

doi:10.3788/gzxb20154409.0922001

# 光刻物镜偏心调节机构抑制耦合误差设计

张德福,李显凌,东立剑,孙振

(中国科学院长春光学精密机械与物理研究所 应用光学国家重点实验室 超精密光学工程研究中心, 长春 130033)

**摘要:**为了找出耦合误差产生的根源,探讨了柔性偏心机构设计方法.首先,给出了机构组成和工作原理;然后,基于柔度矩阵法对机构建模,分别推导了桥式位移放大机构、导向机构、连接机构的柔度;最后,综合得到机构的整体柔度.分析结果表明柔度矩阵法得到的输出柔度理论值和有限元法得到的结果误差为 8.126%,机构的一阶固有频率为 73.78 Hz.在 40N 的驱动力范围内,机构可以实现 66.466  $\mu\text{m}$  的行程,透镜和机构上的最大应力分别为 0.0711 MPa 和 235.22 MPa, $Y/Z/RX/RY/RZ$  耦合误差和  $X$  向行程的比分别为 0.0543%、0.0082%、 $1.218 \times 10^{-8} \text{ rad}/\mu\text{m}$ 、 $1.870 \times 10^{-7} \text{ rad}/\mu\text{m}$ 、 $6.073 \times 10^{-7} \text{ rad}/\mu\text{m}$ .调节后镜片面形 PV 值优于 24 nm,RMS 值优于 5 nm,并且主要为像散.通过合理的柔度设计,机构接近完全解耦,揭示了不合理的机构刚度是产生调节耦合误差的根源.

**关键词:**耦合误差;光刻;物镜;偏心调节机构;柔度矩阵法

中图分类号:TH74

文献标识码:A

文章编号:1004-4213(2015)09-0922001-5

## Coupling Error Inhibition of Eccentric Adjustment Mechanism Design in Lithographic Objective Lens

ZHANG De-fu, LI Xian-ling, DONG Li-jian, SUN Zhen

(Engineering Research Center of Extreme Precision Optics, State Key Laboratory of Applied Optics, Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China)

**Abstract:** To identify the generated source of coupling errors, design method of the flexible eccentric mechanism is discussed in the paper. Firstly, the composition and working principle of the mechanism is given. Then, the mechanism model is established based on the compliance matrix method (CMM). Compliance of the bridge-type displacement amplification mechanism, the guiding mechanism and the connecting mechanism is derived. Finally, compliance of the whole body is got. The results show that the output compliance error is 8.126% obtained by the CMM and FEA method. The first natural frequency of the mechanism is 73.78 Hz. The stroke of the mechanism is 66.466  $\mu\text{m}$  when the driving force is no more than 40N. The maximum stress on lens and mechanism is 0.0711MPa and 235.22 MPa, respectively. The coupling error ratios between  $Y/Z/RX/RY/RZ$  and  $X$  stroke are 0.0543%, 0.0082%,  $1.218 \times 10^{-8} \text{ rad}/\mu\text{m}$ ,  $1.870 \times 10^{-7} \text{ rad}/\mu\text{m}$  and  $6.073 \times 10^{-7} \text{ rad}/\mu\text{m}$ . PV and RMS of the lens surface figure after adjusting are better than 24nm and 5nm, respectively. It is mainly astigmatism. The mechanism is almost completely decoupled by reasonable flexibility design, which reveals that unreasonable compliance is the root of the generated coupling errors in adjusting.

**Key words:** Coupling error; Lithography; Objective lens; Eccentric adjustment mechanism; Compliance matrix method

**OCIS Codes:** 220.1000; 220.1140; 220.3740

基金项目:国家科技重大专项基金(No. 2009ZX02205)资助

第一作者(通讯作者):张德福(1983-),男,助理研究员,博士,主要研究方向为光机结构与精密检测. Email: zdf713@163.com

收稿日期:2015-03-23;录用日期:2015-07-06

<http://www.photon.ac.cn>

## 0 引言

投影物镜是光刻机中的核心部件之一,随着节点向小于 30 nm 的方向发展,像差对物镜成像质量的影响越来越突出.光学元件的支撑结构应该能够适应外力和温度变化等对光学面形造成的不利影响,如物镜曝光时受到外部环境中温度、气压变化的影响<sup>[1]</sup>和振动干扰<sup>[2]</sup>等,光学元件可能偏离其理想位置,需要实时对其进行位置调节.物镜中最常用的两种基本的位置调节方式是线位移调节(包括偏心调节和轴向调节)和倾斜调节<sup>[3-7]</sup>.

Hale 提出一种用于 EUVL 投影物镜的三自由度  $\theta_x$ - $\theta_y$ - $Z$  光学元件定位平台<sup>[8]</sup>,驱动系统包括三个驱动柔性支撑和三个压电驱动螺杆,每个驱动柔性支撑通过一个压电驱动螺杆以 5:1 的减速比将镜框的径向运动转换为  $Z$  向运动.系统的一阶固有频率 133 Hz,定位分辨率 2~3 nm. Oshino 提出了一种多自由度调节机构<sup>[9]</sup>,可以实现分辨率:XY 平移为 0.1  $\mu\text{m}$ ,Z 平移为 0.5  $\mu\text{m}$ ,X-tilt 和 Y-tilt 为 3  $\mu\text{rad}$ ,调节后该机构具有自锁功能,驱动器可以拆除掉,因此不能用于曝光实时调节.彭海峰提出了一种采用柔性铰链的轴向调节机构<sup>[10]</sup>,光学元件的最大轴向位移超过 200  $\mu\text{m}$ ,一阶固有频率 185.1 Hz,调节面形 4.41 nm.赵磊用小行程的旋转近似直线运动,设计了一个一阶固有频率大于 400 Hz 的偏心补偿机构<sup>[11]</sup>,X(Y)方向进行  $\pm 50 \mu\text{m}$  的误差补偿时,Y(X)方向产生的寄生运动分别为补偿行程的 8.22% 和 6.68%.

研究发现,调节机构在补偿某种像差的同时可能会引入耦合位置误差(下文简称耦合误差),如文献[12]中偏心调节机构补偿彗差时引入了像散,同时引入  $Z$  向耦合误差和倾斜.文献[13]中轴向调节机构补偿离焦时引入了三叶像差,同时引入  $XY$  平面内的偏心.由于引入的耦合像差和耦合误差数值较小,所以没有引起足够重视.但是,随着研究的深入,高数值孔径光刻对投影物镜像差要求更加苛刻,调节引入的耦合像差和耦合误差变得不可忽视.本文探讨偏心调节机构中耦合误差产生的根源,基于柔度矩阵法设计一种紧凑、对称的偏心调节机构,分析结果表明机构接近完全解耦,验证了该设计方法的正确性.

表 2 结构参数表(单位:mm)

Table 2 Parameters of the structure(Unit:mm)

$l_1$	$l_2$	$l_3$	$l_4$	$l_5$	$l_6$	$l_7$	$l_8$	$l_9$	$l_{10}$	$l_{11}$	$l_{12}$	$l_{13}$	$l_{14}$	$l_{15}$	$l_{16}$	$l_{17}$	$l_{18}$	$l_{19}$	$l_{20}$
190.3	5	25.8	3.2	3.2	3.1	3.2	3.2	3.2	18.9	2.9	2.4	42.8	92.9	8	16	8	74.2	78.9	2.7

## 3 机构设计

### 3.1 桥式位移放大机构柔度建模

图 3(a)为调节支链 1 中的 1/2 桥式位移放大机

## 1 机构组成及工作原理

偏心调节机构中的透镜采用平凹透镜,其结构如图 1 所示.透镜的直径  $\varphi=146 \text{ mm}$ ,凹面曲率半径  $R=500 \text{ mm}$ ,中心厚  $d=11.39 \text{ mm}$ ,材料为熔石英.偏心调节机构主要由镜座、镜框、调节支链和连接支链组成,如图 2 所示,材料为殷钢,熔石英和殷钢性能参数如表 1 所示<sup>[14]</sup>.四组调节支链沿着圆周  $90^\circ$  均布,每两组调节组件间有一组连接支链,结构参数如表 2 和图 3 所示.镜座作为固定机架,两个压电驱动器成  $90^\circ$  安装在镜座外圆周上.相应地,在圆周上成  $90^\circ$  布置两个电容位移传感器.驱动力通过柔性调节支链传递到支撑镜框,推动透镜运动.通过合理调节两个驱动器的输入位移量,机构可以实现设计要求的平面范围内的偏心调节.

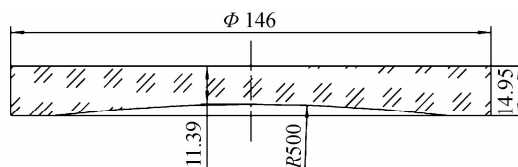


图 1 透镜结构示意图

Fig. 1 The structure sketch of the lens

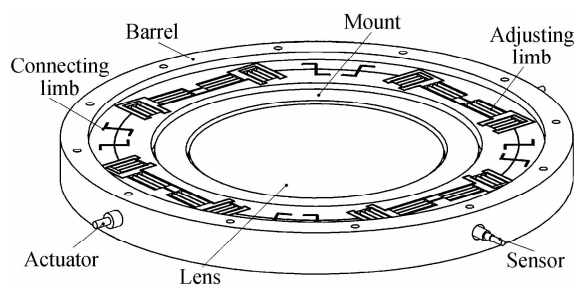


图 2 偏心调节机构

Fig. 2 The eccentric adjusting mechanism

表 1 材料参数表

Table 1 Parameters of materials

Material	Young's modulus $E/(\times 10^{10} \text{ Pa})$	Poisson's ratio $\nu$	Density $\rho /$ $\times (10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3})$
Fused silica	7.3	0.17	2.2
Invar	14.1	0.259	8.05

构,LK 和 MN 在 N 处的并联柔度  $C_{KLMN}^N$ 、PQ 和 RS 在 Q 处的并联柔度  $C_{PQRS}^Q$ 、 $C_{KLMN}^N$  和  $C_{PQRS}^Q$  在 T 处并联柔度  $C_T$  分别为<sup>[15-16]</sup>

$$C_{KLMN}^N = ((T_L^N C_{KL} (T_L^N)^T)^{-1} + (C_{MN}^N)^{-1})^{-1} \quad (1)$$

$$C_{PQRS}^O = ((C_{PQ})^{-1} + (T_S^O C_{RS} (T_S^O)^T)^{-1})^{-1} \quad (2)$$

$$C_T = ((T_N^T C_{KLMN}^N (T_N^T)^T)^{-1} + (T_Q^T C_{PQRS}^Q (T_Q^T)^T)^{-1})^{-1} \quad (3)$$

### 3.2 导向机构柔度建模

图 3(b)所示的复合平行四边形柔性导向结构中,  $GH$  和  $EF$  在  $I$  处的并联柔度  $C_{GHEF}^I$ 、 $AB$  和  $CD$  在  $J$  处的并联柔度  $C_{ABCD}^J$  以及  $C_T$ 、 $C_{GHEF}^I$  和  $C_{ABCD}^J$  在  $J$  处串联柔度  $C_J$  分别为

$$C_{GHEF}^I = ((T_H^I C_{GH} (T_H^I)^T)^{-1} + (T_F^I C_{EF} (T_F^I)^T)^{-1}) \quad (4)$$

$$C_{ABCD}^J = ((T_A^J C_{AB} (T_A^J)^T)^{-1} + (T_C^J C_{CD} (T_C^J)^T)^{-1}) \quad (5)$$

$$C_J = T_T^J C_T (T_T^J)^T + T_I^J C_{GHEF}^I (T_I^J)^T + C_{ABCD}^J \quad (6)$$

$C_J$  在  $O$  点的柔度  $C_J^O$  为

$$C_J^O = T_J^O C_J (T_J^O)^T \quad (7)$$

调节支链的  $y$  轴右侧部分和左侧部分关于  $y$  轴对称,则右侧部分在  $O$  点的柔度为

$$C_{J'}^O = R_y(\pi) \cdot C_J^O \cdot (R_y(\pi))^T \quad (8)$$

左右两部分在  $O$  点并联柔度为

$$C_{J1}^O = ((C_{J'}^O)^{-1} + (C_J^O)^{-1})^{-1} \quad (9)$$

同理,其余三个调节支链的柔度可以通过旋转支链 1 的柔度得到

$$C_{J2}^O = R_z\left(\frac{\pi}{2}\right) \cdot C_{J1}^O \cdot \left(R_z\left(\frac{\pi}{2}\right)\right)^T \quad (10)$$

$$C_{J3}^O = R_z(\pi) \cdot C_{J1}^O \cdot (R_z(\pi))^T \quad (11)$$

$$C_{J4}^O = R_z\left(\frac{3\pi}{2}\right) \cdot C_{J1}^O \cdot \left(R_z\left(\frac{3\pi}{2}\right)\right)^T \quad (12)$$

### 3.3 连接机构柔度建模

图 2 中所示的偏心调节机构,每组包含两只  $Z$  形柔性结构,对于其中的一只  $UVWZ$ ,如图 3(c)所示,  $UV$ 、 $VW$  和  $WZ$  三段柔性结构在  $U$  处串联柔度为

$$C_U = C_{UV} + T_V^U C_{VW} (T_V^U)^{-1} + T_W^U C_{WZ} (T_W^U)^{-1} \quad (13)$$

该组中的另一只  $Z$  形柔性结构和  $UVWZ$  关于直线  $x + (-y) = 0$  旋转对称,其柔度  $C_U'$  可通过  $C_U$  经如下变换得到:(1)平移到  $O$  处,平移矩阵为  $A$ ; (2)绕着  $Z$  轴旋转,旋转矩阵为  $B$ ; (3)绕着  $y$  轴旋,旋转矩阵为  $C$ ; (4)绕着  $Z$  轴旋转,旋转矩阵为  $B^{-1}$ ; (5)平移到目标位置,平移矩阵为  $D$ .  $C_U$  和  $C_U'$  在  $O$  处并联柔度  $C_{U1}^O$  为

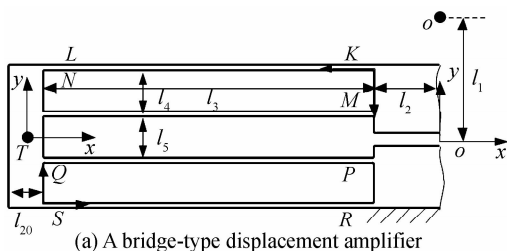
$$C_{U1}^O = ((T_U^O C_U (T_U^O)^T)^{-1} + (T_U'^O C_U' (T_U'^O)^T)^{-1})^{-1} \quad (14)$$

同理,其余三个连接支链的柔度可以通过旋转支链 1 的柔度得到,分别为

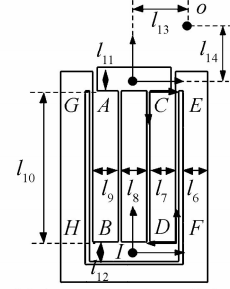
$$C_{U2}^O = R_z\left(\frac{\pi}{2}\right) \cdot C_{U1}^O \cdot \left(R_z\left(\frac{\pi}{2}\right)\right)^T \quad (15)$$

$$C_{U3}^O = R_z(\pi) \cdot C_{U1}^O \cdot (R_z(\pi))^T \quad (16)$$

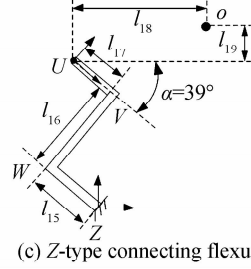
$$C_{U4}^O = R_z\left(\frac{3\pi}{2}\right) \cdot C_{U1}^O \cdot \left(R_z\left(\frac{3\pi}{2}\right)\right)^T \quad (17)$$



(a) A bridge-type displacement amplifier



(b) A compound parallelogram



(c) Z-type connecting flexures

图 3 机构建模

Fig. 3 Mechanism modeling

### 3.4 调节机构柔度建模

由图 2 知,四条调节支链和四条连接支链并联,因此,机构在坐标系  $O-xy$  中的输出柔度为

$$C_O = \left( \sum_{i=1}^4 (C_{Ji}^O)^{-1} + \sum_{i=1}^4 (C_{Ui}^O)^{-1} \right)^{-1} \quad (18)$$

## 4 实验结果与分析

应用 ANSYS Workbench 分析设计的机构,比较 FEA 法和 CMM 计算的输出柔度.观察机构和透镜上的最大应力随调节力的变化、调节行程和输出耦合误差的关系,计算机机构的约束模态.将 FEA 结果导入到面形计算程序中,观察调节后的镜片面形.结果分别如图 4~10.

由图 4~7 可知,随着输入力的增加,输出位移和应力线性增加.当调节力 50N 时,机构上的最大应力为 281.39MPa,位于柔性铰链的根部,超出殷钢的屈服极限(276MPa).为了留有安全余量,令最大调节力小于 40N,此时透镜和机构上的最大应力分别为 0.0711 MPa 和 235.22 MPa,调节行程为 66.466  $\mu\text{m}$ .根据 FEA 计算出的输出柔度为 1.609  $\mu\text{m}/\text{N}$ ,由 CMM 计算的理论值为 1.479  $\mu\text{m}/\text{N}$ ,差别为 8.126%.两种方法结果存在偏差的原因主要来自以下三方面:首先,CMM 中的柔度系数的精度不是百分之百精确;其次,CMM 忽略了铰链之间连杆的柔度,认为连杆属于刚性杆,无变形.实际上连杆存在微小变形.再者,本文忽略了机构和镜片之间胶粘的影响,也会引起结果偏差.

根据图 8 中约束模态分析结果可知,机构的一阶固有频率为 73.78 Hz,其前两阶模态数值接近,分别为沿着  $Y$  向和  $X$  向的平动.通过在驱动器的输入点处施加预紧力,可以提高机构的一阶固有频率.

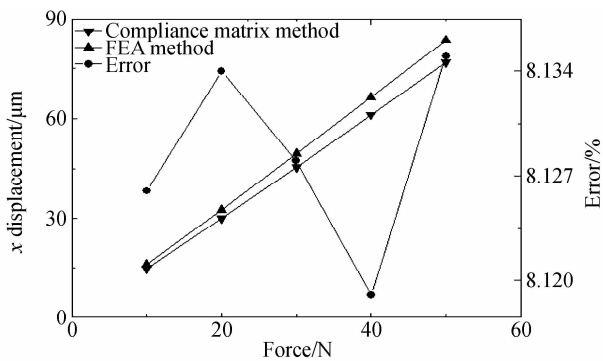


图4 FEA和CMM方法比较

Fig. 4 Comparison of FEA and CMM method

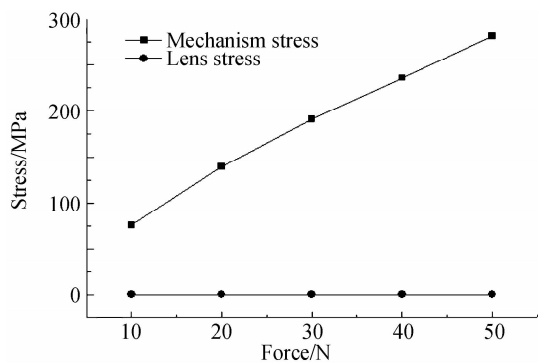


图5 机构和透镜上的应力变化趋势

Fig. 5 Stress variation of the mechanism and lens

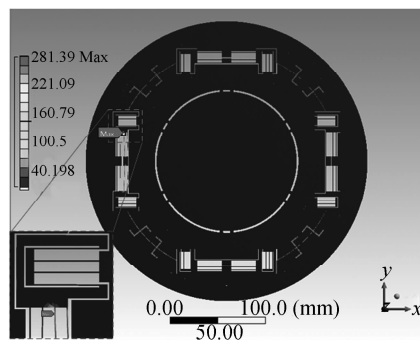


图6 调节力为50N时机构上的应力

Fig. 6 Mechanism stress when the adjusting force is 50N

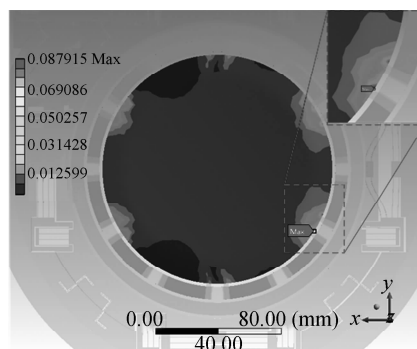


图7 调节力为50N时透镜上的应力

Fig. 7 Lens stress when the adjusting force is 50N

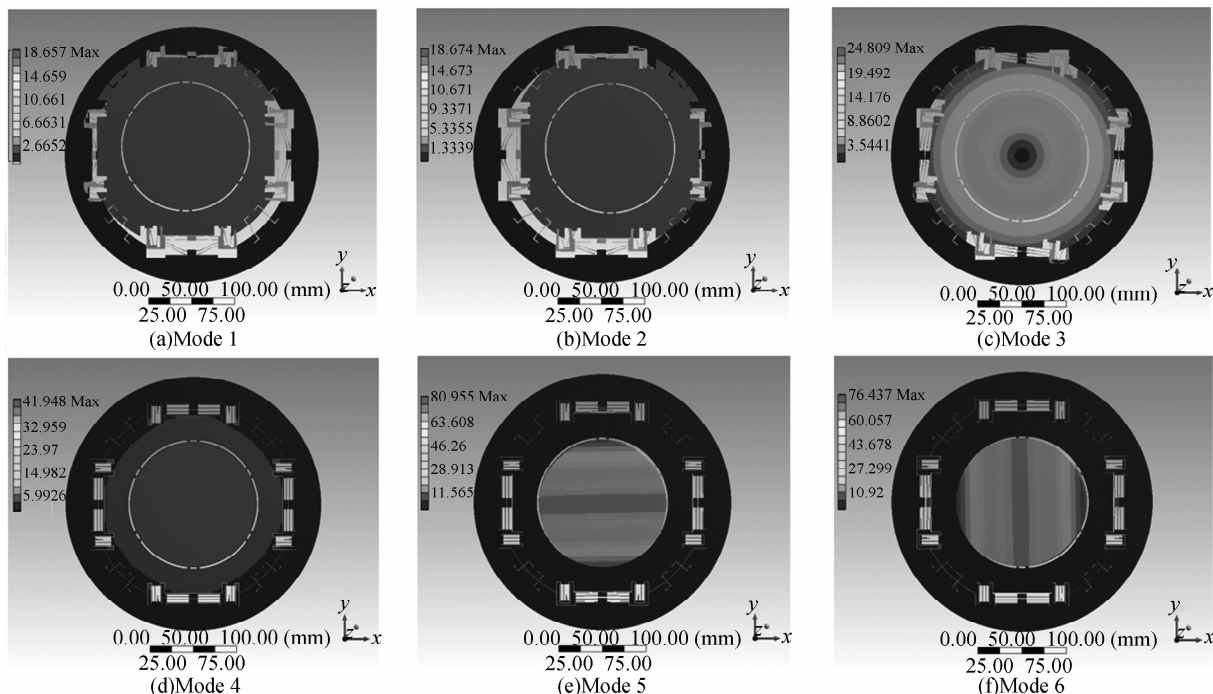


图8 约束模态分析结果

Fig. 8 Constraint mode analysis results

根据图9、10可知,40N调节力时, $Y/Z/RX/RY/RZ$ 耦合误差和 $X$ 向行程的比分别为0.0543%、0.0082%、 $1.218 \times 10^{-8} \text{ rad}/\mu\text{m}$ 、 $1.870 \times 10^{-7} \text{ rad}/\mu\text{m}$ 、 $6.073 \times 10^{-7} \text{ rad}/\mu\text{m}$ 。可见,通过对机构各方向刚度合理

设计后,机构接近完全解耦。机构上表面面形去除Power后的RMS值为4.8019 nm,PV值为23.5039 nm,主要为像散。通过进一步优化支撑结构中支脚的数量、刚度和分布形式,可以提高调节后的面形精度,后续将开展这

方面的研究,限于篇幅,这里不详细讨论。

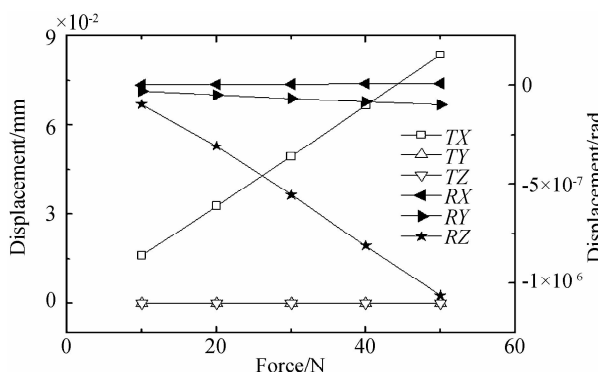


图9 不同调节力时的行程与耦合误差的关系

Fig. 9 Relationship between the stroke and coupling errors

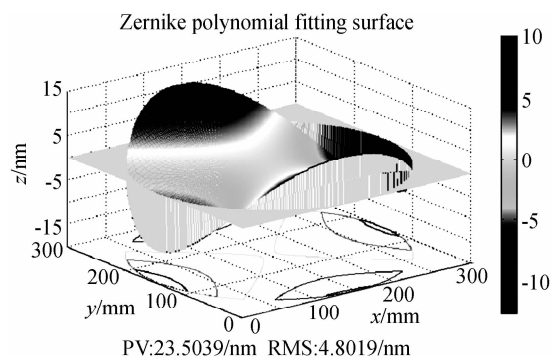


图10 调节力40N时的面形

Fig. 10 The figure when the adjusting force is 40N

## 5 结论

本文基于柔度矩阵法探讨了抑制耦合误差的偏心机构设计方法,开发了一种紧凑的柔性并联机构.实验结果表明柔度矩阵法得到的输出柔度理论值和有限元法得到的结果误差为8.126%,机构的一阶固有频率为73.78Hz.驱动力为40N时,机构的行程为66.466  $\mu\text{m}$ ,透镜和机构上的最大应力分别为0.0711 MPa和235.22 MPa,Y/Z/RX/RY/RZ耦合误差和X向行程的比分别为0.0543%、0.0082%、 $1.218 \times 10^{-8}$  rad/ $\mu\text{m}$ 、 $1.870 \times 10^{-7}$  rad/ $\mu\text{m}$ 、 $6.073 \times 10^{-7}$  rad/ $\mu\text{m}$ .调节后镜片面形PV值优于24 nm,RMS值优于5 nm,并且主要为像散.通过合理的刚度设计,机构接近完全解耦,揭示了不合理的机构刚度是调节耦合误差产生的根源.

### 参考文献

- [1] WANG Ru-dong, TIAN Wei, WANG Ping, *et al.* Effect of temperature change on the surface accuracy of bonded lens[J]. *Chinese Journal of Lasers*, 2011, **38**(8): 0808002. 王汝冬, 田伟, 王平, 等. 温度变化对胶粘结透镜面形精度的影响[J]. *中国激光*, 2011, **38**(8): 0808002.
- [2] WANG Ru-dong, TIAN Wei, WANG Ping, *et al.* Analysis of vibration effect to surface figure measurement [J]. *Acta*

*Optical Sinica*, 2012, **32**(11): 1112001.

王汝冬, 田伟, 王平, 等. 振动对面形测量误差的影响分析[J]. *光学学报*, 2012, **32**(11): 1112001.

- [3] TRUNZ M, HILGERS R, MERZ E, *et al.* Optical imaging device, particularly an objective, with at least one optical element; US, 6191898[P], 2001.
- [4] HALE L C. Precision tip-tilt-piston actuator that provides exact constraint; US, 5986827[P], 1999.
- [5] ZHANG Li-min, WU Yuan-hao. Design of multiple DOF fine tuning mechanism for 45° tilting mirror[J]. *Acta Photonica Sinica*, 2010, **39**(12):2139-2142. 张丽敏, 吴元昊. 45°倾斜镜多自由度精调结构设计研究[J]. *光子学报*, 2010, **39**(12):2139-2142.
- [6] CHEN Qin-fang, LI Ying-cai, MA Zhen, *et al.* Computer-aided alignment of off-axis aspheric mirrors in null testing[J]. *Acta Photonica Sinica*, 2010, **39**(12):2220-2223. 陈钦芳, 李英才, 马臻, 等. 离轴非球面反射镜补偿检验的计算机辅助装调技术研究[J]. *光子学报*, 2010, **39**(12):2220-2223.
- [7] CHEN Qin-fang, LI Ying-cai, MA Zhen, *et al.* Surface error compensation of off-axis parabolic mirrors by alignment[J]. *Acta Photonica Sinica*, 2010, **39**(9):1578-1581. 陈钦芳, 李英才, 马臻, 等. 利用调整技术补偿离轴抛物面反射镜面形误差[J]. *光子学报*, 2010, **39**(9):1578-1581.
- [8] HALE L C. Principles and techniques for designing precision machines[D], California, University of California, 1999.
- [9] OSHINO T, SHIRAISHI M, KANDAKA N, *et al.* Development of illumination optics and projection optics for high-NA EUV exposure tool (HiNA)[C]. *SPIE*, 2003, **5037**: 75-82.
- [10] PENG Hai-feng, SUN Zhen. Design and analysis of a precision axial adjusting mechanism for optical elements in lithographic lens[J]. *Acta Photonica Sinica*, 2014, **43**(4): 0422005. 彭海峰, 孙振. 光刻物镜中光学元件精密轴向调整机构的设计与分析[J]. *光子学报*, 2014, **43**(4):0422005.
- [11] ZHAO Lei, GONG Yan, ZHAO Yang. Flexure-based X-Y micro-motion mechanism used in lithographic lens[J]. *Optics and Precision Engineering*, 2013, **21**(6):1425-1433. 赵磊, 巩岩, 赵阳. 光刻投影物镜中的透镜X-Y柔性微动调整机构[J]. *光学精密工程*, 2013, **21**(6):1425-1433.
- [12] ZHANG De-fu, LI Xian-ling. Effect of adjusting force on surface figure of lens in eccentric adjusting mechanism[J]. *Chinese Journal of Lasers*, 2014, **41**(7):0716004. 张德福, 李显凌. 调节力对偏心调节机构中透镜面形的影响[J]. *中国激光*, 2014, **41**(7):0716004.
- [13] GUO Kang, GONG Yan. Precision axial adjustment mechanism with 6-PSS type of optical element[J]. *Optics and Precision Engineering*, 2013, **21**(10):2648-2655. 郭抗, 巩岩. 6-PSS型光学元件精密轴向调节机构[J]. *光学精密工程*, 2013, **21**(10):2648-2655.
- [14] YODER P R. *Opto-mechanical systems design* [M]. 3rd ed, Florida: CRC Press, 2006.
- [15] LI Y M, XU Q S. Design and analysis of a totally decoupled flexure-based XY parallel micromanipulator [J]. *IEEE Transactions on Robotics*, 2009, **25**(3): 645-657.
- [16] LI Y M, HUANG J M, TANG H. A compliant parallel XY micromotion stage with complete kinematic decoupling [J]. *IEEE Transactions on Automation Science and Engineering*, 2012, **9**(3): 538-553.