

文章编号: 1000-4750(2015)06-0231-07

高转速对电主轴系统动力学特性的影响分析

汪 博, 孙 伟, 闻邦椿

(东北大学机械工程与自动化学院, 辽宁, 沈阳 110819)

摘 要: 高速切削的加工质量、加工效率与高速主轴系统的动力学特性密切相关, 而转速对主轴系统的动力学特性有着明显的影响。该文首先确定了由高转速所诱发的主轴系统动力学特性影响因素, 包括离心力、陀螺力矩以及轴承刚度软化等, 并列出了围绕上述影响因素的相关研究成果。在此基础上, 基于有限元法构建了考虑转速的主轴-轴承的通用有限元模型。以某电主轴为例, 分别定性或定量分析了离心力、陀螺效应、轴承的径向刚度以及上述因素的耦合对高速主轴动力学特性的影响。该文的研究表明, 主轴在高速运转状态下, 轴承径向刚度、离心力和陀螺效应对主轴系统动力学特性都有较显著的影响, 在对高速运转状态下的主轴系统动力学建模时, 必须考虑上述影响因素。

关键词: 高转速; 主轴系统; 固有频率; 模态振型; 影响分析

中图分类号: TG502.14; TH113.1 文献标志码: A doi: 10.6052/j.issn.1000-4750.2013.12.1192

THE EFFECT OF HIGH SPEEDS ON DYNAMIC CHARACTERISTICS OF MOTORIZED SPINDLE SYSTEM

WANG Bo, SUN Wei, WEN Bang-chuan

(School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China)

Abstract: High-speed cutting machining quality and processing efficiency are closely related to the dynamics of a high-speed spindle system, and the rotating speed also has a significant effect on it. The paper firstly determines the impact factors of a high-speed spindle system, including the centrifugal force, gyroscopic moments and the bearing stiffness softening, etc. Then it builds the general spindle-bearing FEM considering high speeds. Taking a motorized spindle as an example, the effect of a centrifugal force, the gyroscopic effect, the radial stiffness and the coupling factors are analyzed qualitatively and quantitatively. Finally, the research shows that the variations of bearing radial stiffness, centrifugal forces and gyroscopic moments, have significant effects on the dynamics of a spindle system in high speeds. Thusly, when modeling a high speed spindle system, above factors must be taken into consideration.

Key words: high speed; spindle system; inherence frequency; modal shape; effect analysis

高速切削是指采用远高于常规加工的切削速度和进给速度(一般高于常规加工速度5倍~10倍)进行加工零件的方法。对于某些极限情况, 主轴转速可达180000rpm、进给速度达80m/min以上^[1]。高速切

削不仅可提高加工效率, 缩短加工工时, 同时还可获得很高的加工精度。高速主轴系统是保证高速切削质量的关键技术之一, 其动力学特性直接影响高速切削的加工质量、稳定性及工作效率。因此研究

收稿日期: 2013-12-20; 修改日期: 2014-07-30

基金项目: 辽宁省教育厅科学研究一般项目(L2013115); 东北大学博士后基金项目(20140301); 国家自然科学基金项目(51405070)

通讯作者: 汪 博(1984—), 女, 沈阳人, 讲师, 博士, 主要从事机床动力学及切削稳定性研究(E-mail: wangb@me.neu.edu.cn).

作者简介: 孙 伟(1975—), 男, 辽宁人, 副教授, 博士, 主要从事机械系统动力学及材料涂层研究(E-mail: sunwei@mail.neu.edu.cn);

闻邦椿(1929—), 男, 浙江人, 教授, 博导, 中国工程院院士, 主要从事机械系统非线性动力学和同步研究

(E-mail: bewen1930@vip.sina.com).

与优化高速主轴系统动力学特性有着重要的意义。

随着主轴转速的不断升高,研究者^[2-5]发现高转速下主轴系统动力学特性与处于静止状态的力学特性存在明显不同。例如,Tang等^[2]建立了高速切削系统的动力学方程,说明了离心力和陀螺力矩对主轴系统动力学特性有影响。Rantatalo等^[3]认为常规的锤击试验所确定的刀尖点频响函数不能可靠预测高速旋转状态下的切削稳定性。Cao和Altintas^[4]也指出在静态或者准静态情况下是无法准确预测高速主轴系统的颤振稳定性的。Schmitz等^[5]以预测切削稳定性区域为例证明了在高速旋转状态下系统的动力学特性发生改变。因而,在高速主轴系统设计以及动力学特性预估研究中,迫切地需要定性以及定量的研究高转速对高速主轴系统动力学特性的影响。

本文确定了由高转速所诱发的主轴系统动力学特性影响因素,包括离心力、陀螺力矩以及轴承刚度软化等。在此基础上,基于有限单元法构建了考虑转速的主轴-轴承通用有限元模型。并且以某电主轴为例,分析了离心力、陀螺力矩、轴承径向刚度及各种因素的耦合作用对高速主轴系统动力学特性的影响规律。

1 高转速所诱发主轴系统动力学特性影响因素

高速切削通常选用电主轴系统,其结构包括主轴、前后轴承组、电机转子、电机定子、轴内拉杆、外壳以及各部位套筒和配重等。影响高速主轴系统动力学特性的因素大致可以分为3类:一类是包括主轴、刀柄、刀具结构尺寸、轴承配置^[6]以及刀尖点承受切削力^[7-8]等在内的不随转速改变的静态参数;一类是主轴系统的结合部参数^[9-10],包括主轴-刀柄、刀柄-刀具结合面的特性;一类则是由转速诱发的动态力学参数,包括轴系离心力、陀螺力矩和轴承刚度等因素,这也是本文研究的重点。

1.1 轴系离心力

离心力是指旋转系统因旋转而产生的脱离旋转中心的力,主轴系统在旋转过程中产生由于的离心力包括主轴系统本身产生的轴系离心力和球轴承中的滚珠在转动过程中产生的离心力^[3,11]。本文所说的离心力主要指轴系离心力,而滚珠产生的离心力归结为轴承刚度影响因素中。

由于主轴轴系轴径较小,出厂前又做了很好的

动平衡,因而很多学者^[12-13]在进行动力学分析时,通常忽略了轴系离心力对主轴系统动力学特性的影响。而实际上在高转速状态下,轴系离心力的影响是客观存在的。Nelson^[14-15]利用Timoshenko梁单元建立旋转轴的有限元模型,定性地分析了旋转状态下离心力、剪切等因素对轴系的影响。Cao和Altintas^[16]建立主轴系统耦合模型,并得出了离心力对主轴系统存在影响的结论。

1.2 陀螺力矩

陀螺效应是旋转的物体有保持其旋转方向(旋转轴的方向)的惯性,是旋转物体惯性的表现。当旋转物体装卡在两支承的中点时,旋转轴线不发生变化,因此没有回转效应;当旋转物体没有装卡偏在两支承中点偏于一侧或悬臂在外侧时,回转效应增加轴的刚性。

在对高速主轴系统进行动力学分析时,研究者大都考虑了高速运转时陀螺力矩对主轴系统动力学特性的影响。例如,Xiong等^[17]分析了陀螺效应对主轴系统稳定性的影响,得出旋转主轴的陀螺效应降低了切削区域的稳定性这一重要结论。

1.3 轴承刚度

以电主轴为代表的高速主轴系统,大多选用滚珠球轴承。影响球轴承刚度特性的因素很多,包括转速、接触角、预载荷、轴的弯曲变形、轴承滚珠的离心力以及轴承热效应等。每种因素对轴承刚度的影响又不是简单的线性关系,而是耦合在一起并且相互影响,最终从宏观上表现为改变轴承刚度。

在创建及分析主轴系统动力学模型时,所有研究者均考虑了轴承刚度对主轴系统的动力学特性的贡献。例如,Wang和Chang^[12]利用径向和转动弹簧来对角接触球轴承进行建模和分析。Li和Shin^[11]建立了主轴系统动力学热机模型,得出了轴承的安装形式以及轴承预紧力对主轴系统刚度有很大影响的结论。关于高转速诱发轴承刚度变化,进而影响整个主轴系统的动力学特性的研究较少,而本文正是针对此项内容开展研究。

高转速对滚珠轴承的刚度有明显的影响,以本文所研究的电主轴系统为例。前后轴承组型号为SNR7010H,轴承接触角为25°、轴向和径向预载荷为14500N时,计算出主轴系统轴承组径向刚度随转速变化的曲线,如图1所示。可见,在高转速状态下,轴承的刚度变小,即出现轴承软化现象,而轴承的软化必将强烈影响主轴系统的动力学特性。

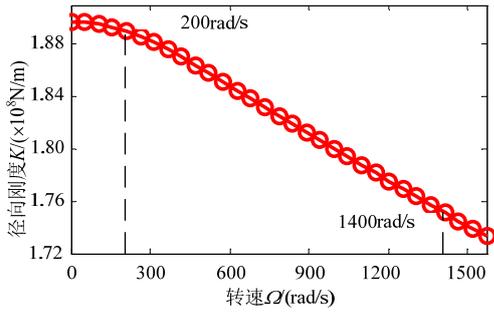


图1 球轴承径向刚度软化曲线

Fig.1 The softening curve of radial stiffness in ball bearing

2 高速主轴系统动力学特性有限元建模

2.1 主轴系统动力学建模方法

长期以来,学者们对主轴系统动力学特性建模与分析做了大量的研究。在建模方法上可分为理论解析法^[18-19]、阻抗耦合子结构法^[20-21]、传递矩阵法^[22-23]、试验法^[24]及有限元法^[25-27]。

理论解析法虽然可以对主轴系统进行解析或者数值分析,但由于模型做了大量简化使得求解结果更适用于定性分析。阻抗耦合法和传递矩阵法可以建立比较精确的模型,但是对于复杂结构和非线性动力学分析比较困难。试验法虽然可以准确得获得系统的各种影响参数,但是结果不具有通用性而且试验有时还要受到机床结构的诸多限制而无法实施。有限元法可以避免这些不足,目前国际上广泛采用有限元方法来建立更为精准的主轴系统动力学模型,Choi和Lee^[25]利用有限单元法分析了由齿轮驱动的主轴系统动静态特性。Kang等^[26]建立了主轴-轴承系统的有限元模型,分析了静态和动态参数对主轴系统的影响,并以多个实例指导了主轴系统设计流程。尽管已经有很多学者开始了利用有限元法对高速主轴系统进行分析与研究,但是对于分析高速对电主轴系统动力学特性的影响仍处于探索阶段,并没有得出一个被广泛接受的结论。

2.2 考虑转速影响的高速主轴系统建模原理

这里选用考虑剪切作用的Timoshenko梁单元来模拟主轴系统,分别求解梁单元的动能、应变能以及外力功,并结合轴承刚度矩阵利用哈密顿原理得出主轴系统的拉格朗日算子,推导出考虑转速影响的主轴系统有限元运动方程。

2.2.1 主轴轴段的动能

长 L 的Timoshenko梁在全局坐标系 $o-xyz$ 中位置如图2所示,其中 ox 为轴的旋转轴方向。

梁上任意一点 P 的坐标可以用球坐标表示为 (l, φ) ,其中: l 为 P 点与所在截面圆心的距离; φ 为 P 点绕旋转轴转过的角度。 P 点的位移用向量 \mathbf{q} 表示, $\mathbf{q} = \{v, w, \theta_y, \theta_z\}^T$ 。则 P 点的最终坐标表示为:

$$\begin{cases} x \\ y \\ z \end{cases} = \begin{cases} -l \cos \varphi \sin \theta_z + l \sin \varphi \sin \theta_y \\ v + l \cos \varphi \cos \theta_z \\ w + l \sin \varphi \cos \theta_y \end{cases} \quad (1)$$

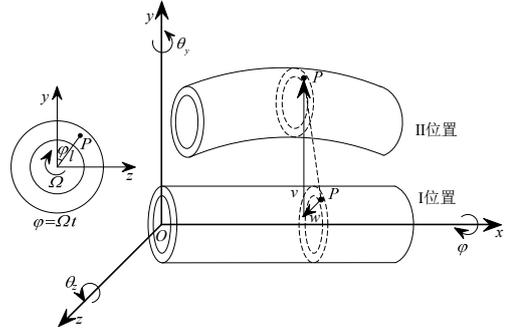


图2 一段 Timoshenko 梁动能模型

Fig.2 The kinetic energy model of a Timoshenko beam

则该段梁从 I 位置运动到 II 位置的动能为:

$$T = \int_0^L \frac{J \rho \Omega^2}{2} dx + \int_0^L \frac{\rho A}{2} (\dot{v}^2 + \dot{w}^2) dx + \int_0^L \frac{I \rho (\dot{\theta}_y^2 + \dot{\theta}_z^2)}{2} dx + \int_0^L \frac{J \rho \Omega (\dot{\theta}_y \theta_z - \theta_y \dot{\theta}_z)}{2} dx \quad (2)$$

其中: $I = \pi(R^4 - r^4)/4$; $J = \pi(R^4 - r^4)/2$; R 为横截面外径; r 为横截面内径; A 为横截面积; ρ 为材料密度; Ω 为主轴转速。

2.2.2 主轴轴段的应变能

如图3所示长度为 L 的Timoshenko梁在 $x-y$ 平面受剪切力 V 以及绕 z 轴弯矩后 m_z 截面的变形情况,该段轴的体积为 dV 。

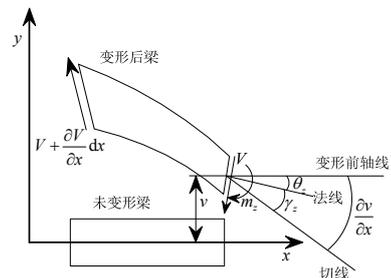


图3 $x-y$ 平面 Timoshenko 梁发生剪切变形

Fig.3 The shear deformation of Timoshenko beam in xy -plane

利用弹性力学原理,该段上一点的应变状态为

$\boldsymbol{\varepsilon} = \{\varepsilon_{xx}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}\}^T$, 其中:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{xx} &= \frac{\partial \theta_y}{\partial x} z - \frac{\partial \theta_z}{\partial x} y + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right)^2, \\ \gamma_{xy} &= \frac{\partial v}{\partial x} - \theta_z, \quad \gamma_{xz} = \frac{\partial w}{\partial x} - \theta_y \end{aligned} \quad (3)$$

于是单位长度应变能可以表达为:

$$U = \int \frac{1}{2} E \varepsilon_{xx}^2 dV + \int \frac{1}{2} G \gamma_{xy}^2 dV + \int \frac{1}{2} G \gamma_{xz}^2 dV \quad (4)$$

其中: E 、 G 分别表示材料的弹性模量和剪切模量。

2.2.3 主轴轴段的外力功及运动方程

$$W = \int_0^L (q_y v + q_z w + m_y \theta_y + m_z \theta_z) dx + \int_0^L \frac{1}{2} \Omega^2 v^2 \rho A dx + \int_0^L \frac{1}{2} \Omega^2 w^2 \rho A dx \quad (5)$$

其中, q_y 、 q_z 、 m_y 和 m_z 分别表示单位长度Timoshenko梁在 y 、 z 方向及绕 y 、 z 轴旋转的分布载荷和力矩。

根据哈密顿原理得出系统的拉格朗日算子 $L=T-U+W$, 于是:

$$\left\{ \begin{aligned} & \rho A \frac{d^2 v}{dt^2} - \frac{\partial}{\partial x} \left[k_s A G \left(\frac{\partial v}{\partial x} - \theta_z \right) - \frac{1}{2} E A \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right)^3 \right] - q_y - \Omega^2 \rho A v = 0 \\ & \rho A \frac{d^2 w}{dt^2} - \frac{\partial}{\partial x} \left[k_s A G \left(\frac{\partial w}{\partial x} - \theta_y \right) - \frac{1}{2} E A \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^3 \right] - q_z - \Omega^2 \rho A w = 0 \\ & \rho I \frac{d^2 \theta_y}{dt^2} + \Omega \rho J \frac{d \theta_z}{dt} - E I \frac{\partial^2 \theta_y}{\partial x^2} + k_s A G \left(\frac{\partial w}{\partial x} - \theta_y \right) - m_y = 0 \\ & \rho I \frac{d^2 \theta_z}{dt^2} - \Omega \rho J \frac{d \theta_y}{dt} - E I \frac{\partial^2 \theta_z}{\partial x^2} + k_s A G \left(\frac{\partial v}{\partial x} - \theta_z \right) - m_z = 0 \end{aligned} \right. \quad (6)$$

其中: k_s 为剪切系数, 对于圆环截面 $k_s=0.9$ 。

2.2.4 轴承刚度处理

在主轴系统中轴承所在位置将轴承模拟为弹簧支承模型, 角接触球轴承不仅承受径向和轴承联合载荷, 成对安装的角接触球轴承还可以承受力矩载荷。因此在分析轴承支承部位的刚度时, 需要同时考虑径向刚度和角刚度。于是轴承的支承特性可描述为一个四自由度的阻抗矩阵, 如下式:

$$\mathbf{R}_N = -\mathbf{Z}_N \times \mathbf{W}_N \quad (7)$$

其中: N 表示轴承支承位置; \mathbf{W}_N 表示由2个径向位移(v , w)和2个转角(θ_y , θ_z)组成的列向量; \mathbf{Z}_N 表示轴承支承点刚度和阻尼系数的 4×4 矩阵, 可以表示为:

$$\mathbf{Z}_N = \mathbf{K}_N + i\omega \mathbf{B}_N \quad (8)$$

其中: \mathbf{K}_N 表示刚度矩阵; \mathbf{B}_N 表示阻尼矩阵; ω 表示振动频率。

绝大多数情况下, 径向线位移和角位移是互不

影响的, 因此, \mathbf{K}_N 和 \mathbf{B}_N 可以写出如式(9)所示形式。矩阵中每一项都表示 2×2 矩阵, 对于承受径向、轴向以及力矩载荷的角接触球轴承, 其刚度矩阵的各个元素可以表示为式(10)。其中, x 轴表示主轴系统的轴向; y 轴和 z 轴分别与外加径向静载荷方向同向和垂直。

$$\mathbf{K}_N = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{N\text{径向}} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_{N\text{转角}} \end{bmatrix}, \mathbf{B}_N = \begin{bmatrix} \mathbf{B}_{N\text{径向}} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{B}_{N\text{转角}} \end{bmatrix} \quad (9)$$

$$\mathbf{K}_{N\text{径向}} = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_y}{\partial v} & \frac{\partial F_y}{\partial w} \\ \frac{\partial F_z}{\partial v} & \frac{\partial F_z}{\partial w} \end{bmatrix}, \mathbf{K}_{N\text{转角}} = \begin{bmatrix} \frac{\partial M_y}{\partial \theta_y} & \frac{\partial M_z}{\partial \theta_z} \\ \frac{\partial M_y}{\partial \theta_y} & \frac{\partial M_z}{\partial \theta_z} \end{bmatrix} \quad (10)$$

2.2.5 考虑转速影响的主轴有限元方程

组集主轴各轴段的运动方程并引入轴承的刚度矩阵, 可获得考虑转速情况下的主轴运动方程, 整理为:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{F}(t) \quad (11)$$

其中: \mathbf{M} 是主轴质量矩阵, $\mathbf{M} = \mathbf{M}_T^b + \mathbf{M}_R^b$, \mathbf{M}_T^b 、 \mathbf{M}_R^b 为主轴平动和旋转质量矩阵; $\mathbf{C} = \Omega \mathbf{G}^b + \mathbf{C}^s$, $\Omega \mathbf{G}^b$ 是主轴陀螺力矩矩阵、 \mathbf{C}^s 是结构阻尼矩阵; $\mathbf{K} = \mathbf{K}^b + \mathbf{K}^B - \Omega^2 \mathbf{M}_C^b$, \mathbf{K}^b 是主轴刚度矩阵、 \mathbf{K}^B 是轴承刚度矩阵、 $\Omega^2 \mathbf{M}_C^b$ 为主轴离心力产生的刚度矩阵; $\mathbf{F}(t)$ 是力矢量, 包括作用在主轴上的分布力和集中力。

3 高速运转状态下主轴系统动力学特性影响因素分析

3.1 某电主轴系统结构参数及有限元模型

简化的电主轴轴段尺寸列于表1。轴承位置以及静止状态下的径向刚度列于表2。

表1 电主轴系统简化尺寸 /mm

Table 1 The simplified size of motorized spindle system

轴段	长度	外径	内径	轴段	长度	外径	内径	轴段	长度	外径	内径
1	10	70	31	11	19	50	16	21	20	96	16
2	10	70	28	12	18	49	16	22	20	96	16
3	13	70	25	13	19	49	16	23	24	96	30
4	7	70	21	14	24	96	16	24	21	47	30
5	10	50	21	15	20	96	16	25	22	45	30
6	16	50	27	16	20	96	16	26	23	45	30
7	18	50	21	17	20	96	16	27	16	45	30
8	18	50	21	18	20	96	16	28	18	45	30
9	16	50	16	19	20	96	16	29	20	45	30
10	18	50	16	20	20	96	16	30	20	45	30
								31	20	45	30

表 2 电主轴系统轴承位置分布表

Table 2 The bearing distribution of motorized spindle system

轴承编号	1	2	3	4	5	6
节点位置	6	7	9	10	27	28
距前端面距离/mm	50	66	102	118	466	482
径向刚度/(N/m)	6.236×10^8				5.916×10^8	

电主轴系统有限元模型如图 4 所示。由于选用 Timoshenko 梁单元对主轴进行建模, 每个节点具有 6 个自由度, 包括 3 个平动自由度和 3 个转动自由度。电机转子与主轴一起转动。主轴的前轴承组包括 2 对 4 个轴承、安装形式为串联及面对面的混合安装; 后轴承组包括 1 对 2 个轴承、安装形式为面对面安装。建模过程中省略主轴外套和套筒, 以及主轴内的拉刀机构^[3,7,10]。

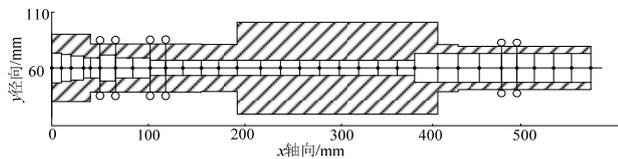


图 4 电主轴系统有限元模型

Fig.4 The finite element model of motorized spindle system

3.2 转速诱发电主轴动力学特性的变化

1) 离心力的影响

$\Omega^2 M_c^b$ 为主轴系统由离心力产生的刚度矩阵, 当主轴转速 $\Omega=0$ 时, 主轴系统不受离心力的影响; 而当 Ω 逐渐增大时, 离心力对主轴系统刚度矩阵的影响就越来越大。

图 5 为电主轴系统前 4 阶固有频率随主轴转速的变化曲线。从图 5 可以看出, 当主轴转速为 3000rad/s 时系统前 4 阶固有频率分别是静止状态下的 80.83%, 97.6%, 98.38% 以及 98.6%。当主轴系统转速较低 ($\Omega < 500 \text{rad/s}$) 时, 系统的固有频率可以近似用静止状态下的固有频率表示, 误差小于 0.5%; 但是随着主轴转速的升高, 离心力使得主轴系统固有频率逐渐降低, 其中第 1 阶下降最快, 高阶模态的固有频率下降较慢。

图 6 为离心力作用下电主轴系统前 4 阶模态阵型图, 与静止状态相比, 离心力并不影响电主轴系统的模态阵型。

2) 陀螺效应的影响

ΩG^b 表示主轴系统的陀螺力矩阵, 当主轴转速 $\Omega=0$ 时, 主轴系统不受陀螺力矩的影响; 而当 Ω 逐渐增大时, 陀螺力矩对主轴系统动力学特性的影响就越来越大。考虑陀螺力矩的影响, 通过计算不同转速下系统各阶固有频率(只考虑轴的弯曲), 绘制

第 1 阶~第 4 阶固有频率曲线。利用 Campbell 图计算电主轴系统的临界转速, 如图 7 所示。从图 7 可以看出, 系统陀螺力矩对 1 阶固有频率的影响很小, 而对高阶固有频率影响较大。图 7 中 1X 曲线表示不平衡激振力, 利用 1X 曲线和各阶正反固有频率的交点, 即可获得各正反进动对应的系统临界转速。

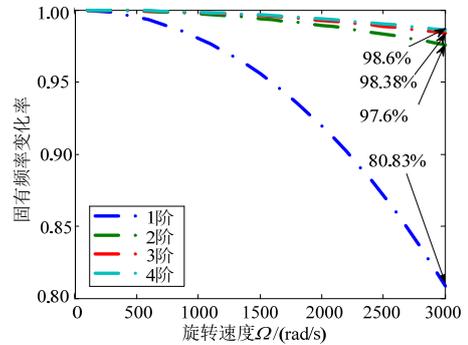


图 5 离心力影响下的主轴系统前 4 阶固有频率变化
Fig.5 The variation of first four-order natural frequency of spindle system under the influence of centrifugal force

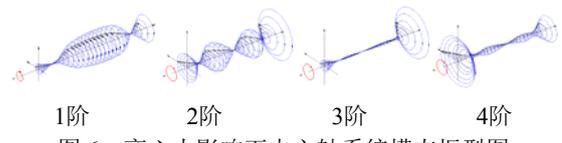


图 6 离心力影响下电主轴系统模态振型图
Fig.6 The vibration modal diagram of motorized spindle system under centrifugal force influence

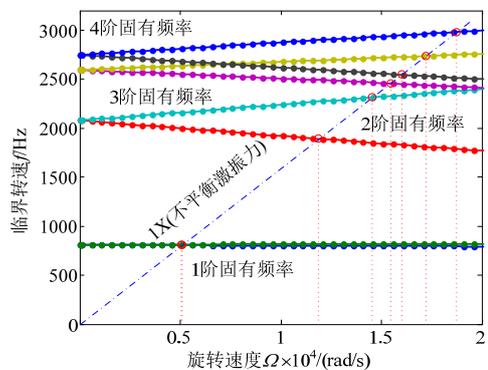
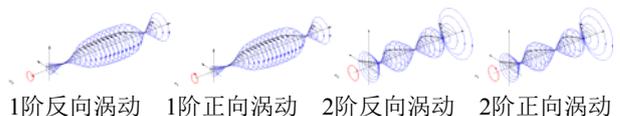


图 7 陀螺力矩作用下电主轴系统 Campbell 图
Fig.7 The Campbell diagram of motorized spindle system under gyroscopic torque influence

图 8 为在陀螺力矩作用下电主轴系统前 4 阶反向涡动与正向涡动振型图, 反向涡动是主轴系统各点在临界转速下的运动方向与主轴旋转方向相反, 而正向涡动就是运动方向与主轴旋转方向相同。从图 8 可以看出, 正向涡动时主轴系统的振幅增大, 反向涡动时幅值减小。



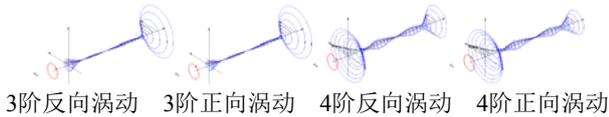


图 8 陀螺力矩影响下电主轴系统前 4 阶振型图

Fig.8 The first four-order vibration modal diagram of motorized spindle system under gyroscopic torque influence

3) 轴承刚度的影响

轴承刚度矩阵是影响主轴系统总体刚度矩阵的关键因素之一，轴承支承刚度是随主轴转速变化的，转速较低时，轴承刚度变化较小，而当主轴转速升高时，轴承刚度减小的很快。将轴承刚度随转速变化引入对电主轴系统动力学特性分析当中，绘制电主轴系统前4阶固有频率随轴承刚度变化的曲线如图9所示。

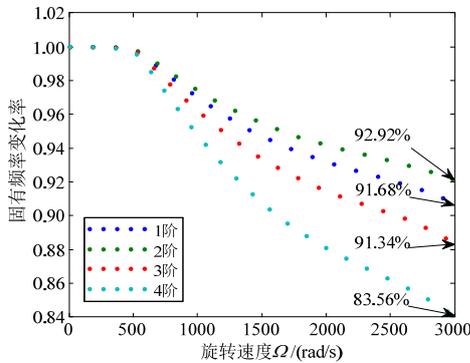


图 9 轴承刚度影响下主轴系统固有频率变化曲线

Fig.9 The natural frequency variation curve of spindle system under bearing stiffness influence

从图9可以看出，当主轴转速较低时 ($\Omega < 500\text{rad/s}$)，主轴系统固有频率可以近似用静止状态下的固有频率表示，而当主轴转速逐渐升高时，系统固有频率开始急剧降低，其降低趋势与轴承刚度随转速的变化趋势一致，即轴承刚度随转速的变化规律直接决定了主轴系统固有频率的变化趋势。当主轴转速达到 3000rad/s 时，4阶固有频率是静止时的83.56%，1阶是静止时的91.68%，这说明就前4阶模态而言，轴承刚度对主轴系统的第4阶的影响较大，对前3阶的影响较为均衡。

图10所示为在轴承刚度影响下电主轴系统4阶模态阵型图。从图10可以看出，第4阶模态振型较静止时发生了较大的改变。

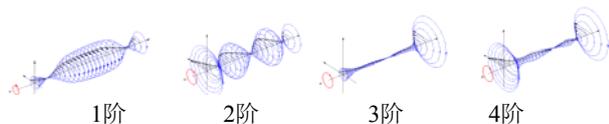


图 10 轴承刚度影响下电主轴系统模态振型图

Fig.10 The vibration modal diagram of motorized spindle system under bearing stiffness influence

3.3 耦合各因素的影响

将离心力、陀螺力矩和轴承刚度这三个影响因素耦合在一起，分析电主轴系统动力学特性的影响规律，如图11所示为主轴转速从0变化至 3000rad/s 时固有频率变化曲线，并将静止条件下的固有频率和 3000rad/s (即 28647.89rpm)时的离心力、陀螺力矩、轴承刚度单独影响下以及耦合作用下的固有频率值列于表3。从图11可以看出，耦合作用下的固有频率与轴承刚度单独影响下的固有频率变化趋势较为接近，在 $\Omega < 500\text{rad/s}$ 时各阶固有频率变化均较缓慢，当转速升高时，固有频率变化加剧。

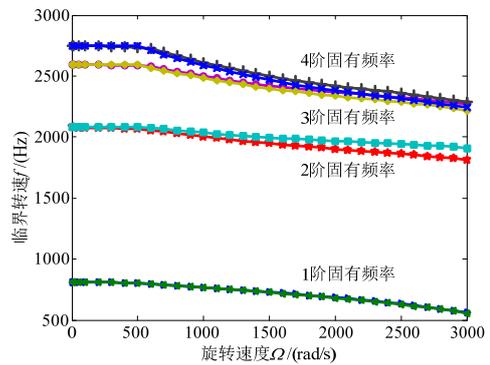


图 11 耦合作用下电主轴系统固有频率变化

Fig.11 The variation of natural frequency under the coupling effect in the motorized spindle system

从表3可以得出，在主轴转速达到 3000rad/s 时，各因素耦合起来对电主轴系统固有频率的影响比每个因素单独作用时的影响要大，耦合作用下1阶固有频率比静止时降低了30.6%；4阶固有频率降低16.9%。这说明各因素耦合后对电主轴系统固有频率的影响并不是线性叠加的关系，而是非线性耦合。图12列出了耦合因素影响下的电主轴系统前4阶模态振型图。

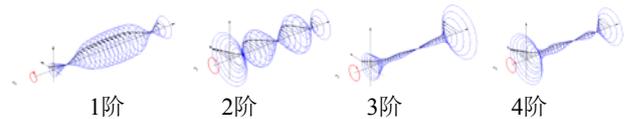


图 12 3 种因素耦合作用下电主轴系统模态振型图

Fig.12 The vibration modal diagram of motorized spindle system under the coupling effect of three factors

表 3 耦合作用对高速主轴系统动力学特性的影响
Table 3 The impact of coupling effect on dynamic characteristics in high-speed spindle system

阶数 i		1 阶	2 阶	3 阶	4 阶
静止 A_i/Hz		809.2	2079	2594	2747
离心力	数值 B_i/Hz	654.2	2029	2552	2709
	变化率 $ B_i - A_i / A_i \times 100\%$	19.2	2.4	1.6	1.4

(续表)

		1阶	2阶	3阶	4阶
陀螺效应	阶数 i				
	反进动 C_i/Hz	807.1	2031	2569	2709
	变化率				
	$ C_i A_i /A_i \times 100\%$	0.26	2.3	0.96	1.4
轴承刚度	正进动 D_i/Hz	811.4	2127	2619	2786
	变化率				
	$ D_i A_i /A_i \times 100\%$	0.27	2.3	0.96	1.4
	数值 E_i/Hz	734.5	1915	2292	2310
耦合作用	变化率				
	$ E_i A_i /A_i \times 100\%$	9.2	7.9	11.6	15.9
	反进动 F_i/Hz	557	1812	2217	2242
	变化率				
	$ F_i A_i /A_i \times 100\%$	31.2	12.8	14.5	18.4
	正进动 G_i/Hz	561.2	1910	2269	2284
变化率					
$ G_i A_i /A_i \times 100\%$	30.6	8.1	12.5	16.8	

4 结论

在高速状态下电主轴系统动力学特性是影响高速主轴甚至高速切削加工中心工作性能的关键因素。分析主轴系统高速运转状态下的动力学特性影响因素,对优化高速主轴系统的设计、预测高速加工中心的抗振性及工作稳定性具有重要意义。

本文采用有限单元法结合弹性力学理论,建立了考虑转速作用的主轴-轴承转子系统有限元模型。分析转速对高速主轴系统动力学特性的影响,主要结论包括:

(1) 当主轴系统转速低于500rad/s时,离心力的影响可以忽略;而随着主轴系统转速的升高,离心力对第1阶固有频率的影响越来越大,而对高阶固有频率的影响较弱。

(2) 随着转速的升高,陀螺力矩对电主轴系统动力学特性的影响逐渐增大,并且主要体现在高阶模态上,对第1阶模态的影响较小。

(3) 球轴承径向刚度随着转速升高出现“软化”现象。而轴承刚度的软化对主轴系统动力学特性影响较大。当转速低于500rad/s时,球轴承径向刚度变化缓慢,因此电主轴系统固有频率变化较小;而当转速升高轴承刚度下降时,电主轴系统各阶固有频率都逐渐降低,高阶模态固有频率降低的速度更快。

(4) 将离心力、陀螺力矩以及轴承刚度耦合在一起,发现耦合因素对电主轴系统动态特性的影响比各因素单独作用的影响更大,而且各因素之间不是线性叠加,而是非线性耦合。因此由于旋转速度

的不断升高,使得由于转速而诱发的离心力、陀螺力矩、轴承刚度以及耦合作用下的变化成为影响电主轴系统动力学特性的关键因素。

参考文献:

- [1] 刘斌,彭满华. 高速切削加工技术的现状与发展[J]. 模具工程, 2010(10): 60—66.
Liu Bin, Peng Manhua. The present state and development in high speed cutting technology [J]. Mould & Dieprojec, 2010(10): 60—66. (in Chinese)
- [2] Tang W X, Ai X, Zhang S, Jiang H. Dynamic modeling for high-speed milling system with centrifugal force and gyroscopic effect [J]. Key Engineering Materials, 2004(259/260): 848—852.
- [3] Rantatalo M, Aidanpaa J O, Goransson B, Norman P. Milling machine spindle analysis using FEM and non-contact spindle excitation and response measurement [J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2007, 47: 1034—1045.
- [4] Cao Yuzhong, 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: 1342—1350.
- [5] Schmitz T L, Ziegert J C, Stanislaus C. A method for predicting chatter stability for systems with speed-dependent spindle dynamics [J]. Proceedings of NAMARC32, 2004(32): 17—24.
- [6] Lin C W, Tu J F. Model-based design of motorized spindle systems to improve dynamic performance at high speeds [J]. Journal of Manufacturing Processes, 2007, 9(2): 94—108.
- [7] Altintas Y, Budak E. Analytical prediction of stability lobes in milling [J]. Annals of the CIRP, 1995, 4(1): 357—362
- [8] Jorgensen B R, Shin Y C. Dynamics of spindle-bearing systems at high speeds including cutting load effects [J]. Journal of Manufacturing Science and Engineering, 1998, 120: 387—394.
- [9] Ahmadi K, Ahmadian H. Modelling machine tool dynamics using a distributed parameter tool-holder joint interface [J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2007, 47: 1916—1928.
- [10] Budak E, Ertürk A, Özgüven H N. A Modeling approach for analysis and improvement of spindle-holder-tool assembly dynamics [J]. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2006, 55(1): 369—372.
- [11] Li H Q, Shin Y C. Analysis of bearing configuration effects on high speed spindles using an integrated dynamic thermo-mechanical spindle model [J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2004, 44: 347—364.

(参考文献[12]—[26]转第256页)

- 限元模拟[J]. 北京工业大学学报, 2012, 38(3): 330—334.
- Qin Fei, Ren Chao. A Finite element simulation of PoP assembly process [J]. Journal of Beijing University of Technology, 2012, 38(3): 330—334. (in Chinese)
- [10] Lau John H. Through-silicon vias for 3D integration [M]. New York: McGraw-Hill, 2012: 192—221.
- [11] Lin Xiaoqin, Luo Le. Sub-100 μm SnAg solder bumping technology and the bump reliability [J]. Journal of Electronic Packaging, 2009, 131(1): 0110141—0110146.
- [12] Zhan Chaujia, Chuang Chunchih, Juang Jingye, Lu Sutsai, Chang Taochih. Assembly and reliability characterization of 3D chip stacking with 30 μm pitch lead-free solder micro bump interconnection [C]// Proceedings of Electronic Components and Technology Conference, Las Vegas, NV, United States, Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc, 2010: 1043—1049.
- [13] Lu Yuan, Yin Wen, Zhang Bo, Yu Daquan, Wan Lixi, Shangguan Dongkai, et al. A new 2.5D TSV package assembly approach [C]// Electronic Components and Technology Conference, Las Vegas, NV, United States, Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc, 2013: 1965—1969.
- [14] He Ran, Wang Huijuan, Zhou Jing, Guo Xueping, Yu Daquan, Wan Lixi. Nonlinear thermo-mechanical analysis of TSV interposer filling with solder, Cu and Cu-cored solder [C]// International Conference on Electronic Packaging Technology and High Density Packaging, Shanghai, China: IEEE Computer Society, 2011: 224—227.
- [15] Sun Yaofeng, Pang John H L. Experimental and numerical investigations of near-crack-tip deformation in a solder alloy [J]. Acta Materialia, 2008, 56(3): 537—548.
- [16] Ma Hongtao, Suhling Jeffrey C. A review of mechanical properties of lead-free solders for electronic packaging [J]. Journal of Materials Science, 2009, 44(5): 1141—1158.

(上接第 237 页)

- [12] Wang W R, Chang C N. Dynamic analysis and design of a machine tool spindle-bearing system [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 1994, 116: 280—285.
- [13] Aini R, Rahnejat H, Gohar R. Experimental investigation into bearing induced spindle vibration [J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 1990, 30: 1—18.
- [14] Nelson H D. A finite rotating shaft element using timoshenko beam theory [J]. Journal of Mechanical Design, 1980, 102: 793—802.
- [15] Nelson H D, McVaugh J M. The dynamics of rotor-bearing systems using finite elements [J]. Journal of Engineering for Industry, 1976, 93(2): 593—600.
- [16] Cao Y Z, Altintas Y. A general method for the modeling of spindle-bearing systems [J]. Journal of Mechanical Design, 2004, 126(6): 1089—1104.
- [17] Xiong G L, Yi J M, Zeng C, Guo H K, Li L X. Study of the gyroscopic effect of the spindle on the stability characteristics of the milling system [J]. Journal of Materials Processing Technology, 2003, 138: 379—384.
- [18] Aristizabal-Ochoa J D. Timoshenko beam-column with generalized end conditions and nonclassical modes of vibration of shear beams [J]. Journal of Engineering Mechanics, 2004, 130(10): 1151—1159.
- [19] Van Rensburg N F J, Van der Merwe A J. Natural frequencies and modes of a Timoshenko beam [J]. Wave Motion, 2006, 44: 58—69.
- [20] Schmitz T L. Predicting high-speed machining dynamics by substructure analysis [J]. Annals of the CIRP, 2000, 49(1): 303—308.
- [21] Erturk A, Ozguven H N, Budak E. Effect analysis of bearing and interface dynamics on tool point FRF for chatter stability in machine tools by using a new analytical model for spindle-tool assemblies [J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2007, 47: 23—32.
- [22] 毛海军, 孙庆鸿, 陈南, 陈新, 何杰. 基于分布质量的 Riccati 传递矩阵法模型与轴系频响函数计算方法研究 [J]. 东南大学学报(自然科学版), 2000, 30(6): 34—38.
- Mao Haijun, Sun Qinghong, Chen Nan, Chen Xin, He Jie. The model based on continuous mass riccati transfer matrix method and research of the calculation method of frequency response function about the spindle system [J]. Journal of Southeast University (Natural Science Edition), 2000, 30(6): 34—38. (in Chinese)
- [23] Jiang Shuyun, Zheng Shufei. A modeling approach for analysis and improvement of spindle-drawbar-bearing assembly dynamics [J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2010, 50: 131—142.
- [24] Park S S, Altintas Y, Movahhedy M. Receptance coupling for end mills [J]. International Journal of Machine Tool & Manufacture, 2003, 43: 889—896.
- [25] Choi J K, Lee D G. Characteristics of a spindle bearing system with a gear located on the bearing span [J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 1997, 37(2): 171—181. (in Chinese)
- [26] Kang Y, Chang Y P, Tsai J W, Chen S C, Yang L K. Integrated “CAE” strategies for the design of machine tool spindle-bearing systems [J]. Finite Elements in Analysis and Design, 2001, 37: 485—511.