

基于大位移柔性结构的动镜支撑机构设计及研究

张明月^{1,2}, 杨洪波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: 针对傅里叶红外光谱仪系统对动镜支撑机构高精度高带宽的要求, 采用平行簧片结构设计了一种动镜柔性支撑机构。首先分析了平行簧片柔性结构的特点, 通过理论分析给出了动镜支撑机构的设计依据, 采用有限元方法分析了机构的动态响应和静态响应, 同时与两杆移动机构进行了对比, 结果表明结构的一阶固有频率为 244.79 Hz, 系统位移为 14 mm 时产生的垂直于移动方向的寄生位移为 0.611 μm , 最大应力值为 131 MPa, 性能明显优于两杆移动机构。通过理论分析和有限元分析为该机构的深入研究和实际应用奠定了良好的基础。

关键词: 支撑机构; 簧片; 寄生位移; 固有频率

中图分类号: TH744.1; O734 文献标志码: A 文章编号: 1007-2276(2014)08-2595-07

Design and research of moving mirror supporting mechanism based on large displacement flexible structure

Zhang Mingyue^{1,2}, Yang Hongbo¹

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

Abstract: According to the requirements of high resolution and high bandwidth on moving mirror supporting mechanism in Fourier transform infrared (FTIR) spectroscopy. A moving mirror supporting mechanism was designed by parallel leaf springs. First, the characteristic of parallel leaf springs was analyzed; and then, the design basis of moving mirror supporting mechanism was presented by theory analysis. Dynamical response and static response were computed with the finite element method. Meanwhile, calculation results were compared with parallel two beam moving mechanism. The results show that the first order natural frequency is 244.79 Hz, the parasite displacement perpendicular to moving direction is 0.611 μm when moving displacement is 14 mm, the maximum stress value is 131 MPa. The conclusion is that this mechanism has better performance than two beam moving mechanism and the study lay a good foundation for future research through the theoretical analysis and the numerical simulation.

Key words: supporting mechanism; leaf springs; parasite displacement; natural frequency

收稿日期: 2013-12-10; 修订日期: 2014-01-15

基金项目: 中国科学院知识创新工程国防科技创新重要方向项目(YYYJ-1122); 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所三期创新工程

作者简介: 张明月(1986-), 女, 博士生, 主要从事精密机械设计及其伺服系统设计方面的研究。Email: zyy_2011@163.com

导师简介: 杨洪波(1963-), 男, 研究员, 博士生导师, 主要研究方向为光机电集成计算机辅助工程技术。Email: yanghb@ciomp.ac.cn

0 引言

傅里叶红外光谱仪通过动镜扫描机构完成光谱干涉,动镜的速度均匀性决定干涉效果,虽然通过光补偿方法、控制方法对系统中的动镜倾斜进行补偿,但是为了设计高精度和高分辨率的傅里叶红外光谱仪系统,设计高效的动镜支撑机构依然非常重要^[1-2]。合适的动镜支撑机构具有固有频率高、满足要求的移动范围、集中应力小、垂直于动镜移动方向的寄生位移小的特点。

柔性铰链^[3-4]在微位移机械系统中应用广泛,与刚性机构运动依靠滑动或滚动相比,柔性机构的运动来自于弹性变形,具有无摩擦、无间隙、高分辨率和轻质紧凑等特点,且对振动和冲击不敏感,对污染不敏感,不需要润滑和密封,寿命长,成本低。诸多优点使得它成为机构设计的理想选择,广泛应用在精密科学器件上。柔性铰链形成的柔性支撑结构在动镜支撑机构中也得到了一定的应用^[5-6],但存在集中应力大且寄生位移大的缺点。

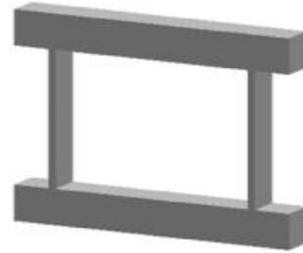
文中针对某型傅里叶红外光谱仪设计了动镜支撑机构,首先分析了簧片柔性结构的特点,指出各个参数变化对簧片刚度的影响,之后分析了由簧片结构组成的单自由度平移系统,通过理论分析和有限元分析验证了该结构具有移动范围大、固有频率高、集中应力小、寄生位移小的特点,满足某型傅里叶红外光谱仪的要求,表明了提出的柔性结构的高效性,尤其是在带宽要求较高的系统中。

1 簧片柔性结构

柔性铰链是利用材料的变形产生位移的一种特殊运动副。基本铰链如图 1 所示,槽型铰链广泛应用在小位移高精度机构中,簧片柔性机构通常由几个平行的簧片构成,实现柔性移动,相对于槽型柔性铰链,簧片更容易变形^[7-8],实现更大的位移,且应力低。



(a) 槽型铰链
(a) Notch-flexure hinges



(b) 簧片柔性机构
(b) Leaf building block

图 1 柔性铰链结构

Fig.1 Basic flexible joint

图 2 所示为广义柔性杆,其示意图表示了柔性杆变形前(虚线所示)与变形后(实线所示)的变形状态,其中 f 为横向力, p 为轴向力, m 为转矩, x, y, θ 表示沿着 x, y, z 坐标方向的位移。每个柔性簧片的长度为 a ,厚度为 t ,宽度为 w ,中间的杆为刚体,当 $a=1/2$ 时表示分布柔性机构, $a \rightarrow 0$ 表示集中柔性机构。 y 和 θ 表示了系统的自由度, x 表示约束的自由度。

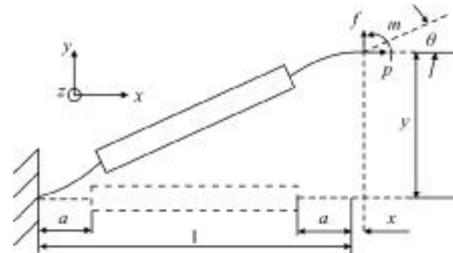


图 2 广义柔性杆

Fig.2 Generalized beam flexure

当柔性簧片 $a=1/2$ 时,基于欧拉-伯努利理论和线性化杆弯曲假设^[9],该柔性结构的力-位移关系如下:

$$\begin{Bmatrix} f \\ m \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{11}^0 & k_{12}^0 \\ k_{12}^0 & k_{22}^0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y \\ \theta \end{Bmatrix} + p \begin{bmatrix} k_{11}^1 & k_{12}^1 \\ k_{12}^1 & k_{22}^1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y \\ \theta \end{Bmatrix} \quad (1)$$

$$x = \frac{p}{k_{33}} + \frac{1}{2} \{y \ \theta\} \begin{bmatrix} k_{11}^1 & k_{12}^1 \\ k_{12}^1 & k_{22}^1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y \\ \theta \end{Bmatrix} + p \{y \ \theta\} \begin{bmatrix} k_{11}^2 & k_{12}^2 \\ k_{12}^2 & k_{22}^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y \\ \theta \end{Bmatrix} \quad (2)$$

其中,公式(1)为采用力平衡方程建立的力位移关系,公

式(2)为几何约束关系。 $\begin{bmatrix} k_{11}^0 & k_{12}^0 \\ k_{12}^0 & k_{22}^0 \end{bmatrix}$ 为弹性刚度, $\begin{bmatrix} k_{11}^1 & k_{12}^1 \\ k_{12}^1 & k_{22}^1 \end{bmatrix}$

为采用轴向约束载荷表示自由度方向的刚度。公式(2)中第一项是杆件的弹性伸长,第二项表示运动学因素,来自于定长杆弧长的几何约束,完全依赖于 y 和

θ , 第三项取决于横向位移和轴向力。根据 Awtar^[10] 提出的柔性簧片变形简化模型, 使得刚度系数都是

杆形状参数的函数, 可得广义柔性杆的力-位移模型如公式(3)~(4)所示。

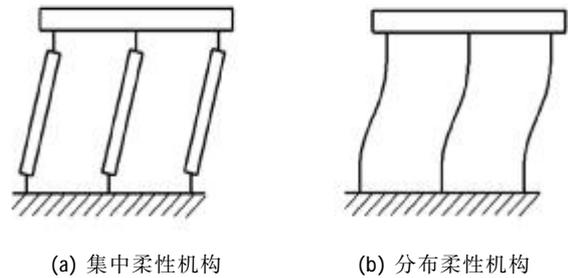
$$\begin{Bmatrix} f \\ m \end{Bmatrix} = \frac{1}{(3-6a+4a^2)a} \begin{bmatrix} 6 & -3 \\ -3 & 3-3a+2a^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y \\ \theta \end{Bmatrix} + \frac{p}{5(3-6a+4a^2)^2} \begin{bmatrix} 3(15-50a+60a^2-24a^3) & -a(15-60a+84a^2-40a^3) \\ -a(15-60a+84a^2-40a^3) & a(15-60a+92a^2-60a^3+\frac{40}{3}a^4) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y \\ \theta \end{Bmatrix} \quad (3)$$

$$x = 2a\left(\frac{t^2}{12}\right)p + \frac{\{y \ \theta\}}{10(3-6a+4a^2)^2} \begin{bmatrix} 3(15-50a+60a^2-24a^3) & -a(15-60a+84a^2-40a^3) \\ -a(15-60a+84a^2-40a^3) & a(15-60a+92a^2-60a^3+\frac{40}{3}a^4) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y \\ \theta \end{Bmatrix} + p \frac{a^3 \{y \ \theta\}}{175(3-6a+4a^2)^3} \begin{bmatrix} 2(105-630a+1440a^2-1480a^3+576a^4) & -(105-630a+1440a^2-1480a^3+576a^4) \\ -(105-630a+1440a^2-1480a^3+576a^4) & a(105-630a+1560a^2-2000a^3+1408a^4-560a^5+\frac{1120}{9}a^4) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y \\ \theta \end{Bmatrix} \quad (4)$$

其中, 设计参数是归一化的参数, 柔性结构的位移和长度由整个杆的长度 L 归一化, 力用 EI/L^2 归一化, 力矩用 EI/L 归一化, 即 $m=ML/EI, f=FL^2/EI, p=PL^2/EI, y=Y/L$, 其中小写的字母为归一化之后的参数, 是非尺寸参数, $M、F、P$ 分别为弯矩、切向力、轴向力, $L、W、T$ 分别是杆的长、宽、厚, E 为弹性模量, I 为截面惯性矩。

小的 x 向刚度 k_{33} , 结构稳定性降低, 寄生位移变大。基于此, 柔性杆通常采用平行四边形组合方式形成移动支撑机构。其中集中柔度杆和分布柔度杆示意图如图 4 所示。

设定广义柔性杆中的两段柔性体有相同的厚度 t 和长度 a 。为了表明柔性杆的形状系数 a 对轴向刚度和横向刚度的影响, 通过分析 a 值变化对 $k_{11}^0、k_{11}^2、k_{33}$ 的影响, 如图 3 所示。



(a) 集中柔性机构 (b) 分布柔性机构

图 4 柔性机构示意图

Fig.4 Schematic plan of different flexures

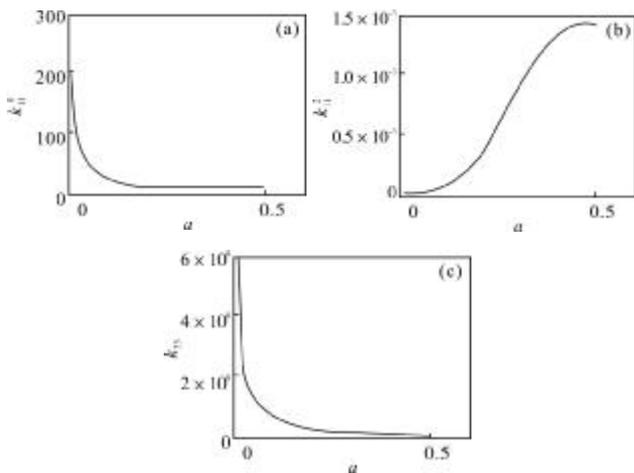


图 3 a 与 $k_{11}^0、k_{11}^2、k_{33}$ 的关系图

Fig.3 Relational graph between a and $k_{11}^0、k_{11}^2、k_{33}$

由图 3 可以看出, $a=1/2$ 时, 提供了最低的 y 向弹性刚度 k_{11}^0 , 适合于大位移的运动。但同时产生更

集中柔性机构提供了较大的垂直于移动方向的刚度, 但移动方向的刚度也很大且需要大的执行力和应力, 降低了系统的移动距离。而分布柔性机构的载荷均布在所有杆上, 移动范围得到改善, 提供了分布的应变和低应力。此外, 应用悬臂梁上的有效质量理论使得系统质量减小, 设备中的有效移动质量减小, 导致更高的自然频率, 使得分布柔性达到更大的带宽。同时, 由于布柔性机构的弹性平均效应, 多杆平行四边形柔性机构应力低。

2 动镜柔性支撑机构的提出

作为动镜移动支撑机构, 需要最大化离轴方向的刚度, 减小寄生位移, 使之成为单自由度的系统;

降低移动方向的刚度,最大化移动方向的位移;满足多次运动,减小柔性铰链的应力集中,提高机构的寿命。

2.1 两种平行四边形机构对比

通常设计的平行簧片移动机构如图 5(a)所示,但是因为实际工作中两个弹簧片受力不相等,弹性变形量不同,在平动过程中产生寄生位移,影响精度。为此,采用三杆平行簧片结构设计了平移机构,如图 5(b)所示。

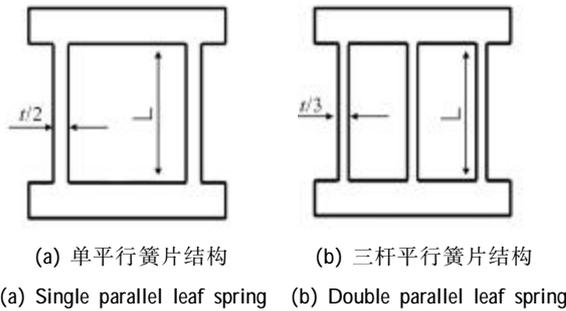


Fig.5 Structure comparison of leaf spring

由柔性铰链理论^[11-12]可知单杆的轴向(转角)刚度 $k = \frac{Ewt^3}{4L^3}$, 拉伸(离轴)刚度 $k_L = \frac{Ewt}{L}$ 。随着杆的增加,当杆为 n 时,其轴向刚度为 $nk = \frac{nEwt^3}{4L^3}$ 。

单平行簧片结构和三杆平行簧片结构的轴向和离轴刚度如表 1 所示。

表 1 柔性杆轴向刚度和离轴刚度

Tab.1 Axis and off-axis stiffness of multiple beam flexures

	Single parallel leaf spring	Double parallel leaf spring
Axis stiffness	$\frac{Ewt^3}{16L^3}$	$\frac{Ewt^3}{36L^3}$
Off-axis stiffness	$\frac{Ewt}{L}$	$\frac{Ewt}{L}$

可以看出,未改变总杆厚度,即同样的杆截面,通过增加杆的数目,离轴刚度未变,而轴向刚度降低了 2.25 倍。与少厚杆结构相比,多薄杆结构更容易在最大弯曲应力发生前发生柔性变形。单平行簧片结构在力作用下移动时,两杆受力全为压缩,三杆平行簧片结构时能够降低集中压缩载荷。中间杆起到

铰链作用,使得施加载荷处的杆为受到拉伸力,另一杆为压缩。压缩和拉伸同时存在,降低了移动面的倾斜。

2.2 动镜柔性支撑机构分析

利用三杆平行簧片结构设计如图 6 所示的单自由度移动机构。该机构采用 8 个三平行簧片结构的对称折叠设计,进行过约束组合,实现了直线位移。机构中柔性移动来源于多平行簧片单元,与槽口型铰链相比有较大的变形范围。

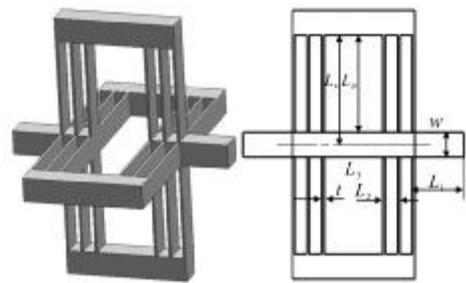


图 6 平移柔性机构及参数示意图

Fig.6 Diagrammatic sketch of compliant translational mechanism and its parameters

该结构中的单个杆看作含有矩形截面的简单悬臂梁,单杆的刚度为 $k = \frac{Ewt^3}{4L_B^3}$,则该机构因为含 8 组的三个平行簧片作用,可知其轴向的刚度为:

$$k = 6 \frac{Ewt^3}{4L_B^3} \tag{5}$$

垂直于移动方向的刚度即离轴刚度采用参数模型^[12]进行求解。离轴刚度为:

$$k_L = 3 \frac{Ewt}{L_B} \left(\frac{2L_2^2 + t^2}{5L_2^2 + 6L_2L_3 + t^2 + 3L_3^2} + \frac{w^2}{L_B^2} \right) \tag{6}$$

由公式(5)和(6)可知,轴向刚度与 t^3/L_B^3 成正比,而离轴刚度比较复杂,其值与机构的具体尺寸有很大关系。为此分别设置 w、t、L_B 为变量时,轴向刚度和离轴刚度分别与 3 个变量的关系如图 7-9 所示。如果确定了系统的轴向和离轴刚度,可查看图 7-9,确定具体的机构尺寸。

由于材料许用应力和应变的约束,柔性机构的位移受到限制,当达到许用应力时,弹性变形变为塑性变形,铰链不稳定,运动不可控。因为柔性机构的

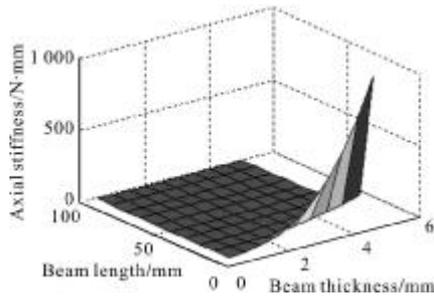


图 7 轴向刚度与 L_B 和 t 的关系

Fig.7 Relationship between axial stiffness and L_B, t

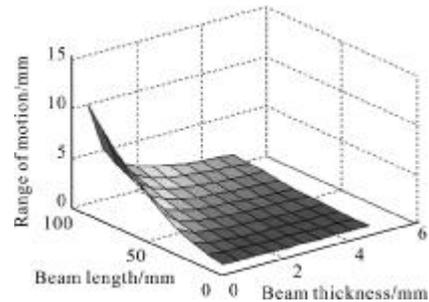


图 10 移动距离与 L_B 和 t 的关系

Fig.10 Relationship between range of motion and L_B, t

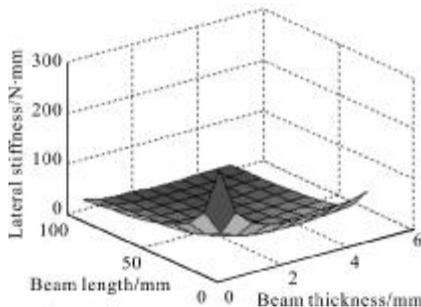


图 8 离轴刚度与 L_B 和 t 的关系

Fig.8 Relationship between off-axial stiffness and L_B, t

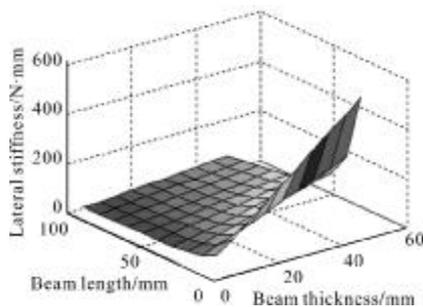


图 9 轴向刚度与 L_B 和 w 的关系

Fig.9 Relationship between off-axial stiffness and L_B, w

轴向移动主要是通过简单的簧片弯曲实现,通过材料力学可知,单个杆的移动距离为:

$$x_b = \frac{L_B^2 \sigma_y}{3tE} \quad (7)$$

该机构的移动位移是单杆移动位移的两倍:

$$x_t = \frac{2L_B^2 \sigma_y}{3tE} \quad (8)$$

可以看出,柔性机构的移动距离除受到铰链材料的限制外还受到机构形状的限制,描述杆长度 L_B 和厚度 t 与移动距离之间的关系如图 10 所示。

可以看出,需要综合考虑杆长和厚度才能满足所需要的位移。

3 动镜柔性支撑机构建模分析

该动镜柔性支撑机构基于某型号傅里叶红外光谱仪动镜设计,设计的机构要保证移动方向低刚度,垂直方向低位移,满足严格的干涉要求。由光学布局确定的动镜运动位移为 $\pm 14 \text{ mm}$,速度波动小于 5%,额定运行速度为 0.0208 cm/s ,垂直方向寄生位移小于 $1 \mu\text{m}$,外形尺寸不大于 $80 \text{ mm} \times 80 \text{ mm}$ 。

采用 Ansys 进行有限元分析,所选择的材料为铍青铜,其参数如表 2 所示,采用六面体(Solid 186)网格对机构进行划分,整个机构共分为 46800 个单元,24244 个节点。柔性铰链的转角处,对网格进行细化,以便于精确的描述变形、应力和模态。分别进行静态分析和模态分析。

表 2 铍青铜材料属性表

Tab.2 Properties of QBe2

Name	Young's modulus /GPa	Density/ $\text{g} \cdot \text{cm}^3$	Shear modulus /GPa	Yield strength /MPa	Poisson ratio	Bending strength /MPa
QBe2	133	8.25	43	1475	0.35	590

3.1 静态分析

静态分析时,边界条件为左侧固定,右侧沿 z 方向的位移为 14 mm ,沿 x, y, z 方向的应力分布情况如图 11 所示。

通过仿真分析可以看出,在变形过程中 x 和 y 方向的应力值大小相同,且应力最大值分别分布在变形最大的簧片与板连接处, x 与 y 方向的最大应力为 131 MPa , z 方向的最大应力为 29.9 MPa ,小于材料的许用应力,满足系统要求。而两杆平行机构最大应力发生在直角连接处, x 与 y 方向的最大应力为 961 MPa , z 方向的最大应力为 129.9 MPa 。

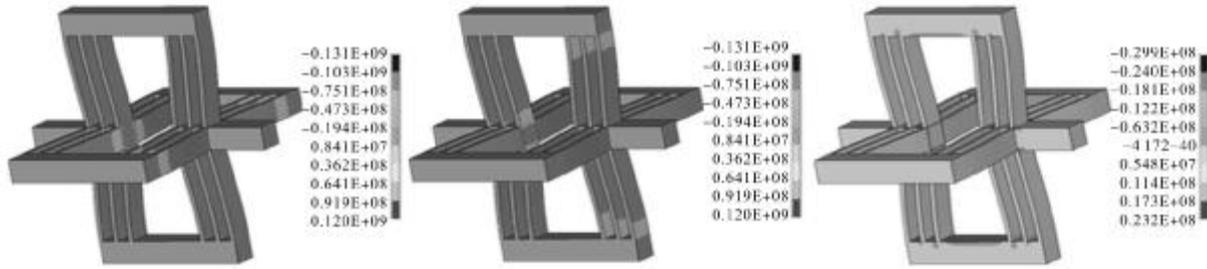
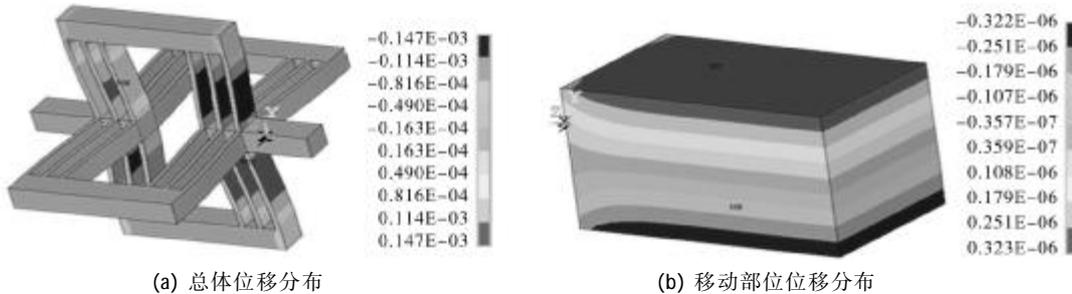


图 11 平移柔性机构 x,y,z 方向的应力分布

Fig.11 Stress distribution of x,y,z direction of compliant translational mechanism

图 12(a)表示机构在 z 轴方向移动 1 mm 时,机构的 y 方向寄生位移的分布,图 12 (b)表示动镜支撑部分寄生位移变化情况,支撑部分中间部分不变形,但是在上下表面存在微米级的变形。为了描述

机构在运动±14 mm 中寄生位移的变化情况,在结构的右端施加±14 mm 的位移,并设定 28 个步长,记录每 1 mm 运动下机构的水平 z 轴移动和 y 轴的寄生位移。对应的位移大小如表 3 所示。



(a) 总体位移分布

(b) 移动部位位移分布

(a) Total parasite displacement distribution

(b) Parasite displacement distribution of moving part

图 12 寄生位移分布

Fig.12 Parasite displacement distribution

表 3 不同位移不同机构的寄生位移

Tab.3 Parasite displacement of different moving displacements

Displacement/ mm	Parasite displacement/ μm	Double parallel leaf spring parasite displacement/mm	Displacement/ mm	Parasite displacement/ μm	Double parallel leaf spring parasite displacement/mm
-1	0.032 3	-0.001 6	1	-0.032 3	-0.001 6
-2	0.082 1	-0.008 5	2	-0.082 1	-0.008 5
-3	0.128 2	-0.020 6	3	-0.128 2	-0.020 6
-4	0.174 3	-0.032 1	4	-0.174 3	-0.032 1
-5	0.213	-0.063 1	5	-0.213	-0.063 1
-6	0.253	-0.091 1	6	-0.253	-0.091 1
-7	0.295	-0.123	7	-0.295	-0.123
-8	0.336	-0.158	8	-0.336	-0.158
-9	0.372	-0.212	9	-0.372	-0.212
-10	0.407	-0.233	10	-0.407	-0.233
-11	0.458	-0.272	11	-0.458	-0.272
-12	0.506	-0.291	12	-0.506	-0.291
-13	0.559	-0.321	13	-0.559	-0.321
-14	0.611	-0.353	14	-0.611	-0.353

表 3 表明随着系统移动位移的增加,寄生位移也在增加,当位移为 14 mm 时系统的寄生位移为

0.611 μm, 小于 1 μm。而对应的两杆平移系统的寄生位移为 0.353 mm,表明提出的动镜支撑机构静态

性能优于两杆平移机构。

3.2 模态分析

根据设计要求,动镜扫描机构采用音圈电机进行驱动,可以看出系统是一个简单的伺服系统,伺服带宽为 90 Hz。机构的频率(开环带宽)在微位移系统设计中非常重要,机构刚度的提高可以通过增加机构刚度降低柔性机构的质量,然而,目前广泛应用的柔性支撑机构,如槽型柔性机构,带宽和精度与柔性机构参数不成正比例,随着柔性机构刚度的增加,寄生位移也增加,且不期望的应力分布和非线性弹性动力学增加。模态分析一般用于确定机构的振动特性,即机构的固有频率和振型。固定柔性支撑机构的左侧平面,对机构进行模态分析,采用 Block Lanczos(分块兰索斯)法特征值求解器。模型计算结果如图 13 所示。可以看出 1 到 6 阶固有频率分别为 244.79、297.23、451.53、609.51、1 039.4、1 087.4 Hz,可见支撑机构的固有频率满足动镜扫描系统的要求。通过仿真分析,两杆平移机构一阶固有频率为 120.86 Hz,表明提出的动镜支撑机构动态性能优于两杆平移机构。



图 13 1 到 6 阶模态形状

Fig.13 Modal shape of 1st to 6th modes

4 结 论

利用平行簧片更容易变形、实现更大的位移、且应力低的特点,设计了一种单自由度大位移移动柔性机构应用在动镜移动系统中。通过理论分析和有限元分析表明,当位移为 14 mm 时系统的寄生位移为 $0.611 \mu\text{m}$, 小于 $1 \mu\text{m}$, 满足了动镜移动要求;对支撑机构进行模态分析,其一阶固有频率为 244.79 Hz,满足系统带宽要求;该动镜支撑机构与以往平移机构相比,移动位移大,且集中应力小,满足强度要求。该结构为动镜支撑机构的发展提供了一种新的思

路。通过理论分析和有限元分析为该机构的深入研究和实际应用奠定了良好的基础。

参考文献:

- [1] Lin Xuesong, Wang Shurong, Li Futian. Design and investigation of the precision scans structure of space infrared FTS[J]. Optics and Precision Engineering, 2005, 13 (6): 691-696. (in Chinese)
- [2] Bianchini G, Castagnoli F, Pellegrini M, et al. Frictionless mirror drive for intermediate resolution infrared Fourier transform spectroscopy [J]. Infrared Physics & Technology, 2006, 48: 217-222.
- [3] Dongwoo Kang, Kihyun Kim, Dongmin Kim, et al. Optimal design of high precision xy-scanner with nanometer-level resolution and millimeter-level working range [J]. Mechatronics, 2009, 19: 562-570.
- [4] Sebastian Politt, Dong Jingyan. Design of high-bandwidth high-precision flexure-based nanopositioning modules [J]. Journal of Manufacturing Systems, 2009, 28: 71-77.
- [5] Peter Spanoudakis, Philippe Schwab, Paul Johnson. Design and production of the metop satellite iasi corner cube mechanisms [C]//10th European Space Mechanisms & Tribology Symposium, 2003: 97-103.
- [6] Michel G, Courtin R. A prototype scan mechanism for the composite infrared spectrometer-cirs of the NASA/ESA cassini mission [C]//6th European Space Mechanisms & Tribology Symposium, 1995: 385-390.
- [7] Zhao Hongzhe, Bi Shusheng, Yu Jingjun. A novel compliant linear-motion mechanism based on parasitic motion compensation [J]. Mechanism and Machine Theory, 2012, 50: 15-28.
- [8] Mu Xinming, Wang Jianhua, Yang Mi. Mechanical analysis and computation of parallel springs [J]. Nanotechnology and Precision Engineering, 2005, 3(4): 278-282. (in Chinese)
- [9] Shao Renping, He Dawei, Huang Xinna. Mechanical system dynamics [M]. Beijing: China Machine Press, 2005. (in Chinese)
- [10] Shorya Awtar. A generalized constraint model for two-Dimensional beam flexures [J]. Journal of Mechanical Design, 2010, 132(8): 081008.
- [11] Howell Larry L. Compliant Mechanisms[M]. New York: John Wiley & Sons, Inc., 2001.
- [12] Elmustafa A A, Max G. Lagally, flexural-hinge guided motion nanopositioner stage for precision machining: finite element simulations[J]. Precision Engineering, 2001, 25: 77-81.