

# 精密电动反射镜架的结构设计与动态特性分析

漆力子, 卢礼华\*, 高强, 金鸿宇, 陈家轩

哈尔滨工业大学机电工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001

**摘要** 设计了一种精密电动反射镜架的机械结构,通过微驱动装置的设计调试以及并联驱动机构的解耦运算,使设计的电动反射镜架达到 $\pm 7.5$  mrad的运动行程、 $0.3 \mu\text{rad}$ 的单步分辨率。对反射镜架进行了有限元模态分析,得到了其固有频率及所对应的模态振型;在此基础上,对电动反射镜架的动态特性进行了实验测试,根据模态分析与动态特性测试的结果,对反射镜架进行了随机振动分析,验证了反射镜架在地脉振动影响下的稳定性指标优于 $0.5 \mu\text{rad}$ 。

**关键词** 激光光学; 反射镜架; 柔性并联驱动机构; 有限元; 模态分析; 动态特性测试; 随机振动分析

**中图分类号** TP23

**文献标志码** A

**doi:** 10.3788/CJL202047.0301010

## Analysis of Structural Design and Dynamic Characteristics of Precision Electric Mirror Frame

Qi Lizi, Lu Lihua\*, Gao Qiang, Jin Hongyu, Chen Jiaxuan

School of Mechatronics and Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin, Heilongjiang 150001, China

**Abstract** In this work, the design of the mechanical structure of a precision electric mirror frame is realized. Through the design and debugging of a micro-drive device and the decoupling operation of the parallel drive mechanism, the motorized mirror frame designed in this work achieves a motion stroke of  $\pm 7.5$  mrad and a single-step resolution of  $0.3 \mu\text{rad}$ . The finite element modal analysis of the mirror frame was conducted to obtain the natural frequency and the corresponding mode shape. Based on this analysis, the dynamic characteristics of the electric mirror frame were tested experimentally. Using the results of the modal analysis and dynamic characteristics test, the random vibration analysis of the mirror frame was conducted, revealing that the stability index of the mirror frame under the influence of ground pulse vibrations is better than  $0.5 \mu\text{rad}$ .

**Key words** laser optics; mirror frame; flexible parallel drive mechanism; finite element; modal analysis; dynamic characteristic test; random vibration analysis

**OCIS codes** 140.3295; 080.4035; 220.4830

## 1 引 言

惯性约束核聚变(ICF)采用高功率密度的能源来加热靶丸,使其高度压缩,实现燃料的自持燃烧,从而达到热核点火的条件,即“劳逊判据”<sup>[1]</sup>。ICF装置由前端、预放大、主放大、靶室、光束控制与参数测量、计算机集中控制 6 大部分组成<sup>[2]</sup>;靶室系统的主要功能是完成多束光束的准直引导、频率转换、谐波分离、精确聚焦以及靶面光强的精确控制,并根据打靶需求,实现物理靶的精确定位。美国国家点火

设施(NIF)装置的打靶精度为  $50 \mu\text{m}$ <sup>[3]</sup>,而影响光束定位误差的主要因素为光束打靶前的准直及准直完成后的漂移,这就要求 ICF 装置中各光学元件的支撑结构具有较高的稳定性<sup>[4]</sup>。精密电动反射镜架是实现大规模光束传输打靶的关键组件,主要用于实现光束的传输引导,是光束进入靶室后完成光束打靶所需经过的最终元件,其精度与稳定性将直接影响最终的打靶质量。因此,对高精度电动反射镜架的研究具有重要意义。

对于这种工作行程在毫米级、运动精度在微米

收稿日期: 2019-09-27; 修回日期: 2019-10-23; 录用日期: 2019-11-02

基金项目: 国家自然科学基金青年科学基金(51805116)

\* E-mail: lihual@hit.edu.cn

或纳米级的驱动系统,国内外普遍采用了宏微驱动技术进行驱动,这一技术最早由美国麻省理工学院的 Sharon 教授<sup>[5]</sup>于 1984 年提出,其中宏驱动为系统提供大行程,微驱动补偿宏驱动产生的误差。于福利等<sup>[6]</sup>设计了一种拼接光栅五自由度并联定位机构,采用滚珠丝杠与压电陶瓷相结合的宏微驱动技术,在毫米级的工作行程内实现了纳米级的定位精度。在宏微驱动技术中,微驱动主要采用压电陶瓷致动器或超磁致伸缩驱动器等实现纳米级的驱动精度,其工作原理主要为利用逆压电效应或超磁致伸缩正逆效应等电磁效应实现精密驱动位移,具有运动精度高、响应速度快、无摩擦等优点。但是,微驱动的精度依赖于驱动元件周边的电磁场分布,在下电状态下无法实现位移输出,存在一定的局限性。

本文所设计的精密电动反射镜架的工作环境为高能光束打靶的终端靶室,要求反射镜架上电调整、下电工作,在下电状态下也能够满足精度与稳定性要求,故压电陶瓷等依赖于电磁效应的驱动装置并不能用于本文设计的电动反射镜架。反射镜架特殊的工作场景使其仅能采用传统的机械式微驱动装置进行驱动。国内外学者根据仿真与实验结果,建立了滚珠丝杠驱动装置非线性微观行为的仿真模型,并最终实现了滚珠丝杠驱动装置 10 nm 的步进分辨率<sup>[7-9]</sup>。目前,服役的电动反射镜架采用的是正交结构机械式微驱动装置,其传动链较长,在相同的微驱动装置的驱动下达到的精度较低<sup>[10]</sup>。故本文采用高精度的交流伺服电机配合消隙滚珠丝杠系统进行驱动,采用并联方式布置微驱动装置,完成了精密电动反射镜架机械结构的设计以及并联驱动机构的解耦分析,并对反射镜架进行了有限元模态分析,在此基础上对电动反射镜架进行了动态特性测试。此外,本文还根据模态分析与动态特性测试的结果,对反射镜架进行了随机振动分析,验证了反射镜架在地脉振动影响下的稳定性。

## 2 精密电动反射镜架的结构设计

### 2.1 反射镜的支撑方式及运动方式设计

本文所要研制的电动反射镜架需要实现大口径熔石英的支撑与角度调整,镜片尺寸为 610 mm × 440 mm × 85 mm,质量约为 50 kg,在实际工作中与水平面成 45°角放置。背部支撑方式下反射镜的表面变形通常较小<sup>[11]</sup>,但由于需要在线检测反射镜的透光率,故不采用背部支撑而采用周边支撑方式,即

在反射镜的背部采用一圈聚四氟乙烯垫进行支撑,在反射镜侧面使用 36 个聚四氟乙烯胶钉进行支撑。

对所设计的支撑方式进行了静力学分析。聚四氟乙烯胶垫及聚四氟乙烯胶钉固定在镜框中,而镜框本身在重力作用下产生了形变,导致聚四氟乙烯胶钉的位置发生变化,进一步影响反射镜的面型精度,故在进行分析时对镜框及镜片整体进行了分析。反射镜接触设置如图 1(a)所示,镜片背部与聚四氟乙烯胶垫为固联接触,镜片四个侧面与聚四氟乙烯胶钉均为摩擦接触,而聚四氟乙烯胶垫和胶钉与镜框为固联接触;约束设置如图 1(b)所示,图中约束  $A_0$  为整个镜片及镜框所受重力(图中箭头方向为加速度方向,重力方向与其相反), $B_0$  与  $C_0$  分别为反射镜架固定端对侧框及底框背部施加的固定约束, $D_0$ 、 $E_0$ 、 $F_0$  为胶钉锁紧力,对镜框侧面及底面每个钉施加 10 N 的锁紧力;有限元分析结果如图 1(c)所示,从仿真结果可知反射镜中部的表面形变约为 148.42 nm,满足  $\lambda/6$  ( $\lambda = 1053$  nm,即传输光束波长)的面型精度要求。

根据设计要求,反射镜架需具有俯仰与偏摆两种运动方式,即需要具有一根水平旋转轴与一根竖直旋转轴。而根据前文所述,反射镜背部中心区域必须留有足够空间以在线检测其通光率,故本文将并联的两路驱动装置安装在反射镜背部下侧边缘处,将竖直轴设置于镜片中心处,水平轴设置在反射镜背部上侧,如图 2(a)所示。图中四边形  $BCED$  即为反射镜,微驱动装置设置在图中  $B$ 、 $C$  两点处。当两个微驱动装置执行机构向同一方向等速运动时,反射镜绕水平轴  $DE$  作俯仰运动;当两个微驱动装置执行机构向相反方向等速运动时,反射镜绕竖直轴  $OA$  做偏摆运动。由于反射镜背部中心区域不能安装其他机构,所以在  $O$ 、 $A$  两点设计单独的铰链装置用于实现旋转轴的实际功能。

由上述运动过程可知,图 2(a)中的  $A$  点需要具有绕  $X$  轴与  $Z$  轴的旋转自由度,故选用了球头铰链。本文设计的球头铰链如图 2(b)所示,其中固定端设置在背板上,活动端设置在反射镜镜框上。图 2(a)中的  $O$  点需要具有绕  $Z$  轴的旋转自由度,同样采用球头铰链的设计思路,但当反射镜整体绕水平旋转轴  $DE$  进行转动(即俯仰运动)时, $O$  点也会绕  $DE$  轴转动,此时就要求  $O$  点处的铰链具有  $Y$  方向与  $Z$  方向的平动自由度,因此设计了图 2(c)所示的球头铰链副,以满足反射镜的运动方式。

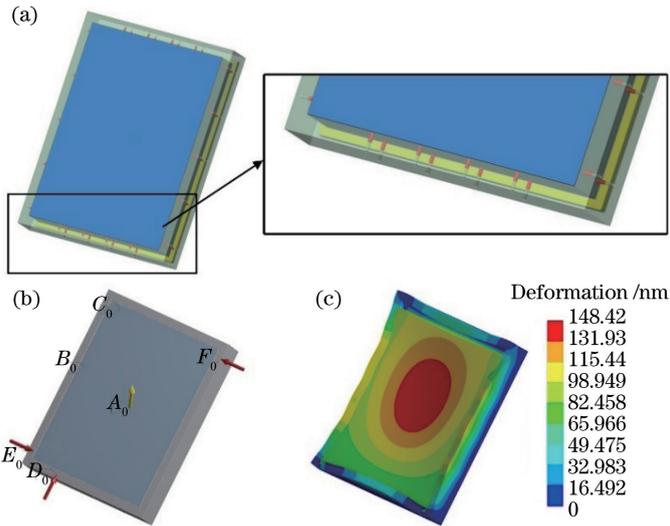


图 1 反射镜的静力学分析。(a)接触设置;(b)约束设置;(c)形变有限元分析结果  
Fig. 1 Static analysis of mirror. (a) Contact setting; (b) constraint setting; (c) deformation finite element analysis results

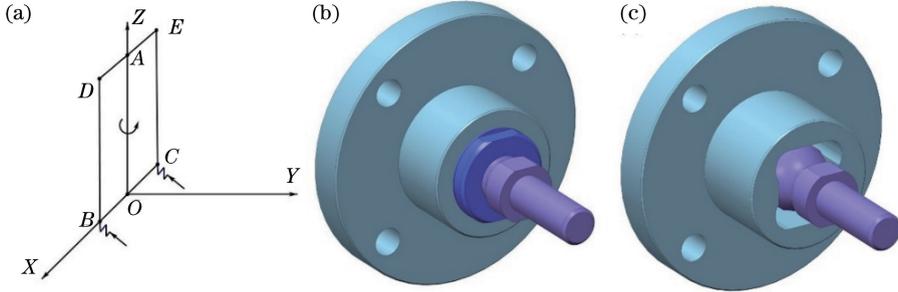


图 2 反射镜架运动方式示意图及球头铰链结构。(a)反射镜架运动方式示意图;  
(b) A 点处球头铰链的结构;(c) O 点处球头铰链副的结构

Fig. 2 Schematic of movement and the structure of the ball head hinge. (a) Schematic of movement of reflector frame; (b) structure of ball joint hinge at point A; (c) structure of ball joint hinge pair at point O

根据上述运动过程及对 A、O 两点自由度的分析可知,对镜框的支撑力主要由 A 点处的球头铰链及两微驱动输出端提供,其中 A 点球头铰链为设计的薄弱环节。通过后续设计的整体结构对 A 点的球头铰链进行校核,采用的模型与模态分

析模型相同,在模态分析模型上施加相应的重力。结果如图 3 所示,可见,最大应力集中在球头铰链颈部,为 56.532 MPa,而球头铰链所使用的 GCr15 钢的屈服极限约为 518 MPa,故球头铰链的设计满足要求。

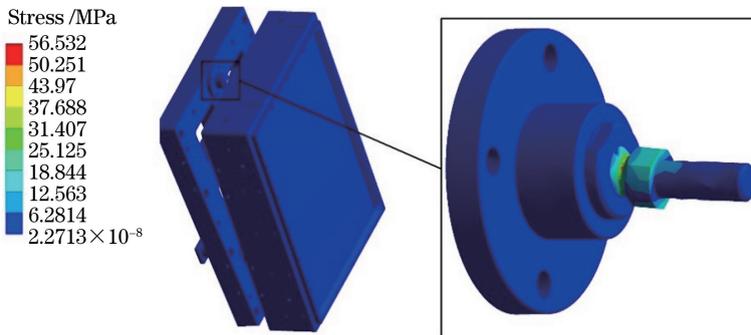


图 3 球头铰链静力学分析结果

Fig. 3 Static analysis result of the ball head hinge

## 2.2 柔性铰链与微驱动装置的设计

柔性铰链是利用材料的微弹性形变产生位移的一种特殊的运动副,具有无摩擦、无间隙、运动灵敏度高优点;根据 2.1 节所述,反射镜架具有俯仰与偏摆两种运动方式,这就要求柔性铰链能够实现两个正交方向的转动角度。此外,由于本文是通过并联机构实现镜架的俯仰与偏摆运动的,为了保证其俯仰半径与偏摆半径在任意位置均为恒量,即柔性铰链两个变形方向上的变形均不会引起另一个方向上的相对位置变化,要求柔性铰链具有二维正交共轴心的结构特点,因此本文以单自由度的圆弧柔性铰链为基础,将多个单自由度圆弧柔性铰链进行耦合,设计了一种二维正交同轴心柔性铰链,其结构如

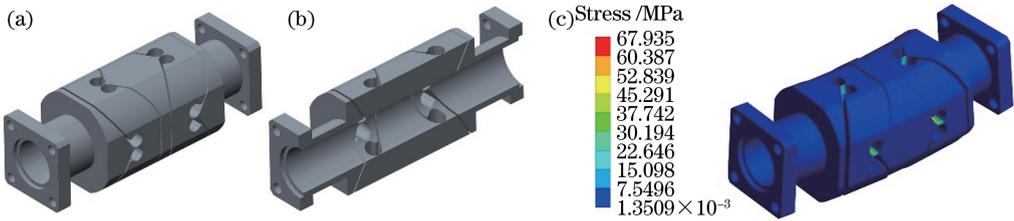


图 4 二维正交柔性铰链。(a)结构;(b)剖面结构;(c)静力学分析结果

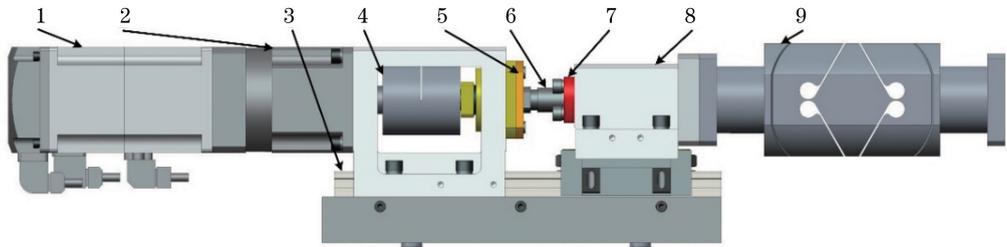
Fig. 4 Two-dimensional orthogonal coaxial flexible hinge. (a) Structure; (b) section structure; (c) static analysis results

根据俯仰运动及偏摆运动的转动半径(分别为 440 mm 及 165 mm),以  $0.3 \mu\text{rad}$  的步进分辨率对微驱动的步进分辨率进行计算,可知要求微驱动装置的最小步进分辨率约为 50 nm。同时,由于反射镜需要在强电磁环境中工作且具有下电工作的设计要求,因此选用了交流伺服电机配合高精度消隙滚珠丝杠的微驱动装置;由于滚珠丝杠本身不能进行自锁,故在伺服电机的输出端采用行星减速器来实现微驱动装置的自锁功能。设计的微驱动装置如图 5 所示:由步进电机 1 连接减速器 2,通过联轴器 4 带动滚珠丝杠 6 转动;滚珠丝杠由支撑单元 5 进行支撑;丝杠螺母 7 将转动转换成平动,丝杠螺母与直线导轨 3 上的导轨滑块 8 相连;导轨滑块通过柔性

图 4(a)和图 4(b)所示。

通过有限元法对设计的柔性铰链进行了静力学分析,通过反射镜质量及镜架结构估算出每个柔性铰链最大需承受 40 kg 的作用力,这些力施加在柔性铰链的一个端面上。为了排除零位不准等因素的影响,对该端面施加正交方向的半径分别为 440 mm 及 165 mm(分别为反射镜俯仰半径及偏摆半径)的 10 mrad 的强制位移,另一端面施加固定约束。有限元分析结果如图 4(c)所示,最大应力集中在柔性铰链内部的狭缝处(柔性铰链薄弱处),最大应力为 67.935 MPa,而柔性铰链使用的 7075 铝合金的屈服强度为 455 MPa,远高于柔性铰链所受最大应力,故柔性铰链满足设计要求。

铰链 9 带动镜框运动。反射镜架的运动行程由两部分限制:一是柔性铰链的变形,经过本节所述的有限元分析,已经确定了所设计的柔性铰链满足要求;二是微驱动装置的行程主要受丝杠行程限制,在同方向的俯仰及偏摆运动下,简略计算可知  $7.5 \text{ mrad}$  的镜架俯仰角对应的微驱动单侧最大位移约为 4.5375 mm,而本文选用的 THK 公司 BNK1402-3RRGT-166LC0Y 滚珠丝杠的行程为 50 mm,远大于所需行程,故能满足运动行程  $\pm 7.5 \text{ mrad}$  这一指标。通过最终调试,该微驱动装置能达到 30 nm 的步进分辨率,理论上对应的反射镜架步进分辨率应为  $0.182 \mu\text{rad}$ ,但在最终对反射镜架进行测试时发现仅能达到  $0.3 \mu\text{rad}$  的步进分辨率。



1 stepper motor; 2 planetary reducer; 3 linear guides; 4 coupling; 5 support bearing and bearing seat; 6 high precision ball screw; 7 screw nut; 8 rail slider; 9 flexible hinge

图 5 电动反射镜架的微驱动装置

Fig. 5 Micro drive of the electric mirror frame

### 2.3 并联驱动机构解耦

电动反射镜架驱动模块的输入为两路并联的直线运动机构的运动距离,而输出为反射镜架的俯仰角与偏摆角。为了实现俯仰运动与偏摆运动位置的精确控制,需要对并联驱动进行解耦,得到输入与输出的函数关系。当反射镜架处于零位位置时,反射镜架与背板平行,此时,上下两个球头铰链的球心与两个柔性铰链靠近镜架方向的端面处于同一平面,且该平面与背板平行。反射镜架零位简图如图 6(a)所示,其中 A 点为上端球头铰链球心, O 点为下端球头铰链球心, B 点与 C 点为两柔性铰链端面中心。

设俯仰运动的主动端[图 6(a)中 B 点]的直线位移为  $x_1$ ,偏摆运动主动端[图 6(a)中 C 点]的直线位移为  $x_2$ ,俯仰运动转动半径为  $R_1$ ,偏摆运动转动半径为  $R_2$ 。要对该并联机构进行解耦,需要作出两点假设。假设 1:在进行偏摆运动时,两路驱动模块的运动方向相反,速率相等;假设 2:在运动过程中,不计柔性铰链产生的轴向弹性变形,即在运动过程中,柔性铰链两端的运动路程相等。

通过假设 1 可知,在运动过程中的任意时刻,都可将当前时刻的位置分解成先以俯仰运动到某一位置,该位置对应的两路驱动模块同步直线运动  $\frac{x_1+x_2}{2}$ ,之后再沿当前偏摆轴运动  $\frac{x_2-x_1}{2}$ ,即到达当前位置。由上述分解可知,绕上端铰链 A 进行俯仰运动时,下端铰链 O 运动到 O' 点处,则俯仰角  $\theta$  可由

$$\theta = \frac{x_1 + x_2}{2R_1} \quad (1)$$

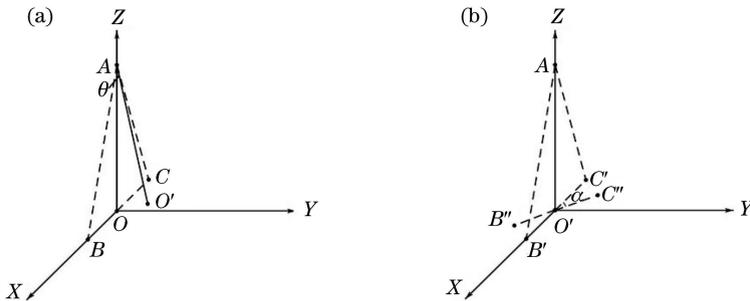


图 6 电动反射镜架运动简图。(a)俯仰运动;(b)偏摆运动

Fig. 6 Sketches of the electric mirror frame. (a) Pitching motion; (b) yaw movement

将(1)式与(3)式代入到  $C''$  的坐标表达式中,可以得到  $C''$  在  $O$ -XYZ 坐标系中的坐标( $C_x, C_y, C_z$ ),其中

$$\begin{cases} C_x = -R_2 \cos\left(\frac{x_2 - x_1}{2R_2}\right) \\ C_y = R_2 \sin\left(\frac{x_2 - x_1}{2R_2}\right) \cos\left(\frac{x_1 + x_2}{2R_1}\right) + R_1 \sin\left(\frac{x_1 + x_2}{2R_1}\right) \\ C_z = R_2 \sin\left(\frac{x_2 - x_1}{2R_2}\right) \sin\left(\frac{x_1 + x_2}{2R_1}\right) + R_1 - R_1 \cos\left(\frac{x_1 + x_2}{2R_1}\right) \end{cases}, \quad (4)$$

计算得到,此时坐标系  $O$ -XYZ 中  $O'$  点的坐标为  $[0, R_1 \sin \theta, R_1 (1 - \cos \theta)]$ ,与之对应的  $B'$  点和  $C'$  点坐标分别为  $[R_2, R_1 \sin \theta, R_1 (1 - \cos \theta)]$ 、 $[-R_2, R_1 \sin \theta, R_1 (1 - \cos \theta)]$ 。

以  $O'$  为坐标原点,  $O'A$  为 Z 轴,  $O'B'$  为 X 轴建立局部坐标系,如图 6(b)所示,设偏摆角度为  $\alpha'$ ,该角可由

$$\alpha' = \frac{x_2 - x_1}{2R_2} \quad (2)$$

计算得到;则经过偏摆运动后,柔性铰链在局部坐标系  $O'$ -XYZ 中的坐标分别为  $(R_2 \cos \alpha', -R_2 \sin \alpha', 0)$ 、 $(-R_2 \cos \alpha', R_2 \sin \alpha', 0)$ 。为了得到此时两柔性铰链在  $O$ -XYZ 坐标系中的坐标,需要进行坐标变换,而根据  $O$ -XYZ 坐标系与  $O'$ -XYZ 坐标系的相对位置关系可以得到两坐标系的坐标变换关系式,即

$$\begin{pmatrix} a_1 \\ b_1 \\ c_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta & -\sin \theta \\ 0 & \sin \theta & \cos \theta \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} a_2 \\ b_2 \\ c_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ R_1 \sin \theta \\ R_1 - R_1 \cos \theta \end{pmatrix}, \quad (3)$$

式中:  $(a_1, b_1, c_1)$  为某点在  $O$ -XYZ 坐标系中坐标;  $(a_2, b_2, c_2)$  为该点在  $O'$ -XYZ 坐标系中坐标。

由此可得到偏摆主动端(起始点为  $C$ )进行俯仰与偏摆运动后在  $O$ -XYZ 坐标系中的坐标为  $(-R_2 \cos \alpha', R_2 \sin \alpha' \cos \theta + R_1 \sin \theta, R_2 \sin \alpha' \sin \theta + R_1 - R_1 \cos \theta)$ 。

而本文定义的偏摆运动在  $OO-XYZ$  系中的偏摆角  $\alpha$  为  $O'C$  线与  $XOZ$  平面的夹角,可由(5)式计算得到:

$$\alpha = -\arctan \left[ \frac{\sin\left(\frac{x_2 - x_1}{2R_2}\right) \cos\left(\frac{x_1 + x_2}{2R_1}\right)}{\cos\left(\frac{x_2 - x_1}{2R_2}\right)} \right]. \quad (5)$$

至此,并联机构的解耦完成,其中俯仰角函数关系式如(1)式所示,偏摆角函数关系式如(5)式所示。

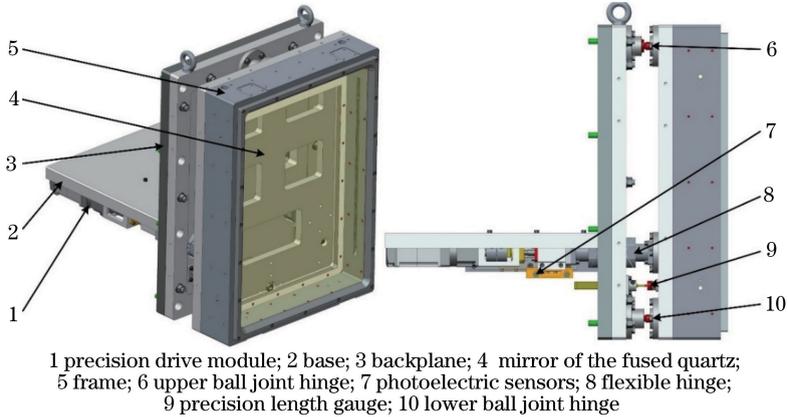


图 7 电动反射镜架整体结构

Fig. 7 Whole structure of the electric mirror frame

### 3 精密电动反射镜架模态分析

#### 3.1 模态分析的简化模型

本文需要对电动反射镜架进行动态特性测试。为了与测试结果相对应,在建立模态分析模型时需要考虑测试时反射镜架的安装环境与角度,并对模型进行相应的简化。采用有限元法计算电动反射镜架的固有频率及模态振型。

简化的模型如图 8 所示。在测试过程中,反射

#### 2.4 精密电动反射镜架的整体设计

根据 2.1 节与 2.2 节设计的反射镜支撑方式、运动方式、微驱动装置、柔性铰链,完成了反射镜架的整体结构设计,如图 7 所示。两路精密驱动模块 1 装配在底座 2 上,通过柔性铰链 8 与镜框 5 相连,驱动模块通过光电传感器 7 反馈的信号控制微驱动装置的限位;镜框通过弹性胶钉及聚四氟乙烯垫片固定熔石英镜片,镜框通过两个球头铰链副 6、10 与背板相连。

镜架与水平面成  $45^\circ$  安装在图 8(a) 所示的底架上,底架与地面并未固联,在进行模态分析时设置为摩擦接触,摩擦因数取为 0.3;由于驱动模块在建模时采用了简化模型,故不能直接导入驱动模块的模型进行计算,可计算模型整体的轴向刚度,并将其等效为弹性约束施加在图 8(b) 中的“2”处;根据 2.1 节设计的球铰链结构形式,在图 8(b) 中的“1”处限制球铰链的三个平动自由度,在图 8(b) 中的“3”处仅限制其沿镜面水平方向的平动自由度。

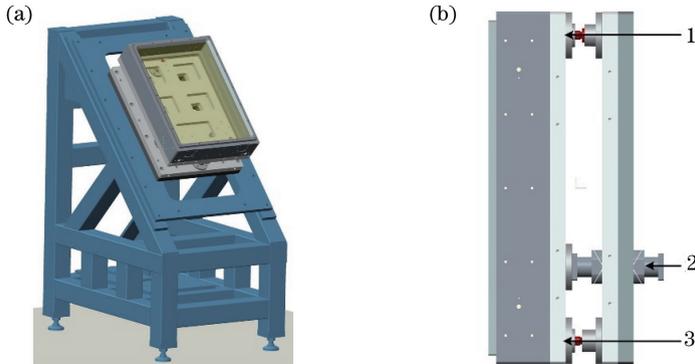


图 8 模态分析简化模型。(a) 简化模型三维图;(b) 镜框简化模型侧视图

Fig. 8 Simplified model of the modal analysis. (a) Three-dimensional illustration of the simplified model; (b) side view of the simplified frame model

### 3.2 驱动模块的刚度计算

驱动模块如图 5 所示,其轴向刚度主要由丝杠系统决定,丝杠系统的轴向刚度可根据所使用的 THK 公司产品手册中提供的计算方法进行计算。丝杠系统轴向刚度的计算式为

$$\frac{1}{K_T} = \frac{1}{K_S} + \frac{1}{K_N} + \frac{1}{K_B}, \quad (6)$$

式中: $K_S$  为螺杆的轴向刚度; $K_N$  为螺母的轴向刚度; $K_B$  为支撑轴承的轴向刚度。

本文采用的丝杠螺杆安装方式为一端固定一端游离,其轴向刚度的计算式为

$$K_S = \frac{SE}{x} \times 10^{-3}, \quad (7)$$

式中: $S = \pi d_r^2 / 4$  为螺杆的切面面积, $d_r$  为螺杆的螺纹底槽直径, $d_r = 11.2$  mm; $E$  为纵向弹性系数, $E = 2.06 \times 10^5$  MPa; $x$  为负载点间距, $x = 48.5$  mm。经计算可得  $K_S$  为 1313.3 N/ $\mu$ m。

丝杠螺母的轴向刚度的计算式为

$$K_N = 0.8 \times K \left( \frac{F_a}{0.3C_a} \right)^{\frac{1}{3}}, \quad (8)$$

式中: $K$  为丝杠螺母轴向刚性的标称值, $K = 140$  N/ $\mu$ m; $F_a$  为轴向负载,根据镜架的质量与姿态取值为 343 N; $C_a$  为基本额定动负荷, $C_a = 6790$  N。

表 1 模态分析前 8 阶的固有频率

Table 1 First eight natural frequencies of the modal analysis

Modal order	1	2	3	4	5	6	7	8
Natural frequency $f$ / Hz	42.899	65.888	76.411	94.281	112.210	146.120	190.410	197.090

## 4 精密电动反射镜架的动态特性测试

### 4.1 模态测试方案

模态测试实验如图 10 所示。由于熔石英镜片较为昂贵且易损坏,故在实验中采用铝合金假片替代熔石英镜片进行测试;采用 DH8303 动态信号测试分析系统以及 LC02 模态激振力锤(量程 5 kN,灵敏度 4.46 pC/N,增益 0.5 mV/pC)和三个 IEPE 型标准加速度传感器(量程  $\pm 10g$ ,灵敏度 504.5 mV/g)进行模态实验。从模态分析得到的各阶振型来看,反射镜架的镜框边缘处较为敏感,故将测点布置于镜框边缘处,具体位置如图 10(a)所示,三个测点分别采集 X、Y、Z 三个方向的加速度信号。测量信号根据传感器产生的正比于被测对象加速度的电信号来获取。传感器的安装刚性越大,信号的准确度越高。考虑到反射镜架的结构,本文选用了粘接的方式对加速度传感器进行连接。在激励

经计算可得  $K_N$  为 58.1 N/ $\mu$ m。

支撑轴承采用背对背布置,选用的是 THK 公司的 FK12 支撑单元,根据产品手册查得支撑轴承的刚度为 28.8 N/ $\mu$ m。

故由(6)式计算可得丝杠系统的轴向刚度为 19.36 N/ $\mu$ m,而模态分析简化模型中柔性铰链端面的面积为 1592.29 mm<sup>2</sup>,故设置弹性约束的刚性为 12.15 N/mm<sup>3</sup>。

### 3.3 模态分析结果

对于本文设计的电动反射镜架,主要关注 200 Hz 以内的固有频率,计算获得镜框的固有频率在 200 Hz 以内的共有 8 阶,其数值如表 1 所示,对应的模态振型如图 9 所示。其中第一阶振型主要是底座偏摆带动的反射镜偏摆运动,第二阶振型主要是底座俯仰带动的反射镜绕自身中部水平轴作俯仰运动,第三阶振型主要是反射镜自身的偏摆运动,第四阶振型主要是反射镜自身绕顶部水平轴的俯仰运动,第五阶振型主要是反射镜自身绕镜片中部区域转动与偏摆运动的耦合,第六阶振型主要是底座俯仰带动的反射镜绕自身顶部水平轴的俯仰运动,第七阶振型主要是反射镜自身绕中部水平轴的俯仰运动,第八阶振型主要是反射镜自身绕镜片中部区域转动与偏摆的耦合运动。

点的选择上,本文选择了单点激振法,分别在假片、前框、中框上选取 12 个、10 个、7 个激励点进行激励,其位置如图 10(b)所示。

### 4.2 模态测试结果

对于该反射镜架,本文关心的频率范围为 200 Hz 以内,选取的采样频率为 1000 Hz。在测试过程中,需要采集力锤的激励信号以及三个测点的加速度响应信号。采用测试软件中的分析模块对采集到的信号进行快速傅里叶变换,频率比值为 2.56,对力信号与响应信号均加矩形窗,得到了三个测点对应的频域响应曲线。因在实验环境中存在一定的干扰信号,故本文测试了没有力锤触发情况下的测点响应信号,对其进行快速傅里叶变换得到了干扰信号的频域曲线,将测点频域信号与干扰信号绘制在同一张图中,如图 11 所示。从图 11 中可以看出,主要在低频段存在  $10^{-4}g$  数量级的干扰信号。将测得的频域响应曲线与干扰信号相对比,并排除地

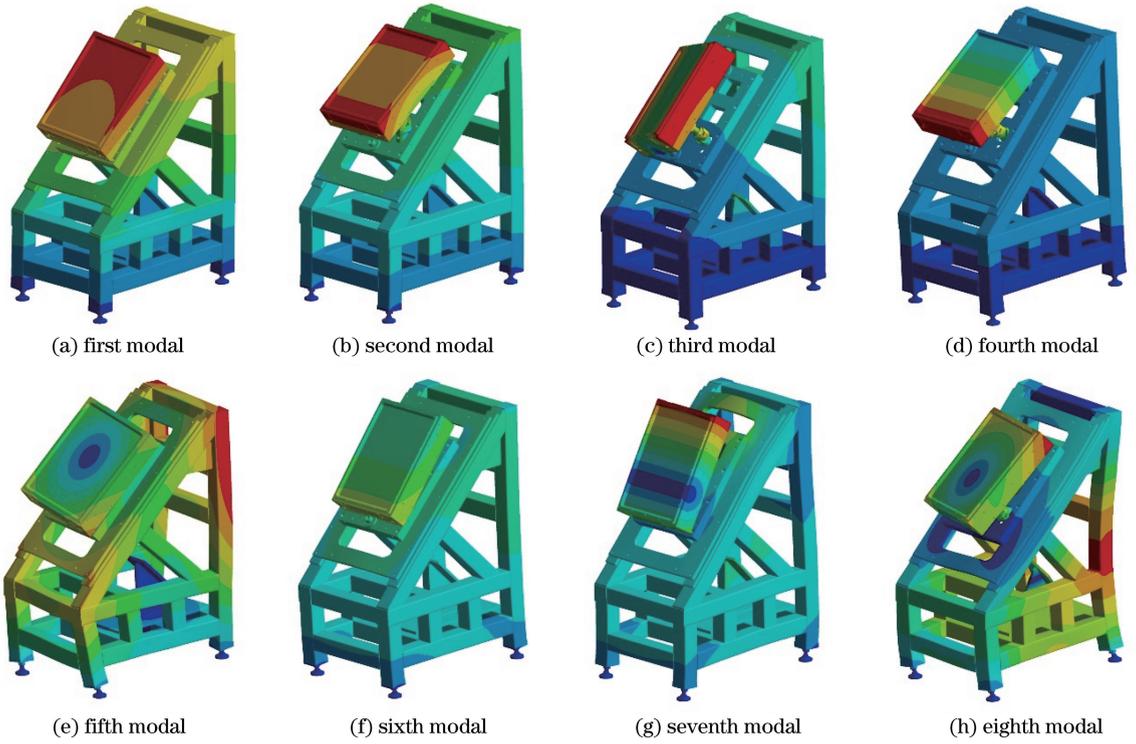


图 9 前 8 阶模态振型

Fig. 9 First eight-order modal shape

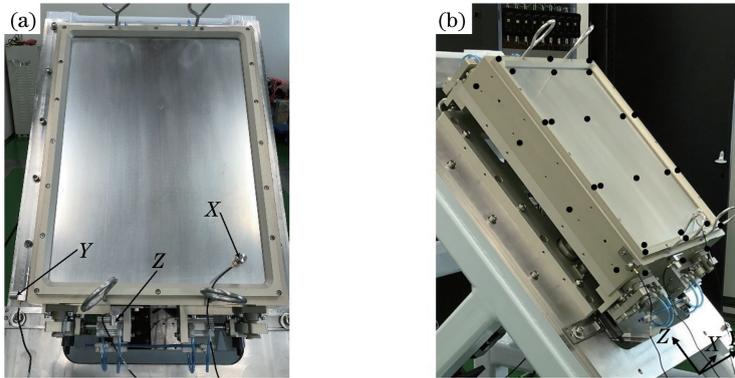


图 10 反射镜架模态测试实验。(a)测点;(b)激振点

Fig. 10 Modal test experiment of mirror frame. (a) Measuring point; (b) excitation point

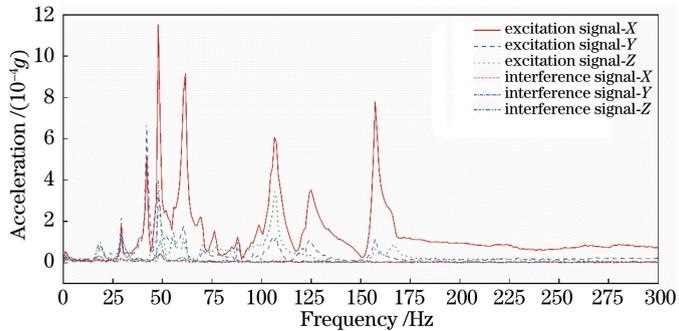


图 11 模态测试结果

Fig. 11 Results of the modal test

脉振动频率,可以得到电动反射镜架的前 6 阶固有频率,如表 2 所示。

表2 前6阶模态的固有频率

Table 2 Natural frequencies of the first six modals

Modal order	1	2	3	4	5	6
Natural frequency $f$ /Hz	42	48	61	106	125	157

### 4.3 模态分析结果与模态测试结果对比

模态测试得到的第一阶固有频率约为42 Hz,与有限元模态分析得到的第一阶固有频率42.899 Hz基本吻合,其加速度敏感方向为X方向与Y方向,合成后表现为偏摆运动,这也与模态分析结果相吻合;模态测试得到的第二阶固有频率约为48 Hz,在X、Y、Z三个方向均有峰值出现,在模态分析结果中并未找到与之相符的结果;模态测试得到的第三阶固有频率约为61 Hz,加速度在X方向出现了较大的峰值,Y方向与Z方向的峰值较小,在模态分析结果中与之对应的为第二阶固有频率65.888 Hz,振型为俯仰运动,俯仰角度较小,其Z方向的运动幅度明显小于X方向,与模态测试结果吻合;模态测试得到的第四阶固有频率约为106 Hz,在X、Y、Z三个方向均有峰值出现,与之对应的是模态分析的第五阶固有频率112.21 Hz,振型为绕镜片中部的转动与偏摆运动的耦合,故X、Y、Z三个方向均存在一定的运动,与模态测试的结果相符;模态测试得到的第五阶固有频率约为125 Hz,其X方向的加速度较大,Y方向与Z方向的较小,与之对应的是模态分析的第六阶固有频率146.12 Hz,振型为小角度的俯仰运动,体现为仅X方向较敏感,与模态测试结果相符;模态测试的第六阶固有频率约为157 Hz,其X方向的加速度远大于Y方向和Z方向,与之对应的是模态分析的第七阶固有频率190.41 Hz,振型为小角度的俯仰运动,体现为仅X方向较敏感,与模态测试结果相符。

通过以上分析可以看出,对于本文设计的电动反射镜架,除第二阶模态测试固有频率之外,其他阶数的固有频率均能与模态分析结果相对应,在低频段模态测试与模态分析的固有频率误差较小,而在高频段误差较大。造成模态测试与模态分析差异的主要原因在于进行模态分析时的边界条件简化会对分析结果造成一定影响,并且在实验过程中使用铝合金假片替代熔石英镜片,两者的材料属性差异也会对测试结果造成一定的影响。

综合考虑分析结果与测试结果后认为,振型中的俯仰运动与偏摆运动均是由反射镜架的设计自由度造成的,但绕镜片中部的转动并非设计所期望的,其主要原因是球头铰链颈部的刚性较弱,引起的固

体变形导致模态振型与反射镜架设计的期望自由度不符,在后期优化设计时应考虑加强球头铰链颈部的刚性。

## 5 电动反射镜架的随机振动分析

电动反射镜架的镜片主要用于反射沿长边方向与镜片成 $45^\circ$ 角入射的光束,故在几种模态振型中,对反射精度影响较大的为俯仰运动振型。根据反射镜架的设计要求,反射镜架在光束入射方向的稳定性指标需优于 $0.5 \mu\text{rad}$ 。为了验证反射镜架是否达标,在模态分析与模态测试的基础上对反射镜架进行随机振动分析。为了减小有限元分析的运算量,在进行随机振动分析时忽略底架与地面的摩擦。

朱明智等<sup>[12]</sup>测定了本文所设计的反射镜架所在工作地点处的编组站地基测点Z向加速度的功率谱密度,考虑到测量误差等因素的影响,并为了减小随机振动的计算量,在 $1\sim 50$  Hz范围内于镜架底座结构基础上施加加速度功率谱密度大小为 $1 \times 10^{-10} \text{ g}^2/\text{Hz}$ 的平直谱;模态阻尼比取为0.01,通过有限元法得到了入射方向及反射方向的变形,结果分别如图12(a)、(b)所示。由于在后处理模块中仅能得到全局坐标系方向的位移云图,因此为了得到地脉振动影响下的反射镜偏转角度,通过近似计算得到了大致的结果。根据入射方向与反射方向的位移云图,可求得反射镜垂直中线上镜面顶部与底部两点的位移,将其投影在垂直镜面方向,可得到上下两点在垂直镜面方向的离面位移差值约为23.33 nm,将离面位移的差值除以反射镜镜长,得到的结果就可近似认为是反射镜在随机振动下的偏转角度。根据上述计算方法得到的偏转角度约为 $0.038 \mu\text{rad}$ ,满足 $0.5 \mu\text{rad}$ 的设计指标。

## 6 结论

为了满足在线检测反射镜透光率这一设计要求,本文采用周边支撑方案设计了反射镜支撑方式及反射镜镜框,结合有限元法验证了其面型精度优于 $\lambda/6$ 。并以此为基础,研制了一套具有俯仰与偏摆两种运动方式、运动行程为 $\pm 7.5 \text{ mrad}$ 、单步分辨率为 $0.3 \mu\text{rad}$ 的高精度电动反射镜架。该电动反射镜架采用了一组并联的微驱动装置进行驱动,该装

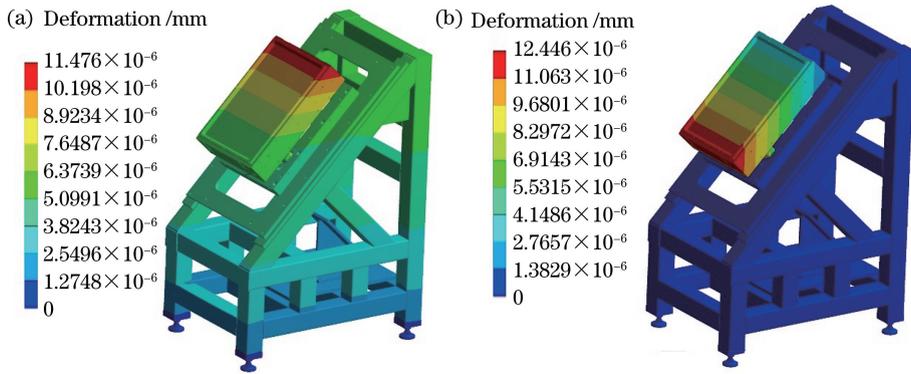


图 12 随机振动分析变形结果。(a)入射方向;(b)反射方向

Fig. 12 Deformation results of the random vibration analysis. (a) Incident direction; (b) reflection direction

置能实现 30 nm 的步进分辨率,通过专门设计的球头铰链与二维正交柔性铰链将直线运动转换成小角度的俯仰运动及偏摆运动,并通过对并联机构的解耦运算建立了反射镜架调整参数与驱动机构驱动量之间的理论关系。对于所设计的这种结构,微驱动装置 30 nm 的步进分辨率理论上对应着反射镜架 0.182  $\mu\text{rad}$  的步进分辨率,但在最终实际测试时仅能达到 0.3  $\mu\text{rad}$  的步进分辨率,相关研究将在后续工作中完成。结合反射镜架的实际工作条件,分别对反射镜架进行了模态分析与动态特性测试,得到了反射镜架的固有频率与模态振型,并以此为基础对反射镜架进行了随机振动分析,验证了其在地脉振动影响下的镜面稳定性指标优于 0.5  $\mu\text{rad}$ 。

参 考 文 献

[1] Wei X F, Zheng W G, Zhang X M. Two breakthroughs in the development of high power solid-state laser technology in China [J]. Physics, 2018, 47(2): 73-83.  
魏晓峰, 郑万国, 张小民. 中国高功率固体激光技术发展中的两次突破[J]. 物理, 2018, 47(2): 73-83.

[2] Zheng W G, Deng Y, Zhou W, et al. Development of laser technology in research center of laser fusion [J]. High Power Laser and Particle Beams, 2013, 25(12): 3082-3090.  
郑万国, 邓颖, 周维, 等. 激光聚变研究中心激光技术研究进展[J]. 强激光与粒子束, 2013, 25(12): 3082-3090.

[3] Trummer D J, Richard J, Gene S. Stability of optical elements in the NIF target area building [J]. Proceedings of SPIE, 1999, 3492: 363-371.

[4] Huang H B, Zeng T Y, Zhang T, et al. Stability design and analysis of target chamber system in SG II upgrade facility[J]. Chinese Journal of Lasers, 2009, 36(8): 1986-1990.

黄宏彪, 曾台英, 张涛, 等. 神光 II 升级装置靶室系统的稳定性设计与分析[J]. 中国激光, 2009, 36(8): 1986-1990.

[5] Sharon A, Hardt D. Enhancement of robot accuracy using endpoint feedback and a macro-micro manipulator system [C] // 1984 American Control Conference, June 6-8, 1984, San Diego, CA, USA. New York: IEEE, 1984: 1836-1845.

[6] Yu F L, Lu L H, Zhang Q C. Design of five degree of freedom parallel locating mechanism for mosaic gratings[J]. Chinese Journal of Lasers, 2018, 45(1): 0104005.  
于福利, 卢礼华, 张庆春. 拼接光栅五自由度并联定位机构设计[J]. 中国激光, 2018, 45(1): 0104005.

[7] Chen C L, Lin K C, Hsieh C. Presliding friction mode: modelling and experimental study with a ball-screw-driven set-up[J]. Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems, 2005, 11(4): 397-410.

[8] Fukada S, Fang B, Shigeno A. Experimental analysis and simulation of nonlinear microscopic behavior of ball screw mechanism for ultra-precision positioning [J]. Precision Engineering, 2011, 35(4): 650-668.

[9] Lu L H, Liang Y C, Guo Y F, et al. Design and testing of a nanometer positioning system[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2010, 132(2): 021011.

[10] Lu L H, Zhang H Z, Yu F L. Design of a large aperture beam alignment apparatus [J]. Chinese Journal of Lasers, 2015, 42(5): 0516001.  
卢礼华, 张宏志, 于福利. 大口径光束引导装置设计[J]. 中国激光, 2015, 42(5): 0516001.

[11] Yu J C, Yuan J, Cong S S, et al. Design of adhesive structure for back-supported space reflector inserts [J]. Acta Optica Sinica, 2019, 39(5): 0523002.  
于霁晨, 袁健, 丛杉珊, 等. 背部支撑型空间反射镜镶嵌件粘接结构设计[J]. 光学学报, 2019, 39(5): 0523002.

[12] Zhu M Z, Chen X Q, Wu W K, et al. Structure stability design of beam positioning in ICF facility [J]. *Infrared and Laser Engineering*, 2017, 46(11): 1106002.

朱明智, 陈学前, 吴文凯, 等. ICF 装置光束定位的结构稳定性设计 [J]. *红外与激光工程*, 2017, 46(11): 1106002.