

文章编号 1004-924X(2017)08-2098-08

空间光学载荷探测器组件抗冲击隔振设计

王忠素^{1,2}, 吴清文¹, 郭权峰¹, 郭亮¹, 江帆^{1,*}, 王国强³

(1. 中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所, 吉林 长春 130033;

2. 中国科学院大学研究生院, 北京 100039; 3. 吉林大学, 吉林 长春 130022)

摘要:针对广角极光成像仪整机 Z 向冲击试验后探测器损坏的问题, 提出在镜头组件与头部框架间设置隔振器的解决方法。首先, 确定隔振方案为被动局部隔振; 然后, 从材料、刚度和安装方式等方面完成金属橡胶隔振器的设计。接着, 运用有限元方法对结构进行模态分析和冲击载荷响应仿真分析。最后, 对广角极光成像仪整机产品进行了力学实验, 实验结果与仿真分析结果一致。实验结果显示: 安装隔振器后, 探测器位置测点的正弦振动加速度响应最大降低了 26.2%, 随机振动加速度响应最大降低了 72%, 冲击加速度响应最大降低了 48%, 说明该隔振器具有显著的减振效果。在实验完成后对产品进行检测, 发现产品并无异常, 说明结构设计满足要求。

关键词: 广角极光成像仪; 整机; 探测器组件; 金属橡胶隔振器; 冲击载荷; 减振

中图分类号: TP394.1; TH691.9 **文献标识码:** A **doi:** 10.3788/OPE.20172508.2098

Design of anti-shock vibration isolation for detector module of space optics load

WANG Zhong-su^{1,2}, WU Qing-wen¹, GUO Quan-feng¹, GUO Liang¹, JIANG Fan^{1,*}, WANG Guo-qiang³

(1. Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China;

2. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100039, China; 3. Jilin University, Changchun 130022, China)

* Corresponding author, E-mail: gholethe@126.com

Abstract: Solution method to set vibration isolator between lens module and head frame was proposed to avoid damage of detector after Z-direction shock test in whole machine of wide angle aurora imager. Firstly, vibration isolation scheme was determined as passive local vibration isolation; then vibration isolator design of metal rubber was accomplished in aspects of material selection, rigidity determination and installation way design, etc. Modal analysis and simulation analysis of shock load response were conducted on structure by finite element method. Finally, mechanical test was carried out on whole machine product of wide angle aurora imager, and the results indicate that test results same as simulation analysis results. Accelerated speed response of sinusoidal vibration in measuring point of detector reduces by 26.2% maximally after installation of vibration isolator, and accelerated speed response of random vibration reduces by 72% maximally, and accelerated speed response of shock reduces by 48%

收稿日期: 2016-08-26; 修订日期: 2016-11-14.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (No. Y5D13JJ160)

maximally. It showed that the vibration damping effect of the vibration isolator was significant. The product is no abnormal after the test to satisfy requirements for structural design.

Key words: Wide angle aurora imager; whole machine; detector module; vibration isolator of metal rubber; shock load; vibration damping

1 引言

作为 FY3(04) 卫星的主要载荷之一, 广角极光成像仪整机搭载于三轴稳定卫星平台上, 其在近极地圆形轨道上飞行, 主要作用是对极光椭圆区进行 FUV 波段探测, 获得极光椭圆区域的光强分布^[1]。探测器是成像仪的核心部分, 成像仪所有的结构均要保证探测器正常成像。由于广角极光成像仪产品 Z 向冲击试验时探测器内部响应过大, 导致试验后成像探测器检测异常。要解决这一问题, 有两种方法: 一是改变探测器内部结构设计; 二是在成像仪结构中设置隔振装置。由于探测器的结构尺寸小, 加工工艺复杂, 精度要求高, 周期长, 因此, 更改探测器内部结构设计比较难于实施并且成本很高。最有效而又方便的方案是在结构中设置隔振装置, 以降低探测器的冲击响应。

减振隔振是航天工程领域中非常重要的研究课题^[2]。恶劣的空间振动环境极易损坏产品结构, 影响单机工作性能。国内外航空、航天及武器工程结构中, 常采用隔振器对主要结构进行隔振, 来降低实际工作环境中各种振动对设备的影响^[3-5]。隔振技术可分为主动隔振和被动隔振, 被动隔振技术可靠性高、维护简单、制造成本低, 被广泛用于各种航天设备的隔振^[6-8]。从公开资料看, 目前大多数空间隔振措施均是针对整机或振源进行隔振的。“哈勃”太空望远镜^[9]、Chandra-X 射线望远镜和“韦伯”太空望远镜^[10]等在振源之一的姿态控制飞轮安装隔振装置; EOS-AM1 卫星^[11]、TacSat2 对地观测卫星^[12]等在有效载荷安装平台安装了主被动结合的有效载荷隔振装置; 赵会光^[2]等人对整星的隔振问题进行了探讨; 关新^[13]等人对高分辨遥感卫星进行整星隔振; 付密果^[6]等人采用金属橡胶减振器对某空间飞行器进行整体减振, 而对航天器结构内部设计隔振器的资料较少^[14-16]。

本文对广角极光成像仪整机探测器组件的隔振展开研究。首先确定了隔振方案, 然后选择隔振器材料, 确定结构参数和设计安装方式, 并对结构进行有限元仿真分析。最后, 对广角极光成像仪整机进行力学试验。

2 结构形式及隔振方案确定

2.1 探测器头部结构形式

图 1 为广角极光成像仪整机结构图, 其主要由底座、U 形架、轴系、两个独立的镜头组件、电机、电机支座及电机辅助支撑组成。两个镜头组件结构完全相同, 探测器组件是镜头组件的一部分, 位于镜头组件下端。镜头组件(包括探测器组件)安装在头部框架上, 头部框架与轴系相连。

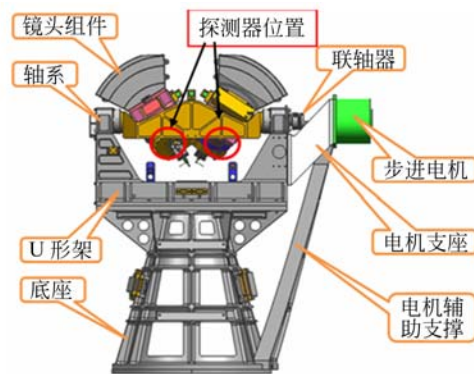


图 1 广角极光成像仪头部结构图

Fig. 1 Diagram of wide angle aurora imager

受载荷冲击时, 冲击能量通过各个组件传到探测器位置。能量在传递过程中, 由于结构高度的增加、局部结构刚度的影响, 冲击响应在探测位置器被放大, 当冲击响应大于探测器所能承受的极限时, 探测器将遭到破坏。

2.2 隔振方案确定

针对上述问题, 对于隔振器的设置方案有两种:

(1)整体隔振。将隔振器安装在成像仪安装平台上。这种隔振方式虽然可降低探测位置的响应,但同时也降低了成像仪整体的冲击响应,进而改变了成像仪在整星上的安装频率,相当于改变了成像仪的力学特性,可能会对卫星及星上其他载荷造成影响。因此,整体隔振方案不是最佳方案。

(2)局部隔振。将隔振器放置在探测器冲击能量传递路径上。这种隔振方式可以有效降低探测器的响应,同时不改变成像仪整体刚度特性,不会对卫星和星上其他载荷造成影响。这是一种被动隔振方案。

对比两种方案,显而易见局部隔振效果要优于整体隔振。

3 隔振设计

3.1 隔振器材料选择

常用的隔振材料为橡胶材料,但常规橡胶的弹性、阻尼特性受环境温度影响很大,使用频率窄,因此必须定期更换。新型金属橡胶材料可以弥补常规橡胶材料的不足,已得到越来越多的重视。金属橡胶材料是一种干摩擦阻尼材料,在隔振、缓冲装置中具有卓越的性能,广泛应用在机械、航空航天、军事、建筑、环境等领域。夏宇宏^[17]等人已对金属橡胶隔振器的抗冲击特性进行了研究,并取得了很好的结果。本文隔振器材料选用金属橡胶。

3.2 抗冲击隔振机理

设备受到冲击振动时,冲击能量以位能的形式最大限度地储存于隔振器中,导致隔振器产生较大的变形,该变形将以系统的固有振动周期缓慢释放出去,从而达到隔振缓冲的作用。

金属橡胶材料是一种均质的弹性多空隙材料,既具有所选金属的固有特性,又具备类似橡胶的弹性特性。受到冲击振动时,内部金属丝之间会发生相对滑移,通过摩擦耗散能量,达到隔振目的^[18]。

3.3 金属橡胶隔振器动力学模型及刚度

金属橡胶动态模型可用高阶非线性刚度与等效粘性阻尼力叠加方法构造^[19]。将金属橡胶减

振器简化为集中质量与非线性干摩擦减振器相连,并固定在刚性基础上,动态模型见图 2。

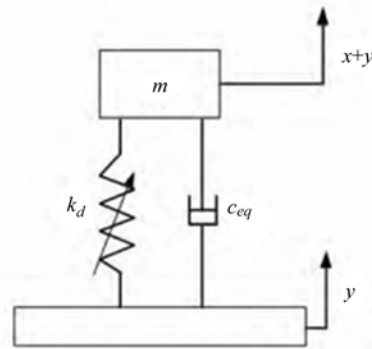


图 2 金属橡胶隔振装置的动力学模型

Fig. 2 Dynamic model of vibration isolation device for metal rubber

隔振系统动力学模型可写成下面形式:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + k_1x + k_2x^3 + y(t) = mu(t), \quad (1)$$

式中: $y(t)$ 为金属橡胶变形过程中的干摩擦力,干摩擦阻尼特性可以用迟滞回线来表示,见图 3。迟滞回线能反映系统能量耗散情况,图 3 中直线 PQ 的斜率即为隔振系统动态刚度。

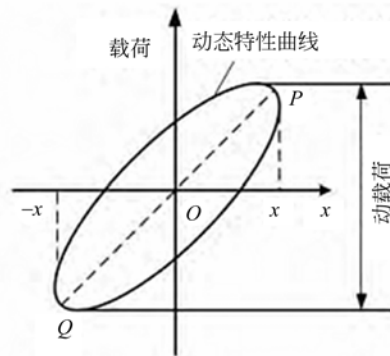


图 3 金属橡胶的迟滞回线图

Fig. 3 Hysteresis loop of metal rubber

显然滞迟回线刚度是非线性软化刚度,当振幅越大时,刚度越低,共振频率越低。

隔振系统的动态刚度可由以下公式计算^[20]:

$$k = \frac{P}{g} (2\pi f_0)^2 \text{ (N/m)}, \quad (2)$$

式中: P 为拟承载量,单位为 N; g 为重力加速度,单位为 m/s^2 ; f_0 是期望的激振频率,单位为 Hz。

从整机 Z 向、5 Hz~2 000 Hz、0.2g 的特征试验曲线(图 4)可以看到,探测器组件在 55 Hz

附近有一个共振点。该频点即为期望共振频率。

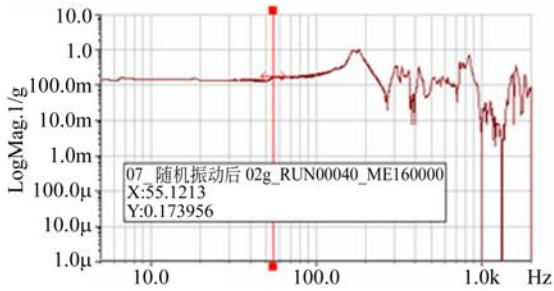


图 4 探测器组件位置处特征试验曲线

Fig. 4 Characteristic experiment curve for probe point of detector

将参数带入公式(2),计算出所需隔振器刚度 $K=24.3 \text{ N/mm}$ 。

通常用冲击隔离系数 η 衡量金属橡胶隔振系统的减振性能。冲击隔离系数 η 公式如下^[21]:

$$\eta = \frac{\dot{\mu}_m}{\dot{y}_m}, \quad (3)$$

式中: $\mu = x + y$, $\dot{\mu}_m$ 为响应加速度最大幅值; \dot{y}_m 为激励加速度最大幅值。对公式(3)进行拉式变换并进行频域分析,得:

$$\eta = |A(s)| = \sqrt{\frac{1 + (2\xi\omega_n/\omega_n)^2}{[1 - (\omega/\omega_n)^2]^2 + (2\xi\omega_n/\omega_n)^2}}. \quad (4)$$

为保证目标设备安全,需将冲击振动幅值降低到一定范围内。合理选取目标设备安全临界振动冲击隔离系数,则在冲击隔离系数范围内设备安全。

由文献[21]可知,冲击隔离系数与金属橡胶隔振器的横截面积、高度和激励频率有关。系统动态刚度越高,对高频范围内激励的减振作用越好。因此,对中低频段激励需选动态刚度较低的金属橡胶隔振系统,如选截面积较小、高度较大的金属橡胶构件等。

3.4 隔振器形式选择

分析冲击能量的传递过程可知,隔振器越靠近探测器隔振效果越好,对其它部分的影响也越小。因此,最佳位置应在镜头框与头部框架连接位置。刚性连接状态时,镜头框与头部框架之间设置铝合金垫片,通过螺钉直接连接(见图 5)。

结构振动具有 X、Y 和 Z 3 个方向的位移自由度。布置隔振器时需考虑所有自由度,同时主

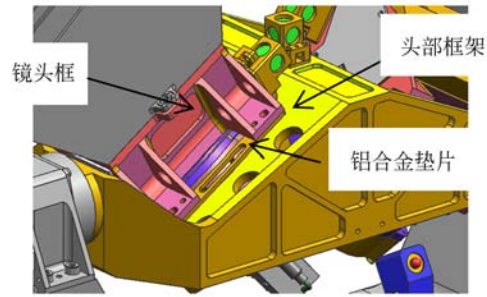


图 5 镜头组件与头部框架铝合金垫片连接结构

Fig. 5 Rigid connection structure of lens component and frame

要考虑干扰力方向、设备重心及支承几何尺寸的影响。金属橡胶隔振器结构采用上下组合的形式,即在每个镜头组件与头部框架联结螺钉孔处设置上下两层隔振器,这两个隔振器在结构刚度上为并联关系,见图 6。镜头框与头部框架共通过 4 个螺钉连接,故共设置 8 个隔振器。

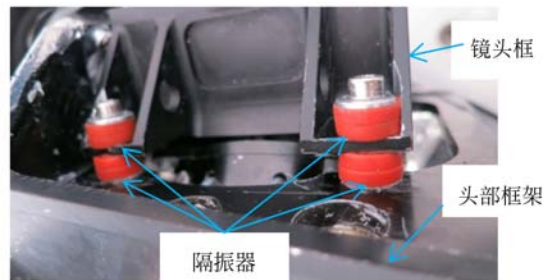


图 6 隔振器安装位置图

Fig. 6 Installation location of vibration isolator made of metal rubber

根据计算结果、结构尺寸及形式,综合考虑经济情况及产品性能可靠性,最终选用成品隔振器,型号为 ZN-45A。

4 仿真分析

4.1 有限元模型构造

为了考察隔振器的减振效果及对整机刚度特性的影响,对整机进行有限元仿真分析。用 Patran 软件创建有限元模型,用 Nastran 软件求解。整机有限元模型见图 7。

仿真建模时,由于隔振器尺寸较小,结构较复杂,并且对整机的力学特征只有阻尼隔振的贡献,因此简化建模,将隔振器有限元模型建立为 1D

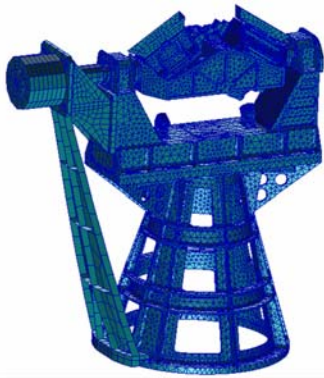


图 7 整机有限元模型

Fig. 7 Finite element model of whole machine

弹簧单元,然后在 bdf 文件中设置弹簧单元的刚度、阻尼及等效隔振器的刚度和阻尼。

4.2 冲击载荷分析

根据给定的冲击载荷条件,在安装隔振器和未安装隔振器两种状态下,分别对整机进行冲击载荷分析,分析结果见表 1。

表 1 各状态探测器冲击响应

Tab. 1 Shock responses of detector with/without vibration isolator (g)

试验方向	X	Y	Z
未安装隔振器	350	370	477
安装隔振器	320	345	227
响应下降率(%)	8.6	6.8	52.4

从表 1 的分析结果可以看到,安装隔振器后 X、Y 和 Z 三个方向的冲击响应均有所下降,其中 Z 向下降最为显著,下降率为 52.4%,隔振器具有显著的减振作用。

4.3 模态分析

为了验证整机的动态刚度,并考察隔振器对整机刚度的影响,在安装隔振器和未安装隔振器两种状态下,分别对整机进行模态分析,分析结果见表 2。

表 2 各状态整机模态分析结果

Tab. 2 Modal analysis results for whole machine with/without vibration isolator (Hz)

基频方向	X	Y	Z
未安装隔振器	113	115	161
安装隔振器	113	115	161

由表 2 可知,隔振器对整机基频没有影响,整机的 1 阶频率 $113 \text{ Hz} > 100 \text{ Hz}$,满足航天产品结构设计要求。

5 试验验证

为了考察隔振器的减振作用,在成像仪上安装隔振器,对整机进行力学试验。力学试验时,探测器头部主体用力热件,探测器组件用鉴定件。

5.1 特征试验

对整机进行 3 个方向 $5 \sim 2\,000 \text{ Hz}$ 范围内 $0.2g$ 的特征试验,试验状态见图 8,试验结果见表 3。

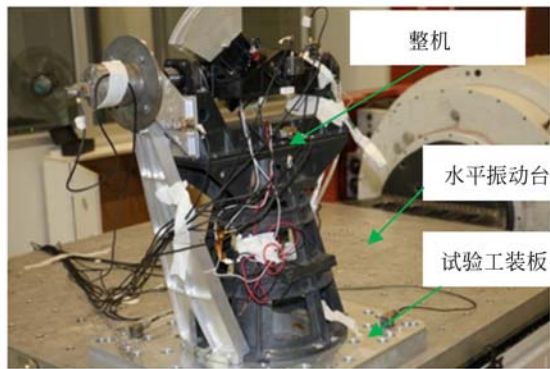


图 8 整机特征试验装置

Fig. 8 Set up of characteristic experiment for whole machine

表 3 整机基频

Tab. 3 Natural frequencies of whole machine (Hz)

方向	X	Y	Z
F_n	111	112	157

从表 3 可看出,整机 X、Y、Z 三个方向的基频分别为 111、112 和 157 Hz,较分析结果略低,相差率分别为 1.8%、3.6% 和 2.5%,均小于 5%,在误差允许范围内。由此可知,试验结果与分析结果一致性良好。

5.2 Z 向冲击试验

接下来,对整机进行 Z 向冲击试验,试验条件见表 4。

表 4 冲击试验条件

Tab. 4 Test conditions for shock experiment

频率/Hz	100~400	400~3 000
冲击谱值	+6dB/oct	600g
试验持续时间	不大于 20 ms	

冲击试验时,布置 4 个时域加速度响应传感器,分别位于 U 形架(通道 1)、轴承座顶端(通道 2)、镜头框(通道 3)和探测器框底部(通道 4)。冲击试验状态及传感器位置设置见图 9。

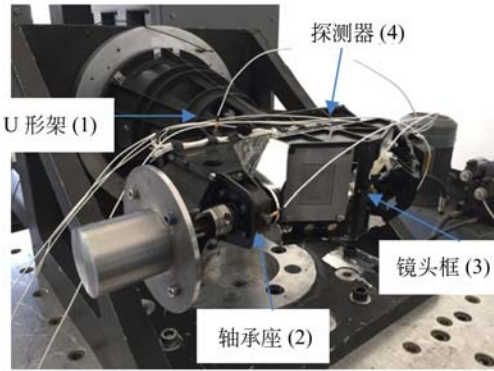


图 9 整机 Z 向冲击试验状态图

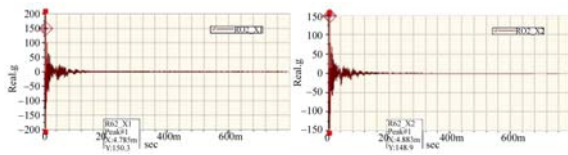
Fig.9 Shock test state of whole machine in Z direction

各传感器通道时域冲击响应值见表 5,响应曲线见图 10。

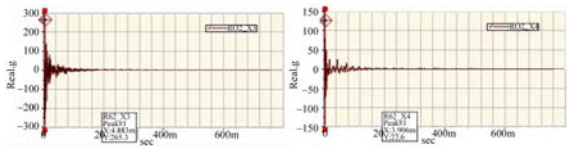
表 5 整机 Z 向冲击试验加速度响应

Tab.5 Acceleration responses of shock test in Z direction

通道号	1	2	3	4
冲击响应(g)	150.3	148.9	265.3	127.6



(a) 通道 1 冲击响应曲线 (b) 通道 2 冲击响应曲线
(a) Response curve of channel 1 (b) Response curve of channel 2



(c) 通道 3 冲击响应曲线 (d) 通道 4 冲击响应曲线
(c) Response curve of channel 3 (d) Response curve of channel 4

图 10 整机 Z 向冲击试验时域加速度响应曲线

Fig.10 Acceleration response curves of shock test of whole machine in Z direction

由表 5 和图 10 可知,使用隔振器后探测器(通道 4)的冲击响应是 127.6g,探测器安装位置(通道 3)的响应是 265.3g。探测器(通道 4)的冲击响应是其安装位置——镜头框(通道 3)的 48%,说明隔振器具有很好的隔振作用。

5.3 正弦振动和随机振动试验

对整机进行鉴定级正弦、随机振动试验,并比较了探测器测点处安装隔振器前后的加速度响应,结果见表 6。

表 6 正弦、随机振动试验加速度响应结果

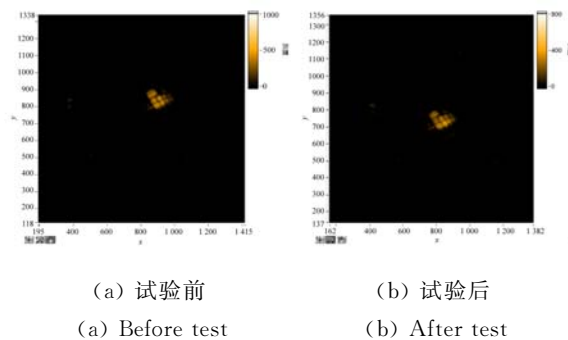
Tab.6 Acceleration response results of whole machine under sinusoidal and random vibration tests

试验项目	正弦振动(g)			随机振动(g_{rms})		
	X	Y	Z	X	Y	Z
未安装隔振器	10.1	10.5	10.2	10.0	20.4	17.5
安装隔振器	9.2	8.0	7.5	9.7	6.6	4.9
响应下降率(%)	8.9	19	26.5	3	67.6	72

从表 6 可看到,使用隔振器后,在正弦振动、随机振动试验中,探测器位置处 3 个方向的加速度响应均有所下降,其中 Z 向随机振动试验响应下降最多,下降率为 72%。

5.4 试验后检测

试验后电子学检测、机械检测均未见异常。试验后相机成像良好,图 11 为试验前后相机成像图像。



(a) 试验前 (b) 试验后
(a) Before test (b) After test

图 11 试验前后的光学成像图

Fig.11 Imaging pictures before and after test

6 结 论

针对广角成像仪整机 Z 向冲击试验出现的

问题,提出设置隔振器进行局部隔振的被动减振方案。对广角成像仪整机进行有限元仿真分析和力学试验。仿真分析结果与试验结果一致性良好。安装隔振器后,整机整体基频并未改变,但探测器位置的振动加速度响应显著降低,正弦振动

加速度响应最大降低了 26.2%,随机振动加速度响应最大降低了 72%,冲击加速度响应最大降低了 48%,达到减振效果。本文所提出的减振方案可为类似产品提供设计参考。

参考文献:

- [1] 王雪,宋克非. 广角极光成像仪图像采集与快显多功能监测系统[J]. 液晶与显示,2014,29(4):637-643.
WANG X, SONG K F. Image acquisition and fast display versatile detection system for wide angle aurora imager [J]. *Chinese Journal of Liquid Crystals and Displays*,2014,29(4):637-643. (in Chinese)
- [2] 赵会光,马兴瑞,冯纪生. 整星隔振技术若干问题的探讨[J]. 航天器工程,2001,10(3):30-37.
ZHAO H G, MA X R, FENG J SH. Discussion on several problems of vibration isolation for whole spacecraft [J]. *Spacecraft Engineering*, 2001, 10(3):30-37. (in Chinese)
- [3] 韩诚山,李祥之,文明,等. 基于压电偏转系统的卫星平台振动补偿[J]. 光学精密工程,2011,19(9):2085-2091.
HAN CH SH, LI X ZH, WEN M, *et al.*. Vibration compensation of satellite platform based on piezoelectric steering system [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2011,19(9):2085-2091. (in Chinese)
- [4] 陈家焱,王海东,周建川,等. 多点激励振动试验控制技术进展[J]. 振动与冲击,2011,30(3):69-73.
CHEN J Y, WANG H D, ZHOU J CH, *et al.*. Progress in multi-exciter vibration testing control technology [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2011, 30(3):69-73. (in Chinese)
- [5] KLENKE S E, BACA T. Structural dynamics test simulation and optimization for aerospace components [C]. *Proceedings of the Second Test and Evaluation International Aerospace Forum*, Washington, 1996:82-89
- [6] 付密果,刘源,崔敏亮,等. 空间飞行器用金属橡胶减振器[J]. 光学精密工程,2013,21(5):1174-1182.
FU M G, LIU Y, CUI M L, *et al.*. Metal-rubber vibration absorber for aircraft [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2013,21(5):1174-1182. (in Chinese)
- [7] MILLER S D. *Investigation of a novel compact vibration isolation system for space applications* [D]. USA: Air Force Institute of technology, 2010.
- [8] 王平,王伟,丁金伟,等. 机载光电侦察平台复合减振设计[J]. 光学精密工程,2011,19(1):83-89.
WANG P, WANG W, DING J W, *et al.*. Vibration damping design for airborne electro-optical surveillance platform [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2011, 19(1):83-89. (in Chinese)
- [9] DAVIS P, CUNNINGHAM D, HARRELL J. Advanced 1.5Hz passive viscous isolation system [C]. *AIAA / ASME / ASCE / AHS / ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, Hilton Head, USA, April 18-20, 1994.*
- [10] MOSIER G E, HOWARD J M, JOHNSTON J D, *et al.*. The role of integrated modeling in the design and verification of the James Webb space telescope [C]. *Space Systems Engineering and Optical Alignment Mechanisms*, Denver, USA, August, 4-6, 2004.
- [11] NEECK S P, VENATOR TJ, BOLEK J T. Jitter and stability calculation for the ASTER instrument [C]. *Platforms and Systems*, Rome, Italy, September 6, 1994.
- [12] MCMICKELL M B, KREIDER T, HANSEN E, *et al.*. Optical payload isolation using the miniature vibration isolation system [C]. *Industrial and Commercial Applications of Smart Structures Technologies*, San Diego, USA, March 19-20, 2007, 6527:652703.
- [13] 关新,王光远,梁鲁,等. 空间相机低频隔振系统及试验验证[J]. 航天返回与遥感,2011,32(6):53-61.
GUAN X, WANG G Y, LIANG L, *et al.*. Experimental demonstration of a low frequency isolation system for high resolution optical payload [J]. *Spacecraft Recovery and Remote Sensing*, 2011, 32(6):53-61. (in Chinese)
- [14] 陈艳秋,郭宝亭,朱梓根. 金属橡胶减振垫刚度特性及本构关系研究[J]. 航空动力学报,2002,4:416-420.
CHEN Y Q, GUO B T, ZHU Z G. The investiga-

- tion of the stiffness characteristics and the stress-strain relation of metal rubber[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2002, 4: 416-420. (in Chinese)
- [15] TINKER M L, CUT HINS M A. Damping phenomenon in a wire rope vibration isolator [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1992, 157(1): 7-18.
- [16] KO J M, NI Y Q, TIAN Q L. Hysteretic behavior and empirical modeling of a wire-cable vibration isolator[J]. *The International Journal of Analytical and Experimental Modal Analysis*, 1992, 7(1): 111-127.
- [17] 夏宇宏, 姜洪源, 魏浩东, 等. 金属橡胶隔振器抗冲击性能研究[J]. *振动与冲击*, 2009, 28(1): 72-75+196.
- XIA Y H, JIANG H Y, WEI H D, *et al.*. Shock protection characteristics of metal-rubber isolators [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2009, 28(1): 72-75+196. (in Chinese)
- [18] 许建东, 郭宝亭, 朱梓根, 等. 金属橡胶材料的振动特性[J]. *航空动力学报*, 2004, 19(5): 619-622.
- XU J D, GUO B T, ZHU Z G, *et al.*. The vibration performance of metal-rubber material[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2004, 19(5): 619-622. (in Chinese)
- [19] 李宇明, 郑坚, 白鸿柏. 金属橡胶材料的动态力学模型[J]. *材料研究学报*, 2003, 17(5): 500-504.
- LI Y M, ZHENG J, BAI H B. Dynamic mechanics model of metal-rubber materials[J]. *Chinese Journal of Materials Research*, 2003, 17(5): 499-504. (in Chinese)
- [20] 陈秀娟. 实用噪声和振动控制[M]. 北京: 化学工业出版社, 1996.
- CHEN X J. *Practical Noise and Vibration Control* [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 1996. (in Chinese)
- [21] 赵国伟, 李德勇, 陈勇. 金属橡胶隔振系统动刚度及减振效能分析[J]. *振动与冲击*, 2014, 33(22): 193-197.
- ZHAO G W, LI D Y, CHEN Y. Dynamic stiffness and vibration reduction efficiency of metal rubber [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2014, 33(22): 193-197. (in Chinese)

作者简介:



王忠素(1977—),女,黑龙江双城人,副研究员,硕士生导师,2007年于中国科学院大学获得硕士学位,现为中国科学院大学在读博士,主要从事空间相机结构分析与优化,力学试验工作。E-mail: :sabina_wzs@aliyun.com

导师简介:



吴清文(1968—),四川简阳人,1991年、1994年于哈尔滨工业大学分别获得工学学士学位和工学硕士学位,1997年于中国科学院长春光学精密机械研究所获得工学博士学位,研究方向:空间机器人总体技术、航天飞行器环境工程。E-mail: wuqw@ciomp.ac.cn