

基于结合面的机床摄动分析及优化设计

刘海涛, 赵万华

(西安交通大学机械制造系统工程国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 从简单结构的动力学本构出发, 采用摄动理论对基于结合面的机床整机动力学特性进行了分析, 指出了结合面的参数变化对整体质量、刚度和阻尼矩阵的影响. 通过对比摄动前后刚度和阻尼矩阵的变化, 阐述了在整体刚度矩阵摄动下机床动态性能的变化规律, 并对动梁式龙门机床进行了特征值的灵敏度分析和定量化动态优化设计, 指出了4个结合面刚度对机床固有频率的影响程度, 获得了将机床第1阶固有频率从29 Hz提高到35 Hz所需的导轨结合面的确定刚度值. 有限元仿真结果表明, 特征值一阶摄动法的误差在5%以内, 从而为机床结合面的定量化设计提供了理论依据.

关键词: 摄动; 定量化设计; 结合面

中图分类号: TG502 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2010)01-0096-04

Perturbation Analysis and Optimization Design for Machine Tool Based on Joint Interface

LIU Haitao, ZHAO Wanhua

(State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: With the dynamic constitutive equation of sample structure, perturbation theory is employed to analyze the dynamic characteristics of machine tool based on joint interface, and the influence of the joint interface variation on mass, stiffness and damping matrix is indicated. The influence of machine tool dynamic performance under the perturbation of stiffness is presented with the comparison of the varying stiffness and damping matrices before and after perturbation. Sensitivity analysis of eigenvalue and quantitative optimization design for a beam-moving-type machine tool is carried out, and the impact of the four joint interfaces stiffness to the natural frequency is pointed out and the definitive stiffness value of the guideway joint, which can prompt the machine tool first-order natural frequency from 29 Hz to 35 Hz, is gained. Finite element analysis shows that the error of first-order eigenvalue perturbation method is limited within 5%.

Keywords: perturbation; quantitative design; joint interface

由于机床结合面破坏了机床结构的连续性, 造成了机床模态的复杂化, 因此对机床的动态特性有着重大的影响^[1]. 统计结果表明, 机床刚度的50%、阻尼的80%来源于结合面^[2], 在设计机床时, 结合面的设计对于机床整体动力学特性有着至关重要的作用, 因此无论是整机建模还是动力学分析, 结合面都是必须考虑的因素. 修改机床整机或零部件的结

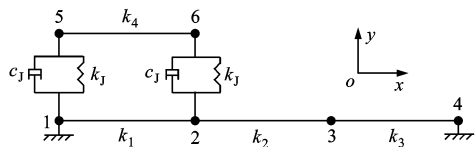
构可以提高机床的动态特性, 同样, 改变结合面参数也可以达到同样的目的. 然而, 目前对于机床结合面的设计完全凭经验, 没有理论的指导, 结合面对于机床整机动力学特性的影响规律还没有完全搞清楚, 从而无法实现结合面的定量化设计.

结合面刚度和阻尼值的变化属于摄动理论的范畴, 摄动理论在机械结构动力学参数修改中得到了

广泛的应用^[3-7],因此可以采用摄动的理论来描述和分析结合面对于机床动态特性的影响规律. 本文从简单的滑块横梁结构的动力学本构出发,分析了结合面参数变化对整体质量、刚度和阻尼矩阵的影响规律及其数学描述. 然后,运用摄动理论阐述了在整体刚度和阻尼矩阵摄动下,机床动态特性的演变规律及理论解释,并以龙门式机床为例,具体阐述了基于结合面摄动的机床整机动态优化设计的方法.

1 简单结构动力学的本构分析

图1为滑块-横梁的简单模型,为6节点集中参数模型,横梁由4个节点(1~4)构成,滑块由2个节点(5和6)构成,横梁两端采用固定支承.



k_1, k_2, k_3 : 分别为节点1和2、2和3、3和4之间的联结刚度;

k_4 : 节点5和6之间的联结刚度; k_j, c_j : 横梁与滑块

对应节点(1和5、2和6)之间的连接刚度和阻尼

图1 滑块-横梁模型

若仅考虑结构在 xy 平面内产生的弯曲振动, 当不受外载荷时, 其动力学本构方程为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{0} \quad (1)$$

其中

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_6 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_6 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_j & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_j & 0 & -c_j & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_j & 0 & c_j & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{K} =$$

$$\begin{bmatrix} k_4 & 0 & 0 & 0 & -k_4 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_j & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_1 + k_2 & 0 & 0 & 0 & -k_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_j & 0 & -k_j & 0 & 0 \\ -k_4 & 0 & 0 & 0 & k_4 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_j & 0 & k_j & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_2 & 0 & 0 & 0 & k_2 + k_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

式中: $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{C}$ 和 $\mathbf{K}$ 分别表示整体结构的质量、阻尼和刚度矩阵.

当结合面的参数由于某种原因, 即刚度由 k_j 变为 k'_j , 阻尼由 c_j 变为 c'_j 时, 将前后刚度和阻尼矩阵相减, 可以得到

$$\Delta\mathbf{K} = \mathbf{K}' - \mathbf{K} =$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \Delta k_j & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \Delta k_j & 0 & -\Delta k_j & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\Delta k_j & 0 & \Delta k_j & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\Delta\mathbf{C} = \mathbf{C}' - \mathbf{C} =$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \Delta c_j & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \Delta c_j & 0 & -\Delta c_j & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\Delta c_j & 0 & \Delta c_j & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

式中: $\Delta k_j = k'_j - k_j$; $\Delta c_j = c'_j - c_j$.

2 结合面的机床动态特性摄动分析

2.1 摄动理论

摄动分析法的基本思想是: 假设系统的结构发生微小的改动(质量、刚度或阻尼矩阵摄动), 修改后系统的模态参数不经过重新分析而采用原有系统的模态参数得到. 假设

$$\mathbf{M} = \mathbf{M}_0 + \epsilon \mathbf{M} \quad (2)$$

$$\mathbf{K} = \mathbf{K}_0 + \epsilon \mathbf{K} \quad (3)$$

$$\mathbf{C} = \mathbf{C}_0 + \epsilon \mathbf{C} \quad (4)$$

式中: $\mathbf{M}_0$ 、 $\mathbf{K}_0$ 、 $\mathbf{C}_0$ 分别为系统初始的质量、刚度和阻尼矩阵; ϵ 为偏差参数。

修改后的系统特征值和特征向量的近似值可以表示为 ϵ 的幂级数形式,即

$$\lambda = \lambda_0 + \sum_{p=1}^m \epsilon^p \lambda_p, \quad p = 1, 2, \dots, m \quad (5)$$

$$\Phi = \Phi_0 + \sum_{p=1}^m \epsilon^p \Phi_p, \quad p = 1, 2, \dots, m \quad (6)$$

式中: p 为摄动的阶次; λ 为系统的特征值矩阵; Φ 为系统的归一化振型矩阵; λ_0 、 Φ_0 为原结构计算分析的特征值矩阵、振型矩阵。

2.2 特征值一阶摄动分析

由摄动理论可知,特征值一阶摄动表达式为

$$\epsilon \lambda_{1i} = \Phi_{0i}^T (\epsilon \mathbf{K}_1 - \lambda_{0i} \epsilon \mathbf{M}_1) \Phi_{0i}, \quad i = 1, 2, \dots, m \quad (7)$$

式中: Φ_{0i} 表示由 Φ_0 的第 i 元素组成的向量。对于结合面参数变化的系统,由于 $\epsilon \mathbf{M}_1 = 0$,则式(7)可简化为

$$\epsilon \lambda_{1i} = \Phi_{0i}^T (\epsilon \mathbf{K}_1 - \lambda_{0i} \epsilon \mathbf{M}_1) \Phi_{0i} = \Phi_{0i}^T \epsilon \mathbf{K}_1 \Phi_{0i} \quad (8)$$

$$i = 1, 2, \dots, m$$

因此,在认为特征值的一阶摄动展开式具有足够精度的条件下,得到由结合面参数变化引起的系统特征值的摄动矩阵,等于刚度摄动矩阵被原归一化振型矩阵对角化后的矩阵。系统灵敏度的一阶表达式与式(8)很相似,由式(8)可以清楚地看出系统的哪一阶模态对该参数的变化最为敏感。

3 龙门式机床的摄动分析及动态优化设计

3.1 有限元模型

在进行机床摄动分析前,需建立机床的有限元模型,进行初步分析,从而得到原始结构的质量矩阵、刚度矩阵、阻尼矩阵、特征值和振型矩阵等结构参数。如图2所示,该机床有4个主要的结合面: x 轴导轨结合面,联结滑板和横梁,实现 x 方向的运动; y 轴导轨结合面,联结立柱和床身,使立柱在床身上沿 y 方向运动; z 方向导轨结合面,联结滑板和主轴箱,实现 z 方向的运动;横梁-立柱螺栓结合面,联结横梁和立柱。3个导轨结合面的动态特性参数为 $K_x = K_y = K_z = 250 \text{ N}/\mu\text{m}$, K_x 、 K_y 和 K_z 分别为导轨结合面在 x 、 y 、 z 方向的联结刚度。其中 K_z 实际上是丝杠系统的轴向传动刚度,螺栓结合面的动态特性参数为 $K'_x = K'_y = K'_z = 500 \text{ N}/\mu\text{m}$ 。 K'_x 、 K'_y 、 K'_z 分别代表螺栓联结结合面 x 、 y 、 z 方向的联结刚度,结合面的动态特性参数一般由试验测试得到,虽然其数值不可能完全准确,3个方向的刚度也

不完全相等,但并不影响摄动方法的适应性。机床的其他部件,如床身、立柱、横梁、滑板和主轴箱等,均采用8节点实体单元建模。

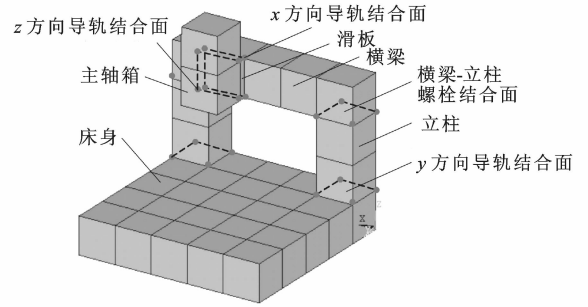


图2 龙门式机床的有限元模型

3.2 机床特征值灵敏度分析

在实际机床的设计分析中,固有频率 ω 比 λ 更具有现实意义,其中 $\lambda = \omega^2$ 。表1列出了当导轨或者螺栓结合面因某种原因发生变化后,结合面刚度变为原始刚度的1.1倍时,机床前5阶固有频率 ω_p 的摄动量。

由表1可以看出4个结合面对于机床前5阶固有频率的影响程度,例如对第1、2阶固有频率影响较大的是 y 方向导轨结合面参数,对第3阶固有频率影响最大的是 x 方向导轨结合面参数。

3.3 机床动态特性定量化优化设计

为了提高机床的动态特性,需将第1阶固有频率(基频)提高为35 Hz,即增大17%左右,需解决的问题有:①应修改哪些结合面的参数;②修改量为多少,即 Δk 为多少。由本文3.2节的分析可知,对1阶固有频率影响最大的是 y 方向导轨结合面参数(7.61%),因此修改 y 方向导轨结合面参数是最有效的方法。由式(8)可知

$$\epsilon \lambda_{11} = \Phi_{01}^T (\mathbf{K}' - \mathbf{K}) \Phi_{01} = \Phi_{01}^T \Delta \mathbf{K} \Phi_{01} \quad (9)$$

式中: Φ_{01} 为原始结构振型矩阵的第1列;在 $\Delta \mathbf{K}$ 中共有96个 Δk 元素,分别如下

$$\begin{aligned} \Delta \mathbf{K}_{[13][13]} &= \Delta \mathbf{K}_{[14][14]} = \Delta \mathbf{K}_{[15][15]} = \Delta k \\ \Delta \mathbf{K}_{[13][211]} &= \Delta \mathbf{K}_{[14][212]} = \Delta \mathbf{K}_{[15][213]} = -\Delta k \\ \Delta \mathbf{K}_{[22][22]} &= \Delta \mathbf{K}_{[23][23]} = \Delta \mathbf{K}_{[24][24]} = \Delta k \\ \Delta \mathbf{K}_{[22][208]} &= \Delta \mathbf{K}_{[23][209]} = \Delta \mathbf{K}_{[24][210]} = -\Delta k \\ &\vdots \\ \Delta \mathbf{K}_{[214][214]} &= \Delta \mathbf{K}_{[215][215]} = \Delta \mathbf{K}_{[216][216]} = \\ \Delta \mathbf{K}_{[217][217]} &= \Delta \mathbf{K}_{[218][218]} = \Delta \mathbf{K}_{[219][219]} = \\ \Delta \mathbf{K}_{[220][220]} &= \Delta \mathbf{K}_{[221][221]} = \Delta \mathbf{K}_{[222][222]} = \\ \Delta \mathbf{K}_{[223][223]} &= \Delta \mathbf{K}_{[224][224]} = \Delta \mathbf{K}_{[225][225]} = \\ \Delta \mathbf{K}_{[226][226]} &= \Delta \mathbf{K}_{[227][227]} = \Delta \mathbf{K}_{[228][228]} = \Delta k \end{aligned}$$

表 1 机床前 5 阶固有频率的摄动量

阶次	ω/Hz	$\omega_p/\%$			
		x	y	z	横梁-立柱螺栓
1	29.17	0.06	2.22	0.02	0.07
2	53.52	0.37	2.29	0.25	1.59
3	81.48	2.37	1.64	1.67	0.83
4	90.35	1.23	3.05	0.44	1.40
5	122.50	3.94	2.31	3.23	0.76

注： x 、 y 、 z 为方向导轨。

其中 ΔK 的下标表示 Δk 的位置,如 $\Delta K_{[13][211]}$ 表示 Δk 在 ΔK 矩阵的第 13 行第 211 列。

设迭代步长 $\Delta=1\text{ N}/\mu\text{m}$,可得 $\Delta k=92\text{ N}/\mu\text{m}$. 因此, y 方向导轨刚度应变为 $250+92=342\text{ N}/\mu\text{m}$, 机床的 1 阶固有频率可提高到 35 Hz. 如果调整 y 方向导轨刚度的影响因素,采取增加导轨预紧力、加宽导轨,以及使用刚性更高的导轨等措施,使刚度达到设计值,就可实现机床固有频率的量化设计。

将 $342\text{ N}/\mu\text{m}$ 作为 y 方向的导轨刚度系数,采用有限元方法进行分析,得到的机床前 5 阶固有频率分别为 33.746 Hz、57.159 Hz、83.542 Hz、94.266 Hz 和 125.62 Hz. 第 1 阶固有频率的误差为 3.58%,发生误差的原因是仅取了 1 阶摄动展开式,所以要减少误差,并且需要更高阶次的摄动展开式,使误差在 5%以内,才能基本满足工程设计的要

4 结 论

本文采用摄动理论对基于结合面的机床动态特性进行了分析,得出的主要结论如下。

(1)结合面参数值的变化不会影响整体质量矩阵,整体刚度和阻尼矩阵虽然发生了变化,但摄动矩阵中除结合面元素外,其他位置的元素为 0,结合面元素(k_j 和 c_j)的位置与整体矩阵相同,其值为结合面的变化量。

(2)在认为特征值的 1 阶摄动量具有足够精度的条件下,由结合面参数变化引起的系统特征值的摄动矩阵,等于刚度摄动矩阵被原归一化振型对角化后的矩阵。

(3)采用特征值 1 阶摄动分析法求解,得到机床

固有频率的误差为 3.58%,可以满足一般工程精度的要求,从而实现了结合面的量化设计。

参考文献:

[1] 戴德沛. 阻尼减振降噪技术[M]. 西安:西安交通大学出版社,1986:135.

[2] 张学良. 机械结合面动态特性及应用 [M]. 北京:中国科学技术出版社,2002.

[3] STETSON K A, PAMLA G E. Inversion of first-order perturbation of theory and its application to structure design [J]. AIAA Journal,1976,14(4):454-460.

[4] CHEN J C, GARB J A. Matrix perturbation for analytical modal test results [J]. AIAA Journal, 1975, 13(5):702-704.

[5] 杨明,杨肃. 结构动力特性修改的矩阵摄动方法 [J]. 计算力学学报,1987(1):63-74.

YANG Ming, YANG Su. The matrix perturbation method for structural dynamic reanalysis [J]. Chinese Journal of Computational Mechanics,1987(1):63-74.

[6] 刘诚,花军. 基于频率灵敏度分析的木工机床结构动力学修改与重分析方法 [J]. 林业机械与木工设备,2007 (7):18-21.

LIU Cheng, HUA Jun. The method of dynamic design and reanalysis on the structure of woodworking machine tool based on sensitivity analysis [J]. Forestry Machinery & Woodworking Equipment, 2007(7):18-21.

[7] 丁金华. 机械结构有限元动力优化设计的逆摄动方法研究 [D]. 大连:大连理工大学机械工程学院,2000.

(编辑 管咏梅)