2 m 望远镜 K 镜支撑结构优化设计

郭 鹏[1,2],张景旭[1],杨 飞[1],张 岩[1],矫 威[3]

(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; 3. 吉林工商大学 图书馆,吉林 长春 130507)

摘 要:为了使得某 2 m 望远镜消旋 K 镜在重力环境温度变化的影响下镜面面形和结构刚度满足要求,设计了一种柔性支撑结构。KM1 支撑方式采用背部三点支撑,通过有限元软件 ANSYS 对支撑位置进行优化。并基于伴随变换建立了柔性支撑杆的柔度矩阵,对柔性铰链的厚度、长度和宽度进行优化,使反射镜支撑刚度满足需求,并减轻热应力和装配应力面形的影响。KM2 采用周边三点支撑,间隔 120°均匀分布,支撑杆结构与 KM1 相同。在重力和均匀温降的联合工况下,KM1 和 KM2 的有限元仿真结果达到了设计要求,KM1 镜面面形 RMS 低于 λ/40,KM2 镜面面形 RMS 低于 λ/60,一阶谐振频率均高于 100 Hz。

关键词:柔性支撑; 优化设计; K 镜; 消旋

中图分类号:TH751 **文献标志码**:A **文章编号**:1007-2276(2014)06-1914-06

Optimum design of support structure for 2 m telescope′s K mirror

Guo Peng[1,2], Zhang Jingxu[1], Yang Fei[1], Zhang Yan[1], Jiao Wei[3]

(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;
3. Library of Jilin Business and Technology College, Changchun 130507, China)

Abstract: A flexible support structure was designed to make the mirror surface figure error and the stiffness of the structure fulfill the requirements of the design of a 2 m telescope′s K mirror. KM1 was the support at three points on the rear of mirror. The position of support points was optimized by the FEA software ANSYS to minimum the mirror surface′s RMS. And the flexibility matrix of the flexible support bar was built by theadjoint transformation. Then based on the flexibility matrix, the thickness, length and the width of the flexure hinge were optimized to reduce the thermal stress and assembly stress and fulfill the requirement of the mirror support′s stiffness. KM2 was the support at three points which are uniformly spaced around the circum of mirror. The flexible support bar of KM2 was the same as KM1′s. The FEA simulation results of KM1 and KM2 under the work condition of gravity and

收稿日期:2013-10-05; **修订日期**:2013-11-03

基金项目:中国科学院长春光学精密机械与物理研究所三期创新工程专项基金

作者简介:郭鹏(1989-),男,硕士生,主要从事光机结构设计方面的研究。Email:guopengmse@gmail.com

导师简介:张景旭(1965-),男,博士,研究员,博士生导师,主要从事大型光电经纬仪结构设计方面的研究。
Email:zhangjingxu@ciomp.ac.cn

temperature drop met the design requirements. The RMS of KM1 was less than λ/40, and the RMS of KM2 was less than λ/60. Their first order resonant frequency was all over 100 Hz.

Key words: flexible support;　optimum design;　K mirror;　derotation

0 引　言

地平式望远镜在跟踪目标过程中，由于 Coude 光路中反射镜间的相对转动使得视场绕中心旋转，称为像方视场旋转。同时,由于地平式望远镜的视场相对地平经圈是不动的，而地球自转过程中地平经圈相对赤道经圈不停转动,会带来物方视场旋转。为了获得稳定的图像，需要对这两种视场旋转进行补偿,简称为消旋。

常用的消旋方案包括光学消旋，电子消旋和物理消旋,而大口径望远镜中多采用实时性好的光学消旋。光学消旋是在成像元件前安装一个消旋棱镜或反射镜组,控制转速为像旋一半来达到消旋目的[1-2]。反射镜组一般采用三面排列成“K”字形的平面反射镜,称为 K 镜,国外的 LBT、JCMT、胡克望远镜等大口径望远镜均采用 K 镜进行消旋。

文中针对某 2 m 望远镜的 K 镜进行支撑结构优化设计。K 镜工作中受到环境温度变化会使得镜面面形变差,因此,需要支撑结构具有较好的热尺寸稳定性,这要结构具有一定的柔度。同时又必须保证反射镜支撑的刚度，使得结构的谐振频率能够达到设计要求,并保证 K 镜光轴的稳定性[3-4]。

根据总体设计需求,K 镜要求在环境温度变化 ±5 ℃时,KM1 镜面 RMS 小于λ/40(λ=632.8 nm),KM2 镜面 RMS 小于 λ/60,结构谐振频率>100 Hz。需要对结构的材料、支撑方案和柔性结构进行优化选择和设计,以使最终支撑设计满足设计要求。

1 K 镜结构

1.1 K 镜组成

K 镜由三块反射镜及其支撑结构，调节机构和基座组成,支撑结构是文中研究重点,支撑效果对最终成像效果产生影响。

三面镜子组成一个 K 字形，称为 KM1、KM2、KM3,如图 1 所示。文中所研究的 K 镜的光轴竖直放置,KM1、KM3 为八边形镜,大小相等,尺寸均为 300 mm×150 mm。KM2 为圆形镜,口径为 175 mm。

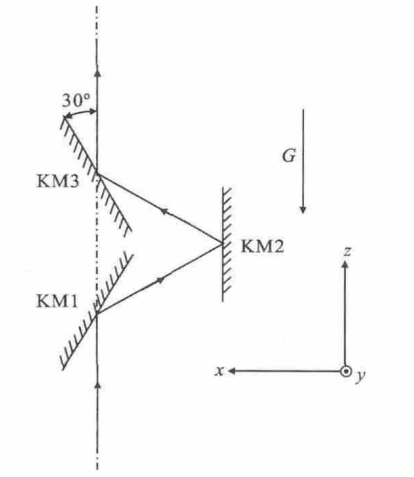


图 1 K 镜光路图

Fig.1 Optical path of K mirror

1.2 K 镜支撑方式

常用的反射镜支撑方式分为周边支撑，背部支撑和中心支撑[5]。中心支撑采用中心孔定位进行支撑。周边支撑采用镜子侧面作为定位基准，占用空间较大,多应用于小尺寸的反射镜。当重力垂直于光轴时,这两种支撑方式只要支撑点位于中性面上,镜面变形仅由泊松效应引起,数值很小。背部支撑以镜子背面为定位基准,分布一定数量的支撑点进行支撑,相对前两种支撑方式利于减小重力沿光轴时镜子弯沉。

KM1、KM3 工作时所受重力既有沿光轴分量,又有垂直于光轴分量。为了减小结构尺寸,KM1、KM3 采用背部支撑。KM2 工作时重力方向始终与光轴垂直,且 KM2 的尺寸较小,因此,采用周边支撑。

1.3 材料选择

反射镜材料应当具有高的比刚度和低热膨胀系数,保证反射镜在重力和温度作用下,镜面面形能满足要求。K 镜的三面反射镜选用微晶玻璃,其加工工艺成熟,综合性能好,热膨胀系数低。

支撑结构包括支撑垫、支撑杆和基板。支撑垫和柔性支撑杆均选用铁镍合金 4J32,线膨胀系数低,可减小热变形对镜子的影响。基板应当使用刚度好、线膨胀系数低的材料,并考虑经济成本,选用弹簧钢 65Mn。

2 支撑结构优化设计

2.1 KM1 支撑点位置优化

KM1 与 KM3 的大小相同,工况相似,采用同样的支撑结构,以 KM1 为例进行设计。

支撑点位置对于重力作用下镜面面形影响很大,要在优化支撑结构前先确定支撑位置。支撑点数由公式(1)计算,三点即可满足要求。

$$N=\left(\frac{0.375D^2}{t}\right)\cdot\left(\frac{\rho}{E\delta}\right)^{1/2} \tag{1}$$

式中:N 为支撑数量;D 为反射镜直径,按 KM1 的长度计算;t 为反射镜厚度;ρ 为材料密度;E 为弹性模量;δ 为反射镜的 RMS 值。

如图 2 所示,由结构和受力的对称性,三个支撑点位置是关于 x 轴对称的。三个支撑点坐标共有三个独立参数 x_1、x_2、y_2 作为优化变量。使用有限元仿真软件 Ansys 建立 KM1 的参数化模型,在支撑点处施加两个支撑杆方向的位移约束,重力方向如图 1 中所示,以镜面 RMS 为目标函数进行优化,得到优化值为:x_1=112,x_2=112,y_2=20,RMS=3.7 nm。

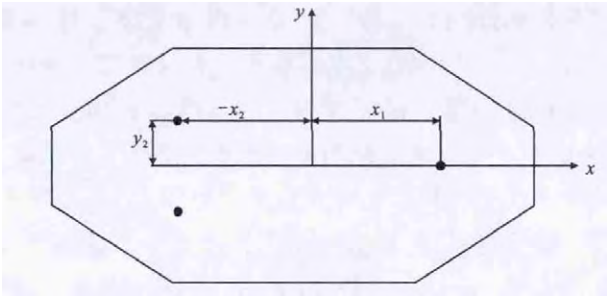


图 2 KM1 支撑点位置示意图

Fig.2 Sketch of KM1′s support location

2.2 KM1 柔性结构优化

为了使温度变化或安装误差引起的镜面变形降到最小,KM1 采用图 3 这种柔性支撑结构[6]。

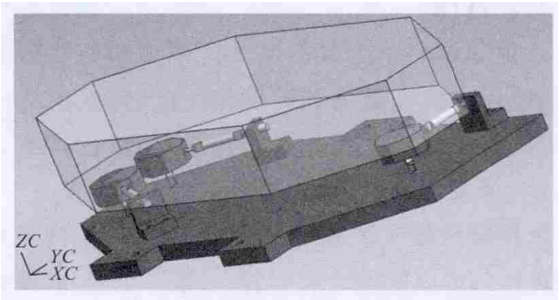


图 3 KM1 柔性支撑结构示意图

Fig.3 Diagram of KM1′s flexible support

支撑由六根柔性杆组成,包括三根轴向杆和三根侧向杆。六根柔性杆通过螺纹连接与支撑垫相连,支撑垫用结构胶粘接在镜子背面。影响支撑效果的关键因素是柔性杆的柔度。柔性杆在沿杆长柔度小,其他方向具有柔度很大,使得轴向杆与侧向杆互不干扰,装配误差可以通过柔性杆的变形来消除一部分,不会使得反射镜上的装配应力过大,同时减小了反射镜在热膨胀过程的热应力。但过高的柔性会使得结构刚度降低,模态下降,受到扰动时镜子的刚体位移和转角过大,影响光轴的稳定和目标的成像效果。因此,支撑结构的优化重点是柔性杆的柔性。先建立起整个柔性杆的柔度矩阵作为优化模型[7-8]。柔性杆的每一段可以视为一段等截面梁,以梁受力端为坐标原点建立坐标系,其柔度矩阵可表示为:

$$C_{\text{beam}}=\begin{bmatrix} \frac{l^3}{3EI_y} & & & & \frac{l^2}{2EI_y} & \\ & \frac{l^3}{3EI_x} & & -\frac{l^2}{2EI_x} & & \\ & & \frac{l}{EA} & & & \\ & -\frac{l^2}{2EI_x} & & \frac{l}{EI_x} & & \\ \frac{l^2}{2EI_y} & & & & \frac{l}{EI_y} & \\ & & & & & \frac{l}{GI} \end{bmatrix} \tag{2}$$

支撑杆半径为 r,柔性铰链厚度为 t,柔性铰链长度为 l,支撑杆长度和其他结构尺寸根据结构空间大小限制设计。为简化分析,将柔性铰链截面视为矩形,长度为 $2r$,宽度为 t。柔铰的柔度完全由 r、t 和 l 确定,故取这三个参数为优化变量。六根柔性杆分为三组支在三点,每组结构完全一样。如图 4 所示,选

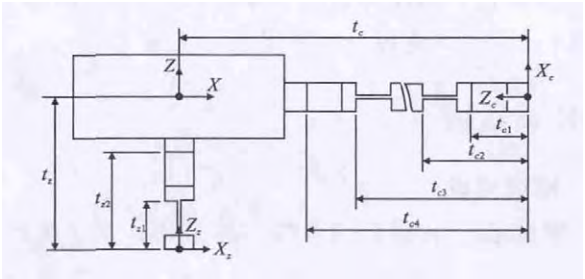


图 4 一组柔性杆示意图

Fig.4 Sketch of a set of flexible bars

取一组轴向杆和侧向杆进行分析,柔性铰链柔度远大于杆上其他部分柔度,分析时将其他部分视为刚

体。分别在轴向杆和侧向杆末端处建立坐标系,基于伴随变换将每段柔性铰链柔度矩阵转化到同一坐标系下,再进行合并。

侧向杆柔度 C_c:

$$\begin{aligned}C_c=&\boldsymbol{Ad}_g^{\mathrm{T}}(0,0,t_{c1},0,0,0)C_{\mathrm{beam}}(t,2r,l)\boldsymbol{Ad}_g(0,0,t_{c1},0,0,0)+\\&\boldsymbol{Ad}_g^{\mathrm{T}}(0,0,t_{c2},0,0,0)C_{\mathrm{beam}}(2r,t,l)\boldsymbol{Ad}_g(0,0,t_{c2},0,0,0)+\\&\boldsymbol{Ad}_g^{\mathrm{T}}(0,0,t_{c3},0,0,0)C_{\mathrm{beam}}(2r,t,l)\boldsymbol{Ad}_g(0,0,t_{c3},0,0,0)+\\&\boldsymbol{Ad}_g^{\mathrm{T}}(0,0,t_{c4},0,0,0)C_{\mathrm{beam}}(t,2r,l)\boldsymbol{Ad}_g(0,0,t_{c4},0,0,0)\end{aligned}$$

轴向杆柔度 C_z 为:

$$\begin{aligned}C_z=&\boldsymbol{Ad}_g^{\mathrm{T}}(0,0,t_{z1},0,0,0)C_{\mathrm{beam}}(t,2r,l)\boldsymbol{Ad}_g(0,0,t_{z1},0,0,0)+\\&\boldsymbol{Ad}_g^{\mathrm{T}}(0,0,t_{z2},0,0,0)C_{\mathrm{beam}}(2r,t,l)\boldsymbol{Ad}_g(0,0,t_{z2},0,0,0)+\end{aligned}$$

$\boldsymbol{Ad}_g(x,y,z,\alpha,\beta,\gamma)$为伴随变换矩阵,表达式为:

$$\boldsymbol{Ad}_g=\begin{bmatrix}R & \\ TR & R\end{bmatrix} \tag{3}$$

$\boldsymbol{R}$ 是 3×3 旋转矩阵,为原坐标系各轴单位方向向量在新坐标系下的坐标。$\boldsymbol{T}$ 是反对称移动矩阵,为原坐标系原点在新坐标系下的坐标。在这组柔性杆的轴线交点处建立总体坐标系,其总柔度矩阵 $\boldsymbol{C}$ 为:

$$\begin{aligned}\boldsymbol{C}=&\boldsymbol{Ad}_g^{\mathrm{T}}(0,0,t_z,0,0,0)C_z\boldsymbol{Ad}_g(0,0,t_z,0,0,0)+\\&\boldsymbol{Ad}_g^{\mathrm{T}}\left(0,0,t_c,0,\frac{\pi}{2},0\right)C_c\boldsymbol{Ad}_g\left(0,0,t_c,0,\frac{\pi}{2},0\right)\end{aligned}$$

柔度矩阵中 $\boldsymbol{C}(3,3)$为沿镜面轴向方向的柔度,而 $\boldsymbol{C}(1,1)$为侧向柔度,$\boldsymbol{C}(2,2)$为两个柔性杆所在平面的法向柔度。反射镜沿径向方向的热膨胀是通过法向柔度消除的,因此,优化目标应为在其他方向柔度尽量低的情况下,法向柔度最大。设 f_1 为镜面轴向方向柔度与侧向柔度之和,f_2 为法向柔度,这是两个相互矛盾的目标。多目标优化问题可以通过理想点法使各分目标尽可能接近各自的理想值[9]。在设计可行空间中选取两个极限情况:轴向和侧向柔度之和取最低值 $f_{1\min}$ 和法向柔度取最高值 $f_{2\max}$,即两个分目标的理想点。优化目标函数设为:

$$f=\left(\frac{f_1-f_{1\min}}{f_{1\min}}\right)+\left(\frac{f_2+f_{2\max}}{f_{2\max}}\right) \tag{4}$$

根据制造工艺和结构空间限制,增加以下几何尺寸约束:

$$\begin{cases}0.5\leqslant t\leqslant 2\\ 1\leqslant l\leqslant 5\\ 2\leqslant r\leqslant 6\end{cases} \tag{5}$$

通过 Matlab 的序列二次规划算法,对优化问题求解,得到最优解为 t=0.5 mm,l=5 mm,r=2 mm。最优解位于约束边界条件上,即目标函数在边界内无极值点。

采用有限元方法对一组柔性杆柔度进行验证,有限元仿真得出最优解处的各项柔度值与柔度矩阵的对比结果如表 1,单位为 mm/N。误差最大 17.2%,是有限元模型的刚化作用造成的,结果说明了柔度矩阵优化结果是可信的。

表 1 柔度值有限元仿真对比

Tab.1 Contrast of flexibility with FEM simulation

Flexibility	Theoretical	FEM simulation	Error
$\boldsymbol{C}(1,1)$	7.074×10^{-5}	8.539×10^{-5}	17.2%
$\boldsymbol{C}(2,2)$	5.73×10^{-2}	5.78×10^{-2}	0.9%
$\boldsymbol{C}(3,3)$	3.546×10^{-5}	3.715×10^{-5}	4.5%

2.3 KM1 失稳校核

柔性杆是结构中刚度最薄弱的地方,有必要对其进行失稳校核,最危险的压杆为侧向杆。柔性杆各段截面不同,柔性铰链处最小惯性矩为 0.042 mm^4,圆杆部分惯性矩为 12.566 mm^4,远大于柔性铰链的最小惯性矩。因此,失稳首先发生在柔性铰链处,此时圆杆部分仍保持稳定。如图 5 所示,柔性铰链失稳形态为两端固支压杆的一半,两端固支的欧拉公式为:

$$F_{\mathrm{cr}}=\frac{4\pi^2EI}{l^2} \tag{6}$$

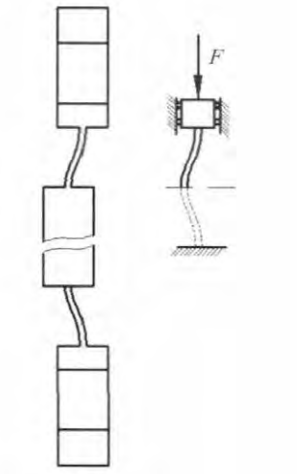


图 5 柔性杆失稳形态示意图

Fig.5 Sketch of flexible bar′s unstable form

由公式(6)算得临界载荷 F_{cr}=2 337.9 N，大于工作载荷，不会失稳。

2.4 KM2 支撑结构

KM2 的支撑点位于侧面，间隔 120°均匀分布。KM2 的重量和口径均比 KM1 小，因此，KM2 的热变形和重力变形均比 KM1 和 KM3 小，可直接采用与 KM1、KM3 相同的支撑杆，以简化加工工艺，支撑结构如图 6 所示。

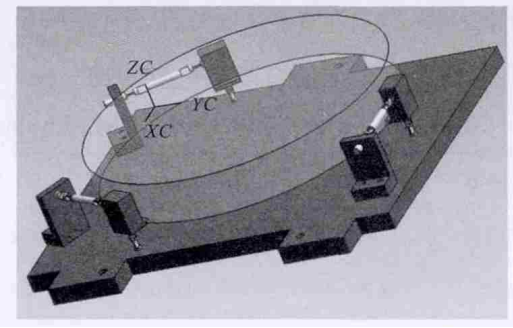


图 6 KM2 柔性支撑结构示意图

Fig.6 Diagram of KM2′s flexible support structure

3 有限元仿真

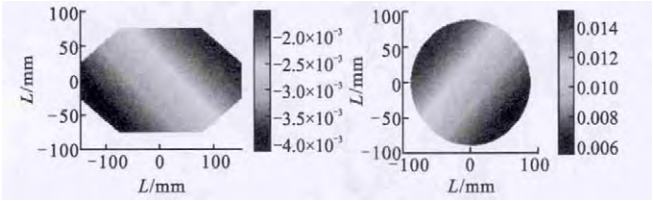
3.1 静力学仿真

K 镜工作过程中转速和加速度很低，且回转半径小，故动载荷小，主要受到重力和环境温度变化的影响。因此分析工况选为 10°温降和 1g 重力，使用 ANSYS 建立镜子，支撑杆和基板的模型，求解该工况下的镜面变形。提取出镜面结点的位移后，使用 Matlab 对其进行处理，拟合出镜子刚体运动变形量，并计算除去刚体位移后的镜面变形 RMS 值，结果如表 2 所示，除去刚体位移前后的面形如图 7 所示。

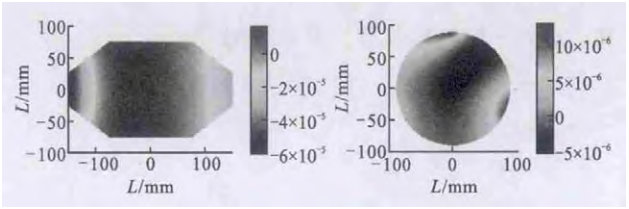
表 2 K 镜镜面面形误差和刚体位移

Tab.2 Mirror surface figure error and rigid motion

Reflector	RMS/nm	PV/nm	Rigid rotation/(″)	Rigid translation/μm
KM1	13.5	74.1	0.41	25.7
KM2	4.4	23.0	1.1	17.5



(a) KM1′s mirror surface figure with rigid motion (b) KM2′s mirror surface figure with rigid motion



(c) 不带刚体位移 KM1 的面形 (d) 不带刚体位移 KM2 的面形

(c) KM1′s mirror surface figure without rigid motion (d) KM2′s mirror surface figure without rigid motion

图 7 去除刚体位移前后 K 镜镜面面形

Fig.7 Mirror surface figure of K mirror with rigid motion vs that without rigid motion

镜面 RMS 满足设计要求，镜面的转角和刚体平移也很小，说明结构的支撑刚度足足够高。

3.2 动力学仿真

K 镜的一阶谐振频率反映了结构的动刚度，设计要求在 100 Hz 以上。通过 Ansys 对 KM1 和 KM2 进行模态分析，结果如表 3 所示。

表 3 K 镜一阶谐振频率及振型

Tab.3 First order resonant frequency and vibration models of K mirror

Reflector	1 order resonant frequency/Hz	Mode shape
KM1	152.8	Tip/tilt
KM2	196.7	Tip/tilt

分析表明，KM1 和 KM2 的一阶谐振均符合要求，说明了结构的动刚度足够高，运行过程中能够在外界干扰下保持运动平稳。

4 结 论

K 镜的支撑性能直接影响望远镜系统的成像。针对各反射镜工作中受力特点，KM1 和 KM3 选择使用背部支撑，并对支撑点位置进行了优化；KM2 使用周边支撑。支撑结构均采用六根柔性杆，根据其中一组支撑杆的柔度矩阵对柔性铰链的厚度，长度和宽度进行优化，使其柔度尽量接近理想情况：该组柔性杆所在平面法向的柔度尽量高，其他方向柔度尽量低。仿真结果表明在重力和温度作用下，采用优化值的支撑结构的支撑面形达到了设计要求：KM1 镜面 RMS 为 13.5 nm，低于 λ/40，KM2 镜面 RMS 为 4.4 nm，低于 λ/60；一阶谐振频率 KM1 为 152.8 Hz，KM2 为 196.7 Hz，高于要求的 100 Hz。

参考文献:

[1] Liu Guangqian, Lu Ruwei. The image field rotation of the auto-guide unit of the solar telescope in yunnan observatory [J]. ***Publications of Yunnan Observatory***, 2003, 4: 28-33. (in Chinese)

柳光乾, 卢汝为. 云台红外太阳望远镜中光电导行系统的像场旋转[J]. **云南天文台台刊**, 2003, 4: 28-33.

[2] Cheng Jingquan. Principles of Astronomical Telescope Design [M]. Beijing: China Science & Technology Press, 2003. (in Chinese)

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.

[3] Wang Zhongsu, Zhai Yan, Mei Gui, et al. Design of flexible support structure of reflector in space remote sensor [J]. ***Opts and Precision Engineering***, 2012, 18 (8): 1833-1841. (in Chinese)

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**, 2012, 18(8): 1833-1841.

[4] Zhang Yuanyuan, Jing Wei, Cheng Yuntao, et al. Design and finite element analysis of *Φ*510 mm SiC ultra-lightweight mirror [J]. ***Opts and Precision Engineering***, 2012, 20(8): 1718-1724. (in Chinese).

张媛媛, 敬畏, 程云涛, 等. *Φ*510 mm SiC **超轻量化反射镜的设计与有限元分析** [J]. **光学 精密工程**, 2012, 20(8): 1718-1724.

[5] Brunelli A, Bergonmi M, Dima M. Tips & tricks for aligning an image derotator[C]//SPIE, 2012, 8446: 4L1-4L10.

[6] Fan Lei, Zhang Jingxu, Wu Xiaoxia, et al. Optimum design of edge-lateral support for large-aperture lightweight primary mirror [J]. ***Opts and Precision Engineering***, 20 (10): 2209-2214. (in Chinese).

范磊, 张景旭, 吴小霞, 等. 大口径轻量化主镜边缘侧向支撑的优化设计[J].**光学 精密工程**, 20(10): 2209-2214.

[7] Fan Lei, Yang Hongbo, Zhang Jingxu, et al. Hardpoints defining structure for large aperture primary mirror [J]. ***Infrared and Laser Engineering***, 2012, 41(12): 3367-3371. (in Chinese).

范磊, 杨洪波, 张景旭, 等. 大口径反射镜轴向硬点定位[J]. **红外与激光工程**, 2012, 41(12): 3367-3371.

[8] Hu Junfeng, Zhang Xianmin. Kinematical properties and optimal design of 3-DOF precision positioning stage [J]. ***Opts and Precision Engineering***, 2012, 20 (12): 2686-2695. (in Chinese).

胡俊峰, 张宪民. 3 **自由度精密定位平台的运动特性和优化设计**[J]. **光学 精密工程**, 2012, 20(12): 2686-2695.

[9] Zhao Hongchao, Zhang Jingxu, Yu Xiaobo, et al. Design and optimization of Stewart platform in TMT tertiary mirror system [J]. ***Infrared and Laser Engineering***, 2012, 41(12): 3336-3341. (in Chinese)

赵宏超, 张景旭, 于晓波, 等. TMT **三镜系统中** Stewart **平台的优化设计**[J]. **红外与激光工程**, 2012, 41(12): 3336-3341.