

# 大口径空间反射镜 Cartwheel 型柔性支撑设计

李宗轩<sup>1,2</sup> 陈雪<sup>3</sup> 张雷<sup>1</sup> 金光<sup>1</sup> 张元<sup>1</sup> 贾学志<sup>1</sup> 孔林<sup>1,2</sup>

<sup>1</sup> 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所小卫星技术国家地方联合工程研究中心, 吉林 长春 130033  
<sup>2</sup> 中国科学院大学, 北京 100049  
<sup>3</sup> 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所应用光学国家重点实验室, 吉林 长春 130033

**摘要** 针对同轴三反式空间光学遥感器对大口径主反射镜组件的高刚度、高强度、高热稳定性等特殊要求, 提出一种基于 Cartwheel 型双轴柔铰的三点柔性支撑结构。首先利用无量纲方法研究了单个柔性支撑的柔度特性, 然后利用有限元方法对反射镜组件的静力学、动力学与热特性进行灵敏度分析, 确定了支撑结构中柔性环节的几何尺寸参数, 并进行了有限元数值仿真。最后, 利用面形值为  $\lambda/40$  均方根(RMS)的非球面镜进行了反射镜组件面形检测实验并利用等效球面镜组件进行了动力学实验。仿真与实验结果表明: 当柔性环节尺寸为: 壁厚  $t=8$  mm, 直梁高度  $h=4$  mm, 直梁长度  $L=8$  mm 时, 在正交三向自重与  $15$  °C 稳态温升作用下, 反射镜面形精度 RMS 小于  $12$  nm; 反射镜组件一阶固有频率实验值为  $296$  Hz, 与仿真结果相差  $6\%$ , 能够满足使用要求。

**关键词** 光学器件; 反射镜支撑; Cartwheel 铰链; 无量纲方法; 有限元方法; 动力学实验

**中图分类号** TH133 **文献标识码** A **doi**: 10.3788/AOS201434.0622003

## Design of Cartwheel Flexural Support for a Large Aperture Space Mirror

Li Zongxuan<sup>1,2</sup> Chen Xue<sup>3</sup> Zhang Lei<sup>1</sup> Jin Guang<sup>1</sup> Zhang Yuan<sup>1</sup>  
Yan Yong<sup>1</sup> Jia Xuezhi<sup>1</sup> Kong Lin<sup>1,2</sup>

<sup>1</sup> National and Local United Engineering Research Center of Small Satellite Technology, Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun, Jilin 130033, China

<sup>2</sup> University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China

<sup>3</sup> State key lab of applied optics, Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun, Jilin 130033, China

**Abstract** The large aperture primary mirror assembly (PMA) mounted in space remote sensor should have the extraordinary virtues as high stiffness, high strength, high thermal stability etc.. A novel three-point flexural support configuration based on Cartwheel flexural hinge for large aperture PMA is presented in this paper. Firstly, the stiffness characteristic of the support structure is approached using the dimensionless design method. Then, static and dynamic analysis based on finite element method are performed on the PMA to find the optimal dimension parameters of the support flexure. Finally, optical test on a mirror with  $\lambda/40$  root mean square (RMS) surface figure and vibration experiment on an equivalently spherical mirror are performed to validate the design configuration. The simulation and experiment results indicate that when the thickness of flexure  $t=8$  mm, beam height  $h=4$  mm, beam length  $L=8$  mm, the surface figure of PMA can keep below RMS  $12$  nm under the load of  $1$  G gravity and  $15$  °C temperature change. The first natural frequency reaches  $296$  Hz, only deviating  $6\%$  from the analysis result. The Cartwheel flexure support can satisfy the extraordinary design requirements.

**Key words** optical devices; mirror support; Cartwheel hinge; dimensionless method; finite element method; dynamic test

**OCIS codes** 120.4880; 220.4880; 350.4600

收稿日期: 2013-10-21; 收到修改稿日期: 2013-12-23

基金项目: 国家 863 计划(2007AA12J123)

作者简介: 李宗轩(1986—), 男, 博士研究生, 主要从事空间光学仪器设计与分析方面的研究。E-mail: lizongx@126.com

导师简介: 金光(1958—), 男, 博士, 研究员, 主要从事空间光学星载一体化技术方面的研究。

E-mail: jing@ciomp.ac.cn

## 1 引言

同轴三反式光学系统轴向长度较小、装调难度低、加工周期短。在实现相同分辨率与像质指标的前提下,相机的体积更小,重量更轻,有利于载荷的小型化与轻量化,且杂散光容易得到控制,发射成本低,是商业遥感卫星、敏捷卫星、快速响应卫星光学系统的首选成像形式<sup>[1]</sup>。口径为  $\Phi 624$  mm 的圆形主反射镜是某同轴三反式空间光学遥感器实现对地目标高质量成像的关键部件,其面形精度的好坏直接决定了遥感成像质量的高低。而空间光学遥感器在加工、检测、装调、运输、发射和在轨工作期间,要经历振动、冲击、自重释放、高低温变化等恶劣的力学与热学环境。保证主反射镜组件在经历上述过程中的力、热载荷作用下,光学反射面面形精度不超出允差范围,是空间遥感器主反射镜设计的基本要求。

目前国外对于亚米级或 1 m 级的圆形空间反射镜常采用以下两种支撑形式:1)美国、西欧、日、韩等国家,采用在反射镜背部表面或侧缘表面直接粘接 hexapod 柔性支撑元件的结构形式<sup>[2-3]</sup>;2)俄罗斯等国家,采用在反射镜背部加工盲孔,安装柔性支撑元件的结构形式<sup>[4]</sup>。上述两种支撑结构均已成功实现了对高面形精度空间反射镜的安装支撑。

受材料、工艺等条件限制,国内对于空间反射镜的支撑结构常采用上述第二种形式:在反射镜背部加工若干数量的盲孔,将支撑元件的一端安装于盲孔内,另一端安装在高刚度的背板上。其中支撑元件的柔性形式主要分为两种:1)豁口型双轴柔铰,在支撑元件上加工出圆角型豁口构成柔性环节<sup>[5-6]</sup>。这种柔性铰链具有较高的转动精度,但在受到较大力学载荷作用时,应力集中较大;2)簧片型双轴柔铰,在支撑元件上加工出长条形的簧片结构形成柔性环节<sup>[7]</sup>。这种柔性铰链应力集中问题较小,但柔性环节的几何尺寸较大,转动精度稍低,不易将所有柔性环节的转动中心与反射镜镜体的质心保持共面。这有可能导致在反射镜受到径向的重力作用时,反射镜镜面产生一定的像散形式的变形。在选取柔性形式时将上述两种柔性形式的优点进行综合,是实现高性能柔性支撑设计的关键。

某同轴三反式空间光学遥感器对圆形主反射镜有如下要求:通光口径为  $154 \text{ mm} \leq \Phi \leq 606 \text{ mm}$ ;在三个正交方向自重及  $15 \text{ }^\circ\text{C}$  稳态温升分别作用下透光面形精度值均方根(RMS)小于  $12 \text{ nm}$ ,峰谷值(PV)小于  $63 \text{ nm}$ ,反射镜组件的一阶固有频率高于  $250 \text{ Hz}$ 。本文针对上述要求,提出一种基于

Cartwheel 型双轴柔性铰链的主反射镜柔性支撑结构,给出了其无量纲刚度特性,并对柔性环节进行了结构优化设计。工程分析与实验结果表明所设计的 Cartwheel 型柔性支撑满足空间光学遥感器的设计要求。

## 2 主反射镜组件支撑形式

在确定空间光学系统中主反射镜组件(PMA)支撑结构方案时,需要确定组件中各个零件的结构材料,反射镜的结构形式以及支撑点的布置形式<sup>[8-9]</sup>。

对于空间光学系统,其反射镜材料的选择应遵循以下原则:高比刚度与高强度、良好的热稳定性与空间环境稳定性,较好的机械可加工性与光学可加工性等。综合考虑材料的供货周期、成本等因素以及上述诸项原则,决定选用中国科学院长春光机所自行研制的凝胶注模反应烧结 RB-SiC 作为主反射镜材料。该 SiC 材料的成型工艺易于制造形状复杂的大型镜体,并可实现对背部半封闭式结构的直接一次成形,可有效地提高主反射镜的比刚度。为实现对 SiC 主反射镜的安装与定位,需要镜体提供机械接口与支撑结构进行螺纹连接和销钉定位。一般将机械连接性能较好的金属镶嵌件粘接到主镜背部的安装孔内。考虑到镶嵌件与 SiC 镜体之间线胀系数的匹配,选择牌号为 4J32 的低膨胀合金作为镶嵌件所用的材料。该牌号的膨胀合金可以实现指定温度区间内线胀系数的调整,实现与 SiC 材料之间的热匹配。与镶嵌件连接的柔性支撑件选择具有密度小、比刚度高、稳定性优异且机械加工性良好等优点的钛合金(TC4)材料。与柔性支撑件相连的背部基板则采用具有更高比刚度、低线胀系数、高热导率且加工方便的高体份 SiC 颗粒增强铝基复合材料(SiC/Al)制造。上述主反射镜组件中各零件所选用材料的物理参数如表 1 所示。

主反射镜的结构方案主要包括镜体的轻量化形式、背部封闭形式、径厚比、支撑孔数量与位置等。一般来说,出于定位考虑,圆形反射镜不选用四边形轻量化孔,其轻量化率极低;在轻量化率相同的前提下,六边形轻量化孔的刚度又不如三角形高。因此采用三角形轻量化孔。在背部封闭形式中,全封闭结构刚度最高,半封闭结构次之,开放式最低。综合考虑工艺性与镜体刚度采用半封闭式结构。镜体的径厚比与支撑点数量和位置直接相关,支撑点数越多,则径厚比可以越大,反射镜的面密度也就可以越

表 1 主反射镜组件结构材料属性  
Table 1 Material properties of PMA

Material	Density / ( $\text{g}\cdot\text{mm}^{-3}$ )	Young's modulus / GPa	Thermal conductivity / ( $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ )	Coefficient of thermal expansion / ( $10^{-6}\cdot\text{K}^{-1}$ )	Poisson's ratio
RB-SiC	3.05	330	185	2.5	0.27
4J32	8.1	141	13.9	2.5	0.25
TC4	4.44	109	6.8	9.1	0.34
SiC/Al	2.94	180	225	8.1	0.18

小。但过多的支撑点很容易引起过约束,导致反射镜出现像散式变形。依据运动学约束原理,对反射镜采取三点支撑方式。在每处支撑点布置一个具有正交双向柔性的支撑元件,这样既可以约束主反射镜的 6 个自由度实现完全定位,又不会导致过约束,而且柔性环节的存在还起到热应力释放的作用。通过有限元(FEM)分析计算,选择支撑点均布圆半径  $R=0.58R_0$  ( $R_0$  为反射镜半径)。此时固定约束支撑孔位置可使主反射镜体具有最高的一阶自然频率。最终经过优化设计后的镜体,采用三角形轻量化孔,背部半封闭结构,三点支撑形式与 6:1 的径厚比,同时采用双弧线结构减轻镜体外缘质量。主反射镜的结构如图 1 所示。安装有柔性支撑的主反射镜组件结构如图 2 所示。

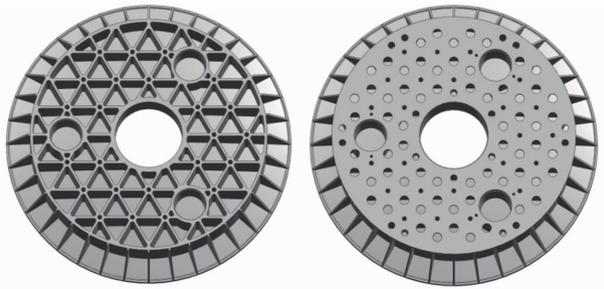


图 1 主反射镜镜体示意图

Fig. 1 Schematic of primary mirror

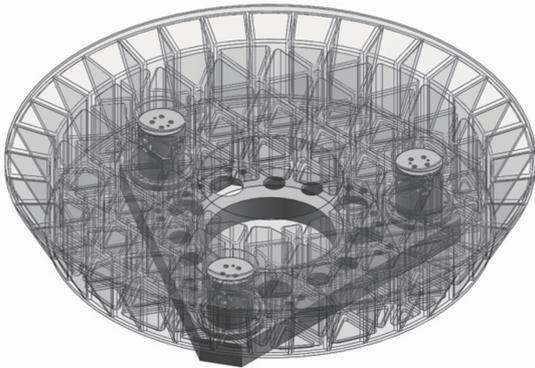


图 2 Cartwheel 柔性支撑结构

Fig. 2 Cartwheel flexural support structure

### 3 Cartwheel 柔性支撑的柔度特性

为方便确定柔性支撑的初始结构参数,需要研究 Cartwheel 型柔性支撑的柔度特性。由于柔性支撑的柔性环节是通过电火花线切割一体化加工在空心圆柱体上形成的,其柔度的求解为三维空间问题,解析求解困难。利用无量纲方法可实现柔性支撑的快速设计<sup>[10]</sup>。

#### 3.1 Cartwheel 柔性支撑

Cartwheel 型柔性铰链是构成柔性支撑的柔性环节,具有轴漂小,应力集中小,抗屈曲强、易加工等优点。图 3 为最基本的无圆角薄直梁 Cartwheel 型柔性铰链,由中心交聚于一点的 4 个簧片柔性单元组成。当外部载荷作用在转动平台时,直梁会发生分布式柔性变形从而实现转动平台相对于固定平台的运动。通过单个簧片长度  $L$ ,直梁截面高度  $h$ ,直梁截面宽度  $t$ (垂直纸面方向),直梁与竖直对称面夹角  $\alpha$  等参数可确定其几何外形尺寸。

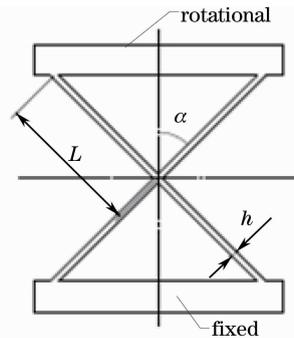


图 3 无圆角薄直梁 Cartwheel 型柔性铰链

Fig. 3 Cartwheel flexural hinge with no-tilted thin strips

图 4 与图 5 为应用在工程实际中的带圆角短直梁 Cartwheel 柔性支撑及其参考坐标系示意图。设支撑件轴线方向为  $z$  轴,具有转动柔性的两个正交方向分别为  $x$  轴、 $y$  轴。在经过线切割加工后,空心圆柱体形成可产生相对转动的上平台与下平台,两者之间由四处尺寸相同并具有一定柔度的 Cartwheel 柔性环节相连。图 4 中右图为 Cartwheel

柔性支撑件在  $x$  或  $y$  坐标轴方向的局部视图。图 5(a) 为该双轴柔铰的正视剖视图,图 5(b) 为俯视剖视图。其中柔铰外直径为  $\Phi$ ,壁厚为  $t$ 。柔性支撑装配在主反射镜背部安装孔内,其径向尺寸  $\Phi$  受到限制。夹角  $\alpha$  一般均为  $45^\circ$  布置。此时影响 Cartwheel 柔性支撑柔度特性的尺寸参数为:空心圆柱体壁厚  $t$ ,单根直梁高度  $h$ ,单根直梁长度  $L$ ,以及直梁连接处圆角  $R$ 。令  $R = 0.7h$  为最优圆角尺寸。Cartwheel 柔性支撑的独立尺寸参量为三个:空心圆柱体壁厚  $t$ ,直梁高度  $h$ ,直梁长度  $L$ 。

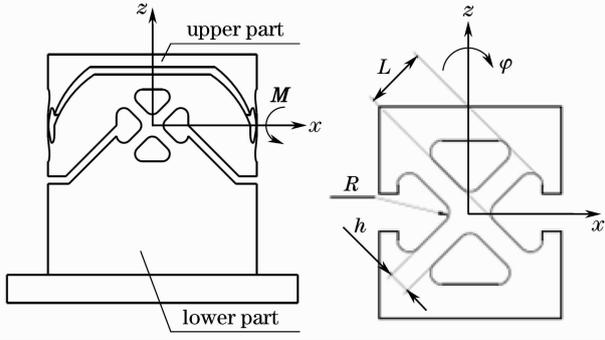


图 4 Cartwheel 型柔性支撑与尺寸参量

Fig. 4 Support and size parameter of Cartwheel flexural hinge

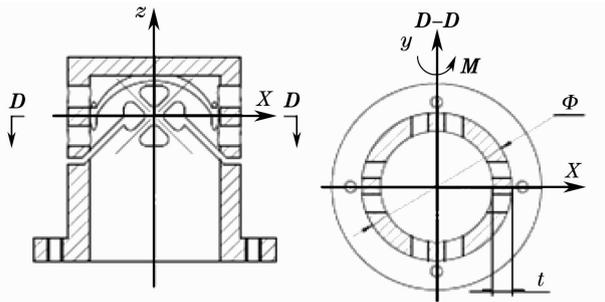


图 5 Cartwheel 柔性支撑的参考坐标系。(a) 正视剖视图; (b) 俯视剖视图

Fig. 5 Coordinate system of Cartwheel flexural support.

(a) Front section view; (b) top section view

### 3.2 柔性支撑的无量纲方程

利用无量纲方法建立柔性支撑几何尺寸与各向柔度之间的数值化关系,可为寻找最优几何尺寸提供早期快速的设计方法。表 2 为建立无量纲方程中所涉及的变量名称。

设无量纲数  $\epsilon$  为

$$\epsilon = \sqrt{h/L}, \quad (1)$$

式中  $h$  与  $L$  的比值即表征 Cartwheel 柔性支撑的无量纲几何特性。然后利用最小二乘法对多次有限元分析数据进行多项式拟合。此处令多项式拟合函数中的最高次项为三次幂,引入更高次幂不会显著提高拟合函数的拟合精度,反而可能影响拟合函数的

单调性。拟合后可得到 Cartwheel 柔铰的无量纲方程<sup>[11]</sup>。

表 2 符号命名规则

Table 2 Nomenclature

Parameter	Physical significance
$C$	Displacement stiffness
$E$	Young's modulus
$R$	Fillet radius
$L$	Beam length
$h$	Beam height
$t$	Flexure thickness
$k$	Rotational stiffness
$\varphi$	Rotational angle
$\sigma$	Maximum stress
$x, y, z$	Reference coordinate axis

在沿  $z$  轴方向的力  $F$  作用下,沿  $z$  轴方向的无量纲线位移刚度  $C_z$ :

$$\frac{C_z}{Et} = -0.0023 + 0.0597\epsilon - 0.21\epsilon^2 + 0.4048\epsilon^3, \quad (2)$$

在沿  $x$  轴方向的横力  $F$  作用下,绕  $y$  轴的无量纲转动刚度  $k_{yF}$ :

$$\frac{k_{yF}}{Eth} = -0.0037 + 0.0645\epsilon - 0.3665\epsilon^2 + 0.77\epsilon^3. \quad (3)$$

在绕  $y$  轴方向力矩  $M$  作用下,绕  $y$  轴的无量纲转动刚度  $k_{yM}$ :

$$\frac{k_{yM}}{Eth^2} = 0.0081 - 0.1930\epsilon + 1.5108\epsilon^2 - 1.0291\epsilon^3. \quad (4)$$

绕  $y$  轴转动时的无量纲最大应力  $\sigma_{yy}$ :

$$\frac{\sigma_{yy}}{\varphi E} = 0.0176 - 0.3019\epsilon + 2.2783\epsilon^2 - 0.8608\epsilon^3. \quad (5)$$

## 4 Cartwheel 柔性支撑结构设计

### 4.1 柔性支撑的灵敏度分析

为寻找能满足主镜组件特殊要求且具有最佳性能的柔性支撑设计,在确定柔性支撑的初始设计尺寸后需要通过改变参量  $t, L, h$  来进行柔性支撑的设计灵敏度分析,并寻找最佳值。灵敏度分析可以为优化过程提供结构响应量对设计变量的变化趋势信息。主镜组件优化设计的目标函数为:1)主镜组件在三个正交方向的自重与  $15^\circ\text{C}$  稳态温升这 4 个载荷分别作用下的面形精度;2)主镜组件的一阶自然频率。

在壁厚  $t$ , 直梁高度  $h$ , 直梁长度  $L$  这三个参量中,  $L$  决定了柔性环节的投影外包络尺寸,  $h$  取值受  $L$  约束。  $t$  值则与  $L, h$  完全独立。通过 UG 三维设计软件中对柔性支撑建模后发现,  $L$  受线切割槽尺寸的限制, 只可取  $L \leq 8 \text{ mm}$ , 同时考虑到(5)式中,  $\epsilon$  与最大应力成正比, 则  $L$  与最大应力成反比, 因此取  $L=8 \text{ mm}$  以保证最小的应力值; 而为了避免柔性切槽对 Cartwheel 柔性环节的侵入,  $t$  的取值也必须保证  $t \leq 8.6 \text{ mm}$ 。然后在 UG 中对柔性支撑进行关于变量  $t$  与  $h$  的参数化建模, 导入有限元软件中进行主反射镜组件的数值分析来获得灵敏度曲线。有限元分析 (FEA) 模型如图 6 所示。通过软件 Hyperwork 10.0, 利用 MSC/Nastran 数据卡片形式, 采用 8 节点 6 面体单元建立, 局部细节采用 6 节点 5 面体单元过渡, 最终用 MSC/Nastran 进行求解。所划分的网格在柔性环节处增大局部网格密度, 并同时考虑计算精度的收敛性与求解速度的经济性, 整个模型划分单

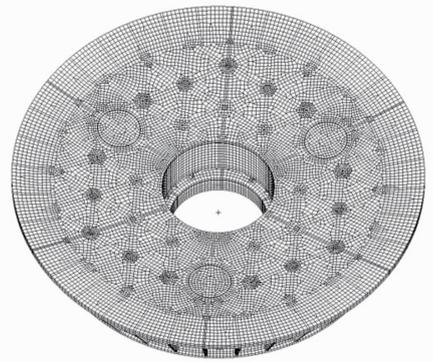


图 6 主反射镜组件的有限元分析模型

Fig. 6 FEA model of PMA

元 (element) 141720 个, 节点 (node) 189525 个。

经过对主镜组件柔性环节的参数化有限元仿真计算, 得到图 7 中所示的灵敏度曲线。图 7 中横轴坐标值为壁厚  $t$ , 纵轴坐标值分别为在检测方向自重、光轴方向自重、 $15 \text{ }^\circ\text{C}$  温升作用下的面形 RMS 值以及主镜组件的一阶自然频率。

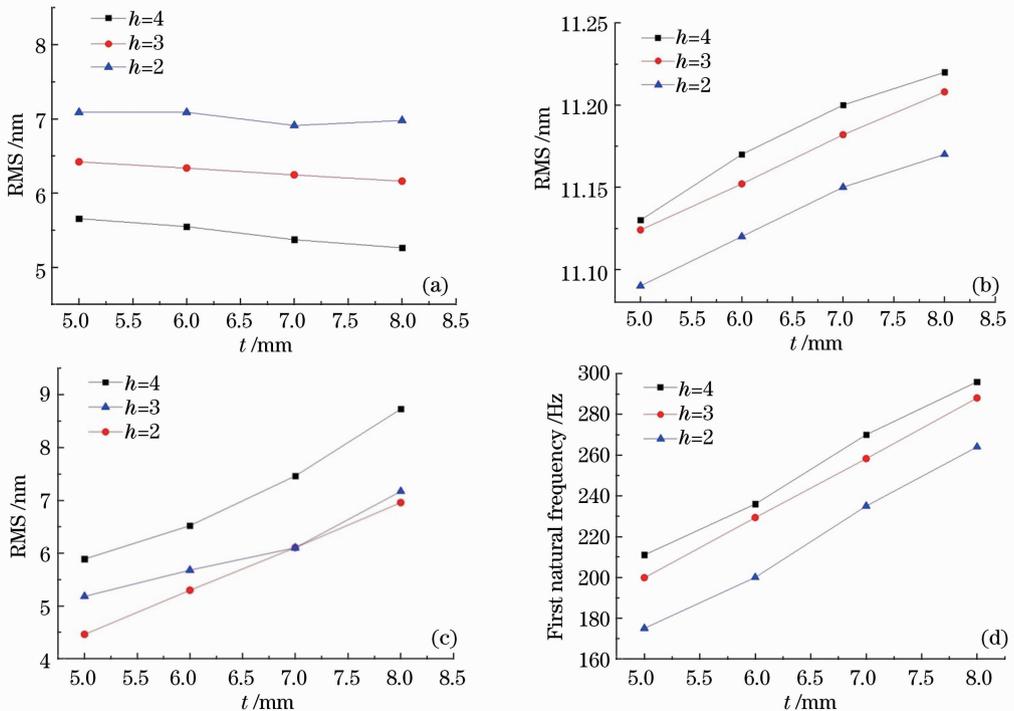


图 7 主反射镜组件的灵敏度分析曲线。(a)检测方向面形 RMS 值; (b)光轴方向面形 RMS 值; (c)  $15 \text{ }^\circ\text{C}$  温升面形 RMS 值; (d)一阶自然频率

Fig. 7 Sensitivity analysis curves of PMA. (a) RMS in optic test direction; (b) RMS in optic axis; (c) RMS under  $15 \text{ }^\circ\text{C}$  temperature variation; (d) first natural frequency

经过对主反射镜组件柔性支撑的灵敏度分析可知:主镜组件处于地面光学检测状态时,即在受到径向自重作用时的面形误差随柔性环节刚度增大而减小;在受到光轴方向上的自重作用时的面形误差随柔性环节刚度增大而增大;在  $15 \text{ }^\circ\text{C}$  温升作用时的面

形误差随柔性环节刚度增大而增大;一阶自然频率随柔性环节刚度增大而增大。

基于上述灵敏度分析的结果,在  $h$  与  $t$  的可取值范围内,主镜组件的静力学分析结果都可以满足指标要求,即面形值 RMS 小于  $12 \text{ nm}$ 。但要保证主

镜组件的一阶自然频率高于 250 Hz,  $t$  至少为 8 mm,  $h$  至少为 3 mm。同时应注意静力学分析指标中检测方向自重作用下的面形 RMS 值是主镜组件最关心的指标, 这代表了主镜在地面重力场检测状态与空间在轨工作时的面形变化值, 应当追求最小化,  $h$  与  $t$  取值较大时面形值才较好。因此  $h$  与  $t$  的取值, 应在允许范围内取最大整数值。最终确定 Cartwheel 柔性支撑的几何尺寸: 柔性支撑壁厚  $t=8$  mm, 单根直梁高度  $h=4$  mm, 单根直梁长度  $L=8$  mm, 圆角半径  $R=2.8$  mm。

## 4.2 有限元分析结果

在确定柔性支撑的尺寸参数后, 需要对主镜组

表 3 主镜组件静力学分析结果

Table 3 Static analysis results of PMA

Load cases	Surface figure PV /nm	Surface figure RMS /nm	Rotation on $x$ axis /(")	Rotation on $y$ axis /(")
Gravity in $x$ direction	27.4	5.3	0	0.22
Gravity in $y$ direction	27.4	5.3	0.22	0
Gravity in $z$ direction	46.1	11.2	0	0
Temperature rise 15 °C	59.7	8.7	0	0
Gravity in $y$ direction and temperature rise 15 °C	61.3	10.2	0.22	0

为了验证所设计的主镜支撑结构的动态刚度特性, 又对主镜组件进行了约束状态下的正则模态分析。将通常所最关心的模态分析结果中的前三阶如表 4 所示, 前三阶振型云图如图 8 所示。由表 4 可知, 主镜组件的一阶自然频率为 296 Hz, 远高于运载器的激励范围, 初步说明所设计的柔性支撑具有足够高的动态刚度, 主镜组件不易发生谐振。

件进行全面的静力学分析与模态分析, 做出最终的评价, 主要包括考察主反射镜组件在外界力学与热载荷作用下的面形精度以及一阶自然频率是否能够完全满足设计要求。<sup>[12-13]</sup>

主反射镜组件的有限元线弹性静力学分析结果如表 3 所示。其中  $y$  方向为主反射镜组件处于地面光学检测与整机装调状态时的自重作用方向。 $z$  方向为镜面光轴方向,  $x$  方向则由笛卡尔坐标系右手定则确定。由表 3 中数据可知, 所设计的主反射镜组件中的 Cartwheel 柔性支撑结构具有良好的静态刚度, 并具有良好的热稳定性, 满足总体对反射镜组件的设计要求。

表 4 主镜组件模态分析前三阶结果

Table 4 First three modes of PMA

Mode	Natural frequency /Hz	Mode shape
1	296	Rotation on $x$ axis
2	296	Rotation on $y$ axis
3	342	Rotation on $z$ axis

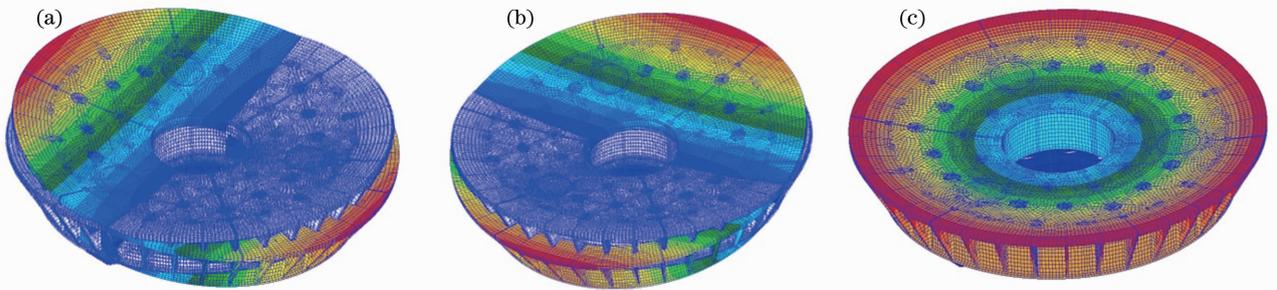


图 8 主镜组件前三阶振型云图

Fig. 8 First three vibration modes of PMA

## 5 实验验证

### 5.1 反射镜组件光学检测实验

为初步验证 Cartwheel 柔性支撑设计的合理性, 加工了一套反射镜支撑件, 并装配于主反射镜进行面形检测实验。考虑到非球面反射镜加工周期长、加工成本高以及工程研制的风险性, 利用等效球

面反射镜进行反射镜支撑面形检测实验。所使用的 SiC 等效球面反射镜与设计的非球面主反射镜具有完全相同的结构尺寸, 区别仅在于其通光面经光学加工抛光为非球面, 面形精度 RMS 值为  $\lambda/25$  ( $\lambda=632.8$  nm), 以降低实验成本。图 9 为等效球面镜光学检测现场。检测光路搭建在恒温装调间内, 环

境温度保持在 $(22 \pm 1)^\circ\text{C}$ ，光路基座为青岛前哨公司的大理石气浮隔振平台，干涉仪型号为美国 ZYGO 公司的 GPI XP/D。为充分验证柔性支撑的稳定性，将反射镜组件安装于检测工装并保持光学检测方向状态 30 天，图 10 为光学检测实验结果的面形图。由图 10 可知，主反射镜组件的面形精度为：RMS 值  $0.039\lambda$ ，PV 值  $0.283\lambda$ 。初步判定安装有 Cartwheel 柔性支撑的主反射镜组件能够较长时间的保持目前的面形精度，这为下一步在高面形精度 ( $0.025\lambda$  RMS) 的非球面 SiC 主反射镜上的应用提供了依据。在经过初步验证后，将设计的 Cartwheel 型柔性支撑结构应用于空间光学遥感器的非球面主反射镜组件，通光面经光学加工抛光至面形值  $0.025\lambda$  RMS。主反射镜组件以发射状态安装于遥感器的主承力结构，主承力结构则安装于工装架上。为检测非球面

主镜的面形，采用零位补偿检验法，在干涉仪与镜面之间放置零位补偿器，进行非球面波前检验。检测光路搭建在恒温装调间内，光路基座为中国电子工程设计院研制的钢质气浮隔振平台，干涉仪型号为美国 ZYGO 公司的 DynaFiz。图 11 为非球面主反射镜光学检测现场与检测结果的面形图。



图 9 等效球面主反射镜组件面形检测实验现场  
Fig. 9 Optical test layout of equivalent spherical PMA

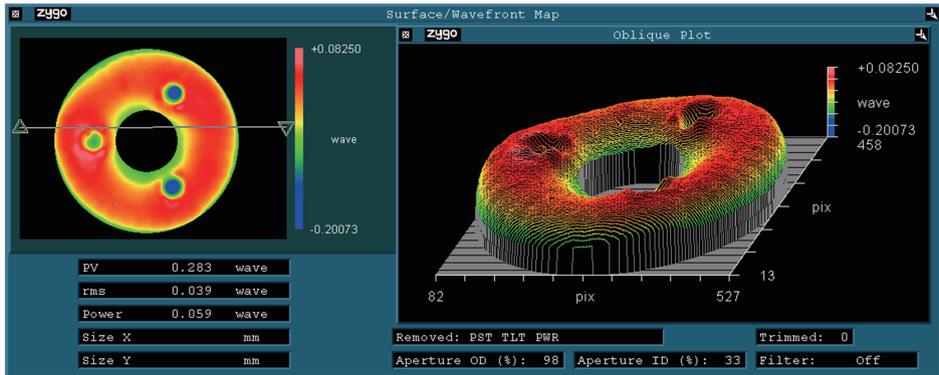


图 10 等效球面主反射镜组件面形检测结果  
Fig. 10 Optical test result of equivalent spherical PMA

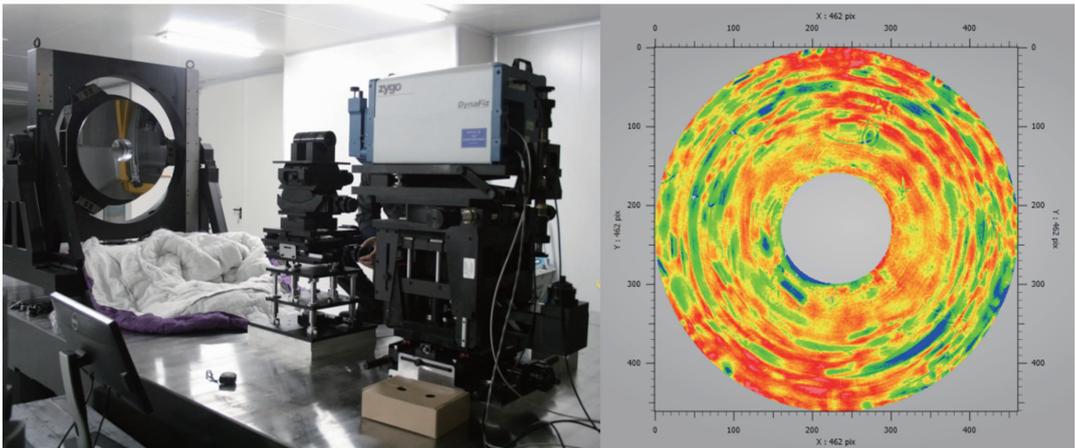


图 11 非球面主反射镜组件面形检测现场与检测结果  
Fig. 11 Optical test layout and the mirror surface error map of aspherical PMA

## 5.2 动力学实验

为验证主反射镜组件支撑结构的动态刚度特性，对等效球面主反射镜组件进行了动力学振动实

验。如图 12 所示，将主反射镜组件安装于 LDS 公司振动台的水平振动工位，在镜体背部平面粘接有加速度传感器，为保护镜面在其上包覆多层电

容器纸。首先由振动台对主反射镜组件施加水平方向上频率范围为 10~2000 Hz 的 0.2 G 正弦扫频激励,对此频率范围内反射镜组件的动态特性进行摸底,之后进行水平方向上频率范围为 10~2000 Hz 的 2 G 的随机振动实验,最后再次进行水平方向上频率范围为 10~2000 Hz 的 0.2 G 正弦扫频激励。图 13 为动力学实验的频率响应曲线。

由图 13(a) 主镜组件正弦扫频响应曲线可知:主镜组件的一阶自然频率为 315 Hz,与有限元分析结果相差 6%,充分说明了有限元分析的可靠性。在 0~100 Hz 频率范围内主镜组件没有发生谐振,加速度响应相比激励输入没有产生明显的放大。在 315 Hz 频率处主镜组件响应最大,发生谐振,加速度响应值为 11.5 G。由图 13(b) 主镜组件随机振动

响应曲线可知,在 310 Hz 处主镜组件响应最大,加速度响应值为  $1.6 \text{ g}^2/\text{Hz}$ ,在激励频率全频段内加速度响应均方根值为 6.3 G。



图 12 主反射镜组件动力学实验现场  
Fig. 12 Dynamic test layout of PMA

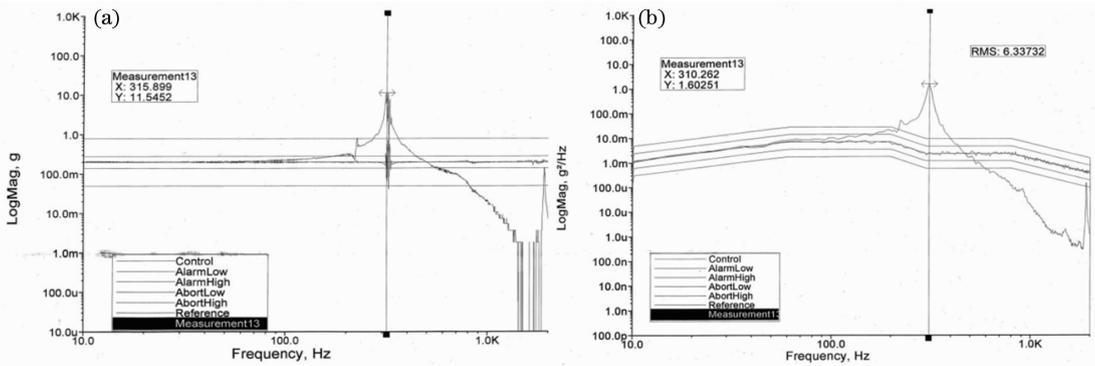


图 13 主镜组件动力学实验结果。(a) 主镜组件正弦扫频响应曲线; (b) 主镜组件在随机振动激励下的频率响应曲线  
Fig. 13 Dynamic test results of PMA. (a) Frequency response curves of PMA under sweep sine actuation; (b) frequency response curves of PMA under random vibration

## 6 结 论

根据某空间光学遥感器对大口径圆形主反射镜的特殊要求,提出了一种基于 Cartwheel 型柔性环节的柔性支撑结构,利用无量纲方法研究了柔性支撑的柔度等力学特性。根据工程需要对主反射镜组件的柔性支撑进行了灵敏度分析,确定了柔性环节的最优几何尺寸,并对设计结果进行了有限元数值分析。为了验证柔性支撑的可行性,搭建了光学检测实验平台,初步利用面形精度 RMS 值为  $\lambda/25$  的等效球面主反射镜进行了光学检测实验,验证了该柔性支撑的可行性;并通过动力学实验验证了有限元分析的可靠性。在球面镜初步验证基础上,将设计的 Cartwheel 型柔性支撑结构应用于空间光学遥感器的非球面主反射镜组件,通光面经光学加工抛光至面形值  $0.025\lambda$  RMS,并进行了非球面主反射镜的面形检测实验。有限元数值分析结果表明:当

柔性支撑的几何尺寸为:柔性支撑壁厚  $t=8 \text{ mm}$ ,直梁高度  $h=4 \text{ mm}$ ,直梁长度  $L=8 \text{ mm}$  时,在光学检测方向自重与  $15 \text{ }^\circ\text{C}$  温升共同作用下面形误差为  $10.2 \text{ nm}$  ( $0.016\lambda$ )。实验结果表明:反射镜组件一阶固有频率为 296 Hz,与实验结果相差 6%,满足设计要求;在面形精度 RMS 值为  $\lambda/25$  的等效球面反射镜上,柔性支撑能够较长时间保持面形精度;在面形精度 RMS 值为  $\lambda/40$  的非球面反射镜上,柔性支撑结构同样能够实现对反射镜高面形精度的保持。这为 Cartwheel 柔性支撑在高面形精度的非球面空间反射镜上的应用提供了参考。

## 参 考 文 献

- 1 Wang Jiaqi, Jin Guang, Qu Hongsong, *et al.*. Notion and expectation of conspectus of incorporate design of satellite platform and payload [J]. Optics and Precision Engineering, 2007, 15(1): 1-26.  
王家骥, 金光, 曲宏松, 等. 星载一体化初步构想与展望[J].

- 光学 精密工程, 2007, 15(1): 1-26.
- 2 H Kihm, H S Yang. Design optimization of a 1-m lightweight mirror for a space telescope [J]. *Optical Engineering*, 2013, 52(9): 091806.
  - 3 H Kihm, H S Yang, I K Moon, *et al.*. Adjustable bipod flexures for mounting mirrors in a space telescope [J]. *Appl Opt*, 2012, 51(32): 7776-7783.
  - 4 P N Robb, R R Charpentier, S V Lubarsky, *et al.*. Three mirror anastigmatic telescope with a 60-cm aperture diameter and mirrors made of silicon carbide [J]. *SPIE*, 1995, 2543: 185-193.
  - 5 Yan Yong, Wang Dong, Jin Guang. Design and fabrication technology of large aperture SiC mirror assembly [J]. *Opto-Electronic Engineering*, 2010, 37(6): 108-112.  
闫勇, 王栋, 金光. 大口径 SiC 反射镜组件研制技术 [J]. *光电工程*, 2010, 37(6): 108-112.
  - 6 Xu Hong, Guan Yingjun. Structural design of 1m diameter space mirror component of space camera [J]. *Optics and Precision Engineering*, 2013, 21(6): 1488-1495.  
徐宏, 关英俊. 空间相机 1 m 口径反射镜组件结构设计 [J]. *光学 精密工程*, 2013, 21(6): 1488-1495.
  - 7 Xin Hongwei, Guan Yingjun, Li Jinglin, *et al.*. Design of support for large aperture rectangular mirror [J]. *Optics and Precision Engineering*, 2011, 19(7): 1560-1568.  
辛宏伟, 关英俊, 李景林, 等. 大孔径长条反射镜支撑结构的设计 [J]. *光学 精密工程*, 2011, 19(7): 1560-1568.
  - 8 Chen Hua, Shi Zhengguang, Sui Yongxin, *et al.*. Thermal deformation analysis of optical surfaces caused by environmental temperature during interferometric testing [J]. *Acta Optica Sinica*, 2011, 31(1): 0112007.  
陈华, 史振广, 隋永新. 干涉检测中环境温度引起的镜面变形分析 [J]. *光学学报*, 2011, 31(1): 0112007.
  - 9 Li Anhu, Li Zhizhong, Sun Jianfeng, *et al.*. Optimization design of radial support for large-aperture rotating and tilting prism [J]. *Acta Optica Sinica*, 2012, 32(12): 1212005.  
李安虎, 李志忠, 孙建锋, 等. 大口径旋转偏摆棱镜径向支撑优化设计 [J]. *光学学报*, 2012, 32(12): 1212005.
  - 10 W O Schotborgh, F G M Kokkeler, H Tragter, *et al.*. Dimensionless design graphs for flexure elements and a comparison between three flexure elements [J]. *Precision Engineering*, 2005, 29(1): 41-47.
  - 11 S S Bi, S S Zhao, X F Zhu. Dimensionless design graphs for three types of annulus-shaped flexure hinges [J]. *Precision Engineering*, 2010, 34(3): 659-666.
  - 12 Guo Kang, Gong Yan, Ni Mingyang, *et al.*. Design of a monolithic apparatus for the fine axial adjusting mechanism of optical element [J]. *Acta Optica Sinica*, 2012, 32(s1): s122002.  
郭抗, 巩岩, 倪明阳. 光学元件一体化精密轴向调整机构的设计 [J]. *光学学报*, 2012, 32(s1): s122002.
  - 13 Guo Kang, Gong Yan. Effect of adjusting force on surface figure of optical element in axial adjustment mechanism [J]. *Acta Optica Sinica*, 2013, 33(11): 1123001.  
郭抗, 巩岩. 轴向调节机构中调节力对光学元件面形的影响 [J]. *光学学报*, 2013, 33(11): 1123001.

栏目编辑: 韩峰