

DOI: 10.3969/j.issn.2095-509X.2021.02.014

基于惯性能量分布的机床动态特性分析及优化

胡世军 李治翔

(兰州理工大学机电工程学院,甘肃 兰州 730050)

摘要: 首先基于一台立式加工中心的模态及谐响应分析结果确定立柱为整机的薄弱环节。其次将整机划分为可动与不可动两个子结构,通过计算两个子结构惯性能量的分布,提出了一种基于惯性能量平衡原理的优化方法。再次以立柱的第 1、2、5 阶模态频率之和为优化函数,利用 MATLAB 优化工具箱得到了优化结果。结果显示在底座、立柱子结构质量基本不变的情况下,惯性能分布比例有一定改善,谐响应幅值有所下降,动态性能得到了提高。

关键词: 子结构; 惯性能; 动态特性; 结构优化

中图分类号: TH111

文献标识码: A

文章编号: 2095-509X(2021)02-0065-05

动态性能是机床重要的性能指标^[1],不合理的机床结构设计会在实际加工过程中产生明显的振动,进而影响加工精度。从总体来看,立式加工中心可以分为可动与不可动两部分,不可动部分由底座和立柱组成,可动部分由横梁、主轴箱组成。选择子结构法对机床进行动力学分析与动态优化时,应先建立各子结构的动力学模型,然后根据连接条件得到整机的动力学模型。根据机械系统的动力学方程,可以用惯性能(动能)、弹性能(势能)、阻尼能和激振力输入表示系统的振动特性^[2]。李播博等^[3]基于子结构模态综合法建立了重型牵引车的动力学模型,并用六西格玛方法对整车进行了稳健性优化。邓聪颖等^[4]用有限元和试验的方法确定了加工中心整机的薄弱模态,并计算了薄弱模态下整机、结合部的弹性能以及结合部在整机中的弹性能分布率,基于等效接触刚度优化了整机的动态性能。用于机床优化的方法众多,主要思路是通过动力学分析确定机床动态性能的薄弱环节,然后针对薄弱环节进行优化处理。戴磊等^[5]在三维参数化特征 CAD 系统中,以三维实体结构几何模型为对象,以几何尺寸参数为优化设计变量,采用 POSHAPE 对结构进行形状优化设计。郭垒等^[6]运用灵敏度方法对一台加工中心的立柱和立滑板的静刚度进行了优化,并实现了结构的轻量化。Kroll 等^[7]用灵敏度方法对一台机床的立柱进行了优化设计。本文以一台立式加工中心为研

究对象,通过模态分析和惯性能量分布的计算结果优化其动态特性。

1 加工中心动态特性分析

1.1 模态分析

模态分析是进行机械结构动力学分析的重要方法。通过模态分析可以得到加工中心的固有频率及相应的振型。在机床中刚度、阻尼大部分来自于各结合面^[8],整机中的立柱与床身、导轨滑块、横梁和立柱导轨用已知的弹簧、阻尼系统代替,等效刚度和阻尼见表 1,其余结合面简化为面面粘接。为了尽可能模拟机床在工作中的固定状态,设置底座为固定约束。

表 1 结合部等效参数

结合部类型	刚度/(N·m ⁻¹)	阻尼/(N·s·m ⁻¹)
床身立柱法向	7.2 × 10 ⁸	5 829
床身立柱切向	6.7 × 10 ⁸	2 126
滑块法向	4.6 × 10 ⁸	3 258
滑块切向	3.8 × 10 ⁸	1 157
立柱导轨法向	6.1 × 10 ⁸	2 341
立柱导轨切向	5.4 × 10 ⁸	2 141

本文采用 NX 12.0 软件建立加工中心有限元简化模型,采用有限元法分析了前十阶模态,得到了相应的固有频率与振型,见表 2。由表 2 可知,加工中心整机低阶振型主要是以立柱和主轴箱为

收稿日期: 2019-08-05

作者简介: 胡世军(1968—),男,教授,主要研究方向为精密加工技术与数控装备,731501029@qq.com.

主,即立柱和主轴箱是对整机低阶振型影响较大的构件。

表 2 前十阶固有频率及振型

阶数	固有频率/Hz	相应的振型
1	51.13	立柱前后俯仰
2	52.32	立柱扭转
3	81.75	主轴箱上下摆动
4	92.15	主轴箱上下摆动
5	103.67	立柱前后俯仰
6	117.27	立柱、主轴箱左右摆动
7	133.80	工作台左右摆动
8	134.33	工作台前后摆动
9	137.12	主轴箱左右摆动
10	161.98	立柱扭转

1.2 谐响应分析

模态反映的是加工中心的固有属性,谐响应分析则反映了加工中心实际工作中的激励响应情况,在主轴末端 X、Y、Z 3 个方向分别施加幅值为 1 000 N 的简谐力,结构阻尼比取 0.05。用 NX Nastran 软件分析 0~200 Hz 的幅频响应特性,得到了主轴端部幅频特性曲线,如图 1~图 3 所示。

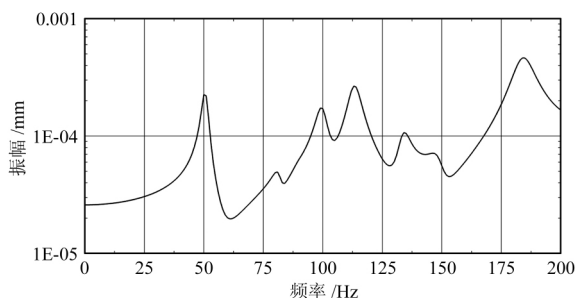


图 1 X 向幅频特性曲线

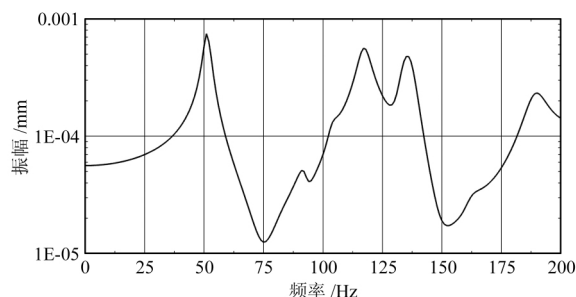


图 2 Y 向幅频特性曲线

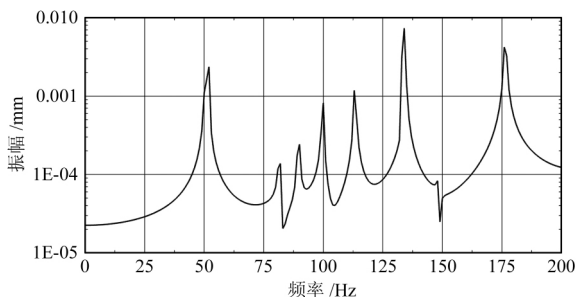


图 3 Z 向幅频特性曲线

由图 1~图 3 可知,在分析频率范围内,整机 3 个方向上都有不同的共振频率,谐振响应幅值对应的频率即为整机的薄弱环节。因此可以判断,立柱和主轴箱为整机的薄弱构件。

2 子结构划分及惯性能分布的计算

2.1 子结构划分

在实际分析中,子结构划分应充分考虑到系统在制造、装配、采购过程中的天然组合情况。从整体来看,底座与立柱为不可动子结构,横梁和主轴箱为可动子结构,如图 4 所示。两个子结构之间用弹簧和阻尼元件来模拟连接。如图 5 所示,设子结构 A 的对接点 A_s 的振动位移为 $A_{A_s} e^{i\omega t}$,受力为 $F_{A_s} e^{i\omega t}$,子结构 B 的对接点 B_s 的振动位移为 $B_{B_s} e^{i\omega t}$,受力为 $F_{B_s} e^{i\omega t}$,其中 i 为虚数单位, ω 为频率, t 为时间单位。两个子结构之间的对接点振动位移和作用力满足式(1)。

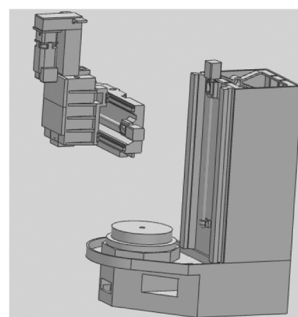


图 4 可动与不可动两个子结构

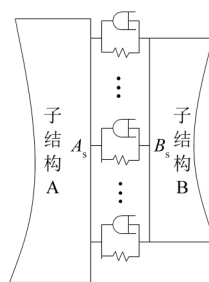


图 5 子结构连接方式

$$\begin{Bmatrix} F_{A_s} \\ F_{B_s} \end{Bmatrix} = \left(\begin{bmatrix} K & -K \\ -K & K \end{bmatrix} + i\omega \begin{bmatrix} c & -c \\ -c & c \end{bmatrix} \right) \begin{Bmatrix} A_{A_s} \\ B_{B_s} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

式中: F_{A_s} 为子结构 A 对节点的作用力; F_{B_s} 为子结构 B 对节点的作用力; K 为刚度; c 为阻尼; A_{A_s} 为子结构 A 的振动位移; B_{B_s} 为子结构 B 的振动位移。

2.2 惯性能分布计算

设机床子结构 A 和 B 以 k 阶模态振动时的惯性能为 T_{A_k} 和 T_{B_k} ,整个机床以第 k 阶模态振动时惯性能为 T_k ,则 $T_k = T_{A_k} + T_{B_k}$ 。由于采用有限元模型

进行模态分析, 惯性能计算公式为:

$$T_{Ak} = \frac{1}{2} \omega_{nk}^2 A_A^{kT} m_A A_A^k \quad (2)$$

$$T_{Bk} = \frac{1}{2} \omega_{nk}^2 A_B^{kT} m_B A_B^k \quad (3)$$

式中: ω_{nk} 为第 k 阶固有频率; A^k 为子结构在运动方向上的振幅列阵; m 为质量矩阵。定义两个子结构对整个结构惯性能的比值为:

$$\begin{cases} \lambda_{Ak} = \frac{T_{Ak}}{T_k} \\ \lambda_{Bk} = \frac{T_{Bk}}{T_k} \end{cases} \quad (4)$$

式中: λ_{Ak} 和 λ_{Bk} 分别为子结构 A 和 B 的第 k 阶比值。

能量分布是否均匀, 可作为其质量、刚度大小配置是否合理的指标。计算得出子结构惯性能分布, 见表 3。可以看出, 两个子结构惯性能分布很不均匀。底座与立柱的惯性能前 5 阶占比很大, 后 5 阶占比相对较小。结合模态和谐响应分析结果可知, 前 5 阶模态中振动峰值主要集中在基频 51.13 Hz 附近, 导致底座、立柱的惯性能相对于横梁、主轴箱有很大的差异。由机械系统动力学相关知识可知, 提高系统的各阶固有频率可以提高结构的动态性能, 进而优化惯性能分布。

表 3 两个子结构前 10 阶惯性能分布

子结构	惯性能分布比例									
	1 阶	2 阶	3 阶	4 阶	5 阶	6 阶	7 阶	8 阶	9 阶	10 阶
底座与立柱	0.43	0.97	0.92	0.82	0.46	0.18	0.27	0.62	0.09	0.03
横梁与主轴	0.57	0.03	0.08	0.18	0.54	0.82	0.73	0.38	0.91	0.97

3 立柱动态性能优化

在立式加工中心的各个部件中, 优化可操作性最大的为立柱, 这是由于在底座的结构中, 要照顾到伺服电机、旋转轴和其他辅助设备的安装, 而横梁和主轴箱结构中部分来自外部采购, 要考虑采购件的尺寸及结构, 进一步优化操作的可能性都不大。立柱中的主要结构参数有立柱壁厚、筋板厚度、筋板间距。立柱原有的结构如图 6 所示, 参数及优化范围见表 4。

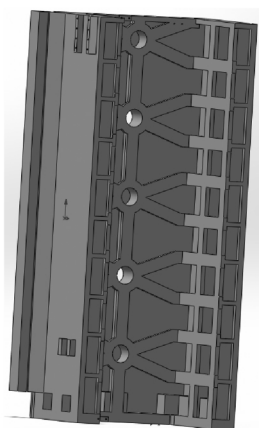


图 6 立柱筋板布置

表 4 立柱优化参数 单位: mm

结构参数	原参数值	参数优化范围
立柱厚度 x_1	35	25 ~ 45
筋板厚度 x_2	25	15 ~ 35
筋板间距 x_3	470	460 ~ 480

通过模态分析得到立柱前后俯仰、左右摇摆、扭转的模态振型, 如图 7 ~ 图 9 所示。

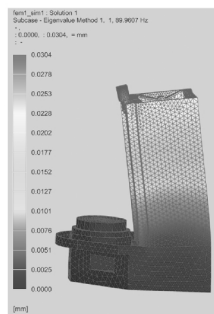


图 7 立柱前后俯仰

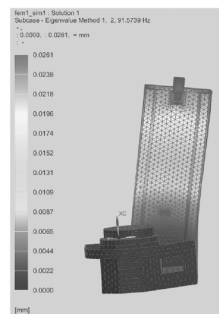


图 8 立柱左右摇摆

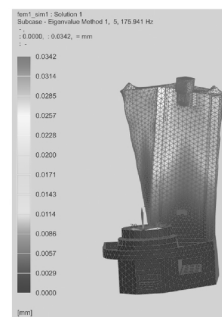


图 9 立柱扭转

立柱前后俯仰、左右摇摆、扭转相应的第 1、2、5 阶模态频率分别为: $f_b = 89.96$ Hz, $f_p = 91.57$ Hz, $f_r = 175.94$ Hz。

定义立柱的优化频率函数 f 的表达式为:

$$f = f_b + f_p + f_r \quad (5)$$

以 f 为目标, 计算得出 f 对 x_1 、 x_2 、 x_3 尺寸关系曲

线,如图 10 所示。

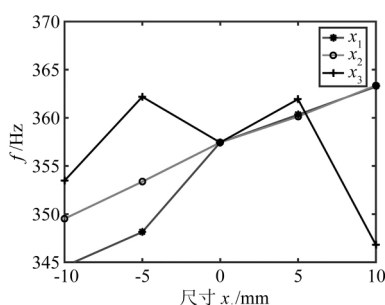


图 10 待优化频率与立柱尺寸关系

将图 10 中的 3 条曲线做 3 次函数拟合,得到拟优化的频率与结构尺寸的数学关系为:

$$f(x_i) = a_i x_i^3 + b_i x_i^2 + c_i x_i + d_i, \quad i = 1, 2, 3 \quad (6)$$

式中: $f(x_i)$ 为拟合函数; i 为表 4 中的结构参数; a_i, b_i, c_i, d_i 为相应待定系数。

解出式(6)中 3 个方程的待定系数后,可用矩阵表示为:

$$f = PX + QX + WX + Z \quad (7)$$

其中:

$$P = 10^{-3} \begin{bmatrix} -10 & 0 & 0 \\ 0 & 0.6 & 0 \\ 0 & 0 & 13 \end{bmatrix}$$

$$Q = -10^3 \begin{bmatrix} 30 & 0 & 0 \\ 0 & 10 & 0 \\ 0 & 0 & 73 \end{bmatrix}$$

$$W = 10^{-1} \begin{bmatrix} 19.3 & 0 & 0 \\ 0 & 6.3 & 0 \\ 0 & 0 & -16.4 \end{bmatrix}$$

$$X = [x_i^3 \quad x_i^2 \quad x_i]^T$$

$$Z = [357.43 \quad 357.43 \quad 357.43]^T$$

结构参数 x_1, x_2, x_3 对底座和立柱子结构质量的影响规律如图 11 所示。

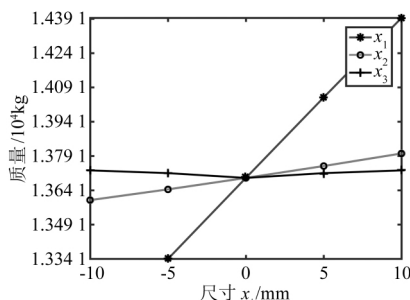


图 11 子结构的质量与结构参数关系

将质量和立柱尺寸变化曲线拟合成一次函数

M_i :

$$M_i = K_i x_i + P_i \quad (8)$$

式中: K_i, P_i 为系数矩阵。由图 11 中 3 条直线的数值关系解得:

$$K_i = \begin{bmatrix} 70.55 & 0 & 0 \\ 0 & 10.2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$P_i = [11 \ 220.25 \ 13 \ 345 \ 13 \ 728]^T$$

以频率 f 为优化目标,底座和立柱质量变化为约束条件,建立优化的数学模型。

$$\begin{aligned} \max f \\ \text{s. t. } M \leq 13 \ 700 \\ -10 \leq x_i \leq 10 \end{aligned} \quad (9)$$

用 MATLAB 优化工具箱求解该优化方程得到一组最优解并取整数可得:

$$X = [33 \ 29 \ 465]^T$$

用 NX 12.0 软件中测量体命令测得优化后的底座和立柱质量为 13 660 kg,相比优化前的 13 695 kg,减重 35 kg。

4 优化结果验证

重新将优化后的立柱装配成整机并计算两个子结构的能量分布比例,详见表 5。可以看出两个子结构惯性能量的分布比例相对优化前有一定改善。在主轴末端重新施加相同的谐波激励,提取相应的幅频特性曲线,如图 12~图 14 所示。由幅频特性曲线可以看出,主轴端部 X, Y, Z 向共振幅值都有一定程度的减少,即对立柱厚度、筋板厚度、筋板间距进行优化后,提高了机床整机的动态性能。

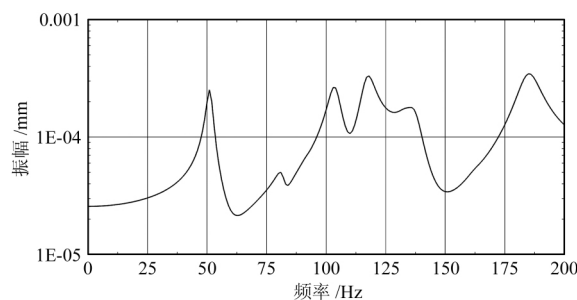


图 12 优化后 X 向幅频特性曲线

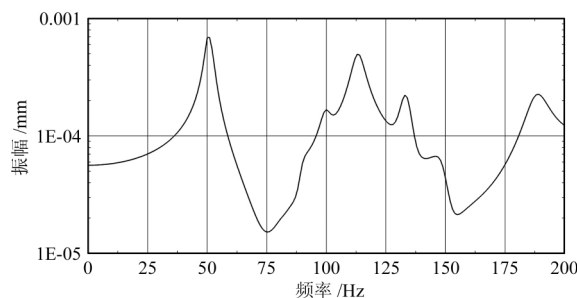


图 13 优化后 Y 向幅频特性曲线

表 5 优化后两个子结构的惯性能分布

子结构	惯性能分布比例									
	1 阶	2 阶	3 阶	4 阶	5 阶	6 阶	7 阶	8 阶	9 阶	10 阶
底座与立柱	0.42	0.38	0.74	0.84	0.49	0.65	0.58	0.14	0.29	0.07
横梁与主轴	0.58	0.62	0.26	0.16	0.51	0.35	0.42	0.86	0.71	0.93

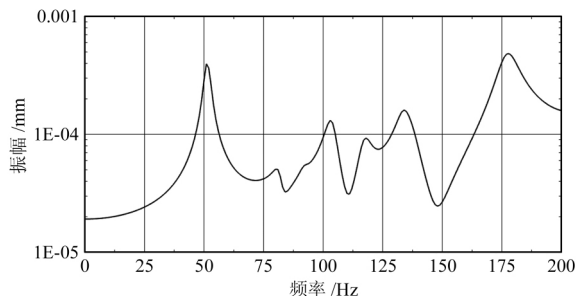


图 14 优化后 Z 向幅频特性曲线

5 结束语

本文针对一台立式加工中心进行模态分析和惯性能量分布计算,从仿真分析可知,机床结构的惯性能量分布情况对动态性能有一定程度的影响。此外还通过建立目标函数,优化了机床立柱结构参数,使得机床动态特性得到提高,为机床结构优化提供了一种新的方法。

参考文献:

- [1] TOH C K. Vibration analysis in high speed rough and finish milling hardened steel [J]. Journal of Sound and Vibration, 2004, 278(1/2): 101-115.
- [2] 廖伯瑜,周新民,尹志宏. 现代机械动力学及其工程应用 [M]. 北京:机械工业出版社, 2003.
- [3] 李播博,袁惠群,王光定,等. 基于子结构模态综合法的重型牵引车优化设计 [J]. 东北大学学报(自然科学版), 2019, 40(4): 531-536, 542.
- [4] 邓聪颖,殷国富,肖红,等. 基于能量分布的机床整机动态特性优化方法 [J]. 振动. 测试与诊断, 2015, 35(6): 1083-1089, 1200.
- [5] 戴磊,关振群,单菊林,等. 机床结构三维参数化形状优化设计 [J]. 机械工程学报, 2008(5): 152-159.
- [6] 郭垒,张辉,叶佩青,等. 基于灵敏度分析的机床轻量化设计 [J]. 清华大学学报(自然科学版), 2011, 51(6): 846-850.
- [7] KROLL L, BLAU P, WABNER M, et al. Lightweight components for energy-efficient machine tools [J]. CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology, 2011, 4(2): 148-160.
- [8] BURDEKIN M, BAEK N A. Analysis of the local deformation in machine joints [J]. Mechanical Engineering Science, 1979, 34(3): 15-17.

Dynamic characteristic analysis and optimization of machine tool based on inertial energy distribution

Hu Shijun, Li Zhixiang

(College of Mechanical and Electrical Engineering,

Lanzhou University of Technology, Gansu Lanzhou, 730050, China)

Abstract: Based on the results of modal and harmonic response analysis of a vertical machining center, the column is determined as the weak link of the whole machine. The whole machine is divided into two substructures, movable and immovable. By calculating the distribution of inertia energy of the two substructures, an optimization method of inertia energy balance principle is proposed. Taking the maximum sum of the first, second and fifth order modal frequencies of the column as the optimization objective, and the structural parameters of the column as the optimization object, the optimization results are obtained by using MATLAB optimization toolbox. The results show that the distribution ratio of inertia energy is improved, the amplitude of harmonic response is decreased, and the dynamic performance is improved.

Key words: substructure; inertia energy; dynamic characteristics; structural optimization