文章编号 1004-924X(2017)10-2614-06

1.2 m 望远镜次镜支撑结构设计

赵宏超,张景旭*,杨 飞,安其昌
(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:研制了一个用于 1.2 m 望远镜的次镜支撑结构,以满足其对刚度和伺服系统带宽的要求。首先,对影响主镜遮拦和支撑系统刚度的四翼梁进行研究。使用动力学建模方法,初选四翼梁结构的参数。然后在 ANSYS 中建立有限元模型,进行静力学和模态分析。最后,使用试验模态分析法测试设计的支撑结构。有限元分析显示,设计的结构受重力影响会引入 0.004 2λ 的切向彗差,第一阶模态频率约为 57.2 Hz。试验模态分析显示,系统第一阶谐振频率为 54.1 Hz,与理论分析和有限元分析结果一致。实验结果与仿真结果对比后显示:归一化的振型向量中叶片结构振幅较小时,实验模态较难提取,且实验结果略小于有限元分析结果,最大相对误差约为 7%。设计的次镜支撑结构遮拦小、刚度好,满足使用要求。

关 键 词:望远镜;支撑结构;次镜;锤击法;有限元分析;结构分析和测试
中图分类号:TH743;TH703 **文献标识码**:A **doi**:10.3788/OPE.20172510.2614

Secondary mirror supporting structure for 1.2 m telescope

ZHAO Hong-chao, ZHANG Jing-xu*, YANG Fei, AN Qi-chang

(*Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun* 130033, *China*)
* *Corresponding author, E-mail: zhaohcciomp@163.com*

Abstract: A reasonable supporting structure between primary mirror and secondary mirror for a 1.2 m telescope was fabricated to meet its requirement for stiffness and the bandwidth of servo system. A four-vane spider effecting on the primary obstruction and secondary mirror stiffness was explored. The key parameters for the four-vane spider were selected by dynamic molding. Then, a finite element model was established in the ANSYS to perform static analysis and modal analysis. Finally, the modal analysis method was used to test the designed support structure. The finite element analysis shows that the designed structure effected by gravity induces about 0.004 2λ coma while the telescope points to the horizon, and the first-order modal frequency is about 57.2 Hz. The modal analysis indicates that the first-order resonance frequency is up to 54.1 Hz, which is in agreement with that of finite element analysis. Experimental results and FEA results are compared, and it shows that it is difficult to extract the modal when the vibration magnitude on the vane is smaller and obtained results are little smaller than that of the FEA, in which the maximum relative error is less than 7%. In conclusion, this design is not only a fewer obstruction but also an excellent stiffness, meeting the requirement of telescopes.

收稿日期:2017-06-01;**修订日期**:2017-07-15.
基金项目:中国科学院青年创新促进会资助项目(No. 2016198);国家自然科学基金资助项目(No. 11673080, No. 11403022)

?1994-2018 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

Key words: telescope; supporting structure; secondary mirror; impact testing; FEM; structural analysis and testing

1 引　言

地基大口径反射式望远镜大多采用卡塞格林式光学设计。这种设计中，次镜位于光路之中，对主镜遮拦具有较大影响[1]。因此，次镜支撑结构应具有设计简单、性能可靠、结构紧凑和装配便利的特点。另外，随着主镜口径的增加，主次镜之间的距离逐渐增大，所以比刚度设计尤为必要。在大望远镜结构设计中，一般采用单层或多层桁架结构作为主体支撑结构，然后配合焊接式环梁以及四翼梁结构支撑次镜室[2-4]。本文研究的 1.2 m 望远镜的次镜支撑就是采用这种典型结构。

为了保证光学系统的成像质量，望远镜支撑结构设计需考虑多方面的因素，然后使用有限元方法进行仿真和分析；在结构加工完成后，还需对结构进行实验测试，以验证其性能满足使用要求。本文对 1.2 m 望远镜次镜的支撑结构进行了详尽地有限元分析，并通过锤击法对加工完成的支撑结构开展了试验模态分析。

2 结构组成及关键尺寸选型

2.1 结构组成

次镜系统支撑机构的具体组成如图 1 所示，它由桁架结构、环梁、四翼梁组件以及次镜室组成。

图 1　次镜支撑结构

Fig. 1　Schematic diagram of secondary mirror supporting structure

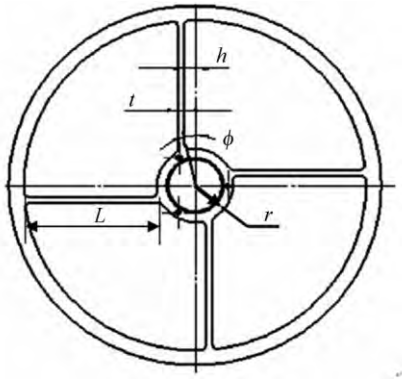


图 2　四翼梁支撑简图

Fig. 2　Sketch of spider supporting structure

2.2 结构动力学建模

拉格朗日方程与假设模态法联合使用，可快速求取所需振型的模态频率。其中，假设模态的位移形函数反映某种可能的位移形状，所有位移形函数构成一组线性无关向量，在满足位移边界条件的前提下，其导数阶次需满足势能所要求的阶次[5-6]。拉格朗日方程的表达式为：

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i}\right)-\frac{\partial T}{\partial q_i}+\frac{\partial U}{\partial q_i}=Q_i \quad (i=1,2,3,\cdots,N). \tag{1}$$

以次镜支撑结构最易发生的四翼梁旋转这一模态振型为例，四翼梁结构简图如图 2 所示。

此时，系统的动能为：

$$T=\frac{1}{2}J\ddot{\theta}, \tag{2}$$

其中：J 代表次镜镜室绕光轴的转动惯量，θ 代表转动方向的广义坐标。

由于四翼梁结构采用了偏置式十字对称结构，所以四翼梁在这一模态下将发生两个主要方向的变形，即梁的弯曲变形和拉伸变形。此时，系统势能可以表示为：

$$U=U_{\mathrm{Extention}}+U_{\mathrm{Bending}}=EAr^2\theta^2[\sin^2(1/2\theta+\phi)+\sin^2(\phi-1/2\theta)]/L+8EI\theta^2/L+12EIr^2\theta^2\cdot[\cos^2(1/2\theta+\phi)+\cos^2(\phi-1/2\theta)]/L^3, \tag{3}$$

其中：E 代表弹性模量，A 代表叶片截面积，r 代表次镜室半径，Φ 代表四翼梁的偏置角度，I 代表叶片的截面距，L 代表叶片长度。

假设此模态下的位移形函数为[11]：

?1994-2018 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

$$\theta = B\sin(\omega t). \tag{4}$$

将式(2)、式(3)、式(4)带入式(1)后有：

$$f = \frac{1}{\pi}\sqrt{[(4EI/L)-(12EIr^2\cos^2(\phi)/L^3)+(EAr^2\sin^2(\phi)/L)]/J}. \tag{5}$$

根据式(5)可知，系统的旋转模态随 I 的增大而逐渐增大。受结构限制，梁片宽度变化较小，厚度成为了影响梁片截面矩的主要因素。但四翼梁处于光路之中，其投影降低了主镜的集光效率。同时，由于衍射现象的存在，厚度对系统 MTF 的影响可表示为[7]：

$$MTF = 1-2.55t/(D+2r), \tag{6}$$

其中：D 代表主镜口径，t 代表梁片厚度。考虑到需要将遮拦引起的 MTF 变化控制在 1%以内，因此叶片厚度取 10 mm。此时旋转模态对应的频率不低于 70 Hz。

3　分析与测试

3.1　有限元分析理论

有限元模态分析是以模态矩阵作为变换矩阵，将原物理坐标变换到自然坐标，使系统在原坐标下的耦合方程组变成一组互相独立的二阶常微分方程，用单自由度系统的振动方程求解，得到系统各阶模态的振动，再通过模态叠加回到原来的物理坐标。通过求解有限项动力学方程即可得到结构的固有频率和振型[8-10]。

3.2　试验模态分析理论

试验模态分析是一种基于激振力和系统响应的动态测试。首先通过施加激振力强迫系统发生振动，然后通过传感器拾取系统响应数据，最终通过信号处理和曲线拟合，识别结构的模态频率、模态质量、模态刚度和阻尼等参数。其目的在于把原物理坐标系统描述的响应向量放到所谓的模态坐标系统中进行描述，以便把复杂的实际结构系统简化为模态模型进行响应分析和预测[11-12]。

将式(1)写成牛顿第二定律的形式有：

$$\boldsymbol{M}\ddot{X}+\boldsymbol{C}\dot{X}+\boldsymbol{K}X = F(t), \tag{7}$$

其中 $\boldsymbol{M}$，$\boldsymbol{C}$，$\boldsymbol{K}$ 分别代表结构的质量阵、阻尼阵和刚度阵。将式(7)进行拉氏变换可得：

$$(-\omega^2\boldsymbol{M}+j\omega\boldsymbol{C}+\boldsymbol{K})X(\omega) = F(\omega). \tag{8}$$

系统响应可表达为：

$$\boldsymbol{X}(\omega) = (-\omega^2\boldsymbol{M}+j\omega\boldsymbol{C}+\boldsymbol{K})^{-1}F(\omega) = \boldsymbol{H}(\omega)F(\omega), \tag{9}$$

其中 $H(\omega)$ 为位移传递函数矩阵。在模态理论中，该系统的响应为：

$$H(\omega) = \sum_{r=1}^{n}\frac{\psi_r^{\mathrm{T}}\psi_r}{-\omega^2 m_r + jc_r\omega + k_r}, \tag{10}$$

式中：m_r，c_r，k_r 分别为模态质量、模态阻尼、模态刚度，ψ_r 为系统的振型向量。由式(10)可以看出，传递函数中包含了系统所有的动力特性参数。但取得传递函数后还需要进行模态参数识别，即将实测的传递函数数据与理论的传递函数公式进行曲线拟合，才能得到系统的固有频率、阻尼比和振型这些模态参数。

4　有限元和试验模态分析

设计前期通过理论计算选定相关结构参数，然后使用有限元方法开展了大量分析，最后使用 LMS 公司的模态分析仪，采用锤击法对加工完成后的四翼梁结构进行了试验模态分析，以验证结构的最终性能。

4.1　静力学分析

作为结构分析的一种方法，有限元在结构设计初期具有非常优异的表现。借助于商业化软件 ANSYS，采用实体、壳体以及梁单元混合建模方法，建立了整个结构的有限元模型，如图 3 所示。

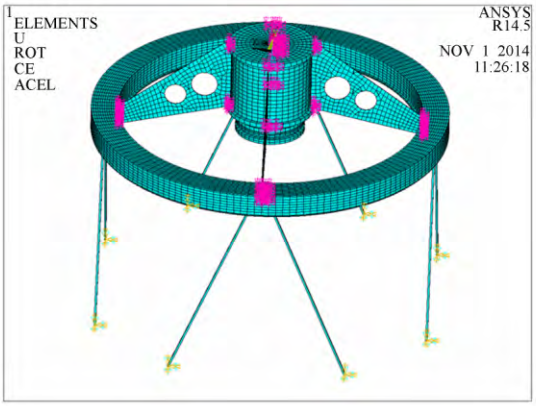


图 3　支撑结构的有限元模型

Fig. 3　Finite Element Model (FEM) of supporting structure

?1994-2018 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

有限模型中，四翼梁结构采用 Shell63 单元建模，桁架结构采用 Beam188 模拟，其余部分采用 Solid185 单元进行划分，约束桁架底部。望远镜俯仰轴与 X 轴平行，所以天顶角与重力和 Z 轴的夹角一致，与重力和 Y 轴的夹角互余。因此根据有限元分析结果可得次镜在 Y 向、Z 向的变形随天顶角的变化曲线，如图 4 所示。

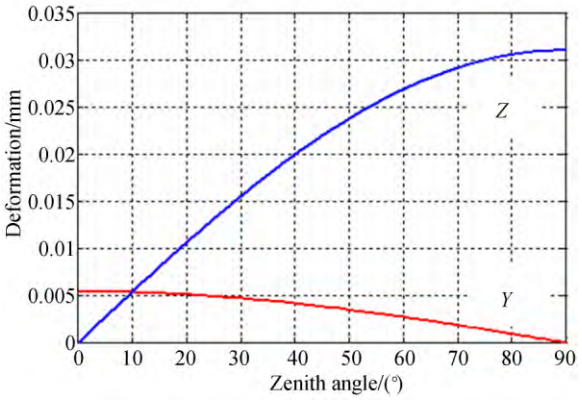


图 4　重力作用下次镜沿 Y 向和 Z 向的平移量

Fig. 4　Deformation of secondary mirror in Y and Z directions under gravity

Serrurier 桁架的优点是只引入次镜的平移误差，而不引起倾斜。因此，这里只考虑 Y 向平移对系统成像的影响。1.23 m望远镜是典型的卡塞格林系统，次镜的平移会引入切向彗差，即：

$$[(\delta_p)_{\mathrm{Coma}}]_\delta=\frac{-3m_2}{16N^2}\left[(m_2^2-1)+\frac{1}{1-R_A}\right]\frac{\delta}{f}\times 206265=-0.004\ 2, \tag{11}$$

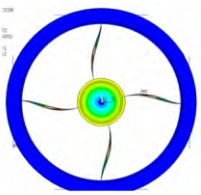
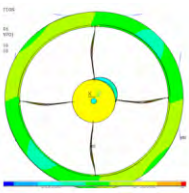
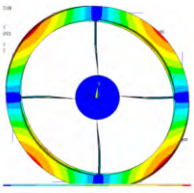
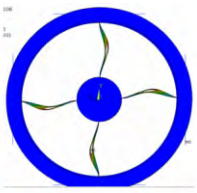
其中：m_2 为次镜放大率；N 为系统焦比；R_A 为次镜引起的轴向挡光比；f 为系统焦距；δ 为次镜在 Y 轴方向的偏移量。该结果能够满足使用要求。

4.2　模态分析

模态分析可得到该结构的各阶固有频率及相应振型。表 1 所示为该结构前 7 阶的模态值及振型。第一阶模态振型为次镜室的旋转，此时一阶模态值大约为 57.2 Hz，最大振幅点位于四翼梁叶片上；结构第二、三阶模态为次镜的平移模态，这两阶模态是由于用以调整次镜位姿的六自由度平台 M850 的横向刚度不足造成的，分析结果与 PI 公司提供的数据较为一致，而这两阶模态在四翼梁叶片上的振幅极不明显；结构的第四、五阶模态对应结构的复合模态，模态值大约为 109 Hz，四翼梁叶片上的振动幅值在此阶模态的归一化振型向量中不明显；结构的第六阶模态主要对应于焊接环梁的翘曲，此时四翼梁叶片上的振动相当显著；结构第七阶模态振型对应于四翼梁叶片的自身振动，模态值大约为 188 Hz。

表 1　支撑结构前 7 阶的模态值

Tab. 1　First seven modal information of supporting structure

模态	1	2～3	4～5	6	7
频率/Hz	57.2	59.4	108.5	144.4	187.7
振型	次镜室旋转	次镜平移模态	复杂模态	环梁翘曲	四翼梁高阶模态
					

4.3　试验模态分析

采用锤击法中的多点激励、多点拾取（Multiple Input Multiple Output，MIMO）的脉冲激振方法进行测量。其中，输入激励由锤头敲击结构产生，由安装在锤头部分的力传感器实时测量得到。在频谱曲线上，冲击响应的频谱是一条平滑的直线，用来进行结构模态测试是非常高效的；振动信号的拾取依靠粘贴在结构上的加速度传感器实现。本实验室购买的 LMS 公司的振动测试系统包含有 32 个输入通道，测试结果可由 LMS Test Lab 直接处理。测试过程中，为能够有效拾取振动信号，将 4 个传感器布置在四翼梁叶片上进行数据采集，如图 5 所示。试验所得数据会受多种因素的影响和干扰，因此，为保证测试的准确

?1994-2018 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

性，避免误判，振动测试过程中，采用多次测量取平均的方法，本次试验采用 5 次平均的方法。为了更好地控制测试质量，测试过程中需要遵守以下三个原则：相干函数值在设置的带宽内不小于 0.8；传递函数幅频特性曲线上所对应的峰值点要与功率谱密度曲线上的峰值对应；两次测量之间给予足够的时间使系统回复至初始状态。

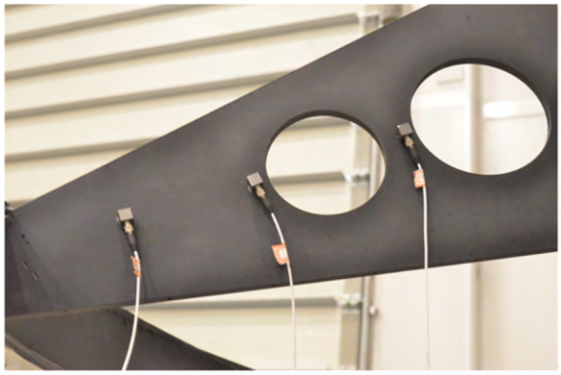


图 5　传感器布置图

Fig. 5　Layout of accelerometers

采集信号后使用 PolyMax 拟合，共拾取到 3 个峰值，如图 6 所示，分别对应于有限元分析中的第一、第六以及第七等 3 个振型。实验结果一致偏小，相对误差大约为 7%。模拟结果和实验结果相比理论计算偏小很多，其主要原因是理论计算中未考虑叶片减重孔对刚度的影响。另外，图 6 右侧小图中，在第二个峰值左边有 1 个未拾取的峰值，该峰值对应的模态值大约为 125 Hz，恰恰相当于有限元分析的第四、五阶模态值，但两者相比误差大约为 20.2%。

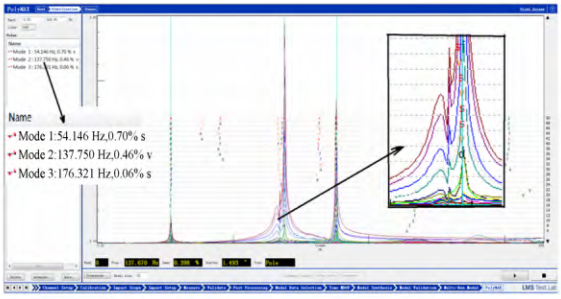


图 6　PolyMax 拟合结果

Fig. 6　Fitting result of PolyMax

锤击法所激发的各项模态中，如果某一模态振型在传感器处的振幅小于 10 倍的加速度计噪声水平，那么这阶模态就难以识别出来，这是由硬件能力决定的。因此，布点前期可使用有限元法预估布点位置和可测量模态，以便提高试验模态分析的效率。综上可知，对于四翼梁叶片振幅在归一化振型向量中较为明显的模态，在四翼梁叶片上拾取振动信号时较为容易；振幅一般的模态，试验能够识别，振幅不明显则难以拾取。

5　结　论

1.2 m 望远镜次镜支撑结构作为望远镜的一个子结构，需要具有较高的刚度，以满足伺服系统的带宽要求。本文设计的次镜支撑结构的一阶谐振频率能够达到 54 Hz，满足使用要求。对比实验结果与仿真结果可知，锤击法模态测试可以应用到大型望远镜结构的模态测试中，但是对传感器的布点具有较高要求。所以，需要根据前期有限元分析的结果有效布置传感器的位置，这样可以大大提高模态试验的准确度。这一系统性工作对于地基大口径望远镜的设计、分析以及实验具有指导意义。

参考文献：

[1] SANDERS G H. The thirty meter telescope (TMT): an international observatory[J]. *Journal of Astrophysics and Astronomy*, 2013, 34(2): 81-86.

[2] WILSON R N. *Reflecting Telescope Optics II: Manufacture, Testing, Alignment, Modern Techniques*[M]. New York: Springer, 2013.

[3] 程景全. 天文望远镜原理和设计：射电、红外、光学、X 射线和 γ 射线望远镜[M]. 北京：中国科学技术出版社，2003.
CHENG J Q. *Principles of Astronomical Telescope Design*[M]. Beijing: Science and Technology of China Press, 2003. (in Chinese)

[4] WANG S Q, WEI K, ZHENG W J, *et al*.. First light on an adaptive optics system using a non-modulation pyramid wavefront sensor for a 1.8 m telescope[J]. *Chinese Optics Letters*, 2016, 14(10): 100101.

[5] 韩春杨，徐振邦，吴清文，等. 大型光学载荷次镜调整机构优化设计及误差分配[J]. 光学 精密工程，2016，24(5)：1093-1103.
HAN CH Y, XU ZH B, WU Q W, *et al*.. Optimization design and error distribution for secondary

?1994-2018 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

mirror adjusting mechanism of large optical payload [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2016, 24(5): 1093-1103. (in Chinese)

[6] **赵宏超，张景旭，杨飞，等. 预紧式八翼梁次镜支撑结构的动力学分析[J]. 光学 精密工程**，2013，21(5)：1199-1204.
ZHAO H CH, ZHANG J X, YANG F, *et al*.. Preloading eight-vane spider for supporting structure of secondary mirror[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2013, 21(5): 1199-1204. (in Chinese)

[7] **邵亮，吴小霞，陈宝刚，等**. SiC **轻量化主镜的被动支撑系统[J]. 光学 精密工程**，2015，23(5)：1380-1386.
SHAO L, WU X X, CHEN B G, *et al*.. Passive support system of light-weighted SiC primary mirror [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2015, 23(5): 1380-1386. (in Chinese)

[8] **杨飞，刘国军，赵宏超，等**. 30 m **望远镜三镜系统刚度分配与分析[J]. 光学 精密工程**，2016，24(1)：152-159.
YANG F, LIU G J, ZHAO H CH, *et al*.. Stiffness allocation and analysis of TMT M3S[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2016, 24(1): 152-159. (in Chinese)

[9] YANG T Y, WIEBE R. *Experimental Study on the Effect of Large Axial Tensile Force on the Natural Frequency of a Fixed-Fixed Steel Beam* [M]//KERSCHEN G. Nonlinear Dynamics, Volume 1, Springer, 2017: 127-134.

[10] XIONG H X, ZHANG Y T. Theoretical analysis of natural frequency of externally prestressed concrete beam based on rigidity correction[J]. *Academic of Xi'an Jiaotong University*, 2009, 21(1): 31-35.

[11] **师汉民. 机械振动系统：分析·测试·建模·对策(下册)[M]. 2 版. 武汉：华中科技大学出版社**，2004：91-124.
SHI H M. *Vibration Systems—Analyzing Testing Modeling Controlling*[M]. 2nd ed.. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology Press, 2004: 91-124. (in Chinese)

[12] HUANG B K, HUANG P H. Finite element and wavefront error analysis of the primary mirror of an experimental telescope with reverse engineering [J]. *SPIE*, 2016, 9953: 99530T.

作者简介：

赵宏超(1985－)，**男，山东泰安人，博士研究生，助理研究员，2009 年于吉林大学获得学士学位，2014 年于中科院长春光机所获得博士学位，主要从事望远镜轴系设计技术的研究**。E-mail: zhaohcciomp@163.com

导师简介：

张景旭(1965－)，**男，吉林长春人，研究员，博士生导师，主要研究方向为大型光电经纬仪的结构设计**。E-mail: zhangjx@ciomp.ac.cn.

?1994-2018 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net