

CNIC-01656
CAEP-0118

镜架运动学支承动态特性
**DYNAMIC CHARACTERISTICS OF MIRRORS’
KINEMATIC MOUNT**
(In Chinese)

中国核情报中心
China Nuclear Information Centre

CNIC-01656
CAEP-0118

镜架运动学支承动态特性

吴文凯 杜强 李经泽 陈刚 陈晓娟 徐元利
(中国工程物理研究院, 绵阳, 621900)

摘 要

基于精确约束理论设计了用于大口径反射镜架精确定位的运动学支承结构, 从光学元件的稳定性出发, 对结构的动力学特性进行了理论分析和试验验证, 并提出相应的改进措施。

关键词: 运动学支承 精确约束 稳定性

Dynamic Characteristics of Mirrors' Kinematic Mount

WU Wenkai DU Qiang LI Jingze CHEN Gang
CHEN Xiaojuan XU Yuanli
(China Academy of Engineering Physics, Mianyang, 621900)

ABSTRACT

Applying exact constrain design principles, kinematic mount for precision positioning large aperture mirrors is designed; theoretical method is introduced to analyze it's dynamic characteristics and the result of the experiment for mirrors' stability; accordingly, the methods to improve design are put forward.

Key words: Kinematic mount, Exact constrain, Stability

引言

惯性约束核聚变（ICF）的激光系统中有很多用于激光导向的大口径光学反射镜。如图 1 所示，反射镜通常由包括反射镜架、镜架支承、镜箱和支撑结构组成的系统进行支撑。为了满足这种大型激光系统的光束准直和定位的操作要求，大口径反射镜支撑系统的结构设计通常是由光学元件的稳定性指标要求控制的。

由宽频低振幅随机振动激励引起的支撑结构的漂移是影响系统光束准直的主要因素。支撑系统设计应保证光学元件力传递路径中的所有结构件的动力学特性满足稳定性要求。

对 ICF 装置中的光学支撑系统来说，在考虑地基柔性的情况下，系统中的支撑结构的刚性是最低的，基频约为 7~15 Hz^[1]。根据文献^[2]报道，如果镜架结构的基频远远高于（5~10 倍）支撑镜架的支撑结构的基频，则镜架结构的柔性不会影响反射镜的稳定性。因此反射镜镜架的结构设计应该保证镜架结构的基频大于 50 Hz（最好在 100~200 Hz）。这点对于较小的系统来说较容易满足，而对于大口径反射镜，由于空间、重量等条件的限制有一定的难度。在反射镜支撑系统整个力传递路径中，另一个对镜片稳定性有影响的结构是位于镜架和支撑结构之间的结合部构件——运动学支承。由于结合部多为有间隙结构，作用机理复杂和非线性等原因，是结构动态设计领域的研究热点之一^[3]。本文针对运动学支承的自身特点，从理论和试验方面对其动力学特性进行初步分析和研究。

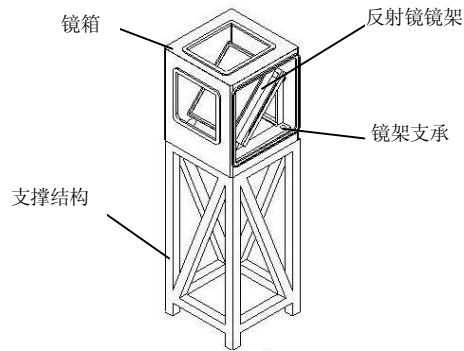


图 1 反射镜支撑系统示意图

1 运动学支承的设计原理和结构

在光学精密机械的设计中，运动学支承结构常用于光学元件的精确定位。合理设计的运动学支承结构可以达到亚微米级的重复定位精度^[4, 5]。运动学支承是基于精确约束理论设计的。该理论的核心是物体空间运动自由度和作用在物体上约束之间一一对应的关系（没有过约束和欠约束），其约束数和自由度之间满足公式（1）的要求。

$$n = 6 + f - d \quad (1)$$

式中： n —— 结构的独立约束数；
 f —— 结构的柔性自由度数；
 d —— 结构所需要的运动自由度数。

对于具有 6 个空间自由度（三个平动和三个转动自由度）一个刚体，如果施加相同数量的约束使其空间自由度数为零，那么这个刚体的空间位置也就完全确定了。这正是运动学支承的设计基础。

图 2 所示的约束施加形式是运动学支承设计中较常采用的一种。位于一个刚体结构

上的三个定位球分别和位于另一个刚体结构上的圆锥形约束块，V型约束块和平面约束块配合使用。圆锥块约束 x 轴、 y 轴和 z 轴方向的平动自由度，V型块约束绕 z 轴和 y 轴的转动自由度，平面块约束绕 x 轴的转动自由度。通过这种联接方式，精确确定了两个刚体之间的相互位置关系。

根据以上的设计原理，设计了用于大口径反射镜镜架的运动学定位支承，其具体结构如图 3 所示。圆锥、V型和平面约束块安装在镜架安装板上，该板是反射镜架的安装基面。利用镜架安装板和镜架的重力保持接触点的相互接触。

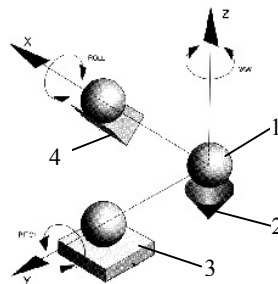


图 2 运动学支承约束示意图

1——定位球；2——圆锥形约束块；3——平面约束块；4——V型约束块。

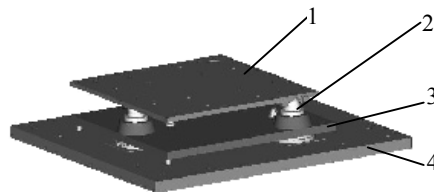


图 3 大口径镜架运动学支承结构

1——镜架安装板；2——定位球；3——运动学支承下板；4——安装调节板。

2 动力学特性分析

运动学支承的设计是以刚体结构为假设的，但现实中没有绝对的刚体存在，任何物体都是弹性体，所以运动学支承结构的刚度是有限的。

本文描述的支承结构中，所施加约束的作用形式为点接触或线接触，在镜架安装板、运动学支承下板和安装调节板等结构件有足够刚度时，接触点的刚度就成为决定运动学支承整体刚度的关键。

根据结构特点，将运动学支承简化成如图 4 所示的模型。A，B，C 分别表示平面块、V型块和圆锥块和定位球作用的位置，其中各接触点的刚度 $K_1 \sim K_6$ 由公式（2）计算。

$$K = \frac{F_n}{\delta} \quad (2)$$

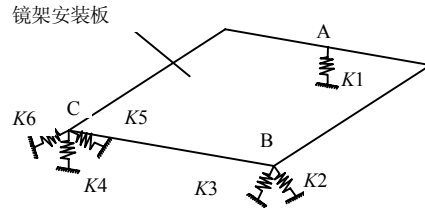


图4 运动学支承简化力学模型

式中： F_n ——接触点的法向接触力；
 δ ——接触变形。

简单曲面形状的弹性体之间的接触变形量可以通过 Hertz 理论进行计算。从支承结构的特点和受力情况，可以直观地分析出结构沿垂直方向（ z 轴）的接触变形最大，该方向的刚度是最低的。因此在分析中重点计算结构在垂直方向的刚度。

根据 Hertz 理论的基本原理和假设，两个任意形状的物体在法向力 P 作用下的接触面形状为椭圆形，其接触后的相对位移按公式 3 计算。

$$\delta = \lambda \cdot \sqrt[3]{\frac{3P^2 \left(\frac{1-\nu^2}{E_1} + \frac{1-\nu^2}{E_2} \right)^2}{2 \frac{1}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_1'} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_2'}}}} = \lambda \cdot \left(\frac{3P^2 \left(\frac{1}{E_c} \right)^2}{2R_c} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3)$$

式中： E_1, E_2 ——两接触体的弹性模量；
 ν_1, ν_2 ——两接触体的泊松比；
 R_1, R_2 ——物体表面在接触点的主曲率半径；
 λ ——和结构尺寸相关的参数。

结合运动学支承的具体结构参数，由公式（2），（3）可以近似计算出图4中A、B和C三个位置处的垂直方向的刚度：

$$K_A = 1.211 \times (PR_c E_c^2)^{\frac{1}{3}} = 3.707 \times 10^7 \text{ N/m}$$

$$K_B = 1.079 \times (PR_c E_c^2)^{\frac{1}{3}} = 2.623 \times 10^7 \text{ N/m}$$

$$K_C = 0.043 \times \pi^2 E_c R_c = 9.676 \times 10^8 \text{ N/m}$$

从计算结果可以看出，圆锥和定位球接触的作用位置（C点）的垂直方向刚度比其它两个作用位置高出一个量级以上。相对其它A、B两点来看，C点的可以近似地认为是较支的。

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_e}{M_e}} \quad (4)$$

式中： K_e ——支承的等效刚度；

M_e ——镜架安装板的等效质量。

在刚体假设的条件下，利用能量法和公式（4）近似估算出镜架运动学支承中镜架安装板绕 C 点转动的频率为 278 Hz。

3 试验分析

通过对镜架运动学支承的实物进行模态试验来确定结构的振型和基频。试验在自由状态下进行，利用的力锤脉冲激励作为输入，采用单输入/多输出识别方法（SIMO 法）进行参数识别。模态试验的结果见图 5~图 6。

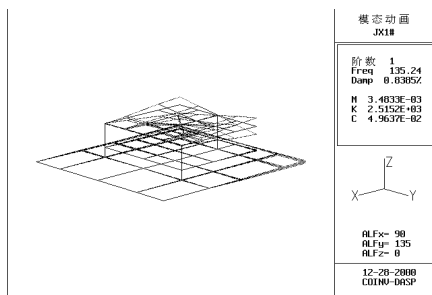


图 5 结构第一阶模态振型

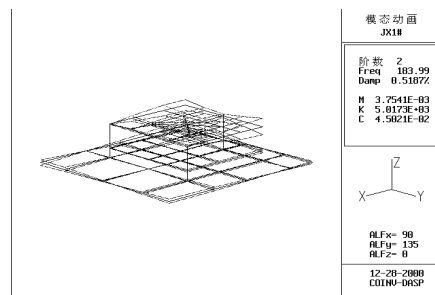


图 6 结构第二阶模态振型

从图 5 中可以看出支承结构的第一阶振型（135.24 Hz）表现为镜架安装板的自身弯曲振动，在 A, B, C 三个位置没有发生变化。这点说明了安装板的刚度比定位支承结构结合面的刚度低。

从图 6 所示的第二阶振型（183.99 Hz）可以看出，除了镜架安装板自振以外，A, B 两点出现垂直方向的振动，而 C 点位置没有发生变化，这和理论分析的情况基本相同。

从试验结果看出，如果不考虑镜架安装板的自身振动，可以认为支承结构一阶共振频率为 183.99 Hz。理论计算值和试验结果相比误差为 51%。产生误差的原因，除了采用 Hertz 理论计算有接近 10%的误差外^[6]，还有估算中模型简化带来的误差以及没有考虑接触表面摩擦力的影响等。

4 设计改进

从公式（3），（4）可知，提高镜架运动学支承的动力学特性应从以下几个方面改进设计：

4.1 提高接触材料的弹性模量

文中采用的接触材料是高强度合金钢（HRC 62），弹性模量 206 GPa，如果选用 SiN，

SiC 等陶瓷材料，其弹性模量可高达 311~415 GPa，提高承载能力的同时，接触刚度也提高了。但是陶瓷材料的断裂韧性只有前者的三分之一，设计时应注意使用方式和使用条件。

4.2 增加接触点等效半径 R_c

增加接触体的曲率半径可以有效的减小接触变形和接触应力，提高接触刚度。图 7 中的结构是增加接触等效半径的有效方法。

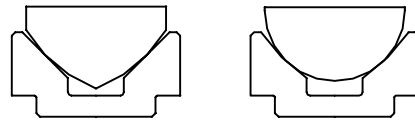


图 7 改进 V 型块和定位球结构示意图

4.3 减轻镜架安装板的质量

从模态试验中看出安装板的刚度偏低。采用轻质材料，如高强度铝合金等，以及改变截面形状和尺寸参数，不仅提高安装板自身刚度，而且可以提高镜架运动学支承的共振频率。

5 结论

本文介绍了精确约束理论的基本设计原则和应用该理论设计的镜架运动学支承结构。采用 Hertz 理论对结构的动力学特性进行了初步分析，并利用结构实物模态试验对结构的动力学特性进行了实试验验证。结果表明支承结构的基频达到 183.99 Hz，其动力学特性可以满足设计要求，并在理论分析和实验结果的基础上提出了改进结构动力学特性的设计措施，为该类支承结构的动力学设计提供了一定技术参考。

致 谢

谨在此向给予工作帮助和支持的周德惠、傅学农、朱明智、郑宏伟等同志表示衷心感谢，参加该项工作的还有徐有刚、王玉军、肖世富、胡绍全等。

参 考 文 献

- 1 Tietbohl G L, Sommer S C. Stability design consideration for mirror support systems in ICF lasers [R]. LLNL, 1994
- 2 Sommer S C. Beam positioning [R]. LLNL, 1994
- 3 陈新等. 机械结构动态设计理论方法及应用[M]. 机械工业出版社, 1997
(CHEN Xin et al. Theoretical methods and applications of dynamic design of mechanical structures [M]. China Machine Press, 1997)
- 4 Layton Carter Hale. Principles and techniques for designing precision machines [R]. 1999
- 5 Slocum A H. Design of three-groov kinematic couplings [J]. Precision Engineering, Vol. 14, No.2, 1992 (4): 67~76
- 6 Slocum A H. Kinematic coupling for precision fixturing - Part - formulation of design parameter [J]. Precision Engineering, Vol.10, No.2, 1988 (4): 85~91