

机床电主轴有限元建模与优化设计

蔡俊琼 曹宏瑞

(西安交通大学, 机械工程学院 陕西省机械产品质量保障与诊断重点实验室 陕西 西安 710049)

摘要: 根据几何参数和简化原则建立电主轴实体模型。采用滚动轴承拟静力学模型准确计算轴承刚度, 建立主轴-轴承系统有限元模型, 设计模态测试实验较好地验证了仿真结果。基于主轴有限元模型, 以主轴转子外圆直径、内孔直径、悬伸量、支承跨距以及轴承配置形式为设计变量; 以主轴转子一阶固有频率最大和质量最轻为优化目标; 以主轴转子前端静变形、最大应力、主轴各段尺寸均在限定范围内为约束条件, 对电主轴转子进行优化设计。将提出的优化方法应用于某磨齿机电主轴, 优化后主轴一阶固有频率提高 33%, 质量减轻 21%, 实现了电主轴高刚性和轻质量优化目标, 为电主轴数字化设计提供技术支持。

关键词: 电主轴; 有限元建模; 高刚性; 轻质量; 优化设计

中图分类号: TH133.2 **文献标识码:** A

The Finite Element Modeling and Optimization Design of Machine-tool Motorized Spindles

CAI Jun-qiong CAO Hong-rui

(Key laboratory of Shaanxi Province for mechanical products quality guarantee and diagnosis, School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Shaanxi Xi'an 710049, China)

Abstract: According to geometric parameters and simplification principle, entity models of a motorized spindle were established. Based on the quasi-static model of rolling bearings, its stiffness was calculated accurately and the FE model of spindle-bearing system was derived, then the modal test was designed to well verify the simulation results. Based on the FE model of spindle, by taking the outer diameter, inner hole diameter, the overhang, the bearing span and configuration of the spindle rotor as design variables, taking the maximum 1st-order natural frequency and minimum spindle rotor mass as optimization goals, taking the static deformation of spindle rotor end, the maximum stress, and the dimension of each spindle segment in given range as constraint conditions, the spindle rotor's design was optimized. Finally, the proposed method was applied to a motorized spindle of gear grinding machine, and then the 1st-order frequency was enhanced by 33% and mass was decreased by 21%. The goal of high stiffness and light weight was achieved and it provides technical support for digital design of the motorized spindle.

Key Words: Motorized Spindle; Finite Element Modeling; Optimization Design; High Stiffness; Light weight

1 引言

主轴作为数控机床核心部件, 其性能高低将影响机床整体发展水平。将主轴与电机合为一体的电主轴相比于传统机械主轴, 极大地消除了主轴系统在高速运行时的不平衡和噪声等负面影响, 有效改善了主轴高速性能, 在数控机床中得到了广泛应用。

与普通机械主轴相比, 电主轴动态特性随着转速变化而变化, 需要建立与实际物理模型相符的有限元模型^[1]。文献[2]中通过有限差分法建立主轴系统数学模型, 文献[3]中将轴承划分为有限单元建立包含壳体、轴承、及转轴等部件的电主轴整体动力学模型。高转速下电主轴动态特性还与刚度和质量密切相关, 要求其具有较高的刚度和较轻的质

量。文献[4]中通过模型仿真给出了轴承刚度和跨距优化选择方案。文献[5]中开发了一种基于遗传算法的优化方法用于寻找轴承在主轴上的最佳位置。

依据电主轴几何参数和简化原则, 基于 ANSYS Workbench 建立电主轴有限元模型并设计模态测试实验, 将分析结论和实验结果应用到电主轴转子高刚性和轻质量优化设计中, 经优化后使主轴系统具有更好的静动态特性, 提高机床加工水平。

2 几何模型设计与分析

2.1 电主轴主要技术指标

某公司数控成形砂轮磨齿机电主轴主要技术指标如表 1 所示。

来稿日期: 2016-06-30

基金项目: 高档数控机床与基础制造装备科技重大专项子课题 (编号: 2014ZX04001-191-01)。

作者简介: 蔡俊琼, (1986—), 男, 湖北黄冈人, 硕士研究生, 主要研究方向: 电主轴有限元建模与优化设计。

曹宏瑞, (1982—), 男, 陕西延安人, 博士研究生, 博士生导师, 副教授, 主要研究方向: 高速主轴系统动力学建模与故障演化机理研究。

表 1 电主轴主要技术指标

Tab.1 Main Technical Parameters of the Motorized Spindle

技术指标	参数值
加工精度	DIN2
工作转速 $n/r\cdot\min^{-1}$	3000~4000
磨削功率 P/kW	30
磨削力 F_v/N	400~500
砂轮线速度 $v/m\cdot s^{-1}$	50(max)

2.2 电主轴材料参数

该电主轴转子材料为 38CrMoAl, 热处理方式为调质处理, 主要物理参数如表 2 所示。

表 2 电主轴转子物理参数

Tab.2 Physical Parameters of the Motorized Spindle Rotor

物理参数	参数值
密度 $\rho/kg\cdot m^{-3}$	7870
弹性模量 E/GPa	213
泊松比 μ	0.286
抗拉强度 σ_B/MPa	980
许用切应力 $[\tau]/MPa$	50

2.3 支承形式及冷却方式

支承参数形式为: ①轴承类型选用陶瓷角接触球轴承; ②轴承配置形式为背靠背安装; ③预紧方式为定位预紧; ④轴承润滑方式为油气润滑。

冷却方式采用冷却液冷却, 冷却液沿着水套外面凹槽流过整个电主轴壳体, 起到降低电主轴温度作用。

2.4 电主轴几何模型

该电主轴主要由砂轮、前端轴承座、电主轴壳体、电机定子和转子、后端轴承座等部分组成。采用三维建模软件 Pro\Engineer 建立电主轴装配体几何模型如图 1 所示。

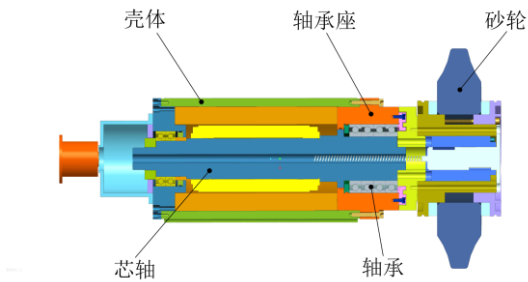


图 1 主轴装配体几何模型

Fig.1 Geometry Models of the Spindle Assemble

3 电主轴有限元建模

3.1 电主轴几何模型简化

由于电主轴结构复杂以及轴承刚度的时变特性, 在仿真分析时需要根据相关简化原则^[6]对电主轴几何模型进行简化。

(1)每个轴承用水平和竖直方向 4 个弹簧单元代替^[7], 弹簧刚度由角接触球轴承拟静力学模型计算得到; (2)将主轴定子和装配体上的零件等效为同密度主轴材料; (3)忽略主轴壳体零部件上用来输送油气和冷却水的细小孔道结构; (4)忽略轴承角刚度影响, 认为浮动轴承只有径向刚度、角接触轴承只有轴向刚度和径向刚度。

3.2 基于 ANSYS Workbench 有限元建模

将电主轴几何模型导入 ANSYS Workbench, 零部件之间设置成 Bonded 接触关系, 采用四面体划分网格, 轴承外圈施加固定约束, 主轴后端施加周向约束, 主轴前端施加径向磨削力载荷, 建立起电主轴有限元模型如图 2 所示。

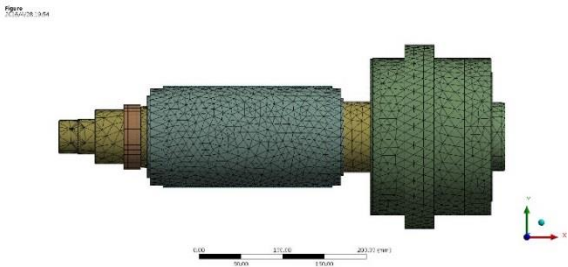


图 2 电主轴有限元模型

Fig.2 Finite Element Models of the Motorized Spindle

4 静力分析与模态分析

4.1 角接触轴承刚度计算

传统电主轴设计计算中, 静刚度 K_r 多由经验公式计算得出^[8], 造成计算结果与实际主轴刚度有较大偏差。采用滚动轴承拟静力学模型, 可使计算结果更为准确, 更符合电主轴实际结构特征^[9]。

表 3 前后端轴承各项参数

Tab.3 Parameters of the Front and Rear Bearing

轴承参数	前轴承 B7016	后轴承 B7013
规格尺寸/mm	80×125×22	65×100×18
滚珠杨氏模量 E/GPa	210	210
滚珠泊松比 μ	0.30	0.30
滚珠密度 $\rho/kg\cdot m^{-3}$	7850	7850
轴向预紧力 F_v/N	1947.8	1189.3

由表 3 中轴承参数, 采用滚动轴承拟静力学模型^[10]计算出前端轴承 B7016 轴向刚度 $K_{a1}=161464\text{ N/mm}$ 、径向刚度 $K_{r1}=343861\text{ N/mm}$; 后端轴承 B7013 轴向刚度 $K_{a2}=126268\text{ N/mm}$ 、径向刚度 $K_{r2}=268714\text{ N/mm}$, 将计算的轴承刚度值作为有限元模型中等效弹簧刚度。

4.2 轴端径向磨削力及初始位移

由式(1)可计算出该磨削电主轴轴端受到的磨削力大小

$$F = \frac{60 \times 10^6 P}{\pi d n} \quad (1)$$

式中: P 为电主轴额定功率, d 为轴端砂轮直径, n 为电主轴转速。

已知电主轴功率 $P=30\text{ kW}$, 转速 $n=4000\text{ r/min}$, 砂轮直径 $d=330\text{ mm}$, 代入式(1)中计算得 $F=434\text{ N}$ 。再结合 4.1 中求出的轴承刚度以及建立的有限元模型可计算出轴端产生的径向位移为 $4.185\text{ }\mu\text{m}$ 。

4.3 电主轴模态分析

在自由状态下, 前 6 阶为 6 个自由度刚体位移振动, 这里只考虑 7~10 阶模态振型和固有频率, 在 ANSYS Workbench 中将分析阶数设定为前 10 阶, 计算结果如表 4 和图 3 所示。

表 4 电主轴 7~10 阶固有频率

Tab.4 7th to 10th Order Natural Frequencies of the Motorized Spindle

阶数	模态振型	频率 f/Hz
7	XOY 面一阶弯曲	781.84
8	XOZ 面一阶弯曲	783.94
9	XOY 面二阶弯曲	1797.2
10	XOZ 面二阶弯曲	1797.8

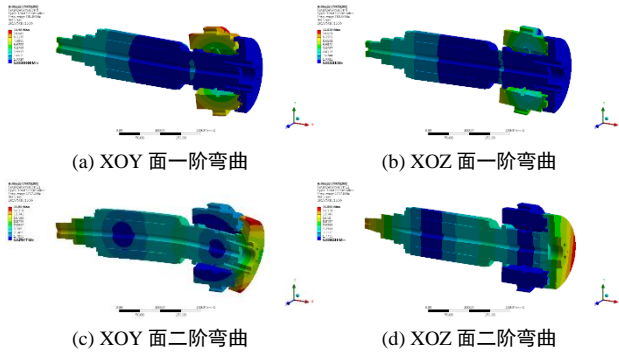


图3 电主轴 7~10 阶模态振型

Fig.3 7th to 10th Order Modal Shapes of the Motorized Spindle
由计算结果知 7、8 阶模态振型为两个相互正交平面内一阶弯曲振动；9、10 阶模态振型为两个相互正交平面内二阶弯曲振动。

4.4 电主轴转子实验研究

为验证建立有限元模型动态响应是否与实际电主轴相符，设计频响函数敲击实验，测量电主轴转子在自由状态下固有频率和相应模态振型。

表5 实验仪器和设备参数列表

Tab.5 Parameter List of the Experimental Apparatus and Equipment

实验仪器	仪器型号	相应参数值
力传感器	PCB086C01	灵敏度 12.85mV/N
力锤	PCB086C01	灵敏度 12.85mV/N
加速度传感器	PCB333B32	灵敏度 100mV/g
数采设备	亿恒数据采集仪	采样频率 5120Hz

将该电主轴用柔性绳索悬挂使其处于自由状态，在主轴前端和后端分别贴上加速度传感器，用力锤敲击主轴前端和后端，传感器布置方式和数采仪器接线方式如图 4 所示。

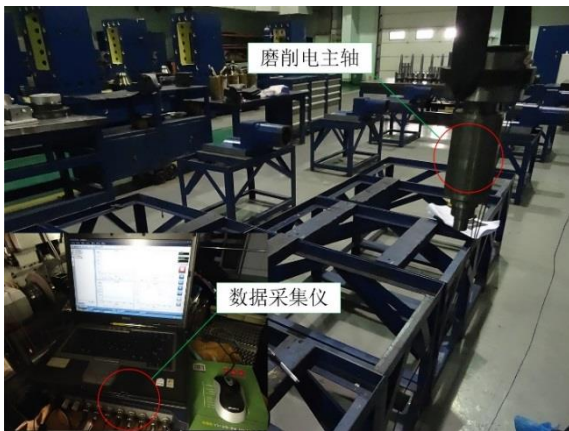


图4 测量电主轴转子自由状态下频率响应

Fig.4 Testing the Frequency Response of the Motorized Spindle in Free State

将亿恒数据采集仪采集到的数据文件导入到 MatLab 中进行分析得到电主轴转子频率响应函数如图 5 所示。

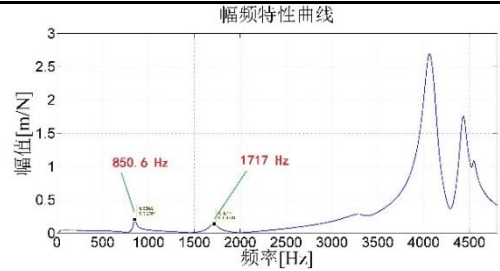


图5 电主轴转子频响函数

Fig.5 Frequency Response Function of the Motorized Spindle

表6 仿真结果与实验结果对比

Tab.6 Comparison of the Simulation and Experiment Results

对比内容	仿真结果	实验结果	误差
一阶固有频率 f_1/Hz	785.1	850.6	-7.7%
二阶固有频率 f_2/Hz	1797.2	1717.0	+4.7%

对比结果表明计算的一阶频率比实验结果略低，误差产生原因可能有：①建立有限元模型时采用了简化原则和理想假设，忽略了细小孔道和螺纹等结构；②加速度传感器自身误差及实验仪器安装误差的影响；③没有考虑接触面接触刚度和阻尼的影响；④用弹簧代替轴承时忽略了轴承游隙，造成了系统动力学特性偏差；⑤实验采用柔性绳索悬挂方式，并非完全自由边界条件。

5 高刚性、轻质量优化设计

5.1 优化设计参数分析

(1)设计变量。根据该磨削电主轴实际功能结构和优化设计指标需求确定设计变量变化范围。

表7 设计变量取值范围

Tab.7 Value Ranges of the Design Variables

设计变量	初始值	下限值	上限值
悬伸量 a/mm	191	156	200
前端轴承跨距 L_1/mm	54	44	100
后端轴承跨距 L_2/mm	346	300	400
前端轴径 D_1/mm	82	70	90
后端轴径 D_2/mm	74	60	80

(2)状态变量。芯轴质量 m ，轴端位移 δ ，一阶固有频率 f 、最大应力 σ 。

(3)约束条件。轴端径向位移不超过初始值；最大弯曲应力不超过许用切应力。

(4)目标函数。一阶固有频率提高 10%并取最大值；芯轴质量减轻 10%并取最小值。

表8 状态变量、约束条件和目标函数

Tab.8 Status Variables, Constraint Conditions and Objective Function

状态变量	初始值	约束条件	目标函数
芯轴质量 m/kg	21.7	$m \leq 19.5$	Minimum
轴端径向位移 $\delta/\mu\text{m}$	4.185	$\delta \leq 5$	——
一阶固有频率 f/Hz	792.37	$f \geq 871.8$	Maximum
最大应力 σ/MPa	4.66	$\sigma \leq 50$	——
芯轴总长度 L/mm	652	$L=652$	——

5.2 优化设计结果分析

分别采用 ANSYS Workbench 的 4 种优化算法：遍历搜索算法 (Screen)、多目标遗传算法 (MOGA)、多目标自适

应算法 (AMO) 和基于响应面优化算法 (RSO), 优化结果如表 9 所示。

表 9 优化设计结果

Tab.9 Results of the Optimization Design

优化算法	Screen	MOGA	AMO	RSO
$\delta/\mu\text{m}$	2.7016	3.0094	2.953	3.5671
σ/MPa	3.2237	4.1528	3.353	12.886
f/Hz	1072.3	1031.5	1059.5	952.94
m/kg	18.831	16.991	17.214	18.538

基于响应面算法 (RSO) 优化结果较差, 另外三种算法优化结果中, 一阶固有频率相差不大, 均在 1050Hz 附近, 其中遍历搜索算法(Screen)优化得到的质量减轻效果较差,, 从多目标遗传算法(MOGA)和多目标自适应算法(AMO)优化结果看, 前者质量小但一阶固有频率也稍低, 后者一阶固有频率高但质量也稍大, 依据优先考虑高刚性设计要求, 这里将多目标自适应算法(AMO)优化结果作为最优解。

表 10 优化前后目标参数值比较

Tab.10 Comparison of Goal Parameters between Before and After Optimization

优化目标参数	初始值	优化值	两者比较
一阶固有频率 f/Hz	792.37	1059.5	提高 33%
芯轴质量 m/kg	21.7	17.214	减轻 21%

优化结果表明, 通过此次优化设计将芯轴一阶固有频率从 792.37Hz 增大到 1059.5Hz, 提高了 33%; 将芯轴质量从 21.7kg 减小到 17.214kg, 减轻了 21%, 达到了高刚性和轻质量优化设计要求。

6 结论

基于有限元建模理论和滚动轴承拟静力学模型建立电主轴有限元模型, 计算了轴承刚度和主轴系统静刚度, 提取 7~10 阶固有频率和模态振型以及主轴在受到径向切削力条件下的静态位移, 以此作为初始条件对电主轴转子进行高刚性和轻质量优化设计, 分析四种不同优化算法特点和效率。针对某公司磨削电主轴, 对其进行有限元建模与高刚性、轻质量优化设计, 使优化后的一阶固有频率提高 33%, 质量减轻 21%, 实现了电主轴转子高刚性和轻质量优化设计目标。

参 考 文 献

[1] 曹宏瑞, 李兵, 何正嘉. 高速主轴动力学建模及高速效应分析[J]. 振动工程学报, 2012, 25 (2): 103—109.
(Cao Hong-rui, Li Bing, He Zheng-jia. Dynamic modeling of high-speed spindles and analysis of high-speed effects [J]. Journal of Vibration Engineering, 2012, 25(2): 103-109.)

[2] Bollinger JG, Geiger G. Analysis of the static and dynamic behavior of lathe spindles [J]. International Journal of Machine Tool Design and Research, 1964, 3(4): 193-209.

[3] Cao Y, Altintas Y. A general method for the modeling of spindle-bearing systems [J]. Journal of Mechanical Design, 2004, 126(6): 1089-1104.

[4] Sharan AM, Sankar S, Sankar TS. Dynamic analysis and optimal selection of parameters of a finite element modeled lathe spindle under random cutting forces [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 1983, 105(4): 467-475.

[5] Lin CW. Optimization of bearing locations for maximizing first mode natural frequency of motorized spindle-bearing systems using a genetic algorithm [J]. Applied Mathematics, 2014, 5(14): 2137-2152.

[6] 吴玉厚, 饶良武, 赵德宏等. 陶瓷球轴承电主轴的模态分析及其振动响应试验[J]. 机械设计与制造, 2011, 12: 219—221.
(Wu Yu-hou, Rao Liang-wu, Zhao De-hong, etc. Modal analysis and vibration response test for motorized spindle of ceramic ball bearing [J]. Machinery Design & Manufacture, 2011, 12: 219-221.)

[7] 裴大明, 冯平法, 郁鼎文. 基于有限元方法的主轴轴承跨距优化[J]. 机械设计与制造, 2005, 10 (10): 44—46.
(Pei Da-ming, Feng Ping-fa, Yu Ding-wen. Optimum design of spindle bearings distance based on FEM [J]. Machinery Design & Manufacture, 2005, 10(10): 44-46.)

[8] 宋春明, 何宁, 张士勇. 高速角接触陶瓷球轴承径向刚度的分析计算[J]. 机电产品开发与创新, 2007, 20 (4): 31—32.
(Song Chun-ming, He Ning, Zhang Shi-Yong. Analysis and calculation on radial rigidity of high speed angle contact ceramic ball bearing [J]. Development & Innovation of Machinery & Electrical Products, 2007, 20(4): 31-32.)

[9] 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 Hong-rui, Li Ya-min, He Zheng-Jia, etc. Time vary bearing stiffness and vibration response analysis of high speed rolling bearing-rotor systems [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(15): 73-81.)

[10] 曹宏瑞, 何正嘉, 訾艳阳. 高速滚动轴承力学特性建模与损伤机理分析[J]. 振动与冲击, 2012, 31 (19): 134—140.
(Cao Hong-rui, He Zheng-jia, Zi Yan-yang. Modeling of a high-speed rolling bearing and its damage mechanism analysis [J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(19): 134-140.)