

doi:10.11835/j.issn.1000.582X.2024.08.004

磁流变惯容器设计与性能分析

于建强¹, 尹佳威^{1,2}, 张 赓¹, 苏 喜³, 吴 暄¹, 陈世崑^{1,2}

(1. 中国电子科技南湖研究院 机器人实验室, 浙江 嘉兴 314000; 2. 重庆科技大学 土木与水利工程学院, 重庆 401331; 3. 嘉兴南湖学院 新材料工程学院, 浙江 嘉兴 314001)

摘要: 为了提高传统磁流变阻尼器在低频域的减振性能, 提出了一种新型磁流变惯容器, 包括变阻尼单元和惯容单元两部分, 由磁流变阀、液压马达与飞轮等组成。利用活塞杆与缸筒的相对运动, 实现变阻尼单元内的磁流变液在磁流变阀内往复流动, 通过调控线圈上电流大小改变输出阻尼的大小; 同时, 实现油液推动液压马达输出轴及飞轮转动, 输出器件的惯容特性。为提高磁流变阀内置通道的磁场利用率, 提出了磁路设计优化方法, 采用有限元方法对磁流变阀内部磁场强度进行仿真。结合磁场仿真与理论分析, 设计并试制了样机, 搭建了器件性能平台进行测试。结果表明, 所设计器件能够表现出惯容特性, 具有良好的阻尼可控性。

关键词: 磁流变; 变阻尼; 器件; 惯容; 磁场

中图分类号: TH122

文献标志码: A

文章编号: 1000-582X(2024)08-039-08

Design and characteristics analysis of magnetorheological inertial device

YU Jianqiang¹, YIN Jiawei^{1,2}, ZHANG Geng¹, SU Xi³, WU Xuan¹, CHEN Shiwei^{1,2}

(1. Robotics Laboratory, China Nanhu Academy of Electronics and Information Technology, Jiaxing, Zhejiang 314000, P. R. China; 2. School of Civil and Hydraulic Engineering, Chongqing University of Science and Technology, Chongqing 401331, P. R. China; 3. School of Advanced Materials Engineering, Jiaxing Nanhu University, Jiaxing, Zhejiang 314001, P. R. China)

Abstract: To enhance the vibration damping performance of traditional magnetorheological dampers in the low-frequency domain, a novel magnetorheological inertial device is proposed. It consists of a variable damping unit and an inertance unit, incorporating a magnetorheological (MR) valve, hydraulic motor, and flywheel. The relative movement between the piston rod and cylinder facilitates the reciprocating flow of the MRF within the variable damping valve. The output damping is adjusted by controlling the current magnitude on the coil. Simultaneously, the oil drives the hydraulic motor output shaft and the rotation of the flywheel, realizing the inertance characteristics of the device. To maximize the magnetic field utilization within the built-in channel of the MR valve, an optimized magnetic circuit design approach is proposed. Finite element analysis is utilized to simulate

收稿日期: 2024-01-15

基金项目: 国家重点研发计划项目(2023YFE0207000); 嘉兴市科技计划项目(2023AY11024); 国家自然科学基金项目(U22B2040); 重庆市自然科学基金面上项目(CSTB2023NSCQ-MSX0029)。

Supported by the National Key Research and Development Program of China(2023YFE0207000), the Science and Technology Plan Project of Jiaxing(2023AY11024), National Natural Science Foundation of China(U22B2040), and the Natural Science Foundation of Chongqing(CSTB2023NSCQ-MSX0029).

作者简介: 于建强(1990—), 男, 高级工程师, 博士, 主要从事智能机械结构与特种机器人设计, (E-mail)yujianqiang@cnaeit.com。

and analyze the internal magnetic field intensity of the MR valve. Combining magnetic field simulation with theoretical calculations, a prototype is designed and fabricated. A performance testing platform for the device is established and tested. The results indicate that the designed device exhibits inertance characteristics and has excellent controllability of damping.

Keywords: magnetorheological(MR); variable damping; device; inerter; magnetic field

以磁流变液为介质的磁流变液器件作为一种典型的半主动变阻尼器件,具有阻尼连续可调、响应速度快和能耗低等优点^[1],已在不同减隔振场景中得到应用,如车辆悬架减振^[2]、座椅隔振^[3]、桥梁隔振^[4]等场景。传统磁流变阻尼器只能通过输出可控阻尼来进行耗能,为进一步提高磁流变减振系统在低频域振动控制的性能^[5],可以使器件改变系统动态频率且不影响系统静态刚度。惯容器件提供了一种解决思路,Smith^[6]首先提出惯容概念^[6],作为一种双端质量元件,有多种结构实现方式,包括滚珠丝杠式、齿轮齿条式、液力式、液压式等。惯容器可以通过输出等效负刚度改变动态频率且不影响静态刚度,为振动控制改变等效刚度来改善隔振效果提供了新思路^[7-9],能够避免一些负刚度装置常见的静态失稳问题^[10]。相较于传统磁流变阻尼器,引入惯容元件的减振系统不仅能通过调整输出阻尼来消耗能量,还有助于改善低频减振性能。Zhao等^[11]证明了惯容装置可以有效降低从地面传输到受控结构的输入能量,Jin等^[12]提出了一种由磁流变弹性体隔振器和滚珠丝杠惯容器组成的混合隔振系统,该混合隔振系统在低频振动下隔振效果较好,可有效降低隔振系统的位移幅值。由于液力式惯容器可以避免机械式惯容器偏心、摩擦力大等问题^[13],刘昌宁等^[14]基于机电液相似性设计了一种液力式惯容器,建立了非线性等效模型。聂佳梅等^[15]提出了一种油气弹簧与惯容器融合设计的液压惯容悬架结构,具有结构紧凑的特点,有效改善了车辆的行驶平顺性和乘坐舒适性。

结合磁流变阻尼器的变阻尼特性与惯容器件在低频域出色的振动控制效果,使振动控制系统具备能耗低、可靠性高的特点,改善传统磁流变控制系统的减隔振性能。文中提出了一种新型磁流变惯容器,该器件由磁流变液变阻尼单元和液力式惯容单元两部分并组成,具有阻尼力可调的特性,兼具惯容特性,在低频振动下具有更好的振动控制效果。

1 新型磁流变惯容器工作原理及结构设计

1.1 工作原理

文中提出了一种新型磁流变惯容器,如图1所示,由磁流变液变阻尼单元和惯容单元两部分并联组成,包括缸筒、上活塞杆、上端盖、上活塞、磁流变阀、下活塞、下活塞杆、下端盖、液压马达、飞轮、液压管路等。磁流变液变阻尼单元的核心是磁流变阀,由铁芯与中间活塞杆组成,位于上活塞、缸筒、下活塞所组成的腔体内且充满磁流变液,磁流变阀内设置有励磁线圈,用于产生磁场并调控磁流变阀的压降。上端盖、缸筒、上活塞所组成的腔体,以及下端盖、缸筒、下活塞所组成的腔体内均为液压油。惯容单元由液压油驱动的液压马达与飞轮组成,飞轮与液压马达输出轴固连。液压管路连接变阻尼单元与惯容单元且内部充满液压油,液压马达空腔内充满液压油。

当活塞杆与缸筒相对往复运动时,磁流变液与液压油分别在磁流变阀、液压马达内往复流动,并带动飞轮旋转运动。通过改变磁流变阀内励磁线圈上电流的大小,改变磁流变液剪切屈服强度,进而调控磁流变阀压降与器件阻尼力,并利用飞轮转动使器件输出惯容特性。

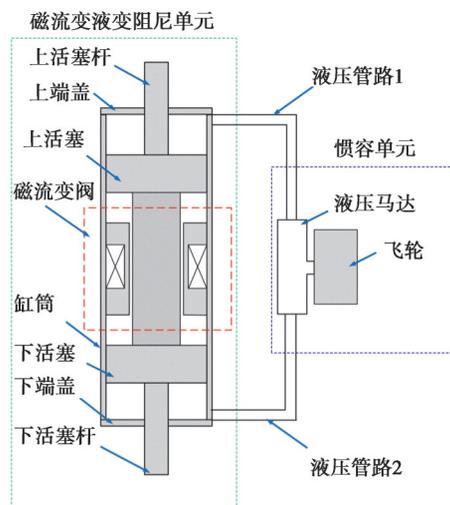


图1 磁流变惯容器概念图

Fig. 1 Conceptual diagram of magnetorheological inertial device

基于图 1 所示的器件概念图,设计了磁流变液变阻尼单元结构,如图 2 所示。为了提高磁流变阀内置通道即铁芯与中间活塞杆之间通道的磁场利用率,改进了铁芯结构的材料布局来提高磁场强度,铁芯由铁芯 1、铁芯 2 与铁芯 3 组成,铁芯 1 与铁芯 2 为导磁件,铁芯 3 为非导磁件。铁芯 1、铁芯 2 与铁芯 3 所形成的活塞槽内安装有励磁线圈。

为防止缸筒内液体泄漏,上活塞、下活塞均采用双级密封方式,为降低双级密封的摩擦力,靠近液压油液一侧采用 Y 型密封圈,靠近磁流变液一侧采用格莱圈。为了防止较大的压力使磁流变液从铁芯与缸筒之间的间隙渗漏,铁芯两端也安装有 Y 型密封圈。上活塞杆、上活塞、中间活塞杆、下活塞、下活塞杆之间通过螺纹连接组成一个整体。

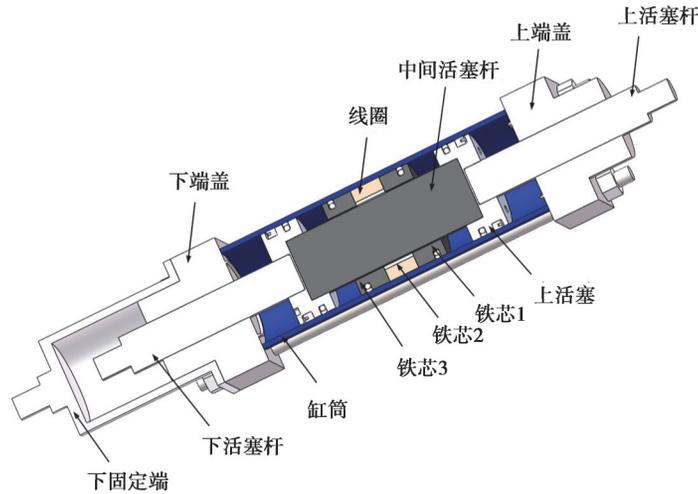


图 2 磁流变液变阻尼单元结构

Fig. 2 The structure of magnetorheological damping unit

惯容单元由液压油驱动的力放大机构与质量飞轮组成,其中力放大机构选用 OMM8 型液压马达,飞轮与液压马达输出轴配合并采用螺栓紧固。文中所采用的磁流变液是重庆大学智能结构与控制实验室研制的 SSCL 型磁流变液(密度 $\rho = 2.68 \text{ g/cm}^3$,零场黏度,剪切应力 $\tau_y(B = 0.5 \text{ T}) > 50 \text{ kPa}$)。

为分析基于改进铁芯结构的磁流变阀的有效性,利用 COMSOL 仿真软件中基于有限元方法的 AD/DC 模块,进行电磁场仿真。由于磁流变阀的结构为中心对称,构建了如图 3 所示的磁流变阀仿真模型。图 3(a)为经优化设计后的结构,铁芯 1 与铁芯 2 为导磁件,铁芯 3 为非导磁件。图 3(b)为传统铁芯结构,铁芯 1、铁芯 2、铁芯 3 均为导磁件。图中导磁材料 1 为 45# 钢,导磁材料 2 为磁导率较高的电工纯铁 DT-4,隔磁材料为不导磁不锈钢,励磁线圈部分选用直径为 0.7 mm 的漆包铜。

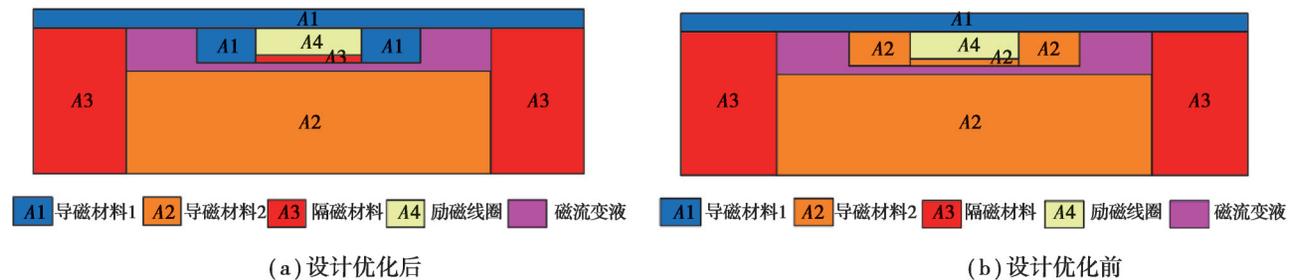


图 3 磁流变阀简化模型

Fig. 3 Simplified model of magnetorheological valve

电流为 1 A 时,磁流变阀铁芯与中间活塞杆间隙处磁力线分布情况,如图 4 所示。由图可以看出,经本设计优化铁芯结构材料后的磁流变阀内部磁力线几乎完全垂直穿过有效阻尼通道,证明导磁材料和隔磁材料

的布局较为合理。图5为磁流变阀有效阻尼通道处的磁感应强度随路径变化曲线,通过图5(a)和(b)对比发现,优化前后的磁感应强度均随电流增加而增大,优化后磁流变阀工作区内的磁场利用率更大。如图6所示,在加载电流为2 A时,有效阻尼通道处的平均磁感应强度由优化前的0.11 T增加至设计的0.61 T,提升了4.55倍。

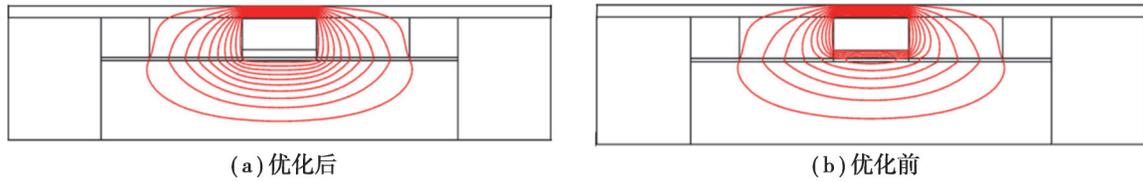


图4 磁力线分布

Fig. 4 Distribution of magnetic field lines

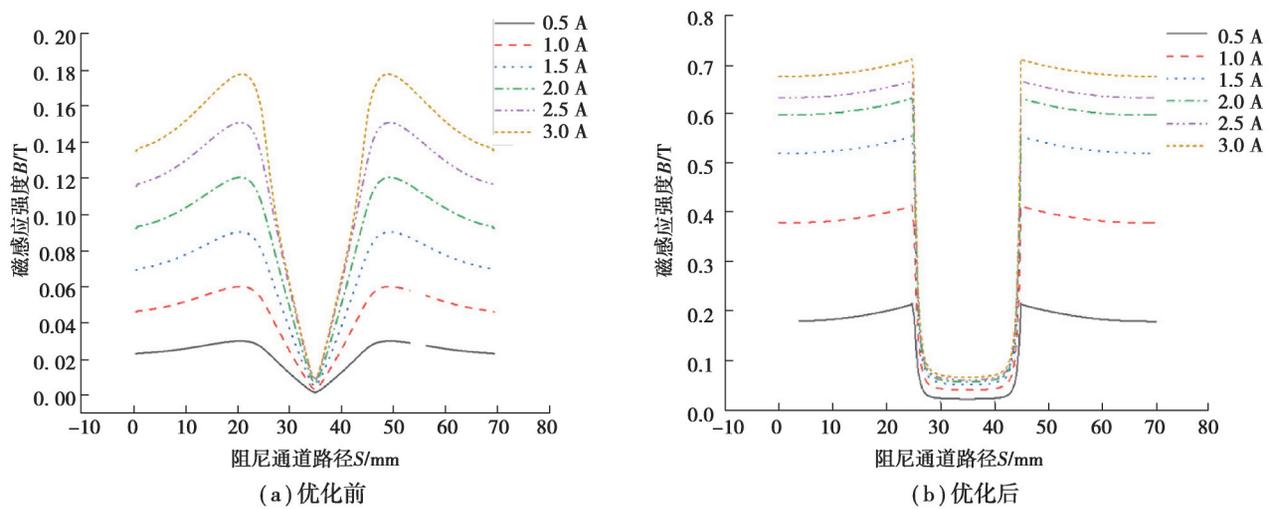


图5 磁流变阀不同电流下阻尼通道内磁感应强度变化曲线

Fig. 5 Variation curves of magnetic induction intensity in damping channel under different currents

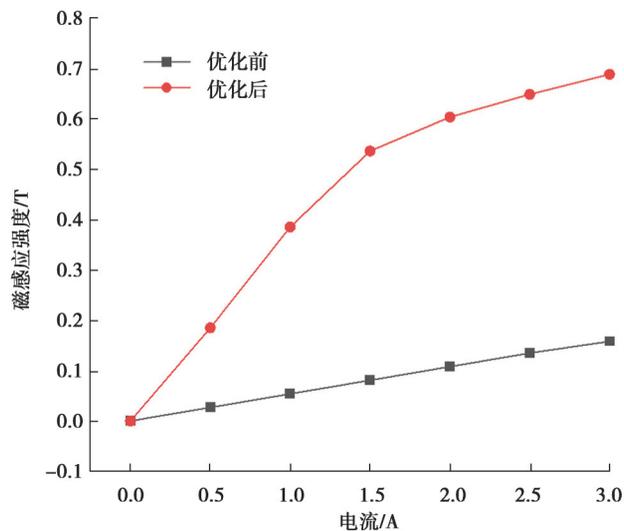


图6 磁流变阀磁感应强度随电流变化图

Fig. 6 Variation of magnetic induction with current for magnetorheological valve

表1为磁流变阀有效工作区域内磁场优化前后具体参数。在电流0.5~3.0 A条件下,优化后的磁感应强度值均得到了提升,优化提升比率随电流增加逐渐降低。

表 1 磁流变阀磁感应强度优化前后对比

Table 1 Comparison of magnetic flux density before and after optimization of magnetorheological valve							
电流/A	优化前磁感应强度/T	优化后磁感应强度/T	优化提升率/%	电流/A	优化前磁感应强度/T	优化后磁感应强度/T	优化提升率/%
0	0	0	0	2.0	0.11	0.61	455
0.5	0.02	0.18	800	2.5	0.13	0.65	400
1.0	0.05	0.38	660	3.0	0.15	0.68	353
1.5	0.08	0.53	563				

1.2 力学计算模型

惯容器作为一种双端质量机械元件,提供的力与加速度成正比,惯容特性可表示为

$$F_1 = b\ddot{x}, \quad (1)$$

式中, F_1 为惯容器的输出力; b 为惯容系数; \ddot{x} 为加速度。 $\ddot{x} = -Aw^2 \sin wt = -w^2 x$, x 为位移; A 为位移峰值; w 为角速度; t 为时间,则

$$F_1 = -w^2 bx = k_{eq} x, \quad (2)$$

等效刚度 $k_{eq} = -w^2 b$,代表等效刚度为负值,意味着呈现出的力-位移曲线为负刚度曲线。

磁流变惯容器的输出力 F_{total} 为

$$F_{total} = F_{MR} + F_1, \quad (3)$$

式中, F_{MR} 和 F_1 分别为磁流变阀单元的输出力与惯容单元的输出力,表达式分别为

$$F_{MR} = F_\eta + F_\tau + F_{MRf}, \quad (4)$$

$$F_1 = T \frac{\theta}{x} + F_{If}, \quad (5)$$

式中: F_η 、 F_τ 、 F_{MRf} 分别为黏滞阻尼力、磁致库仑力与变阻尼单元摩擦力,表示为

$$F_\eta = \Delta P_\eta A_c, \quad (6)$$

$$F_\tau = \Delta P_\tau A_c, \quad (7)$$

$$F_{MRf} = f_{MR} \operatorname{sgn}(v), \quad (8)$$

式中: ΔP_η 和 ΔP_τ 分别为黏滞阻尼和磁致库仑部分提供的压差; A_c 为磁流变阀有效截面积; f_{MR} 为变阻尼单元内部单向摩擦力。

$$\Delta P_\eta = \frac{12\eta L Q_{MR}}{wh^3}, \quad (9)$$

$$\Delta P_\tau = \frac{cL_a \tau_y}{h}, \quad (10)$$

$$A_c = \frac{\pi(D_c^2 - d_p^2)}{4}, \quad (11)$$

式中: Q_{MR} 为磁流变液流量, $Q_{MR} = A_c V_p$; η 为磁流变液的黏度; L 为中间活塞杆有效长度; L_a 为磁流变有效工作区域长度; w 为中间活塞环形间隙周长; h 为中间活塞环形阻尼通道宽度; τ_y 为磁流变液在磁场作用下的磁致剪切屈服应力; $c = 2.07 + 12Q_{MR}\eta/(12Q_{MR}\eta + 0.4wh^2\tau)$,为经验系数,以区间[2.07, 3.07]为界,通常取 3; D_c 为缸筒直径; d_p 为中间活塞杆直径; V_p 为活塞运动速度。假设,在理想状态下,液压马达的传动系统不存在能量损失,即输入功率 $F_1 \dot{x}$ 等于输入功率 $T\dot{\theta}$ 。其中, T 为液压马达输出扭矩,可由 $I\ddot{\theta}$ 来表示, θ 、 $\dot{\theta}$ 和 $\ddot{\theta}$ 分别为液压马达的旋转角度、旋转角速度和角加速度; I 为转动惯性矩。器件惯性力为

$$T \frac{\theta}{x} = I\ddot{\theta} \frac{\theta}{x} = I \left(\frac{A_{act}}{D} \right)^2 \ddot{x} = b\ddot{x}, \quad (12)$$

$$A_{act} = \frac{\pi(D_c^2 - d_{p2}^2)}{4}, \quad (13)$$

$$F_{If} = f_i \operatorname{sgn}(v), \quad (14)$$

式中: F_{If} 为惯容单元内部摩擦力; f_i 为惯容单元内部单向摩擦力; D 为马达流量与输出轴角速度之比; d_{p2} 为上

活塞杆直径; A_{act} 为浮动活塞有效面积。惯容系数 b 为

$$b = I \left(\frac{A_{\text{act}}}{D} \right)^2, \quad (15)$$

综上所述,具有惯容特性的磁流变液变阻尼器件的输出力 F_{total} 为

$$F_{\text{total}} = \frac{12\eta L Q_{\text{MR}} \pi (D_c^2 - d_p^2)}{4wh^3} + \frac{cL_a \tau_y \pi (D_c^2 - d_p^2)}{4h} + \frac{I \pi (D_c^2 - d_{p2}^2)}{4D} \ddot{x} + f_{\text{MR}} \text{sgn}(v) + f_l \text{sgn}(v). \quad (16)$$

2 磁流变惯容器的测试系统

结合结构设计与理论模型分析,试制了器件零部件并进行整体装配,在对应空腔内注入了磁流变液和抗磨液压油。为了验证磁流变惯容器的输出力值特性,在万能试验机上对所加工的器件进行性能测试。如图7所示,测试系统包括测试对象、测试设备以及外接电源。测试对象是力学性能测试器件,测试设备是万能试验机,集成力和位移传感器可同时记录采集信号,提供正弦、三角、方波等不同激励方式。测试采用的激励为正弦激励,频率为0.5 Hz,幅值为5 mm和10 mm。外接电源选用直流稳压电源作为电流信号输入设备,测试电流包括0、0.5、1.0 A。

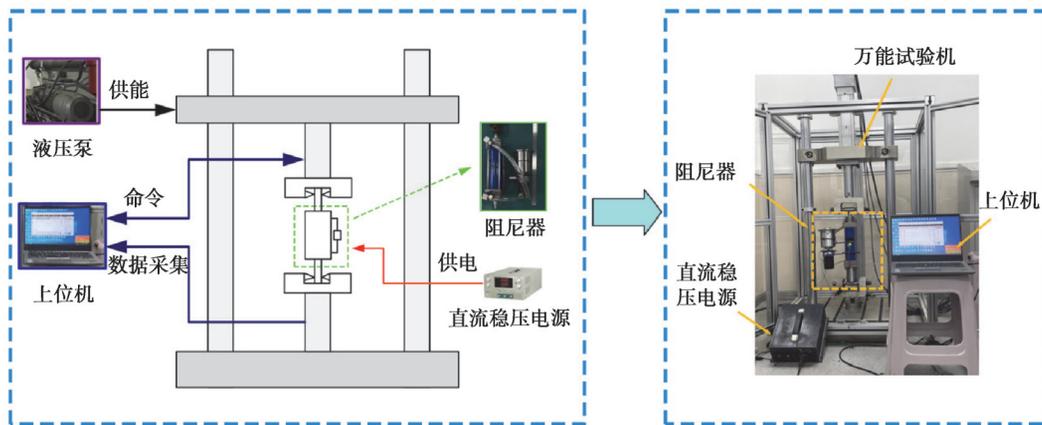


图7 磁流变液器件力学性能测试系统

Fig. 7 Mechanical property testing system of magnetorheological fluid device

3 磁流变惯容器性能分析

为了分析磁流变惯容器性能,测试了磁流变惯容器和变阻尼单元的器件。具有惯容特性的磁流变液变阻尼器件在振幅为5 mm和10 mm,频率为0.5 Hz时的测试结果,如图8所示。由图可知,随着励磁电流的增大,器件的输出力不断增大且具有明显的惯容特性。在振幅为5 mm,振动频率为0.5 Hz条件下,当激励电流从0 A增至1 A时,器件的最大输出力从2.31 kN上升到5.49 kN,增加了3.18 kN,可调倍数为2.38。根据式(15)求得惯容系数为695 kg,测试结果对应的惯容系数为630 kg。理论与测试结果对应的曲线等效负刚度系数分别为-0.138 N/m与-0.125 N/m,两者之间的偏差率为9.4%,这种偏差是磁流变液性能拟合公式、力学简化模型、经验参数、测试过程中温度变化对磁流变液性能影响,以及测试仪器测量误差等耦合的结果^[17]。

为了验证变阻尼单元与惯容单元并联的效果,将惯容单元拆卸,将变阻尼单元进、出口通过管路进行连接形成闭合回路。在振幅为5 mm、10 mm,频率为0.5 Hz的激励下,对磁流变液变阻尼单元进行了测试,结果如图9所示。由图可知,通过增加励磁电流,器件阻尼力显著改变。当振幅为5 mm、频率为0.5 Hz时,随着激励电流从0 A增至1 A,磁流变液变阻尼单元器件的最大输出力从0.74 kN增至3.63 kN,增加了2.89 kN,可调倍数为4.91。相比之下,惯容单元增加了器件的初始摩擦力。磁流变液变阻尼单元器件未显示出惯容特征或负刚度特征,验证了磁流变惯容器设计的有效性。

图9所示的磁流变液变阻尼单元在不同电流下的力-位移曲线存在畸变,由于磁流变液变阻尼单元采用的双伸出杆模式,没有体积补偿与温度补偿模块,对空腔较为敏感,受限与磁流变惯容器的实验室装配工艺,

以及测试中颗粒摩擦导致密封损伤及铁芯处压差较大导致液体存在泄漏,使得磁流变液变阻尼单元在运动过程中存在空行程,影响了曲线畸变。此外,磁流变液中铁磁颗粒的不均匀分布和聚集现象、温度的变化也会影响流变性质,从而影响曲线特性。

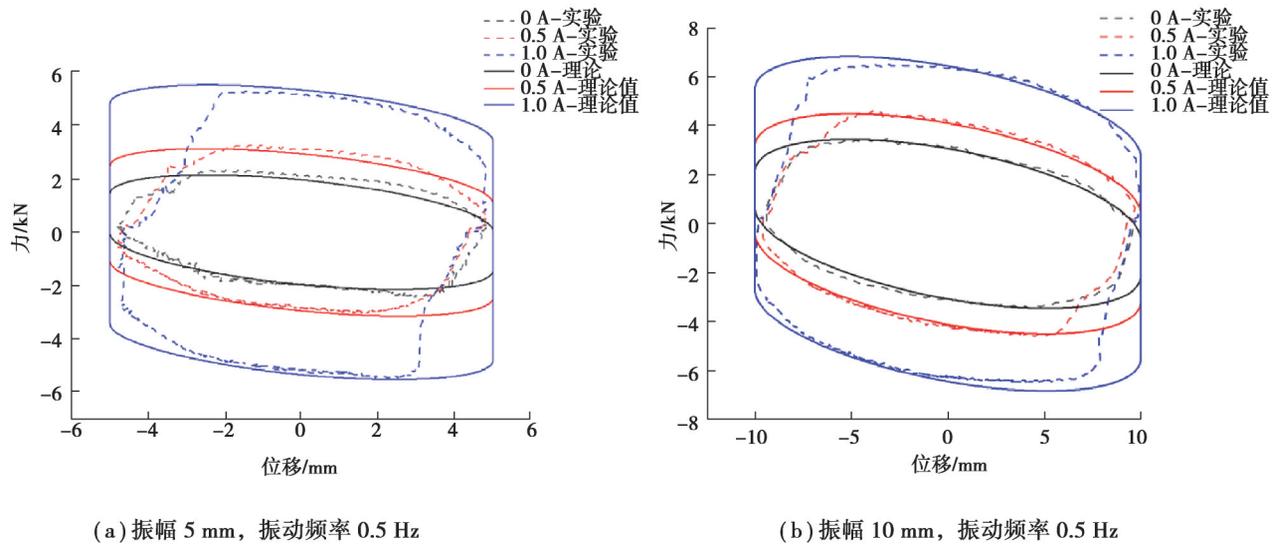


图 8 磁流变惯容器在不同电流下的力-位移曲线

Fig. 8 Force-displacement curves of magnetorheological inertial device at different currents

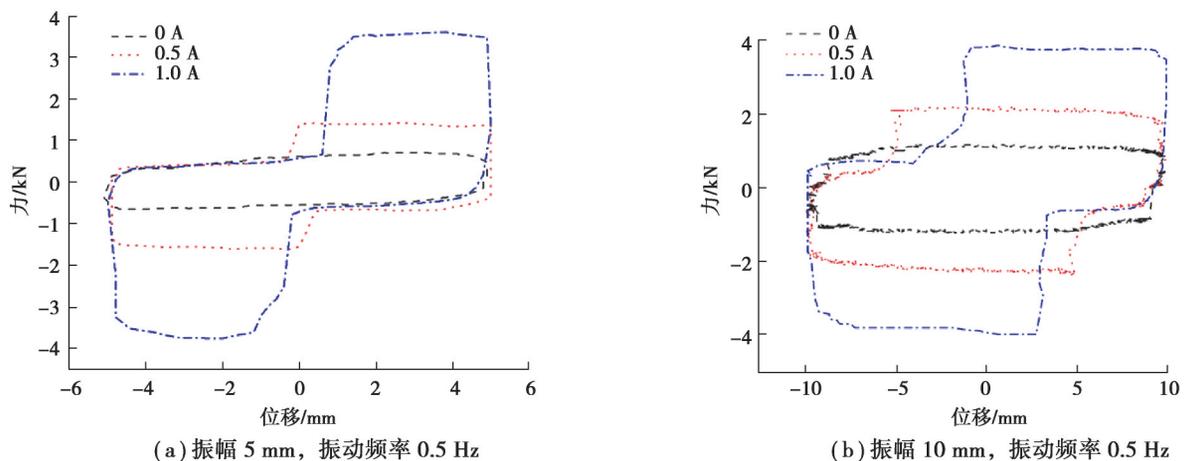


图 9 磁流变阻尼单元在不同电流下的力-位移曲线

Fig. 9 Force-displacement curves of magnetorheological damping device at different currents

4 结 论

1)文中设计了一种新型磁流变惯容器,该器件由磁流变液变阻尼单元和惯容单元并联组成,通过理论分析与实验测试,验证了器件设计的有效性。

2)为了提高磁流变阀的性能,对其结构材料进行了优化设计,利用有限元分析软件 COMSOL,对比了优化前后的磁场分布情况,以评估改进效果。在 2 A 电流条件下,磁流变阀有效阻尼通道处的平均磁感应强度由优化前的 0.11 T 增加至优化后的 0.61 T,提升了 4.55 倍。

3)加工并装配了器件样机,通过对比无惯容特性的磁流变液变阻尼单元,磁流变惯容器呈现出明显的惯容特征或负刚度效应,通过实验得出器件的惯容系数与负刚度系数分别为 630 kg 和 -0.125 N/m。当电流从 0 A 上升到 1 A 时,器件的最大输出力从 2.31 kN 增至 5.49 kN,增加了 3.18 kN,可调倍数为 2.38。

参考文献

- [1] Zhang Y J, Guo J X, Yang J W, et al. Recent structural developments and applications of magnetorheological dampers (MRD): a review[J]. *Magnetochemistry*, 2023, 9(4): 90.
- [2] Hua Y Y, Zhu S Y, Shi X. High-performance semiactive secondary suspension of high-speed trains using negative stiffness and magnetorheological dampers[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2022, 60(7): 2290-2311.
- [3] 史文库, 张曙光, 陈志勇, 等. 磁流变半主动座椅悬架建模及振动特性分析[J]. *西南交通大学学报*, 2023, 58(2): 253-260.
Shi W K, Zhang S G, Chen Z Y, et al. Modeling and vibration analysis of semi-active seat suspension with magnetorheological damper[J]. *Journal of Southwest Jiaotong University*, 2023, 58(2): 253-260.(in Chinese)
- [4] Xu Z D, Xu Y W, Wang C, et al. Force tracking model and experimental verification on a novel magnetorheological damper with combined compensator for stay cables of bridge[J]. *Structures*, 2021, 32: 1971-1985.
- [5] 杨毅, 冷鼎鑫, 徐凯, 等. 磁流变调谐质量阻尼器在海上风机振动控制中的应用[J]. *重庆大学学报*, 2022, 45(3): 20-30.
Yang Y, Leng D X, Xu K, et al. Application of magnetorheological TMD in vibration control of offshore wind turbine[J]. *Journal of Chongqing University*, 2022, 45(3): 20-30.(in Chinese)
- [6] Smith M C. Synthesis of mechanical networks: the inerter[J]. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 2002, 47(10): 1648-1662.
- [7] Makris N. Time-response functions of mechanical networks with inerters and causality[J]. *Meccanica*, 2018, 53(9): 2237-2255.
- [8] 台玉吉, 黄智文, 严爱国, 等. 一种曲柄连杆式惯容器的力学性能与隔震性能研究[J]. *工程力学*, 2023, 40: 1-12.
Tai Y J, Huang Z W, Yan A G, et al. Study on mechanical properties and seismic isolation performances of a crank train inerter[J]. *Engineering Mechanics*, 2023, 40:1-12.
- [9] Liu Y L, Chen L, Yang X F, et al. Structural design and inertial impact analysis of vehicle ISD suspension[J]. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2019, 252: 022119.
- [10] Gao H, Wang H, Li J, et al. Dynamic behavior and damping enhancement of cable with negative stiffness inerter damper[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2022, 235: 107664.
- [11] Zhao Z P, Zhang R F, Pan C, et al. Input energy reduction principle of structures with generic tuned mass damper inerter[J]. *Structural Control and Health Monitoring*, 2021, 28(1): 1-19.
- [12] Jin S D, Sun S S, Yang J, et al. A hybrid MRE isolation system integrated with ball-screw inerter for vibration control[J]. *Smart Material Structures*, 2022, 31(2): 025009.
- [13] 李小波, 刘华明, 王石磊. 液力惯容器螺旋管内单相流压降数值模拟[J]. *农业装备与车辆工程*, 2023, 61(11): 125-130.
Li X B, Liu H M, Wang S L. Numerical simulation of pressure drop of single-phase flow in helical tubes of hydraulic inerter[J]. *Agricultural Equipment & Vehicle Engineering*, 2023, 61(11): 125-130.(in Chinese)
- [14] 刘昌宁, 陈龙, 张孝良, 等. 可控惯容器非线性建模分析与参数辨识测试[J]. *振动测试与诊断*, 2022, 42(6): 1115-1121.
Liu C N, Chen L, Zhang X L, et al. Nonlinear modelling analysis and parameter identification test of controllable inerter[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2022, 42(6): 1115-1121. (in Chinese)
- [15] 聂佳梅, 韦颢, 张孝良, 等. 液压惯容悬架性能仿真分析与试验研究[J]. *机械设计与制造工程*, 2023, 52(2): 20-25.
Nie J M, Wei H, Zhang X L, et al. Simulation analysis and experiment research on hydraulic inerter suspension[J]. *Machine Design and Manufacturing Engineering*, 2023, 52(2): 20-25.(in Chinese)
- [16] Zhu X C, Jing X J, Cheng L. Magnetorheological fluid dampers: a review on structure design and analysis[J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2012, 23(8): 839-873.
- [17] Yu J Q, Dong X M, Su X, et al. Design and testing of a semi-active inerter with magneto-rheological fluid valve[J]. *Smart Materials and Structures*, 2021, 30(10): 105035.

(编辑 陈移峰)