

中小口径次镜支撑结构的动力学性能分析

贾庆莲, 邓文渊

(中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所, 长春 130033)

摘要: 针对口径在 800mm 以内的中小口径次镜支撑结构, 采用有限元分析方法, 利用 Ansys 软件对其梁片的厚度、长度及在支撑结构中的位置进行了一阶谐振频率及轴向变形分析。仿真结果表明在遮拦比一致的情况下, 系统口径的增加导致次镜支撑结构的一阶谐振频率下降很快。当口径较小时, 不同支撑结构的刚度都较好, 由此引起结构谐振频率变化不大但都能很好的满足要求, 因此可以选择加工工艺最简单的结构。而当口径较大时, 不同结构的谐振频率差别较大, 其中最高的为四翼偏置结构, 但在不同口径时, 几种结构的谐振频率的数值变化规律是相同的。当口径超过 650mm 时改变梁片厚度, 结构的一阶谐振频率会相应变化, 其中变化最大的为三翼对称结构, 对相同的梁片厚度四翼偏置结构的谐振频率最高且轴向变形最小。

关键词: 次镜支撑; 通光口径; 谐振频率; 有限元分析

中图分类号: TH703

文献标识码: A

文章编号: 1672-9870(2011)01-0057-04

Dynamic Analysis for Supporting Structure of Middle/little Aperture Second Mirror

JIA Qinglian ,DENG Wenyan

(Changchun Institute of Optics ,Fine Mechanics and Physics ,Chinese Academy of Science ,Changchun 130033)

Abstract: The first order resonant frequency and axis-direction deformation of supporting structure of aperture less than 800 second mirror were analyzed by finite element analysis to the increased thickness , length and the position. The simulation results showed that for the same obstruct ratio , the resonant frequency incenased with the increasing of aperture. When the aperture was little , different supporting structures have both larger approximate resonant frequency than the large aperture's and finer rigidity , so the supporting structure could be simple. When the aperture was large , resonant frequency was much different for different supporting structure , while the change rule of resonant frequency was same to different structure. Among the traditional structures , the offset crossed plate type was the greatest. the Resonant frequency was larger and axis-direction deformation was smaller with the increase of Lamina thickness.

Key words: second mirror supporting ; aperture ; resonant frequency ; finite element analysis

在现代望远镜系统中, 卡塞格林系统由于在主镜和次镜之间没有中间像, 具有结构紧凑、尺寸小、筒长短以及轴上分辨率高等特点得到广泛的应用^[1,2]。对次镜支撑结构而言, 一般要求结构简单、易于装配、有良好的刚性及稳定性, 而且要求遮拦比小。在实际使用过程中, 既有口径在几百毫米的小口径系统, 也有口径多达几米的大型望远镜系统^[3], 这就对次镜的支撑结构提出了很多要求,

选择合适的支撑结构成为影响望远系统性能的一个关键因素。

在常用的次镜支撑结构中, 典型的有三翼对称结构、三翼偏置结构、四翼十字型对称结构以及四翼十字型偏置结构等^[4-7]。这些结构的共同点是在次镜与次镜支架之间采用薄片梁连接, 这种筋板式的薄片梁如果设计合理即可以保证整体结构的稳定性, 又可以尽量减小遮拦比。

收稿日期: 2010-08-04

作者简介: 贾庆莲 (1976-), 女, 博士, 副研究员, 主要从事光电测控的研究工作, E-mail: jqlian@sohu.com.

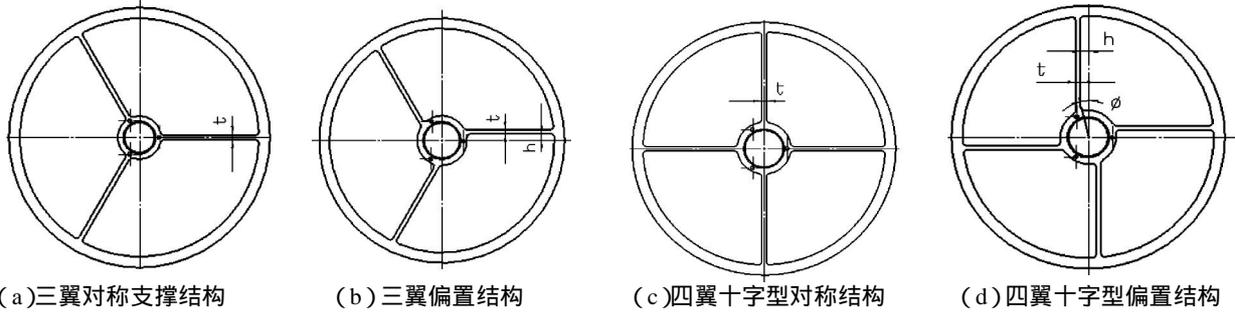


图 1 次镜支撑结构

Fig.1 Supporting structure of second mirror

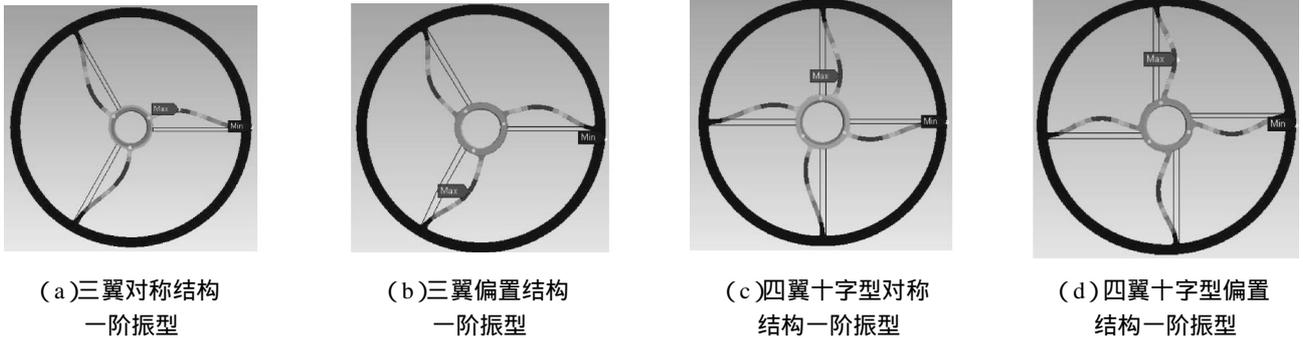


图 2 次镜支撑结构的一阶振型

Fig.2 First order resonant model for the structure of second mirror

在影响结构稳定性的因素中，梁片的厚度和宽度越大，则稳定性越好，主、次镜的口径差越大，遮拦比越小，有利于光学系统优质成像，但也同时加长了梁片长度，降低了支撑结构的刚度及谐振频率。

因此分析梁片的厚度变化及系统的口径变化对支撑结构的谐振频率及轴向变形的影响，并由此针对一定的口径选取合适的梁片及结构是望远镜优化设计的前提，也正是本文的研究重点。

1 次镜支撑结构的动力学模型

目前典型的光机结构中，次镜支撑结构如图 1 所示。为了使问题简化，假定次镜组件的质量沿圆周方向和光轴方向均匀分布，那么连接次镜支撑座与次镜之间的薄片梁在支撑端就会受到均匀载荷的作用而产生振动，假定次镜支撑端固定，而薄片梁与次镜连接处为固定约束，在由于薄片梁的抗弯曲能力较差，由此造成次镜支撑结构的一阶振型主要是薄片梁的弯曲振动，如图 2 所示。

在对称结构中取任意一条薄片梁，基于弹性力学理论^[8]，建立其动力学分析模型，如图 3 所示。梁片在 x、y 方向的变形分别为 Δx 、 Δy ，对应的变形角为 δ 。

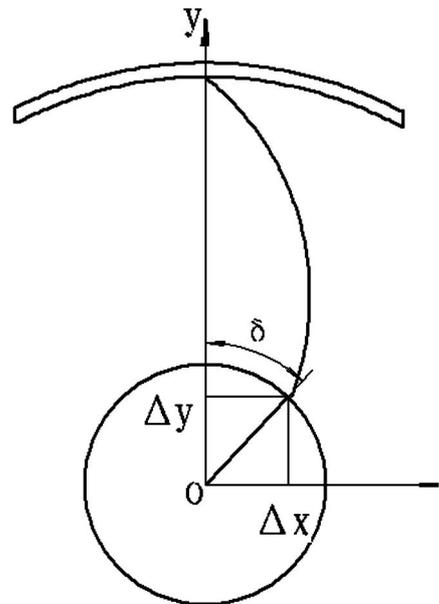


图 3 薄片梁的动力学分析模型

Fig.3 Dynamic analysis model for the plate

其谐振频率为^[5]：

$$f_c = \frac{1}{\pi} \sqrt{(4EI/l + 12EIr^2 \cos^2 \theta / l^3 + EA r^2 \sin^2 \theta / l) / J}$$

式中，r 为次镜的半径，E 为梁片材料的弹性模量，I 为梁片的惯性矩，A 为梁片面积，l 为梁片的长度 ($l = D/2 - r$)，J 为次镜及其组件的转动惯量。

2 次镜支撑结构的有限元分析及一阶谐振频率的计算结果

针对小口径中波红外测量系统，其 $D=220\text{mm}$ ， $d=40\text{mm}$ ， $t=3\text{mm}$ ，取其偏置 $h=6\text{mm}$ ，材料为铸铝，针对上述四种结构，其一阶谐振频率为三翼对称结构为 1139Hz ，三翼偏置结构为 1601Hz ，四翼十字型对称结构 1129Hz ，四翼十字型偏置结构为 1805Hz 。从结果可以看出，这种小口径的光学系统，一阶谐振频率最高的结构为四翼偏置结构，其次为三翼偏置结构，最小的为四翼十字型对称结构。无论哪种次镜支撑结构其一阶谐振频率都很高，因此综合加工工艺及制造成本等多方面因素，选取结构最简单的三翼对称结构就能良好的满足要求。

当系统口径增加到为 650mm 时，其一阶谐振频率为三翼对称结构为 197Hz ，三翼偏置结构为 277Hz ，四翼十字型对称结构 170Hz ，四翼十字型偏置结构为 297Hz 。结果可以看出，一阶谐振频率最高的结构为四翼偏置结构，其次为三翼偏置结构，最小的为四翼十字型对称结构，其规律与口径为 220mm 时完全一致。

如果保证遮拦比一致，材料选为 A3 钢，针对三翼对称结构，通光口径从 220mm 到 800mm ，其一阶谐振频率变化曲线如图 4 所示。

从图 4 中可以看出，随着通光口径的增加，次镜组件的一阶谐振频率下降很快，当系统口径达到 800mm 时，一阶谐振频率已经降到 129Hz ，如果再增加系统口径，这种三翼对称支撑结构就不能满足系统高稳定性的要求了。

针对系统口径为 800mm 的四翼偏置支撑结构，

改变梁片的厚度，其一阶谐振频率的变化曲线如图 5 所示，其沿轴向的变形量如图 6 所示。

从图 5 可以看出随着梁片厚度的增加，次镜支撑组件的一阶谐振频率也在增加，对四翼偏置结构当梁片厚度为 4mm 时，其谐振频率已经达到 208Hz 。而对三翼对称结构当梁片厚度为 4mm 时，其谐振频率为 96Hz ，当梁片厚度增加到 9mm 时，其谐振频率才为 198Hz ，比四翼偏置结构的小很多。

从图 6 可以看出，随着梁片厚度的增加，次镜组件沿光轴方向的变形量在减小，当梁自厚度为 3mm 时，轴向变形达到 0.077mm ，而当梁片厚度增加到 9mm 时，轴向变形量已经减小到 0.037mm 。

从图 5 和图 6 结果可以看出，随着梁片厚度的增加，次镜支撑结构的刚度增加，结构稳定性加强，由此造成了一阶谐振频率的提高和轴向变形量的减小。

3 结论

本文针对口径在 800mm 以内的中小口径卡塞格林系统的次镜支撑结构进行了动力学分析，分析了次镜支撑结构中薄片梁的刚度及其变形。经过有限元分析，利用 Ansys 软件分析了几种常用结构的一阶振型。

有限元仿真结果表明当系统通光口径为 220mm 时，几种结构的一阶谐振频率都达到一千 Hz 以上，因此选用加工工艺简单、成本较低的三翼对称支撑结构就能很好的满足要求。但当系统口径达到 650mm 时，几种不同结构的一阶谐振频率都已经下降到 300Hz 以下，其中四翼对称结构只有 170Hz 。

当保证系统遮拦比一致时，针对三翼对称支撑结构，当通光口径达到 800mm 时，其一阶谐振频率已经下降到 129Hz 。

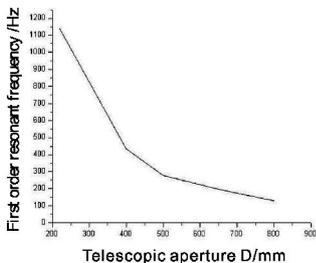
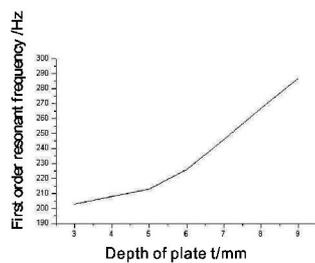


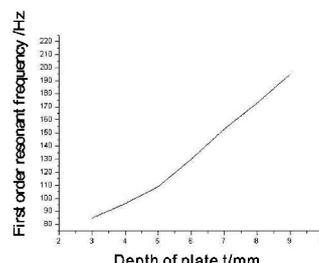
图 4 通光口径对一阶谐振频率的影响

Fig.4 Influence of telescopic aperture on first order resonant frequency



(a)四翼偏置结构

图 5 梁片厚度对一阶谐振频率的影响



(b)三翼对称结构

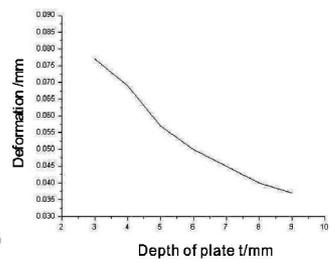


图 6 梁片厚度对次镜轴向变形的影响

Fig.6 Influence of width of plate on the optical-axis deformation of second mirror

当增加梁片厚度时,一阶谐振频率都会提高,但相比较而言,三翼对称结构的频率增加速率较大,而四翼偏置结构的增加速率较小。同样当梁片厚度从 3mm 增加到 9mm 时,次镜组件的轴向变形减小了两倍。

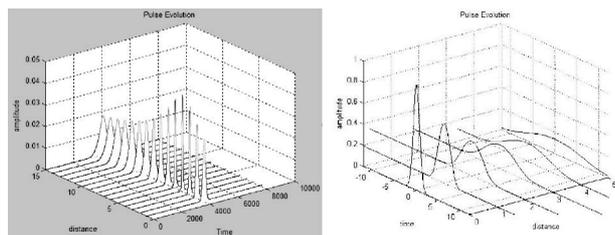
参考文献

- [1] 胡家升.光学工程导论[M].大连:大连理工大学出版社,2002.
 [2] 程景全.天文望远镜原理和设计[M].北京:科学技术出版社,2003.
 [3] 惠彬,李景镇,裴云天,等.大口径折反射式光学系统的

- 光机结构分析[J].光子学报,2006,35(7):1117-1120.
 [4] 张林波,任戈,陈洪斌.四翼十字形中心支撑结构的动力学分析[J].光学精密工程,2003,11(5):472-475.
 [5] 梁文科,刘顺发.次镜支撑结构的力学性能分析[J].仪器仪表学报,2007,28(5):859-863.
 [6] 陈景全,李国平.四翼梁式十字形中心支撑的力学特性[J].天文仪器与技术,1988,1:5-10.
 [7] 王富国,张景旭,杨飞,等.四翼梁式次镜支撑结构的研究[J].光子学报,2009,38(3):674-676.
 [8] 曲庆璋,章权,季求知,等.弹性板理论[M].北京:人民交通出版社,2000.
 [9] 杨利伟,李志荣.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.

(上接第 45 页)

图形可以清晰看见由 GVD 和 SPM 的共同作用,加速了脉冲的展宽,原因是在正常色散区 SPM 加速了 GVD 引起的脉冲展宽。



(a)在光纤反常色散区仿真图形

(b)在光纤正常色散区仿真图形

图 2 光脉冲传输仿真图形

Fig.2 The simulated graphic of light pulse transmission

4 结论

通过理论分析和仿真实验表明,利用分步傅里叶变换法在求解非线性薛定谔方程的效果是明显的,且利于编程。但是对于方程中高阶偏微分项的

仿真还处于实验阶段,对于非线性光纤光学中的高阶色散和高阶非线性对光脉冲的影响,将来还要做进一步探究。

参考文献

- [1] Agrawal G P. Nonlinear Fiber Optics[M]. Academic Press, 2002:1-85.
 [2] 赵磊,隋展,朱启华,等.分步傅里叶法求解广义非线性薛定谔方程的改进及精度分析[J].物理学报,2009,58(7):4731-4737.
 [3] 王志斌,李志全,吴朝霞.分步傅里叶在光孤子传输中的数值研究[J].仪器仪表学报,2006,27(6):1203-1204.
 [4] 项鹏,郑亚斌.光纤波导中光脉冲演化方程的数值解及计算机仿真研究[J].光子技术,2006,12(2):117-120.
 [5] 施娟.基于对称分步傅里叶算法的光孤子仿真[J].技术前沿,2008,10(1):73-75.