

6-4-2020

## Design and Simulation of Cut Flat Boring Bar by Both Materials' Composite Structure

Xie Feng

*Department of Electrical Engineering and Automation, Anhui University, Hefei 230601, China;*

Wenxuan Wang

*Department of Electrical Engineering and Automation, Anhui University, Hefei 230601, China;*

Xiaobao Lei

*Department of Electrical Engineering and Automation, Anhui University, Hefei 230601, China;*

Follow this and additional works at: <https://dc-china-simulation.researchcommons.org/journal>



Part of the Artificial Intelligence and Robotics Commons, Computer Engineering Commons, Numerical Analysis and Scientific Computing Commons, Operations Research, Systems Engineering and Industrial Engineering Commons, and the Systems Science Commons

---

This Paper is brought to you for free and open access by Journal of System Simulation. It has been accepted for inclusion in Journal of System Simulation by an authorized editor of Journal of System Simulation.

---

## Design and Simulation of Cut Flat Boring Bar by Both Materials' Composite Structure

### Abstract

**Abstract:** Because the stressed structure of the boring bar in machine tool is a cantilever beam, and it is very easy to produce vibration. To study the vibration problem of boring bar, *the general structure of boring bar was improved into the built-in damping core boring bar structure composed of two materials*, according to the principle of self-excited vibration's coupling flutter and forced vibration's dynamic damping. At the same time, according to the principle that reasonable arrangement of small stiffness of the boring bar could reduce vibration, the composite structure boring bar was cut flat expecting to reach optimal damping effect. With the aid of finite element method software, three different types of boring bar models were established which were circular structure, cut flat structure and cut flat composite structure. In the same conditions, statics analysis and dynamic analysis of the three kinds of boring bar were done respectively. It shows that the structure of the composite material cutting flat boring bar has better damping effect by comparing the simulation results.

### Keywords

boring machining, damping boring bar, damping core, cut flat boring bar, finite element method

### Recommended Citation

Xie Feng, Wang Wenxuan, Lei Xiaobao. Design and Simulation of Cut Flat Boring Bar by Both Materials' Composite Structure[J]. Journal of System Simulation, 2017, 29(6): 1290-1296.

## 两种材料组合结构的削扁镗杆设计与仿真

谢峰, 王文轩, 雷小宝

(安徽大学电气工程与自动化学院, 合肥 230601)

**摘要:** 机床的镗刀杆因其受力结构为悬臂梁, 极易产生振动, 为了研究镗杆的减振问题, 根据自激振动耦合型颤振原理以及受迫振动动力消振原理, 将普通结构镗杆改进设计为内置减振芯的由两种材料组成的镗杆结构, 同时根据将镗杆的小刚度主轴进行合理布置可以减振的原理, 对该组合材料结构的镗杆进行了削扁, 以期达到最优的减振效果。借助有限元分析软件建立了圆形结构、削扁结构、削扁组合材料结构三种不同类型的镗杆模型, 在相同的工况下, 对三种镗杆分别做静力学分析和动力学分析, 对比仿真实验结果证明了组合材料结构的削扁镗杆具有更佳的减振效果。

**关键词:** 镗削加工; 减振镗杆; 减振芯; 削扁镗杆; 有限元方法

中图分类号: TG53

文献标识码: A

文章编号: 1004-731X (2017) 06-1290-07

DOI: 10.16182/j.issn1004731x.joss.201706018

## Design and Simulation of Cut Flat Boring Bar by Both Materials' Composite Structure

Xie Feng, Wang Wenxuan, Lei Xiaobao

(Department of Electrical Engineering and Automation, Anhui University, Hefei 230601, China)

**Abstract:** Because the stressed structure of the boring bar in machine tool is a cantilever beam, and it is very easy to produce vibration. To study the vibration problem of boring bar, the general structure of boring bar was improved into the built-in damping core boring bar structure composed of two materials, according to the principle of self-excited vibration's coupling flutter and forced vibration's dynamic damping. At the same time, according to the principle that reasonable arrangement of small stiffness of the boring bar could reduce vibration, the composite structure boring bar was cut flat expecting to reach optimal damping effect. With the aid of finite element method software, three different types of boring bar models were established which were circular structure, cut flat structure and cut flat composite structure. In the same conditions, statics analysis and dynamic analysis of the three kinds of boring bar were done respectively. It shows that the structure of the composite material cutting flat boring bar has better damping effect by comparing the simulation results.

**Keywords:** boring machining; damping boring bar; damping core; cut flat boring bar; finite element method

## 引言

镗杆加工是各种机械加工方法中加工内孔的



收稿日期: 2015-07-24 修回日期: 2015-10-19;  
基金项目: 安徽省科技攻关项目(1301022079);  
作者简介: 谢峰(1963-), 男, 安徽淮南, 博士, 教授, 研究方向为先进制造技术以及切削刀具; 王宗辉(1989-), 男, 山东日照, 硕士生, 研究方向为机械设备减振; 雷小宝(1979-), 男, 安徽滁州, 博士, 讲师, 研究方向为先进制造技术及装备。

常用加工手段, 镗杆为悬臂梁结构, 在加工深孔时, 由于其悬伸加长易引起刚度降低, 容易产生振动, 降低工件的加工质量以及机床和刀具的使用寿命, 因此, 国内外的学者尝试了多种途径来抑制镗杆在机械加工中产生的振动<sup>[1]</sup>。如 H.Moradia 等<sup>[2]</sup>指出再生颤振是导致镗削过程中生产效率低, 零件加工精度低的主要原因, 而且其在论文中研究了减振镗

杆中吸振器的各参数对减振镗杆减振性能的影响, 并给出了对应的变化趋势。F.Bakhtiari<sup>[3]</sup>等人, 把安装在大长径比减振镗杆上起到减振作用的动力吸振器的参数进行了优化。王军、王加春等人研制了一种由金属、工程陶瓷和黏弹性阻尼材料组成的新型复合结构减振砂轮接杆, 大大提高了其动态性能<sup>[4]</sup>。夏峰基于附加阻尼减振结构形式, 开发了约束阻尼型减振镗杆, 达到了较好地减振效果。

本文将根据耦合型颤振与动力消振的原理, 将普通圆形镗杆进行结构改进, 设计了由两种材料组合的削扁结构减振镗杆。同时利用有限元分析软件建立不同结构镗杆的模型, 通过模态分析和谐响应分析来对比不同结构镗杆的动态性能, 并根据三种不同结构镗杆的计算结果, 论证该种减振镗杆在减振方面的优越性。

## 1 削扁减振镗杆的设计

镗削加工过程中镗杆的振动包括自由振动、自激振动和强迫振动。据有关文献<sup>[5]</sup>介绍镗杆在镗削过程中 65% 的振动属于自激振动, 因此抑制自激振动是提高镗杆抗振性能的重要措施。切削过程中的自激振动叫做颤振, 它是在没有周期性外力干扰下产生的振动运动, 通常人们认为颤振的产生是由于多自由度系统在各主振模态间互相耦合、互相关联而产生的, 因此合理调整振型的刚度比, 使弱刚度主轴避开切削力与切削表面法线方向之间的不稳定区, 可以有效地提高系统的抗振性, 抑制切削颤振<sup>[6]</sup>。

### 1.1 振型耦合自激振动的稳定性分析

镗刀杆通常为单刃镗削, 镗刀安装在镗杆上作回转运动进行镗削加工, 图 1 为其动力学模型, 为便于讨论, 此处将振动系统简化为图示的具有两个自由度的平面振动系统。刀具和镗杆组成刀具主振系统, 其等效质量为  $m$ , 分别以刚度为  $k_1$ ,  $k_2$  的两根弹簧支持。弹簧的轴线  $x_1$  和  $x_2$  称为刚度主轴, 并分别代表振动系统的两个自由度方向。设  $x_1$  与  $x_2$  垂直, 并以刚度小、变形大的方向振型为  $x_1$ , 以刚度大、变形小的方向振型为  $x_2$ 。  $F$  为刀具在

轴向剖面内所受的切削力,  $y$  方向为切削表面法线方向, 两者间的夹角为  $\beta$ 。

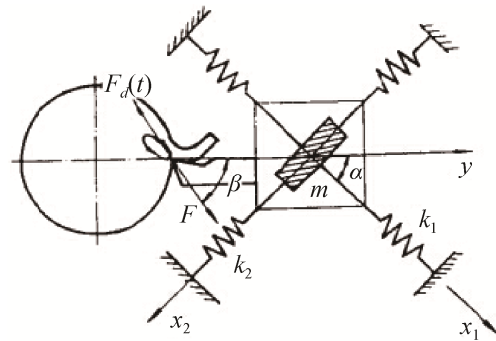


图 1 两自由度振动系统的模型  
Fig. 1 Model for two freedom vibration system

作用在振动系统上的力有动态切削力

$$F_d(t) = k_c b y(t) \quad (1)$$

式中:  $b$  为与振动方向相垂直的方向上投影的切削宽度;  $k_c$  为单位切削宽度上的切削力。

由图可知,  $y = x_1 \cos \alpha - x_2 \sin \alpha$ , 式中  $\alpha$  为小刚度主轴相对于  $y$  轴的夹角。将上式带入动态切削力公式得:

$$F_d(t) = k_c b (x_1 \cos \alpha - x_2 \sin \alpha) \quad (2)$$

忽略阻尼力的作用,  $x_1$  和  $x_2$  方向的运动方程可分别写为:

$$\begin{aligned} m\ddot{x}_1 + k_1 x_1 + F_d \cos(\beta - \alpha) &= 0 \\ m\ddot{x}_2 + k_2 x_2 + F_d \sin(\beta - \alpha) &= 0 \end{aligned} \quad (3)$$

将式(2)带入上式得:

$$\begin{aligned} m\ddot{x}_1 + [k_1 + k_c b \cos \alpha \cos(\beta - \alpha)]x_1 - \\ k_c b \sin \alpha \cos(\beta - \alpha)x_2 &= 0 \\ m\ddot{x}_2 + [k_2 - k_c b \sin \alpha \sin(\beta - \alpha)]x_2 - \\ k_c b \cos \alpha \sin(\beta - \alpha)x_1 &= 0 \end{aligned}$$

可得其特征方程式

$$\begin{aligned} m^2 s^4 + m s^2 [k_1 + k_2 + k_c b u_2 - k_c b u_1] + \\ k_1 k_2 - k_1 k_c b u_1 + k_2 k_c b u_2 = 0 \end{aligned}$$

解上述特征方程式, 得:

$$s_{1,2}^2 = \frac{k_c b}{m} \left( -A \pm \sqrt{A^2 - B} \right)$$

通过分析可知, 当  $A^2 > B$  时, 系统是稳定的;  $A^2 < B$  时系统是不稳定的。因此, 系统稳定性临界条件为  $A^2 = B$ , 整理后得稳定性极限条件为

$$(k_c b)_{lim} = \frac{k_2 - k_1}{\cos(2\alpha - \beta) \pm \sqrt{\cos^2(2\alpha - \beta) - \cos^2 \beta}} \quad (4)$$

如果实际加工系统的切削力  $k_c b > (k_c b)_{lim}$  时, 加工系统将会有颤振产生。由于切削力对于  $y$  轴的夹角  $\beta$  一般变动不大, 故稳定性极限条件主要取决于两刚度主轴刚度系数的差值  $k_2 - k_1$  以及小刚度主抽相对于  $y$  轴的夹角  $\alpha$ 。在不考虑切削力滞后效应的条件下,  $(k_c b)_{lim}$  取正实数才有意义<sup>[7]</sup>, 因此公式(4)应同时满足以下几个条件:

$$\begin{aligned} \cos^2(2\alpha - \beta) - \cos^2 \beta &> 0 \\ \cos^2(2\alpha - \beta) \pm \sqrt{\cos^2(2\alpha - \beta) - \cos^2 \beta} &> 0 \\ k_2 - k_1 &> 0 \end{aligned}$$

解上述不等式, 得:

$$0 < \alpha < \beta, k_2 > k_1 \quad (5)$$

因此对振型耦合机理的动力学模型进行稳定性分析, 可知:  $0 < \alpha < \beta$  为不稳定区, 也就是说, 当振动系统的小刚度主轴位于切削力  $F$  与  $y$  轴夹角范围内时, 系统易产生振动。应用这个理论, 只要使镗杆的弱刚度主轴的方位避开切削力  $F$  与切削表面法向方向( $y$  轴方向)夹角范围, 就不易产生振动。

### 1.2 削扁镗杆的结构设计

通过上述分析可知, 为抑制镗削过程中的自激振动, 可合理布置大刚度主轴和小刚度主轴的方位, 使  $\alpha$  角不在  $\beta$  角的范围内, 为此, 如图 2 所示, 将圆形镗杆前半段设计为削扁镗杆,  $x_1$  为镗杆的小刚度主轴,  $x_2$  为镗杆的大刚度主轴,  $\alpha$  为小刚度主轴  $x_1$  与  $y$  轴的夹角,  $\beta$  为切削力  $F$  与  $y$  轴的夹角。通常镗杆的削扁部分的厚度在  $0.75 \sim 0.85D$  ( $D$  为镗杆直径), 本文所设计镗杆的削扁厚度尺寸初步选择为  $0.8D$ 。

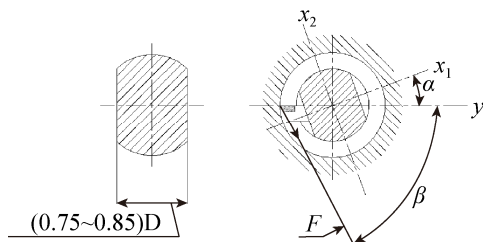


图 2 削扁镗杆  
Fig. 2 Cut flat boring bar

## 2 组合结构减振镗杆设计

减小镗杆振动的另一有效措施是采用消振减振装置, 为此在镗杆内部添加减振芯, 相当于在镗杆内部加了一个质量块, 质量块可以吸收振动时的部分能量, 可以削弱镗杆的振幅。同时减振芯采用密度较大的金属, 使减振芯与刀杆本身质量比增加, 以降低镗杆的相对振幅<sup>[7]</sup>。为此设计了由外层金属和减振芯组成的组合结构减振镗杆。如图 3 所示

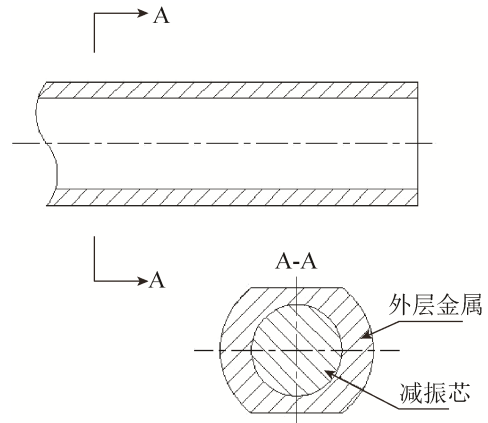


图 3 组合结构减振镗杆  
Fig. 3 Damping boring bar with composite structure

如图 4 所示, 将含减振芯的镗杆简化为刀头、刀杆和减振单元组成的系统, 该系统可简化为由质量单元、弹性单元和阻尼元件组成。

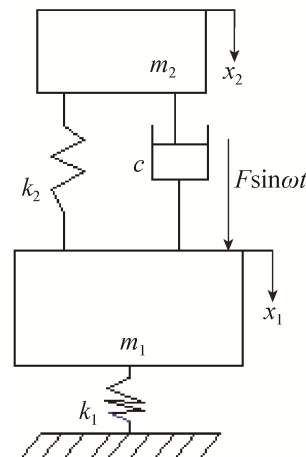


图 4 简化的镗杆力学模型  
Fig. 4 Vibrating model for simplified boring bar

图 4 中:  $m_1$  为刀杆的集中质量;  $m_2$  为减振芯质量;  $k_1$  为刀杆等效刚度;  $k_2$  为弹性支撑的弹性

系数;  $c$  为阻尼器阻尼系数;  $F$  为激振力幅值;  $\omega$  为激振频率。质量单元 1 的受力方程式为:

$$m_1 \ddot{x}_1 + c(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_2(x_1 - x_2) + k_1 x_1 = F e^{i\omega t} \quad (6)$$

质量单元 2 的受力方程式为:

$$m_2 \ddot{x}_2 - c(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_2(x_1 - x_2) = 0 \quad (7)$$

由上述运动微分方程可求得主质量相对振幅:

$$\frac{B_1}{\delta_{st}} = \frac{\sqrt{(\lambda^2 - \delta^2)^2 + \left[ \mu \lambda^2 \delta^2 - (1 - \lambda^2)(\delta^2 - \lambda^2) \right]^2}}{2\xi \delta \lambda^2} \rightarrow \leftarrow \frac{2\xi \delta \lambda^2}{2\xi \delta \lambda^2 (1 - \lambda^2 - \mu \lambda^2)^2} \quad (8)$$

式中:  $B_1$  为刀杆主体的振幅;  $\delta_{st}$  为系统静变位;

$\mu = \frac{m_2}{m_1}$  为减振芯与系统的质量之比;  $\xi$  为系统阻尼比;

$\lambda = \frac{\omega}{\omega_{01}}$  为激振频率与系统固有频率的比值;

$\delta = \frac{\omega_{02}}{\omega_{01}}$  为减震系统固有频率与系统固有频率之比。

此时系统在频域内的最大相对振幅为:

$$\left( \frac{B_1}{\delta_{st}} \right)_{\max} = \sqrt{1 + \frac{2}{\mu}} \quad (9)$$

式中:  $\mu$  与  $B_1$  成反比, 因此, 增大质量比, 可使振幅降低, 提高系统的减振性能。

本文设计的镗杆应用于汽车车桥差速器套筒零件的深孔加工, 镗杆的悬伸长度为 428 mm, 镗杆直径为 55 mm, 镗杆材料为 40 Cr, 计算出镗杆的质量  $m_1 = 4.79$  kg, 为取得比较好的减振效果选取质量比为 0.2<sup>[8]</sup>, 得到减振芯的质量为  $m_2 = 0.958$  kg, 选取减振芯材料为硬质合金, 由此初步选取减振芯直径为 12 mm, 长度为 100 mm。

### 3 减振镗杆的有限元建模及参数优化

#### 3.1 镗杆的有限元建模

早在 1967 年挪威工程师 Teeness 就已展示了大长径减振刀杆的原样模型, 为验证所设计的组合

材料结构的削扁镗杆减振的有效性, 本文以原样模型为依托利用有限元分析软件建立了 3 种不同结构镗杆的模型, 分别为普通圆形镗杆 1、前 200 mm 长度削扁的普通材料削扁镗杆 2、前 200 mm 削扁内置减振芯的复合结构削扁镗杆 3。由于复合结构减振镗杆是两种材料组合成的, 在进行 ANSYS 分析时, 两种金属材料之间需要利用 mpc 装配技术创建接触对, 并且利用接触向导功能定义各层模型之间的接触关系。

将镗杆简化为悬臂梁结构, 假设三种不同镗杆夹持部分的约束为固定端约束, 镗杆悬伸量 428 mm, 镗杆外端 200 mm 部分为削扁或复合材料结构, 镗杆直径 55 mm。在相同工况下对三种镗杆进行静力学和动力学分析。

#### 3.2 镗杆的静力学分析

在 ANSYS14.5 中建立模型后, 限制夹持部分所限制的自由度, 对削扁镗杆和普通镗杆进行静力学分析<sup>[9]</sup>。主要研究镗杆在加载负载后引起位移以及力的情况。

所设计的减振镗刀杆切削时转速: 600 r/min, 切削深度: 0.5 mm, 进给速度: 60 mm/min, 刀具的前角为 75°。根据切削力计算经验公式<sup>[10]</sup>, 得到其三方向的受力分别为:  $F_x = 579.3$  N(轴向力),  $F_y = 600$  N(切向力),  $F_z = 155.9$  N(径向力), 载荷加载在刀杆刀头处。静力学分析的结果如表 1 所示。

表 1 不同类型刀杆最大位移量  
Tab. 1 DMX for deferent boring bar

刀杆类型	刀杆最大位移 DMX/m
普通圆形镗杆	0.140E×10 <sup>-3</sup>
削扁镗杆	0.143E×10 <sup>-3</sup>

通过表 1 减振镗杆的静力学分析可知, 在镗杆前部刀头处施加三个方向上的力后, 削扁镗杆与普通镗杆的位移相差不大, 因此削扁部分对镗杆本身的受力以及静刚度影响不大, 说明了镗杆的削扁厚度适宜。

### 3.3 镗杆的模态分析与谐响应分析

用有限元方法对镗杆进行模态分析主要包括建立镗杆模型、加载求解、扩展镗杆模态、模态后处理、观察分析结果等分析步骤。本文选用的分析方法是 Block Lanczos<sup>[11]</sup>并提取了镗杆的前四阶模态。对镗杆尾部 30mm 圆柱面以及镗杆后端面的所有节点限制所有自由度,模拟实际加工过程中镗杆的夹持部分。在完成建模后,进行模态求解,三种镗杆的仿真分析结果如下表 2 所示。

表 2 不同结构镗杆的前四阶模态

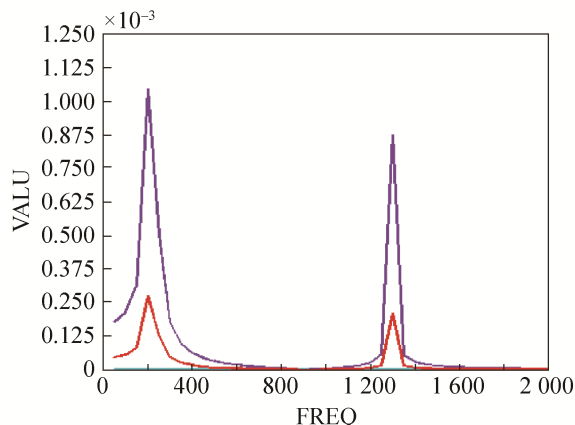
Tab. 2 The first four order modes for different bars

镗杆的阶数	一阶模态	二阶模态	三阶模态	四阶模态
镗杆 1 模态频率	218.67	218.85	1 302	1 303
镗杆 2 模态频率	226.99	228.71	1 236.9	1 321.5
镗杆 3 模态频率	226.37	227.58	1 241.2	1 296.5

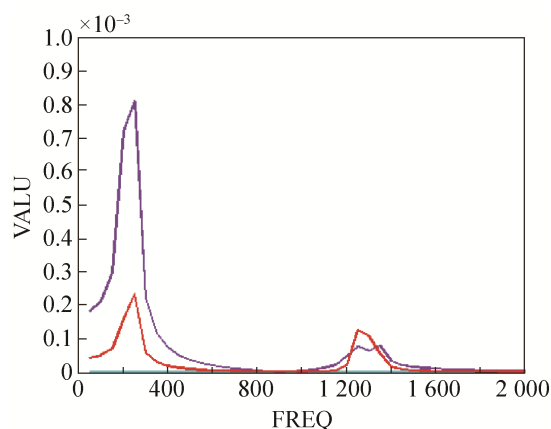
从表 1 可以看出镗杆 2 和镗杆 3 的固有频率提高了,镗杆的固有频率越大系统越不容易产生振动,说明镗杆 2 和镗杆 3 的抗振性得到提高。三种不同结构镗杆的前四阶固有频率在 200 Hz~1400 Hz 的范围内,在这个范围内,外界的激励频率很容易达到这个区间,因此这个频率范围内减振镗杆在进行切削加工时也最容易发生共振,所以在对减振镗杆进行减振性能分析时,该频率范围内的振动是研究的重点。

谐响应分析是在模态分析之后进行的,需要对作用力的大小和频率进行定义。本文对镗杆进行谐响应分析时,将作用力加载在镗杆前端面刀头安装处,在 ANSYS 软件中直接定义节点的载荷,所加载的谐波载荷频率范围: 0~2000 Hz,载荷的子部数为 40,选择各子部的载荷频率变化方式为阶变式。在谐响应分析的过程中,频率从 0 Hz~2 000 Hz 为等差分布,步长为 50 Hz。

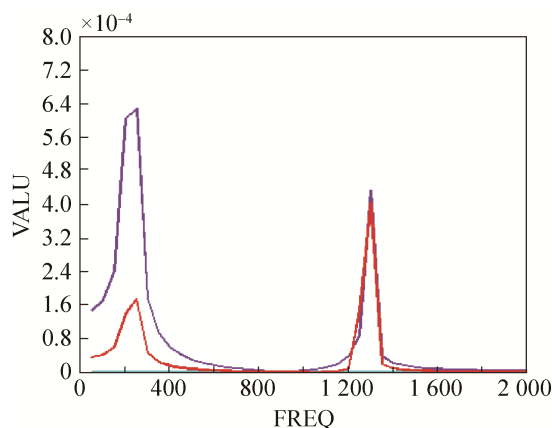
在相同的约束条件工况下对三种不同结构的镗杆进行谐响应分析求解,为进行对比分析,三种镗杆都是在镗杆刀头横截面中心点施加了大小相等和频率相同的谐载荷。振幅频率曲线如图 5。



(a) 镗杆 1 (bar 1)



(b) 镗杆 2 (bar 2)



(c) 镗杆 3 (bar 3)

图 5 三种不同结构镗杆的谐响应分析

Fig. 5 The analysis of harmonic response for three kinds of bar

由图 5 可知: 镗杆 2 为单一材料的削扁镗杆,其 UY、UZ 两个方向上的振幅比普通镗杆 1 的 UY、UZ 两个方向上的振幅小,说明镗杆 2 抗振性优于镗杆 1,即镗杆削扁后能够提高减振性能。镗杆 3

是在削扁镗杆的基础上, 在镗杆内部增加了一个减振芯, 图中显示镗杆 3 的 UY、UZ 两个方向上的振幅明显比前两种镗杆振幅小很多, 表明镗杆 3 的减振性能又得到进一步地提高, 因此通过有限元分析可知组合材料结构的削扁镗杆比普通材料的削扁镗杆更具减振效果。

### 3.4 组合材料结构的削扁镗杆的参数优化

在组合材料结构的削扁镗杆的设计中, 为使减振效果最佳, 需要对削扁镗杆的部分结构尺寸<sup>[12]</sup>进行优化<sup>[13]</sup>, 主要研究组合材料结构的镗杆中减振芯直径以及镗杆的削扁尺寸对减振性能的影响。

根据削扁镗杆抑制颤振的条件, 设定所有镗杆模型的削扁角度相同, 在上述谐响应分析的基础上, 将镗杆的削扁参数设定为  $\alpha=(0.6\sim 0.85)D$  等差分布; 选择硬质合金为减振芯材料, 减振芯的直径在 0~18 mm 范围内等差分布, 得到的削扁尺寸、减振芯直径与镗杆振幅曲线如图 6 所示。

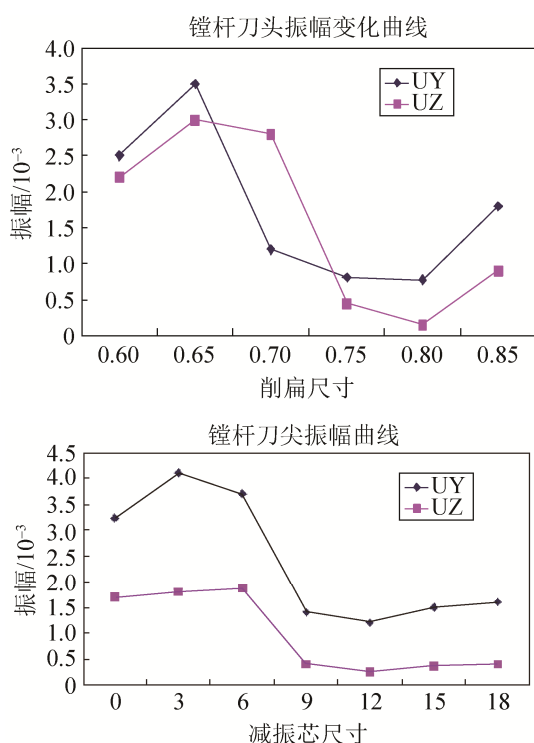


图 6 削扁尺寸、减振芯直径与镗杆振幅关系图  
Fig. 6 Relations of bar amplitude to cut flat size and damping core

从上述镗杆刀头处两个方向上的振幅变化可知, 当减振芯直径  $d$  在 0~18 mm 范围内变化时, 减振芯直径  $d$  为 12 mm 时, 镗杆的减振性能比较好; 当镗杆削扁处的厚度在  $(0.7\sim 0.8)D$  范围变化时, UY 方向的振幅是逐渐减小的; 在削扁厚度为  $(0.8\sim 0.85)D$  之间时, UY 方向的振幅是逐渐增加的; 而 UZ 方向上的振幅, 在削扁厚度为  $(0.7\sim 0.8)D$  之间时, 逐渐减少, 并在削扁厚度  $\alpha=0.8D$  时达到最小。综合 UY 和 UZ 两个方向上的幅值变化, 选择削扁厚度  $\alpha=0.8D$ , 减振效果理想, 因此削扁厚度最优参数选定为  $\alpha=0.8D$ 。

## 4 结论

本文依据振型耦合原理以及减振芯消振技术, 提出了组合材料结构的削扁镗杆的设计方案。通过有限元仿真分析, 对所设计的减振镗杆进行了动力学分析, 得出以下结论:

1) 组合材料结构的削扁镗杆的减振效果比单一结构的削扁镗杆和圆形结构的镗杆的减振效果要好;

2) 根据优化结果可知, 当减振芯直径  $d$  为 12 mm 时, 削扁厚度为  $0.8D$  时, 镗杆的减振性能比较好。

通过上述分析可知, 本文所提出的组合材料结构的削扁镗杆表现出较好地减振性能, 同时所使用的设计方法可在开发阶段预测减振镗杆的动力学性能, 优化刀杆的结构尺寸, 缩短了其开发周期。

## 参考文献:

- [1] 刘立佳, 刘献礼, 许成阳, 等. 减振镗杆振动控制研究综述 [J]. 哈尔滨理工大学学报, 2014, 19(2): 12-18. (Liu Li-jia, Liu Xian-li, Xu Cheng-yang, et al. Review of Damping Boring Bar Vibration Control [J]. Journal of Harbin University of Science and Technology, 2014, 19(2): 12-18.)
- [2] H Moradia, F Bakhtiari, Nejadb. Tuneable vibration absorber design to suppress vibrations: An application in boring manufacturing process [J]. Journal of Sound and Vibration (S0022-460X), 2008, 318(1-2): 93-108.
- [3] Satoshi Ema, Etsuo Marui. Suppression of chatter



- vibration of boring tools using impact dampers [J]. International Journal of Machine Tools Manufacture (S0890-6955), 2014, 7(20): 1141-1156.
- [4] 王军, 王加春, 吴风和, 等. 复合结构黏弹性阻尼减振砂轮接杆的研究 [J]. 机械工程学报, 2014, 50(15): 192-197. (Wang Jun, Wang Jiachun, Wu Fenghe, et al. Research of Viscoelastic Damping Anti-vibration Grinding Wheel Spindle with Composite Structure [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(15): 192-197.)
- [5] 王民, 区炳显, 咎涛, 等. 镗杆颤振控制技术发展综述 [J]. 北京工业大学学报, 2011, 37(8): 1143-1147. (Wang Min, Ou Bing-xian, Zan Tao, et al. A Review of Chatter Control Technique for Boring Bar [J]. Journal of Beijing University of Technology, 2011, 37(8): 1143-1147.)
- [6] Miguelez M H, Rubio L. Improvement of Chatter Stability in Boring Operations with Passive Vibration Absorbers [J]. International Journal of Mechanical Sciences (S0020-7403), 2010, 52(10): 1367-1384.
- [7] 段晓奎. 深孔加工颤振分析及抑制方法的研究 [D]. 太原: 中北大学机械工程学院, 2014: 24-27. (Duan Xiaokui. The Research of the Chatter Analysis and Vibration Suppression Strategies in Deep Hole Drilling [D]. Taiyuan, China: North University of China, 2014: 24-27.)
- [8] 秦柏, 邵俊鹏. 基于 ADAMS 的动力减振镗杆径向跳动频域分析及参数优化 [J]. 系统仿真学报, 2008, 20(8): 2177-2180. (Qin Bai, Shao Jun-peng. Radial Vibration Analysis and Parameter Optimization of Dynamical Vibration Absorption Boring Bar by Using ADAMS [J]. Journal of System Simulation (S1004-731X), 2008, 20(8): 2177-2180.)
- [9] 芦晓荣. 数控减振镗杆设计与分析 [J]. 现代制造、工艺设备, 2015, 24(1): 39-40. (Lu Xiaorong. A design and analysis of CNC boring bar [J]. Modern Manufacturing & Process Equipment, 2015, 24(1): 39-40.)
- [10] 吴拓. 机械加工计算手册 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2012: 54-57. (Wu Tuo. Handbook of machining calculation [M]. Beijing, China: Chemical Industry Press, 2012: 54-57.)
- [11] 王军, 吴凤, 韩亚丽, 等. 层状复合结构镗刀杆设计与性能研究 [J]. 中国机械工程, 2013, 24(6): 711-715. (Wang Jun, Wu Feng, Han Yali, et al. Boring Bar Design with Lamnar Composite Structure and Research on Properties [J]. China Mechanical Engineering, 2013, 24(6): 711-715.)
- [12] 罗红波, 李红梅. 内置式减振镗杆的参数优化 [J]. 四川大学学报, 2012, 10(15): 209-212. (Luo Hongbo, Li Hongmei. Parameter Optimization of Built-in Damping Boring Bar Kinetic Model [J]. Journal of Sichuan University, 2012, 10(15): 209-212.)
- [13] Chintan D Patel, Prashant Sharma, Amitesh Paul. Parameter optimization of shell and tube type heat exchanger for improve its efficiency [J]. International Journal of Engineering Research & Technology (S2278-0181), 2014, 3(1): 11-18.

(上接第 1289 页)

- [10] An Luo, Xianyong Xu, Houhui Fang, et al. Feedback-Feedforward PI-Type Iterative Learning Control Strategy for Hybrid Active Power Filter With Injection Circuit [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics (S0278-0046), 2010, 57(11): 3767-3779.)
- [11] 王允建, 谢贝贝, 胡治国. 电力谐波检测迭代变权最小二乘快速基波提取方法 [J]. 系统仿真学报, 2014, 26(12): 2991-2995. (Wang Yunjian, Xie Beibei, Hu Zhiguo. Power harmonic detection based on iterative variable weight least square method for fast fundamental wave extraction [J]. Journal of System Simulation (S1004-731X), 2014, 26(12): 2991-2995.)
- [12] 江全才, 马晓旭, 李红刚. 新型三相三线制模糊滑模控制并联有源滤波器设计 [J]. 电力系统保护与控制, 2014, 42(7): 128-133. (Jiang Quancai, Ma Xiaoxu, Li Honggang. Design of novel three phase three wire fuzzy sliding mode control for shunt active power filter [J]. Power System Protection and Control, 2014, 42(7): 128-133.)
- [13] 李静, 张晓, 刘晓雷. 滑模控制在 APF 直流侧电压控制中的应用研究 [J]. 电力电子技术, 2012, 46(6): 39-41. (Li Jing, Zhang Xiao, Liu Xiaolei. Application reserch of sliding mode control in APF DC side voltage control [J]. Power Electronic Technology, 2012, 46(6): 39-41.)