

铣削工况下考虑结合面的主轴系统动态特性*

姜彦翠, 陈兴儒, 罗广丹, 刘献礼, 仇焱

(哈尔滨理工大学先进制造智能化技术教育部重点实验室 哈尔滨, 150080)

摘要 机床主轴系统动态特性直接影响铣削稳定和表面加工质量, 而铣削状态下主轴系统动态特性与静止或空转状态下存在差异。针对此问题, 建立了铣削工况下主轴系统和结合面动力学耦合模型, 获得铣削工况下主轴系统动态特性, 并通过铣削过程中机床主轴系统动态特性实验测试进行验证, 将静止状态与铣削工况进行对比, 预测结果误差平均降低了 11.35%。实验结果表明, 径向铣削载荷和转速削弱了结合面的刚度特征和系统动态特性, 而轴向铣削载荷增强了结合面的刚度特征和系统动态特性, 影响最为明显的是主轴转速, 其次为径向铣削载荷, 然后为轴向铣削载荷。研究结果为铣削状态下主轴系统动态特性和铣削稳定性预测提供了理论支持。

关键词 主轴系统; 结合面; 动态特性; 铣削工况

中图分类号 TH113; TG506

引言

数控机床是现代生产、制造过程中的重要加工设备, 其性能优劣主要是根据加工工件的尺寸精度和表面加工质量来评定的, 这些因素均受到数控机床主轴系统动态特性的影响。主轴系统结构复杂, 主要包括主轴、刀柄及铣刀等部件, 各结构和部件间通过结合面连接而成, 预测其动态特性, 需要建立一个有效而精确的模型, 进而获得模态参数^[1]。由于系统结构中刚度和阻尼很大比例来自于结合面, 主轴系统动态特性受到结合面的接触特性影响很大。主轴结合面主要为轴-刀柄-铣刀结合面和轴-轴承结合面, 而且在铣削工况下, 轴-刀柄结合面受到离心力、陀螺力矩和铣削载荷等作用, 其接触特性与静止状态和空转状态下均有变化。因此, 考虑铣削工况结合面的影响, 获得确切的主轴系统动态特性, 对铣削稳定和提高工件表面加工质量非常重要。

一些学者针对主轴结合面进行了研究^[2-3], 通过理论分析或实验测试建立结合面接触刚度模型。在主轴系统动态特性研究中, 很多都考虑了轴-刀柄-铣刀结合面的影响。Schimitz 等^[4]提出了导纳耦合子结构分析法 (receptance coupling substructure analysis, 简称 RCSA), 通过在结合面添加弹簧阻尼

单元, 借以等效结合面的刚度和阻尼特性, 进行特征参数辨识, 进而预测刀尖频响函数。许多学者对 RCSA 法进行了改进^[5-7], 预测了不同铣削加工设备的动态特性。有别于 RCSA 这种半理论法, 赵万华等^[8]通过理论分析建立轴-刀柄-铣刀结合面的解析模型, 并将其引入主轴系统理论模型中。在此基础上, 文献^[9]考虑了离心力和轴向力对轴-刀柄-铣刀结合面的影响。

此外, 轴-轴承结合面同样对主轴系统动态特性有重要影响。Bert 等^[10]基于 Timoshenko 梁理论建立了轴-轴承耦合系统的动力学模型。Li 等^[11]预测了轴承和主轴的力热特性。文献^[12]建立了包括轴、刀柄、轴承、轴承座和机床支架的动力学模型。文献^[13]针对高速电主轴建立了自由状态和工作状态下的动力学模型, 并分析了工作状态下的主轴转速对主轴系统动态特性的影响。Long 等^[14]研究了轴-轴承结合面动力学特性随转速变化的规律。Xi 等^[15]提出考虑轴壳体和多种形式轴承组合的主轴系统的动力学模型, 分析了不同转速下主轴系统刀尖频响函数, 研究了几种切削载荷下主轴轴承系统的时程响应。张正旺等^[16]综合轴-刀柄结合面非线性接触力, 对主轴系统非线性动力学特征进行研究。Xu 等^[17]利用子结构耦合法进行轴-刀柄结合面参

* 国家自然科学基金资助项目 (51605122)

收稿日期: 2021-07-25; 修回日期: 2021-10-10

数识别,利用赫兹理论建立主轴-轴承接触刚度模型,并预测主轴系统动态特性。

学者们对于主轴系统动态特性的研究重点主要集中在主轴系统空转状态下的主轴结合面接触刚度的软化效应对系统动态特性的影响,而笔者则针对铣削工况下高速旋转并受铣削载荷作用的主轴系统进行了研究。首先,考虑铣削工况下径向铣削载荷、轴向铣削载荷、主轴旋转离心力和陀螺力矩,建立了主轴结合面的解析模型;其次,将其与主轴系统动力学模型进行耦合,得到系统动力学耦合模型,并通过在铣削过程中机床主轴系统动态特性实验测试,验证了理论模型的准确性;最后,分析主轴转速、径向铣削载荷和轴向铣削载荷等因素对主轴结合面刚度特征和系统动态特性的影响规律。

1 铣削工况主轴系统结合面接触特性

1.1 主轴-刀柄-铣刀结合面接触刚度

数控加工中心主轴-刀柄-铣刀结合面由液压装置和机械夹紧装置进行预紧连接,在此作用下使得结合面产生接触刚度和接触阻尼。铣削状态下主轴-刀柄-铣刀结合面刚度特征发生改变,主轴系统受力分析如图 1 所示。其中: F_x, F_y 和 F_z 为轴向铣削载荷; F_r 为径向铣削载荷, $F_r = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$; F_{r1}, F_{r2} 分别为前后轴承支撑力; F_0 为主轴与刀柄夹紧的拉杆力; M_0 为刀柄与铣刀的预紧力矩。结合面受预紧力、轴向铣削载荷 F_z 和径向铣削载荷 F_r 的作用,主轴-刀柄结合面和刀柄-铣刀结合面的平均法向力 P_{n1} 和 P_{n2} 分别为

$$\left\{ \begin{aligned} P_{n1} &= F_{n1}/S_1 = \frac{\cos \phi_1 (F_0 + F_z)}{\pi L_1 (r_1 + r_2) (\sin \phi_1 + \mu_1 \cos \phi_1)} \\ P_{n2} &= F_{n2}/S_2 = \frac{(\sin \phi_2 - \mu_3 \cos \phi_2)}{2(1 + \mu_4 \cot \phi_3) (\mu_2 - \sin \phi_2 - \mu_3 \cos \phi_2) \pi r_3 L_2} \times \\ &\quad \left[(1 + \mu_4 \cot \phi_3) F_z + \frac{M_0}{k_0 d} (1 + \mu_4 \cot \phi_3 + \mu_4 - \cot \phi_3) \right] \end{aligned} \right. \quad (1)$$

其中: F_{n1}, F_{n2} 分别为主轴-刀柄和刀柄-铣刀结合面法向力; S_1, S_2 分别为主轴-刀柄和刀柄-铣刀接触面积; ϕ_1, ϕ_2, ϕ_3 分别为刀柄夹角、夹紧件-刀柄夹角和夹紧件-螺母夹角; L_1, L_2 分别为主轴-刀柄和刀柄-铣刀结合面轴向长度; r_1, r_2 分别为结合面大半径

和小半径; $\mu_1, \mu_2, \mu_3, \mu_4$ 分别为主轴-刀柄、夹紧件-铣刀、夹紧件-刀柄及夹紧件-螺母摩擦因数; r_3 为铣刀半径; k_0 为预紧力矩系数; d 为预紧螺母螺纹外径。

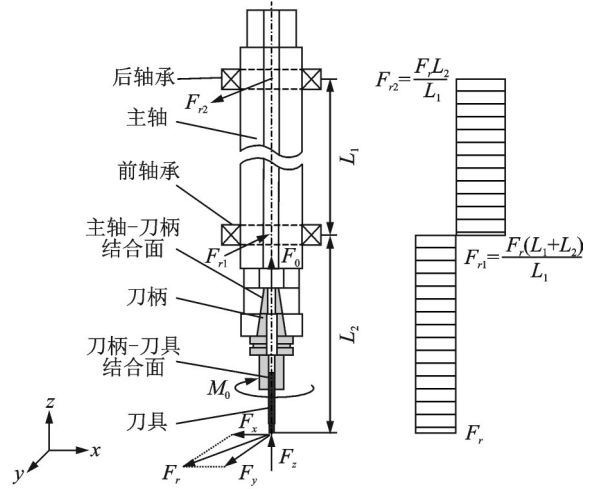


图 1 主轴系统受力分析

Fig.1 Force analysis of spindle system

以主轴-刀柄-铣刀结合面中某截面为例,其径向铣削载荷下的弹性变形如图 2 所示。结合面的接触正压力发生变化,即

$$P_r = P_n - k(\delta) \delta_{rm} \sin \phi_i \quad (2)$$

其中: P_r 为受到径向铣削载荷后的结合面接触正压力; P_n 为仅在预紧力作用下的结合面接触正压力; $k(\delta)$ 为接触压力系数,可由吉村允孝积分曲线变换求得; δ_{rm} 为径向铣削载荷作用下结合面内部件变形最大量, $\delta_{rm} = \frac{(1 - 2\nu)(1 + \nu)}{4E} F_r R^2$, E 为弹性模量, ν 为泊松比, R 为圆柱结合面半径。

对于圆柱形结合面,由吉村允孝积分法^[18]可以得到结合面的等效弹簧刚度为

$$k_n = \int_0^{2\pi} \alpha_0 (P_n - k(\delta) \delta_{rm} \sin \phi_i)^{\beta_0} \frac{\phi_i}{2} R^2 L d\phi_i \quad (3)$$

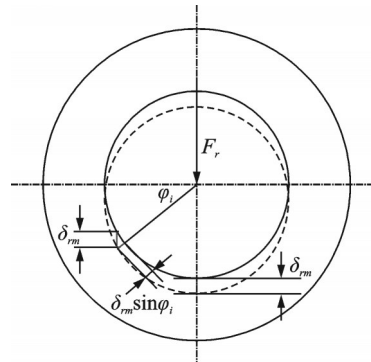


图 2 径向铣削载荷下主轴-刀柄-铣刀结合面中某截面变形
Fig.2 Deformation of an interface in spindle-tool holder-tool interface under radial milling load

其中： α_0, β_0 为结合面的接触特性参数，主要受到结合面处材料性质、材料粗糙度等物理特性因素的影响； L 为圆柱结合面的长度。

在铣削工况下，依据弹性力学理论，在平面应变下，当主轴转速为 n ，则离心力为 $\frac{\pi^2}{90} \rho n^2 R$ ，结合面间将存在径向间隙，其大小为

$$\delta_j = u_s - u_t = \frac{\pi^2(3-2\nu)(1+\nu)}{360E} \rho n^2 R b^2 \quad (4)$$

其中： b 为主轴外径。

结合面的径向间隙在离心力的作用下发生变化，进而使结合面接触正压力发生变化，因此结合面的接触刚度发生变化。

通过主轴-刀柄-铣刀结合面接触刚度理论模型分析，得到径向铣削载荷、轴向铣削载荷和主轴转速对于结合面刚度的影响，分别如图3~5所示。由图可知：随着主轴转速的增加，结合面接触刚度下降，尤其在较高速时下降更为明显，即离心力对于结合面接触刚度有明显的弱化作用；径向铣削载荷对于结合面接触刚度同样表现为弱化作用；轴向铣削载荷对于结合面接触刚度表现为强化作用。由结合面接触刚度的变化幅度可以看出，对结合面接触刚度影响最为明显的是主轴转速，其次为径向铣削载荷，然后为轴向铣削载荷。

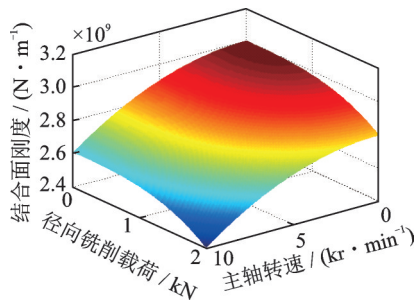


图3 径向铣削载荷和主轴转速对结合面刚度的影响
Fig.3 Influence of radial milling load and spindle speed on joint surface stiffness

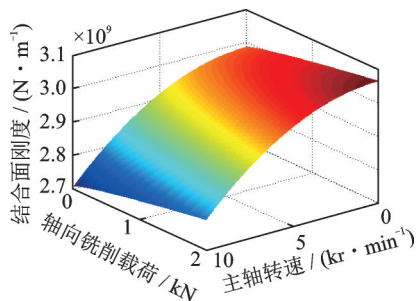


图4 轴向铣削载荷和主轴转速对结合面刚度的影响
Fig.4 Influence of axial milling load and spindle speed on joint surface stiffness

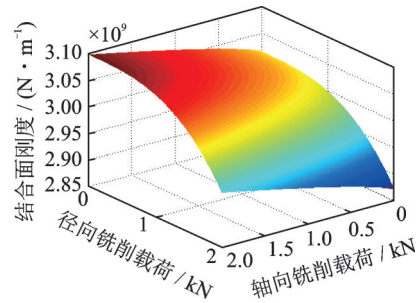


图5 轴向铣削载荷和径向铣削载荷对结合面刚度的影响
Fig.5 Influence of axial milling load and radial milling load on joint surface stiffness

1.2 主轴-轴承结合面接触刚度

主轴系统中使用的轴承在铣削工况下，要同时受到轴向铣削载荷、径向铣削载荷以及主轴高速旋转状态下产生的离心力和陀螺力矩等影响，此时需要对其内圈和外圈进行平衡。轴承受载产生径向相对位移和轴向相对位移，轴承第 t 个滚动体的方位角表达式为

$$\gamma_t = \frac{2\pi(t-1)}{z} \quad (t=1, 2, \dots, z) \quad (5)$$

其中： z 为轴承中滚动体的数目。

滚动体几何关系如图6所示，根据其中的变形关系，分析获得轴承内外圈的位移平衡方程为

$$\begin{cases} (U_{it} - U_t)^2 + (V_{it} - V_t)^2 = \Delta_{it}^2 \\ U_t^2 + V_t^2 = \Delta_{ot}^2 \end{cases} \quad (6)$$

其中： U_{it}, V_{it} 分别为内外圈曲率中心轴向距和径向距。

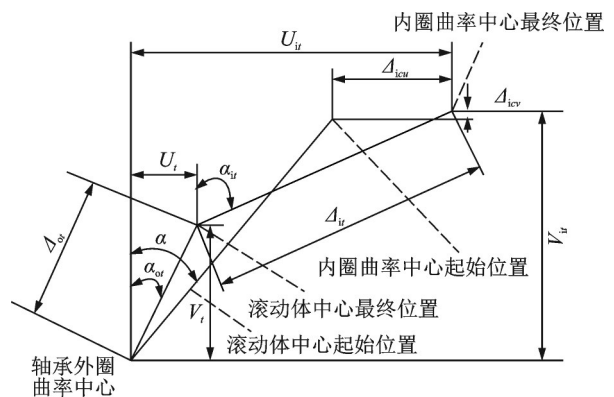


图6 滚动体几何关系
Fig.6 Geometric relationship of rolling elements

根据赫兹理论得到接触载荷和内外圈接触变形位移之间的关系式，即

$$\begin{cases} Q_{it} = K_{it} \delta_{it}^{3/2} \\ Q_{ot} = K_{ot} \delta_{ot}^{3/2} \end{cases} \quad (7)$$

其中: K_{it} 为内圈赫兹接触常数; K_{ot} 为外圈赫兹接触常数。

主轴系统运转过程中的滚动体受力分析如图7所示,此时轴承滚动体的受力平衡方程为

$$\begin{cases} Q_{it} \sin \alpha_{it} - Q_{ot} \sin \alpha_{ot} - \\ \frac{M_{gt}}{D} (\lambda_{it} \cos \alpha_{it} - \lambda_{ot} \cos \alpha_{ot}) = 0 \\ Q_{it} \cos \alpha_{it} - Q_{ot} \cos \alpha_{ot} - \\ \frac{M_{gt}}{D} (\lambda_{it} \sin \alpha_{it} - \lambda_{ot} \sin \alpha_{ot}) + F_{ct} = 0 \end{cases} \quad (8)$$

其中: Q_{it}, Q_{ot} 为滚动体与内外圈接触载荷; α_{it}, α_{ot} 为滚动体与内外圈接触角; M_{gt} 为陀螺力矩; F_{ct} 为离心力; D 为滚动体直径。

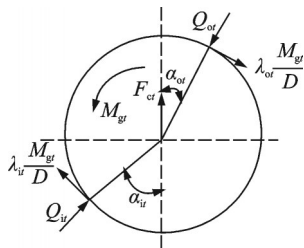


图7 滚动体受力分析

Fig.7 Force analysis of rolling elements

式(8)中,若应用外圈控制理论,则 $\lambda_{it} = 0, \lambda_{ot} = 2$;若应用内圈控制理论,则 $\lambda_{it} = 1, \lambda_{ot} = 1$ 。当应用的控制理论不同时,滚动体所承受的离心力和陀螺力矩存在一定差异,但结果差异量微小,结合面刚度特性变化基本相同。

对轴承进行整体的受力分析如下

$$\begin{cases} F_z - \sum_{i=1}^z Q_{it} \sin \alpha_{it} + \sum_{i=1}^z \frac{\lambda_{it} M_{gt} \cos \alpha_{it}}{D} = 0 \\ F_{rx} - \sum_{i=1}^z Q_{it} \sin \alpha_{it} \cos \gamma_i - \sum_{i=1}^z \frac{\lambda_{it} M_{gt} \sin \alpha_{it} \cos \gamma_i}{D} = 0 \\ M - \sum_{i=1}^z \left(R_i Q_{it} \sin \alpha_{it} \cos \gamma_i - \frac{R_i \lambda_{it} M_{gt} \sin \alpha_{it} \cos \gamma_i}{D} + \frac{r_i \lambda_{it} M_{gt} \cos \gamma_i}{D} \right) = 0 \end{cases} \quad (9)$$

其中: R_i 为内滚道曲率中心圆半径; r_i 为内滚道半径; F_{rx} 为前、后主轴-轴承结合面受到的径向载荷(见图1), $x=1,2$ 。

联立式(7)~(10),应用Newton-Raphson迭代法求解得到 U_t, V_t, δ_{it} 和 δ_{ot} 的结果。通过坐标变换获得轴承内圈不同自由度的受力平衡式,并累计所有滚动体与内外圈接触力,所得合力对位移求导,得到主轴-轴承结合面接触刚度矩阵。

根据理论模型运算结果,得到轴向铣削载荷、径向铣削载荷及主轴转速对主轴-轴承结合面接触刚度影响分别如图8~10所示。可以看出:当轴向铣削载荷增加时,主轴-轴承结合面接触刚度缓慢升高,在大约800 N后逐渐稳定;当径向铣削载荷增加时,主轴-轴承结合面接触刚度逐渐降低,在大约500 N以后加速下降;当主轴转速增加时,主轴-轴承结合面的接触刚度随之降低,且转速越大,降低越明显。这是因为转速增大,离心力和陀螺力矩随之改变,导致轴承外圈接触载荷逐渐增大,主轴-轴承结合面接触刚度随之发生变化。

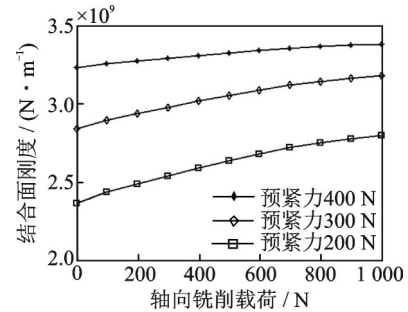


图8 轴向铣削载荷对主轴-轴承结合面接触刚度影响

Fig.8 Influence of axial milling load on contact stiffness of the spindle-bearing interface

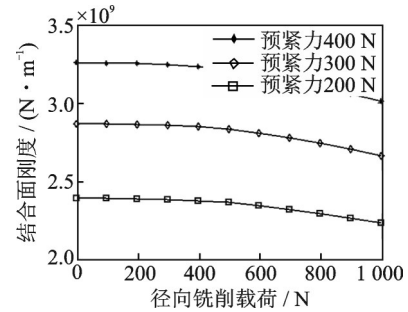


图9 径向铣削载荷对主轴-轴承结合面接触刚度影响

Fig.9 Influence of radial milling load on contact stiffness of the spindle-bearing interface

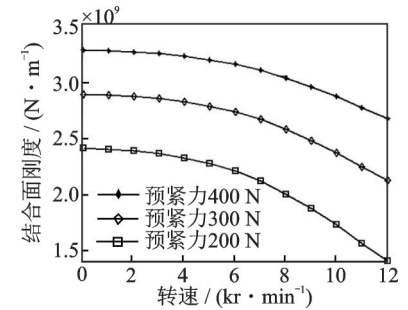


图10 主轴转速对主轴-轴承结合面接触刚度的影响

Fig.10 Influence of spindle speed on contact stiffness of the spindle-bearing interface

1.3 铣削工况下主轴系统动力学模型

主轴系统有限元模型如图11所示,其中主轴、刀柄和铣刀等部件等效为 Timoshenko 梁单元,结合面等效为弹簧阻尼单元。将主轴系统部件质量矩阵 M 、刚度矩阵 K 、阻尼矩阵 C 和主轴-刀柄-铣刀结合面刚度矩阵 K_c 、阻尼矩阵 C_c 、主轴-轴承结合面刚度矩阵 K_w 、阻尼矩阵 C_w 耦合,边界条件主要应用弹性约束,主轴前端法兰盘部分与机床主轴箱之间的联接作用弹性支承模拟,获得理论模型为

$$M\ddot{x} + \left(C + \begin{bmatrix} C_c & \\ & C_w \end{bmatrix} \right) \dot{x} + \left(K + \begin{bmatrix} K_c & \\ & K_w \end{bmatrix} \right) x = F \quad (10)$$

其中: F 为力向量。

主轴系统阻尼矩阵采用比例阻尼确定

$$\left(C + \begin{bmatrix} C_c & \\ & C_w \end{bmatrix} \right) = \alpha_1 M + \beta_1 \left(K + \begin{bmatrix} K_c & \\ & K_w \end{bmatrix} \right) \quad (11)$$

其中: α_1, β_1 为比例系数^[8,9]。

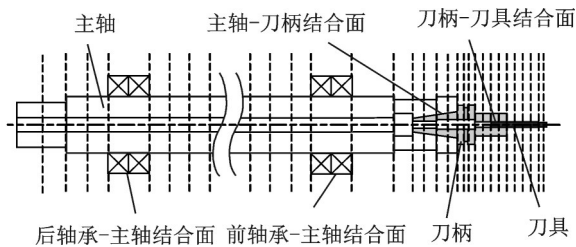


图11 主轴系统有限元模型

Fig.11 Finite element model of spindle system

应用子空间迭代法求解获取主轴系统动力学模型数值结果,得到铣削工况下的主轴系统的固有频率和频响函数。

2 铣削工况下主轴系统模型验证

采用一种铣削工况下的数控机床主轴系统动态测试方法来验证所建立模型的正确性,该方法以铣削载荷信号作为激励,主轴系统铣削振动加速度信号作为响应,通过测试数据分析与处理,获得铣削工况下主轴系统的动态特性^[19-20]。这种方法一般要求激励信号为随机信号,而实际铣削载荷信号中必然含有周期信号,因此需剔除铣削载荷信号中周期信号引起的振动响应谐频。

由铣削载荷信号和振动响应信号获得铣削工况下系统频响函数,采用奇异谱分析法对该频响函数进行奇异谱分析,选择奇异值分量占比最大者作为主成分,将频响函数进行重构后,该阶奇异值对应的

特征分量即可描述频响函数的频率固有特性,达到消除谐频及干扰信号影响的效果,进而提取动力学信息,获取铣削工况下的机床主轴系统的模态参数。奇异谱分析法具体过程如下。

1) 建立轨迹矩阵。实验采集原数据长为 N , 滑动窗口长为 L_p , $K_p = N - L_p + 1$, 采用列分割方式对轨迹矩阵进行处理,第 i_p 列数据为 $i_p \sim L_p + i_p - 1$, 其中 i_p 为列数, $i_p = 1, 2, \dots, K_p$, 轨迹矩阵为

$$X = \begin{bmatrix} 1 & 2 & 3 & \cdots & K_p \\ 2 & 3 & 4 & \cdots & K_p + 1 \\ 3 & 4 & 5 & \cdots & K_p + 2 \\ \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots \\ L_p & L_p + 1 & L_p + 2 & \cdots & N \end{bmatrix}$$

2) 奇异值分解。主要包括以下步骤:①计算 XX^T 的特征值 $\lambda_i (i = 1, 2, \dots, N; \lambda_1 > \lambda_2 > \dots > \lambda_N)$ 和特征向量 u_i ;②计算右奇异向量 $v_i = X^T u_i / \sqrt{\lambda_i}$;③原轨迹矩阵可表示为 $X = \sum_{i=1}^N \sqrt{\lambda_i} u_i v_i^T$ 。

3) 分组。主要是将有效数据与要剔除的谐频进行分组,选取前 r 个奇异值作为主成分进行后续重构等处理。

4) 重构信号。依据上述分组结果将对应的奇异向量进行重构

$$\text{rca} = \sum_{i=1}^r \sqrt{\lambda_i} u_i v_i^T \quad (12)$$

实验使用 VDL-1000E 型数控加工中心,使用戴杰二刃整体硬质合金球头铣刀,加工工件 Cr12MoV (HRC58),利用 Kistler9257B 测力仪测试铣削载荷信号,利用 PCB 加速度传感器测试铣削振动响应信号,灵敏度为 10.42 mV/g。实验设备如图12所示。

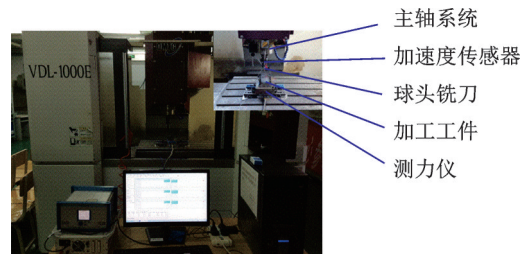


图12 实验设备

Fig.12 Experimental setup

通过3组铣削实验进行验证,参考制造企业实际铣削工艺,确定铣削实验工艺参数如表1所示。

实验与仿真对比分析如图13所示,铣削状态下的主轴系统频响函数比静止状态下更贴近实验结果。主轴系统固有频率对比如表2所示,由表2可

表 1 铣削实验工艺参数

Tab.1 Technological parameters of milling experiment

序号	主轴转速/ ($\text{kr}\cdot\text{min}^{-1}$)	每齿进给 量/mm	轴向切深/ mm	径向切深/ mm
1	4	0.15	0.4	0.8
2	5	0.20	0.6	0.8
3	5	0.25	0.8	0.8

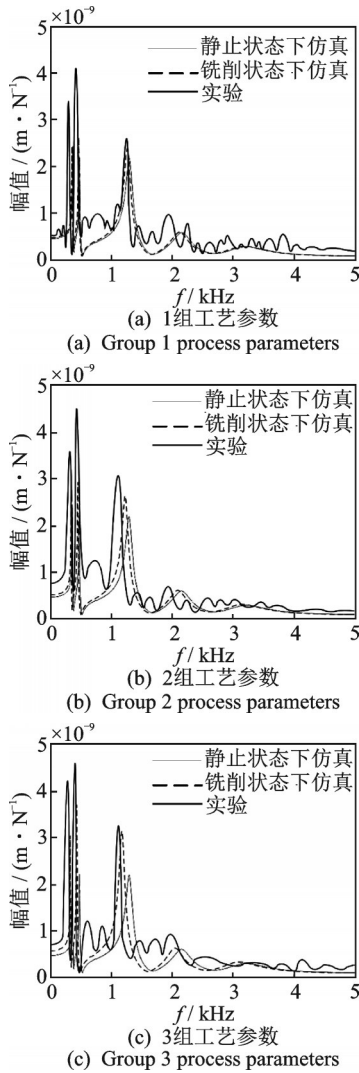


图 13 实验与仿真对比分析

Fig.13 Comparative analysis of experiment and simulation

以看出,铣削状态下的主轴系统固有频率与实验结果之间误差明显低于静止状态下主轴系统固有频率的误差。3组工艺参数铣削过程中,系统前3阶固有频率分别降低 11.45%,10.88% 和 11.72%,铣削状态下的仿真结果与实验结果之间的误差比静止状态下的误差平均降低 11.35%,证明铣削工况下主轴系统动力学模型能更准确地反映铣削状态下主轴系统的动态特性,可以作为铣削状态下主轴系统动态特性预测模型。

3 铣削工况下主轴系统动态特性分析

3.1 铣削工况下的主轴系统固有频率分析

铣削工况下,考虑径向、轴向及主轴转速的主轴系统固有频率分别如图 14~16 所示。由图可知:当径向铣削载荷由 0 增加到 1 kN,由于径向铣削载荷对结合面刚度特征的弱化效应,1 阶、2 阶和 3 阶固有频率分别降低了 5.45%,5.37% 和 6.33%;当轴向铣削载荷由 0 增加到 1 kN,由于轴向铣削载荷对结合面刚度特征的强化效应,1 阶、2 阶和 3 阶固有频率分别升高了 4.28%,3.78% 和 1.85%;当主轴转速由 0 增加到 12 kr/min 时,由于离心力和陀螺力矩对结合面刚度特征的弱化效应,1 阶、2 阶和 3 阶固有频率分别降低了 16.02%,7.35% 和 5.54%。可以看出,对主轴系统固有特性影响最为明显是主轴转速,其次为径向铣削载荷,然后为轴向铣削载荷。

3.2 铣削工况下的主轴系统频响函数分析

考虑径向铣削载荷、轴向铣削载荷及主轴转速的频响函数分别如图 17~19 所示。可以看出:径向铣削载荷增加时,各阶固有频率降低,且低阶固有频率振动幅值明显增加;轴向铣削载荷增加时,各阶固有频率略有增加,其中 2 阶固有频率振幅明显下降;主轴转速增加时,各阶固有频率降低,主轴转速越

表 2 主轴系统固有频率对比

Tab.2 Comparison of natural frequency of spindle system

阶数	固有频率/Hz								误差/%					
	1组工艺参数		2组工艺参数		3组工艺参数		1组工艺参数		2组工艺参数		3组工艺参数			
	静止状态仿真	铣削状态仿真	静止状态仿真	铣削状态仿真	静止状态仿真	铣削状态仿真	静止状态仿真	铣削状态仿真	静止状态仿真	铣削状态仿真	静止状态仿真	铣削状态仿真		
1	362.3	356.2	324.3	343.1	312.2	327.8	301.3	11.72	9.84	16.05	9.90	20.25	8.80	
2	476.2	468.8	432.5	452.2	414.3	433.3	394.2	10.10	8.39	14.94	9.15	20.80	9.92	
3	743.5	737.7	675.1	702.4	649.1	672.2	608.3	10.13	9.27	14.54	8.21	22.23	10.50	

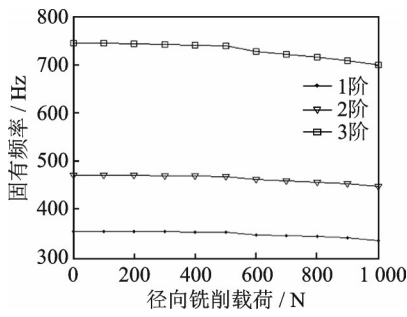


图 14 考虑径向铣削载荷的主轴系统固有频率

Fig.14 Natural frequency of spindle system considering radial milling load

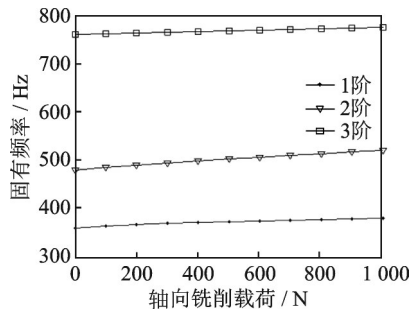


图 15 考虑轴向铣削载荷的主轴系统固有频率

Fig.15 Natural frequency of spindle system considering axial milling load

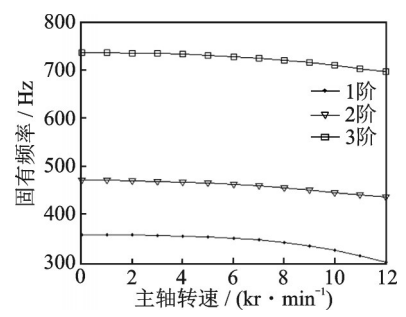


图 16 考虑主轴转速的主轴系统固有频率

Fig.16 Natural frequency of spindle system considering spindle speed

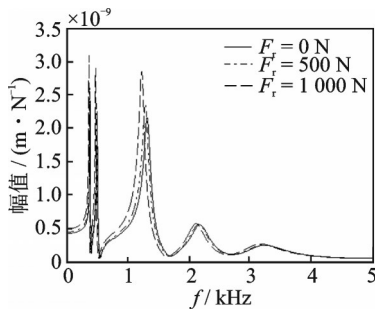


图 17 考虑径向铣削载荷的频响函数

Fig.17 Frequency response function considering the radial milling load

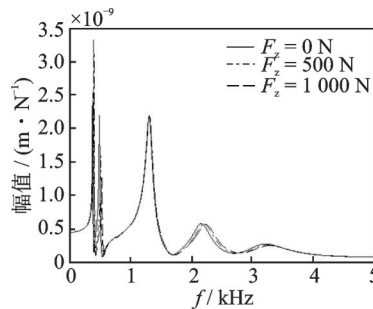


图 18 考虑轴向铣削载荷的频响函数

Fig.18 Frequency response function considering the axial milling load

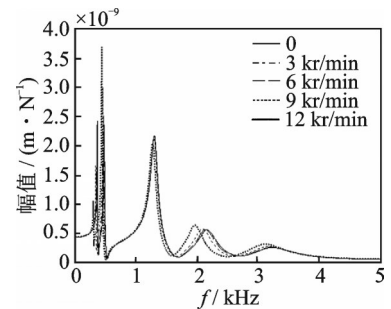


图 19 考虑主轴转速的频响函数

Fig.19 Frequency response function considering the spindle speed

大,降低速率越大,其中 1 阶固有频率振幅略有下降,2 阶固有频率振幅明显升高。

4 结 论

1) 建立铣削工况下的主轴结合面解析模型并分析其刚度特征,结果表明:随着主轴转速的增加,结合面接触刚度下降,较高速时下降更明显,即离心力对结合面接触刚度有明显弱化作用;径向铣削载荷对结合面接触刚度同样表现为弱化作用;轴向铣削载荷对结合面接触刚度表现为强化作用。其中,影响最为明显的是主轴转速,其次为径向铣削载荷,然后为轴向铣削载荷。

2) 将结合面接触特性解析模型与主轴系统有限元动力学模型耦合,建立铣削工况下轴承-主轴-刀柄-铣刀系统的有限元动力学耦合模型,并利用一种铣削状态下主轴系统动力学测试方法,对理论模型进行实验验证,静止状态下对比铣削工况下的预测结果误差平均降低 11.35%。

3) 转速会显著影响主轴系统固有频率和频响

函数,铣削载荷也会对固有频率和频响函数产生不同程度的影响,主要体现在低阶模态。研究结果为铣削状态下主轴系统动态特性和铣削稳定性准确预测奠定理论基础,为保证铣削过程稳定和工件表面加工质量提供理论支持。

参 考 文 献

- [1] KOLAR P, SULITKA M, JANOTA M. Simulation of dynamic properties of a spindle and tool system coupled with a machine tool frame[J]. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2011, 54:11-20.
- [2] 运侠伦,梅雪松,姜歌东,等.高速主轴角接触球轴承动刚度分析及测试方法[J].振动、测试与诊断,2019,39(4):892-897.
YUN Xialun, MEI Xuesong, JIANG Gedong, et al. Dynamic stiffness analysis and test method of high speed spindle angular contact ball bearing[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39(4): 892-897.(in Chinese)
- [3] 赵永胜,许静静,蔡力钢,等.高转速下主轴-双面锁紧刀柄接触特性预估[J].振动、测试与诊断,2017,

- 37(4): 673-680.
- ZHAO Yongsheng, XU Jingjing, CAI Ligang, et al. Contact characteristic prediction of double-locking tool-holder-spindle system at high speed [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2017, 37(4): 673-680.(in Chinese)
- [4] SCHIMITZ T, DONALDSON R. Predicting high-speed machining dynamics by substructure analysis [J]. Annals of the CIRP, 2000, 49(1): 303-308.
- [5] LU X H, JIA Z Y, ZHANG H X, et al. Tool point frequency response prediction for micromilling by receptance coupling substructure analysis [J]. Journal of Manufacturing Science and Engineering, 2017, 139(7): 1-13.
- [6] JI Y L, BI Q Z, ZHANG S K, et al. A new receptance coupling substructure analysis methodology to predict tool tip dynamics [J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture 2018, 126:18-26.
- [7] QI B, SUN Y W, LI Z Y. Tool point frequency response function prediction using RCSA based on Timoshenko beam model [J]. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2017, 92: 2787-2799.
- [8] 赵万华,杜超,张俊,等. 主轴转子系统动力学解析建模方法 [J]. 机械工程学报, 2013, 49(6):44-51.
- ZHAO Wanhua, DU Chao, ZHANG Jun, et al. Analytical modeling method of dynamics for the spindle rotor system [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(6): 44-51.(in Chinese)
- [9] 姜彦翠,刘献礼,吴石,等. 考虑结合面和轴向力的主轴动力学特性 [J]. 机械工程学报, 2015, 51(19):66-74.
- JIANG Yancui, LIU Xianli, WU Shi, et al. Dynamics characteristics of the spindle system with the interface and axial milling force [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(19): 66-74.(in Chinese)
- [10] BERT R, YUNG C S. Dynamics of spindle-bearing systems at high speeds including cutting load effects [J]. Journal of Manufacturing Science & Engineering, 1998, 120(2): 387-394.
- [11] LI H Q, YUNG C S. 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(4): 347-364.
- [12] CAO Y Z, 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(9): 1342-1350.
- [13] LI Y S, CHEN X A, ZHANG P, et al. Dynamics modeling and modal experimental study of high speed motorized spindle [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2017, 31(3): 1049-1056.
- [14] LONG X H, MENG D H, CHAI Y G. Effects of spindle speed-dependent dynamic characteristics of ball bearing and multi-modes on the stability of milling processes [J]. Meccanica, 2015, 50(12):3120-3132.
- [15] XI S T, CAO H R, CHEN X F. Dynamic modeling of spindle bearing system and vibration response investigation [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 114: 486-511.
- [16] 张正旺,李爱平,刘雪梅,等. 高速主轴系统非线性动力学建模与数值仿真 [J]. 振动、测试与诊断, 2014, 34(5): 878-883.
- ZHANG Zhengwang, LI Aiping, LIU Xuemei, et al. Nonlinear modelling and numerical simulation of high speed spindle system [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2014, 34(5): 878-883.(in Chinese)
- [17] XU C, ZHANG J F, YU D W, et al. Dynamics prediction of spindle system using joint models of spindle tool holder and bearings [J]. ARCHIVE Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2015, 229(17): 3084-3095.
- [18] YOSHIMURA M. Computer aided design improvement of machine tool structure incorporating joint dynamic data [J]. Annals of the CIRP, 1979, 28(1): 241-246.
- [19] LI B, LI L J, HE H B, et al. Research on modal analysis method of CNC machine tool based on operational impact excitation [J]. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2019, 103: 1155-1174.
- [20] PENG Y L, LI B, MAO X Y, et al. A method to obtain the in-process FRF of a machine tool based on operational modal analysis and experiment modal analysis [J]. Springer London, 2018, 95(9): 3599-3607.



第一作者简介:姜彦翠,女,1984年2月生,博士、副教授。主要研究方向为切削加工系统动力学、切削过程动力学等。曾发表《考虑结合面和轴向力的主轴动力学特性》(《机械工程学报》2015年第51卷第19期)等论文。

E-mail:jiangyancui@hrbust.edu.cn