基于 MR 阻尼器的控制力矩陀螺振动抑制方法研究

王文东[1], 明杏[1], 褚阳[1], 刘明辉[2], 史仪凯[1]

(1.西北工业大学 机电学院, 陕西 西安 710072; 2.北京卫星环境工程研究所, 北京 100094)

摘 要:针对控制力矩陀螺引起的微振动问题,研究了基于磁流变阻尼器的控制方法。在磁流变阻尼器结构设计的基础上,建立了磁流变阻尼器的动力学模型,提出磁流变阻尼器的半主动控制算法。根据磁流变阻尼器对磁场的要求设计了磁路结构,在 Maxwell 中完成磁力线和磁感应强度的有限元分析,对系统的振动抑制效果进行了模型仿真。根据所提出的半主动控制算法及基于控制力矩陀螺平台的系统运动方程,在扰动源的激励下通过 simulink 进行仿真,并搭建了磁流变阻尼器振动实验平台测试其振动抑制效果。仿真及实验测试结果表明,所设计的磁流变阻尼器有效地实现了对控制力矩陀螺微振动的抑制目的。

关 键 词:CMG;动力学模型;MR 阻尼器;微振动;半主动控制算法

中图分类号:TG502.36 **文献标志码**:A **文章编号**:1000-2758(2018)05-0884-06

控制力矩陀螺(CMG-control moment gyroscope)是长期运行的大型或敏捷航天器姿态控制所必不可少的关键执行机构,主要应用于敏捷卫星的大角度机动和姿态控制[1]。敏捷卫星主要应用于遥感领域,而遥感卫星越来越高的分辨率指标和清晰度指标要求星上机构振动尽可能降低[2]。CMG 作为高分辨率敏捷卫星姿态控制的重要组件,并且是主要扰振源之一,将严重影响卫星高精度成像设备的成像效果甚至使成像设备无法成像[3-4]。因此,有必要对 CMG 系统的微振动控制作深入研究,这对于提高卫星姿态控制性能具有重要的价值。

磁流变(MR)阻尼器做为智能化的高性能减振装置在振动控制领域应用前景良好,成为目前研究的热点之一。而现有 MR 阻尼器一般针对相对大型的装置进行振动抑制,对于像 CMG 引起的低频率微米级别振动的抑制工作,现有的磁流变阻尼器在振动信号检测、精度控制、灵敏度控制等方面都有很大的限制,无法满足抑制目的[5]。分析 CMG 的低频微振动特点,设计了一种适用于 CMG 微振动抑制的双出杆 MR 阻尼器,提出了应用于研究对象的半主动控制算法,通过仿真和实验研究其对 CMG 微振动的抑制效果。

1 磁流变阻尼器结构设计

本文采用剪切与流动模式结合的 MR 阻尼器结构,其工作原理为:当发生振动时,由于两侧产生压力差,再经由活塞挤压,使得充满阻尼器的磁流变液(MRF)经过工作间隙开始流动;当励磁线圈通电后,在磁场回路中形成磁场,此回路经过工作空间继而使得途经的 MRF 快速改变物理状态,黏滞性增大,形成类固体,从而使得活塞克服剪切及摩擦的力变大,即阻尼力变大。上述结构具有构成简便、磁路设计简单、出力大的特点。同时为了尽量使得 MRF 的工作空间对称,以减少体积与压力补偿,本项目设计的阻尼器采用双出杆形式,设计结构如图 1 所示。

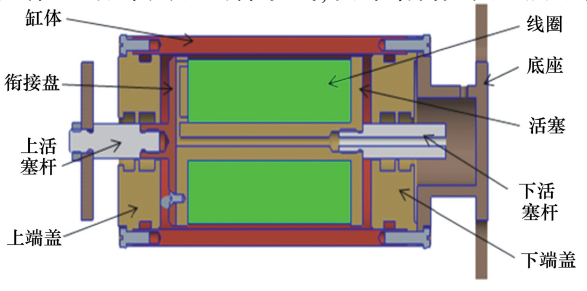


图 1 双出杆磁流变阻尼器

收稿日期:2017-09-08

基金项目:国家自然科学基金(51605385)、陕西省自然科学基金(2018JM5107)和航天科学技术基金资助

作者简介:王文东(1984—),西北工业大学讲师、博士,主要从事智能结构与机器人研究。

2　磁流变阻尼器动力学模型以及磁路分析

2.1　阻尼器的动力学建模

设计的 MR 阻尼器,作为控制 CMG 振动平台的组成部分,需要控制的微振动主要在安装位置的轴向方向,所以对于它的相对力学分析较为简单,故本文选用了包含参数较少的 Bingham 模型[6]。当所处环境为零场时,MRF 呈现为液体状,其本构关系与牛顿流体相符;而当所处环境存在磁场时,MRF 的状态迅速发生改变,黏度急剧提高,液体阻力增大,具有了可变的屈服应力。此时其本构关系与固体相似,而这时 MRF 的本构关系+能够根据 Bingham 模型表述为

$$\tau = \tau_y(B) + \eta\dot{\gamma} \tag{1}$$

$$\tau_y(B) = \alpha B^n \tag{2}$$

式中,η 为材料表面黏度;$\dot{\gamma} = v/h$ 为剪切应变率;$\tau_y(B)$ 为磁流变液的屈服应力;α 为常数;n 取 1 ~ 2。

在剪切模式下,由 $F = \tau_y S$ 得,MR 阻尼器在活塞与缸筒之间以速度 v 作相对运动的时候所生成的阻尼出力为

$$F_j = \left[\eta\frac{v}{h} + \tau_y \mathrm{sgn}(v)\right]\pi DL \tag{3}$$

式中,πDL 为受到剪切力作用的截面积;D 为活塞直径;L 为磁场截面有效长度;h 为阻尼间隙。

在流动模式下,$F = A_p\Delta p$,MRF 阻尼器的阻尼出力可表示为

$$F_l = \frac{12\eta LA_p^2}{\pi Dh^3}v + \frac{3L\tau_y}{h}A_p\mathrm{sgn}(v) \tag{4}$$

式中,A_p 为活塞的有效面积;Δp 表示间隙两端的压力差。

由于设计的 MR 阻尼器在剪切与流动模式的组合模式下运行,所以总的阻尼出力为

$$F = F_j + F_l \tag{5}$$

在组合模式下,由于工作间隙 h 比较小,由对(4)式和(5)式的分析可知流动模式阻尼力 F_l 相比剪切模式阻尼力 F_j 要大很多,因此在组合模式下,阻尼器出力以流动模式为主,即

$$F_l = \frac{12hLA_p^2}{\pi Dh^3}v + \frac{3L\tau_y}{h}A_p\mathrm{sgn}(v) \tag{6}$$

式中,$F_\eta = \dfrac{12\eta LA_p^2}{\pi Dh^3}$ 是被动黏滞阻尼力,不可调节,只和设计的结构和相对运动的速度有关;$F_\tau = \dfrac{3L\tau_y}{h}A_p\mathrm{sgn}(v)$ 为可变库仑阻尼力,因为对于磁流变液的剪切屈服强度 τ_y,在磁场未饱和前该参数随着磁场强度而变化,所以可以通过改变阻尼器的磁场来改变 τ_y,从而达到改变总阻尼力的目的。

由(6)式可知,能够增大 MR 阻尼器阻尼出力的策略大体有 3 条:

1) 减小阻尼通道宽度 h;

2) 将活塞有效面积 A_p 增大;

3) 增大活塞的有效长度 L。

将(2)式代入(6)式得

$$F = \frac{12\eta LA_p^2}{\pi Dh^3}v + \frac{3L}{h}A_p(\alpha B^n)\mathrm{sgn}(v) \tag{7}$$

由(7)式可以看出,磁场对阻尼器出力也有很大的影响,而磁场又由励磁线圈中的电流产生,对于电流 I 及磁感应强度 B ,其具体数值关系有

$$B = \mu H \tag{8}$$

$$\sum(H_iL_i) = IN \tag{9}$$

式中,μ 为材料磁导率;N 为线圈匝数;H_i 与 L_i 分别为磁场回路中第 i 段的磁场强度与长度。

将(8)式代入(9)式得

$$\sum\left(\frac{B_iL_i}{\mu_i}\right) = IN \tag{10}$$

MRF 的磁导率比较低,相较之下,对于活塞与缸筒而言,它们的磁导率会高出好多。所以(10)式在其左端项中,磁场回路其余环节可以忽略不计,而以 MRF 所处的工作空间为主,则(10)式可近似写为

$$\frac{Bh}{\mu} = IN \tag{11}$$

MRF 的磁导率 μ 比较小,其值与真空磁导率 μ_0 相当接近,则(11)式可改写为

$$B = \frac{\mu_0 IN}{h} \tag{12}$$

将(12)式代入(7)式得

$$F = \frac{12\eta LA_p^2}{\pi Dh^3}v + \frac{3L}{h}A_p\left[\alpha\left(\frac{\mu_0 IN}{h}\right)^n\right]\mathrm{sgn}(v) \tag{13}$$

由(13)式可以看出,在调节阻尼力 F 的诸多参数里面,大多数是构造参数,会在整体设计时确定,

因此影响阻尼力大小的可变参数主要有线圈匝数 N 及其输入电流 I。然而当磁场回路确定、励磁线圈设计好之后，就只有输入电流 I 这个参数具有可控性。MR 阻尼器正是以这个为基础，借助对输入电流大小的改变，继而实现阻尼力可控的目的。在(13)式中，指数 n 的范围为 1 ~ 2，一般情况下都和 1 比较相近，所以当达到特定值后，阻尼力和电流的变化便会近似于线性关系。

令 $C_1 = \dfrac{12\eta L A_p^2}{\pi D h^3}, C_2 = \dfrac{3L}{h} A_p \left[\alpha \left(\dfrac{\mu_0 N}{h} \right)^n \right] \mathrm{sgn}(v)$，则此时 MR 阻尼器阻尼出力可表示为

$$F = C_1 v + C_2 I^n \tag{14}$$

式中，C_1，C_2 为常数，跟材质与构造尺寸有关。

2.2 磁流变阻尼器磁路分析

对于 MRF 材料特点而言，磁场的影响不可忽视，这直接关系到阻尼器在 CMG 平台上的工作性能。所以为了保证 MR 阻尼器的正常工作，在设计磁场回路时，要尽可能考虑多方面因素。对于磁场回路的设计，其核心是要让阻尼器在工作空间处的磁感应强度能够满足预期要求，然后以此为前提对线圈结构进行设计。本文所选磁流变液 GH-MRF-350，当磁场强度为 0.5 T 时，达到最大剪切屈服应力 73 kPa，由于要实现阻尼力的最大输出，所以设计的磁场需要达到 0.5 T 的磁场强度。为了反映磁场回路的真实分布情况以及磁感应强度范围，利用 Maxwell 3D 对磁场做仿真研究，以验证其有效性。利用磁标量位的方法，不需要再给电流源搭建相应的模型以及划出网格，只需要通过基元方式来做处理。图 2 给出了 MR 阻尼器磁感应强度仿真结果。

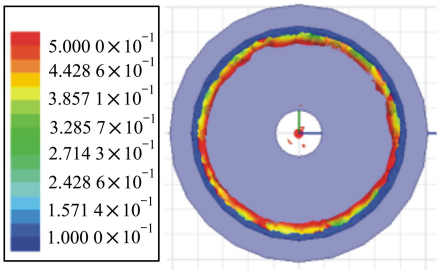


图 2 MR 阻尼器磁感应强度分布

由图 2 可以看出在活塞外径边沿，磁感应强度达到了 0.5 T。而在活塞外侧及缸筒内孔之间的工作间隙，磁感应强度的分布已经减弱，其大小为 0.1 T。图 3 为 MR 阻尼器磁力线仿真结果。由图 3

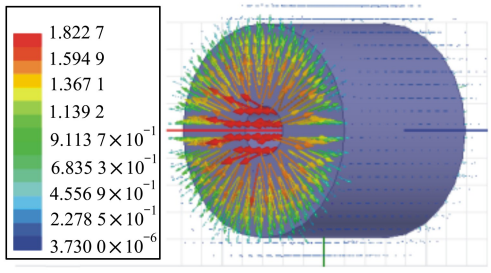


图 3 MR 阻尼器磁力线分布

可以看到，磁场基本是按照设计的形成磁场回路，所以磁场设计满足要求。

3 磁流变阻尼器控制策略

针对 CMG 引起的微振动，需要隔振平台中的 MR 阻尼实现随动控制，同时又要尽量保持较低的能耗。主动控制由于作动迟滞而导致系统不稳定，而借助阻尼出力原理，利用半主动控制的 MR 阻尼器，其稳定性相对较好。选用基于 Bang-Bang 模型的半主动控制策略。由于在运动过程中，速度和位移都是在不断变化，根据 Bang-Bang 控制算法的开关思想，如果检测到运动远离原始位置了，也就是当速度和位移的方向相同了，便进行信号输出。当速度与位移同向时，加速度会逐渐增大，然而加速度变化量会逐渐减小；反之，当速度与位移反向时，加速度会逐渐减小，然而加速度变化量会逐渐增大。所以可以通过加速度变化量的大小比较判断振动的具体状态，并输出相应的控制信号。作为半主动控制元件，MR 阻尼器可以借助改变励磁线圈产生的磁场大小，实现改变阻尼器的阻尼出力。半主动控制的控制过程如图 4 所示，当干扰产生时，从振动模型的响应中，控制器计算得到应该施加的最优控制力。然后作用于半主动控制系统调节电路得到相应的电流，再将电流通入 MR 阻尼器活塞的励磁线圈中，以产生磁场输出阻尼出力。最后再将阻尼出力作用在 CMG 上完成振动抑制过程。

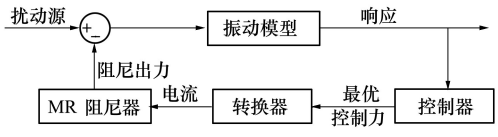


图 4 控制过程

MR 阻尼器作为 CMG 隔振平台的核心元件,当平台振动位移为 x 时,则系统的运动方程为

$$m\ddot{x} = F_r - kx - F \tag{15}$$

式中, F_r 为系统扰动力;k 为系统刚度系数;m 为活塞质量;F 为磁流变阻尼力。

将(14)式代入(15)式,振动微分方程可变为

$$m\ddot{x} + C_1\dot{x} + kx = F_r - C_2 I^n \tag{16}$$

根据 MR 阻尼器控制算法建立的 simulink 模型仿真架构如图 5 所示。在扰动源激励以及达到饱和磁感应强度所需电流的作用下,由图 5 的仿真模型得到的振动控制效果如图 6 至图 8 所示,分别是关于位移、速度以及加速度的曲线。

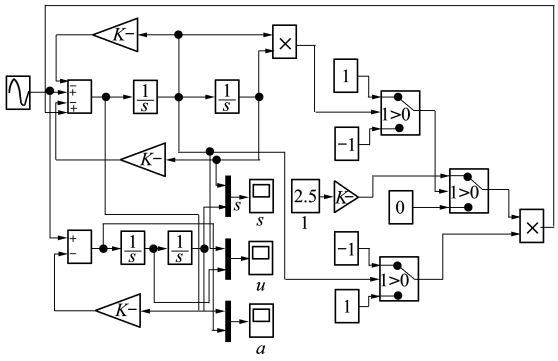


图 5　MR 阻尼器控制模型

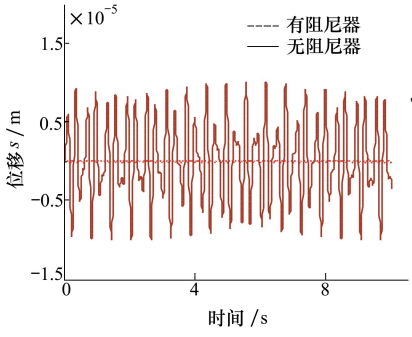


图 6　位移响应曲线

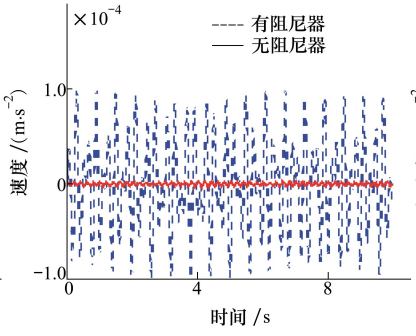


图 7　速度响应曲线

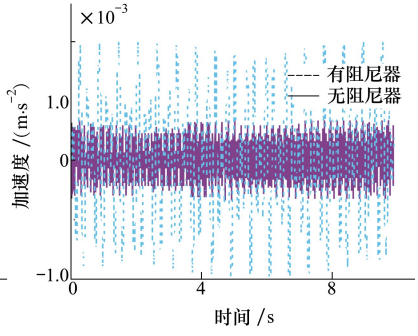


图 8　加速度响应曲线

从各图的响应曲线可知,由于磁流变阻尼力的作用,使得 CMG 平台的扰动力的位移、速度以及加速度的峰值明显降低,达到了较好的振动抑制效果,由于 CMG 引起的微振动幅值小,通过上述仿真以及分析可知,本文所提出的 MR 阻尼器能够实现对 CMG 微振动的抑制。

4　振动测试结果与分析

本实验的主要目的是检验本项目所设计的 MR 阻尼器对 CMG 平台的振动抑制效果。考虑到简谐激励的直观可控性,故以简谐激励为基础来设计振动测试平台。该模型对于振动抑制的研究比较方便,在现实应用中同样很广泛。

根据物理模型完成平台搭建的磁流变阻尼器振动测试平台的模型及实物如图 9、图 10 所示。上平板配置有激励源,即振动马达;两平行板之间配置 MR 阻尼器,加速度计放在上平板之上。当振动马达使振动板上下振动时,对阻尼器做通电和未通电 2 种测试,得到原扰动以及经过抑制后的加速度曲线,经过对比便可知阻尼器对振动的抑制结果。此外,可以借助对内部构造的调节来控制马达振动的幅度。

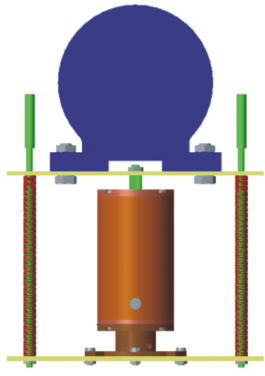


图 9　MR 阻尼器振动测试平台模型

对振动模型分析可知,需要平台能产生竖直方向的激振。比较多种激振器的工作特点,故选择振动实验里面使用较多的偏心式的振动马达,具体型号为 YZS-1.5-4。该振动马达两侧各有一个偏心块,

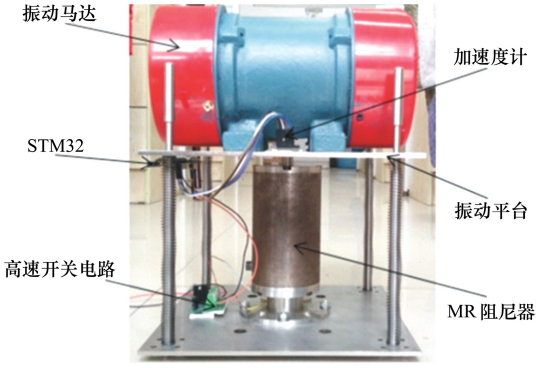


图 10 MR 阻尼器振动测试平台

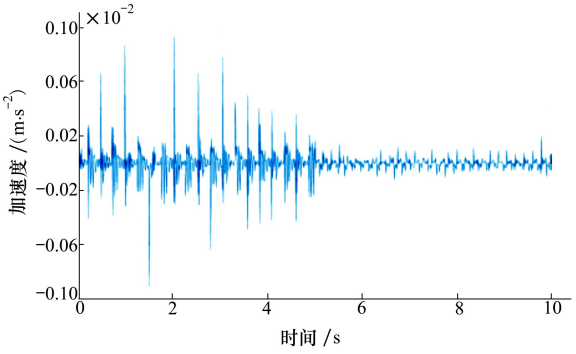


图 11 加速度响应振动测试

其角度可调。借助松动偏心块的紧固螺栓从而能够改变偏心块角度,以便达到控制想要的激振力大小的目的。参考图所示的物理平台,得测试平台振动方程为

$$m\ddot{x} + C_1\dot{x} + kx = P_0\sin(\omega t) - C_2 I^n \quad (17)$$

式中, $P_0 = 4m_1 e\omega^2\cos\left(\frac{\theta}{2}\right)$, m 为单片偏心轮质量;e 为偏心轮偏心距;w 为偏心轮角速度;θ 为两片偏心轮质心夹角。

通过改变励磁线圈电流大小来对比振动效果实验已经被很多学者所尝试,即随着电流的增大,磁感应强度在增大,在磁场未达到饱和前相应的阻尼控制效果也越好。而在本测试中,采用 Bang-Bang 模型设计半主动控制算法,需要利用达到饱和时的磁场,所以为了保证产生的磁场最大,对励磁线圈的通电采用固定值。对于本测试而言,为了模拟 CMG 引起的相应量级的微振动,通过控制扰动源幅值,来观察 MR 阻尼器对振动的抑制效果。选择 ARM 芯片 STM32F103C8T6 当作控制元件,将控制算法导入到该原件中。由于采用了 ADXL362 加速度计,所以对运动测试平台的响应以加速度的测量结果为主。

考虑到本振动平台的设计与实验方案,获得不通电和通电的状态下的加速度数据并进行对比分析,结果如图 11 所示。在平台刚开始振动时只有原扰动,而在 5 s 后对励磁线圈通电进行振动控制。

由图 11 的加速度测试结果可知,当励磁线圈通电产生磁流变阻尼力后,模拟 CMG 扰动力的加速度峰值显著降低,加速度幅值有效值比不加电流时有效值减少了 79.2%,达到了较好的振动抑制效果。由图 8 的加速度仿真可知,加速度有阻尼比无阻尼有效值降低了 93%。并且实验数据的量级和仿真数据的量级都是在 0.000 1 m/s^2,实验数据没有抑振时加速度最大值数据主要集中在 0.000 4 m/s^2,抑振数据主要集中在 0.000 1 m/s^2;仿真没有抑振数据主要集中在 0.000 8 m/s^2,抑振数据主要集中在 0.000 3 m/s^2,仿真和实验数据差别不大。本实验和仿真结果验证了设计的 MR 阻尼器可以实现有效的振动抑制。

5 结 论

本文基于 CMG 的工作特点分析了 MR 阻尼器动力学模型并完成结构设计,研究基于 Bang-Bang 模型的半主动控制策略,在 Maxwell 中完成磁场参数的 3D 仿真。在此基础上,基于 CMG 平台的系统运动方程,通过 simulink 对控制系统进行了仿真。仿真结果显示,设计的磁场在工作间隙处分布均匀,磁场回路也按照预期形成闭环,符合设计要求,为 CMG 振动抑制平台的控制奠定了基础。

根据 CMG 的振动特性得出系统振动参数,设计了针对微振动磁流变阻尼器的振动测试平台,并完成有关实验。测试结果表明,当励磁线圈通电后,扰动力的加速度峰值显著降低,达到了较好的振动抑制效果,同时也验证了所设计的 MR 阻尼器和控制策略适用于 CMG 振动抑制。

参考文献:

[1] 宁欣, 韩邦成, 房建成. 基于干扰观测器的双框架变速率控制力矩陀螺解耦控制[J]. 机械工程学报, 2017(10): 52-59
Ning Xin, Han Bangcheng, Fang Jiancheng. Disturbance Observer Based Decoupling Method of Double-Gimbaled Variable Speed Control Moment Gyroscope[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017(10): 52-59 (in Chinese)

[2] 王华, 王平, 任元, 等. 基于磁悬浮控制力矩陀螺的航天器姿态高精度高带宽测量方法[J]. 宇航学报, 2016(4): 451-460
Wang Hua, Wang Ping, Ren Yuan, et al. High Accuracy and High Bandwidth Measurement Method of Spacecraft Attitude Based on MSCMG[J]. Journal of Astronautics, 2016(4): 451-460 (in Chinese)

[3] Zhang Y W, Fang B, Zang J. Dynamic Features of Passive Whole-Spacecraft Vibration Isolation Platform Based on Non-Probabilistic Reliability[J]. Journal of Vibration and Control, 2015, 21(1): 60-67

[4] Chi W C, Cao D Q, Huang W H. Design of Active Whole-Spacecraft Vibration Isolation Based on Voice-Coil Motor[J]. Sensors and Smart Structures Technologies for Civil, Mechanical, and Aerospace Systems, 2014, 9061: 1-7

[5] 胡航领, 何立东 磁流变阻尼器对单、双平面砂轮振动控制对比实验[J]. 振动工程学报,2017(1): 49-54
Hu Hangling, He Lidong. Contrast Experiments Between Single and Double Plane Balancing to Control Grinding Wheel Vibration by Magneto-Rheological Dampers[J]. Journal of Vibration Engineering, 2017(1): 49-54 (in Chinese)

[6] Boada M J L, Boada B L, Diaz V. A Novel Frequency Dependent Model Based on Trigonometric Functions for a Magnetorheological Damper[J]. Meccanica, 2017, 52(11/12): 2567-2581

MR Damper-Based Vibration Suppression Method for Control Moment Gyroscope

Wang Wendong[1], Ming Xing[1], Chu Yang[1], Liu Minghui[2], Shi Yikai[1]

(1.School of Mechanical Engineering, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;
2.Beijing Institute of Spacecraft Environment Engineering, Beijing 100094, China)

Abstract: To restrain the interference of micro-vibration caused by Control Moment Gyroscope, a new control method based on Magnetorheological damper was proposed in this paper. A mechanical model based on the structure of the presented design was built, and the semi-active control algorithm of damping force was proposed for the designed Magnetorheological damper. The magnetic flux density and other magnetic field parameters were considered and analyzed in Maxwell, and also the related hardware circuit which implements the control algorithm was prepared to test the presented design and algorithm. The results of simulation and experiments show that the presented Magnetorheological damper model and semi-active control algorithm can complete the requirements, and the vibration suppression method is efficient for Control Moment Gyroscope.

Keywords: CMG; micro-vibration; MR damper; semi-active control algorithm