望远镜次镜钢索支撑结构动力学分析

安其昌 1.2,张景旭 1,张丽敏 1

(1. 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所,吉林 长春 130033;

2. 中国科学院大学,北京 100049)

摘 要:为了增加大口径望远镜次镜支撑结构第一阶固有频率,采用施加有预紧力的八根钢索取代 原有的四翼梁结构。文中首先根据 Euler-Bernoulli 梁理论将此次镜支撑结构简化为一个由质量点和 梁组成的简化模型并使用变分法得出系统固有频率表达式以及系统第一阶固有频率;然后以 1.23 m 望远镜为例,计算得出预紧力为 20 000 N 时系统第一阶固有频率为 18.9 Hz 与有限元仿真软件 ANSYS 得出的 17.8 Hz 相比误差为 6%,证明了简化的可行性与理论的正确性。最后通过分析次镜室 质量不变的情况下,不同主镜口径下预紧力与次镜支撑结构第一阶模态的关系,得出对于 1.23 m 望 远镜,施加 70 000 N 的预紧力即可以使一阶模态达到 34 Hz,对于 2 m、4 m 口径的望远镜,通过调节预 紧力,可以将一阶频率控制在 20 Hz 以上的结论。文中的方法可以用于类似结构的动力学特性计算; 同时这种结构具有较高的抗扭转刚度,并能够有效减轻次镜支撑结构的重量,对于大口径光学系统的 设计有很好的指导意义。

关键词:钢索支撑; 大口径望远镜; 预紧力; 动力学 中图分类号:TH751
文献标志码:A 文章编号:1007-2276(2013)08-2115-05

Dynamics analysis of telescope third mirror wire support structure

An Qichang^{1,2}, Zhang Jingxu¹, Zhang Limin¹

Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China;
 University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

Abstract: In order to increase the large aperture telescope third mirror supporting structure first order natural frequency, eight pre-stressing cables was used to replace the four wing beams structure. Firstly, according to the Bernoulli-Euler beam theory, the mirror supporting structure was simplified as a model composed of quality point and beam and the system natural frequency expressions was got as well as the first order natural frequency. Then, in 1.23 m telescope, with pre-stressing force at 20 000 N, the first order natural frequency comes to 18.9 Hz, comparing with the finite element software ANSYS, 17.8 Hz, with error of 6%. Finally, through the analysis of the condition that the second mirror room quality maintain invariable, relations for pre-stressing force under different primary mirror diameter and secondary mirror supporting structure of the first order modal was got. For 1.23 m telescope, pre-stressing force of 70 000 N can make the first order modal frequency reached 34 Hz. For 2 m & 4 m telescope, by adjusting

收稿日期:2012-12-14; 修订日期:2013-01-16

基金项目:中科院三期重大科研创新专项

作者简介:安其昌(1988-),男,硕士生,主要从事空间机构学方面的研究。Email:anjj@mail.ustc.edu.cn

导师简介:张景旭(1965-),男,研究员,博士生导师,主要从事大型光电经纬仪结构设计方面的研究。Email:zhangjx@ciomp.ac.cn

the pre-stressing force, the first frequency can be controlled in more than 20 Hz. The method can be used for similar structure dynamics calculation. Meanwhile, this structure can have high torsional rigidity, and can effectively reduce the weight of the secondary mirror supporting structure, the design of the optical system in the large diameter has very good guidance.

Key words: steel cable support; large aperture telescope; pre-stressing force; dynamics

0 引 言

随着光学——红外技术的发展,现代望远镜主 镜的口径不断增加,对次镜支撑结构提出了更高的 要求^[1-4]。在现代地平式望远镜中,常用的次镜支撑 结构是三翼对称支撑、经典四翼梁十字形中心支撑 "spider"中心支撑以及四翼梁偏置结构,这些结构简 单、遮拦比较小^[5]。但是三翼对称支撑结构、经典四 翼梁和"spider"中心支撑的抗扭转刚度较低,限制了 其在大口径光学——红外系统上的应用,而采用偏 置结构又会降低结构的平动刚度^[6-9]。

为了增加大口径望远镜次镜支撑结构第一阶固 有频率,采用施加有预紧力的八根钢索取代原有的 经典四翼梁结构。文中首先根据 Euler-Bernoulli 梁理 论将此次镜支撑结构简化为一个由质量点和梁组 成的简化模型并使用变分法得出系统固有频率的表 达式;之后利用等截面梁在重力作用下的静变形曲 线作为试函数,得出了系统的第一阶固有频率;然 后以 1.23 m 口径望远镜为例,计算得出预紧力为 20 000 N 时系统第一阶固有频率为 18.9 Hz 与有限 元 仿 真软件 ANSYS 得出的 17.8 Hz 相比误差在 10%以内,证明了简化的可行性与理论的正确性。最 后在次镜室质量不变的情况下,得出不同主镜口径 时,预紧力与次镜第一阶模态的关系。

文中利用了变分法求系统固有频率,此方法对 于类似结构的动力学特性计算有很好的参考价值。 同时,文中提出的结构具有较高的抗扭转刚度,并能 够有效减轻次镜支撑结构的重量,对于大口径光学 系统的设计有一定的指导意义。

1 系统动力学分析

1.1 问题描述

典型的四翼梁支撑如图1所示。



图 1 次镜支撑结构 Fig.1 Structure of ST

对于钢索支撑,用两根带预紧钢索代替每根四 翼梁,支撑钢索的一端与环梁连接,另一端支撑次 镜室,通过位于钢索末端的预紧机构施加预紧力。 为使问题简化,一方面将次镜室载荷等效为集中质 量进行分析;另一方面该结构的第一阶振型主要是 梁的弯曲振动,考虑结构的对称性,振型曲线的延 长线必与次镜室轴线相交,如图2所示。任选一根 钢索作为研究对象,并将梁延长到次镜室的轴线处 建立次镜支撑结构的动力学模型。钢索与环梁相铰 接,根据对称原理,钢索支撑次镜的一端也可以简 化为简支结构。



El Z 如刀字分析面图 Fig.2 Sketch of dynamic analysis model

1.2 动力学建模

根据以上简化,钢索两端都为简支结构。并将

次镜室的影响近似为一个位于次镜支撑半径上的质 量点 **M**。

施加预紧后,环梁与钢索连接处会有形变产生, 将此弹性形变简化为弹簧。根据对称性,环梁的变形 通过其八分之一即可求得,如图3所示。



Fig.3 Model of circle beam

由对称性可知,八分之一梁的左端位移与转角 均为0,而右侧端面始终保持方向不变。利用一段固 接,一段导向弯梁柔度公式,其柔度系数为:

$C = \frac{\rho(L\pi)^3}{8k_{\rho}EJ}$

对于八分之一弯梁, ρ =0.829, k_{θ} =2.56,系统的简 化模型如图 4 所示,设系统阵型函数为 y(x),系统 总势能:

 $U = \frac{1}{2} \int_{0}^{L} EI(y'')^{2} dx + \frac{1}{2} \int_{0}^{L} F(y')^{2} dx + \frac{1}{2} (y'(0))^{2} CF^{2}$

式中:第一项为匀质等截面梁弯曲产生的势能;第 二项是由预紧力 F 引入的势能;第三项是环梁产生 的势能。

系统总动能:

$$T = \frac{1}{2} \int_{0}^{L} \gamma y^{2} \omega^{2} dx + \frac{1}{2} My^{2} (I - r) \omega^{2}$$

式中:γ为钢索线密度;ω为系统的振动频率。第一 项为梁本身的动能,第二项为梁上质点的动能。



图 4 质点简化模型 Fig.4 Model of mass point

根据机械能守恒的变分形式^{10]},取泛函:

两边取变分可得:

 $\delta \prod = \delta \mathbf{U} - \delta \mathbf{T} \tag{1}$

对于系统的一阶阵型,只需要选取一个满足边界 条件的试函数,利用自然变分,即可得到一阶固有频 率,同时考虑到实际情况中钢索的自重弯沉是不可避 免的。故取钢索的重力静变形曲线 σ (x)=σ₀ (x⁴-2Lx³+L³x)(其中 σ₀ 是一个常数) 作为一阶阵型试函 数。由于其一定满足钢索两端简支的边界条件,利用 公式(1)的自然变分形式可得:

$$\omega^{2} = \frac{\int_{0}^{L} \mathbf{E} \mathbf{I}(\boldsymbol{\varpi}'')^{2} d\mathbf{x} + \int_{0}^{L} \mathbf{F}(\boldsymbol{\varpi}')^{2} d\mathbf{x} + \frac{1}{2} \mathbf{C} \mathbf{F}^{2}}{\int_{0}^{L} \gamma \boldsymbol{\varpi}^{2} d\mathbf{x} + \mathbf{M} \boldsymbol{\varpi}^{2} (\mathbf{I} - \mathbf{r})}$$
(2)

2 预紧力有限元模拟

以 1.23 m 望远镜为例,八翼梁支撑半径 L 为 0.874 m,次镜室支撑半径 r 为 0.11 m,钢索半径 0.01 m,次镜室绕光轴的转动惯量为 2.1 kg·m²,八 翼梁的材料为 07Cr17Ni7AI,其屈服极限大于 960 MPa。根据公式(2)可以求出结构的第一阶谐振频率 为 18.9 Hz。

使用有限元分析软件 ANSYS 对钢索支撑结构 进行模态分析。次镜室采用实体单元划分网格,钢索 使用梁单元建模,施加 20 000 N 预紧力,得到其一阶 模态为 17.8 Hz,一阶阵型云图如图 5 所示。



通过以上分析可得,理论解与有限元分析得到 的结果误差在 10%以内,说明理论的正确性以及简 化方法的可行性,即利用变分法求系统固有频率对 于类似结构的动力学特性计算有很好的参考价值。

另一方面,次镜支撑结构的第二、三阶阵型为次 镜室的两个 tilt 运动,由于钢索的斜拉结构,利用钢 索的抗拉刚度代替板材的抗扭刚度,对于第二阶模 态也有很好的提高作用;同理,利用钢索的抗拉刚度 代替板材的抗剪切刚度,系统的第四阶模态即次镜 室的 power 运动也有一定改善。

3 预紧力与望远镜口径关系

观察公式(2)可得,预紧八翼梁次镜支撑结构的 第一阶模态值随预紧力及次镜室支撑半径r的增大 而增大,随次镜室质量的增大而减小。故合理设计次 镜室结构能够有效提高预紧八翼梁次镜支撑结构的 动力学性能。

另一方面,假设次镜室的尺寸与载荷都不变,对于 1.23 m 望远镜,如图 6 虚线所示,根据曲线可得对于钢索施加 70 000 N 的预紧力可使一阶模态达到 34 Hz,可以满足伺服系统的模态要求;同时,对于更大口径的望远镜,采用带预紧的钢索支撑,不仅其节省材料、减少风载作用的优点更加凸显;而且采取不同的预紧力来可以达到不同的一阶模态。如图 6 所示,对于 2 m 级的望远镜,施加大约 80 000 N 的预紧力,即可达到 20 Hz 以上的一阶固有频率。



图 6 一阶频率与预紧力关系 Fig.6 Relation between 1st frequence and preload

综合图 6 中三条曲线可得,当预紧力比较大时,一阶模态几乎呈线性增长,即当预紧力较大时,可以认为一阶模态只与预紧力有关;又由于预紧力 对于匀质梁横向振动的影响要大于对于其纵向振 动的影响^[10],当预紧力很大时,二到四阶模态依旧 可以通过钢索的材料与尺寸调节。对于不同使用环 境、不同的伺服机构只需使用不同的钢索、调节预 紧力即可对于次镜支撑系统响应函数的极点进行 配置。又由于各部分的极点会影响望远镜整体的响 应,结合望远镜整体电控的传递函数,可以选择更 为合适的预紧力。

4 结 论

文中首先根据 Euler-Bernoulli 梁理论得到次镜 支撑结构的简化模型并得出系统固有频率的表达式 以及系统第一阶固有频率;然后以 1.23 m 望远镜为 例,证明了简化的可行性与理论的正确性。最后通过 分析在次镜室质量不变时,不同主镜口径钢索预紧 力与次镜支撑结构第一阶模态的关系,对于不同使 用环境、不同的伺服机构利用本文的结论,只需调节 预紧力与钢索尺寸即可对于次镜支撑系统响应函数 的极点进行合理的配置。文中方法增加了系统的可 移植性并降低了大型光电探测设备的建设成本;在 具有科研意义的同时,还具有一定社会经济效益。

由于项目论证还没有结束,故对于该结构的实 验还未进行。对于望远镜次镜预紧钢索支撑的实验 论证,是下一步工作的重点。同时,由于改变预紧力 可以改变次镜支撑系统的极点,而各部分的极点又 会影响望远镜整体的响应,如何结合电控配置极点 也是下一步工作要解决的问题。

参考文献:

- [1] Wang Fuguo, Zhang Jingxu, Yang Fei, et al. Crossed-plate type support structure of the second mirror [J]. Acta Photonica Sinica, 2009, 38(3): 674-676. (in Chinese) 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.
- [2] Zhao Hongchao, Zhang Jingxu, Yang Fei, et al. Disgn and optimization of stewart platfrom in TMT tertiay mirror sytem
 [J]. Infrared and Laser Engineering, 2012, 41 (12): 3336-3341. (in Chinese)
 赵宏超,张景旭,杨飞,等. TMT 三镜系统中的 STEWART 平台优化设计[J]. 红外与激光工程, 2012, 41(12): 3336-3341.
- [3] Wang Huai, Dai Shuang, Zhang Jingxu. Azimuth shafting

1724.

bearing sturcture in a large Alt-azimuth telescope [J]. Opt Precision Engineering, 2012, 20 (7): 1509 - 1516. (in Chinese)

王槐,代霜,张景旭.大型地平式望远镜的方位轴系支撑 结构[J].光学精密工程,2012,20(7):1509-1516.

 [4] Wu Xiaoxia, Wang Minghao, Ming Ming, et al. Calibration of thermal distortion for large aperture SiC lightweight mirror
 [J]. Opt Precision Engineering, 2012, 20 (6): 1243-1249. (in Chinese)

吴小霞, 王铭浩, 明铭, 等. 大口径 SiC 轻量化主镜热变形 得定标[J]. 光学精密工程, 2012, 20(6): 1243-1249.

- [5] Cheng Jingquan. Principles of Astronomical Telescope Design
 [M]. Beijing: China Science & Technology Press, 2003. (in Chinese)
 程景全. 天文望远镜原理和设计[M]. 北京: 中国科学技术
 出版社, 2003.
- [6] Xu Liang, Zhao Jianke, Xue Xun. Detectability of lunarbased optical telescope on ground [J]. Opt Precision Engineering, 2012, 20(5): 972-978. (in Chinese) 徐亮,赵建科,薛勋. 月基望远镜探测能力得地面标定[J]. 光学 精密工程, 2012, 20(5): 972-978.
- [7] Sun Jingwei. Alignment technique for the large-aperture

telescope based on astigmatism [J]. Infrared and Laser Engineering, 2012, 41(2): 427-435. (in Chinese) 孙敬伟. 利用像散分析实现得大口径望远镜装调技术[J]. 红外与激光工程, 2012, 41(2): 427-435.

- [8] Zhang Yuang, Jin Wei, Chen Yuntao, et al. Design and finite element analysis of Φ510 mm SiC ultra-lightweight mirror [J]. Opt Precision Engineering, 2012, 20 (8): 1718-1724. (in Chinese) 张媛, 金伟, 陈云涛, 等. Φ510 mm SiC 超轻量化反射镜的 设计与有限元分析 [J]. 光学 精密工程, 2012, 20 (8): 1718-
- [9] Zhang Liming, Zhang Bin, Yang Fei, et al. Design and test of force actuator in active optical system [J]. Opt Precision Engineering, 2012, 20(1): 38-44. (in Chinese) 张丽敏, 张斌,杨飞,等. 主动光学系统力促动器得设计和 测试[J]. 光学 精密工程, 2012, 20(1): 38-44.
- [10] Shi Hanming. Vibration Systems-Analyzing Testing Modeling Controlling[M]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology Press, 2004, 2: 91-124. (in Chinese) 师汉民. 机械振动系统-分析·测试·建模·对策[M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2004, 2: 91-124.