

# 颗粒阻尼及磁流变复合减振镗刀的磁路优化

杨立煜, 庞学慧, 杨伟哲, 张恒明

中北大学

**摘要:** 设计了颗粒阻尼及磁流变复合减振镗刀的磁抑振单元的磁路, 并利用仿真软件 ANSYS 建立了磁路仿真模型。以正交试验为基础, 通过仿真研究了磁路特性、磁场分布规律以及不同参数下阻尼通道的磁感应强度。研究表明, 轴肩宽度、支撑套厚度和间隙宽度是影响磁通道磁感应强度的主要因素, 可以通过合理选择磁路结构参数使减振性能达到最佳状态。

**关键词:** 磁流变; 磁路设计; 正交试验; 仿真分析

**中图分类号:** TG713.3; TH161; TP391.9

**文献标志码:** A

## Magnetic Circuit Optimization of Particle and Magnetorheological Compound Damping Boring Tool

Yang liyu, Pang Xuehui, Yang Weizhe, Zhang Hengming

**Abstract:** The magnetic circuit of a particle and magnetorheological compound damping boring tool is designed, and the magnetic circuit simulation model is established by using ANSYS software. Based on orthogonal experiment, the characteristics of the magnetic circuit, the distribution of the magnetic field, and the magnetic induction intensity of the damped channel under different parameters are studied by simulation. The experiments show that the axial shoulder width, the support sleeve thickness and the gap width are the main factors affecting magnetic induction intensity of the magnetic channel, and the optimal performance of vibration reduction can be achieved through the reasonable selection of magnetic circuit structure parameters.

**Keywords:** magnetorheological fluid; magnetic circuit design; orthogonal test; simulation

### 1 引言

机械产品中的精密孔加工困难, 加工质量极难保证, 一直是机械加工的重点<sup>[1,2]</sup>。精密镗削是深孔加工技术的一种重要方法<sup>[3]</sup>。在镗削过程中, 当镗刀长径比大于 5 时, 极易发生颤振, 造成加工表面粗糙度低和加工效率低等问题。悬臂式镗刀在受力后更容易发生颤振, 加工过程中会使零件表面产生振纹, 严重影响零件的使用<sup>[4,5]</sup>。

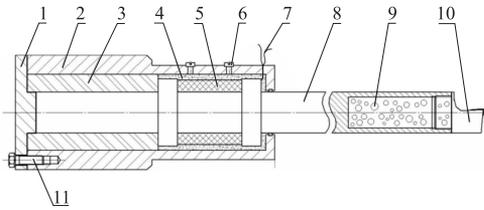
国内外都做过许多对于减振镗刀的研究。日本三菱公司通过减轻刀头重量以达到减振的目的, 但是长径比不会很大; 瑞典 Sandvik 通过内置减振装置来减振, 最高长径比可达到 14, 但其价格昂贵、调节范围有限。近年来, 随着磁流变液技术的飞速发展, 切削颤振控制方面研究得到了广大学者的重视。浙江大学的孔天荣<sup>[6]</sup>设计了磁流变减振镗杆, 并取得了较好的减振效果; 周渊等<sup>[7]</sup>设计了车床刀架磁流变减振器, 通过切削试验验证该装置的抑振效果; 洪明等<sup>[8]</sup>设计了磁流变减振车刀, 并通过瞬态激振试验验证了其减振效果。

基于国内外研究现状, 本文针对镗削过程中易发生切削颤振而影响精密孔加工质量的技术难题提出一种颗粒阻尼及磁流变复合减振镗刀的新构思。根据磁流变液材料在磁场作用下可在液、固体之间进行快速、连续和可逆转化的特性, 颗粒阻尼技术具有作用频带宽、对原结构改动小、布置灵活、提供分布阻尼、造价低廉、无需维护和使用寿命长等诸多优点, 将二者整合应用于镗杆动态特性的调节过程, 设计了一种新型的颗粒阻尼及磁流变复合减振镗刀。该新型减振镗刀的磁路设计是磁流变减振设计的核心部分, 直接决定了该装置的减振性能。

### 2 减振镗刀的结构及工作原理

图 1 为颗粒阻尼及磁流变复合减振镗刀的结构原理。整个减振系统分为两部分: 一是颗粒阻尼减振系统; 二是磁流变减振系统。颗粒阻尼减振系统位于镗刀前部, 在镗杆的前段加工出同轴的圆柱形空腔, 按照某一填充率放入阻尼颗粒, 使之在空腔中处于非阻塞状态, 构成颗粒阻尼器。当系统发生振动时, 通过振动的腔体与内部颗粒之间的动量交换, 导致颗粒之间以及颗粒与空腔壁之间产生非弹性碰

撞与摩擦以达到减振的目的。磁流变减振系统位于镗刀后部,励磁线圈产生的磁场与密集在镗杆两个轴肩处并沿径向穿过内部的磁流变液、支撑套形成一个闭合回路,使腔内的磁流变液在磁场的作用下形成垂直于线圈的圆柱链状结构。当镗削振动时,镗杆将挤压与剪切该链状结构,以此来改变镗刀的动态特性。



1. 端盖 2. 支撑套 3. 隔磁层 4. 磁流变液 5. 励磁线圈  
6. 注液孔 7. 线圈 8. 镗杆 9. 阻尼颗粒 10. 刀头 11. 螺栓  
图1 颗粒阻尼及磁流变复合减振镗刀结构

### 3 磁路设计理论

磁路就是材料内部的磁通形成的闭合回路<sup>[9]</sup>。磁抑振单元的抑振效果取决于磁路设计是否合理,磁流变减振的核心就是控制磁场的强弱来控制输出阻尼力的大小。当励磁线圈处的磁感应强度过大会使线圈发热,造成线圈处的磁滞损耗,从而影响整体磁路的正常工作。在磁路中,当某一处的磁感应强度达到饱和时,其他部分就不会再增长,因此必须确保磁通道外的部分不能先于磁通道达到磁饱和。

将磁流变减振器等效为由镗杆、轴肩、磁流变液、支撑套组成的磁回路,如图2所示。其中, $r_{mA}$ 、 $r_{mB}$ 、 $r_{mC}$ 、 $r_{mD}$ 分别是镗杆、轴肩、磁通道、支撑套的磁阻。磁阻计算如下

$$R_{mi} = \frac{l_i}{u_i s_i} \quad (1)$$

式中, $l_i$ 为第*i*个部件的长度; $u_i$ 为第*i*个部件的相对磁导率; $s_i$ 为第*i*个部件的导磁面积。

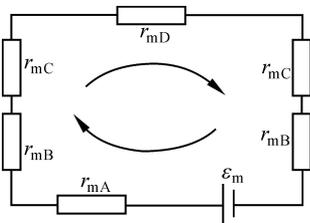


图2 等效磁路网络

当磁路中任一部分未达到磁饱和时,由安培定律、欧姆定律及高斯定理可得

$$\Phi_B (r_{mA} + 2 \times r_{mB} + 2 \times r_{mC} + r_{mD}) = NI \quad (2)$$

式中, $N$ 为线圈匝数; $I$ 为线圈电流; $\Phi_B$ 为磁路的磁

通量。

代入高斯公式可得磁路中各处的磁感应强度和磁场强度为

$$B_c = \frac{NI}{S_c (r_{mA} + 2 \times r_{mB} + 2 \times r_{mC} + r_{mD})} \quad (3)$$

$$H_c = \frac{NI}{S_c \mu_{m0} \mu_{mf} (r_{mA} + 2 \times r_{mB} + 2 \times r_{mC} + r_{mD})} \quad (4)$$

式中, $\mu_{m0}$ 为空气的相对磁导率; $\mu_{mf}$ 为磁流变液的相对磁导率。

由式(3)和式(4)可知,当结构、参数和线圈匝数确定之后,磁通道的磁感应强度和磁场强度由输入电流控制。同理,镗杆、轴肩、支撑套的磁场强度和磁感应强度也可由式(1)、式(2)导出。

## 4 基于正交试验的磁路仿真优化

### 4.1 优化模型

因为磁流变减振器完全轴对称,在 ANSYS 中分析时,使用 2D 模型和 3D 模型进行仿真的结果几乎没有区别。相比之下,二维模型简单方便,所以将减振器磁路简化为二维模型,如图3所示。图中, $A_1$ 是镗杆, $A_2$ 是轴肩, $A_3$ 是磁流变液, $A_4$ 是支撑套。其中, $R_1$ 是镗杆半径,取定值 12.5mm; $l_c$ 是减振器的长度,取定值 50mm; $h_j$ 是轴肩高度, $h_k$ 是支撑套厚度, $h$ 是磁通道厚度, $l_z$ 是轴肩宽度,将  $h_k$ 、 $h$ 、 $l_z$  设为变量,以磁通道的磁感应强度为评测标准,通过正交试验的方法得出最优解。

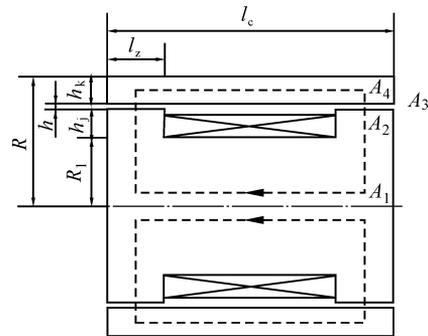


图3 磁流变减振器磁路模型

### 4.2 正交试验设计

正交试验是通过正交表对多因素试验进行安排分析的一种试验方法<sup>[9]</sup>。

本文以 ANSYS 软件仿真得到的磁通道磁感应强度的平均值为评测指标,以轴肩宽度  $l_z$ 、间隙宽度  $h$  和支撑套厚度  $h_k$  为试验因素,根据减振装置尺寸限制及前期仿真结果,可得到较为合理的 3 组试验参数。不考虑各个因素水平间的交互作用,选用  $L_9(3^3)$  正交表,见表 1。

表1 正交试验方案

试验方案	因素				磁通道磁感应强度 (T)
	A (轴肩宽度)	B (支撑套厚度)	C (间隙宽度)	空列	
1	1(10)	1(1)	1(3)	1	0.438
2	1	2(1.5)	2(5)	2	0.479
3	1	3(2)	3(7)	3	0.413
4	2(11)	1	2	3	0.501
5	2	2	3	1	0.457
6	2	3	1	2	0.451
7	3(12)	1	3	2	0.559
8	3	2	1	3	0.470
9	3	3	2	1	0.512

4.3 磁流变减振系统的磁路仿真

(1) 模型建立

如图4所示,在ANSYS中建好磁流变减振器的二维模型,文本只考虑静态模型,不考虑漏磁。

(2) 定义材料属性

定义材料的B-H曲线和线圈匝数,考虑到导磁性以及刚度的影响,本文中镗杆、支撑套和轴肩选取材料为45号钢,磁流变液选取重庆仪表材料研究所研制的磁流变液(MRF-J01),磁流变材料的特性可由文献[10]得出。

参考磁路设计原理中磁路在各种工作机制下线圈电流允许的工作范围,选择高强度漆包铜线,该线圈允许通过的最大电流  $I_{max} = 3A$ ,导线直径为0.63mm。考虑到导线工作时发热以及磁路饱和等因素,选取工作电流为2A,线圈匝数为300匝,总电流  $NI = 300 \times 2 = 600A$ 。

(3) 网格划分

单元网格的划分影响仿真结果的精度,本文选用单元Quad8nod53。定义材料为轴对称。由于电磁场分析需要施加边界条件以及本文忽略了漏磁,所以边界条件确定为对平面边缘进行锁定并且各节点的磁力线平行,结果如图5所示。

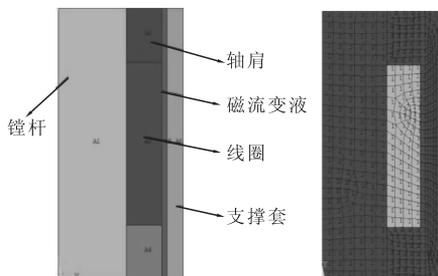


图4 二维模型

图5 二维模型网格划分

(4) 仿真分析

对正交试验的九组方案进行ANSYS仿真,可得到各组方案对应的磁流变减振系统的磁感应强度矢

量图、磁感应强度等值云图(见图6和图7)。

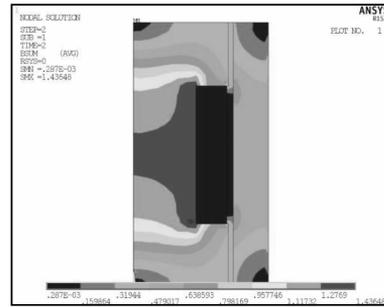


图6 仿真结果

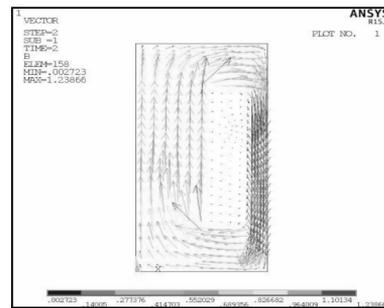


图7 磁感应强度矢量

由图6和图7可知,本文设计的磁流变减振系统的磁感应线呈轴对称分布,在励磁线圈附近的磁感应强度较大,轴肩处的磁感应强度全都小于1.5T,磁通道的磁感应强度都小于0.6T,避免了磁饱和现象的发生,证明了磁流变减振系统装置设计的合理性。

4.4 正交试验极差分析

极差反应因素水平对指标的影响程度。因素的极差大反应该因素水平变化时对评价指标的影响大,反之亦然。

表2是正交试验极差分析表。表中,  $K_i (i = 1, 2, 3)$  表示各因素同一水平的评价指标平均值;  $R_j$  是因素的极差,即  $R_j = \max(k_i) - \min(k_i)$ 。为了更加形象直观描述各个因素水平的变化对评测指标的影响,以各个因素的水平为横坐标、评价指标的平均值为纵坐标,绘制因素与指标趋势如图8所示。

表2 极差分析

数据处理	因素		
	A(轴肩宽度)	B(支撑套厚度)	C(间隙宽度)
$K_1$	1.33	1.498	1.359
$K_2$	1.409	1.406	1.492
$K_3$	1.541	1.376	1.429
$k_1$	0.443	0.499	0.453
$k_2$	0.470	0.469	0.497
$k_3$	0.514	0.459	0.476
$R_j$	0.071	0.040	0.044

由图 8 可知:①随着轴肩宽度  $l_s$  的增大,磁通道的磁感应强度随之增大;随着间隙宽度  $h$  的增大,磁通道的磁感应强度随之减小;随着支撑套厚度  $h_k$  的增大,磁通道的磁感应强度先增大后减小,在支撑套厚度为 5mm 时,磁通道的磁感应强度最大;②影响磁通道磁感应强度大小的因素主次顺序为 A、B、C;③从极差分析可得到试验的最佳组合为  $A_3B_1C_2$ 。

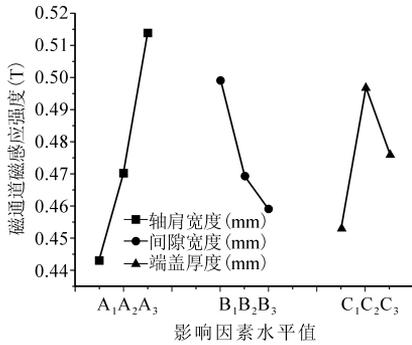


图 8 因素指标趋势

4.5 正交试验方差分析

虽然极差分析能够分析因素水平变化对评测指标影响规律,但无法具体分析引起评测指标变化的是因素变化还是试验误差,无法对各因素对试验结果的影响以具体数值表示,所以需要使用方差分析法对正交表进行分析处理,方差分析见表 3。其中,  $T$  为  $n$  个试验方案的评测指标数值之和;  $C$  为修正数,即  $C = \frac{T^2}{n}$ ;  $S_j$  是某因素的偏差平方和,  $S_j = \frac{(K_1^2 + K_2^2 + K_3^2)}{3} - C$ ;  $s_j$  是某因素的方差,  $s_j^2 = \frac{S_j}{df_i}$ ,  $df_i$  为该因素的自由度。

表 3 试验数据分析

数据处理	因素			
	A (轴肩宽度)	B (支撑套厚度)	C (间隙宽度)	空列
$K_1$	1.33	1.498	1.359	1.407
$K_2$	1.409	1.406	1.492	1.489
$K_3$	1.541	1.376	1.429	1.384
$K_1^2$	1.769	2.244	1.847	1.980
$K_2^2$	1.985	1.977	2.226	2.217
$K_3^2$	2.374	1.893	2.042	1.915
$S_j$	0.017	0.003	0.004	0.002
$s_j^2$	0.0085	0.0015	0.002	0.001

$T = 4.28$   
 $T^2 = 18.318$   
 $C = 2.035$

对表 3 进行分析计算并进行显著性检验,得出如表 4 所示的方差分析结果。

表 4 中,  $F$  值反应了各因素对试验指标的影响程度大小,  $F_j = \frac{s_j^2}{s_{e^A}^2}$ 。当  $s_j^2 < 2s_e^2$  时,为了使误差偏差平

方和及自由度增大,以提高  $F$  检验的精确度,将因素的偏差平方和、自由度并入误差的偏差平方和、自由度,记为误差  $e^A$ 。

表 4 方差分析

方差来源	偏差平方和	自由度	方差	F 值	$F_\alpha$
A(轴肩宽度)	0.017	2	0.0085	6.8	$F_{0.01}(2,4) = 18.0$
B(支撑套厚度)	0.003	2	0.0015	1.2	$F_{0.05}(2,4) = 6.94$
C(间隙宽度)	0.004	2	0.002	1.6	$F_{0.1}(2,4) = 4.32$
误差 $e$	0.002	2	0.001		
误差 $e^A$	0.005	4	0.00125		

由表 4 可知:  $F_{0.1}(2,4) < F_A < F_{0.05}(2,4)$ , 说明 A 因素对试验指标具有显著影响;  $F_B < F_{0.1}(2,4)$ ,  $F_C < F_{0.1}(2,4)$ , 说明 B、C 对试验指标有影响, C 因素对试验指标的影响强于 B 因素。由此可得出影响磁通道磁感应强度大小的因素主次顺序为 A(轴肩宽度)、B(支撑套厚度)、C(间隙宽度),这与极差分析得出的结论相吻合。

5 结语

(1) 本文设计的磁流变减振装置的磁感应线呈轴对称分布,装置内未出现磁饱和现象,磁通道内磁感应强度接近于磁流变液的磁饱和强度 0.6T,磁流变减振装置设计合理。

(2) 影响磁通道磁感应强度大小的因素主次顺序为轴肩宽度、支撑套厚度、间隙宽度。

(3) 在试验范围内,设计参数对磁通道磁感应强度大小的影响规律为:随着轴肩宽度的增大,磁通道的磁感应强度随之增大;随着间隙宽度的增大,磁通道的磁感应强度随之减少;随着支撑套厚度的增大,磁通道的磁感应强度先增大后减小,在支撑套厚度取 5mm 时,磁通道的磁感应强度最大。

(4) 试验的最佳组合方案为轴肩宽度 12mm、间隙宽度 1mm 和支撑套厚度 5mm。

参考文献

[1] Yang Y, Munoa J, Altintas Y. Optimization of multiple tuned mass dampers to suppress machine tool chatter[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2010, 50 (9): 834 - 842.

[2] 张永亮,于俊一,侯东霞,等. 基于电流变效应的车削颤振预报控制技术的研究[J]. 机械工程学报, 2005, 41 (4): 206 - 211.

[3] 王峻. 现代深孔加工技术[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 2005.

# 单激励超声振动车削装置的结构及其切削方式优化

秦金元<sup>1,2</sup>,董志国<sup>1,2</sup>,轧刚<sup>1,2</sup>,刘建成<sup>3</sup>

<sup>1</sup>太原理工大学;<sup>2</sup>精密加工山西省重点实验室;<sup>3</sup>美国太平洋大学

**摘要:** 设计单激励超声振动车削装置通常采用车刀轴向与变幅杆轴向相垂直的结构,切削方式比较单一,主要采用主切削力方向振动的方式进行加工。本文分析了现有结构及切削方式的不足,提出车刀轴向与变幅杆轴向一致的结构,并采取新的复合振动。根据原理进行分析,通过 AdvantEdge FEM 进行仿真,论证新结构及切削方式的可行性,并指出脆硬材料和塑性材料在超声振动车削中的不同之处。

**关键词:** 振动车削;结构改进;原理分析;有限元仿真

中图分类号: TG506;TH122;TH164

文献标志码: A

## Improvement on Structure of Ultrasonic Vibration Turning Device and Cutting Method

Qin Jinyuan, Dong Zhiguo, Ya Gang, Liu Jiancheng

**Abstract:** The design of single incentive ultrasonic vibration turning device generally uses the lathe tool axis direction and the amplitude transformer axis direction on the vertical structure. The cutting methods are relatively single, mostly using vibration method of main cutting force direction for processing. The shortcomings of the existing structure and cutting methods are pointed out, the structure of turning tool axial consistent with horns axial is proposed and a new composite vibration is taken. Based on the principle, it is simulated through AdvantEdge FEM to demonstrate the feasibility of the new structure and cutting method. The difference between brittle hard materials and plastic materials in the ultrasonic vibration turning is pointed out.

**Keywords:** ultrasonic vibration turning; structural improvement; principle analysis; finite element simulation

## 1 引言

超声加工技术广泛应用于机械加工领域,作为超声加工中极具代表性的一种,超声振动车削加工的发展更是迅速。国内针对单激励振动车削和椭圆振动车削做了大量的研究,取得了丰硕的成果。日

本企业界(如日立、多贺和 Towa 公司等)已开始这方面的实用化研究<sup>[1]</sup>,德国的一些公司(如 DMG 等)也在积极开展这方面的研究。但超声振动车削领域还需要继续深入研究,如超声振动车削系统结构的设计及切削方式和切削机理、变幅杆和车刀整体的共振分析、变幅杆—加工工具整个系统的固有频率如何与换能器振动频率做到一致。

设计单激励振动车削装置或椭圆振动车削装置时,大都采用变幅杆轴向与车刀部分轴向垂直的结

基金项目: 国家自然科学基金(51575375)  
收稿日期: 2017年7月

- [4] 秦柏. 深孔加工动力减振镗杆的动力学仿真与参数化分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨理工大学, 2006.
- [5] 费仁元, 王民. 切削颤振在线控制的研究现状及进展[J]. 中国机械工程, 2001, 12(9): 1075 - 1079.
- [6] 孔天荣. 磁流变自抑振智能镗杆的理论与方法研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2009.
- [7] 周渊, 张永亮, 刘军, 等. 一种剪切式磁流变车削减振器的设计与减振试验[J]. 振动与冲击, 2013, 32(4): 168 - 172.
- [8] 洪明, 张永亮, 张玮. 基于挤压模式的磁流变车刀减振仪磁路优化[J]. 机械工程与自动化, 2015, 12(2): 10 - 12.
- [9] 张恒明, 庞学慧, 杨立煜. 颗粒阻尼铣刀主要填充参数对切削性能影响的正交试验分析[J]. 工具技术, 2017, 51

(2): 30 - 33.

- [10] 王昊, 王乾龙, 黄文良. 磁流变装置结构与磁路耦合有限元分析[J]. 弹道学报, 2004, 16(4): 62 - 67.
- 第一作者: 杨立煜, 研究生, 中北大学机械工程学院, 030051 太原市  
First Author: Yang Liyu, Postgraduate, School of Mechanical Engineering, North University of China, Taiyuan 030051, China
- 通信作者: 庞学慧, 教授, 中北大学机械工程学院, 030051 太原市  
Corresponding Author: Pang Xuehui, Professor, School of Mechanical Engineering, North University of China, Taiyuan 030051, China