

## 三自由度柔性镜框结构力学性能分析

汪宝旭, 朱明智, 陈晓娟, 王美聪, 吴文凯

(中国工程物理研究院总体工程研究所, 四川 绵阳 621900)

**摘要:** 为实现小型光学元件的柔性安装和精密调整, 设计了一种三自由度柔性安装结构, 并对其力学特性进行了理论研究。首先, 从柔性镜框的工作原理出发, 建立了柔性结构的力学模型, 推导了模型的刚度表达式, 并利用有限元分析方法进行了验证分析。然后, 根据推导的刚度表达式分析了主要结构参数对柔性镜框力学特性的影响, 并讨论了减小寄生运动的措施。最后, 以通光口径为  $\Phi 135$  mm 的平面反射镜为例, 进行了柔性结构的设计计算和参数优化, 并对其力学性能进行了仿真分析。验证结果表明: 给定的参数范围内, 刚度的理论计算和有限元分析结果的相对误差  $< 5.5\%$ , 表明所推导的刚度计算公式具有足够的精度, 验证了理论模型与计算的正确性。同时, 柔性镜框力学特性分析结果对柔性镜框的结构设计、力学性能分析和参数优化具有理论指导意义。

**关键词:** 镜框; 柔性结构; 力学特性; 刚度

中图分类号: TH703 文献标志码: A 文章编号: 1007-2276(2014)12-3998-08

## Mechanical analysis of 3-DOF flexure optical mount structure

Wang Baoxu, Zhu Mingzhi, Chen Xiaojuan, Wang Meicong, Wu Wenkai

(Institute of Systems Engineering, China Academy of Engineering Physics, Mianyang 621900, China)

**Abstract:** A 3-DOF flexure optical mount was designed to achieve elastic mounting and precise adjusting for small optics. Its mechanical properties were studied analytically. The mechanical model of the optical mount has been established based on its working principles. The stiffness formulas of each DOF were deduced and validated by finite element analysis (FEA). The mechanical properties influenced by structure parameters were analyzed and the methods to reduce parasitic motions were discussed based on the stiffness formulas. The structure design, parameters optimization, and mechanical performance stimulation were carried out for a mirror plate with clear aperture of  $\Phi 135$  mm. The comparative results between analytical studies and FEA show that the relative errors are  $< 5.5\%$  and the stiffness formulas have sufficient accuracy. The analysis results also demonstrate that the analytical model and calculations are correct. The conclusions of mechanical analysis of the 3-DOF flexure optical mount have theoretic significance for its structure design, mechanical performance analysis, and parameters optimization.

**Key words:** optical mount; flexures; mechanical properties; stiffness

收稿日期: 2014-04-13; 修订日期: 2014-05-15

基金项目: 中国工程物理研究院总体所创新与发展基金(12cxj15); 中国工程物理研究院科技发展基金(2012B0203021)

作者简介: 汪宝旭(1986-), 男, 助理工程师, 硕士, 主要从事 ICF 装置精密光机结构设计方面的研究工作。

Email: 408wangbx@caep.cn

通讯作者: 朱明智(1973-), 男, 副研究员, 博士, 主要从事 ICF 装置精密光机结构与研究的工作。Email: zhuzmz@caep.cn

## 0 引言

柔性铰链是由一个或多个具有特定形状的柔性元件组合而成的精密传动机构,其利用柔性元件的弹性变形来产生有限的高精度运动,被广泛应用于精密机械与仪器的设计中<sup>[1,2]</sup>。

目前,国内外对柔性铰链的力学特性开展了大量的研究工作:Salisbury 等人运用卡式定理并综合考虑了剪切效应对短矩形柔性片的弯曲刚度进行了理论与仿真分析<sup>[3]</sup>。Hale 对柔性铰链的力学性能进行了详细的研究,并给出了单个悬臂矩形柔性片刚度的计算公式<sup>[4-5]</sup>。Awtar 等考虑了非线性影响,给出了两自由度柔性梁“载荷-位移”的精确的闭式参数化数学模型<sup>[6]</sup>。然而实际的柔性结构往往是单个柔性元件的复杂组合,且多为超静定结构,加之剪切效应、轴向载荷与非线性影响的综合作用,使得柔性结构刚度的理论计算难度很大。

随着光学技术的发展,传统安装与调整结构已难以满足高精度光学元件的装调要求。柔性铰链因具有体积小、无摩擦、无间隙、灵敏度高、重复性好以及运动平稳等诸多优点<sup>[7-9]</sup>,在高精度光机结构设计中被广泛采用。在国外,柔性结构被广泛用于光学元件安装与调整结构中<sup>[10-13]</sup>,国内也开展了相关的研究和设计工作<sup>[14-16]</sup>。柔性结构的设计主要是借助仿真分析进行验证、修改和优化,在设计之初却缺乏足够的理论分析提供指导。因此,有必要建立柔性结构的力学模型以指导柔性结构的设计。

在以上研究的基础上,文中提出一种柔性镜框结构以实现镜片三自由度的精密调整。根据力学理论给出了柔性结构沿各运动方向的刚度表达式,从而为柔性结构的设计与分析提供理论指导,并通过有限元分析验证了模型的正确性,结果表明公式具有足够的精度。最后,分析了主要结构参数对铰链力学特性的影响。对类似柔性结构的设计、力学性能分析及参数优化具有实际的理论指导作用。

## 1 镜片柔性安装结构

文中提出的镜片三自由度柔性安装结构如图 1 所示,主要由光学元件 1、柔性镜框 2、微调机构 3 和

固定臂 4 组成。柔性镜框外环与内环通过 4 个尺寸相同并均匀分布的矩形柔性片 5 连接。光学元件通过胶结剂方式固定在内环中,外环用于整个镜框结构的安装与固定。

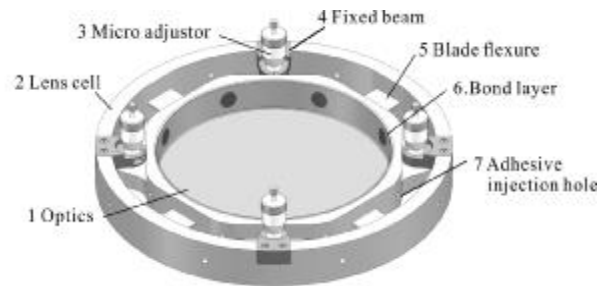


图 1 三自由度柔性镜框结构图

Fig.1 Structure of 3-DOF flexure optical mount

如图 2 所示,单个柔性片具有两个转动自由度和一个移动自由度<sup>[5]</sup>,分别用  $R$  和  $T$  表示。组合后镜片则具有 3 个自由度,即绕  $x$ 、 $y$  轴旋转的自由度 ( $R_x$ 、 $R_y$ ) 和沿  $z$  轴的移动自由度 ( $T_z$ )。

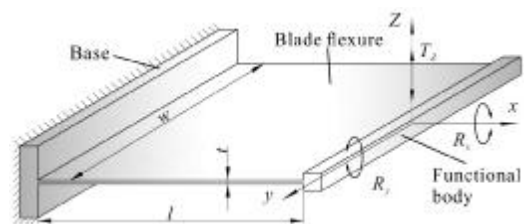


图 2 柔性片示意图

Fig.2 Schematic of single blade flexure

通过调节镜框内环对应驱动点的轴向位移量,即可实现镜片“倾斜-俯仰-轴移”的精密调整。当采用电动调节时,该结构可用做快速反射镜(FSM)的柔性支承与调节结构。镜框结构紧凑、工艺性好、易于装调,适用于小口径光学元件的安装与调整。

## 2 刚度计算

### 2.1 平台力学模型

为对镜框力学特性进行分析和结构设计提供理论支撑,需要建立该结构的力学模型。较之于柔性片,镜框内、外环与镜片具有很大刚度。为方便计算,可以将图 1 中镜片与内环整体用一个刚性平台来替代,从而简化为图 3 所示的结构。

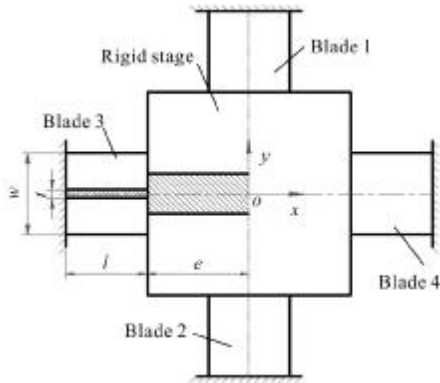


图 3 柔性镜框理论分析模型  
Fig.3 Analytical model of flexure optical mount

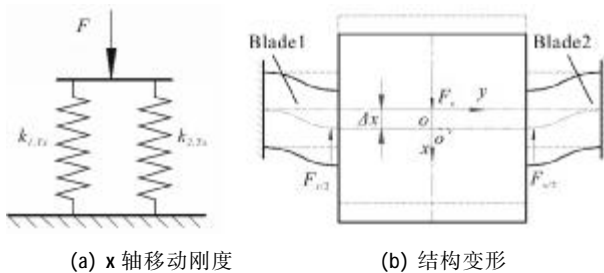
从图中可以看出:(1) 由于结构对称性,平台具有相同的沿  $x$ 、 $y$  轴的移动刚度( $K_{Tx}$ 、 $K_{Ty}$ )和旋转刚度( $K_{Rx}$ 、 $K_{Ry}$ )。(2) 平台为超静定结构,因此在求解刚度的过程中,需要运用变形协调条件。(3) 当柔性片厚长比  $a(t/l) \leq 0.1$  时,剪切效应可以忽略<sup>[3]</sup>,然而为防止矩形梁屈曲应当有  $a \geq 0.1$ <sup>[11]</sup>,实际应用中往往难以满足该条件,因此,应考虑剪力影响。(4) 矩形梁的宽长比  $b(w/l)$  较大,还应考虑因梁宽度较大而导致的加劲效应<sup>[17]</sup>。

2.2 刚度表达式推导

通过推导柔性结构各向刚度的表达式,得到其各向刚度特性是进行柔性单元参数设计、确定各向刚度值和结构性能分析的基础。

2.2.1  $T_x$  刚度计算

易知柔性片 1、2 总的移动刚度  $k_{1,Tx}$  与柔性片 3、4 总的移动刚度  $k_{2,Tx}$  为并联关系,如图 4(a)所示。其中, $k_{2,Tx}$  可以根据参考文献[11]文中给出的公式计算。因此为方便分析,首先只考虑柔性片 1、2 所引起的轴向移动刚度,然后将二者叠加以得到总体的移动刚度。在外力  $F_x$  的作用下,仅有柔性片 1、2 时,平台的变形及受力情况如图 4(b)所示。



(a) Stiffness of x-axis translation (b) Structure deformation

图 4 刚性平台沿 x 轴平移

Fig.4 X-axis translation of rigid stage

每个柔性片在剪力  $V$ 、弯矩  $M$  的同时作用将发生位移  $\Delta_x$ 。由于沿载荷方向的截面高度较大,剪力  $V$  对挠度的影响及宽梁的加劲效应不能忽略。在剪力及弯矩的作用下,单个柔性片所产生应变能为:

$$U = U_b + U_s = \int_0^l \frac{M^2}{2EI_z} dx + \int_0^l \frac{CV^2}{2AG} dx \quad (1)$$

式中:  $U_b$ 、 $U_s$  分别为  $V$ 、 $M$  所引起的应变能;  $I_z$  为截面对  $z$  轴的惯性矩;  $A$  为截面积;  $E$  为弹性模量;  $G$  为剪切弹性模量;  $\nu$  为泊松比;  $C$  为剪应力修正系数。对于矩形截面  $C=1.2$ ,且为考虑宽梁效应,用  $E/(1-\nu^2)$  代替  $E$ <sup>[17]</sup>。将各参数代入公式(1),有:

$$U = F_x^2 \left[ \frac{l^3(1-\nu^2)}{24EI_z} + \frac{2.4l(1+\nu)}{EA} \right] \quad (2)$$

根据卡式第二定理<sup>[18]</sup>,可得:

$$\Delta_x = \frac{\partial U}{\partial F} = 2F_x \left[ \frac{l^3(1-\nu^2)}{24EI_z} + \frac{2.4l(1+\nu)}{EA} \right] \quad (3)$$

柔性片 1、2 导致的平台沿  $x$  轴运动刚度为:

$$k_{1,Tx} = \frac{F_x}{\Delta_x} = \frac{2Ew^3 t}{l} \cdot \frac{1}{(1-\nu^2)l^2 + 2.4w^2(1+\nu)} \quad (4)$$

根据参考文献[11]文中可知,仅由柔性片 3、4 导致的平台沿  $x$  轴的移动刚度为:

$$K_{2,Tx} = 2Ewt/l = 2Eabl \quad (5)$$

因此,平台沿  $x$  轴移动的总刚度为:

$$K_{Tx} = k_{1,Tx} + k_{2,Tx} = 2Eabl \left[ \frac{b^2}{1-\nu^2 + 2.4b^2(1+\nu)} + 1 \right] \quad (6)$$

2.2.2  $T_y$  刚度计算

有结构对称性可知, $T_y$  与  $T_x$  的刚度  $K_{Tx}$  相同。所以,平台沿  $y$  轴的移动刚度为:

$$K_{Ty} = K_{Tx} = 2Eabl \left[ \frac{b^2}{1-\nu^2 + 2.4b^2(1+\nu)} + 1 \right] \quad (7)$$

2.2.3  $T_z$  刚度计算

在轴向载荷  $F_z$  的作用下,结构沿  $z$  轴的位移量为  $\Delta_z$ 。结构变形及受力如图 5 所示。

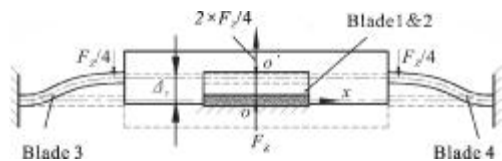


图 5 刚性平台沿 z 轴平移

Fig.5 Z-axis translation of rigid stage

在  $F_z$  的作用下, 单个柔性片刚度的计算与沿  $x$  轴的刚度计算相同, 仅需用  $I_y=wt^3/12$  代换公式(1)中的  $I_z$  即可, 从而得到平台  $T_z$  刚度为:

$$K_{Tz} = \frac{F_z}{u_z} = \frac{4Ea^3 bl}{1-v^2 + 2.4a^2(1+v)} \quad (8)$$

### 2.3 转动刚度计算

#### 2.3.1 $R_x$ 刚度计算

参照  $K_{Tx}$  的计算方法, 首先仅考虑柔性片 1、2 存在时  $R_x$  的刚度  $k_{1,Rx}$ 。此时, 在扭矩  $M_x$  的作用下, 结构变形如图 6 所示。

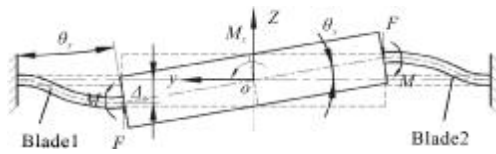


图 6 刚性平台绕  $x$  轴旋转

Fig.6 X-axis rotation of the rigid stage

在柔性片端部将产生反力  $F$  与反力矩  $M$ , 在二者的作用下, 平台端部将产生沿  $z$  轴的位移  $\Delta_z$  及转角  $\theta_x$ 。建立力学平衡方程, 如下式所示:

$$2(Fe+M)=M_x \quad (9)$$

柔性结构的变形协调条件为:

$$\begin{cases} \Delta_{z_f} + \Delta_{z_m} = \theta_{x_c} \\ \theta_{x_f} + \Delta_{x_m} = \theta_x \end{cases} \quad (10)$$

式中:  $y_f, \theta_f$  分别为  $F$  引起的位移与转角;  $y_m, \theta_m$  分别为  $M$  引起的位移与转角。根据公式(3)及材料力学理论, 并考虑宽梁加劲效应, 可得:

$$\begin{cases} \Delta_{z_f} = F \left[ \frac{l^3(1-v^2)}{3EI_y} + \frac{2.4(1+v)}{EA} \right] \\ \theta_{x_f} = -\frac{Fl^2(1-v^2)}{2EI_y} \\ \Delta_{z_m} = \frac{MI^2(1-v^2)}{2EI_y} \\ \theta_{x_m} = -\frac{MI(1-v^2)}{EI_y} \end{cases} \quad (11)$$

将公式(11)及  $I_y=wt^3/12$  代入公式(9)、(10)中, 并令  $s=e/l$ , 解得仅在柔性片 1、2 作用下, 平台绕  $x$  轴的旋转刚度为:

$$k_{1,Rx} = \frac{M_x}{\theta_x} = \frac{Ea^3 bl^3}{6} \left[ \frac{1}{1-v^2} + \frac{3(2s+1)^2}{1-v^2 + 2.4a^2(1+v)} \right] \quad (12)$$

根据参考文献[11]中悬臂矩形薄片扭转刚度

计算公式, 可得仅由柔性片 3、4 导致的平台绕  $x$  轴旋转的刚度为:

$$k_{2,Rx} = 2 \frac{Ea^3 bl^3}{12(1+v)} \left( 2 + 1.26 \frac{a}{b} + \frac{b^2}{1-v+2.4a^2} \right) \quad (13)$$

易知,  $k_{1,Rx}, k_{2,Rx}$  为并联关系。因此, 平台绕  $x$  轴总的旋转刚度  $K_{Rx}$  为两者之和, 所以:

$$K_{Rx} = \frac{Ea^3 bl^3}{6(1+v)} \left[ \frac{3-2v}{1-v} + \frac{3(2s+1)^2+b^2}{1-v+2.4a^2} + 1.26 \frac{a}{b} \right] \quad (14)$$

#### 2.3.2 $R_y$ 刚度计算

由结构对称性可知,  $R_y$  与  $R_x$  的刚度  $K_{Ry}$  相同。所以, 平台绕  $y$  轴的旋转刚度为:

$$K_{Ry} = \frac{Ea^3 bl^3}{6(1+v)} \left[ \frac{3-2v}{1-v} + \frac{3(2s+1)^2+b^2}{1-v+2.4a^2} + 1.26 \frac{a}{b} \right] \quad (15)$$

#### 2.3.3 $R_z$ 刚度计算

在绕  $z$  轴的扭矩  $M_x$  的作用下, 变形如图 7 所示。柔性片端部将在产生反力  $F$  与反力矩  $M$  的作用下产生位移  $\Delta$  及转角  $\theta_z$ 。由图可知, 其变形协调关系与公式(10)一致。模型的力学平衡方程如下式所示:

$$4(Fe+M)=M_z \quad (16)$$

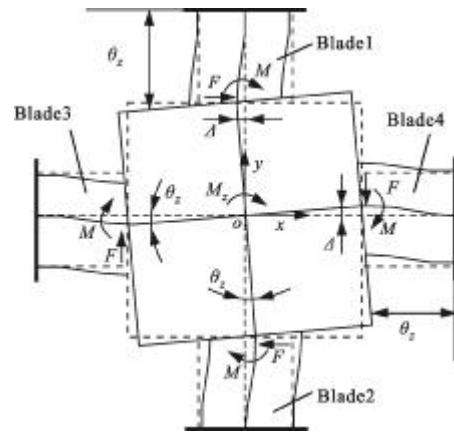


图 7 刚性平台绕  $z$  轴旋转

Fig.7 Z-axis rotation of rigid stage

此时由于  $F$  作用于梁截面高度较大的方向, 因此剪力影响不可忽略。  $F$  与  $M$  所引起的变形, 与公式(11)具有相同的形式, 仅需用  $I_z=wt^3/12$  替换各公式中的  $I_y$  即可。将其代入公式(10)、(12), 可得平台绕  $z$  轴的旋转刚度为:

$$K_{Rz} = \frac{M_z}{\theta_x} = \frac{Eab^3 l^3}{3(1+v)} \left[ \frac{1}{1-v} + \frac{3(2s+1)^2}{1-v+2.4b^2} \right] \quad (17)$$

### 3 分析验证

对不同  $a$  值条件下, 不锈钢镜框各自由度运动刚度进行了有限元分析以验证计算结果的正确性。为验证所得刚度计算公式对剪切效应及宽梁加劲效应影响考虑的正确性, 将参数  $a$  的取值范围确定为 0.05-1, 因为  $a$  越大, 剪切效应越明显。仿真结构尺寸及材料参数见表 1。

表 1 有限元分析结构与材料参数

Tab.1 Structure and material parameters for FEA

Parameters	$l/\text{mm}$	$e/\text{mm}$	$a$	$b$	$\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	$E/\text{GPa}$	$\nu$
Value	20	25	[0.05,1]	1	7 800	200	0.3

图 8 分别为当  $a$  值变化时, 各自由度运动刚度的理论计算和有限元分析结果。从图中的误差曲线可以看出:

- (1) 二者的误差总体上随着  $a$  值增加而增大;
- (2) 在给定的范围内, 误差的最大值 < 5.5%, 从而验证了上述刚度理论计算公式的正确性;
- (3) 在  $a \leq 0.5$  的范围内,  $T_z, R_x, R_y$  刚度的误差 < 2%, 这表明所推导的刚度计算公式具有很高的精度。

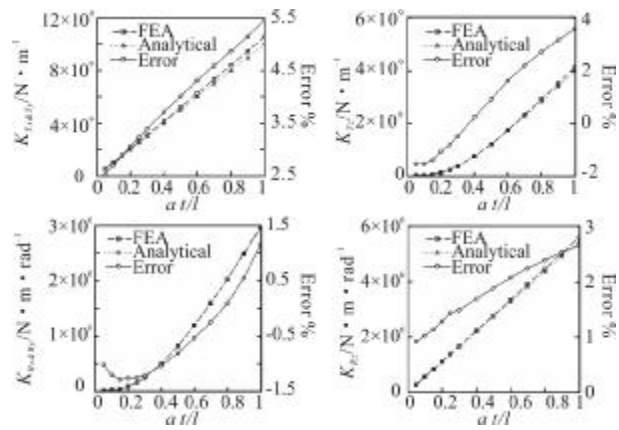


图 8 理论计算与有限元分析结果对比

Fig.8 Comparison of stiffness based on analytical calculation and FEA

### 4 柔性镜框力学特性分析

以表 1 中的不锈钢材料为例, 研究了主要结构参数  $a, b, s$  对柔性镜框力学性能的影响。

#### 4.1 主要结构参数影响

当  $e, l$  确定后 ( $e=25 \text{ mm}, l=20 \text{ mm}$ ), 平台各自由度运动刚度随  $a, b$  的变化如图 9 所示。从图中可以看出,  $a, b$  的增大, 将会导致各自由度运动刚度增大, 且当  $a > 0.25, b > 5$  时, 刚度将明显增大。

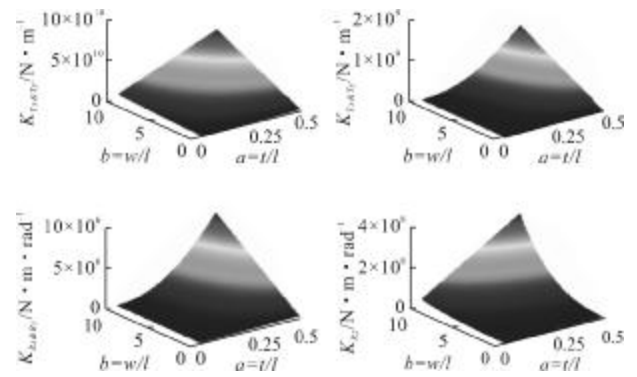


图 9 给定  $a, b$  取值范围内刚度变化图

Fig.9 Stiffness vs.  $a$  and  $b$

平台尺寸  $e$  由光学元件及其安装结构尺寸决定。根据刚度表达式可知, 平台尺寸  $e$  仅影响其旋转刚度。当  $2 \leq s \leq 25$  时, 平台旋转刚度的变化曲线如图 10 所示。结合刚度计算公式可知, 当矩形柔性片尺寸一定时, 光学元件安装结构尺寸的增加, 将会导致结构刚度的增加。

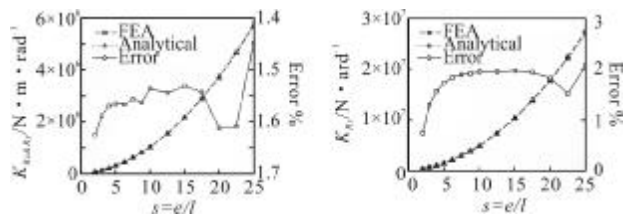


图 10 旋转刚度随  $s$  变化曲线

Fig.10 Rotation stiffness vs.  $s$

#### 4.2 柔性结构的寄生运动分析

寄生运动会使平台沿非设计的自由度方向发生位移, 从而影响调节精度和稳定性。为此, 平台在沿设计的自由度方向具有适当刚度的同时, 还应当尽量减小寄生运动。该柔性结构中, 平台沿  $x, y$  轴移动  $T_x, T_y$  和绕  $z$  轴转动  $R_z$  为寄生运动。即:

$$\begin{cases} \lambda_1 = K_{T_x} / K_{T_z} = K_{T_y} / K_{T_z} \\ \lambda_2 = K_{R_z} / K_{R_x} = K_{R_z} / K_{R_y} \end{cases} \quad (18)$$

为削弱平台的寄生运动, 应当保证平台沿非工

作自由度方向的刚度远大于其工作自由度方向的刚度。为此,  $\lambda_1$ 、 $\lambda_2$  应尽可能大。根据公式(5)~(7)可得:

$$\lambda_1 = \left( \frac{1-\nu}{2a} - 1.2 \right) \left[ \frac{b^2}{1-\nu+2.4b^2} + (1+\nu) \right] \quad (19)$$

$\lambda_1$  随参数  $a$ 、 $b$  的变化如图 11 所示。可知, 要提高  $\lambda_1$  值以削弱平台沿  $x$ 、 $y$  轴的寄生位移运动, 需要通过减小  $a$  值来实现, 而  $b$  的取值影响很小。当  $b$  远大于 1 时, 可得:

$$\lambda_1 \approx \left( \frac{1-\nu}{2a} + 1.2 \right) (1.42+\nu) = \frac{0.6}{a} + 2.06 \quad (20)$$

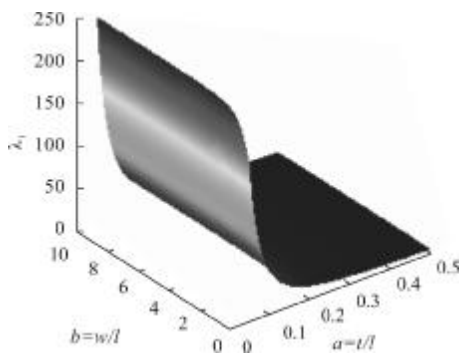


图 11 刚度比  $\lambda_1$  随  $a$ 、 $b$  变化  
Fig.11 Stiffness ratio  $\lambda_1$  vs.  $a$  and  $b$

此时, 若  $a \in [0.05, 0.5]$ , 则有  $4.46 \leq \lambda_1 \leq 242.06$ 。根据公式(14)、(15)、(17)可得:

$$\lambda_2 = \frac{2b^2 \left[ \frac{1}{1-\nu} + \frac{3(2s+1)^2}{1-\nu+2.4b^2} \right]}{a^2 \left[ \frac{3-2\nu}{1-\nu} + \frac{3(2s+1)^2 + b^2}{1-\nu+2.4a^2} + 1.26 \frac{a}{b} \right]} \quad (21)$$

$\lambda_2$  不仅和  $a$ 、 $b$  有关, 而且还受到  $s$  值的影响, 其随参数  $a$ 、 $b$ 、 $s$  的变化如图 12 所示。可见, 要提高  $\lambda_2$  值以削弱平台绕  $z$  轴的寄生转动运动  $R_z$ , 应尽量减小  $a$  值而增大  $b$  值。当  $a$ 、 $b$  值确定后,  $\lambda_2$  值几乎不受  $s$  变化的影响, 即  $s$  对削弱  $R_z$  没有明显作用。

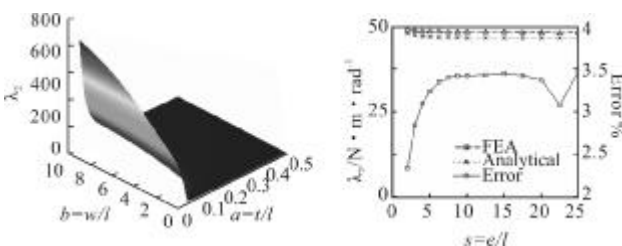


图 12 刚度比  $\lambda_2$  随  $a$ 、 $b$ 、 $s$  变化  
Fig.12 Stiffness ratio  $\lambda_2$  vs.  $a$ ,  $b$  and  $s$

综上所述, 柔性片结构参数  $a$ 、 $b$  对结构的力学特性影响最大。为保证光学元件的调整精度, 减小光学元件的附加运动, 应尽量减少  $a$  值和增大  $b$  值, 即增大柔性片的跨高比而减小其长宽比。

### 5 某柔性镜框性能分析

在对上述柔性结构的力学性能进行详细分析的基础上, 对一通光口径为  $\Phi 135$  mm 的平面反射镜柔性安装组件的力学性能进行了仿真分析。经参数优化后, 确定柔性镜框中柔性单元尺寸为:  $l=20$  mm,  $w=20$  mm,  $t=0.6$  mm。此时, 计算所得  $\lambda_1$  和  $\lambda_2$  的值分别为 628.2 和 502.4, 可以保证由于载荷分布不均匀等因素导致镜片产生的寄生运动量远小于设计自由度方向的运动量。镜片尺寸为  $\Phi 138$  mm $\times$ 20 mm; 胶厚为 0.25 mm。柔性镜框元件材料参数见表 2。

表 2 镜框组件结构材料参数

Tab.2 Material properties of lens mount assembly

Elements	Materials	$\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	E/GPa	$\nu$
Lens	K9	253 0	81.32	0.209
Cell	TiAl6V4	445 0	106	0.31
Adhesive	2216 A/B	155 0	0.7	0.43

为实现高的调整精度, 需采用高精度的驱动装置。柔性安装结构的调整范围取决于微驱动器的负载能力、驱动点位置以及结构刚度; 而调整精度则主要受到微驱动器的精度限制。

本例中采用 PI 公司的 M-653 型手动千分尺<sup>[19]</sup> 作为微调装置, 其体积小且具有亚微米级的位移分辨率。其最大行程为 5 mm, 位移分辨率为 0.1  $\mu\text{m}$ , 最大驱动力为 20 N, 驱动点距离轴线距离约为 59 mm。通过计算, 能够实现镜片亚微米级的位移分辨率和  $\mu\text{rad}$  级的角分辨率, 参数见表 3。

表 3 镜片沿设计自由度方向运动参数

Tab.3 Lens motion properties along required directions

Adjust parameters	$T_z/\text{mm}$	$R_x/\text{mrad}$	$R_y/\text{mrad}$
Range	$\pm 0.32$	$\pm 5.09$	$\pm 5.09$
Resolution	$1 \times 10^{-4}$	$1.70 \times 10^{-3}$	$1.70 \times 10^{-3}$

表 4 所示为模态分析结果。其前三阶的固有频率值远小于其他高阶模态频率值,且对应振型与设计运动吻合,表明镜片沿设计自由度方向的刚度远小于非设计运动方向的刚度,满足自由度要求。

表 4 镜框组件模态分析结果

Tab.4 Modal analysis results of the optical mount

Mode	1 <sup>st</sup>	2 <sup>nd</sup>	3 <sup>rd</sup>	4 <sup>th</sup>	5 <sup>th</sup>	6 <sup>th</sup>
Frequency/Hz	73	106	106	136 0	136 1	179 5
Shape	T <sub>z</sub>	R <sub>x</sub>	R <sub>y</sub>	T <sub>y</sub>	T <sub>x</sub>	R <sub>z</sub>

镜框的有限元分析模型及前三阶模态如图 13 所示。从图中可以看出,该柔性结构具有明显的转动中心,能够实现反射镜片的倾斜与偏转运动。

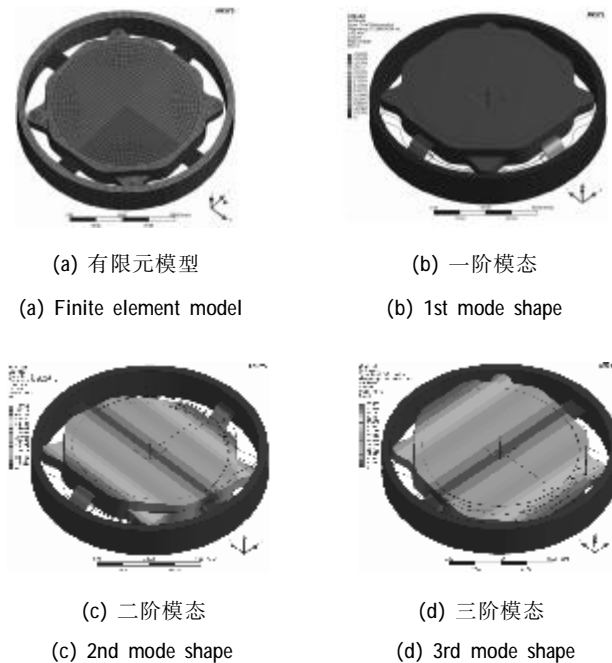


图 13 镜框有限元模型及模态分析结果

Fig.13 Analysis results of the optical mount

通过在各驱动点施加相应的载荷,可以得到柔性结构沿各自由度方向的运动刚度有限元分析结果,其与理论计算结果的比较如表 5 所示。通过与理论计算结果对比可知,理论分析与有限元分析结果吻合较好,其相对误差值不超过 5.5%。

在进行理论计算时,镜片与镜框内环被简化一个刚性平台而忽略其自身的变形。然而在实际的安装结构中,平面反射镜是通过胶结的方式安装于柔性镜框中,胶结剂本身的刚度小、变形量较大将导致

镜片与内环之间发生一定位置变化。因此,除理论计算公式本身存在误差以外,镜片与内环之间相对位置的变化也是导致二者的误差重要因素。

表 5 刚度的理论计算与仿真分析结果对比

Tab.5 Comparison of stiffness based on analytical calculation and FEA

Results	K <sub>Tz</sub> /N·m <sup>-1</sup>	K <sub>Rx</sub> /N·m·rad <sup>-1</sup>	K <sub>Ry</sub> /N·m·rad <sup>-1</sup>
Analytical	2.525×10 <sup>5</sup>	9.266×10 <sup>2</sup>	9.266×10 <sup>2</sup>
FEA	2.387×10 <sup>5</sup>	8.763×10 <sup>2</sup>	8.771×10 <sup>2</sup>
Error	5.47%	5.43%	5.34%

## 6 结论

(1) 文中提出了一种三自由度柔性结构,可用于小型光学元件“倾斜-俯仰-轴移”的精密调整和快速反射镜的柔性支承与调整。

(2) 建立了柔性结构的力学模型,综合考虑剪切效应及宽梁效应,推导了柔性结构各自由度的刚度表达式,分析了主要结构参数对力学特性的影响,并通过有限元验证了模型的正确性。

(3) 有限元分析不仅验证了模型的正确性,而且表明刚度表达式具有足够的精度。从而为类似柔性镜框的设计提供了理论指导与实用计算公式。

(4) 对柔性镜框的力学特性的分析表明,矩形柔性元件结构参数 a、b 对力学特性的影响最大,并且通过减小 a,增大 b 值可以有效减小寄生运动。

(5) 文中以口径为  $\Phi 138$  mm 的平面反射镜为例,对其力学性能进行了有限元分析。分析结果表明,该柔性结构能够保证调节的自由度要求,而且刚度的理论计算和有限元分析的相对误差 < 5.5%,也进一步验证了模型和理论计算的正确性。

综上所述,通过理论计算和仿真分析的方式对柔性结构力学特性进行了细致的研究。实际结构的力学特性还要受到材料、加工工艺、热处理等诸多因素的影响,因此有必要对该柔性结构进行后续的研究。但文中理论计算与仿真分析的结论,对类似柔性结构的设计、力学性能分析和参数优化具有实际的理论支撑作用和一定的参考价值。

## 参考文献:

- [1] Bello Uard Y, Clavel L, Lavel L R. Shape memory alloy flexures [J]. *Materials Science and Engineering*, 2004, 378: 210-215.
- [2] Hopkins J B, Culpepper M L. Synthesis of precision serial flexure systems using freedom and constraint topologies (FACT)[J]. *Precision Engineering*, 2011, 35: 638-649.
- [3] Salisbury S P, Mard R B. Analytical stiffness estimation for short flexures[J]. *Mechatronics*, 2006,16: 399-403.
- [4] Hale L, Klingmann J, Markle D. New photolithography steeping machine [R]. Livermore: Lawrence Livermore National Laboratory, 1995.
- [5] Hale L C. Principles and techniques for designing precision machines[D]. Boston: Massachusetts Institute of Technology, 1999.
- [6] Awtar S, SEN S. A generalized constraint model for two-dimensional beam flexures: nonlinear load - displacement formulation [J]. *Journal of Mechanical Design*, 2010, 132: 1-11.
- [7] Eun J H, Kyung S M, Shin H S, et al. Optimal design of a flexure-hinge precision stage with a lever [J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2007, 21: 616-623.
- [8] Liu Hua, Liu Weiqi, Feng Rui, et al. Design of flexible-supporting mechanism with double compensation rods for moving mirror [J]. *Optics and Precision Engineering*, 2011, 19(6): 1313-1319.(in Chinese)  
柳华,刘伟奇,冯睿,等. 柔性双补偿杆式动镜支撑机构的设计[J]. *光学精密工程*, 2011, 19(6):1313-1319.
- [9] Li Haixing, Ding Yalin, Hui Shouwen, et al. Design of compliance factor experiment setup for single-axis flexure hinge [J]. *Optics and Precision Engineering*, 2011, 19(7): 1552-1559. (in Chinese)  
李海星,丁亚林,惠守文,等. 单轴柔性铰链柔度系数试验装置的设计[J]. *光学精密工程*, 2011, 19(7):1552-1559.
- [10] Pampiona T, Rossin Ch, Martin A L, et al. Three bipods slicer prototype: Tests and finite element calculations [C]//SPIE, 2008, 7018: 1-11.
- [11] Hale L C, Taylor J S. Experiences with opto-mechanical systems that affect optical surfaces at the sub-nanometer level [R]. Livermore: Lawrence Livermore National Laboratory, 2008.
- [12] Tapos F M, Edinger D J, Hilby T R, et al. High bandwidth fast steering mirror[C]//SPIE, 2005, 5877: 1-14.
- [13] Chu C B, Li Y C, Chai W Y, et al. Design of bipod flexures for space mirror[C]//SPIE, 2011, 8196: 1-11.
- [14] Li Zhilai, Xu Hong. Design of rectangular space mirror and its support structure [J]. *Optics and Precision Engineering*, 2011,19(5):1039-1047.(in Chinese)  
李志来,徐宏. 长条形空间反射镜及其支撑结构设计[J]. *光学精密工程*, 2011, 19(5):1039-1047.
- [15] Xin Hongwei, Yang Jinsong, Gao Minghui, et al. Support design for secondary mirror of high resolution space telescope [J]. *Infrared and Laser Engineering*, 2011, 40(9): 1724-1729.(in Chinese)  
辛宏伟,杨近松,高明辉,等. 高分辨力空间遥感器次镜支撑设计[J]. *红外与激光工程*, 2011, 40(9):1724-1729.
- [16] Wang Ping, Zhang Guoyu, Gao Yujun, et al. Optics and machine design of visible light and infrared dual spectral aerial reconnaissance camera [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2012, 48(14):11-16.(in Chinese)  
王平,张国玉,高玉军,等. 可见与红外双波段航空侦察相机光机设计[J]. *机械工程学报*, 2012, 48(14):11-16.
- [17] Young W C, Budtnas R G. Roark's Formulas for Stress and Strain-7th Edition [M]. New York: McGraw-Hill Book Company, 2002.
- [18] Budtnas R G. Advanced Strength and Applied Stress Analysis [M]. New York: McGraw-Hill Book Company, 1977.
- [19] PI. M-653·M-655 Differential Micrometer Drives[EB/OL]. <http://www.pi-china.cn/New%20version/productsLM.htm>.