

文章编号 1004-924X(2021)03-0558-13

临近空间 816 mm 口径望远镜复合支撑 主镜组件设计

罗致帮^{1,2}, 李 巍^{1,2*}, 徐佳坤^{1,2}, 王克军¹, 王晓东¹

(1. 中国科学院 长春精密机械与物理研究所, 吉林 长春 130033;

2. 中国科学院大学 材料与光电研究中心, 北京 100049)

摘要:针对某临近空间望远镜高面形精度和 $0^{\circ}\sim 65^{\circ}$ 观测角度的要求,设计了 816 mm 口径的 SiC 主镜组件。依据经验公式和拓扑优化方法,完成了主镜的设计,基于大口径反射镜复合支撑原理、功能分配和指标分配以及解耦标准设计了主镜支撑组件,最后根据支撑结构形式和装配公差要求设计了主镜组件装配工装并制定了装配工艺流程。对主镜组件进行了静力学和动力学仿真验证,然后对主镜组件进行振动、面形检测和倾角等试验验证。试验结果表明,主镜组件在光轴水平,1 g 重力作用下面形精度 RMS 值为 0.019λ ($\lambda=632.8\text{ nm}$),反射镜翻转 180° 后的面形 RMS 为 0.02λ ;总质量为 102.7 kg,基频为 171 Hz,振动前后 RMS 值基本不变,与分析结果吻合。证明该主镜组件的设计与装调工艺的合理性,满足临近空间望远镜的设计要求。

关键词:临近空间;复合支撑;仿真分析;面形检测;力学试验

中图分类号: TH751 **文献标识码:** A **doi:** 10.37188/OPE.20212903.0558

Design of primary mirror assembly with compound support for $\Phi 816\text{ mm}$ near space telescope

LUO Zhi-bang^{1,2}, LI Wei^{1,2*}, XU Jia-kun^{1,2}, WANG Ke-jun¹, WANG Xiao-dong¹

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

2. Center of Materials Science and Optoelectronics Engineering, University of
Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

* Corresponding author, E-mail: leew2006@ciomp.ac.cn

Abstract: To meet the requirements of the near-surface telescope's high surface accuracy and $0^{\circ}\sim 65^{\circ}$ observation angle, a $\Phi 816\text{-mm}$ SiC aperture primary mirror assembly was designed. The design of the primary mirror was completed according to the empirical formula and topology optimization method. Based on the principle of compound support of large-aperture mirrors and the methods of function allocation and index allocation, a primary mirror support assembly was designed, and decoupling standards were formulated. According to the supporting structure and assembly tolerance design requirements for the primary mirror com-

收稿日期:2020-12-04;修订日期:2020-12-28.

基金项目:中国科学院战略性先导科技专项(A类)资助(No. XDA1704010205);国家自然科学基金青年基金资助项目(No. 11703027)

ponent assembly tooling and assembly process. Finite-element software was used to verify the statics and dynamics of the primary mirror assembly, and the primary mirror assembly was verified by performing experiments such as vibration, surface shape detection, and inclination. The test results show that the primary mirror assembly is at the optical axis level, RMS value of the profiling accuracy under the action of 1 g gravity is 0.019λ ($\lambda=632.8\text{ nm}$), and RMS of the surface shape after the mirror is turned by 180° is 0.02λ . The total mass is 102.7 kg, fundamental frequency is 171 Hz, and RMS values before and after vibration are unchanged, which is consistent with the analysis results. The results proved that the design and installation process of the composite support are reasonable, and that they meet the design requirements of near-space telescopes.

Key words: near space; compound support; simulation analysis; surface shape error test; mechanical test

1 引 言

临近空间一般是指海拔高度 20~100 km 范围内的区域,该区域大气稀薄,位于大气层上端,各波段信息未经大气层衰减,可以获取接近太空观测的图像质量,浮空器平台可以在这个区域的 30~40 km 左右高度稳定停留,并且可回收重复使用,性价比高,逐渐成为一种重要的科学研究平台。美国在该领域发展最为突出,其浮空器平台同时具备重载(几吨量级)、长航时(近百天)、高精度指向和稳定性(亚角秒)。美国 NASA 的气球项目办公室负责美国所有的气球飞行与研究项目,其从上世纪 70 年代建立以来,开展了大量的气球飞行试验,研究目标涵盖宇宙微波背景辐射、高能宇宙射线、行星、彗星及太阳观测等诸多方面。已开展的典型浮空器平台有效载荷项目包括球载大口径亚毫米望远镜(BLAST),球载成像测试平台-亚角秒望远镜与气球实验(BIT-STABLE),BRRISON(Balloon Rapid Response for the comet ISON),GHAPS(Gondola for High Altitude Planetary Science)等^[1-3]。这些相关项目飞行高度均为 30~40 km,载荷口径 0.5~2 m,载重量 2 t 左右,持续工作时间大于 24 h,观测谱段从紫外到红外,指向精度在 10"量级,1~30 min 积分时间内二级稳像稳定度甚至可达亚角秒 0.1"以内。

行星大气光谱望远镜要求望远镜系统具有紫外到可见(280~680 nm)波段科学图像获取能力、30 km 以上临近空间观测和回收环境适应能

力。主镜组件作为望远镜的关键部件,口径达到 816 mm,并且在观测过程中存在 $0^\circ\sim65^\circ$ 的俯仰角度变化,给主镜组件的设计、加工和装调工艺带来了难度。本文从反射镜的传统支撑原理、轻量化结构设计等方面入手完成了主镜镜体的设计,再通过研究大口径反射镜的支撑原理制定了复合支撑解耦标准,采用功能分配和指标分配的设计方法完成了主镜支撑结构的设计,根据质心测试结果和装配公差要求设计了主镜组件装配工装及装配工艺,并通过有限元仿真和试验验证的手段验证了各工况下主镜组件的性能。

2 主要设计指标

本文所研究的主镜为平凹反射镜,有效通光口径为 800 mm,外径为 816 mm,中心孔径为 160 mm,镜面曲率半径为 2 751.5 mm,选用高比刚度和高稳定性的 SiC 材料。根据光学系统误差分配得到的主镜组件各项指标要求如表 1 所示。

表 1 主镜组件技术指标		
Tab. 1 Specification of primary mirror subsystem		
序号	名称	指标
1	综合作用下主镜面形精度 (0° 和 90°)	$<\lambda/50(12.6\text{ nm})$
2	综合作用下主镜位移变化 (径向/轴向)	$<\pm 0.01\text{ mm}$
3	模态	$>120\text{ Hz}$
4	质量	$<110\text{ kg}$

3 主镜设计

对于 816 mm 口径的天基反射镜来说,采用传统的背部 3 点支撑完全满足主镜组件的设计要求,但本文中的望远镜存在 $0^\circ \sim 65^\circ$ 观测角度的变化,即存在光轴竖直(接近)工作的状态,背部 3 点支撑难以满足要求。要保证光轴竖直状态的面形精度,背部支撑点的最少个数可由 Hall^[4] 给出的最少支撑点数计算经验公式(1)来推算:

$$N = \left(\frac{1.5r^2}{t} \right) \left(\frac{\rho}{E\delta} \right)^{0.5}, \quad (1)$$

式中: r 为主镜半径; t 为主镜的厚度; E 为材料弹性模量; δ 为面形 PV 值。

面型设计指标要求及面形 PV 约为面形 RMS 值 6 倍的关系,可推出 PV 值不大于 30 nm。由公式(1),轴向支撑点至少需要 6 个。而目前针对周边支撑点个数的确定尚无经验公式可供参考,因此拟选用背部 6 点+周边 6 点支撑的复合支撑形式。

3.1 支撑位置设计

对于背部 6 点支撑来说,支撑点所在分布圆直径为镜体直径的 0.645 倍时,光轴竖直工况下面形精度最优,考虑背部轻量化孔的大小及轻量化筋的布局,最终确定 6 个支撑点分布于镜体背部 $\Phi 519.62$ mm 的圆周上,呈 60° 分布。

对于周边支撑位置来说,为避免在光轴水平状态时,镜体翻转产生的力矩所导致的镜面面形变化,周边支撑应该通过镜体在光轴方向的质心面^[4]。通过有限元分析,周边支撑 6 点最终形式为:6 点分为 3 组在直径为 722 mm 的圆周上 120° 均布,每组两点之间的角度为 45° ,如图 1 所示。

3.2 轻量化设计

据 Robert^[5]等人对自重变形与径厚比的研究提出的经验公式如式(2)所示:

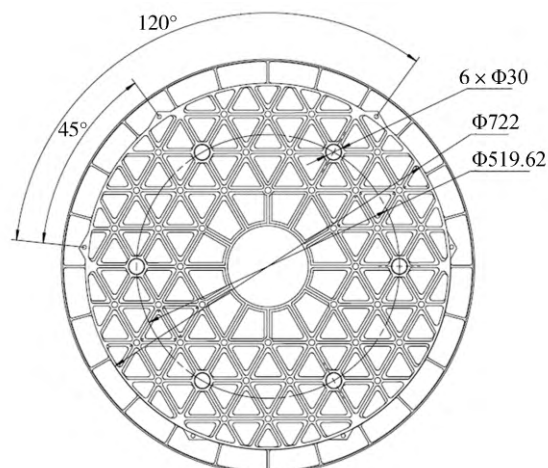


图 1 主镜支撑点位置布局

Fig. 1 Primary mirror points support location layout

$$\delta = \frac{3\rho g a^4}{16E_t^2} = \frac{3\rho g d r^2 D^2}{256E}. \quad (2)$$

主镜中心厚度选定为 75 mm,径厚比为 10.8。综合考虑镜体强度、轻量化率和镜坯制作工艺性,选择三角形轻量化孔和背部半封闭式结构。

反射镜基本拓扑轮廓形式设计完成后,从增加中心孔、支撑点间的辅助筋等几个方面开展反射镜的局部拓扑结构优化设计^[6-8]。最终形成主镜镜体的三维模型见图 2,主要参数见表 2。

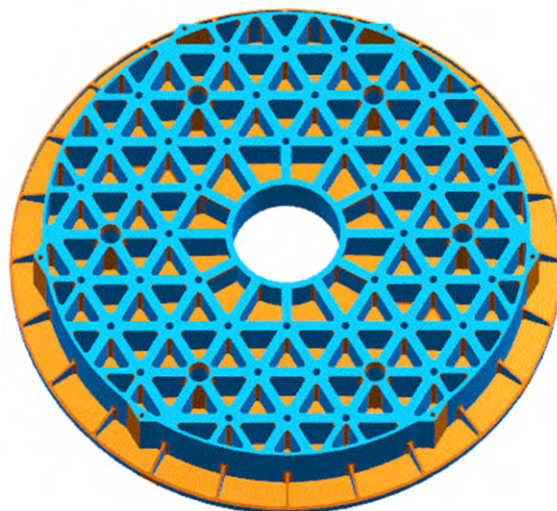


图 2 主镜三维模型

Fig. 2 3D model of primary mirror

表 2 主镜结构主要参数
Tab. 2 Main parameters of primary mirror

项目	参数	项目	参数
外形尺寸	$\Phi 816$ mm,中心孔 160 mm	重量	32.6 kg
中心厚度	75 mm	轻量化率	76.7%
径厚比	10.8	轻量化孔内切圆直径	$\Phi 46/\Phi 60$ mm
背部支撑点个数	6 个	背部支撑点分布圆	$\Phi 519.6$ mm
侧支撑点数	6 个	周边支撑点分布圆	$\Phi 722$ mm
前面板厚	5.5 mm	后面板厚	8 mm
轻量化筋厚	5 mm	背板单边翻边宽度	5 mm

4 支撑结构设计

4.1 复合支撑原理

空间反射镜被动支撑分为背部支撑和复合支撑,被动支撑一般采用柔性支撑。其目的有两个:一是确定镜体的空间位置,保证光学元件间的相对位置;二是柔性支撑通过自身的弹性变形来隔离环境扰动对镜面面形精度的影响。为保证望远镜系统在 $0^{\circ}\sim 65^{\circ}$ 观测过程中主镜的面型精度,主镜支撑采用周边+背部复合支撑的方案^[9-10]。

背部支撑采用 6 点 whiffletree 支撑结构。背部支撑中采用 whiffletree 支撑结构的优点是只提供轴向支撑力,不影响周边支撑、不会降低系统的谐振频率。背部支撑中的柔性结构还能消除支撑给主镜带来的弯矩、热应力等影响^[9-10]。

周边 6 点支撑采用 3 组 A 型框+切向拉杆结构。多点支撑能有效降低支撑点处的局部应力,A 型框+切向拉杆结构在反射镜周边支撑中的运用较多,A 型框+切向拉杆结构合理的柔度设

计能有效的降低镜组件的装配应力和主镜热膨胀应力^[11]。

复合支撑方案的原理如图 3 所示,表 3 中列出了自由度分配情况。

表 3 自由度分配
Tab. 3 Allocation of spatial degree

类型	T_x	T_y	T_z	R_x	R_y	R_z
背部支撑	✓				✓	✓
周边支撑		✓	✓	✓		
背部支撑与周边支撑独立作用,不耦合,无过约束						

4.2 功能分配和指标分配

根据第 2 章中给出的主射镜组件指标要求和工程经验,对支撑组件的各零部件进行功能分配和指标分配,功能分配和指标分配结果如表 4 所示。本文主要对主镜在重力作用下的轴向和径向刚体位移进行分配,而其他指标用于对设计结果进行校核。

4.3 背部支撑设计

背部支撑约束主镜的三个空间自由度 T_x, R_y, R_z ,在主镜光轴竖直时起支撑作用。背部 Whiffletree 支撑结构分为三组,每组承担主镜 1/3 的重量。Whiffletree 结构由修研垫、转轴、柔性细杆和横杠组成。背部支撑结构如图 4 所示。

4.3.1 柔性细杆结构设计

依据指标分配结果,背部支撑工作时主镜因柔性细杆产生的轴向刚体位移(<0.003 mm)作为约束条件。周边支撑工作时,主镜在周边支撑独立工作下由重力载荷产生的刚体位移(<0.01 mm)作为解耦标准。光轴水平时,假定每根柔性细杆承受 1/6 主镜 5% 的重量($5\% \cdot mg/6=2.66$

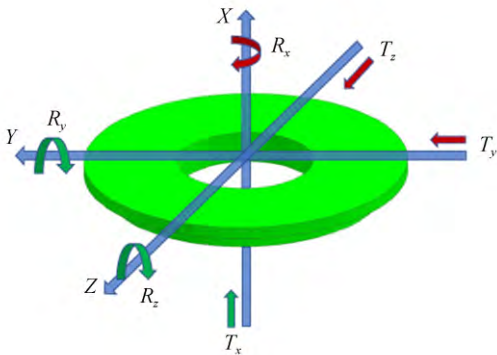


图 3 反射镜空间自由度分配
Fig. 3 Allocation of spatial degree of freedom of mirror

表 4 功能分配和指标分配结果
Tab. 4 Result of function allocation and indicator allocation

功能分配					刚体位移分配						
背部支撑			周边支撑		背部支撑轴向优于 0.01 mm				周边支撑径向优于 0.01 mm		
柔性细杆	横杠	转轴	A 型框	切向拉杆	柔性细杆	横杠	转轴	镜室	A 型框	切向拉杆	镜室
约束主镜轴向自由度, 释放其他方向自由度	将支撑点一点分为两点, 保证刚体位移要求	释放两个小柔节引入的过约束; 消除各零件加工误差和局部变形带来的扭矩	消除主镜的热膨胀应力; 限制主镜径向刚体位移	限制主镜径向刚体位移; 消除主镜和 A 型框的热膨胀应力	轴向刚体位移	轴向刚体位移	轴向刚体位移	轴向刚体位移	径向刚体位移	径向刚体位移	径向刚体位移
					< 0.003 mm	< 0.002 mm	< 0.002 mm	< 0.003 mm	< 0.004 mm	< 0.003 mm	< 0.003 mm

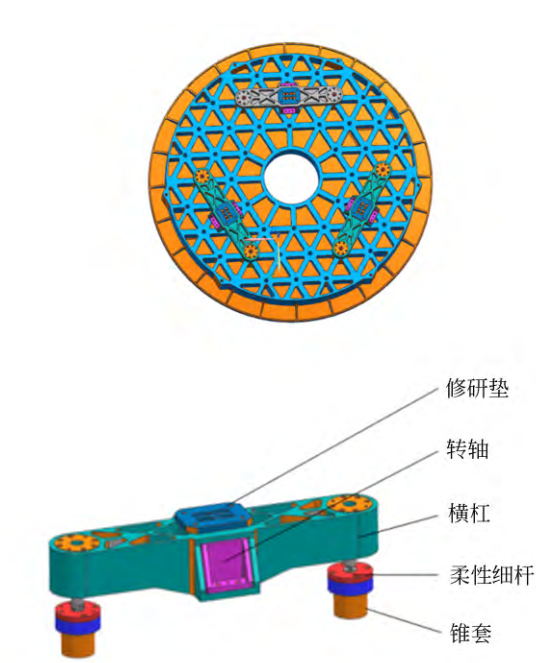


图 4 背部支撑结构

Fig. 4 Back support structure

N), 柔性细杆端部产生的径向刚体位移大于 0.01 mm, 才可认为背部支撑对反射镜面形产生的影响可以忽略不计, 也即柔性细杆的设计满足与周边支撑的解耦要求。

依据功能分配结果, 柔性细杆需吸收温度变化主镜产生的热变形。当主镜组件整体温升 2℃ 时, 主镜和镜室的相对位移通过公式(3)计算:

$$\Delta x = (\alpha_{\text{镜室}} - \alpha_{\text{镜体}}) \times R_{\text{外}} \times \Delta T. \quad (3)$$

可得 $\Delta x = (8.9 - 2.5) \times 10^{-6} \times \frac{519.62}{2} \times 2 = 3.3 \mu\text{m}$, 远小于 0.01 mm, 因此在 2.66 N 的径向力作用下, 柔性细杆只要能满足支撑解耦要求, 就能够满足热变形要求。

依据主镜背部支撑孔的大小及背部空间的大小, 柔性细杆的初步设计为长 50 mm, 外径为 12 mm, 内径为 6 mm 的空心圆柱, 两端为厚 3.5 mm, 直径 $\Phi 41 \text{ mm}$ (与锥套直径相同) 的法兰面。

在其一端施加 2.66 N 的径向载荷, 通过挠度计算公式可计算出其端面产生径向的最大位移: $X_{\text{max}} = 1.06 \mu\text{m}$, 远小于解耦要求的 10 μm , 所以还需增加柔性细杆的径向柔度。增加径向柔度可通过减小空心圆柱外径尺寸和在圆柱杆上开槽等方式。本文选择在圆柱杆上开槽的方式来增加径向柔度。

柔槽结构及设计参数如图 5 所示。

由轴向刚体位移约束及解耦要求可以建立不等式:

$$\begin{cases} \Delta l = \frac{mgl}{6EA} = \frac{53.2 \times 0.05}{1.09e11 \times A} < 3e-6 \\ \omega = \frac{Pl^2x^2}{2EI} - \frac{Px^3}{6EI} > 1e-5 \end{cases}, \quad (4)$$

其中: A 为柔槽的横截面积; x 为距柔性细杆左端

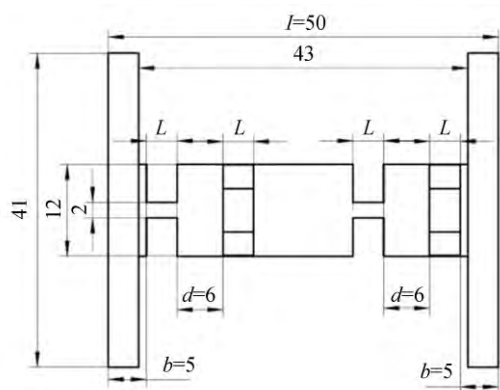


图5 柔性细杆尺寸参数图

Fig. 5 Size parameters of the flexible thin rod figure

面的距离; L 为柔槽长度。在线弹性范围内,根据挠度叠加原理即可求得在满足柔槽截面面积大于 8.13 mm^2 的条件下 L 的取值范围为:

$$0.4 \text{ mm} < L < 40 \text{ mm}. \quad (5)$$

所以初步选定 L 的值为4 mm,柔槽的横截面积 A 为 14 mm^2 ,柔性细杆最终模型如图6所示。

图6是对柔性细杆左端面施加固定约束,右端面施加2.66 N径向力的工况下,小柔节的变形云图,在2.66 N径向力作用下,柔性细杆右端面产生的位移为0.045 mm,大于0.01 mm,满足与周边支撑的解耦要求。

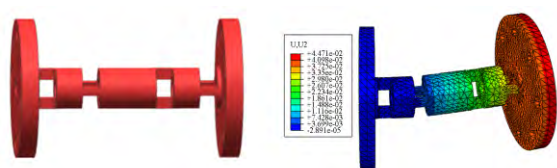


图6 柔性细杆及径向变形图

Fig. 6 Flexible thin rod and deformation trend in radial direction

4.3.2 横杠结构设计

横杠上两个支撑点间的跨度大,并承载较大的镜体重量,需要高比刚度材料,因此选用比刚度高于钛合金的SiC/Al复合材料。设计时根据背部支撑结构的结构形式以及反射镜背部空间大小,加工工艺和装配工艺等因素,初步设计横杠结构如图7。将横杠、柔性细杆和主镜装配,建立有限元模型施加垂直镜面的重力载荷,计算横杠结构在光轴方向的刚体位移为 $0.99 \mu\text{m}$,满足

设计要求,且质量仅有1.18 kg,无须拓扑优化。

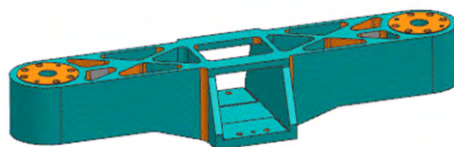


图7 横杠结构三维模型

Fig. 7 3D model of the lever

4.3.3 转轴结构设计

转轴一端连接横杠结构,一端连接修研垫,即主镜室。作用是消除柔性细杆长度加工误差带来的装配应力与镜室局部变形导致的转轴与镜室连接法兰面的倾角变化。

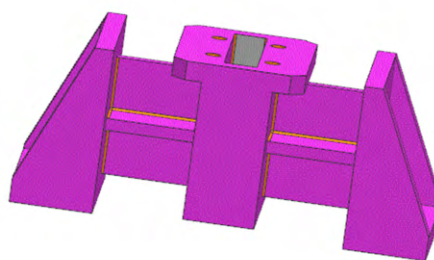


图8 转轴三维模型

Fig. 8 3D model of great flexible structure

转轴轴向刚度要高,满足预分配指标,轴向刚体位移小于0.002 mm,将转轴与横杠、柔性细杆和主镜装配,在三个转轴的任意一个与修研垫连接的法兰面上施加0.01 mm的不平面度误差(由施加于镜室上的0.05 mm不平面度误差转化而来),进行有限元分析,然后通过调整柔性环节弹片的厚度,来保证镜面面形精度满足设计值。

在背部支撑组件的设计过程中,要保证整个支撑结构的重心通过转轴。只有这样光轴水平时,背部whiffletree结构的重量才会全部施加在主镜室上,不会对主镜产生额外的倾覆力矩。

4.4 周边支撑设计

周边支撑约束主镜的三个空间自由度 R_x , T_y , T_z ,在主镜光轴水平时起支撑作用,分散支撑力,且要与背部支撑约束的三个自由度解耦。周边支撑结构分为三组,绕主镜周边 120° 均布,周

边支撑由 A 型框、切向拉杆和殷刚垫组成, 结构如图 9 所示。

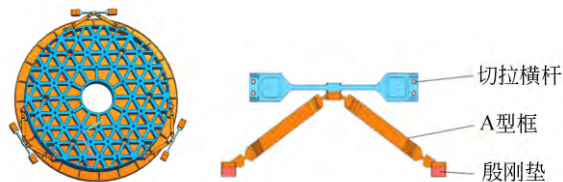


图 9 周边支撑结构

Fig. 9 Peripheral support structure

4.4.1 殷刚垫结构及支撑位置设计

殷刚垫是支撑结构与主镜的一个连接过渡件, 用胶粘的方式与主镜连接在一起, 以螺钉连接的方式与支撑结构连接。依据最小粘接面的大小经验公式确定了殷刚垫的大小, 为一个 $20\text{ mm} \times 10\text{ mm} \times 50\text{ mm}$ 的长方体。

为了确定周边支撑在光轴方向的位置, 分别计算周边支撑在质心平面、距质心平面 -5.0 mm , -2.5 mm , $+2.5\text{ mm}$ 和 $+5.0\text{ mm}$, 5 种工况下主镜的倾角和 RMS 值, 其中“ $-$ ”表示周边支撑向镜面方向移动, “ $+$ ”号表示周边支撑向主镜背部移动。有限元分析结果如图 10 所示。

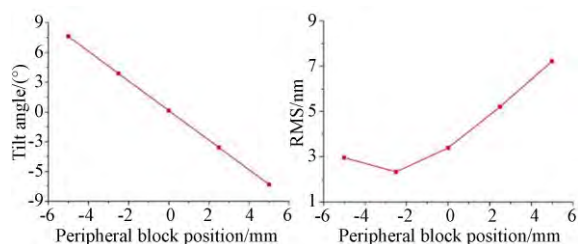


图 10 周边支撑位置与主镜倾角和 RMS 值的关系

Fig. 10 Relationship between peripheral block position, tilt angle and RMS value of primary mirror

分析结果表明在主镜组件装调时, 周边支撑应该跨过垂直光轴的主镜重心平面上。然而由于实际的主镜材料分布不均、壁厚尺寸公差等因素, 无法精确的定位质心平面, 所以在 A 框支腿端部设计腰形孔来调节如图 11 所示。待镜体粗加工完成后, 利用质心惯量测试仪对主镜在光轴方向的质心面进行测试, 依据实测值再进行支撑组件的装调^[12-14]。

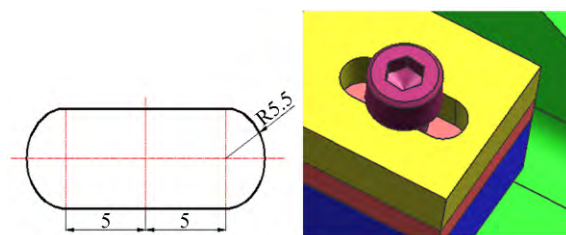


图 11 腰孔示意图

Fig. 11 Schematic diagram of waist hole

4.4.2 A 型框结构设计

A 型框沿主镜周边切向布置, 将支撑点由一点分为两点, 增加支撑点数, 减小支撑跨距, 改善镜面面形。

A 型框的主要设计参数如图 12 所示。主要结构参数包含两支腿间角度 φ , 径向柔节厚度 t_1 、宽度 w_1 , 轴向柔节厚度 t_2 、宽度 w_2 , 支腿轴向宽度 d_1 , 支腿径向宽度 d_2 , 轴向柔节间距 L_1 。

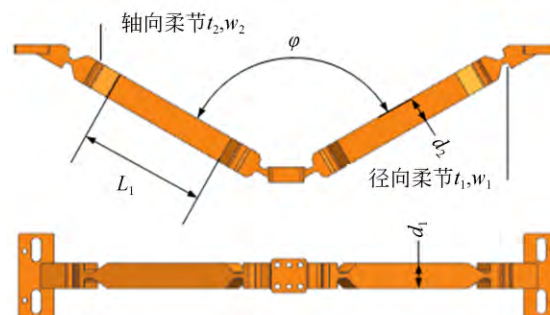


图 12 A 型框结构参数

Fig. 12 Parameters of the A frame

为确定 A 型框两支腿之间的角度 φ , 对 φ 分别取 120° , 130° , 140° 和 150° 进行有限元分析, 在 3 个 A 型框的顶端施加固定约束, 沿 $-X$ 方向施加重力载荷, 获得了 φ 与主镜面形值 RMS 值之间的关系曲线, 见图 13。从图中可以看出, φ 的大小对 RMS 值影响不大, 而 φ 的大小对 A 型框的结构大小影响很大, 因为 φ 增大会大大增加侧支撑在径向方向的接口尺寸^[15], 因此, φ 定为 120° 。

A 型框支腿角度确定之后, 为满足主镜的刚体位移、面型精度、基频和解耦要求, 采用综合评价因子 F 评价各设计参数对主镜在光轴竖直时承受主镜 5% 的重量时产生的轴向刚体位移 D_A , 主镜光轴水平时的径向刚体位移 D_R 、镜面面形

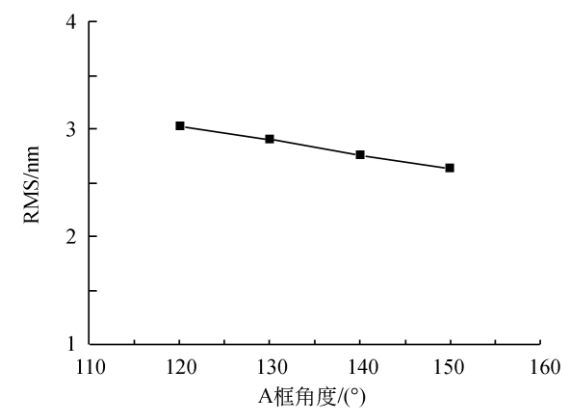


图 13 φ 与 RMS 的关系
Fig. 13 Relationship between φ and RMS

RMS_R , 温度载荷作用下的镜面面形 RMS_T , 垂直于光轴的振动频率 f_R 的影响, 寻找较优的设计参数指导 A 型框的结构设计。根据参考文献[9]本文中的 L_1, w_1 的参数变化对于各工况下主镜的影响

较小, 所以主要参数选取为 t_1, t_2, d_1, d_2, w_2 。A 型框的结构参数初始尺寸及取值范围如表 5 所示。

表 5 A 型框的结构参数尺寸		
Tab. 5 Parameters of initial A frame structure(mm)		
结构参数	初始尺寸	取值范围
t_1	3	1~5
t_2	3	1~5
d_1	14	12~16
d_2	14	12~16
w_2	4	2~6

主镜综合评价因子:

$$F=\frac{1}{5}\left(\frac{15.1}{D_A}+\frac{D_R}{7.36}+\frac{RMS_R}{1.28}+\frac{RMS_T}{1.26}+\frac{179}{f_R}\right).$$

(6)

以初始尺寸为基准。

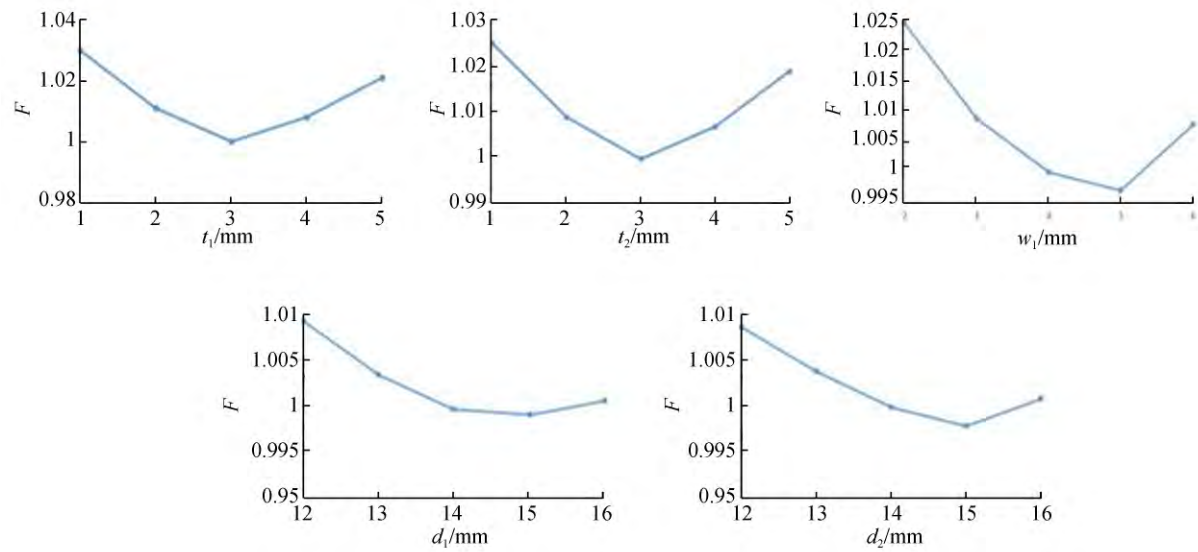


图 14 不同结构参数对 F 的影响
Fig. 14 Influence of different structural parameters on F

不同结构参数对 F 的影响如图 14 所示, 以轴向刚体位移大、主镜面形 RMS 小、振动频率大为目标, A 型框的结构参数的最终尺寸为: $t_1=3, t_2=3, d_1=15, d_2=15, w_2=5$ 。

4.5 解耦分析

采用复合支撑的主镜组件, 在光轴水平时, 周边支撑起支撑作用, 背部支撑不起作用; 光轴

竖直时, 背部支撑起支撑作用, 周边支撑不起作用; 处于中间位置时, 两者共同作用, 此时的镜面面形等各项指标介于光轴水平和垂直两种状态之间。只要光轴竖直和光轴水平两种工况满足面形指标要求, 其他各个工况均能满足面形指标要求。

为了背部支撑和周边支撑的耦合程度能

更加直观的体现,在分析计算时将主镜组件中的主镜室去除。分别计算不带主镜室的主镜组件在光轴水平时,复合支撑和周边支撑下的镜面自重变形,如图 15 所示;以及光轴竖直时,复合支撑和背部支撑下的镜面自重变形,如图 16 所示。各个工况下反射镜面形 RMS 值如表 6 所示。

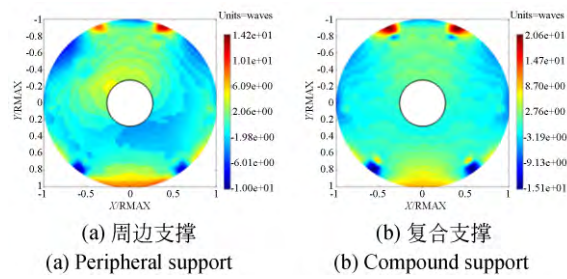


图 15 光轴水平镜面自重变形图
Fig. 15 Self-weight deformation diagram of mirror with horizontal optical axis

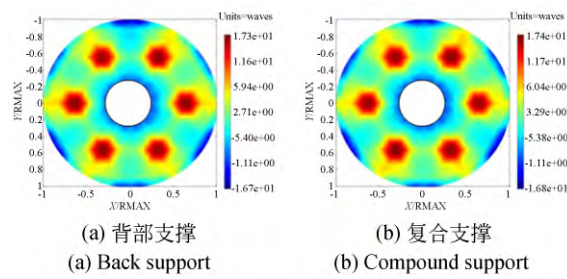


图 16 光轴竖镜面自重变形图
Fig. 16 Self-weight deformation diagram of mirror with vertical optical axis

表 6 支撑解耦分析结果

Tab. 6 Support decoupling analysis results

光轴方向	光轴水平		光轴竖直	
支撑类型	周边支撑	周边+背部支撑	背部支撑	周边+背部支撑
RMS/nm	1.34	1.40	3.96	4.04

根据上述分析结果,光轴水平时,复合支撑面形 RMS 值较周边支撑单独工作增大了 4.5%;光轴竖直时,复合支撑面形 RMS 值较背部支撑单独工作增大了 2%。由支撑互相耦合引起的面形变化均在 5% 以内,可认为复合支撑满足解耦要求。

5 主镜组件仿真分析

5.1 静力学分析

考虑主镜组件的实际工作状态,对主镜组件进行了 1 g 重力载荷(俯仰 0°~90°)、(20±2)°C 温度载荷和 0.05 mm 装配误差对镜面面形指标的影响分析。图 17 为有限元模型边界约束条件,图 18~图 19 为各工况面形变化云图,表 7 为各个工况计算结果。

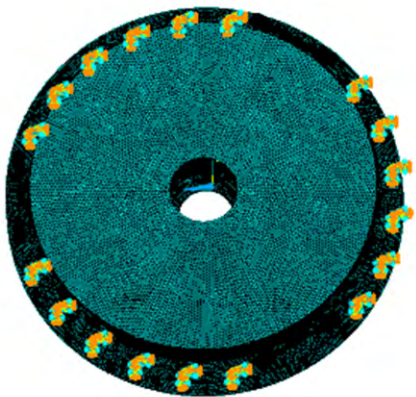


图 17 反射镜组件有限元模型
Fig. 17 Finite element modal of mirrir component

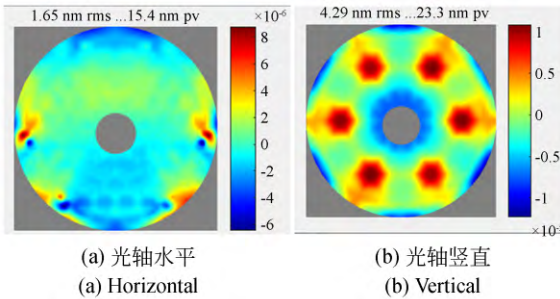


图 18 重力载荷引入面形变化云图

Fig. 18 Displacement cloud chart of graviti

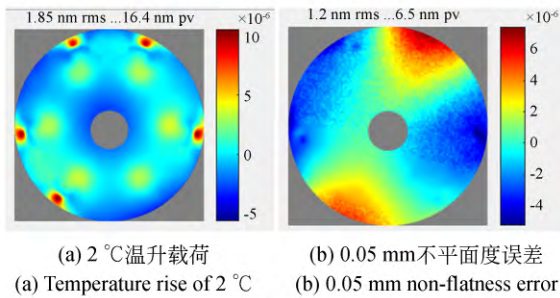


图 19 温度载荷和装配误差引入面形变化云图

Fig. 19 Displacement cloud chart of temperature load and assembly error

表 7 中分析结果表明,1 g 重力载荷下的两个极端工况下的主镜面形分别为 4.29 nm 和 1.65 nm,则在 0°~65°俯仰角度范围内的最大面形不会大于 4.29 nm,采用均方根法合成计算重力载荷、温度载荷和装配公差引入的面形变化综合值不会大于三者的合成值 4.77 nm。再加上 1 nm 的稳定度和 5 nm 的镜面加工残差合成

最终面形精度结果为 7 nm,优于设计要求的 12.6 nm。由于主镜组件为轴对称结构,理论上均匀温升对其倾角和径向位移变化无影响,同时光轴方向的位移变化量也极小并且可通过调焦机构调整适应,因此仅重力变化下的倾角和刚体位移即代表了综合作用下的倾角和刚体位移。

表 7 静力学各工况分析结果
Tab. 7 Results of statics under different working conditions

项目	指标要求	边界条件	设计分析结果
重力影响面形变化	$\lambda/50$	1 g 重力,光轴 0°	1.65 nm
		1 g 重力,光轴 90°	4.29 nm
温度影响面形变化	$\lambda/50$	(20±2)℃	1.85 nm
强制位移面形变化	$\lambda/50$	0.05 mm 不平面度	1.2 nm
重力影响位移变化(径向/轴向最大值)	±0.01 mm	1 g 重力,光轴 0°	0.004 2 mm
		1 g 重力,光轴 90°	0.008 1 mm
重力影响倾角变化	±5"	1 g 重力,光轴 0°	0.25"

5.2 动力学分析

对主镜组件进行模态分析,前三阶固有振型如图 20 所示,前三阶固有频率见表 8。有限元分析结果表明,主镜组件的一阶频率为 159.9 Hz,满足设计指标要求的 120 Hz。

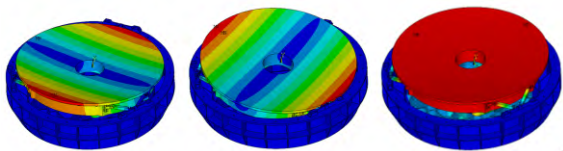


图 20 前三阶固有频率
Fig. 20 The first three natural frequencies

表 8 前三阶固有频率

Tab. 8 The first three natural frequencies

阶次	模态/Hz	振型描述
1	159.9	绕 Z 轴摆动
2	160.5	绕 Y 轴摆动
3	189.2	沿光轴前后振动

6 主镜组件装调

主镜在改性后,为避免加工应力对镜面面型产生影响,须安装支撑组件后再加工。在组件装

配前须确定主镜的质心平面,利用质心惯量测试仪对主镜在光轴方向的质心面进行测试如图 21 所示。

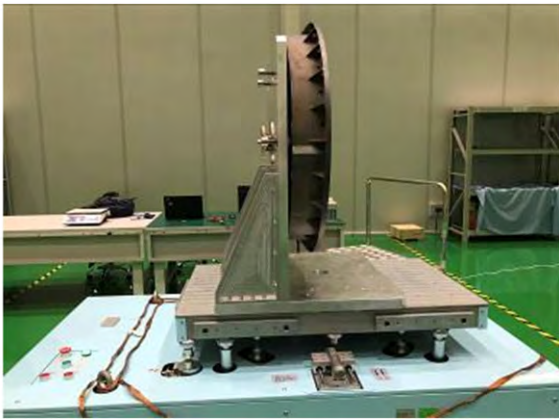


图 21 质心测试
Fig. 21 Centroid test

镜体质心实测值为 74.5 mm(距离镜体背部)与理论值相比,向镜体背部偏移了 0.5 mm。依据实测值,为了最大程度地减小重力对镜面面形的影响及实现主镜组件快速安装定位的功能,设计了以主镜背部支撑 6 点和中心孔为基准的装调工装。

安装主镜组件前,通过激光跟踪仪测得主镜

背部的平面度为 0.012 mm, 工装圆盖板的平面度为 0.009 mm, 均在允许的误差范围内, 所以将镜面背部视为机械装配基准。

主镜组件装配流程如图 22 所示。第一步将主镜镜面朝下至于整洁泡沫板上。第二步将圆盖板置于主镜镜背, 确保与主镜中心孔同轴, 调整位置至圆盖板预留的 6 个通孔与主镜背部支撑六点相对应。第三步将与主镜背部粘接的 6 个背部股刚垫置于圆盖板的通孔中, 通过柔节、横杠调节背部股刚垫上螺纹孔孔的位置至与柔节螺纹孔, 横杠螺纹孔对应。第四步, 注入环氧树脂, 等待 2 周固化即可完成背部支撑的安装。

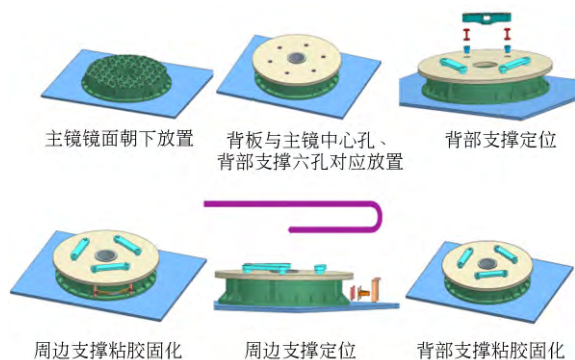


图 22 主镜组件装配流程

Fig. 22 The primary mirror component assembly process

主镜 $\Phi 722$ mm 的圆周上有 6 个平坦的平面, 用于周边支撑的粘接。第五步将周边支撑股刚垫和 A 型框置于丁字槽内, 丁字槽的长度根据质心测试仪的实测值而定, 确保周边支撑股刚垫的

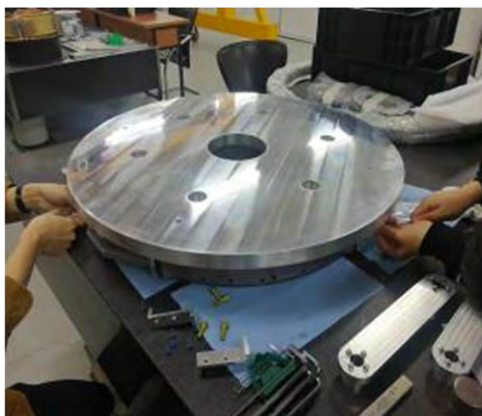


图 23 主镜组件装配

Fig. 23 Structure of the primary mirror assembly

中心过质心平面。第六步注入环氧树脂, 用力矩扳手将丁字槽上的螺钉拧至螺钉与股刚垫接触, 等待固化即可完成周边支撑的安装。主镜组件装配的实物图如图 23 所示。

7 实验验证

7.1 面形检测

主组件镜面精加工完毕后, 在 1 g 重力载荷的作用下, 对光轴水平时 0° 和 180° 两种状态下的主镜组件进行面形检测。图 24 为室温 22°C 下搭建的面形检测试验环境。图 25 为振动试验前后在重力载荷下反射镜组件的面形检测干涉图。检测结果表明, 主镜组件 0° 状态下的 RMS 值为 0.019λ , 180° 状态下的 RMS 值为 0.02λ , 变化仅 0.001λ , 证明支撑组件的结构设计与装配工艺合理。

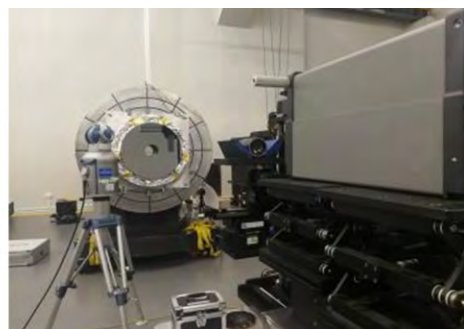
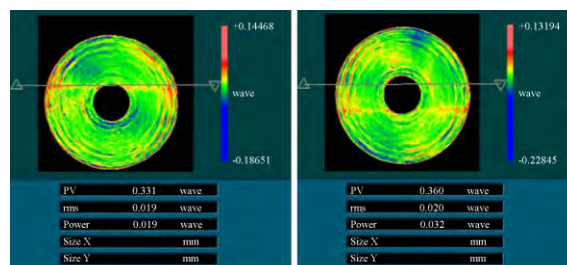


图 24 面形检测试验

Fig. 24 Test experiment of surface shape error



(a) 0° 状态
(a) 0° state

(b) 180° 状态
(b) 180° state

图 25 反射镜组件 1 g 重力下的面形检测图

Fig. 25 Testing interferogram of the reflector component under 1 g

7.2 力学实验

主镜组件装配完毕, 为了测试主镜组件的动

- 1380-1386.
- SHAO L, WU X X, CHEN B G, *et al.*. Passive support system of light-weighted SiC primary mirror[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2015, 23(5): 1380-1386. (in Chinese)
- [11] WEINGROD I, CHOU C Y, HOLMES B, *et al.*. Design of bipod flexure mounts for the IRIS spectrometer [C]. *Optomechanical Engineering* 2013. San Diego, California, USA. SPIE, 2013, 8836:8360Q.
- [12] 李剑锋, 吴小霞, 李玉霞, 等. 大口径主镜位置的实时检测[J]. *光学精密工程*, 2016, 24(11): 2721-2729.
- LI J F, WU X X, LI Y X, *et al.*. On line measurement of position for large primary mirror[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2016, 24(11): 2721-2729. (in Chinese)
- [13] JIANG P, ZHOU P W. Optimization of a light-weight mirror with reduced sensitivity to the mount location [J]. *Applied Optics*, 2020, 59 (12): 3799.
- [14] 郭疆, 朱磊, 赵继, 等. 大口径空间反射镜大容差支撑结构设计及优化[J]. *光学精密工程*, 2019, 27(5): 1138-1147.
- GUO J, ZHU L, ZHAO J, *et al.*. Design and optimize of high tolerance support structure for large aperture space mirror [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2019, 27(5): 1138-1147. (in Chinese)
- [15] 李钰鹏, 王智, 沙巍, 等. Bipod反射镜支撑结构的柔度计算及分析[J]. *光学精密工程*, 2018, 26(7): 1691-1697.
- LI Y P, WANG ZH, SHA W, *et al.*. Flexibility calculation and analysis of Bipod reflector support structure[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2018, 26(7): 1691-1697. (in Chinese)

作者简介:



罗致帮(1996—),男,江西南昌人,硕士研究生,主要从事天基大口径望远镜光机结构设计方面的研究。E-mail:luozhibang18@mails.ucas.ac.cn



李巍(1970—),男,吉林长春人,研究员,硕士生导师,博士。主要从事空间光学遥感器总体设计的研究。E-mail:leew2006@ciomp.ac.cn