

文章编号: 1000-8055(2010)08-1883-05

轴承预紧力与系统固有频率关系的试验

邓四二, 王燕霜, 李新宁
(河南科技大学 机电工程学院, 洛阳 471003)

摘 要: 研制了轴承预紧力测试装置, 通过该试验装置对预紧力和系统固有频率的关系进行了研究. 对轴承预紧力随系统固有频率变化的试验数据进行了拟合. 结果表明: 该试验装置从一定程度上反映了轴承的预紧特性. 固有频率随轴承预紧力的增大而增大, 相同的预紧力下, 系统固有频率随轴承支承跨距的增大而增大. 拟合得到的预紧力-固有频率-支承跨距关系式精度较高.

关 键 词: 轴承; 预紧力; 固有频率; 刚度; 跨距

中图分类号: TH13 文献标识码: A

Experimental study on the relationship between bearing preload and system natural frequency

DENG Si'er, WANG Yan-shuang, LI Xin-ning

(School of Mechatronics Engineering,
Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China)

Abstract: A special-purpose testing device for bearing preload was developed. The relationship between preload and system natural frequency was researched on this test rig. The test data of bearing preload versus system natural frequency were analyzed. The results show that the preload test rig can reflect the bearing's preload characteristic to a certain extent. The system natural frequency increases with the rising bearing preload. At the same bearing preload, the system natural frequency increases with the increase of bearing's supporting span. The precision of the fitted relationship of preload-natural frequency-bearing span is higher.

Key words: bearing; preload; natural frequency; stiffness; span

由于预紧力的作用,一方面可以消除轴向间隙,提高支承体旋转精度;同时还可以提高轴承的支承刚度,减少振动和噪声,提高轴承系统的使用寿命.因此,多数轴承在使用时都必须进行预紧.在轴承的使用过程中,如果实际预紧力小于设计预紧力,轴承的刚性将不能满足要求;如果实际预紧力大于设计预紧力,很可能又破坏了轴承的高灵敏度性能.因此,轴承在工作之前如何确定实际所承受的预紧力值,特别是在一些重要的高精密的轴承系统中尤为重要.目前,在预紧轴承的支承刚度的研究方面^[1-2]和系统固有频率研究领域^[3]不断有研究成果出现.人们在确定轴承预紧力方面,也找到了一些有效的确定最佳预紧力的方法.但是,这些方法要么是从理论角度分析来确定最佳预紧力;要么是实际测量,但劳动强度非常大,很大程度上受到主观因素的影响,测试精度和效率很难保证^[4-8].对于一些精度要求高,操作空间有限的特殊场合,传统方法很难满足要求.因此,

收稿日期: 2009-06-23; 修订日期: 2009-11-27
基金项目: 国家“十一五”重大科技攻关项目(JPPT-115-189)
作者简介: 邓四二(1963-),男,江苏丹阳人,教授,博士,主要从事轴承设计和轴承仿真研究.

要能更好地获取轴承实际所承受的预紧力大小, 必须寻求一种新的确定预紧力的方法. 与常规测试预紧力的方法不同, 本文通过研究轴承预紧力和系统固有频率的关系, 根据固有频率来获取轴承实际所承受的预紧力, 不仅可以提高测试精度和效率, 而且大大降低测试强度, 解决了轴 轴承系统确定实际预紧力的难题.

1 试验原理

有学者对轴承预紧力和支承刚度的关系^[9], 以及刚度和固有频率的关系^[10]进行了研究. 由于施加预紧力可以改变轴承的支承刚度, 支承刚度的改变又会对系统固有频率产生影响, 预紧力-刚度-固有频率三者之间必然具有一定的关系. 本文以角接触球轴承为支承建立测试系统, 来研究轴承预紧力与系统固有频率的关系, 以及轴承支承跨距对固有频率的影响.

试验采用的是角接触球轴承 7206AC, 相应的参数为: 滚动体直径 $D_w = 9.525\text{ mm}$; 滚动体个数 $z = 12$; 接触角 $\alpha = 25^\circ$.

2 试验系统

试验系统是由轴承支承系统、加载装置、数据采集分析系统和数学分析软件系统等部分组成. 通过加载装置对角接触球轴承 7206AC 进行预加载, 利用力敏传感器系统进行数据采集并显示监测结果, 同时用 LG-02A 力锤进行敲击, 加速传感器拾阵, YE6261B 动态数据采集测试系统进行同步采样和分析, 得到一系列轴承预紧力与系统固有频率的试验及分析数值. 试验的系统框图如图 1 所示.

其中, 轴承支承系统是试验装置的重要环节, 与加载装置一起构成一个典型的预紧力测试装置, 主要用来实现预紧力的加载和信号输出; 数据采集部分则对应相应的传感器向微机传输数据; 计算机数据处理和结果显示部分主要用来处理微机所得到的相应信号, 并直观的显示出来; 最后进行数据分析、曲线拟合等工作.

该测试装置的设计是根据轴承在实际应用中通常的定位形式, 采用刚度较好的轴承座进行支承, 严格配合尺寸, 体现了轴承的实际工作状态. 一般来讲, 角接触球轴承主要有两种安装方法^[11-12]: 一种是正装 (即面对面式); 另外一种反装 (即背对背式). 该测试装置中的一对轴承的安装采用的是正装方式, 具体结构如图 2 所示. 由

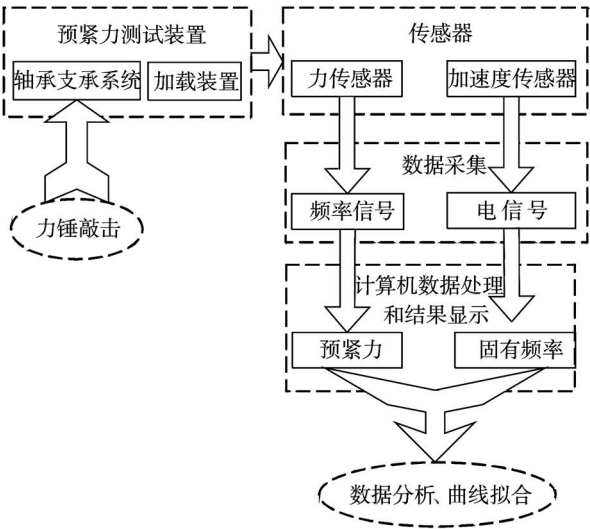
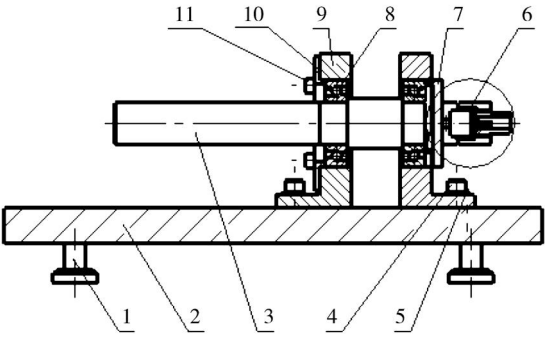


图 1 试验的系统框图
Fig. 1 Diagram of test systems

图中可以看出, 首先是支承部分的底座脚 1 和工作台 2; 其次是轴承的安装固定部分及测试轴 3; 最后一部分就是加载与测试部分. 外力通过压盖 7 压在轴承 8 (右) 的外圈, 由于轴承接触角的作用, 通过滚动体由内圈经过测试轴 3 传递到轴承 8 (左) 的内圈, 同样由于轴承接触角的作用通过滚动体传递到该轴承外圈, 再由压盖 10 通过螺钉 11 将力传递到轴承座 9 上. 加载装置 6 固定在轴承座一侧, 这样就完成了轴承的预紧.



1 底座脚; 2 工作平台; 3 测试轴; 4 螺钉;
5 定位销; 6 加载装置; 7 压盖; 8 轴承;
9 轴承座; 10 压盖; 11 螺钉

图 2 试验装置结构
Fig. 2 Construct of the test rig

3 试 验

确定轴承实际预紧力是一些高精度、特殊场合的轴承支承系统精度的保障, 在同一种支承跨

距下, 根据轴承预紧力和系统固有频率的对应监测试验可以反映出两者的关系, 是确定轴承预紧力新理论的基础。

本文试验主要是在预紧力-固有频率测试系统中, 利用轴承预紧力测试装置进行测试。整个试验主要分为三种跨距进行, 分别为 95, 75, 55 mm。试验测试数据分别为预紧力(N) 和固有频率(Hz) 两种。最后得到轴承预紧力与系统固有频率的试验数据及分析结果, 结合轴承支承跨距的影响, 利用专业分析软件拟合出轴承预紧力与系统固有频率和支承跨距的函数关系式。

4 试验结果及分析

按照测试装置的结构特点, 试验测试可分为 A, B, C 三组, 轴承支承跨距分别为 95, 75, 55 mm, 除跨距外其他参数基本保持一致。

4.1 固有频率测试

对于力锤激励采集到的响应信号, 如图 3 所示。

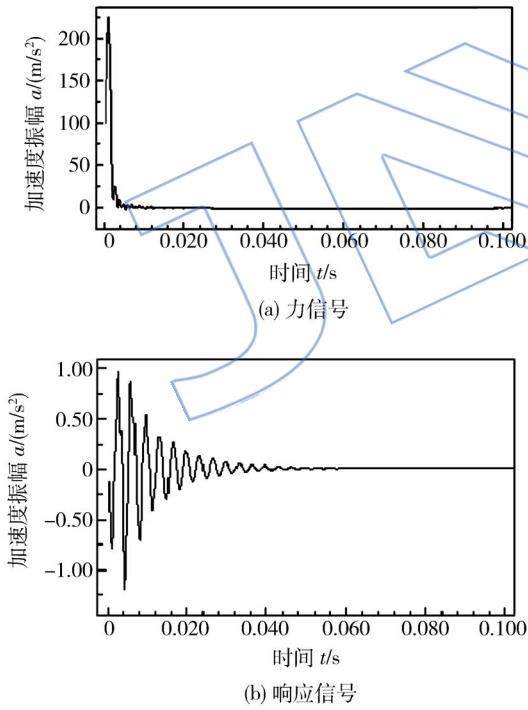


图 3 测试信号
Fig. 3 Test signal

4.2 拟合分析

通过试验可以得到该测试系统在三种轴承跨距下预紧力与固有频率关系的曲线如图 4 所示。

采用 First Optimization 软件, 利用买夸特法进行回归分析, 得到预紧力、跨距和固有频率如下

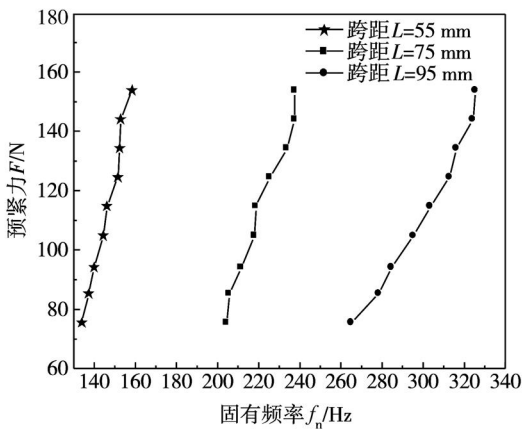


图 4 轴承预紧力-系统固有频率拟合曲线
Fig. 4 Fitted curve of preload system natural frequency

拟合关系式:

$$F = p_1 + p_2 \times f_n + p_3 \times f_n^2 + p_4 \times f_n^3 + p_5 \times f_n^4 + p_6 \times L + p_7 \times L^2 \tag{1}$$

其中

$$\begin{aligned} p_1 &= 183.365; & p_2 &= -1.888; \\ p_3 &= 1.747 \times 10^{-2}; & p_4 &= -5.792 \times 10^{-5}; \\ p_5 &= 6.634 \times 10^{-8}; & p_6 &= -2.921; \\ p_7 &= 1.397 \times 10^{-2} \end{aligned}$$

式(1)反映了预紧力、跨距和固有频率三者之间的关系, 总体相关系数 $R=0.99084$, 三者的关系如图 5 所示。

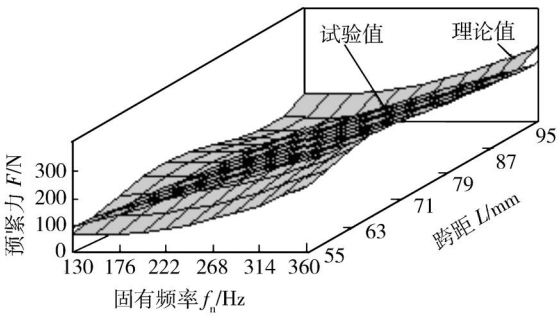


图 5 预紧力-跨距-固有频率关系的计算值与试验值的比较
Fig. 5 Computed value and experimental value contrast of preload-span frequency relationship

4.3 结果对比

表 1、表 2 和表 3 分别给出轴承支承跨距为 95, 75, 55 mm 时, 试验测试数据与公式(1) 计算值的对比结果。

通过试验可以看出, 在同一轴承支承系统中, 固有频率随轴承预紧力的增大而增大; 相同的预紧力下, 系统固有频率随轴承支承跨距的增大而增大. 由表 1 中可以看出, 在该组的测试中, 试验测试值与公式计算值的最大误差约为 2. 7%, 最小误差约为 0. 6%; 从表 2 中可以看出, 在该组的测试中, 试验测试值与公式计算值的最大误差约为 5. 2%, 最小误差约为 0. 4%; 从表 3 中可以看出, 在该组的测试中, 试验测试值与公式计算值的最大误差约为 5. 6%, 最小误差约为 0. 004%. 综合对比每组的统计数据可以看出, 本文试验数据基本稳定, 可信度较高.

表 1 计算值与试验值对比(轴承支承跨距为 95mm)
Table 1 Computed value and experimental value contrast (bearing span is 95 mm)

频率/ Hz	试验值/ N	计算值/ N	相对误差/ %
320. 22	74. 36	75. 5	1. 5
326. 803	87. 57	85. 3	2. 7
332. 208	93. 49	94. 1	0. 6
338. 269	104. 14	104. 9	0. 7
343. 343	113. 92	114. 7	0. 7
348. 068	126. 90	124. 5	1. 9
352. 492	132. 55	134. 3	1. 3
356. 655	147. 77	144. 1	2. 5
360. 588	150. 60	153. 9	2. 1

表 2 计算值与试验值对比(轴承支承跨距为 75mm)
Table 2 Computed value and experimental value contrast (bearing span is 75 mm)

频率/ Hz	试验值/ N	计算值/ N	相对误差/ %
236. 361	77. 58	75. 5	2. 8
241. 219	80. 86	85. 3	5. 2
245. 209	95. 06	94. 1	1
249. 683	109. 67	104. 9	4. 5
253. 428	111. 06	114. 7	3. 2
256. 915	125. 04	124. 5	0. 4
260. 181	139. 72	134. 3	4. 0
263. 254	146. 15	144. 1	1. 4
266. 157	146. 16	153. 9	5. 0

表 3 计算值与试验值对比(轴承支承跨距为 55mm)
Table 3 Computed value and experimental value contrast (bearing span is 55 mm)

频率/ Hz	试验值/ N	计算值/ N	相对误差/ %
155. 025	75. 06	75. 5	0. 6
158. 212	85. 30	85. 3	0. 004
160. 829	93. 39	94. 1	0. 75
163. 763	107. 49	104. 9	2. 5
166. 220	113. 57	114. 7	0. 99
168. 507	131. 40	124. 5	5. 5
170. 649	134. 50	134. 3	0. 15
172. 664	136. 05	144. 1	5. 6
174. 568	154. 54	153. 9	0. 4

5 结 论

本文通过试验研究轴-轴承系统中预紧力、轴承支撑跨距以及系统固有频率之间的关系, 分析试验测试数据, 拟合出相应的函数关系式. 旨在利用该关系式来衍生一种新型测试轴承实际预紧力的方法, 即利用测试系统固有频率来判定轴承预紧力. 可以得出以下结论:

- 1) 自行研制的轴承预紧力-固有频率测试装置, 试验性能稳定, 测试数据可靠.
- 2) 通过试验可以看出, 在同一轴承支承系统中, 固有频率随轴承预紧力的增大而增大; 相同的预紧力下, 系统固有频率随轴承支承跨距的增大而增大.
- 3) 一个确定的轴承系统中, 可以通过测试系统固有频率, 采用拟合得到的预紧力-固有频率-支承跨距关系式来判断轴承预紧力大小, 预紧力测试值与拟合函数计算值相对误差小于 5. 6% .

参考文献:

[1] WANG Chenglin, HANG Zhijin. Experimental analysis of dynamic stiffness coefficient of the new Mn-Cu alloy annular parts[J]. Journal of Beijing Institute of Technology, 2007, 16(1): 45-49.

[2] ZHOU Ping, ZHAO Deyou. Analysis of the hull girder vibration by dynamic stiffness matrix method[J]. Journal of Marine Science and Application, 2006, 5(3): 30-35.

[3] LI Guangbu, YANG Ruqin. Study on conveyor natural frequency and time interval for switching off resistances[J].

Journal of Harbin Institute of Technology, 2004, 11(6): 685-689.

[4] 耿海鹏, 戚社苗, 虞烈. 有大预紧效应的多叶径向箔片轴承的分析[J]. 航空动力学报, 2006, 21(3): 569-574.

GENG Haipeng, QI Shemiao, YU Lie. Analysis of the multileaf foil journal bearings with large preload effect[J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(3): 569-574. (in Chinese)

[5] SHAN Xiaobiao, XIE Tao, CHEN Weishan. Novel approach for determining the optimal axial preload of a simulating rotary table spindle system[J]. Journal of Zhejiang University Science A, 2007, 8(5): 812-817.

[6] Li X L. Application characteristics and technology of rolling bearings[J]. Bearing, 1995(8): 26-32.

[7] Mannan M A, Stone B J. The use of vibration measurements for quality control of machine tool spindles[J]. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 1998, 14(12): 889-893.

[8] Alfares M A, Elsharkawy A A. Effect of grinding forces on the vibration of grinding machine spindle system[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2000, 40(14): 2003-2030.

[9] 李红光. 滚动轴承预紧的意义和预紧力的估算及调整[J]. 机械制造, 2004, 42(9): 45-48.

[10] 李为民. 圆锥滚子轴承轴向定位预紧刚度计算[J]. 轴承, 2004(5): 1-3.

LI Weimin. Rigidity calculation of axial position preload taper roller bearings[J]. Bearing, 2004(5): 1-3. (in Chinese)

[11] 机械设计手册编委会. 机械设计手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2007: 11-126.

[12] 邓四二, 贾群义, 王燕霜. 滚动轴承设计原理[M]. 北京: 中国标准出版社, 2009.

