

文章编号 1004-924X(2013)05-1174-09

空间飞行器用金属橡胶减振器

付密果¹, 刘源^{2*}, 崔敏亮³, 曹鸣¹

- (1. 湖北航天技术研究院 总体设计所, 湖北 武汉 430048;
2. 哈尔滨工业大学 航天学院, 黑龙江 哈尔滨 150001;
3. 三江集团重型工程装备设计所, 湖北 武汉 430040)

摘要:考虑金属橡胶减振材料的优越性,设计了采用金属橡胶作减震器的减振方案用于空间飞行器仪器安装板的整体减振。建立了金属橡胶减振器的力学模型,确定了金属橡胶减振垫的结构设计参数及性能参数,并对采用整体减振设计的仪器安装板进行了数学仿真分析。最后,设计了仪器安装板的地面振动实验并进行了振动实验考核。实验结果表明,仿真分析结果与地面实验验证结果基本一致,刚度满足设计要求。相比于刚性连接形式,采用金属橡胶减振器进行整体减振后,在 300 Hz 以上测量点的振动响应幅值大大衰减;在 300 Hz 以下测量点的随机响应均方根值衰减量不低于 56.5%,达到了减振设计效果。

关键词:飞行器设计;金属橡胶减振器;仪器安装板;整体减振

中图分类号:V416.2 **文献标识码:**A **doi:**10.3788/OPE.20132105.1174

Metal-rubber vibration absorber for aircraft

FU Mi-guo¹, LIU Yuan^{2*}, CUI Min-liang³, CAO Ming¹

- (1. Graduate School of Hubei Aerospace Technology Academe, Wuhan 430048, China;
 2. School of Astronautics, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China;
 3. Heavy Industry Equipment Design Institute, SANJIANG Group, Wuhan 430040, China)
- * Corresponding author, E-mail: liuyuan_hit@hit.edu.cn

Abstract: With the advantages of metal rubber materials in vibration damping, a vibration damping plan based on a metal-rubber vibration absorber was proposed to damp the vibration for the integrated instrument installation plate of a aircraft. A mechanical model of the metal-rubber vibration absorber was established and the design and performance parameters of the metal damping pad structure were designed. Then the instrument installation plate designed with integrated vibration damping method was simulated. At last, a ground vibration experiment was designed to test the vibration of the instrument installation plate. The results show that the analysis results are in agreement with ground experiment ones basically, and the stiffness meets the design requirements. Furthermore, with the integrated vibration damping by the metal-rubber vibration absorber, the random vibration amplitudes of

收稿日期:2012-12-03;修订日期:2013-01-31.

基金项目:国家自然科学基金资助项目(No. 60704020);中国博士后科学基金资助项目(No. 2012M510971);黑龙江省博士后基金资助项目(No. LBH-Z11185);中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(No. HIT.NSRIF.2014027)

the measuring points on the plate has a remarkable energy attenuation above 300 Hz and the random response mean square root attenuation is no less than 56.5% below 300 Hz as comparing to the instrument installation plate with a rigid connection.

Key words: aircraft design; metal-rubber vibration absorber; instrument installation plate; integrated vibration damping

1 引言

空间飞行器发射时所遭受的恶劣振动环境,极易损伤产品结构和影响单机工作性能。为了保证飞行器的安全性,各种单机设备在条件允许的情况下一般均进行减振。减振方案分为单机分别减振和飞行器若干结构整体减振。单机分别减振会大大增加飞行器的重量进而增加发射成本^[1-3]。根据国内外的研究和应用成果,采用减振器对主要集成安装结构进行整体减振和隔振是解决该问题的最佳选择^[4-6]。

早期的减振器材料主要为橡胶及其合成物,但是,这些减振器材料具有诸多缺点。相比于传统橡胶,金属橡胶可承受高低温作用、耐腐蚀、太空环境中不易挥发,能适应空间飞行器的恶劣环境;其性能稳定、不易老化,可以避免空间飞行器贮存期间频繁更换减振器以及因拆装引起的状态改变,节省了人力与维护经费,提高了系统的可靠性与维修性^[7]。20世纪50年代末,自美国U2侦察机采用由金属橡胶制成的构件进行结构减振以来,金属橡胶被逐步应用到航空航天领域^[8]。俄罗斯利用金属橡胶技术解决了很多国防和航空航天领域的疑难问题,在金属橡胶技术方面的研究水平居世界前列。其战略导弹在10年存储期内无需检验可以随时发射,金属橡胶构件被誉为推动俄罗斯国防和航空航天技术进步的功勋元件。

我国在金属橡胶技术方面的研究起步较晚,且大多集中于理论研究。目前,国内针对金属橡胶减振器的主要研究包括以下几个方面:建立理论研究体系;在实验基础上建立干摩擦阻尼特性的理论模型;通过实验研究工艺参数对减振性能的影响;制备工艺研究;质量检测与使用寿命测试;抗冲击能力测试等。其中,李宇燕、黄协清等以多孔材料理论为基础,干摩擦非线性理论为依据,结合小曲梁模型建立了金属橡胶材料的非线性

本构关系,通过力-位移关系实验得到了非线性本构关系模型中的各项系数值、材料密度、材料形状因子三者之间的变化关系式^[9];王凤鸣、唐伟等通过实验与理论相结合的方法,提出基于迟滞回线拟合分解的高次弹性复合阻尼模型,并根据实验数据对其中的参数进行了辨识^[10];王光远、郑钢铁等依据动力学实验的结果,采用频域参数识别方法建立了金属橡胶的动力学模型,较好地描述了金属橡胶的频域特性^[11]。

国内仅有少数几个研究机构在开展理论研究的同时进行了金属橡胶的设计制造工作。其中,北京强度环境研究所成功研制了某型号惯性复合基座金属橡胶减振器,在国内首次成功应用于导弹惯导系统;哈尔滨工业大学将金属橡胶减振器首次用于月球着陆器原理样机中,开展了高低温性能实验研究^[12]。

本文针对某空间飞行器仪器安装板,设计了采用金属橡胶进行整体减振的结构减振方案。确定了金属橡胶减振器的结构设计参数及性能参数,并进行了数学仿真分析。最后,设计仪器安装板的地面振动实验方案,对仪器安装板进行随机振动实验和正弦振动实验考核。实验结果表明,测量点的振动响应结果与设计分析结果一致,刚度满足设计要求,减振效果明显。

2 金属橡胶减振器力学模型

金属橡胶减振器的实验建模表明^[13-14],金属橡胶材料是一种非线性干摩擦阻尼材料,它不仅具有双折线泛函本构关系,而且记忆恢复力中含有很大成分的三次非线性。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,金属橡胶减振器的力学模型如图1所示。

令集中质量为 m ,配重位移(隔振系统输出位移)为 $e(t)$,基础激励 $u(t) = u_0 \cos(\omega t)$ 。由图1

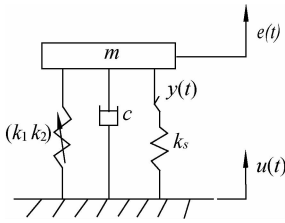


图 1 金属橡胶减振器的力学模型

Fig. 1 Mechanical model of metal-rubber vibration absorber

可知,集中质量 m 受惯性力、激励力、弹性恢复力、干摩擦力和阻尼力的作用,可得系统在简谐激励下振动响应的动力学微分方程为:

$$m\ddot{e} + c(\dot{e} - \dot{u}) + k_1(e - u) + k_3(e - u)^3 + y(t) = 0. \quad (1)$$

令 $x(t) = e(t) - u(t)$, 方程可变为:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + k_1x + k_3x^3 + y(t) = mu_0\omega^2 \cos(\omega t). \quad (2)$$

当基础激励的激励力最大幅值为常值 A 时, $A = mu_0\omega^2$, 微分方程可表示为:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + k_1x + k_3x^3 + y(t) = A\cos(\omega t). \quad (3)$$

与线性减振方程的不同之处在于多了三次非线性成分和双折线的本构关系。式中: c 为阻尼系数; k_1 为线性刚度; k_3 为三次非线性系数, k_s 为滑移前的线性刚度; A 为激励力幅值; ω 为激励频率; $y(t)$ 为金属橡胶变形过程中的干摩擦力, 其位移-力的滞迟关系见图 2。

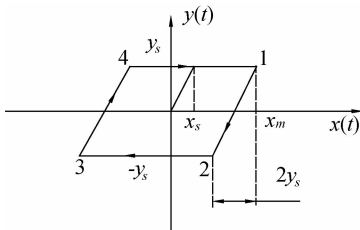


图 2 双折线本构关系

Fig. 2 Two snap stress-strain relation

图 2 中, y_s 为干摩擦非线性减振器环节滑移后的恢复力; x_s 为滑移极限; $k_s = y_s/x_s$ 。干摩擦阻尼力在一个周期内不是常数, 而是非线性的。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。

3 仪器板整体减振方案设计

3.1 设计研究对象及设计要求

设计对象为某空间飞行器的一部分, 飞行器的有效载荷和部分单机集成安装在一块圆形仪器安装板上。仪器安装板(含其上安装设备)的总质量为 175 kg, 圆板直径为 940 mm。仪器安装板与被连接主结构的最小距离不大于 15 mm。经整体减振后, 结构一阶频率应为 60~80 Hz。

相对于其它减振设计, 此仪器安装板的整体减振设计还需满足以下要求:

(1) 多向减振。整体减振装置需要同时在 3 个平动方向上降低振动载荷。

(2) 不能显著降低侧倾刚度。由于发射空间的限制, 此型号空间飞行器为细长体, 若大幅降低侧倾刚度, 会在有效载荷顶端产生较大的横向位移, 导致有效载荷顶部与整流罩发生碰撞。

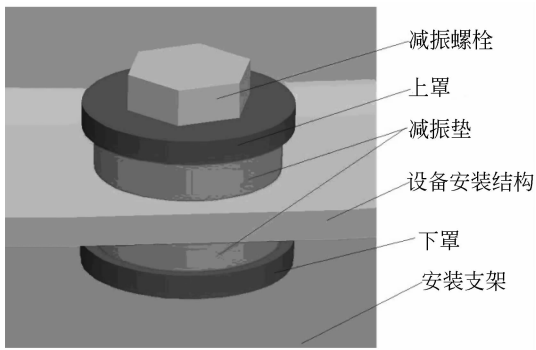
(3) 满足空间环境设计要求。由于减振装置为在轨飞行器结构的一部分, 减振器设计需满足空间环境要求, 如电磁辐射强度、空气洁净度、真空环境等。

3.2 金属橡胶减振器设计方案

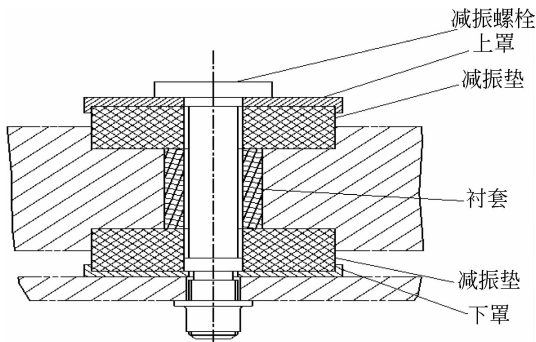
因运载火箭和设计理念的不同, 曾出现过各种各样的整体减振装置, 其中以 Stewart 平台最为常见, 它是美国学者 Stewart 在 1965 年设计 6 自由度飞行模拟器时提出的, 具有设计简单、承载能力大、精度高、所需元件最少等优点^[15]。但是, 如果一个作动器失效, 就会发生灾难性的后果, 同时, 如果进行解耦控制, 平台需要具有特殊的构型, 而且还要求平台上载荷的质心位置必须位于平台台面的中心, 这无疑给实际工程应用特别是航天应用带来了困难。

借鉴 Stewart 平台的设计思想, 在给定的空间限制条件下, 设计在仪器安装板环向均匀布置 8 个如图 3 所示减振结构的被动隔振方案。相比于 Stewart 平台, 设计的整体减振结构增加了 2 个冗余的减振环节, 但具有更高的可靠性和更高的承载能力。同时, 该整体减振设计仅要求载荷的质心位于平台的主轴线上。

单个的金属橡胶减振垫结构采用了上下组合的形式, 上下减振材料在结构刚度上为并联关系, 但飞行中的轴向过载只作用于下减振材料。图 3



(a) 减振垫结构
(a) Damping pad structure



(b) 连接剖面图
(b) Connection profile

图 3 减振结构安装示意图

Fig. 3 Construction plans of metal damping pad

中的减振垫在 3 个平动方向都可以约束仪器安装板运动,兼有弹簧和阻尼的功能。整个仪器安装板“悬浮”在 8 个减振结构中,整体减振结构在 3 个方向均可起到减振作用。通过合理选择减振垫的面积和厚度以及 8 个减振装置的分布直径,可以为载荷安装板上的设备提供良好的动力学环

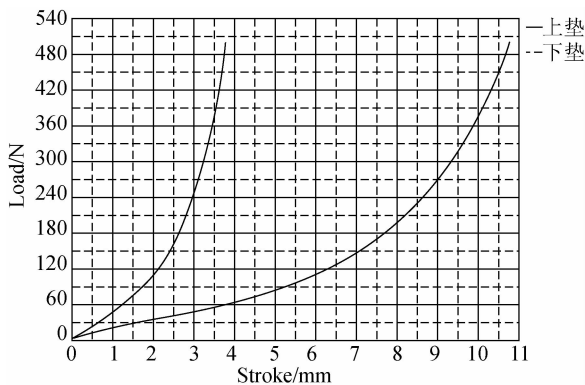


图 4 金属减振垫载荷-位移曲线

Fig. 4 Load-displacement curves of metal damping pad

境,同时,可满足对侧倾刚度的要求。

结合实际结构形式,通过多轮的优化设计及实验,确定金属减振垫的金属丝直径为 0.15 mm,金属减振垫的直径为 $\varphi 50$ mm,上下减振的厚度分别为 25 和 15 mm,密度为 1.4 g/cm^3 ,压缩量为 30%,此时,金属减振垫的阻尼比为 0.06~0.1,上垫、下垫的刚度由如图 4 所示的曲线确定。

4 数学仿真分析

减振结构有限元模型一般可采用全实体模型,能全面反映减振结构的性能,但由于减振结构尺寸小,采用实体建模会导致模型增大过多,给研究工作带来不便。建立满足工程需要的简化减振结构有限元模型进行分析,阻尼材料部分简化为并联的 1D 单元,定义等效的弹簧刚度和阻尼系数,阻尼模型为 Kelvin-Voigt 模型,在频域分析中可以获得较高的分析精度。

在通用有限元软件 MSC/NASTRAN 中,用于频响分析的阻尼设置分为三种模式,即系统阻尼、结构阻尼和材料阻尼。其中,材料阻尼是最基本的阻尼形式,存在于各种材料中,反映材料本身所具有的阻尼特性。三种阻尼中,材料阻尼对频响分析结果影响较大,所以,有限元分析中重点考虑材料阻尼,同时考虑另外两种阻尼的影响。

4.1 仪器安装板建模

仪器安装板使用 MSC 公司的 Patran 前后处理软件进行建模,如图 5 所示。

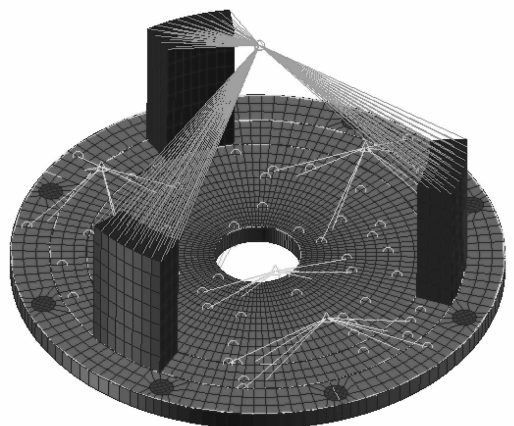


图 5 仪器安装板有限元模型

Fig. 5 Finite element models of instrument installation plate

各单机通过 4 点或 6 点与安装板相连,有限元模型中单机简化为质量点,与安装板上 4 或 6 个安装点处的节点通过 MPC 刚性连接。减振结构位于安装板周边,所有减振点由上下减振结构组成,各减振结构分别由 8 个弹簧并联而成。

4.2 模态分析

主要进行了仪器安装板分别在刚性连接和金属橡胶减振器连接情况下的模态分析,两种情况下安装板的前 4 阶特征频率如表 1 所示。其中, f_3 为轴向特征频率。图 6 为仪器安装板采用金属橡胶减振器减振时的一阶模态。

由表 1 可知,仪器安装板在金属橡胶减振器连接状态下的固有模式频率低于刚性连接状态下的固有频率,但轴向一阶频率高于 60 Hz,满足设计要求。

表 1 前 4 阶模态计算结果

Tab. 1 Calculation results of the first four modals

特征频率	刚性连接状态	金属橡胶减振垫状态
f_1	76.506	34.415
f_2	83.819	36.898
f_3	101.95	65.903
f_4	111.15	72.212

(Hz)



图 6 仪器安装板采用金属橡胶减振器减振时的一阶模态
Fig. 6 First mode of instrument installation plate with metal-rubber vibration absorber

4.3 随机响应分析

分别选择刚性连接状态、金属橡胶减振器连接状态进行随机响应分析。随机响应输入谱见图 7,总均方根值为 $6.1g$ 。

随机响应典型位置标记如图 8 所示。其中, A 点为 3 个盒形支撑上的单机质量点, B 点、C 点

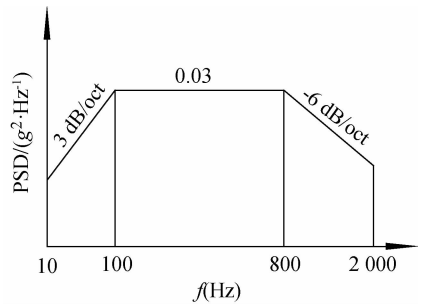


图 7 随机响应分析输入谱

Fig. 7 Input spectral curve for random response analysis

为支撑外侧上、下两点, D 点、E 点分别为安装板上外侧、内侧两单机质量点。各测量点在两种连接状态下的随机响应总均方根值如表 2 所示。A 点、B 点和 C 点在两种连接状态下的随机响应分别如图 9、图 10 所示(由于计算取样点较少,致使计算结果中的峰值频率与实际相比会略有偏差)。

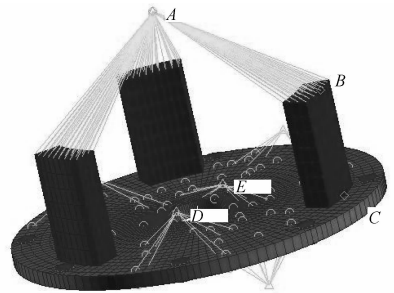


图 8 仪器安装板典型位置

Fig. 8 Typical positions on instrument installation plate

表 2 随机响应总均方根值

Tab. 2 Total root mean square of random response

典型位置\状态	刚性垫	金属橡胶减振垫
点 A	16.55	6.25
点 B	8.05	3.05
点 C	6.97	3.16
点 D	6.15	2.27
点 E	9.87	5.95

(g)

由随机响应分析结果可以得出结论:与刚性连接状态相比,金属橡胶减振器连接状态下安装板上各点的响应均有大幅下降,特别是 300 Hz 以

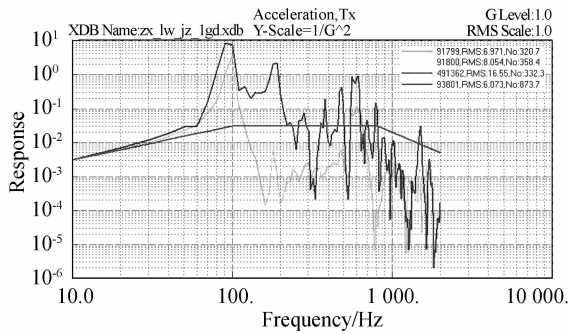


图 9 刚性连接状态下 A 点、B 点和 C 点随机响应
Fig. 9 Random responses of point A, B and C under rigid connection

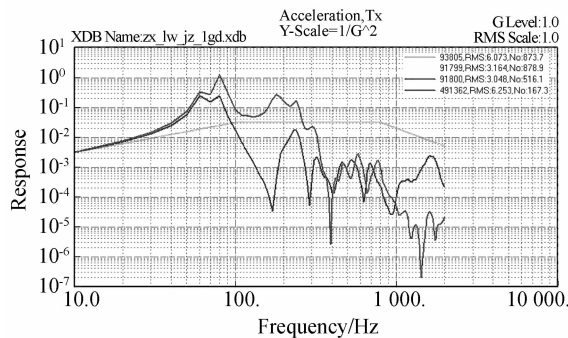


图 10 减振器连接状态下 A 点、B 点和 C 点随机响应
Fig. 10 Random responses of the point A, point B and point C under absorber connection

上的频段响应降低明显。

5 振动实验

由仿真计算结果分析可知,周边均布的 8 个减振结构受载不均匀,同时,减振结构的剪切刚度在计算中并没有特别考虑,因而,需要进行地面实验进一步验证。振动试验系统工作原理如图 11 所示,现场照片如图 12 所示。

由于实验条件限制,本次轴向振动实验不考虑飞行过载,主承力件为真实产品,主要单机为配重件,实验中进行振动响应测量。实验条件包括随机振动和正弦振动实验条件。正弦振动控制谱见图 13。

分别进行刚性连接状态和金属橡胶减振器连接状态下的仪器安装板振动实验,部分测点的振

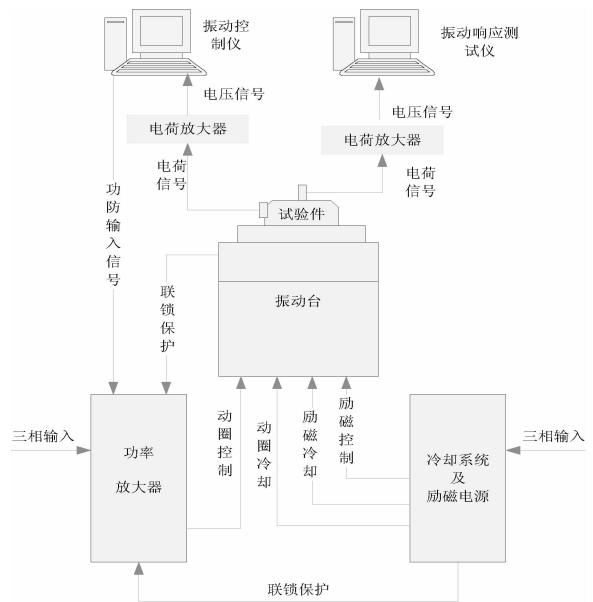


图 11 振动试验系统工作示意图
Fig. 11 Schematic diagram of vibration test system



图 12 现场照片
Fig. 12 Scene photos

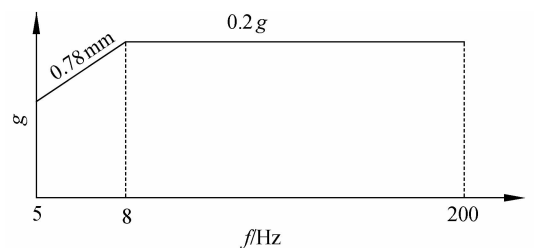


图 13 正弦振动控制谱
Fig. 13 Control spectrum curve for sine vibration

动响应量级和特征频率统计如表 3 所示。金属橡胶减振器减振状态下的正弦振动测量曲线如图 14 所示。

表 3 各状态振动响应统计

Tab. 3 Vibration response statistics of each state

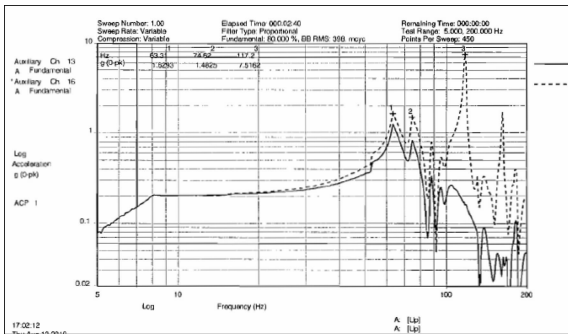
实验状态	测点序号	测试通道	随机振动		正弦振动	
			均方根值/g	峰值/g	频率/Hz	峰值/g
刚性连接	A	16	16.2	2.74	100	
	B	13	7.49	1.84	100	
	C	10	6.72	1.73	100	
减振器连接	A	16	6.82	1.53	63.3	
	B	13	3.03	1.15	63.3	
	C	10	2.92	1.08	63.3	

对实验结果进行分析可知:在刚性连接状态和金属橡胶减振器连接状态下,仪器安装板及减振系统的轴向一阶频率分别约为 100 和 63 Hz,与仿真分析结果相比分别偏低约 2 和 2.5 Hz,主要原因为仿真分析模型与实际产品结构间存在差异。考察各测量点的振动响应特性,相比于刚性连接形式,采用金属橡胶进行整体减振后,系统谐振点附近的幅值衰减约 35%;考察各测量点的随机振动响应,相比于刚性连接形式,采用金属橡胶进行整体减振后,300 Hz 以上频段,各测点的振动响应幅值大大衰减;300 Hz 以下各测点的振动响应幅值有不同程度的衰减,3 个测量点随机响应的均方根值衰减量不低于 56.5%,达到了减振设计效果。

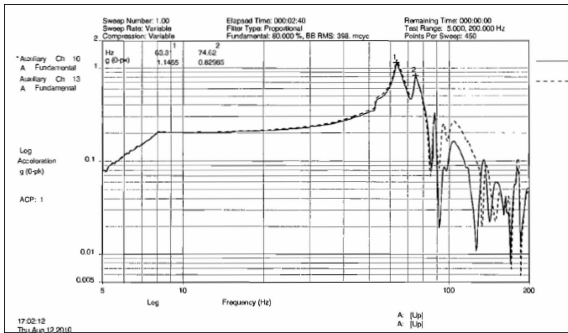
6 结 论

金属橡胶减振材料其具有的耐极限温度性能好、太空环境不易挥发等优点,是空间飞行器仪器安装板减振器的优选材料。本文通过数学建模、有限元分析计算和地面实验验证确定了整体减振方案及减振器相关参数。仿真分析结果与地面实验结果基本一致,金属橡胶减振器刚度满足设计要求。相比于刚性连接形式,采用金属橡胶进行整体减振后,300 Hz 以上频段各测点的振动响应幅值大大衰减;300 Hz 以下各测点的振动响应幅值有不同程度的衰减,3 个测量点随机响应均方根值衰减量不低于 56.5%,达到了减振设计效果。

所设计的金属橡胶减振器可用于解决某型号飞行器仪器安装板整体减振方面的工程问题。该金属橡胶减振器设计、分析及实验方法可供类似减振设计参考。



(a)A# 和 B# 测点 (A#---线, B#—实线)
(a)Measuring points A# and B# (dashed line for point A# and solid line for point B#)



(b)B# 和 C# 测点 (B#---线, C#—实线)
(b)Measuring points B# and C# (dashed line for point B# and solid line for point C#)

图 14 金属橡胶减振器减振状态下的正弦振动测量曲线
Fig. 14 Measure curves of sine vibration with metal-rubber vibration absorber

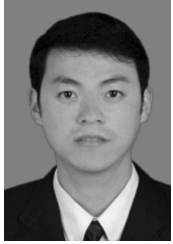
参考文献:

- [1] 宁大勇,高云国,刘稀凤. 基于高精度位移传感器的减振平台[J]. 光学精密工程, 2010, 18(3), 646-652.
NING D Y, GAO Y G, LIU X F. Vibration isolation platform base on high accurate displacement sensors [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2010, 18(3), 646-652. (in Chinese)
- [2] 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)
- [3] 刘彦,谭久彬,王雷. 差动电磁作动器的超大型光学仪器隔振基础的主动控制机理[J]. 光学精密工程, 2007, 15(10): 1602-1608.
LIU Y, TAN J B, WANG L. Control mechanism based on differential electromagnet actuator for a room-sized optical instrument vibration isolation foundation [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2007, 15(10): 1602-1608. (in Chinese)
- [4] 韩诚山,李祥之,文明. 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, 9(19), 2086-2091.
HAN CH SH, LI X ZH, WEN M. Vibration compensation of satellite platform [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2011, 9(19): 2086-2091. (in Chinese)
- [5] 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)
- [6] 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.
- [7] 金属橡胶构件的设计[M]. 李中鄂译. 北京: 国防工业出版社, 2000.
The design of metallic rubber component [M]. LI ZH Y, transhted. Beijing: National Defence Industry Press, 2000. (in Chinese)
- [8] 李中鄂,卢正人. 航天器用新型金属橡胶减振器[J]. 上海航天, 2005, 5: 58-61.
LI ZH Y, LU ZH R. New all-metal damper for spacecraft [J]. *Aerospace Shanghai*, 2005, 5: 58-61. (in Chinese)
- [9] 李宇燕,黄协清. 密度和形状因子变化时金属橡胶材料的本构关系[J]. 航空学报, 2008, 29(4): 1084-1090.
LI Y Y, HUANG X Q. Constitutive relation for metal-rubber with different density and shape factor [J]. *Acta Aeronautica Et Astronautica Sinica*, 2008, 29(4): 1084-1090. (in Chinese)
- [10] 王凤鸣,唐伟,毛志俊,等. 基于位移加载控制的金属橡胶弹性元件实验建模研究[J]. 新技术新工艺, 2010, 7: 83-86.
WANG F M, TANG W, MAO ZH J, *et al.*. Test modeling research on mental rubber elastic element based on displacement control [J]. *New Technology & New Process*, 2010, 7: 83-86. (in Chinese)
- [11] 王光远,郑钢铁,韩湖. 金属橡胶动力学建模的频域方法[J]. 宇航学报, 2008, 19(2): 500-504.
WANG G Y, ZHENG G T, HAN CH. Dynamic modeling method of metallic rubbers in frequency domain [J]. *Journal of Astronautics*, 2008, 19(2): 500-504. (in Chinese)
- [12] 王少纯,邓宗全,高海波,等. 月球着陆器用金属橡胶胶高温力学性能试验研究[J]. 航空材料学报, 2004, 24(2): 27-31.
WANG SH CH, DENG Z Q, GAO H B, *et al.*. Experimental investigation on mechanical property of metal rubber used in lunar lander in high or low temperature [J]. *Journal of Aeronautical Materials*, 2004, 24(2): 27-31. (in Chinese)
- [13] 黄协清,张铁山,张俊华. 金属橡胶材料隔振特性研究[J]. 机械科学与技术, 2000, 19(6): 977-980.
HUANG X Q, ZHANG T SH, ZHANG J CH. Research on vibration isolation characteristics of metal rubber [J]. *Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering*, 2000, 19(6): 977-980. (in Chinese)
- [14] 李中鄂,卢正人. 金属橡胶减振器组合刚度特性研究[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2005, 37(10): 1327-1329.
LI ZH Y, LU ZH R. Research on combined stiffness characteristic of metal rubber damper [J]. *Journal of Harbin Institute of Technology*, 2005, 37(10): 1327-1329. (in Chinese)

- [15] 正钢铁, 王晓雷, 杨庆俊. 卫星整体主动隔振研究 [J]. 动力学振动与控制新进展, 2006, 7: 87-100. ZHENG G T, WANG X L, YANG Q J. Research

on Whole-satellite active vibration isolation [J]. *Review of Dynamic Vibration and Control*, 2006, 7: 87-100. (in Chinese)

作者简介:



付密果(1984—), 男, 安徽亳州人, 硕士, 2008 年于吉林大学获得硕士学位, 主要从事导弹和固体火箭环境设计方面的研究。E-mail: baiyang6638488@163.com



刘源(1981—), 男, 山东新泰人, 博士后, 讲师, 2007 年、2010 年于哈尔滨工业大学分别获得硕士、博士学位, 主要从事飞行器多学科集成设计及优化、飞行器虚拟试验系统研究。E-mail: liuyuan_hit@hit.edu.cn



崔敏亮(1975—), 男, 山西晋城人, 硕士, 高级工程师, 1997 年于哈尔滨工业大学获得学士学位, 2012 年于国防科技大学获得硕士学位, 主要从事导弹和固体火箭总体和环境设计研究。E-mail: Cuichenyu_1011@sina.com



曹鸣(1983—), 男, 湖北黄冈人, 硕士, 工程师, 2007 年于华中科技大学获得硕士学位, 主要从事导弹与固体火箭结构仿真分析工作。E-mail: caoming112233@gmail.com

(版权所有 未经许可 不得转载)