

# 空间相机中主镜的轻量化技术及其应用

吴清文

(中国科学院长春光学精密机械研究所 长春 130022)

**摘要** 对空间相机主镜的轻量化技术作了全面的总结和概括,阐述了主镜轻量化技术的一般考虑,总结了轻量化技术中主镜口径确定、材料选取、结构形式、基体形状、支撑方式、支撑装置的结构形式、热稳定措施及CAD/CAE应用。最后给出了主镜轻量化的典型应用实例,对其进行了光机热综合评估。

**关键词** 空间相机 主镜 轻量化

## 1 引言

随着科技发展及人们对宇宙空间的不断认识,人们的开发领域从地面转向空间。同时随着信息时代的到来,卫星、飞船和空间站成为空间研究和对地探测更加有利的平台,所以各国科学工作者都不断地致力于空间开发活动,特别是空间军事侦察活动,因为空间对地照相侦察有其独特的优越性:不受地域限制,可以看到地球上任何地区,实现全球覆盖;获取情报迅速、及时、直观;可实现连续动态侦察等<sup>[1]</sup>。

在空间光学遥感器中反射式空间相机特别是Cassegrain式相机具有得天独厚的优势:空间相机工作的光谱覆盖范围大,具有较明显的空间应用优势,它本身能消除色差,并能在广泛的可见光波段内聚集被观测对象发出的辐射能;对气压、温度等不敏感;体积小、重量轻;反射镜可采用轻量化结构;对镜体光学折射率均匀性没有要求,而对镜体内部的气泡或条纹要求也比折射式透镜的要求低,可以采用非传统材料<sup>[2]</sup>。

本文将着重论述空间相机中主镜的轻量化技术及其应用。

## 2 主镜轻量化技术的一般考虑

主镜在空间相机中的地位和作用决定了其大体积、大重量与高精度间矛盾在整台空间相

机中显得尤为突出。与主镜面型精度有关的因素较多,主要有主镜的材料均匀性、应力均匀性、机械力学性能和热特性等,它们之间相互关联和制约。主镜轻量化主要从以下几个方面考虑:

### (1) 是否要采用轻量化技术

对于空间相机来说,不同的几何尺寸所带来的不仅是相机对载荷的敏感程度的不同,它将同时引入制造技术及至总成本的不同。主镜的口径越大,所需投入的人力物力越多。一般地,仪器重量大约与主镜口径的 2.4 次方成正比,而价格大约与口径的 2 次方成正比<sup>[3]</sup>。

图 1 是空间相机等望远系统的角分辨力与其口径尺寸关系的对数曲线图<sup>[4]</sup>。空间相机的瑞利角分辨力数值与其口径大小成反比,轻量化、自适应光学的望远系统的角分辨力值也与口径成反比,对于传统的实心镜系统的分辨力在口径为 500mm 时分辨力达到一个极限,大于 500mm 后,不采用轻量化或自适应措施,其口径的增大,对提高分辨力收益将愈来愈小。当口径增大到 2.4m 时,将达到第二个极限值。当口径大于 2.4m 后,光学系统的分辨力不但不随着口径的增大而提高,反而会下降。当口径不大于 500mm 时,既可以采用传统方式,也可以采用轻量化、自适应光学技术。

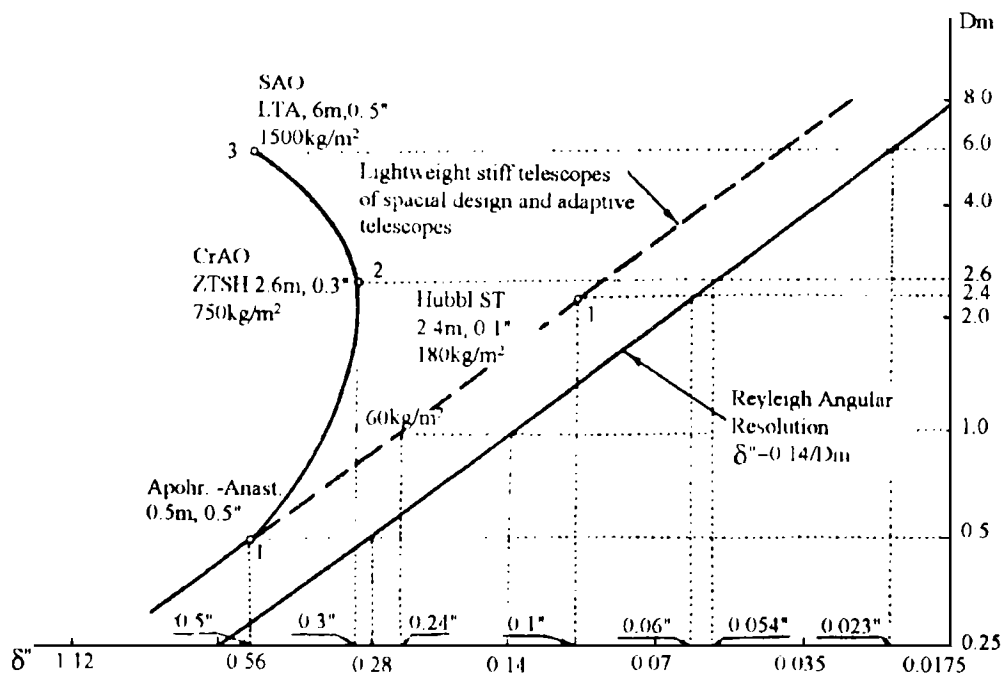


Fig 1 Angular resolution vs dimension of telescope system

### (2) 力学特性

从动力学角度看,主镜重量的增加,不仅将使主镜组件的动力学特性下降,而且会使空间相机整机的重量增加,导致整机自然频率 $f_n$ 下降,削弱其抵抗外界振动的能力,相机的其他技术指标也可能受到一定程度的影响<sup>[5-6]</sup>。所以轻量化主镜在重量减小的同时,不仅能改善自身性能,还可以提高空间相机光机系统对力学环境的适应性。

从静力学角度看,当主镜水平放置时,由于重力引起的镜面变形与其直径的四次方成正比,与其厚度平方成反比。要使主镜的变形量恒定,直径 $D$ 增大时,厚度 $h$ 必须相应地以平方增

大<sup>[7]</sup>。所以增大主镜的口径时, 不仅主镜本身的重量大大增加, 而且其支撑等相关结构的尺寸和重量也将增大, 从而整台仪器的重量将大幅度地增加。这在航天应用上往往是不许可的。所以在采用大口径主镜时, 必须采取适当措施减轻主镜的重量并设计出合适的支撑方式, 尽量增大主镜组件及空间相机的结构比刚度, 从而提高其结构力学性能。

### (3) 热稳定性

航天器工作的热环境复杂且恶劣, 外热流变化周期短, 温度波动范围大, 必须采用有效的热隔离、热均匀、主动加热或致冷等综合热控措施, 尽量使相机, 特别是主镜组件具有恒定的温度水平和很低的温度梯度。温度梯度, 即温度的不均匀性的存在将直接导致主镜面型的扭曲、畸变, 破坏主镜的面型精度。

当主镜在厚度方向上存在温度梯度(温差为  $\Delta T$ ) 时, 将产生一个附加曲率半径<sup>[7-8]</sup>。为减小主镜的热变形, 提高其热稳定性, 必须降低其温度梯度, 减小厚度方向上的热阻。主镜的径向温度梯度可能导致面型的不对称变形, 直接影响到主镜镜面的面型精度, 并且对于某些形状的主镜, 其径向温差比轴向温差更难控制<sup>[9]</sup>。现代大型空间相机采用轻量化主镜, 就是为了减小热惯性、运动质量、结构的重力变形和总成本<sup>[10]</sup>。

## 3 主镜轻量化技术的具体实施

### 3.1 主镜口径尺寸的确定

主镜的口径尺寸主要由光学系统的性能所决定, 根据空间相机的地面分辨力及所需的光照度计算而得。

### 3.2 主镜材料的选择

镜坯材料的选择主要考虑主镜受力及受热后结构及镜面面型的稳定性。因此主要考察以下两个物理量:

1 比刚度  $E/\rho$ , 即材料的弹性模量与密度之比。大比刚度的要求在空间应用中显得尤为重要。基体材料的刚度对主镜镜面的加工以及主镜装配等的适应性有明显影响, 刚度越大的材料抵抗由于抛光、装配、重力和操作使用中的振动变形的能力越强。

2 导温系数  $\lambda/\alpha$ , 即材料的导热率与热膨胀系数之比。导温系数越大, 材料热惯性越小, 主镜受到外界热作用时, 其热稳定性越好。

同时还应满足以下两个条件:

(1) 和主镜直接接触的支撑材料的线胀系数应与所选主镜材料的线胀系数良好匹配。如选用牌号为 4J45 的钢与 K9 主镜相匹配, 以便达到不同材料间的热性能匹配性。

2 材料本身具有优良的稳定性 一旦主镜的工作表面磨制成镜面后, 镜面应具有优良的抵抗暴露的环境、操作和内应力释放的影响, 还应该注意在工作环境下射线所导致的腐蚀、性能下降问题。<sup>[11]</sup>

目前国内外常用铍(Be)<sup>[14-15]</sup>、铝(Al)、融石英(FS)、微晶玻璃(MC)<sup>[7]</sup>及钛(Ti)、碳化硅(SiC)等作为镜坯材料, 材料属性如表 1 所示。金属铍的导热系数大, 容易实现均匀的温度分布, 材料比刚度大, 能实现很高的轻量化率, 因而受到人们的青睐, 但由于其剧毒性受到一定的应用限制。铝的膨胀系数较大, 所以铝镜一般应用于温度变化不大或镜面面型要求不高的情

况。铍和铝等金属主镜均有表面粗糙度大的缺点,所以多用于红外波段的应用中<sup>[11-16]</sup>。

Tab 1 Bills of material of primary mirror

| mat                                 | dens ( $\rho$ )<br>$10^{-6} \text{kg/mm}^3$ | el mod (E)<br>$\text{kg/mm}^2$ | poison<br>ratio | $E/\rho$<br>$10^4 \text{N} \cdot \text{m/g}$ | cond ( $\lambda$ )<br>$\text{W/m} \cdot$ | exp. eff ( $\alpha$ )<br>$10^{-6}/$ | $\lambda/\alpha$<br>$10^6 \text{W/m}$ |
|-------------------------------------|---|--------------------------------|-----------------|--|--|-------------------------------------|---------------------------------------|
| FS <sup>[11]</sup>                  | 2.02  | 7460                           | 0.167           | 3.33   | 1.38                                     | 0.56                                | 2.46                                  |
| K9 <sup>[12]</sup>                  | 2.53  | 8132                           | 0.25            | 3.214  | 1.207                                    | 7.8                                 | 0.155                                 |
| MC <sup>[7]</sup>                   | 2.50  | 9200                           |                 | 3.68   |  | $0 \pm 0.02$                        |                                       |
| Be <sup>[11-13]</sup>               | 1.85  | 28000                          | 0.25            | 15.1   | 157                                      | 11.4                                | 13.9                                  |
| Si <sup>[11-13]</sup>               | 2.3   | 15700                          |                 | 6.8  | 169                                      | 2.5                                 | 67.6                                  |
| Al <sup>[11-13]</sup>               | 2.7   | 6900                           |                 | 2.7  | 220                                      | 23.9                                | 9.1                                   |
| Ti <sup>[11]</sup>                  | 4.5   | 11800                          |                 | 2.7  | 9.6                                      | 8                                   | 1.2                                   |
| SiC <sup>[11-13]</sup>              | 3.05  | 40000                          |                 | 13   | 185                                      | 2.5                                 | 74.0                                  |
| SiO <sub>2</sub> <sup>[11-13]</sup> | 2.2   | 7000                           |                 | 3.2  | 1.38                                     | 0.55                                | 2.51                                  |
| ULE <sup>[11-13]</sup>              | 2.2   | 6770                           | 0.176           | 3.08   | 1.3                                      | $0 \pm 0.03$                        | 43.5                                  |

### 3.3 主镜基体的背部形状及支撑方式的确定

主镜,特别是实心圆盘型主镜常用的背部形状有:平背形、双拱形、单拱形和双凹形四种。不同的主镜背部形状分别与不同的支撑方式相适应,应力寻求其最佳匹配。根据主镜上支撑位置的不同,支撑方式又可以大致分为:中心支撑、周边支撑、背部支撑(三点支撑及六点、九点等多层支撑方式<sup>[16,18-19]</sup>)和侧面支撑(带/袋子悬挂法、气袋/水银袋浮托法等<sup>[3,18,20]</sup>)。一般地,背部支撑中六点支撑和九点支撑等多层支撑结构是三点支撑结构的变异,当其各支撑点相互匹配得很好,或浮动结构的灵活度足够高时,由于其支撑面积大,其支撑效果优于三点支撑;反之则有可能由于过约束而使主镜产生不必要的变形。要想得到较好的多层支撑结构,必须依靠较好的制造和装配工艺来保证。多于九点的支撑方式多用于自适应光学中,适合于大口径空间相机;侧面支撑多用于静态、地面设备,空间光学仪器中应用较少。

选择自然频率作为主镜综合性能的衡量参数,对单拱形、双凹形、双拱形和平背形四种主镜进行动力学特性分析,发现:双拱形主镜,背部支撑最好;双凹形主镜,背部支撑和周边支撑均不错,相比三点和六点支撑,三点以背部占优,而六点以周边占优;单拱形主镜,中心支撑、背部支撑和周边支撑的效果相差无几,以中心支撑和周边支撑略优;平背形主镜,以背部支撑和周边支撑两种方式较好,其中周边支撑略优。与中心支撑、背部三点支撑、背部六点支撑、周边三点支撑和周边六点支撑相对应的最佳主镜背部形状分别是:单拱形、双凹形、双凹形、平背形、平背形。<sup>[21]</sup>

单独对背部三点支撑条件下以上几种主镜进行重力载荷的静力学分析时发现,当光轴水平时镜子的最大变形值较光轴垂直时小,主镜的变形从小到大的顺序为双凹主镜、平背主镜、

双拱主镜、单拱主镜。主镜各模型的重量·最大变形基本呈现光轴水平时小于光轴垂直时的趋势。说明光轴水平工况的结构比刚度优于光轴垂直工况。但主镜的光学性能却表现为光

轴垂直时较优。综合考虑重量、最大变形、结构对称性和加工、装配等因素,认为三点支撑时双凹主镜最优。<sup>[22]</sup>

### 3.4 主镜的结构形式

为使主镜的重量减轻,且在力载荷和热载荷作用下其变形满足设计要求,在优化主镜背部形状的基础上,国内外广泛采用了各种轻量化结构方案,如背部制作蜂窝孔、三角形孔、四边形孔、扇形孔和圆形孔等。就可加工性和结构刚度而言,蜂窝形孔的结构刚度最优,圆形孔的工艺性最好,三角形孔、四边形孔和扇形孔的工艺性差不多,其中三角形孔的热特性最差,在三角形的顶点处容易形成严重的热节。

就宏观结构而言,主镜一般由两部分组成,反射面(由单/多层膜组成)和基体。反射面的形状和尺寸由光学系统设计确定,基体则由光机结构设计人员来完成。如果采用非球面主镜,不仅能提高成像质量,而且相机的重量、尺寸及成本均会降低<sup>[17]</sup>。在基体上制作的轻量化孔的结构形式大致有如图 2 和图 3 所示的四种结构:背部开放型、背部封闭型、双开放的封闭型和组合型。背部开放型主镜的工艺性最好,轻量化孔既可以与基体一次成型,也可以在基体成型后采用机械加工的办法成型,但其力学特性不太好,结构比刚度较差。背部封闭型主镜一般采用一次成型的方式成型,也可以在实心基体成型后通过切削加工形成轻量化结构,其轻量化孔的大小和形状受到刀具等加工设备的限制较大。双开放的封闭型结构是将材料和结构形式相同的两个开放结构胶合到一起而形成的对称组合结构,克服了前两种结构的缺点,综合了它们的优点。组合型主镜前表面为光学玻璃或金属材料,而后部为轻量化结构的高刚度、高强度的金属材料,它们之间一般通过真空高温焊接或粘接而成为整体。图 3 所示的结构是 1979 年由 Lewis 给出的用于 Hubble 望远镜的直径为 96 英寸的单块熔合主镜,它分为前后板、“蛋格”内核和内外环五部分。前后板间要求线膨系数高度匹配,相差小于 0.01ppm/。中间内核部分在 1600 高温下整体成型<sup>[11]</sup>。

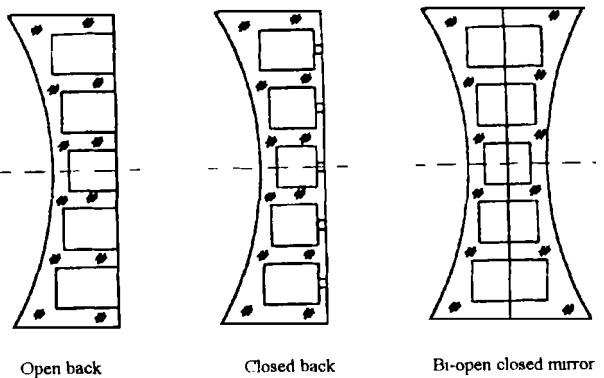


Fig 2 Shapes of substratum of lightweight primary mirror

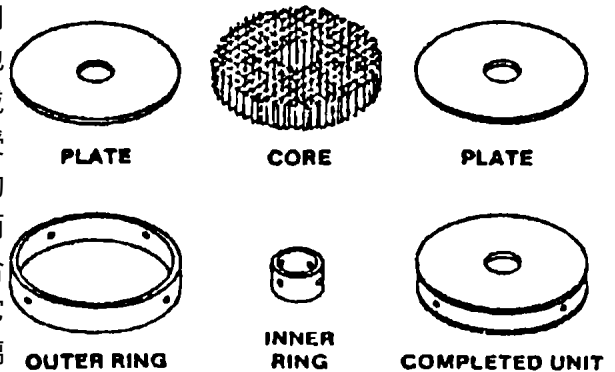


Fig 3 Structural schematic diagram of assembled lightweight primary mirror

Hubble 望远镜的直径为 96 英寸的单块熔合主镜,它分为前后板、“蛋格”内核和内外环五部分。前后板间要求线膨系数高度匹配,相差小于 0.01ppm/。中间内核部分在 1600 高温下整体成型<sup>[11]</sup>。

减轻重量最有效的方案当然是采用主动光学元件,它与普通的轻量化概念有所不同。主动光学主要用于大型反射镜,其镜片一般由数块(数十块)小的超薄镜片拼合而成,对每个镜片进

行自适应控制以达到所需的总体面型精度。由于超薄镜片的使用,使镜子的重量大幅度减小,但同时需一套高精度的支撑、控制系统。

### 3.5 主镜支撑装置的结构形式

主镜的支撑方式按照其约束状态的不同可分为静定支撑和超静定支撑。

支撑点数目等于要消除的刚体自由度数目的支撑方式称为静定支撑(图 4a)。静定支撑的支撑力可由主镜的刚体平衡求出。对大型主镜来讲这些约束就是若干刚性支撑点。刚性点超过这个数目,就难以保证每一个支撑点都与主镜良好接触。所以静定支撑只适用于较小的主镜,对实心圆柱盘主镜一般用于直径在 40cm 以下的情况。

对于稍大一些的主镜,常常采用浮动支架支撑(图 4b)。这种支撑又可称为“摇板式”支撑,或叫“Grubb”系统<sup>[3]</sup>。它是在每一个静定的支撑点上通过一个刚性的浮动支架,把支撑点数扩大为 2 或 3,再作用于主镜。由于浮动支架本身是静定的,因此作用于镜面的支撑力的大小并不彼此独立,

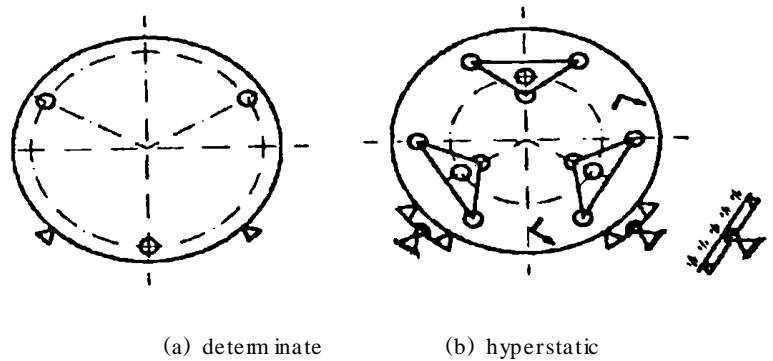


Fig 4 Schematic diagram of determinate and hyperstatic support pattern

而是服从静力平衡规律,它们的比例可由浮动支架的杠杆比来确定。这种支撑条件下,支撑力是一个静定系统,但主镜的弹性变形却是超静定的。由于作用于主镜上的支撑点数的增加,主镜的自重变形得到了改善。其优点在于它能扩大被支撑件即主镜的支撑面积,缩小主镜的结构变形,但支撑结构相对复杂,装配工艺的技术难度较大。浮动支架结构的层次并不限于 2 层,例如曾有人用 4 层(第 4 层为 81 个支撑点)来支撑过  $\Phi 1820\text{mm}$  的主镜<sup>[3]</sup>。

广泛用于大型主镜的支撑系统是由固定支撑点和浮动支撑(点)结合而成的支撑系统。固定支撑点起定位作用而浮动支撑(点)起卸荷作用。这样支撑系统是超静定系统。在分析主镜结构变形之前先要确定支撑力,或做一定的结构简化,用某种低刚度的结构去替代浮动结构,甚至在某些分析中忽略浮动支撑结构的影响,这种简化容易造成较大的分析计算误差。

常用的几种浮动支撑结构有<sup>[3,18]</sup>: 杠杆重锤、气囊、气垫、水银带、钢带等。在“主动镜面”的概念中,摒弃了“定位”支撑点和“卸载”支撑点的概念,代之以“主动”支撑点与“被动”支撑点:被动支撑点采用气囊,主动支撑点采用可调压力的气垫;主动支撑点不仅决定了主镜刚体位置,而且可使主镜的整体面型调整得十分完美。

另外尚有一种介于定位支撑和浮动支撑之间、用于隔离变形的柔性支撑结构。<sup>[23-25]</sup>采用柔性支撑结构起到了隔离振动和变形的作用,特别是在温度变化时,主镜与支撑结构间热特性的不匹配性可以由支撑结构的变形给以补偿。

### 3.6 热稳定性措施

为减小热对主镜面型的影响,工程上采取的措施归纳起来有以下几个方面:

- 选择热膨胀系数较小,甚至为零的材料,特别是热惯性小的材料作为主镜材料;

- 精化处理材料, 使主镜材料本身的内部残余应力尽可能小且均匀;
- 采用合适的支撑方式, 选用与主镜热特性相匹配的支撑结构材料;
- 采用有效的热控手段, 尽量减小相机整机, 特别是主镜的热波动和热梯度;
- 应用 CAD 和 CAE 技术对以上各方面进行准确的评估, 并进行优化的热设计, 保证光学系统各个元件及其相互之间的空间关系, 特别是主镜的位置、指向和面型的稳定性。

### 3.7 CAD/CAE 技术的应用

实施方案可行性分析和优化设计的工程分析通常包括经典解析算法和现代综合分析法。经典解析算法具有很强的灵活性, 能快速地适应新条件, 能对系统的进一步设计、开发起到基础性的指导作用<sup>[20, 26-34]</sup>。但其结果通常较为保守; 所能表达的原理或方程式不多, 所以这种方法主要限于那些结果明显或分析人员可以预知结果的问题。综合分析法, 用统一的观点直接把结构有限元法和光学分析方程式相结合, 将与空间相机有关的光学、材料、结构、热传递、控制等问题耦合到一起, 形成统一计算格式的线性或非线性方程组, 最终求取其一致解<sup>[3, 35]</sup>。综合分析法能站在系统的高度上同时对空间相机进行静态分析和动态分析, 实现时间和空间的统一。

相对而言, 综合分析法较适合于主镜的详细工程分析, 分析时可选用集成的有限元程序辅助进行。一般分析对象包括主镜及其支撑结构(统称为主镜组件), 进行如下四个方面的分析计算:

#### 3.7.1 静力学分析

重力或微重力分析以及其它广义静载荷作用的分析, 完成刚度校核, 即相机结构的静力学稳定性校核;

#### 3.7.2 动力学分析

求解相机及主镜组件结构的模态、振型, 寻求其薄弱环节; 进行冲击振动分析、正弦或随机载荷的振动分析, 考核其动态刚度和强度;

#### 3.7.3 热分析与热弹性分析

稳态、瞬态温度场分析, 探讨主镜组件的静、动态热特性; 热弹性分析, 计算热载荷对主镜组件结构特性的影响, 进行热稳定性校核;

#### 3.7.4 光学性能评估

在各种载荷作用下, 主镜与其他元件间的相对位置变化及其波前畸变会影响或破坏光学系统成像质量, 应使用光学追迹或波前法进行光学性能评估。

## 4 应用实例

某空间相机采用 Cassegrain 式光学系统, 其主镜为球面反射镜, 曲率半径为  $R=2130\text{mm}$ , 其最大厚度为  $80\text{mm}$ , 口径为  $\Phi 500\text{mm}$ , 中心孔径为  $\Phi 190\text{mm}$ 。其许用面型误差为  $[PV]=1/20\lambda$ ,  $[RMS]=1/80\lambda$ ,  $\lambda=632.8\text{nm}$ 。为了保证如此高的面型精度, 必须尽量将各种主镜面型精度影响因素的影响降到最低程度, 才能有效地保证主镜的性能要求。为了最大限度地减小空间相机的重量, 提高主镜及相机的力学性能和热特性, 采用轻量化主镜。

#### 4.1 主镜的轻量化模型

按上文关于主镜选材的要求,对比表 1 中几种非金属材料,选择 SiC 作为轻量化主镜的基体材料。综合考虑主镜的结构比刚度和轻量化工艺实施的技术难易程度,主镜选取平背形、封闭性扇形孔的结构形式如图 5 所示。

##### (1) 主镜的壁厚确定

试选取两个壁厚方案,如表 2 所示。不考虑支撑结构的影响,分别用背部均布于同心圆上的三

点约束在不同的归一化半径(0.357, 0.448, 0.571, 0.685, 0.799, 0.899, 1.0)上,如图 6,所有单元均为壳单元,取光轴方向的重力载荷进行静力学分析,得到如表 3 所示的面型误差值。从表中可知,内部加强筋的厚度变化对主镜的面型变化无显著影响,不等壁厚方案的主镜面型精度略优,而且其重量较轻,所以放弃等壁厚方案。该轻量化主镜相对于相同尺寸的实心 FS 和 SiC 两种材料的轻量化率分别为 55.243% 和 68.237%。

Tab 2 Thickness of walls of the two kinds of SiC Primary mirrors

| thickness of wall part | different |   | equal |   |
|------------------------|-----------|---|-------|---|
|                        |           |   |       |   |
| front surface          | 8         | 7 | 7     | 7 |
| Ex. & in. circular     | 8         | 7 | 7     | 7 |
| back surface           | 7         | 7 | 7     | 7 |
| internal lib           | 4         | 7 | 7     | 7 |

##### (2) 支撑点位置的确定

确定表 3 中不等壁厚方案中主镜面型误差特别是 RMS 值虽然呈单调上升趋势,但其差异并不大,所以很难将其最低点作为最佳的背部三点支撑点的位置。主镜最大变形及曲率半径变化在  $r/R = (0.685 \sim 0.799)$  间最小,所以可能在该尺寸范围内会有最优的支撑位置。

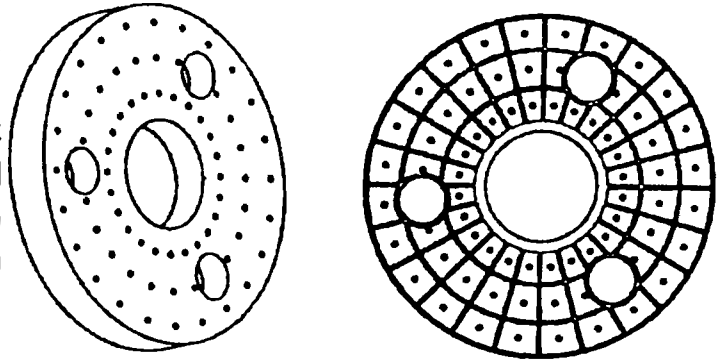


Fig. 5 Structural schematic diagram of the lightweight SiC primary mirror

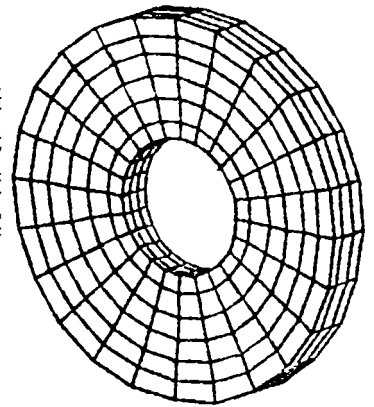


Fig. 6 FEM model of the lightweight primary mirror

Tab 3 Displacement of two layout of primary mirror (Unit:  $10^{-4}$ mm)

| support<br>radius ratio | equal thickness of wall |         | different thickness of wall |         |            |            |
|-------------------------|-------------------------|---------|-----------------------------|---------|------------|------------|
|                         | PV                      | RMS     | PV                          | RMS     | max. disp. | $\Delta R$ |
| 0.357                   | 0.2916                  | 0.06810 | 0.2411                      | 0.06085 | 1.14       | 117.98     |
| 0.448                   | 0.2742                  | 0.06597 | 0.2639                      | 0.06116 | 0.984      | 93.181     |
| 0.571                   | 0.2675                  | 0.07137 | 0.3015                      | 0.07250 | 0.635      | 52.763     |
| 0.685                   | 0.3877                  | 0.09354 | 0.4240                      | 0.09562 | 0.679      | 14.640     |
| 0.799                   | 0.5094                  | 0.1148  | 0.5245                      | 0.1131  | 0.550      | -22.917    |
| 0.899                   | 0.6727                  | 0.1399  | 0.6241                      | 0.1308  | 0.892      | -55.268    |
| 1.0                     | 0.8216                  | 0.1591  | 0.7332                      | 0.1424  | 1.10       | -81.465    |

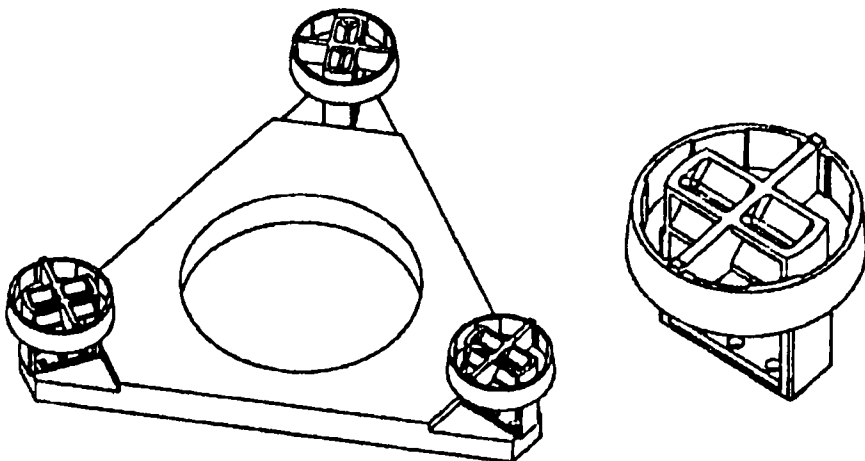
进一步对该简化模型进行动力学特性分析, 求取前 3 阶自然频率, 如表 4 所示。看得出支撑在  $r/R = 0.799$  处时主镜的动态刚度最好。由此, 按表 3 中的静力学分析的 RMS 值结果在 0.685 和 0.799 间线性插值, 取主镜的最佳归一化支撑半径为 0.73。

Tab 4 Natural frequency of the simplified primary mirror

| support radius<br>ratio | mode 1 & 2 | mode 3 |
|-------------------------|------------|--------|
| 0.357                   | 1160       | 1860   |
| 0.571                   | 1450       | 2250   |
| 0.685                   | 1430       | 2000   |
| 0.799                   | 1610       | 2230   |
| 0.899                   | 1540       | 1720   |
| 1.0                     | 1610       | 1710   |

#### 4.2 轻量化主镜组件的静、动态刚度分析

图 7 是 SiC 轻量化主镜的支撑元件结构图, 采用柔性支撑方案旨在减小安装基础对主镜面型的影响。



flexible support legs and triangular plate

zoom-out support leg

Fig. 7 Support elements of the primary mirror

根据主镜组件的结构特点, 镜体和支撑腿的有限元模型采用壳单元, 安装基板采用三维实

体单元。静力载荷取为 1g 重力。经计算可知,在主镜的工作状态(重力与光轴平行)时,轻量化主镜的面型在 1g 重力作用下是满足光学系统指标要求的。<sup>[23]</sup>

将所有节点的 X、Y、Z 方向的平移和旋转自由度均选为主自由度,进行动力学特性分析知 SiC 轻量化主镜及其支撑结构的动态刚度满足要求,其第 1 阶自然频率值与相机总体的第 1 阶自然频率值之比为  $276.85/54.95$ <sup>[36]</sup>。

### 4.3 轻量化主镜的热特性分析

径向温度梯度是影响主镜面型精度的主要因素之一,为了研究主镜的径向稳态温度场热特性,分别设主镜径向存在从外圈到内圈的温差为 -4、-2、-1、-0.5、-0.25、0.25、0.5、1、2 和 4,分析计算主镜的面型误差,可知主镜的面型误差与温度梯度的方向有关,当内圈温度比外圈温度高时引起的面型误差较大,与实心主镜的规律相同;主镜的许用径向温差  $[\Delta T]$  为  $\pm 0.25$ 。由于 SiC 材料的导温系数很高,主镜满足该许用温差要求并不困难。<sup>[23]</sup>

## 5 结 束 语

主镜轻量化技术是进行现代空间光学遥感活动的必不可少的技术内容。本文概括总结了采用轻量化措施的可行性、光机热性能要求,以及主镜轻量化技术在主镜口径确定、材料选取、结构形式、支撑方式等诸多方面的具体措施。某空间相机主镜不仅是轻量化措施的应用典范,更是光机热综合评估的典型代表。

### 参 考 文 献

- 1 空间站用高分辨率可见光摄影系统与关键技术课题组 空间站用高分辨率可见光摄影系统与关键技术课题论证报告 205- 6- 1. 1990
- 2 Reagan J B. Phase III & IV of Transition Region and Coronal Explorer. Stanford-Lockheed Institute for Astrophysical and Space Research, Aug 1994, LM SC P017270P- 1
- 3 胡企千. 大型光学镜子的结构、支承重力变形计算方法 光学机械, 1983(6): 29~ 44
- 4 Miroshnikov Michael M. Mirrors for optical telescopes Optical Engineering, 1992, 31(4): 701~ 710
- 5 Cho Myung K, Richard Ralph M. Structural and optical properties for typical solid mirror shapes Proc SPIE, Advances in Optical Structure Systems, 1990, 1303: 78~ 95
- 6 胡大千. 一种大型轻量化反射镜的结构优化计算 光学机械, 1980, (6): 31~ 38
- 7 裴云天, 刘正兴. 用于空间光学仪器的镜子的轻量化研究 中国空间科学技术, 1991, (6): 11~ 16
- 8 伍凡. 温度对大型光学镜子质量的影响 光学工程, 1986, (4): 24~ 29
- 9 Applewhite Roger W. The effects of thermal gradients on the Mars Observer Camera primary mirror. Proc SPIE, Design of optical instruments, 1992, 1690: 376~ 386
- 10 Perason E, Stepp L. Response of large optical mirrors to thermal distributions Proc SPIE, Structural Mechanics of optical systems II, 1987, 748: 215
- 11 Yoder Paul R Jr. Optomechanical systems design Marcel Deller, Inc., New York, and Basel (ISBN: 0-824707347- 0)
- 12 “无色光学玻璃” 中华人民共和国国家标准 GB 903- 87, 1987
- 13 Lubarvsky S V, Khimitch Y P. Lightweighted mirrors for space telescopes Proc SPIE, Advanced Technology of Optical Telescopes, 1994, 2199: 938~ 944

- 14 Wetherell W B, Rimmer M P. General Analysis of Aplanatic Cassegrain, Gregorian, and Schwarzschild Telescope Applied Optics, 1972, 11(12): 2817~ 2832
- 15 Young Philip, Schreibleman Martin. Alignment design for a cryogenic telescope Proc SPIE, Optical Alignment, 1980, 251: 171~ 176
- 16 Parks Robert E, Thermal response of a lightweight, Gas-Fusion mirror blank Proc SPIE, Advanced Optical Manufacturing and Testing, 1993, 1994: 218
- 17 张学军. 数控非球面加工过程的优化研究 长春光学精密机械研究所博士学位论文, 1997
- 18 Schulte D H. Anastigmatic cassegrain type telescope Applied Optics, 1966, 5(2): 309~ 311
- 19 Mehta Pravin K. Flat circular optical elements on a 9-point Handle mount in a 1-g force field Proc SPIE, Structural Mechanics of Optical Systems, 1983, 450: 118
- 20 牛玉石. 反射望远镜 北京: 科学出版社, 1985
- 21 吴清文, 卢钊, 王家骥. 球面主反射镜背部基体形状选择 光学 精密工程, 1995, 3(6): 60~ 65
- 22 吴清文, 卢钊, 王家骥. 空间光学传感器主反射镜背部形状的选择 空间科学学报, 1997, 17(2)
- 23 吴清文. 空间相机主镜的力学、温度场特性及轻量化研究 长春光学精密机械研究所博士学位论文, 1997
- 24 Iraninejad Bijan, Lubliner Jacob. Terry Mast and Jerry Nelson, Mirror Deformations Due to Thermal Expansion of Inserts no Glass Proc SPIE, Structural Mechanics of Optical Systems II, 1987, 748: 206~ 214
- 25 Iraninejad Bijan, et al. A mirror mount for cryogenic environments Proc SPIE, Structural Mechanics of Optical Systems, 1983, 450: 34~ 39
- 26 Dolgin Benjamin P, Thermally induced changes in the focal distance of composite mirrors Composites with a zero coefficient of thermal expansion of the radius of curvature Proc SPIE, Design of optical instruments, 1992, 1690: 244
- 27 Specke George E, 空间光学的和平利用 2000 年光学, 长春: 吉林科学技术出版社, 1985 157~ 171
- 28 Mehta Pravin K. Nonsymmetric thermal bowing of cures circular mirrors Proc SPIE, Structural Mechanics of Optical Systems II, 1987, 748: 187
- 29 Sunder S Shyam. Numerical time integration in dynamics Proc SPIE, Structural Mechanics of Optical Systems, 1983, 450: 154~ 163
- 30 Richard Ralph M, Valente Tina M. Interference fit equations for lens cell design Proc SPIE, Optomechanics and Dimensional Stability, 1991, 1533: 12~ 20
- 31 Prevensilik Thomas V. The deflection of circular mirrors of linearly varying thickness supported along a central hole and free along the outer edge Applied Optics, 1968, 7(10): 2123~ 2126
- 32 Valente Tina M, Richard Ralph M. A analysis of elastomer lens mountings Proc SPIE, Optomechanics and Dimensional Stability, 1991, 1533: 21~ 26
- 33 Mehta Pravin K. Flexural rigidity characteristics of light-weighted mirror Proc SPIE, Structural Mechanics of Optical Systems II, 1987, 748: 158~ 171
- 34 Enns Dale E, Bugajski Daniel J. Multivariable control law analysis for a large space antenna Proc SPIE, Structural Mechanics of Optical Systems II, 1987, 748: 136~ 145
- 35 Hatheway Alison E. Optomechanical analysis strategies Proc SPIE, Structural Mechanics of Optical Systems II, 1987, 748: 96~ 102
- 36 卢钊, 杨洪波. 详查相机结构工程方案设计报告 中国科学院空间科学与应用总体部, 1996

## Light-weight Technology and Its Application of Primary Mirror in Space Camera

WU Qing-Wen

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

### Abstract

The light-weight technology of primary mirror (LTPM) in space camera is summarized in this paper. The ordinary consideration about LTPM is stated. Primary mirror's dimension decision, material selection, structural pattern, substratum's back shape, support pattern and its structure, method for thermal stability and application of CAD/CAE is presented at detail. Finally a typical example of light-weight primary mirror is given, which is evaluated comprehensively on optics, mechanics and thermal.

**Key words:** Space camera, Primary mirror, Light-weight

**吴清文** 男,汉族,1968年12月出生于四川省简阳县。1987年考入哈尔滨工业大学精密仪器系,1991年、1994年先后获得学士、硕士学位。1997年毕业于长春光学精密机械研究所,获得博士学位。现从事光学仪器CAD/CAE及塑料注塑模具CAD/CAE工作。在《光学精密工程》《塑料科技》《空间科学学报》等刊物上发表学术论文10余篇。