



基于有限元分析的内齿铣齿机床身动静态设计

商 雪, 李树森, 郭志全
(天津科技大学机械工程学院, 天津 300222)

摘要: 利用有限元软件对内齿铣齿机床身部件进行动、静态分析, 根据得出的自由与约束状态下模态及振型和边界条件下的最大静变形, 找出原设计中的不足, 并在结构及尺寸上加以改进. 结果表明, 改进后床身的动、静态性能得到显著的提高, 为机床设计和改造提供了依据.

关键词: 床身; 固有频率; 模态分析; 静态分析

中图分类号: TG 502; TH122 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-6510 (2008) 03-0057-04

FEM-Based Static & Dynamic Design of Numerical Internal Gear Machining Tool Bed

SHANG Xue, LI Shu-sen, GUO Zhi-quan
(College of Mechanical Engineering, Tianjin University of Science & Technology, Tianjin 300222, China)

Abstract: By using the ANSYS software, a static and dynamic analysis was made on the bed structure of internal gear machine. According to analysis of the free state mode frequency, the mode frequency under constraint state and the maximal static deformation under edge conditions, the defect of the original design was found out. Improvements of layout and measure were given. The results show that the static and dynamic performance of the bed improves significantly. This method offers bases for the design and renovation of machine tool.

Keywords: bed; natural frequency; modal analysis; static analysis

机床是机械加工的母机, 其本身所具有的静、动力学特性是对机床性能评价的重要指标, 对机床加工性能有着决定性的影响. 目前机床结构动态设计的主要内容: 一是建立符合实际情况的机床结构的动力学模型; 二是选取有效的动力学设计方法^[1]. 其过程为: 对需要改进的结构建立力学模型, 并对结构进行相应的动、静态特性分析, 并根据机床的动态设计目标, 寻找最优的结构参数, 从而进行结构的优化设计^[2-4]. 床身是机床的一个极其重要的基础大件, 它的结构尺寸和布局形式, 决定了其本身的动态特性. 如果床身设计不合理或刚度不足, 会引起各种变形和振动, 它的动态性能的好坏直接关系到机床的加工精度和加工工件的表面粗糙度, 关系到机床是否能安全可靠的工作以及整机的使用寿命.

本文以内齿铣齿机的床身为研究对象, 利用有限元分析软件分析其动、静态特性, 并提出了改进措施, 为该机床设计和改造提供一定的理论依据.

1 内齿铣齿机床结构

数控内齿铣齿机包括床身、立柱、工作台、内铣头四大部分. 采用 Solidworks 三维绘图软件建立模型, 并导入 ANSYS 软件, 采用壳单元 shell63 进行描述^[5], 图 1 为机床整机模型. 内齿铣齿机的床身起着支撑立柱、工作台、工件等的作用, 所以其动态性能的好坏直接影响整机的加工精度. 机床床身采用铸铁结构, 床身内部为方格组成的框架结构, 具有许多筋板、出砂孔等复杂几何形状, 各处厚度不同, 因为

排屑的需要,床身不是封闭的,如图 2 所示.

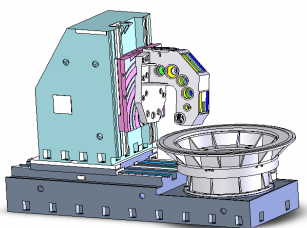


图 1 内齿铣齿机床整机模型
Fig. 1 The gear machine tool model

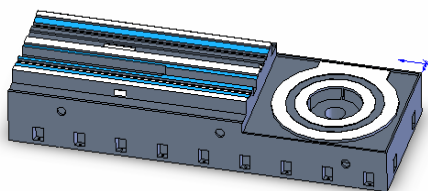


图 2 床身原方案设计
Fig. 2 Original design of the bed

2 床身的结构动、静态分析

2.1 床身动、静态分析理论依据

由于内阻尼对床身的动态性能影响很小,所以可以将机床视为一个 n 自由度的无阻尼振动系统^[6],可表示为

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \quad (1)$$

式中: $[M]$ 和 $[K]$ 为该振动系统的质量和刚度矩阵; $\{F\}$ 为系统外激励力矩阵,在上式中为零矩阵; $\{x\}$ 、 $\{\ddot{x}\}$ 分别为系统各点的位移和加速度矩阵. 通过解此方程可得第 i 阶固有频率

$$f_i = (1/2\pi)\sqrt{k_i/m_i} \quad (2)$$

式(2)表明,固有频率 f_i 与 $\sqrt{k_i/m_i}$ 成正比,所以固有频率的提高也就意味着机床单位质量刚度的提高,同时使机床的动态性能随之提高. 可通过 ANSYS 软件分析模型的固有频率,并通过改变模型的形状及尺寸来提高其固有频率^[7],使机床达到较高的动态性能.

2.2 床身的模态频率及振型分析

铣齿机床身重 13.8 t,通过建立模型后生成 *.igs 文件^[8],将模型导入 ANSYS,进行有限元分析. 为了适应有限元计算,对床身进行简化处理,略去不影响机床刚度的细微结构(如小倒角、小圆弧、小凸台

等),简化后的结构如图 3 所示.

床身外壳厚度为 35 mm,筋板厚度为 25 mm,导轨下方支撑板的厚度为 60 mm. 铸铁的弹性模量 $E=1.45 \times 10^{11}$ Pa,泊松比 $\mu=0.25$,密度 $\rho=7.25 \times 10^{-6}$ kg/mm³. 模拟切削加工状态对床身导轨施加的力为 $F_x=5\ 000$ N, $F_y=170\ 200$ N, $F_z=-3\ 000$ N,对工作台端施加的力为 $F_x=-5\ 000$ N, $F_y=-137\ 000$ N, $F_z=3\ 000$ N,对床身底面部分位置进行约束,约束及受载情况如图 4 所示.

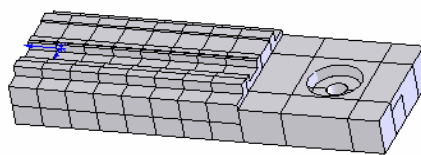


图 3 床身模型
Fig. 3 The model of bed

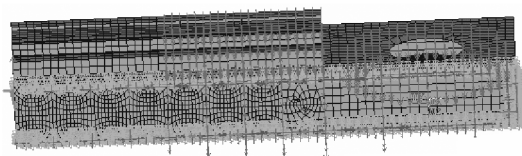


图 4 床身静态分析边界条件
Fig. 4 Edge conditions of bed static analysis

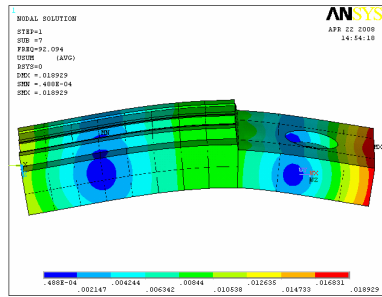
图 5 为床身前四阶振型及综合静变形,综合最大静变形值为 0.097 2 mm. 由于在实际应用中,部件都在一定的约束条件下工作,这就要求在约束条件下考察结构的动态特性. 床身前四阶自由模态频率及振型描述见表 1,表 2 为床身在约束条件下的模态频率及振型描述.

表 1 自由模态频率及振型
Tab. 1 Mode frequency and mode under free

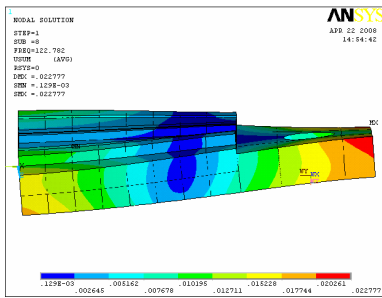
阶次	f /Hz	振型描述
1	92.094	床身两端绕中间 x 轴摆动
2	122.782	床身绕 y 轴扭转
3	166.385	床身两端绕中间 z 轴摆动
4	196.584	无明显变化

表 2 约束条件下模态频率
Tab. 2 Mode frequency under constraint state

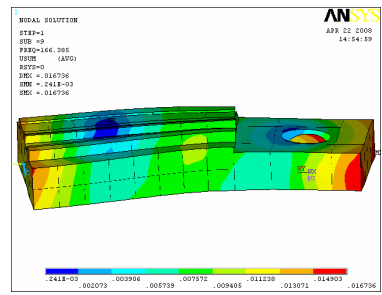
阶次	f /Hz	振型描述
1	194.559	排屑槽摆动
2	271.055	承载工作台端上下面同向摆动
3	287.578	床身侧面板相对摆动
4	310.287	床身弯曲



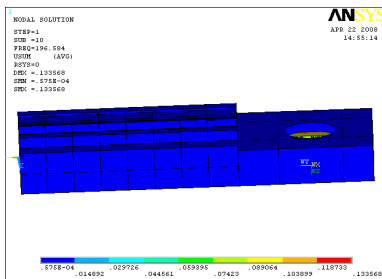
(a) 一阶振型



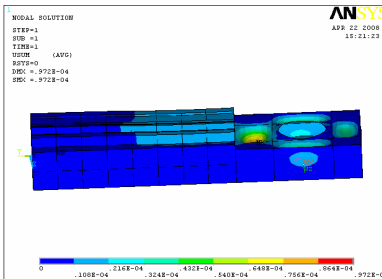
(b) 二阶振型



(c) 三阶振型



(d) 四阶振型



(e) 综合静变形

图5 模态及综合静变形图
Fig.5 Mode and static shape in SUM

从振型图可初步分析现有的机床床身设计存在以下问题:第一阶模态振型为弯曲变形,该弯曲将使立柱与工件之间产生相对运动,从而产生切削进给量的相对变化,进而产生切削颤等;同时第二、三阶振型图显示机床存在扭转及侧向弯曲变形,也会严重影响机床的加工精度。

2.3 建模改进

根据床身的基本功能要求,在对其重量和刚度进行综合考虑后对其结构及尺寸做适当改进,改进后的模型如图6所示。

(1) 改变排屑槽的结构. 原有的圆形排屑槽体积较小,不利于排屑,而且通过模态分析图形可知此结构刚度较差,故将其形状改为出口较大的排屑槽,可以通过传送带直接将废屑运出,大大提高了排屑能力。(2) 排屑槽上方增加成发散状的肋板,增加其刚度,减小变形。(3) 改变筋板厚度并通过有限元分析后发现,增加筋板的厚度并没有使床身的动、静态性能有显著的提高,相关数据如图7所示,但其厚度的降低可以减轻机床的重量,所以将筋板厚度由原来的25 mm减小为17.5 mm。(4) 所有筋板增加出沙孔数量,以减少床身重量。

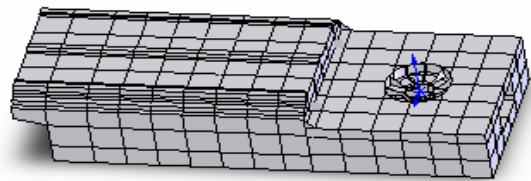


图6 结构改进后的模型

Fig.6 The model of improvement in structure

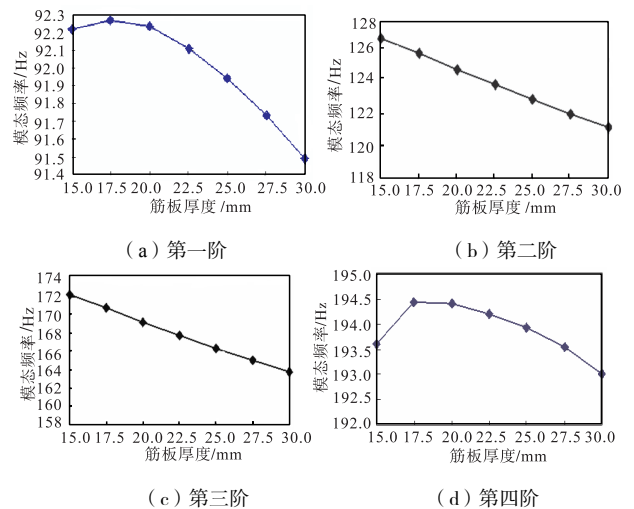


图7 约束模态频率与筋板厚度之间的关系

Fig.7 Relationship between the constraint state mode frequency and rib thickness

3 动、静态分析结果

床身在整机中不仅支撑上方的全部部件,而且在切削过程中传递工件与刀具间产生的切削力,因此,床身的刚度对整机影响显著,设计合理的床身结构提高其动静态性能对整机具有重要意义.从表3可知,改进后模型的第一阶模态频率提高了16.12%,和原始设计相比,综合最大静变形量降低了74.69%.

表3 改进后模型的动、静态分析

Tab. 3 Dynamic and static analysis of the improved model

f/Hz				最大静变形 /mm
一阶	二阶	三阶	四阶	
106.936 4	126.749 2	173.490 5	232.009 0	0.024 6

4 结 论

利用 ANSYS 有限元分析软件对内齿铣齿机床身进行模态分析,得到其前四阶固有频率及振型,并对床身进行静态分析,得出床身的最大静变形,根据分析的结果,找出设计的薄弱环节,从床身结构和尺寸上进行了改进设计.和原始设计相比,改进后模型的第一阶模态频率提高了16.12%,综合最大静变形量降低了74.69%.改进后的床身模型,无论是在模态频率还是在整体静刚度方面都有很大的提高,其动力学性能得到优化,有利于提高机床的加工精度,为机

床的设计和改进了提供了依据.

参 考 文 献:

- [1] 陈新,陈新度,秦叶,等.机械结构动态设计若干关键技术[J].中国机械工程,1997,8(5):104—108.
- [2] Taylor S, Toias S A. Lumped-constants method for prediction of the vibration characteristics of machine tool structures[M]. New York: Pergmon Press, 1964: 183—189.
- [3] 杨永亮.基于有限元的车床床身结构优化[D].大连:大连理工大学机械工程学院,2006.
- [4] 张学玲.基于广义模块化设计的机械结构静、动态特性分析及优化设计[D].天津:天津大学机械工程学院,2004.
- [5] 倪晓宇,易红,汤文成,等.机床床身结构的有限元分析与优化[J].制造技术与机床,2005(2):47—50.
- [6] 辛志杰,徐燕申,郭志全,等.基于有限元分析的数控铣齿机立柱动态设计[J].中北大学学报,2006,27(6):483—486.
- [7] 尹飞鸿,何亚峰. XH715型机床床身动静态有限元分析[J].数控机床与数控系统,2006,35(17):37—39.
- [8] 杨明亚,杨涛,阴红,等.有限元分析软件在机床床身模态分析中的应用[J].机电工程技术,2007,36(1):25—27.

(上接第56页)

参 考 文 献:

- [1] 王平,沈晓阳.双螺杆磨浆机设计理论的研究与进展[J].天津科技大学学报,2007,22(3):84—88.
- [2] Tadmor Z, Klein L. 塑料挤出工程原理[M].夏廷文,译.北京:轻工业出版社,1984.
- [3] 朱复华.挤出理论及应用[M].北京:中国轻工出版社,2001.
- [4] 耿孝正,张沛.塑料混合及设备[M].北京:中国轻工出版社,1992.
- [5] 耿孝正.双螺杆挤出机及其应用[M].北京:中国轻工出版社,2004.
- [6] 王平,沈晓阳,薛强.双螺杆磨浆机设计理论的初步研究[J].机械设计,2004(6):42—44.
- [7] 王平,董建涛,沈晓阳.双螺杆磨浆机螺纹参数设计与研究[J].中国造纸学报,2007,22(2):99—103.