

# 基于轴承动刚度的电主轴动态特性 影响因素分析

张珂,张天笑,王子男

(沈阳建筑大学机械工程学院,辽宁 沈阳 110168)

**摘要** 目的 研究不同条件下角接触轴承动刚度对电主轴动态特性的影响,为优化主轴动态特性提供理论支持. 方法 基于拟动力学研究方法求解角接触轴承动态性能,建立电主轴转子系统有限元模型分析不同轴承滚珠材料和预紧力对轴承动刚度及电主轴动态特性的影响. 结果 钢球轴承刚度小于陶瓷球轴承,且随着转速提高,钢球轴承刚度下降较快;装配陶瓷球轴承电主轴一阶固有频率较高,工作端位移较小;随着预紧力提高,角接触轴承刚度软化效应减弱,主轴固有频率增大,轴端位移减小. 结论 改用陶瓷滚珠或者适当提高预紧力都能有效改善轴承动力学特性,提高电主轴固有频率,使得主轴动态特性得到优化.

**关键词** 陶瓷球轴承;动刚度;动态特性;预紧力

中图分类号 TH113

文献标志码 A

## Analysis of Factors Affecting the Dynamic Characteristics of Motorized Spindle Based on the Dynamic Stiffness of Bearing

ZHANG Ke, ZHANG Tianxiao, WANG Zinan

(School of Mechanical Engineering, Shenyang Jianzhu University, Shenyang, China, 110168)

**Abstract:** The influence of dynamic stiffness on the dynamic characteristic of motorized spindle under different conditions was proposed in this paper to provide theoretical support for optimizing the dynamic characteristic of spindle. Based on the quasi-dynamic method, the dynamic performance of angular contact bearings was solved, and the finite element model of rotor system of motorized spindle was established to analyze the effects of different bearing ball materials and preloading forces on the dynamic characteristics of motorized spindle. The stiffness of the steel ball bearing was less than that of the ceramic ball bearing, and with the increase of rotational speed, the stiffness of steel ball bearing decreased more rapidly. The first natural frequency of the motorized spindle assembled with the ceramic ball bearing was higher and the displacement of its working end was

收稿日期:2018-06-11

基金项目:国家自然科学基金项目(51675353);教育部创新团队计划(IRT-15R45);沈阳市科技基金项目(F16-096-1-00)

作者简介:张珂(1969—),男,教授,博士,博士生导师,主要从事电主轴方面研究.

smaller. With the increase of the preload, the softening effect of angular contact bearing stiffness was weakened, the natural frequency of spindle increased, and the displacement of shaft end decreased. Using ceramic ball or properly increasing preload can improve the dynamic characteristics of bearing effectively and increase the natural frequency of the motorized spindle obviously, and because of that, the dynamic characteristic of motorized spindle is optimized.

**Key words:** ceramic ball bearings; dynamic stiffness; dynamic characteristics; preload force

电主轴动态特性是衡量机床精度和稳定性重要指标. 在磨削过程中, 变频器提供的频率等于电主轴固有频率时, 将引发共振现象, 降低机床稳定性和加工质量, 甚至引起事故. 轴承对转子起到支撑作用, 其本身参数变化将影响电主轴系统动态特性.

近年来, 研究人员对轴承性能及电主轴的动态特性进行了广泛研究. R. G. KUDOYAROV<sup>[1]</sup>等研究了多功能机床电主轴的设计与自适应控制, 讨论了确保机床有效运行的方法; J. H. SHAIK<sup>[2]</sup>等在考虑刀具情况下对电主轴系统的动态特性进行建模分析, 并讨论了机床切削稳定性的影响因素; D. PETERSEN<sup>[3]</sup>分析了双列滚动轴承的动力学特性, 得出了滚道缺陷对轴承动刚度和接触力的影响; S. JIANG<sup>[4]</sup>比较了相同运行条件下混合陶瓷球轴承与钢质球轴承温升情况, 并研究了各种因素对轴承温度影响; 刘小文等<sup>[5]</sup>基于 ANSYS 平台全面分析了全陶瓷电主轴的动态特性, 证明了陶瓷电主轴的优越性; 孟宪红等<sup>[6]</sup>基于电主轴本身模态对电主轴的极限转速进行计算, 但是并未考虑轴承状态的变化; 孟德浩等<sup>[7]</sup>利用消元法消去了 Jones 引用变量, 改进了迭代算法; 金翔等<sup>[8]</sup>基于接触理论对角接触轴承的动刚度进行分析, 并设计了实验对理论结果进行验证; 周子超等<sup>[9]</sup>建立了一种动热耦合模型, 讨论了热膨胀对轴承动态性能的影响; 王保民等<sup>[10]</sup>计算了轴承动态性能, 并得出轴承动刚度; 孟杰等<sup>[11]</sup>利用锤击实验法标定了电主轴的固有频率, 验证了所研究电主轴基频的合理性; 王建平等<sup>[12]</sup>计算了不同接触角和预紧力轴承的静刚度, 并分析了轴承静刚度对主轴动态

特性的影响; 陈礼生等<sup>[13]</sup>利用 workbench 平台对四头电主轴的模态进行计算分析; 陈建文等<sup>[14]</sup>对电主轴施加 2 种不同的约束进行模态分析, 证明了 2 种约束均适用于高速电主轴的模态分析; 孔令叶等<sup>[15]</sup>建立了空气静压主轴模型, 讨论了载荷对偏心和转轴刚度的影响.

以上研究多是分析钢球轴承电主轴, 而忽略了轴承滚珠材料对电主轴动态性能的影响, 在研究主轴动态特性时多采用轴承静刚度, 忽略了轴承运行过程中刚度的变化. 基于此, 笔者利用拟动力学法对不同滚珠材料和预紧力下角接触轴承的动力学性能进行对比分析, 并基于轴承动刚度得出了不同工况下电主轴的动态特性, 为改善主轴性能提供理论支持.

1 轴承动刚度模型建立

轴承动刚度可由包括几何方程、变形方程、滚珠和内圈的受力平衡方程等组成的非线性方程组来计算<sup>[16-18]</sup>. 轴承滚珠与内外圈的相对位置如图 1 所示.

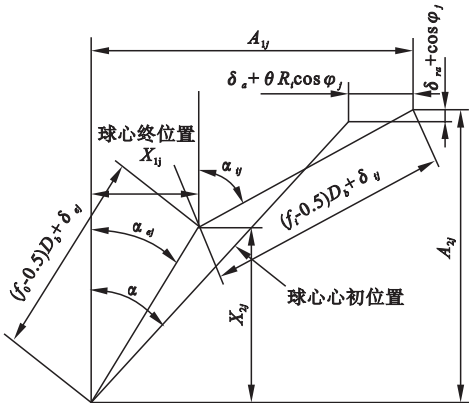


图 1 轴承滚珠中心位置图

Fig. 1 The position of the ball

根据图 1,在方位角为  $\varphi_j (\varphi_j = 2p(j - 1)/Z, j = 1, 2, \dots, Z, Z$  为滚珠个数)处,受载后轴承内圈与外圈新的曲率中心的轴向距离  $A_{1j}$ 和径向距离  $A_{2j}$ 由式(1)表示.

$$\begin{cases} A_{1j} = BD_b \sin \alpha_0 + \delta_a + \theta R_i \cos \varphi_j, \\ A_{2j} = BD_b \cos \alpha_0 + \delta_r \cos \varphi_j. \end{cases} \quad (1)$$

式中: $B = f_i + f_e - 1, f_i, f_e$  为沟道曲率半径系数; $\alpha_0$  为初始接触角; $\delta_a$  为轴承受载后轴向位移; $\delta_r$  为轴承受载后径向位移; $\theta$  为轴承受载后角位移; $R_i$  为曲率中心所在圆的半径; $\varphi_j$  为方位角.

根据图 1 的位置关系和勾股定理,可得到轴承受力后变形方程:

$$\begin{cases} (A_{1j} - X_{1j})^2 - (A_{2j} - X_{2j})^2 - [(f_i - 0.5)D_b + \delta_{ij}]^2 = 0, \\ X_{1j}^2 + X_{2j}^2 - [(f_e - 0.5)D_b + \delta_{ej}]^2 = 0. \end{cases} \quad (2)$$

式中: $X_{1j}$ 和  $X_{2j}$  为 Jones 引入变量; $\delta_{ij}$ 和  $\delta_{ej}$  为

$$\begin{cases} \{A_{1j} - [(f_e - 0.5)D_b + \sin \alpha_{ej}]\}^2 + \{[(f_i - 0.5)D_b + \delta_{ij}] \cos \alpha_{ij}\}^2 - [(f_i - 0.5)D_b + \delta_{ij}]^2 = 0, \\ \{[(f_e - 0.5)D_b + \delta_{ej}] \sin \alpha_{ej}\}^2 + \{A_{2j} - [(f_i - 0.5)D_b + \sin \alpha_{ij}]\}^2 - [(f_e - 0.5)D_b + \delta_{ej}]^2 = 0. \end{cases} \quad (4)$$

轴承滚珠在旋转过程中会产生离心力和陀螺力矩,其在方位角  $\varphi_j$  处计算方法如式(5)所示.

$$\begin{cases} F_{cj} = \frac{1}{2} m d_m \omega_{mj}^2, \\ M_{gj} = J \omega_{bj} \omega_{mj} \sin \beta. \end{cases} \quad (5)$$

式中: $F_{cj}$ 为滚珠承受离心力; $M_{gj}$ 为滚珠陀螺力矩; $m$  为滚珠质量; $d_m$  为轴承中径; $J$  为滚珠转动惯量; $\omega_{bj}$ 为滚珠自旋角速度; $\omega_{mj}$ 为滚珠公转角速度; $\beta$  为滚珠姿态角.

轴承在旋转过程中,不同转速下其滚珠与内外圈接触载荷也会发生改变,其计算方法如式(6)所示.

$$\begin{cases} Q_{ij} = K_{ij} \delta_{ij}^{3/2}, \\ Q_{ej} = K_{ej} \delta_{ej}^{3/2}. \end{cases} \quad (6)$$

式中: $Q_{ij}$ 为轴承滚珠与内圈的接触载荷; $Q_{ej}$ 为轴承滚珠与外圈的接触载荷; $K_{ij}$ 与  $K_{ej}$  为与接触角等参数有关的系数.

方位角为  $\varphi_j$  处滚珠与内外圈接触变形.  
在轴承旋转的过程中,轴承滚珠与内外圈的接触角也会发生变化.由图 1 可知,轴承滚珠与内外圈接触角满足式(3).

$$\begin{cases} \cos \alpha_{ej} = \frac{X_{2j}}{(f_e - 0.5)D_b + \delta_{ej}}, \\ \sin \alpha_{ej} = \frac{X_{1j}}{(f_e - 0.5)D_b + \delta_{ej}}, \\ \cos \alpha_{ij} = \frac{A_{2j} - X_{2j}}{(f_i - 0.5)D_b + \delta_{ij}}, \\ \sin \alpha_{ij} = \frac{A_{1j} - X_{1j}}{(f_i - 0.5)D_b + \delta_{ij}}. \end{cases} \quad (3)$$

式中: $\alpha_{ej}$ 为方位角  $\varphi_j$  处滚珠与轴承外圈接触角; $\alpha_{ij}$ 为方位角  $\varphi_j$  处滚珠与轴承内圈接触角.

把式(3)分别代入式(2)中,消去 Jones 引入变量  $X_{1j}$ 和  $X_{2j}$ 得到新的变形方程<sup>[7]</sup>:

轴承滚珠在旋转过程中,受到离心力和摩擦力共同作用,则在方位角  $\varphi_j$  处,滚珠受力如图 2 所示.

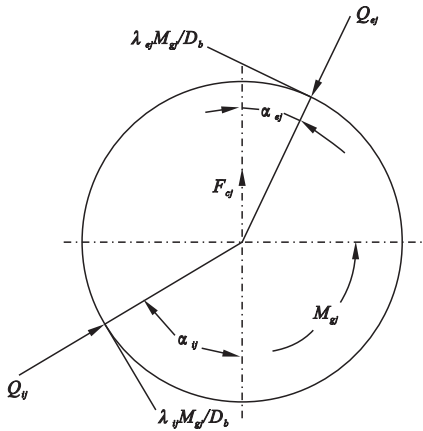


图 2 滚珠受力图

Fig. 2 The free - body diagram of rolling ball

轴承高速旋转,滚珠陀螺力矩被外圈摩擦力矩抵消,此时  $\lambda_{ij} = 0, \lambda_{ej} = 2$ ,则根据图 2 可得出轴承滚珠受力平衡方程如式(7)所示.

$$\begin{cases} Q_{ij}\sin\alpha_{ij} - Q_{ej}\sin\alpha_{ej} + 2\frac{M_{gj}\cos\alpha_{ej}}{D_b} = 0, \\ Q_{ij}\cos\alpha_{ij} - Q_{ej}\cos\alpha_{ej} - 2\frac{M_{gj}\sin\alpha_{ej}}{D_b} + F_{ej} = 0. \end{cases} \quad (7)$$

轴承在工作时承受轴向预载和径向载荷,则轴承内圈受力平衡方程如式(8)所示.

$$\begin{cases} F_a - \sum_{j=1}^N Q_{ij}\sin\alpha_{ij} = 0, \\ F_r - \sum_{j=1}^N Q_{ij}\cos\alpha_{ij}\cos\varphi_j = 0, \\ M - \sum_{j=1}^N Q_{ij}\sin\alpha_{ij}R_i\cos\varphi_j = 0. \end{cases} \quad (8)$$

式中: $F_a$ 为轴承轴向载荷; $F_r$ 为轴承径向载荷; $M$ 为轴承弯矩.

联立式(4),式(7),式(8)组成非线性方程组,以 $\alpha_{ij}$ 、 $\alpha_{ej}$ 、 $\delta_{ij}$ 、 $\delta_{ej}$ 、 $\delta_a$ 、 $\delta_r$ 、 $\theta$ 为初始变量,利用 matlab 牛顿迭代法求解<sup>[7]</sup>,求解后可得出轴承滚珠与内外圈接触角,接触载荷等参数.因为实验条件为空载,在不考虑径向载荷情况下,每个滚珠状态一致,初始变量减少,使计算过程简化.轴承接触刚度受到接触角和接触载荷等参数影响,其计算方法如式(9)所示.

$$\begin{cases} K_{rej} = K_{ej}\cos^2\alpha_{ej}, \\ K_{aej} = K_{ej}\sin^2\alpha_{ej}, \\ K_{rij} = K_{ij}\cos^2\alpha_{ij}, \\ K_{aij} = K_{ij}\sin^2\alpha_{ij}. \end{cases} \quad (9)$$

式中: $K_{rej}$ 为滚珠与外圈径向接触刚度分量; $K_{rij}$ 为滚珠与内圈径向接触刚度分量; $K_{aej}$ 为滚珠与外圈轴向接触刚度分量; $K_{aij}$ 为滚珠与内圈轴向接触刚度分量; $K_{ij}$ 与 $K_{ej}$ 为与接触角等参数有关的系数.

轴承刚度可由接触刚度表示,其计算方法如式(10)所示<sup>[10]</sup>.

$$\begin{cases} K_r = \sum_{j=1}^z \frac{K_{rej}K_{rij}}{K_{rej} + K_{rij}} \cos^2 \frac{2\pi}{Z}(j-1), \\ K_a = \sum_{j=1}^z \frac{K_{aej}K_{aij}}{K_{aej} + K_{aij}}. \end{cases} \quad (10)$$

式中: $K_r$ 为轴承径向刚度; $K_a$ 为轴承轴向刚度; $Z$ 为滚珠个数.

2 转子系统动态模型建立

所研究电主轴型号为 150MD24Z7.5,在建立其动态特性有限元模型时,忽略电主轴壳体和定子等固定的零件,把转子和转轴假设成一个整体,每一个角接触轴承简化成与轴承刚度相同的弹簧<sup>[19-20]</sup>.利用 Ansys Workbench 软件建立有限元模型,网格类型选择 Multizone,其有限元模型如图 3 所示.

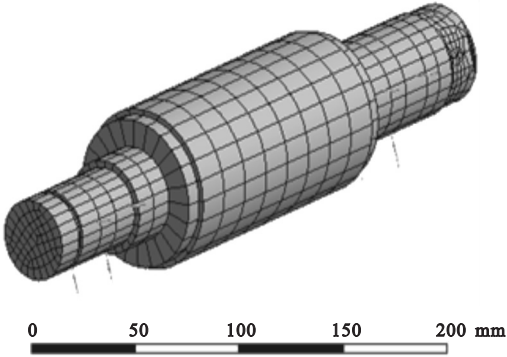


图3 转子系统有限元模型

Fig. 3 The finite element model of the rotor system

3 基于角接触轴承动刚度的电主轴动态特性分析

电主轴的动态特性分析包括模态分析和谐响应分析.通过模态分析可得出电主轴的各阶固有频率及其振型,从而对电主轴的极限转速做出预估.通过谐响应分析可得出电主轴在不同转速下响应位移,从而对转轴的刚度进行判断.轴承在转子系统中主要起到支撑作用,其刚度的变化将直接影响主轴的动态特性,而轴承刚度与材料,转速和预紧力都存在非线性关系.

3.1 不同滚珠材料对角接触轴承动刚度影响分析

150MD24Z7.5 型电主轴的角接触轴承型号为 7007c,为得出不同滚珠材料角接触

轴承动刚度对主轴动态特性的影响,笔者对预紧力为400 N时陶瓷球与钢球角接触轴承动态性能进行了对比分析,轴承参数如表1所示.

两种材料的轴承滚动体的离心力 $F_c$ 和陀螺力矩 $M_g$ 随转速 $n$ 变化趋势如图4所示.

表1 两种轴承参数

Table 1 The parameters of the bearings				
滚动体材料	轴承中径/mm	滚动体直径/mm	弹性模量/GPa	泊松比
陶瓷球	48.5	6.75	320	0.25
钢球	48.5	6.75	206	0.30

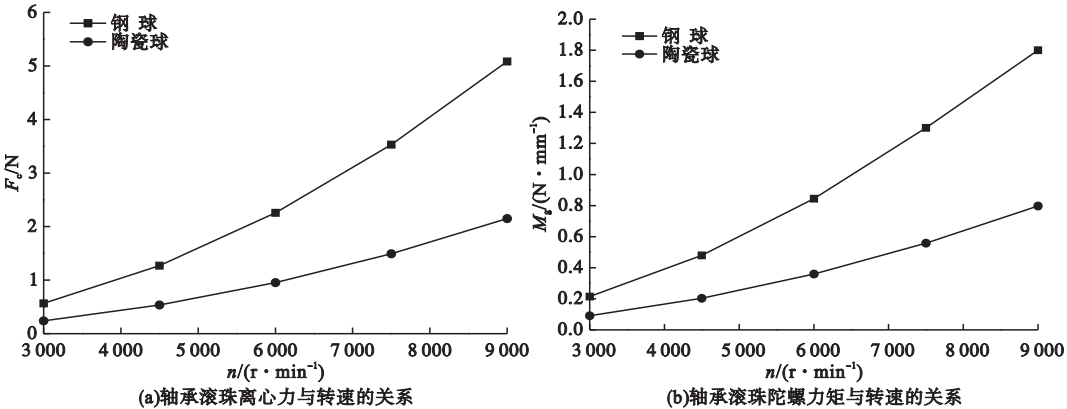


图4 轴承滚珠离心力和陀螺力矩与转速的关系

Fig. 4 The curves of the centrifugal force and gyroscopic moment of the ball with varying speed

由图4(a)可知,随着转速提高,两种材料滚动体离心力呈非线性递增,钢球离心力大于陶瓷球,且随转速增大较快.当转速从3 000 r/min提高到9 000 r/min时,钢球离心力提高了4.5 N,陶瓷球只提高1.96 N.由图4(b)可知,两种材料滚珠陀螺力矩变化趋势

一致,都随着转速提高呈非线性递增,钢球陀螺力矩大于陶瓷球,且二者之差随着转速提高不断增大.

两种材料滚动体与轴承内外圈接触角 $\alpha$ 和接触载荷 $Q$ 随转速 $n$ 的变化趋势如图5所示.

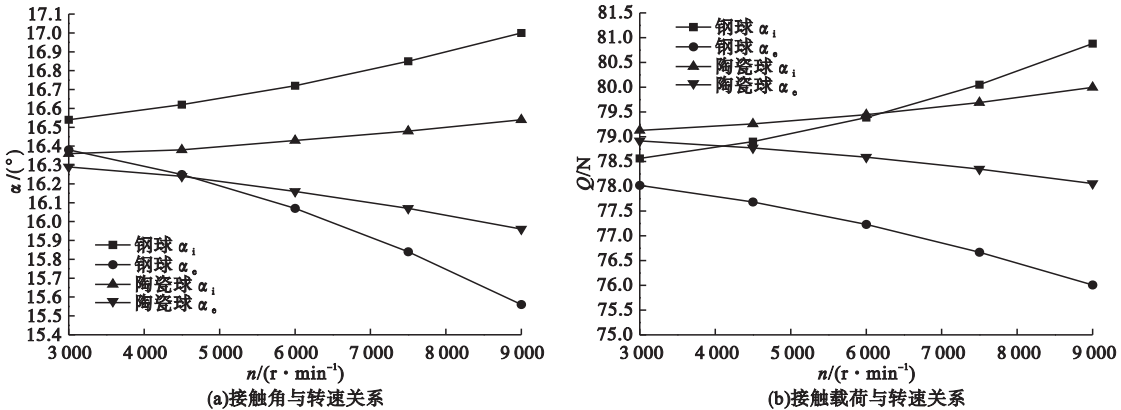


图5 轴承接触角和接触载荷与转速关系

Fig. 5 The curves of the contact angle and contact load of the bearing with varying speed

轴承滚珠与内圈接触角和转速成正比关系,与外圈接触角和转速成反比关系,陶瓷球

轴承接触角受转速影响较小,当转速从3 000 r/min提高到9 000 r/min时,钢球轴承



滚动体与内圈接触角 $\alpha_i$ 提高了2.8%,与外圈接触角 $\alpha_e$ 下降了5.0%;而陶瓷球轴承滚动体与内圈接触角 $\alpha_i$ 只上升了1.2%,与外圈接触角 $\alpha_e$ 只下降了2.0%.随着转速提高,滚动体与内圈接触载荷下降,与外圈接触载荷提高,钢球接触载荷变化范围更大.当转速从3 000 r/min 提高到9 000 r/min 时,钢球轴承滚动体与内圈接触载荷 $Q_i$ 下降了

2.6%,与外圈接触载荷 $Q_e$ 提高了3.1%;而陶瓷球轴承滚动体与内圈接触载荷 $Q_i$ 下降了1.08%,与外圈接触载荷 $Q_e$ 提高了1.09%.

接触载荷和接触角变化都会影响到轴承刚度,预紧量保持不变,轴承径向刚度 $K_r$ 和轴向刚度 $K_a$ 随转速 $n$ 变化趋势如图6所示.

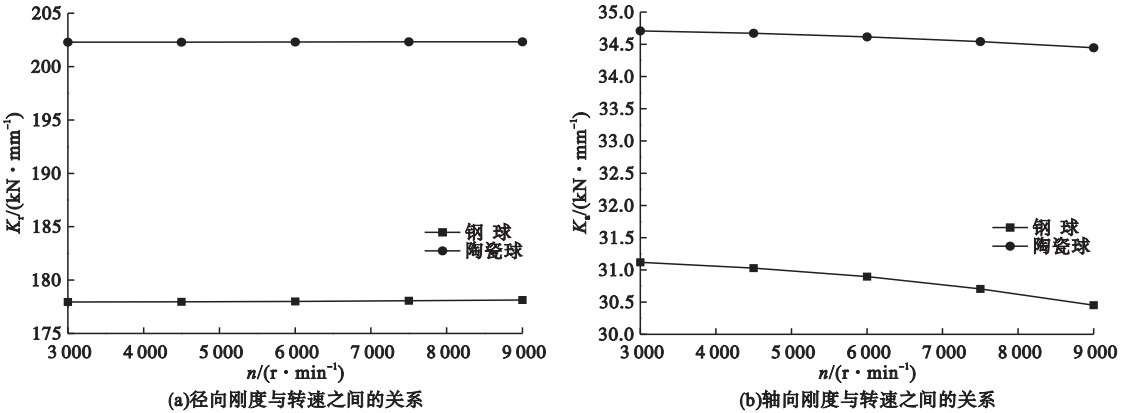


图6 轴承刚度与转速之间的关系

Fig. 6 The relation between the bearing stiffness and the rotation speed

由图6可知,比较陶瓷球轴承和钢球轴承,陶瓷球轴承刚度更高.两种轴承径向刚度保持稳定,轴向刚度随转速升高而降低,但是,陶瓷球轴承轴向刚度下降速度较慢.

3.2 不同预紧力对角接触轴承动刚度能影响分析

为得出不同轴承预紧力对主轴动态特性

的影响,笔者对预紧力 $F_a$ 分别为200 N、400 N和600 N时陶瓷球角接触轴承动态特性进行了对比分析.

在轴向预紧力分别为200 N、400 N和600 N时,角接触轴承离心力 $F_c$ 和陀螺力矩 $M_g$ 随转速 $n$ 变化趋势如图7所示.

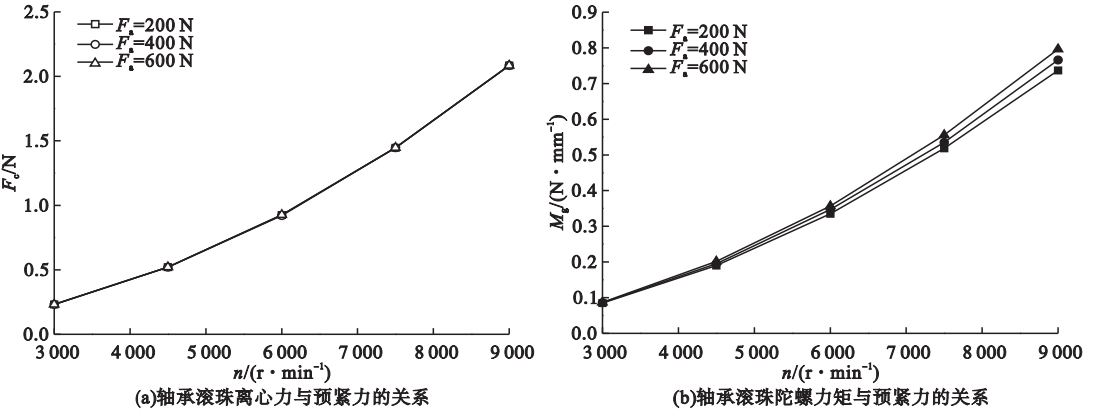


图7 轴承滚珠离心力和陀螺力矩与预紧力的关系

Fig. 7 The curves of the centrifugal force and gyroscopic moment with different preload force

由图7可知,200 N、400 N 和 600 N 的轴承滚珠离心力曲线基本重合,所以,轴承预紧力对轴承滚珠所承受的离心力并无直接影响,都随转速提高呈非线性递增。当转速从3 000 r/min提高到9 000 r/min 时,200 N 预紧力下的轴承滚珠陀螺力矩提高了

0.65 N/mm,600 N 预紧力下的轴承滚珠陀螺力矩提高了 0.71 N/mm,由此可知,预紧力越大,轴承滚珠所承受的陀螺力矩随转速增长速度越快。

在不同预紧力下,角接触轴承的接触角 $\alpha$ 和接触载荷 $Q$ 变化趋势如图8所示。

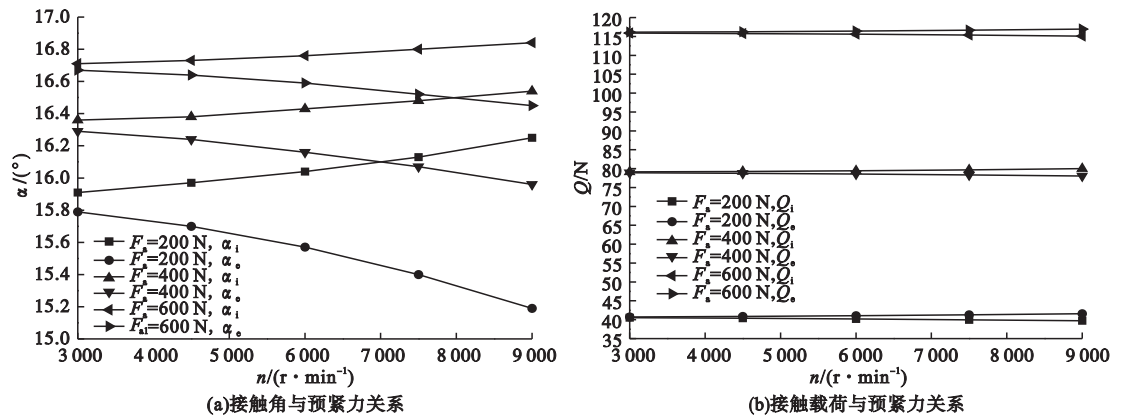


图8 轴承接触角和接触载荷与预紧力关系

Fig. 8 The curves of the centrifugal force and gyroscopic moment of the ball with different preload force

由图8可知,预紧力越大,轴承滚珠与内外圈接触角越大,当转速为3 000 r/min 时,在200 N 预紧力下,轴承滚珠与内圈接触角 $\alpha_i$ 为15.91°,与外圈接触角 $\alpha_e$ 为15.79°;在600 N 预紧力下,轴承滚珠与内圈接触角 $\alpha_i$ 为16.71°,与外圈接触角 $\alpha_e$ 为16.67°。轴承滚珠与内外圈接触载荷随着预紧力的提高而增大,且预紧力越大,接触载荷受转速影响越小,当转速从3 000 r/min 提高到9 000 r/min

时,在200 N 预紧力下,轴承滚珠与内圈接触载荷 $Q_i$ 下降了0.81 N,与外圈接触载荷 $Q_e$ 提高了0.87 N;在600 N 预紧力下,轴承滚珠与内圈接触载荷 $Q_i$ 下降了0.84 N,与外圈接触载荷 $Q_e$ 只提高了0.82 N。

当轴向预紧分别为200 N、400 N 和600 N 时,角接触轴承的径向刚度 $K_r$ 和轴向刚度 $K_a$ 随转速 $n$ 变化趋势如图9所示。

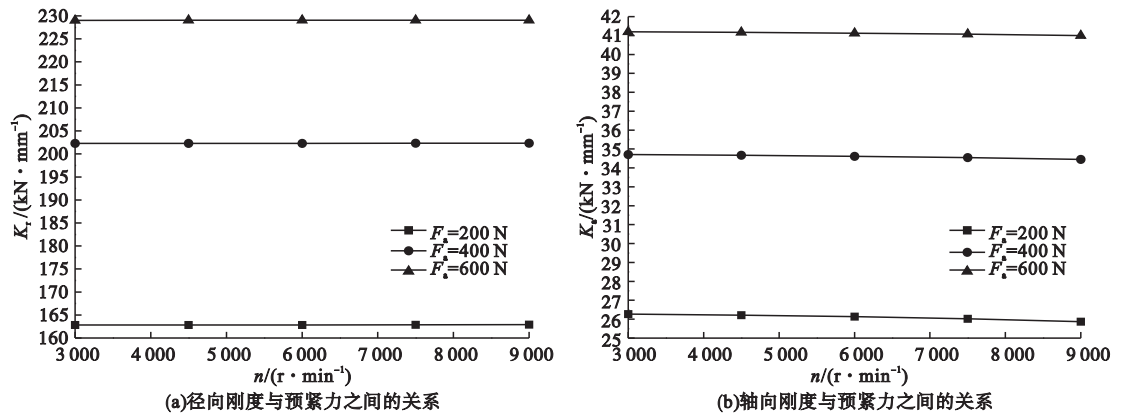


图9 轴承刚度与预紧力之间的关系

Fig. 9 The relation between the bearing stiffness and the rotational preload force

由图9可知,轴承的径向刚度随着预紧力的提高而增大,但是增长幅度逐渐减小,当预紧力从200 N提高到400 N时,径向刚度提高了39.47 kN/mm;当预紧力从400 N提高到600 N时,径向刚度只提高了26.74 kN/mm. 轴承的轴向刚度同样随着预紧力提高而增大,并且预紧力越高,轴向刚度下降越慢,当预紧力为200 N时,转速从

3 000 r/min提高到9 000 r/min时,轴向刚度下降了409 N/mm,当预紧力为600 N时,轴向刚度只下降了196 N/mm.

3.3 电主轴动态性能分析

转速、轴承滚珠材料和预紧力的变化,都会对主轴的动态特性造成影响. 轴承滚珠材料不同对电主轴系统的一阶固有频率 $f$ 和轴端响应位移 $s$ 影响如图10所示.

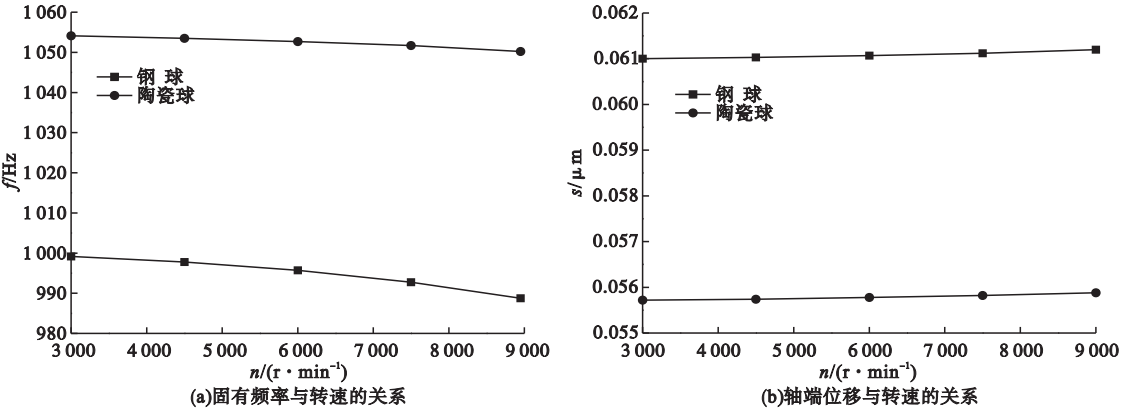


图 10 电主轴动态特性与转速的关系

Fig. 10 The relationship between dynamic characteristics of motorized spindle and rotational speed

由图10可知,电主轴的一阶固有频率随着转速提高而下降,陶瓷球轴承电主轴固有频率较大,下降速度较慢. 随着转速提高,钢球轴承电主轴固有频率下降了10.5 Hz,陶瓷球轴承电主轴固有频率只下降了3.9 Hz. 电主轴轴端响应位移随着转速提高而上升,

陶瓷球轴承电主轴轴端响应位移较小,上升速度较慢.

不同预紧力下,电主轴一阶固有频率 $f$ 和轴端响应位移 $s$ 与转速 $n$ 之间的关系如图11所示.

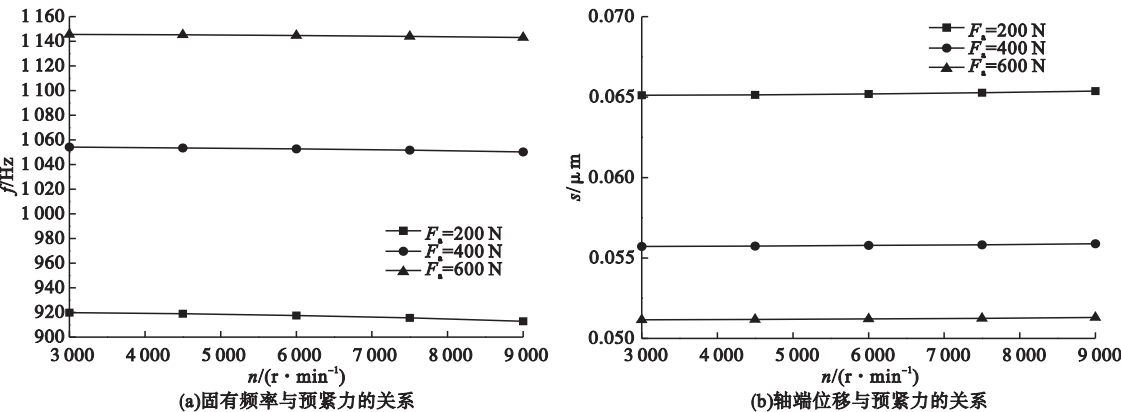


图 11 电主轴动态特性与预紧力的关系

Fig. 11 The relationship between dynamic characteristics of motorized spindle and preload force

由图11可知,随着预紧力增大,电主轴固有频率提高,但是增长幅度逐渐减小,当预

紧力从200 N提高到400 N时,主轴一阶频率增长了134.5 Hz,当预紧力从400 N增长



到600 N时,主轴一阶频率只增长了 92 Hz. 预紧力增大,主轴固有频率受转速影响减弱,当转速从 3 000 r/min 提高到9 000 r/min时,在 200 N 预紧力下,主轴一阶频率下降了 6 Hz,在 600 N 预紧力下,主轴一阶固有频率只下降了 2.3 Hz. 在转速不变情况下,电主轴工作端的响应位移随着预紧力的提高而减小. 而转轴的刚度与轴端的响应位移成反比,所以预紧力增大,转子的刚度提高,适当提高预紧力可以改善主轴的动态特性.

3.4 主轴模态实验

变频器提供频率接近系统固有频率时,将引发共振现象,降低机床稳定性和加工质量. 根据  $n = 60f$ ,电主轴固有频率的确定对预测主轴极限转速具有重要意义. 电主轴模态测试实验台如图 12 所示.

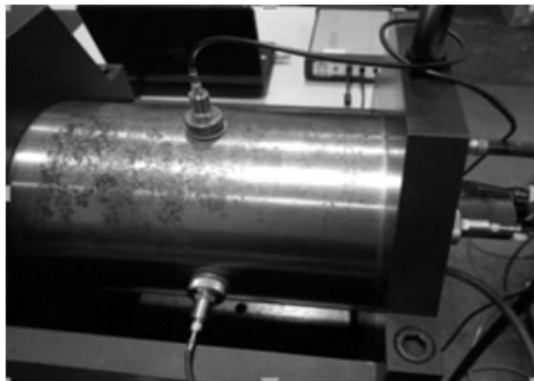


图 12 主轴模态实验台

Fig. 12 Spindle modal test platform

模态实验设备包括 LC0101 型速度传感器,SA-LE5K 型冲击力锤,INV306DF 智能信号采集处理分析仪. 实验时用力锤敲击电主轴,3 个加速度传感器分别接收电主轴在 X、Y、Z 轴的振动信号,信号采集处理分析仪对振动信号进行处理,最后将数据输入到计算机中进行计算分析. 实验测得的 150MD24Z7.5 电主轴固有频率与有限元模型计算所得固有频率进行对比,结果如表 2 所示. 由表 2 可知,频率模态仿真值与实验值所有误差都在 5% 以内,最大误差为 4.5%. 由此可以得出,有限元模型计算较为准确,能真实反映电主轴的

动态特性,可以用于变参计算.

表 2 主轴阶固有频率仿真与实验结果对比

Table 2 The comparison of the simulation and the experimental results

模态	固有频率 仿真值/Hz	转速/ (r·min <sup>-1</sup> )	固有频率 实验值/Hz	误差/%
一阶	998	59 880	975	2.4
二阶	1 442	86 520	1 380	4.5
三阶	2 456	147 360	2 371	3.5

4 结 论

(1)随着电主轴转速提高,陶瓷球和钢球轴承滚动体承受的离心力和陀螺力矩均呈非线性递增,陶瓷球轴承相比钢球轴承受转速影响较弱,离心力和力矩更小.

(2)随着轴承转速增加,两种材质轴承滚动体与内圈接触角、外圈接触载荷呈非线性递增,与外圈接触角,内圈接触载荷呈非线性递减,陶瓷球轴承的接触角、接触载荷变化范围较小.

(3)对比两种材料轴承,钢球轴承刚度较小;随转速提高,两种轴承径向刚度保持稳定,轴向刚度出现软化现象,钢球轴承软化更加明显;陶瓷球轴承电主轴固有频率更大,一阶固有频率随转速下降更慢,轴端响应位移更小.

(4)随着预紧力增大,轴承刚度增加,转速对轴承刚度的影响减弱,电主轴固有频率提高,工作端响应位移下降,转轴刚度也随之提高.

参考文献

[ 1 ] KUDOYAROV R G, ZINOV V L, BASHAROV R R. Design and operation of the motorized spindle in a multifunctional machine tool [ J ]. Russian engineering research, 2016, 36 ( 2 ): 134 - 137.

[ 2 ] SHAIK J H, SRINIVAS J. Dynamic stability of a motorized high speed machine tool spindle supported on bearings [ J ]. Applied mechanics & materials, 2014, 612: 29 - 34.

[ 3 ] PETERSEN D, HOWARD C, SAWALHI N, et al. Analysis of bearing stiffness variations, contact forces and vibrations in radially loaded double row rolling element bearings with race-

- way defects[J]. Mechanical systems & signal processing, 2015, 50/51: 139 – 160.
- [4] JIANG S, MAO H. Investigation of the high speed rolling bearing temperature rise with oil-air lubrication[J]. Journal of tribology, 2011, 133(2): 655 – 664.
- [5] 刘小文, 吴玉厚, 张珂, 等. 基于 ANSYS 的全陶瓷电主轴动态分析及振动性能测试[J]. 机电产品开发与创新, 2010, 23(4): 175 – 177. (LIU Xiaowen, WU Yuhou, ZHANG Ke, et al. ANSYS-based dynamic analysis and vibration performance test of the full ceramic motorized spindle [J]. Development & innovation of machinery & electrical products, 2010, 23(4): 175 – 177.)
- [6] 孟宪红, 安晓东, 刘双行, 等. 高速电主轴临界转速及其影响[J]. 制造技术与机床, 2016(2): 27 – 31. (MENG Xianhong, AN Xiaodong, LIU Shuanghang, et al. Critical speeds of high speed motorized spindle and their effects[J]. Manufacturing technology & machine tool, 2016(2): 27 – 31.)
- [7] 孟德浩, 龙新华, 孟光. 高速电主轴转子-轴承系统动态特性分析[J]. 噪声与振动控制, 2012, 32(2): 7 – 12. (MENG Dehao, LONG Xinhua, MENG Guang. Analysis of dynamic characteristics of rotor-bearing system of high speed spindle [J]. Noise and vibration control, 2012, 32(2): 7 – 12.)
- [8] 金翔, 李蓓智. 高速电主轴动刚度的计算与测试方法[J]. 现代制造工程, 2016(5): 40 – 45. (JIN Xiang, LI Beizhi. Studies on the dynamic stiffness of high speed spindle supporting components [J]. Modern manufacturing engineering, 2016(5): 40 – 45.)
- [9] 周子超, 王伊卿, 吴文武, 等. 机床主轴轴承热诱导预紧力及刚度计算与实验研究[J]. 西安交通大学学报, 2015, 49(2): 111 – 116. (ZHOU Zichao, WANG Yiqing, WU Wenwu, et al. Thermally induced preload and stiffness calculation for machine tool spindle bearing [J]. Journal of Xi'an jiaotong university, 2015, 49(2): 111 – 116.)
- [10] 王保民, 胡赤兵, 邬再新, 等. 预紧对高速角接触球轴承动态刚度的影响[J]. 兰州理工大学学报, 2009, 41(2): 29 – 32. (WANG Baomin, HU Chibing, WU Zaixin, et al. Influence of preload on fatigue life of high-speed angular contact ball bearing [J]. Journal of Lanzhou university of technology, 2009, 41(2): 29 – 32.)
- [11] 孟杰, 陈小安, 陈锋. 高速电主轴的试验模态分析[J]. 机械设计, 2009, 26(6): 70 – 72. (MENG Jie, CHEN Xiao'an, CHEN Feng. Experimental modality analysis of high speed motorized spindle [J]. Journal of machine design, 2009, 26(6): 70 – 72.)
- [12] 王建平, 马福贵, 刘宏昭, 等. 陶瓷球轴承接触角和预紧力对高速磨削电主轴静刚度的影响[J]. 机械科学与技术, 2014, 33(7): 1018 – 1022. (WANG Jianping, MA Fugui, LIU Hongzhao, et al. Impacts of contact angle and preload of ceramic ball bearing on the static stiffness of high-speed grinding motorized spindle [J]. Mechanical science and technology for aerospace engineering, 2014, 33(7): 1018 – 1022.)
- [13] 陈礼生, 李功宁, 杨全文, 等. 基于 ANSYS Workbench 的木工四头高速电主轴模态分析[J]. 木材加工机械, 2016, 27(2): 25 – 28. (CHEN Lisheng, LI Gongning, YANG Quanwen, et al. Modal analysis of four-head high speed motorized spindle for woodworking machine based on ANSYS workbench, [J]. Wood processing machinery, 2016, 27(2): 25 – 28.)
- [14] 陈建文, 胡世军, 陈伟. 高速电主轴有限元建模及静动态特性分析[J]. 机械与电子, 2017, 35(7): 27 – 30. (CHEN Jianwen, HU Shijun, CHEN Wei. Finite element modeling and static and dynamic characteristics analysis of high-speed electric spindle [J]. Machinery & electronics, 2017, 35(7): 27 – 30.)
- [15] 孔令叶. 空气静压电主轴特性分析与实验[J]. 机械设计与研究, 2016(5): 80 – 82. (KONG Lingye. Analysis and experimental study on the dynamic characteristics of aero-static motorized spindle [J]. Machine design and research, 2016(5): 80 – 82.)
- [16] 赵耿, 刘保国, 冯伟, 等. 角接触球轴承动刚度的计算分析[J]. 科技创新与生产力, 2017(8): 75 – 78. (ZHAO Geng, LIU Baoguo, FENG Wei, et al. Calculation and analysis on dynamic stiffness of angular contact ball bearing [J]. Taiyuan science and technology, 2017(8): 75 – 78.)
- [17] 曹宏瑞, 李亚敏, 何正嘉, 等. 高速滚动轴承-转子系统时变轴承刚度及振动响应分析[J]. 机械工程学报, 2014, 50(15): 73 – 81. (CAO Hongrui, LI Yamin, HE Zhengjia, et al. Time varying bearing stiffness and vibration response analysis of high speed rolling bearing-rotor systems [J]. Journal of mechanical engineering, 2014, 50(15): 73 – 81.)
- [18] ZHANG L, LUO Y C, JUAN X U, et al. Dynamic response analysis of motorized spindle system[J]. Computer-aided design and manufacture, 2013(2): 62 – 65.
- [19] SHATOKHIN S N, GOLOVIN A O. Ultrasonic motorized spindle with hydrostatic bearings [J]. Russian engineering research, 2016, 36(8): 692 – 695.
- [20] LU Y, YAO Y X, XIE W Z. Finite element analysis of dynamic characteristics of high-speed motorized spindle [J]. Applied mechanics & materials, 2007(1): 900 – 904.