

文章编号: 1002-1582(2011)06-0679-07

利用阻尼技术改善反射镜组件动态性能^{*}

徐振邦, 吴清文

(中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所, 吉林 长春 130033)

摘 要: 反射镜支撑结构通常需要具有一定的柔性来保证其面形精度,但这将引起结构固有频率降低,使得结构抵抗振动的能力下降。针对这一问题,开展了利用阻尼技术改善反射镜支撑结构动态性能的研究。建立了反射镜组件、相机机身和基础耦合的动力学模型,推导出系统传递函数、模态阻尼、振型等参数,并据此进行了理论分析。重点分析了在反射镜部分增加阻尼对镜体和机身振动传递特性的影响,并进一步从模态阻尼及振型分析等角度对这种影响产生的原因给予了解释。在理论分析的基础上,采用有限元法对所建立的更为精确的有限元模型进行了仿真研究。研究结果表明:在反射镜支撑结构中增加黏弹性阻尼元件可有效衰减反射镜组件的振幅和动应力,系统二阶频率处的振幅衰减达到6dB,一、二阶固有频率处的动应力衰减程度分别达到了28%和60%。由此可见,在反射镜支撑组件中加入阻尼元件是一种有效改善结构动力学性能的措施。

关 键 词: 振动控制; 反射镜; 柔性支撑; 传递函数

中图分类号: V443.5; TH703 文献标识码: A

Improving the dynamic characteristics of the supporting subassembly of reflector with damping technology

XU Zhenbang, WU Qingwen

(Changchun Institute of Optics, Fine mechanics and Physics,
Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, Jilin, China)

Abstract: To ensure the precision of the surface shape of the reflector, the supporting structure should be flexible. However, the natural frequency of the structure will be reduced by the flexibility, and hence the anti-vibration capability of the structure will be decreased. For solving this problem, the damping technology is introduced into supporting subassembly of reflector in this research. The dynamic model composed of the reflector subassembly, the camera block and the base is established. With the model, several parameters such as transfer function, modal damping and vibration shape are deduced, and some theoretical analysis is carried out with these parameters. The impacts on the transfer characteristics of the reflector and the camera block caused by the added damping are analyzed especially. Furthermore, the reasons are explained through analyzing the model damping and the vibration shaper. Based on the theoretical researches, the simulation is conducted with finite element method. The results show that the viscoelastic damping element added to the supporting structure can attenuate the vibration amplitude and the dynamic stress effectively, the vibration amplitude attenuation is accounted to 6dB, and the attenuation of the dynamic stress at the first and the second natural frequency are 28% and 60%, respectively. Therefore, the damping technology is an effective measure to improve the dynamic characteristics of the reflector subassembly.

Key words: vibration control; reflector; flexure supporting structure; transfer function

* 收稿日期: 2011-05-26; 收到修改稿日期: 2011-07-05

E-mail: xuzhenbang@gmail.com

作者简介: 徐振邦(1982-),男,助理研究员,博士,主要从事振动控制及结构分析的研究。

0 引言

反射镜支撑结构是反射镜组件中非常重要的环节,其性能的好坏直接影响到反射镜的面形精度。

空间光学传感器处在失重、温度变化剧烈的空间环境中,在这种情况下,反射镜及其支撑结构的重力释放及温度变化均可能导致面形发生较大变化,影响成像质量。为了解决这一问题,通常将反射镜支撑设计成柔性支撑,这样当结构中出现不均匀变形时,大部分变形将被柔性结构承受,从而保证反射镜的面形精度。

目前,研究得较多的反射镜柔性支撑主要有两种:一种是采用柔性结构提供柔性,如柔性槽、弹簧片等^[1-4];另一种是通过自由度释放的方式提供柔性,如球铰支撑^[5]。相比而言,第一种方法更为普及。采用柔性支撑结构后,反射镜的面形会得到改善,但也会降低结构的固有频率,从而削弱了结构抵抗环境振动的能力。而且柔性部位在振动时的变形位移和应力较大,会威胁到结构的安全^[6]。这些问题均需要进一步研究。

阻尼技术是一种有效的振动控制技术,该技术具有结构简单,附加质量小,适用频率范围宽,稳定性好等优点^[7]。这些优点使其非常适合应用在空间设备减振方面。目前,已有研究人员采用阻尼技术进行卫星整星的振动控制^[8,9],相关研究成果已经得到了成功应用^[9]。该技术也可应用于卫星局部及星载设备的振动控制,如卫星飞轮^[10]及遥感器扫描镜^[11]等。但是,到目前为止,此类技术在反射镜组件振动控制方面的研究尚未见到。鉴于此,本文开展了利用阻尼技术改善反射镜支撑结构动态性能的研究,通过理论分析和有限元仿真,研究了阻尼技术在该领域的适用性及减振潜力,为进一步的工程应用奠定了基础。

1 理论分析

本文主要研究反射镜及其支撑组件的动力学特性,但是由于遥感器整机为多自由度振动系统,组件动力学特性的改变也将引起整体性能改变。因此在研究中要将遥感器作为整体来考虑。基于此,本文采用图 1 所示的两自由度模型来进行理论研究。

图中位于上部的单自由度结构模拟的是反射镜组件,包括镜体及支撑机构。镜体的刚性较大,采用刚性质量块模拟。支撑机构采用弹簧、阻尼单元模拟。阻尼元件放置在该部分。图中下部的单自由度结构模拟的是除反射镜组件之外的机身组件,该组

件弹性地安装在卫星平台的安装面上。卫星平台的振动通过安装面传递给遥感器。图 1 中各参数的物理意义如下: m_1 为反射镜质量; k_1 为支撑组件的刚度; c_1 为支撑组件的阻尼; Δc 为在支撑组件中增加的阻尼,设 $\Delta c = \lambda c_1$; m_2 为机身质量; k_2 为遥感器的安装刚度; c_2 为遥感器的安装阻尼; x_1 为反射镜的振动位移; x_2 为机身的振动位移; u 为安装面振动位移。

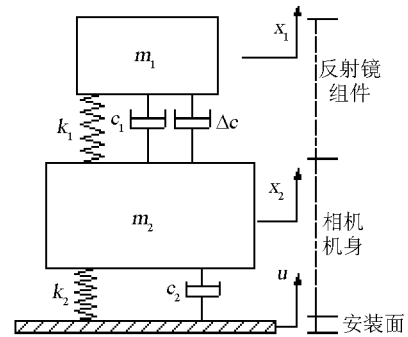


图 1 理论分析模型图

建立图 1 所示系统的动力学方程

$$M \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + C \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + K \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ k_2 u + c_2 \dot{u} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

其中 M 、 C 、 K 分别为方程的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵,具体表达形式为

$$M = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \quad K = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 + k_2 \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} c_1 + \Delta c & -(c_1 + \Delta c) \\ -(c_1 + \Delta c) & c_1 + \Delta c + c_2 \end{bmatrix}$$

对质量矩阵 M 进行归一化处理,式(1)转化为

$$M' \begin{Bmatrix} \ddot{\eta}_1 \\ \ddot{\eta}_2 \end{Bmatrix} + C' \begin{Bmatrix} \dot{\eta}_1 \\ \dot{\eta}_2 \end{Bmatrix} + KC' \begin{Bmatrix} \eta_1 \\ \eta_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ \frac{k_2 u}{\sqrt{m_2}} + \frac{c_2 \dot{u}}{\sqrt{m_2}} \end{Bmatrix} \quad (2)$$

式中

$$M' = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$C' = \begin{bmatrix} \frac{c_1 + \Delta c}{m_1} & -\frac{c_1 + \Delta c}{\sqrt{m_1 m_2}} \\ -\frac{c_1 + \Delta c}{\sqrt{m_1 m_2}} & \frac{c_1 + \Delta c + c_2}{m_2} \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$K' = \begin{bmatrix} \frac{k_1}{m_1} & -\frac{k_1}{\sqrt{m_1 m_2}} \\ -\frac{k_1}{\sqrt{m_1 m_2}} & \frac{k_1 + k_2}{m_2} \end{bmatrix}$$

$$\begin{Bmatrix} \eta_1 \\ \eta_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \sqrt{m_1} & 0 \\ 0 & \sqrt{m_2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix}$$

为简化上述方程,令

$$\left. \begin{aligned} \omega_1 &= \sqrt{\frac{k_1}{m_1}} \\ \omega_2 &= \sqrt{\frac{k_1+k_2}{m_2}} \\ \xi_1 &= \frac{c_1}{2\sqrt{k_1 m_1}} \\ \xi_2 &= \frac{c_2}{2\sqrt{k_2 m_2}} \\ \delta &= \sqrt{\frac{m_1}{m_2}} \\ \chi &= \frac{\omega_2}{\omega_1} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

将式(4)带入到 K', C' 的表达式中,得

$$K' = \begin{bmatrix} \omega_1^2 & -\delta\omega_1^2 \\ -\delta\omega_1^2 & \omega_2^2 \end{bmatrix}$$

$C' =$

$$\begin{bmatrix} 2(1+\lambda)\xi_1\omega_1 & -2\delta(1+\lambda)\xi_1\omega_1 \\ -2\delta(1+\lambda)\xi_1\omega_1 & \frac{2(1+\lambda)\delta^2}{\chi}\xi_1\omega_2 + \frac{2\sqrt{\chi^2-\delta^2}}{\chi}\xi_2\omega_2 \end{bmatrix}$$

至此已求得系统的运动方程。下面根据该方程进行数值分析。

1.1 传递特性分析

传递特性为系统固有属性,对系统传递特性分析,可进一步了解系统的动力学特性。设相机安装面提供给相机的激励为加速度激励,即 $\ddot{u} = Ue^{j\omega t}$, 对该式进行积分得到激励的位移和速度为

$$\dot{u} = \frac{U}{j\omega} e^{j\omega t}, u = -\frac{U}{\omega^2} e^{j\omega t} \quad (5)$$

该系统为线性系统,因此其响应具有如下形式

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\eta}_{1,2} &= \Gamma_{1,2} e^{j\omega t} \\ \dot{\eta}_{1,2} &= \frac{\Gamma_{1,2}}{j\omega} e^{j\omega t} \\ \eta_{1,2} &= -\frac{\Gamma_{1,2}}{\omega^2} e^{j\omega t} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

将式(5)和式(6)代入式(2),约去 $e^{j\omega t}$ 项得

$$\begin{bmatrix} G_{11} & G_{12} \\ G_{21} & G_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Gamma_1 \\ \Gamma_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ \frac{k_2}{\omega^2\sqrt{m_2}} + \frac{c_2}{j\omega\sqrt{m_2}} \end{Bmatrix} U \quad (7)$$

其中

$$G_{11} = 1 + \frac{2(1+\lambda)\xi_1\omega_1}{j\omega} - \frac{\omega_1^2}{\omega^2}$$

$$G_{12} = \frac{-2\delta(1+\lambda)\xi_1\omega_1}{j\omega} + \frac{\delta\omega_1^2}{\omega^2}$$

$$G_{21} = \frac{-2\delta(1+\lambda)\xi_1\omega_1}{j\omega} + \frac{\delta\omega_1^2}{\omega^2}$$

$$G_{22} = 1 + \frac{-2(1+\lambda)\delta^2\xi_1\omega_2 + 2\sqrt{\chi^2-\delta^2}\xi_2\omega_2}{j\omega\chi} - \frac{\omega_2^2}{\omega^2}$$

由式(3)得

$$\begin{Bmatrix} \Gamma_1 \\ \Gamma_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \sqrt{m_1} & 0 \\ 0 & \sqrt{m_2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix} \quad (8)$$

式中 X_1, X_2 分别为镜体和机身振动的加速度幅值。

将式(8)带入式(7),并在两边同除 $\sqrt{m_2}$, 得

$$\begin{bmatrix} \delta G_{11} & G_{12} \\ G_{21} & G_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ \frac{k_2}{\omega^2 m_2} + \frac{c_2}{j\omega m_2} \end{Bmatrix} U \quad (9)$$

求解式(9)得到镜体和机身的传递函数表达式为

$$\left. \begin{aligned} T_1 &= \frac{X_1}{U} = \frac{\alpha\beta}{\gamma} \\ T_2 &= \frac{X_2}{U} = \frac{\nu\beta}{\gamma} \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

式中

$$\alpha = (2j\varepsilon_1\Omega + 1)$$

$$\beta = [2j(\varepsilon_2\chi - \delta^2\varepsilon_1)\Omega + \delta\sqrt{\chi^2 - \delta^2}]$$

$$\nu = (-\Omega^2 + 2j\varepsilon_1\Omega + 1)$$

$$\gamma = (-\Omega^2 + 2j\varepsilon_1\Omega + 1)(-\Omega^2 + 2j\varepsilon_2\chi\Omega + \chi^2) - (2j\delta\varepsilon_1\Omega + \delta)^2$$

$$\Omega = \omega/\omega_1$$

$$\varepsilon_1 = (1+\lambda)\xi_1$$

$$\varepsilon_2 = \frac{(1+\lambda)\delta^2}{\chi}\xi_1 + \frac{\sqrt{\chi^2-\delta^2}}{\chi}\xi_2$$

为与工程应用接轨,将式(10)转化为分贝的形式

$$\left. \begin{aligned} \gamma_1 &= 20\lg(T_1) \\ \gamma_2 &= 20\lg(T_2) \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

图 2 为根据以上传递函数公式计算得到的系统频响曲线图。计算中参数设定如下:

$$\delta = 0.447 \quad \xi_1 = 0.05 \quad \xi_2 = 0.03$$

$$\chi = 0.54 \quad \omega_1 = 2 \times 3.14 \times 80$$

图 2(a)为镜体频响曲线图。由图可见,谱线图共有两个共振峰,分别对应于系统的两阶固有频率。在支撑组件中增加阻尼,对系统第一阶共振峰没有响应,但对系统第二阶共振峰的影响较大,加入阻尼后峰值高度有所下降,且阻尼越大,共振峰的高度下降得越多,这说明加入阻尼能够对系统二阶固有频率附近的振动起到很好的抑制效果。

图 2(b)是机身频响曲线图,该曲线一阶共振峰的高度同图 2(a)中曲线的一阶共振峰相差不大,但二阶共振峰高度较低,且在系统的两阶共振峰之间

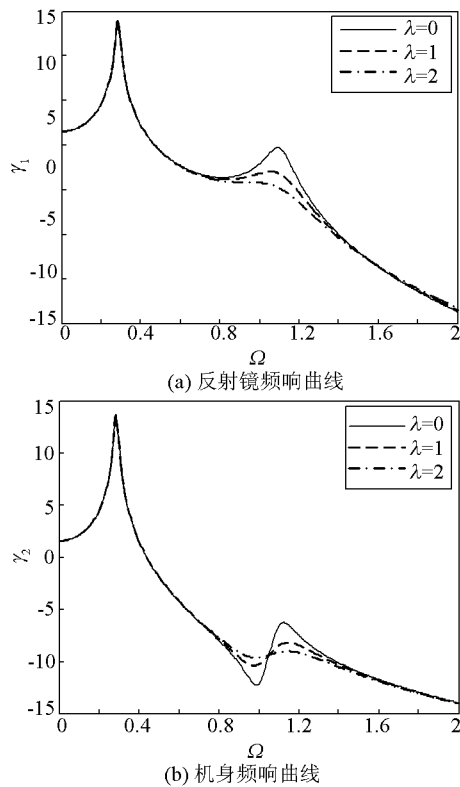


图 2 频响谱线图

出现了反共振峰。这种情况是因为反射镜组件安装在机身上,起到了动力吸振器的作用。根据动力吸振器的原理,当吸振器的固有频率同激励频率一致时,会大大降低主系统的振动响应,这是在谱线图中出现反共振峰的原因。在系统中加入阻尼后,反共振点的高度升高,二阶峰值的高度降低,且阻尼越大,峰值变化越明显。这说明,加入阻尼同样可以抑制机身在二阶固有频率处的振动。

1.2 模态分析

模态分析可以得到系统固有频率、模态阻尼、振型等参数,有利于更深入了解系统的动力学特性。由式(2)得到系统的频率方程为

$$| \mathbf{K}' - \mathbf{M}'\omega^2 | = 0 \tag{12}$$

将 \mathbf{K}' 的表达式带入到式(12)中,得到

$$\Omega^4 - (1 + \chi)\Omega^2 + \chi^2 - \delta^2 = 0 \tag{13}$$

设式(13)的根为 $\Omega_{1,2}$,进一步求得式(2)所描述的系统模态矩阵为

$$\Phi = \begin{bmatrix} a & b \\ \frac{1 - \Omega_1^2}{\delta} a & \frac{1 - \Omega_2^2}{\delta} b \end{bmatrix} \tag{14}$$

进而求得式(1)所描述的系统模态矩阵为

$$\Phi' = \begin{bmatrix} \frac{1}{\sqrt{m_1}} & 0 \\ 0 & \frac{1}{\sqrt{m_2}} \end{bmatrix}$$

$$\Phi = \begin{bmatrix} \frac{a}{\sqrt{m_1}} & \frac{b}{\sqrt{m_1}} \\ \frac{1 - \Omega_1^2}{\delta} \frac{a}{\sqrt{m_2}} & \frac{1 - \Omega_2^2}{\delta} \frac{b}{\sqrt{m_2}} \end{bmatrix} \tag{15}$$

利用式(15)对方程(1)进行正则化处理

$$\bar{\mathbf{M}} = \Phi'^T \mathbf{M} \Phi' = \begin{bmatrix} \bar{M}_{11} & 0 \\ 0 & \bar{M}_{22} \end{bmatrix}$$

$$\bar{\mathbf{K}} = \Phi'^T \mathbf{K} \Phi' = \begin{bmatrix} \bar{K}_{11} & 0 \\ 0 & \bar{K}_{22} \end{bmatrix}$$

$$\bar{\mathbf{C}} = \Phi'^T \mathbf{C} \Phi' = \begin{bmatrix} \bar{C}_{11} & \bar{C}_{12} \\ \bar{C}_{21} & \bar{C}_{22} \end{bmatrix}$$

式中 $\bar{C}_{11}, \bar{C}_{22}$ 可近似认为是系统的一、二阶模态阻尼,进一步求得两阶模态阻尼比为

$$\left. \begin{aligned} \xi'_1 &= \frac{\bar{C}_{11}}{2 \sqrt{\bar{M}_{11} \bar{K}_{11}}} \\ \xi'_2 &= \frac{\bar{C}_{22}}{2 \sqrt{\bar{M}_{22} \bar{K}_{22}}} \end{aligned} \right\} \tag{16}$$

根据式(16)计算得到的系统两阶模态阻尼比随 λ 的变化如图 3 所示。计算中所采用的参数和在传递函数计算中所采用的参数一致。

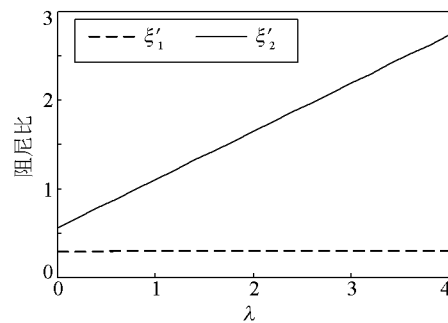


图 3 模态阻尼随 λ 的变化

由图 3 可见,随着 λ 的不断增大,系统第二阶模态阻尼比不断增大。在 λ 从 0 变化到 4 的过程中,系统的二阶模态阻尼比从 0.05 变化到了 0.25。但 λ 的改变对系统第一阶模态阻尼比几乎没有影响。这就解释了图 2 中阻尼改变对一阶振动无影响,但对二阶振动影响较大的现象。

这种现象还可从振型分析的角度进行更直观的解释,图 4 为根据式(15)计算得到的系统前两阶振型的示意图。由图可见,系统的第一阶振型为两质量块做振幅相同的同步振动,振动过程中上部弹性元件几乎没有变形,系统的弹性变形主要发生在下面的弹性部分。因此上部弹性部分的阻尼改变不会对该阶振型的振动造成影响。二阶振型中两质量块反向振动,且上部质量块的振动幅度要大于下部质量块。振动过程中上部弹性元件发生了较大变形,

因此该部分的阻尼改变会对该阶振型的振动造成影响。这与图 2、图 3 中所描述的情况一致。

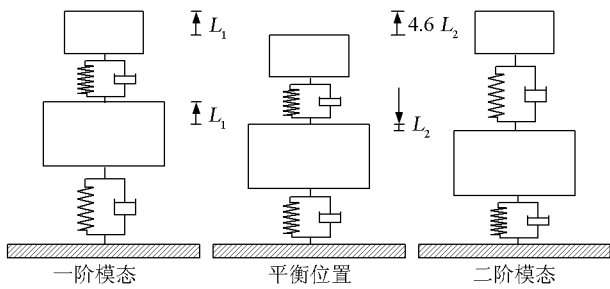


图 4 振型示意图

2 仿真分析

理论分析中所采用的模型较为简单,反射镜组件仅采用单自由结构进行模拟,采用这种模型不能够考查结构内部的应力和变形等细节。因此,下面采用有限元法建立更为细致的有限元模型进行仿真分析,仿真分析的模型如图 5 所示。

图 5(a)为仿真模型图,该模型由反射镜组件、机身质量点、弹性元件和安装点几部分组成。反射镜组件为主要考查对象,所以该部分的有限元模型较为细致。该部分由镜体、衬套、柔节和背板四部分组成,彼此之间的关系如图 5(b)所示。柔节采用常用的弹性铰链式结构^[12],在其上切有两组互相垂直的弹性槽,阻尼材料添加在柔节的柔性槽内,该位置在振动时会发生较大的变形,阻尼材料添加在这些位置能起到有效的耗能作用。另外,振动时柔性槽位置的应力和位移较大,在此添加阻尼材料可以起到限位的作用,有利于提高结构的安全性。

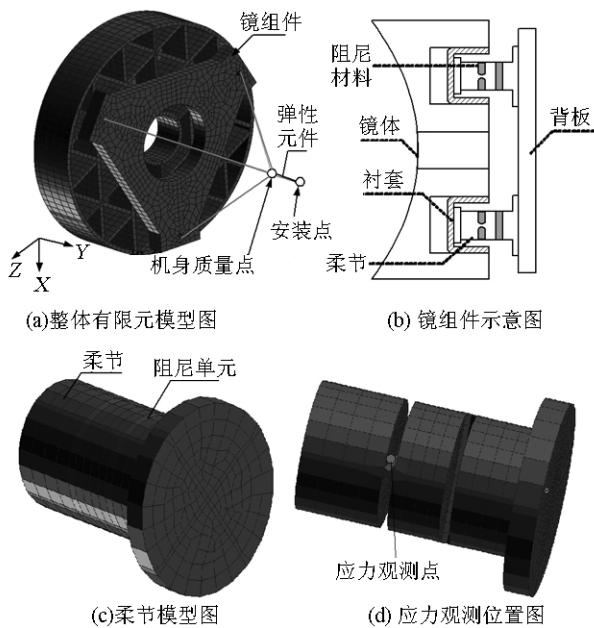


图 5 仿真模型

为简化起见,相机机身部分采用集中质量点模拟。该质量点和反射镜组件之间通过 MPC 单元连接。反射镜组件和机身构成相机整机,弹性地安装在基础安装面上,相机整机的安装刚度和阻尼采用弹簧阻尼单元模拟。基础安装面采用集中质量点模拟,仿真中的基础振动施加在安装点上。反射镜及其支撑结构的模型主要采用 8 节点 6 面体单元构建,局部采用少量 6 节点 5 面体单元过渡。

反射镜的材料为 SiC,衬套的材料为殷钢,柔节和背板的材料为钛合金 TC4,阻尼材料为阻尼橡胶材料 ZN-1 系列^[13],材料的模量为 5MPa,密度为 2500kg/m³,阻尼系数取 1.1。反射镜组件的总质量为 7.6kg,机身质量为 42kg。弹簧元件的三向刚度为 1.24×10⁷N/m, 1.84×10⁷N/m, 1.64×10⁷N/m,阻尼比为 0.03。

2.1 模态分析结果

对系统进行模态分析,所得结果如表 1 所示。

表 1 模态计算结果

阶次	频率 / Hz	振型
1	79	整体 X 方向振动
2	91	整体 Z 方向振动
3	97	整体 Y 方向振动
4	295	镜组件 1 方向振动
5	296	镜组件 2 方向振动
6	587	镜组件 Y 向振动

四、五阶模态示意图如图 6 所示,这两阶振型均为 XZ 平面内的振动,由于振型的正交性,1、2 两方面的夹角为 90°。

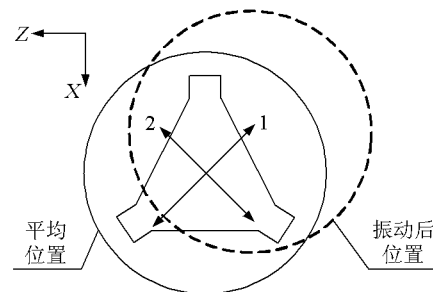


图 6 四、五阶振型示意图

2.2 传递特性分析结果

在安装点处施加正弦加速度激励,加速度的幅值为 1g,提取镜上响应点的振动加速度,通过下式计算响应点和振源点之间的传递函数

$$\gamma_e = 20 \lg \left(\frac{A_1}{9.8} \right)$$

式中 A_i 为响应点加速度幅值。将各个频率下的传递函数结果连接起来,就得到响应的传递函数谱线图,如图 7 所示。由表 1 可知,镜组件 X、Z 两个方向的固有频率较低,因此主要考查这两个方向的振动情况,仿真频率范围设定为 20~420Hz。镜体上的振动响

应点位于镜体通光孔位置处。由于在系统的前六阶振型中,镜体主要做无转动的刚体振动,因此该点的振动即可代表镜体的整体振动。应力观测点选择在柔性槽处,具体位置如图 5(d)所示。

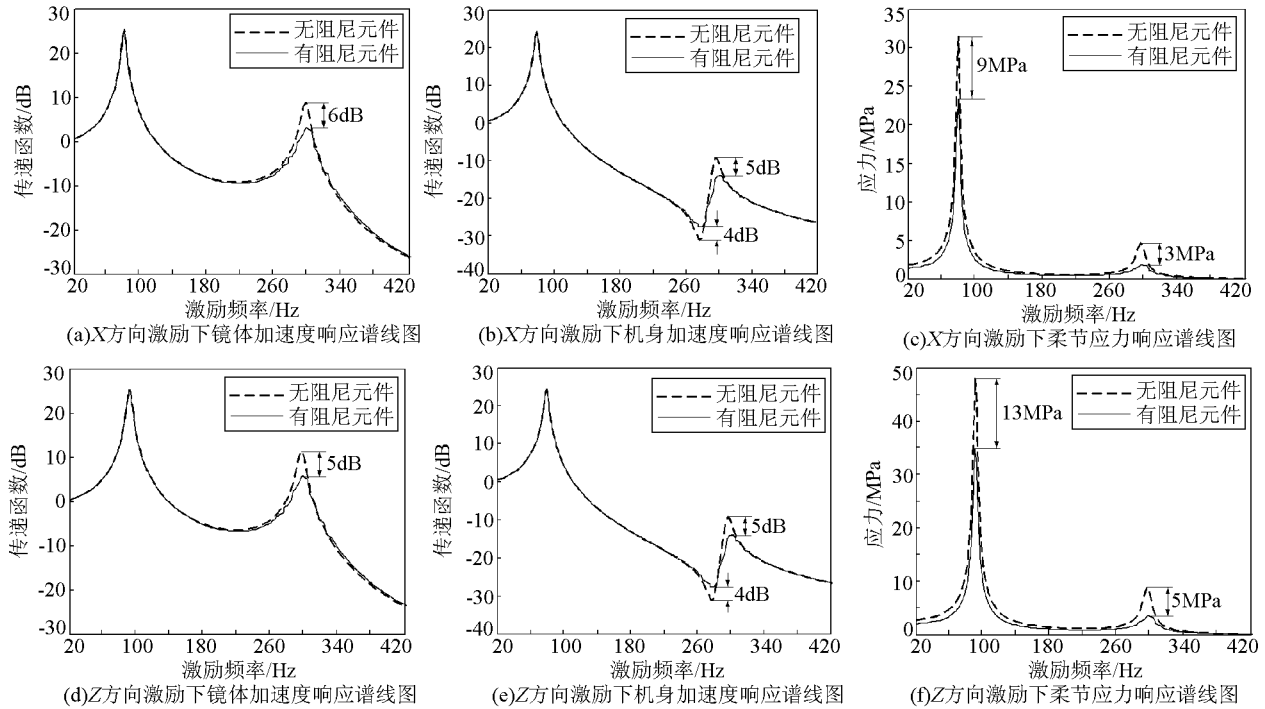


图 7 传递函数仿真结果

图 7(a)、图 7(b)和图 7(c)为 X 方向激励时观测点的响应曲线,图 7(d)、图 7(e)和图 7(f)为 Z 向激励时观测点的响应曲线,以第一组曲线为例对其进行分析。图 7(a)为响应点的传递函数谱线,由图可见,加入阻尼后系统在第二阶固有频率处的振动峰值衰减了约 6dB,即振动的幅值约衰减了 50%,而在第一阶固有频率处的振动几乎没有衰减。图 7(b)为机身质量点的传递函数谱线,由图可见,在系统第二阶固有频率处的振动衰减了约 5dB,反共振点处的振动提高了约 4dB。以上结果均同理论分析结果基本一致。

有限元模型较为具体,因此能够考查结构各部位的应力情况。图 7(c)为应力观测点的应力响应曲线。由图可见,加入阻尼后,系统的一、二阶应力都出现了较大的衰减,一阶固有频率处应力响应的峰值由 32MPa 衰减到了 23MPa,衰减了约 28%。二阶固有频率处的应力由 5MPa 衰减到了 2MPa,衰减了 60%。

由于系统结构及振型的对称性,Z 向激励下镜体和机身的加速度响应同 X 方向激励时相差不大。但应力结果相差较大,其原因是柔性槽的分布方向

不同,因此不同激励时,同一位置产生的应力值也不一样,但是应力的衰减程度与 X 方向相差不大。

2.3 面形分析结果

反射镜柔性支撑的作用主要是为了保证镜面在重力释放及温度变化时的面形质量。加入阻尼单元后将引入附加刚度,使得结构的柔性下降,有可能会影响到镜面面形质量。为此进行了三个方向 1g 重力载荷和 15℃ 均匀温降时的镜面面形仿真分析,结果如表 2 所示。由表可见,加入阻尼后镜面面形的 rms 值和 PV 值均有所增加,但变化程度较小,rms 值的最大变化为 2.3%,PV 值最大变化为 1.5%。这说明阻尼材料的模量很小,加入后不会对镜面面形造成很大改变。

表 2 面形计算结果

面形指标	X 向	Y 向	Z 向	温降
无阻尼 rms/nm	2.64	1.62	2.63	7.42
有阻尼 rms/nm	2.67	1.65	2.69	7.45
rms 值变化	1%	1.8%	2.3%	0.4%
无阻尼 PV/nm	12.4	8.61	13.3	39.6
有阻尼 PV/nm	12.5	8.7	13.5	39.8
PV 值变化	0.8%	1%	1.5%	0.5%

3 结 论

本文从理论分析和仿真两个角度进行了利用阻尼技术改善反射镜组件动力学性能的研究。

理论分析结果表明:在反射镜支撑组件中加入阻尼,能够有效衰减系统第二阶固有频率振动。这是因为系统第二阶振型以反射镜组件的振动为主,振动过程中的弹性变形主要发生在反射镜支撑部分,因此在此位置增加阻尼可有效衰减系统的振动。

有限元分析结果表明:在反射镜支撑柔节的柔性槽内布置粘弹性阻尼材料可有效衰减镜组件 X、Z 方向的振动,系统二阶固有频率处的振动最大衰减了 6dB。阻尼材料还能够衰减柔节柔性槽内动应力,一、二阶固有频率处的动应力分别衰减了约 28% 和 60%,结构的安全性得到了有效提高。对镜面面形的分析结果表明:阻尼材料对镜面面形几乎没有影响。

综上所述,在镜支撑环节中增加阻尼元件可有效衰减系统振动,提高结构的安全性,是一种有效改善结构动力学性能的措施。

参考文献:

- [1] 孙宝玉. 基于 CAE 的光学反射镜柔性结构设计与分析[J]. 光电工程, 2009, 36(1): 103—106.
Sun B Y. Design and analysis on the flexible structure of the optical reflector based on the computer aided engineering[J]. Opto-Electronic Engineering, 2009, 36(1): 103—106. (in Chinese)
- [2] 王忠素, 翟岩, 梅贵, 等. 空间光学遥感器反射镜柔性支撑的设计[J]. 光学精密工程, 2010, 18(8): 1833—1841.
Wang Z S, Zhai Y, Mei G, et al. Design of flexible support structure of reflector in space remote sensor[J]. Opt Precision Eng, 2010, 18(8): 1833—1841. (in Chinese)
- [3] 郭疆, 何欣. 大口径空间遥感相机主反射镜支撑设计[J]. 光学精密工程, 2008, 16(9): 1642—1647.
Guo J, He X. Design of support for primary mirror of space remote sensing camera[J]. Opt Precision Eng, 2008, 16(9): 1642—1647. (in Chinese)
- [4] 刘强, 何欣, 谭进国, 等. 离轴四反光学系统反射镜支撑技术研究[J]. 光学技术, 2010, 36(4): 489—494.
Liu Q, He X, Tan J G, et al. Investigation on mirror support-
ing structure of four-mirror reflective anastigmat optic system [J]. Optical Technique, 2010, 36(4): 489—494. (in Chinese)
- [5] 续强, 王延风, 周虎, 等. 空间光学遥感器主反射镜轻量化及支撑设计[J]. 应用光学, 2007, 28(1): 43—46.
Xu Q, Wang Y F, Zhou H, et al. Design and analysis of light weight structure and support for primary mirror of space optic remote sensor[J]. Journal of Applied Optics, 2007, 28(1): 43—46. (in Chinese)
- [6] 余飞, 吴清文, 王宝石, 等. 振动疲劳寿命分析在主镜支撑结构设计中的应用[J]. 中国光学与应用光学, 2009, 2(6): 495—500.
Yu F, Wu Q W, Wang B S, et al. Application of vibration fatigue life analysis to design of primary mirror supporting structure[J]. Chinese Journal of Optics and Applied Optics, 2009, 2(6): 495—500. (in Chinese)
- [7] Baker M. Analysis method to support design for damping[J]. Engineering with Computer, 2007, 23(1): 1—10.
- [8] II-Kwon oh. Dynamic characteristics of cylindrical hybrid panels constraining viscoelastic layer based on layerwise mechanics [J]. Composite: Part B: Engineering, 2007, 38(1): 159—171.
- [9] 申智春, 梁鲁, 郑钢铁, 等. 某型卫星有效载荷支架振动抑制[J]. 宇航学报, 2006, 27(3): 503—506.
Shen Z C, Liang L, Zheng G T, et al. Vibration suppression of a payload bracket in a satellite[J]. Journal of Astronautics, 2006, 27(3): 503—506. (in Chinese)
- [10] 徐超, 田伟. 卫星飞轮安装支架的粘弹性阻尼减振设计[J]. 噪声与振动控制, 2010, 3: 1—4.
Xu C, Tian W. Viscoelastic damping design for a satellite flywheel bracket[J]. Noise and Vibration Control, 2010, 3: 1—4. (in Chinese)
- [11] 赵云峰. ZN 系列粘弹性阻尼材料的性能及应用[J]. 宇航材料工艺, 2001, 2: 19—23.
ZHAO Y F. Properties and applications of ZN series viscoelastic damping materials[J]. Aerospace Material & Technology, 2001, 2: 19—23. (in Chinese)
- [12] 辛洪兵, 郑伟智. 弹性铰链研究[J]. 光学精密工程, 2003, 11(1): 89—94.
Xin H B, Zheng W Z. Research on flexible hinges[J]. Opt Precision Eng, 2003, 11(1): 89—94. (in Chinese)
- [13] 邓年春, 邹振祝, 杜华军, 等. 约束阻尼板的有限元动力分析[J]. 振动工程学报, 2003, 16(4): 489—492.
Deng N C, Zhou Z Z, Du H J, et al. A finite element dynamic analysis of constrained plates[J]. Journal of Vibration Engineering, 2003, 16(4): 489—492. (in Chinese)