

文章编号:1000-582X(2005)10-0009-04

磁场有限元在估计磁流变阻尼器性能中的应用*

张红辉¹, 廖昌荣¹, 唐旭东², 余森¹, 陈伟民¹

(1. 重庆大学 光电工程学院, 重庆 400030; 2. 隆昌山川减振器工业有限公司, 四川 隆昌 642177)

摘要:作为一种半主动控制器件,磁流变阻尼器已经被越来越广泛的应用于各种振动抑制场合。然而,磁流变阻尼器的设计方法在很大程度上依赖于设计人员的工程经验,而无法在事先对其性能进行较为准确的模拟计算。利用有限元方法,对特定结构形式的磁流变阻尼器进行磁场分析,结合磁流变液在阻尼器中的 Couette 流动分析,模拟计算了磁流变阻尼器由于屈服效应和粘性流动而产生的剪切力,得到了阻尼器的动力学曲线,与试验结果吻合良好。结果表明该方法适用于类似结构形式磁流变阻尼器的性能估计,可以为设计具有适当力值的磁流变阻尼器提供有效手段。

关键词:磁流变阻尼器; 磁场分析; 性能估计; 有限元

中图分类号: TB381

文献标识码: A

20世纪80年代以来,磁流变技术领域研究蓬勃发展,磁流变技术已被应用于抑制由于地震和风载引起的建筑、桥梁等土木结构的振动问题,汽车悬架系统以及驾驶员座椅的半主动控制器件,大炮的后坐力控制系统等。同时,大量基于磁流变阻尼技术的控制器件,如制动器、振动隔离器,以及磁流变夹具和机器人领域的可控关节等被开发出来。磁流变阻尼技术还可以应用于精密光学器件的抛光加工等^[1]。

为了确切估计磁流变阻尼器的性能,在磁流变阻尼器器件尚未加工时,确切预知磁流变阻尼器的可控力值大小以及动态范围,对于磁流变阻尼器的设计具有重要意义。鉴于磁流变效应本身的复杂性,以及研究方法的局限性,磁流变效应的产生机理仍未确切揭示,考虑瞬态激励电流以及动态效应的情况下,磁流变效应大小更加难以估计。

利用通用有限元方法,考虑材料非线性和非均匀场的状况进行磁场分析,并根据磁场分析结果,归纳磁场发生规律。研究不同磁场条件下磁流变液在阻尼器中的运动,进行流场分析,从而得到磁流变阻尼器在瞬态激励电流和动态情况下的性能,指导磁流变阻尼器设计,可以有效减少磁流变阻尼器的试制次数,大量节约开发成本和开发时间。

1 磁流变阻尼器磁场有限元分析

磁流变阻尼器的基本结构由活塞、活塞杆、缸体、密封件、激励线圈以及密封在腔体内的磁流变液组成,其中活塞,缸体和它们在它们间隙中流动的磁流变液构成磁流变阻尼器的串联磁路,而激励线圈则为阻尼器的磁场发生器。笔者研究的磁流变阻尼器的基本机构形式如图1所示^[2]。

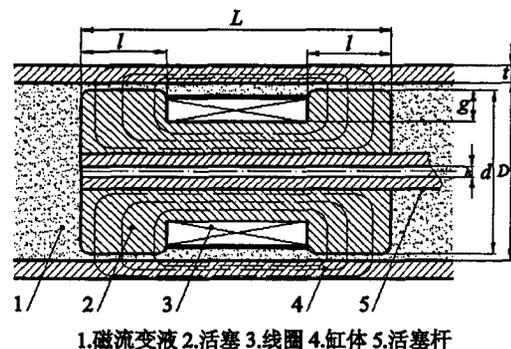


图1 磁流变阻尼器磁路几何

由于磁路结构的对称性,本文的有限元分析基于轴对称平面模型,并取出其中1/4模型作为流动研究的对象,并建立相应的坐标系统如图2所示。

在不同激励电流下,磁路磁通将非线性变化,当电

* 收稿日期:2005-05-18

基金项目:国家自然科学基金重点项目(50135030)

作者简介:张红辉(1977-),男,江西黎川人,重庆大学博士研究生,主要从事智能结构系统研究。

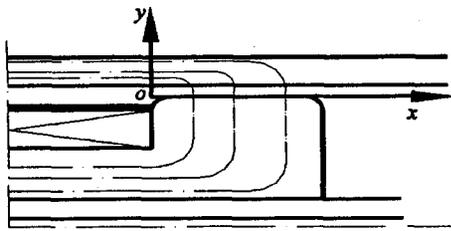


图2 研究对象坐标系

流增大到一定程度,由于材料导磁性能限制,将出现磁路饱和现象,此时磁流变阻尼器的性能将受到限制而难以进一步提高.为了考虑材料的非线性因素,计算在不同激励电流情况下的阻尼间隙(磁流变液工作间隙)的磁场分布,根据实际结构建立磁场分析有限元模型,并施加不同电流激励,得到磁场分布并归纳其变化规律.

在图2所示的坐标系中,计算各种不同激励电流下的磁感应强度分布结果如图3所示.

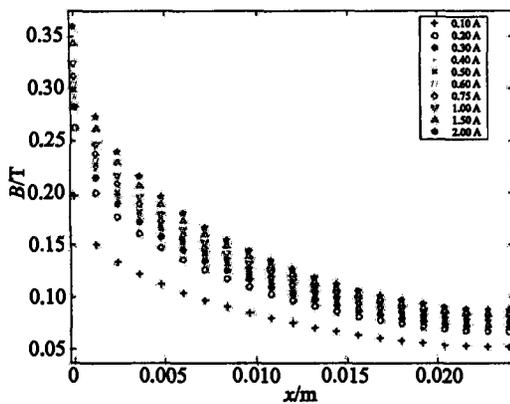


图3 各种电流下活塞轴向磁感应强度分布

可见,在不同的电流激励下,磁场沿 x 方向的分布规律非常一致,可以对各个激励电流下的磁场分布按式(1)进行数据拟合,拟合结果见表1.根据具体研究对象,此处 $0 < x < 24 \text{ mm}$, $0 < I < 2 \text{ A}$.

$$B = a \cdot \exp(bx) + c \cdot \exp(dx). \quad (1)$$

表1 各系数的拟合值

电流值/A	系数			
	a	b	c	d
0	0	0	0	0
0.10	0.129 2	-333.9	0.155 5	-33.89
0.20	0.209 1	-347.3	0.225 0	-36.09
0.30	0.253 5	-370.2	0.258 3	-37.83
0.40	0.282 1	-373.0	0.273 0	-38.11
0.50	0.297 0	-374.5	0.279 7	-38.24
0.60	0.308 1	-376.8	0.284 9	-38.41
0.75	0.320 9	-380.2	0.290 8	-38.65
1.00	0.338 9	-387.1	0.299 7	-39.12
1.50	0.374 8	-405.1	0.316 4	-40.30
2.00	0.406 6	-424.2	0.331 2	-41.49

根据表1中拟合系数的规律,考察其与电流之间的变化关系,并进行数据拟合,其结果如图4所示.与电流 I 之间的拟合关系式见式2-5.

$$a = 0.283 3e^{0.183 1I} - 0.284 7e^{-6.036I}, \quad (2)$$

$$b = -355.9e^{0.087 75I} + 355.9e^{-25.771I}, \quad (3)$$

$$c = 0.269 3e^{0.105 7I} - 0.269 7e^{-8.475I}, \quad (4)$$

$$d = -36.94e^{0.058 77I} + 36.94e^{-23.74I}. \quad (5)$$

将式2-5代入式(1),可得函数 $B = B(I, x)$.

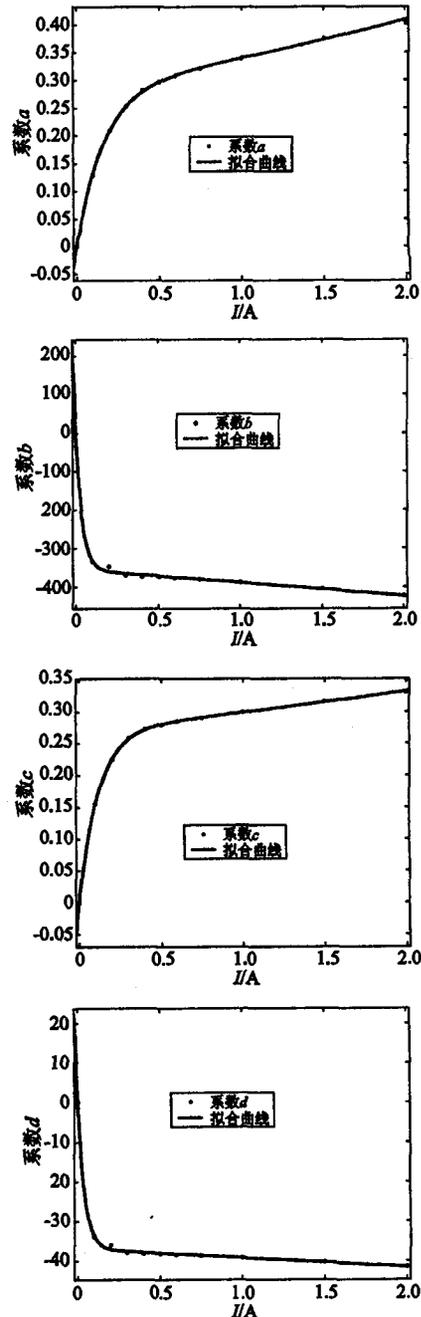


图4 系数 a, b, c, d 的拟合曲线

2 基于 Couette 流动的阻尼器分析

Couette 流动是一种平行直壁间的流动,其中一个直壁静止不动,另一直壁在自身所在平面内沿流向移动.考察磁流变液在阻尼间隙中的流动过程,由于活塞

的往复运动,造成活塞两端的压力差,从而驱动磁流变液流过阻尼间隙,产生流动阻尼;另一方面,阻尼器缸体保持不动,而活塞在缸体内部往复运动,从而形成 Couette 流动.为此,建立考察 Couette 流动的坐标系如图5所示.并据此建立 Couette 流动方程如式(6)所示,其中 U 为活塞的往复运动速度, μ 为磁流变液的零场粘度^[3].

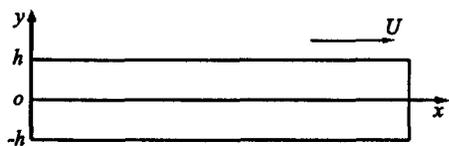


图5 阻尼间隙 Couette 流动坐标系

$$u = \frac{U}{2} \left(1 + \frac{y}{h}\right) + \frac{h^2}{2\mu} \left(-\frac{dp}{dx}\right) \left[1 - \left(\frac{y}{h}\right)^2\right],$$

其中: $y = -h$ 时, $u = 0$; $y = h$ 时, $u = U$; (6)式(6)的第1项代表简单 Couette 流动,即流体完全由运动壁面通过粘性力拖动,第2项为由压力梯度引起的流动.

磁流变液是一种可控流体,可变屈服应力可以由宾汉模型进行表述,如式(7)所示^[4].

$$\tau = \tau_y(B) + \mu\dot{\gamma} = \tau_y(B) + \mu \frac{du}{dy}, \quad (7)$$

其中第1项代表由于磁流变效应引起的屈服剪切应力,对应于磁流变阻尼器的可控力值;第2项代表由于活塞运动以及压力梯度引起的流动剪切应力,对应于磁流变阻尼器的粘性力.可见,屈服剪切应力仅与磁场有关,而与流动速度项无关,而流动剪切应力则仅与流动的速度梯度相关,因此对它们进行分别求解^[5].

为了表述磁流变阻尼器的性能,定义磁流变阻尼器的相关参数如下^[6]:

F_c 为磁流变阻尼器的可控力; F_f 为磁流变阻尼器的摩擦力; F_η 为磁流变阻尼器的粘性力; $F_{uc} = F_f + F_\eta$ 为磁流变阻尼器的不可控力; $R = 1 + F_c/F_{uc}$ 为磁流变阻尼器的动态范围.

2.1 屈服剪切力求解

根据磁流变液的试验曲线,可以得到磁流变液的屈服剪切应力曲线如图6所示.

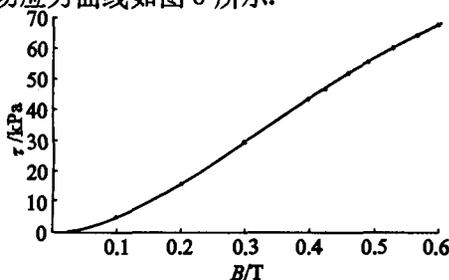


图6 磁流变液试验曲线

为了全面考察由于磁流变效应引起的屈服剪切应力,对磁感应强度进行数据拟合,所得关系式如式(8)所示.

$$\tau_y = 335.6B^4 - 827.8B^3 + 580.1B^2 - 8.142B + 0.1435 \quad (0 < B < 1 \text{ T}). \quad (8)$$

由于磁感应强度是激励电流与坐标 x 的函数,而磁流变液的屈服剪切应力为磁感应强度的函数,可见,屈服剪切应力也是激励电流与坐标 x 的函数,即 $\tau_y = \tau_y(I, x)$.

为了计算屈服力,笔者将磁流变液的层间流动阻力作为内力看待,那么磁流变液与活塞间的相互作用力就是由于磁流变效应产生的屈服剪切力,如式(9)所示.

$$F_c = \int_{y=-h}^h \tau_y(I, x) dx. \quad (9)$$

2.2 流动剪切力求解

根据式(6)所示的速度分布,对其积分即可得到通过阻尼通道的磁流变液流量如式(10)所示:

$$Q = \int_{-h}^h wu(y) dy = \pi D \left[Uh - \frac{2h^3 \Delta p}{3\mu L} \right], \quad (10)$$

其中 $w = \pi D$ 为阻尼通道的宽度, Δp 为活塞两端的压力差, L 为活塞通道长度的一半, D 为活塞的直径.考虑到 $Q = -AU$, $F = 2\Delta pA$, 其中 $A = \pi D^2/4$ 为活塞横截面积, Δp 为活塞两端的压力差, F_η 即由于流动而产生的剪切力,如式(11)所示:

$$F_\eta = \frac{3\mu ULA(\pi Dh + A)}{h^3}. \quad (11)$$

阻尼器的台架试验在正弦激励下进行,根据试验标准,加载速度为 $U = 0.3 \sin(12t)$.

忽略磁流变阻尼器的摩擦力(在正确的设计及安装工艺条件下,摩擦力很小),可以将磁流变阻尼器的动态范围简化为式(12):

$$R = 1 + \frac{F_c}{F_\eta}. \quad (12)$$

2.3 实例计算与试验结果

为了验证以上分析方法的正确性,对一种具体的阻尼器结构进行了分析计算.给定 $D = 40 \text{ mm}$, $L = 25 \text{ mm}$, $2h = 0.8 \text{ mm}$,磁流变液的粘度为 $0.8 \text{ Pa} \cdot \text{s}$,激励电流为 2 A ,其最大值为 447.49 N ,屈服剪切力为一常值 602.28 N .可见其动态范围为:

$$R = 1 + \frac{F_c}{F_\eta} = 2.35.$$

总值 $F = F_c \cdot \text{sign}\left(\frac{du}{dy}\right) + F_\eta$ 如图7所示,将其横坐标轴转换为振幅后与试验结果进行对比,结果如图8所示.从图中可见,模拟计算的力值范围与试验结果吻合良好.

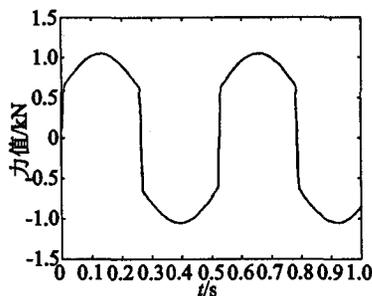


图7 磁流变阻尼器的总力值

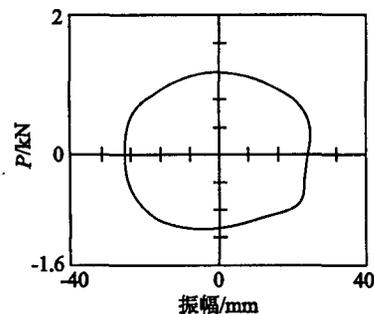
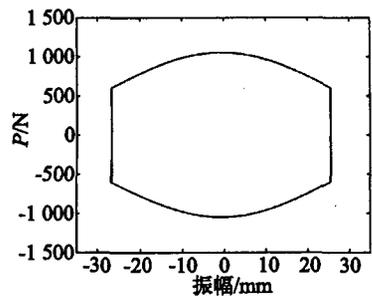


图8 模拟结果与试验结果对比

3 结论

应用磁场有限元分析方法,结合特定结构磁流变阻尼器的 Couette 流动分析,有效地预测了磁流变阻尼器的流动剪切力和屈服剪切力,计算结果与试验结果对比吻合良好,为事先获取磁流变阻尼器性能提供了一种行之有效的估计方法.可以用于磁流变阻尼器的设计,使磁流变阻尼器达到设计需要的力值和动态范围.

参考文献:

- [1] 廖昌荣,余森,陈伟民,等. 磁流变材料与磁流变阻尼器的潜在工程应用[J]. 机械工程材料, 2001, 25(1): 31-34.
- [2] 廖昌荣,余森,李立新,等. 基于 Poiseuille 流动的汽车磁流变减振器分析与测试[J]. 化学物理学报, 2001, 14(5): 581-586.
- [3] 陈矛章. 粘性流体动力学基础[M]. 北京: 高等教育出版社, 1993. 95-135.
- [4] PHILLIPS R W. *Engineering Applications of Fluids with a Variable Yield Stress*[D]. Berkeley: University of California, 1969.
- [5] RANKIN P J, GINDER J M, KLINGENBERG. *Electro- and magneto-rheology Current Opinion in Colloid and Interface Science*, 1998, 3: 373-381.
- [6] YANG GUANG-QIANG. *Large-scale Magnetorheological Fluid Damper for Vibration Mitigation: Modeling, Testing and Control*[D]. U. S. A.: University of Notre Dame, 2001.

Application of Magnetic Analysis in Magneto-rheological Damper Performance Estimation

ZHANG Hong-hui¹, LIAO Chang-rong¹, TANG Xu-dong², YU Miao¹, CHEN Wei-min¹

(1. College of Opto-electronic Engineering, Chongqing University, Chongqing 400030, China;

2. Shanchuan Shock Absorbers Industrial Co. Ltd., Longchang, Sichuan 642177, China)

Abstract: As a kind of semi-active controllable devices, Magneto-rheological (MR) damper has been increasingly widely used in various occasions of vibration suppression. However, the design of MR damper greatly depends on the engineering experience of designers, it is difficult to calculate the performances relatively accurate. With the Finite Element Method, the authors carry out the magnetic analysis on the given geometry of MR damper combined with the Couette flow analysis of MR damper, the dynamic curve of MR damper is obtained. The results show that the FEM magnetic analysis effectively predicts the yield shear force and flow shear force, it is coincident with the experimental data. It is validated that the methods described is suitable for the MR damper performance estimation of the same geometry, and is an effective means for the MR damper design with the given force.

Key words: magneto-rheological damper; magnetic analysis; performance estimation; finite element method