

文章编号 1004-924X(2015)05-1347-11

空间光学载荷六维隔振系统的设计

杨剑锋^{1,2}, 徐振邦^{1*}, 吴清文¹, 李 义¹, 陈立恒¹, 顾莹迎¹

(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, 北京 100049)

摘要:设计了一种基于 Stewart 构型的隔振系统用于空间光学载荷的在轨隔振并研究了 Stewart 构型的特点。首先, 使用牛顿-欧拉公式建立了隔振系统的理论模型, 根据该模型计算得到了隔振系统刚度、阻尼矩阵及各阶固有频率与主模态的数学解析式。然后, 以缩小隔振系统前六阶固有频率的分布范围为目标, 利用寻优方法优化了隔振系统的几何结构参数, 得到了用于六维被动隔振的最佳构型。最后, 分别使用有限单元法及解析方法对隔振系统进行了模态分析, 得到隔振系统前六阶固有频率, 其理论分析值与有限单元法计算结果的最大误差为 1.51%。为了论证所设计的隔振系统的有效性, 对隔振系统及光学载荷的耦合模型进行了复频响应分析, 得到 3 个平动及 3 个转动方向的复频响应曲线, 结果表明隔振系统能够将各个方向上高于 10 Hz 的振动衰减 90% 以上, 满足隔振要求。

关键词:空间光学载荷; Stewart 平台; 隔振系统; 模态分析; 复频响应

中图分类号: V443.5 **文献标识码:** A **doi:** 10.3788/OPE.20152305.1347

Design of six dimensional vibration isolation system for space optical payload

YANG Jian-feng^{1,2}, XU Zhen-bang^{1*}, WU Qing-wen¹, LI Yi¹, CHEN Li-heng¹, GU Ying-ying¹

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

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

* *Corresponding author, E-mail: xuzhenbang@gmail.com*

Abstract: A novel vibration isolation system based on Stewart platform was designed to attenuate the vibration of space optical payloads, and the general configuration characteristics of the Stewart platform were analyzed. Firstly, the theoretical model of the vibration isolation system was developed through Newton-Euler dynamic approach. On the basis of the model, the closed form formulation was derived to calculate the stiffness matrix, damping matrix, natural frequencies and principal mode shapes of the vibration isolation system. According to the research above, an optimization method was used to optimize the structure parameters and to narrow the distribution range of the first six natural frequencies of the isolation system, then to obtain an optimal configuration of this vibration isolation system. Finally, the finite element method and the analytic method were utilized to analyze the modes

收稿日期: 2014-08-20; 修订日期: 2014-09-27.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (No. 11302222); 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所创新基金资助项目 (No. Y2CX1SS125)

of this vibration isolation system and to obtain the first six natural frequencies of the system. The analysis indicates that the maximum error is 1.51% between the two methods. In order to demonstrate the isolation effect of the vibration isolation system, the complex frequency response was analyzed, and the translation frequency response curves and the rotation frequency response curves were obtained. It is shown that the vibration attenuation rate is more than 90% when the vibration frequency is higher than 10 Hz, which verifies that the vibration isolation system meets all the isolation requirements.

Key words: space optical payload; Stewart platform; vibration isolation system; modal analysis; complex frequency response

1 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^[1-2]。1990年发射的哈勃空间天文望远镜(HST^[3])的稳定指向精度为0.007",而下一代空间望远镜(詹姆斯·韦伯太空望远镜,JSWT^[4])其稳定指向精度已达到了0.004"。空间飞行器在轨飞行期间其上搭载各种运动设施及活动部件^[5],如CMG(调姿陀螺)^[6]、低温制冷器压缩机、太阳帆板转动机构等,会对飞行器产生微小振动,而这些振动会传给光学载荷,进而影响光学系统的成像质量。目前解决这一问题采取的措施是对光学载荷进行隔振。

隔振技术分为主动隔振和被动隔振技术,被动隔振技术具有可靠性高、维护简单、制造成本低等优点被广泛应用于各种航天设备的隔振^[7-9]。1998年美国国家航空航天局(NASA)发射了高级X射线天体物理学设备(AXAF),用于观测超新星和类星体现象,为了保证AXAF的成像质量,霍尼韦尔公司设计了一种被动式隔振器对反作用飞轮进行隔振^[10]。太空干涉仪任务(SIM)使用一种带有约束阻尼层的柔性梁对反作用飞轮及光学载荷进行2级隔振,整体隔振频率为5 Hz^[4]。类地行星搜索者望远镜(TFP)^[11]是SIM的后续项目,同样采用了隔振技术,并且采用了主、被动两种技术方案并行。

Stewart平台因其优越的性能,并且可以实现空间多自由度隔振而常被应用于空间光学设施的隔振。众多学者对Stewart平台基本特性进行了深入研究。Dasgupta^[12]运用牛顿-欧拉方法推导出Stewart平台的完整动力学方程,分析了Stewart平台在外力作用下的受力情况。Koekebakker^[13]运用凯恩方法分析了Stewart的

动力学问题,但只适用于上平台的坐标原点与负载质心重合且惯性张量为对角阵的情况。赵强等人^[14]分析了Stewart平台在预载荷情况下的振动响应。张尧等^[15]人研究了用于对控制力矩陀螺群(CMGs)进行隔振的隔振平台,该隔振平台基于"Cubic"构型,隔振单元件为霍尼韦尔公司生产的D-strut 3参数被动隔振器。基于Stewart平台设计的隔振系统也可主动隔振,且所采用的构型基本都是由Gough^[16]于1962年提出的"Cubic"构型,利用"Cubic"构型可以实现Stewart平台3个平动方向的解耦^[17],这对于主动隔振是非常有利的。

基于Stewart平台的隔振系统的设计优化主要包括平台的整体构型优化及隔振杆的参数优化两方面内容。目前针对隔振系统的优化设计,主要集中在提高隔振系统单元杆件的性能上^[15],关于隔振频率的分布范围及隔振系统的构型对隔振效果影响方面的研究较少,本文针对此项内容开展工作。分析了Stewart一般构型的特点,通过建立动力学模型,得到光学载荷质心和上平台不重合时隔振系统的动力学特性的数学解析式;提出以缩小引起共振的频率范围为目标优化隔振系统性能的方法,并得到隔振系统的最佳Stewart构型。分析得到了隔振系统的复频响应曲线,结果显示隔振系统对于10 Hz的振动,衰减就可达90%。对于空间设施上的扰动源,如反作用飞轮等,振动频率一般在20 Hz以上^[18],可以有效抑制安装面传递给光学载荷的振动。

2 六维隔振系统的结构设计及理论研究

2.1 隔振系统的结构形式

用于光学载荷在轨隔振的六维隔振系统主要由上下平台,6个单轴被动式隔振杆及12只柔性

铰链等连接组成。隔振杆工作原理为:当杆受到振动伸缩时,带动波纹管轴向往复运动,引起波纹管腔内腔体积发生变化,压缩腔内的黏性阻尼液,使其流经油孔,从而产生阻尼;同时该阻尼器只提供轴向刚度,其他方向刚度几乎为零。六维隔振系统基于 Stewart 平台的结构形式。Stewart 平台的一般铰接方式为球铰或虎克铰,这两种铰接方式运动副间含有间隙,在精度要求不高的情况下可以采用此种连接方式,但对于精度要求较高的设备,如光学遥感器,其在轨振动较小,振幅为微米量级,这时运动副间的间隙与振动幅值相比处于同一量级或更大,此时液体阻尼器无法发挥作用。为保证隔振系统正常工作,它的 6 个阻尼器与上下平台间的连接均采用柔性铰链连接^[19],光学遥感器及隔振系统整体结构如图 1 所示。

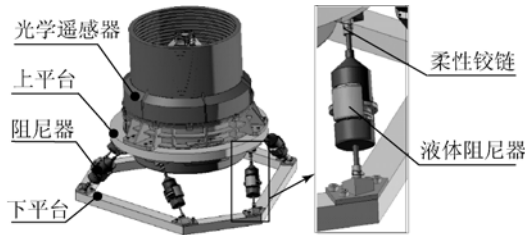


图 1 隔振系统及空间光学遥感器三维模型

Fig. 1 Geometry model of space optical remote sensor and vibration isolation system

2.2 隔振系统的理论模型

2.2.1 广义刚度与阻尼计算

隔振系统构型如图 2 所示,液体阻尼器等效成弹簧与阻尼单元的并联体。建立定坐标系 $B-OXYZ$ 与动坐标系 $P-OXYZ$,其中动、定坐标系分别固定在上、下平台的中心处。动坐标系随上平台运动,动坐标系在定坐标系的位姿用向量 $\mathbf{q} = [\mathbf{t}, \mathbf{q}_p]^T$ 表示, $\mathbf{t} = [x, y, z]^T$ 为动坐标系原点 O_p 在定坐标系中的位置, $\mathbf{q}_p = [\gamma, \beta, \alpha]^T$ 为动坐标在定坐标系中的姿态角。上平台各铰点用 P_i ($i=1\sim 6$)表示,下平台各铰点用 B_i ($i=1\sim 6$)表示。 P_i 在 $P-OXYZ$ 系的坐标为 ${}^P\mathbf{p}_i$,在 $B-OXYZ$ 系的坐标为 ${}^B\mathbf{p}_i$ 。 B_i 在 $B-OXYZ$ 系的坐标为 ${}^B\mathbf{b}_i$ 。上铰圆半径为 R_p ,下铰圆半径为 R_B ,铰点 P_6 与 P_1 的圆心角为 φ (简称上圆心角 φ),铰点 B_6 与 B_1 的圆心角为 θ (简称下圆心角 θ)。

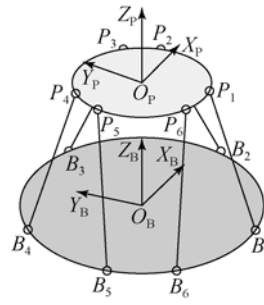


图 2 隔振系统构型简图

Fig. 2 Schematic of vibration isolation system

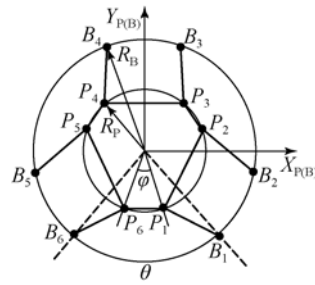


图 3 隔振系统构型俯视图

Fig. 3 Vertical view of vibration isolation system

杆 B_iP_i 在定系中的向量用 ${}^B\mathbf{l}_i$ 表示:

$${}^B\mathbf{l}_i = {}^B\mathbf{t} + {}^B\mathbf{p}_i - {}^B\mathbf{b}_i = {}^B\mathbf{t} + {}^B\mathbf{R} \cdot {}^P\mathbf{p}_i - {}^B\mathbf{b}_i, \quad (1)$$

$${}^B\mathbf{l}_m = \frac{{}^B\mathbf{l}_i}{|{}^B\mathbf{l}_i|} = \frac{{}^B\mathbf{l}_i}{l_i}, \quad (2)$$

其中: ${}^B\mathbf{l}_m$ 为杆在定系中的单位矢量; l_i 为杆的长度 ($i=1\sim 6$); ${}^B\mathbf{R}$ 为坐标变换矩阵:

$${}^B\mathbf{R} = \begin{bmatrix} c\alpha c\beta & c\alpha s\beta s\gamma - s\alpha c\gamma & c\alpha s\beta c\gamma + s\alpha s\gamma \\ s\alpha c\beta & s\alpha s\beta s\gamma + c\alpha c\gamma & s\alpha s\beta c\gamma - c\alpha s\gamma \\ -s\beta & c\beta s\gamma & c\beta c\gamma \end{bmatrix},$$

式中: $s(\cdot) = \sin(\cdot)$, $c(\cdot) = \cos(\cdot)$.

$$\mathbf{l}_i^2 = {}^B\mathbf{l}_i^T \cdot {}^B\mathbf{l}_i. \quad (3)$$

式(3)左右两边同时对时间求导:

$$2l_i \cdot \dot{l}_i = 2 \cdot {}^B\mathbf{l}_i^T \cdot \dot{{}^B\mathbf{l}}_i$$

$$\dot{l}_i = \frac{{}^B\mathbf{l}_i^T}{l_i} \cdot \dot{{}^B\mathbf{l}}_i = {}^B\mathbf{l}_m^T \cdot \dot{{}^B\mathbf{l}}_i =$$

$${}^B\mathbf{l}_m^T ({}^B\dot{\mathbf{l}}_i - {}^B\mathbf{R} \cdot {}^P\mathbf{p}_i \times \boldsymbol{\omega}), \quad (4)$$

式中: $\boldsymbol{\omega}$ 为动坐标系的角速度矢量。

对式(4)化简可得:

$$\dot{l}_i = {}^B\mathbf{l}_m^T \cdot \dot{{}^B\mathbf{l}}_i + ({}^B\mathbf{R} \cdot {}^P\mathbf{p}_i \times {}^B\mathbf{l}_m)^T \cdot \boldsymbol{\omega} =$$

$$[{}^B\mathbf{l}_m^T, ({}^B\mathbf{R} \cdot {}^P\mathbf{p}_i \times {}^B\mathbf{l}_m)^T] \cdot \begin{bmatrix} {}^B\mathbf{t} \\ \boldsymbol{\omega} \end{bmatrix}, \quad (5)$$

$$\dot{\mathbf{L}} = \mathbf{J} \cdot \dot{\mathbf{q}}, \quad (6)$$

式中: $\dot{\mathbf{L}} = [\dot{l}_1, \dot{l}_2, \dot{l}_3, \dot{l}_4, \dot{l}_5, \dot{l}_6]^T$, \mathbf{J} 为雅克比矩阵:

$$\mathbf{J} = \begin{bmatrix} {}^B\mathbf{l}_{n1}^T, ({}^B_P\mathbf{R} \cdot {}^P\mathbf{p}_1 \times {}^B\mathbf{l}_{n1})^T \\ {}^B\mathbf{l}_{n2}^T, ({}^B_P\mathbf{R} \cdot {}^P\mathbf{p}_2 \times {}^B\mathbf{l}_{n2})^T \\ {}^B\mathbf{l}_{n3}^T, ({}^B_P\mathbf{R} \cdot {}^P\mathbf{p}_3 \times {}^B\mathbf{l}_{n3})^T \\ {}^B\mathbf{l}_{n4}^T, ({}^B_P\mathbf{R} \cdot {}^P\mathbf{p}_4 \times {}^B\mathbf{l}_{n4})^T \\ {}^B\mathbf{l}_{n5}^T, ({}^B_P\mathbf{R} \cdot {}^P\mathbf{p}_5 \times {}^B\mathbf{l}_{n5})^T \\ {}^B\mathbf{l}_{n6}^T, ({}^B_P\mathbf{R} \cdot {}^P\mathbf{p}_6 \times {}^B\mathbf{l}_{n6})^T \end{bmatrix}. \quad (7)$$

以上平台为研究对象,当其受外力 \mathbf{F} 作用时,根据虚功原理有:

$$\mathbf{F}^T \cdot \delta\mathbf{q} = \mathbf{f}^T \cdot \delta\mathbf{L}, \quad (8)$$

其中:

$$\mathbf{F} = [F_X, F_Y, F_Z, M_X, M_Y, M_Z]^T,$$

$$\delta\mathbf{q} = [\delta x, \delta y, \delta z, \delta\gamma, \delta\beta, \delta\alpha]^T,$$

$$\mathbf{f}^T = [f_1, f_2, f_3, f_4, f_5, f_6]^T.$$

$f_i (i=1\sim 6)$ 为各杆受到的力:

$$\delta\mathbf{L} = [\delta l_1, \delta l_2, \delta l_3, \delta l_4, \delta l_5, \delta l_6]^T,$$

$$\delta\mathbf{L} = \mathbf{J} \cdot \delta\mathbf{q}. \quad (9)$$

将式(9)代入(8):

$$\mathbf{F} = (\mathbf{f}^T \cdot \mathbf{J})^T = \mathbf{J}^T \cdot \mathbf{f}. \quad (10)$$

当各阻尼器的轴向刚度都为 k 时,可得:

$$f_i = k \cdot \Delta l_i, \quad (11)$$

$$\mathbf{f} = k \cdot \mathbf{J} \cdot \Delta\mathbf{q}. \quad (12)$$

将式(11)代入(9)可得:

$$\mathbf{F} = k \cdot \mathbf{J}^T \cdot \mathbf{J} \cdot \Delta\mathbf{q}, \quad (13)$$

则可以得到隔振系统的广义刚度矩阵 \mathbf{K} :

$$\mathbf{K} = k \cdot \mathbf{J}^T \mathbf{J}. \quad (14)$$

同理可得阻尼的广义阻尼矩阵 \mathbf{C} :

$$\mathbf{C} = c \cdot \mathbf{J}^T \mathbf{J}. \quad (15)$$

2.2.2 动力学方程

研究动平台的动力学问题时,只关心其振动时的频率响应。由于上平台所受到的科氏力及向心力为速度的平方项,在速度较小时,可以忽略不计,同时各阻尼器相对光学载荷的质量较小,也可以忽略,根据牛顿—欧拉公式可以得到上平台在定坐标系中的自由振动微分方程:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\Delta\mathbf{q} = \mathbf{0}, \quad (16)$$

式中:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m\mathbf{E}_3 & m \cdot {}^B_P\mathbf{R} \cdot {}^P\tilde{\mathbf{p}}_c^T \cdot {}^B_P\mathbf{R}^T \\ m \cdot {}^B_P\mathbf{R} \cdot {}^P\tilde{\mathbf{p}}_c \cdot {}^B_P\mathbf{R}^T & {}^B_P\mathbf{R} \cdot {}^P\mathbf{I} \cdot {}^B_P\mathbf{R}^T \end{bmatrix},$$

式中: m 为上平台与负载的总质量; \mathbf{E}_3 为 3 阶单位方阵; ${}^B_P\tilde{\mathbf{p}}_c$ 为上平台与负载的综合质心在动坐

标系中的坐标的反对称方阵; ${}^P\mathbf{I}$ 为上平台与负载在动坐标系中的惯性张量。

若忽略阻尼系数 \mathbf{C} 的影响,可以得到系统作无阻尼自由振动的微分方程:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\Delta\mathbf{q} = \mathbf{0}. \quad (17)$$

在考虑系统的固有振动时,分析的是系统的同步运动,可以假设上平台的运动为:

$$\Delta\mathbf{q} = \Phi f(t), \quad (18)$$

其中: Φ 为常数列向量, $f(t)$ 为表示运动规律的时间函数。

将式(18)代入式(17)后等式两边左乘 Φ^T , 得:

$$\Phi^T \mathbf{M} \Phi \ddot{f}(t) + \Phi^T \mathbf{K} \Phi f(t) = 0, \quad (19)$$

$$\text{即: } -\frac{\ddot{f}(t)}{f(t)} = \frac{\Phi^T \mathbf{K} \Phi}{\Phi^T \mathbf{M} \Phi} = \lambda. \quad (20)$$

$$\text{令: } \lambda = \omega^2. \quad (21)$$

将式(21)代入式(20)中,由于 ω 不为 0, 解得:

$$f(t) = a \sin(\omega t + \varphi). \quad (22)$$

将式(22)代入式(17)解得:

$$(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M}) \Phi = \mathbf{0}. \quad (23)$$

解上述方程即可得到系统的前六阶固有频率及六阶模态。

3 隔振系统的参数分析及优化设计

隔振系统的结构设计基于 Stewart 平台,而 Stewart 平台的几何构型多样,不同的构型得到 Stewart 的广义刚度及广义阻尼系数不同,必须根据载荷的质量及惯性张量设计符合要求的构型。确定 Stewart 构型的几何参数为:上、下铰圆的半径 R_p 、 R_B , 圆心角 φ 、 θ , 上平台相对下平台的位姿 q 。若将 Stewart 平台的所有几何参数都考虑进去进行优化势必会将问题复杂化,甚至无法得出最优解,通过分析可知如果设计基于 Stewart 构型的隔振系统须满足以下要求:

(1) 上平台形状与下平台形状相似,方向相反,即相差 180° , 如图 4 所示;

(2) 上平台与下平台平行且中心点在同一直线上,且垂直于下平台;

(3) 圆心角 θ 的取值为 $(60^\circ, 120^\circ]$, 当 θ 为 60°

时,Stewart 构型奇异,如图 5 所示;

(4)对于确定的负载,上铰圆半径为确定值。

基于以上条件可以将 Stewart 的几何参数减少为 3 个(R_B, θ, H),其中 H 为上平台与下平台的距离。按表 1 给定参数,利用 Matlab 可以得到隔振系统在不同参数值时 6 阶固有频率映射图,如图 5 所示。

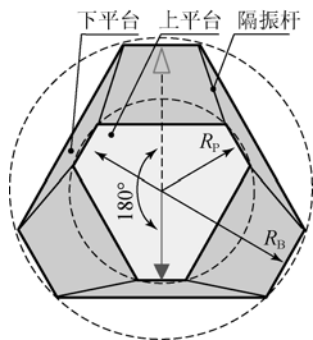


图 4 Stewart 平台俯视图

Fig. 4 Vertical view of Stewart platform

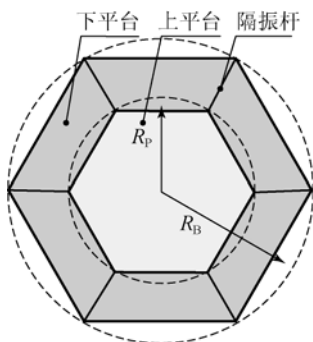


图 5 Stewart 平台构型奇异

Fig. 5 Architecture singularity of Stewart platform

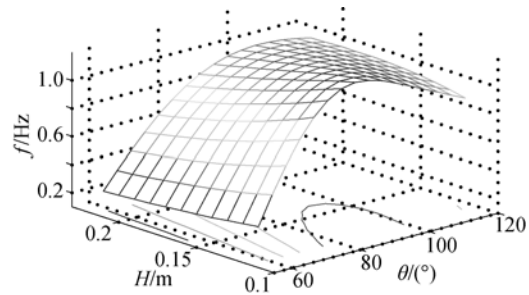
表 1 Stewart 的结构参数

Tab.1 Structural parameters of Stewart

下铰圆	下平台	上平台
半径 R_B /mm	圆心角 $\theta/(\circ)$	高度 H /mm
200	$[65^\circ, 120^\circ]$	$[130, 231]$

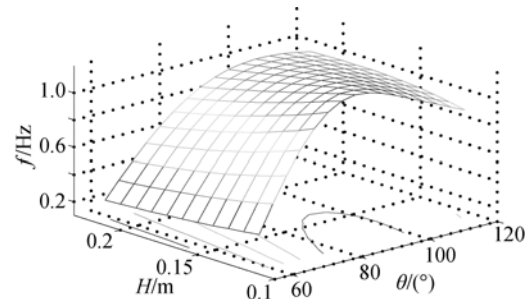
由图 6 可知隔振系统固有频率随下圆心角的增大整体呈增长趋势,但在 80° 左右时呈减小趋势。前三阶固有频率映射图为光滑变化曲面,第四、五阶固有频率映射图的等高线大致为圆弧形曲线。由隔振系统固有频率的映射图可以得到隔

振系统固有频率随参数变化的大致趋势,为隔振系统的设计起到参考作用。



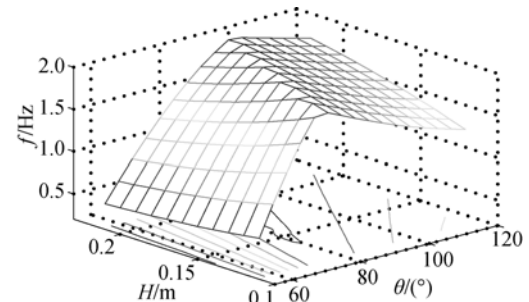
(a)第一阶固有频率

(a) The first natural frequency



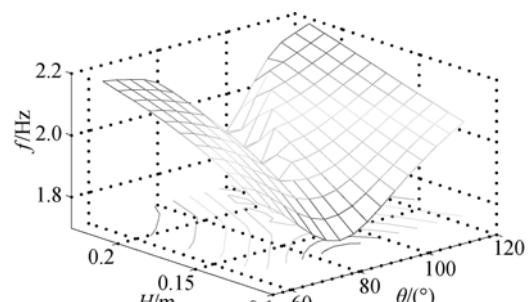
(b)第二阶固有频率

(b) The second natural frequency



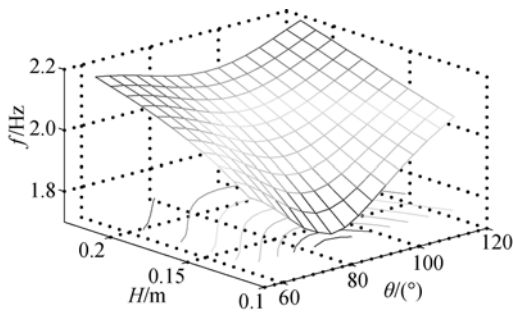
(c)第三阶固有频率

(c) The third natural frequency



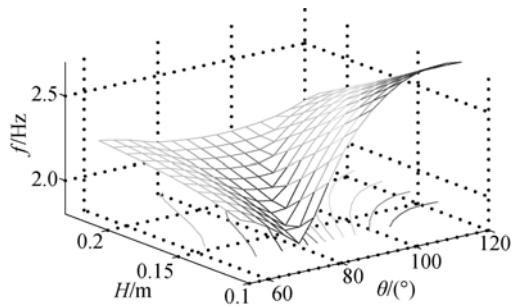
(d)第四阶固有频率

(d) The fourth natural frequency



(e)第五阶固有频率

(e) The fifth natural frequency



(f)第六阶固有频率

(f) The sixth natural frequency

图 6 隔振系统前六阶固有频率映射图

Fig. 6 Natural frequency maps of the first six modes of vibration isolation system

隔振系统前六阶固有频率的分布范围和耦合程度都会影响隔振系统的隔振效果。文献[14]中的“Cubic”构型解耦最好,但也无法实现前六阶振型完全解耦。文献[20]指出,当隔振系统存在耦合振动时,系统的频响曲线会存在多个共振峰值,扩大引起共振的频率范围,从而增加隔振的困难,特别是频率高的共振峰将使频响曲线在高频部分的隔振效果变差。可见减小系统固有频率分布范围,缩小共振响应区,可提高隔振效果。

基于以上原因,本文提出一种优化方法。首先以圆心角 θ 为变量作为最里层循环,得到隔振系统的不同构型,计算不同构型下隔振系统的前六阶固有频率,比较不同构型下第一阶固有频率与第六阶固有频率的比值,比值越大,说明该构型下前六阶固有频率分布范围越小,隔振系统 6 个方向的耦合对隔振效果的影响越小,此时隔振系统的隔振性能就越好,故可将此构型下的参数值保存;然后分别以上平台高度 H 和小铰圆半径作为中间层及最外层循环以相同的寻优方式比较寻优,最后得到隔振

系统的最优构型,优化流程如图 7 所示,隔振系统的最优结构参数如表 2 所示。流程图中下平台圆心角 θ 的变化为 $[65^\circ, 120^\circ]$,上平台高度 H 的变化为 $[0.14 \text{ m}, 0.24 \text{ m}]$,下铰圆半径 R_B 变化为 $[0.178 \text{ m}, 0.278 \text{ m}]$ 。

表 2 隔振系统最优结构参数

Tab. 2 Optimal structural parameters of the vibration isolation system

上平台位姿向量 q	$[0, 0, 0, 0.14 \text{ m}, 0, 0, 0]$
上铰圆半径 R_p	0.178 m
上平台圆心角 φ	38°
下铰圆半径	0.268 m
下平台圆心角 θ	82°

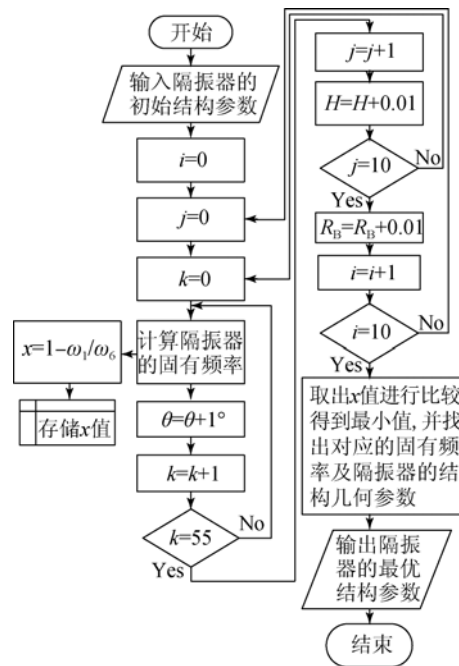


图 7 程序流程图

Fig. 7 Program flow diagram

4 隔振系统固有频率理论分析验证

通过理论分析及参数优化得到隔振的最终构型,并建立出三维模型,如图 1 所示。为进一步验证隔振系统设计的准确性,采用有限单元法对隔振系统及光学载荷进行模态分析,并比较有限单元法分析结果与理论计算值的差别。

对整体模型划分有限元网格时需对部分构件

进行等效处理,柔性铰接利用 MPC(多点约束)模拟,阻尼器利用壳单元等效替代,利用弹簧单元模拟阻尼器的刚度,由于只进行实模态分析,故可忽略阻尼器的阻尼影响因素,得到有限元模型如图 8 所示。利用 Nastran 分析得到的固有频率及通过理论计算得到的结果如表 3,隔振系统的前六阶模态如图 9 所示,理论分析得到的特征向量如表 4 所示。

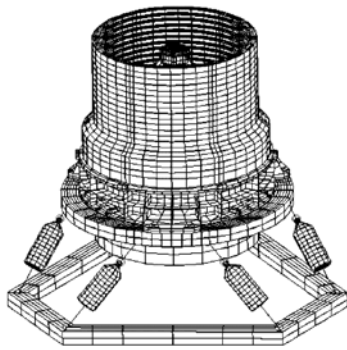


图 8 隔振系统有限元模型

Fig. 8 Finite element model of vibration isolation system

表 3 理论计算和有限元分析结果

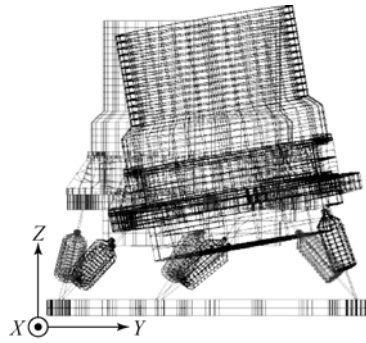
Tab. 3 Results of theoretical calculation and FEM

	理论计算 固有频率/Hz	Nastran 计算 固有频率/Hz	误差/%
第 1 阶	0.931 1	0.921 8	0.10
第 2 阶	0.931 1	0.921 8	0.10
第 3 阶	1.543 0	1.531 4	0.76
第 4 阶	1.543 0	1.531 4	0.76
第 5 阶	1.619 0	1.594 9	1.51
第 6 阶	1.639 0	1.631 1	0.54

表 4 前六阶特征向量

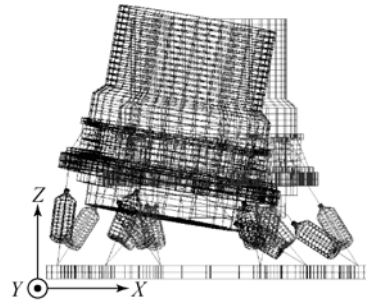
Tab. 4 The first six mode eigenvectors

第 1 阶	第 2 阶	第 3 阶	第 4 阶	第 5 阶	第 6 阶
$\begin{bmatrix} 0 \\ 0.4 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} -0.4 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 0 \\ 0.02 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} -0.02 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1.00 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1.0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$



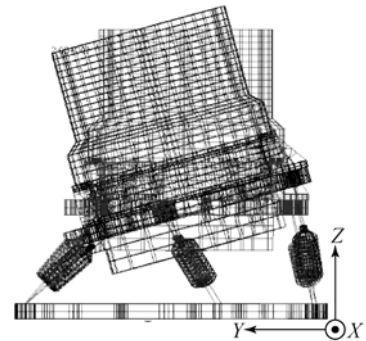
(a)第 1 阶模态 0.9 218 Hz

(a)The first mode at 0.921 8 Hz



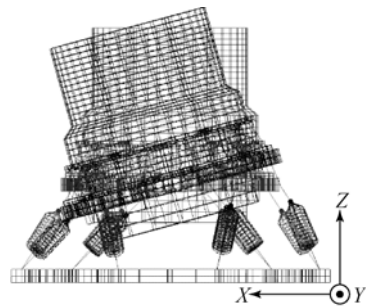
(b)第二阶模态 0.92 Hz

(a)The second mode at 0.92 Hz



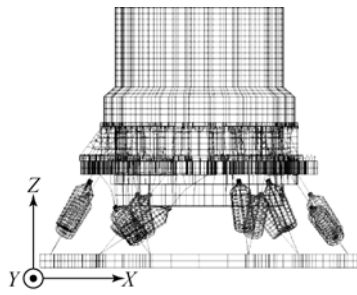
(c)第 3 阶模态 1.53 Hz

(c)The third mode at 1.53 Hz



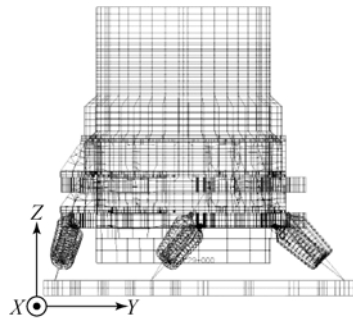
(d)第 4 阶模态 1.53 Hz

(d)The fourth mode at 1.53 Hz



(e) 第 5 阶模态 1.59 Hz

(e) The fifth mode at 1.59 Hz



(f) 第 6 阶模态 1.63 Hz

(f) The sixth mode at 1.63 Hz

图 9 隔振系统前 6 个模态振型图

Fig. 9 Mode shapes of the first six modes of vibration isolation system

由表 3 可知,理论分析得到隔振系统前六阶固有频率与利用有限单元法分析得到的结果接近,最大误差为 1.51%,最小误差为 0.1%。图 8(a)所示隔振系统第 1 阶主模态为 Y 向平动与绕 X 向转动的耦合振动,这与表 4 中理论分析得到的特征向量一致;图 8 中隔振系统第 2、3、4 阶主模态也是平动与转动的复合振动,但第 5、6 阶模态实现了振型解耦,分别绕 z 轴转动和 z 向振动,由表 4 中所示的特征向量也可以得到相同结果。

5 隔振系统振动抑制效果分析

光学载荷受到的微振动主要由安装面处的颤振引起,而隔振系统的作用是隔离安装面处的振动,使其无法传递给光学载荷,从而保证成像质量。用矢量 r 表示下平台的位移运动规律,根据牛顿-欧拉公式可以得到光学载荷在定坐标系中的动力学方程:

$$M\ddot{q} + C(\dot{q} - \dot{r}) + K(\Delta q - r) = 0. \quad (24)$$

通过等式变形可得:

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + K\Delta q = C\dot{r} + Kr. \quad (25)$$

令 $F(t) = C\dot{r} + Kr$, 代入式(25)中:

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + K\Delta q = F(t). \quad (26)$$

对两边作拉普拉斯变换,设初始条件为零,得到:

$$(s^2 M + sC + K)\Delta q(s) = F(s). \quad (27)$$

可以得到其传递函数矩阵:

$$\begin{aligned} G(s) &= (s^2 M + sC + K)^{-1} = \\ &= \Phi \Phi^{-1} (s^2 M + sC + K)^{-1} (\Phi^T)^{-1} \Phi^T = \\ &= \Phi [\Phi^T (s^2 M + sC + K) \Phi]^{-1} \Phi^T = \\ &= \Phi (s^2 M_P + sk^{-1} K_P + K_P)^{-1} \Phi^T = \\ &= \sum_{i=1}^n \phi_i \phi_i^T (M_{P_i} s^2 + ck^{-1} K_{P_i} s + K_{P_i})^{-1}. \end{aligned} \quad (28)$$

式(28)成立的条件是各阶频率互不相等,对于有频率相等的情况,需要对特征向量进行正交化处理。

令 $s = i\omega$, 得到系统的复频响应函数矩阵:

$$\begin{aligned} H(\omega) &= \sum_{i=1}^n \phi_i \phi_i^T (K_{P_i} - \omega^2 M_{P_i} + i\omega ck^{-1} K_{P_i})^{-1} = \\ &= \sum_{i=1}^n \phi_i \phi_i^T \{ K_{P_i} [1 - \omega^2 (\omega_i^{-1})^2 + i\omega ck^{-1}] \}^{-1}. \end{aligned} \quad (29)$$

故可得:

$$\Delta q = H(\omega) \cdot F(t) = H(\omega) \cdot (C\dot{r} + Kr). \quad (30)$$

设:

$$\begin{aligned} r &= [B_1, B_2, B_3, B_4, B_5, B_6]^T \cdot \sin(\omega t) = \\ &= B \cdot \sin(\omega t), \end{aligned} \quad (31)$$

则:

$$\begin{aligned} \dot{r} &= [B_1, B_2, B_3, B_4, B_5, B_6]^T \omega \cdot \cos(\omega t) = \\ &= B\omega \cdot \cos(\omega t), \end{aligned} \quad (32)$$

式中: $B_i (i=1 \sim 6)$ 为下平台在定坐标系中绕各坐标轴作简谐运动的幅值。

将式(31)、(32)代入式(30)并化简得:

$$\begin{aligned} \Delta q &= H(\omega) \cdot (CB\omega \cos(\omega t) + KB \sin(\omega t)) = \\ &= H(\omega) \cdot (C\omega \cos(\omega t) + K \sin(\omega t)) \cdot B. \end{aligned} \quad (33)$$

令:

$$T(\omega) = H(\omega) \cdot (C\omega \cos(\omega t) + K \sin(\omega t)),$$

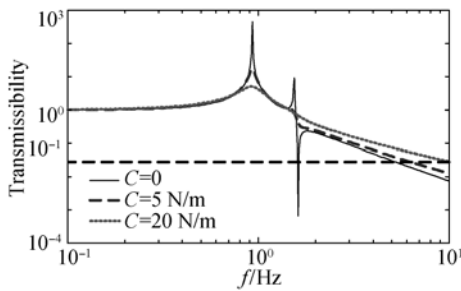
则:

$$\Delta q = T(\omega) \cdot B. \quad (34)$$

分析式(34)可知 $T(\omega)$ 为 6 阶复数矩阵, B 为 6 维列向量, Δq 为 6 维复数列向量。

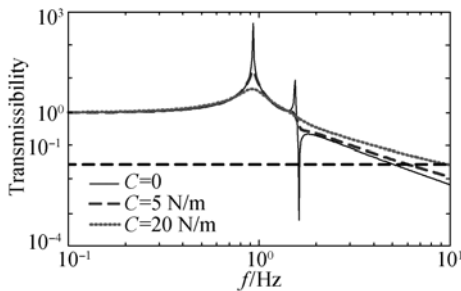
当下平台只有 X 向单位平移位移时,可以得

到光学载荷的 X 向平动的频率响应曲线,同理可以得到另外 2 个平动方向及 3 个转动方向的频响曲线。当阻尼器的黏性阻尼系数取不同值时,利用 Matlab 计算得到隔振系统在 6 个不同方向的复频响应曲线,如图 10 所示。



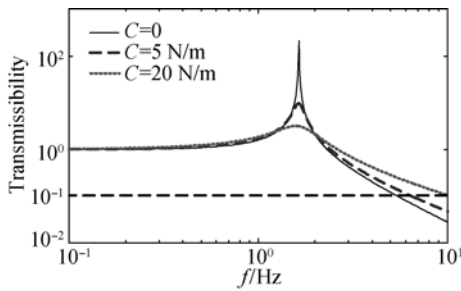
(a) X 向平动频响曲线

(a) Translation frequency response curves in X-direction



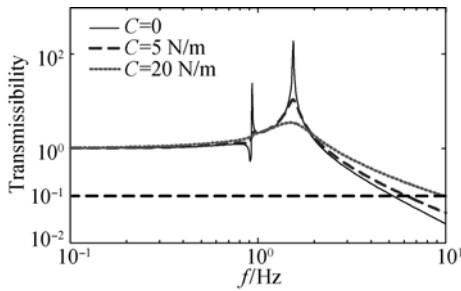
(b) Y 向平动频响曲线

(b) Translation frequency response curves in Y-direction



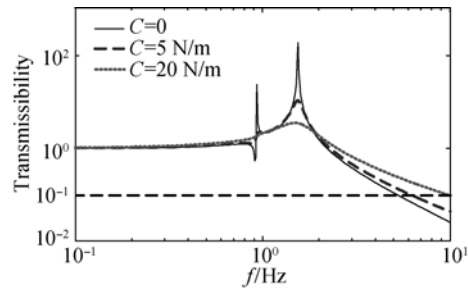
(c) Z 向平动频响曲线

(c) Translation frequency response curves in Z-direction



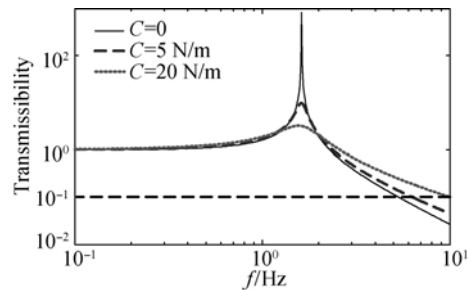
(d) X 向转动频响曲线

(d) Rotation frequency response curves in X-direction



(e) Y 向转动频响曲线

(e) Rotation frequency response curves in Y-direction



(f) Z 向转动频响曲线

(f) Rotation frequency response curves in Z-direction

图 10 隔振系统复频响应曲线

Fig. 10 Complex frequency response curves of vibration isolation system

由图 10 可知,阻尼系数越小共振峰值越大,高频衰减效果越好;而阻尼系数越大共振峰值越小,高频衰减效果越差。因此,在设计隔振器时需要权衡共振峰值与高频衰减效果的关系,选择合适的阻尼系数。图 10(a)、(b)中当黏性阻尼系数为 0 时,隔振系统的频率响应曲线出现双共振峰,第一个共振峰的频率为 0.93 Hz,第二个共振峰频率为 1.54 Hz,这是因为当沿 X 平动方向进行正弦激励时,引起隔振系统在两个固有频率处发生共振,故出现双共振峰。由前面的分析可知隔振系统第二阶固有频率为 0.93 Hz,对应的特征向量为 $[0.4, 0, 0, 0, 1, 0]^T$,即第二阶固有频率出的模态振型为 X 向平动与绕 Y 向转动的合成,该阶模态存在平动与转动的耦合,当沿 X 向进行激励时也会激发出该阶模态。X 向平动频响曲线中出现了峰谷,而且当阻尼系数增大时,第二个共振峰消失。因为该频响曲线中的峰谷对应的是 X 向平动传递函数中的零极点,当阻尼增大时,传递函数中的零极点位置会发生变化,如新的零极点值相距很近,则会相互抵消,故当阻尼增大时,会出现峰值消失的情况^[21]。同时第二个共振

峰的出现使得高频减振效果变差,且该共振峰的频率越高,减振效果越差,这说明在设计隔振系统时要尽量减小各峰值之间的距离,即缩小前六阶固有频率的分布范围。同理可以分析图 10(d)、(e)中 X、Y 向转动频响曲线。

当沿 Z 轴平动方向进行激励时,频响曲线只出现 1 个共振峰,谐振频率为 1.64 Hz,这是因为隔振系统在 Z 轴实现了解耦。由前面分析可知隔振系统第六阶固有频率为 1.639 Hz,特征向量为 $[0, 0, -1, 0, 0, 0]^T$,即只有 Z 轴平动方向的振动。同理可知绕 Z 轴转动方向的激励也只出现 1 个共振峰。比较图 10 及表 4 中的结果可以得到对隔振系统进行复频响应分析与对隔振系统进行模态分析的结论一致。分析图 10 中的频响曲线可知,隔振系统对于各向振动频率为 10 Hz 的颤振,衰减可达 90%。

参考文献:

- [1] ATAD E. Atlast-9.2m; a large-aperture deployable space telescope [J]. *Proc. of SPIE*, 2010, 7731, 77312M1-10.
- [2] 叶伟楠,董吉洪. 大口径主镜轻量化结构参数的优化设计[J]. *中国光学*, 2012, 5(3):222-228.
YE W N, DONG J H. Optimized design of light-weight structural parameters for large-aperture primary mirror [J]. *Chinese Optics*, 2012, 5(3):222-228. (in Chinese)
- [3] CROCKER J H. Fixing the hubble space telescope [J]. *Space Astronomical Telescopes and Instruments*, 1991, 1494: 2-8.
- [4] ALLEN J, BRONOWICKI, JOHN W. A family of full spacecraft-to-payload isolators [J]. *Technology Review Journal*, 2005: 21-41.
- [5] MORIO T, YOSHIHISA T, HIROO K. In-orbit measurements of spacecraft microvibrations for satellite laser communication links[J]. *Optical Engineering*, 2010, 49(8): 1-10.
- [6] 杨秀彬,常琳,金光. 单框架控制力矩陀螺转子动不平衡对遥感卫星成像的影响[J]. *中国光学*, 2012, 5(4):358-365.
YANG X B, CHANG L, JIN G. Influence of dynamic imbalance of SGCMG rotor on remote sensing satellite imaging [J]. *Chinese Optics*, 2012, 5(4):358-365. (in Chinese)

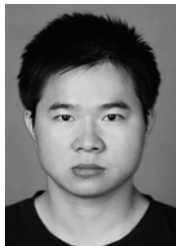
6 结 论

本文开展了基于 Stewart 构型的空间光学载荷隔振系统研究。建立了 Stewart 平台的理论模型,该模型能够计算光学载荷质心和上平台不重合时隔振系统的固有频率、模态及复频响应函数矩阵。给出了隔振系统在不同构型下固有频率分布的映射图,通过映射图可以了解构型影响固有频率分布的大致规律,并提出一种优化方法。针对不同的光学载荷,运用此方法能够计算得到满足隔振要求的 Stewart 构型及隔振杆的刚度值和阻尼系数。最后,针对具体光学载荷,进行了振动抑制效果分析,结果表明:对于频率高于 10 Hz 的振动,幅值衰减可达 90%以上,满足隔振要求。

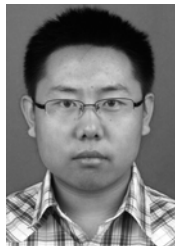
- [7] MILLER S D. *Investigation of a novel compact vibration isolation system for space applications* [D]. USA: Air Force Institute of Technology, 2010.
- [8] 王平,等. 机载光电侦察平台复合减振设计[J]. *光学精密工程*, 2011, 19(1): 83-89.
WANG P, et al.. Vibration damping design for airborne electro-optical surveillance platform [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2011, 19(1): 83-89. (in Chinese)
- [9] 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)
- [10] KARL J P. Use of a passive reaction wheel jitter isolation system to meet the Advanced X-Ray Astrophysics Facility imaging performance requirements [J]. *Proc. of SPIE*, 1998, 3356: 1078-1094.
- [11] LARRY. Precision telescope pointing and spacecraft vibration isolation for the Terrestrial Planet Finder Coronagraph [J]. *Proc. SPIE*, 2005, 589902-1-4.
- [12] DASGUPTA B. A newton-euler formulation for the inverse dynamics of the stewart platform manipulator [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 1998, 33(8): 1135-1152.
- [13] KOEKEBAKKER S H. Alternative parameterization in modeling and analysis of a Stewart platform [J]. *Selected Topics in Identification, Modeling*

- and Control*, 1996, 9: 59-68.
- [14] 赵强, 李洪人, 韩俊伟. Stewart平台的振动研究[J]. 机械科学与技术, 2004, 23(5): 594-597.
ZHAO Q, LI H R, HAN J W. Study on vibration of Stewart platform [J]. *Mechanical Science and Technology*, 2004, 23(5): 594-597. (in Chinese)
- [15] 张尧, 张景瑞. 隔振平台对姿态控制系统影响分析及参数选择[J]. 宇航学报, 2013, 34(5): 657-664.
ZHANG Y, ZHANG J R. Analysis of influence of vibrationisolation platform on attitude control system and its parameter selection [J]. *Journal of Astronautics*, 2013, 34(5): 657-664. (in Chinese)
- [16] GOUGH V E. Universal tyre testing machine [C]. *Proc. Ninth Inter-national Technical Congress*, U S, 1962: 117-137.
- [17] HANIEH A A. *Active isolation and damping of vibrations via stewart platform* [D]. Belgium: Universite Libre de Bruxelles, 2003.
- [18] DAVIS L P. Hubble space telescope reaction wheel assembly vibration isolation system [C]. *NASA Workshop on Structural Dynamics and Control Interaction of Flexible Structures*. G. C. Marshall Space Flight Center, U S, 1986: BA1-BA22.
- [19] 李宗轩, 张雷, 姚劲松, 等. Cartwheel型双轴柔性铰链设计[J]. 光学精密工程, 2013, 21(9): 2317-2325.
LI Z X, ZHANG L, YAO J S, *et al.*. Design of Cartwheel bi-axial flexural hinge [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2013, 21(9): 2317-2325. (in Chinese)
- [20] 严济宽. 机械振动隔离技术[M]. 上海: 中国科学技术文献出版社, 1985.
YAN J K. *Mechanical Vibration Isolation Technology of* [M]. Shanghai: Shanghai Science & Technical Documentation Press, 1985. (in Chinese)
- [21] MICHAEL R H. *Vibration Simulation Using MATLAB and ANSYS* [M]. U S: Champman & Hall/CRC Press, 2001.

作者简介:



杨剑锋(1989—),男,湖北天门人,博士研究生,2011年于武汉理工大学获得学士学位,主要从事振动控制及空间机器人等方面的研究。E-mail: yjf19890327@163.com



徐振邦(1982—),男,内蒙古通辽人,副研究员,2005年、2010年于中国科技大学分别获得学士、博士学位,主要从事振动控制、空间遥感器的力学分析研究。E-mail: xuzhenbang@gmail.com

(版权所有 未经许可 不得转载)