

文章编号 1004-924X(2008)01-0022-07

经纬仪主镜轻量化新方法

谭凡教, 乔彦峰, 李耀彬, 高慧斌

(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: 为了优化 2 m 口径经纬仪主镜概念轻量化结构, 根据柔性极小化原则, 采用了有限元拓扑分析方法。分析得出, 不同材料镜面的优化轻量化结构, 其重点保留位置比较接近, 最外圈半径为 889.5 mm, 最内侧圈半径为 235 mm, 中间几个保留半径为 720~730 mm 和 610~620 mm; 从轻量化率看, 非圆形孔结构平均为 70%, 圆形孔结构为 50% 以上; 比较微晶玻璃镜面两种轻量化的优化结果, 固有频率均为 300 Hz 左右, 相对于实体镜, 定位作用反力降低很多。分析 SiC 镜面各种轻量化结构的镜面变形和固有频率得出: 圆形孔非均匀分布和封闭六边形结构的镜面位移为 $(0.42 \sim 0.45) \times 10^{-5}$ mm, 圆形孔均匀分布和开放式六边形结构为 $(0.58 \sim 0.59) \times 10^{-5}$ mm; 圆形孔均匀分布结构的频率为 1 200 Hz, 圆形孔非均匀分布为 1 680 Hz, 六边形结构为 1 620~1 670 Hz 左右。分析结果表明, 镜面重力载荷分布是非线性的, 镜背轻量化结构分布也是非均匀的, 这有利于控制镜面变形和固有频率, 可供轻量化设计参考。

关键词: 经纬仪; 主镜; 轻量化; 有限元拓扑方法; 变形; 固有频率; 非线性分布

中图分类号: TH703; V556.5 **文献标识码:** A

New technology for lightweight large primary mirror of theodolite

TAN Fan-jiao, QIAO Yan-feng, LI Yao-bin, GAO Hui-bin

(Changchun Institute of Optics and Fine Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China)

Abstract: In order to optimize conceptual lightweight structure for the primary mirror of a 2 m aperture theodolite, the conceptual lightweight structure was optimized with Finite Element Algorithm (FEA) topology according to minimum flexibility principle. From the computation result, major remain radial is close for different mirror materials, in which the outside radial is 889.5 mm, the inner of 235 mm, and the middle radial places are 720~730 mm and 620~630 mm. The mean lightweight rate of non-circular type is about 70%, and the circular is above 50%. From optimization data of Zerodur mirror, natural frequency comes to 300 Hz, and the location reaction force declines largely according to a traditional mirror. Comparing the deformation of SiC mirror surface with uniform lightweight structure, the displacements of non-uniform circular structure and closed hexagon structure are about $(0.42 \sim 0.45) \times 10^{-5}$ mm, while the uniform circular and open hexagon are $(0.58 \sim 0.59) \times 10^{-5}$ mm. The natural frequency of uniform distribution circular is 1 200 Hz, while the non-uniform one is 1 680 Hz, and the hexagon is 1 620~1 670 Hz. The results show that for the gravity load distribution on mirror surface is nonlinear, and the distribution of lightweight structure is uniform, which is advantageous to the control of mirror surface deformation and natural frequency, and the design of lightweight structure.

收稿日期: 2007-05-09; 修订日期: 2007-07-23.

基金项目: 国家 863 高技术计划资助项目

Key words: theodolite; primary mirror; lightweight; FEA topology; deformation; natural frequency; nonlinear distribution

1 引言

随着经纬仪分辨率要求的提高,经纬仪主镜镜面直径不断增大。根据经验公式,镜面直径增加,镜面质量增加,会使镜面变形更大,要保证镜面面形精度,必然将增加主镜室和跟踪架的设计难度,这对伺服系统是一大考验;同时,镜面固有频率的降低,不利于镜面抗振性能,对于车载机动式测量经纬仪或舰载测量经纬仪的机械抗震性都会有影响;此外,镜面的散热性能也受影响,散热时间加长,会使经纬仪在外场使用过程中受温度变化影响比较大。如果对镜面进行轻量化处理,镜面厚度降低一半,散热时间就会降低 1/4,对提高散热效果很明显。总之,随着经纬仪主镜直径增加,对其实施轻量化处理具有重大现实意义。

不同镜背形状具有不同轻量化效果。目前常用镜背部形状有:平背形、单拱形、双拱形、双凹形。平背镜可以作为衡量轻量化效果和镜面变形的基准。单拱镜可以轻量化到同径实心镜的 40%,制作简单,安装方便,但其自重变形较大。双拱镜轻量化率可达 30%,而且其自重变形较小,但制作复杂,安装困难。

轻量化结构一般有开放型、封闭型。背部开放型可以采用熔焊法将栅格和面板粘接在一起而成,或用机械加工法在镜体上加工出各种栅格形状,工艺简单、效率高。封闭型则是由上下两个面板和中间的栅格组成,工艺复杂。

常用机械加工法加工的轻量化结构有:六边形、三角形、四边形、圆形和扇形等。不同的轻量化结构形式,适用于不同镜体条件,轻量化率不同,加工后镜面结构刚度不同,镜面位移也不同。扇形轻量化结构适合于有中心孔的圆形镜体,圆形孔轻量化率较高,而且加工效率高。六边形、四方形、三角形轻量化结构轻量化程度都比较高,但加工效率相对低^[1-6]。

2 理论基础

经纬仪光学系统对镜面面形精度的要求比较

高,镜面变形 PV 值平均 $< \frac{\lambda}{10}$, 变形 RMS 值 $<$

$\frac{\lambda}{40}$,常规的镜面变形公式一般都是基于实心薄板理论或夹层板理论推导出来的。然而,对于轻量化镜面,要想获得精确的数值,必须进行详细结构设计 with 优化分析。

结构拓扑优化是结构概念设计分析中的重要方法。本文结合有限元分析和相对密度法拓扑分析,在镜面材料用量一定的约束条件下,寻求镜面最大刚度(最小柔度)的材料最佳分布形式。以镜面柔度为优化目标,镜面材料体积一定为约束条件建立优化模型^[7]。

2.1 等效镜面重力载荷

根据材料力学中圣维南等效原理,镜面的质量可以等效为分布载荷,载荷分布和镜面曲面一致。

镜面水平放置时,取镜面中心截面建立坐标系,镜面中心截面轴向载荷可等效为:

$$\begin{cases} q(x) = \pi(x - R_z) y \rho_0 g + q_0 \\ q_0 = (h_m + a - S)(R_m - R_z) \rho_0 g, \\ y = y(x) \end{cases}$$

对球面镜面:

$$y = a - \sqrt{S^2 - x^2},$$

则有:

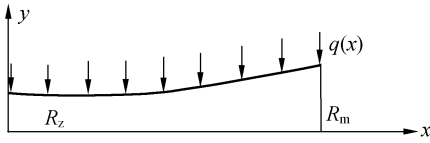
$$\begin{aligned} q(x) &= (x - R_z)(a - \sqrt{S^2 - x^2}) \rho_0 g + \\ & (h_m + a - S)(R_m - R_z) \rho_0 g, \end{aligned}$$

镜面径向载荷重量可等效为:

$$\begin{cases} q(\theta) = \pi x(\theta) y(\theta) \rho_0 g \\ x(\theta) = r \sin \theta \\ y(\theta) = r \cos \theta \\ q(\theta) = \pi r^2 \sin \theta \cos \theta \rho_0 g, \end{cases}$$

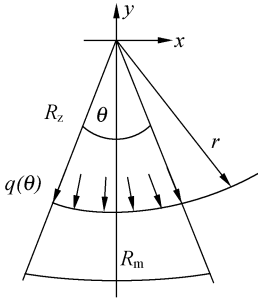
其中:(x, y)为镜面截面点坐标, $R_z \leq x \leq R_m$; q_0 为镜面中心处等效载荷;(0, a)为镜面截面坐标系下球面中心点坐标; S 为镜面球面半径; R_z 为镜面中心孔半径; R_m 为镜面半径; ρ_0 为镜面材料初始密度,也是模型单元初始密度; h_m 为镜体边缘厚度; r 为环面半径,由截面拓扑分析结果得到; θ 为分析的环面角度,最大为 $180 \sim 360^\circ$ 。

镜面等效载荷分布见图 1。



(a) 中心等效载荷

(a) Center section equivalent load



(b) 环面等效载荷

(b) Ring surface equivalent load

图 1 镜面等效载荷分布图

Fig. 1 Equivalent load distribution on mirror surface

2.2 建立分析模型

本文采用相对密度法建立拓扑优化分析模型。

首先,按照等效原则将镜面单元重力载荷 $q(x)$ 等效成单元节点载荷

$$\mathbf{P}_q^e = \iint_{\Omega} \mathbf{N}^T q(x) dv_e,$$

式中: \mathbf{N} 为单元几何形状系数矩阵。

根据虚功原理,得单元平衡方程:

$$\mathbf{P}_q^e = \mathbf{K}^e \boldsymbol{\delta}^e,$$

由单元平衡方程组合成整体结构平衡方程

$$\mathbf{P}_q = \sum_1^m \mathbf{K}^e \boldsymbol{\delta}^e,$$

式中: m 为单元数量。

采用高斯分解法处理结构刚度矩阵 \mathbf{K} ,从而求出节点位移 $\boldsymbol{\delta}^e$,进而求出单元变形位移 U_e 、单元应力 $\boldsymbol{\sigma}$ 。根据单元变形位移和单元应力可求出单元柔度:

$$E_f^e = \frac{1}{2} U_e^T (\mathbf{K}^e + \mathbf{DB} \boldsymbol{\delta}^e) U_e,$$

式中: \mathbf{K}^e 为单元刚度矩阵; \mathbf{D} 为弹性系数矩阵; \mathbf{B}

为几何矩阵。

由单元柔度组成的镜面柔度为:

$$E_f = \sum_1^m \frac{1}{2} U_e^T (\mathbf{K}^e + \mathbf{DB} \boldsymbol{\delta}^e) U_e,$$

根据相对密度法,引入相对密度 ρ_r ($0 \leq \rho_r \leq 1$),则单元材料属性变为:

单元密度: $\rho_e = \rho_r \rho_0$,

单元弹模: $E_e = (\rho_r)^P E_0$,

单元刚度: $\mathbf{K}_e = (\rho_r)^P \mathbf{K}_0$,

其中:

E_0 为单元初始弹模,

\mathbf{K}_0 为单元初始刚度,

P 为惩罚因子,取 3。

则镜面柔度为:

$$E_f(\rho_r) = \sum_1^m (\rho_r)^P \frac{1}{2} U_e^T (\mathbf{K}^e + \mathbf{DB} \boldsymbol{\delta}^e) U_e.$$

镜面优化后体积为:

$$V(\rho_r) = \sum_1^m (\rho_r)^P V_e.$$

这样以相对密度 ρ_r ($0 \leq \rho_r \leq 1$) 为变量,就可以建立镜面优化数学模型:

设计变量: 相对密度 ρ_r ($0 \leq \rho_r \leq 1$),

目标函数: $\min: E_f(\rho_r)$,

约束条件: $\frac{V(\rho_r)}{V_0} = f$,

其中: V_0 为结构初始体积, f 为体积系数,取 80%。

模型解法: 采用优化准则法进行迭代求解:

$$\begin{cases} \rho_r^{k+1} = (B_r^k)^\eta \rho_r^k, \rho_{\min} \leq (B_r^k)^\eta \rho_r^k \leq \rho_{\max} \\ \rho_r^{k+1} = \rho_{\min}, (B_r^k)^\eta \rho_r^k \leq \rho_{\min} \\ \rho_r^{k+1} = \rho_{\max}, (B_r^k)^\eta \rho_r^k \geq \rho_{\max} \\ B_r^k = -\frac{\partial E_f}{\partial \rho_r} / \left(\lambda \frac{\partial V}{\partial \rho_r} \right) \end{cases}$$

式中: η 为阻尼系数,取 0.5; λ 为收敛准则,取 0.000 001。

3 分析模型

本文分析的镜面为平背球面,焦比 f/d 为 3,焦距 f 为 6 000 mm,反射面曲率半径为 12 000 mm,镜面直径为 2 000 mm,径厚比为 10,镜面层厚度为 20 mm。镜体温度为 283 K (10 °C)。对比分析几种材料,材料性能见表 1:

表 1 分析材料性能表

Tab. 1 Analysis of material performance

Material	ρ kg/m ³	E N/m ² × 10 ⁹	μ	λ W/mK	αt 1/K × 10 ⁻⁶
Glass	2 456	61	0.20	1.40	3.2
SiC	2 600	430	0.15	150	2
Zerodur	2 530	91	0.24	1.61	0.05
Fused quartz	2 200	66	0.17	1.13	0.05

在模型中采集镜面线上坐标(x, y),或对应的极坐标,定义等效载荷函数,然后将引用载荷函数给拓扑模型施加载荷。模型中:X 方向为光轴方向,Y 方向为水平方向,中心定位,镜背轴向支撑,建立的模型及其施加载荷见图 2。

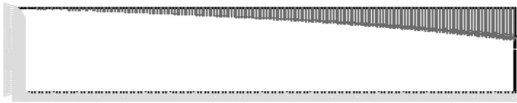


图 2 镜面等效载荷分布图

Fig. 2 Profile of mirror surface equivalent load

4 优化结果与分析

4.1 轻量化结构概念分布

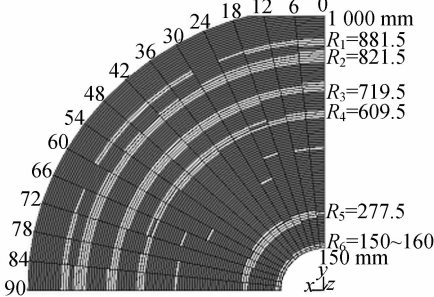
截面轻量化结构分布见图 3。将轴向分布和



Concept chart of opened lightweight distribution



Concept chart of closed lightweight distribution



Axial and ring lightweight distribution

图 3 轻量化概念分布图

Fig. 3 Concept map of lightweight distribution

径向分布统一,可以得出轻量化结构分布展开关系,展开图见图 4。

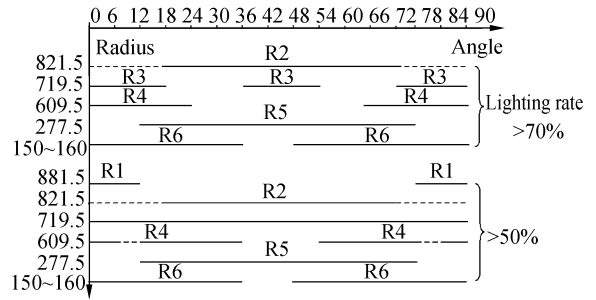


图 4 轻量化轴向分布和径向分布展开图

Fig. 4 Developed map of axial and ring lightweight distribution

根据概念图、展开图,确定各个相对半径共同保留的部分,得出各种材料轻量化径向分布见表 2。环向分布角度见表 3。

表 2 各种材料轻量化径向分布表

Tab. 2 Radial lightweight distribution of various materials

ring radius Material /mm	No. 1	No. 2	No. 3	No. 4	No. 5 (inner)	No. 6 (center ring)
Glass	889.5	820~830	719.5~728	609	218~235	150~167
SiC	889.5	838.5	754	575	235	150~160
Zerodur	881.5	821.5	719.5	609.5	277.5	150~160
Fused quartz	889.5	830	735	583.5	235	150~158

表 3 环向分布角度表

Tab. 3 Circular distribution angle of various materials

Material	>70%	>50%	>40%
Glass	24-30,60-66	30-36,54-60	6-12,24-30,42-48,60-66,78-84
SiC	24-30,60-66	24-30,60-66	18-24,30-36,54-60,66-72
Zerodur	12-18,72-78	12-36,64-78	0-6,12-24,36-48,66-78,84-90
Fused quartz	24-30,60-66	24-36,54-66	6-12,24-30,42-48,60-66,78-84

根据各种不同材料镜面的轻量化优化分析结果得出,重点保留位置比较接近,最外圈半径为 889.5 mm,最内侧圈相对半径为 235 mm,中间几个保留半径为 720~730 mm、610~620 mm,可以选择的半径为 430、520、350 mm 等。从中可以看出,重点保留圈分布不是均匀分布的,而是随镜面载荷的增加而加密。

4.2 轻量化前后镜面对比

选择水平放置的微晶玻璃镜面,比较轻量化

前后结果。模型采用镜背 3 点定位,轴向支撑, X 方向为光轴方向, Y 方向为水平方向。结果比较见表 4。

表 4 微晶玻璃镜面轻量化前后比较表

Tab. 4 Comparison of Zeorier mirrors before and after lightweight

	Lighting				Solid	
	Opened		Closed			
Minimize flexibility	23 077		15 430		89 322	
Surface deformation PV/mm	0.005 28		0.005 91		0.005 96	
Based frequency /Hz	310.632		368.512		134.65	
Reaction force in center location	X	Y	X	Y	X	Y
	Hole /mN	-55 646 13 479	-27 912 8 600	-84 403	13 993	

从表 4 可以看出:

(1)相对于实体镜面截面,镜面柔度降低,即刚度增加了 3~4 倍,但单元体积减小了 80%,轻量化程度达 60%以上,开放式的柔性比封闭式高 50%,而且镜面位移也比封闭式多 1 倍;

(2)从频率上看,固有频率从实体镜的 134.65 Hz,提高到 300 Hz 左右,达 2.5 倍,其中开放式为 310 Hz 左右,封闭式固有频率更高,提高了接近 20%,达到 368 Hz,可见轻量化有利于提高镜面刚度和镜面固有频率。

(3)从定位作用力计算结果看出,在轻量化前,定位作用力很高,其中由于 X 方向为光轴方向,与重力方向重合,受到轴向支撑反力的影响,定位作用力较高,为 84 403 mN;而在 Y 水平方向,由于泊松效应产生的作用力较低,接近 14 000 mN;经过轻量化后,定位作用反力降低很多,其中,开放式下降不很明显,主要在光轴方向下降比较大,达到 55 646 mN,水平方向变化不大,为 13 500 mN;封闭式下降比较大,光轴方向降至接近 1/3,为 28 000 mN,水平方向下降到 8 600 mN,降低幅度达 40%。可见,开放式定位反力要高于封闭式,这是由于开放式镜面刚度较低,镜面变形较大。

4.3 镜面厚度对轻量化的影响

改变镜面厚度,轻量化优化计算结果比较见

表 5。

表 5 改变镜面厚度后轻量化优化结果比较表

Tab. 5 Comparison of optimization data after changing mirror thickness

Mirror surface thick /mm	30			
Lighting type	opened		closed	
Minimize flexibility	27 156		17 621	
Surface deformation PV /mm	0.00 550		0.00 433	
Based frequency /Hz	100.391		119.083	
Reaction force in center	X	Y	X	Y
Location hole /mN	-81 339	16 779	-71 727	14 740
Mirror surface thick /mm	20			
Lighting type	open		close	
Minimize flexibility	23 077		15 430	
Surface deformation PV /mm	0.00 528		0.00 591	
Based frequency /Hz	310.632		368.512	
Reaction force in center	X	Y	X	Y
Location hole /mN	-55 646	13 479	-27912	8 600

从表 5 看,随镜面厚度增加,不论开放还是封闭,镜面固有频率都下降至原来的 1/3,到 100~120 Hz,镜面刚度也降低了;镜面位移 PV 值变化接近,均为 $5 \mu\text{m}$ 左右,其中开放式镜面位移增加了 $0.5 \mu\text{m}$,而封闭式镜面位移下降了 $1.5 \mu\text{m}$;约束反力都增加了,其中开放式增加更快,可见开放式对镜面厚度变化影响较大,镜面厚度对开放式镜面刚度影响较大。

4.4 轻量化均匀化处理

根据拓扑优化结果确定轻量化结构分布:均匀化处理,考虑保留的半径为 920、820、720、620、

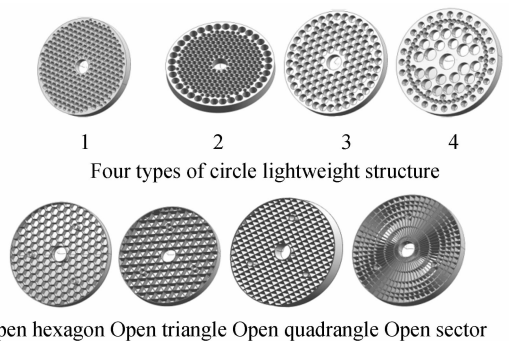


图 5 均匀化后的轻量化结构形式

Fig. 5 Various lightweight structures after uniform treatment

表 6 各种结构的轻量化比例比较

Tab. 6 Comparison of various lightweight rates

Lighting structure	Volume	Volume remained rate %	Lighting rate %	Lighting type
Solid type	552 910 429.2	100	0	Solid body
Circle 1	234 210 172.4	42.36	57.64	open
Circle 2	234 946 752.3	42.49	57.51	open
Circle 3	369 082 115.8	66.75	33.25	open
Circle 4	321 048 566.2	58.07	41.93	open
Hexagon	107 460 933.2	19.44	80.56	open
	162 968 268.0	29.47	70.53	close
Triangle	122 144 505.5	22.09	77.91	open
	175 787 473.8	31.79	68.21	close
Quadrangle	122 481 142.6	22.15	77.85	open
	177 479 175.6	32.10	67.90	close
Sector	61 719 534.94	11.16	88.84	open
	210 154 747.2	38.01	61.99	close

520、420、320 mm 以及 220 mm;非均匀化处理,主要考虑保留的相对半径为 820、720、620 以及 235 mm。部分结果见图 5,轻量化比例见表 6。

从表 6 看,开放结构形式中,六边形、三边形、四边形、扇形结构的轻量化程度较高;封闭形式中,四边形和扇形较小,为 60%左右,其他都可以在 70%以上。比较而言,开放式轻量化率高些,封闭式轻量化率比开放式低 10%,非圆形孔结构的轻量化率在 60%~80%,平均在 70%;圆形孔结构轻量化程度相对较低,但也可以做到 50%以上。

4.5 轻量化均匀处理后的比较分析

选择 SiC 材料,平背球面,镜背同圈 3 点定位支撑,镜背轴向支撑。分别对比了分析圆形孔结构、开放式、封闭式六边形结构轻量化后的镜面变形,结果见表 7。

表 7 分析结果比较表

Tab. 7 Comparison of result data

	Solid body	Circle 1	Circle 4	Open hexagon	Closed hexagon
PV /mm	0.687×10^{-4}	0.587×10^{-5}	0.451×10^{-5}	0.441×10^{-5}	0.382×10^{-5}
RMS /mm	0.321×10^{-5}	0.210×10^{-6}	0.173×10^{-6}	0.169×10^{-6}	0.113×10^{-6}
Based frequency /Hz	935.8	1 244.7	1 678.5	1 753.6	2 019.9

从表 7 看出,镜面实施轻量化均匀处理后,镜面变形位移得到进一步控制,镜面固有频率有所提高。

(1)从镜面位移看,圆形孔非均匀分布结构形式的镜面位移较小,六边形结构开放式和封闭式处于同个数量级,为 $(0.38 \sim 0.44) \times 10^{-5}$ mm,但封闭式结构变形较小,为 0.382×10^{-5} mm;

(2)从固有频率上看,机械加工的圆形孔结构,固有频率相对较低,为 1 200 Hz。圆形孔均匀分布的形式固有频率较低,其刚度相对较低些,圆形孔非均匀分布的形式固有频率最高,为 1 670 Hz;六边形形式,不管是开放的还是封闭的,其频率相对较高,为 1 700~2 000 Hz 左右,刚度较大;

(3)从应力分布来看,圆形结构应力集中很小,六边形在拐角处有集中应力,但不是很大,说明这种轻量化结构布局有利于镜体重力分布到各个轻量化格栅上。

(4)从计算结果看出,由于镜面受到的镜面载荷分布是非线性的,所以轻量化分布根据镜面载荷分布的变化而变化,这种分布有利于降低镜面变形位移,提高固有频率,改善镜背轻量化结构应力状况。

5 结 论

本文根据结构柔度极小化原则,结合有限元分析和拓扑优化方法,对口径 2 m 的经纬仪镜面轻量化结构进行拓扑优化设计和分析。计算表明:

(1)不同材料镜面经轻量化结构优化后,重点保留位置比较接近,最外圈半径为 889.5 mm,最内圈半径为 235 mm,重点保留圈不是均匀分布的,随镜面载荷的增加而加密。

(2)比较微晶玻璃镜面两种轻量化优化结果:轻量化结构均能提高镜面刚度和镜面固有频率,

轻量化后,刚度增加了 3~4 倍,轻量化程度达 60%以上。固有频率为 300 Hz 左右,其中,开放式为 310 Hz 左右,封闭式为 368 Hz;开放式定位作用反力下降不很明显,主要在光轴方向下降比较大,水平方向变化不大;封闭式下降比较大,光轴方向降至接近 1/3,水平方向下降到 8 600 mN。可见,开放式定位反力要高于封闭式。

(3)随镜面厚度增加,镜面固有频率都下降至原来的 1/3,为 100~120 Hz;镜面位移 PV 值变化不大,均为 5 μm 左右,其中开放式镜面位移增加了,封闭式镜面位移下降了;约束反力都增加了,其中开放式增加更快。

(4)轻量化结构均匀处理:均匀化处理,分布半径为 920、820、720、620、520、420、320 mm 和 220 mm;非均匀化处理,主要分布半径为 820、720、620 mm 和 235 mm。

(5)经轻量化处理后,非圆形孔结构的轻量化

率平均为 70%,开放式轻量化率高些,比封闭式高 10%左右。圆形孔结构轻量化程度相对较低,但也可以做到 50%以上。

(6)对 SiC 材料镜面的各种轻量化结构的镜面变形分析表明,轻量化后,镜面变形位移得到了进一步控制,镜面固有频率有所提高。从镜面位移看,圆形孔非均匀分布结构和封闭六边形结构的镜面位移相当,都较小,开放式六边形结构和圆孔均匀分布结构的镜面位移相当;从固有频率上看,圆形孔均匀分布结构的固有频率相对较低,为 1 200 Hz,圆形孔非均匀分布结构的固有频率最高,为 1 680 Hz,六边形形式的频率也相对较高,为 1 700~2 000 Hz。计算结果表明,轻量化分布根据镜面载荷分布的变化而变化,这种分布有利于降低镜面变形位移,提高固有频率,改善镜背轻量化结构应力状况。

参考文献:

- [1] 郭喜庆,王悦勇.大口径反射镜几种轻量化孔结构形式的分析[J].光学精密工程,2000,8(6):518-522.
GUO X Q, WANG Y Y, Analysis of structural forms of lightweight hole for heavy-caliber mirror[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2000, 8(6): 518-522. (in Chinese)
- [2] 国绍文,王武义,张广玉,等.空间光学系统反射镜轻量化技术综述[J].光学仪器,2005,27(4):78-83.
GUO SH W, WANG W Y, ZHANG G Y, *et al.*. Lightweight mirror technology for space optical systems[J]. *Optical in Struments*, 2005, 27(4): 78-82. (in Chinese)
- [3] 齐亚范,方敬忠,杨力,等.轻型反射镜研究与发展[J].光学技术,1998,(3):49-52.
QI Y F, FANG J ZH, YANG L, *et al.*. Investigated and development of lightweight mirror[J]. *Optical Technology*, 1998, (3): 49-52. (in Chinese)
- [4] 宋友贵,陈玲,田守信,等.反射镜体轻量化结构设计的对比研究[J].兵工学报,2000,5(2):137-149.
SONG Y G, CHEN L, TIAN SH X, *et al.*. A Comparative Study on Lightweighted Mirror Structure Design[J]. *Actaarmamentaria II*, 2000, 21(2): 137-139.
- [5] STRAFFORDA D N, DESMITTA S M, KUPINSKIA P T, *et al.*. Development of lightweight, stiff, stable, replicated glass mirrors for the Cornell Caltech Atacama Telescope (CCAT)[J]. *SPIE*, 2006, 6273: 62730R-1-14.
- [6] KRÖDEL M R, DEVILLIERS C, CESIC. A new technology for lightweight and cost effective space instrument structures and mirrors[J]. *SPIE*, 2006, 6265: 62652N-1-14.
- [7] PARK K S, LEE J H, YOUN S K. Lightweight mirror design method using topology optimization[J]. *Optical Engineering*, 2005, 44(5): 053002-1-6.

作者简介:谭凡教(1979—),男,广西河池人,机械工程博士后,主要从事光电望远镜结构分析设计的研究。E-mail: tan-fj003@sohu.com