

# 基于结合部动力学特性的立柱-主轴系统动力学模型研究\*

米良 殷国富 孙明楠 王小虎

(四川大学制造科学与工程学院, 成都 610065)

**【摘要】** 针对某卧式加工中心动力学特性分析的需要,论述了主要影响其动力学特性的立柱-主轴系统中导轨结合部、螺栓结合部、滚珠丝杠结合部以及轴承4类结合面分布情况,提出各类结合部动力学参数提取方法与有限元建模方法。通过试验测试与有限元分析相结合的手段识别导轨结合部刚度与阻尼,利用赫兹接触理论计算出滚珠丝杠接触刚度。在此基础上,建立了某卧式加工中心立柱-主轴系统有限元分析模型,通过测试立柱-主轴系统轴端频率响应函数验证了该有限元分析模型的准确性,并分析得出了该立柱-主轴系统导轨结合部对系统动态性能的影响情况。

**关键词:** 立柱-主轴系统 结合部 导轨 动力学 有限元

**中图分类号:** TH113.1; TG659 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2011)12-0202-06

## Column-spindle System Dynamic Model Based on Dynamic Characteristics of Joints

Mi Liang Yin Guofu Sun Mingnan Wang Xiaohu

(School of Manufacturing Science and Engineering, Sichuan University, Chengdu 610065, China)

### Abstract

For the needs of dynamic analysis of the horizontal machining center, the distribution of linear guide, bolt joints, ball screw and bearing which main affect the dynamic characteristics of column-spindle system were discussed, then the dynamic parameters identifying method and finite element modeling method for these joints were presented. The stiffness and damping of linear guide were identified by the combination of experimental tests and finite element analysis, and the ball screw contact stiffness was calculated based on Hertz contact theory. On this basis, the finite element model for the column-spindle system of a horizontal machining center was established. The accuracy of the finite element analysis model was verified by testing the tool point frequency response function of column-spindle system. Then influence of linear guide for the dynamic characteristics of column-spindle system was analyzed.

**Key words** Column-spindle system, Joints, Linear guide, Dynamic, Finite element analysis

### 引言

机床是由众多零件按一定功能需求装配而成的复杂机械系统,其动力学性能主要由各个零件及零件间结合面的动态性能所决定。整机动力特性分析主要集中在结合面动力学参数识别<sup>[1-2]</sup>和机床整机动力学模型构建这两方面<sup>[3-6]</sup>。

然而当前大多研究仅针对某类结合部或主轴系统进行分析,未就机床各类结合部动力学参数提取、有限元建模以及各结合部对立柱-主轴系统的影响进行全面分析,而Cao等<sup>[7-8]</sup>的研究表明机床整机对于轴端频响函数有不可忽视的影响,为此本文从立柱-主轴系统结合部分布情况、各类结合部动力参数辨识及有限元建模等方面出发,针对某卧式加工

收稿日期: 2010-12-12 修回日期: 2011-02-24

\* 国家重大科技专项资助项目(2009ZX04001-013, 2009ZX04001-023)

作者简介: 米良, 博士生, 主要从事机械振动、机床动力学分析与结构优化研究, E-mail: miliang1985@yahoo.com.cn

通讯作者: 殷国富, 教授, 博士生导师, 主要从事制造自动化、智能设计技术、CAD/CAM/CIMS研究, E-mail: gfyin@scu.edu.cn

中心立柱-主轴系统建立有限元模型,并分析导轨结合部对立柱系统动力学特性的影响。

### 1 机械结合面动力学模型

对于机械结合面,其动力学模型如图 1 所示。系统的动力方程为

$$\begin{bmatrix} M_a & 0 \\ 0 & M_b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_a \\ \ddot{x}_b \end{bmatrix} + \left( \begin{bmatrix} C_a & 0 \\ 0 & C_b \end{bmatrix} + C_j \right) \begin{bmatrix} \dot{x}_a \\ \dot{x}_b \end{bmatrix} + \left( \begin{bmatrix} K_a & 0 \\ 0 & K_b \end{bmatrix} + K_j \right) \begin{bmatrix} x_a \\ x_b \end{bmatrix} = 0 \quad (1)$$

式中  $M_a, M_b$ ——子结构 A、B 质量矩阵  
 $C_a, C_b$ ——子结构 A、B 阻尼矩阵  
 $K_a, K_b$ ——子结构 A、B 刚度矩阵  
 $K_j, C_j$ ——结合部刚度、阻尼矩阵  
 $x_a, x_b$ ——子结构 A、B 位移矩阵

为此一般采用弹簧阻尼单元来模拟结合部动力学特性<sup>[10]</sup>。

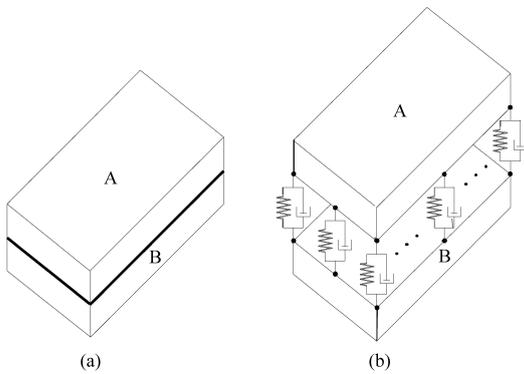


图 1 机械结合部动力学模型

Fig.1 Dynamic model of joints

(a) 机械结合部 (b) 机械结合面动力学模型

立柱-主轴系统是由主轴系统、主轴箱、立柱以及导轨、丝杠等柔性部件连接而成,机械结合面动力学性能对于整机动态特性有着重要意义,通过前人的广泛研究可知立柱-主轴系统结合部主要包括导轨结合部、

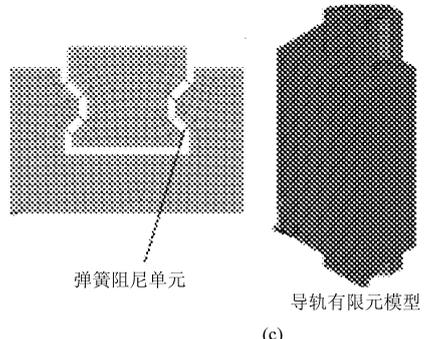
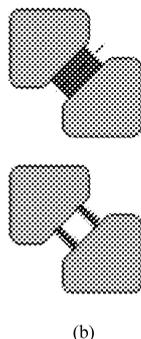
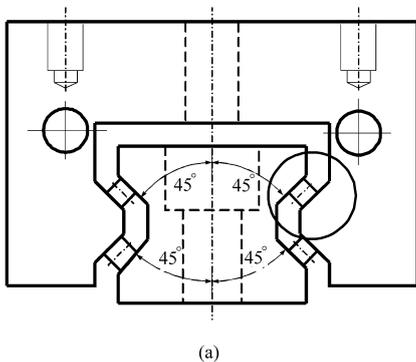


图 3 导轨有限元模型

Fig.3 FEM of linear guide

(a) 导轨结构图 (b) 结合部模拟 (c) 导轨有限元模型

螺栓结合部、滚珠丝杠结合部以及轴承4类<sup>[3-6,8,10]</sup>。

### 2 机床结合部动力学参数辨识

#### 2.1 导轨结合部

对导轨结合部采用试验与有限元分析结合的方法进行动力学参数识别。现以日本 THK 公司 SRG65LV 型保持架型滚柱滚动导轨为例说明导轨结合部动力学参数辨识过程,该导轨采用 C0 预紧,即中度预紧。

首先进行导轨模态试验,该试验采用多输入、单输出的方式进行。试验时将导轨固定于试验台上,并采用如图 2 所示的布点方式测量。分别测出各点传递函数后,借用特征系统实现算法(ERA)即可获得该导轨各阶固有频率、阻尼比以及相应的振型。

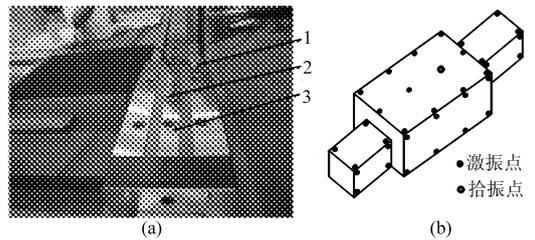


图 2 导轨模态试验装置与布点方式

Fig.2 Experimental setup of linear guide

(a) 试验装置 (b) 布点图

1. 力锤 2. 加速度传感器 3. 导轨

完成导轨模态测试后,针对测试导轨建立有限元模型,该导轨由轨道、滑块以及滚动体组成。轨道与滑块由合金钢制成,其弹性模量为  $2.06 \times 10^{11}$  Pa,密度为  $7850 \text{ kg/m}^3$ ,泊松比为 0.3。在有限元建模时采用六面体单元划分轨道与滑块,共 19 932 个单元,22 866 个节点。忽略滚动体的质量,用 72 个弹簧单元来模拟轨道与滑块间可动结合部。导轨有限元模型建立过程如图 3 所示。

建立有限元模型后即可通过试验与有限元分析相结合的方法来获得较为准确的结合部参数<sup>[2,9]</sup>,

采用优化设计的方法找出导轨结合部的刚度与阻尼,导轨结合部刚度和阻尼识别过程中优化目标函数分别为

$$\min f_1(k) = \left[ \sum_{j=1}^m \left( \frac{\omega_j(k) - \bar{\omega}_j}{\bar{\omega}_j} \right)^2 \right] \beta^2 \quad (2)$$

$$\min f_2(c) = \left[ \sum_{j=1}^m \left( \frac{\xi_j(c) - \bar{\xi}_j}{\bar{\xi}_j} \right)^2 \right] \beta^2 \quad (3)$$

式中  $\omega_j(k)$ 、 $\xi_j(c)$ ——有限元有阻尼模态分析获得的固有频率与阻尼比

$\bar{\omega}_j$ 、 $\bar{\xi}_j$ ——试验测得固有频率与阻尼比

$m$ ——分析的模态数目

$j$ ——固有频率(或阻尼比)阶数

$\beta$ ——目标函数的比例放大因子

导轨结合部刚度阻尼识别优化过程如图 4 所示。优化计算后可知,该导轨结合面法向与切向相同且接触刚度为  $1.795 \times 10^9 \text{ N/m}$ ,结合面阻尼为  $11250 \text{ N}\cdot\text{s/m}$ ,这是由于导轨轨道面呈  $45^\circ$ (图 3)。此时该导轨前 5 阶固有频率与阻尼比见表 1、表 2。由表 1、表 2 可知,所建立的导轨有限元模型较为准确地反映了导轨动力学特性,即所识别的导轨结合部刚度与阻尼可作为建立主轴-立柱系统动力学模型的基础数据。

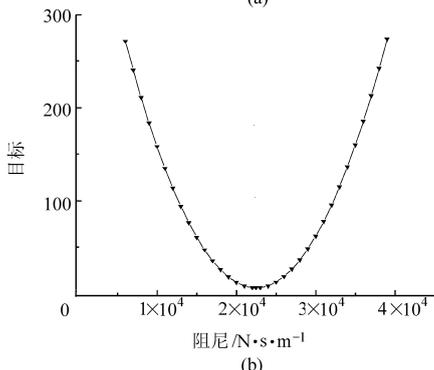
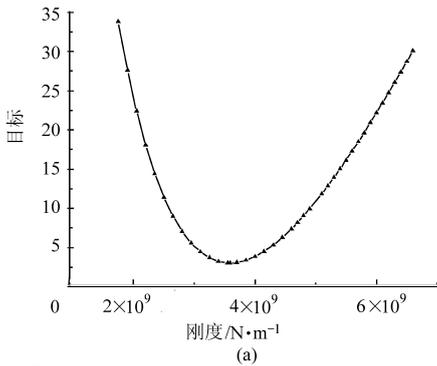


图 4 导轨结合面参数识别过程

Fig. 4 Process of identifying interface characteristic of rolling guide

(a) 刚度识别过程 (b) 阻尼识别过程

## 2.2 螺栓结合部

螺栓结合部是机床中大量存在的一类固定结合

表 1 固有频率对比

Tab. 1 Comparison of predicted and experimental frequencies

项目	第 1 阶	第 2 阶	第 3 阶	第 4 阶	第 5 阶
试验值	955	1 469	1 598	1 969	2 286
仿真值	1 046	1 371	1 726	1 807	2 150
误差/%	9.53	6.63	8.01	8.10	5.96

表 2 阻尼比对比

Tab. 2 Comparison of predicted and experimental damping ratio

项目	第 1 阶	第 2 阶	第 3 阶	第 4 阶	第 5 阶
试验值	1.487	1.621	2.497	2.595	3.393
仿真值	1.399	1.504	2.762	2.814	3.511
误差/%	5.92	7.26	10.62	8.44	3.48

部,其动力学特性对于整机动态性能有重要影响,文献[1,9~10]指出,螺栓结合部动力学参数由表面面压、材料、加工手段、以及润滑情况等条件决定。一般的,螺栓结合部其表面面压  $P$  为

$$P = \frac{T}{\left( \frac{p}{2\pi} + \frac{\mu r_1}{\cos\beta} + \mu_n r_n \right) A} \quad (4)$$

其中  $r_n = \frac{D_1^3 - D_0^3}{3(D_1^2 - D_0^2)}$  (5)

式中  $T$ ——预紧力矩,  $\text{N}\cdot\text{m}$

$p$ ——螺距,  $\text{m}$

$\mu$ ——螺旋副摩擦因数

$r_1$ ——螺纹孔半径,  $\text{m}$

$\mu_n$ ——六角螺母支撑面摩擦因数

$r_n$ ——六角螺母圆环面的当量摩擦半径,  $\text{m}$

$D_0$ ——螺纹孔中径,  $\text{m}$

$D_1$ ——六角螺母直径,  $\text{m}$

$A$ ——结合部接触面积

对于单位面压下各种类型螺栓结合部基本参数可参考文献[10]。

## 2.3 滚珠丝杠结合部

滚珠丝杠是机床中较为普遍的进给装置,承担了机床进给方向主要载荷,为此在分析整机动态性能时,有必要考虑滚珠丝杠的轴向接触刚度<sup>[11]</sup>。对于滚珠丝杠,其动力学模型如图 5 所示。

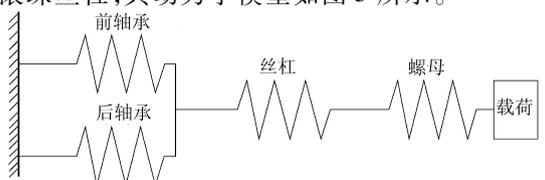


图 5 滚珠丝杠动力学模型

Fig. 5 Dynamic model of ball screw

滚珠丝杠轴向刚度为

$$k = \frac{1}{\frac{1}{k_s} + \frac{1}{k_N} + \frac{1}{k_B}} \quad (6)$$

式中  $k$ ——滚珠丝杠轴向刚度, N/m

$k_s$ ——丝杠轴向刚度, N/m

$k_N$ ——丝杠螺母轴向刚度, N/m

$k_B$ ——丝杠支撑轴承轴向刚度, N/m

在考虑滚珠丝杠结合部刚度的立柱-主轴系统有限元模型中丝杆、螺母由六面体单元模拟, 轴承刚度与丝杠螺母轴向刚度由弹簧阻尼单元模拟。对于轴承刚度可由相应的产品样本获得, 而丝杠螺母轴向刚度则通过赫兹接触理论计算获得。两弹性体接触产生的变形为

$$\delta = \frac{2K(e)}{\pi m_a} \sqrt[3]{\frac{1}{8} \left(\frac{3}{E'}\right)^2 Q^2 \sum \rho} \quad (7)$$

式中  $K(e)$ ——第 1 类完全椭圆积分

$m_a$ ——接触椭圆的长半轴系数

$Q$ ——法向压力, N

$E'$ ——当量弹性模量

$\sum \rho$ ——接触点处 4 个主曲率之和

具体计算过程可参考文献[12]。

### 3 立柱-主轴系统建模与试验验证

#### 3.1 基本参数

以某精密卧式加工中心立柱-主轴系统为例, 验证本文建模方法。该系统采用本文 2.1 节所测导轨, 只考虑导轨安装螺栓结合部与主轴安装螺栓结合部。

螺栓结合部、轴承、滚珠丝杠基本参数如表 3、4、5 所示。

表 3 螺栓结合部基本参数

Tab.3 Bolt joints parameters

名称	材料	粗糙度/ $\mu\text{m}$	面压/MPa	法向		切向	
				刚度/ $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$	阻尼/ $\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	刚度/ $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$	阻尼/ $\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$
导轨安装面	铸铁-钢	1.6	4.69	$5.76 \times 10^{11}$	$3.59 \times 10^7$	$9.12 \times 10^{10}$	$4.53 \times 10^6$
B 面	铸铁-钢	1.6	3.62	$1.18 \times 10^{11}$	$7.14 \times 10^6$	$3.92 \times 10^{10}$	$5.68 \times 10^6$

表 4 轴承基本参数

Tab.4 Bearing parameters

型号	外径/mm	内径/mm	宽度/mm	接触角/ $(^\circ)$	预紧力	轴承组刚度/ $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$	
						轴向	径向
7022C	170	110	28	15	1 770 N	$2.030 \times 10^8$	$1.0150 \times 10^9$
7024C	180	120	28	15	1 960 N	$3.330 \times 10^8$	$1.7325 \times 10^9$
40TAC90B	40	90	20	60	C9 预紧力	$1.015 \times 10^9$	
45TAC100B	45	100	20	60	C9 预紧力	$1.160 \times 10^9$	
50TAC100B	50	100	20	60	C9 预紧力	$1.745 \times 10^9$	

表 5 丝杠基本参数

Tab.5 Ball screw parameters

公称直径/mm	钢球直径/mm	导程/mm	接触角/ $(^\circ)$	滚道曲率比	预紧力/kN	圈数 $\times$ 列数
50	7.9	20	45	1.04	2.68	$1 \times 3.8$
55	7.9	20	45	1.04	2.68	$1 \times 3.8$

基于上述结合部参数, 在 ANSYS 中创建立柱-主轴系统有限元模型如图 6 所示, 进行谐响应分析, 获得轴端与 A 点的 X 向动柔度曲线, 分别如图 7 所示。

#### 3.2 模型验证

为验证本文所建立的有限元模型的准确性, 在轴端以及 A 点处分别进行激振试验, 获得了系统轴端及 A 点处原点传递函数, 这里仅列出轴端与 A 点

处 X 向原点传递函数, 试验简图如图 8 所示。

试验测得这两点处的频率响应函数如图 9 所示, 有限元与试验结果固有频率对比如表 6 所示(以前 9 阶固有频率为例)。通过 A 点与轴端两点试验测试结果与仿真结果对比可知, 仿真模型与机床的前 9 阶固有频率误差小于 7.23%。由此可认为本文所建立的立柱系统有限元模型是准确的, 可作为产品设计时参考。

表6 固有频率对比

Tab.6 Comparison of predicted and experimental frequencies

项目	第1阶	第2阶	第3阶	第4阶	第5阶	第6阶	第7阶	第8阶	第9阶
试验值/Hz	49.84	75.90	132.60	166.40	188.10	202.00	232.50	238.50	264.80
仿真值/Hz	51.47	80.90	138.60	165.50	201.70	209.40	235.70	244.70	271.70
误差/%	3.20	6.58	4.52	0.54	7.23	3.66	1.37	2.50	2.90

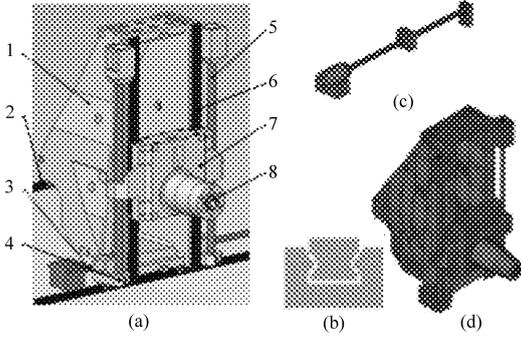


图6 立柱-主轴系统有限元模型

Fig.6 FEM of column-spindle system

(a) 立柱-主轴系统 (b) 导轨有限元模型

(c) 滚珠丝杠有限元模型 (d) 立柱-主轴有限元模型

1. 立柱 2. X向导轨 3. X向滚珠丝杠 4. Y向丝杠轴承  
5. Y向滚珠丝杠 6. Y向导轨 7. 主轴箱 8. 主轴

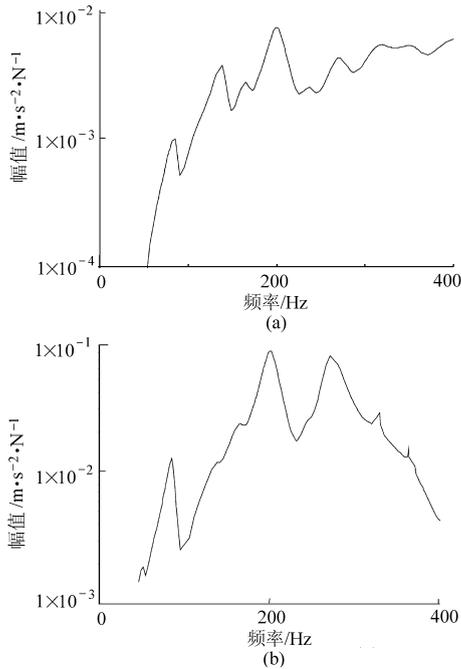


图7 机床 FRF 预测

Fig.7 Predicted FRF

(a) A点X向动柔度 (b) 轴端X向动柔度

### 4 导轨结合部影响分析

为分析结合面刚度对于主轴-立柱系统的影响,分析了X向、Y向导轨切向与法向刚度对于立柱-主轴系统前5阶固有频率的影响,如图10所示。

由图10可知:①总体来说提高导轨结合部刚度

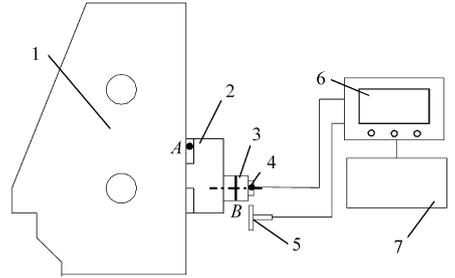


图8 整机激振试验简图

Fig.8 Experimental setup of whole machine

1. 立柱 2. 主轴箱 3. 主轴 4. 加速度传感器 5. 力锤  
6. INV3020C采集系统 7. DASP系统

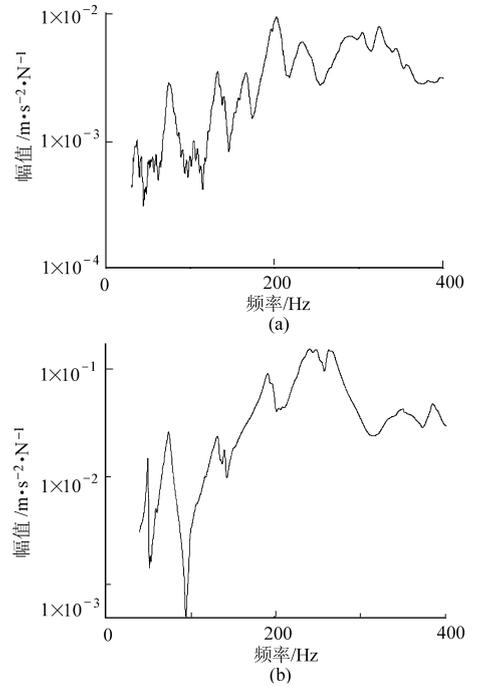


图9 试验结果

Fig.9 Experimental FRF

(a) A点X向动柔度 (b) 轴端X向动柔度

可以提高立柱-主轴系统的固有频率,但是随着结合部刚度的进一步提高,该系统固有频率将稳定在一定水平上。②同一结合部不同方向的刚度对于系统的同一阶固有频率有不同程度的影响,如系统X向导轨结合部法向与切向刚度在变化相同幅度下,系统第1阶固有频率分别提高10.78%和51.30%。③同一结合部对于系统不同阶固有频率有着不同程度的影响,如Y向导轨切向刚度在相同变化幅度

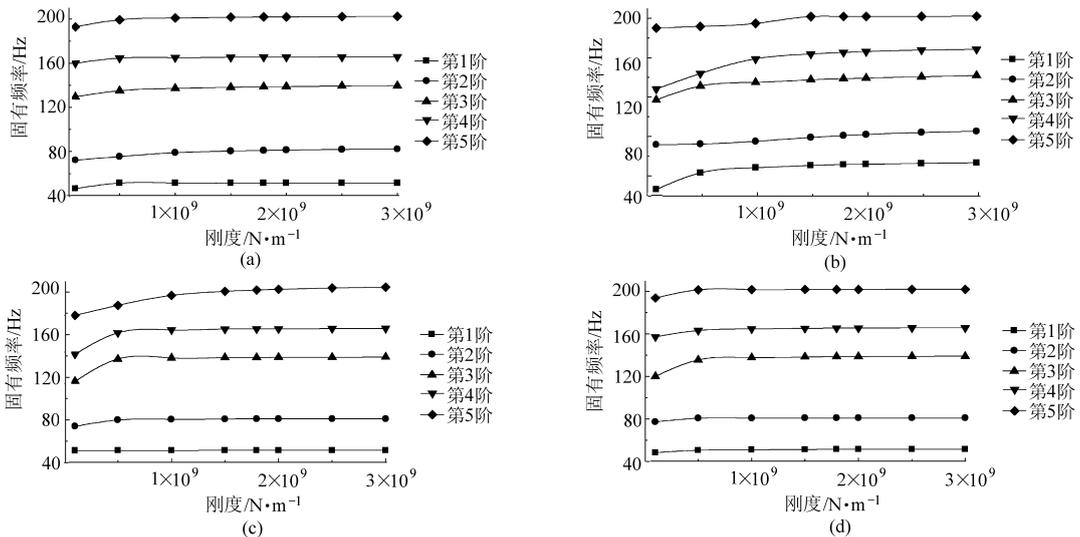


图 10 导轨结合部刚度对系统的影响

Fig. 10 Effects of roll guide stiffness on column-spindle system natural frequencies

(a) X向导轨切向刚度 (b) X向导轨法向刚度 (c) Y向导轨法向刚度 (d) Y向导轨切向刚度

下,第 1 阶固有频率提高 5%,而第 3 阶提高 15.8%。④不同结合部对于同一阶固有频率有着不同程度的影响,如 X 向导轨结合部切向刚度与 Y 向导轨切向刚度相同变化幅度下,第 1 阶固有频率分别提高 51.3%与 5%。

## 5 结论

(1)通过试验测试与有限元分析相结合的方法获得了直线滚动导轨结合部的刚度与阻尼。导轨有限元模型与实际固有频率误差小于 9.53%,阻尼

比误差小于 10.62%。

(2)利用赫兹接触原理分析了滚珠丝杠轴向接触刚度,便于进行立柱-主轴系统模型验证。

(3)构建了立柱-主轴系统有限元模型,通过 A 点与轴端两点仿真及测试动柔度对比表明,所建立的有限元模型与机床实际前 9 阶固有频率误差小于 7.23%,可认为本文所建立的立柱系统有限元模型是准确的。

(4)分析了立柱-主轴系统 X 向、Y 向导轨结合部切向与法向刚度对于系统前 5 阶固有频率的影响。

## 参 考 文 献

- Mao K, Li B, Wu J, et al. Stiffness influential factors-based dynamic modeling and its parameter identification method of fixed joints in machine tools[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2010,50(2): 156 ~ 164.
- 张学良,温淑花. 基于接触分形理论的结合面切向接触刚度分形模型[J]. 农业机械学报,2002,33(3): 91 ~ 93.
- Zhang G P, Huang Y M, Shi W H, et al. Predicting dynamic behaviours of a whole machine tool structure based on computer-aided engineering[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2003,43(7): 699 ~ 706.
- Ching Yuan Lin, Jui Pin Hung, Tzuo Liang Lo. Effect of preload of linear guides on dynamic characteristics of a vertical column-spindle system[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2010,50(8): 741 ~ 746.
- Jaspreet Dhupia, Bartosz Powalka, Reuven Katz, et al. Dynamics of the arch-type reconfigurable machine tool [J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2007,47(2): 326 ~ 334.
- Jaspreet S Dhupia, Bartosz Powalka, A Galip Ulsoy, et al. Effect of a nonlinear joint on the dynamic performance of a machine tool[J]. ASME Journal of Manufacturing Science & Engineere,2007,129(5): 943 ~ 950
- Cao Y, Altintas Y. A general method for the modeling of spindle bearing systems [J]. ASME Journal of Mechanical Design, 2004, 126(6): 1 089 ~ 1 104.
- Cao Y, Altintas Y. Modeling of spindle-bearing and machine tool systems for virtual simulation of milling operations[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture,2007,47(9): 1 342 ~ 1 350.
- 黎定仕,张以都,王鹏. 基于结构阻尼的机械结合部动力学模型研究[J]. 振动与冲击,2010,29(8): 204 ~ 208.
- 廖伯瑜,周新民,尹志宏. 现代机械动力学及其工程应用[M]. 北京:机械工业出版社,2004.
- 蒋书运,祝书龙. 带滚珠丝杠副的直线导轨结合部动态刚度特性[J]. 机械工程学报,2010,46(1): 92 ~ 99.