

# 磨床床身非线性频率分析研究\*

朱敏<sup>①</sup> 张见明<sup>①</sup> 盛晓敏<sup>②</sup> 穆东辉<sup>③</sup> 宋乔<sup>③</sup>

(<sup>①</sup>湖南大学汽车车身先进设计制造国家重点实验室,湖南长沙 410082;

<sup>②</sup>湖南大学国家高效磨削工程技术研究中心,湖南长沙 410082;

<sup>③</sup>北京第二机床厂有限公司,北京 100072)

**摘要** 在分析磨床床身低阶频率时考虑接触等非线性因素,提出了一种计算磨床床身非线性低阶频率的方法。以某磨床床身为例,将非线性频率与线性固有频率的计算结果进行对比分析,验证了该方法的可行性。将该方法应用于床身的结构优化中,成功地指导了床身的结构改进。

**关键字** 磨床床身 接触 非线性频率 结构优化

## Nonlinear Frequency Analysis of A Grinder Bed

ZHU Min<sup>①</sup>, ZHANG Jianming<sup>①</sup>, SHENG Xiaomin<sup>②</sup>, MU Donghui<sup>③</sup>, SONG Qiao<sup>③</sup>

(<sup>①</sup>State Key Laboratory of Advanced Design and Manufacturing for Vehicle Body, Hunan University, Changsha 410082, CHN;

<sup>②</sup>State Engineering Research Center for High Efficiency Grinding, Hunan University, Changsha 410082, CHN;

<sup>③</sup>Beijing No. 2 Machine Tool Works Co., Ltd., Beijing 100072, CHN)

**Abstract** : In this paper, a method for calculating nonlinear low frequency of grinder beds with contact boundary conditions is proposed. Taking a real grinder bed as an example, the new method has been described in detail, and its feasibility is verified by comparing the nonlinear and linear frequencies. Finally, the new method is successfully applied to improve the structure of the bed.

**Keywords** : Grinder Bed ; Contact ; Nonlinear Frequency ; Structure Optimization

在高精度磨削加工时,要求磨床结构和部件具有

高的强度、刚度和很好的振动特性。而整机加工磨削

杠转矩更大。镗削动力头移动配置滚子式滚动直线导轨,承载大、刚度大、摩擦力小、无爬行。导轨润滑采用自动集中润滑系统。

护设计加强了绿色环保的意识。

### 2.4 机、电、液、气高自动化一体设计

本机床总体设计充分考虑各部件的功能结构及相互影响,合理设计床身等基础零件结构,验证设计电路的可靠性,保证液压气动系统的稳定有效。机床液压站放置在机床左侧空腔内,电箱固定在机床后部,结构紧凑合理,易于吊运。机床采用全封闭防护,水枪喷射清扫切屑并自动排屑,操纵箱固定在机床床身上,上部操纵面板可自由转动角度,操纵方便,射灯照明,美观大方。本机床集机电液气于一体,对机床的控制设计从安全方面做了充分的考虑,对操作的方便性从人体工程学方面进行了宜人化的设计,对机床的外观及防

### 3 结语

针对国内轴承行业加工现状,根据用户要求,开发了行业专用的高效加工机床,通过用户验收后并使用,达到设计要求,并已获国家专利。本机床性价比高,综合成本低,克服了传统轴承保持架钻孔加工设备的精度低、效率低、自动化程度低、易污染环境的种种弊病,而且设备结构简单、方便实用。

作者:郭章信,男,1969年生,工程硕士,高级工程师,主要从事数控机床研究开发工作。

(编辑 吕伯诚) (收稿日期 2010-01-22)

文章编号 10922

如果您想发表对本文的看法,请将文章编号填入读者意见调查表中的相应位置。

\* 国家 863 计划资助项目(2008AA042507) 湖南大学汽车车身先进设计制造国家重点实验室自主研究课题(60870003)项目资助

精度、可靠性和动态性能在很大程度上取决于床身的可靠性,所以在设计中有必要对高速磨床床身进行刚度分析和拓扑结构优化<sup>[1]</sup>。在床身结构改进时,一般是以提高床身低阶固有频率,减少床身质量为目标。通常在分析床身的低阶频率的时候,对其约束的地方作了很大的简化,将放置垫铁的地方采用固定约束,即约束那个地方节点的6个自由度<sup>[1-4]</sup>,将非线性问题简化为线性问题。但是实际情况是床身是放置在垫铁上面,并没有固定,而是靠自身的重量和摩擦力来限制其移动的。如果将其完全固定住,其计算模型与现实情况具有一定差别。目前,由于计算机硬件水平的不断提高和非线性计算理论不断完善,使得在计算床身的低阶频率时考虑非线性因素变成可能<sup>[5-6]</sup>。为使床身的计算模型更加接近于实际情况,本文考虑非线性因素,在放置垫铁的地方利用接触边界条件分析床身的低阶频率。利用该方法计算的低阶频率与线性固有频率进行对比分析,以验证本文方法的可行性,并用该方法对床身结构进行改进。

## 1 计算方法

### 1.1 线性固有频率的求取

在不考虑阻尼影响的系统自由振动方程为<sup>[6]</sup>

$$M\ddot{\alpha}(t) + K\alpha(t) = 0 \quad (1)$$

式中:  $M$  为质量矩阵;  $K$  为刚度矩阵;  $\alpha(t)$  为位移的时间函数。

式(1)解的形式可以假设为

$$a = \phi \sin(\omega t + \alpha)$$

式中:  $\phi$  为  $n$  阶向量;  $\omega$  为向量  $\phi$  振动的频率;  $t$  为时间变量;  $\alpha$  为相位角。

将解代入到式(1)中可以得到广义特征值问题的特征方程:

$$K\phi - \omega^2 M\phi = 0 \quad (2)$$

工程结构分析中,特征方程的次数是很高的,一般采用迭代解法对式(2)进行求解,结果得到  $n$  个特征解 $(\omega_1^2, \phi_1), (\omega_2^2, \phi_2), \dots, (\omega_n^2, \phi_n)$ ,其中  $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$  代表系统的  $n$  个固有频率。

在工程实际中,一般仅考虑结构低阶频率对其动态特性的影响,所以通常只计算出结构的前几阶固有频率,有时甚至只考虑第一阶固有频率。

### 1.2 非线性主频率的求取

非线性结构动力学分析中,由于结构的刚度矩阵会随时间而改变,这样系统的特征解也将是随时间变化,所以本文采用直接积分法来求解系统的响应。在非线性的主频率求取时,只能分析结构的动态响应特性

得出结构振动的主频率。现以图1所示的简化的磨床床身分析为例说明,  $Z$  方向为垂直于地面的方向。由于将床身放置在垫铁上,当床身发生  $Z$  方向的振动时,床身与垫铁可能会发生局部的脱开,或者是在脱开与闭合之间不停地变换,这是一个典型的边界非线性问题。因此,在本文中将放置垫铁的地方设置为接触边界条件,地面用刚体代替。为了使计算模型更准确,考虑到床身上零部件对计算结果的影响,将零部件的重力折算成若干集中载荷较为均匀的加在床身对应的位置。同时对床身施加重力,然后在床身的某个位置的节点上施加一个  $Z$  方向的冲击载荷<sup>[7]</sup>,计算床身的动态响应。在床身上任取一点,对  $Z$  方向的位移响应曲线进行滤波去掉高阶频率以后,分析其曲线的振动频率情况,数出一段时间里的波数,得出床身  $Z$  方向(即垂直于地面方向)的主频率。在计算  $X, Y$  两个方向的主频率时,由于摩擦力的作用,可以将放置垫铁的地方完全约束住,即限制6个自由度。以同样的方法,分析  $X$  或  $Y$  方向的冲击载荷得出相应的主频率。

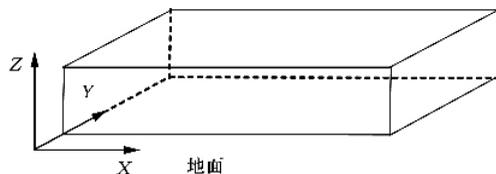


图1 某床身简化模型

在本文中,采用动力学显式有限元方法来分析床身的动态响应。动力学显式有限元法比较适合于分析受冲击载荷并随后在结构内部发生复杂相互接触作用的结构的瞬时动态响应问题。其核心思想就是应用中心差分方法对运动方程进行显式的时间积分。具体方法如下<sup>[5]</sup>:

#### (1) 节点计算

##### ① 动力学平衡方程

$$\ddot{u}|_{(t)} = M^{-1} \cdot (F|_{(t)} - I|_{(t)}) \quad (3)$$

式中:  $M$  为质量矩阵;  $F$  为施加外力;  $I$  为单元内力;  $u$  为节点位移矩阵。

##### ② 对显式积分

$$\dot{u}|_{(t+\Delta t/2)} = \dot{u}|_{(t+\Delta t/2)} + \frac{(\Delta t|_{(t+\Delta t)} + \Delta t|_{(t)})}{2} \ddot{u}|_{(t)} \quad (4)$$

$$u|_{(t+\Delta t)} = u|_{(t)} + \Delta t|_{(t+\Delta t)} \dot{u}|_{(t+\Delta t/2)} \quad (5)$$

#### (2) 单元计算

- ① 根据应变速率  $\dot{\epsilon}$ , 计算单元应变增量  $d\epsilon$ ;
- ② 根据本构关系计算应力  $\sigma$

$$\sigma|_{(t+\Delta t)} = f(\sigma|_{(t)}, d\varepsilon) \quad (6)$$

③集成节点内力  $I|_{(t+\Delta t)}$ 。

(3)将  $t$  改为  $t + \Delta t$ , 返回步骤(1)

中心差分法为了保持解的稳定性,时间步长必须服从以下条件:

$$\Delta t \leq \Delta t_{cr} = \frac{T_n}{\pi} \quad (7)$$

式中:  $\Delta t_{cr}$  为临界时间步长;  $T_n$  为系统的最小固有周期。

## 2 数值计算及分析

本文以某磨床床身分析为例,分别对其求出线性低阶频率和非线性主频率。床身为整体铸造,外形为方形,床身上有两个V型导轨,床身内部沿X方向(沿导轨方向)布置了7根筋板,沿Y方向布置了4根筋板,筋板上开有方孔,如图2。垫铁放置情况如图3(圆圈标记处为垫铁放置位置)。由于ABAQUS商业软件在线性和非线性分析中都有着非常强大的功能,所以本文利用ABAQUS商业软件来对磨床床身进行计算分析。整个床身有限元模型的网格类型为线性四面体单元(C3D4),单元总数为38658。其床身的材料为

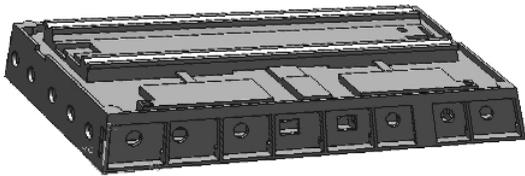


图2 床身CAD模型

HT200,弹性模量取120 GPa,泊松比取0.25,材料密度取  $7.2 \times 10^{-9} \text{ t/mm}^3$ 。

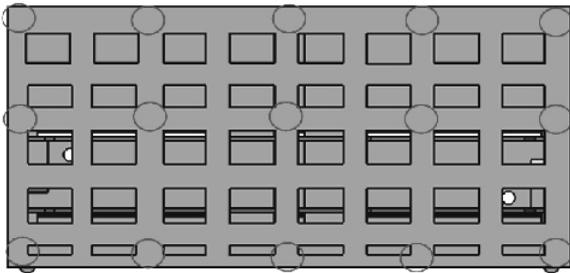


图3 垫铁放置位置

### 2.1 线性频率的计算

计算线性低阶频率时,约束放置垫铁处节点的6个自由度。本文仅计算前三阶固有频率,计算结果如表1所示,一阶振型为床身沿Y方向的弯曲,如图4所示;二阶振型为床身沿Z方向弯曲,如图5所示;三阶振型为床身绕Y轴的扭转,如图6所示。

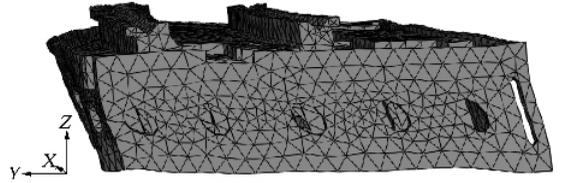


图4 一阶振型图

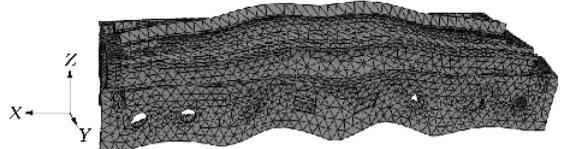


图5 二阶振型图

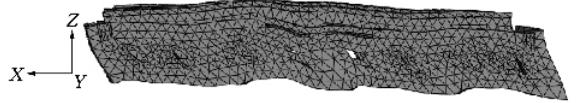


图6 三阶振型图

表1 床身前三阶线性固有频率

第一阶固有频率/Hz	第二阶固有频率/Hz	第三阶固有频率/Hz
277.46	338.83	342.90

### 2.2 非线性主频率的计算

该节考虑非线性因素分析床身非线性主频率。计算Z方向上非线性主频率时,在放置垫铁的位置上设置为接触边界条件,接触算法采用罚函数法,地面用解析刚体代替,摩擦系数设置为0.1。床身导轨上

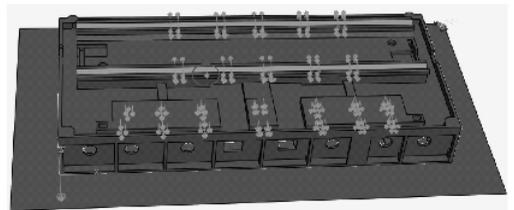


图7 床身上力施加的位置(Z方向)

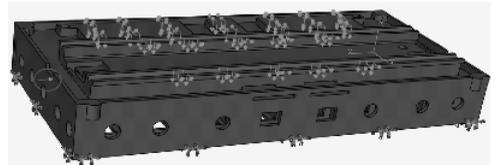


图8 床身上力施加的位置(X方向)



图9 床身上力施加的位置(Y方向)

零件总质量为 5 816 kg,将其折算成静力施加在床身上并施加冲击载荷,如图 7(圆圈标记处为 Z 方向冲击载荷,其它为床身上零部件的静力)。在计算 X, Y 方向的主频率时,我们约束放置垫铁地方节点的 6 个自由度,力的施加位置如图 8 和图 9(圆圈标记处为冲击载荷)。

(1)冲击力不同时对低阶振动频率的影响

针对以上 3 种情况,我们给出三次大小不同的冲击力,第一次都给 4 000 N,第二次都给 2 000 N,第三次都给 1 000 N,然后求出三次在床身相同点的位移响应,比较其振动情况。分析结果如图 10~12 所示,图中响应曲线都进行滤波去掉了高阶频率。

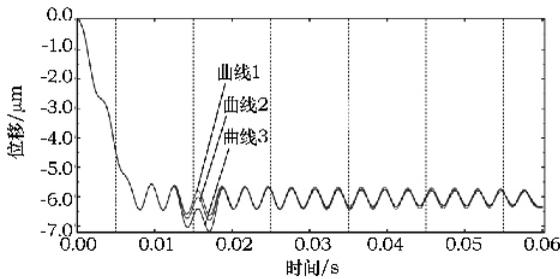


图10 Z方向三次冲击力在相同点的振动位移响应图

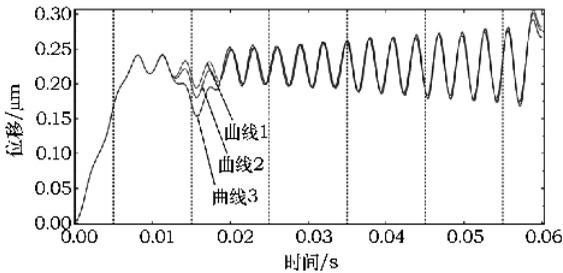


图11 X方向三次冲击力在相同点的振动位移响应图

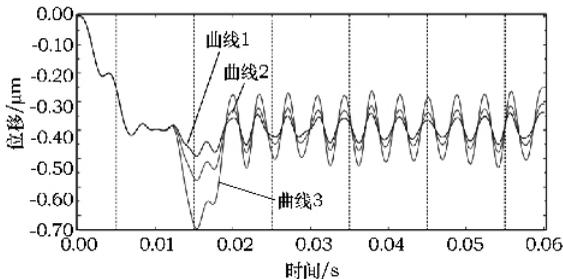


图12 Y方向三次冲击力在相同点的振动位移响应图

图 10~12 中,曲线 1、曲线 2、曲线 3 分别代表激振力大小为 1 000 N、2 000 N、4 000 N 时在某一点的响应。图中可以看出在不同载荷条件下各个方向上的振动幅度的差值是不相同的,这主要是由于床身在不同方向上的刚度不同所造成的。从图中也可以得出

冲击载荷大小对非线性低阶频率的影响不大,其振动频率几乎相同,故本文在以下的分析中选冲击载荷为 2 000 N。

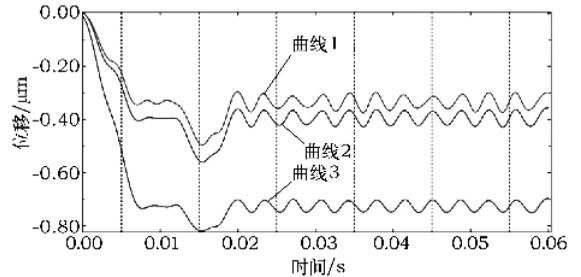


图13 Y方向三个不同点的振动位移响应图

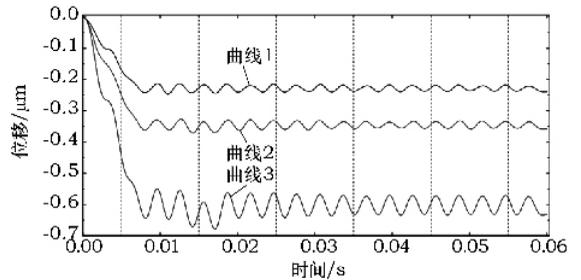


图14 Z方向三个不同点的振动位移响应图

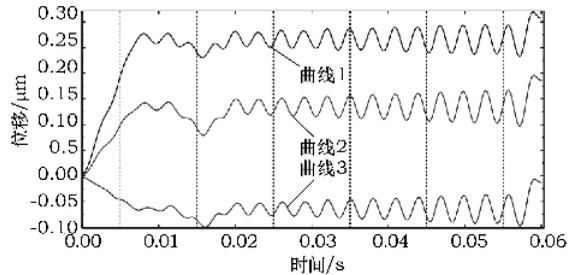


图15 X方向三个不同点的振动位移响应图

(2)床身上不同振动幅值点之间的频率差别

由于非线性的振动频率跟幅值有一定的关系<sup>[8-9]</sup>,为了考察在此床身的分析中,幅值对振动频率的影响程度。今在相同冲击力情况下,对几个振幅不同点的振动响应位移曲线进行对比,响应曲线如图 13~15 所示。

图 13~15 中,曲线 1、曲线 2、曲线 3 分别代表三个不同点的位移响应。从图中可以看出,冲击力的大小相同时,振幅不同点的振动主频率差别是很小的,这说明虽然我们在计算时考虑了非线性因素,振动幅值会影响非线性的振动频率,但是在此种情况中影响不是很明显,非线性因素较弱。根据以上分析,可以任意选取位移响应点,但是要便于分析它的振动频率。

2.3 非线性频率和线性频率对比分析

从 2.2 节的结果可以计算出床身的非线性主频率和线性频率,两者的对比如表 2 所示。

表2 非线性频率和线性频率对比

线性固有频率	第一阶固有频率/Hz	第二阶固有频率/Hz	第三阶固有频率/Hz
	277.85	338.83	342.90
非线性主频率	Y方向/Hz	Z方向/Hz	X方向/Hz
	277.6	332.9	339.4
$1 - \frac{\text{非线性频率}}{\text{线性频率}}$	0	1.8%	1.0%

从表2可以看出,非线性主频率和线性固有频率还是有一定差别的,其主要原因是:所有的非线性主频率计算要受到动力学显式有限元法计算误差和人为观察计算频率的影响,这都会导致非线性主频率和线性固有频率有偏差;在Z方向上,由于线性频率对床身放置垫铁的处理是完全固定住,这导致了模型的刚性增大,使得计算结果稍微偏大,也会致使两者计算产生偏差。就整体而言这两种计算结果相差不大,但考虑进非线性因素的频率计算更加接近于工程实际情况。

我们可以利用求得非线性频率来改进床身的结构。如从表2可知床身Y方向的非线性主频率最小,就可以通过增加床身沿Y方向的刚度来提高床身这一阶的频率。其它方向依此类推。当然在一般情况下,对于磨床床身分析,由于非线性频率和线性固有频率相差不大,我们也可以按照约束放置垫铁处节点的6个自由度的办法来求得线性固有频率,然后根据结果改进结构。本文将在第3节中利用非线性频率来对床身结构进行改进。

表3 床身改进前与改进后频率对比

改进前非线性主频率	Y方向/Hz	Z方向/Hz	X方向/Hz	床身质量/kg
	277.6	332.9	339.4	8 718.4
改进后非线性主频率	Y方向/Hz	X方向/Hz	Z方向/Hz	改进后床身质量/kg
	278.4	334.4	338.6	8 637.8

### 3 床身结构的改进

由于此床身的低阶频率已经比较高了,所以本文决定在不降低床身低阶频率的同时尽量减小它的质量。根据2节中床身的非线性频率分析,我们将床身周围的圆孔改为方孔,并将每个孔的面积增大 $1.9 \times 10^4 \text{ mm}^2$ ,用以减小床身质量,当然这样也会对床身刚度产生影响。将沿导轨方向布置的内部筋板上方向孔的长度缩小20 mm,宽度不变,用以增加床身Y方向和Z方向的刚度。经过计算,改进后的床身的低阶频率如表3。由表3可以看出改进后床身低阶频率基本保持没变,但是质量减轻了80.6 kg。其改进后的床身如图16。

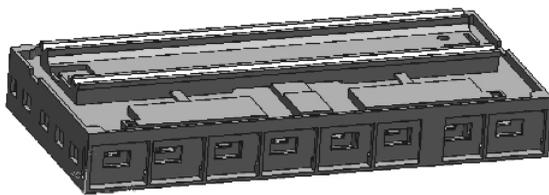


图16 改进后磨床床身结构

### 4 结语

本文在分析磨床床身的低阶频率时,考虑接触等非线性因素,提出了基于非线性求取磨床床身低阶频率的方法。在与线性低阶频率进行对比分析中,证明了此方法的可行性。将该方法应用于床身的结构优化中,根据计算结果对床身的结构进行了优化,说明此方法具有很好的工程应用价值。在本文的分析中,床身非线性主频率和线性固有频率的差别不是太大,因为本文只考虑了床身与地面接触的非线性因素,系统的非线性不强。如果对磨床的整机分析,整个系统的非线性因素增多,这样就会更加显示出本文方法的优越性。在计算频率时可以考虑各种阻尼的影响,使频率计算的结果更接近于实际情况。本文方法还可以考虑材料非线性、几何大变形等其它非线性因素,其工程应用范围非常广泛。

### 参考文献

- [1]陈桂平,文桂林,崔中.高速磨床床身结构动态分析与优化[J].制造技术与机床,2009(2):19-23.
- [2]范曾,汪中厚,等.大型船用曲轴磨床的有限元分析及优化设计[J].机床与液压,2009,37(6):22-24.
- [3]陈振玉.机床床身结构动态分析与优化[J].机械,2006(33):45-46.
- [4]杨明亚,阴红,杨颖洁.基于ANSYS的数控铣床床身结构的振动特性分析[J].机械工程与自动化,2008(5):72-73.
- [5]庄茁,等.ABAQUS非线性有限元分析与实例[M].北京:科学出版社,2005.
- [6]王勖成,邵敏.有限单元法基本原理和数值方法[M].北京:清华大学出版社,1997.
- [7]Tanchum WeHer, et al. Dynamic Buckling of Beams and Plates Subjected to Axial Impact[J]. Computers & Structures, 1989, 32(3):835-851.
- [8]冯若强,武岳,等.单层平面索网结构非线性频率简化计算方法研究[J].工程力学,2007,24(10):87-91.
- [9]傅衣铭.结构非线性动力学分析[M].广州:暨南大学出版社,1997.

第一作者 朱敏,男,1984年生,硕士研究生,主要研究领域为机械CAE分析及结构优化。

(编辑 谭弘颖) (收稿日期 2010-05-31)

文章编号 10923

如果您想发表对本文的看法,请将文章编号填入读者意见调查表中的相应位置。