

文章编号:1671-6833(2011)03-0060-04

3ZX 平面铣床横梁有限元分析及优化研究

雷少敏¹, 唐华平¹, 朱维南²

(1. 中南大学 机电工程学院, 湖南 长沙 410083; 2. 南通大学 机械工程学院, 江苏 南通 226019)

摘要: 利用有限元软件 ANSYS 对铣床横梁结构进行静力及模态分析, 由分析结果可知, 导轨安装面 Y 向位移较大, 且第一阶固有频率较低, 因此需要对横梁结构及筋板布局进行改进. 在多载荷工况下利用拓扑优化方法确定横梁筋板的合理布局. 通过调整横梁局部参数并进行对比分析可知, 当横梁上拱形高度为 150 mm 时, 横梁导轨安装面变形较小, 静刚度提高约 62%, 低阶固有频率均高于机床工作频率, 从而避免了加工过程中共振的产生. 优化结果可为横梁结构的合理设计及改进提供可靠的依据.

关键词: 横梁; 有限元; 拓扑优化; 刚度

中图分类号: TG544 **文献标志码:** A

0 引言

静刚度是衡量金属切削机床的重要性能指标之一, 机床的静刚度对机床几何精度抗振性、生产率、运动平稳性、发热与磨损等都有影响^[1]. 3ZX 平面铣床是一种主要用于加工大型平面的新型机床, 由于该铣床工作跨距较大, 在设计及选型阶段多根据设计者的经验确定参数, 往往易造成刚度不足或安全系数过大, 造成结构尺寸较大^[2]. 国外在机床研究方面主要采用有限元分析方法, 对结构静、动刚度和动态稳定性进行评估^[3]. 目前国内机床研制也广泛应用有限元方法进行结构分析及优化设计.

横梁是机床的重要承载部件, 其静、动态特性对整机的加工精度和精度稳定性影响较大. 笔者通过建立横梁结构的有限元模型, 并根据横梁的实际受力情况对其进行静、动特性分析. 根据分析结果对横梁及横梁内筋板的布置进行拓扑优化设计, 有效提高横梁承载刚度与低阶固有频率, 增强机床的工作能力.

1 横梁模型及有限元分析结果

机床结构整体模型如图 1 所示, 立柱及铣刀壳体等部件均安装在与横梁下部导轨滑块相联的



图1 铣床整体结构

Fig. 1 Milling machine integral structure

立柱底座上. 由于横梁整体结构跨度较大(5 625 mm × 810 mm × 450 mm)且采用开式结构. 根据厂方要求, 该铣床加工对象的加工精度要求控制在 0.15 mm 以内, 主轴的转速为 300 ~ 350 r/min, 铣刀齿数为 6 个, 计算得该机床的工作频率为 30 ~ 35 Hz, 横梁自重为 3.5 t, 立柱及铣刀壳体总重量为 1.67 t. 笔者主要以机床横梁为研究对象, 横梁在工作时所受的力有加工时产生的铣削力、自重、铣刀壳体与立柱的重力、移动部件与固定部件相对运动时导轨面间的摩擦力、热应力等, 由于该铣床每转铣削量仅为 0.05 mm, 铣削力与横梁及立柱以上结构自重相比相差很大, 故忽略铣削力的影响, 主要以横梁、铣刀壳体及立柱的重力为主. 在横梁分析中将铣刀壳体及立柱简化为等效质量点处理. 根据圣维南原理, 对结构中存在的局部特征如倒角、小圆角、螺栓孔等进行适当

收稿日期: 2011-01-07; 修回日期: 2011-03-05

通信作者简介: 唐华平(1964-), 男, 湖南郴州人, 中南大学教授, 主要研究方向: 机械设计及理论、固体力学, Email: huapingt-csu@163.com.

的简化^[4].对横梁与纵梁联接部位施加全约束,因为横梁的最大变形发生在立柱结构运行至横梁中间位置时,所以建立横梁的有限元模型如图2所示.



图2 横梁有限元模型

Fig.2 Finite element model of crossbeam

在原横梁结构下,求解得不同网格精度下横梁有限元模型的Y向静态最大位移为0.174~0.178 mm,如图3所示.

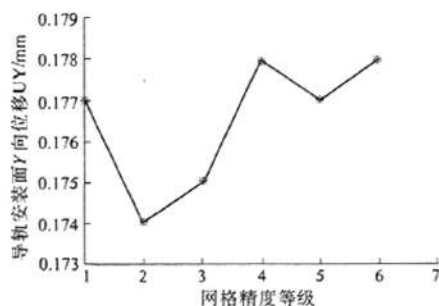


图3 不同网格精度下横梁Y向等效位移

Fig.3 The Y direction equivalent displacement distribution of crossbeam under different mesh precision

横梁模态分析得各阶固有频率及振型如表1所示.固有频率和振型是机械结构的固有特征,而低阶固有频率对加工精度影响尤为明显,因此应使机床工作时尽可能的处于结构的准静态区域.根据静力求解及动力分析结果,对比厂方要求机床的工作频率可知,横梁静刚度均没有达到设计要求,并且机床稳定工作时激振频率处于横梁的惯性区,当机床启动或停止时横梁结构都会产生共振,这也会影响到机床的精度和寿命^[5].分析可知横梁沿Y向与Z向的结构是横梁的薄弱环节,因此有必要对横梁的结构、筋板的布局进行优化,以提高横梁的动静态特性.

万方数据

表1 横梁前五阶固有频率及振型

Tab.1 The first five natural frequencies and modal shapes of crossbeam

| 阶数 | 频率/Hz | 振型描述 |
|----|-------|--------------------------|
| 1 | 28.49 | 横梁整体在XOZ面左右内摆动 |
| 2 | 45.79 | 横梁整体绕X轴扭转变形,且两边扭转方向相同 |
| 3 | 52.28 | 横梁整体在YOZ面内上下摆动 |
| 4 | 84.08 | 横梁在XOZ面内呈S型摆动 |
| 5 | 96.48 | 横梁局部在XOZ面内摆动,且横梁两边摆动方向相反 |

2 横梁结构的拓扑优化

ANSYS提供的拓扑优化技术自动将材料分布当做优化参数,在定义完几何结构、有限元模型、载荷与边界条件后进行拓扑优化分析.拓扑优化以在满足给定的实际约束条件下的结构柔度能量极小化为目标函数^[6].

对于截面无法封闭的结构,合理地布置加强筋,能取得重量轻、刚度高、成本低的良好效益^[7].通过对横梁结构进行拓扑优化得出伪密度云图,确定筋板的布置形式并进行结构动力修改,优化机床的各项参数.由于两根横梁结构对称,取其中一根横梁进行分析,有限元模型采用Plane82单元.铣床铣削过程中,立柱及铣刀壳体作为移动载荷作用在横梁上,因此,该结构可使用多载荷工况下的拓扑优化.现将载荷沿横梁跨度均匀地分为20种载荷工况.由于立柱底座与横梁导轨通过6个滑块联接,将横梁、铣刀壳体及立柱自重均匀地作用在6个滑块联接部位,单边横梁上安装有3个滑块.其中一种工况的拓扑优化的有限元模型如图4所示.



图4 拓扑优化有限元模型

Fig.4 Finite element model for topology optimization

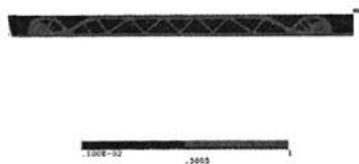


图5 节点伪密度分布图

Fig.5 Node pseudo-density distribution

拓扑优化以加权多柔度函数 MCOMP 为目标函数,体积函数 VOLUME 为约束函数,将体积缩减量设为 60%,收敛容差为 0.000 1,同时考虑 20 种工况条件下的综合柔度,拓扑优化的节点伪密度分布图结果如图 5 所示。

图 6 是目标函数曲线,反映的是迭代过程中结构柔度能量随迭代次数的变化情况,经过 47 次迭代后,柔度能量由最初的 0.884 J 逐渐减小为 0.416 J。图 7 是约束函数随迭代次数变化情况,经优化后迭代最后体积为 1.008 m^3 ,相对于原来的体积 2.52 m^3 减少了 60%。

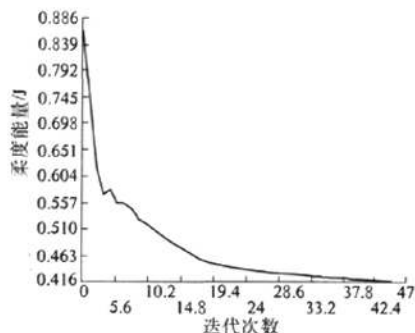


图 6 目标函数 MCOMP 随迭代次数变化曲线
Fig. 6 The objective function MCOMP curve with iterative times

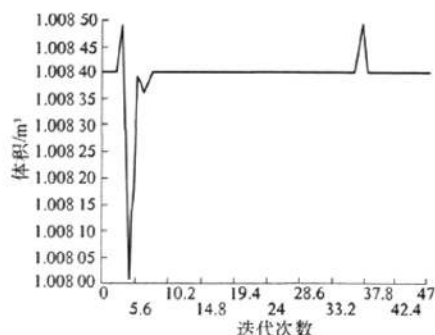


图 7 约束函数 VOLUME 随迭代次数变化曲线
Fig. 7 The constraint function VOLUME curve with iterative times

3 横梁的优化及有限元分析

根据拓扑优化结果并参考已有的关于加强筋不同布置对开式结构弯曲刚度的影响^[7]以及简支 Michell 型结构渐进优化方法得到的优化结果^[8],基本能确定横梁中筋板的合理布置状况以及横梁上方采用拱形结构形式较好,但无法给出定量的优化结果。根据横梁低阶模态振型,综合考虑横梁的实际结构及工艺问题,在不改变横梁装配尺寸的条件下,修改的横梁结构如图 8 所示。当

万方数据

拱形高度分别为 0~210 mm 时,对横梁结构进行有限元静力分析、模态分析,根据计算结果绘制变形曲线。横梁导轨安装面 Y 向位移及横梁前三阶固有频率随拱形高度的变化分别如图 9、10 所示。



图 8 优化后横梁结构

Fig. 8 crossbeam structure after optimization

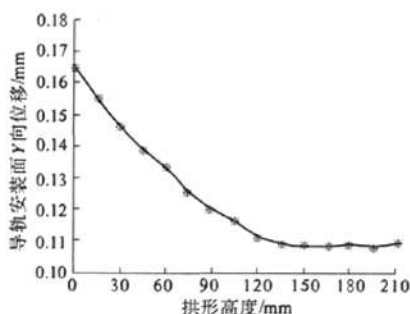


图 9 导轨安装面 Y 向位移与拱形高度关系
Fig. 9 The relationships between Y direction displacement of guide rail mounting surface and vaulted height

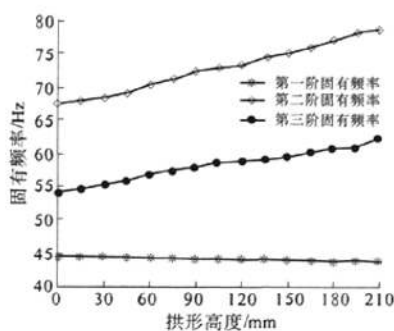


图 10 前三阶固有频率与拱形高度关系

Fig. 10 The relationships between the first three natural frequencies and vaulted height

由图 9 可知横梁导轨安装面 Y 向位移随着横梁拱形的增高而逐渐减小,当拱形高度增加到 150 mm 后位移趋于一定值,说明增大拱形高度能提高横梁静刚度,静刚度提高了约 62%。因此在保证横梁静刚度的前提下,为使横梁重量最轻,选取拱形高度 150 mm 为较优值。图 10 表明对横

梁结构优化后,横梁前三阶固有频率都有所提升,其中第一阶固有频率增加较多,完全避开了机床稳定工作时的激振频率,使得横梁工作时不会发生共振。虽然随着拱形高度的增加第一阶固有频率有下降的趋势,但总体来看横梁的固有频率总是比机床工作频率高 25.7% 左右,这与文献[1]中要求也是一致的。可见优化后的横梁静态特性都有较大的改善。

4 结论

(1)对原横梁结构分析表明:横梁的静态特性均没有达到设计要求。通过对横梁筋板进行多载荷步条件下的拓扑优化,并根据优化所得筋板分布结果对横梁内部筋板进行重新布局。

(2)对优化后横梁中不同拱形高度进行选型计算,发现当横梁上拱形高度为 150 mm 时,横梁静刚度较高,比原始结构静刚度提高了 62%。且横梁整体的第一阶固有频率已处于铣床的准静态区,且固有频率比激振频率高 25.7% 左右。

(3)由分析结果可知,经过拓扑优化后的横梁结构的静、动态特性都有明显改善。通过有限元软件对横梁整体结构进行分析,并利用其中的拓扑优化功能,确定横梁的筋板及形状的合理结构,

找出横梁静、动刚度随参数的变化规律,为铣床横梁的结构设计提供依据。

参考文献

- [1] 戴曙.金属切削机床设计[M].北京:机械工业出版社,1981.
- [2] 魏永庚,王知行.并联机床结构静刚度的有限元分析[J].机械与电子,2004(1):12-16.
- [3] BIANCHI G, PAOLUCCI F. Towards virtual engineering in machine tool design[J]. CIRP Annals Manufacturing Technology, 1996, 45(1): 619-621.
- [4] 覃文洁,左正兴.机床整机的动态特性分析[J].机械设计,2000(10):24-26.
- [5] 张向宇,熊计,郝铎,等.基于 ANSYS 的立柱有限元分析与结构优化设计[J].机械科学与技术,2008, 27(12):1602-1605.
- [6] 博弈创作室. ANSYS 9.0 经典产品高级分析技术与实例详解[M].北京:中国水利水电出版社,2009.
- [7] 叶瑞汶.机床大件焊接结构设计[M].北京:机械工业出版社,1986.
- [8] 荣见华,姜节胜,胡德文,等.基于应力及其灵敏度的结构拓扑渐进优化方法[J].力学学报,2003, 35(5):584-591.

Finite Element Analysis and Optimization Research on Crossbeam of 3ZX Plain Milling Machine

LEI Shao-min¹, TANG Hua-ping¹, ZHU Wei-nan²

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Central South University, Changsha 410083, China;

2. School of Mechanical Engineering, Nantong University, Nantong 226019, China)

Abstract: Through the static and modal analysis of milling crossbeam structure by using ANSYS, the analysis results reveal that not only Y direction displacement of guide rail mounting surface is large, but the first natural frequency is low, so the crossbeam and the layout of ribbed plates should be improved. The reasonable layout is established by using of topological optimization method under multi-load conditions. We get that when the crossbeam vaulted height is about 150mm, crossbeam guide rail mounting surface deformation is lesser, with static stiffness increasing about 62%, and either low order natural frequency is higher than the machine working frequency to avoid the process of resonance production by adjusting the local parameter of crossbeam and comparing the analysis results. The optimization results can provide reliable basis for rational structure design and improvement of crossbeam.

Key words: crossbeam; finite element; topological optimization; stiffness