

引文格式: 田国富, 张开. WT700 数控铣齿机滑枕的结构优化 [J]. 航空制造技术, 2021, 64(20): 88–91.

TIAN Guofu, ZHANG Kai. Ram structure optimization of WT700 CNC gear milling machine[J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2021, 64(20): 88–91.

# WT700 数控铣齿机滑枕的结构优化

田国富, 张 开

(沈阳工业大学, 沈阳 110870)

[摘要] 根据 WT700 数控铣齿机的结构和承载特点, 建立了有限元模型, 并进行了典型载荷工况下的静态分析和动态分析。分析薄弱部件为滑枕, 通过折衷规划法对滑枕拓扑优化, 构建滑枕的概念模型, 简化出滑枕的元结构, 得到静动态性能双优的结构。在保证静动态性能基本不变的前提下实现滑枕结构轻量化。试验结果显示滑枕质量减少 18.75%。

关键词: 滑枕; 有限元; 静态分析; 动态分析; 拓扑优化; 元结构

## Ram Structure Optimization of WT700 CNC Gear Milling Machine

TIAN Guofu, ZHANG Kai

(Shenyang University of Technology, Shenyang 110870, China)

[ABSTRACT] According to the structure and bearing characteristics of the WT700 CNC gear milling machine, the finite element model is established, the static and dynamic analyses of typical load case are carried out. The weak part is ram, the topology optimization of ram is achieved by compromise programming method, and the conceptual model of the ram is constructed. The meta structure of the ram is simplified, and the structure with excellent static and dynamic performance is obtained. The lightweight of ram structure is realized on the premise of keeping static and dynamic performance unchanged, and the experimental results show that the mass of ram is reduced by 18.75%.

Keywords: Ram; Finite element; Static analysis; Dynamic analysis; Topology optimization; Meta structure

DOI: 10.16080/j.issn1671-833x.2021.20.088

数控机床是世界各发达国家装备制造业的主要生产工具, 其性能、品质和数量已成为衡量国家工业化水平和综合国力的重要标志之一<sup>[1]</sup>。随着数控机床的发展, 对机床运动部件的刚度和质量有更高要求。德国亚琛工业大学 (RWTH Aachen University) 研制的 Linapod-III 型立式加工中心的整机静态刚度达到  $30\text{N}/\mu\text{m}^2$ <sup>[2]</sup>, 北京机床研究所研制的 JCS-027 超精密机床的刚度达到  $350\text{N}/\mu\text{m}^3$ <sup>[3]</sup>。WT700 螺旋锥齿轮铣齿机是一种重要的数控机床, 铣齿机滑枕的性能对机床有关键性影响。在结构刚度上, 滑枕不仅可以影响切削能力的强弱, 还能影响加工精度和效率的高低; 在高速切削运动中, 滑枕的质量对轨迹控制精度影响较大, 要求减轻运动部件的质量且具有足够的刚度, 这也是机床结构设计的目的和前提。

## 1 铣齿机有限元模型建立

### 1.1 模型简化及网格划分

主要采用四面体和六面体单元对整机进行网格划分, 为了提高网格质量, 不同的部件采用不同大小的网格单元<sup>[4]</sup>。体积较大的部件选取尺寸为 20mm 的网格单元进行划分, 小部件选取尺寸为 15mm 的网格单元进行划分。

对模型的计算精度影响较大的部件采用尺寸为 10mm 的网格单元。通过网格划分, 整机的有限元单元总数为 3011861 个, 节点总数为 665531 个。整机的有限元模型如图 1 所示。

### 1.2 铣齿机加工工况载荷及约束分析

床身与地面螺栓孔处施加固定约束, 床身与地面施加支撑约束, 进行静力分析时, 需要添加重力和切削力

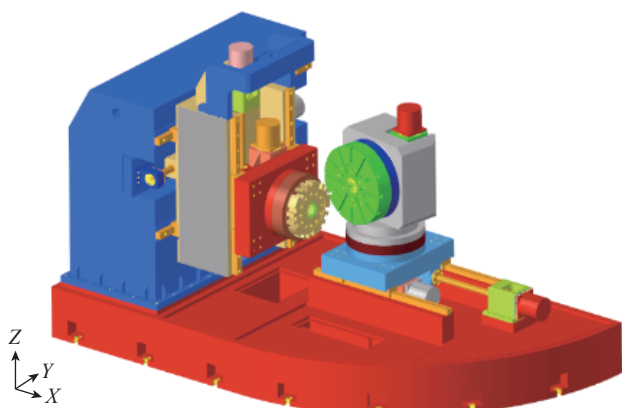


图1 整机有限元模型

Fig.1 Finite element model of the whole machine

载荷以及工件重力,施加切削力载荷于刀盘中心,进行动力学分析时只需添加床身约束条件。

### 1.3 材料属性及接触设置

整机的立柱、床身等大部件材料采用灰铸铁 HT250, 设定弹性模量为 120GPa, 泊松比  $\mu$  为 0.27, 密度  $\rho$  为  $7.2\text{g}/\text{cm}^3$ ; 导轨滑块及滚轴丝杠等连接部件采用结构钢, 设定弹性模量为 200GPa, 泊松比  $\mu$  为 0.3, 密度  $\rho$  为  $7.85\text{g}/\text{cm}^3$ 。

根据接触类型的性质, 固定结合面之间采用粘结的接触连接, 可动结合面之间采用无摩擦的接触连接。

### 1.4 切削力计算

对于切削力载荷, 求解切削力指数公式<sup>[5]</sup>如下:

$$F_c = 9.81 \times 82.4 \times a_p^{0.86} \times a_f \times D^{-0.86} \times a_c \times Z \times K_p \quad (1)$$

$$K_p = (\sigma_b / 750)^{0.75} \quad (2)$$

其中,  $F_c$  为切削力;  $a_p$  为背吃刀量;  $a_c$  为侧吃刀量;  $D$  为铣刀直径;  $a_f$  为每齿进给量, 设定  $a_f = 0.2\text{mm}/\text{z}$ ;  $Z$  为齿数;  $K_p$  为修正系数;  $\sigma_b$  为抗拉强度。

刀具材料为硬质合金, 直径为 400mm, 齿数为 15, 加工材料为 45# 钢, 抗拉强度为 600MPa。根据铣削参数, 计算主切削力  $F_c = 2006.52\text{N}$ 。通常将总切削力沿着机床工作台运动方向分解为 3 个力: 水平向力  $F_h$ 、径向力  $F_x$  和垂直向力  $F_v$ , 设定

$$F_h/F_c = 0.9, F_x/F_c = 0.4, F_v/F_c = 0.8 \quad (3)$$

计算得水平向力  $F_h = F_c \times 0.9 = 1805.87\text{N}$ , 径向力  $F_x = F_c \times 0.4 = 802.61\text{N}$ , 垂直向力  $F_v = F_c \times 0.8 = 1605.22\text{N}$ 。

### 1.5 铣齿机静态分析

静力分析的目的是求解稳定工作载荷的作用下, 结构变形后的位移情况, 并根据整机部件全局以及局部位置的应力情况来判断结构的薄弱环节, 其结果如图 2 所示。

通过静力学分析, 可得整机变形的关键是滑枕前倾导致平衡缸变形严重。

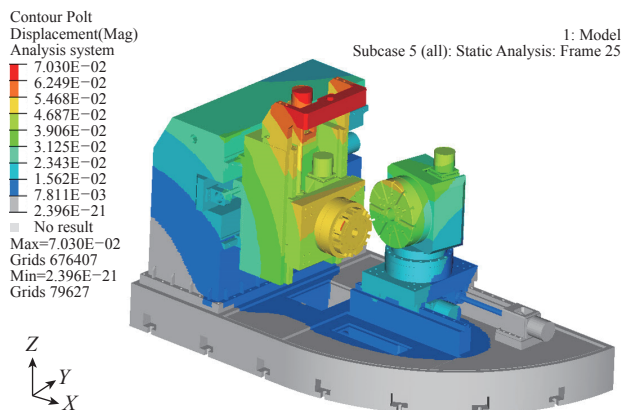


图2 总变形图

Fig.2 Total deformation map

## 2 滑枕结构优化

### 2.1 滑枕拓扑优化

WT700 数控铣齿机 Z 向进给系统配置了平衡缸, 所以研究有限元分析优化的载荷条件为滑枕受到的最大切削力。滑枕与立柱通过导轨相连, 实际工作时配合面会出现一面放松一面压紧的现象, 所以放松表面约束 2 个自由度, 另一面约束 5 个自由度, 均有沿 Y 轴的自由度。

对于载荷的施加方式, 为了使受力接近于实际结构的受力, 选择 RBE2 单元。RBE2 单元可用于不同单元间载荷间的传递, 有 1 个主节点,  $n$  个从节点, 适用于孔内、柱面的加载, 所以在刀具端面中心点创建 RBE2 单元连接<sup>[6]</sup>。

动力学分析是结构优化的基础之一, 动力学运动平衡方程可表示为:

$$[M][\ddot{\delta}] + [C][\dot{\delta}] + [k][\delta] = [F](t) \quad (4)$$

当所受外力为零且不考虑阻尼对系统结构的影响做自由振动时, 其运动方程可表示为:

$$[M][\ddot{\delta}] + [k][\delta] = 0 \quad (5)$$

多自由度振动系统做自由振动时, 其各个节点做简谐运动, 则动力学平衡方程的解为:

$$[\delta] = \{\varphi_i\} \sin(\omega_i t + \varphi) \quad (6)$$

将式(6)代入式(5)得:

$$([k] - \omega_i^2 [M]) \{\varphi_i\} = 0 \quad (7)$$

其中,  $\varphi_i$  为第  $i$  阶模态振型;  $\omega_i$  为第  $i$  阶固有频率;  $\varphi$  为相位角;  $[M]$  为质量矩阵;  $[\delta]$  为节点位移矢量;  $[C]$  为阻尼矩阵;  $[\dot{\delta}]$  为速度矢量;  $[k]$  为整体刚度矩阵;  $[\ddot{\delta}]$  为加速度矢量;  $[F]$  为等效载荷矢量。

式(7)中  $[k] - \omega_i^2 [M]$  为非零向量, 则

$$|[k] - \omega_i^2 [M]| = 0 \quad (8)$$

由此可得, 刚度与固有频率成正比, 提高固有频率有助于提高结构刚度。

数学规划法是在设计空间可行域内寻找最优解的

方法,而优化准则法是以 K-T 条件准则间接优化求解的方法,本文采用 OpsiStruct 模块中优化准则法与数学规划法结合的对偶法进行求解<sup>[4,7-10]</sup>,求解多目标优化问题采用折衷规划法数学模型:

$$\left\{ \begin{aligned} \min F(\rho) &= \left[ \omega^2 \left( \sum_{i=1}^n \frac{1-q_i}{\sum_{i=1}^n 1-q_i} \times \frac{C_i(\rho) - C_i^{\min}}{C_i^{\max} - C_i^{\min}} \right)^2 + \right. \\ &\quad \left. (1-\omega)^2 \left( \frac{f^{\max} - f(\rho)}{f^{\max} - f^{\min}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (9) \\ \text{s.t. } \frac{V(\rho)}{V_0} &\leq \Delta \end{aligned} \right.$$

式中,  $F(\rho)$  为目标函数;  $\rho$  为设计变量密度;  $\omega$  为权重因子;  $n$  为工况总数;  $C_i(\rho)$  为工况  $i$  的柔度目标函数;  $C_i^{\max}$  为工况  $i$  柔度的最大值;  $C_i^{\min}$  为工况  $i$  柔度的最小值;  $f(\rho)$  为基础频率的目标函数;  $f^{\max}$  为基础频率目标函数的最大值;  $f^{\min}$  为基础频率目标函数的最小值;  $V(\rho)$  为拓扑优化后滑枕的体积;  $V_0$  为原滑枕的体积;  $\Delta$  为拓扑优化体积约束的百分比;  $q_1$  为工况第一个柔度目标函数满意度;  $q_i$  为工况第  $i$  个柔度目标函数满意度。

使用 Hypermesh 中的 OptiStruct 模块对滑枕进行拓扑优化。

设计变量: 单元密度; 约束条件: 体积分数 0.3; 优化目标: 综合目标函数最优。当取柔度与频率权重比为 0.6:0.4 时, 综合目标函数达到最优, 其优化结果如图 3 所示。

根据优化结果构建概念模型, 如图 4 所示。

## 2.2 元结构

将滑枕结构进行分解, 可以细化成方形直孔型基本筋格结构单元, 对这些基本筋格单元进行结构改进, 重组到滑枕中构建模型, 通过元结构的改进, 可以快捷有效地实现滑枕的结构优化。

滑枕的方形直孔型基本筋格结构单元及改进的几种单元结构如图 5 所示。

假定边长为 200mm, 壁厚为 20mm, 对 4 种单元筋格结构模态分析, 结果如表 1 所示。由比刚度性能数据可得, 四方孔型结构较其他类型元结构更好<sup>[11]</sup>, 四方孔型结构的质量少于方形直孔型元结构, 且其前 3 阶固有频率均高于方形直孔型元结构, 可以应用到滑枕中。计算分析孔的直径、筋板厚度与边长的关系, 当取孔直径为边长的 0.5, 筋板厚度为边长的 0.08 时质量与刚度性能较好。取边长为 110mm, 改进后的滑枕元结构及模型重构图如图 6 和 7 所示。

基于前述有限元前处理工作, 对滑枕部件进行动态和静态分析。结果如表 2 和 3 所示。

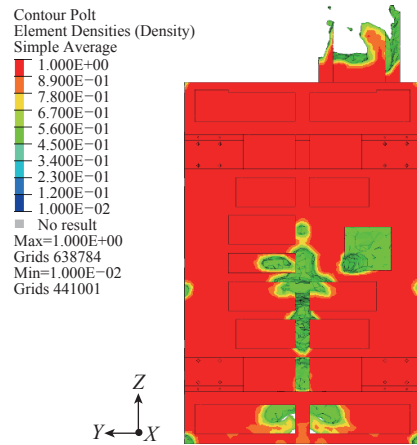


图 3 拓扑结果图

Fig.3 Topological result graph

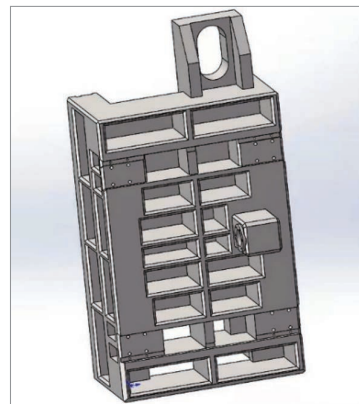


图 4 概念模型图

Fig.4 Conceptual model diagram

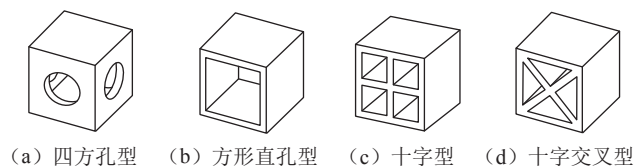


图 5 元结构改进图

Fig.5 Meta-structure improvement diagram

表 1 4 种单元筋格结构固有频率

Table 1 Natural frequencies of 4 kinds of cell structure

单元结构	一阶频率 / Hz	二阶频率 / Hz	三阶频率 / Hz	质量 / kg	比刚度
四方孔型	1690	1691	2290	23.6	72
方形直孔型	1680	1682	1683	24.4	69
十字型	2048	2048	2590	32.2	64
十字交叉型	1898	1898	2182	35.1	54

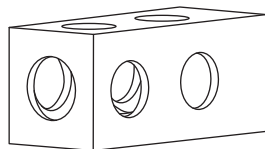


图6 改进后的滑枕元结构

Fig.6 Improved meta-structure of ram

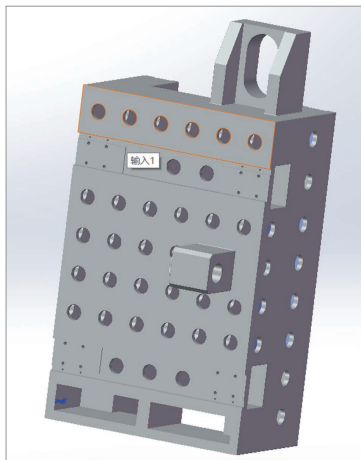


图7 滑枕模型图

Fig.7 Ram model diagram

表2 滑枕的固有频率变化

Table 2 Natural frequency changes of ram Hz

阶次	优化前固有频率	优化后固有频率
1	114.5	135.7
2	140.8	168
3	146.1	171

表3 滑枕的质量与变形量变化

Table 3 Quality and deformation changes of ram

变化	优化前	优化后
质量/kg	1.6	1.3
变形量/mm	0.0073	0.0065

### 3 结论

本研究通过 WT700 数控铣齿机的静力分析,确定滑枕为优化部位,综合考虑动静性能,对滑枕进行拓扑优化与元结构设计,最终得到较为满意的结果,使滑枕的质量减少 18.75%,变形量降低 10.96%,前 3 阶固有频率分别提升 18.52%、19.32% 和 17.04%。

试验结果表明,拓扑优化与元结构优化设计是轻量化设计的一种有效的方法,对机械构件的轻量化设计有一定的参考价值。

### 参考文献

- [1] 刘又午,王树新,吴建华. 振兴机床工业的技术策略[J]. 中国机械工程, 1998, 9(10): 1-4.  
LIU Youwu, WANG Shuxin, WU Jianhua. Technical strategy of revitalizing machine tool industry[J]. China Mechanical Engineering, 1998, 9(10): 1-4.
- [2] SALMON S C. Modern grinding process technology[J]. Journal of Manufacturing Systems, 1992, 45(10): 103-119.
- [3] SWISS N. Technical highlights[EB/OL]. (2013-05-26) [2020-10-04]. <http://www.diximachines.com/english/product/precisi-on.html>.
- [4] 张胜兰,郑冬黎,郝琪. 基于 HyperWorks 的结构优化设计技术[M]. 北京:机械工业出版社,2007.  
ZHANG Shenglan, ZHENG Dongli, HAO Qi. Structure optimization design technology based on HyperWorks[M]. Beijing: China Machine Press, 2007.
- [5] 陆剑忠,孙家宁. 金属切削原理与刀具[M]. 北京:机械工业出版社,2011.  
LU Jianzhong, SUN Jianing. Metal cutting principles and tools[M]. Beijing: China Machine Press, 2011.
- [6] 乐天聪. 某轿车悬架控制臂有限元分析与结构优化[D]. 长春:吉林大学,2009.  
LE Tiancong. Finite element analysis and structural optimization of a car suspension control arm[D]. Changchun: Jilin University, 2009.
- [7] 牛飞. 结构拓扑优化设计若干问题的建模、求解及解读[D]. 大连:大连理工大学,2013.  
NIU Fei. Modeling, solution and interpretation of several structural topological optimum designs[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2013.
- [8] 魏新. 基于有限元分析的卧式数控机床结构动态优化设计[D]. 兰州:兰州理工大学,2014.  
WEI Xin. Dynamic optimization design of horizontal NC lathe structure based on FEA[D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2014.
- [9] 吴玲丽. SGMSOA 卧式加工中心动态特性分析及关键部件的优化[D]. 南京:南京理工大学,2014.  
WU Lingli. Analysis of dynamic characteristics of SGMSOA horizontal machining center and optimization of key components[D]. Nanjing: Nanjing University of Science and Technology, 2014.
- [10] 罗晓,罗生梅. 基于满意度理论的卧式加工中心立柱的性能优化[J]. 机械工程与自动化, 2019, 48(5): 97-99.  
LUO Xiao, LUO Shengmei. Performance optimization of horizontal machining center column based on satisfaction theory[J]. Mechanical Engineering and Automation, 2019, 48(5): 97-99.
- [11] 王奉涛,宋鲁涛,张洋洋,等. 加工中心整机相对动刚度测试系统: CN102152173A[P]. 2011-08-17.  
WANG Fengtao, SONG Lutao, ZHANG Yangyang, et al. The relative dynamic stiffness test system of the whole machining center: CN102152173A[P]. 2011-08-17.

通讯作者: 田国富,教授,博士,博士生导师,研究方向为智能制造技术与装备、机械设备的 CAD/CAE 技术、工程车辆及装备的设计与分析技术。

(责编 七七)