

DOI: 10.7652/xjtuxb201307013

角接触球轴承动刚度的实验研究

李纯洁, 洪军, 张进华, 朱永生, 黄东洋, 张秀华, 王煜

(西安交通大学机械工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为了得到角接触球轴承动刚度,提出了角接触球轴承动刚度的测试方法。采用调节预紧力、转速的方式分析了不同工况对角接触球轴承动刚度的影响,并且运用 Romax 软件对不同预紧力、转速下的角接触球轴承-主轴系统进行了仿真实验,实验和仿真结果一致,在预紧力不超过 500 N 时,角接触球轴承动刚度与预紧力正相关。实验结果表明,角接触球轴承动刚度随着预紧力的增大而变大,当预紧力达到一定程度时,动刚度随预紧力的变化较小,在转速为 3 000 r/min 时,实验所用轴承的最佳预紧力为 500 N,轴承动刚度最大。因此,通过对角接触球轴承预紧力的调节,能够使轴承工作在最佳状态,从而改善了角接触球轴承的服役性能。

关键词: 角接触球轴承; 主轴系统; 预紧力; 轴承动刚度

中图分类号: TH133.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2013)07-0068-05

Experimental Analysis for Dynamic Stiffness of Angular Contact Ball Bearings

LI Chunjie, HONG Jun, ZHANG Jinhua, ZHU Yongsheng, HUANG Dongyang,

ZHANG Xiuhua, WANG Yu

(School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: The dynamic stiffness of angular contact ball bearings exerts an important impact to the dynamic characteristics of spindle system. To obtain the dynamic stiffness of angular contact ball bearings under different conditions, the test strategy for dynamic stiffness of the angular contact ball bearings is introduced. A test-bed simulating the actual machine tool spindle is constructed to measure the bearings dynamic stiffness, and the preload and speed are analyzed. The angular contact ball bearings-spindle system is simulated by software Romax under the corresponding experimental conditions, and the simulation result coincides with the experiments well. It is revealed that the dynamic stiffness of angular contact ball bearings becomes larger with the increasing preload at 3 000 r/min, and the optimum preload to the bearings gets to 500 N. Adjusting the preload of the angular contact ball bearings facilitates controlling the working status of bearings, thus improving the service performance.

Keywords: angular contact ball bearing; spindle system; preload; bearing dynamic stiffness

滚动轴承是旋转机械中应用最广泛的零件之一,高速精密机床主轴通常以角接触球轴承为支承,其动刚度直接影响着机床主轴的高速、高精度和高刚度的性能。对于角接触球轴承,国内外存在的可

供参考的数据^[1]较少。Ali 通过锤击法实验研究了预紧力、转速等对轴承动刚度的影响^[2],但是锤击法无法实现对轴承的实时激励。黄太平等采用偏心质量激振法测试了滚动轴承的等效刚度^[3],但未考虑

收稿日期: 2012-11-28。 作者简介: 李纯洁(1987—),男,硕士生;张进华(通信作者),男,教授。 基金项目: 国家重点基础研究发展规划资助项目(2011CBT0606)。

网络出版时间: 2013-04-23

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20130423.1659.006.html>

预紧力对轴承动刚度的影响。本文从实际应用出发,设计了角接触球轴承动刚度测试实验台,模拟机床用主轴在特定转速下对轴承实施的轴向、径向外载荷及在线可调的液压预紧力,测量了轴承在不同工况下的动刚度。同时,运用 Romax 软件对不同预紧力、转速下的角接触球轴承-主轴系统进行了分析,得到了角接触球轴承-主轴系统的动力特性。将实验结果和仿真分析结果进行对比分析,进而得到角接触球轴承在不同工况下的动刚度特性,为角接触球轴承预紧力的在线调控提供了数据支持。

1 动刚度测试原理

1.1 同步激励力

将滚动轴承作为单自由度系统,其动力特性可表示为

$$Z(\omega) = K(\omega) - m\omega^2 + iC(\omega)\omega \quad (1)$$

式中: $K(\omega)$ 为滚动轴承等效刚度; m 为滚动轴承等效参振质量; ω^2 为滚动轴承等效刚度的惯性项; ω 为转子运行的角频率; $C(\omega)$ 为滚动轴承的等效阻尼系数。滚动轴承处于运转的情况下,直接施加与转速同步的径向载荷,同时测定轴承中心所产生的相应位移量,便可求得

$$Z(\omega) = \frac{Q\sin(\omega t)}{\delta\sin(\omega t - \psi)} \quad (2)$$

式中: Q 为作用于轴承内环上的与轴承运转速度同步的旋转径向力; δ 为轴承中心的径向位移; ψ 为位移与力向量之间的相位差。

采用不平衡质量激励来施加与转速同步的旋转径向载荷,通过在实验台转子系统上附加不平衡质量,即在靠近滚动轴承一侧安装激振盘,在激振盘上添加构成偏心质量的螺钉,进而能够实现对轴承的同步激励。测量主轴系统在偏心激励力作用下的激振位移,然后根据几何关系换算出等效载荷作用下,轴承中心所产生的等效位移。由式(1)计算了被测轴承的等效动刚度。实验台布局原理图如图 1 所示。

由偏心质量产生的同步旋转径向力为

$$Q = m_a e \omega^2 \quad (3)$$

式中: m_a 为附加不平衡质量; e 为附加不平衡质量的质心偏心距。由于采用的是近似方法,对被测轴承施加同步不平衡力并不直接位于轴承对称平面,因此对所得数据需进行必要的换算。如图 1 所示,作用于被测轴承的同步径向力为

$$Q_e = \frac{QL_1}{2(1 + L_1 + L_2 + L_3/2)} =$$

$$\frac{m_a e \omega^2 L_1}{2(1 + L_1 + L_2 + L_3/2)} \quad (4)$$

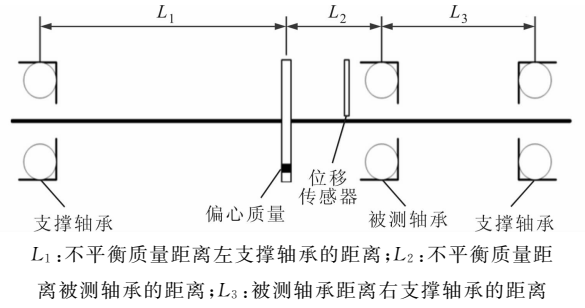


图 1 轴承刚度测试原理示意图

1.2 径向位移

由图 1 可知,位移传感器靠近被测轴承安置,测量轴承内圈径向位移,同时为了更加准确地表征轴承的径向位移,需要去除主轴本身弯曲变形的影响,即等效位移为

$$\delta_e = \delta_c - \delta_s \quad (5)$$

$$\delta_s = \delta_{st} / (1 - r^2) \quad (6)$$

$$\delta_{st} = \frac{m_a e \omega^2 L_1^2 (L_2 + L_3/2)^2}{3EI(L_1 + L_2 + L_3/2)} \quad (7)$$

式中: δ_c 为测试得到的激振位移; δ_s 为主轴因不平衡力引起的动挠度; δ_{st} 为静挠度; r 为运行转速与临界转速之比。相应各转速下滚动轴承的径向刚度为

$$K_d = \frac{Q_e}{\delta_e} = \frac{QL_1}{2(1 + L_1 + L_2 + L_3/2)\delta_e} \quad (8)$$

2 动刚度测试实验台

根据动刚度测试原理,本文研制了角接触球轴承动刚度的测试实验台,该实验台模拟实际机床主轴,采用背对背轴承配置支撑,通过液压系统对轴承实施预紧,并且预紧力 P 能够在线调控。同时,为了模拟机床主轴切削的受力情况,采用设计的液压加载装置,来实现对轴承的径向、轴向加载,进而获得了在不同工况下被测轴承的动刚度。

实验台具有以下功能:①在特定转速 v 下,调节轴承所受预紧力,测试轴承在不同预紧力下轴承的激振位移,分析轴承在不同预紧力下刚度的变化;②在预紧力特定的情况下,改变 v ,测试相应转速下轴承的激振位移,分析轴承在不同转速下刚度的变化;③在预紧力和转速特定的情况下,改变轴承的轴向、径向载荷,测试相应变化下轴承的激振位移,分析轴承刚度在不同载荷工况下的变化。实验台的结构布局如图 2 所示。

实验台主体的构成包括模拟主轴、两端轴承支

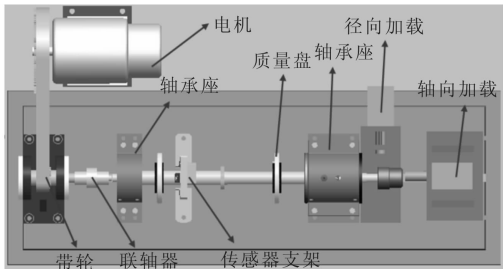


图 2 轴承刚度测试实验台布局示意图

座、一个轴向加载液压缸、一个径向加载液压缸，以及施加在线预紧力的液压预紧机构、实施同步激振力的偏心质量盘、位移传感器、温度传感器、驱动电机和相应的测试分析系统。当实验台装配完成后，为了消除转子不对中而引起的轴承非正常运转振动，对转子系统进行了对中调试。同时，为了消除由实验台原始不平衡量引起的轴承非正常运转振动，对实验台进行了 2 次配重及 3 次起动的在线动平衡调试^[4]。

3 轴承-主轴系统特性参数分析

被测轴承的型号为 7206BE，具体参数见表 1。

表 1 实验用角接触球轴承的参数

参数	数值
轴承内径 d/mm	30
轴承外径 D/mm	62
滚动体直径 D_b/mm	9.525
外圈沟道曲率半径 r_1	0.53
内圈沟道曲率半径 r_2	0.545
滚动体数目 Z	12
原始接触角 $\alpha/(\circ)$	40
弹性模量/GPa	206
泊松比 σ	0.3

根据实验台的实际结构和尺寸，对轴承-主轴系统采用 Romax 软件进行建模，从而完成了传动系统的动力学分析，同时考虑预载荷的影响，计算了系统的临界转速、不平衡响应^[5]，比较真实地模拟了轴承在激振力作用下随预紧力和转速的振动情况。固有频率作为转子系统的基本参数之一，直接反映了转子系统的转速范围，转速在固有频率附近使得转子随时有可能会发生共振，因此必须保证实验转速避开转子系统的临界转速。运用 Romax 软件建立了主轴系统模型，计算了转子系统在不同轴承刚度下的固有频率，以及相应固有频率下轴承-主轴系统的振型，如图 3、图 4 所示。

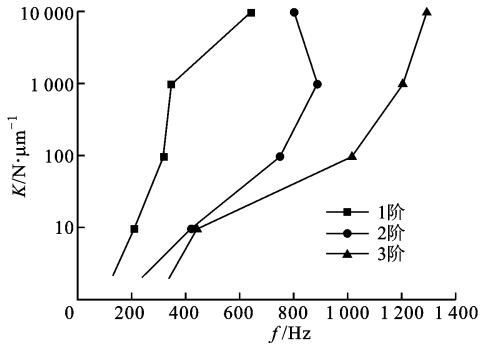


图 3 轴承-主轴系统固有频率随轴承刚度的变化

图 4 中黑色线条为轴承刚度 $K=1\times10^2\text{ N}/\mu\text{m}$ 时，轴承-主轴系统的振型曲线，从中可知主轴系统的固有频率为 318.1 Hz，即转子系统的第 1 临界转速为 19 086 r/min，而实验台设计的最高转速为 12 000 r/min，因此有效地避开了转子系统的共振频率，实验台能够安全运行。

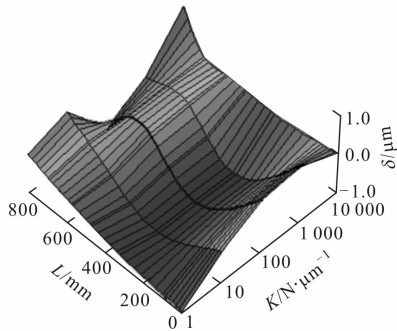


图 4 转子系统在不同轴承刚度下的振型

根据实际实验台转子系统的实际布局，激振偏心量距离被测轴承的距离为 104 mm，运用 Romax 软件计算轴承-主轴系统在偏心质量激振下各个节点的激振位移变化如图 5 所示。

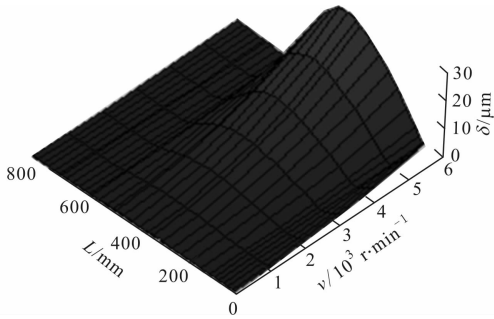
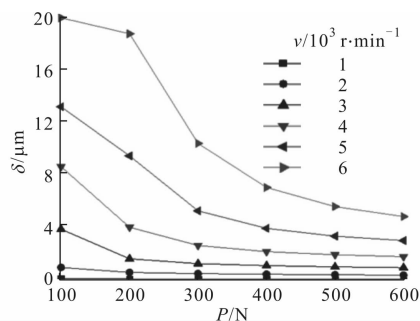
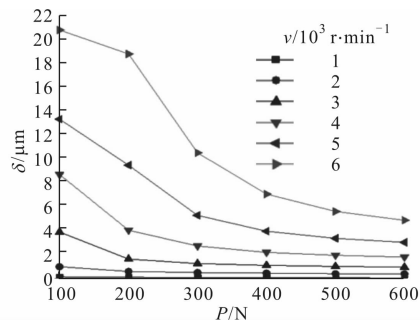


图 5 偏心激励下轴承-主轴系统各个节点随转速的变化

根据实验条件，在同一转速下调节轴承所受的预紧力，计算轴承在不同预紧力下产生的径向位移、目标轴承的径向动刚度，计算结果如图 6、图 7 所示。

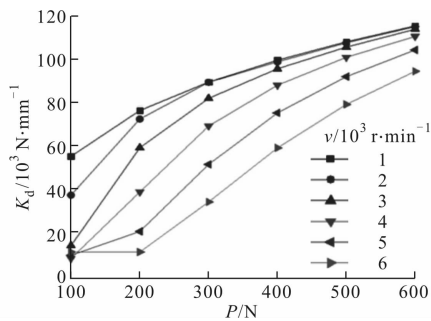


(a)水平方向

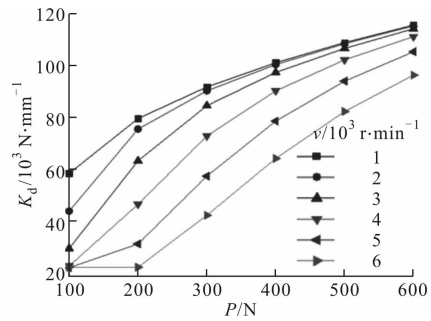


(b)垂直方向

图 6 水平、垂直方向的轴承径向位移随预紧力的变化曲线



(a)水平方向



(b)垂直方向

图 7 水平、垂直方向的轴承径向刚度随预紧力的变化曲线

4 实验数据分析

根据测试原理,本文实验通过偏心质量的同步激励提取轴承的激振位移,轴承的激振信号等于转子的转频,因此数据处理的目的是为了提取数据中

的基频信号。由于实际测得的信号中含有大量的其他频率成分,如倍频、半倍频、近似于一阶临界转速的频率,以及可能存在的随机振动信号^[6],因此必须对采集信号进行滤波去噪处理。

常用的滤波去噪的方法有 EMD 滤波、小波滤波和 EEMD 滤波,实验中采取 EEMD 滤波来提取信号基频。EEMD 滤波分解是一种自适应的信号分解方法,与小波滤波分析法相比,它克服了对基函数的选择;与 EMD 滤波分解相比,它克服了频率混叠现象,增加了消噪的彻底性^[7-8]。图 8 为信号滤波前后的对比,从中可知经过 EEMD 滤波能够较好地去除其他频率成分,得到较理想的激振信号。

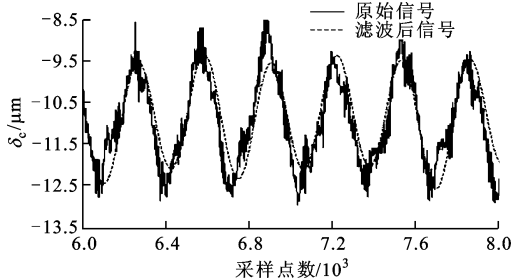


图 8 EEMD 滤波前后的实验信号对比

根据实验台的具体尺寸,相应的实验参数为 $m_a = 16.9 \text{ g}$, $e = 69.77 \text{ mm}$, $\omega = 3\,000 \text{ r/min}$, $L_1 = 348.82 \text{ mm}$, $L_2 = 67.32 \text{ mm}$, $L_3 = 123 \text{ mm}$,临界转速 $v_0 = 19\,086 \text{ r/min}$ 。当 $v = 3\,000 \text{ r/min}$ 时,在线调控被测轴承的预紧力,测试相应预紧力下角接触球轴承的径向跳动信号,并将所得信号进行 EEMD 滤波,提取各个预紧力下角接触球轴承的激振位移。当 $P = 100 \text{ N}$ 时,由实验数据处理得到的结果如图 9 所示。

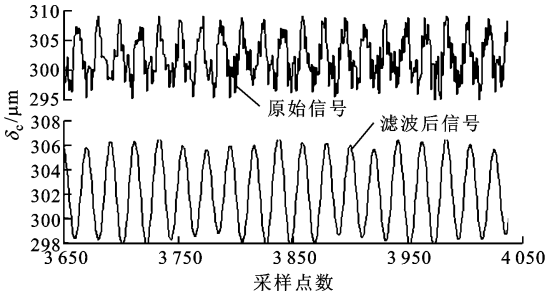
在 $v = 3\,000 \text{ r/min}$ 时,对测得的信号进行处理,得到的不同预紧力下的测试结果如表 2 所示。将实验参数带入式(6)、(7)中,由偏心质量引起的 $Q_e = 42.450\,8 \text{ N}$, $\delta_s = 2.498\,4 \text{ μm}$ 。将各个预紧力下测得的轴承激振位移分别代入式(5)中,可以得到相应预紧力下的 δ_c ,将等效力和等效位移带入式(8)中,计算得到不同预紧力下的等效动刚度如表 2 所示。

在同等条件下,将 Romax 软件分析结果与实验测得的角接触球轴承动刚度进行了对比(见图 10)。由图 6、7、10 可知,在转速一定的条件下,角接触球轴承的激振位移随着轴承所受预紧力的增大而减小,且随着预紧力的增大,激振位移减小的趋势越来越平缓。在转速一定的条件下,角接触球轴承的动刚度随着轴承所受预紧力的增大而变大,但当预紧力

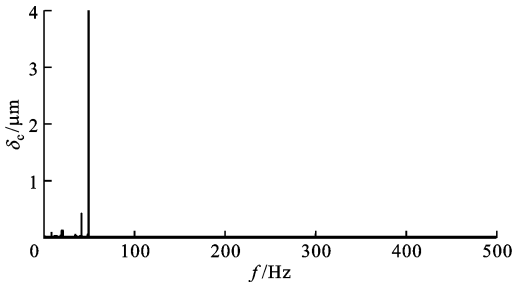
表 2 不同预紧力下轴承的位移及相应的径向刚度

P/N	100	200	300	400	500	600	700	800
$\delta_c/\mu\text{m}$	4.044	3.539	3.174	3.001	2.909	2.905	2.931	2.934
$\delta_e/\mu\text{m}$	1.546	1.041	0.676	0.503	0.411	0.407	0.433	0.426
$K_d/N \cdot \text{mm}^{-1}$	27 465	40 794	62 832	84 459	103 380	104 400	98 125	97 449

达到一定的程度时,轴承刚度的变化则不明显。



(a)原始信号和滤波后信号



(b)滤波后信号的 FFT 变换

图 9 信号滤波前后及 FFT 变换结果

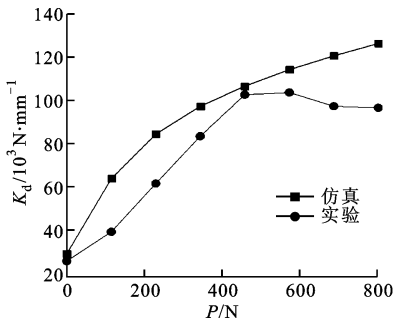


图 10 轴承径向刚度的仿真与实验结果对比

5 结 论

(1)由轴承刚度的仿真和实验结果对比可知,在转速一定的条件下,角接触球轴承动刚度随预紧力的变化二者比较一致,刚度的仿真结果大于实验结果。这是由于仿真未考虑环境因素对轴承刚度的影响,因此当预紧力达到一定程度时,实验结果与仿真结果存在一些差异。由于在仿真中未考虑轴承-主轴系统温升的影响,在实验中,随着预紧力的增大,轴承产生的摩擦热也增大,因此摩擦热显著地降低

了轴承的动力学性能。

(2)本文研究了角接触球轴承动刚度的测试方法,设计了角接触球轴承动刚度的测试实验台,通过仿真分析和实验,研究得出角接触球轴承激振位移和等效动刚度随预紧力变化的关系。激振位移随着预紧力的增大而减小,等效动刚度随着预紧力的增大而增大,当预紧力达到一定程度时,动刚度随预紧力的变化较小。因此,仿真分析结果和实验测试结果比较一致,能够为角接触球轴承预紧力在线调控提供一定的数据支持,对改善角接触球轴承的服役性能有着重要的工程意义。

参考文献:

[1] 闻邦椿. 高等转子动力学 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1999: 260.

[2] ALI N J, GARCFA J M. Experimental studies on the dynamic characteristics of rolling element bearings [J]. Journal of Engineering Tribology, 2010, 224(9): 659-666.

[3] 黄太平, 罗贵火, 苏卫民, 等. 滚动轴承动力特性测试方法 [J]. 振动、测试与诊断, 1996, 16(4): 32-37. HUANG Taiping, LUO Guihuo, SU Weimin, et al. Methods for measuring dynamic characteristics of rolling element bearings [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 1996, 16(4): 32-37.

[4] 李耀军. 水轮发电机转子平衡 [J]. 东北电力技术, 1995(5): 27-30. LI Yaojun. The balance of the hydroelectric generator rotor [J]. Northeast Electric Power Technology, 1995 (5): 27-30.

[5] 黄炜斌, 唐传俊, 崔立. 基于 Romax 的球轴承转子系统动态性能分析 [J]. 机械设计与制造, 2011, 9(1): 73-75. HUANG Weibin, TANG Chuanjun, CUI Li. Ball bearing the rotor system dynamic performance analysis and optimization on the base of Romax [J]. Machinery Design & Manufacture, 2011, 9(1): 73-75.

[6] 钟一鄂. 高等转子动力学 [M]. 北京: 清华大学出版社, 1987: 233-237.

(下转第 123 页)