

DOI: 10.3901/JME.2021.13.026

高速电主轴转子-轴承-外壳系统动力学特性研究*

蒋书运 林圣业

(东南大学机械工程学院 南京 211189)

摘要: 高速深孔磨削加工电主轴采用加长悬臂外壳, 其在力作用下的挠性变形对电主轴的转子动力学性能的影响不可忽略, 而传统电主轴转子动力学模型均将外壳简化为刚体, 不能描述该类复杂结构电主轴的动力学行为。考虑外壳的挠曲变形, 基于整体传递矩阵法和成对轴承分析理论, 建立了电主轴转子-轴承-外壳系统动力学模型, 提出了电主轴整机临界转速、电主轴轴端动态刚度的计算方法。通过算例系统地分析了电主轴外壳抗弯刚度、轴承选型等对电主轴动态特性的影响; 研制了高速内圆磨削电主轴试验样机, 开展了电主轴轴端动态刚度的试验验证。结果表明: 建立的电主轴转子-轴承-外壳系统动力学模型计算精度高, 可用于深孔磨削加工电主轴的动力学特性分析; 电主轴外壳悬臂端是主轴动态薄弱环节, 采用非同心圆环的增强外壳能明显提升电主轴的临界转速与动态刚度; 选用特轻系列轴承替代轻系列轴承, 电主轴的一阶临界转速和轴端静刚度均有所增大。

关键词: 电主轴; 转子动力学; 整体传递矩阵法; 成对轴承; 动态特性

中图分类号: TH113

Study on Dynamic Characteristics of Motorized Spindle Rotor-Bearing-Housing System

JIANG Shuyun LIN Shengye

(School of Mechanical Engineering, Southeast University, Nanjing 211189)

Abstract: Long-cantilever housing is introduced into motorized spindle for internal grinding of deep hole. The influence of the housing's flexible deformation on the rotor dynamics of the motorized spindle should be considered. However, the housing is simplified as a rigid body in the previous modelling for the motorized spindle, this assumption can not meet the requirement of dynamic analysis for such a complex motorized spindle in the study. The dynamic model of the rotor-bearing-housing system for the motorized spindle is established based on the whole transfer matrix method (WTMM) and duplex ball bearing analysis theory considering the flexible deformation of the housing. Critical speed and dynamic stiffness of the spindle are calculated using the model. A case study is carried out to reveal the effects of the housing's flexural rigidity and the bearing type on the dynamic characteristics of the motorized spindle. A motorized spindle with long-cantilever housing is developed, and its dynamic stiffness is detected to verify the dynamic model. The results show that, the proposed model can be used to analyze the dynamic behavior of the motorized spindle for internal grinding of deep hole. The dynamic performance of the motorized spindle is significantly improved by increasing the bending stiffness of the housing. Both the first order critical speed of the motorized spindle and the static stiffness of the spindle end are increased by replacing light series bearings with ultra-light series bearings.

Key words: motorized spindle; rotor dynamics; whole transfer matrix method; duplex bearing; dynamic characteristics

0 前言

电主轴作为机床的核心功能部件, 其动态特性

直接决定机床的动态特性^[1-2]。近年来, 电主轴动态特性的研究一直是机床动力学的研究热点^[3-5]。传统电主轴结构的外壳的弹性变形可以忽略不计^[6-7], 然而对于如深孔磨削用电主轴, 由于其外壳加长, 抗弯刚度降低, 在磨削力作用下挠曲变形变大, 降低了电主轴刚性。因此, 有必要建立此类

* 国家自然科学基金资助项目(51635004、11472078)。20200410 收到初稿, 20210208 收到修改稿

复杂结构电主轴的转子动力学模型, 并开展其动力学性能研究。

目前, 国内外关于复杂结构电主轴动态特性的研究, 主要采用静力学方法将电主轴转子-轴承-外壳系统简化为静态悬臂梁进行挠度分析^[8-10]。该方法便于建模和求解, 但没有考虑电主轴内部复杂结构的影响, 且忽略了电机转子陀螺效应以及滚动轴承滚动体离心效应的影响, 计算结果误差较大。

在传统电主轴转子动力学建模方面, 常用的方法主要包括有限元法和传递矩阵法^[11-13]。有限元法^[14-18]计算精度高, 适用于几何形状复杂的电主轴结构, 但该方法建模过程繁琐, 求解耗时较长。传递矩阵法^[19-21]的最大优势在于单元划分数目不改变传递矩阵的维数, 特别适用于电主轴这样的链式系统。然而, 传统的传递矩阵法不能直接应用于深孔内圆磨削电主轴动态特性分析。

考虑深孔磨削电主轴采用加长外壳结构, 本文采用整体传递矩阵法, 建立电主轴转子-轴承-外壳系统动力学模型; 考虑该类电主轴采用多组成对轴承支承转子, 本文建立成对轴承动态参数模型。

基于上述模型开展电主轴的动态特性分析, 探讨了外壳悬臂端抗弯刚度和轴承选型等对电主轴动态特性的影响规律。设计并试制了高速内圆磨削电主轴试验样机, 完成了电主轴轴端动刚度的测试研究。

1 转子-轴承-外壳系统动力学模型

图 1a 为深孔磨削电主轴结构示意图。电主轴的内置电机后置, 加长外壳位于电主轴的砂轮端。转子通过 4 对对角接触球轴承与外壳连接, 组成了转子-轴承-外壳动态耦合系统。其中, 第一、二、三对轴承位于加长外壳内, 第四对轴承位于电机转子后端。本文考虑外壳挠曲变形, 采用整体传递矩阵法建立电主轴转子-轴承-外壳系统动力学模型, 如图 1b 所示。转子和外壳均离散为采用 N 段无质量弹性轴联接的集中质量; 砂轮和电机转子均处理为考虑了陀螺效应的刚性圆盘; 成对角接触球轴承简化为同时具有线刚度和角刚度的弹簧。需要指出的是, 为了确保外壳与转子具有相同的单元数, 在外壳伸长段引入长度和质量均等于零的虚段, 使之与转子分段逻辑对齐。

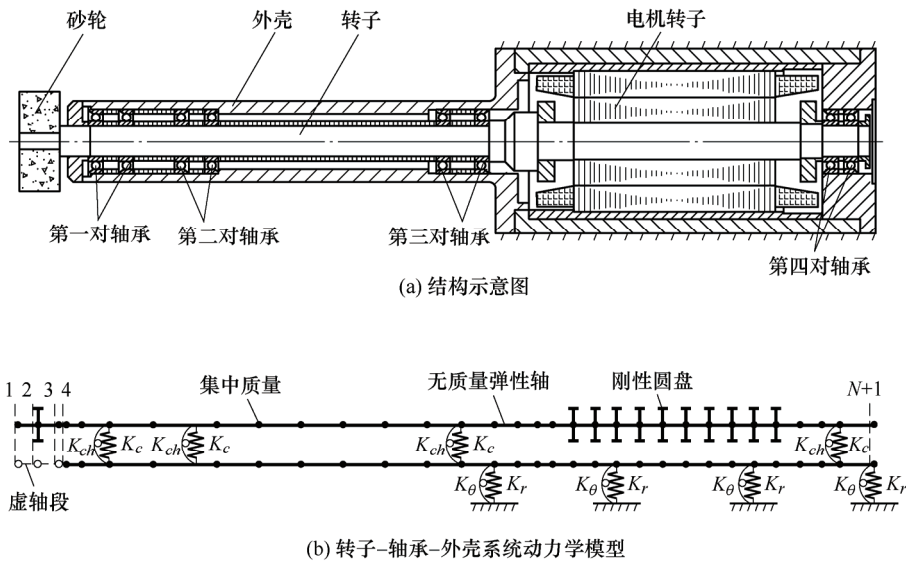


图 1 深孔磨削电主轴

1.1 整体传递矩阵法

设主轴转子第 i 个结点的状态矢量为 $\mathbf{Z}_i^I = (Q^I \ M^I \ \theta^I \ X^I)^T$, 外壳第 i 个结点的状态矢量 $\mathbf{Z}_i^{II} = (Q^{II} \ M^{II} \ \theta^{II} \ X^{II})^T$, 将转子与外壳对应结点的状态矢量置于同一阵列中, 组成整体传递矩阵的状态矢量

$$\mathbf{Z}_i = \begin{pmatrix} \mathbf{Z}_i^I \\ \mathbf{Z}_i^{II} \end{pmatrix} \quad (1)$$

式中, Q 为剪力; M 为弯矩; θ 为转角; X 为挠度; 上标 I 和 II 分别表示主轴转子和外壳。

转子和外壳通过成对角接触球轴承连接, 如图 2 所示。

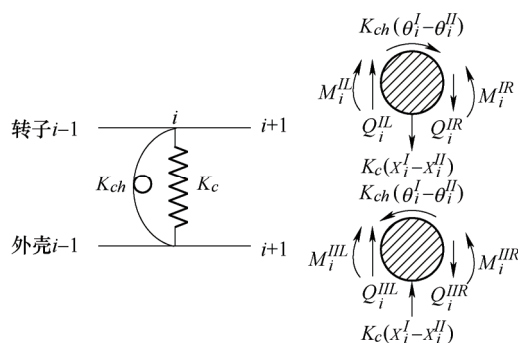


图2 转子和外壳耦合示意图

根据整体传递矩阵法^[21]，转子和外壳在耦合处

需要满足协调条件，应乘以耦合矩阵，而在非耦合处则相互独立。因此相邻结点状态矢量之间存在如下传递关系

$$\mathbf{Z}_{i+1} = \mathbf{T}_i \mathbf{Z}_i = \begin{cases} \mathbf{C}_i \mathbf{U}_i \mathbf{Z}_i & \text{耦合} \\ \mathbf{U}_i \mathbf{Z}_i & \text{非耦合} \end{cases} \quad (2)$$

式中， \mathbf{T}_i 为整体单元传递矩阵； $\mathbf{U}_i = \begin{pmatrix} \mathbf{U}_i^I & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{U}_i^H \end{pmatrix}$ ；

\mathbf{U}_i^I 和 \mathbf{U}_i^H 分别为转子和外壳的单元传递矩阵； \mathbf{C}_i 为耦合矩阵。 \mathbf{U}_i^I 、 \mathbf{U}_i^H 和 \mathbf{C}_i 的表达式分别为

$$\mathbf{U}_i^I = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & m^I \omega^2 \\ l & 1 & (J_p^I - J_d^I) \omega^2 & m^I l \omega^2 \\ \frac{l^2}{2E^I I^I} & \frac{l}{E^I I^I} & 1 + \frac{l}{E^I I^I} (J_p^I - J_d^I) \omega^2 & \frac{m^I l^2 \omega^2}{2E^I I^I} \\ \frac{l^3}{6E^I I^I} (1 - \nu^I) & \frac{l^2}{2E^I I^I} & l + \frac{l^2}{2E^I I^I} (J_p^I - J_d^I) \omega^2 & 1 + \frac{m^I l^3}{6E^I I^I} (1 - \nu^I) \omega^2 \end{pmatrix}_i \quad (3)$$

$$\mathbf{U}_i^H = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & m^H \omega^2 - K_r \\ l & 1 & -J_d^H \omega^2 + K_\theta & (m^H \omega^2 - K_r) l \\ \frac{l^2}{2E^H I^H} & \frac{l}{E^H I^H} & 1 + \frac{l}{E^H I^H} (-J_d^H \omega^2 + K_\theta) & \frac{l^2}{2E^H I^H} (m^H \omega^2 - K_r) \\ \frac{l^3}{6E^H I^H} (1 - \nu^H) & \frac{l^2}{2E^H I^H} & l + \frac{l^2}{2E^H I^H} (-J_d^H \omega^2 + K_\theta) & 1 + \frac{l^3}{6E^H I^H} (1 - \nu^H) (m^H \omega^2 - K_r) \end{pmatrix}_i \quad (4)$$

$$\mathbf{C}_i = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & K_c & 0 & 0 & 0 & -K_c \\ 0 & 1 & -K_{ch} & 0 & 0 & 0 & K_{ch} & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -K_c & 1 & 0 & 0 & K_c \\ 0 & 0 & K_{ch} & 0 & 0 & 1 & -K_{ch} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}_i \quad (5)$$

式中， E 为弹性模量； I 为轴段截面惯性矩； K_c 和 K_{ch} 分别为成对角接触球轴承线刚度和角刚度； K_r

和 K_θ 分别为外壳与基础接触的线刚度和角刚度； l 为轴段长度； m 、 J_p 和 J_d 分别为质量、极转动惯量和横向转动惯量； ν 为轴段截面剪切变形系数； ω 为临界转速。

1.2 成对角接触球轴承刚度

图3为面对面、背靠背和串联配置的成对角接触球轴承结构示意图。成对角接触球轴承可简化为线刚度 K_c 和角刚度 K_{ch} ，作者已建立了成对轴承5自由度准静力学模型^[22]，下面简要介绍轴承刚度计算过程。

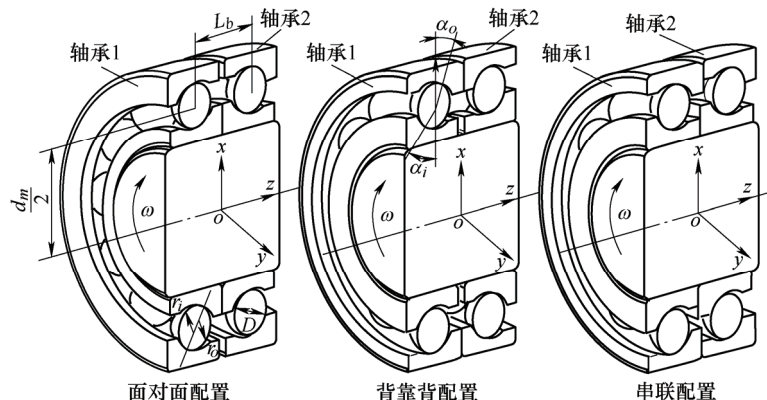


图3 采用面对面(DF)、背靠背(DB)和串联(DT)配置的成对角接触球轴承结构示意图

设内圈在外载荷 $\mathbf{f} = (F_x \ F_y \ F_z \ M_x \ M_y)^T$ 作用下的位移为 $\mathbf{d} = (x \ y \ z \ \theta_x \ \theta_y)^T$, 则滚珠球心与内、外圈滚道沟曲率中心之间的协调方程为

$$R_{bij}^2 + Z_{bij}^2 - [(f_o - 0.5)D + \delta_{ojj}]^2 = 0 \quad (6)$$

$$(R_{ijj} - R_{bij})^2 + (Z_{ijj} - Z_{bij})^2 - [(f_i - 0.5)D + \delta_{ijj}]^2 = 0 \quad (7)$$

式中, D 为滚珠直径; f_i 和 f_o 分别为内、外滚道沟曲率半径系数; δ_{ijj} 和 δ_{ojj} 分别为滚珠与内、外滚道的接触变形; R_{bij} 和 Z_{bij} 分别为滚珠球心到外滚道沟曲率中心的径向和轴向距离; R_{ijj} 和 Z_{ijj} 分别为内、外滚道沟曲率中心的径向和轴向距离, 由几何关系确定

$$R_{ijj} = \sqrt{x_{ijj}^2 + y_{ijj}^2} - \sqrt{x_{ojj}^2 + y_{ojj}^2} \quad (8)$$

$$Z_{ijj} = z_{ijj} - z_{ojj} \quad (9)$$

$$\begin{pmatrix} x_{ijj} \\ y_{ijj} \\ z_{ijj} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} R_i \cos \psi_{qj} + c_1 \frac{L_b}{2} \theta_y + x \\ R_i \sin \psi_{qj} + c_1 c_2 \left(-c_1 \frac{L_b}{2} \theta_x + y \right) \\ -c_1 c_2 \theta_y R_i \cos \psi_{qj} + \theta_x R_i \sin \psi_{qj} + c_1 c_2 z \end{pmatrix} \quad (10)$$

$$\begin{pmatrix} x_{ojj} \\ y_{ojj} \\ z_{ojj} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} R_o \cos \psi_{qj} \\ R_o \sin \psi_{qj} \\ (1 - f_i - f_o) D \sin \alpha_0 - \delta_a \end{pmatrix} \quad (11)$$

式中, x_{ijj} 、 y_{ijj} 和 z_{ijj} 为内圈滚道沟曲率中心的坐标; x_{ojj} 、 y_{ojj} 和 z_{ojj} 为外圈滚道沟曲率中心的坐标; R_i 和 R_o 分别为内、外滚道沟曲率中心轨迹半径; L_b 为轴承 1 和 2 的距离; α_0 为初始接触角; δ_a 为滚珠在初始预紧力作用下的轴向压缩量; ψ_{qj} 为滚珠角位置; c_1 为轴承标识符号; c_2 为轴承配置型式标识符号。

$$c_1 = \begin{cases} -1 & \text{轴承1} \\ 1 & \text{轴承2} \end{cases} \quad c_2 = \begin{cases} -1 & \text{DB} \\ 1 & \text{DF} \\ c_1 & \text{DT} \end{cases}$$

滚珠在轴向和径向的受力平衡方程分别为

$$Q_{ijj} \sin \alpha_{ijj} - Q_{ojj} \sin \alpha_{ojj} + \frac{2M_{gj}}{D} \cos \alpha_{ojj} = 0 \quad (12)$$

$$Q_{ijj} \cos \alpha_{ijj} - Q_{ojj} \cos \alpha_{ojj} - \frac{2M_{gj}}{D} \sin \alpha_{ojj} + F_{cjj} = 0 \quad (13)$$

式中, Q_{ijj} 和 Q_{ojj} 分别为滚珠与内、外圈的接触力; F_{cjj}

和 M_{gj} 分别为滚珠的离心力和陀螺力矩; α_{ijj} 和 α_{ojj} 分别为滚珠与内、外滚道的接触角。

内圈的受力平衡方程为

$$F_x - \sum_{q=1}^2 \sum_{j=1}^Z Q_{ijj} \cos \alpha_{ijj} \cos \psi_{qj} = 0 \quad (14)$$

$$F_y - \sum_{q=1}^2 \sum_{j=1}^Z c_1 c_2 Q_{ijj} \cos \alpha_{ijj} \sin \psi_{qj} = 0 \quad (15)$$

$$\begin{cases} F_z - \sum_{q=1}^2 \sum_{j=1}^Z c_1 c_2 Q_{ijj} \sin \alpha_{ijj} = 0 & \text{DF或DB} \\ F_z + 2F_a - \sum_{q=1}^2 \sum_{j=1}^Z Q_{ijj} \sin \alpha_{ijj} = 0 & \text{DT} \end{cases} \quad (16)$$

$$M_x - \sum_{q=1}^2 \sum_{j=1}^Z Q_{ijj} \sin \psi_{qj} \left[\sin \alpha_{ijj} \left(\frac{d_m}{2} - \frac{D}{2} \cos \alpha_{ijj} \right) - c_2 \cos \alpha_{ijj} \left(\frac{L_b}{2} - c_2 \frac{D}{2} \sin \alpha_{ijj} \right) \right] = 0 \quad (17)$$

$$M_y + \sum_{q=1}^2 \sum_{j=1}^Z Q_{ijj} \cos \psi_{qj} \left[c_1 c_2 \sin \alpha_{ijj} \left(\frac{d_m}{2} - \frac{D}{2} \cos \alpha_{ijj} \right) - c_1 \cos \alpha_{ijj} \left(\frac{L_b}{2} - c_2 \frac{D}{2} \sin \alpha_{ijj} \right) \right] = 0 \quad (18)$$

式中, d_m 为节圆直径; Z 为单列轴承滚珠数。

采用 Newton-Raphson 法求解成对角接触球轴承非线性方程组, 得到轴承刚度系数 $k_{mn}(m, n = x, y, z, \theta_x, \theta_y)$ 。其中, $K_c = k_{xx}$; $K_{ch} = k_{\theta_y, \theta_y}$ 。

1.3 临界转速及其振型

第 1 个结点状态向量和第 $N+1$ 个结点状态向量之间存在如下传递关系

$$\mathbf{Z}_{N+1} = \mathbf{T}_{all} \mathbf{Z}_1 \quad (19)$$

式中, \mathbf{T}_{all} 为整体传递矩阵, $\mathbf{T}_{all} = \mathbf{T}_N \mathbf{T}_{N-1} \cdots \mathbf{T}_1 \cdots \mathbf{T}_1$ 。

电主轴两端取自由边界条件 $\mathbf{Z}_1 = \mathbf{Z}_{N+1} = (0 \ 0 \ \theta^I \ X^I \ 0 \ 0 \ \theta^{II} \ X^{II})^T$, 代入式(17)得

$$\begin{pmatrix} t_{1,3} & t_{1,4} & t_{1,7} & t_{1,8} \\ t_{2,3} & t_{2,4} & t_{2,7} & t_{2,8} \\ t_{5,3} & t_{5,4} & t_{5,7} & t_{5,8} \\ t_{6,3} & t_{6,4} & t_{6,7} & t_{6,8} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \theta^I \\ X^I \\ \theta^{II} \\ X^{II} \end{pmatrix} = \mathbf{0} \quad (20)$$

式中, $t_{a,b}$ 为整体传递矩阵 \mathbf{T}_{all} 中第 a 行第 b 列的元素。

为了使式(20)有非零解, 其特征行列式必须等于零, 得到系统的特征方程

$$\begin{vmatrix} t_{1,3} & t_{1,4} & t_{1,7} & t_{1,8} \\ t_{2,3} & t_{2,4} & t_{2,7} & t_{2,8} \\ t_{5,3} & t_{5,4} & t_{5,7} & t_{5,8} \\ t_{6,3} & t_{6,4} & t_{6,7} & t_{6,8} \end{vmatrix} = 0 \quad (21)$$

求解式(21)得到电主轴转子-轴承-外壳系统的临界转速。将临界转速和轴端状态向量 $\mathbf{Z}_1 = (0 \ 0 \ \theta^I \ 1 \ 0 \ 0 \ \theta^{II} \ X^{II})^T$ 代入式(2), 求得电主轴转子-轴承-外壳系统对应于此阶临界转速

$$\mathbf{U}_i^I = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & m^I \Omega^2 & U \Omega^2 \\ l & 1 & (J_p^I - J_d^I) \Omega^2 & m^I l \Omega^2 & Ul \Omega^2 \\ \frac{l^2}{2E^I I^I} & \frac{l}{E^I I^I} & 1 + \frac{l}{E^I I^I} (J_p^I - J_d^I) \Omega^2 & \frac{m^I l^2 \Omega^2}{2E^I I^I} & \frac{Ul^2}{2E^I I^I} \Omega^2 \\ \frac{l^3}{6E^I I^I} (1 - \nu^I) & \frac{l^2}{2E^I I^I} & l + \frac{l^2}{2E^I I^I} (J_p^I - J_d^I) \Omega^2 & 1 + \frac{m^I l^3}{6E^I I^I} (1 - \nu^I) \Omega^2 & \frac{Ul^3}{6E^I I^I} (1 - \nu^I) \Omega^2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}_i \quad (23)$$

$$\mathbf{U}_i^{II} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & m^{II} \Omega^2 - K_r & 0 \\ l & 1 & -J_d^{II} \Omega^2 + K_\theta & (m^{II} \Omega^2 - K_r) l & 0 \\ \frac{l^2}{2E^{II} I^{II}} & \frac{l}{E^{II} I^{II}} & 1 + \frac{l}{E^{II} I^{II}} (-J_d^{II} \Omega^2 + K_\theta) & \frac{l^2}{2E^{II} I^{II}} (m^{II} \Omega^2 - K_r) & 0 \\ \frac{l^3}{6E^{II} I^{II}} (1 - \nu^{II}) & \frac{l^2}{2E^{II} I^{II}} & l + \frac{l^2}{2E^{II} I^{II}} (-J_d^{II} \Omega^2 + K_\theta) & 1 + \frac{l^3}{6E^{II} I^{II}} (1 - \nu^{II}) (m^{II} \Omega^2 - K_r) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}_i \quad (24)$$

$$\mathbf{C}_i = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & K_c & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_c & 0 \\ 0 & 1 & -K_{ch} & 0 & 0 & 0 & 0 & K_{ch} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -K_c & 0 & 1 & 0 & 0 & K_c & 0 \\ 0 & 0 & K_{ch} & 0 & 0 & 0 & 1 & -K_{ch} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}_i \quad (25)$$

式中, U 为不平衡量; Ω 为转速。

电主轴两端取自由边界条件, 则轴端不平衡响应可由下式计算得到

$$\begin{pmatrix} t_{1,3} & t_{1,4} & t_{1,8} & t_{1,9} \\ t_{2,3} & t_{2,4} & t_{2,8} & t_{2,9} \\ t_{6,3} & t_{6,4} & t_{6,8} & t_{6,9} \\ t_{7,3} & t_{7,4} & t_{7,8} & t_{7,9} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \theta^I \\ X^I \\ \theta^{II} \\ X^{II} \end{pmatrix}_1 = - \begin{pmatrix} t_{1,5} + t_{1,10} \\ t_{2,5} + t_{2,10} \\ t_{6,5} + t_{6,10} \\ t_{7,5} + t_{7,10} \end{pmatrix} \quad (26)$$

的振型。

1.4 不平衡响应

为了计算电主轴转子-轴承-外壳系统的不平衡响应, 将状态向量拓展成包含不平衡量的形式

$$\mathbf{Z}_i = \begin{pmatrix} \mathbf{Z}_i^I \\ 1 \\ \mathbf{Z}_i^{II} \\ 1 \end{pmatrix} \quad (22)$$

转子单元传递矩阵、外壳单元传递矩阵和耦合矩阵也分别相应拓展为

获得轴端不平衡响应后, 采用下式计算轴端径向刚度, 并绘制轴端刚度随转速变化的曲线。在轴端刚度-转速曲线上, 将转速趋于零所对应的轴端刚度近似为轴端静刚度

$$K = \frac{U \Omega^2}{A} \quad (27)$$

式中, A 为径向振幅; K 为轴端静刚度。

2 计算流程

图 4 为主轴转子-轴承-外壳系统动力学计算的流程。具体步骤如下: ① 输入电主轴的结构参数、材料参数和运行参数; ② 调用成对角接触球轴承刚度计算模块, 获得轴承线刚度和角刚度; ③ 计算电主轴转子-轴承-外壳系统临界转速及其振型; ④ 计算电主轴转子-轴承-外壳系统的不平衡响应和轴端刚度; ⑤ 输出电主轴临界转速、振型和轴端静刚度。

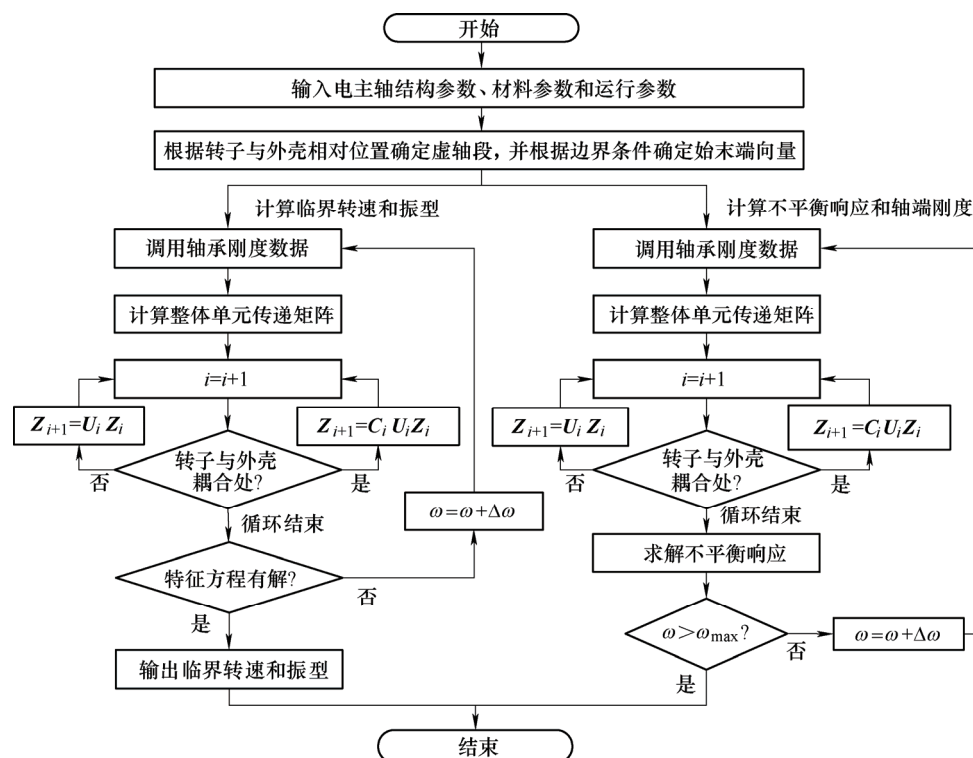


图4 转子-轴承-外壳系统动力学计算流程图

3 结果与讨论

本文以一款深孔内圆磨削电主轴为算例，分析计算其动态特性。表1为电主轴的几何、物理参数。

表1 电主轴参数

参数	值
转子总长/mm	1 060
转子质量/kg	37
转子内径/mm	40
电机转子内径/mm	46
电机转子外径/mm	110
电机转子长度/mm	250
轴承型号	7 208
轴承预紧力/N	800
外壳悬臂外径/mm	100
外壳悬臂壁厚/mm	10
外壳悬伸长度/mm	590
砂轮直径/mm	125
砂轮宽度/mm	50
砂轮材料	Al ₂ O ₃
最高转速/(r/min)	7 500

3.1 电主轴转子-轴承-外壳系统动力学特性

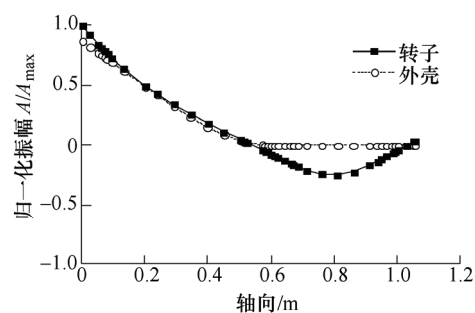
3.1.1 临界转速特性

采用本文理论模型计算得到电主轴前4阶临界转速分别为：12 051 r/min、14 906 r/min、35 103 r/min

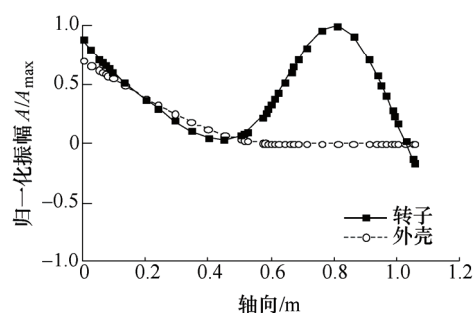
和 39 935 r/min，相应的前4阶主振型如图5所示。从图5可以看出，电主轴一阶和二阶主振型主要表现为转子和外壳悬臂端共同作弯曲振动；而三阶和四阶主振型则主要表现为转子的弯曲振动。电机端外壳为安装面，振动为零。电主轴一阶和二阶主振型是由于外壳悬臂端悬伸过长，抗弯刚度过低导致的。此外，对于本文研究的电主轴，最高工作转速7 500 r/min，低于其一阶临界转速，因此在电主轴工作时，外壳加长（悬臂）端的弯曲振动是影响轴端振动的主要因素。分析结果表明，深孔磨削电主轴在动力学建模和分析过程中必须考虑外壳挠曲变形的影响。

3.1.2 轴端刚度

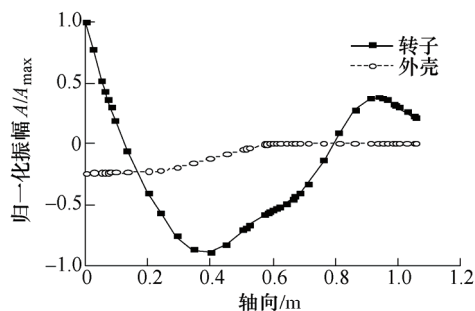
电主轴转子的动平衡精度达到G0.4级，残余不平衡量为14.8 g·mm，假定位于砂轮中部，电主轴不平衡响应曲线如图6所示。可以看出，在电主轴启动和加速过程中，转子的振幅随转速的升高而增大，当转速为12 051 r/min时出现极大值，继续增大转速，转子振幅先减小后增大，当转速为14 906 r/min时再次出现极大值，转速继续增加，转子的振幅减小。从电主轴转子振动峰值也可判断其一阶、二阶临界转速分别为12 051 r/min、14 906 r/min。图7为电主轴轴端刚度随转速变化的曲线，其中电主轴轴端静刚度为9.2 N/μm。



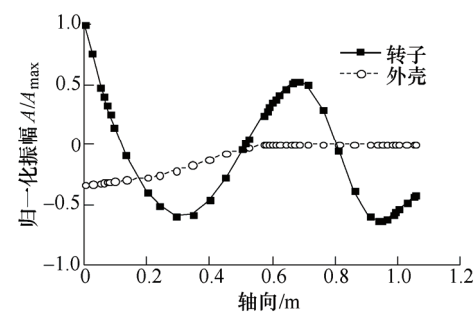
(a) 一阶振型



(b) 二阶振型



(c) 三阶振型



(d) 四阶振型

图 5 电主轴前 4 阶主振型

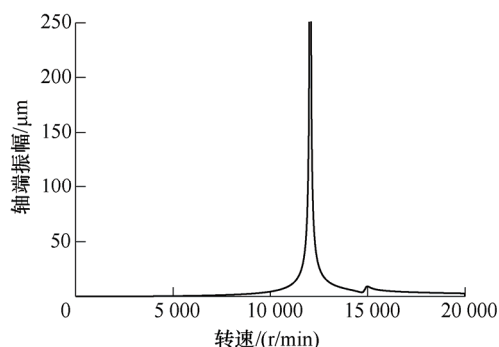


图 6 电主轴不平衡响应

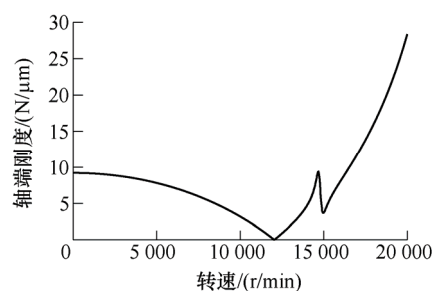
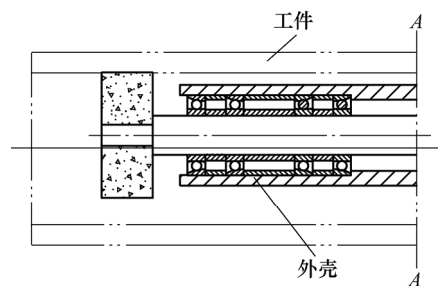


图 7 端刚度随转速变化的曲线

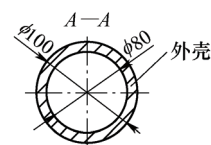
3.2 主要参数对电主轴动态特性的影响

3.2.1 外壳悬臂端抗弯刚度

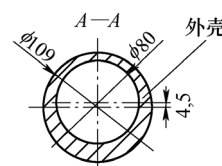
对于本文研究的电主轴,最高转速为 7 500 r/min,低于其一阶临界转速的 70%,因此本节仅讨论主要参数,对一阶临界转速特性的影响。前文分析表明,外壳加长悬臂端是影响电主轴刚性的敏感部位,根据材料力学,梁的抗弯刚度与其截面形状密切相关,因此,本文提出将原来加长外壳的截面由原来同心圆环改为增强型非同心环形,以提高电主轴刚性的设计思想,增强型非同心环形截面如图 8 所示。经计算,外壳采用增强型非同心环形截面的电主轴轴端刚度明显增加(图 9),静刚度为 14.3 N/μm,一阶临界转速为 14 658 r/min,相应的一阶主振型如图 10 所示。相较于原同心圆环形截面,采用增强型非同心环形截面的电主轴轴端静刚度增大了 54.7%,一阶临界转速提高了 21.6%,电主轴一阶主振型的最大振幅从轴端部移到电机转子中部。以上分析结



(a) 深孔内圆磨削加工



(b) 圆环型初始外壳截面



(c) 非同心圆环型增强型外壳截面

图 8 外壳结构示意图

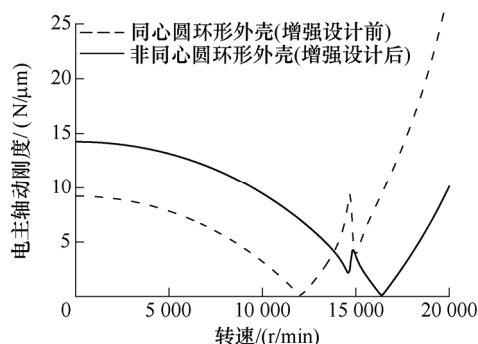


图9 外壳悬臂端增强设计前后电主轴轴端动刚度曲线

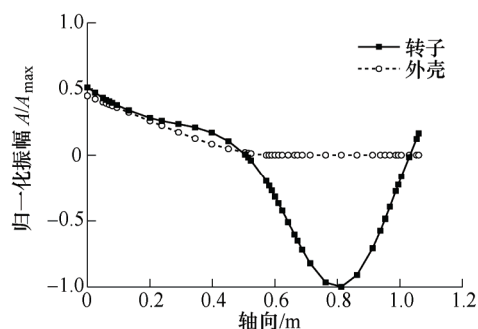


图10 非同心圆环形增强外壳电主轴一阶主振型

果表明,增大外壳悬臂端抗弯刚度显著提升了电主轴的动态特性。值得一提的是,经计算,外壳增强型非同心环形截面惯性矩随对称轴的变化量可忽略不计。因此,在开展外壳为增强型非同心环形截面的电主轴动力学计算、动态性能试验,可以不考虑外壳增强型非同心环形截面的安装方向性问题。

3.2.2 轴承选型

选用不同型号轴承,转子直径和外壳内径也随之变化。表2列出了不同型号轴承电主轴的动态特性参数。可以看出,电主轴的一阶临界转速与轴端静刚度随着轴承的型号变化而变化。① 轻系列与特轻系列轴承对电主轴动态特性的影响:与对应的轻系列轴承相比,采用特轻系列轴承电主轴的轴端静刚度均有所增大,这主要是因为,选用特轻系列轴承,加长悬臂外壳的内径变小,其抗弯刚性增大所致;电主轴的一阶临界转速的变化与轴承内径大小相关,如对于内径为40 mm,35 mm的轴承,选用特轻系列轴承能提高电主轴一阶临界转速,而对于内径30 mm轴承,选用特轻系列轴承,电主轴一阶临界转速略有下降。这主要是因为,随着轴承的内径的减小,轴承的刚度变小,与此同时,转子的质量与抗弯性能也随之减小,而加长悬臂外壳的质量与抗弯性能在增加。② 同一系列不同型号轴承对电主轴动态特性的影响:选用小规格轴承,反而能增大电主轴的一阶临界转速,但是电主轴的静刚度有

所下降。

表2 轴承选型对电主轴动态特性的影响

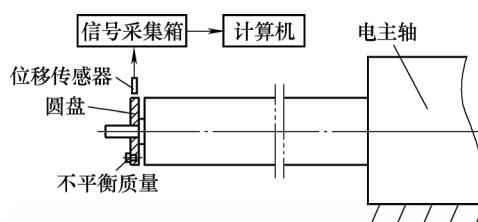
轴承系列	轴承型号	一阶临界转速/(r/min)	静刚度/(N/μm)
轻系列	7208	12 051	9.22
	7207	12 500	9.61
	7206	12 701	9.57
特轻系列	7008	12 443	10.45
	7007	12 586	10.13
	7006	12 662	9.79

分析其原因,选用小规格轴承,轴承的刚度变小,与此同时,转子的质量与抗弯性能也随之减小,而加长悬臂外壳的质量与抗弯性能在增加。

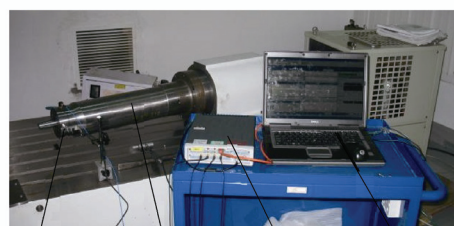
综合上述结果,对于本文研究的电主轴,外壳悬臂端抗弯刚度对电主轴一阶临界转速与轴端静刚度的贡献大,选用特轻系列轴承可提高电主轴的一阶临界转速与轴端静刚度。

4 试验验证

为了验证所本文的理论模型,研制了深孔磨削加工电主轴,开展主轴的动态刚度测试。测试装置如图11所示,其测试原理为:在主轴头部安装带不平衡质量的圆盘,使主轴在旋转过程中产生同频的激振力,采用涡流传感器检测主轴头部的位移,由信号采集单元(AZ308R)对位移信号进行采样,利用CRAS V7.0软件对采样信号进行分析,得到主轴头部的不平衡响应,由式(27)计算获得主轴端的动刚度。



(a) 测试原理图



(b) 实景图

图11 电主轴轴端动刚度测试装置

电主轴的最大转速为 7 500 r/min, 电主轴转速在 7 500 r/min 以内的动态刚度的实验和仿真结果列于表 3, 可以看出, 仿真结果与实验测量结果基本吻合。

表 3 电主轴动态刚度的试验和仿真结果比较

转速/(r/min)		1 500	3 000	4 500	6 000	7 500
刚度/ (N/ μ m)	仿真	14.1	13.8	13.0	12.2	11.5
	测试	14.5	14.1	12.8	12.1	11.7

5 结论

(1) 基于整体传递矩阵法和成对轴承分析理论, 建立了深孔磨削加工用电主轴转子-轴承-外壳系统动力学模型, 此模型可用于计算电主轴整机临界转速、不平衡响应等, 为开展该类复杂结构电主轴动态设计奠定了理论基础。

(2) 深孔磨削电主轴的加长悬臂外壳是影响主轴动态性能的薄弱环节, 为了提升电主轴的动力学性能, 需要开展电主轴加长悬臂外壳、主轴转子结构参数与轴承型号等的匹配设计。

(3) 增加悬臂外壳抗弯刚度能明显提升电主轴动态性能, 进一步研究表明, 外壳抗弯刚度对电主轴轴端刚度的贡献要明显大于主轴转子的抗弯刚度; 外壳采用增强型非同心圆环截面是增加抗弯刚度的有效方法; 选用特轻系列轴承替代常用的轻系列轴承, 能提升深孔内圆磨削电主轴的动态性能, 电主轴的一阶临界转速与轴端静刚度均有所增大。

参 考 文 献

- [1] ABELE E, ALTINTAS Y, BRECHER C. Machine tool spindle units[J]. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2010, 59(2): 781-802.
- [2] CAO Hongrui, ZHANG Xingwu, CHEN Xuefeng. The concept and progress of intelligent spindle: a review[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2017, 112: 21-52.
- [3] LU Lang, XIONG Wanli, GAO Hang. Mechanical-electric coupling dynamical characteristics of an ultra-high speed grinding motorized spindle system[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 21(5): 34-40.
- [4] LIU Junfeng, CHEN Xiaoan. Dynamic design for motorized spindles based on an integrated model[J]. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2014, 71: 1961-1974.
- [5] CAO Hongrui, LI Yamin, CHEN Xuefeng. A new dynamic model of ball-bearing rotor systems based on rigid body element[J]. Journal of Manufacturing Science and Engineering, 2016, 138(7): 071007.
- [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(9-12): 871-883.
- [7] LI Yunsong, CHEN Xiaoan, ZHANG Peng. Dynamics modeling and modal experimental study of high speed motorized spindle[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2017, 31(3): 1049-1056.
- [8] YANG Shuzi. A study of the static stiffness of machine tool spindles[J]. International Journal of Machine Tool Design & Research, 1981, 21(1): 23-40.
- [9] AL-SHAREEF K J H, BRANDON J A. On the quasi-static design of machine tool spindles[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part B - Journal of Engineering manufacture, 1990, 204(2): 91-104.
- [10] ERTURK A, OZGUVEN H N, BUDAK E. Analytical modeling of spindle tool dynamics on machine tools using Timoshenko beam model and receptance coupling for the prediction of tool point FRF[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2006, 46: 1901-1912.
- [11] 熊万里, 李芳芳, 纪宗辉, 等. 滚动轴承电主轴系统动力学研究综述[J]. 制造技术与机床, 2010(3): 25-31. XIONG Wanli, LI Fangfang, JI Zonghui, et al. Review on the dynamic of rolling bearings motorized spindle system[J]. Manufacturing Technology & Machine Tool, 2010(3): 25-31.
- [12] LIN Chi-Wei, LIN Yang-Kuei, CHU Chih-Hsing. Dynamic models and design of spindle-bearing systems of machine tools: a review[J]. International Journal of Precision Engineering Manufacturing, 2013, 14(3): 513-521.
- [13] CAO Hongrui, NIU Linkai, XI Songtao, et al. Mechanical model development of rolling bearing-rotor system: a review[J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2018, 102: 37-58.
- [14] CAO Yuzhong, ALTINTAS Y. A general method for the modeling of spindle-bearing systems[J]. Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, 2004, 126(6): 1089-1104.
- [15] LI Hongqi, SHIN Y C. Integrated dynamic thermo-mechanical modeling of high speed spindles, part 1: model development[J]. Journal of Manufacturing Science and Engineering, Transactions of the ASME, 2004, 126(1): 148-158.
- [16] CHEN Xiaoan, LIU Junfeng, HE Ye, et al. An integrated

- model for high-speed motorized spindles-dynamics behaviors[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C-Journal of Mechanical Engineering Science, 2013, 227(11): 2467-2478.
- [17] ZHANG Peng, CHEN Xiaolan. Thermal-mechanical coupling model-based dynamical properties analysis of a motorized spindle system[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part B: Journal of Engineering Manufacture, 2016, 230(4): 732-743.
- [18] XI Songtao, CAO Hongrui, CHEN Xuefeng. Dynamic modeling of spindle bearing system and vibration response investigation[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 114: 486-511.
- [19] PROHL M A. A general method for calculating critical speeds of flexible rotors[J]. Journal of Applied Mechanics, Transactions of the ASME, 1945, 12: 142-148.
- [20] HSIEH Sheng-Chung, CHEN Juhn-Horng, LEE An-Chen. A modified transfer matrix method for the coupling lateral and torsional vibrations of symmetric rotor-bearing systems[J]. Journal of Sound & Vibration, 2006, 289(1): 294-333.
- [21] 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(1): 131-142.
- [22] LIN Shengye, JIANG Shuyun. Study of the stiffness matrix of preloaded duplex angular contact ball bearings[J]. Journal of Tribology, Transactions of the ASME, 2019, 141(3): 032204.
-
- 作者简介: 蒋书运, 男, 1966 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为高速加工机床、机械动力学和摩擦学等。
E-mail: jiangshy@seu.edu.cn
- 林圣业, 男, 1987 年出生, 博士研究生。主要研究方向为转子动力学。
E-mail: lsy100815@163.com