DOI: 10.3901/JME.2020.17.165

基于试验参数拟合的摆角铣头分块建模方法及特性分析*

杨哲^{1,2} 刘成颖^{1,2}

(1. 清华大学机械工程系 北京 100084;

2. 清华大学精密超精密制造装备及控制北京市重点实验室 北京 100084)

摘要: 提出一种针对多零部件、大重量级的机床的分块建模、分块试验拟合的建模方法。以摆角铣头为实例,将摆头划分为几个模块,模块之间以结合面、轴承等非固结连接结构为分界,建立起等效的动力学模型;分块进行激励试验,基于试验数据通过优化算法得到结合面及轴承参数。最后整合成整机模型,并通过频响函数预测并验证模型可靠性。相比于先建模、后进行试验验证的传统建模方法,分块建模方法精度更高、能更好地总结误差来源,方便对比研究建模中各种简化方案对最终整机结果的影响,可以推广应用到其他机床。针对摆头模型的特殊性,提出了动态和静态两种模型边界条件,基于此模型对位姿与频响函数的关系分析动静特性的影响因素,优化摆角铣头结构。

关键词: 摆角铣头;有限元建模;动态特性。

中图分类号: TH122

Finite Element Modeling Method and Analysis for Bi-rotarymilling Head Based on Experimental Parameter

YANG Zhe^{1,2} LIU Chengying^{1,2}

(1. Department of Manufacturing Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084;

2. Beijing Key Laboratory of Precision/ultra-precision Manufacturing Equipment and Control, Tsinghua University, Beijing 100084)

Abstract: This research proposes a modeling method for multi-component, heavy-weight machine tools. Take the bi-rotary milling head as an example. First, the bi-rotary head is divided into several modules, and the non-consolidated connection structures such as the joint surface and the bearing are used as the boundary between the modules. An equivalent dynamic model is established and the dynamic equation is solved. Then, the joint surface and bearing parameters are obtained through an optimization algorithm based on the experimental data. Finally, the machine model is integrated, and the reliability of the model is verified by frequency response function prediction. Compared with the traditional machine modeling method, which does experiments after the completion of modeling, this method can better summarize the sources of errors, and compare the various simplified schemes in modeling. And it can be applied to other machine tools. In addition to the specialty of the bi-rotary head model, dynamic and static model boundary conditions are proposed. Based on this model, the relationship between working angle and frequency response function is explored. The influencing factors analysis of dynamic and static characteristics and Further structural optimization can be done.

Key words: bi-rotary milling head; finite element modeling; dynamic characteristics

0 前言

有效、准确的机床整机建模对机床的特性研究、结构优化有重大的意义^[1-2]。但是由于机床结构复杂、结合面众多,因此机床整机建模也存在着建模工作

量大、参数多、结果难以验证等难点。有限元法是当下研究结构动静特性最有效、最简便的方法。

MYERS^[3]最早将有限元法应用于整机建模方向,虽然模型比较粗糙,但是验证了有限元进行整机建模的可行性,在整机建模方面,轴承和结合面对整机的动静特性影响很大。NAMAZI等^[4]2006年提出用弹簧来模拟结合面特性的理论,NICCOL等^[5]对刀柄-刀具的结合面也进行了有限元仿真,并使用响

* 国家科技重大专项资助项目(2017ZX04021001)。20191009 收到初稿,20200228 收到修改稿

应耦合的方法得到了结合面的参数,使建模更为准确。近些年我国有大量关于有限元建模的研究,针对机床动态特性的基础性研究主要集中于以下几个方面^[6]:关键部件的动态特性分析^[7]、结构大件的有限元分析^[8-9]、结合面动态特性与动态参数获取^[10-12]、伺服进给单元动态特性分析等。关于有限元整机建模方向,总的来说仍存在三方面的问题。

(1) 基础研究还不充分:国外对建模的研究是建立在大量的相关试验上的,关于重要参数的设置如轴承刚度、结合面刚度等都是有大量数据支撑的,而国内研究中参数设置大多依靠经验或直接使用厂商提供的参数,缺乏准确的参数辨识。

(2) 对动态特性的研究不足:由于有限元软件功能的限制和建模理论方法的不足,对机床动态特性的建模研究还停留在一个比较浅显的阶段,机床在运动状况下的边界条件设定没有一套量化的标准。

(3) 模型的准确程度较低:为了减小仿真的运算量、节约计算机的机能,有限元仿真必须通过一些简化方法(结合面固接、轴承简化、机构简化)来简化模型。上述方法大多过于理想化,对模型会产生怎样的影响难以考证,最后仿真的结果也缺少试验的验证。

基于以上问题出发,本文针对多零部件、大重量级的机床,将分块建模和 RCSA 耦合^[13]的方法应用在了机床整机建模中,提出一种分块建模、分块试验,通过优化算法得到结合面及轴承参数,最后整合成整机模型,并通过频响函数预测验证模型可靠性的建模方法。相比于传统的整机建模,分块建模的方法优势在于:① 使用的简化方法都辅以试验验证,能更准确地确定边界条件、总结误差来源,研究建模中各种简化方案对最终整机结果造成的误差的权重比,精度也更高;② 传统的整机建模方法中,结合面、轴承没有进行独立的验证,边界条件不明,建模经验难以复用,而分块建模法能获得大量关于不同结合面、轴承的相对独立的试验数据、建模经验,后来研究者能进行复用;③ 由于分块建模法中各结构相对独立,易于和试验状态对照,因此可以直观地研究动静态不同结构的参数差异。最后得到的整机模型能较为准确地预测实机的某些动态特性,为现实中的生产设计提供有效的指导。

摆角铣头是多轴联动数控机床上的核心部件,其内部结构复杂、载荷条件多样,有多个运动位姿,给研究和设计工作带来了很大的难度。由于摆角铣头的精度基本上直接决定了加工的精度,因此也是一个难以避过的研究重点。本文以摆角铣头为例,讨论基于试验参数拟合的分块建模方法及特性分析。

1 摆头动力学模型

本文选取的研究对象是北京工研精机研制的立卧转换摆角铣头。该款机床共五个自由度,其中摆头部分的结构具有 y 方向平动和绕 z 转动两个自由度。本文主要研究摆头部分绕 z 转动的结构,在 ANSYS 中建立摆头部分的有限元模型(图 1、2)。

图1 摆头坐标示意图

图2 摆头有限元模型剖面示意图

整机建模中最大的困难就是各种结构复杂、载荷多样的结合面。此模型中的关键结合部件是摆头与摆头外壳的连接件交叉滚子轴承、电主轴上的一对背对背的角接触球轴承和一个圆柱滚子轴承。基于 SCHMITZ 等^[13]提出的响应耦合子结构分析(Rceptance coupling substructure analysis, RCSA)法,将上述三个轴承结构简化为弹簧和阻尼系统,其等效的动力学模型如下(图 3)其中,结构 1 包括摆头外壳、摆动轴电机定子等与固定平面固接的、不发生转动的部分;结构 2 包括摆动轴电机转子、电主轴外壳、电主轴电子定子等跟随摆动轴转动,但是不跟随电主轴高速转动的部分;结构 3 包括电主轴电机转子、电主轴轴体、刀具、刀柄等跟随电主轴进

行高速转动的部分。

图3 摆头等效动力学模型

设 K_1 、 K_2 分别为结构之间的结合刚度矩阵，即交叉滚子轴承(K_1)和电主轴轴承(K_2)的刚度矩阵。设 T_{ij} 为结构在自由状态下时，在 j 点施加激励时在 i 点的响应矩阵，其展开的表达式为

$$T_{ij} = \begin{bmatrix} X_i / F_j & X_i / M_j \\ \theta_i / F_j & \theta_i / M_j \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_i \\ \theta_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 / F_j & 1 / M_j \end{bmatrix} = U_i / Q_j$$

式中， X_i 、 θ_i 为 i 点处的位移矢量和转角响应， F_j 、 M_j 为 j 点处的力和力矩的输入激励矢量， U_i 、 Q_j 分别定义为 i 点的广义响应和作用在 j 点的广义载荷。该矩阵中， X_i 可直接通过试验测得， θ_i 需要进行间接测量，由于现有的转角测量的方法误差较大且操作复杂，建立位移和转角的差分方程，通过对位移的测量得到转角的响应 θ_i 。差分方程可表达为

$$\begin{cases} \frac{\theta_i}{F_i} = \frac{\frac{4X_i}{F_i} - \frac{3X_i}{F_j} - \frac{X_i}{F_k}}{2s} \\ \frac{\theta_i}{F_k} = \frac{-\frac{4X_i}{F_i} + \frac{3X_i}{F_j} - \frac{X_i}{F_k}}{2s} \\ \frac{\theta_i}{F_j} = \frac{-\frac{4X_j}{F_i} + \frac{3X_j}{F_j} - \frac{X_j}{F_k}}{2s} \end{cases}$$

式中， i, j, k 为相距 s 的三个测点。 G_{ij} 为结构在耦合状态下在 j 点施加激励时在 i 点的响应矩阵，首先考虑结构 1 和结构 2 的耦合，在不考虑结构 3 和 K_2 时，根据耦合理论有子结构响应矩阵

$$\begin{aligned} U_{3a} &= G_{3a3a} Q_{3a} = T_{3a3b} Q_{3b} \\ U_{3b} &= G_{3b3b} Q_{3b} = T_{3b3a} Q_{3a} \\ U_{2c} &= G_{2c2c} Q_{2c} \end{aligned}$$

位移协调方程有

$$K_2(U_{3b} - U_{2c}) = Q_{3b}$$

受力平衡方程有

$$Q_{2c} + Q_{3b} = 0$$

联立得

$$G_{3a3a} = T_{3a3a} - T_{3a3b} (T_{3b3b} + G_{2c2c} + K_2)^{-1} T_{3b3a}$$

式中， G_{2c2c} 为去掉结构 3 后，结构 2 的末端 2c 点的频响函数矩阵。

同理，可列出结构 1 耦合结构 2 的方程，结构 1 视为一对对称的固定结构，有子结构响应矩阵

$$\begin{aligned} U_{2c} &= G_{2c2c} Q_{2c} = T_{2c2a} Q_{2a} + T_{2c2b} Q_{2b} \\ U_{2a} &= G_{2a2a} Q_{2a} = T_{2a2c} Q_{2c} + T_{2a2b} Q_{2b} \\ U_{2b} &= G_{2b2b} Q_{2b} = T_{2b2c} Q_{2c} + T_{2b2a} Q_{2a} \\ U_{1a} &= T_{1a1a} Q_{1a} \\ U_{1b} &= T_{1b1b} Q_{1b} \end{aligned}$$

位移协调方程有

$$\begin{aligned} K_1(U_{2a} - U_{1a}) &= Q_{2a} \\ K_1(U_{2b} - U_{1b}) &= Q_{2b} \end{aligned}$$

受力平衡方程有

$$\begin{aligned} Q_{2a} + Q_{1a} &= 0 \\ Q_{2b} + Q_{1b} &= 0 \end{aligned}$$

又因结构对称性，可得

$$\begin{aligned} G_{1a1a} &= G_{1b1b} \\ T_{2a2a} &= T_{2b2b} \end{aligned}$$

联立以上各式，得到耦合方程

$$\begin{aligned} G_{2c2c} &= T_{2c2c} - T_{2c2a} (T_{2a2a} + G_{1c1c} + K_1)^{-1} \times \\ &\quad T_{2a2c} - T_{2c2b} (T_{2b2b} + G_{1b1b} + K_1)^{-1} T_{2b2c} \end{aligned}$$

以上各式中，除 G_{3b3b} 、 G_{2c2c} 由于测点难以安装传感器无法直接由试验测得外，其他的 G_{ij} 和 T_{ij} 皆可由试验方法获得。除各阶频响函数外，还需求出刚度 K_1 、 K_2 ，其展开的表达式为

$$K = \begin{bmatrix} k_{XF} + i\omega c_{XF} & k_{XM} + i\omega c_{XM} \\ k_{\theta F} + i\omega c_{\theta F} & k_{\theta M} + i\omega c_{\theta M} \end{bmatrix}$$

其中 k 和 c 分别表示受到 M 或者 F 作用时，位移和转角响应的刚度和阻尼。求解 K 的参数可以通过逆矩阵求解的方法获得^[14]，即

$$\begin{aligned} K_2 &= (T_{3b3a} (G_{3a3a} - T_{3a3a})^{-1} T_{3a3b} - T_{3b3b} - G_{2c2c})^{-1} \\ K_1 &= (T_{2b2c} T_{2a2c} (G_{2c2c} - T_{2c2c})^{-1} T_{2c2a} T_{2c2b} - \\ &\quad T_{2a2a} - G_{1c1c})^{-1} \end{aligned}$$

计算过程比较复杂，所以实机的建模过程中使用参数拟合的方法。该方法以刚度矩阵中的未知参数为变量，在 ANSYS 中使用优化算法，以试验测得的

频响函数为优化目标, 取能使仿真曲线和试验曲线误差最小的解。

矩阵 $\mathbf{K}_2$ 反映的是结构 2 和结构 3 的结合刚度矩阵, 其实际的结构是一对背对背的角接触球轴承和一个圆柱滚子轴承, 轴承模型简化为单自由度的弹簧阻尼模型, 刚度分别为 k_A 、 k_C , 将电主轴简化为梁模型^[15](图 4)。

图 4 简化的电主轴梁模型

$\mathbf{K}_2$ 可表示为

$$\mathbf{K}_2 = \mathbf{K}_T + \mathbf{K}_{A+C} - \omega^2 \mathbf{M}$$

式中, $\mathbf{K}_T$ 为电主轴转轴的刚度

$$\mathbf{K}_T = T_{12} T_{23} \cdots T_{56}$$

式中, $\mathbf{K}_{A+C}$ 为轴承系统的刚度矩阵, $\omega^2 \mathbf{M}$ 是考虑转轴离心力的附加项。轴承径向刚度 k_A 、 k_C 和 $\mathbf{K}_{A+C}$ 的关系可以通过节点处的位移和转角的协调方程求解得到, 即

$$\begin{pmatrix} k_{xx} & k_{xy} & k_{xz} \\ k_{yx} & k_{yy} & k_{yz} & \cdots & \mathbf{K}_{\theta M} \\ k_{zx} & k_{zy} & k_{zz} \\ \vdots & & \ddots & \ddots \\ \mathbf{K}_{\theta F} & \cdots & \mathbf{K}_{\theta M} \end{pmatrix} = \frac{\partial \mathbf{F}_2}{\partial \delta^T} = \frac{\partial \mathbf{F}_2}{\partial (\mathbf{F} \mathbf{K}_{A+C}^{-1})^T}$$

$\mathbf{F}_2$ 为有 F 作用在端点时, 节点 2 处弹簧所受的力, 式中 k_{yy} 即为轴承径向刚度 k_A , k_C 的求法同理, 实机过程亦使用 ANSYS 参数拟合法计算。

2 分块试验与参数拟合

试验的主要目标是测得各结构在耦合状态下的频响函数 $\mathbf{G}_{ij}$ 和自由状态下的传递函数 $\mathbf{T}_{ij}$, 总的试验流程如图 5 所示。

首先进行结构一的试验与拟合, 试验环境和对应的有限元模型如图 6 所示。模型的边界条件为下底面固定, 试验条件则为下底面固结工作台。在适当位置取测点, 使用 PCB 模态力锤敲击测点产生激励, 每个测点敲击 10 次, 敲击某测点时安装在其他测点的三向加速度传感器与激励同步启动采集数据, 数据传递到机箱进行采集。然后再将采集到的数据整

合, 使用 LMS Test.lab 信号特征测试软件对数据进行辨识和整理, 得到测点之间的传递函数。

图 5 试验流程及步骤说明

图 6 结构一实机及有限元模型

为实现结构之间的耦合, 在 ANSYS 中需要建立能表现结合部刚度和阻尼特性的轴承模型。本文尝试了两种建模方案: 一是用杆单元替代轴承中的滚珠, 用自定义材料的刚度和阻尼对杆单元赋值; 二是使用 ANSYS 自带的弹簧单元替代滚子(图 7)。方法一的好处是建模工作量小, 模型调整方便, 而方法二的精度更高, 但需要的建模步骤和调整的参数更多。

图 7 将圆柱滚子简化为八对弹簧的角接触球轴承模型

以试验测得的传递函数为目标函数, 通过优化算法辨识各部分的刚度和阻尼。由于低频段噪声较多, 因此主要对 500 Hz 以上频段进行拟合。其中 1b 点处频响函数的仿真曲线与试验曲线的对照如

图 8 所示。使用方法一时拟合结果与试验结果最大相对误差为 9.3%, 使用方法二时最大误差为 5.6%。最终选择使用方法二。

图 8 图 1b 点处 x 方向的频响函数的仿真与试验曲线的对照

结构二和结构三的试验及仿真过程同上。其中在测结构二的自由状态频响时, 由于结构二重量较大, 导致橡胶绳无法悬挂, 在尝试使用铁链悬挂后发现试验效果不好, 曲线不平滑, 峰值不突出(图 9), 无法直接测量其自由状态的频响。因此使用了间接测量法, 用一个 V 型木块支撑近刀具的一端再进行敲击试验(图 10), 然后悬挂木块测量木块自身的频

(a)

图 9 铁链悬挂状态下测量的频响函数

图 10 间接法测量频响函数的试验条件和对照模型

响函数, 可以用解耦的方法得到结构二的频响函数, 但是解耦计算量较大, 也容易引入新的误差。所以在仿真拟合时建立了与间接测量条件相同的模型(图 11)以及单独的木块模型, 两组模型分别与试验进行拟合, 最终得到相对准确的模型参数。 X_{2b}/F_{2a} 在 x 方向的仿真曲线与试验曲线对比见图 10, 最大相对误差 8.04%。

图 11 X_{2b}/F_{2a} 在 x 方向的试验和仿真频响曲线的对比

结构三为电主轴转轴。前人关于电主轴建模的研究比较充分, 常用方法是将电主轴简化为分段圆柱梁, 梁半径取等效半径, 然后基于 Euler 梁或者 Timoshenko 梁模型计算频响函数。梁的长度越长、结构越简单, 其准确性越高。一般情况下误差不超过 10%。本文使用 Timoshenko 梁模型对频响函数进行计算和参数辨识。

以上建模过程中引入的误差主要集中在低频段, 高频段受到影响较小。高频段的拟合结果相对误差皆不超过 2%。最终得到角接触球轴承模型的径向刚度为 890 N/ μm , 根据试验结果计算得到的径向刚度为 840 N/ μm , 厂家给出的刚度为 770 N/ μm ; 圆柱滚子轴承模型仿真的径向刚度 440 N/ μm , 试验计算值为 450 N/ μm , 厂家给出的刚度是 400 N/ μm 。考虑到厂家给出的刚度数值是在轴承工作情况下测量出来的, 与负载和转速都有关系, 而本次试验主要是在轴承静止的情况下进行测量的, 所以轴承刚度偏大, 误差属于可接受范围。

3 摆头模型构建与频响预测

3.1 末端频响预测

首先进行机床整机激励试验, 进行了静态条件

(摆头摆动轴停机,电动机抱死)和动态条件下(摆头在 -10° 和 10° 之间摆动,每次过零点敲击一次)的激励试验,动静态条件下测得的 y 方向的响应曲线如图12所示。

图12 动静态试验响应曲线对比

为了更好地说明动静态条件下摆头性能的差异,本文分别建立动静态的摆头模型。静态模型中,交叉滚子轴承的刚度数值调高,模拟电机抱死的状况,动态模型中的参数不变。

将模型预测的动静态频响函数曲线分别和实测的频响函数曲线做对照(图13、14),具体参数和误差见表1、2。

图13 静态条件末端频响函数试验曲线与仿真曲线对比
(上端点, y 方向)

图14 动态条件末端频响函数试验曲线与仿真曲线对比
(上端点, y 方向)

表1 静态试验曲线与仿真曲线对比

参数	对比		
	试验	仿真	相对误差(%)
第一阶频率/Hz	560	640	14.20
第二阶频率/Hz	1 056	1 072	1.51
第三阶频率/Hz	1 296	1 312	1.23
第四阶频率/Hz	1 730	1 728	0.11

在静态条件下第一阶模态频率相对误差较大,其他几阶的预测和试验结果相符。低频段误差相对较大是由于前文的试验中,低频段试验数据噪声较多峰值不明显,拟合时主要以高频段为目标函数进行拟合。高阶的模态频率预测符合程度较高说明整机模型的整体构型和刚度阻尼分布与实际情况符合。还可以看到在仿真曲线中,第四阶模态由一个主峰和一个小峰值构成,而试验中由于阻尼或者其他因素的影响,两个峰值合成了一个峰值。

在动态条件下,各阶模态的预测结果与试验结果都较为相近。从曲线上可以看出,动态情况下高频段的峰值较多,更容易发生共振现象,因此在高速加工即工作频率较高时,应尽量在摆头静止的情况下进行加工。

表2 动态试验曲线与仿真曲线对比

参数	对比		
	试验	仿真	相对误差(%)
第一阶频率/Hz	343	376	9.61
第二阶频率/Hz	700	740	5.73
第三阶频率/Hz	1 070	1 080	0.90
第四阶频率/Hz	1 712	1 750	2.22

3.2 位姿与频响函数的关系研究

为探究摆头位姿和末端频响函数的关系,令摆头分别摆动到 -30° 、 0° 、 30° 、 60° 、 90° (图15),进行试验获得其频响函数,其频响函数曲线和位姿的关系如图16~19所示。

图15 摆头位姿角度示意图

图16 $-30^{\circ} \sim 30^{\circ}$ 时频响函数的对比(y 方向)

图 17 60°和90°时频响函数的对比(y方向)

图 18 -30°~30°时频响函数的对比(x方向)

图 19 60°和90°时频响函数的对比(x方向)

由试验图像可以看出,当摆头的位姿发生变化时,各阶模态的频率基本保持不变,在竖直方向上,随着摆头向下摆动,振幅逐渐提高,30°时达到最大;在水平方向上,振幅和峰值频率都基本保持不变,即水平方向动态特性与位姿无关。

在摆头有限元模型中,以位姿角为变量,求解使第一阶模态的响应峰值最小的位姿角,对应的模型和影响曲线如图 20、21 所示。

图 20 不同位姿下的摆头模型

在模型的预测结果中, x 方向的振幅基本和位姿无关, y 方向的振幅在30°时达到最大,和试验的变化结果基本一致,说明该模型关于位姿-振幅的预

测是准确的。基于该曲线,可以看出,该摆头在-60°~-20°和60°~90°的位姿区间内,末端的振幅较小,动态特性较好,应尽量在该区间内进行加工。

图 21 摆头模型末端第一阶模态振幅与位姿的关系

4 结论

(1) 提出了一种分块建模、分块试验,结合 RCSA 耦合法,通过优化算法得到结合面及轴承参数,最后结合成整机模型,并通过末端频响函数预测,验证模型可靠性的建模方法。与其他同等复杂程度的机床建模研究中使用的方向相比,基于试验参数拟合的分块建模法在精度上更高。其高频段的频响函数预测最大相对误差基本在 2% 左右(直接建模法精度约 5%~10%),且能更好地总结误差来源,研究建模中各种简化方案对最终整机结果造成的误差所占的权重。但这种方法由于增加了试验环节,总耗时较长,当积累了大量关于不同结合面、轴承的相对独立的试验数据、建模经验,将为研究者提供参考,这将是后续的研究致力解决的问题。

(2) 研究了摆头在动静态条件以及不同位姿的情况下,频响函数的变化情况。试验指出,在-60°~-20°和60°~90°之间是摆头最佳的工作区域,为进一步的摆头动静态特性研究和设计优化提供了依据。

参 考 文 献

- [1] 杨闪闪,王玲,殷勤,等. 基于响应面法的机床螺栓结合部刚度辨识与动力学建模[J]. 工程科学与技术, 2019, 51(6): 200-206.
YANG Shining, WANG Ling, YIN Qin, et al. Stiffness identification and dynamic modeling of bolt joints of machine tools based on response surface method[J]. Engineering Science and Technology, 2019, 51(6): 200-206.
- [2] 朱爽,王超. 超高速磨床仿真分析[J]. 沈阳工程学院学

- 报, 2019, 15(4): 381-384.
- ZHU Shuang, WANG Chao. Ultra-high-speed grinding machine simulation analysis[J]. Journal of Shenyang Institute of Technology, 2019, 15(4): 381-384.
- [3] MYERS A. Finite element analysis of the structural dynamics of a vertical milling machine[J]. Transactions on Engineering Sciences, 2003, 44: 431-440.
- [4] MEHDI N Modeling and identification of tool holder-spindle interface dynamics[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2007, 47: 1333-1341.
- [5] NICCOLÒ G. 3D finite element modeling of holder-tool assembly for stability prediction in milling[J]. Procedia CIRP, 2015, 31: 527-532.
- [6] 叶佩青. 机床整机动态特性研究进展[J]. 清华大学学报, 2012, 52(12): 1758-1763.
- YE Peiqing. Research progress on dynamic characteristics of machine tools[J]. Journal of Tsinghua University, 2012, 52(12): 1758-1763.
- [7] 李院生. 机床螺栓结合部静态模型及等效方法研究[D]. 西安: 西安理工大学, 2019.
- LI Yuansheng. Static and dynamic model and equivalent method of machine tool bolt joint[D]. Xi'an: Xi'an University of Technology, 2019.
- [8] 匙皓. 基于ANSYS的机床整机结构有限元分析[D]. 沈阳: 沈阳工业大学, 2017.
- SHI Hao. Finite element analysis of machine tool structure based on ANSYS[D]. Shenyang: Shenyang University of Technology, 2017.
- [9] 李彬, 张云, 王立平, 等. 基于遗传算法优化小波神经网络数控机床热误差建模[J]. 机械工程学报, 2019, 55(21): 215-220.
- LI Bin, ZHANG Yun, WANG Liping, et al. Modeling of thermal errors in numerically controlled machine tools using wavelet neural networks based on genetic algorithms[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(21): 215-220.
- [10] 王建华, 仲梁维, 王书文, 等. 基于有限元对机床动态特性优化的研究[J]. 农业装备与车辆工程, 2019, 57(10): 24-28.
- WANG Jianhua, ZHONG Liangwei, WANG Shuwen, etc. Research on dynamic characteristics optimization of machine tool based on finite element[J]. Agricultural Equipment & Vehicle Engineering, 2019, 57 (10): 24-28.
- [11] 贾超凡, 朱昱, 倪红军, 等. 数控机床主轴静态特性分析与优化设计[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2019(8): 12-15.
- JIA Chaofan, ZHU Yu, NI Hongjun, et al. Analysis and optimization design of static and dynamic characteristics of cnc machine tool spindle[J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technology, 2019(8): 12-15.
- [12] 张全来. 小型高速气动主轴部件静态特性分析及优化[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2019.
- ZHANG Quanlai. Static and dynamic characteristics analysis and optimization of small high-speed pneumatic spindle components[D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2019.
- [13] SCHMITZ T L, DONALDSON R. Predicting high-speed machining dynamics by substructure analysis[J]. Annals of the CIRP, 2000, 49(1): 303-308.
- [14] 朱坚民, 何丹丹, 田丰庆, 等. 一种新的预测铣刀刀尖频响函数的方法[J]. 中国机械工程, 2016, 27(20): 2765-2773.
- ZHU Jianmin, HE Dandan, TIAN Fengqing, et al. A new method for predicting frequency response function of milling cutter tip[J]. China Mechanical Engineering, 2016, 27(20): 2765-2773.
- [15] 黄伟迪. 高速电主轴动力学建模及振动特性研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2018.
- HUANG Weidi. Study on dynamic modeling and vibration characteristics of high speed electric spindle[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2018.

作者简介: 杨哲, 男, 1995 年出生。主要研究方向为有限元建模、机床设计优化。

E-mail: dmeyangzhe@foxmail.com

刘成颖(通信作者), 女, 1960 年出生, 副教授, 博士研究生导师。主要研究方向为超精密加工工艺与装备、精密驱动与控制、CAD/CAM/CAPP。

E-mail: liucy@tsinghua.edu.cn