

阻尼间隙可调式磁流变阻尼器设计与动力性能实验

左 强¹ 黄鑫芳² 易 锋³ 童 旺³ 胡国良³

(1. 浙大城市学院工程学院, 杭州 310015; 2. 浙江中通通信有限公司, 杭州 310014;
3. 华东交通大学载运工具与装备教育部重点实验室, 南昌 330013)

摘要: 针对磁流变阻尼器存在由于阻尼间隙固定、长度小等导致的阻尼力较小、动力性能单一及适应性不强等不足,提出并设计一种阻尼间隙可调式磁流变阻尼器。该阻尼器液流通道由圆锥和圆环形液流通道共同组成,其有效阻尼长度可增加到4段。同时通过调整紧锁螺母控制阀芯位置,改变阀芯与左右磁轭的相对位置,可实现圆锥液流通道阻尼间隙连续可调。对所提出的结构进行磁路设计,基于 Bingham 模型建立其力学模型,利用 ANSYS 进行电磁场仿真,并设计实物样机进行动力性能实验。实验结果表明,输出阻尼力随阻尼间隙的减小而增大,在阻尼间隙为 0.6 mm 时阻尼力达到 7.2 kN。可调系数随阻尼间隙的减小而减小,在阻尼间隙为 1.6 mm 时最大可调系数为 13.6。另外,不同阻尼间隙下阻尼力为 0.2 ~ 7.2 kN,最大可调系数可达 33。本文所提出的磁流变阻尼器结构可进一步提升磁流变阻尼器的动力性能,并可替代不同应用场合的磁流变阻尼器。

关键词: 磁流变阻尼器; 阻尼间隙可调; 结构设计; 动力性能

中图分类号: TH137.5 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2022)01-0431-10 OSID: 

Structure Design and Dynamic Performance Analysis of Magnetorheological Damper with Adjustable Damping Gaps

ZUO Qiang¹ HUANG Xinfang² YI Feng³ TONG Wang³ HU Guoliang³

(1. School of Engineering, Zhejiang University City College, Hangzhou 310015, China
2. Zhejiang Zhongtong Communications Co., Ltd., Hangzhou 310014, China

3. Key Laboratory of Conveyance and Equipment, Ministry of Education, East China Jiaotong University, Nanchang 330013, China)

Abstract: Magnetorheological (MR) dampers with fixed damping gaps and short damping lengths have the disadvantages of small damping force, single dynamic performance and low adaptability. To overcome these shortcomings, a MR damper with adjustable damping gaps was proposed and designed. The MR damper had annular and conical fluid flow channels, and four segments of effective damping lengths in the annular and conical fluid flow channels. By adjusting the position of the valve core controlled by the locking nut, the relative positions between the valve core and the left and right yokes would be changed, so the damping gaps in the conical fluid flow channel can be adjusted continuously. The magnetic circuit of the proposed MR damper was studied and its mechanical model was also established. ANSYS was used to simulate the change of the electromagnetic field in the MR damper. A prototype was manufactured, and its dynamic performance was tested experimentally. The results showed that the damping force of the proposed MR damper was increased with the decrease of the damping gaps, and the maximum damping force can reach 7.2 kN at the damping gap of 0.6 mm. Moreover, the adjustable coefficient was decreased with the decrease of damping gaps, and the maximum adjustable coefficient can reach 13.6 at the damping gap of 1.6 mm. In addition, the damping force was ranged from 0.2 kN to 7.2 kN with different damping gaps, and the maximum adjustable coefficient can reach 33. The dynamic performance of the developed MR damper can be greatly enhanced, and the traditional MR dampers with its application in fixed situations can be possibly replaced.

Key words: magnetorheological damper; adjustable damping gap; structural design; dynamic performance

收稿日期: 2021-01-04 修回日期: 2021-01-30

基金项目: 国家自然科学基金项目(52165004)、江西省自然科学基金重点项目(20212ACB204002)、浙江省基础公益研究计划项目(LGG20E050007)、杭州市科技局农业科研自主申报项目(20191203B36)和学院教师科研重点基金项目(JZD18004)

作者简介: 左强(1986—),男,副教授,博士,主要从事流体传动及控制研究,E-mail: zuoq@zucc.edu.cn

通信作者: 胡国良(1973—),男,教授,博士生导师,主要从事磁流变智能器件及结构研究,E-mail: glhu@ecjtu.edu.cn

0 引言

磁流变液是一种由磁性颗粒、载液以及添加剂组成的新型智能材料^[1]。磁流变液具有磁流变效应,即其流变性能随着外加磁场变化而变化。当施加外加磁场时,磁流变液在毫秒时间内由普通牛顿液体迅速变为类固体,其剪切屈服应力与磁场强度有关;当外加磁场消失时,立刻由类固体转变成普通牛顿液体,且该过程连续可逆^[2-3]。磁流变液优异的流变特性使其广泛应用于桥梁、建筑、车辆及机器人等领域^[4-5]。

磁流变阻尼器是一种典型的以磁流变液为传动介质的半主动智能器件,主要由活塞杆、活塞头、励磁线圈及缸体等组成^[6]。外界的振动推动活塞杆往复运动,内部的磁流变液在磁场的作用下发生磁流变效应,从而输出阻尼力。由线圈中电流控制磁场的强弱,因此磁流变阻尼器具有阻尼连续可控、响应速度快、成本低等优点^[7]。

在磁流变阻尼器的结构设计方面,KIM 等^[8]对传统液流通道进行改进,提出一种具有分叉流动模式的磁流变阻尼器,其特点在于利用磁芯上的反馈孔径将内、外液流通道连接起来。实验结果表明该磁流变阻尼器具有更大的可控阻尼力和等效阻尼。LIAO 等^[9]设计了一种多级径向通道的旁路式磁流变阻尼器,多级径向通道延长了有效阻尼间隙长度,同时改善了磁场利用率不高的问题。实验结果证明该阻尼器具有更好的动力性能,但该方法使得磁流变阻尼器的轴向长度增大。ZEMP 等^[10]通过延长阻尼通道,设计了一种具有较大行程的磁流变阻尼器,并将其应用在 21 层的建筑上进行实验分析。ZHU 等^[11]将圆环液流通道与圆盘液流通道结合,提出一种多液流通道的磁流变阻尼器,结果表明该阻尼器阻尼力达到 3.5 kN,具有良好的阻尼性能。YAZID 等^[12]提出一种具有剪切与挤压模式的磁流变阻尼器,实验表明混合模式下阻尼器的输出阻尼力大于单一模式下的输出阻尼力,但采用挤压模式的磁流变阻尼器存在结构复杂、加工难度大、成本高等问题。SOLOMON 等^[13]针对六轴式磁流变假肢膝关节设计了一种阀式磁流变阻尼器,在限制阻尼器最大长度和半径的基础上,利用基于响应曲面法的有限元设计方法对该阻尼器进行优化设计。结果表明该阻尼器相较于一般的阻尼器减轻了 71%,并且能满足在假肢膝关节等安装体积小、行程短的环境下的使用。CHENG 等^[14]设计了一种具有曲折磁路的磁流变阻尼器,该阻尼器在幅值 0.062 8 m/s 的正弦速度激励下,输出阻尼力可达到 3 400 N。

HU 等^[15]为延长阻尼通道有效长度,在固定结构尺寸的前提下,利用 3 个不导磁套筒和 4 个导磁套筒将液流通道分割成 3 段串联式的液流通道。实验结果表明该串联式磁流变阻尼器最大阻尼力为 6 838 N,等效阻尼系数达到 290 kN·m/s。

上述提高磁流变阻尼器动力性能的方法主要包括延长液流通道、改变活塞头结构、优化磁路及增加线圈个数等,但从原理来说都是在保证阻尼间隙不变的前提下延长了有效阻尼长度^[16]。虽然在不同程度上提高了磁流变阻尼器的动力性能,但也不可避免产生一些问题,如结构体积大、阻尼力较小、动力性能固定单一、适应性不强。在调整有效阻尼间隙方面^[17],ZHENG 等^[18]提出了一种阻尼间隙可调的多线圈式磁流变阻尼器,并利用二次近似边界优化算法对包括电磁场和流场的多物理场进行优化设计。但该阻尼间隙随活塞杆的位置变化而变化,故其阻尼力可调范围受活塞杆位置的影响。SONG 等^[19]提出一种具有不同阻尼间隙的磁流变制动器,但实验结果表明在不同的电流下,可调阻尼间隙对该制动器的制动转矩影响很小。HU 等^[20]为提升磁流变阀的动力性能,设计了一种阻尼间隙可在 1~2 mm 内连续可调的磁流变阀。该磁流变阀压降可调范围为 130~1 150 kPa,可替代多种阻尼间隙固定的磁流变阀,但无运动部件、可控压降较小。

本文提出并设计一种阻尼间隙可调式磁流变阻尼器。该阻尼器液流通道由圆锥液流通道和圆环液流通道共同组成;通过调整紧锁螺母控制阀芯位置,改变阀芯与左右磁轭的相对位置,可以实现圆锥液流通道阻尼间隙连续可调。对该阻尼器分别进行结构设计、磁路分析、力学模型建立及电磁场仿真分析,同时对其动力性能进行测试分析。

1 结构设计

1.1 结构原理

图 1 为阻尼间隙可调式磁流变阻尼器结构示意图,主要由紧锁螺母、端盖、缸筒、阀芯、磁轭、励磁线圈、隔磁环、活塞杆、缸体及浮动活塞等组成。左磁轭、隔磁环及右磁轭共同组成活塞头,励磁线圈均匀缠绕在活塞头上。活塞头分别通过左缸筒和右缸筒进行固定,左、右缸筒上开有通孔。紧锁螺母与阀芯通过螺纹连接,通过调整紧锁螺母可改变阀芯的轴向位置,从而改变圆锥液流通道的阻尼间隙。

紧锁螺母顺时针拧紧时,阀芯沿轴线右移使得阀芯与活塞头之间的相对距离减小,从而减小圆锥液流通道的阻尼间隙。当紧锁螺母逆时针拧松时,阀芯沿轴线左移使得阀芯与活塞头之间的相对距离

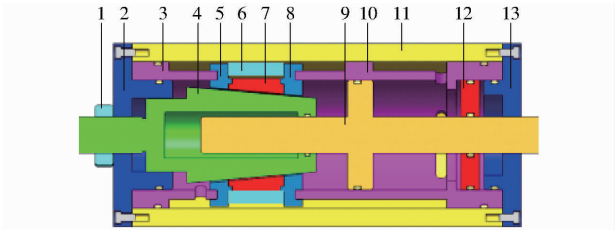


图1 阻尼间隙可调式磁流变阻尼器结构示意图

Fig.1 Schematic of MR damper with adjustable damping gaps

1. 紧锁螺母 2. 左端盖 3. 左缸筒 4. 阀芯 5. 左磁轭 6. 励磁线圈 7. 隔磁环 8. 右磁轭 9. 活塞杆 10. 右缸筒 11. 缸体 12. 浮动活塞 13. 右端盖

增大,从而增大圆锥液流通道的阻尼间隙。图2为最大和最小阻尼间隙下液流通道分布图。阀芯伸出长度 l 为最大值 $l_{\max}$ 时,阻尼间隙达到最大值 $h_{2\max}$;阀芯伸出长度为最小值 $l_{\min}$ 时,阻尼间隙达到最小值 $h_{2\min}$ 。圆锥液流通道有效阻尼间隙可表示为

$$h_2 = h_{2\min} + (l - l_{\min}) \tan\theta \cos\theta \approx h_{2\min} + (l - l_{\min}) \theta \tag{1}$$

其中

$$\theta = \frac{h_{2\max} - h_{2\min}}{l_{\max} - l_{\min}} \tag{2}$$

式中 h_2 ——圆锥液流通道阻尼间隙
 θ ——圆锥液流通道半锥角

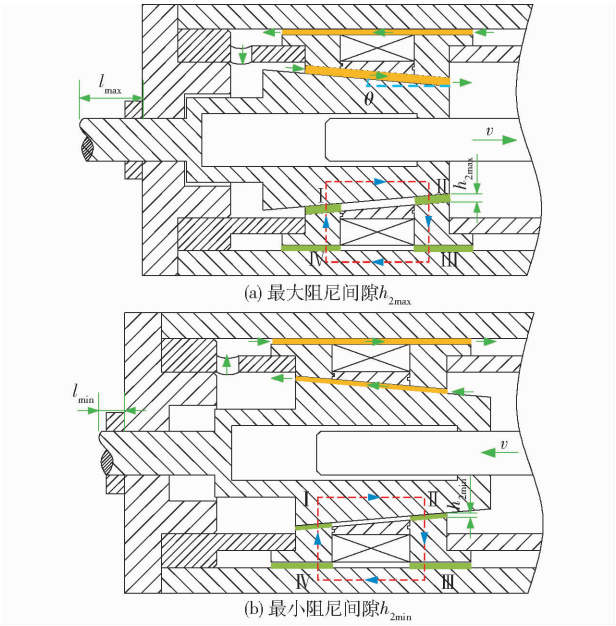


图2 不同阻尼间隙下液流通道分布图

Fig.2 Distributions of fluid flow paths under different damping gaps

该结构在不增加结构尺寸和安装空间的前提下,在阻尼间隙固定的圆环液流通道的基础上集成圆锥液流通道,不仅延长磁流变阻尼器的有效阻尼长度,而且使有效阻尼间隙连续可调。

工作时阻尼器由于受到外界振动使活塞杆往复

运动。活塞杆向右运动为拉伸,向左运动为压缩。阻尼器分别处于拉伸和压缩时,磁流变液流向如图2所示。励磁线圈输入激励电流产生磁场,其磁力线从阀芯出发,经过圆锥液流通道、左磁轭、圆环液流通道、缸体及右磁轭,最后回到阀芯形成闭合回路。磁力线垂直穿过圆锥液流通道和圆环液流通道形成4段有效阻尼间隙Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ及Ⅳ。磁流变液流经该间隙发生磁流变效应,产生与磁场相关的剪切屈服应力,从而使磁流变阻尼器输出可控阻尼力。表1为阻尼间隙可调式磁流变阻尼器的关键结构参数。

表1 MRD 关键结构参数

Tab.1 Key structure parameters of MRD

参数	数值
阀芯长度 W/mm	50
左磁轭长度 w_1/mm	10
右磁轭长度 w_2/mm	10
活塞杆半径 r_1/mm	12.5
磁轭底面半径 r_2/mm	26
磁轭顶面半径 r_3/mm	19.86
绕线槽深度 T/mm	8
外缸筒壁厚 D/mm	10
磁流变阻尼器半径 r/mm	50
圆环阻尼间隙 h_1/mm	1
圆锥环形阻尼间隙 h_2/mm	1
液流通道半锥角 $\theta/(\text{^\circ})$	5

1.2 磁路设计

图3为磁路示意图。基于磁路欧姆定律,磁动势可表示为

$$NI = \oint H dL = R_m \phi \tag{3}$$

其中 $\phi = BS$ (4)

式中 N ——励磁线圈匝数
 I ——励磁线圈中的激励电流
 H ——磁场强度

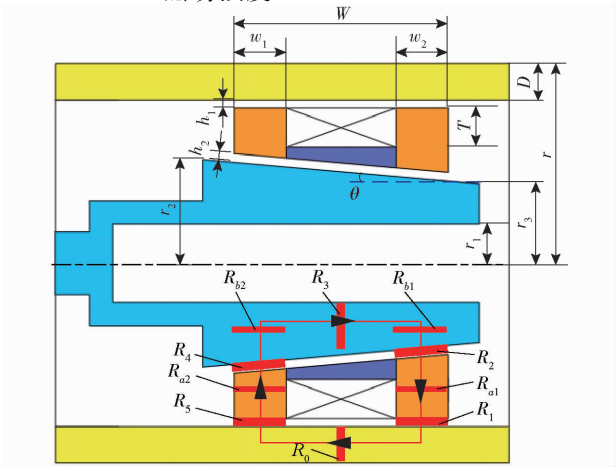


图3 磁路示意图

Fig.3 Simplified magnetic circuit

L ——磁力线穿过的长度
 R_m ——磁路总磁阻
 ϕ ——磁通量
 B ——磁感应强度
 S ——磁力线穿过区域面积

磁阻 R 可表示为

$$R = \frac{L}{\mu S} \tag{5}$$

式中 μ ——材料导磁率
由图 3 可知,总磁阻 R_m 相当于各部分磁阻依次串联,可表示为

$$R_m = R_0 + R_1 + (R_{a1} + R_{b1}) + R_2 + R_3 + R_4 + (R_{a2} + R_{b2}) + R_5 \tag{6}$$

缸体磁阻 R_0 为

$$R_0 = \frac{W - 0.5(w_1 + w_2)}{\pi[r^2 - (r - h_2/\cos\theta)^2]\mu_1\mu_3} \tag{7}$$

缸体左侧与左磁轭间的阻尼间隙磁阻 R_1 为

$$R_1 = \frac{h_1}{2\pi\left(r - D - \frac{1}{2}h_1\right)w_2\mu_2\mu_3} \tag{8}$$

阀芯左翼磁阻 R_{a1} 与左磁轭磁阻 R_{b1} 之和为

$$R_{a1} + R_{b1} = \frac{r - D - h_1}{\pi(r - D - h_1)w_2\mu_1\mu_3} \tag{9}$$

左磁轭与阀芯左侧间阻尼间隙 R_2 为

$$R_2 = \frac{h_2}{2\pi(r_3 + 0.5h_2 + 0.5w_2\tan\theta)w_2\mu_2\mu_3} \tag{10}$$

阀芯磁阻 R_3 为

$$R_3 = \frac{W - 0.5(w_1 + w_2)}{\mu_1\mu_3 \frac{V}{W - 0.5(w_1 + w_2)}} \tag{11}$$

右磁轭与阀芯右侧间阻尼间隙 R_4 为

$$R_4 = \frac{h_1}{2\pi(r_2 - 0.5h_2 + 0.5w_1\tan\theta)w_1\mu_2\mu_3} \tag{12}$$

阀芯右翼磁阻 R_{a2} 与右磁轭磁阻 R_{b2} 之和为

$$R_{a2} + R_{b2} = \frac{r - D - h_1}{\pi(r - D - h_1)w_1\mu_1\mu_3} \tag{13}$$

缸体右侧与右磁轭间的阻尼间隙磁阻 R_5 为

$$R_5 = \frac{h_1}{2\pi(r - D - 0.5h_1)w_1\mu_2\mu_3} \tag{14}$$

式中 V ——阀芯有效体积
 μ_1 ——10#钢的相对磁导率
 μ_2 ——磁流变液的相对磁导率
 μ_3 ——真空绝对磁导率

2 力学模型

图 4 为阻尼间隙可调式磁流变阻尼器的压降分布示意图。当阻尼器处于拉伸状态时,由于右侧压

强小于左侧压强,使得磁流变液由左侧往右侧流动。阻尼器工作时励磁线圈通入电流使得圆锥液流通道 I、II 和圆环液流通道 III、IV 处的磁流变液发生磁流变效应,从而产生可控压降。该阻尼器的工作模式为流动模式,其总压降为各部分压降之和,即

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 + \Delta p_4 \tag{15}$$

式中 Δp_1 、 Δp_2 、 Δp_3 、 Δp_4 ——圆锥液流通道 I、II 和圆环液流通道 III、IV 处的压降

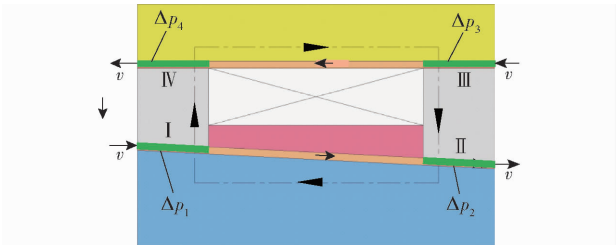


图 4 压降分布示意图
Fig. 4 Schematic of distribution of pressure drop
由于圆环液流通道 III、IV 相对励磁线圈对称,磁场分布相同,故两处压降相等,即

$$\Delta p_3 = \Delta p_4 \tag{16}$$

根据 Bingham 模型,圆环液流通道 III 处的压降 Δp_3 为

$$\Delta p_3 = \Delta p_{\eta 3} + \Delta p_{\tau 3} = \frac{12\eta Av}{bh_1^3}(w_1 + w_2) + \frac{c\tau_3}{h_1}(w_1 + w_2) \tag{17}$$

式中 $\Delta p_{\eta 3}$ ——圆环液流通道 III 处的粘滞压降
 $\Delta p_{\tau 3}$ ——圆环液流通道 III 处的库仑压降
 η ——磁流变液黏度
 A ——活塞面积
 v ——磁流变液运动速度
 b ——磁流变液展开宽度
 c ——修正参数,取 3
 τ_3 ——圆环液流通道 III 处磁流变液的剪切屈服应力

将锥形液流通道展开,其截面形状呈扇形,如图 5 所示。圆心角 α 可表示为

$$\alpha = 2\pi\sin\theta \tag{18}$$

图 5 圆锥液流通道等效图
Fig. 5 Equivalent schematic of conical fluid flow

圆锥液流通道 I 处的压降 Δp_1 为

$$\Delta p_1 = \Delta p_{\eta_1} + \Delta p_{\tau_1} = \frac{6\eta Av}{\pi \sin \theta h_2^3} \ln \frac{R_b}{R_a} + \frac{c\tau_1 w_1}{h_2 \cos \theta} \quad (19)$$

式中 Δp_{η_1} ——圆锥液流通道 I 处的粘滞压降

Δp_{τ_1} ——圆锥液流通道 I 处的库仑压降

R_a 、 R_b ——圆锥小径和大径

τ_1 ——圆环液流通道 I 处磁流变液的剪切屈服应力

同理,圆锥有效阻尼间隙 II 处的压降 Δp_2 为

$$\Delta p_2 = \Delta p_{\eta_2} + \Delta p_{\tau_2} = \frac{6\eta Av}{\pi \sin \theta h_2^3} \ln \frac{R_b}{R_a} + \frac{c\tau_2 w_2}{h_2 \cos \theta} \quad (20)$$

式中 Δp_{η_2} ——圆锥液流通道 II 处的粘滞压降

Δp_{τ_2} ——圆锥液流通道 II 处的库仑压降

τ_2 ——圆环液流通道 II 处磁流变液的剪切屈服应力

根据式(15)~(20)可得阻尼间隙可调式磁流变阻尼器的总压降 Δp 为

$$\Delta p = \frac{24\eta Av}{bh_1^3}(w_1 + w_2) + \frac{2c\tau_3}{h_1}(w_1 + w_2) + \frac{12\eta Av}{\pi \sin \theta h_2^3} \ln \frac{R_b}{R_a} + \frac{c(\tau_1 w_1 + \tau_2 w_2)}{h_2 \cos \theta} \quad (21)$$

故阻尼间隙可调式磁流变阻尼器的输出阻尼力 F 为

$$F = \Delta p A = F_\eta + F_\tau \quad (22)$$

式中 F_η 、 F_τ ——粘滞阻尼力、库仑阻尼力

可调系数 K 定义为输出阻尼力 F 与粘滞阻尼力 F_η 比值,即

$$K = \frac{F}{F_\eta} = 1 + \frac{F_\tau}{F_\eta} \quad (23)$$

3 电磁场仿真分析

为验证所设计的阻尼间隙可调式磁流变阻尼器结构参数是否合理,同时确定各个有效阻尼间隙处剪切屈服应力,利用 ANSYS 软件对磁流变阀的结构进行电磁场仿真。在保证求解精度的前提下,根据磁流变阀的几何特性选取其 1/2 平面模型进行建模。图 6 为磁流变阀的有限元模型,主要包括不锈钢、10#钢、励磁线圈及磁流变液。其中,10#钢和磁流变液分别为高导磁材料和弱导磁材料,其导磁率根据其 $B-H$ 曲线得出;不锈钢和励磁线圈为不导磁材料,其导磁率设为 1。

图 7 为磁流变阀的磁力线分布图。由图 7 可知,磁力线主要分布在主磁路内,仅少数磁力线没经过圆环有效阻尼间隙和圆锥有效阻尼间隙;磁力线集中分布在励磁线圈周围,越靠近励磁线圈的地方

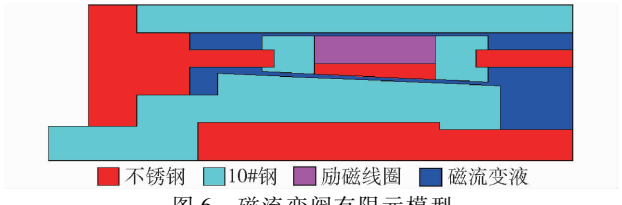


图 6 磁流变阀有限元模型

Fig. 6 Finite element model of MR valve

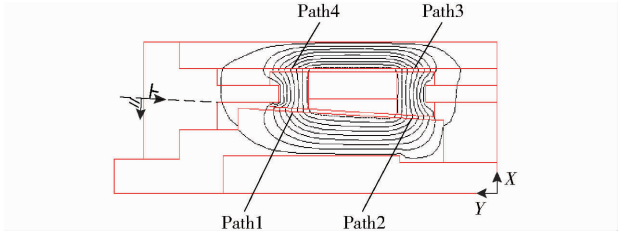


图 7 磁力线分布图

Fig. 7 Distribution of magnetic flux lines

磁力线越密集;主磁路磁力线几乎垂直穿过圆环有效阻尼间隙和圆锥有效阻尼间隙,少数接近励磁线圈处的磁力线为未垂直穿过有效阻尼间隙,主要由于缸体、左缸筒和左右磁轭为导磁材料。图 8 为磁流变阀的磁感应强度分布图。由图 8 可知,圆环有效阻尼间隙和圆锥有效阻尼间隙处的磁感应强度较大;磁感应强度最大值分布在圆锥有效阻尼间隙 Path1 处,与图 7 中磁力线的分布规律吻合。

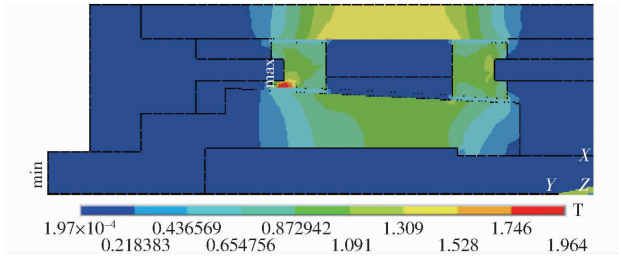


图 8 磁感应强度分布图

Fig. 8 Contours of magnetic flux density

圆环液流通道两侧相对励磁线圈对称,由图 7、8 可知,圆环有效阻尼间隙 Path3 与 Path4 处的磁感应强度相等。由于圆锥有效阻尼间隙 Path1 与 Path2 不与坐标轴重合(X 、 Y 为二维模型的坐标轴),因此将后处理得到磁感应强度处 B_x 、 B_y 分解为垂直有效阻尼间隙的磁感应强度 B_v 与平行有效阻尼间隙的磁感应强度 B_n ,可表示为

$$B_v = B_x \cos \theta - B_y \sin \theta \quad (24)$$

$$B_n = B_x \sin \theta + B_y \cos \theta \quad (25)$$

图 9a 为圆锥有效阻尼间隙 Path1 磁感应强度分布曲线。由图可知,垂直有效阻尼间隙的磁感应强度 B_v 基本稳定在 -0.52 T,负号代表磁感应强度方向与设定方向相反;平行有效阻尼间隙的磁感应强度 B_n 基本为 0。由于 θ 很小,在保证阻尼间隙可调前提下可使磁力线尽可能垂直穿过有效阻尼间

隙。另外,Path1 在 0、13 mm 处磁感应强度变化较大,这是由于该部分磁力线不垂直穿过圆锥有效阻尼间隙。图 9b 为圆锥有效阻尼间隙 Path2 磁感应强度分布曲线。与图 9a 类似,垂直有效阻尼间隙的磁感应强度 B_v 基本稳定在 0.51 T,平行有效阻尼间隙的磁感应强度 B_n 基本为 0。Path1 的垂直有效阻尼间隙的磁感应强度 B_v 略大于 Path2,这是由于 Path1 比 Path2 更靠近励磁线圈。

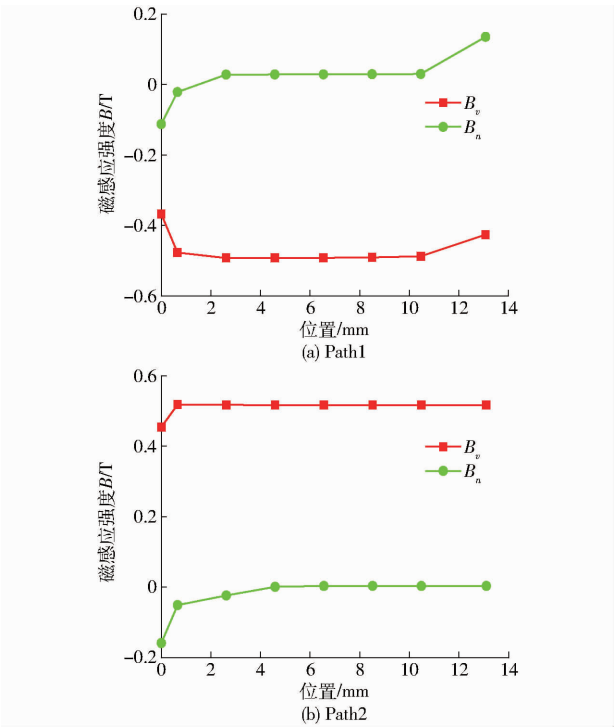


图 9 不同路径下磁感应强度分布曲线
Fig. 9 Distribution of magnetic flux density along different paths

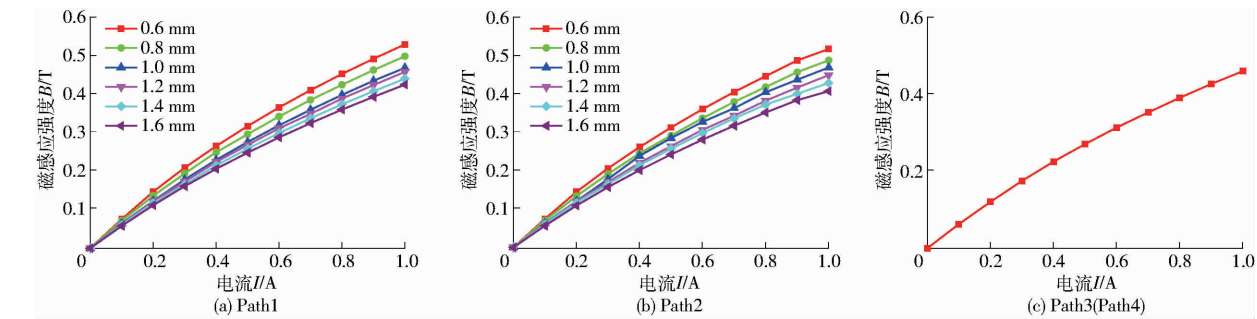


图 10 不同路径下磁感应强度变化曲线
Fig. 10 Magnetic flux density along different paths

由式(27)和图 10 可确定剪切屈服应力 τ 与电流 I 的关系,代入式(22)磁流变阻尼器的力学模型中可以得到阻尼力与电流的表达式。施加位移激励频率为 1 Hz、振幅为 15 mm 的正弦信号,图 11 为不同阻尼间隙下阻尼力 F 随电流 I 的变化曲线。由图 11 可知,当电流固定时,阻尼力随阻尼间隙减小而增大,并且增加趋势越来越明显;当阻尼间隙固定时,阻尼力随电流增大而增大。当电流为 1 A,不同

为得到电流与有效阻尼间隙处剪切屈服应力的数学关系,对路径上的各点磁感应强度进行积分并除以路径长度,得到阻尼间隙可调式磁流变阻尼器的磁感应强度 B 为

$$B = \frac{\int B(x) dx}{\int dx} \tag{26}$$

式中 $B(x)$ ——路径上各点的磁感应强度
 x ——路径单位长度

图 10a、10b 为不同阻尼间隙下圆锥液流通道 Path1、Path2 的磁感应强度与电流曲线,在有效阻尼间隙为 0.6 ~ 1.6 mm 内,磁感应强度随有效阻尼间隙的减小而增大,并且在阻尼间隙为 1 mm 附近变化明显;当阻尼间隙和电流不变时,Path1 处磁感应强度大于 Path2 处磁感应强度;电流为 1 A 时,不同阻尼间隙下 Path1 磁感应强度分布在 0.41 ~ 0.52 T 之间,而 Path2 磁感应强度分布在 0.39 ~ 0.51 T 之间。图 10c 为圆环液流通道 Path3 (Path4) 的磁感应强度变化曲线。由图可知,电流为 1 A 时,Path3 (Path4) 的磁感应强度为 0.43 T,略小于阻尼间隙为 1 mm 时圆锥液流通道 Path1、Path2 磁感应强度。

磁流变液由重庆材料研究所研制,型号为 MRF-J01T,其剪切屈服应力 τ 与磁感应强度 B 的关系可表示为

$$\tau = a_1 B^3 + a_2 B^2 + a_3 B + a_4 \tag{27}$$

式中 $a_1、a_2、a_3、a_4$ ——多项式拟合参数
取 $a_1 = -984.27 \text{ kPa/T}^3, a_2 = 865.39 \text{ kPa/T}^2, a_3 = -48.46 \text{ kPa/T}$ 和 $a_4 = 0.018 \text{ kPa}$ 。

阻尼间隙下阻尼力为 0.2 ~ 9.6 kN。
图 12 为可调系数 K 随阻尼间隙的变化曲线。由图 12 可知,可调系数 K 随阻尼间隙的增大而增大,但慢慢趋近平缓;阻尼间隙为 1.6 mm 时,最大可调系数 K 为 14.4。

4 性能测试分析

图 13 为加工的阻尼间隙可调式磁流变阻尼器

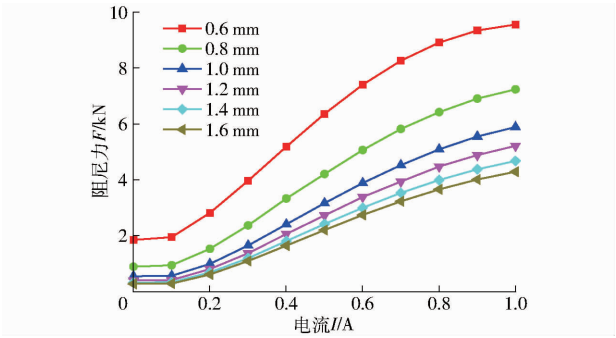


图 11 不同阻尼间隙下阻尼力随电流的变化曲线
Fig. 11 Relationship between damping force and current under different damping gaps

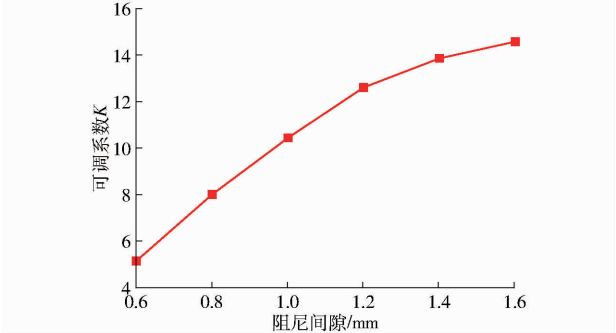


图 12 可调系数随阻尼间隙的变化曲线
Fig. 12 Relationship between adjustable coefficient and damping gap

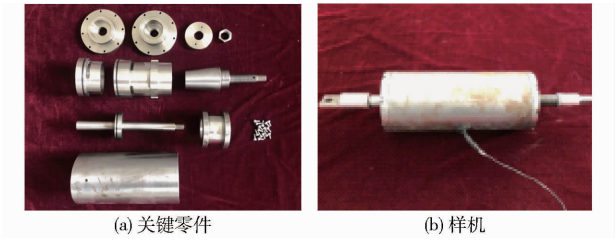


图 13 阻尼间隙可调式磁流变阻尼器样机
Fig. 13 Prototype of MR damper with adjustable gaps

样机。磁流变阻尼器实验测试系统如图 14 所示,主要由直流电源、疲劳拉伸机、磁流变阻尼器、数据采集卡及计算机组成。其中,疲劳拉伸机产生不同的正弦激励使磁流变阻尼器往复运动;直流电源为磁流变阻尼器供电;疲劳拉伸机上装有位移传感器和力传感器等,采集到的信号通过数据采集卡传输到计算机。实验过程中将装配好的阻尼间隙可调式磁流变阻尼器左吊耳装夹在疲劳拉伸机的动力杆上,右吊耳装夹在疲劳拉伸机的工作台上。设置不同的位移激励并控制直流电源为励磁线圈通入电流,分别改变阻尼间隙可调式磁流变阻尼器的阻尼间隙进行动力特性实验。

图 15 为阻尼间隙 1 mm、激励幅值 4 mm、频率 0.4 Hz 时,不同加载电流下的阻尼力-位移变化曲线。由图可知,阻尼力与位移变化曲线呈回字形。图 16 为不同加载电流下的阻尼力-速度关系曲线。

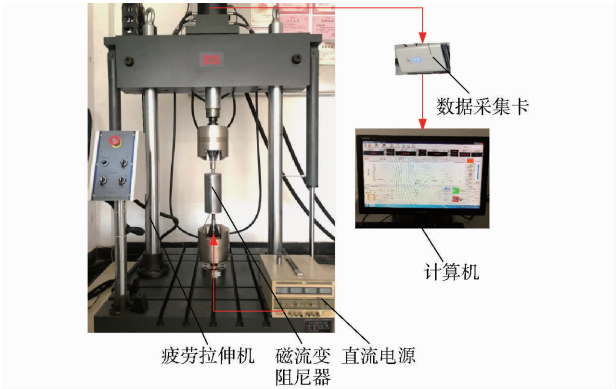


图 14 磁流变阻尼器实验测试系统
Fig. 14 Experiment test rig of proposed MR damper

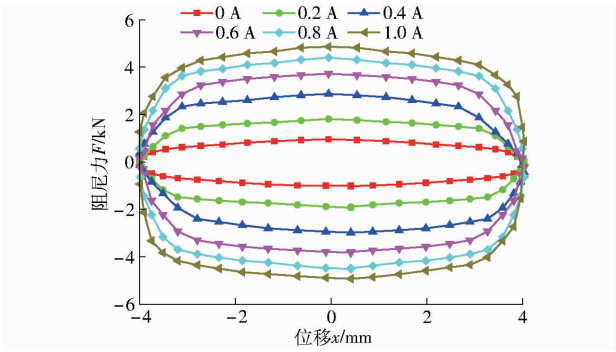


图 15 不同电流下阻尼力-位移关系曲线
Fig. 15 Relationship curves of damping force and displacement under different currents

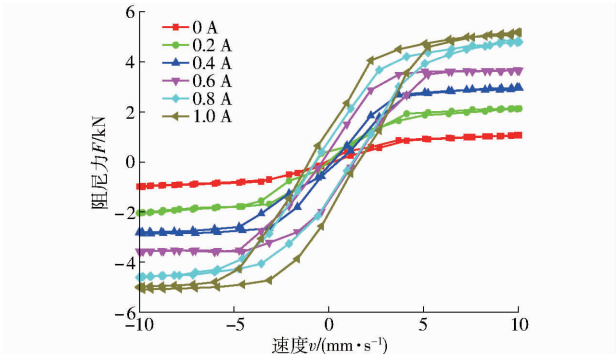


图 16 不同电流下阻尼力-速度关系曲线
Fig. 16 Relationship curves of damping force and velocity under different currents

当速度固定时,阻尼力均随电流的增加而增加;阻尼力增加趋势越来越平缓,说明磁路慢慢接近饱和。当电流固定时,阻尼力几乎随速度的增加而增加;当电流为 1.0 A 时,最大阻尼力为 4.3 kN,当电流为 0 A 时,粘滞阻尼力为 0.2 kN。

图 17 为固定电流 0.8 A、阻尼间隙 1 mm、激励频率 0.4 Hz 时,不同激励幅值下的阻尼力-位移变化关系曲线。由图可知,阻尼力随激励幅值的增加而略微增加,这是由于激励频率固定时,增加幅值将增加阻尼器运动速度,故使得阻尼力略微增加。当激励幅值为 4 mm 时,最大阻尼力达到 4.3 kN,而当

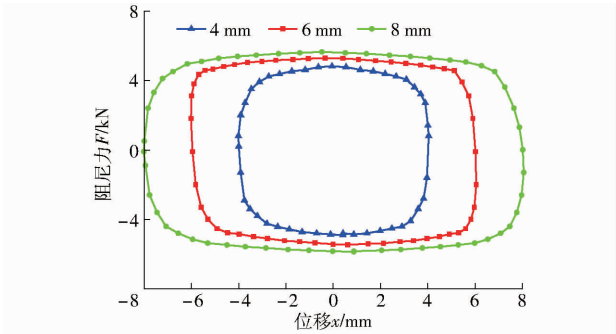


图 17 不同激励幅值下阻尼力-位移关系曲线
Fig. 17 Relationship curves of damping force and displacement under different amplitudes of excitation

激励幅值为 8 mm,最大阻尼力达到 5.1 kN。

图 18 为固定电流 0.8 A、阻尼间隙 1 mm、激励幅值 4 mm 时,不同激励频率下的阻尼力-位移变化关系曲线。由图可知,阻尼力随激励频率的增加而略微增加。这是由于激励幅值固定时,增加频率将增加阻尼器运动速度,故使得阻尼力略微增加。当激励频率为 0.4 Hz 时,最大阻尼力达 4.3 kN;当激励幅值为 0.8 Hz,最大阻尼力达 4.9 kN。

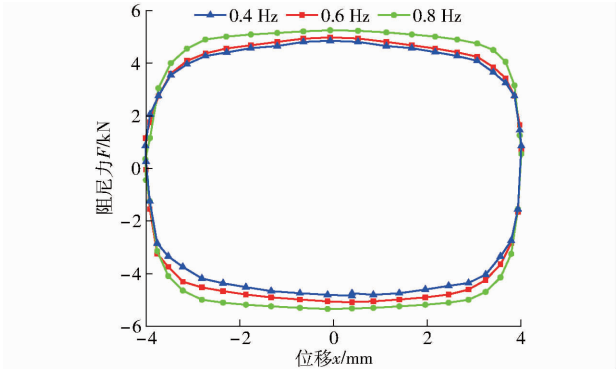


图 18 不同激励频率下阻尼力-位移关系曲线
Fig. 18 Relationship curves of damping force and displacement under different frequencies of excitation

图 19 为固定电流 0.8 A、激励幅值 4 mm、频率 0.4 Hz 时,不同有效阻尼间隙下阻尼力-位移关系曲线。由图 20 可知,当速度固定时,阻尼力随有效阻尼间隙的减小而增加;在阻尼间隙为 1 mm 附近,在不同阻尼间隙下阻尼力变化相对明显。初步说明有效阻尼间隙对阻尼力有较大影响(尤其在 1 mm 左右)。

激励幅值为 4 mm、频率为 0.4 Hz 时,分别改变电流与圆锥液流通道的阻尼间隙,得到图 20 所示的不同电流下阻尼力-阻尼间隙变化关系曲线。由图 20 可知,当阻尼间隙固定时,阻尼力随电流的增大而增加;当固定电流时,阻尼力随阻尼间隙的增加而减小,并且在阻尼间隙 0.6 ~ 1.2 mm 内的减小趋势大于在阻尼间隙 1.2 ~ 1.6 mm 内。

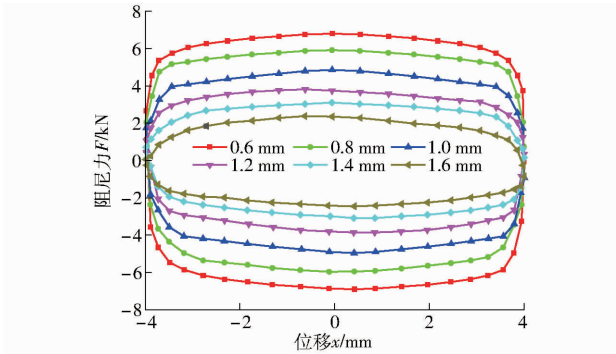


图 19 不同阻尼间隙下阻尼力-位移关系曲线
Fig. 19 Relationship curves of damping force and displacement with different adjustable gaps

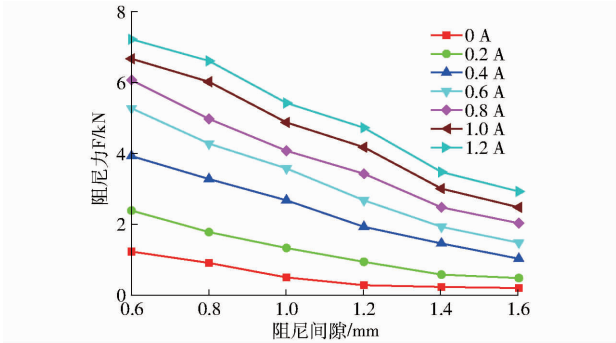


图 20 不同电流下阻尼力-阻尼间隙关系曲线
Fig. 20 Relationship curves of damping force and damping gap under different currents

图 21 为不同阻尼间隙下阻尼力-电流关系曲线。当阻尼间隙固定时,阻尼力随电流的增大而增加,但增加趋势越来越小,说明磁路慢慢接近饱和。图 22 为阻尼力可调范围曲线,其中粘滞阻尼力和库仑阻尼力均随阻尼间隙增大而减小。当电流为 0 A 时,阻尼间隙为 1.6、0.6 mm 时的阻尼力分别为 0.2 kN 和 1.3 kN(粘滞阻尼力),而当电流为 1 A 时,最大阻尼力分别为 2.9 kN 和 7.2 kN。

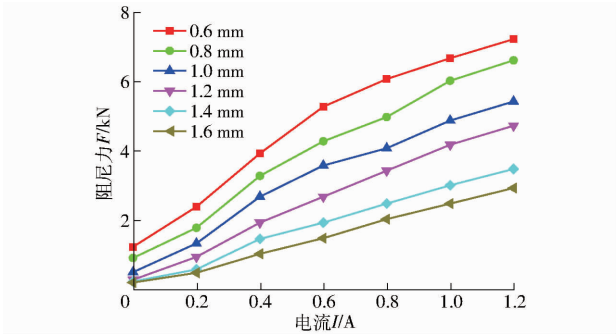


图 21 不同阻尼间隙下阻尼力-电流关系曲线
Fig. 21 Relationship curves of damping force and current under different damping gaps

根据图 21 的不同阻尼间隙下阻尼力-电流曲线,得到不同阻尼间隙下可调系数曲线如图 23 所示。可调系数 K 随着阻尼间隙的增大而增大。当阻尼间隙为 1.6 mm 时,可调系数达到 13.6,而当阻

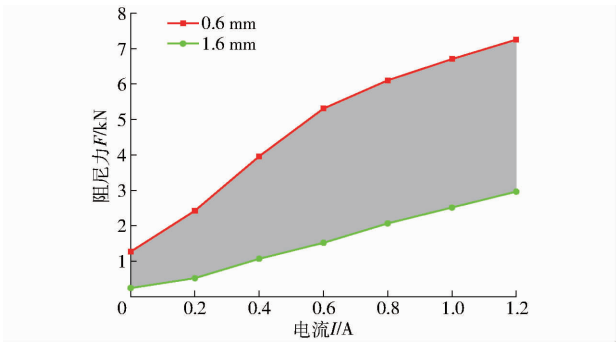


图 22 阻尼力可调范围曲线

Fig. 22 Regulating range of damping forces

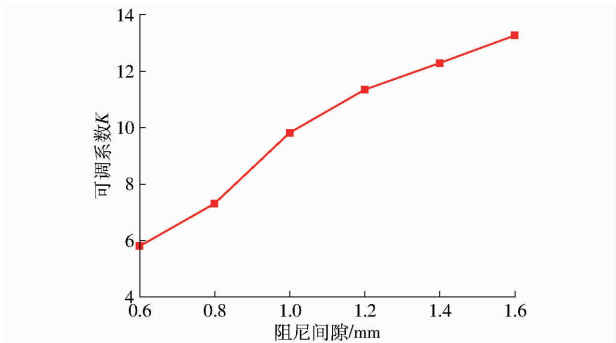


图 23 不同阻尼间隙下可调系数曲线

Fig. 23 Adjustable coefficient curve with different damping gaps

尼间隙为 0.6 mm 时,可调系数为 5.9。

由图 21、23 可知,阻尼力随阻尼间隙的增大而减小,可调系数随阻尼间隙的增大而增大。在不同阻尼间隙下,阻尼力为 0.2 ~ 7.2 kN,可调系数达到 33。故针对一般情况,将阻尼间隙设置为 1.0 mm

可实现较大的阻尼力和可调系数,这与一般延长阻尼长度的磁流变阻尼器效果相同。然而针对不同应用场合,对阻尼力、可调系数的要求不同,如高档山地车等需要较大的可调系数、适中的阻尼力;而大型客车、抗风桥梁等需要较大的阻尼力和较低的可调系数,此时阻尼间隙固定的磁流变阻尼器难以同时适用上述场合。而本文设计的阻尼间隙可调式磁流变阻尼器通过灵活调整圆锥液流通道的阻尼间隙,可同时适用上述场合。因此,本文设计的阻尼间隙可调式磁流变阻尼器可以替代多种阻尼间隙固定的传统磁流变阻尼器,极大地提升了磁流变阻尼器的动力性能。

5 结论

(1)所设计的阻尼间隙可调式磁流变阻尼器具有圆锥液流通道和圆环液流通道,将有效阻尼长度增加到 4 段。通过调整紧锁螺母控制阀芯位置,改变阀芯与左右磁轭的相对位置,从而可实现圆锥液流通道的阻尼间隙连续可调。

(2)阻尼力随阻尼间隙的增大而减小,阻尼间隙 0.6 mm 时最大阻尼力达到 7.2 kN。可调系数随阻尼间隙的增大而增大,阻尼间隙为 1.6 mm 时最大可调系数为 13.6。

(3)不同阻尼间隙下磁流变阻尼器输出阻尼力为 0.2 ~ 7.2 kN,可调系数达到 33,极大地提升了磁流变阻尼器的动力性能,可替代多种阻尼间隙固定的传统磁流变阻尼器应用在不同场合。

参 考 文 献

[1] 冯志敏, 时云飞, 张刚, 等. 斜拉索-磁流变阻尼器非脆弱减振控制器研究[J]. 农业机械学报, 2020, 51(5): 411-420.
FENG Zhimin, SHI Yunfei, ZHANG Gang, et al. Design of non-fragile damping controller for stay cable - magnetorheological damper[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(5): 411-420. (in Chinese)

[2] HAN Y, DONG L, HAO C. Experimental analysis and mathematical modelling for novel magnetorheological damper design[J]. International Journal of Applied Electromagnetics and Mechanics, 2019, 59(1):367-376.

[3] KUBÍK M, MACHÁČEK O, STRECKER Z, et al. Design and testing of magnetorheological valve with fast force response time and great dynamic force range[J]. Smart Materials and Structures, 2017, 26(4): 047002.

[4] AZAR B F, VELADI H, TALATAHARI S, et al. Optimal design of magnetorheological damper based on tuning Bouc-Wen model parameters using hybrid algorithms[J]. KSCE Journal of Civil Engineering, 2020, 24(3): 867-878.

[5] 刘昕运, 吴大林, 马吉胜. 基于磁场 FE 和 CFD 的磁流变阻尼器力学性能分析[J]. 农业机械学报, 2020, 51(11): 411-417.
LIU Xinyun, WU Dalin, MA Jisheng. Mechanical performance analysis of MR damper based on magnetic field FE and CFD [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(11): 411-417. (in Chinese)

[6] WANG M, CHEN Z, NORMAN M W. Magnetorheological damper design to improve vibration mitigation under a volume constraint[J]. Smart Materials and Structures, 2019, 28(11): 114003.

[7] 胡国良, 易锋, 刘浩, 等. 磁流变阻尼器结构设计与能量采集效能仿真与试验[J]. 农业机械学报, 2020, 51(8): 391-399.
HU Guoliang, YI Feng, LIU Hao, et al. Structure design and energy harvesting efficiency simulation and test of magnetorheological damper[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(8): 391-399. (in Chinese)

[8] KIM K, CHEN Z, YU D, et al. Design and experiments of a novel magneto-rheological damper featuring bifold flow mode[J]. Smart Materials and Structures, 2016, 25(7):075004.

[9] LIAO C R, ZHAO D X, XIE L, et al. A design methodology for a magnetorheological fluid damper based on a multi-stage radial

- flow mode[J]. *Smart Material and Structures*, 2012, 21(8): 085005.
- [10] ZEMP R, CARLOS D L, SALDIAS H, et al. Development of a long-stroke MR damper for a building with tuned masses[J]. *Smart Materials and Structures*, 2016, 25(10): 105006.
- [11] ZHU S S, TANG L B, LIU J G, et al. A novel design of magnetorheological damper with annular radial channel[J]. *Shock and Vibration*, 2016, 26(3): 8086504.
- [12] YAZID I I, MAZLAN S A, KIKUCHI T, et al. Design of magnetorheological damper with a combination of shear and squeeze modes[J]. *Materials and Design*, 2014, 54(1): 87–95.
- [13] SOLOMON S, SUJATHA C, SUJATHA S. Optimal design of an MR damper valve for prosthetic knee application[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2018, 32(6): 2959–2965.
- [14] CHENG M, CHEN Z B, XING J W. Design, analysis, and experimental evaluation of a magnetorheological damper with meandering magnetic circuit[J]. *IEEE Transactions on Magnetics*, 2018, 54(5): 1–10.
- [15] HU G L, LIU H, DUAN J, et al. Damping performance analysis of magnetorheological damper with serial-type flow channels [J]. *Advances in Mechanical Engineering*, 2019, 11(1): 1–12.
- [16] 金京设, 陈照波, 程明, 等. 改进阻尼特性的内置平行双线圈磁流变阻尼器研究[J]. *农业机械学报*, 2017, 48(3): 368–375.
- KIM Kyongsol, CHEN Zhaobo, CHENG Ming, et al. Magneto-rheological damper with parallel double coil for improvement of damping performance[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2017, 48(3): 368–375. (in Chinese)
- [17] SHARMA S. Vibration control in quarter-car model with magnetorheological dampers using Bingham model[J]. *Journal of Applied Mechanical Engineering*, 2018, 7(1): 299–304.
- [18] ZHENG J J, LI Y, WANG J. Design and multi-physics optimization of a novel magnetorheological damper with a variable resistance gap[J]. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 2016, 17(6): 152–168.
- [19] SONG W L, LI D H, TAO Y, et al. Simulation and experimentation of a magnetorheological brake with adjustable gap[J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2016, 28(12): 114–126.
- [20] HU G L, LONG M, YU L, et al. Design and performance evaluation of a novel magnetorheological valve with a tunable resistance gap[J]. *Smart Materials and Structures*, 2014, 23(12): 127001.