

机床主轴-轴承系统热-力耦合模型及其动态性能研究

田久良, 洪军, 朱永生, 李小虎, 郭俊康

(西安交通大学机械工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为了研究机床主轴系统在高速运转情况下的动态性能变化,建立了一种主轴-轴承系统的热-力耦合模型,该模型包括了主轴转子和轴承模型.采用有限元法得到主轴转子模型,该模型考虑了主轴的离心效应、陀螺力矩和轴承刚度软化效应.通过对 Jones 非线性轴承模型进行改进获得了轴承模型,它考虑了主轴与轴承的初始装配过盈量、离心力、温升等因素导致的轴承内圈径向变形及预紧力的变化.理论仿真结果表明:轴承内圈离心膨胀以及内外圈热膨胀会导致轴承刚度增大,而对于背靠背的轴承配置形式,热诱导预紧力会导致轴承刚度减小.此外,主轴离心效应比轴承的刚度软化对主轴-轴承系统动态特性的影响更明显.

关键词: 主轴-轴承系统;热-力耦合模型;动态性能

中图分类号: TH133.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2012)07-0063-06

Thermo-Mechanical Coupling Model and Dynamical Characteristics of Machining Spindle-Bearing System

TIAN Jiuliang, HONG Jun, ZHU Yongsheng, LI Xiaohu, GUO Junkang

(School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To investigate the varying dynamical characteristics of CNC machine tool's spindle system at high rotating speed, a thermo-mechanical coupling model of spindle-bearing system is established, which consists of a spindle shaft model and a bearing model. The spindle shaft model is generated by the finite element method considering the effects of centrifugal forces, gyroscopic moments and softening of bearing stiffness. Taking the effects of the radial deformation of bearing inner and outer rings and the change of bearing preload caused by the initial assembly interference between the spindle and bearings, the centrifugal forces and rising temperature into account, the bearing model is improved based on the nonlinear Jones' bearing model. The simulations show that the induced centrifugal expansion of inner ring and thermal expansion of inner and outer rings will strengthen the bearing stiffness while the thermally induced preload lowers the bearing stiffness for the 'back to back' bearing arrangement. In addition, the centrifugal effect of the spindle impacts the dynamical characteristics more obviously than the softening of bearing stiffness.

Keywords: spindle-bearing system; thermo-mechanical coupling model; dynamical characteristics

高速主轴单元是机床的核心功能部件,决定着高档数控机床的性能水平,而主轴单元的动态性能,对工件的加工质量和机床的生产效率都有重

要的影响.近年来,各国学者对影响主轴动态性能的诸多因素(包括轴承的刚度软化效应、预紧力,主轴的离心效应、陀螺力矩等)进行了深入的研究.2003

收稿日期: 2011-12-29. 作者简介: 田久良(1987—),男,硕士生;洪军(通信作者),男,教授,博士生导师. 基金项目: 国家重点基础研究发展计划资助项目(2011CB706606);国家科技重大专项资助项目(2010ZX04014-015,2010ZX04001-021).

网络出版时间: 2012-04-12

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20120412.1536.005.html>

年,Lin 等人^[1]分析了主轴高速旋转时产生的离心效应与陀螺力矩对主轴转子动态特性的影响,并指出转子的离心效应是主轴系统刚度下降的主要原因.2005 年,Gagnol 等人^[2]基于 Timoshenko 梁理论并考虑转子离心力和陀螺力矩效应,建立了高速主轴系统的有限元模型,但是该模型没有考虑高速旋转下轴承动态特性的变化,也没有考虑高速旋转过程中的热效应.2006 年,王硕桂等人^[3]研究了轴承安装时的静态过盈量和预紧力对高速角接触球轴承刚度的影响,但没有考虑高速旋转下由离心力导致的过盈量的变化.2007 年,Rantatalo 等人^[4]建立了铣床主轴的有限元模型,指出轴承的刚度软化比转子陀螺力矩对主轴系统动态特性的影响更明显.2009 年,Jiang 等人^[5]采用传递矩阵法建立了主轴-拉刀杆-轴承系统的模型,研究了轴承的预紧力、跨距、轴承型号和电机转子的内径等参数对主轴动态性能的影响.2010 年,Cao 等人^[6]系统地研究了采用定压预紧和定位预紧的方式时,主轴在轴向切削载荷、径向切削载荷及高速旋转等工作条件下的动态性能.Jones 提出了套圈控制假设及轴承拟静力学模型,可以有效地预测钢球的自转及公转速度,以及轴承的变形、刚度及疲劳寿命,轴承刚度的计算结果与实验结果可以较好地吻合.

本文以 Jones 理论为基础,考虑了轴承内圈与主轴的初始装配过盈量和高速旋转下产生的离心力,以及温升导致轴承内圈的径向变形及预紧力的变化,完善了滚动轴承非线性有限元模型.有限元法是分析机床主轴系统动力学特性最常用的方法,可以对主轴单元进行静力学分析,以及固有频率、动态响应等动力学分析.本文基于 Timoshenko 梁单元,建立了机床主轴转子有限元模型,并与轴承模型进行集成,得到了整个主轴-轴承系统的有限元数字化模型.最后,通过实验验证了理论模型的正确性.由文献^[1,4]可知,主轴高速旋转过程中的陀螺力矩相比主轴的离心效应和轴承刚度软化对主轴动态性能的影响较小,因此本文重点分析了后两者对主轴-轴承转子系统动态特性的影响.

1 高速角接触球轴承内、外圈的径向变形

对于机床主轴-轴承系统,一般轴承内圈与主轴转子之间采用过盈配合,因此主轴与轴承套装之后,轴承内圈在装配应力的作用下会产生径向变形.在高速旋转过程中,轴承内圈在离心力的作用下会发生径向膨胀,此外,轴承内、外圈由于温升也会产生

热膨胀,这些因素都会导致轴承游隙的变化,进而导致轴承动态特性的变化.

本文的分析单元为某型号的卧式加工中心主轴,该型号主轴支承轴承采用 SKF 公司 S71922CD 型号轴承,轴承的具体参数如表 1 所示.

表 1 S71922CD 型号轴承的原始参数

轴承内径 d /mm	110
轴承外径 D /mm	150
球直径 D_b /mm	13
中心圆直径 d_m /mm	131
内圈沟半径 γ_i /mm	6.76
外圈沟半径 γ_o /mm	6.76
初始接触角 $\alpha_0/(^{\circ})$	15
滚珠数	27

主轴各部分的温升可通过有限元热分析得到,如图 1 所示,随着主轴转速 ω 的增加,轴承发热量增大,进而导致轴承和主轴的温升增加.

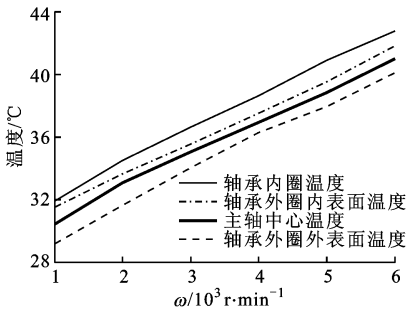
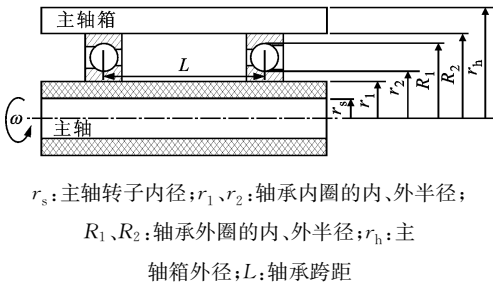


图 1 主轴前轴承各部分的温度随转速的变化曲线

1.1 轴承内圈径向变形

由于主轴转子的轴向尺寸较大,可以将其看作圆轴,而轴承内、外圈的宽度与直径相比较小,因此可以看成是轴对称的薄圆环,如图 2 所示.



r_s : 主轴转子内径; r_1, r_2 : 轴承内圈的内、外半径;
 R_1, R_2 : 轴承外圈的内、外半径; r_h : 主
轴箱外径; L : 轴承跨距

图 2 主轴-轴承系统装配结构示意图

轴承与主轴装配后,轴承内圈将发生膨胀,根据弹性力学可得到沟底直径的增大量为^[7]

$$u_1 = \frac{2r_1^2 r_2}{E_b(r_2^2 - r_1^2)} P \tag{1}$$

$$P = \delta / 2r_1 \left[\frac{1}{E_s} \left(\frac{r_1^2 + r_s^2}{r_1^2 - r_s^2} - \nu_s \right) + \frac{1}{E_b} \left(\frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} + \nu_b \right) \right] \tag{2}$$

式中: P 为主轴与轴承套装后产生的装配应力; E_b 为轴承内、外圈材料的弹性模量; ν_s 、 ν_b 分别为主轴和轴承内、外圈材料的泊松比; E_s 为主轴材料的弹性模量; δ 为主轴与轴承之间的初始装配过盈量。

温升将引起轴承内圈的径向变形,轴承在工作过程中,内圈由于散热条件差,很快就处于热平衡,所以可将内圈视为等温体,则轴承内圈内表面在温升作用下的径向变形为

$$u_2 = \alpha_b \Delta T_i r_2 \tag{3}$$

式中: ΔT_i 表示轴承内圈的温升; α_b 为轴承内、外圈材料的线膨胀系数。

轴承在高速旋转时,内圈因离心效应而发生径向膨胀,轴承内圈内表面因离心作用导致的径向变形为

$$u_3 = \frac{\rho_b \omega^2 r_2}{4E_b} [(3 + \nu_b)r_1^2 + (1 - \nu_b)r_2^2] \tag{4}$$

式中: ρ_b 为轴承内、外圈材料的密度.考虑初始装配过盈量,以及温升和离心效应时的轴承内圈内表面径向变形为

$$u_i = u_1 + u_2 + u_3 \tag{5}$$

1.2 轴承外圈径向变形

对于机床主轴来说,一般不允许轴承外圈与主轴箱之间有相对运动,因此轴承外圈与主轴箱之间的配合间隙较小,在温升作用下就会改变配合状态,成为过盈配合,不会产生离心力,因此轴承外圈的位移主要是由热变形引起的.轴承在工作过程中,由于外圈和轴承座的散热条件较好,因此可将轴承外圈内、外壁之间存在的温度差视为非均匀温度场.设外圈内、外滚道的温升分别为 T_1 、 T_2 ,且 $T_1 > T_2$,由温升引起的轴承外圈内表面的径向变形量为

$$u_o = \frac{\alpha_b R_1 (T_2 R_2^2 - T_1 R_1^2)}{R_2^2 - R_1^2} + \frac{\alpha_b (T_2 - T_1) R_1}{2 \ln(R_1 / R_2)} \tag{6}$$

2 轴承预紧力的修正计算

对于机床主轴,前端轴承的承受载荷较大,因此发热量大,温度相比后轴承较高.设主轴初始温度为 T_0 ,空气介质温度为 T_a ,前、后轴承的温度分别为 T_f 、 T_b ,则主轴在没有轴承约束情况下的热伸长为

$$L_T = \alpha_s L (T_a - T_0) + [\alpha_s (T_f + T_b - 2T_a) \cdot (\text{ch}(NL) - 1)] / N \text{sh}(NL) \tag{7}$$

$$N = \left(\frac{2r_1 \xi}{\gamma (r_1^2 - r_s^2)} \right)^{1/2} \tag{8}$$

式中: ξ 为主轴的对流放热系数; γ 为主轴的导热系数。

根据滚动轴承的载荷变形关系,可得主轴由热伸长产生的热诱导预紧力为^[8]

$$F_{PT} = \left(\frac{L_T + \sigma_T L / E_b}{2K_a A} \right)^{3/2} \tag{9}$$

$$F_{pT} = \sigma_T A \tag{10}$$

式中: K_a 为主轴材料的弹性变形系数; A 为主轴在轴承装配处的横截面积; σ_T 为主轴由热伸长产生的热应力.则,主轴轴承的预紧力修正值可表示为

$$F_p = F_{p0} - F_{pT} \tag{11}$$

式中: F_{p0} 为轴承的初始预紧力.该型号的主轴采用背靠背的轴承配置形式,轴承采用中度预紧,随着转速的增大,主轴-轴承系统的温升升高,而轴的热伸长会导致轴承预紧力减小.由 SKF 轴承手册可知,该型号轴承采用 QBC 组配方式时的初始预紧力为 2 205 N,采用 ANSYS 有限元分析软件得到主轴的前、后轴承在达到热平衡后各部分的温升,带入式(7)~式(11),计算得到的轴承预紧力随转速的变化如图 3 所示。

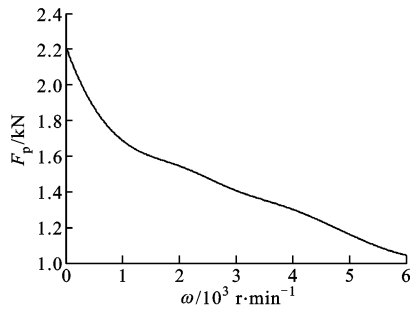


图 3 轴承预紧力随主轴转速的变化

3 轴承内、外圈径向变形及预紧力对轴承刚度的影响

3.1 几何关系分析

由式(7)~式(11)可知,主轴轴承的预紧力在高速运转(包括初始预紧力和热诱导预紧力)和预紧力 F_p 的作用下,轴承内、外圈会产生轴向位移, α 表示球轴承受载运转后钢球与内圈的接触角,则 α_0 与 α 的关系为^[9]

$$F_p K_n^{3/2} / Z (GD_b)^{3/2} = \sin \alpha ((\cos \alpha_0 / \cos \alpha) - 1)^{3/2} \tag{12}$$

$$G = f_i + f_o - 1 \quad (13)$$

式中: f_i 、 f_o 分别为轴承内、外圈沟道的曲率半径系数。

角接触球轴承在受载时会产生相应位移,如图4所示。假设固定球轴承的外圈,即受载运转前后的外圈沟道曲率中心 P_o 及 P'_o 没有改变, P_i 及 P'_i 为受载运转前后内圈沟道的曲率中心, O 及 O' 为受载运转前后钢球中心的初始位置及最终位置。

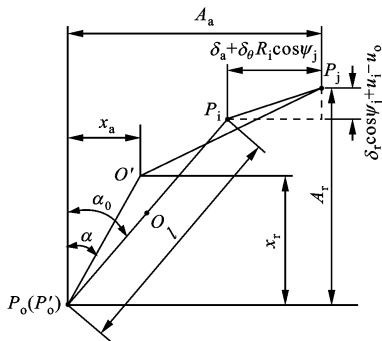


图4 轴承与滚动体的几何关系示意图

A_r : 内外圈沟道曲率中心的径向距离; A_a : 内外圈沟道曲率中心的轴向距离; x_r : 外圈沟道曲率中心与钢球中心的径向距

离; x_a : 外圈沟道曲率中心与钢球中心的轴向距离;

δ_a : 轴承的轴向位移; δ_r : 轴承的径向位移; δ_θ : 轴

承的角位移; ψ_j : 钢球的位置角; R_i : 内圈

沟道曲率中心所在的圆周半径。

图4 轴承与滚动体的几何关系示意图

当轴承在载荷作用下受力达到平衡后,轴承内圈和滚动体分别运动到新的位置。在 ψ_j 处钢球内、外圈沟道曲率中心的轴向距离及径向距离分别为

$$A_{aj} = l \sin \alpha_0 + \delta_a + \theta R_i \cos \psi_j \quad (14)$$

$$A_{rj} = l \cos \alpha_0 + \delta_r \cos \psi_j + u_i - u_o \quad (15)$$

$$R_i = \frac{1}{2} D_m + (f_i - 0.5) D_b \cos \alpha_0 \quad (16)$$

无载荷作用时,内外圈沟道曲率中心的距离为

$$l = (f_i + f_o - 1) D_b \quad (17)$$

由图4的几何关系可得变形几何相容方程

$$(A_{aj} - x_{aj})^2 + (A_{rj} - x_{rj})^2 - [(f_i - 0.5) D_b + \delta_{ij}]^2 = 0 \quad (18)$$

$$x_{aj}^2 + x_{rj}^2 - [(f_o - 0.5) D_b + \delta_{oj}]^2 = 0 \quad (19)$$

式中: δ_{ij} 、 δ_{oj} 分别为位置在 ψ_j 处的钢球与内、外圈接触弹性趋近量; x_{aj} 、 x_{rj} 分别为位置在 ψ_j 处的钢球外圈沟道曲率中心与钢球中心的轴向、径向距离。

3.2 轴承刚度的计算

综合考虑轴承滚珠在高速旋转中的离心效应、

陀螺力矩,以及由初始过盈量、温升和离心力导致的轴承内、外圈的径向变形,采用改进的 Jones 模型,通过 Newton-Raphson 迭代法可计算得到轴承的动刚度。

由图5可知,轴承的径向刚度 K_r 随转速的升高而降低,即发生了轴承刚度软化现象,其中热诱导预紧力的影响最大,转速升高,温升也升高,从而引起热诱导预紧力增大,导致轴承刚度的下降加快。轴承内圈的离心膨胀以及内、外圈的热膨胀会导致轴承的游隙减小,因此在一定程度上提高了轴承的径向刚度。

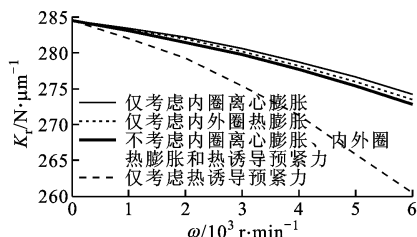


图5 轴承径向刚度随转速的变化曲线

4 主轴-轴承系统动态性能分析

4.1 主轴-轴承系统的有限元模型

通常主轴-轴承系统可以沿轴线划分为:在节点处连结的离散圆盘、弹性轴段及轴承支承等单元。本文以某型号卧式加工中心主轴为例,建立了主轴-轴承系统的有限元模型,由于主轴系统的加工稳定性主要由径向刚度决定,因此本文忽略了轴向自由度。

将轴承和主轴理论模型进行集成,得到了整个主轴-轴承系统的有限元数学模型。系统的运动方程可表示为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{F}(t) \quad (20)$$

$$\mathbf{M} = \mathbf{M}^b + \mathbf{M}^d \quad (21)$$

$$\mathbf{C} = -\omega(\mathbf{G}^b + \mathbf{G}^d) + \mathbf{C}^s \quad (22)$$

$$\mathbf{K} = \mathbf{K}^b + \mathbf{K}_B - \omega^2 \mathbf{M}_C^b \quad (23)$$

$$\mathbf{F}(t) = \mathbf{F}^b + \mathbf{F}^d \quad (24)$$

式中: $\mathbf{M}$ 为系统质量矩阵; $\mathbf{C}$ 为系统阻尼矩阵; $\mathbf{K}$ 为系统刚度矩阵; $\mathbf{M}^b$ 为弹性轴质量矩阵; $\mathbf{M}^d$ 为圆盘质量矩阵; $\mathbf{C}^s$ 为结构阻尼矩阵,因结构阻尼对系统的动态性能影响较小,可忽略; $\mathbf{G}^b$ 为弹性轴回转矩阵; $\mathbf{G}^d$ 为圆盘回转矩阵; $\mathbf{M}_C^b$ 为弹性轴的质量矩阵; $\mathbf{K}^b$ 为弹性轴刚度矩阵; $\mathbf{K}_B$ 为支承轴承动刚度矩阵; $\mathbf{F}(t)$ 为系统所受的外力向量; $\mathbf{F}^b$ 为弹性轴载荷向量; $\mathbf{F}^d$ 为不平衡力向量。以上矩阵和向量的推导过程与转子动力学领域内常用的方法类似^[10-11]。

4.2 主轴-轴承系统的固有频率

根据有限元法所表示的主轴-轴承系统的运动微分方程,采用子空间迭代法求解主轴-轴承系统的固有频率 f ,求解结果如图 6 所示.

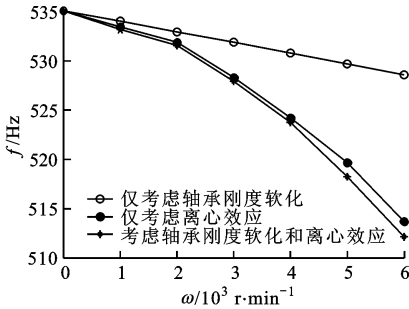


图 6 主轴-轴承系统固有频率随转速的变化曲线

4.3 主轴前端动刚度

对于轴对称转子系统,为了求解转子上某处的动刚度,先假设在此处存在一个不平衡质量 m ,距离轴截面中心点的长度为 e ,当主轴旋转时,在主轴截面上将产生离心力,其大小为

$$F_c = m e \omega^2 \tag{25}$$

在主轴-轴承系统的有限元模型中,采用数值积分法可以计算出截面上主轴中心的变形量 ζ .按照刚度的定义,在某个转速下的动刚度为

$$K = F_c / \zeta \tag{26}$$

求解结果如图 7 所示.由图 6、图 7 可知,主轴-轴承系统的固有频率和动刚度均随着主轴转速的增大而减小,主轴的离心效应和轴承刚度的软化都会导致主轴动态性能下降,其中前者比后者的影响更为明显.

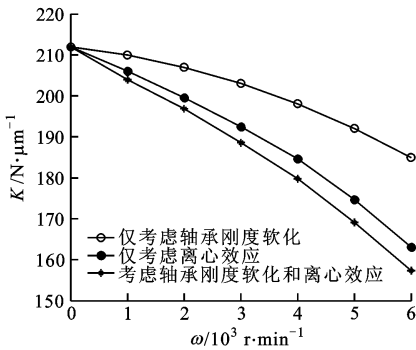


图 7 主轴动刚度随转速的变化曲线

5 实验验证

5.1 模态测试实验

用锤击法对卧式加工中心主轴进行模态测试,

以得到主轴的固有频率.实验采用比利时 LMS16 通道模态实验分析系统,选择主轴的前端点作为锤击点,如图 8 所示.

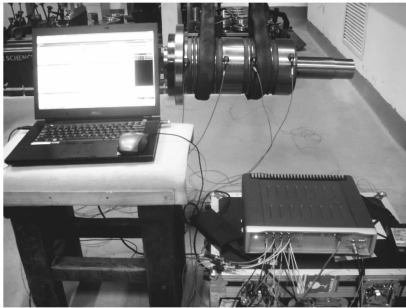


图 8 主轴模态测试示意图

运用单点激振、多点拾振的方法,按照规划的主轴测量点布置加速度传感器,根据测得的频响函数分析得到了主轴固有频率.计算结果与实验结果的对比见表 2.

表 2 主轴固有频率的计算与实验结果对比

阶数	f/Hz		误差/%
	计算结果	实验结果	
1	561.23	516.37	8.02
2	1 185.49	1 084.24	8.52
3	1 736.14	1 583.60	8.81

5.2 主轴前端动刚度测试实验

根据主主动刚度的定义,对主轴进行现场动平衡实验,测得主轴前端的偏心距和偏心质量,采用 3 个电涡流位移传感器测得主轴前端的径向位移,测试示意图如图 9 所示.

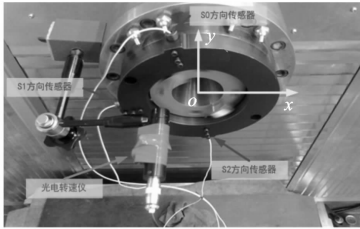


图 9 主主动刚度测试示意图

根据式(26)计算得到了主轴前端的动刚度,并将实验值与理论计算值进行了对比,对比结果如图 10 所示.

5.3 误差分析

由于主轴内部的子部件较多,结构复杂,难以精确建模,因此在理论计算时未考虑隔圈、端盖等,以

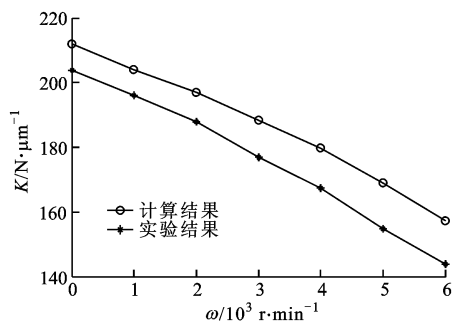


图10 主轴前端动刚度的计算与实验结果

及各子结构之间的耦合关系,并忽略了主轴上诸如小孔、凸起等一些小的特征(这些因素会导致固有频率理论计算的结果偏大)。此外,实验模态数据的不完整性和噪声等也是产生误差的直接原因。

由于在理论计算中未考虑主轴箱的等效模型,忽略了主轴箱与主轴之间的接触刚度,因此主轴前端动刚度的测试结果小于理论计算结果。

6 结 论

本文建立了一种机床主轴-轴承系统的热-力耦合模型,系统地研究了主轴在高速旋转情况下的动态性能的变化及其影响因素,结论如下。

(1)轴承在高速旋转过程中会发生刚度软化现象,轴承内圈离心膨胀以及内、外圈的热膨胀会导致轴承的游隙减小,在一定程度上增大了轴承的动刚度。

(2)对于背靠背主轴轴承的配置形式,热诱导预紧力会导致轴承预紧力减小,进而导致了轴承动刚度减小。

(3)主轴-轴承系统的离心效应、轴承刚度软化均会导致主轴动态性能下降,其中前者比后者的影响更明显。

参考文献:

- [1] LIN Chiwei, TU J F, KAMMAN J. An integrated thermo-mechanical-dynamic model to characterize motorized machine tool spindles during very high speed rotation [J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2003, 43(10): 1035-1050.
- [2] GAGNOL V, BOUZGARROU B C, RAY P, et al. Modelling approach for a high speed machine tool spindle-bearing system [C] // Proceedings of the ASME

2005 International Design Engineering Technical Conference and Computers and Information in Engineering Conference, New York, USA; ASME, 2005: 305-313.

- [3] 王硕桂,夏源明. 过盈配合量和预紧力对高速角接触球轴承刚度的影响 [J]. 中国科学技术大学学报, 2006, 36(12): 1314-1320.

WANG Shuogui, XIA Yuanming. Effect of the interference fit and axial preload in the stiffness of the high speed angular contact ball bearing [J]. Journal of University of Science and Technology of China, 2006, 36(12): 1314-1320.

- [4] RANTATALO M, AIDANPAA J O, GORANSSON B, et al. Milling machine spindle analysis using FEM and non-contact spindle excitation and response measurement [J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2007, 47(7/8): 1034-1045.

- [5] JIANG Shuyun, MAO Hebing. Investigation of variable optimum preload for a machine tool spindle [J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2010, 50(1): 19-28.

- [6] CAO Hongrui, HOLKUP T, ALTINTAS Y. A comparative study on the dynamics of high speed spindles with respect to different preload mechanisms [J]. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2011, 57(912): 871-883.

- [7] 冈本纯三. 球轴承的设计计算 [M]. 黄志强, 译. 北京: 机械工业出版社, 2003: 184-185.

- [8] HARRIS T A, KOTZALAS M N. 滚动轴承分析 [M]. 罗继伟, 译. 北京: 机械工业出版社, 2010: 159-166.

- [9] 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, 35(2): 29-32.

WANG Baomin, HU Chibing, WU Zaixin, et al. Effect of pretension on dynamic stiffness of high-speed angular contact ball bearing [J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2009, 35(2): 29-32.

- [10] NELSON H D, MCVAUGH J M. The dynamics of rotor-bearing systems using finite elements [J]. ASME Journal of Engineering for Industry, 1976, 98(1): 593-600.

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

(编辑 管咏梅)