

六维扰动力模拟器结构设计及仿真实验研究*

RESEARCH ON STRUCTURE DESIGN AND SIMULATION TEST OF SIX-DIMENSIONAL DISTURBANCE FORCE SIMULATOR

林 诺^{**1,2} 王忠素^{***1} 贺 帅¹ 夏明一¹ 赵亚平^{1,2} 徐振邦¹

(1. 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所, 长春 130033)

(2. 中国科学院大学, 北京 100049)

LIN Nuo^{1,2} WANG ZhongSu¹ HE Shuai¹ XIA MingYi¹ ZHAO YaPing^{1,2} XU ZhenBang¹

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

(2. University of the Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

摘要 为研究卫星平台微振动特性及微振动对空间载荷的影响,设计一种用于模拟空间微振动的实验设备——六维扰动力模拟器。首先进行六维扰动力模拟器理论建模分析;其次进行单轴激励器及六维扰动力模拟器结构设计和有限元仿真分析;最后进行单轴激励器模态测试和模拟器扰动力实验测试。结果表明:单轴激励器模态测试结果与有限元仿真分析结果误差不超过 2.5%;六维扰动力模拟器实验测试结果与扰动力理论分析结果的误差在 5%以内,六维扰动力模拟器满足设计要求。

关键词 空间微振动 单轴激励器 结构设计 有限元仿真分析

中图分类号 TH212 TH213.3

Abstract In order to study the micro-vibration characteristics of satellite platform and the effect of micro-vibration on the payload in space, a six-dimensional disturbance force simulator is designed to simulate the micro-vibration in space. First, the theoretical modeling analysis of the six-dimensional disturbance force simulator was performed. Secondly, the structure design of the uniaxial actuator and simulator model were performed and the finite element simulation analysis was applied on the models. Finally, the uniaxial actuator modal test was carried out and the simulator perturbation force experiment was performed. The results show that the error between the modal test results and finite element simulation analysis results of the single axis actuator does not exceed 2.46%; the error between the experimental results of the six-dimensional disturbance force simulator and the results of the disturbance force theoretical analysis is within 5%. Therefore, the six-dimensional disturbance force simulator meets the design requirements.

Key words Spatial micro-vibration; Single-axis exciter; Structural design; Finite element simulation analysis

Corresponding author: LIN Nuo, E-mail: 782467330@qq.com, Fax: +86-431-86708131

The project supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 11672290, 51705083), and the Jilin Scientific and Technological Development Program (No. 20160520074JH).

Manuscript received 20180428, in revised form 20180612.

引言

高分辨率光学遥感器具有十分重要的商业及军事价值,一直是各国关注的重点技术^[1],但空间飞行器上的各种扰动会给高分辨率光学遥感器的成像质量带来严重影响。因此,要想进一步提高空间遥感器的观

测性能,必须开展空间遥感器对卫星平台微振动环境适应性方面的研究工作。空间微振动主要由设备工作时产生,典型的振动源包括太阳帆板驱动机构、姿态调整机构、冷却机构、生保系统(空间站)等等。这些振动具有分布频带宽、振动形式多样等特点^[2-5]。微振动对一般精度要求不高的设备不会造成很大影响,但大

* 20180428 初稿, 20180612 修改稿。国家自然科学基金项目(11672290, 51705083), 吉林省科技发展计划项目(20160520074JH) 资助。

** 林 诺, 女, 1993 年 9 月生, 吉林省吉林市人, 长春光学精密机械与物理研究所硕士研究生, 主要从事微振动模拟器结构设计及仿真分析。

*** 王忠素, 女, 1977 年生, 黑龙江双城人, 长春光学精密机械与物理研究所副研究员, 硕士生导师, 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。

型空间望远镜的焦距大,分辨率要求高,即使微小的振动也会导致后端焦平面的像点移动超过允许范围,造成图像模糊,成像质量下降。

国外在微振动试验领域开展了很多尝试^[6-8],我国主要是针对微振动源或微振动结构传递开展了相关试验^[9-12],尚未系统全面地开展微振动试验。国外于 20 世纪 80 年代开始关注卫星平台微振动环境,并开展了相关的研究工作。Eyerman C E 等对航天器微振动的扰动源进行了全面的总结,认为航天器最大的扰动源是反作用飞轮扰动和热抖动^[13]。Melody 利用单个反作用飞轮扰动实验数据建立了反作用轮组的随机扰动模型。NASA (National Aeronautics and Space Administration) 和德国航天局合作,利用德国的 Astro-Spas 小卫星平台进行了两次航天器在轨微振动环境实验,获取了在轨航天器结构的微动力特性^[14-16]。目前,国外关于微振动的研究工作已经相对成熟,并且能够应用到卫星微振动环境的模拟中,而国内的研究主要集中在理论建模仿真,还尚未形成统一的微振动实验验证方法。

现阶段,微振动环境的模拟通常采用陀螺、反作用飞轮等真实的扰动设备。利用该种方式模拟微振动,经济成本高昂且只能提供单一的扰动源,而实际微振动测试时扰动设备有多个,故无法有效考核不同振动量级下载荷的性能变化。而采用电磁式或机械式激励器模拟微振动环境,就能很好地解决这些问题。韩国 Lee K I 等对此已有研究^[17-18],但其仅能提供三个维度的扰动源。本文设计了一种六维扰动力模拟器,每个维度的扰动力由一个单轴电磁激励器提供。该扰动力模拟器能提供多种类型的扰动源,只要将真实的扰动实验数据作为电磁激励器的输入来激励卫星平台,便可提供真实的微振动环境。

本文设计了一种用于模拟空间微振动的实验设备—六维扰动力模拟器。首先建立了六维扰动力模拟器的理论分析模型;然后详述了六维扰动力模拟器的结构设计,并对其进行有限元仿真分析;最后设计相应的实验测试系统,对六维扰动力模拟器进行了实验研究,以验证本文设计及仿真分析的有效性。

1 六维扰动力模拟器理论分析

本文设计的新型六维扰动力模拟器由六个单轴激励器构成,每个单轴激励器提供一个方向的自由度,通过六个单轴激励器的协同配合,实现六个方向扰动力的模拟。图 1a 为单轴激励器原理简图,图 1b 为单轴激励器整机安装位置示意图。下文将分别展开介绍单轴激励器以及六维扰动力模拟器的理论分析模型。

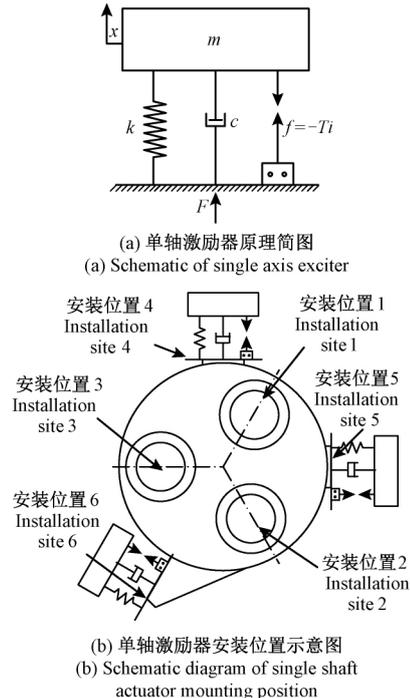


图 1 单轴激励器原理简图及整机原理图

Fig.1 Schematic of single axis exciter and whole machine

1.1 单轴激励器理论建模

单轴激励器的原理图如图 1a 所示, F 为作用于安装面处的反作用力, f 为电磁激励器的作用力, T 为定值, i 为电磁激励器线圈中的电流, k 为电磁激励器的刚度, c 为电磁激励器的阻尼, m 为电磁激励器的移动质量。根据图示的受力分析可得

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = Ti \tag{1}$$

由拉普拉斯变换可得

$$x = \frac{Ti}{ms^2 + cs + k} \tag{2}$$

安装面处产生的反作用力为

$$F = -ms^2x = \frac{-ms^2Ti}{ms^2 + cs + k} \tag{3}$$

又有

$$w_p = \sqrt{\frac{k}{m}}, \xi_p = \frac{c}{2mw_p} \tag{4}$$

结合式(3)与式(4),可得反作用力 F 与电磁激励力 f 之间的关系

$$\frac{F}{f} = \frac{F}{Ti} = \frac{-s^2}{s^2 + 2\xi_p\omega_p s + \omega_p^2} \tag{5}$$

式中 ω_p 为电磁激励器的自振圆频率; ξ_p 为电磁激励器的阻尼比

由此可得到单轴激励器提供的扰动力与安装面处产生的反作用力之间的关系。

1.2 六维扰动力模拟器控制理论建模

建立六维扰动力模拟器整体坐标系,如图 2 所示。

图中坐标系原点 o 与六维扰动力模拟器中心位置重合且与单轴激励器 4、5 与 6 在同一平面, x 轴方向为原点指向单轴激励器 5 的方向, y 轴方向为原点指向单轴激励器 4 的方向, z 轴方向为原点指向垂直于 xoy 的平面的方向。

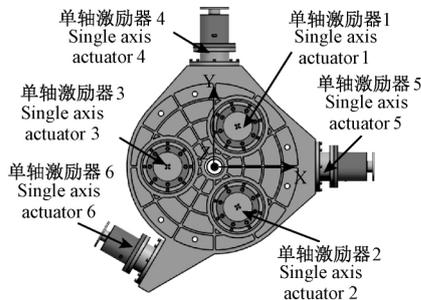


图2 六维扰动力模拟器整机示意图

Fig.2 The schematic of the six-dimensional disturbance force simulator

将原点 o 指向各安装位置中心点处的矢量称为矢径, 记为

$$\mathbf{r}_i = (x_i \ y_i \ z_i)^T \quad i = 1 \ 2 \ 3 \ 4 \ 5 \ 6 \quad (6)$$

设六个单轴激励器在中心处产生扰动力分别为 $F_1, F_2, F_3, F_4, F_5, F_6$ 。

$$\mathbf{F}_i = [0 \ 0 \ f_i]^T \quad i = 1 \ 2 \ 3 \quad (7)$$

$$\mathbf{F}_4 = [0 \ f_4 \ 0]^T \quad \mathbf{F}_5 = [0 \ f_5 \ 0]^T \quad (8)$$

$$\mathbf{F}_6 = \left[-\frac{\sqrt{3}}{2}f_6 \ \frac{1}{2}f_6 \ 0 \right]^T \quad (9)$$

其中 $f_1, f_2, f_3, f_4, f_5, f_6$ 分别表示六个单轴模拟器主动提供的扰动力的大小。将六个单轴激励器产生的扰动力, 运用力系等效原理的方法将各扰动力等效至原点的力和力矩。由式(6)和式(7)可得安装位置 1、2、3 处扰动力等效至原点中心的力和力矩

$$\begin{cases} \mathbf{F}_{oi} = \mathbf{F}_i = [0 \ 0 \ f_i]^T \\ \mathbf{M}_{oi} = \mathbf{r}_i \times \mathbf{F}_i = [y_i \ -x_i \ 0]^T f_i \end{cases} \quad i = 1 \ 2 \ 3 \quad (10)$$

由式(6)和式(8)可得安装位置 4、5 处扰动力等效至原点中心的力和力矩

$$\begin{cases} \mathbf{F}_{o4} = \mathbf{F}_4 = [0 \ f_4 \ 0]^T \\ \mathbf{M}_{o4} = \mathbf{r}_4 \times \mathbf{F}_4 = [0 \ 0 \ 0]^T \end{cases} \quad (11)$$

$$\begin{cases} \mathbf{F}_{o5} = \mathbf{F}_5 = [f_5 \ 0 \ 0]^T \\ \mathbf{M}_{o5} = \mathbf{r}_5 \times \mathbf{F}_5 = [0 \ 0 \ 0]^T \end{cases} \quad (12)$$

由式(6)和式(9)可得安装位置 6 处扰动力等效至原点中心的力和力矩

$$\begin{cases} \mathbf{F}_{o6} = \mathbf{F}_6 = \left[-\frac{\sqrt{3}}{2} \ \frac{1}{2} \ 0 \right]^T f_6 \\ \mathbf{M}_{o6} = \mathbf{r}_6 \times \mathbf{F}_6 = \left[-\frac{1}{2}z_6 \ -\frac{\sqrt{3}}{2}z_6 \ \frac{1}{2}x_6 + \frac{\sqrt{3}}{2}y_6 \right]^T f_6 \end{cases} \quad (13)$$

模拟器平台中心处产生的总扰动力为

$$\mathbf{F}_o = \mathbf{F}_1 + \mathbf{F}_2 + \dots + \mathbf{F}_6$$

即

$$\mathbf{F}_o = \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ f_4 \\ f_5 \\ f_6 \end{bmatrix} \quad (14)$$

同样, 我们可以整理得到模拟器平台中心处产生的力矩为

$$\mathbf{M}_o = \begin{bmatrix} y_1 & y_2 & y_3 & 0 & 0 & \frac{1}{2}z_6 \\ -x_1 & -x_2 & -x_3 & 0 & 0 & -\frac{\sqrt{3}}{2}z_6 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2}x_6 + \frac{\sqrt{3}}{2}y_6 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ f_4 \\ f_5 \\ f_6 \end{bmatrix} \quad (15)$$

如图 2 所示, 单轴激励器 5, 可实现 X 向移动自由度; 单轴激励器 4, 可实现 Y 向移动自由度; 单轴激励器 1、2、3 均可实现 Z 向移动自由度; 同时驱动单轴激励器 1 和 2, 可实现 X 向旋转自由度; 同时驱动单轴激励器 1、2、3, 可实现 Y 向旋转自由度; 单轴激励器 6, 可实现 Z 向旋转自由度。以上是六维扰动力模拟器控制的理论模型, 六个单轴激励器分别提供扰动力, 运用力系等效原理便可求出原点中心处产生的扰动力的大小及其力矩, 由此便可模拟真实的微振动环境。

2 结构设计及仿真分析

2.1 单轴激励器结构设计及仿真分析

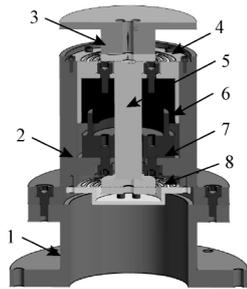
由于单轴激励器只提供轴向自由度, 故要求其轴向频率低, 其他方向的频率要远高于轴向频率。据此设计单轴激励器结构, 如图 3 所示。套筒起支撑结构的作用; 音圈电机提供驱动力; 电机轴与两个弹簧片起轴向定位的作用; 底座与整机平台连接。

单轴激励器基频主要取决于弹簧片刚度, 利用有限元方法, 确定弹簧片构型及大小, 弹簧片材料采用皮铜合金, 直径为 $\Phi 68$ mm, 厚度为 0.3 mm。图 4 为单轴激励器一阶模态云图, 单轴激励器基频为 30.725 Hz, 振型沿轴向移动。

2.2 模拟器安装平台结构设计及仿真分析

模拟器安装平台提供六个单轴激励器的安装位置, 从而实现单维和多维自由度的构建。

基于实际工程应用需求, 整机安装平台需满足相



1.底座; 2.套筒; 3.端盖; 4.弹簧片; 5.电机轴; 6.电机动子; 7.电机定子; 8.弹簧片
1.Base support; 2.Sleeve; 3.End cover; 4.Leaf spring; 5. Motor shaft; 6.Motor mover; 7.Motor stator; 8.Leaf spring

图 3 单轴激励器结构图

Fig.3 Single-axis exciter structure diagram

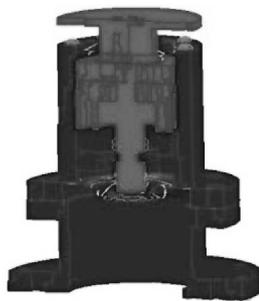


图 4 单轴激励器一阶模态振形云图

Fig.4 The 1st mode cloud of single-axis exciter

应设计指标: 每个单轴激励器可单独作用,也可与其他单轴激励器同时作用; 结构刚度高,基频大于 300 Hz; 质量小于 50 kg。平台材料选用 7A09 铝合金,对结构进行优化设计,最终确定其结构形式见图 5。平台质量为 35.08 kg。

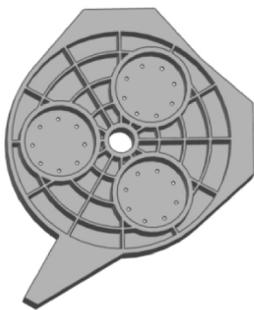


图 5 平台结构图

Fig.5 Platform structure diagram

对平台进行仿真分析,前 3 阶模态结果见表 1 模态云图见图 6。

表 1 平台约束模态分析结果

Tab.1 Platform constraint modal analysis results

阶数 Order	1	2	3
示意图	846.74 Hz	917.00 Hz	994.91 Hz
(Diagram)	图 6a	图 6b	图 6c

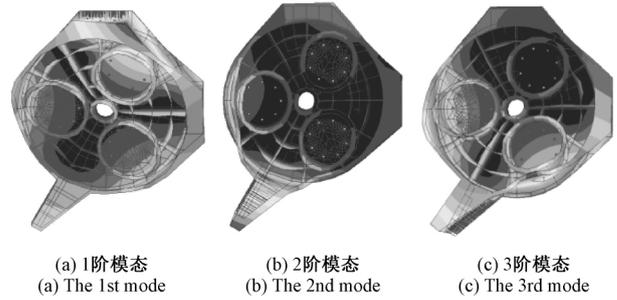


图 6 平台前 3 阶模态振型示意图

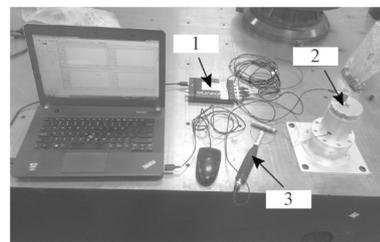
Fig.6 The diagram of the first 3 order mode of the platform

从表 1 中看到,一阶频率为 846.74 Hz,大于 300 Hz。满足设计要求。

3 六维扰动力模拟器实验验证

3.1 单轴激励器模态测试

为测试单轴激励器的基频,搭建如图 7 所示测试系统。用激励锤的软锤头部位作为激励装置,敲击单轴激励器的端盖以提供激励力;在单轴激励器端盖位置粘贴 PCB 三向加速度传感器(PCB356B18,灵敏度系数:1 000 mV/g),可测单轴激励器的振动加速度;用型号为 Data Physics 的 SignalCalc ACE 动态信号分析仪及其配套的 SignalCalc 软件,绘制出激励器加速度振动响应,以此分析出单轴激励器的动力学参数。



1.动态信号分析仪; 2.加速度传感器; 3.力锤
1.Dynamic signal analyzer 2.Acceleration sensor 3.Force hammer

图 7 单轴激励器基频测试系统图

Fig.7 Single-axis exciter base frequency test system diagram

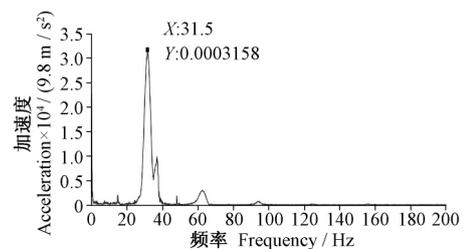


图 8 实验频谱曲线

Fig.8 Experimental spectrum curve

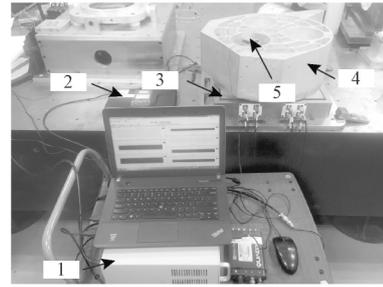
将测得的数据导入 Matlab 中进行数据处理,绘出其频谱曲线,如图 8 所示。由图 8 可知,单轴激励器的基频为 31.5 Hz,与仿真分析结果误差为 2.46%。该

单轴激励器样机的结构设计达到了预期目标。

3.2 六维扰动力模拟器扰动力测试实验

为了验证扰动力模拟平台结构的及其理论模型的准确性,对该模拟器进行了扰动力实验测试。

扰动力测试系统如图9所示。利用上位机分别对位置1到6施加不同频率下的激励力,并通过测力平台得到各频率下的扰动力模拟器安装界面处的扰动力大小。通过数据采集与分析系统将数据点拟合成曲线,与理论建模曲线进行对比,见图10。从图10中看到,实验数据和理论数据吻合度很好,其中, Y 方向相对误差最大,为2.5%,可能由于工装 Y 向结构耦合明显,但仍在合理范围之内。结果表明该六维扰动力模拟器满足设计要求。



1.功率放大器;2.频率信号分析仪;3.扰动力测试平台;4.模拟器整机;5.单轴激励器

1. Power amplifier; 2. Frequency signal analyzer; 3. Power test platform; 4. Simulator; 5. Single-axis exciter

图9 扰动力测试系统图

Fig.9 Disturbance testing system

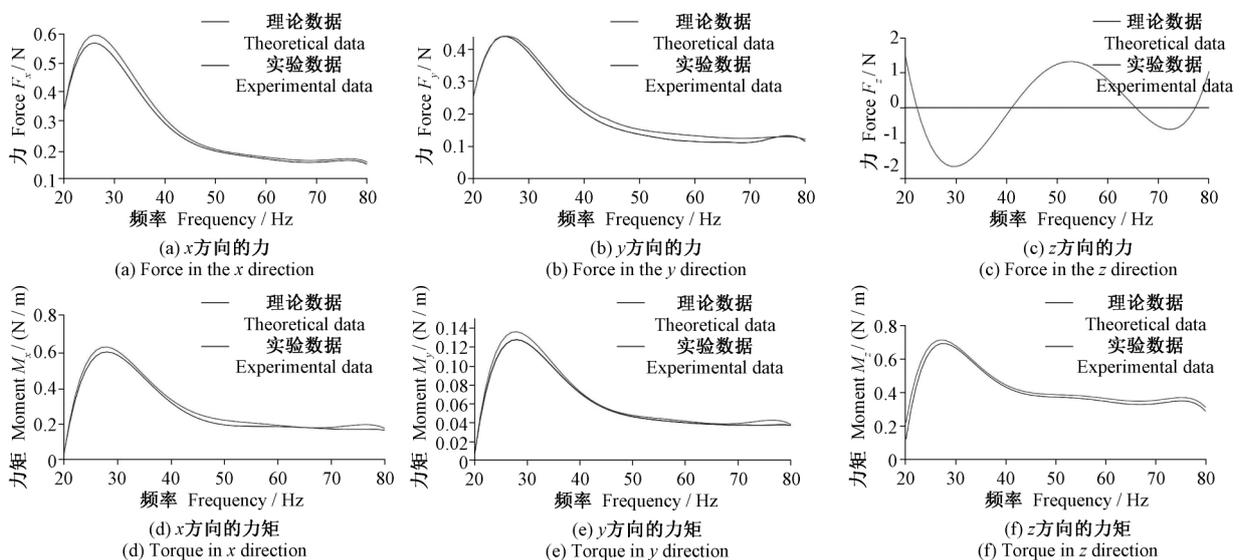


图10 扰动力理论建模结果与测试实验结果对比图

Fig.10 Comparison between theoretical modeling results of the disturbance force and test results

4 结论

本文设计了一种用于模拟空间微振动的实验设备——六维扰动力模拟器。模拟卫星平台与载荷安装界面的微振动环境,其在振动自由度、振动频谱以及振动量级上能够有效复现卫星平台的微振动特点,这也为进一步开展面向微振动对遥感器成像质量影响的研究解决了一项关键技术。

通过对六维扰动力模拟器进行有限元仿真分析及实验测试分析得到以下结论:

1) 该六维扰动力模拟器单轴激励器基频设计合理,实验测试结果与仿真分析结果误差不超过2.5%。

2) 六维扰动力模拟器扰动力测试结果表明,整体结构设计合理,理论分析结果与实验测试结果的误差在5%以内。

本产品为自研产品,能够有效提高我所在航天微振动领域的研究实力及我国航天有效载荷的发展水平。

参考文献(References)

- [1] Oegerle W R, Feinberg L D, Purves L R, et al. ATLAST-9.2m: a large-aperture deployable space telescope [J]. Proc Spie, 2010, 7731(2): 52-56.
- [2] 杨剑锋,徐振邦,吴清文,等.空间光学载荷六维隔振系统的设计[J].光学精密工程,2015,23(5):1347-1357.
YANG JianFeng, XU ZhenBang, WU QingWen, et al. Design of six dimensional vibration isolation system for space optical payload [J]. Optics and Precision Engineering, 2015, 23(5): 1347-1357 (In Chinese).
- [3] 王红娟,王炜,王欣,等.航天器微振动对空间相机成像质量的影响[J].光子学报,2013,42(10):1212-1217.

- WANG HongJuan , WANG Wei , WANG Xin , et al. Influence of micro vibration of spacecraft on image quality of space camera [J]. Acta Photonica Sinica 2013 , 42(10) : 1212-1217(In Chinese) .
- [4] 张振华 杨 雷 庞世伟. 高精度航天器微振动力学环境分析 [J]. 航天器环境工程 2009 26(6) : 528-534.
ZHANG ZhenHua , YANG Lei , PANG ShiWei. Analysis of micro vibration dynamic environment of high precision spacecraf [J]. Spacecraft Environment Engineering , 2009 , 26 (6) : 528-534 (In Chinese) .
- [5] 夏明一 秦 超 贺 帅. 航天器 6 维微振动力测试系统的设计与试验 [J]. 江苏大学学报(自然科学版) 2017 38(1) : 56-61.
XIA MingYi , QIN Chao , HE Shuai. Design and experiment of a six-dimension microvibration force test system for spacecraft [J]. Journal of Jiangsu University(Natural Science Edition) 2017 , 38(1) : 56-61 (In Chinese) .
- [6] Boerner P , Edwards C , Lemen J , et al. Initial calibration of the atmospheric imaging assembly , (AIA) on the solar dynamics observatory , (SDO) [J]. Solar Physics , 2012 , 275(1/2) : 41-66.
- [7] Zhang Z , Aglietti G S , Page B H L. Microvibration modelling and testing of a satellite reaction wheel assembly [C]// 2012: 775-785.
- [8] Morio Toyoshima , Takashi Jono , Nohubiro Takahashi , et al. Transfer function of microvibrational disturbances on a satellite [C]//21st AIAA International Communications Satellite Systems Conference (ICSSC) and Exhibit. Yokohama , Japan , 2003.
- [9] 王 杰 赵寿根 吴大方 等. 微振动隔振器动态阻尼系数的测试方法 [J]. 航空学报 , 2014 , 35(2) : 237-247.
WANG Jie , ZHAO ShuoGen , WU DaFang , et al. A test method of dynamic damping coefficient of micro-vibration isolators [J]. Acta Aeronautica ET Astronautica Sinica 2014 , 35(2) : 237-247(In Chinese) .
- [10] 雷军刚 赵 伟 程玉峰. 一次卫星微振动情况的地面测量试验 [J]. 真空与低温 , 2008 , 14(2) : 95-98.
LEI JunGang , ZHAO Wei , CHENGYuFeng. A micro-vibration measurement of one satellite on the ground [J]. Vacuum and Cryogenics , 2008 , 14(2) : 95-98(In Chinese) .
- [11] 潘大虎 , 吴清文 , 刘宏伟 等. 航天相机主镜组件随机振动仿真分析 [J]. 机械强度 , 2011 , 33(2) : 290-295.
- PAN DaHu , WU QingWen , LIU HongWei , et al. Simulation and analysis of the random vibration of the main mirror component of a space camera [J]. Journal of Mechanical Strength , 2011 , 33(2) : 290-295(In Chinese) .
- [12] 孙虎儿 , 苏 飞 , 陈 勇 等. 基于陀螺效应转子动不平衡横向-轴向耦合振动分析 [J]. 机械强度 , 2014(3) : 325-329.
SUN HuEr , SU Fei , CHEN Yong , et al. Lateral axial coupling vibration analysis of rotor dynamic imbalance based on gyroscopic effect [J]. Journal of Mechanical Strength , 2014 (3) : 325-329 (In Chinese) .
- [13] Eyerman C E. A systems engineering approach to disturbance minimization for spacecraft utilizing controlled structures technology [D]. [Master Degree] Massachusetts Institute of Technology , 1991.
- [14] Yu Yang , Xu Zhen-bang , Wu Qing-wen , et al. Kinematic analysis and testing of a 6-RRRPRR parallel manipulator [J]. ARCHIVE Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C Journal of Mechanical Engineering Science 1989-1996 , 2016 , 231(13) : 203-210.
- [15] 蒋国伟 , 周徐斌 , 申军烽 等. 某卫星微振动建模与仿真 [J]. 航天器环境工程 , 2011 , 28(1) : 36-40
JIANG GuoWei , ZHOU XuBin , SHEN JunFeng , et al. Modeling and simulation of micro-vibration for a satellite [J]. Spacecraft Environment Engineering 2011 , 28(1) : 36-40(In Chinese) .
- [16] 王光远 , 田景峰 , 赵 煜 等. 整星微振动试验方法及关键技术研究 [C]// 高分辨率对地观测学术年会 2014.
WANG GungYuan , TIAN JingFeng , ZHAO Yu , et al. Study on the test method and key technology of the whole star micro vibration [C]// Academic Annual Meeting of High Resolution to Earth Observation 2014(In Chinese) .
- [17] Kim H S , Cho Y M , Lee K I. Robust nonlinear task space control for 6 DOF parallel manipulator [M]. Pergamon Press , Inc. 2005: 1591-1600.
- [18] Dong H K , Kang J Y , Lee K I. Robust tracking control design for a 6 DOF parallel manipulator [J]. Journal of Robotic Systems , 2000 , 17(10) : 527-547.