



星载飞轮双状态隔离用变刚度摩擦阻尼器

刘国勇, 侯永涛, 刘海平, 赵鹏鹏, 朱冬梅

引用本文:

刘国勇, 侯永涛, 刘海平, 等. 星载飞轮双状态隔离用变刚度摩擦阻尼器[J]. *光学精密工程*, 2020, 28(7): 1539–1545.

LIU Guo-yong, HOU Yong-tao, LIU Hai-ping, et al. Variable stiffness friction damper for dual-state isolation of flywheel on satellite[J]. *Optics and Precision Engineering*, 2020, 28(7): 1539–1545.

在线阅读 View online: <https://doi.org/10.37188/OPE.20202807.1539>

您可能感兴趣的其他文章

Articles you may be interested in

应用于空间大型光机结构中的黏滞液体阻尼器

Viscous damper for use in large optomechanical structures

光学精密工程. 2018, 26(10): 2493–2503 <https://doi.org/10.3788/OPE.20182610.2493>

卫星传感器微振动隔离用液体阻尼隔振器

Vibration isolator with relaxation type damping for micro-vibration isolation from satellite remote sensors

光学精密工程. 2017, 25(9): 2448–2453 <https://doi.org/10.3788/OPE.20172509.2448>

飞轮组件微振动对高分辨率光学卫星光轴的影响

Influence of micro-vibration of flywheel components on optical axis of high resolution optical satellite

光学精密工程. 2016, 34(10): 2515–2522 <https://doi.org/10.3788/OPE.20162410.2515>

MEMS谐振器刚度非线性特性及其表征

Characterization and verification of MEMS resonator nonlinearity

光学精密工程. 2015, 23(11): 3114–3120 <https://doi.org/10.3788/OPE.20152311.3114>

精指向自解锁星载太阳指向器设计与应用

Design and application of accurate pointing and auto-unlocking sun tracker on satellite

光学精密工程. 2016, 24(1): 65–72 <https://doi.org/10.3788/OPE.20162401.0065>

文章编号 1004-924X(2020)07-1539-07

星载飞轮双状态隔离用变刚度摩擦阻尼器

刘国勇¹, 侯永涛^{1,2}, 刘海平^{1*}, 赵鹏鹏¹, 朱冬梅¹

(1. 北京科技大学 机械工程学院, 北京 100083;

2. 中国兵器工业第二〇八研究所, 北京 102202)

摘要: 为了有效抑制星载飞轮在轨姿态调整过程中输出的微振动, 并改善发射过程中的动力学环境, 提出一种变刚度摩擦阻尼器。根据星载飞轮在轨工作阶段和主动发射阶段的实际载荷条件, 采用谐波平衡法得到频域力/绝对位移传递率曲线, 并通过实验方法对所得传递率曲线进行了验证。实验结果表明: 变刚度摩擦阻尼器在谐振频率处能够提供较大阻尼, 将放大系数控制在较小范围内, 实测结果和理论解吻合较好。研究结果表明: 在轨工作阶段小载荷作用下, 变刚度摩擦阻尼器能有效抑制飞轮输出微振动, 在保证高频段隔振性能的同时, 力传递率峰值约为 6.5; 在主动发射阶段大载荷作用下, 绝对位移传递率峰值约为 2.3。由此可见, 变刚度摩擦阻尼器能同时兼顾飞轮在不同工作阶段载荷条件变化的影响, 显著抑制其动态响应。

关键词: 变刚度; 摩擦阻尼器; 微振动; 主动发射阶段; 在轨工作阶段

中图分类号: O322; TH113.1; X966 **文献标识码:** A **doi:** 10.37188/OPE.20202807.1539

Variable stiffness friction damper for dual-state isolation of flywheel on satellite

LIU Guo-yong¹, HOU Yong-tao^{1,2}, LIU Hai-ping^{1*}, ZHAO Peng-peng¹, ZHU Dong-mei¹

(1. School of Mechanical Engineering,

University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China

2. No. 208 Research Institute of China Ordnance Industries, Beijing 102202, China)

* Corresponding author, E-mail: liuhai ping@ustb.edu.cn

Abstract: In this study, a variable stiffness friction damper was proposed that effectively suppresses micro-vibration output during the orbit attitude adjustment of the spaceborne flywheel and improves dynamic environment during launch. Depending on the actual load conditions of the spaceborne flywheel in orbit and active launching phases, the harmonic balance method was used to obtain the frequency domain force/absolute displacement transmissibility curve. The transmissibility curve was verified via experimental methods. The experimental results show that the variable stiffness friction damper can provide greater damping at the resonance frequency and control the amplification factor to a smaller range. The measured results agree well with the theoretical solution. The research results show that under the effect of small load on-orbit phase, the variable stiffness friction damper can effectively suppress the micro-vibration of the flywheel output. On ensuring high frequency vibration

收稿日期: 2019-12-20; 修订日期: 2020-03-04.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(No. 51405014); 国家留学基金委资助项目(No. 201806465019)

isolation performance, the peak value of the force transmissibility is approximately 6.5. Under heavy load during the launching phase, the peak value of the absolute displacement transmissibility is approximately 2.3. Notably, the variable stiffness friction damper can simultaneously consider the influence of the change of the flywheel load conditions in different working phases, and significantly inhibit its dynamic response.

Key words: variable stiffness; friction damper; micro-vibration; launching phase; on-orbit phase

1 引言

卫星在轨工作时,飞轮和控制力矩陀螺输出的微振动是影响其指向精度、稳定性和成像质量的主要干扰源之一^[1-2]。为有效抑制微振动对星载高精度有效载荷的影响,众多学者对飞轮微振动的形成机理及其工作机制进行了大量研究^[3-6]。

目前,已有很多针对星载飞轮的振动抑制研究。其中,魏展基提出了一种主动和被动隔振相结合的多段折臂梁构型的飞轮隔振平台^[1];刘海平等利用欧拉屈曲梁并联线性弹簧构建一种非线性能量阱^[7],实现了对飞轮输出微振动的宽频抑制;虞自飞等设计了一种适用于卫星飞轮等主要振源的振动抑制的隔振与吸振联合减振系统^[8],其他飞轮减隔振技术还包括多频段动力吸振器^[9]、被动阻尼减振器^[10]、Bipod strut 被动隔振器^[11]、液体阻尼隔振器^[12]等。

现有减隔振装置中,虽然主动隔振的效果更好,但是由于其设计复杂,可靠性低,所以应用并不广泛^[13]。被动减隔振装置虽然在轨工作阶段能有效抑制飞轮输出的微振动,但由于卫星在轨工作阶段和主动发射阶段的载荷差异较大,常规满足在轨工作阶段微振动抑制需求的减隔振装置在主动发射阶段大量级载荷激励下会产生较大的变形,引起被控制设备剧烈的摇晃^[14]。为解决这个问题,目前广泛采用的办法是为每个隔振装置安装一套锁定装置,在发射阶段锁紧,入轨后解锁,这无疑会带来一系列负面影响,如附加质量大、可靠性低、系统复杂、火工解锁时瞬态冲击载荷的影响等。

变刚度摩擦阻尼器可适应不同载荷条件,通过调整其设计参数,可以同时兼顾不同的减隔振要求。在变刚度摩擦阻尼器研究方面,彭凌云提出了分别能够实现三角形滞回曲线、双旗帜滞回曲线和双线性滞回曲线的向心式摩擦阻尼器^[15];

李澈设计了一种能够实现“狗骨型”滞回曲线的变刚度摩擦阻尼器^[16]。但是,以上研究主要集中于建筑抗震领域。

综合上述文献关于变刚度摩擦阻尼器的设计方法,本文提出一种可以同时有效控制卫星在主动发射阶段和在轨工作阶段载荷条件下飞轮动态响应的双状态变刚度摩擦阻尼器。根据变刚度摩擦阻尼器的结构特点,建立相应的动力学模型,并分别给出力传递率和绝对位移传递率评价其不同激励条件下的减隔振性能;最后,通过物理试验验证了所建理论模型及计算结果的有效性。

2 变刚度摩擦阻尼器模型

针对星载飞轮在主动发射阶段和在轨工作阶段所受不同类型的载荷条件,提出一种变刚度摩擦阻尼器,使其在两种载荷激励下表现出不同的刚度和阻尼输出特性,可对飞轮的动态响应实现有效控制。在轨工作阶段,飞轮受自身电磁激励、机械加工精度、旋转不平衡等因素影响产生微振动,变刚度摩擦阻尼器需要具有较小的输出刚度保证有效隔振频率且利用迟滞阻尼抑制其响应,以满足微振动抑制要求。在主动发射阶段,受运载火箭点火影响传递到飞轮安装界面的动载荷较大,因而需要安装在飞轮和基础结构之间的变刚度摩擦阻尼器提供的连接刚度较大,避免其动态位移过大;此外,利用迟滞阻尼抑制其响应幅值以保护飞轮结构不发生失效甚至破坏。

综合在轨工作阶段和主动发射阶段飞轮所处力学环境条件,提出一种变刚度摩擦阻尼器如图 1 所示。其中,预紧弹簧具有预压缩量,小位移时输出的摩擦阻尼力恒定;当位移增大,端盖将限制定位挡板的移动,压缩弹簧被压缩,从而输出摩擦力也增加,位移越大,摩擦阻尼力越大。加载时,输出力为摩擦阻尼力与弹簧恢复力之和;卸载时,输出力为压缩弹簧恢复力与摩擦阻尼力之差。

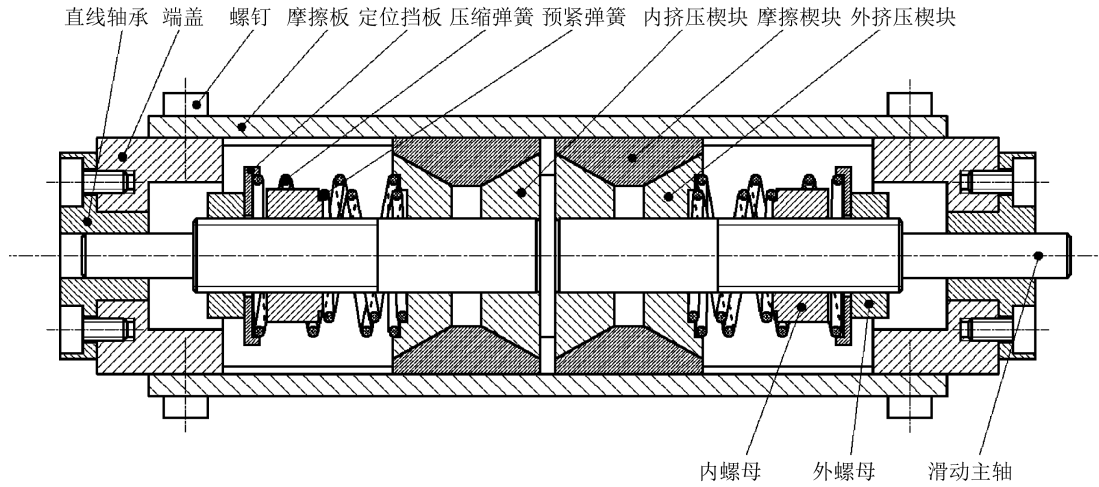


图 1 变刚度摩擦阻尼器结构示意图

Fig.1 Structure diagram of variable stiffness friction damper

变刚度摩擦阻尼器的滞回特性曲线,也称为“双尾翼”型滞回曲线如图 2 所示。其中, u_1 为摩擦阻尼器平直段位移, u_m 为最大位移; k_1 为上坡段刚度系数, k_3 为下坡段刚度系数, k_0 为过渡刚度系数; f_0 为起滑力, f_1 为上坡段最大出力。

在轨工作阶段,飞轮输出微振动幅度较小,摩擦阻尼器的位移小于 u_1 ,迟滞阻尼较小;主动发射阶段,飞轮所受大量级动载荷影响,摩擦阻尼器位移大于 u_1 ,将进入斜坡段,随着位移增大,迟滞阻尼也随之增大,进而可以防止阻尼器滑动位移过大。

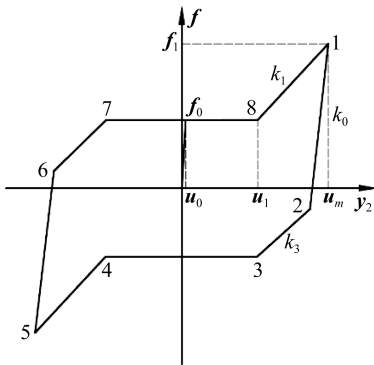


图 2 滞回曲线

Fig.2 Hysteresis curve

由于“双尾翼”型滞回曲线的强非线性特征,导致隔振系统动力学方程的频响结果求解困难。考虑摩擦力 f 关于位移具有周期性,故可将摩擦力 f 展开成 Fourier 级数形式。变刚度摩擦阻尼器位移 y_2 用三角函数表示为:

$$y_2 = u_m \sin(\omega t + \varphi) = u_m \cos \bar{\theta}. \quad (1)$$

将滞回曲线分段表示:

$$f = \begin{cases} k_0(y_2 - u_m) + f_1, & 1 \sim 2 \text{ 段} \\ k_3(y_2 - u_1) - f_0, & 2 \sim 3 \text{ 段} \\ -f_0, & 3 \sim 4 \text{ 段} \\ k_1(y_2 + u_1) - f_0, & 4 \sim 5 \text{ 段} \\ k_0(y_2 + u_m) - f_1, & 5 \sim 6 \text{ 段} \\ k_3(y_2 + u_1) + f_0, & 6 \sim 7 \text{ 段} \\ f_0, & 7 \sim 8 \text{ 段} \\ k_1(y_2 - u_1) + f_0, & 8 \sim 1 \text{ 段} \end{cases} \quad (2)$$

确定各拐点对应的角度 $\bar{\theta}$ 。根据曲线连续原则,摩擦力 f 可表示为:

$$f(\bar{\theta}) = \begin{cases} k_0(u_m \cos \bar{\theta} - u_m) + k_1(u_m - u_1) + f_0, & 0 \leq \bar{\theta} < \theta_1 \\ k_3(u_m \cos \bar{\theta} - u_1) - f_0, & \theta_1 \leq \bar{\theta} < \theta_2 \\ -f_0, & \theta_2 \leq \bar{\theta} < \theta_3 \\ k_1(u_m \cos \bar{\theta} + u_1) - f_0, & \theta_3 \leq \bar{\theta} < \pi \\ k_0(u_m \cos \bar{\theta} + u_m) - [k_1(u_m - u_1) + f_0], & \pi \leq \bar{\theta} < \pi + \theta_1 \\ k_3(u_m \cos \bar{\theta} + u_1) + f_0, & \pi + \theta_1 \leq \bar{\theta} < \pi + \theta_2 \\ f_0, & \pi + \theta_2 \leq \bar{\theta} < \pi + \theta_3 \\ k_1(u_m \cos \bar{\theta} - u_1) + f_0, & \pi + \theta_3 \leq \bar{\theta} < 2\pi \end{cases} \quad (3)$$

式中:

$$\begin{cases} \theta_1 = \arccos \frac{(k_0 - k_1)u_m + (k_1 - k_3)u_1 - 2f_0}{(k_0 - k_3)u_m} \\ \theta_2 = \arccos \frac{u_1}{u_m} \\ \theta_3 = \pi - \theta_2 \end{cases} .$$

分段积分法进行 Fourier 级数展开。对式 (3) 中摩擦力 f 的表达式利用分段积分法进行一阶 Fourier 级数展开,可以得到式(4):

$$f(\bar{\theta}) = \alpha \cos \bar{\theta} + \beta \sin \bar{\theta}, \quad (4)$$

式中 α 和 β 是关于位移幅值 u_m 的函数:

$$\alpha = \frac{u_m}{\pi} [(k_0 - k_3)(\theta_1 - \sin \theta_1 \cos \theta_1) + (k_1 + k_3)(\theta_2 - \sin \theta_2 \cos \theta_2)],$$

$$\beta = \frac{u_m}{\pi} [(k_3 - k_0) \sin^2 \theta_1 + (k_1 - k_3) \sin^2 \theta_2].$$

3 隔振系统传递特性

3.1 在轨阶段力传递率

建立星载飞轮变刚度摩擦阻尼器系统在轨阶段力学模型如图 3 所示。

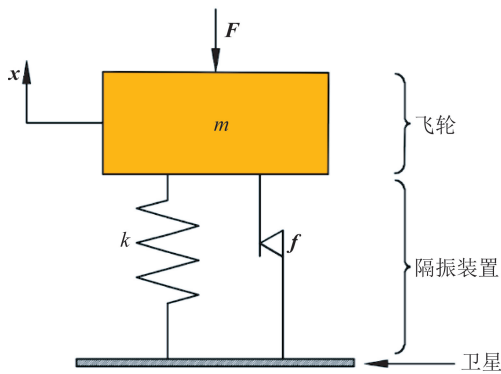


图 3 在轨阶段隔振系统力学模型

Fig. 3 Mechanical model of isolating system on-orbit phase

其中: m 为飞轮质量, k 为并联弹簧刚度, x 为飞轮位移, f 为变刚度摩擦阻尼器输出力, F 为飞轮扰振, 建立隔振系统运动微分方程为:

$$m\ddot{x} + f + kx = F. \quad (5)$$

引入以下变量:

$$F = F_m \sin \omega t, \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}. \quad (6)$$

利用谐波平衡法,假设飞轮质量位移响应为:

$$x = x_m \sin(\omega t + \varphi). \quad (7)$$

将式(5)展开后,等式两侧谐波项 $\sin \omega t$ 和 $\cos \omega t$ 的系数相等,展开整理后得到以下方程组:

$$\begin{cases} \sin \varphi = \frac{\beta}{F_m} \\ x_m = \frac{F_m \cos \varphi - \alpha}{(\omega_n^2 - \omega^2)m} \end{cases} \quad (8)$$

由飞轮质量传递到卫星基础的力传递率为:

$$T = \frac{F_m}{kx_m + f_1}. \quad (9)$$

根据实际飞轮参数,选定星载飞轮变刚度摩擦阻尼器各部分设计参数如表 1 所示。

表 1 设计参数值

Tab. 1 Design parameter values

序号	参数	取值
1	飞轮质量 m/kg	7.6
2	并联弹簧刚度 $k/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	1.0×10^4
3	加载刚度 $k_1/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	2.1×10^4
4	卸载刚度 $k_3/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	5.0×10^3
5	起滑刚度 $k_0/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	1.0×10^7
6	起滑力 f_0/N	1.0×10^{-2}
7	平直段长度 u_1/m	1.0×10^{-3}

简谐激励下得到隔振系统的力传递率曲线如图 4 所示。为了便于对比,图中还给出安装变刚度摩擦阻尼器前系统的力传递率曲线。

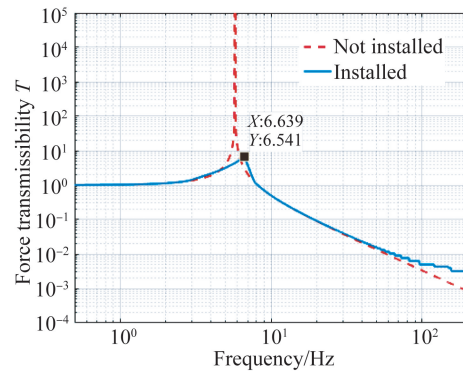


图 4 力传递率曲线

Fig. 4 Force transmissibility curves

3.2 发射阶段绝对位移传递率

建立主动发射阶段星载飞轮变刚度摩擦阻尼器力学模型如图 5 所示。其中, a 为发射阶段动载荷,其他参数与第 3.1 节在轨阶段力学模型相同。对比两种力学模型区别在于激励方式不同,在轨阶段力学模型为力激励,主动发射阶段力学模型为位移激励。建立主动发射阶段星载飞轮变刚度摩擦阻尼器运动微分方程为:

$$m\ddot{x} + f + k(x - \iint a dt dt) = 0. \quad (10)$$

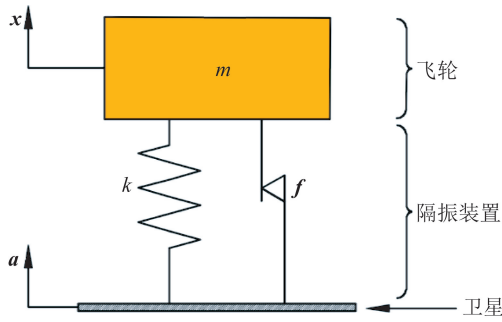


图 5 发射阶段隔振系统力学模型

Fig. 5 Mechanical model of isolating system in launching phase

发射阶段动载荷 a 用正弦函数表示:

$$a = a_m \sin \omega t. \quad (11)$$

引入以下变量:

$$u = \iint a dt dt = -\frac{a_m}{\omega^2} \sin \omega t, \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}.$$

根据谐波平衡法,假设相对位移:

$$y = x - u = y_m \sin(\omega t + \varphi). \quad (12)$$

解得关于位移幅值 y_m 和相位 φ 的非线性方程组:

$$\begin{cases} \sin \varphi = -\frac{\beta}{m a_m} \\ y_m = \frac{\alpha + m a_m \cos \varphi}{(\omega^2 - \omega_n^2) m} \end{cases} \quad (13)$$

由基础传递到飞轮质量的绝对位移传递率为:

$$T = \frac{x_m}{u_m} = \frac{\sqrt{\omega^4 y_m^2 + a_m^2 + 2\omega^2 y_m a_m \cos \varphi}}{a_m}. \quad (14)$$

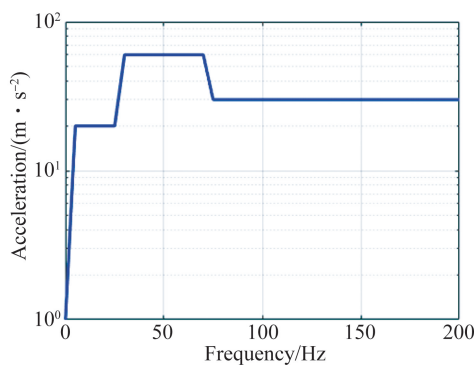


图 6 发射阶段动载荷

Fig. 6 Dynamic load in launching phase

根据参考文献[12]给出主动发射阶段输入载荷条件如图 6 所示。图 7 给出计算得到隔振系统的绝对位移传递曲线。为了便于对比,图中给出未安装变刚度摩擦阻尼器系统的绝对位移传递曲线。

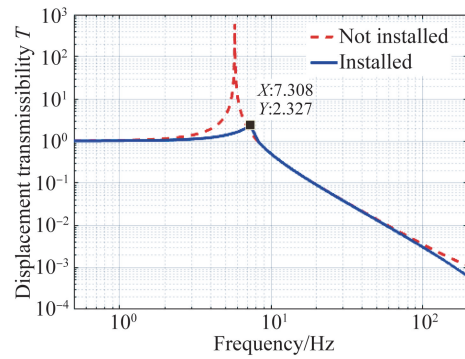


图 7 绝对位移传递曲线

Fig. 7 Absolute displacement transmissibility curves

4 试验验证

为了验证所建理论模型和解析结果的正确性,开展并完成变刚度摩擦阻尼器力学性能测试。根据激励方式不同,分别完成基础激励和力激励传递特性测试如图 8 和图 9 所示。其中,基础激励分别采集激励位置和配重处的加速度响应,由于频域加速度响应和位移响应的传递率幅值相同,故此处可以采用实测加速度传递率评估隔振系统的绝对位移传递率特性。

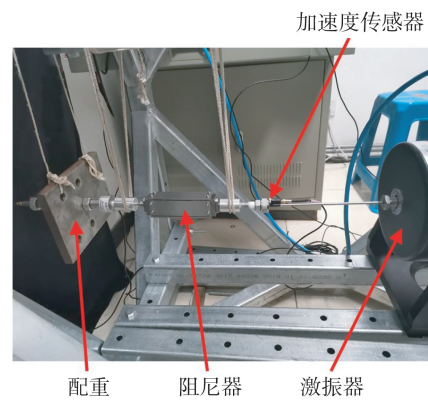


图 8 基础激励传递率测试状态

Fig. 8 Test of transmissibility under base excitation

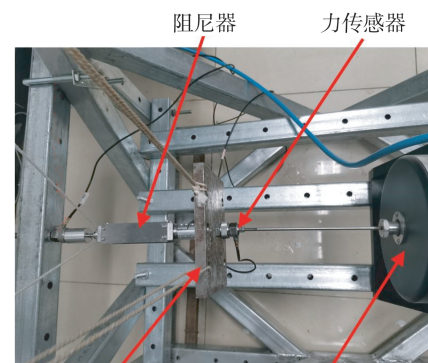


图 9 力激励传递率测试状态

Fig. 9 Test of transmissibility under force excitation

不同激励状态对应实测传递特性曲线如图 10 和图 11 所示。

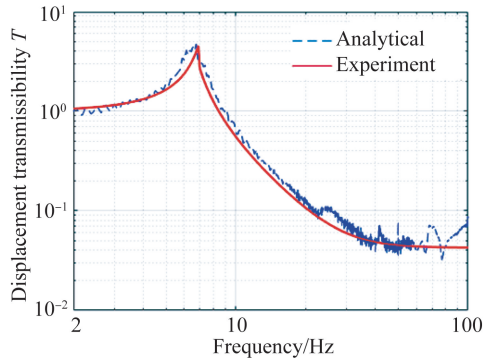


图 10 绝对位移传递率曲线

Fig. 10 Absolute displacement transmissibility curves

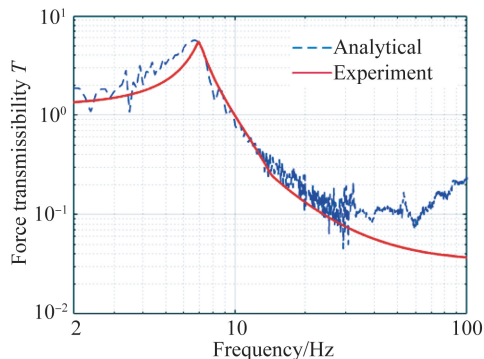


图 11 力传递率曲线

Fig. 11 Force transmissibility curves

参考文献:

- [1] 魏展基. 卫星飞轮微振动隔离方法与技术研究 [D]. 长沙:国防科学技术大学, 2012.
WEI ZH J. *Research on the Microvibration Isolation Method and Technology for Flywheel of Satellite* [D]. Changsha: National University of Defense Technology, 2012. (in Chinese)
- [2] 徐鹏, 黄长宁, 王涌天, 等. 卫星振动对成像质量影响的仿真分析 [J]. 宇航学报, 2003, 24(3): 259-263.
XU P, HUANG CH N, WANG Y T, *et al.*. Simulation analysis of the influence of satellite vibration on image quality [J]. *Journal of Astronautics*, 2003, 24(3): 259-263. (in Chinese)
- [3] LUO Q, LI D, ZHOU W, *et al.*. Dynamic modeling and observation of micro-vibrations generated by a single gimbal control moment gyro [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2013, 332(19): 4496-4516.

为了便于对比,图中给出不同激励状态对应解析计算结果。由图 11 可见,在 10 Hz 以下低频范围,解析解和实测曲线一致性较好;随着频率增加,受中高频段试验件局部振动模态的影响实测曲线呈现若干谐振峰,而且减隔振效果变差;相比解析解,理论模型在中高频段的预测精度变差。

5 结 论

本文以抑制星载飞轮在轨工作阶段姿态调整过程中输出微振动和主动发射阶段由火箭经卫星本体结构传递给飞轮的动态载荷为目标,提出一种“双尾翼”型变刚度摩擦阻尼器,并进行了理论分析和试验验证。理论分析表明:安装变刚度摩擦阻尼器可有效抑制主动发射阶段和在轨工作阶段系统的动态响应,将系统绝对位移传递率和力传递率谐振频率峰值减小为 6.5 和 2.3。结合试验实测数据证明安装变刚度摩擦阻尼器系统动力学模型有效,解析解正确。

- [4] ZHOU W, LI D, LUO Q, *et al.*. Analysis and testing of micro-vibrations produced by momentum wheel assemblies [J]. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2012, 25(4):640-649.
- [5] FIRTH J, BLACK J. Vibration interaction in a multiple flywheel system [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2012, 331(7):1701-1714.
- [6] NARAYAN S S, NAIR P S, GHOSAL A. Dynamic interaction of rotating momentum wheels with spacecraft elements [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2008, 315(4-5):970-984.
- [7] 刘海平, 王耀兵, 史文华. 非线性能量阱对飞轮扰振特性的抑制 [J]. 宇航学报, 2017, 38(5): 490-496.
LIU H P, WANG Y B, SHI W H. Vibration suppression for a flywheel based on nonlinear energy sink [J]. *Journal of Astronautics*, 2017, 38(5): 490-496. (in Chinese)
- [8] YANG C, LI D, CHENG L. Dynamic vibration absorbers for vibration control within a frequency band

- [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2011, 330(8):1582-1598.
- [9] 虞自飞,周徐斌,申军烽,等. 卫星飞轮隔振与吸振联合减振系统设计[J]. *光学精密工程*, 2014, 22(4):897-903.
YU Z F, ZHOU X B, SHEN J F, *et al.*. Design of joint vibration reduction system combined isolation and absorbtion for flywheel [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2014, 22(4):897-903. (in Chinese)
- [10] OH C S, LEE W, BANG H. Passive jitter isolation for reaction wheel of satellites[C]. 2006 *SICE-ICASE International Joint Conference. IEEE*, 2006: 3891-3895.
- [11] PENDERGAST K J, SCHAUWECKER C J. Use of a passive reaction wheel jitter isolation system to meet the advanced X-ray astrophysics facility imaging performance requirements[C]. *Space Telescopes and Instruments V. International Society for Optics and Photonics*, 1998, 3356: 1078-1095.
- [12] 刘兴天,孔祥森,申军烽,等. 卫星遥感器微振动隔离用液体阻尼隔振器[J]. *光学精密工程*, 2017, 25(9): 2448-2453.
LIU X T, KONG X S, SHEN J F, *et al.*. Vibration isolator with relaxation type damping for micro-vibration isolation from satellite remote sensors [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2017, 25(9): 2448-2453. (in Chinese)
- [13] 李太平. 航天器微振动及其抑制技术研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学, 2013.
LI T P. Research on Micro Vibration and Its Isolation of Spacecraft[D]. *Harbin: Harbin Institute of Technology*, 2013. (in Chinese)
- [14] 王光远,关新,陈祥,等. 双状态非线性隔振器参数设计与试验研究[J]. *宇航学报*, 2011, 32(1): 7-14.
WANG G Y, GUAN X, CHEN X, *et al.*. Parameter design and experimental study of a two state nonlinear isolator [J]. *Journal of Astronautics*, 2011, 32(1): 7-14. (in Chinese)
- [15] 彭凌云. 向心式摩擦阻尼器的理论分析与应用研究[D]. 北京:北京工业大学, 2004.
PENG L Y. *Theoretical Analysis and Application Research on Energy Dissipating Restraint* [D]. Beijing: Beijing University of Technology, 2004. (in Chinese)
- [16] 李激. 摩擦阻尼器的研制与应用[D]. 北京:中国建筑科学研究院, 2011.
LI CH. *Friction Damper Development and Application* [D]. Beijing: China Academy of Building Research, 2011. (in Chinese)

作者简介:



刘国勇(1969—),男,湖北宜城人,副教授,博士,1992年于湖北工业大学获得学士学位,2007年于北京科技大学获得博士学位,主要从事复合结构减隔振研究与开发、多物理场耦合建模与优化的研究。E-mail: gy_liu666@ustb.edu.cn



侯永涛(1993—),男,河北承德人,助理工程师,硕士,2017年于天津工业大学获得学士学位,2020年于北京科技大学获得硕士学位,主要从事产品结构设计、减振降噪方面的研究。E-mail: mechanical_hyt@163.com



刘海平(1982—),男,山西吕梁人,博士,副教授,2004年、2007年于中国矿业大学分别获得学士、硕士学位,2011年于上海交通大学获得博士学位,主要从事新型减振降噪技术开发方面的研究。E-mail: liuhaiping@ustb.edu.cn