文章编号 1004-924X(2016)10-2462-09

1.2 m 微晶主镜的新型支撑

邵 亮*,赵勇志,明 名,吕天宇,刘昌华,王洪浩
(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:针对 1.2 m 微晶主镜,提出了基于 6 套柔性切向杆机构的侧向支撑与基于 18 点半柔性 Whiffletree 机构的轴向支撑相结合的新型主镜支撑方案,用于保证该主镜在较大温差范围以及不同俯仰角度下始终保持良好的面形精度及较高的系统刚度。分析了该机构的工作原理,实验测试了主镜的面形精度及支撑系统的模态。机构分析表明该支撑方式可有效保证主镜定位精度和面形精度,并具有热解耦能力;有限元分析确认系统具有良好的支撑性能;面形精度检测得出主镜光轴垂直面形精度 RMS 达 15.25 nm,光轴水平面形精度 RMS 为 20.75 nm,模态测试则获得主镜支撑系统的一阶固有频率为 60.3 Hz。实测结果验证了该新型主镜支撑系统具有良好的面形保持能力及支撑刚度,分析结果与实测结果符合度较好,主镜光轴垂直和水平状态面形精度 RMS 的相对误差分别为 14.0%和 17.8%,一阶固有频率相对误差为 10.8%。得到的结果验证了有限元建模及分析的可信性,支撑系统设计方案的合理性及相关理论推导的正确性。

关 键 词:微晶主镜;主镜支撑;面形检测;模态测试;有限元分析
中图分类号:TH751 **文献标识码**:A **doi**:10.3788/OPE.20162410.2462

Novel support for 1.2 m Zerodur primary mirror

SHAO Liang*, ZHAO Yong-zhi, MING Ming, LÜ Tian-yu, LIU Chang-hua, WANG Hong-hao

(*Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun* 130033, *China*)
* *Corresponding author, E-mail: shaol@ciomp.ac.cn*

Abstract: For a 1.2 m Zerodur primary mirror, an effective primary mirror support system was proposed. A lateral support based on 6 sets of flexible tangent link structures and an axial support based on 18 sets of semi-flexible Whiffletree structures were combined to ensure the primary mirror to maintain good surface figure accuracy and system stiffness at a larger temperature range and different elevation angles. The working principle of the system was analyzed and the surface figure accuracy of the primary mirror and modal of the support were tested. The analysis for system structure indicates that the support system ensures the positioning accuracy and surface figure accuracy of the primary mirror and its thermal decoupling ability is verified by support principle deduction. The finite element analysis (FEA) on the statics distortion and thermal distortion of the mirror surface shows that the system has excellent structural rigidity. The surface figure accuracy tests indicate that the RMS values of mirror optical surface distortion at the optical axis in vertical and horizontal states are 15.25nm and 20.75 nm respectively. Furthermore, the first natural frequency of support system is measured to be 60.3

收稿日期:2016-01-03;**修订日期**:2016-02-20.
基金项目:中国科学院青年创新促进会基金(No. 2016198)

?1994-2016 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

Hz at modal tests. As comparing FEA simulation results with measurement results. It shows that relative errors of the mirror optical surface distortion are 14.0% and 17.8% separately at different elevation angles, and that of the first natural frequency is 10.8%. Due to the approximate results between simulations and measurements, it demonstrates that the design scheme and principle deduction of primary mirror support system are reasonable, and the FEA modeling is creditable.

Key words: zerodur primary mirror; primary mirror support; surface figure test; modal test; Finite Element Analysis(FEA)

1　引　言

为提高探测能力和观测分辨力，现代地基光电望远镜逐步向大口径方向发展。作为光电望远镜主光学系统的关键元件，主镜的面形精度、定位精度及支撑刚度直接影响望远镜的成像质量[1-3]。对于 1～2 m 级口径望远镜主镜，国内外研究多采用浮动式被动支撑方案[4-6]，其侧向支撑采用推-拉平衡重结合定位机构方式，轴向支撑采用机械式 Whiffletree 机构或推-拉平衡重结合定位硬点方式。平衡重机构将明显导致支撑系统刚度下降[7]，而传统的机械式 Whiffletree 机构无法实现主镜与支撑点间的热解耦及静摩擦力释放[8-9]。

为满足主镜支撑性能要求，1.2 m 微晶主镜采用 6 套柔性切向杆侧向支撑结合 18 点半柔性 Whiffletree 轴向支撑的被动式支撑方式。通过机构原理分析，该支撑系统可有效保证主镜定位精度和面形精度，并具有热解耦能力。利用 Ansys 软件对支撑系统进行了有限元分析确认；系统完成装调后，对主镜面形精度及支撑系统模态进行检测，检测结果说明支撑系统可满足主镜支撑要求；分析与实测结果符合度较好，体现了有限元建模及分析的正确性，也印证了该支撑系统设计方案的合理性及相关理论推导的正确性。

2　主镜支撑方案

2.1　主镜基本参数

主镜选用微晶玻璃(Zerodur)材料，其膨胀系数低的特性可有效降低自身热变形影响。主镜采用平凹镜设计，外径为 Φ1 230 mm，内径为 Φ250 mm，边缘厚度为 160 mm，总重为 395 kg。主镜支撑系统要求主镜面形精度 RMS≤λ/30(λ 为激光干涉仪检测用激光波长，其值为 632.8 nm)，一阶模态频率高于 50 Hz，重力作用下主镜与镜室间相对窜动小于 50 μm。

2.2　支撑原理及分析

根据 Hall 提出的经验公式可知，主镜轴向支撑面形精度与主镜轴向支撑点数量相关[10]：

$$N=\frac{0.375D_G^2}{t_A}\sqrt{\frac{\rho_G}{E_G\delta}}, \tag{1}$$

式中：N 为支撑点数量，D_G 为主镜外径，t_A 为主镜厚度，ρ_G 为主镜材料密度，E_G 为主镜材料杨氏模量，δ 为支撑系统预期得到的主镜面形精度。将式(1)转化为公制单位，可估算出 18 点轴向支撑面形精度为 10.95 nm，满足支撑要求。

主镜支撑机构应满足静定支撑原理，以保证主镜定位精度：

$$F=6(n-1)-\sum_{i=1}^{g}(6-f_i)=0, \tag{2}$$

式中：F 为系统自由度总数，n 为部件数，g 为节点个数，f_i 为第 i 个节点的自由度。每组支撑机构形成 1 个约束关系，由轴向及侧向支撑组成的主镜支撑系统恰好需 6 组支撑机构对主镜进行约束[11]。

根据式(1)可知，支撑系统通过适当扩展支撑点数量，可提高主镜支撑面形精度。对于轴向及侧向支撑，支撑机构每组扩展支撑点之间微位移应满足[12]：

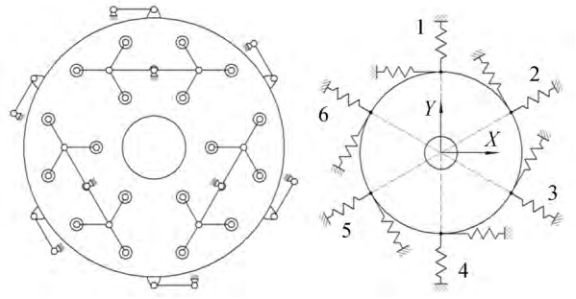
$$\begin{cases}\Delta U_i=UZ_i-\overline{UZ}\\ \overline{UZ}=\dfrac{1}{n}\sum\limits_{j=1}^{n}UZ_j\end{cases}, \tag{3}$$

式中：$\overline{UZ}$ 为支撑机构约束主镜相应自由度位移量，ΔU_i 为其每组扩展支撑点相对于主镜位移量。

根据式(3)，每组支撑机构及扩展支撑点之间通过位移关系形成 1 个约束关系。由轴向及侧向支撑组成的支撑系统通过 6 组支撑机构，可满足

?1994-2016 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

式(2)所述静定支撑原理，以实现支撑系统对于主镜的定位精度要求。



(a)支撑系统 (b)模型简化

(a) Support system (b) Model simplification

图1 支撑原理图

Fig. 1 Schematic diagram of support

为方便讨论，将主镜光轴方向定义为 UZ 轴方向，主镜径向分别为相互垂直的 UX、UY 方向，RZ、RX、RY 分别为绕3个坐标轴的旋转方向。

轴向支撑采用3组半柔性 Whiffletree 机构逐级扩展为18个等力支撑点方式对主镜3个自由度约束(UZ，RX，RY)，如图1(a)。半柔性 Whiffletree 机构具体形式为：采用两级扩展形式，第一级为等长摆臂，第二级为等边三角形力扩散器；区别于传统球铰连接，摆臂通过柔性膜片结合球铰形成半柔性十字铰链连接力扩散器；支撑点处采用轴向柔性细杆机构替代传统球铰，利用其轴向刚性实现对主镜轴向定位，侧向柔性实现支撑点与主镜径向解耦。侧向支撑采用的6套柔性切向杆机构呈对称方式排布，如图1(a)所示。切向杆机构在主镜径向及轴向方向均采用柔性铰链，其轴向柔铰可实现支撑点与主镜轴向解耦。每对相互对应平行的切向杆机构包含一个用于分散作用力的虚约束，3对切向支撑结构可约束主镜3个自由度(RZ，UX，UY)[13-14]。

柔性侧向支撑为整个支撑系统刚度最为复杂的环节，有必要进行相应分析。侧向支撑可简化为如图1(b)所示的弹性系统。实际设计中连杆部分抗弯强度远高于柔铰部分，因而侧向支撑弹性变形环节主要体现在扭矩导致柔铰的弯曲变形以及切向拉/压力导致的连杆及柔铰沿切向拉/压变形。在受到 Y 方向重力 G 作用时，主镜将出现沿重力方向的微量位移 d，每套侧向支撑机构受到切向力 F_i，以及平行于光轴方向扭矩 M_i，其材料杨氏模量 E；设切向连杆长度 L_1，截面积 A_1，柔铰处长度 L_2，宽度 b，厚度 t，即截面积 $A_2=bt$，有：

$$\begin{cases} F_i=\dfrac{EA_j}{l_j}\cdot x_{ij} \\ M_i=\dfrac{Ebt^3}{12L_2}\cdot\theta_i \end{cases}, \tag{4}$$

其中：$i=1,2\cdots\cdots6$；$j=1,2$。

设重力 G 作用下，切向杆变形导致主镜微量位移为 d_1，柔铰变形导致主镜微量位移为 d_2，根据叠加原理，有：

$$d=d_1+d_2, \tag{5}$$

支撑机构不发生弹性变形的理想状态下，根据支撑原理，有：

$$\begin{cases} F_1=F_4=0 \\ F_2=F_3=F_5=F_6=\dfrac{G}{2\sqrt{3}} \end{cases}, \tag{6}$$

主镜自重作用使得侧向支撑机构发生微量弹性变形时，式(6)所述关系仍近似成立。

单独考虑连杆变形导致主镜微量位移 d_1 时，在2、3、5及6号侧向支撑处，有：

$$x_{i1}=\frac{\sqrt{3}d_1}{2}, \tag{7}$$

将式(7)带入式(4)，并与式(6)联立得：

$$d_1=\frac{GL_1}{3EA_1}. \tag{8}$$

单独考虑柔铰变形导致主镜微量位移 d_2 时，可将其弹性变形可视为蓄能过程，有：

$$\sum_{i=1}^{12}\frac{1}{2}F_ix_{i2}+\sum_{i=1}^{12}\frac{1}{2}M_i\theta_i=\frac{1}{2}Gd_2, \tag{9}$$

由于连杆两端均使用相同柔铰，式(9)可转化为：

$$\sum_{i=1}^{6}F_ix_{i2}+\sum_{i=1}^{6}M_i\theta_i=\frac{1}{2}Gd_2, \tag{10}$$

根据图1所示几何关系，发生微量变形时，有：

$$\begin{cases} x_{12}=x_{42}=0 \\ x_{22}=x_{32}=x_{52}=x_{62}=\dfrac{\sqrt{3}d_2}{2} \\ \theta_1=\theta_4=\dfrac{d_2}{L_1} \\ \theta_2=\theta_3=\theta_5=\theta_6=\dfrac{d_2}{2L_1} \end{cases}, \tag{11}$$

将式(11)带入式(4)及(10)，解得：

$$d_2=\frac{2GL_1^2L_2}{EA_2(6L_1^2+t^2)}, \tag{12}$$

由于 $L_1\gg t$，即 $L_1^2\gg t^2$，式(12)可化简为：

?1994-2016 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

$$d_2=\frac{GL_2}{3EA_2}, \tag{13}$$

将式(8)及式(13)带入式(5)，可得此状态下主镜沿重力方向微量位移的表达式为：

$$d=\frac{G}{3E}\left(\frac{L_1}{A_1}+\frac{L_2}{A_2}\right), \tag{14}$$

设 K_Y 为 Y 方向等效弹性系数，有：

$$G=K_Y d, \tag{15}$$

结合式(14)、(15)，可得：

$$K_Y=\frac{3EA_1A_2}{L_1A_2+L_2A_1}. \tag{16}$$

同理可推得 X 方向等效弹性系数，且发现 X 与 Y 方向等效弹性系数有：

$$K_X=K_Y. \tag{17}$$

可知，侧向支撑不同方向刚度对称一致；将相应设计参数带入(14)，可预估在重力作用下主镜将出现 10 μm 量级平移，说明所设计侧向支撑满足主镜定位要求。

在热变形过程中，轴向支撑利用细杆机构径向柔性实现与主镜热解耦；侧向支撑 6 套切向杆机构具有相同的热致伸缩量，可将主镜与镜室间径向热变形差异转化为主镜绕光轴方向的微量转动，从而释放主镜与镜室因径向热膨胀不一致而产生的热应力，实现侧向支撑与主镜热解耦[15]。主镜与侧向支撑间热膨胀相对变化如图 2 所示。

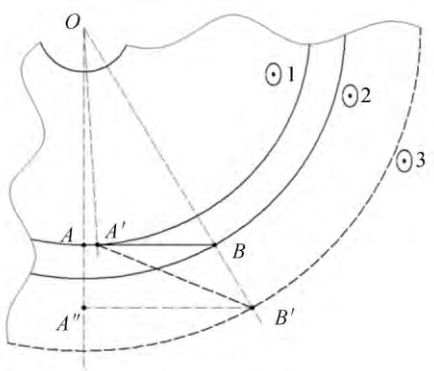


图 2　侧向支撑热变形

Fig. 2　Schematic diagram of lateral support thermal deformation

为便于讨论，设支撑机构与镜室热膨胀系数 α 相同；由于主镜微晶材料热膨胀率(0.02×10^{-6})远小于支撑及镜室材料热膨胀率(如 45 # 钢为 11.59×10^{-6})，可忽略主镜自身热膨胀；设主镜外径为 R，侧向支撑长度 L。图 2 中，$\odot_1$ 代表主镜，$\odot_2$ 代表环境温度未发生变化时主镜室，$\odot_3$ 代表温度变化 t ℃发生热变形的主镜室；O 为主镜中心，A 点为侧向支撑与主镜连接点位置，B 点为侧向支撑与镜室连接点位置；AB 为其 1 套侧向支撑机构，$A'B'$ 为该侧向支撑机构热变形后相应状态及位置。

假设侧向支撑点 A 断开，由于主镜热膨胀与镜室一致，热变形后侧向支撑为 $A''B'$，有：

$$A'B'=A''B', \tag{18}$$

图 2 中，根据热膨胀关系可知：

$$\begin{cases}A''B'=L(1+\alpha t)\\ AA''=R\alpha t\end{cases}, \tag{19}$$

根据图 2 几何关系，有：

$$\begin{cases}AA'=A''B'(1-\cos\angle A''BA')\\ \sin\angle A''BA'=AA''/A'B'\end{cases}, \tag{20}$$

由于 $\angle A''BA'$ 为微小量，有：

$$1-\cos\angle A''BA'=\frac{1}{2}(\sin\angle A''BA')^2, \tag{21}$$

主镜绕光轴微量旋转：

$$\angle AOA'=\sin\angle AOA'=AA'/R, \tag{22}$$

将式(18)～(21)带入式(22)可得：

$$\angle AOA'=\frac{\alpha^2t^2R^2}{2(1+\alpha t)L}\approx\frac{\alpha^2t^2R^2}{2L}. \tag{23}$$

通过分析可知，当环境温度发生变化时，主镜通过微量旋转可释放与侧向支撑间热应力；由于轴向支撑柔性细杆机构的运用，可有效释放主镜绕光轴微量旋转带来的影响。

3　主镜支撑方案

利用 ANSYS 软件建立 1.2 m 微晶主镜及支撑系统模型，如图 3 所示。主镜利用板单元建立沿径向截面，通过旋转扫掠成实体单元。该建模方式沿半径节点分布逐渐稀疏，为提高分析的准确性，面形精度统计结果采用节点加权方式，权值为节点所对应位置的归一化半径长度。

3.1　重力变形

主镜支撑系统受重力作用，光轴由天顶至指向水平时，支撑导致的面形精度影响曲线如图 4 所示。分析结果表明：重力作用下支撑系统引起的主镜镜面变形 RMS 值最小为 2.99 nm，最大为 11.05 nm。

?1994-2016 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

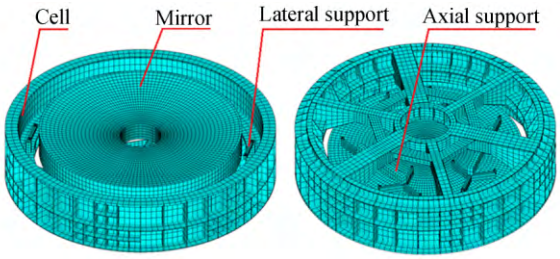


图 3 有限元模型示意图

Fig. 3 Scheme of FEA model

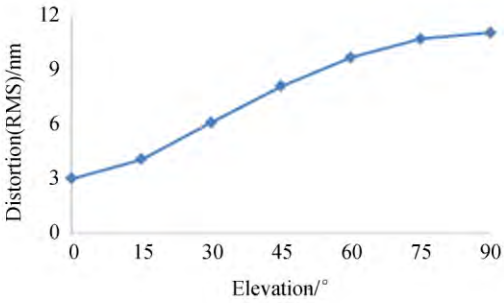
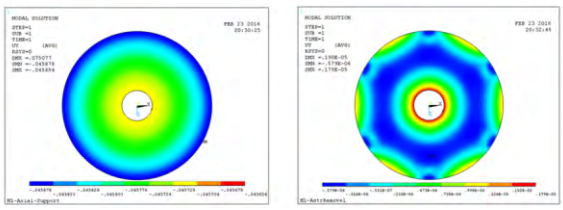


图 4 重力变形

Fig. 4 Gravitational deformation analysis results

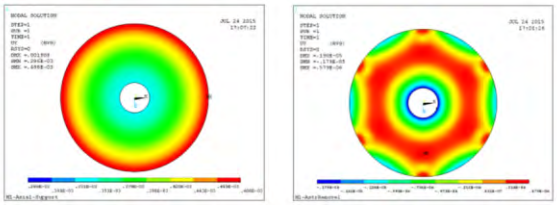
3.2 热变形

热分析以 20 ℃为参考温度，环境温度为 −40 ℃时主镜面形云图如 5(a)所示，主镜面形精度 RMS=49.98 nm，此时像差主要为离焦，其对面形精度 RMS 值的影响为 49.70 nm。在主光学系统中，主镜离焦可通过调焦环节消除，不会对系统成像质量造成影响，因而主镜实际面形精度需通过剔除离焦后进行评定。图 5(b)所示为环境温度为 −40 ℃时去除离焦后主镜热变形云图，此时支撑系统导致的主镜面形精度影响 RMS=0.67 nm。图 5(c)、(d)所示分别为环境温度 80 ℃时主镜面形云图及该温度下去除离焦后主镜热变形云图，其面形云图分别与图 5(a)、(b)相比，



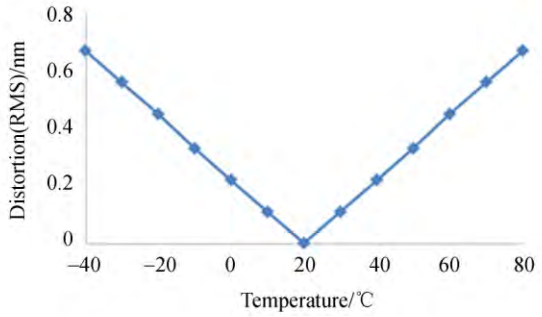
(a) −40 ℃热变形云图 (b) −40 ℃去除离焦后云图

(a) Thermal deformation pattern at −40 ℃ (b) Deformation pattern after defocussing rejection at −40 ℃



(c) 80 ℃热变形云图 (d) 80 ℃去除离焦后云图

(c) Thermal deformation pattern at 80 ℃ (d) Deformation pattern after defocussing rejection at 80 ℃



(e) 热变形曲线

(e) Curve of thermal deformation

图 5 热变形分析结果

Fig. 5 Thermal analysis results

分布一致，高低方向相反，相应的面形精度 RMS 统计值基本一致。

环境温度由 −40～80 ℃变化时，支撑系统导致面形精度影响计算结果如图 5(e)所示。热分析结果表明支撑系统具有良好的热解耦能力。

3.3 装配影响分析及综合估算

由于安装及机械加工误差的存在，不同部件连接面存在微量间隙及倾斜，装调过程中锁紧部件之间连接面时将产生装配应力。安装误差及装配应力会明显的导致镜面变形，影响支撑效果。安装误差通过修改模型支撑节点位置实现；连接面微量间隙及倾斜锁紧时产生的应力通过采用几何关系换算并施加强制位移的方式模拟。考虑安装误差及应力的不确定性，仿真过程施加约束及作用力应具有一定随机性，通过多次运算(30 次)进行统计的方式得到主镜面形精度影响。表 1 所示为有限元仿真计算对支撑系统实际装调中可能出现的安装误差及装配应力导致主镜面形精度影响的分析结果。

?1994-2016 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

表 1　安装误差及装配应力影响

Tab. 1　Installation error and Assembly stress disturbance

序号	误差及应力来源	主镜面形精度统计 RMS/nm
1	理想状态(光轴指向天顶)	2.99
2	理想状态(光轴指向水平)	11.05
3	轴向支撑点位置偏差(1 mm)	0.20
4	轴向细杆支撑倾斜(0.2°)	0.24
5	主镜相对镜室偏心(0.05 mm)	0.14
6	主镜相对镜室倾斜(5″)	0.01
7	侧向支撑点轴向偏差(0.2 mm)	1.99
8	侧向支撑点径向偏差(0.5 mm)	0.78
9	侧向支撑轴向装配应力(0.05 mm)	3.36
10	侧向支撑径向装配应力(0.05 mm)	0.45
11	侧向支撑切向装配应力(0.05 mm)	1.44
12	综合影响(光轴指向天顶)	7.79
13	综合影响(光轴指向水平)	13.40

表 1 中，第 12 项为考虑到安装误差、装配应力及重力综合作用，主镜光轴指向天顶面形精度影响；第 13 项为光轴指向水平综合面形精度影响。

对于支撑解耦的主镜支撑系统，其热变形、加工残差、重力变形、安装误差及装配应力对主镜的面形精度影响相互独立，即各种影响共同作用下主镜面形精度 RMS 值的平方等于各种影响单独作用下的主镜面形精度 RMS 值的平方和[16]。根据热分析可知，支撑系统具有良好的热解耦能力，热变形影响可忽略不计；主镜精磨后可能达到面形精度 λ/60 级别(10.55 nm)；通过表 1 可预测支撑系统在安装误差、装配应力及重力综合作用下的面形精度影响；可估算主镜最终面形精度在光轴垂直及水平时 RMS 值分别为 13.11 nm 和 17.05 nm。

3.4　模态分析

实际装调过程中，利用 18 枚均布的 M16 螺钉将镜室安装面固连于四通安装面，通过安装面间静摩擦和螺旋副间轴向锁紧连接实现主镜支撑系统定位。对有限元模型进行模态分析时，结合实际定位方式，对镜室安装面相应节点进行全自由度约束。仿真后得到支撑系统的前六阶频率如表 2 所示。前六阶模态振型计算结果表明主镜支撑系统具有良好的支撑刚度。

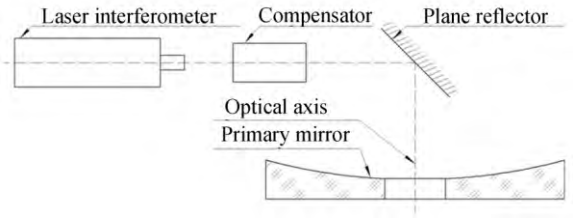
表 2　主镜振型分析结果

Tab. 2　Description of primary mirror mode analysis

阶次	频率/Hz	振型描述
1	66.8	主镜绕 X 轴转动(RX)
2	66.8	主镜绕 Y 轴转动(RY)
3	79.1	主镜沿光轴平动(UZ)
4	86.2	主镜沿 X 轴平动(UX)
5	86.2	主镜沿 Y 轴平动(UY)
6	178.1	主镜绕光轴转动(RZ)

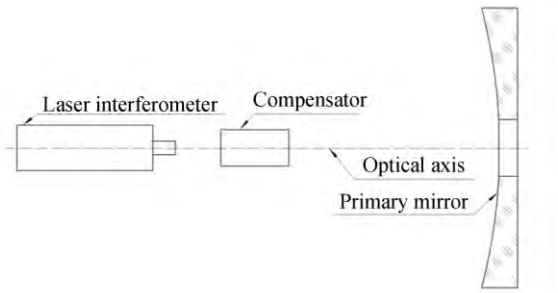
4　检测实验

主镜面形精度检测实验主要设备包括：激光干涉仪、补偿器以及主镜。激光干涉仪发射球面波，经补偿器投射到非球面主镜；激光由主镜反射经补偿器再次回到干涉仪中并形成干涉条纹，并转化为反映主镜面形精度的云图。主镜光轴垂直及水平时检测实验示意分别如图 6(a)、(b)所示。



(a)垂直检测

(a) Vertical measurement scheme



(b)水平检测

(b) Horizontal measurement scheme

图 6　主镜面形精度检测示意图

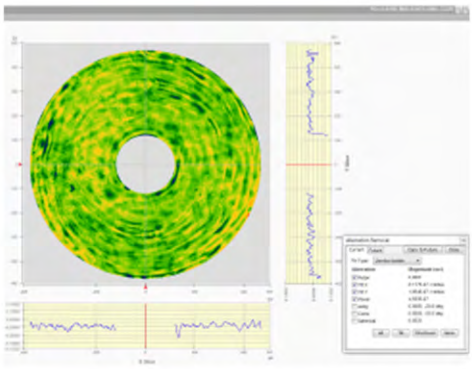
Fig. 6　Scheme of mirror surface distortion measurement

4.1　面形精度检测

主镜精抛后，面形精度 RMS＝11.10 nm，其面形云如图 7(a)所示。完成装调后进行检测，光

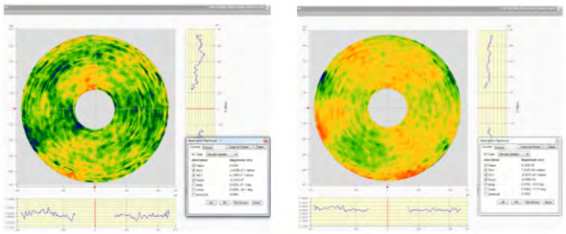
?1994-2016 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

轴指向天顶主镜面形精度 RMS=15.25 nm，面形云如图 7(b)所示；光轴指向水平主镜面形精度 RMS=20.75 nm，面形云如图 7(c)所示。



(a)精抛检测云图

(a) Result after polishing



(b)垂直检测结果 (c)水平检测结果

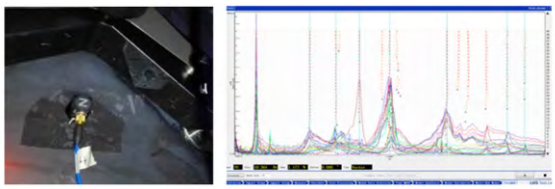
(b)Vertical measuring result (c) Horizontal measuring result

图 7 主镜面形精度检测

Fig. 7 Measurement for RMS of primary mirror

4.2 模态检测实验

利用模态分析仪对主镜支撑系统进行模态检测，将 8 个三向加速度传感器均布在主镜背面，如图 8(a)所示，图 8(b)为模态检测结果。主镜前 6 阶模态及振型如表 3 所示，需要说明的是：由于支撑系统的对称性，使得两个倾斜(RX,RY)模态极为接近，由于分析软件算法局限仅辨识出合成结果；两个平移(UX,UY)模态也出现类似情况。



(a)传感器布置 (b)模态检测结果

(a) Sensor arrangement (b) Modal measuring result

图 8 模态测量实验

Fig. 8 Modal measuring experiment

表 3 主镜模态测量结果

Tab. 3 Primary mirror mode measuring results

阶次	频率/Hz	振型描述
1	60.3	主镜绕 X 轴转动(RX)
2	60.3	主镜绕 Y 轴转动(RY)
3	70.5	主镜沿光轴平动(UZ)
4	75.0	主镜沿 X 轴平动(UX)
5	75.0	主镜沿 Y 轴平动(UY)
6	140.2	主镜绕光轴转动(RZ)

4.3 检测结果分析

对比面形精度实测及有限元分析结果，二者存在的差异在光轴指向天顶及水平状态分别为 14.0%和 17.8%，说明文中分析及有限元仿真具有可信性，同时也验证了支撑系统设计方案的合理性。

在模态检测中，实测值与分析值存在的差异反映了由于支撑系统部件材料属性差异、连接方式简化、安装误差及装配应力等原因使得支撑系统的实际刚度与有限元模型存在着一定的差异(10.8%)。主镜支撑系统一阶固有频率实测值 60.3 Hz，满足风载、外界振动等因素对于主镜支撑系统要求[17]。

5 结 论

本文所述的 1.2 m 微晶主镜采用了由柔性切向杆侧向支撑和半柔性 Whiffletree 轴向支撑组成的被动式支撑方案。通过机构原理分析，该支撑系统可有效保证主镜定位精度和面形精度，并具有热解耦能力；有限元仿真分析结果表明支撑系统很好的主镜面形精度保持能力、热解耦能力及较高的刚度；具体计算结果表明：主镜光轴指向天顶及水平时面形精度 RMS 分别为 13.11 nm 及 17.05 nm；支撑系统一阶固有频率计算值为 66.8 Hz；另外，支撑系统热变形对镜面面形的干扰极小。

对主镜面形精度及支撑系统模态进行实验检测的结果表明：主镜光轴指向天顶及水平时测得面形精度 RMS 分别为 15.25 nm 及 20.75 nm，支撑系统一阶固有频率实测值为 60.3Hz。实测结

?1994-2016 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

果说明了有限元分析过程的可信性和理论分析的合理性，验证了文中所研究的支撑方案适合于 1.2 m微晶主镜。文中相关研究可为类似的 1～2 m级主镜被动式支撑的设计和分析提供借鉴和实践依据。

参考文献：

[1] 王建立，陈涛，张景旭. 地基高分辨率光电成像望远镜总体需求及技术分析[J]. 光学 精密工程，2008，16(专辑)：1-16.
WANG J L，CHEN T，ZHANG J X. General requirements and key technologies for the ground-based high resolution EO imaging telescope [J]. *Opt. Precision Eng.*，2008，16(special)：1-16.(in Chinese)

[2] 伞晓刚，孙宁，卓仁善，等. 大口径光电经纬仪主反射镜支撑结构设计[J]. 光学 精密工程，2013，21(12)：3111-3117.
SAN X G，SUN N，ZHUO R SH，*et al.*. Design of supporting structure for primary mirror of large aperture theodolite [J]. *Opt. Precision Eng.*，2009，17(1)：85-91.(in Chinese)

[3] 程景全. 天文望远镜原理和设计[M]. 北京：中国科学技术出版社，2003. 325-330.
CHENG J Q. *Principles of Astronomical Telescope Design* [M]. Beijing：China Science & Technology Press，2003：96-102.

[4] BELY P Y. *The Design and Construction of Large Optical Telescopes* [M]. Berlin：Springer-Verlag，2003：202-223.

[5] 冯树龙，张新，翁志成，等. 大口径平背形主镜支撑方式的选择[J]. 光学技术，2004，30(6)：679-681.
FENG SH L，ZHANG X，WENG ZH CH，*et al.*. Study on support way of large-aperture mirror with flat rear surface [J]. *Optical Technique*，2004，30(6)：679-681.(in Chinese)

[6] WILSON R N. *Reflecting Telescope Optics* Ⅱ，*Manufacture*，*Testing*，*Alignment*，*Modern Techniques* [M]. Berlin：Springer Press，1999：264-268.

[7] HANS J K，PETER E，MARTIN S. Mechanical principles of large mirror supports [J]. *SPIE*，2010，7733：77332O.

[8] STEPHEN E K，DAVID C，ROBERT J B. Optical characterization of the beryllium semi-rigid AMSD mirror assembly [J]. *SPIE*，2003，5180：180-187.

[9] CHARLIE A，LARRY G，PAUL R. Technology development for cryogenic deployable telescope structures and mechanisms [J]. *SPIE*，2003，5179：182-193.

[10] PAUL R Y. *Opto-Mechanical System Design*，*3rd Edition* [M]. Boca Raton：CRC Press，2006：471-474.

[11] 邵亮，吴小霞，杨飞，等. SiC 轻量化主镜液压 whiffletree 支撑系统的改进[J]. 红外与激光工程，2014，43(11)：3820-3824.
SHAO L，WU X X，YANG F，*et al.*. Progress on the hydraulic whiffletree support system for SiC lightweight mirror [J]. *Infrared and Laser Engineering*，2014，43(11)：3820-3824.(in Chinese)

[12] 吴小霞，李剑锋，宋淑梅，等. 4m SiC 轻量化主镜的主动支撑系统[J]. 光学 精密工程，2014，22(9)：2452-2457.
WU X X，LI J F，SONG SH M，*et al.*. Active support system for 4m SiC lightweight primary mirror [J]. *Opt. Precision Eng.*，2014，22(9)：2452-2457.(in Chinese)

[13] DOUGLAS R N，VICTOR K，JOHN A，*et al.*. Active tangent link system for transverse support of large thin meniscus mirrors [J]. *SPIE*. 2007，6665：66650F.

[14] 杨德华，向伟玮. 摆臂式三点光学镜面支撑系统的研究[J]. 光学技术，2005，31(4)：580-585.
YANG D H，XIANG W W. Study on three-swing-jib support system for optics mirror [J]. *Optical Technique*，2005，31(4)：580-585.(in Chinese)

[15] 邵亮，杨飞，王富国，等. 1.2 m 轻量化 SiC 主镜支撑系统优化设计[J]. 中国光学，2012，5(3)：229-234.
SHAO L，YANG F，WANG F G，*et al.*. Design

?1994-2016 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

and optimization of supporting system for 1.2 m lightweight SiC primary mirror [J]. *Chinese Optics*, 2012,5(3): 229-234. (in Chinese)

[16] **邵亮，吴小霞，陈宝刚，等.** SiC **轻量化主镜的被动支撑系统** [J]. **光学 精密工程**, 2015, 23(5): 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)

[17] **杨德华，徐灵哲，徐欣圻. 大型光学天文望远镜风载作用分析**[J]. **光学技术**, 2009, 35(3): 342-346.
YANG D H, XU L ZH, XU X Q. Wind disturbance study on large astronomical telescopes [J]. *Optical Technique*, 2009, 35(3): 342-346. (in Chinese)

作者简介：

邵 亮(1982—)，**男，吉林桦甸人，硕士，助理研究员**，2006 **年于中国科学技术大学获得学士学位**，2009 **年于中科院南京天光所获得硕士学位，主要从事大型镜面支撑系统设计和仿真分析工作**。E-mail: shaol@ciomp.ac.cn

赵勇志(1979—)，**男，山东泰安人，博士，副研究员**，2001 **年于吉林大学获得学士学位**，2012 **年于中国科学院长春光学精密机械与物理研究所获得博士学位，主要从事大型光电经纬仪结构设计**。E-mail: zyz0715@sohu.com

(版权所有 未经许可 不得转载)

?1994-2016 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net