

精密导向膜片设计与优化*

周洪海^{1,2,3}, 秦超^{1,3}, 徐振邦^{1,3}, 王学问^{1,2,3}, 巩浩^{1,2,3}, 陈洋^{1,2,3}

(1. 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所, 长春 130033; 2. 中国科学院大学, 北京 100049; 3. 中国科学院空间光学系统在轨制造与集成系统重点实验室, 长春 130033)

摘要: 针对微振动模拟器中精密导向机构行程小、精度高的要求, 提出了一种具有精密导向作用的柔性膜片。首先, 基于柔度矩阵法对柔性膜片的轴向与径向柔度进行建模; 其次, 基于柔性膜片的结构参数对其轴向和径向柔度进行参数化分析; 接着, 以高轴向柔度、高轴向/径向柔度比和低应力为目标, 建立了优化设计模型, 并对其进行了优化, 优化结果表明轴向柔度优化率为 233%, 轴向/径向柔度比优化率为 172%, 最大应力优化率为 32%。优化后柔性膜片的各目标性能都得到较大提升; 最后, 通过有限元分析与实验进行验证。有限元分析与实验结果相对于理论分析的相对误差分别为 6.7% 和 7.8%。理论分析与优化方法为柔性膜片提供了一个简单有效的设计思路。

关键词: 精密导向; 柔性膜片; 柔度矩阵; 有限元分析

中图分类号: TH122; TG659 **文献标识码:** A

Precision Guide Diaphragm Design and Optimization

ZHOU Honghai^{1,2,3}, QIN Chao^{1,3}, XU Zhenbang^{1,3}, WANG Xuewen^{1,2,3}, GONG Hao^{1,2,3}, CHEN Yang^{1,2,3}

(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: A flexible diaphragm with precision guidance is proposed for the requirements of small stroke and high accuracy of the precision guidance mechanism in micro-vibration simulators. First, the axial and radial flexibility of the flexible diaphragm is modeled based on the flexibility matrix method; Second, the axial and radial flexibility of the flexible diaphragm is parametrically analyzed based on the structural parameters of the flexible diaphragm; Then, an optimized design model was established with the objectives of high axial flexibility, high axial/radial flexibility ratio and low stress. The optimization results show that the optimization rate of axial flexibility is 233%, the optimization rate of axial/radial flexibility ratio is 172%, and the optimization rate of maximum stress is 32%. The performance of the flexible diaphragm is greatly improved in each target after optimization; Finally, finite element analysis and experiment are used for verification. The relative errors of the finite element analysis and experimental results relative to the theoretical analysis are 6.7% and 7.8% respectively. The theoretical analysis and optimization method provide a simple and effective design idea for the flexible diaphragm in this paper.

Key words: precision guidance; flexible diaphragms; flexibility matrix; finite element analysis

0 引言

随着精密光学技术的不断发展, 光学设施对精密调整机构的精度要求越来越高, 有的甚至达到纳米、亚纳米级水平^[1-3]。传统的导向或调节机构如导轨、丝杠螺母、凸轮机构等, 存在摩擦、侧隙、需要润滑、精度低等缺点。而且在制造和组装过程中也存在不可避免的误差。虽然有着大行程、高稳定性等优点, 但并不适用于超精密导向、调整领域。

为了解决这些问题, 柔性机构逐渐成为当下的研

究热点。相对于传统的导向或调节机构, 柔性机构具有更小的体积、更高的灵敏度、没有机械摩擦和齿隙等优点, 被广泛应用于高性能显微镜、光刻机物镜系统、微定位台等精密调整、导向机构中^[4-9]。通过使用柔性机构代替传统机构, 可以实现纳米甚至亚纳米级的高精度调整, 从而满足现代光学技术所需的要求^[10]。因此, 柔性机构将成为未来精密光学技术中不可或缺的一部分。

曾超等^[11]设计了一种纳米精度的位移机构, 采用平面连杆柔性铰链实现了 0.2 mm 的运动行程和 1.1

收稿日期: 2023-06-11; 修回日期: 2023-08-08

* 基金项目: 国家自然科学基金重点项目(62235018)

作者简介: 周洪海(1997—), 男, 硕士研究生, 研究方向为精密导向机构设计, (E-mail) 2990867055@qq.com; 通信作者: 秦超(1989—), 男, 助理研究员, 博士, 研究方向为柔性驱动设计, (E-mail) qinchaoju@163.com。

引用本文: 周洪海, 秦超, 徐振邦, 等. 精密导向膜片设计与优化[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2024(4): 1-5.

ZHOU Honghai, QIN Chao, XU Zhenbang, et al. Precision guide diaphragm design and optimization[J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 2024(4): 1-5.

nm(均方根误差)的高位置稳定性。赵磊等^[12]用直梁型柔性铰链代替传统的转动副,设计了一款用于光刻投影物镜中的 $x-y$ 面内的微动调整机构。张德福等^[13]采用由倒角形柔性铰链构成的对称平行四边形机构来实现 z 向的位置调整。但以上结构的适配性相对较差,整体的位移调整模型需要围绕着柔性铰链搭建。

如图 1 所示,本文设计了一种以绕中心均匀分布的 6 条柔性梁为柔性部分的导向膜片。通过 6 条柔性梁的弯曲来约束中心平台的运动,使光学元件严格沿轴向平移。这种结构表现为低轴向刚度和高径向刚度,能够抑制垂直于运动轴向的寄生运动。而且膜片结构尺寸小、可单独加工。在使用时将膜片固定在基座即可,安装方便,与整体结构的适配性好。

本文采用柔度矩阵法对膜片内圈进行建模,列出柔度矩阵并通过有限元分析验证了公式的正确性。然后根据使用需求,对结构进行了优化,提高了轴向柔度、轴向/径向柔度比和最小应力的指标数值。优化后的结构可用在由小型音圈电机驱动、具有微米级行程的精密导向机构上。

1 精密导向膜片的组成及工作原理

精密导向膜片如图 1 所示。膜片的柔性由 6 条绕中心对称的柔性梁组成,膜片的外圈和内圈被固定约束,因为约束后的刚度远大于柔性梁结构,可将膜片内圈外圈视为刚体。为了增强膜片在受到轴向力时的柔性,可以采取以下措施:减小柔性梁厚度并增大长度,这有助于柔性梁发生弯曲变形。此外,由于轴向运动会产生寄生的径向运动,为了抑制这种运动,需要增大柔性梁宽度,提高其在平面内的抗拉压和抗剪切能力。

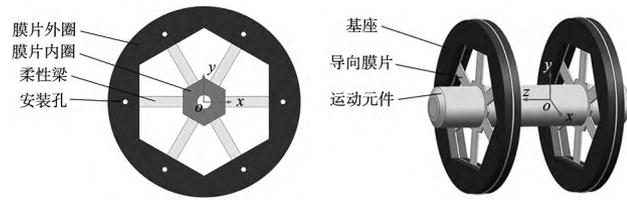


图 1 导向膜片示意图

2 基于柔度矩阵法的柔度建模

2.1 建立单条柔性梁的柔度矩阵

在导向膜片的使用过程中,膜片外圈不发生运动,膜片内圈和导向杆件的运动相同。由于导向膜片的变形主要集中于柔性梁,此时需要建立柔性梁的柔度模型来分析其支承和导向的性能。如图 2 所示,柔性梁连接外圈的一端为固定约束,连接内圈的一端为自由端。

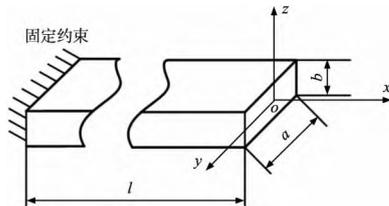


图 2 柔性梁末端的局部坐标系

对膜片内圈进行轴向运动和径向运动时的受力分析,轴向运动与径向运动的受力分析图如图 3a 和图

3b 所示。

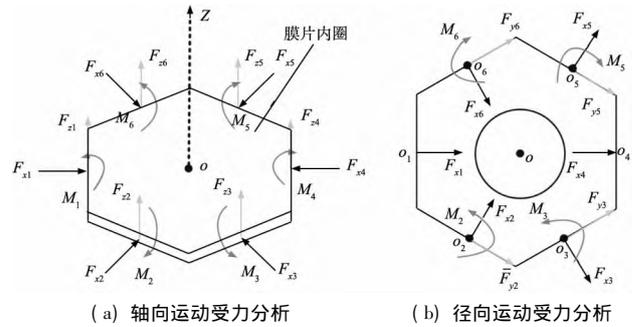


图 3 膜片内圈的受力分析

如图 3a 所示,在膜片发生轴向运动时,因柔性梁的分布为膜片内圈各边的中心,所以 6 条柔性梁沿各自局部坐标轴 x 方向力 F_{x1} 、 F_{x2} 、 F_{x3} 、 F_{x4} 、 F_{x5} 、 F_{x6} 它们的作用线穿过膜片内圈的形心,对形心的作用为矢量力的叠加。而沿局部坐标轴 z 方向的力 F_{z1} 、 F_{z2} 、 F_{z3} 、 F_{z4} 、 F_{z5} 、 F_{z6} 它们会对形心产生力矩作用,对形心的作用为矢量力与力矩的叠加。同理可知在膜片轴向运动和径向运动时,柔性梁末端施加给膜片中心 F_x 、 F_y 、 F_z 、 M_x 、 M_y 、 M_z 的作用,根据受力特点列出单条柔性梁末端的局部柔度矩阵。

柔性梁末端受 $F = [F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z]^T$ 的作用,其对应的变形可以表示为:

$$\delta = CF \tag{1}$$

式中:变形 $\delta = [\Delta x, \Delta y, \Delta z, \Delta \alpha, \Delta \beta, \Delta \gamma]$,柔性梁的柔度矩阵 $C_i (i = 1, 2, 3, \dots, 6)$ 为:

$$C_i = \begin{bmatrix} C_{\Delta x - F_x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_{\Delta y - F_y} & 0 & 0 & 0 & C_{\Delta y - M_z} \\ 0 & 0 & C_{\Delta z - F_z} & 0 & C_{\Delta z - M_y} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{\Delta \alpha - M_x} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_{\Delta \beta - F_z} & 0 & C_{\Delta \beta - M_y} & 0 \\ 0 & C_{\Delta \gamma - F_y} & 0 & 0 & 0 & C_{\Delta \gamma - M_z} \end{bmatrix} \tag{2}$$

式中:柔度系数 $C_{\Delta x - F_x}$ 、 $C_{\Delta y - F_y}$ 、 $C_{\Delta y - M_z}$ 、 $C_{\Delta z - F_z}$ 、 $C_{\Delta z - M_y}$ 、 $C_{\Delta \alpha - M_x}$ 、 $C_{\Delta \beta - F_z}$ 、 $C_{\Delta \beta - M_y}$ 、 $C_{\Delta \gamma - F_y}$ 、 $C_{\Delta \gamma - M_z}$ 分别为:

$$C_{\Delta x - F_x} = \frac{l}{EA} \tag{3}$$

$$C_{\Delta y - F_y} = \int_0^x \int_0^x \frac{l-x}{EI_z} dx dx \tag{4}$$

$$C_{\Delta y - M_z} = \int_0^x \int_0^x -\frac{1}{EI_z} dx dx \tag{5}$$

$$C_{\Delta z - F_z} = \int_0^x \int_0^x \frac{l-x}{EI_y} dx dx \tag{6}$$

$$C_{\Delta z - M_y} = \int_0^x \int_0^x \frac{1}{EI_y} dx dx \tag{7}$$

$$C_{\Delta \alpha - M_x} = \frac{l}{GI_x} \tag{8}$$

$$C_{\Delta \beta - F_z} = \int_0^x \int_0^x \frac{1}{EI_y} dx dx \tag{9}$$

$$C_{\Delta \beta - M_y} = \int_0^x \frac{1}{EI_y} dx \tag{10}$$

$$C_{\Delta \gamma - M_y} = \iint -\frac{1}{EI_z} dx dx \tag{11}$$

$$C_{\Delta \gamma - M_z} = \int_0^x \frac{1}{EI_z} dx \tag{12}$$

对 x 轴惯性矩:

$$I_x = \beta ab^3 \tag{13}$$

对 y 轴惯性矩:

$$I_y = \int_A z^2 dA = \frac{ab^3}{12} \quad (14)$$

对 z 轴惯性矩:

$$I_z = \int_A y^2 dA = \frac{a^3 b}{12} \quad (15)$$

2.2 建立膜片的整体柔度矩阵

膜片中6条独立的柔性梁为并联连接。为了获得整个膜片的柔度矩阵,需要将局部坐标系转换为用于描述整个膜片的整体坐标系。

把以各柔性梁末端中心为原点建立的坐标系 $o_i-x_i y_i z_i$ 称为局部坐标系,把以膜片内圈中心为原点建立的坐标系 $o-xyz$ 称为整体坐标系。局部坐标系与整体坐标系的关系如图4所示。以整体坐标系为基准,因6条柔性梁均匀分布,各局部坐标系至整体坐标系的旋转角度 θ 为 $0^\circ, 60^\circ, 120^\circ, 180^\circ, 240^\circ, 360^\circ$ 。局部坐标原点与整体坐标原点的距离为 r 。

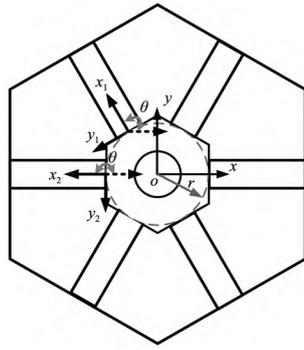


图4 局部坐标系与整体坐标系示意图

如图4所示,设第 i 条柔性梁在局部坐标系 $o_i-x_i y_i z_i$ 的柔度为 C_i ,根据柔度矩阵法,建立空间变换矩阵 T_i^o 将单元柔度矩阵从局部坐标系 $o_i-x_i y_i z_i$ 转到整体坐标系上。第 i ($i=1, 2, 3, 4, 5, 6$) 条柔性梁的整体柔度矩阵为:

$$C_i^o = T_i^o C_i (T_i^o)^T \quad (16)$$

式中:第 i ($i=1, 2, 3, 4, 5, 6$) 条柔性梁的变换矩阵 T_i^o 为:

$$T_i^o = \begin{bmatrix} \cos\theta & \sin\theta & 0 & 0 & 0 & r\sin\theta \\ -\sin\theta & \cos\theta & 0 & 0 & 0 & -r\cos\theta \\ 0 & 0 & 1 & -r\sin 2\theta & r\cos 2\theta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cos\theta & \sin\theta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\sin\theta & \cos\theta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (17)$$

最后,膜片整体的柔度矩阵为:

$$C = \left(\sum_{i=1}^6 (C_i^o)^{-1} \right)^{-1} \quad (18)$$

2.3 膜片内圈在轴向力下的运动求解

当施加载荷 $F = [0 \ 0 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0]^T$ 时,根据式(18)求出的整体柔度矩阵可以得到变形量为: $\delta = [0 \ 0 \ l^3/72EI_y \ 0 \ 0 \ 0]^T$ 。由上述公式推导结果可知,当膜片内圈受到力 F_z ,膜片内圈只有 z 方向的位移。即单条柔性梁末端的 x 向位移为0,末端转角为0,单条柔性梁以及膜片整体的变形如图5所示。

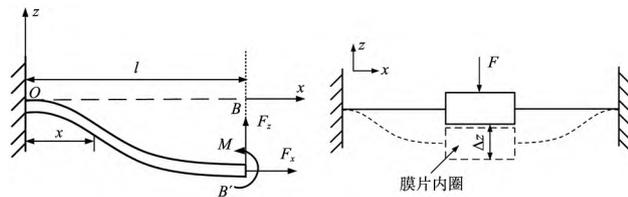


图5 柔性梁的轴向变形示意图

从上述分析可知,当受到 z 向力时,单条柔性梁对

膜片内圈有 x, z 方向的运动以及绕 y, z 方向的角运动,但关于中心对称的两条柔性梁对膜片内圈 x 的运动和 y, z 的角运动相互抵消。只保留了 z 方向上的位移, z 方向上的柔度为:

$$C_z = l^3/72EI_y \quad (19)$$

2.4 膜片内圈在径向力下的运动求解

在运动元件带动膜片做径向运动时,其对膜片内圈的作用力可认为穿过形心,设其在 $x-y$ 平面内作用力为 F_r ,与 x 轴的夹角为 β 。用 $F = [F_r \cos\beta \ F_r \sin\beta \ 0 \ 0 \ 0]^T$ 表示其对形心的作用力,根据整体柔度矩阵得到变形量 $\delta = [l^3/3E(abl^2 + 12I_z)] \cdot [F_r \cos\beta \ F_r \sin\beta \ 0 \ 0 \ 0]$ 。由上述公式推导结果可知,膜片内圈在 $x-y$ 平面内有以下特性:①运动方向与施加力方向相同。②任何运动方向的柔度相同。图6为其效果图。以 C_r 表示其在 $x-y$ 平面的柔度。

$$C_r = l^3/3E(abl^2 + 12I_z) \quad (20)$$

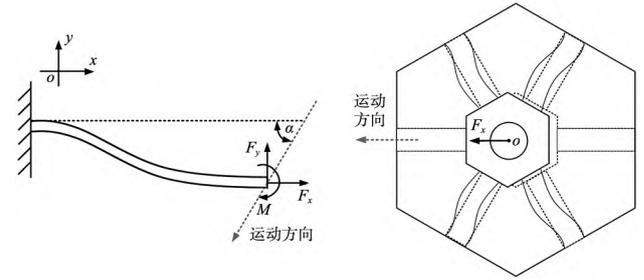


图6 柔性梁径向的变形示意图

3 结构优化

根据导向膜片的使用特点,优化膜片的3个参数来提升其性能。首先,需要提高导向膜片的轴向柔度以确保其调节和导向能力;其次,需要提高导向膜片的径向柔度,以抑制寄生的径向运动;最后,膜片在运动行程内的最大应力应小于许用应力,且应降低最大应力的值,这能够提高结构的安全可靠性、减少疲劳损伤并降低成本。

3.1 优化目标

3.1.1 轴向柔度

目前,由于音圈电机具有响应速度快、运动部件质量轻、无力纹波、非接触式进给驱动、易于控制等超精密定位特性^[14],被广泛应用于精密导向调整机构的驱动装置中。目前直径在5cm之内的音圈电机驱动力约为0~10N,为了得到微米级以上的行程,需增大膜片在轴向的柔度,使其至少要大于 2×10^{-3} mm/N。

3.1.2 优化轴向/径向柔度比

如图1a所示,在运动元件运动过程中,实际轨迹与理想轨迹的同轴度越小,运动精度越高。本文使用轴向/径向柔度比^[15]来衡量运动轨迹的偏离程度。在同样的约束条件和行程下,轴向/径向柔度比越高,轨迹的偏离程度越小,轨迹越接近轴线位置。本文设计的导向膜片轴向/径向柔度比为:

$$C_z/C_r = \frac{L^2 + 12a^2}{24b^2} \quad (21)$$

3.1.3 优化轴向运动最大应力

由第2节分析可知,在膜片轴向运动过程中,单条

柔性梁的末端的转角为 0 z 方向上的位移为 w ,根据叠加法列出平衡方程:

$$\frac{F_z L^2}{2EI} + \frac{ML}{EI} = 0 \quad (22)$$

$$\frac{F_z L^3}{3EI} + \frac{ML^2}{2EI} + w = 0 \quad (23)$$

式中: $F_z = -\frac{12EI}{L^3}w$ $M = \frac{6EI}{L^2}w$.

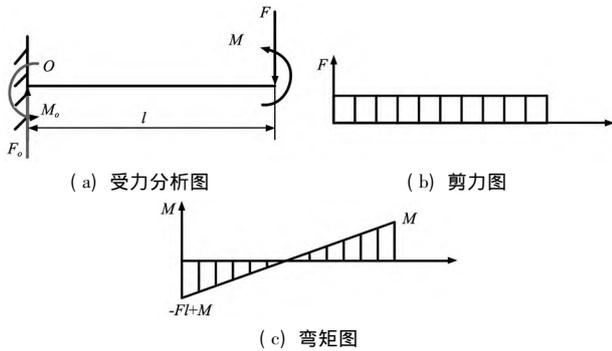


图 7 z 向运动时柔性梁的剪力弯矩图

由图 7 可知 ,在沿 z 向运动时柔性梁的最大弯矩可能出现在其两端 ,分别对两端的弯矩进行计算.

$$M = Fl - M = \frac{6EI}{L^2}w \quad (24)$$

由推导结果可知 ,首末两端弯矩的大小相等 ,方向相反.

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} y}{I_y} \quad (25)$$

根据公式计算 ,最大应力出现在柔性梁局部坐标系 $x=0$ $y=2/b$ 或 $x=l$ $y=2/b$ 处 ,最大应力值为 $\sigma_{\max} = 3Ebw/l^2$ μ 为柔性梁的挠度.

3.2 优化柔性梁的结构参数

根据式 (19) 、式 (21) 和式 (25) 可推导出膜片轴向柔度、轴向/径向柔度比、最大应力值与柔性梁厚度 b 以及柔性梁长度 l 的关系 如图 8 所示. 当 b 变小或 l 变大时 轴向柔度变大、轴向/径向柔度比变大、最大应力值变小. 与期望的优化结果相同. 当 a 变化时 轴向柔度与轴向/径向柔度比变化的方向相反. 根据膜片的实际使用要求及柔性梁的特点对 a 的值进行优化 ,设置边界条件为:

$$\begin{cases} C_z > 2 \times 10^{-3} \text{ mm/N} \\ \sigma_{\max} \leq [\sigma] \\ 4 \leq a \leq 6 \\ 1 \leq b \leq 2 \\ 15 \leq l \leq 22 \end{cases} \quad (26)$$

式中: $[\sigma]$ 为材料的弹性许用应力 ,本文膜片使用的铝合金的弹性许用应力约为 240 MPa. 以 a 取值范围的中值 $a=5$ 为标准 赋予轴向柔度、轴向/径向柔度比的权重分别为 0.4、0.6 建立优化函数:

$$U = 0.4 \times \frac{C_z}{C_z(a=5)} + 0.6 \times \frac{C_z/C_x}{C_z/C_x(a=5)} \quad (27)$$

U 与 a 的关系如图 9 所示. U 在区间的最大值为 1.03 此时 $a=6$. 优化前与优化后的参数如表 1、表 2 所示. 优化后的膜片的柔度为 4.2×10^{-3} mm/N ,图 8b 所示机构在 0 ~ 10 N 驱动力作用下的最大应力值为 9.03 MPa ,满足使用要求.

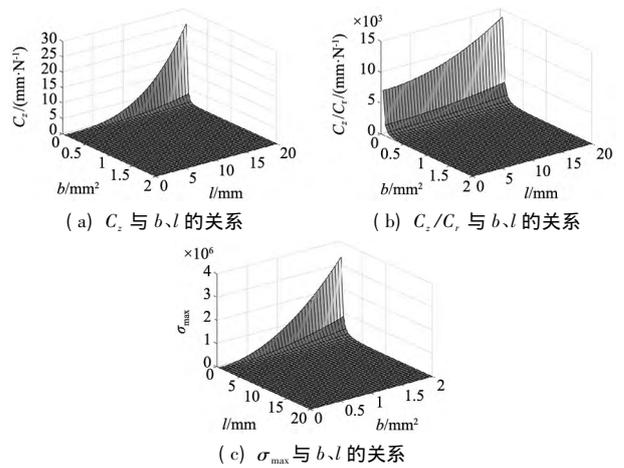


图 8 b 、 l 对优化目标的影响

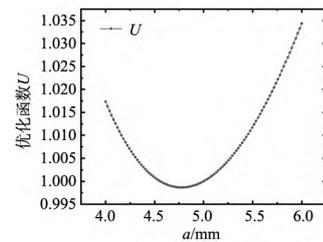


图 9 优化函数 U 随 a 的变化图

表 1 优化前柔性梁参数及理论计算结果

a /mm	b /mm	l /mm	$(C_z/C_x) / l$	$C_z / (mm \cdot N^{-1})$ ($10 \mu\text{m}$)	σ_{\max} /MPa
6	1.2	20	151	1.8×10^{-3}	6.3

表 2 优化后柔性梁参数及理论计算结果

a /mm	b /mm	l /mm	$(C_z/C_x) / l$	$C_z / (mm \cdot N^{-1})$ ($10 \mu\text{m}$)	σ_{\max} /MPa
6	1	22	260	4.2×10^{-3}	4.3

4 柔度模型的有限元和实验验证

图 10 为有限元分析中的网格图. 对膜片内圈在 x 、 y 、 z 方向分别施加 1 N 的力得到表 3 和表 4 的结果 ,膜片的位移变化云图如图 11 和图 12 所示. 从表 3 和表 4 中可以看出优化前后理论计算柔度与仿真计算柔度 x 、 y 方向最大误差为 6.7% z 方向的最大误差为 4.3% 皆处于可接受范围内. 仿真结果与计算结果存在误差的原因主要来自两个方面: ① 网格单元的划分类型与网格质量存在影响; ② 理论计算中并未将与柔性梁相连膜片内圈的柔度计算在内 ,而仿真中膜片内圈有微量的变形并与柔性梁结构存在耦合关系 影响了仿真结果.

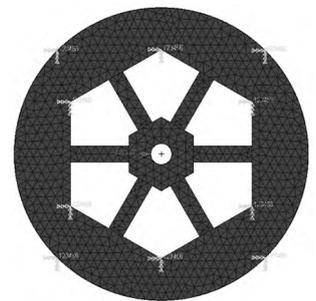
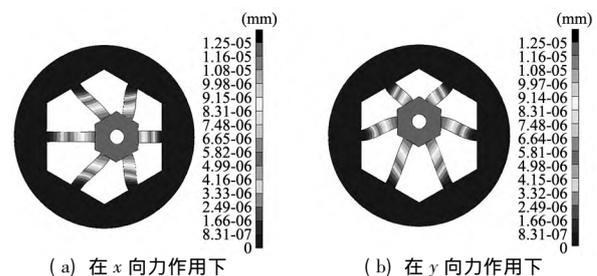


图 10 有限元网格图



(a) 在 x 向力作用下

(b) 在 y 向力作用下

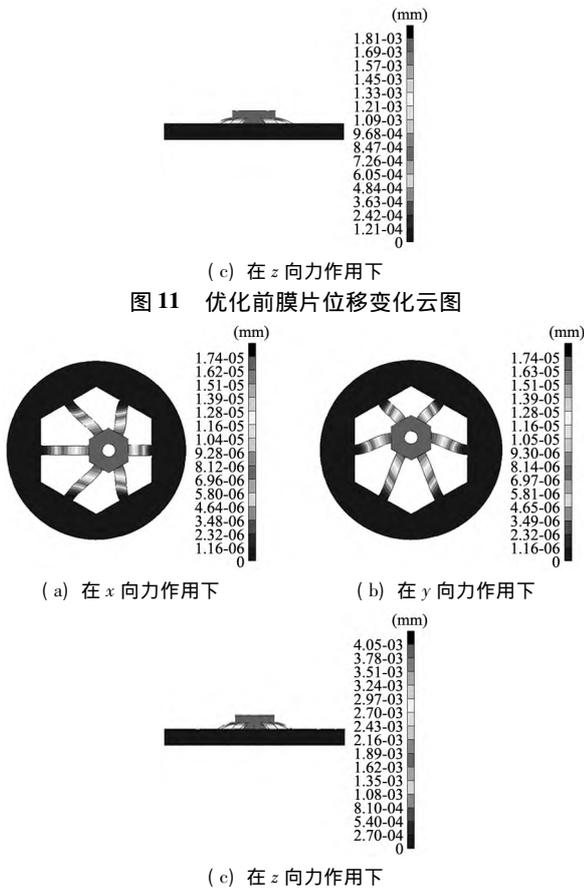


图 11 优化前膜片位移变化云图

(c) 在 z 向力作用下

图 12 优化后膜片位移变化云图

表 3 优化前的有限元计算结果

有限元仿真中的位移/mm			有限元仿真的柔度/(mm·N ⁻¹)			有限元仿真的柔度误差/%		
x	y	z	x	y	z	x	y	z
1.25 × 10 ⁻⁵	1.25 × 10 ⁻⁵	1.81 × 10 ⁻³	1.25 × 10 ⁻⁵	1.25 × 10 ⁻⁵	1.81 × 10 ⁻³	3.3	3.3	1.6

表 4 优化后的有限元计算结果

有限元仿真中的位移/mm			有限元仿真的柔度/(mm·N ⁻¹)			有限元仿真的柔度误差/%		
x	y	z	x	y	z	x	y	z
1.74 × 10 ⁻⁵	1.74 × 10 ⁻⁵	4.05 × 10 ⁻³	1.74 × 10 ⁻⁵	1.74 × 10 ⁻⁵	4.05 × 10 ⁻³	6.7	6.7	4.3

为了验证柔度模型的准确性,搭建了柔度测试系统,其原理如图 13 所示。压力测试仪用来测量施加在膜片上的 z 向压力,电子高度尺测量膜片的 z 向变形量。通过测量不同压力下的 z 向变形量得到实验结果如图 14 所示。其中数据拟合曲线的斜率就是膜片的 z 向柔度。实测模型 z 向柔度与理论计算柔度的相对误差为 7.8%,验证了本文方法的可行性。

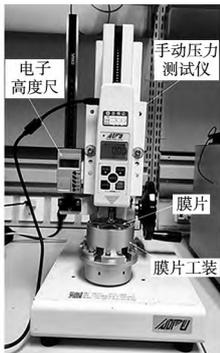


图 13 柔度测试装置

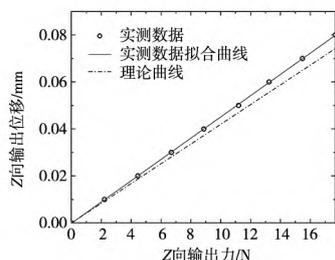


图 14 理论与实验 z 向柔度对比图

5 结论

(1) 提出了一种具有精密导向作用的柔性膜片,建立其轴向与径向柔度的理论计算模型,并通过有限元分析与实验测试,验证了理论模型的正确性。

(2) 分析了单条柔性梁参数对导向膜片轴向与径向柔度的影响。

(3) 以导向膜片的高轴向柔度、高轴向/径向柔度比和低应力为目标,建立其优化设计模型,通过对不同目标权重比例的分配,对柔性梁结构参数进行目标优化。优化结果显示,轴向/径向柔度比优化率为 172%,轴向柔度优化率为 233%,最大应力优化率为 32%。优化结果完全符合预期,说明优化结果具有可行性。

[参考文献]

- [1] 常诞,马宗敏,魏久焱,等. 原子力显微镜高精度微动扫描平台的设计[J]. 微纳电子技术, 2020, 57(11): 911-917.
- [2] 袁钰,卞亚魁,陈晨. 跨尺度二维工作台系统研制[J]. 工具技术, 2015, 49(9): 77-80.
- [3] 丁晓辉,董再励,刘柱,等. 纳米级微动平台的结构力学特性及实验研究[J]. 机器人, 2010, 32(3): 321-325.
- [4] 刘凯,曹毅,周睿,等. 二自由度平板折展柔性铰链的分析及优化[J]. 航空学报, 2017, 38(2): 304-313.
- [5] 周亚杰,李毅,张凤奎,等. 一种新型大行程高精度并联微动机构的研究与分析[J]. 机器人, 2023, 45(2): 179-186.
- [6] KEARNEY S P, PREISSNER C, SHU D M. Progress of mechanical design of nanopositioning stages at the advanced photon source [J]. Synchrotron Radiation News, 2018, 31(5): 38-44.
- [7] GUO K, ZHANG D, CHEN H, et al. Design of a precise axial adjusting mechanism with three guiding flexures for optical element [C]//18 IEEE International Conference on Manipulation, Manufacturing and Measurement on the Nanoscale (3M-NANO). IEEE, 2018: 96-100.
- [8] WANG T, LI Y, ZHANG Y, et al. Design of a flexure-based parallel XY micropositioning stage with millimeter workspace and high bandwidth [J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2021, 331: 112899.
- [9] ZHANG D, CHEN H, LI P, et al. A flexure-based 3-PRPS parallel micro-nanopositioning system [C]//18 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation (IC-MA). IEEE, 2018: 515-520.
- [10] 荣伟彬,马立,孙立宁,等. 二维微动工作台分析及其优化设计方法[J]. 机械工程学报, 2006, 42(S1): 26-30.
- [11] 曾超,毛成文,何燕,等. 纳米精度位移机构柔性铰链结构设计分析[J]. 核技术, 2022, 45(7): 14-22.
- [12] 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.
- [13] 张德福,葛川,李显凌,等. 电容传感器线性度标定平台[J]. 光学精密工程, 2016, 24(1): 143-151.
- [14] 程苗苗,翟朋辉,张英杰,等. 基于自学习非线性 PID 的音圈电机精密定位系统[J]. 电工技术学报, 2023, 38(6): 1519-1530.
- [15] 于月民,盖芳芳,丁元柱,等. S 型悬臂梁柔度性能的计算与分析[J]. 振动与冲击, 2020, 39(3): 276-281.

(编辑 赵蓉)