

南京工程学院

毕业设计(论文)外文资料翻译

原文题目: Vibration Response Analysis on Spindle
System of Milling Machine

原文来源: Applied Mechanics and Materials
ISSN: 1662-7482, Vol. 741, pp 435-440

学生姓名: 柯珂 学号: 231120418

所在院(系)部: 工业中心

专业名称: 机械设计制造及其自动化

铣床主轴系统的振动响应分析

Yao Tingqiang, Tan Yang, Huang Yayu

关键词:

刚度;频率响应分析;主轴系统;铣床

摘要:

滚动轴承的动态特性和动力学参数对诸如旋翼系统, 齿轮系统和主轴系统非常重要的影响。旋转电机的频率受不同位置滚动轴承动力学参数的影响。研究滚动轴承等效动力学参数主轴系统和多体模型是在工作中的目的一种新的方法。柔性主轴体由固定接口组件模式的方法构成。通过等效弹簧和阻尼元件建立了滚动轴承主轴系统的四种不同的模型。主轴体和主轴系统的实验已经在进行。实验模态频率已经被冲击振动试验和扫频振动试验了。主轴系统的频率和振动响应已经通过调节等效弹簧和阻尼元件最小化计算和试验频率之间的误差计算。结果显示线性相等和不相等的弹簧和阻尼模型的频率的误差大是除了第一频率。然而, 非线性不平等的弹簧和阻尼模型的误差较小。非线性不等的弹簧和阻尼模型的预测频率是最准确的, 并与实验结果吻合。该方法可用于精确计算非线性等效刚度参数的多体系统滚动轴承。

本文呈现的工作目的是为了探寻一种建立滚动轴承等效动力参数主轴系统的多体模型的新方法。

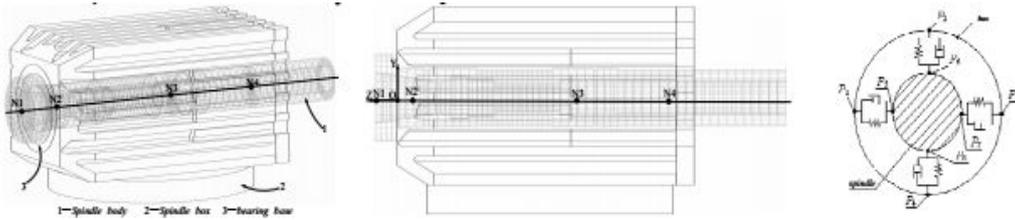
一、介绍:

旋转的力学性能一直受滚动轴承的动态特性的影响。滚动轴承的关节面的动态特性和时间变化是非线性的。滚动轴承的动态和主轴系统的动力学参数已被许多研究者研究。单滚动轴承被认为有更多的因素去研究, 如润滑, 保持架, 波纹度, 粗糙度。多体系统与滚动轴承的动态一直是近期一个重要的研究领域。滚动轴承的动力学参数通常等同于主轴系统的动力学分析线性弹簧和阻尼元素。模态试验和参数识别的方法一般适用于计算等效刚度和阻尼参数^[1]。主轴系统的线性等效刚度参数和动力学模型构建和由 AMSharan^[2], WRWang 和 CNChang^[3], KWWang 和 CHChen^[4]。线性等效的模型计算的模态频率主轴齿轮系统由 TQYao 构造和动力学分析^[5]。主轴工具保持器的界面刚度建模方法和主轴系统的有限元分析已经由 X.S.Gao^[6]进行。高速主轴系统动力学的有限元建模与主轴座工具接头和主轴系统的动态特性接口效应已经被 B.WANG 讨论^[7,8]。主轴系统的三层结构有限元模型掘进机已建成并使用参数辨识方法, 通过 X.Han 线性刚度和阻尼参数已经确定^[9]。用不同的线性和非线性关节参数主轴系统的等效动力学模型的方法进行了讨论, 并在工作中出现验证。

二、主轴系统模型

2.1 灵活的主轴模式

图一，切刀固定在 N1 位置，双列滚子轴承及固定在 N2 等效位置，两个角球轴承固定在由面对面 N3 的等效位置，从动齿轮被组装由多个花键 N4 相当于位置。主轴的有限元模型由模态综合方法构建。



A 三维模型

B 二维投影

C 弹簧减震器模型

图 1 主轴组件的模型

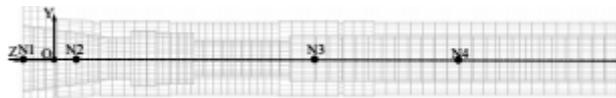
在本次调查中，使用固定接口组件的方法灵活的主轴建模。这种方法是基于瑞利 - 里兹法由克雷格和班普顿开发。在该方法的复杂结构被划分成其边被细分为正常和约束模式的组件。正常模式由求解本征值问题获得。

$$K - \omega^2 M = 0 \quad (1)$$

其中 K 和 M 是刚度和质量矩阵。结构的边界分别固定在通过接口点表示的轴承位置。感兴趣的正常模式的数量取决于所感兴趣的应用和频带。约束模式是通过将单位位移到每个边界节点同时限制其他边界节点的自由度得到静态变形的形状。约束模式在柔性体数目取决于接口点数目。每个接口点与约束模式相关，约束模式各成分的自由度通过使用模态置换升减少。

$$\{u_c\} = \begin{bmatrix} u_1 \\ u_B \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varphi_N & \varphi_C \\ 0 & 1 \end{bmatrix}_c \begin{bmatrix} q_N \\ u_B \end{bmatrix}_c \quad (2)$$

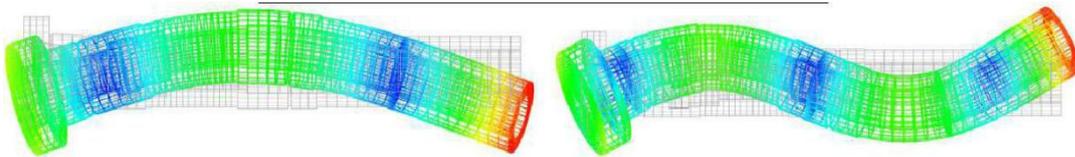
其中，UL 是在组件内部节点（内部节点）的位移，UB 是节点组分（边界节点）的边界，是自然模式，UC 是约束模式，和 QN 是的广义坐标上的位移自然的模式。整个模型的行为通过组装各成分的反应进行分析。



主轴的图 2 中的有限元

订单/频率计算实验			相对误差
1	1350.4	3486.1	0.34%
2	3486.1	3366.5	3.55%

表 1 计算的和实验结果的相对误差



A 一个第一弯频率，F1 =1350.4Hz B 中的第二个弯道频率，F2 =3486.1Hz

图 2 主轴的频率

计算和实验频率的相对误差如表 1 所示。在第一和第二频率的振动模式示于图 2。相对计算误差和试验频率之间的误差小。

2.2 等效动态轴承型号

造型与弹簧阻尼元方法轴承动态的一个关键方面是获得总力和作用于整个滚动轴承的时刻。在目前的模型中，线性和非线性弹簧阻尼元件被认为分别作为分析的一部分。在参考文献^[11]，在位置 N2 和 N3 的线性和等效刚度一直由模态试验和参数识别方法进行计算。弹簧阻尼元件模型显示在图 1c。为了得到的滚动轴承的相对准确的支撑刚度参数，计算出的和实验的频率之间的相对误差应该通过调整线性和等效弹簧阻尼参数最小值。但是，这种方法只能实现了第一弯曲频率，误差在参考其他频率时过大。

2.3 动态主轴系统模型

该轴是由有限元建模和各滚动轴承由弹簧阻尼元件建模。其中，该轴承支持在主轴接口点在点建立。这些接口点重合在重力的轴承内圈中心。因此，动态响应从一个模型传递到其他模型。图 1 描绘了这些接口点相互作用，如双头箭头指示动态响应的交换，从两侧即，滚动轴承和主轴发生。如前面提到的，滚动轴承具有单件外圈。因此，两个弹簧减震器装置的外座圈代表每个轴承被刚性连接到轴承座。最后，轴承座通过一个固定的约束连接于主轴箱。

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + K_L q + K_N q^n = F \quad (3)$$

其中，M 是总质量矩阵，C 是总潮湿矩阵，KL 和 KN 是线性和非线性刚度矩阵，Q 是广义坐标向量，F 是广义的负荷，n 是非线性的因素，当滚子轴承线性接触，N= 10/9 和滚珠轴承点接触，N =3/2 公式 (3) 通过线性化方法与 RecurDyn 的约束多体系统解决。如果滚动轴承的刚性已经给出，主轴系统的频率将被计算。主要细节在参考文献^[10]中讨论。四种型号的灵活主轴，刚性主轴箱，刚性轴承座和不同的弹簧阻尼器在本文中讨论。这四个

模型是线性的，平等的弹簧阻尼器模型（①LES DM），线性和不平等的弹簧阻尼器模型（②LUS DM），非线性和平等弹簧阻尼器模型（③NES DM），非线性和不平等的弹簧阻尼器模型（④NUS DM）。

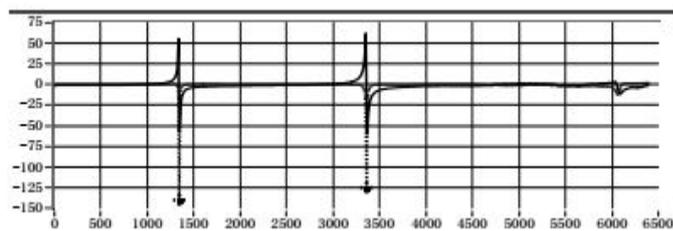
$$error_{\min} = \left\{ \sqrt{\sum_{i=1}^3 \min(e_i^2)} / 3 \right\} \quad (4)$$

三、结果与讨论

实验和分析结果佐证。主轴和主轴系统由弹簧减震器主轴模型所预测的频率与来自主轴系统试验台获得的结果证实了显示在图 4 和图 5。



a 主轴的脉冲激励

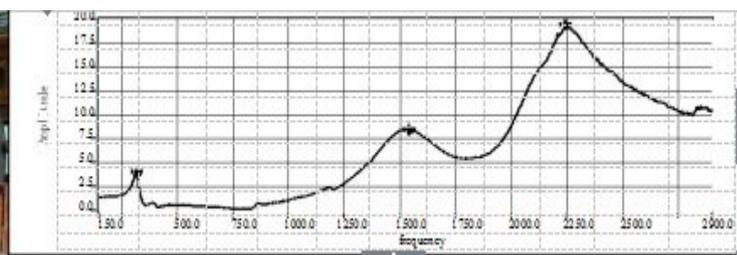


b 实验频率由脉冲激励主轴的频率

他主轴组件的正弦扫频振动试验已被应用到测试频率响应和查询的等效动力学。主轴组件包括主轴，主轴箱，滚动轴承及轴承座。为了得到精确的频率响应，所述扫描频率范围为 100Hz 至 3000Hz 和扫描频率增量被选择为 0.5Hz 的。主轴部件的第一三个数量的频率分别为 $f_1=317.4\text{Hz}$ ， $F_2 =1540.4\text{Hz}$ ， $F_3 =2244.0\text{Hz}$ 。



a 振动试验的照片



b 100-3000 赫兹的频率响应结果

图 5 主轴系统的正弦扫频振动试验

在主轴部件的 N2 和 N3 的位置的等效刚度参数已经由公式计算。（4）和在 RecurDyn 的软件优化分析。计算和实验结果和相对误差在表 2 显示。

模型	位置		频率/ Hz			相对误差 (%)		
	N2	N3	1	2	3	1	2	3
1	1.45e4	1.45e4	316.5	714.9	1614.2	-0.28	-53.59	-28.04
	3.02e4	3.02e4	317.9	946.3	1553.8	0.16	-38.57	-30.77
2	3.56e5	43.65e	2.8e4	1041.8	1551.6	-0.03	-32.37	-30.86
3	3.56e5	5e4	317.6	1455.7	2428.7	0.06	-5.50	8.22
4	6e5	3.24e5	317.1	1501.2	2246.8	-0.03	-2.49	0.09
实验	/	/	317.4	1540.4	2244.3	/	/	/

主轴系统的频率和振动响应已通过调整等效弹簧和阻尼元件，以最大限度地减少错误和实验频率计算。然后用所提出的方法计算了等效刚度参数。

一般来说，在主轴头 N2 的径向刚度大于后端 N3 实现铣削质量。在标签 2 中，除了一阶频率，lesdm 和 lusdm 的频率误差很大。①lesdm 和②lusdm 的第一频率是否准确影响高阶频率。①lesdm 和②lusdm 可以应用于计算的等效刚度参数是不准确的。对③nesdm 和④nusdm 频率误差小，对④nusdm 结果是最准确的。

图 5 是正弦扫频振动试验振动试验，B 的频率响应效果的照片根据赫兹接触理论得来，接触动力学和滚动轴承振动是非线性的。因此，在主轴头 N2 滚子轴承的径向刚度的载荷 - 变形因数被表现为线接触因子 10/9。在后 N3 角接触球轴承的负荷 - 变形因数被表现为点接触因子 3/2。

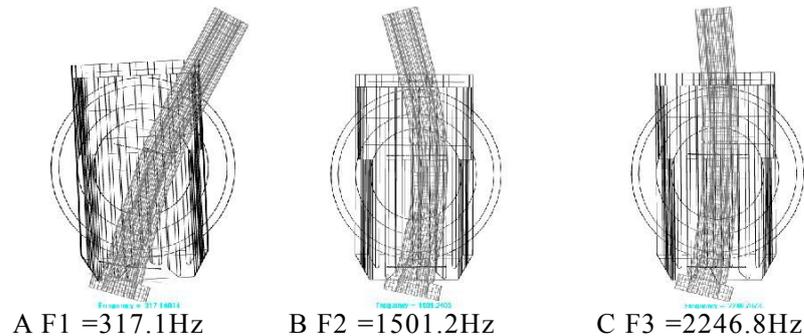


图 6。由④NUSDM 主轴组件的频率

由④NUSDM 支承主轴组件的频率被显示在图 6。一阶频率为主轴，框和④NUSDM317.1Hz 耦合振动的刚性。第二和第三阶频率 1501.2Hz 和 2246.8Hz。它们联接轴的挠曲变形振动和④NUSDM.④NUSDM 通常是强大的非线性模型，并得到非线性非等价弹簧和阻尼元素。的④NUSDM 和主轴的动态模型已经由计算结果验证。它可以应用到精确计算等效刚度参数为在多体系统滚动轴承。

四、结论

主轴的身体和主轴组件的模型已经构建有限元具有同等弹簧阻尼元素。振动响应的模拟正在进行中。计算出的频率与由脉冲激励和正弦扫频振动试验的实验结果进行比较。因此，等效刚度参数通过最小化所计算的和实验的频率之间的误差进行计算。现在，从 NUSDM 模型获得的结果和测试结果之间具有良好的协议也将是所提出的方法的有效性的合理的证据。所提出的方法和模型都是通用的，可用来研究频率、振动响应和主轴系统的动态特性。

五、致谢

作者在此感谢通过项目 NSFC-11002062, NSFC-11462008 和科研基金由中国政府提供的资金用于科学技术 - KKSA201101018 昆明理工大学引进人才。

参考文献

- [1] GAO Shangan. MENG Guan. ADVANCES IN RESEARCH ON DYNAMIC CHARACTERISTICS OF MACHINE TOOL SPINDLE[J]. JOURNAL OF VIBRATION AND SHOCK. 2007, 26(6):25-35
- [2] A M Sharan. Dynamic Behavior of lathe Spindles with Elastic Supports including Damping by Finite Element Analysis[J]. Shock and Vibration Bulletin. 1981.(51): 83-97
- [3] W R Wang,C N Chang. Dynamic Analysis and Design of a Machine Tool Spindle-Bearing System[J]. ASME Journal of Vibration and Acoustics. 1994.116(7): 280-285
- [4] K W Wang,Y C Shin,C H Chen. On the natural frequencies of high-speed spindles with angular contact bearings[C]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C: Mechanical Engineering Science 1991.205(3): 147-154
- [5] Yao Tingqiang Chi Yilin Huang Yayu.Contact Dynamics Simulation of Rigid and Flexible Coupled Spindle System[J]. MECHANICAL SCIENCE AND TECHNOLOGY FOR AEROSPACE ENGINEERING. 2007, 26(11):1507-1510.
- [6] GAO Xiangsheng, ZHANG Yidu, ZHANG Hongwei, Modeling approach for interface stiffness of spindle-tool holder[J]. Computer Integrated Manufacturing Systems.2013, 19(1):24-27.
- [7] WANG Bo, SUN Wei, TAI xingyu et. Effect of interfaces on dynamic characteristics of a spindle system[J]. Journal of Vibration and Shock. 2011, 30(10):46-50.
- [8] WANG Bo. SUN Wei. WEN Bangchun. The Finite Element Modeling of High-speed Spindle System Dynamics with Spindle-holder-tool Joints[J]. JOURNAL OF MECHANICAL ENGINEERING. 2012, 48(15):83-89.
- [9] Han Xi, Zhong Li, Liao Boyu. Joints parameter identification of the spindle system of

horizontal boring machine[J]. Journal of Chongqing university.1997,20(3):128-133.

[10] Yao Tingqiang, Tang Xiuying, Tan Yang. A Research on Nonlinearity Frequency of Multibody Contact Systems. Proceedings of 2012 International Conference on Mechanical Engineering and Material Science, Shanghai, China, 28-30, Dec, 2012.

[11] Zhu Shouzai. Study of equivalent dynamic parameter identification method of XK8140 CNC milling machine spindle system[D][MASTER THESIS]. Kunming: Kunming University of Science and Technology,2006.