

立式磨边机磨头机构的动态性能分析^{*}

孔德帅, 罗学科^{*}, 徐宏海

(北方工业大学 机电工程学院, 北京 100144)

摘要:机械设备的振型和固有频率与其振动现象的发生密切相关。为了减小振动、避免共振、提高磨边机的磨边质量, 利用有限元分析软件 ANSYS 对立式玻璃磨边机的关键部件上磨头机构进行了动态特性分析。用实验的方法获取了结合面的动力学参数, 并对结合面模型的建立过程做了详细地探讨。对刚性连接、弹簧阻尼连接的有限元模型进行了模态分析, 并将分析结果与实验数据进行了对比, 结果表明弹簧阻尼连接的模型与实验结果较为接近。通过谐响应分析, 模拟了磨边机在实际工作状态时的响应, 给出了磨边机磨边过程中出现磨边不均匀的可能原因。

关键词:有限元方法; 结合面; 动态特性; 磨边机; 振动

中图分类号:TH122; TH161^{+.6}

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2011)07-0802-04

Dynamic characteristic analysis of grinding equipment in vertical ceramic edging machine

KONG De-shuai, LUO Xue-ke, XU Hong-hai

(School of Mechanical and Electrical Engineering, North China University of Technology, Beijing 100144, China)

Abstract: The vibration mode and natural frequency of machines are closely related to its resonance phenomena. In order to improve the quality of edging, and reduce vibration or avoid resonance, dynamic characteristics of the grinding equipment was analyzed by finite element analysis software ANSYS. By the experimental method, the joints' kinetic parameters were obtained and detail research on the way of creating joint's dynamic model was conducted. Model analysis of rigid connection and combined face spring damper connection model was carried out. Test datas were compared with the results of finite analysis. The result shows that the finite element analysis results of combined face spring-damping connection are in good agreement with experimental results. The response state was simulated in actual work by harmonic, and probable reasons for uneven edging were given.

Key words: finite element method(FEM); mechanical joint; dynamic function; edging machine; vibration

0 引 言

立式玻璃磨边机是节能玻璃深加工的关键设备之一, 用于把切割成型的玻璃的四边经过磨轮磨制成所需要的边型并避免人员划伤, 以适合各种不同应用环境的需求。在本研究中, 开发的新型数控立式磨边机采用滚珠丝杠作为进给机构, 在立式磨边机中, 由于上

磨头机构行程长, 丝杠也相应较长, 导致进给系统刚性和抗振性能下降, 在磨边过程中容易导致磨边不均匀现象, 并可能引起系统的颤振^[1]。

本研究利用有限元分析软件 ANSYS 对立式磨边机的上磨头机构进行了模态分析和谐响应分析, 在一定程度上解释了磨边不均匀现象产生的原因, 为进一步的磨边机动力学研究及优化设计提供了参考。

收稿日期: 2011-02-21

基金项目: 北京市属市管高等学校人才强教计划创新团队资助项目 (PHR201007119)

作者简介: 孔德帅 (1986-), 男, 山东滕州人, 主要从事数控技术及其应用方面的研究。E-mail: deshui_123@163.com

通信联系人: 罗学科, 男, 工学博士, 教授, 硕士生导师。E-mail: luosueke@ncut.edu.cn

1 上磨头机构的有限元建模

上磨头机构主要由丝杠、导轨、微调机构、磨头轴、支撑座、砂轮电机及砂轮组成。

1.1 模型简化

模型简化的基本原则是刚度和质量等效^[2]。在建立有限元模型时,本研究对以下几个方面 的结构特征进行了简化:

(1) 磨头机构中的微调机构,主要是在玻璃到位时,调整砂轮位置使砂轮中心和玻璃中心重合,实现对刀功能。动态时不参与运动,鉴于此,实体建模时不考虑这一部分。

(2) 结构中的工艺特征,如倒角、小凸台、铸造圆角、拔模斜度等。

(3) 结构中的孔,如螺栓联接孔、工艺孔、定位孔等。

1.2 单元类型的选择

合理选用单元类型可以使模型简化,提高运算速度,并保证计算结果的正确性。在建模过程中笔者采用三自由度 20 节点 solid95 单元对磨头和丝杠进行网格划分。与其他单元类型相比,solid95 单元能够用于不规则形状,而且不会在精度上有太大损失。该单元具有位移协调形状,适用于模拟弯曲边界,并具有塑性、徐变、膨胀、应力强化、大变形、大应变能力^[3]。

1.3 结合面的处理

机床是由多个零部件通过不同种类的结合部联接而成的,联接处的结合条件对动态性能影响很大,一台机床 90% 以上的阻尼和 55% 的动柔度来自结合部。所以,建立一个较精确的组合结构动力学模型,进行结构的动态设计与动力学分析,正确处理结合部的接触问题是关键技术之一^[4]。

1.3.1 结合面模型的实现

本研究所考虑的结合面主要是运动结合面,包括丝杠螺母结合面、丝杠两端轴承结合面和导轨滑块结合面(如图 1 所示)。在 ANSYS 建模中用 COMBIN14 单元来模拟结合面的刚度和阻尼特性。COMBIN14 单元有纵向承受能力,在每个结点有 3 个自由度(X,Y,Z),只能承受单一轴向拉压应力,可以处理非线性、应力钢化、大变形、单元生死等问题,输入参数包括弹簧刚度和阻尼两个常数。本研究根据 COMBIN14 的特点对各结合面建立的模型如图 2 所示。

1.3.2 结合面参数的获取

本研究利用半功率点法获取结合面的刚度系数和

阻尼比。振动位移对激励的频响函数,位移导纳:

$$H_x(\omega) = \frac{1}{(k - m\omega^2) + jc\omega} = \frac{\frac{1}{k}}{1 - (\frac{\omega}{\omega_0})^2 + j2\xi \frac{\omega}{\omega_0}} \quad (1)$$

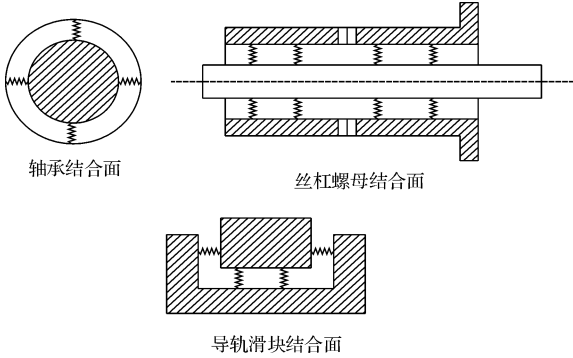


图 1 结合面建模示意图

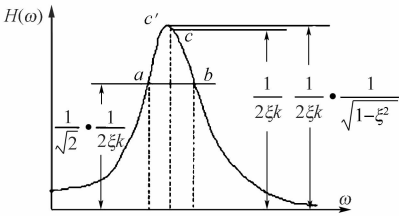


图 2 幅频特性曲线

图 2 中 a,b 两点称为半功率点,这两点所对应的频率为:

$$\omega_a = \omega_0 \sqrt{1 - 2\xi}, \omega_b = \omega_0 \sqrt{1 + 2\xi} \quad (2)$$

经简化得阻尼比:

$$\xi = \frac{(\omega_b - \omega_a)}{2\omega_0} \quad (3)$$

由 $C = 2m\xi\omega_n$, 可得阻尼系数。

且,刚度:

$$k = \frac{1}{2\xi |H(\omega)_{\max}|} \quad (4)$$

本研究利用 INV1601 型振动与控制教学实验系统进行激振实验,获取阻尼系数和刚度系数,然后根据图 2 所示的结合面模型 COMBIN14 单元的串并联关系平均分配到每个单元中。COMBIN14 单元参数如表 1 所示。

表 1 COMBIN14 单元参数

参数	轴承结合面	导轨结合面	丝杠螺母结合面
切向刚度/($N \cdot m^{-1}$)	—	0.89×10^9	—
法向刚度/($N \cdot m^{-1}$)	0.85×10^9	1.75×10^9	0.85×10^9
切向阻尼/($Ns \cdot m^{-1}$)	—	426	—
法向阻尼/($Ns \cdot m^{-1}$)	453	646	453

2 模态分析

模态分析用于确定机械结构或机床部件的振动特性,主要是固有频率和振型,它们是承受动态载荷结构设计中的重要参数^[5]。为了与考虑结合面参数的情况进行比较,本研究首先做不考虑结合面参数,即刚性连接的模态分析。

2.1 刚性连接的有限元模态分析

在不考虑结合面的刚度和阻尼因素的情况下,各零件之间采用刚性连接,即在 ANSYS 中进行布尔运算,将两个零件直接结合在一起,形成一个整体。模型进行自由网格划分。约束丝杠两端的轴承安装面和导轨的固定面的所有自由度,如图 3 所示。

本研究采用 Block Lanczos 模态提取方法对滚珠丝杠结构进行了模态分析,有限元模态分析得到的前 5 阶固有频率如表 2 所示。

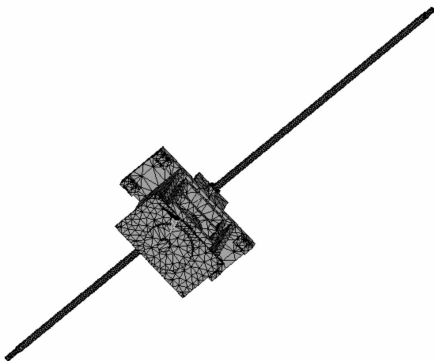


图 3 上磨头机构的有限元模型

2.2 结合面弹簧阻尼连接的模态分析

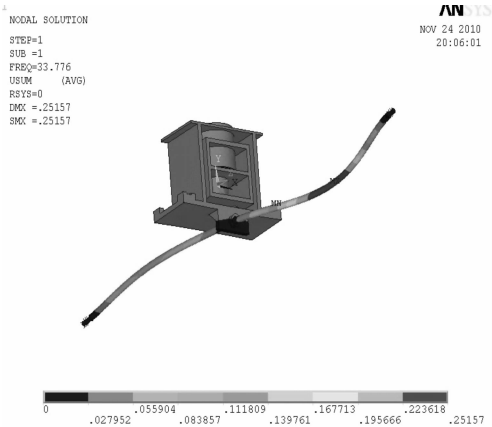
本研究对结合面做如图 2 所示的处理,约束丝杠两端轴承支座侧和导轨侧弹簧阻尼单元节点的所有自由度,采用相同的方法进行模态分析,其结果与实模态实验结果一并列在表 2 中。

表 2 各阶固有频率

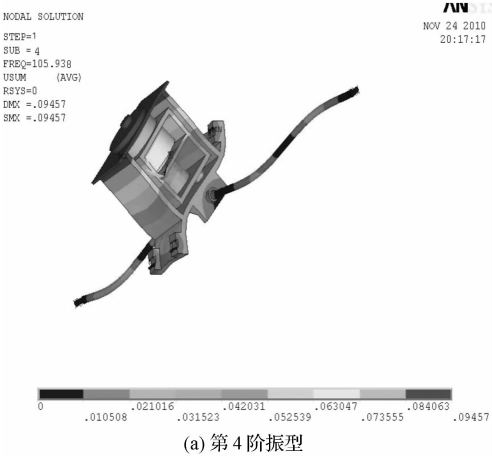
阶数	刚性连接的固有频率 /Hz	弹簧阻尼连接的固有频率 /Hz	模态实验值 /Hz
1	40.67	33.76	30.09
2	60.46	44.39	42.32
3	131.27	97.62	90.76
4	151.52	105.94	120.86
5	178.59	119.91	134.73

由于篇幅关系,本研究只列出典型的第 1 阶和第 4 阶振型如图 4 所示。由振型图可以看出第 1、2 阶振型表现为螺母上下端丝杠的 1 阶弯曲,第 3、5 阶振型分别表现为螺母上下端丝杠的 2 阶弯曲,第 4 阶振型表现为磨头轴的扭转。

综合以上分析结果可知,考虑结合面的模态分析结果更接近实验值,从而表明弹簧阻尼链接的有限元模型的正确性。考虑结合面的影响将在一定程度上降低整机的模态频率,显然这是不利因素,因为整机固有频率的降低,将严重影响整机的动态特性,要提高整机的模态频率,在设计阶段时就应该考虑结合面的影响。从模态振型中可以看出,模态振型主要集中在局部结构的振型上,这与不考虑结合面影响的整机模态振型表现为整机部件振型明显不同。从实际应用来说,这对整机结构的优化设计和结构修改更具有指导价值。



(a) 第 1 阶振型



(a) 第 4 阶振型

图 4 弹簧阻尼连接的第 1、4 阶振型

3 谐响应分析

磨头机构的模态只是反映系统本身的属性,要得出实际工作状态时的响应,还需要做谐响应分析。谐

响应分析适用于确定机械结构在承受随时间变化的动载荷时,在特定频率下的响应,设计人员可以根据谐响应曲线预测结构的持续动力特性,从而能够验证设计能否成功地克服共振、疲劳及其他受迫振动引起的有害效果,确定结构在实际工作状态下的振动特性,从而验证其设计是否满足动态性能要求^[6-12]。

系统的通用方程为:

$$[M]\{\ddot{\mu}\} + [C]\{\dot{\mu}\} + [K]\{\mu\} = \{F\} \quad (5)$$

且:

$$\begin{aligned} \{F\} &= \{F_{\max} e^{i\psi}\} e^{i\omega t} = (\{F_1\} + i\{F_2\}) e^{i\omega t} \\ \{\mu\} &= \{\mu_{\max} e^{i\psi}\} e^{i\omega t} = (\{\mu_1\} + i\{\mu_2\}) e^{i\omega t} \end{aligned} \quad (6)$$

式中: $[M]$ 、 $[K]$ 、 $[C]$ —质量、刚度和阻尼矩阵; $\{F\}$ 、 $\{\mu\}$ —载荷矩阵和位移矩阵,且都是简谐的; ω —频率; $F_{\max}$ —载荷幅值; $\mu_{\max}$ —位移幅值。

由以上式子可得到谐响应分析的运动方程为:

$$-(\omega^2[M] + i\omega[C] + [K])(\{\mu_1\} + i\{\mu_2\}) = (\{F_1\} + i\{F_2\}) \quad (7)$$

本研究用 ANSYS 软件中的完整法对磨头机构进行谐响应分析。计算结果表明 Z 方向均为敏感方向。按照磨边机实际工作时的状态在砂轮的 Z 方向施加 20 N 的动载荷,得到砂轮中心点在 X 方向上(细实线) Y 向(粗实线)和 Z 向(虚线)的响应曲线的谐响应曲线如图 6 所示。可以看出在 Z 向上砂轮中心点在 33 Hz、42 Hz 的谐响应振幅最大,对应于系统的第 1 阶和第 2 阶模态, X 向上在 106 Hz 的谐响应振幅最大,对应于系统的第 4 阶模态, Y 向的振幅较小。在磨边机工作过程中,砂轮的 X 向的振动和 Z 向的振动都会影响磨边质量,这也解释了在调试过程中各传感器工作状态稳定的情况下,仍出现磨边不均匀的现象。因此在实际磨边过程中应尽量避免这些频率的动载荷。

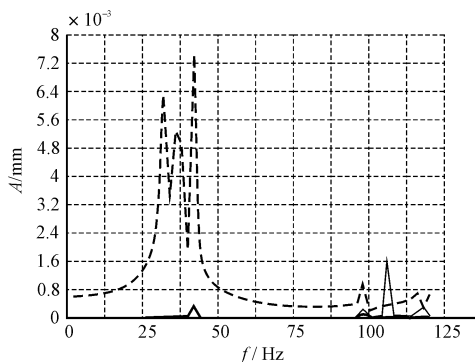


图5 磨头机构的谐响应曲线

4 结束语

通过合理的模型简化和单元类型的选择,本研究建立了三维有限元实体模型,利用弹簧阻尼单元 COMBIN14 模拟了结合部的特性,得出在考虑上磨头机构的丝杠螺母轴承和导轨结合面情况下的上磨头机构整体的动态特性,得到前 1 阶~5 阶固有频率分别在 33、44、97、105、119 Hz 附近,并与刚性连接的情况作对比分析得出,结合面对高阶固有频率的影响较为显著,振型上主要表现在局部结构的振型。

本研究还通过谐响应分析模拟了上磨头实际工作时的状态,得出频率在 30 ~ 45 Hz 之间砂轮中心 Z 方向的谐响应振幅最大,这是造成磨边不均匀现象的原因之一。

参考文献 (References):

- [1] 杨 棣,唐恒龄,廖伯瑜. 机床动力学[M]. 北京:机械工业出版社,1983.
- [2] 吴南星,孙庆鸿. 磨边机磨头整体有限元建模及分析[J]. 机械设计与制造工程,2002,31(3):33-34.
- [3] 王松涛. 典型机械接合面动态特性及应用研究[D]. 昆明:昆明理工大学机电工程学院,2008.
- [4] YOSHIMURA M. Computer aided design improvement of machine tool structure incorporating joint dynamics data[J]. *Annals of the CIRP*, 1979(28):241-246.
- [5] 刘 涛,杨凤鹏. 精通 ANSYS[M]. 北京:清华大学出版社,2002.
- [6] BEADS C F. Damping in structural joints [J]. *The Shock and Vibration Digest*, 1985,52(6):21-23.
- [7] BURDEKIN M, BACK N, COWLEY A. Analysis of the local deformation in machine joints [J]. *Mechanical Engineering Science*, 1979,34(3):15-17.
- [8] 杨 浩,秦 萍. 基于 ANSYS 的落地镗床模态分析[J]. 机床与液压,2010,38(9):91-93.
- [9] 刘加亮,李庆龄,赵永生. 基于 ANSYS 的并联机床驱动分支模态分析[J]. 机电工程技术,2008,37(5):27-29,81.
- [10] 覃文洁,左正兴,刘玉桐,等. 机床整机的动态特性分析[J]. 机械设计,2000,27(10):24-26.
- [11] 刘 驰,尹辉俊,韦 林. XK713 数控铣床的结构动态特性分析[J]. 机械制造,2009,47(2):19-20.
- [12] 周 华,石彦彦. GSKM-32 高速加工中心机床主轴动态特性分析[J]. 机电工程技术,2008,37(6):18-19,38.

[编辑:张 翔]