

# 主反射镜轻量化工程分析计算

王廷凤

(中国科学院长春光学精密机械研究所, 长春 130022)

**摘要** 采用了空间遥感相机主反射镜背部打圆孔的轻量化方案,对轻量化主镜进行了CAD实体模型构造及重量和轻量化率的计算,建立了轻量化主镜的有限元模型,进行了静力学和动力学分析和计算,并对轻量化和未轻量化的主镜的自振频率进行了比较。计算结果表明,主镜的轻量化设计满足技术要求,轻量化主镜的动态刚度、比刚度得到提高,轻量化率达30%以上,并还有轻量化的余地。上述结果对主镜的改进设计有重要的意义。

**关键词:**轻量化;比刚度;主反射镜

## 1 引言

主镜是空间遥感相机的关键件之一。由于主反射镜的几何尺寸较大,质量较重,在重力场和发射状态下其镜面变形也必然增大,由于光学系统对反射镜的面形精度要求其PV值小于 $\lambda/20$ ( $\lambda$ 为工作波长),变形的均方根值小于 $\lambda/80$ ,而且如果镜子的质量较大还会带来支撑结构质量的增大,从而使资金和能源消耗相应增大。因此,减轻主镜的质量具有十分重大的意义。

为使主镜质量减轻,且在力学、热学条件下其变形达到设计要求,国内外广泛采用了各种轻量化结构设计,如背部蜂窝打孔、四边形打孔,圆形打孔等。其中美国在地球资源卫星上成功地使用熔接物将板块粘接成闭口蜂窝状,不仅刚度提高,且重量减轻60%。虽然蜂窝减重孔的减重效果明显,但它在工艺上较复杂,须采用超声波微量切削。本文所述的空间遥感相机主反射镜,采用在镜背部钻圆孔的轻量化设计方案(如图1所示),工艺较简单。

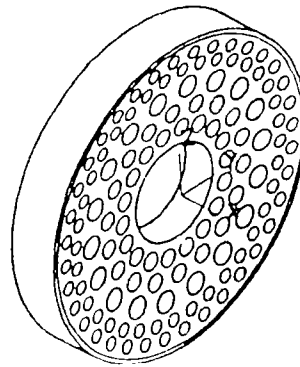


图1 轻量化主镜实体模型

## 2 主镜的轻量化模型

(1)主镜形状为双凹形,在镜背部打126个圆形盲孔,如图1所示。

(2) 支撑方式为六点支撑。

(3) 材料选择为 K9 玻璃或熔石英。K9 玻璃和熔石英的材料属性如表 1 所示。

表 1 熔石英(FS)、K9 玻璃材料属性

材 料	密度(Kg/mm <sup>3</sup> )	泊松比	弹性模量(Kg/mm <sup>2</sup> )	线膨胀系数(1/°C)
FS	2.20E-06	0.167	7459	0.56E-06
K9	2.5E-06	0.25	7000	7.17E-06

### 3 技术要求及分析计算内容

主反射镜应满足以下主要技术指标:

(1) PV 值  $< \lambda/20$  ( $\lambda/20 = 30\text{nm}$ )

(2) 变形均方根值  $< \lambda/80$  ( $\lambda/80 = 7.5\text{nm}$ )

(3) 轻量化率为 30%

分析计算内容:

(1) 计算主镜的重量、求出轻量化率。

(2) 计算主镜在水平放置和垂直放置情况下自重载荷 1g 引起的变形, 求出 PV 值、RMS 值及最大应力的位置和大小。

(3) 计算主镜的自振频率和振型分析并与未轻量化主镜的自振频率进行比较。

### 4 分析模型

(1) 构造实体模型, 计算主镜重量。

采用美国 EDS 公司的 UGV10.5 软件的复合建模技术, 生成了主镜的实体模型如图 1 所示。并获得含有主镜体积、重量、重心位置、转动惯量等技术文件, 根据公式轻量化率  $\eta = (W_0 - W) / W_0 \times 100\%$  求出轻量化率。其中  $W$  为轻量化主镜的重量,  $W_0$  为未经轻量化的主镜的重量。计算结果如表 2 所示。

(2) 主镜的有限元模型的建立

根据主镜的结构特点, 镜体采用体单元, 支撑采用梁和壳单元。圆孔由多边形代替, 边数越多越接近实际情况, 但孔数越多, 多边形的边数越多, 有限元模型就越复杂。图 2 为主镜的有限元模型, 一共有 126 个孔, 5976 个节点, 4671 个单元。

在动力学分析计算中, 考虑到主镜的几何特征, 对光轴 (UX) 方向变形感兴趣, 并考虑到镜子的薄弱环节等因素, 故选 UX、UY、UZ 为主自由度方向, 主节点选镜子的特征点、支撑点及支撑梁上的点等。共选主自由度数为 186 个。

### 5 工程分析和计算

采用工程分析有限元程序 Ansys 进行了静力学分析和动力学分析与计算。

静力学分析计算求出了主镜在不同载荷工况下的变形,计算出 PV 值、RMS 值、最大应力及位置。

动力学分析计算求出了各阶的自振频率和振型。

### 6 结果和分析

表 2 轻量化主镜重量及轻量化率计算结果

材 料	重量(Kg)	轻量化率
K9	21.04	32.2%
FS	18.11	33.6%

由表 2 的结果可以看出,轻量化主镜相对于未轻量化主镜的轻量化率大于 30%。

表 3 为材料 K9 玻璃的主镜的变形、应力的计算结果。

表 3 轻量化双凹形主镜的变形、应力结果数据

支撑方式	载荷工况(lg)	PV 值(nm)	RMS(nm)	$\sigma$ (Kg/mm <sup>2</sup> )
六点支撑	光轴水平	0.9380	0.4444	0.4096
	光轴垂直	1.0636	0.2664	0.3694

说明:

符号意义: X 方向为光轴方向, PV 值为 X 方向最大变形

RMS 镜面在 X 方向变形的均方根值

$\sigma$  为最大主应力值

说明: X 方向为光轴方向, PV 值为镜面在 X 方向的最大变形, RMS 为镜面在 X 方向上变形的均方根值。

图 3 为主镜在载荷为 1g, 光轴水平放置情况下变形后反射面在 Yt 轴上的节点位移曲线。在该工况条件下, 光轴与重力方向垂直, 支撑梁相当于悬臂梁。

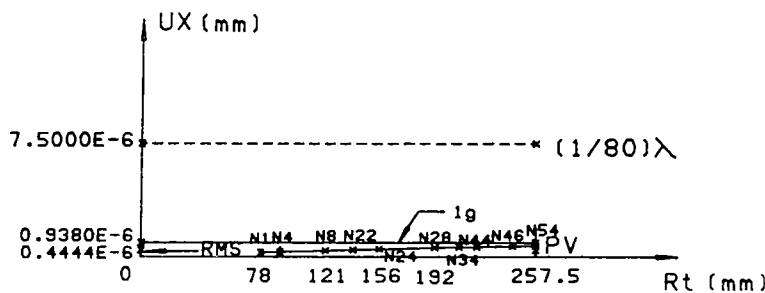


图 3 主镜变形后反射面在 Yt 轴上的节点 Rt-Ux 位移曲线

工况: 1g 光轴水平

由图 3 可以看出, 随着半径的增大, Ux 位移也增大, 在镜子上边缘位移达最大值。

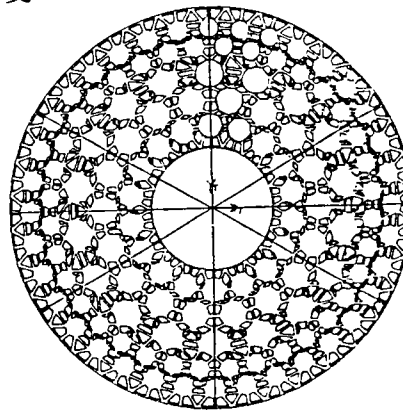


图 2 轻量化主镜有限元模型

图 4 为主镜在载荷为  $1g$ , 光轴垂直放置情况下变形后, 反射面在  $Zt$  轴上的节点位移曲线, 在此工况条件下, 光轴与重力方向平行, 镜子沿光轴  $X$  方向上的位移为支撑沿重力方向上的移动量与本身的变形量之和。虽然  $UX$  方向上的移量大, 但去掉支撑处的平移量后, 实际的变形很小。PV 值、RMS 值反映了实际的变形情况,  $PV = 1.0636nm < \lambda/20$ ,  $RMS = 0.2664 < \lambda/80$ , 最大位移发生在镜子的边缘, 应力分布非常均匀, 最大应力发生在扁担梁的中部。

表 4 轻量化主镜动力学计算结果

阶数	自振频率(Hz)	振型
一阶	110.3954	$UX$ 方向
二阶	162.4495	$UZ$ 方向
三阶	162.4544	$UY$ 方向

表 4 为轻量化主镜的动力学计算结果, 表 5 为轻量化主镜与未轻量化主镜一阶自振频率的比较。

表 5 轻量化主镜与未经轻量化主镜自振频率比较

	一阶自振频率(HZ)	振型
轻量化主镜	110.3954	$UX$ 方向
未经轻量化主镜	93.2596	$UX$ 方向

从表 5 可以看出, 轻量化主镜的自振频率比未轻量化主镜提高了 18%, 根据公式一阶自振频率为:

$$f = (1/2\pi) \sqrt{\frac{K}{M}}$$

其中  $K$  是结构刚度,  $M$  是质量, 自振频率的大小反映了比刚度的高低, 可见轻量化主镜相对于未轻量化主镜动态刚度提高了, 比刚度也有所提高。

## 7 结论

(1) 轻量化主镜的轻量化率大于 30%, 在各工况条件下, 静力学计算得到面形精度的 PV 值小于  $\lambda/20$ , RMS 值小于  $\lambda/80$ , 均满足技术要求。并且还有继续减轻重量或采取其他轻量化技术的余地。

(2) 在相同条件下, 轻量化主镜比未轻量化主镜的动态刚度提高了, 比刚度也有所提高。

总之, 通过不断地改进设计, 最终可获得具有一定光学、力学、热力学、工艺和安装, 使用性能的质量最轻的最佳综合方案。

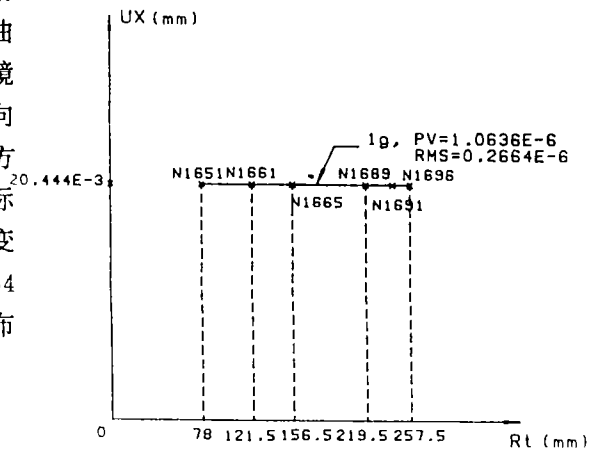


图 4 主镜变形后反射面在  $Zt$  轴上的节点  $Rt-UX$  位移曲线工况  $1:1g$ , 光轴垂直

## 参 考 文 献

- [1] Gabriel J. DeSalvo. Ph. D. ,and Robert W. Gorman, Ansys Engineering Analysis System User's Manual Revision 4. 3. USA, Swanson Analysis Systems, INC. 1987
- [2] Robert D. Cook. 何穷, 程耿东译, 有限元分析的概念和应用. 北京: 科学出版社, 1981
- [3] 卢 铮, 光学机械. 1989, (3): 25-34
- [4] 王延风, 光学精密工程: 1994, 2(2): 57-64

## Computer Aided Engineering Analysis and Calculation Of the Light Weight Primary Mirror

Wang Yangfeng

(Changchun Institute of Optics and Fine Mechanics,  
Chinese Academy of Sciences, Changchun 130022)

### Abstract

The weight of the primary mirror was reduced by drilling many holes on its back. The solid model of this light weight mirror was built by means of CAD. The weight and the light weight ratio of the mirror was calculated. The FEM of the mirror was constituted. The static analysis and dynamic analysis of the mirror was made. The natural frequency of the light weight mirror was compared with original mirror. The results show that designing of the light weight primary mirror is satisfied its technic requirements. The dynamic stiffness and specific stiffness was improved. The light weight ratio is more than 30%. The results acquired above has more important sense in the designing of primary mirror.

**Key words:** Light weight, Specific stiffness, Primary mirror