

基于压力增强的磁流变阻尼器中高频阻尼性能研究

董小闵^{1†}, 晏茂森¹, 于建强¹, 李鑫¹, 宋现宇¹, 邢建伟²

(1. 重庆大学机械与运载工程学院, 重庆 400044;

2. 北京宇航系统工程研究所, 北京 100076)

摘要:为减小磁流变阻尼器在微振幅中高频激励下磁控耗能能力降低带来的影响, 提出采用增加磁流变液初始压强来增加工作压强的方法以改善磁流变阻尼器在中高频激励下的磁控耗能能力. 基于磁流变液的可压缩特性, 构建磁流变阻尼器的力学模型, 分析中高频时工作压强对阻尼力的影响; 设计加工了无补偿装置的单杆直线液体弹簧式磁流变阻尼器, 通过实验测试验证力学模型的准确性. 正弦激励下的实验结果表明: 增加磁流变阻尼器工作压强可以使阻尼曲线更饱满, 且工作压强较高时, 磁流变阻尼器耗能能力明显优于工作压强较低时磁流变阻尼器耗能能力; 根据实验结果发现: 相比于初始压强为标准大气压, 当初始压强为 5 MPa 时, 阻尼增幅最大为 31.3%, 耗能增幅最大为 78.5%; 此外, 增加工作压强后工作区域磁场更容易饱和, 等效刚度和等效阻尼系数都会随着工作压强的增加而上升.

关键词:磁流变液; 磁流变阻尼器; 中高频; 压力增强; 可压缩特性

中图分类号: TH113.1

文献标志码: A

Study on Medium and High Frequency Damping Performance of Magnetorheological Damper Based on Pressure Enhancement

DONG Xiaomin^{1†}, YAN Maosen¹, YU Jiangqiang¹, LI Xin¹, SONG Xianyu¹, XING Jianwei²

(1. School of Mechanical and Vehicle Engineering, Chongqing Univ., Chongqing 400044, China;

2. Beijing Institute of Space System Engineering, Beijing 100076, China)

Abstract: In order to reduce the effect of reduction of the magnetron energy dissipation capacity of the magnetorheological damper under a micro-amplitude, medium and high frequency excitation, this paper proposes a method to increase the working pressure by increasing the initial working pressure of the magnetorheological fluid in order to improve the magnetorheological damper energy dissipation capability under a medium and high frequency excitation. Based on compressible characteristics of magnetorheological fluids, a mechanical model of magnetorheological damper was constructed. The effect of working pressure on the damping force at medium and high frequency excita-

* 收稿日期: 2021-05-25

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(52075056), National Natural Science Foundation of China(52075056); 重庆市博士后研究项目特别资助(XmT2019006), The Chongqing Postdoctoral Research Project Funding(XmT2019006); 中央高校基本科研业务费专项项目(2018CDGFJX0023), The Fundamental Research Funds for the Central Universities(2018CDGFJX0023)

作者简介: 董小闵(1975—), 男, 四川南充人, 重庆大学教授, 工学博士

† 通信联系人, E-mail: xmdong@cqu.edu.cn

tion was analyzed. A single rod linear liquid spring-type magnetorheological damper without a compensation device was designed and processed, and the accuracy of the mechanical model was verified through experimental tests. The experimental results under sinusoidal excitation showed that: increasing the working pressure of the magnetorheological damper can make the damping curve much fuller. When the working pressure is higher, the energy consumption capacity of the magnetorheological damper is significantly better than that of the magnetorheological damper when the working pressure is lower. According to the experimental results, it is also found that compared with the initial pressure of standard atmospheric pressure, when the initial pressure is 5 MPa, the maximum damping is increased up to 31.3%. The maximum increase in energy consumption is 78.5%. In addition, by increasing the working pressure, the magnetic field in the working area is more likely to saturate. The equivalent stiffness and equivalent damping coefficient are increased with the increase of the working pressure.

Key words: magnetorheological fluid; magnetorheological damper; medium and high frequency; pressuring enhancement; compressible characteristics

磁流变阻尼器凭借响应时间快,阻尼调节范围大,能耗低等特点,在众多领域中得到了研究与应用,如汽车悬架^[1]、桥梁斜拉索^[2]、建筑隔振^[3-4]等。

近年来,磁流变阻尼器已应用于航空航天等中高频领域的研究中^[5-6]。Janusz Goldasz等人^[7]等人考虑磁流变阻尼器内部工作流体的可压缩性、流动惯性等多种因素建立了中高频激励下的理论力学模型,并通过该模型来分析阻尼器的动力学特性。Jean等人^[8]对航天器宽带振动半主动隔振系统进行了初步研究,其研究工作表明,当处于高频激励状态下,磁流变阻尼器会出现硬化耗能减弱。此外,Brigley等人^[9]通过实验评估了磁流变阻尼器的多种流体模式的性能,发现在高频微振幅激励下,磁流变液不再流动,隔振能力会减弱。

董小闵等人^[10]研究了轴向挤压强化效应对旋转式磁流变阻尼器的影响,研究发现挤压强化效应是由于工作间隙内部的铁磁颗粒含量增加而导致,磁流变液中铁磁颗粒含量越低,受到挤压强化效应影响越大;此外,研究发现存在一个最佳压力可获得最明显的挤压强化效应。Peng Chen等人^[11]研究了磁流变阻尼器高频挤压模式下特性,高频挤压模式下,挤压强化效应影响有限。

针对直线式磁流变阻尼器的流动模式,本文提出采用增加工作压强的方法来改善阻尼器隔振性能,并对其原理进行研究分析。同时,基于磁流变液可压缩性的问题,在力学模型中引入可变的体积弹

性模量,最后通过实验来验证该模型的准确性。

1 磁流变阻尼器理论模型及仿真分析

1.1 磁流变阻尼器理论模型

基于磁流变液的可压缩特性,磁流变阻尼器的结构示意图如图1所示。该模型中,活塞将内部空间分为左右两个腔室,磁流变液可以通过活塞与缸筒间的通道在左右两腔室内实现往复流动。

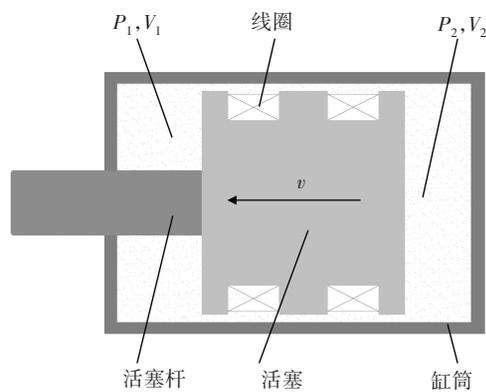


图1 磁流变阻尼器原理图

Fig.1 Schematic diagram of magnetorheological damper

在活塞的挤压作用下,磁流变液从一侧腔室流入另外一侧。考虑到磁流变液的可压缩性,在流动过程中大部分磁流变液流入另外一侧,少部分则是被压缩,以此建立的微分方程组^[7]如下:

$$-Q + (A_p v - A_r v) = \frac{1}{\beta} V_1 \dot{P}_1 \quad (1)$$

$$Q - A_p v = \frac{1}{\beta} V_2 \dot{P}_2 \quad (2)$$

其中, P_1 是左侧腔室工作压强, P_2 是右侧腔室工作压强, A_p 是磁流变阻尼器活塞截面积, A_r 为活塞杆截面积, Q 是通过磁流变流道的流量, V_1 、 V_2 分别为两个腔室的容积, β 是磁流变液的体积弹性模量, v 是活塞运动速度。

磁流变液通过流道时一般为层流状态, 流体流速分布如图2的平板模型所示, 根据流道两端压力平衡方程可以求出流体速度随纵坐标 y 分布的表达式:

$$v_1 = \frac{\Delta P}{2\mu L_g} \left(\frac{h^2}{4} - y^2 \right) \quad (3)$$

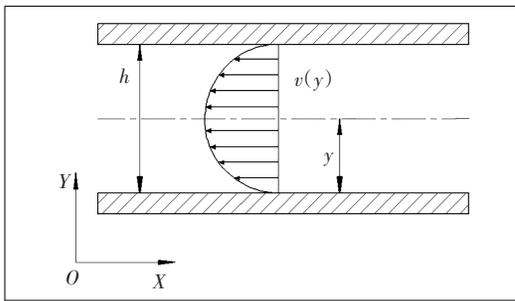


图2 磁流变流道内流动状态

Fig.2 Flow state of magnetorheological fluid channel

通过式(3)可以求出整个磁流变流道内流量表达式:

$$\begin{aligned} Q &= 2 \int A_g v_1 dA = 2 \int_0^{\frac{h}{2}} b v_1 dy \\ &= 2 \int_0^{\frac{h}{2}} b \frac{\Delta P}{2\mu L_g} \left(\frac{h^2}{4} - y^2 \right) dy \\ &= \frac{b\Delta P h^3}{12\mu L_g} \end{aligned} \quad (4)$$

根据流道内液阻的定义可求出由于磁流变液体黏性导致的液阻表达式:

$$R_h = \frac{d(\Delta P)}{dQ} = \frac{12\mu L_g}{bh^3} \quad (5)$$

其中, v_1 是磁流变流道内流体的速度, h 是磁流变流道的大小, L_g 是磁流变流道总长, b 是磁流变流道平均周长, A_g 是磁流变流道截面积, y 是磁流变流道内某点距离壁面的距离, μ 是磁流变流体黏度。

磁流变流道内的阻力由三部分组成, 分别是流道内流体的惯性力、液阻所导致的阻力以及由磁场导致的库仑力, 因此磁流变流道两端力平衡方程

如下:

$$\rho L \dot{Q} + R_h A_g Q + \frac{2\tau L_a}{h} A_g \tanh(aQ) = A_g \Delta P \quad (6)$$

其中, L_g 、 L_a 分别为磁流变流道总长和有效的工作长度, ρ 为磁流变液密度, τ 为磁场产生的屈服应力, a 是通过测试数据估算的平滑系数。

为了更准确地计算磁流变液有效体积弹性模量, 应考虑内部空气以及容器的体积弹性模量^[12-13], 如下式:

$$\frac{1}{\beta} = \frac{V_1}{V\beta_1} + \frac{V_g}{V\beta_g} + \frac{1}{\beta_c} \quad (7)$$

其中: V 是磁流变液的总体积(含气泡), V_1 是磁流变液(不含气泡)体积, β_1 是磁流变液(不含气泡)体积弹性模量, β_g 是气泡的体积弹性模量, β_c 是容器部分体积弹性模量, V_g 是气泡容积。

容器一般采用高强度、高硬度材料, 该部分的体积弹性模量可被忽略, 则公式(7)可表达为:

$$\frac{1}{\beta} = \frac{V_1}{V\beta_1} + \frac{V_g}{V\beta_g} \quad (8)$$

基于气泡溶解过程的状态平衡方程、亨利定律以及气体状态方程, 可求解出压强变化时的气体体积变化量和气体的体积弹性模量变化量, 最后求解得到的磁流变液有效体积弹性模量为:

$$\beta = \frac{\beta_1}{A\alpha^2 + B\alpha + 1} \quad (9)$$

其中: $\alpha = \frac{V_g}{V}$, δ_0 是标准大气压下空气的溶解度, $A =$

$$-10\delta_0 \frac{P_0}{P} \beta_1, B = 10\delta_0 \frac{P_0}{P} \beta_1 + \frac{\beta_1}{P} - 1.$$

将式(9)带入式(1)和式(2)中可得到以下方程:

$$-Q + (A_p v - A_r v) = \frac{A\alpha^2 + B\alpha + 1}{\beta_1} V_1 \dot{P}_1 \quad (10)$$

$$Q - A_p v = \frac{A\alpha^2 + B\alpha + 1}{\beta_1} V_2 \dot{P}_2 \quad (11)$$

考虑到磁流变阻尼器内部存在的摩擦力, 则阻尼力可表达为:

$$F = P_1 (A_p - A_r) - P_2 A_p + F_f \text{sgn}(v) \quad (12)$$

通过 Matlab/Simulink 搭建方程(6)、(10)、(11)以及(12)求解模型, 可直接求得 F 的值, 其中阻尼器内部的摩擦力 F_f 可通过测试得到。

1.2 中高频加压条件数值仿真分析

本文设计了一款无补偿装置的单杆直线液体弹

簧式磁流变阻尼器,并结合其关键部件参数进行了仿真分析,所涉及的关键参数如表 1 所示,磁流变阻尼器活塞部分示意图如图 3 所示。

表 1 磁流变阻尼器关键结构参数

Tab.1 Key structural parameters of magnetorheological damper

参数	定义	数值
$P/(kg/cm^3)$	流体密度	2.65
β/ Mpa	初始体积模量	200
V_1/ cm^3	左侧初始体积	12
V_2/ cm^3	右侧初始体积	88
h/ mm	磁流变流道大小	0.6
L_a/ mm	有效长度	20
L_c/ mm	线圈长度	22
r_p/ mm	活塞半径	29.5
r/ mm	活塞杆半径	10
δ_0	标准大气压下溶解比例	0.21

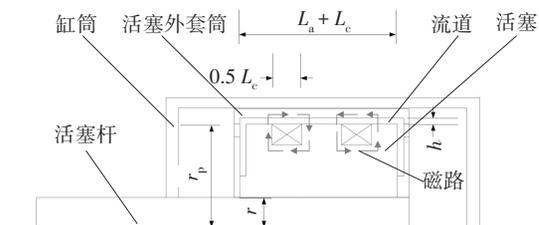


图 3 磁流变阻尼器示意图

Fig.3 Schematic layout of magnetorheological damper

图 4 为本实验中所采用的磁流变液材料的屈服应力 τ 与磁感应强度 B 曲线示意图,在磁感应强度达到 0.8 T 时,磁流变液的屈服应力已经接近饱和;为了使屈服应力调节范围尽可能大,因此有效工作区域的磁感应强度最大值至少应达到 0.8 T。

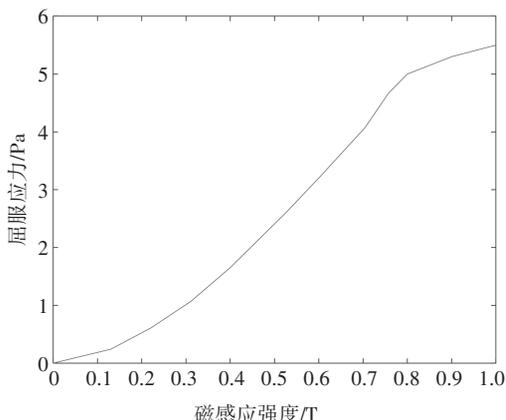


图 4 磁流变液屈服应力与磁感应强度关系曲线

Fig.4 The curve between yield stress of magnetorheological fluid and the magnetic induction

图 5-6 为施加 0.8 A 激励电流时的磁场仿真结果,磁流变阻尼器有效工作区域的有效磁感应强度为 0.824 T,满足需要.通过仿真得到 0.1 A,0.2 A,0.5 A,0.8 A 电流下磁感应强度结果为 0.201 T,0.418 T,0.614 T,0.824 T,拟合得到磁感应强度 B 与电流 I 的表达式如下:

$$B = 3.075I^3 - 4.718I^2 + 2.848I - 0.01 \quad (13)$$

在实际测试时,为了使磁流变液屈服应力达到饱和状态,即工作区域磁感应强度达到 0.8 T 以上,实际施加电流最大应达到 0.8 A 及以上。

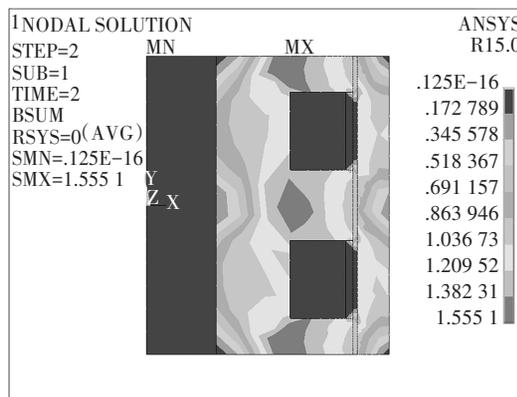


图 5 0.8 A 时磁通密度云图

Fig.5 Cloud map of the magnetic flux density at 0.8 A

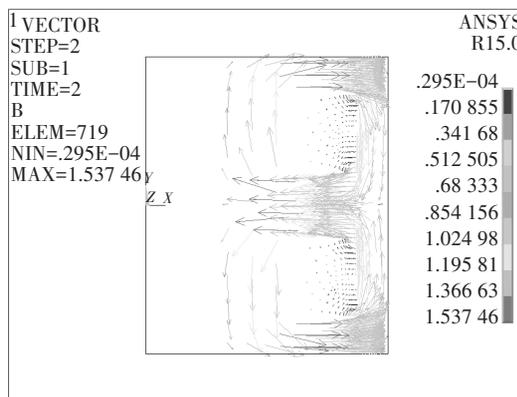


图 6 0.8 A 时磁通路径图

Fig.6 The magnetic flux path at 0.8 A

磁流变阻尼器不同的工作压强可以通过施加不同的初始压强来得到.以 20 Hz 激励频率为例分析不同工作压强对磁流变阻尼器性能的影响,如图 7 所示.其结果表明:其他条件相同情况下,工作压强的增加可以使曲线包络面积上升,即耗能上升,同时,曲线整体的倾斜度上升,即刚度上升;此外,其他条件相同时,随着磁感应强度的增加,阻尼力与振幅

的关系会逐渐接近线性变化,进而使得包络曲线面积减小,即耗能下降,曲线的整体倾斜度也随磁感应强度的增加而上升,即刚度上升.这表明在中高频微振幅下,工作压强和磁感应强度对磁流变阻尼器的耗能和整体刚度都有所影响.

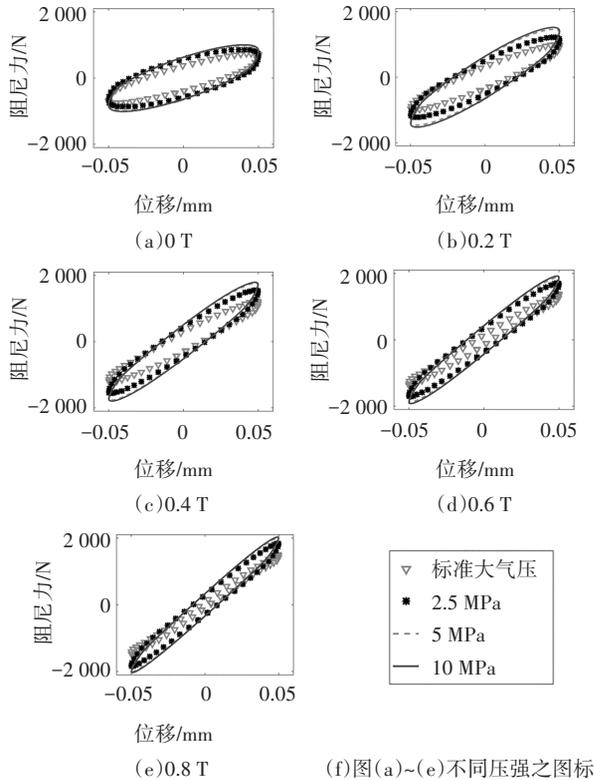


图7 20 Hz激励频率下压强对阻尼性能的影响
Fig.7 The effect of pressure on damping performance with frequency 20 Hz

工作压强对磁流变阻尼器的最大阻尼、等效阻尼系数、等效刚度等参数的具体影响如图8图10所示.从图8中可以看出,初始压强增加的初始阶段,最大阻尼力随初始压强的变化接近线性变化,而当初始压强增加到一定程度时,最大阻尼的增长幅度逐渐减小,并趋于饱和,本文所涉及的磁流变阻尼器的饱和压强约在5 MPa左右,所以从图8中可以发现,当初始压强超过5 MPa时,最大阻尼力近乎不变,其原因是:随着工作压强的增加,磁流变液被压缩而使得密度增加,在相同的激励电流下磁流变液的屈服应力增加,进而使输出阻尼力增加,此外,磁流变液的可压缩性与体积弹性模量相关,工作压强的增加不会导致体积弹性模量无上限的上升,因此磁流变液也不会被无限压缩,工作压强超过一定值时,磁流变液压缩量会明显减小,因此阻尼力的增加

幅度会明显减小.

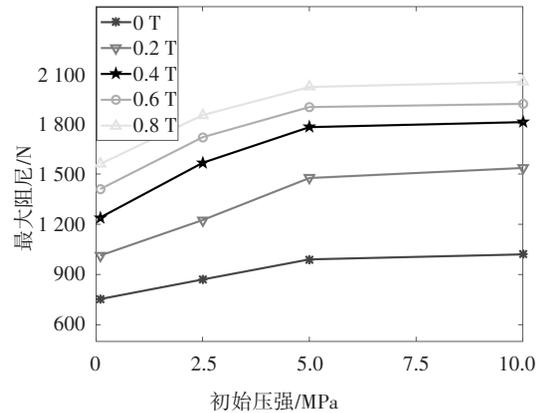


图8 20 Hz激励下最大阻尼变化曲线
Fig.8 Curve of maximum damping force with frequency 20 Hz

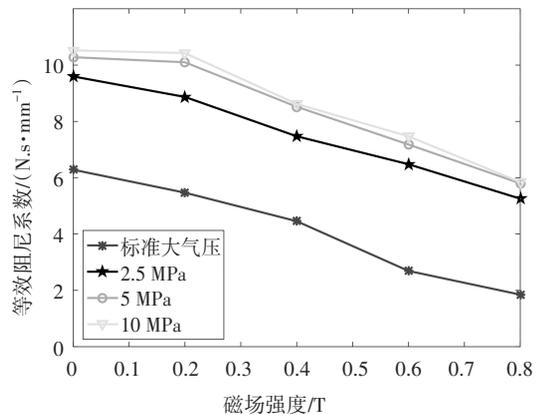


图9 20 Hz激励下等效阻尼系数变化曲线
Fig.9 Curve of equivalent damping coefficient with frequency 20 Hz

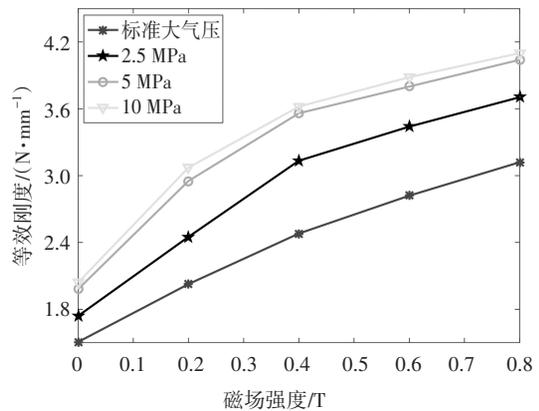


图10 20Hz激励下等效刚度变化曲线
Fig.10 Curve of equivalent stiffness with frequency 20 Hz

通过以下公式得到磁流变阻尼器的等效阻尼

系数:

$$C_{eq} = \frac{E}{2\pi^2 fX^2} \quad (14)$$

$$E = \oint F dx \quad (15)$$

其中, C_{eq} 是等效阻尼系数, E 是一个循环内阻尼器的耗能, f 是激励的频率, X 是激励的振幅.

从图 9 可以发现, 相同电流下, 工作压强对等效阻尼系数有明显的增强. 然而, 相同工作压强下, 等效阻尼系数随电流增加呈下降趋势, 其原因: 随着电流的增加, 工作区域磁流变液刚度上升, 示功图包络面积减小, 导致磁流变阻尼器耗能降低, 进而使得等效阻尼系数降低.

如图 10 所示, 工作压强和电流的增加都会使等效刚度上升, 分析其中原因: 中高频微振幅激励下, 环形流道内的磁流变液呈现黏弹性, 电流增加使磁流变液向半固体转化, 将出现刚度增加磁流变液流动性减弱甚至不流动的情况; 而随着工作压强的增加, 磁流变液在压力作用下被压缩, 环形流道内铁磁颗粒的体积分数增加, 同时磁流变液的体积弹性模量增加, 在相同的激励下磁流变流道两端压力差增加, 进而导致等效刚度上升.

2 磁流变阻尼器性能测试及结果

为深入研究基于压力增强的磁流变阻尼器中高频阻尼特性, 需要在不同的工作压强下对所设计的磁流变阻尼器进行中高频性能测试, 针对测试结果进行分析, 并与理论仿真进行对比, 以验证理论模型的可行性与准确性.

2.1 磁流变阻尼器测试

本文将实验测试获得的测试结果与理论值进行对比, 以验证理论模型的准确性. 测试所用磁流变阻尼器如图 11 所示. 实验测试参数如表 2 所示. 图 12 是磁流变阻尼器力学性能测试系统, 主要包括: MTS 测试装置, 直流电源, 电脑控制器, 磁流变阻尼器.

表 2 实验测试参数

Tab.2 Experimental test parameters

测试参数	
测试振幅/mm	±0.05
激励频率/Hz	20
初始压强/MPa	标准大气压、5MPa、10MPa
测试电流/A	0、0.1、0.2、0.5、0.8

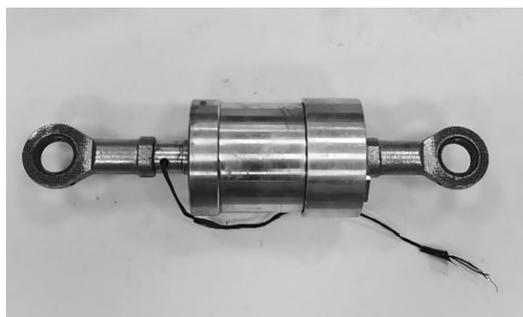


图 11 自制 MRD 样机

Fig.11 Self-made MRD prototype

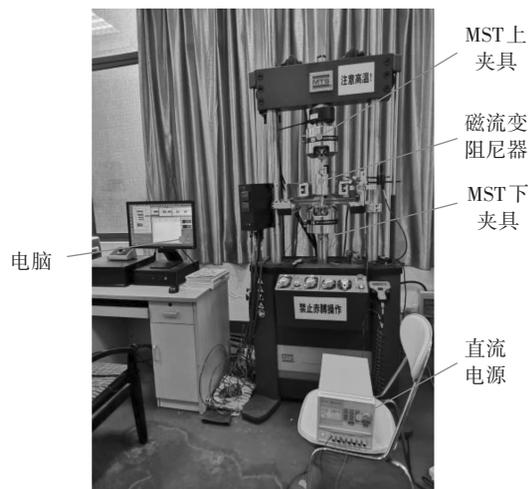


图 12 磁流变阻尼器测试系统

Fig.12 MRD test system

磁流变阻尼器增加初始压强试验方法如下:

缓慢地将活塞杆挤压入磁流变阻尼器内部, 观察 MTS 上的力值显示, 当达到所需力值时停止挤压且保持静止, 此时磁流变阻尼器内部保持稳定状态, 内部强压处处相等; 本实验的振幅为 0.05 mm, 在实验过程中由于活塞杆运动导致的压强变化很小, 因此在分析时将该部分压强的影响忽略, 利用如下公式可得到所需的初始压强:

$$P = \frac{F}{S} \quad (16)$$

其中, F 为施加给活塞杆的轴向压力, S 为活塞杆截面积; 当施加轴向压力达到 1 570 N 时, 内部压强为 5 MPa, 当施加轴向压力达到 3 140 N 时, 内部压强为 10 MPa.

2.2 测试结果及分析

选取初始工作压强 5 MPa、激励频率 20 Hz 的测试结果与理论进行对比分析. 图 13 为激励频率 20 Hz 及初始压强 5 MPa 条件下测试结果与理论值

的对比.可以看出,在相同的激励条件下,理论值和实验测试值较为接近;从表3实验与理论最大阻尼具体数据中可以发现:理论和实验结果误差较小,最大阻尼差值为152 N,最大相对误差为11.2%;整体示功图包络曲线相接近,最大阻尼力误差较小,实验值与理论值基本吻合,因此本文的理论模型较为准确.

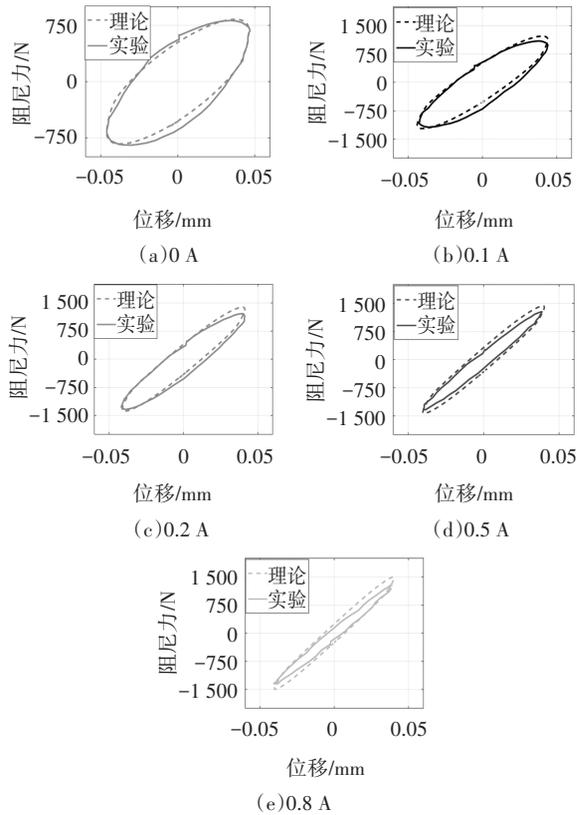


图13 激励频率20 Hz及初始压强5 MPa条件下理论仿真和实验值对比

Fig.13 Comparison of theoretical simulation and experimental values with frequency 20 Hz and working pressure 5 MPa

表3 20 Hz激励下最大阻尼值误差对比
Tab.3 Error comparison of maximum damping force with frequency 20 Hz

电流/A	最大阻尼差/N	相对误差/%
0	16	1.9
0.1	40	3.3
0.2	51	3.7
0.5	102	7.6
0.8	152	11.2

图14~图16分别为不同压强、不同激励频率、不同电流时磁流变阻尼器的力学性能曲线.可以发现:其他条件相同的情况下,增加工作压强,示功曲线包络面积明显的增加,曲线斜率即等效刚度也逐渐增大,同时示功图曲线更加饱满圆滑,说明工作压强的增加既可以有效地增加磁流变阻尼器的耗能和等效刚度,又能抑制磁流变液内部气穴的影响,可提升磁流变阻尼器性能;除此之外,激励频率和电流的增加

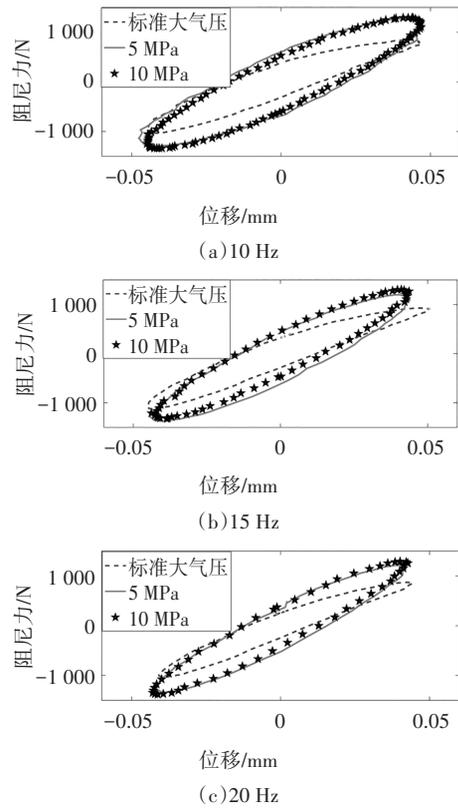


图14 电流0.2 A时不同压强对阻尼性能的影响
Fig.14 The effect of different pressures on damping performance with current 0.2 A

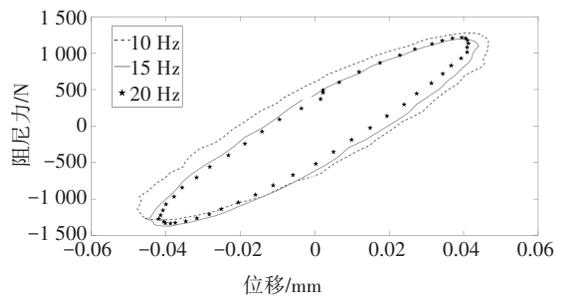


图15 初始压强为5 MPa,电流为0.2 A时,不同激励频率对阻尼性能的影响
Fig.15 The effect of different excitation frequencies on damping performance with initial pressure 5 MPa and current 0.2 A

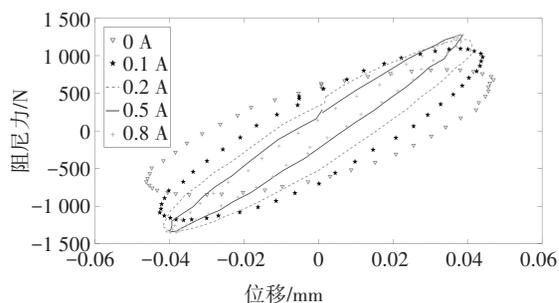


图 16 激励频率为 20Hz, 初始压强为 5MPa 时, 不同电流对阻尼性能的影响

Fig.16 The effect of different currents on damping performance with excitation frequency 20Hz and initial pressure 5 MPa

加也可以有效地提升磁流变阻尼器的等效刚度;然而,其他条件相同时,电流的增加一定程度上会减少磁流变阻尼器的耗能,这是由于中高频微振幅激励下,增加电流使输出阻尼力与位移的变化更加接近线性变化,使得示功曲线收缩,导致耗能的减少,这与理论仿真结果一致。

表 4 是激励频率 20 Hz 时,不同电流压强条件下磁流变阻尼器最大阻尼力的数据。可以看出,随着工作压强的增加,阻尼力的提升会趋于饱和。初始压强由标准大气压上升到 5 MPa 时,阻尼器的阻尼值增加最大达到 321 N,增长幅度 31.3%;初始压强从 5 MPa 上升到 10 MPa 时,阻尼力值增加最大仅为 75 N,增长幅度 8.9%。与理论仿真的结果一致。

表 4 不同测试条件下最大阻尼值

Tab.4 Maximum damping force under different test conditions

测试条件	0 A	0.1 A	0.2 A	0.5 A	0.8 A
标准大气压	676 N	907 N	961 N	1 023 N	1 091 N
5 MPa	840 N	1 146 N	1 287 N	1 344 N	1 357 N
10 MPa	915 N	1 218 N	1 347 N	1 376 N	1 381 N

从表 4 的数据中还可以发现,随着工作压强的增加,磁场会更容易饱和;标准大气压时,电流增加到 0.8 A 时,存在较为明显的力值增加,而在 5 MPa 和 10 MPa 时,饱和电流明显下降,造成该现象的原因是:随着工作压强的增加,磁流变液被进一步压缩,造成在工作区域内磁流变液的体积分数增加,进而导致磁场更容易饱和。

如图 17 所示,工作压强的增加会使等效刚度上升,其变化与最大阻尼的变化趋势相近。值得关注的

是,在等效刚度达到饱和之前的上升阶段,随着初始压强的增加,等效刚度上升幅度越大;然而,可以发现,标准大气压下刚度与 5 MPa 下刚度相差较大,5 MPa 下刚度与 10 MPa 下刚度相接近,这说明存在一个压强饱和值,当压强超过饱和值后,压强对磁流变阻尼器的刚度影响将会急剧下降,这与前文所分析的磁流变液的压缩性相关,当压强达到一定值后,磁流变液的体积弹性模量不再上升而趋近饱和,而磁流变阻尼器等效刚度和耗能的变化趋势也正好验证了这一点。

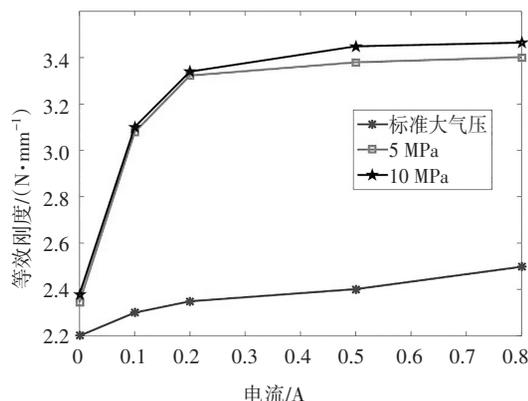


图 17 20 Hz 激励下等效刚度变化曲线

Fig.17 Curve of equivalent stiffness with frequency 20 Hz

阻尼器的耗能随工作压强的变化趋势如图 18 所示,同一工作压强下,随着电流的增加,磁流变阻尼器的耗能能力会呈下降趋势;在相同的电流下,增加工作压强可明显提升磁流变阻尼器的耗能能力,5MPa 下耗能相比于标准大气压下耗能,最大增幅 78.5%,结果表明增加工作压强的方法可以有效提升直线式磁流变阻尼器流动模式下的耗能能力。

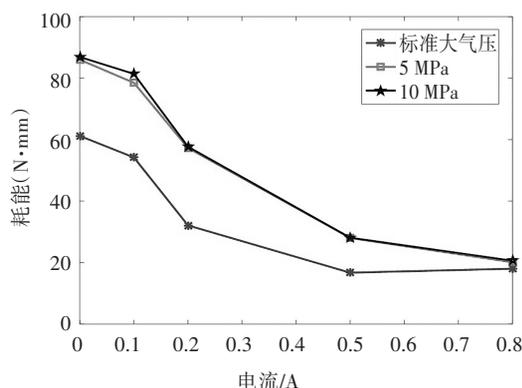


图 18 20 Hz 激励下耗能能力变化曲线

Fig.18 Curve of energy consumption with frequency 20 Hz

3 结 论

1)本文针对中高频激励下磁流变阻尼器耗能能力下降的问题,提出通过增加磁流变液工作压强的方法来提升磁流变阻尼器耗能能力。

2)本文构建了基于磁流变体积弹性模量可变性的理论模型,分析了中高频激励下工作压强对磁流变阻尼器力学性能的影响,并通过实验验证了模型的准确性。

3)通过设计加工无补偿装置的单杆直线液体弹簧式磁流变阻尼器进行实验分析,其测试结果表明,增加磁流变液的工作压强能明显提升磁流变阻尼器的最大阻尼以及耗能能力。

参考文献

- [1] YU J Q, DONG X M, QI S, *et al.* Development of a magnetorheological isolator with variable damping and variable stiffness for broadband vibration suppression [J]. *Smart Materials and Structures*, 2021, 30(2): 1-12.
- [2] 冯志敏,时云飞,张刚,刘小锋,段玉贺. 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 Z M, SHI Y F, ZHANG G, *et al.* Design of non-fragile damping controller for stay cable magnetorheological damper [J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery*, 2020, 51(5): 411-420. (In Chinese)
- [3] 杨祖龙,苏有文. 基于磁流变阻尼器与弹性基础隔震耦合建筑的地震响应分析[J]. *地震工程学报*, 2018, 40(5): 932-940.
YANG Z L, SU Y W. Seismic response of a coupled building with magneto rheological damper and elastic base isolation [J]. *China Earthquake Engineering Journal*, 2018, 40(5): 932-940. (In Chinese)
- [4] 梅真,郭子雄. 磁流变阻尼器减振结构振动台试验与动力可靠性分析[J]. *湖南大学学报(自然科学版)*, 2017, 44(7): 41-48.
MEI Z, GUO Z X. Shaking table test and dynamic reliability analysis of structures with MR dampers [J]. *Journal of Hunan University (Natural Sciences)*, 2017, 44(7): 41-48. (In Chinese)
- [5] 张群,邢建伟,毕京丹,潘忠文,卫国. 星箭界面整星隔振设计及减振效果验证[J]. *航天器环境工程*, 2019, 36(5): 502-507.
ZHANG Q, XING J W, BI J D, *et al.* Semi-active and passive design for whole-spacecraft vibration isolation and its validation by engineering test [J]. *Spacecraft Environmental Engineering*, 2019, 36(5): 502-507. (In Chinese)
- [6] 王樛,潘忠文,陈照波. 磁流变整星隔振平台频域加权LQR控制研究[J]. *力学与实践*, 2018, 40(2): 173-179.
WANG B, PAN Z W, CHEN Z B. Frequency-shaping LQR control of whole-spacecraft vibration isolation platform based on MR damper [J]. *Mechanics in Engineering*, 2018, 40(2): 173-179. (In Chinese)
- [7] JANUSZ G, ALEXANDER A A. Medium- and high-frequency analysis of magnetorheological fluid dampers [J]. *Journal of Vibration and Control*, 2012, 18(14): 2140-2148.
- [8] PIERRICK J, ROGER O, DOMINIQUE L B. Semi-active control using magneto-rheological dampers for payload launch vibration isolation [C]. *Smart Structures and Materials 2006: Damping and Isolation*. San Diego: SPIE, 2006, 6169: 61690H-61690H-10.
- [9] MIKEL B. Magnetorheological isolators using multiple fluid modes [J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2007, 18(12): 1143-1148.
- [10] DONG X M, DUAN C, YU J Q. Axial squeeze strengthen effect on rotary magneto-rheological damper [J]. *Smart Materials and Structures*, 2017, 26(5): 1-9.
- [11] CHEN P, BAI X X, QIAN L J. Magnetorheological fluid behavior in high-frequency oscillatory squeeze mode: experimental tests and modelling [J]. *Journal of Applied Physics*, 2016, 119(10): 1-10.
- [12] 冯斌,龚国芳,杨华勇. 液压油弹性模量提高方法与试验[J]. *农业机械学报*, 2010, 41(3): 219-222.
FENG B, GONG G F, YANG H Y. Methods and experiments for increasing effective fluid bulk modulus in hydraulic systems [J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery*, 2010, 41(3): 219-222. (In Chinese)
- [13] 冯斌. 液压油有效体积弹性模量及测量装置的研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2011: 43-52.
FENG B. Study on Effective fluid bulk modulus and measurement in hydraulic systems [D]. Hangzhou Zhejiang University, 2011: 43-52. (In Chinese)