of Tribology, 1999, 121 (2): 259 - 264.
- Venner C H, Popovici G. Film Thickness Modulations in Starved Elastohydrodynamically Lubricated Contacts Induced by Time-Varying Lubricant Supply [J]. ASME Journal of Tribology, 2008, 130 (4): 41501 - 41510.
- Mostofi A, Gohar R. Elastohydrodynamic Lubrication of Finite Line Contacts [J]. ASME Journal of Lubrication Technology, 1983, 105: 598 - 604.