

## 惯性效应对电主轴动态性能的影响\*

刘俊峰<sup>1</sup>, 廖泉<sup>1</sup>, 赖涛<sup>1</sup>, 陈小安<sup>2</sup>

(1. 国防科技大学智能科学学院, 湖南长沙 410073; 2. 重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 410044)

**摘要:**为分析高速电主轴轴承-转子系统的动态特性,利用有限元分析方法和 Timoshenko 梁理论,建立考虑离心力和陀螺力矩等高速惯性效应和系统阻尼的电主轴转子系统动力学模型;并以 120MD60Y6 型号高速电主轴为研究对象开展模态试验,获取系统不同工况下的固有频率。研究表明:离心力除了造成轴承支承软化外,还会造成转轴软化,且转轴软化是造成主轴系统固有频率下降的主要原因;陀螺力矩会将主轴系统每阶固有频率分为前后两个模态,且前后模态随转速变化的规律不同。仿真结果和试验结果吻合较好,这表明所建模型能够准确预测高速电主轴动态性能。

**关键词:**惯性效应;电主轴;动态性能

**中图分类号:**TG133.2 **文献标志码:**A **文章编号:**1001-2486(2018)04-121-06

## Influence of inertia effects on dynamic behaviors of motorized spindle

LIU Junfeng<sup>1</sup>, LIAO Quan<sup>1</sup>, LAI Tao<sup>1</sup>, CHEN Xiaonan<sup>2</sup>

(1. College of Artificial Intelligence, National University of Defense Technology, Changsha 410073, China;

2. The State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 410044, China)

**Abstract:** In order to discuss the dynamic behaviors of the bearing-rotor system of high-speed motorized spindles, a rotor dynamic model with centrifugal force, gyroscopic couple and system damp was presented by using finite element method and Timoshenko beam theory. An overall model test on a 120MD60Y6-type motorized spindle was carried out to acquire the natural frequencies with different work conditions. The results indicate that centrifugal force will lead to the bearing softening and spindle shaft softening, and the latter is the main reason of the decrease of the natural frequency of the spindle system. Each natural frequency of the spindle system was divided into the forward and backward modes, and the forward and backward modes had different change regularities with speed. The good agreement between the theoretical results and the experimental data shows that the proposed model is capable of accurately predicting the dynamic behaviors of high-speed motorized spindles.

**Key words:** inertia effect; motorized spindle; dynamic behavior

高速切削加工能高效地切除材料并保证加工质量,代表着先进制造技术的发展方向。随着切削速度的不断提高,机床对主轴的性能要求也越来越高<sup>[1]</sup>。电主轴“原动件-传动件-执行元件”一体的“零传动”结构将高速加工推向了一个新的技术层次<sup>[2-3]</sup>。滚动轴承功耗小、刚度高、成本低且便于系列化和标准化<sup>[4]</sup>,在各类加工机床电主轴上得到了广泛应用,滚动轴承电主轴在高速工况下的动态性能也成为国内外研究的重点。

李松生等<sup>[5-6]</sup>考虑离心力、陀螺力矩等高速惯性作用力对球轴承滚动体的影响,系统地讨论了超高速时轴承结构和材料参数等对电主轴支承刚度以及系统固有频率的影响,对转子内径和轴承跨距进行了优化;张锦龙等<sup>[7]</sup>建立考虑轴承内圈离心位移影响的轴承拟静力学模型和轴承-转

子系统有限元模型;Jedrzejewski 等<sup>[8]</sup>的研究表明,作用在轴承滚动体上的陀螺力矩会导致轴承套位移,而离心力引起的轴承内圈位移对此没有影响;Jorgensen 等<sup>[9]</sup>在电主轴轴承-转子系统模型中考虑轴承支承刚度非线性变化影响,重点分析了主轴转速对系统动态性能的影响;杨佐卫等<sup>[10]</sup>建立了高速电主轴热态性能与动力学特性耦合分析模型,讨论了轴承离心软化和热预紧力硬化效应联合作用下的支承刚度变化规律及其对主轴系统动态性能的影响。

以上工作主要讨论离心力和陀螺力矩带来的支承软化以及热变形引起的预紧力对电主轴支承性能和固有频率的影响,而忽略了高速惯性效应造成的转轴软化对系统动态性能的影响。鉴于此,本文建立了考虑高速惯性效应的电主轴有限

\* 收稿日期:2017-05-11

基金项目:国家自然科学基金资助项目(514005151)

作者简介:刘俊峰(1986—),男,湖南娄底人,讲师,博士,E-mail:ljj20090702122@163.com

元动力学模型,讨论了离心力和陀螺力矩对系统动态性能的影响,为电主轴高速下的动态设计提供依据。

### 1 理论原理

#### 1.1 轴承模型

滚动轴承高速运行时,其滚动体会受到离心力和陀螺力矩的作用,如图 1 所示,即轴承高速旋转时第  $j$  个滚动体除了与内外圈之间存在接触载荷  $Q_{ij}$ 、 $Q_{ej}$  之外,还会受到离心力  $F_{cj}$ 、陀螺力矩  $M_{gj}$  的作用<sup>[8]</sup>,导致轴承支承性能会随着轴承转速的变化而变化。球轴承对转子提供了轴向、径向和角向三个方向上的支承刚度。采用典型的滚动轴承拟静力学模型<sup>[11]</sup>获取高速球轴承的动态运行参数。由于主要分析轴承的动态刚度,模型中可以不考虑不同位置滚动体与轴承内圈间隙的差异<sup>[12]</sup>,且为讨论方便,其支承刚度可表示为:

$$F_b = K_b \delta_b \quad (1)$$

式中: $F_b$  为轴承外载荷列向量; $K_b$  为轴承刚度矩阵; $\delta_b$  为轴承位移列向量。

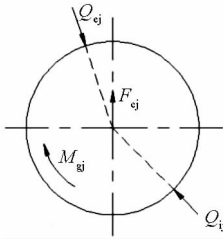


图 1 球  $j$  受力分析图

Fig. 1 Force diagram of the ball  $j$

#### 1.2 电主轴轴承 - 转子系统动力学模型

为建立有效的电主轴滚动轴承 - 转子系统动力学模型,根据系统结构及其动力学特性做如下合理的简化、假设和分析:

1) 系统壳体视为非转动轴,轴视为转动轴。

2) 各个转轴的振动包含两个径向移动自由度  $x$  和  $y$ 、两个绕径向方向转动的自由度  $\theta_x$  和  $\theta_y$  和一个轴向移动自由度  $z$ ,其具体形式如图 2 所示。

3) 各个转轴上的附属零部件(动平衡环、轴承内圈、轴上安装的刀柄刀具和螺母、电机转子等)本身弯曲刚度对转轴系统刚度影响很小,可以忽略,但是其惯性影响较大,应视为转轴上的附加质量单元,根据其与转轴的连接方式将其分为 5 类,如图 3 所示。

由图 3 可知,C1 类为拉杆或者夹头与轴的连

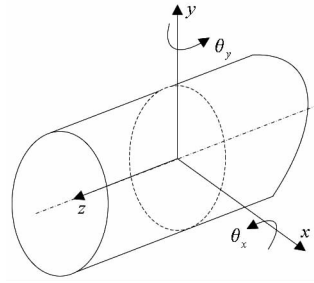


图 2 转轴的振动坐标系

Fig. 2 Coordinate system of shaft vibration

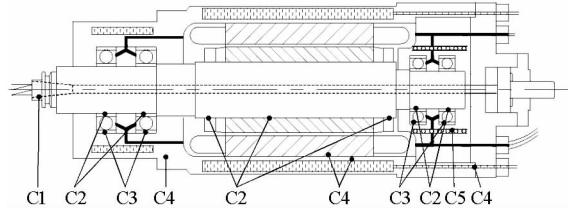


图 3 附属零件和梁的连接分类

Fig. 3 Classification of accessory parts and beams

接,在拉杆拉力的作用下,刀柄刀具和拉杆后端与轴虽然紧密连接,但要考虑它们之间连接界面的刚度阻尼特性<sup>[13-14]</sup>,只有刚性连接情况下才可视为自由度完全耦合;C2 类为轴上附属零件与轴的连接,均为过盈配合,可视为自由度完全耦合;C3 类为轴承座和轴承外圈的连接,由于轴承外圈被锁紧螺母和挡肩完全固定,可视为自由度完全耦合;C4 类为附属零件和壳体的连接,均为过盈配合或者螺栓锁死,可视为自由度完全耦合;C5 类为壳体与轴承座的轴向可移动连接,应视为径向和绕径向转动的自由度完全耦合,轴向移动自由度不耦合。

4) 轴承可视为受转速影响的非线性弹簧,为转动零部件提供 5 个振动方向上的支承刚度。

5) 相对于系统中各个转轴本身的刚度而言,轴向外载荷和轴承预紧力对转轴刚度产生的影响可忽略不计。

6) 为方便探讨高速惯性效应对主轴系统动态性能影响,忽略热位移和电磁不平衡力对系统动态性能的影响。

7) 鉴于轴向力一般不大且轴向刚度小于径向刚度,可将转子的轴向运动作为刚体平移处理;同时惯性矩效应对系统轴向动态性能影响可忽略,因此重点讨论系统径向动态性能。

根据上述的简化、假设和分析,考虑转轴所受弯矩、横向位移、剪切变形和转动惯量等因素的影响,用有限单元法<sup>[15]</sup>来分析其动力学行为,即沿轴线将其划分为具有  $N + 1$  个结点的  $N$  个轴段单

元,通过单元分析建立起各单元间结点力和结点位移的关系,综合各单元的运动方程,组建以结点位移为广义坐标的电主轴运动微分方程,从而将一个无限个自由度的质量连续分布的阶梯轴振动问题转化成有限个自由度系统的振动问题。图4为某前后轴承组背靠背配置的滚动轴承支撑型的电主轴的转子系统有限元模型。

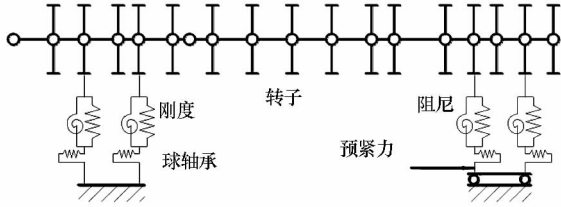


图4 电主轴轴承-转子系统有限元模型

Fig. 4 Element model of bearing-rotor system of motorized spindle

根据高速电主轴运行特点,仅考虑主轴高速运转时离心力和陀螺力矩对轴承的作用时,高速电主轴轴承-转子系统整体运动微分方程可表示为:

$$M\ddot{\delta}_q + K\delta_q = F_t + F_c \quad (2)$$

$$M = M_T + M_R + M_a \quad (3)$$

$$K = K_s + K_b \quad (4)$$

其中: $\delta_q$ 为转轴位移向量; $M_T$ 为变迁质量矩阵; $M_R$ 为旋转质量矩阵; $M_a$ 为附加质量矩阵; $K_s$ 为转轴刚度矩阵; $F_t$ 为转轴外载荷向量; $F_c$ 为转轴离心力向量。

考虑主轴高速运转时离心力和陀螺力矩对轴承和转轴的作用时,式(2)则应表示为:

$$M\ddot{\delta}_q + (C - 2\omega G)\dot{\delta}_q + [K - \omega^2(M_T - M_R)]\delta_q = F_t + F_c \quad (5)$$

式中: $\omega$ 为转轴角速度; $G$ 为陀螺矩阵; $C$ 为系统阻尼矩阵。

各参数矩阵可由Timoshenko梁理论<sup>[15]</sup>确定,其中质量矩阵 $M$ 和陀螺矩阵 $G$ 跟转轴的材料属性和尺寸有关, $M$ 为对称矩阵, $G$ 为反对称矩阵;转轴刚度矩阵 $K_s$ 与转轴材料弹性有关; $C - 2\omega G$ 表示系统属性和陀螺力矩共同作用下的综合阻尼效应,其中 $C$ 无法由理论计算得到,需通过模态试验获取模态坐标下的系统综合阻尼再通过坐标转换得到;而 $-\omega^2(M_T - M_R)$ 表示离心力对转轴的影响,由此可知,主轴转速越高,惯性效应影响越大。

需要说明的是,主轴实际工作中的转速波动会影响主轴振动响应,但对主轴固有频率和振型

没什么影响<sup>[16]</sup>,因此式(2)和式(5)中的 $F_c$ 不考虑主轴转速波动的影响。

## 2 试验

以功率6 kW、最高转速60 000 r/min的120MD60Y6型磨削用电主轴为研究对象,开展电主轴工作模态试验,以获取系统不同工况条件下的固有频率。因为该试验主轴并未安装刀具,因此该系统不考虑拉杆的作用。前轴轴承型号分别为B7005CD/P4A和B7003CD/P4A。

高速电主轴工作状态下壳体被固定,其振动主要来源于转轴,由转轴传递至壳体,所以测量壳体的振动状态可获取系统的固有频率等动态特性。

电主轴工作模态试验流程如图5所示。电主轴在运转状态下,将B&K4384型压电式单向加速度传感器布置在电主轴固定装置表面及壳体表面,采集各个方向上的振动信号,共有9个测点,采样频率为4096 Hz。为方便讨论,设电主轴壳体中部处于径向两个方向的位置分别为点#1和点#2,后端中部轴向方向的位置为点#3;采集信号经过B&K2692-014型电荷放大器和SC305-UTP型LMS信号采集分析仪的传输和转换后,最终传送到PC机里的LMS专业分析软件进行分析处理,通过对振动加速度信号进行相干系数和频谱分析以获取系统模态固有阻尼比和固有频率。

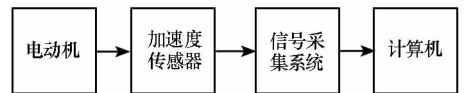


图5 电主轴工作模态试验

Fig. 5 Work model test of the motorized spindle

表1表示系统三个位置的试验模态固有阻尼比。由于系统固有阻尼的不可计算性,在电主轴壳体未固定时所测得的系统模态固有阻尼比对其壳体固定并且工作时的分析有一定的参考意义。

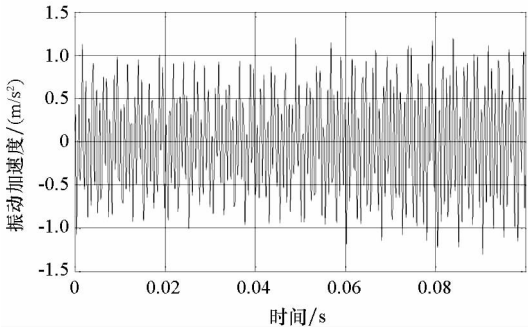
表1 试验模态固有阻尼比

Tab. 1 Test modal damping ratios %

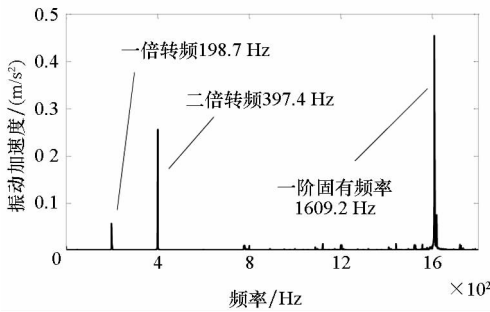
位置	x	y	z
#1	1.68	1.79	1.56
#2	1.92	1.64	1.49
#3	2.01	2.42	0.97

图 6 表示 120MD60Y6 型电主轴壳体中部 200 Hz 励磁频率下的振动加速度信号,时间范围为 0~0.10 s,频率范围为 0~1800 Hz,信号经过谐波小波处理过滤干扰成分<sup>[17]</sup>。由频谱图可知,当励磁频率为 200 Hz 时,系统一阶固有频率为 1609.2 Hz。

需要说明的是,图 6 中转子的一倍转频(198.7 Hz)略小于励磁频率(200 Hz),是因为电主轴内置的异步交流电动机存在转速差。



(a) 时域  
(a) Time domain



(b) 频域  
(b) Frequency domain

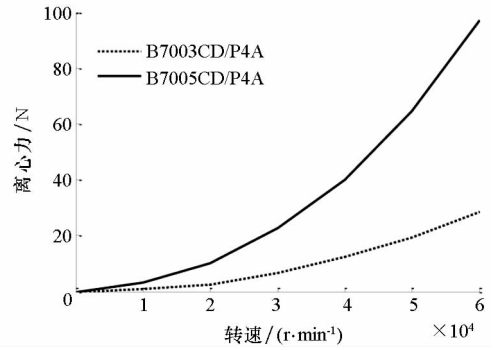
图 6 振动加速度信号

Fig. 6 Vibration acceleration signal

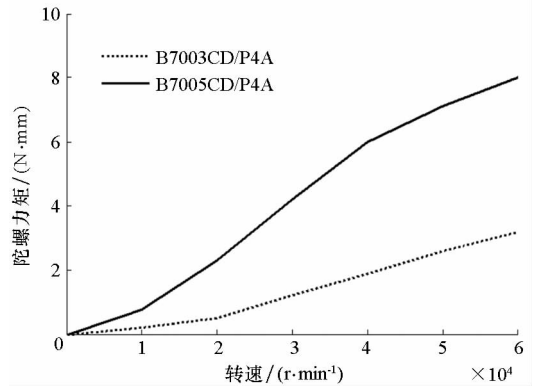
### 3 计算结果与比较

图 7 所示为 B7005CD/P4A 和 B7003CD/P4A 型号轴承滚动体在不同转速下所受的离心力和陀螺力矩理论计算值大小。由图可知,随着转速的升高,滚动体所受到的离心力和陀螺力矩增大,且轴承尺寸越大其惯性作用力的上升趋势也越明显。

定位预紧下轴承理论支承刚度随转速的变化规律如图 8 所示。由图可知,转速越高,轴承受到的离心力、陀螺力矩等惯性力越大,其滚动体脱离内圈滚道的趋势越明显,所以轴承的轴向、径向和角向刚度均下降,且大尺寸轴承 B7005 的刚度下降得更快,尤其是轴向刚度和角刚度。



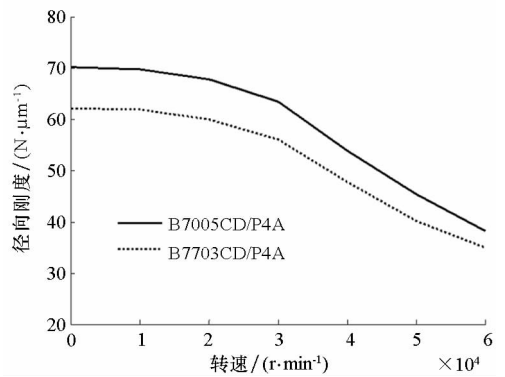
(a) 离心力  
(a) Centrifugal



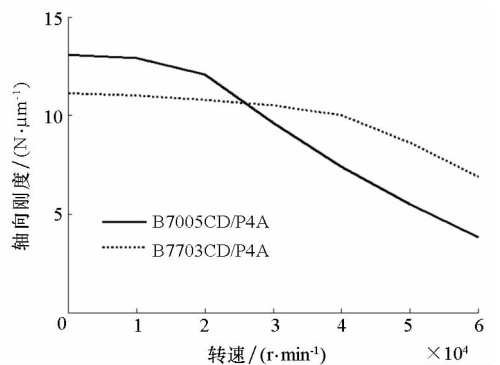
(b) 陀螺力矩  
(b) Gyroscopic moment

图 7 不同转速下滚动体的惯性作用力

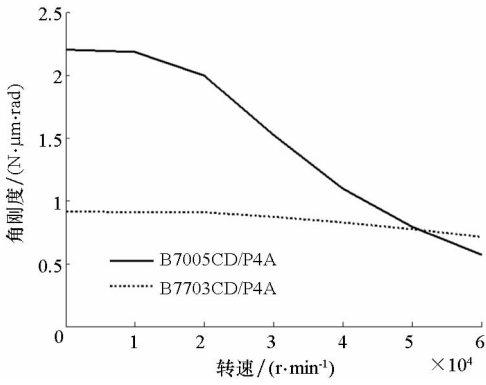
Fig. 7 Inertial forces of rolling elements with different speeds



(a) 径向刚度  
(a) Radial stiffness



(b) 轴向刚度  
(b) Axial stiffness



(c) 角刚度

(c) Angular stiffness

图8 不同转速下轴承支承刚度

Fig. 8 Support stiffness of bearings with different speeds

图9表示理论下仅考虑高速惯性效应对轴承支承软化作用时系统一阶固有频率随转速的变化规律(对于单磁极对电动机,励磁频率数值等于转速数值的1/60)。由图可知,由于高速惯性效应,转速越高,轴承各个方向上支承刚度越小,故系统固有频率也越低。主轴励磁频率为1000 Hz时比100 Hz时系统一阶固有频率下降了2.51%,由此可知轴承的支承软化会造成系统固有频率的下降,但下降幅度不是很大。

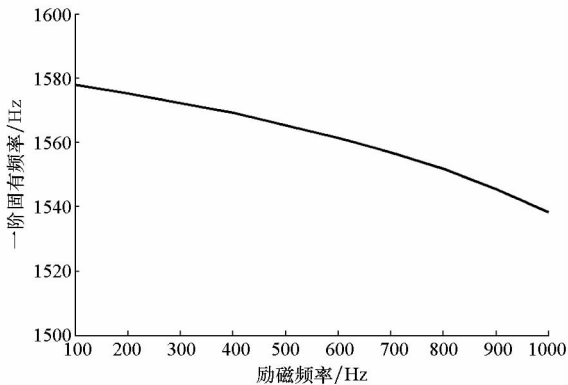


图9 支承软化对系统一阶固有频率影响

Fig. 9 Influence of bearing softening on the natural frequencies of the system

图10表示理论下高速惯性效应造成的转轴软化对系统一阶固有频率的影响。由图可知,当仅考虑离心力对转轴的影响时,主轴转速越高,离心作用力越大,系统固有频率就越低,且主轴励磁频率为1000 Hz时比100 Hz时系统一阶固有频率下降了15.1%;而陀螺力矩则会把主轴系统分为前后两个模态(模态皆为主轴的横向振动),前模态频率随着转速的提升而下降,且主轴励磁频率由100 Hz上升到1000 Hz时系统一阶固有频率

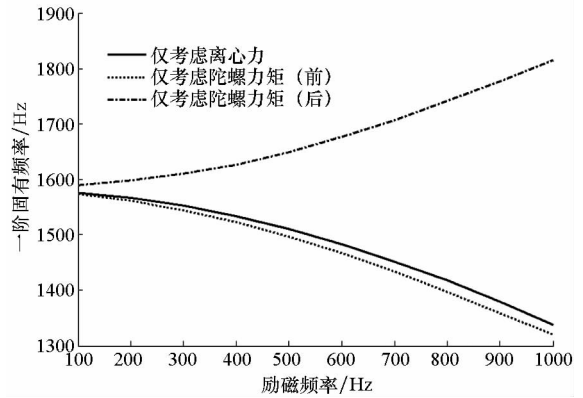


图10 转轴软化对系统一阶固有频率影响

Fig. 10 Influence of spindle softening on the natural frequencies of the system

率下降了16.2%;后模态频率随着转速的升高而升高,且主轴励磁频率由100 Hz上升到1000 Hz时系统一阶固有频率提高了14.2%。比较图10和图9所示结果可知,高速惯性效应引起的转轴软化对系统固有频率的影响大于支承软化对系统固有频率的影响。

图11为考虑高速惯性效应对轴承和转轴影响时的系统一阶固有频率理论值和模态试验所测的试验值。由理论可知,转速越大,惯性效应越明显,系统固有频率则越低,而前两阶固有频率的试验值随着转速的提升而下降,但下降趋势与理论值不一致,这是由于实际情况下主轴运转时还会产生热位移和电磁不平衡力等作用,轴承处的热位移会引起轴承热预紧力,提高系统固有频率<sup>[10]</sup>,但系统的热位移会降低主轴的工作寿命和精度,所以需要抑制热位移的产生;重载工况下电磁不平衡力作用较大,会导致系统固有频率下降<sup>[18-20]</sup>。所以,高速工况时系统固有频率的理论值和试验值位差较大,但各工况下系统固有频率理论值和试验值误差均在5.4%以内,说明所建

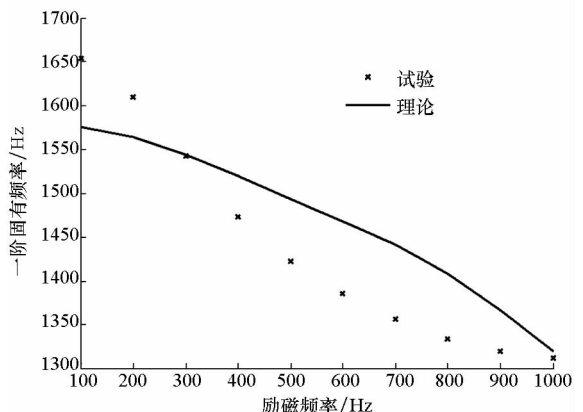


图11 系统一阶固有频率

Fig. 11 The first natural frequencies of the system

理论模型的准确性。

## 4 结论

在考虑离心力和陀螺力矩等高速惯性效应对电主轴轴承和转轴作用的基础上,建立高速电主轴轴承-转子系统动力学模型,并开展电主轴模态试验测试系统固有频率,根据理论和试验结果可得到以下结论:

1) 高速惯性效应会造成球轴承软化,降低其支承刚度,且转速越高,其作用越明显。

2) 离心力引起的转轴软化会降低电主轴系统固有频率,;陀螺力矩将主轴系统分为前后两个模态,前模态频率随着转速的上升而下降,后模态频率随着转速的上升而上升;高速惯性效应对转轴作用引起的系统固有频率变化大于其对轴承作用引起的系统固有频率变化。

3) 根据理论模型所得的各个工况下的系统固有频率理论值和测试所得的试验值均吻合得较好,表明所建模型对分析高速电主轴轴承-转子系统动力学行为具有一定指导作用。

## 参考文献 (References)

[1] 李圣怡,戴一帆,彭小强. 超精密加工机床及其新技术发展[J]. 国防科技大学学报, 2000, 22(2): 95-100.  
LI Shengyi, DAI Yifan, PENG Xiaoqiang. Ultra-precision machine tools and development of the latest technology[J]. Journal of National University of Defense Technology, 2000, 22(2): 95-100. (in Chinese)

[2] Jędrzejewski J, Kowal Z, Kwaśny W, et al. High-speed precise machine tools spindle units improving[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2005, 162/163: 615-621.

[3] Abele E, Altintas Y, Brecher C. Machine tool spindle units[J]. CIRP Annals, 2010, 59(2): 781-802.

[4] 徐东,徐永成,陈循,等. 滚动轴承加速寿命试验技术研究[J]. 国防科技大学学报, 2010, 32(6): 122-129.  
XU Dong, XU Yongcheng, CHEN Xun, et al. Research on accelerated life test for rolling element bearings[J]. Journal of National University of Defense Technology, 2010, 32(6): 122-129. (in Chinese)

[5] 李松生,张钢,陈晓阳,等. 高速电主轴球轴承-转子系统动力学性能分析[J]. 机械科学与技术, 2006, 25(12): 1447-1450, 1470.  
LI Songsheng, ZHANG Gang, CHEN Xiaoyang, et al. Analysis of the dynamic characteristics of the ball bearing-rotor system in high-speed electric spindles[J]. Mechanical Science and Technology, 2006, 25(12): 1447-1450, 1470. (in Chinese)

[6] 李松生,陈晓阳,张钢,等. 超高速时电主轴轴承的动态支承刚度分析[J]. 机械工程学报, 2006, 42(11): 60-65.  
LI Songsheng, CHEN Xiaoyang, ZHANG Gang, et al. Analysis of dynamic supporting stiffness about spindle bearings at extra high-speed in electric spindles[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(11): 60-65. (in Chinese)

[7] 张锦龙,王彦伟,黄正东. 高速球轴承-转子系统动态性能的分析与优化[J]. 西安交通大学学报, 2013, 47(1): 57-61.  
ZHANG Jinlong, WANG Yanwei, HUANG Zhengdong. Dynamic performance analysis and optimization of high-speed rotor-ball bearing systems [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2013, 47(1): 57-61. (in Chinese)

[8] Jedrzejewski J, Kowal Z. Modelling of angular contact ball bearings and axial displacements for high-speed spindles[J]. CIRP Annals, 2010, 59(1): 377-382.

[9] Jorgensen B R, Shin Y. Dynamics of spindle-bearing system at high speed including cutting load effects[J]. Journal of Manufacturing Science and Engineering, 1998, 120(2): 387-394.

[10] 杨佐卫,殷国富,尚欣,等. 高速电主轴热态特性与动力学特性耦合分析模型[J]. 吉林大学学报(工学版), 2011, 41(1): 100-105.  
YANG Zuwei, YIN Guofu, SHANG Xin, et al. Coupling analysis model of thermal and dynamic characteristics for high-speed motorized spindle [J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2011, 41(1): 100-105. (in Chinese)

[11] Jones A B. A general theory for elastically constrained ball and radial roller bearings under arbitrary load and speed conditions[J]. Journal of Basic Engineering, AMSE, 1960, 309-320.

[12] Tiwari M, Gupta K, Prakash O. Effect of radial internal clearance of a ball bearing on the dynamics of a balanced horizontal rotor[J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 238(5): 723-756.

[13] Yang Y, Zhang W H, Ma Y C, et al. Generalized method for the analysis of bending, torsional and axial receptances of tool-holder-spindle assembly [J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2015, 99: 48-67.

[14] Yang Y, Wan M, Ma Y C, et al. An improved method for tool point dynamics analysis using a bi-distributed joint interface model [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2016, 105: 239-252.

[15] Nelson H D. A finite rotating shaft element using Timoshenko beam theory [J]. Journal of Mechanical Design, 1980, 102(4): 793-803.

[16] Lioulios A N, Antoniadis I A. Effect of speed fluctuations on the dynamic behaviour of rolling element bearings with radial clearance[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2006, 48(8): 809-829.

[17] Shan W T, Chen X A, He Y, et al. A novel experimental research on vibration characteristics of the running high-speed motorized spindles [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2013, 27(8): 2245-2252.

[18] 陈小安,刘俊峰,合焯,等. 高速电主轴热态性能及其影响[J]. 机械工程学报, 2013, 49(11): 135-142.  
CHEN Xiaohan, LIU Junfeng, HE Ye, et al. Thermal properties of high speed motorized spindles and their effects[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(11): 135-142. (in Chinese)

[19] Chen X A, Liu J F, He Y, et al. An integrated model for high speed motorized spindles-dynamic behaviors [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2013, 227(11): 2467-2478.

[20] Chen X A, Liu J F. Model-based design of motorized spindles with different bearing configurations [J]. Journal of Vibroengineering, 2013, 15(4): 1853-1865.