

φ1.8 m 轻质镜能动磨盘技术抛光的柔性 限位支撑设计仿真与优化分析

钟显云 范斌 曾志革 周家斌

(中国科学院光电技术研究所, 四川 成都 610209)

摘要 大口径轻质反射镜采用柔性支撑结构可以降低外界力载荷、惯性载荷及热载荷的负作用,从而保证光学系统的成像质量。为消除加工、检测与系统装调过程的定位误差,研究了应用于计算机控制能动磨盘加工(CCAL)技术抛光的柔性限位支撑模型。利用有限元分析软件(Ansys),分析 φ1.8 m 轻质镜采用柔性限位支撑时,CCAL 技术抛光引起轻质镜的最大倾斜量、最大主应力以及主镜面变化范围,对支撑盘的口径及位置进行了优化设计,模拟仿真 18 点弹簧在不同压缩量下的镜面变形。仿真分析结果表明,柔性限位支撑的结构刚度、轻质镜底板倾斜量满足能动磨盘加工条件,最大主应力强度远小于主镜的许用应力,主镜面变形符合加工要求。

关键词 光学制造;柔性限位支撑;能动磨盘;轻质镜;有限元

中图分类号 TH703.3; TH751 **文献标识码** A **doi**: 10.3788/AOS201232.0322002

Design Simulation and Optimization for the Flexible Displacement Support Structure Based on φ1.8 m Lightweight Reflector

Zhong Xianyun Fan Bin Zeng Zhige Zhou Jiabin

(Institute of Optics and Electronics, Chinese Academy of Sciences, Chengdu, Sichuan 610209, China)

Abstract Large-diameter lightweight mirrors with a flexible support structure can reduce the external force loads, inertia loads, heat loads and so on to ensure the quality of the optical imaging system. In order to eliminate the positioning error during polishing, testing and installation process, a novel support technology named flexible displacement support model is used in CCAL polishing. Based on finite element analysis software Ansys, the greatest amount of tilt, the maximum principal stress and the deformation of φ1.8 m lightweight reflector caused by CCAL polishing based on the flexible displacement support are analyzed, the simulation and optimization of the diameter and distance of the restriction pad are finished, and the deformation of φ1.8 m lightweight reflector in different amounts of springs compression is simulated. Simulation results show that the stiffness of flexible support structure, amounts of tilt of reflector floor plate can meet the polishing condition, maximum principal stress intensity is much smaller than the yield stress of the primary mirror, and the deformation satisfies the processing requirements.

Key words optical fabrication; flexible displacement support; active lap; lightweight reflector; finite element

OCIS codes 220.4610; 220.5450; 230.4040

1 引言

轻质反射镜以高轻量化节约成本的优势得到了重大应用,但由于使用过程中,轻质镜容易受外界作用力,如空间微重力、惯性载荷、振动、装配误差应力、气流和温度载荷等的变化而影响光学系统的成像质量,因此,需要采用一种柔性支撑的隔离装置隔离支撑系统中机械和热作用对光学系统的影响,保

证反射镜及其支撑结构具有良好的动态结构性能及热稳定性^[1,2]。文献[3]通过有限元仿真分析,提出了一种在一阶频率、结构热特性和微重力条件下,镜面变形满足设计要求的柔性支撑模型。文献[4]仿真分析了柔性支撑及刚性支撑在微重力(1 g)及 4 °C 温差条件下,镜面的变形均方根(RMS)分别为 22 nm 和 32 nm^[3,4],分析验证了柔性支撑比刚性支

收稿日期: 2011-06-18; 收到修改稿日期: 2011-10-20

作者简介: 钟显云(1986—),男,硕士,主要从事先进光学制造与检测等方面的研究。E-mail: kktongvip@163.com

撑更具有抑制外载荷作用的优越性。

目前,大口径轻质反射镜的加工方法主要有数控加工(CCOS)小磨头、磁流变(MRF)、离子束(IBF)以及能动磨盘抛光能动磨盘加工(CCAL)方法等。Itek采用CCOS小磨头抛光技术完成了哈勃空间望远镜2.4 m主镜的误差修正,面形精度均方根值(RMS)达到了12 nm;QED研制Q22-2000F磁流变抛光机已经应用于2.3 m同轴以及轻质镜光学元镜加工;Kodak公司利用离子束技术抛光了10 m Keck望远镜主镜,面形精度精度RMS达到了62.3 nm^[5~9]。然而,CCOS抛光技术容易造成工件表面的中高频误差,影响光学系统成像质量;而MRF及IBF成本高昂,去除量低,一般应用于加工工序的纳米精度提升阶段。CCAL抛光技术基于弹性薄板理论,采用工件口径1/6~1/3尺寸的铝盘在外加变力矩的作用下,薄板产生高次曲面变形匹配非球面主镜表面,完成主镜高精度抛光,具有去除效率高,抑制中高频等优势,对工件边沿抛光时,磨盘露出工件边沿的尺寸一般不超过磨盘1/3口径^[10~12]。反射镜的检测及装调阶段会由于定位误差及外力载荷引入的重力变形使得实际应用的镜面精度与初始加工的镜面精度不一致,从而影响光学

系统成像质量。为此,解决该矛盾的最佳方法是选取加工、检测、应用或装调阶段都采用固定装卡方式。能动磨盘抛光过程中,磨盘依靠自身重力作用于工件表面,会对镜面引入较大的压力变形,特别是对镜面的边缘抛光。因此,能动磨盘抛光的支撑设计需要综合考虑抛光过程的镜面变形,镜面倾斜,最大主应力,支撑盘的受力情况等。基于柔性限位支撑的优越性,本文主要对柔性支撑结构在大口径镜面能动磨盘抛光中的参数化模型进行仿真研究。

2 弹簧刚度系数仿真分析

基于大口径whiffle-tree结构模型,双环支撑经验位置分别为 $R_i = 0.4227R, R_o = 0.8165R$,支撑盘口径 D_s 为 $\phi 80\text{ mm}$ ^[13,14]。对于 $\phi 1.8\text{ m}$ 主镜,优化后得到18点内外支撑环半径分别为 $R_i = 350\text{ mm}, R_o = 765\text{ mm}$,如图1(a)所示。轻质镜材料参数如表1所示。为综合考虑抛光过程的安全性,对能动磨盘在工件边沿抛光时进行模拟仿真。能动磨盘口径为 $\phi 420\text{ mm}$,重量为20 kg,如图1(b)所示,不同弹性系数下的18点柔性支撑在能动磨盘抛光中的主镜面变形仿真结果如表2所示。

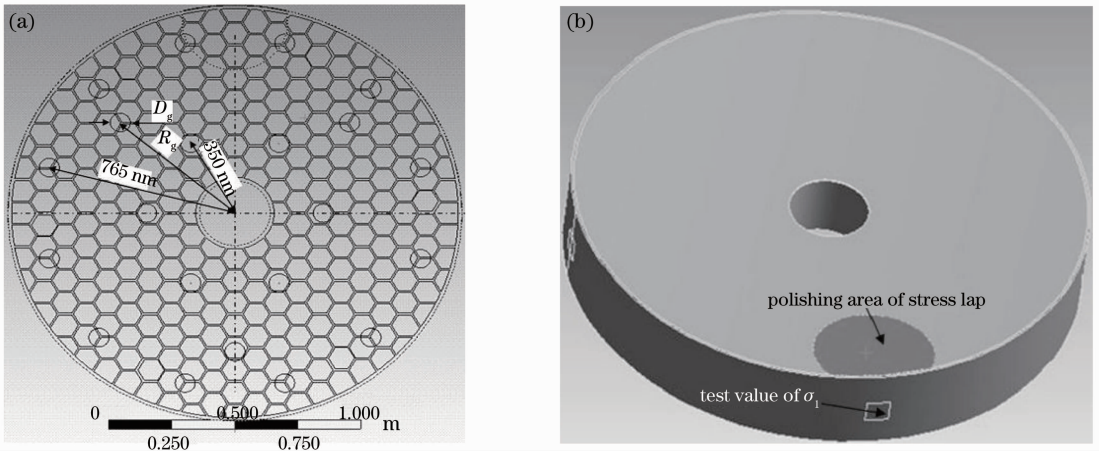


图1 $\phi 1.8\text{ m}$ 轻质镜。(a) $\phi 1.8\text{ m}$ 轻质镜支撑示意图; (b) $\phi 1.8\text{ m}$ 能动磨盘抛光模型示意图

Fig. 1 $\phi 1.8\text{ m}$ lightweight reflector. (a) Support structure of $\phi 1.8\text{ m}$ lightweight reflector; (b) polishing model of active lap on the $\phi 1.8\text{ m}$ lightweight reflector

表1 熔石英材料的属性参数

Table 1 Material properties of fused silica

Density / (g/cm ³)	Modulus of elasticity / GPa	Poisson's ratio	Coefficient of thermal expansion / (10 ⁻⁶ K ⁻¹)	Thermal conductivity / [W/(m · K)]
2.19	72	0.17	0.5	1.4

表 2 不同弹性系数下 $\phi 1.8\text{ m}$ 轻质反射镜仿真结果

Table 2 Simulation results of $\phi 1.8\text{ m}$ lightweight reflector based on different elastic coefficient

$K /(\text{N/m})$	U / mm	D / mm	$ U - D / \mu\text{m}$	σ_1 / Pa	$PV / \mu\text{m}$
4×10^5	0.59277	0.58942	3.3	88821	4.16
2×10^5	1.1838	1.1804	3.4	89848	4.2
1×10^5	2.3657	2.3623	3.4	89917	4.2
8×10^4	2.9567	2.9533	3.4	97435	4.2
6×10^4	3.9417	3.9383	3.4	97510	4.2
5×10^4	4.7296	4.7262	3.4	97550	4.2
4×10^4	5.9116	5.9082	3.4	97586	4.3

综合考虑装配误差,轻质镜底板及支撑平台平行度误差以及机械及热力载荷引起的镜面变形,要求柔性支撑结构的弹性伸缩量大约为 5 mm ,因此选取的弹簧弹性系数 K 为 $5 \times 10^4\text{ N/m}$ 。从表 2 中可看出在不同的弹性系数下,底板倾斜量(底板最大位移量 U 与底板最小位移量 D 的差值)基本保持 $3.4\text{ }\mu\text{m}$;侧面支撑点最大主应力 σ_1 随着弹性系数的

减小而增加;抛光面面形精度峰谷值(PV)保持 $4.2\text{ }\mu\text{m}$ 。这主要是工件的倾斜而引起的,如图 2(b)所示,而未施加能动磨盘时,主镜面的柔性变形如图 2(a)所示,面形精度 PV 为 75.2 nm ,RMS 为 17.4 nm 。消除能动磨盘引入的倾斜量后,工件主镜面的变形(PV 值)小于 $1\text{ }\mu\text{m}$ (彩色图见电子版)。

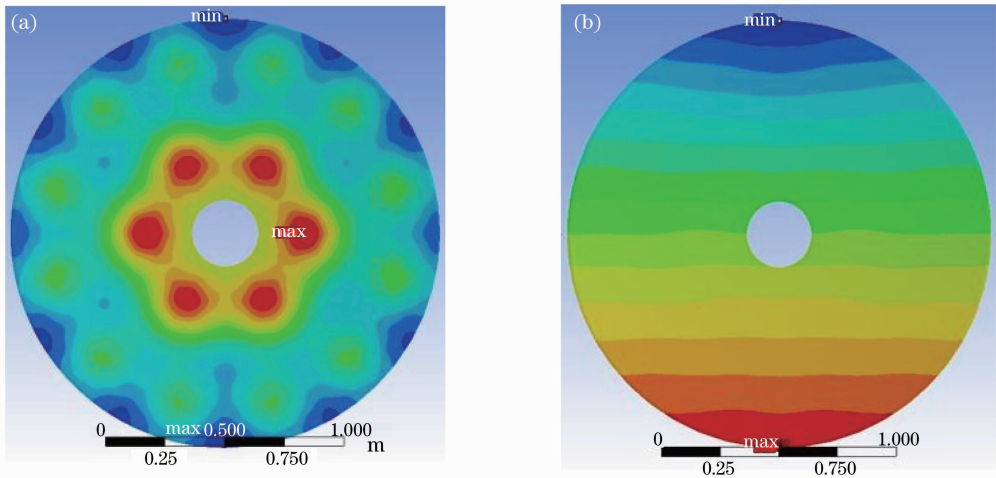


图 2 18 点柔性支撑分析。(a)未施加能动磨盘时的镜面变形;(b)施加能动磨盘时工件倾斜变形

Fig. 2 Simulation based on 18-point flexible support. (a) Deformation of reflector before applying active lap based on flexible support; (b) tilt deformation as the active lap is polishing the edge of mirrors based on flexible support

3 柔性限位支撑参数优化设计

在工件加工过程中,为了对工件进行定位以及降低工件的倾斜,采取对镜面 3 点进行刚性限位。根据支撑对称分布原则,支撑盘成正三角分布,因此,基于结构参数 D_s 为 $\phi 80\text{ mm}$, R_i 为 350 mm , R_o

为 765 mm 与 K 为 $5 \times 10^4\text{ N/m}$,对支撑盘的口径 D_g 及支撑位置 R_g 进行优化分析。优化分析目标函数为工件主镜面面形精度 PV 值,工件倾斜量 $|a - b|$ 以及侧支撑的最大主应力 σ_1 ,分析结果如图 3,4 所示。

$$\begin{cases} \delta_{PV} = P - V \\ |a - b| \\ \sigma_1 \end{cases}, \quad \text{optimization conditions:} \begin{cases} 70\text{ mm} < D_g < 90\text{ mm} \\ 400\text{ mm} < R_g < 700\text{ mm} \end{cases} \quad (1)$$

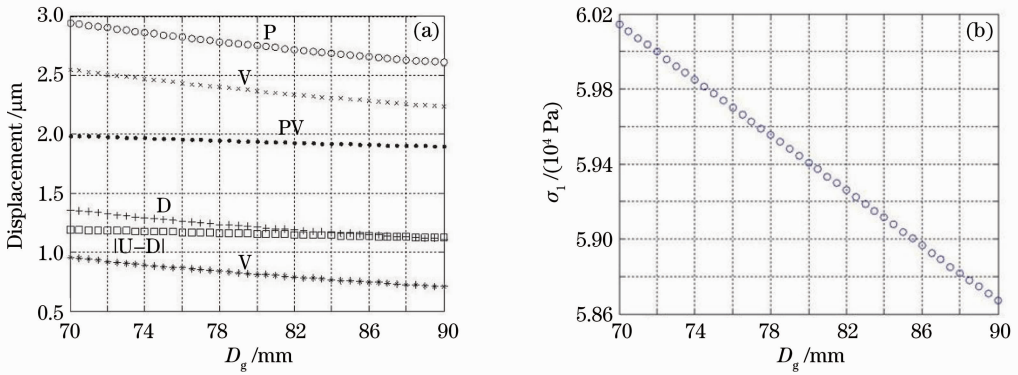


图 3 支撑盘口径的优化设计。(a)支撑盘口径-位移优化分析；(b)支撑盘口径-主应力优化分析

Fig. 3 Optimization analysis of the diameter of support plates. (a) Optimization analysis of the diameter of support plate versus displacement; (b) optimization analysis of the diameter of support plate versus main stress σ_1

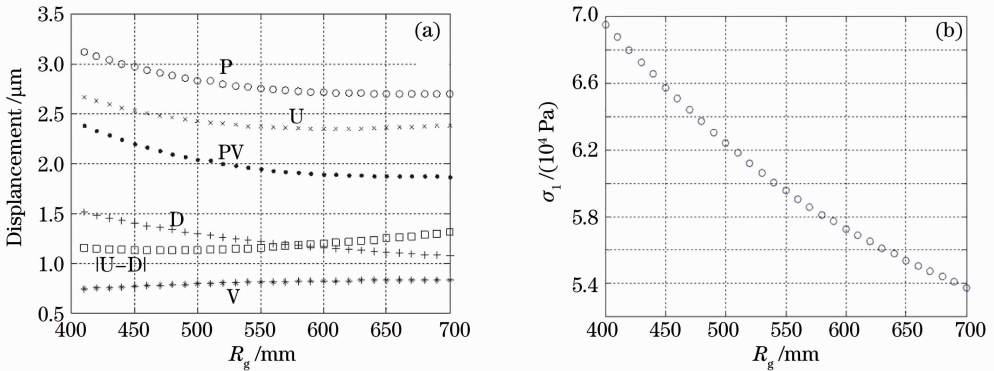


图 4 支撑盘位置的优化设计。(a)支撑环半径-位移优化分析；(b)支撑环半径-主应力优化分析

Fig. 4 Position optimization analysis of support plate. (a) Optimization analysis of the radius of support ring versus displacement; (b) optimization analysis of the radius of support ring versus principal stress σ_1

3.1 支撑盘口径的优化设计

从图 3(a)中可以看出,随着支撑盘口径的增大,抛光面的峰值下降明显,抛光面的谷值下降变化比较缓慢,面形 PV 值在 $70\text{ mm} < D_g < 87.5\text{ mm}$ 区域下降,在 $87.5\text{ mm} < D_g < 90\text{ mm}$ 微量上升,这说明增大底板的支撑面形有利于抑制重力及磨头压力变形,这与薄板平面理论一致。而在 $D_g = 87.5\text{ mm}$ 位置,面形 PV 值出现拐点,这主要是由于轻质镜蜂窝状结构筋与内腔受力不一致引起的;随着支撑盘口径的增大,底板最大压缩量 U ,及最小压缩量 D 同时下降,但是底板的整体倾斜 $|U-D|$ 基本上保持不变。这与 2.1 部分的仿真结果一致。从图中 3(b)侧面支撑点的最大主应力 σ_1 随着支撑盘口径的增加而线性降低,因此,增大支撑盘口径有利于轻质镜结构的保护。

3.2 支撑盘位置的优化设计

从图 4(a)中可以看出,抛光面峰值在 $400\text{ mm} < R_g < 600\text{ mm}$ 区域下降,在 $600\text{ mm} < R_g < 700\text{ mm}$ 区域基本不变,谷值在 $400\text{ mm} < R_g < 700\text{ mm}$ 区域微量

上升,面形 PV 值最低点在 R_g 为 662 mm 位置,底板倾斜量随着 R_g 的增大而增大,变化量小于 $2\text{ }\mu\text{m}$ 。如图 4(b)中所示,侧面支撑点的最大主应力 σ_1 随着支撑盘位置的增加而降低,增大支撑盘位置有利于轻质镜结构的保护。综合以上的分析,镜面面形精度、倾斜量以及最大主应力强度最理想状态下的支撑盘口径为 $\phi 87.5\text{ mm}$,支撑环半径 R_g 为 662 mm 。

3.3 柔性限位支撑的弹簧压缩量优化仿真

根据 Vukobratovich 理论研究,当工件承受的多点支撑为均匀分布且支撑点对镜面的支反力均匀时,镜面的变形更加合理^[15]。因此,需要探索弹簧与支撑盘对工件的支反力,即定位过程中,弹簧的压缩量。弹性力学平衡条件为

$$\begin{cases} G_w + G_s = \sum_{e=1}^{18} F_e + \sum_{g=1}^3 f_g, \\ F_e = K(d_1 - d_2), \\ \sigma_i = E\epsilon_i, \end{cases} \quad (2)$$

式中 G_w 、 G_s 分别为工件重量,能动磨盘重量; F_e 、 f_g 分别为弹簧支反力,刚性支撑盘支反力; K 为弹簧弹

性系数; d_1 、 d_2 分别为弹簧压缩前、后的长度; i 为分析模型的第 i 节点。

假设刚性支撑盘离工件的初始距离为 L ($0 < L < 5\text{ mm}$), 对不同的 L 参数下, 对工件的面形、倾

斜量, 最大主应力 σ_1 进行了 18 点柔性限位支撑进行仿真分析, 分析弹簧在不同压缩量下镜面的变化分布, 如表 3 所示。

表 3 弹簧压缩量 L 的仿真分析

Table 3 Simulation analysis of spring compression L

i	L/mm	σ_1/kPa	F_c ($e=1\sim 18$)/N	$f_1, f_3/\text{N}$	f_2/N	$ U-D /\mu\text{m}$	PV/ nm
1	5	32.50	250	-33.3	-223.8	0.55	873.1
2	4.4	35.152	220	147.6	-45.8	0.62	887.6
3	3.8	37.809	190	328.4	132.3	0.71	964.4
4	3.2	40.467	160	509.3	310.3	0.79	1091.5
5	2.6	43.125	130	690.1	488.3	0.87	1224.9
6	2.0	45.784	100	871.0	666.4	0.95	1359.0
7	1.4	48.443	70	1051.8	844.4	1.04	1493.4
8	0.8	51.102	40	1232.7	1022.5	1.12	1628.0
9	0.2	53.762	10	1413.5	1200.5	1.20	1762.7

由表 3 可以出, 最大主应力、抛光面面形 PV 值随着弹簧压缩量 L 的增大而逐渐降低, 这主要是随着弹簧作用力 F_c 的增加, 刚性支撑盘的支反力下降, 底板受力更加均匀。而对于 $i=1, 2$ 情况, f_g 为负值, 说明支撑盘区域出现过载荷支撑, 即面形有抬升的趋势, 而这是不符合实际情况的。因此, 最终优化得到的支撑盘离工件底板距离 L 为 3.8 mm 左右。

3.4 支撑面形精度对比分析

以下主要对 $\phi 1.8\text{ m}$ 轻质镜 18 点 whiffle-tree 支撑模型、21 点刚性支撑模型以及 21 点柔性限位支撑模型 4 种状态进行对比分析。未施加能动磨盘时, 18 点 whiffle-tree 支撑模型的主镜面重力变形如图 5(a) 所示, 面形精度 PV 为 61.1 nm, RMS 为 13.3 nm, 该

面形分布及面形精度与 18 点柔性支撑模型基本一致 [如图 2(a) 所示], 但柔性支撑条件下, 支撑点受力更加均匀; 但能动磨盘对工件边沿抛光时, 18 点 whiffle-tree 支撑模型的变形如图 5(b) 所示, PV 为 199 nm, RMS 为 31.6 nm; 21 点刚性约束支撑模型的镜面变形如图 5(c) 所示, PV 为 230.7 nm, RMS 为 38.7 nm; 柔性限位支撑状态下, 主镜面变形如图 5(d) 所示, 面形精度为 PV 为 964.4 nm, RMS 为 210.5 nm。尽管能动磨盘抛光状态下, 柔性限位支撑引起的面形精度大于前三者, 但在柔性支撑下, 面形变化具有可恢复性, 支撑面受力均匀, 而且变化精度小于机床定位误差 (约为 $5\ \mu\text{m}$), 基于重力变形考虑, 柔性支撑模型与 whiffle-tree 18 点浮动支撑模型作用效果几乎一致 (彩色图见电子版)。

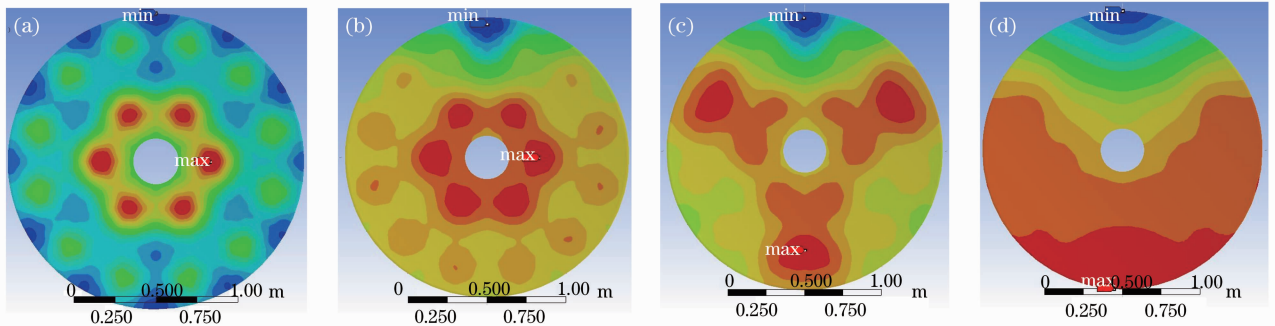


图 5 不同支撑模型下面形精度对比分析。(a) 未施加磨盘时 18 点浮动支撑变形; (b) 施加磨盘后 18 点浮动支撑变形; (c) 施加磨盘后 21 点刚性支撑变形; (d) 施加磨盘后柔性限位支撑变形

Fig. 5 Comparison analysis of surface accuracy based on different support models. (a) Deformation of mirror based on 18 points float support before applying active lap; (b) deformation of mirror based on 18 points float support after applying active lap; (c) deformation of mirror based on 21 points rigid support after applying active lap; (d) deformation of mirror based on flexible displacement support after applying active lap

4 结 论

在消除机械误差、热载荷变形和惯性载荷变形中柔性支撑的优势已经应用于大口径光学装调系统,为消除工件抛光、检测和装调阶段的定位误差,提出了大口径柔性支撑结构应用于能动磨盘加工的方法。模拟能动磨盘抛光条件下,对18点柔性支撑点的弹性系数进行了有限元仿真分析;为降低工件的倾斜量,对工件的3点定位支撑盘口径及位置进行了优化设计,并对3点支撑盘离工件底板的距离、即柔性限位支撑模型中18点弹簧压缩量进行优化,最终得到弹性系数 K 为 5×10^4 N/m,支撑盘口径 $\phi 80$ mm,支撑环半径 R_g 为662 mm,弹簧压缩量 L 为3.8 mm参数条件下,工件面形精度最好,PV为964.4 nm,RMS为210.5 nm,工件倾斜量 $0.71 \mu\text{m}$,最大主应力37809 Pa,远小于熔石英许用应力(熔石英许用应力为60~120 MPa),该参数都能满足能动磨盘加工要求。

参 考 文 献

- Zhang Dejiang, Liu Liren, Xu Rongwei *et al.*. Finite element analysis for wavefront error of lenses induced by gravity [J]. *Acta Optica Sinica*, 2005, **25**(4): 538~541
张德江,刘立人,徐荣伟等. 透镜自重变形引起波像差的有限元分析[J]. *光学学报*, 2005, **25**(4): 538~541
- Wu Xiaoxia, Yang Hongbo, Zhang Jingxu. Optimal design of support system for the large-aperture sphere mirror [J]. *Acta Photonica Sinica*, 2009, **38**(1): 129~132
吴小霞,杨洪波,张景旭等. 大口径球面镜支撑系统的优化设计[J]. *光子学报*, 2009, **38**(1): 129~132
- Liu Yang, Yang Hongbo, Liu Shaobin *et al.*. Lightweight primary reflector and design of supporting structure for space imaging system [J]. *Computer Analysis*, 2008, **25**(7): 314~316
刘洋,杨洪波,刘勺斌等. 空间主反射镜轻量化及柔性支撑设计与分析[J]. *计算机仿真*, 2008, **25**(7): 314~316
- Yang Liwei, Li Zhilai. Design of a flexible supporting structure based on finite element analysis[J]. *J. Changchun University of Science and Technology*, 2008, **31**(1): 49~52

- 杨利伟,李志来. 一种基于有限元分析的柔性支撑结构设计[J]. *长春理工大学学报*, 2008, **31**(1): 49~52
- Huang Qitai. An Analysis on Support Structure of Lightweight SiC Reflecting Mirror[D]. Suzhou: Soochow University, 2004
黄启泰. 轻量化碳化硅反射镜支撑方案分析[D]. 苏州: 苏州大学, 2004
- L. Sakas, M. H. Pedrayes, J. Valdez *et al.*. Active primary mirror support for the 2.1 m telescope at the San Pedro Martir Observatory [J]. *Appl. Opt.*, 1997, **36**(16): 3708~3716
- Robert A. Jones. Fabrication of a large, thin, off-axis aspheric mirror[J]. *Opt. Engng.*, 1994, **33**(12): 4067~4075
- Donald Golini, William. I. Kordonski, Paul Dumas *et al.*. Magnetorheological finishing (MRF) in commercial precision optics manufacturing[C]. *SPIE*, 1999, **3782**: 80~91
- Jessica E. DeGroot, Anne E. Marino, John P. Wilson *et al.*. Removal rate model for magnetorheological finishing of glass[J]. *Appl. Opt.*, 2007, **46**(32): 7927~7941
- Aric Shorey, William Kordonski, Marc Tricard. Magnetorheological finishing of large and lightweight optics [C]. *SPIE*, 2004, **5533**: 99~107
- Yang Li. Modern Optical Manufacturing Engineering [M]. Beijing: Science Press, 2008. 85~134
杨力. 现代光学制造工程[M]. 北京: 科学出版社, 2008. 85~134
- Fan Bin, Wan Yongjian, Chen Wei *et al.*. Manufacturing features comparing between computer control active-lap and computer control optical surface for large aspheric optics[J]. *Chinese J. Lasers*, 2006, **33**(1): 128~132
范斌,万勇建,陈伟等. 能动磨盘加工与数控加工特性分析[J]. *中国激光*, 2006, **33**(1): 128~132
- Pietro Schipani, Sergio Dorsi, Luigi Ferragina *et al.*. Active optics primary mirror support system for the 2.6 m VST telescope[J]. *Appl. Opt.*, 2010, **49**(8): 1234~1241
- P. Beraud, J. Espiard, R. Geyl *et al.*. Optical figuring and testing of the VLT8.2 m primary mirrors[C]. *SPIE*, 1995, **2536**: 413~419
- P. M. Gray, J. M. Hill, W. H. Davison *et al.*. Support of large borosilicate honeycomb mirrors[C]. *SPIE*, 1994, **2199**: 691~701
- James H. Burge. Simulation and optimization for a computer-controlled large-tool polisher [C]. in *Optical Fabrication and Testing of Asphers (FTA)*, 1999. 34~45

栏目编辑: 谢 婧