

基于冲击阻尼的深孔车削减振车刀设计*

杨毅青^{1,2}, 吴栋辉^{1,2}, 王 熙^{1,2}

(1. 北京航空航天大学机械工程及自动化学院, 北京 100191;
2. 北京市高效绿色数控加工工艺及装备工程技术研究中心, 北京 100191)

[摘要] 针对内圆车削过程中特别是大长径比内孔车削时, 径向力造成工件振动或变形, 影响加工精度和表面质量的问题, 开展基于冲击阻尼器的减振车刀研究。首先基于欧拉-伯努利梁理论, 通过建模仿真开展冲击阻尼机理研究; 其次对不同的切削参数与阻尼参数, 运用模拟退火算法, 优化单侧间隙、恢复力系数等变量, 使减振车刀主模态负实部最大化, 提升车削稳定性; 最后基于冲击阻尼原理设计减振车刀并进行切削试验。试验结果表明, 当转速 $n=400\text{r/min}$, 进给量 $f=0.1\text{mm/r}$, 切削深度 $a_p=0.4\text{mm}$ 时, 内置冲击阻尼器可使长径比为 7 的内圆车刀径向振动加速度由 46.5m/s^2 下降到 4.0m/s^2 ; 工件表面粗糙度 R_a 由 $4.62\mu\text{m}$ 下降到 $1.95\mu\text{m}$ 。

关键词: 减振车刀; 冲击阻尼器; 深孔加工; 参数优化; 车削; 切削试验

DOI:10.16080/j.issn1671-833x.2019.17.022



杨毅青

博士, 副教授, 主要研究方向为先进数控加工技术与装备、新型减振与吸能技术。承担国家自然科学基金、国家科技重大专项等课题 10 余项, 发表学术论文 50 余篇。

大长径比内孔加工在航空领域普遍存在, 进行深孔加工时需要使用大长径比的刀具。由于大长径比的刀具刚度较低, 易发生颤振, 需要在加工中采用减振措施抑制颤振。目前的抑制颤振的方法包括工艺参数优化、主动控制减振和被动阻尼减振等。主动控制减振易于控制和调节, 但附加装置复杂, 成本较高。相比较于主动减振, 被动阻尼减振具有方便可靠的优点。

Friend 等^[1] 基于悬臂梁系统, 设计了铅颗粒为主体的阻尼附件, 并研究了加速度与间隙对振动幅值的影响。Cheng 等^[2] 研究了冲击阻尼器系统的自由振动问题, 并给出了冲击阻尼器的应用实例。Li 等^[3] 提出

了一种振动冲击能量收集装置的优化设计方法, 应用于车削颤振抑制。Suyama 等^[4] 针对内孔车削, 设计了颗粒冲击阻尼刀具, 提高了车刀的悬长。Yang 等^[5] 基于线性速度响应, 设计内置冲击阻尼器并应用于悬臂梁。Denkena 等^[6] 通过将摩擦阻尼器集成到刀柄轴上, 增加刀柄的阻尼, 实现加工稳定性。曹黎媛等^[7] 提出了基于可控冲程的主被动调谐质量阻尼器。杨毅青等^[8] 基于粘弹性材料被动阻尼技术, 提出阻尼层、约束层以及质量层的设计方案来增加薄壁件阻尼, 实现振动抑制。Hu 等^[9] 通过引入惯性机械网络, 设计了惯性动力吸振器。Yin 等^[10] 研究了冲击阻尼系统中的周期振动及其失稳现象。

* 基金项目: 国家自然科学基金项目(51675032); 中央高校基本科研业务费(YWF-18-BJ-Y-34)。

已有文献对冲击阻尼器进行了大量试验研究,冲击阻尼器凭借其设计简单、抗干扰能力强、减振效果好等优点,在车刀减振的应用上具有广阔的发展前景。但由于冲击阻尼固有的非线性特性,使得实际应用变得极为困难。本文提出了基于连续系统振动理论的冲击阻尼模型,通过模态叠加法对模型进行离散化,并基于冲击阻尼机理,针对实际大长径比内孔加工问题,设计了内置冲击阻尼器的减振车刀,实现了不同阻尼效果的控制,最后在不同切削参数下进行了切削试验。

建模与仿真

1 切削振动建模

理想状态下的车削过程属于恒力切削,在一定切削参数下其主切削力、进给切削力与径向切削力为常数。但是由于车削振动的存在,实际加工过程中上述切削力发生动态变化,进而影响加工质量。主切削力是计算切削功率和设计机床的主要依据;径向力在内圆车削过程中会造成工件振动或引起变形,影响加工精度和已加工表面质量,特别是深孔车削时;进给切削力方向与刀杆轴向平行,由于轴向刚度较大,所以进给切削力对表面加工质量影响不大。

为了研究对工件表面质量影响最大的因素,对刀具振动进行分析。图1(a)为当刀具沿径向(x 方向)振动时对工件表面质量的影响,刀具振动量 $x(t)=\Delta_1$ 会直接影响工件表面粗糙度。图1(b)为刀具沿主切削力方向(y 方向)振动时对工件表面质量的影响,刀具振动量 $y(t)$ 在工件直径方向的投影 Δ_2 会影响工件表面粗糙度。

由图1可得:

$$\begin{cases} \Delta_1 = x(t) \\ \Delta_2 = \sqrt{(y(t))^2 + R^2} - R \end{cases} \quad (1)$$

其中, R 为工件半径。径向位移和切

向位移可由系统运动方程得出:

$$\begin{cases} m_x \ddot{x}(t) + c_x \dot{x}(t) + k_x x(t) = F_r(t) \\ m_y \ddot{y}(t) + c_y \dot{y}(t) + k_y y(t) = F_t(t) \end{cases} \quad (2)$$

切削过程中,刀具的径向切削力 F_r 和主切削力 F_t 之间的关系可以表示为:

$$F_r = K_r F_t \quad (3)$$

其中, K_r 可由切削力系数辨识获得。依据刀杆的对称性和刀具系统的模态辨识结果,径向与切向的等效质量、等效阻尼与等效刚度可认为接近。模态辨识结果如表1所示。

联立公式(1)~(3),可以得出 Δ_1 与 Δ_2 的近似关系:

$$\frac{\Delta_1}{\Delta_2} = K_r \left(\frac{\sqrt{(y(t))^2 + R^2} + R}{y(t)} \right) \quad (4)$$

由于工件半径 R 远大于 $y(t)$,可以得出 Δ_1 远大于 Δ_2 的结论。

根据以上分析,刀具 x 方向振动对工件表面加工质量影响最敏感,所以在设计过程中使阻尼器重点抑制

大长径比车刀 x 方向振动,即径向切削力方向振动。基于冲击小球设计阻尼器,设计方案及内置冲击阻尼器车削颤振模型如图2所示。

阻尼器参数设计原则为提高临界稳定切深与车削稳定性,车削过程中的临界稳定切深可表示为:

$$\begin{cases} a_{lim} = \frac{-1}{2\alpha K_f G(\omega)} \\ n = \frac{60\omega}{2k\pi + \varepsilon} \end{cases} \quad (5)$$

其中, α 为方向系数, K_f 为切削力系数,展开 $G(\omega)$ 为频响函数实部, a_{lim} 为临界稳定切深, n 为主轴转速。在切削力系数和方向系数不变的情况下,车削临界切深由 $G(\omega)$ 的最小负值决定。

2 冲击阻尼建模与优化

为了得到刀具振动的位移和力,将刀杆简化为欧拉-伯努利梁进行数学建模。在振动过程中只考虑梁在对称平面内的弯曲振动,不考虑截

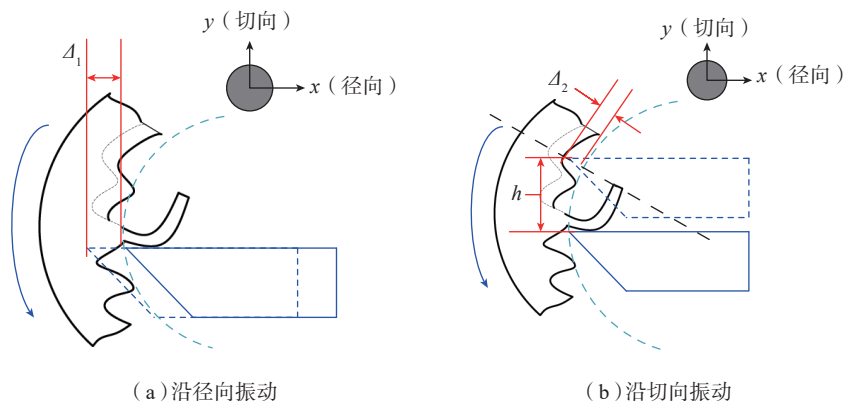


图1 刀具振动对工件表面质量影响

Fig.1 Impact of the cutter vibration on the workpiece surface quality

表1 模态辨识结果

Table 1 Results of model identification

径向切削力方向		主切削力方向	
等效质量 m_x	0.178kg	等效质量 m_y	0.205kg
等效阻尼比 ζ_x	1.925%	等效阻尼比 ζ_y	2.813%
等效刚度 k_x	$1.690 \times 10^6 \text{N/m}$	等效刚度 k_y	$1.480 \times 10^6 \text{N/m}$
等效阻尼 c_x	$21.17 \text{N}/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	等效阻尼 c_y	$30.99 \text{N}/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$

面的剪切变形和截面绕中性轴转动的惯性效应。含结构阻尼梁的弯曲振动方程为：

$$\rho A \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} + EI \frac{\partial^4 w(x,t)}{\partial x^4} + \tau EI \frac{\partial^5 w(x,t)}{\partial x^4 \partial t} = f(x,t) \quad (6)$$

此时小球振动方程可表示为：

$$m_2 \ddot{z}(t) = 0 \quad (7)$$

$$|w - z| < b \quad (8)$$

其中， ρ 为梁的密度， A 为梁截面， E 为杨氏模量， I 为梁截面的惯性矩， τ 为材料粘性阻尼系数， $f(x, t)$ 为激振力， $w(x, t)$ 为悬臂梁的位移， m_2 为冲击小球的质量， z 为冲击小球的位移， b 为小球在阻尼器内运动的单侧间隙。

通过模态叠加法，将 $w(x, t)$ 的近似解表示为特征函数的线性组合：

$$w(x,t) = \sum_{j=1}^n \phi_j(x) q_j(t) \quad (9)$$

其中， $q_j(t)$ 为模态坐标， $\phi_j(x)$ 为模态振型(模态阶数 $j=1, 2, \dots, n$)，联立以上各式可求得模态坐标和模态振型。

内置冲击小球沿着 y 方向运动并与悬臂梁空槽上下表面接触时发生碰撞。根据动量守恒和碰撞理论，碰撞前后的位移、速度和动量表示为：

$$\begin{cases} w(x,t)^+ = w(x,t)^-, z(t)^+ = z(t)^- \\ m_1 \dot{w}(x,t)^+ + m_2 \dot{z}(t)^+ = m_1 \dot{w}(x,t)^- + m_2 \dot{z}(t)^- \\ \dot{w}(x,t)^+ - \dot{z}(t)^+ = -r(\dot{w}(x,t)^- - \dot{z}(t)^-) \\ |w - z| < b \end{cases} \quad (10)$$

其中， r 为恢复力系数，上标“+”和“-”分别表示碰撞前后。由式(10)得出刀具位移及切削力。

通过仿真优化，得出阻尼器最佳设计参数(单侧间隙和恢复力系数)。对于大长径比车刀内圆车削仿真优化，首先确定切削用量(主轴转速、进给、切深)与刀具参数(刀具材料、角

度等)，通过车削颤振模型求得刀具径向力与径向位移，结合模拟退火算法进行阻尼器参数优化。根据公式(5)，当实现频响函数主模态负实部最大化时， a_{lim} 最大，实现车削稳定性。

依据数学建模进行仿真优化，流程如图3所示。

其中，模拟退火方法包括以下步骤：(1) 设置仿真参数，选取单侧间隙的初值；(2) 设置迭代次数；(3) 优化单侧间隙，找到最优解；(4) 为避免求得解是局部最优解，通过模拟退火方法，以一定概率跳出最优解，计算下一个最优解，此概率随着迭代次数的增加会逐渐减小；(5) 经过多次迭代得到单侧间隙的全局最优解。

对不同径向力和径向位移，阻尼器单侧间隙优化结果也不同。仿真优化结果如图4和图5所示，随着切削力增加，最优单侧间隙会随之增加，最优主模态负实部无明显变化。

针对仿真中切削力的范围，根据公式(11)计算切削力。

$$F_t = K_t a h, F_r = K_r a h, h = f \quad (11)$$

其中， K_t 、 K_r 为切削力系数， a 为切深， h 为切削厚度， f 为进给量。切削力系数 K_t 、 K_r 大小取 1000MPa，由 Altintas 等^[11] 给出，在切削参数

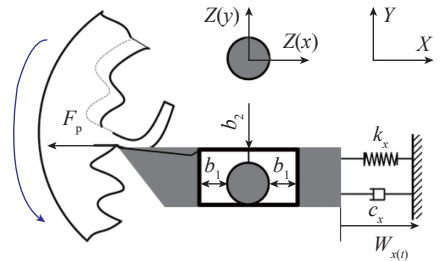


图2 内置冲击阻尼器车削颤振模型
Fig.2 Turning chatter model with inner impact damper

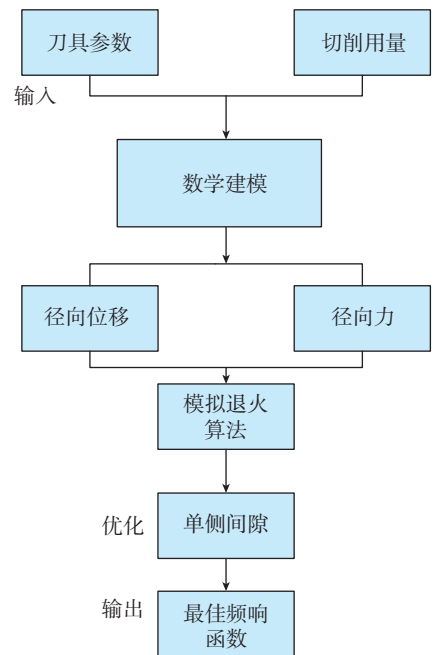


图3 冲击阻尼设计参数优化流程
Fig.3 Optimization flow of the impact damper parameters

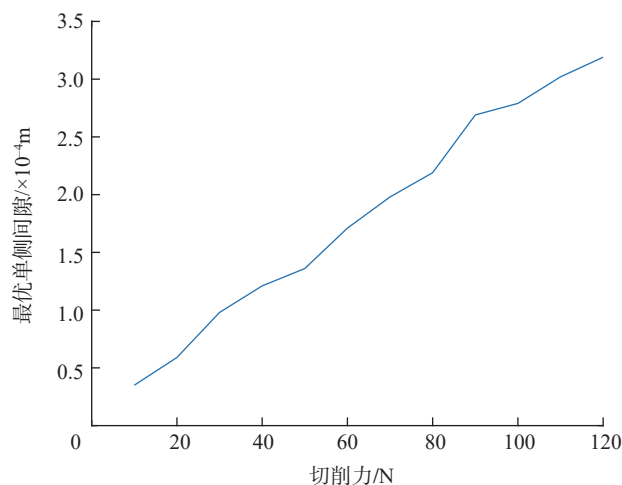


图4 单侧间隙与切削力的关系

Fig.4 Relation between the clearance and cutting force

$f=0.1\text{mm/r}$, $a=0.4\text{mm}$ 的情况下,计算得到切削力的值为 40N,与仿真结果接近,认为仿真过程中切削力范围与试验过程中的切削力范围基本一致。

减振车刀设计

依据仿真优化的结果,进行车刀与阻尼器参数设计。刀杆直径选择 25mm,长径比选择 7,刀杆设计总悬长 175mm。刀头采用山特维克型号为 570-SCLCL-25-09 内圆车刀头,刀片为山特维克专用刀片 CCMT09T304-PF4325。涂层为 CVD Ti (C, N)+Al₂O₃+TiN,刀片厚度 3.969mm,后角 7°。在距 1 离刀头 50mm 处开设直径 12.5mm 的导向孔。为抑制刀具径向位移,内置直径 12mm 的冲击小球,使其在导向孔

中沿 x 方向运动。为了尽可能提高阻尼器质量比,冲击小球选用钨钢合金材料,质量比为 7.8%。冲击阻尼器由刀杆、冲击小球、垫片和端盖组成,小球可在空槽中沿 x 方向运动,通过改变垫片的数量调节单侧间隙的大小。依据仿真结果,单侧间隙初步选为 0.05mm、0.10mm 和 0.15mm。减振车刀设计见图 6。

模态测试

对无阻尼器车刀和减振车刀进行模态测试,通过振动幅值分析冲击阻尼大小。同时,通过增减垫片数量改变小球与端盖的单侧间隙,并研究改变单侧间隙对振动幅值及车刀阻尼的影响。

模态测试在沈阳机床 HTC2050

型数控车床上进行。使用的硬件与软件设施有:PCB 086C03 冲击力锤、KISTLER 8778A500 加速度计(灵敏度 9.74 mV/g)、NI9233 采集卡、Cut-Pro V9.3 数据采集软件。

考虑单侧间隙不同,会对刀具振幅产生影响,分别取单侧间隙 0.05mm、0.10mm、0.15mm 进行测试,并同无阻尼器的情况进行对比。测试结果如图 7 所示,可以看出,无阻尼器车刀固有频率在 455Hz 左右,减振车刀固有频率在 465Hz 左右。加入冲击阻尼器后,随着小球与端盖的单侧间隙改变,刀具系统的振动幅值也会改变,其中单侧间隙 0.15mm 时振幅最小,且随着间隙的增大,振动幅值增大。

通过模态分析可得,无阻尼器时车刀阻尼比为 0.579%,单侧间隙为 0.15mm、0.10mm、0.05mm 时,阻尼比分别为 7.559%、1.805%、1.108%。可知单侧间隙 0.15mm 时阻尼比最大,符合频响函数图分析结果。

加入冲击阻尼器的情况下,单侧间隙为 0.15mm 时,振动频响函数负实部最大;根据公式(5),此时其临界稳定切深最大。

切削试验

为验证减振车刀在实际车削加工中的减振性能,进行多组不同切削参数组合下的切削试验测试。对圆柱工件进行内圆车削,如图 8 所示。切削工件材料为铝合金 7075,尺寸为外径 100mm,内径 40mm,长 140mm。在加工过程中通过工业麦克风采集振动噪声信号,灵敏度为 45.89mV/Pa。加工工件的表面粗糙度由哈量 2205 型测量仪测量,取样长度为 2.5mm。试验中冲击阻尼器选用的参数如表 2 所示。

通过对比无阻尼器车刀和减振车刀加工过程中的加速度、噪声和表面粗糙度来验证减振车刀性能。

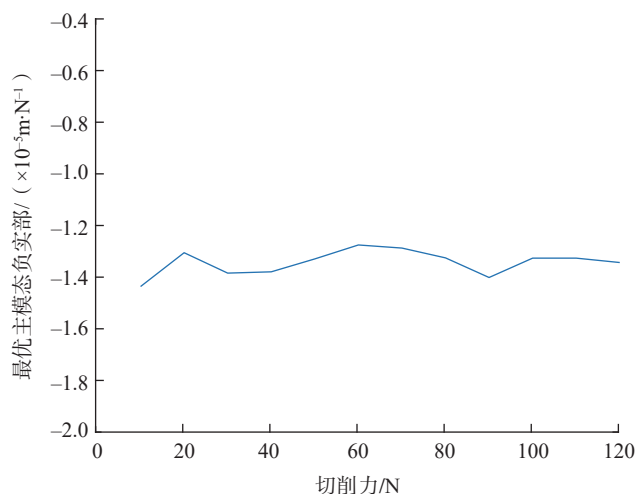


图5 最优主模态负实部与切削力的关系

Fig.5 Relation between the optimal real part and cutting force

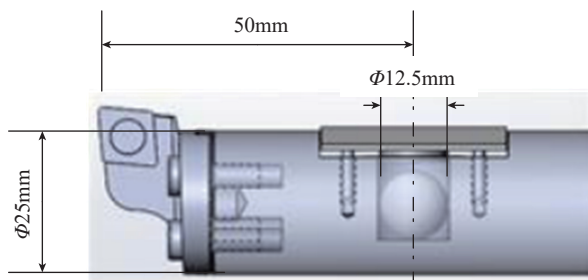
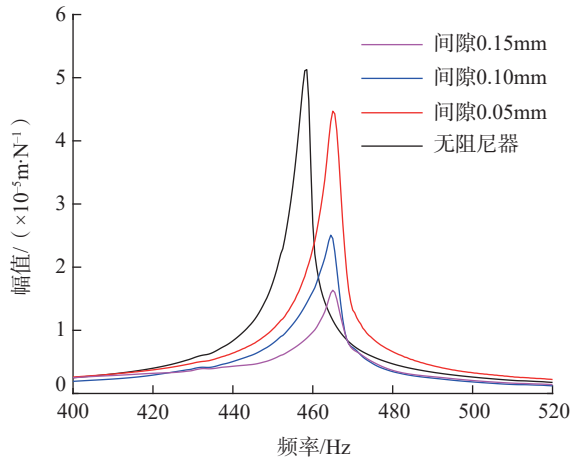
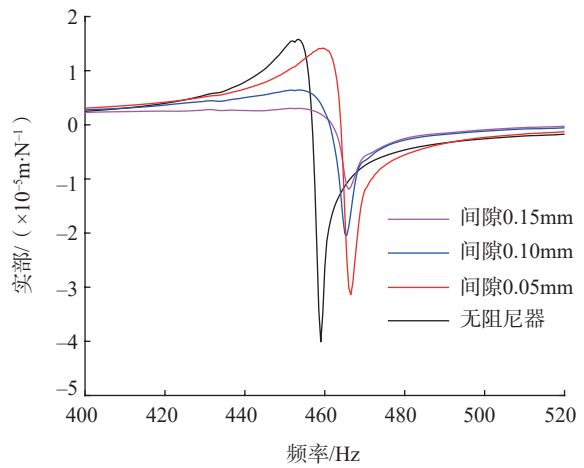


图6 减振车刀设计图

Fig.6 Design of damped turning cutter



(a) 频响函数幅值曲线



(b) 频响函数实部曲线

图7 不同参数下的主模态频响函数
Fig.7 FFT with different parameters

表2 冲击阻尼器选用参数
Table 2 Parameters of impact damper

质量比	恢复力系数	单侧间隙
7.8%	0.3	0.15mm

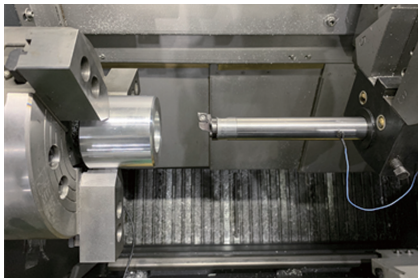


图8 内圆车削试验图
Fig.8 Turning test of internal face

为选取合适的切削参数进行稳定域图仿真,仿真结果如图9所示。

依据稳定域图,选取3组切削参数进行切削试验。由于机床限制,无法选择较高转速。其中粗糙度仪测量方法如图10所示。

1 方案一:切深 $a_p=0.2\text{mm}$, 转速 $n=400\text{r/min}$

切削参数选择 $a_p=0.2\text{mm}$, $n=400\text{r/min}$, 进给量 $f=0.1\text{mm/r}$, 进行切削试验。对应的无阻尼器车刀与减振车刀试验结果如图11所示。无阻尼器车刀振动加速度与噪声幅值

分别为 31.4g 和 1.2Pa , 对应减振车刀分别为 17.7g 和 0.9Pa , 加速度幅值减少 43.6% , 噪声幅值减少 25.0% ; 工件表面粗糙度 R_a 由 $3.37\mu\text{m}$ 下降到 $1.28\mu\text{m}$, 其幅值降低 62.0% 。

2 方案二:切深 $a_p=0.2\text{mm}$, 转速 $n=550\text{r/min}$

保持方案一切深不变,转速变为 550r/min , 进行切削试验。此时对应的无阻尼器车刀与减振车刀试验结果如图12所示。无阻尼器车刀加速度与振动噪声幅值分别为 49.3g 和 6.0Pa ; 对应减振车刀分别为 28.2g 和 2.1Pa , 加速度幅值减少 42.8% , 噪声幅值减少 65.0% , 工件表面粗糙度由 $4.62\mu\text{m}$ 下降至 $1.95\mu\text{m}$, 其幅值降低 57.8% 。

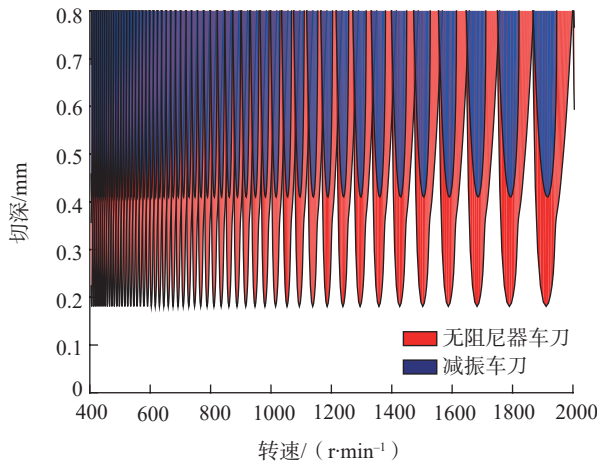


图9 稳定域图仿真结果
Fig.9 Result of stability lobe simulation

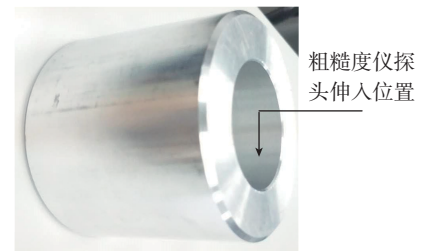


图10 测量粗糙度取样位置
Fig.10 Sampling location of roughness measurement

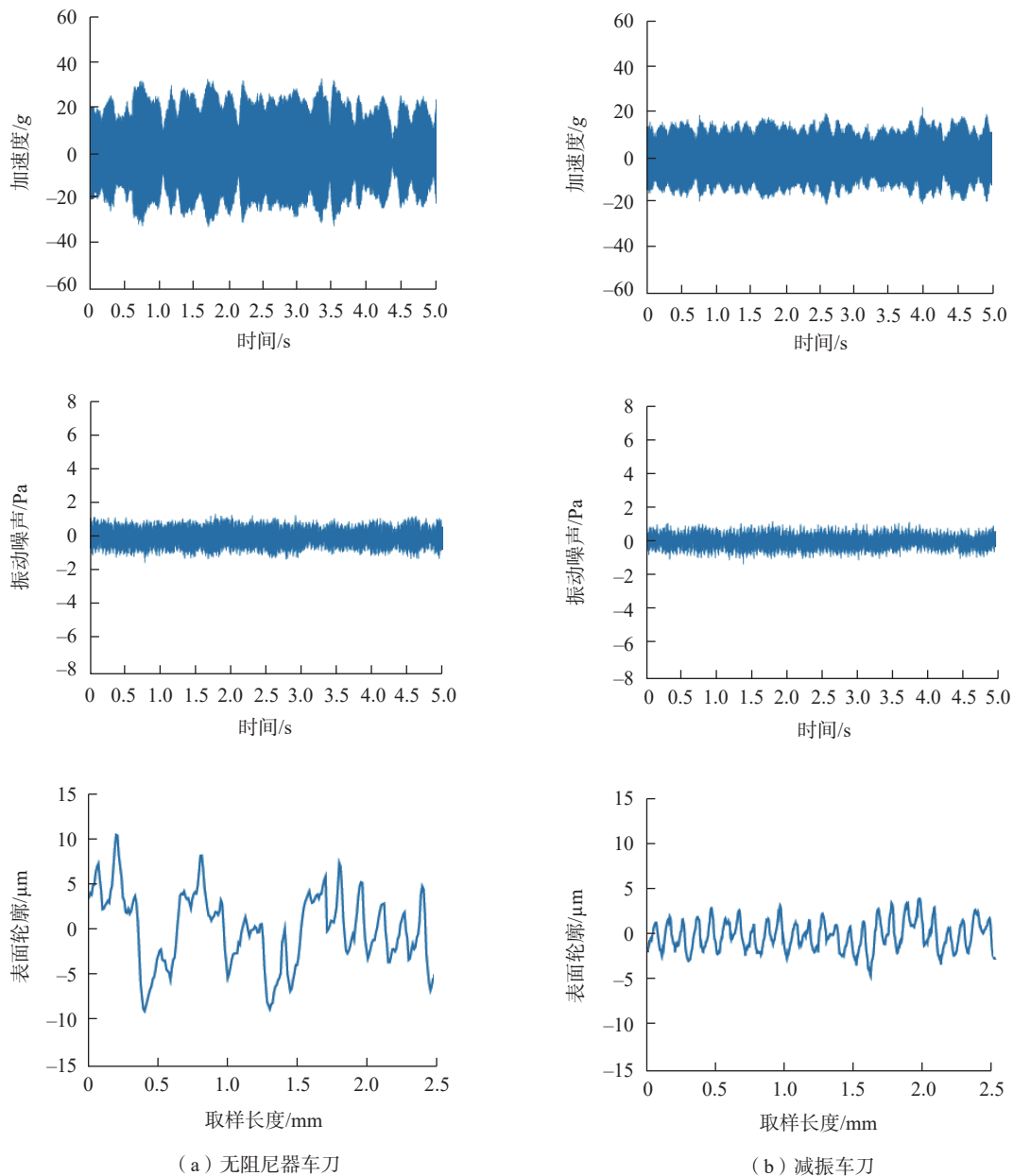


图11 $a_p=0.2\text{mm}$, $n=400\text{r/min}$ 试验结果
Fig.11 Experiment result when $a_p=0.2\text{mm}$ and $n=400\text{r/min}$

3 方案三: 切深 $a_p=0.4\text{mm}$, 转速 $n=400\text{r/min}$

保持方案一转速不变, 改变切深为 0.4mm , 进行切削试验。将无阻尼器车刀和减振车刀的切削试验结果进行对比, 如图 13 所示。可以看出, 无阻尼器车刀切削过程中, 加速度信号的最大幅值为 73.1g , 噪声信号的最大幅值为 10.6Pa , 此时发生了较

严重的颤振。减振车刀切削时, 加速度与噪声最大幅值分别降低为 31.0g 和 3.8Pa , 相比无阻尼器车刀加速度幅值减少了 57.6% , 噪声幅值减少了 64.2% ; 表面粗糙度由 $4.10\mu\text{m}$ 下降为 $1.52\mu\text{m}$, 降低了 62.9% 。

对比不同切深的试验结果可知, 减振车刀在不同的切削参数组合下均有明显的减振效果, 性能稳定可

靠。相同切深下, $n=550\text{r/min}$ 时的减振车刀抑振效果更好; 相同转速下, $a_p=0.4\text{mm}$ 时的减振车刀抑振效果更好。这是因为低切深低转速时切削力不够大导致的压刀不稳。

加工完工件表面见图 14, 从左至右依次为方案一、方案二、方案三。可以看出, 不同切削参数下减振车刀明显改善了加工表面质量。

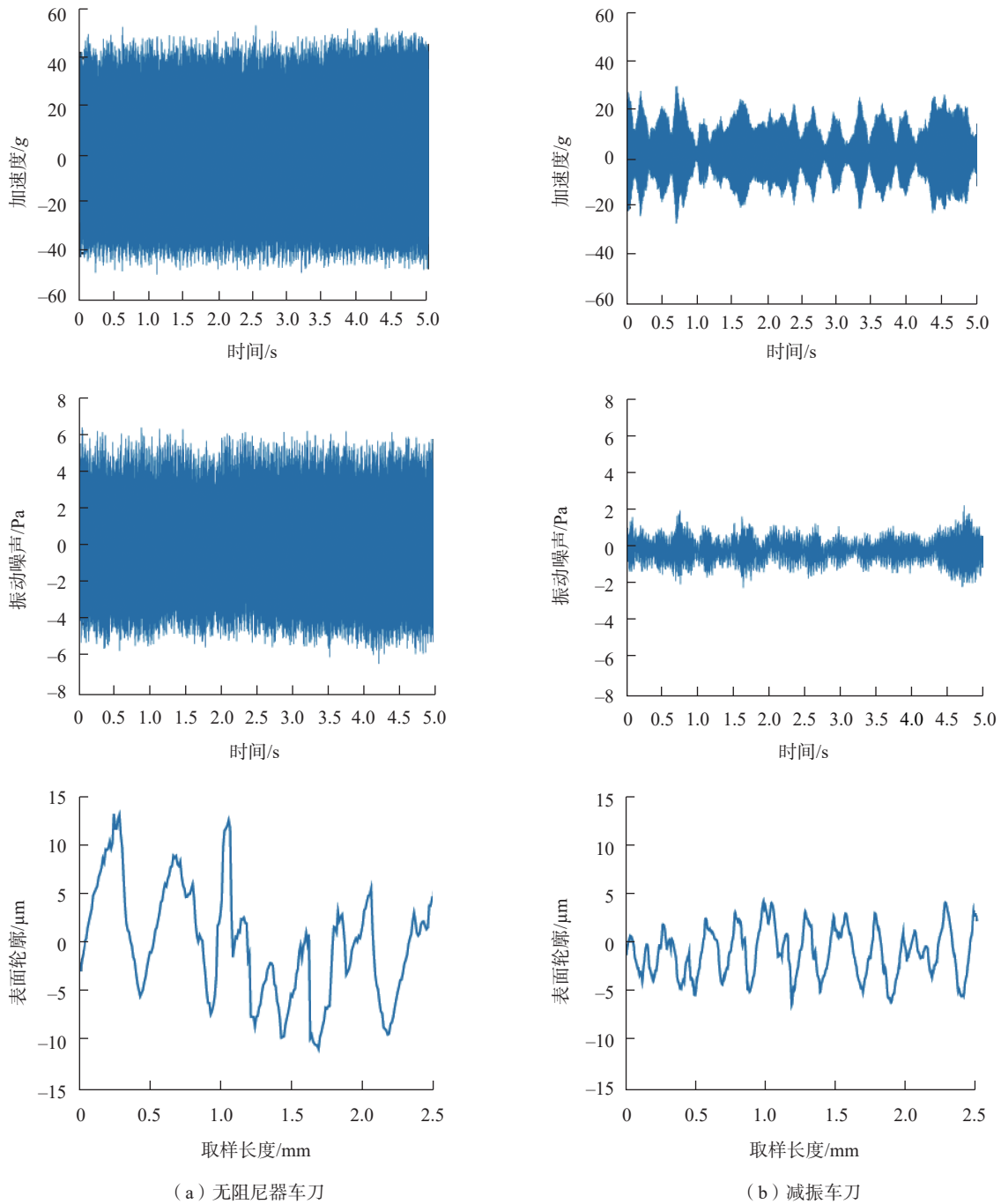


图12 $a_p=0.2\text{mm}$, $n=550\text{r/min}$ 时试验结果
Fig.12 Experiment result when $a_p=0.2\text{mm}$, $n=550\text{r/min}$

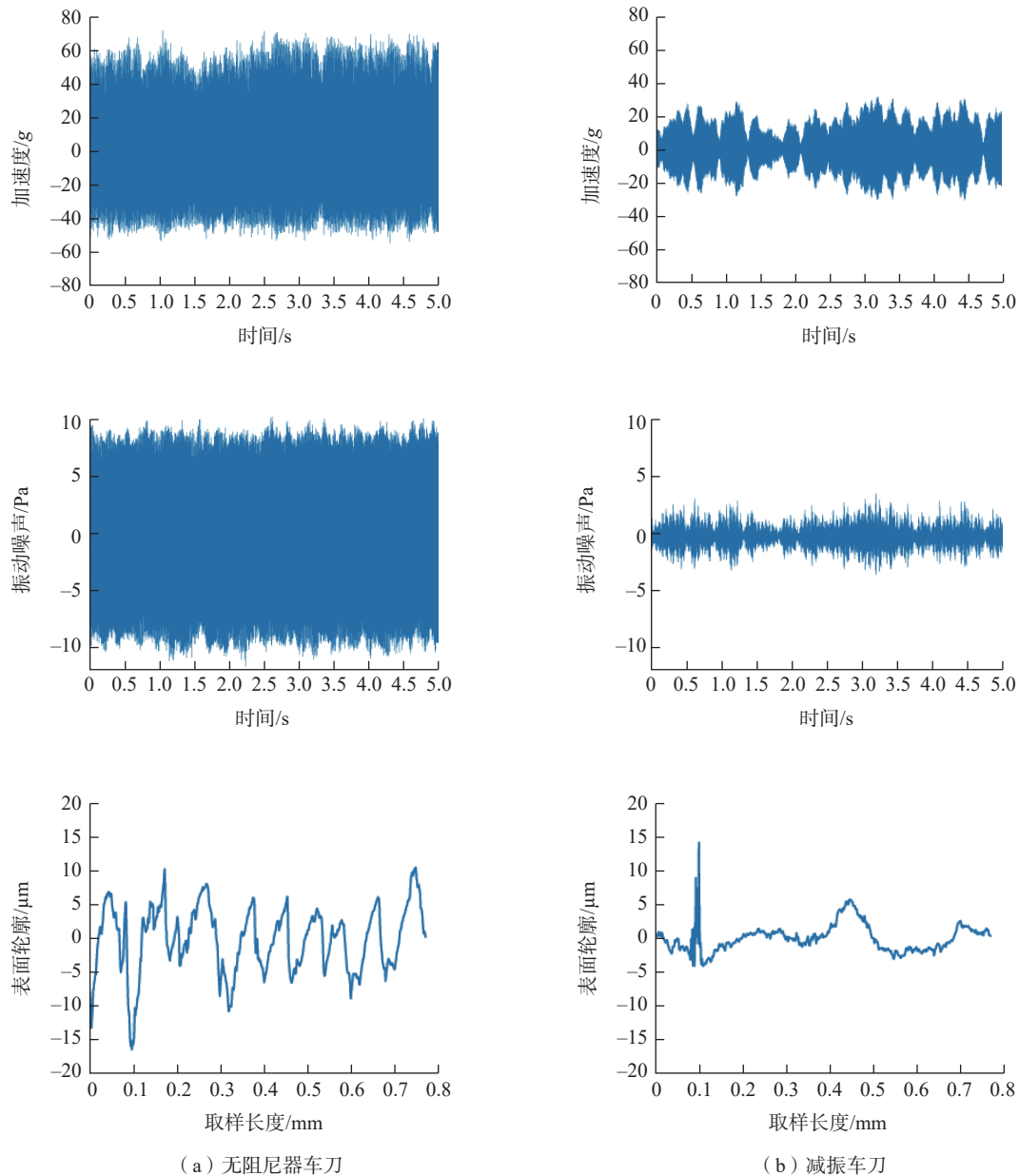
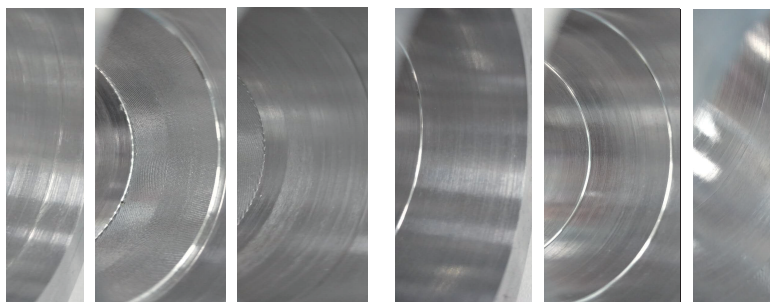
结论

针对大长径比内孔切削易发生颤振的问题,论文开展了冲击阻尼研

究,提出内置冲击阻尼器的减振车刀设计方法,增大刀具阻尼,实现切削时减小车刀振幅的目的(包括重要结果具体数字)。该方法成本低,易

实现,能有效提高深孔车削的加工质量。结论如下:

(1)通过切削振动分析,刀具径向(x 方向)振动对工件表面质量影

图13 $a_p=0.4\text{mm}$, $n=400\text{r/min}$ 试验结果Fig.13 Experiment result when $a_p=0.4\text{mm}$, $n=400\text{r/min}$ 

(a) 无阻尼器车刀

(b) 减振车刀

图14 工件表面照片

Fig.14 Photo of the workpiece surface

响最大,设计减振车刀时主要针对径向抑振。

(2)由模态测试可以看出,减振车刀的抑振效果与冲击阻尼器单侧间隙有关,间隙0.1mm时减振车刀的阻尼比达到最大值7.559%,减振效果最好。

(3)切削参数为 $a_p=0.2\text{mm}$ 、 $n=400\text{r/min}$ 时,相比于无阻尼器车刀,减振车刀的加速度幅值、噪声幅值和表面粗糙度分别降低了

43.6%、25.0%、62.0%；切削参数为 $a_p=0.2\text{mm}$, $n=550\text{r/min}$ 时, 减振车刀的这3项试验数据分别降低了42.8%、65.0%、57.8%；切削参数为 $a_p=0.4\text{mm}$, $n=400\text{r/min}$ 时, 减振车刀的3项试验数据分别降低了57.6%、64.2%、62.9%；以上数据说明减振车刀有效实现了深孔车削的抑振。

参考文献

- [1] FRIEND R D, KINRA V K. Particle impact damping[J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 233(1): 93–118.
- [2] CHENG C C, WANG J Y. Free vibration analysis of a resilient impact damper[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2003, 45(4): 589–604.
- [3] LI T, QIU D, SEGUY S, et al. Activation characteristic of a vibro-impact energy sink and its application to chatter control in turning[J]. Journal of Sound and Vibration, 2017, 405: 1–18.
- [4] SUYAMA D I, DINIZ A E,

PEDERIVA R. The use of carbide and particle-damped bars to increase tool overhang in the internal turning of hardened steel[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2016, 86(5–8): 2083–2092.

[5] YANG Y, WANG X. Investigation into the linear velocity response of cantilever beam embedded with impact damper[J]. Journal of Vibration and Control, 2019: 1077546318821711.

[6] DENKENA B, BERGMANN B, TEIGE C. Frictionally damped tool holder for long projection cutting tools[J]. Production Engineering, 2018, 12(6): 715–722.

[7] 曹黎媛, 李春祥. 基于可控冲程主被动调谐质量阻尼器的性能[J]. 振动与冲击, 2016, 35(23): 180–184.

CAO Liyuan, LI Chunxiang. Performances of active-passive tuned mass dampers based on controlled stroke[J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(23): 180–184.

[8] 杨毅青, 裴行政, 林境燊. 基于粘弹

性材料的五轴铣削加工被动抑振技术[J]. 航空制造技术, 2017, 60(7): 78–81.

YANG Yiqing, PEI Xingzheng, LIN Jingshen. Vibration attenuation of five-axis milling based on viscoelastic damping material[J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2017, 60(7): 78–81.

[9] HU Y, CHEN M Z Q. Performance evaluation for inerter-based dynamic vibration absorbers[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2015, 99: 297–307.

[10] YIN S, WEN G, SHEN Y, et al. Instability phenomena in impact damper system: From quasi-periodic motion to period-three motion[J]. Journal of Sound and Vibration, 2017, 391: 170–179.

[11] ALTINTAS Y. Manufacturing automation: metal cutting mechanics, machine tool vibrations, and CNC design[J]. Industrial Robot, 2012, 31(1): B84.

通讯作者: 杨毅青, E-mail: yyiqing@buaa.edu.cn.

Design of Damped Turning Cutter for Deep Hole Turning Based on Impact Damper

YANG Yiqing^{1,2}, WU Donghui^{1,2}, WANG Xi^{1,2}

(1. School of Mechanical Engineering & Automation, Beihang University, Beijing 100191, China;

2. Beijing Engineering Technological Research Center of High-Efficient & Green CNC Machining Process and Equipment, Beijing 100191, China)

[ABSTRACT] Radial force can cause vibration or deformation of workpiece in internal turning process, especially for deep hole turning, which have a negative effect on machining accuracy and surface quality. In this paper, the impact damper theory is investigated and the damped turning cutter is designed. Firstly, the impact damper theory is investigated via modeling and simulation based on Euler-Bernoulli beam theory. Then, the clearance and restitution coefficient are optimized via simulated annealing algorithm with different cutting parameters. The negative real part of the main mode of the damped turning cutter is maximized, which can achieve the stability of cutting process. Finally, the damped turning tool is designed based on impact damper theory and the cutting test is carried out. When $n=400\text{r/min}$, $f=0.1\text{mm/r}$, $a_p=0.4\text{mm}$, the experimental results show that the vibration acceleration amplitude can be decreased from 46.5m/s^2 to 4.0m/s^2 and the roughness can be decreased from $4.62\mu\text{m}$ to $1.95\mu\text{m}$.

Keywords: Damped turning cutter; Impact damper; Deep hole machining; Parameter optimization; Turning; Cutting test

(责编 海山)