

基于柔性铰链的二级放大机构

王学成 张士军 崔禧龙

(山东建筑大学 机电工程学院, 济南 250101)

摘要:【目的】为解决微位移平台大行程设计中传统转动副存在的摩擦与间隙问题, 提出一种新型二级复合放大机构设计方案, 旨在通过结构创新实现高精度、大行程的位移放大效果。【方法】基于材料力学理论建立静力学模型; 采用柔性铰链杠杆放大机构与桥式放大机构相结合的二级放大结构, 以压电陶瓷为驱动源, 通过Matlab软件建立参数优化模型; 系统分析关键结构参数对放大比例和输入刚度的影响规律, 确定最优参数组合; 采用有限元分析方法对优化后的结构进行多物理场仿真验证。【结果】优化后, 机构实现了13.1倍位移放大比例, 固有频率达92.2 Hz; 放大比例、固有频率的理论计算与仿真结果的最大误差分别为2.4%、3.5%, 证明了结构的可行性。

关键词: 微位移平台; 柔性铰链; 二级放大; 有限元分析

中图分类号: TH122 **DOI:** 10.16578/j.issn.1004.2539.2026.01.016

0 引言

随着科技的快速发展, 微纳米技术在多个领域中得到广泛应用, 如半导体制造、生命科学和材料研究等^[1-2]。这些领域对微米或纳米级位移的精确控制需求日益增长, 因此, 微位移平台的研究与开发成为一个重要课题。微位移平台是一种高精度、高稳定性的运动控制设备, 能够在微小的位移范围内实现精确定位^[3]。但在高精度与大行程方面, 如今的微位移平台仍不能满足需求, 需要设计一种行程放大机构, 从而在确保精度的前提下实现大行程工作范围。

为了实现微位移定位平台高精度和高稳定性的位置定位, 其传动系统, 即放大机构尤为重要。传统的刚性铰链(如轴承或金属铰链)需依赖固定的转轴或机械连接, 存在机械摩擦和间隙等缺点; 而柔性铰链则相反, 它通过精心设计的结构使材料在受到作用时产生弯曲或变形, 从而实现旋转或折叠的功能, 其设计依赖于材料的弹性、塑性或可变形特性^[4-6]。目前较为常见的放大机构有杠杆式、桥式、SR式、混合式等^[7]。这些放大机构具有结构简单、响应速度快、运行稳定、便于加工等特点, 但由于其结构简单, 放大倍数比较小, 不适合大行程范围的应用^[8]。

KIM等^[9]将两个桥式放大机构进行交叉组合, 设计出一种空间桥式放大机构, 通过建模与实验, 其误差低于10%, 其放大倍数基本上可达10倍, 最大行程为50 μm 。吴彤等^[10]采用双层桥式机构设计了拱形放大机构, 但放大倍数较小, 仅为5.5倍, 最大行程为60 μm 。XU等^[11]为提高传统桥式放大机构的侧向刚度, 设计了一种复合桥式放大机构, 放大比例达到12倍, 同时将固有频率提高到74 Hz。LI等^[12]将多个杠杆放大机构组合, 在理想情况下可以实现较大倍数的位移放大, 但其多级组合降低了本身的刚度, 并会出现较大的累积误差, 最终实际放大倍数仅为7.5。LING等^[13]设计了一种两级菱形位移放大机构, 利用滑动边界约束将整体的固有频率提高到2.2 kHz, 最大行程可达0.06 mm。郝云锋等^[14]则利用力学原理设计了多级嵌套菱形放大机构, 较多级杠杆提高了一定的刚度, 其理论放大比例可达14.5倍, 最大工作行程为140 μm , 但由于是多级杠杆, 负载时的放大比例不能保证。FAN等^[15]设计了一种对称差动杠杆放大机构, 虽将固有频率提高到了930.58 Hz, 但其放大比例仅达到6.5。DONG等^[16]将杠杆与桥式机构相结合, 设计了一款新型桥式放大机构, 放大比例可达15倍, 其桥式机构为最终输出

收稿日期: 2025-04-11 修回日期: 2025-05-24

作者简介: 王学成, 男, 2001年生, 山东高唐人, 硕士研究生; 主要研究方向为微位移技术; 2831166589@qq.com。

张士军(通信作者), 男, 1971年生, 山东惠民人, 博士, 教授; 硕士研究生导师; 主要研究方向为微位移技术; zhangsjd@126.com。

引用格式: 王学成, 张士军, 崔禧龙. 基于柔性铰链的二级放大机构[J]. 机械传动, 2026, 50(1): 126-132.

WANG Xuecheng, ZHANG Shijun, CUI Xilong. Two-stage amplification mechanism based on flexible hinges[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2026, 50(1): 126-132.



免费获取

机构, 结构紧凑, 但有制造复杂度高、输入刚度要求更高、动态特性低的缺点。桥式放大机构紧凑, 放大性能较好; 而杠杆机构结构简单, 放大比例具有更好的可控性。因此, 本文采用桥式放大机构为一级放大、杠杆放大机构为二级放大机构, 使得其结构比较简单, 且在动态特性和输入刚度方面可提升50%左右。

本文设计了一种利用压电陶瓷(PZT)驱动, 结构紧凑、机构简单、放大比例较大的二级放大机构。对整体结构建模; 利用材料力学相关理论, 根据柔度矩阵与伪刚体等模型, 获得放大比例的计算公式; 采用Matlab软件的优化算法, 引入约束条件, 得出最优结构参数; 最后, 通过有限元分析对其进行了验证。

1 放大机构模型

二级放大机构由一级桥式放大机构与二级杠杆放大机构串联所得, 如图1所示。

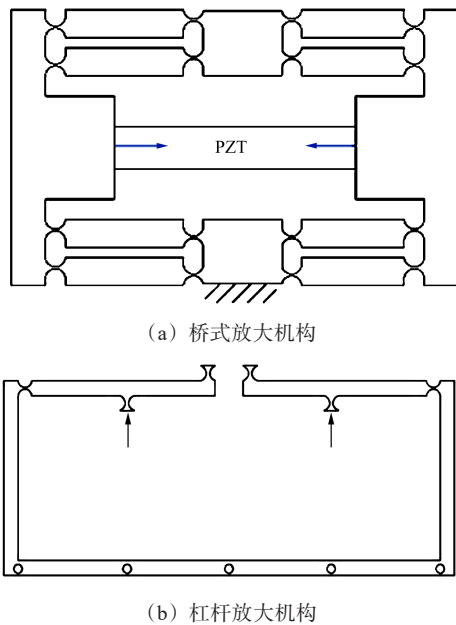


图1 二级放大机构

Fig. 1 Two-stage amplification mechanism

如图2所示, 该机构通过两个压电陶瓷驱动, 底部采用螺栓固定; 一级传动部分为桥式机构, 将输入位移传递到二级杠杆机构, 再经过杠杆机构进行二级放大, 在杠杆机构末端实现放大位移的输出。该机构结合了桥式放大机构的紧凑性与杠杆机构的稳定性, 实现二级放大, 提高了整体的放大倍数。该机构采用左右对称设计, 可减小输出端 y 方向的寄生位移, 进而提高放大机构在 x 方向的运动精度。由于桥式放大机构采用双桥臂, 在非输出方向的刚度更大, 能够更好地抵抗寄生运动等其他因素的干扰; 不

仅对输出方向影响很小, 也提高了输出方向的刚度。

图2中, x_{in} 、 x_{out} 分别为机构的输入、输出位移; F_{in} 、 F_{out} 分别为机构的输入、输出载荷; b_1 为放大机构的厚度; m_1 、 m_2 、 m_3 、 m_4 分别为对应杆件的等效质量。

同时, 为了保持机械接触稳定性, 提高机械强度与抗疲劳性, 在压电陶瓷的底端安装有预紧螺栓。压电陶瓷在交变电场下会反复伸缩, 预紧螺栓通过施加恒定的压力, 可消除压电陶瓷与相邻部件之间的间隙, 防止因振动或冲击导致的接触不良。预紧力还能减少压电陶瓷因形变恢复不完全导致的响应迟滞, 提升动态性能。

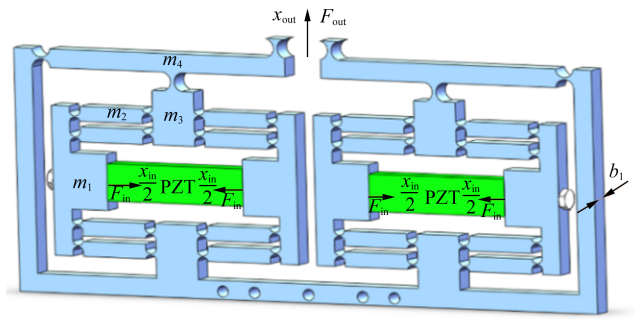


图2 基于柔性铰链的二级放大机构

Fig. 2 Two-stage amplification mechanism based on flexible hinges

2 静力学分析

对于柔性放大机构, 最重要的评估性能是其放大倍数。现阶段较为成熟的放大比例计算模型有虚功原理、伪刚体模型、几何分析和柔度矩阵法等。由于本机构是杠杆与桥式机构的组合, 为了方便计算, 采用几种模型的结合进行理论计算。对于桥式放大机构, 利用柔度矩阵与虚功原理; 对于杠杆机构, 则采用刚体模型与几何分析的方法。由于为对称设计, 只考虑一半进行计算。双桥臂机构如图3所示。

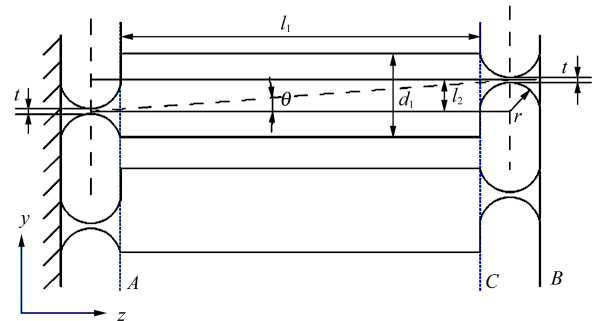


图3 双桥臂

Fig. 3 Double-bridge arm

图3中, t 为柔性铰链厚度; l_1 为梁结构长度; r 为圆形柔性铰链的半径; θ 为两铰链夹角; l_2 为两铰

链高度差； d_1 为连接梁的宽度。

用柔度矩阵法中平移矩阵和旋转矩阵求解双链桥式放大结构，可能出现计算复杂、过程烦琐、求解困难等问题。为了更好地进行参数优化，将上下直圆柔性铰链模型简化成水平直圆柔性铰链模型，使等效后放大机构的厚度 $b = 2b_1$ ，在确保后期仿真结果具有足够准确性的前提下，简化了计算。

根据卡氏第二定律，桥式位移放大机构复合柔性铰链的柔度方程为

$$\mathbf{T} = \mathbf{C}\mathbf{W} = \begin{bmatrix} c_1 & 0 & 0 \\ 0 & c_2 & c_3 \\ 0 & c_3 & c_4 \end{bmatrix} \mathbf{W} \quad (1)$$

式中， \mathbf{C} 为柔度矩阵； \mathbf{W} 为广义力， $\mathbf{W} = [F_y \ F_z \ F_x]$ ； \mathbf{T} 为变形量， $\mathbf{T} = [\Delta_y \ \Delta_z \ \Delta_x]$ 。

对于直圆柔性铰链^[17]，有

$$c_1 = \frac{1}{Eb} \left[\pi \left(\frac{r}{t} \right)^{\frac{1}{2}} - \frac{\pi}{2} \right] \quad (2)$$

$$c_2 = \frac{9\pi r^{5/2}}{2Ebt^{5/2}} + \frac{3\pi r^{3/2}}{2Ebt^{3/2}} \quad (3)$$

$$c_3 = \frac{9\pi r^{3/2}}{2Ebt^{5/2}} \quad (4)$$

$$c_4 = \frac{9\pi r^{1/2}}{2Ebt^{5/2}} \quad (5)$$

式中， E 为材料的弹性模量。

根据文献[18]可得，桥式放大机构输入位移 x_{in} 与输出位移 x_{out} 的关系为

$$\begin{pmatrix} x_{in1}/2 \\ x_{out1}/2 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} \\ C_{21} & C_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} F_{in} \\ F_{out1} \end{pmatrix} \quad (6)$$

式中， C_{11} 、 C_{12} 、 C_{21} 、 C_{22} 均为柔度矩阵中的元素，具体表达式如下：

$$C_{11} = c_1 + \frac{c_4 l_2^2}{4} = \frac{1}{Eb} \left[\pi \left(\frac{r}{t} \right)^{\frac{1}{2}} - \frac{\pi}{2} \right] + \frac{9\pi r^{1/2} l_2^2}{8Ebt^{5/2}} \quad (7)$$

$$C_{12} = \frac{c_3 l_2}{2} - \frac{c_4 l_1 l_2}{4} = \frac{9\pi r^{3/2} l_2}{4Ebt^{5/2}} - \frac{9\pi r^{1/2} l_1 l_2}{8Ebt^{5/2}} \quad (8)$$

$$C_{21} = \frac{c_3 l_2}{2} + \frac{c_4 l_1 l_2}{4} = \frac{9\pi r^{3/2} l_2}{4Ebt^{5/2}} + \frac{9\pi r^{1/2} l_1 l_2}{8Ebt^{5/2}} \quad (9)$$

$$C_{22} = c_2 - \frac{c_4 l_1^2}{4} = \frac{9\pi r^{5/2}}{2Ebt^{5/2}} + \frac{3\pi r^{3/2}}{2Ebt^{3/2}} - \frac{9\pi r^{1/2} l_1^2}{8Ebt^{5/2}} \quad (10)$$

根据式(6)，当 $F_{out} = 0$ 时，双链桥式放大机构的放大倍数为

$$R_1 = \frac{x_{out1}}{x_{in1}} = \frac{C_{21}}{C_{11}} \quad (11)$$

此时，输入刚度为

$$K_{in} = \frac{F_{in}}{x_{in1}} = \frac{1}{2C_{11}} \quad (12)$$

当 $x_{in} = 0$ 时，输出刚度为

$$K_{out} = \frac{F_{out}}{x_{out1}} = \frac{1}{4(C_{11}C_{22} - C_{12}C_{21})} \quad (13)$$

对于杠杆机构，采用伪刚体模型理论进行建模，可有效反映其放大效果，如图4所示。

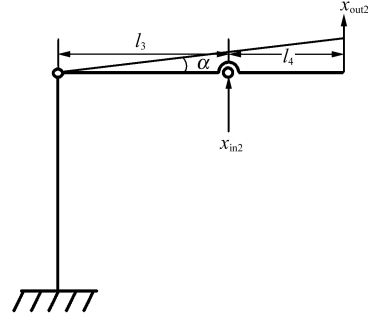


图4 杠杆放大机构伪刚体模型

Fig. 4 Pseudo rigid body model of the lever amplification mechanism

根据几何关系，杠杆机构的放大比例为

$$R_2 = \frac{x_{out}}{x_{in2}} = \frac{l_3 + l_4}{l_3} \quad (14)$$

其中， $x_{in2} = x_{out1}$ 。

结合双链桥式机构与杠杆机构，整体的放大比例为

$$R = R_1 R_2 \quad (15)$$

3 动力学分析

对于整体的动力学分析，由于结构只存在 y 向的确定运动，所以，可以当作1个自由度输出来进行分析。取输入、输出位移为广义坐标： $x_q = \begin{bmatrix} x_{in} \\ x_{out} \end{bmatrix}$ ；此时整体的机构动能可用广义坐标表示。 m_1 与 m_3 整体做平动， m_2 与 m_4 既做平动也做转动。由此可以得到，整体的动能为

$$\begin{aligned} T = & 2 \cdot \frac{1}{2} m_1 \left[\left(\frac{x_{in}}{2} \right)^2 + \left(\frac{x_{out1}}{2} \right)^2 \right] + 4 \cdot \frac{1}{2} m_2 \left[\left(\frac{x_{in}}{4} \right)^2 + \right. \\ & \left. \left(\frac{x_{out1}}{4} \right)^2 \right] + 4 \cdot \frac{1}{2} m_2 \left[\left(\frac{x_{in}}{4} \right)^2 + \left(\frac{3x_{out1}}{4} \right)^2 \right] + \\ & 8 \cdot \frac{1}{12} \cdot \frac{1}{2} m_2 l_2^2 \alpha_1^2 + \frac{1}{2} m_3 x_{out1}^2 + 2 \cdot \frac{1}{12} \cdot \frac{1}{2} m_4 l_3^2 \alpha_2^2 + \\ & 2 \cdot \frac{1}{2} m_4 \left(x_{out1}^2 + \frac{1}{4} x_{out}^2 \right) \end{aligned} \quad (16)$$

式中， α_1 为 m_1 的转角， $\alpha_1 \approx \sin \alpha_1 = \frac{x_{out1}}{2} / l_1$ ； α_2 为 m_2

的转角， $\alpha_2 \approx \sin \alpha_2 = \frac{l_3}{l_3 + l_4}$ 。根据式(11)、式(14)、

式(15)可推导出

$$x_{out1} = x_{in} R_1; \quad x_{out} = x_{in} R$$

将式(16)及推导计算式代入拉格朗日运动方程，则二级放大机构的等效质量与等效刚度分别为

$$M = \frac{1}{4}m_1(1 + R^2) + \frac{1}{8}m_2(1 + \frac{16}{3}R^2) + \frac{1}{2}m_3R^2 + m_4(1 + \frac{13}{48})R^2 \quad (17)$$

$$K = \frac{6ER^2k_\alpha}{2R^2k_\alpha l_1^2 l_3 + 3EI_1^2} \quad (18)$$

式中, k_α 为柔性铰链的转动刚度; $k_\alpha = \frac{Ebt^2}{12} \{-0.0089 + 1.3556[\sqrt{t/(2r)}] - 0.5227[\sqrt{t/(2r)}]^2\}$; I 为截面的二次矩, $I = \frac{bh^3}{12}$ 。

整体的固有频率为

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{K/M} \quad (19)$$

4 参数优化

4.1 各参数对放大比例的影响

在设计中, 位移放大比例是较为重要的考虑因素, 而尺寸参数正是决定这一性能的关键所在。所以, 应着重分析其对放大比例的影响, 进而直观确定各个参数的影响, 为后期更好的设计奠定基础。图5所示为直圆形铰链的尺寸参数对放大比例的影响的分析结果。

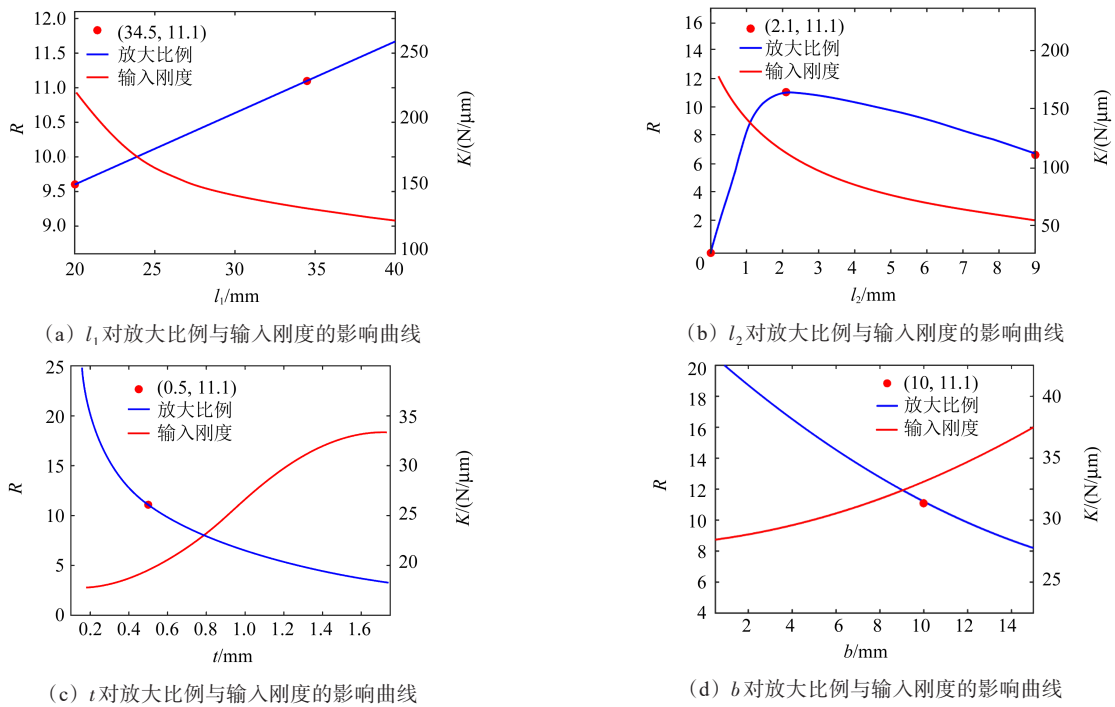


图5 二级放大机构各参数对放大比例 R 与输入刚度 K 的影响曲线

Fig. 5 Effect curves of parameters of the two-stage amplification mechanism on amplification ratio R and input stiffness K

由图5(a)可知, 放大机构的放大比例与连接梁的长度 l_1 近乎为递增的线性变化, 但观测 y 轴可明显发现其对放大比例的影响较小, 只在较小的幅度发生变化; 输入刚度则呈下降趋势, 随着 l_1 的增加而减小。由图5(b)可知, 柔性铰链的偏移量 l_2 是对放大比例有强烈影响的因素; 随着 l_2 的逐渐增大, 放大比例先快速达到最大值, 然后开始缓慢下降; 输入刚度与 l_1 趋势几乎一致, 但其影响程度较小。

由图5(c)、图5(d)则可看出, 柔性铰链厚度 t 与等效后放大机构的厚度 b 对放大比例的影响较高, 都是呈递减趋势, 但柔性铰链的厚度下降的趋势更为明显; 输入刚度虽都呈上升趋势且影响程度一致, 但前者明显有快速上升区间, 后者则较为平稳。所以, 若要提高放大比例与输入刚度, 需要根据情况

对 l_1 、 l_2 、 t 、 b 进行调整。

4.2 参数优化

比较理论值与仿真值, 可得到较小误差, 证明理论模型的正确性。但初始参数仅凭个人经验来进行设计, 对最终结果存在一定的不确定性, 整体的放大比例不能达到最优值, 其放大比例为 11.1, 仍有提升的空间, 所以, 需要进行整体参数的优化。综合考虑机构的固有频率及输入刚度, 以其为约束条件, 以放大比例为最终优化目标, 进行设计。

因为整体要有较高的抗干扰能力, 需要较高的固有频率, 所以, 固有频率的约束条件为

$$g_1 = f_{\min} - f_s < 0 \quad (20)$$

式中, f_{\min} 为所约束的最小固有频率; f_s 为机构整体的固有频率。

对于输入刚度，机构的输入刚度 K_{in} 要小于压电陶瓷的输出刚度 K_{PZT} ，否则机构运动确定性不能保证。则输入刚度的约束条件为

$$g_2 = K_{in} - K_{PZT} < 0 \quad (21)$$

以固有频率与输入刚度为约束条件，以放大比例为最终优化目标，所得到的模型为

$$\begin{cases} \min \frac{1}{R} \\ \text{s.t. } g_i < 0 \end{cases} \quad (22)$$

考虑到加工及整体结构尺寸的要求，添加以下约束：

$$0.3 \text{ mm} \leq t \leq 1 \text{ mm} \quad (23)$$

$$10 \text{ mm} \leq l_1 \leq 40 \text{ mm} \quad (24)$$

$$1.5 \text{ mm} \leq l_2 \leq 3.5 \text{ mm} \quad (25)$$

$$0.5 \text{ mm} \leq r \leq 4 \text{ mm} \quad (26)$$

$$5 \text{ mm} \leq b \leq 8 \text{ mm} \quad (27)$$

根据结构，分别有 $l_3 = l_1 + 3r$ ， $l_4 = l_1 + 2r$ 。压电陶瓷输入刚度 $K_{PZT} = 275 \text{ N/m}$ ，最低固有频率 $f_{\min} = 50 \text{ Hz}$ 。将整体数学模型代入 Matlab 软件中的 fmincon 优化函数进行求解，能够得到最终的最优尺寸参数，如表 1 所示。

表 1 优化前后参数

Tab. 1 Parameters before and after optimization

单位：mm

	r	t	b	l_1	l_2	l_3	l_4
优化前	3	0.5	20	34.5	3	43.5	40.5
优化后	3	0.5	6	30	2.1	39	36

5 有限元分析

将最优参数导入 Workbench 仿真软件并进行有限元分析，通过优化前后仿真值的对比，可以更明确地得到参数优化的结果，进一步验证理论模型的准确性与整体结构的可行性。所用材料为 7075Al，这种铝合金具有较高的疲劳强度且质量较轻，符合放大机构所要求，其主要物理参数如表 2 所示。

表 2 7075Al 物理参数

Tab. 2 Physical parameters of 7075Al

弹性模量/GPa	屈服强度/MPa	泊松比	密度/(kg/m ³)
71.7	503	0.33	2 810

为保证仿真结果的准确性，对整体采用 2 mm 的网格划分，并在细节处采用 0.1 mm 的网格划分，如图 6 所示。在压电陶瓷处添加 1 μm 的位移输入，通过对输出位移的仿真得到放大机构的放大比例。具体数值如表 3 所示。

由于放大机构应用于光学器件，其负载较低，对输出端给定 y 轴负向 5 N 的负载(图 7 为放大效果)，总体放大比例为 11.95，具有较高的输出刚度。图 8 为二级放大机构的变形图，输出位移从之前的 21.5 μm 提高到 25.5 μm ，整体放大比例从 11.1 提高到 13.1，提高了 18.0%；图 9 为应力分布图，应力从 47 MPa 降低到 16 MPa，降低了约 66%；图 10 为放大机构的 1 阶模态分析图，固有频率从之前的 91.7 Hz 提高到了 92.2 Hz，具有较高的固有频率。有限元仿真与理论计算的误差均控制在 7% 以内，具有较高的准确性与可行性。造成误差的主要原因：理论结果为柔性铰链理想条件下所获得，而仿真会使柔性铰链中心轴线发生小量偏移。

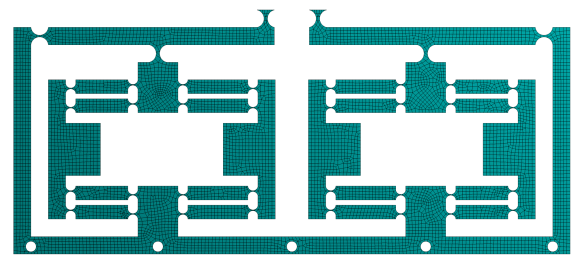


图 6 网格划分

Fig. 6 Grid division

表 3 放大前后具体数值

Tab. 3 Specific values before and after amplification

参数	优化前			优化后		
	理论计算	仿真	误差/%	理论计算	仿真	误差/%
放大比例	11.1	10.8	2.7	13.1	12.8	2.4
参数	优化前			优化后		
	理论计算/MPa	仿真/MPa	误差/%	理论计算/MPa	仿真/MPa	误差/%
最大应力	50.4	47.3	6.5	51.9	55.1	6.5
参数	优化前			优化后		
	理论计算/Hz	仿真/Hz	误差/%	理论计算/Hz	仿真/Hz	误差/%
固有频率	96.0	91.7	4.7	95.4	92.2	3.5

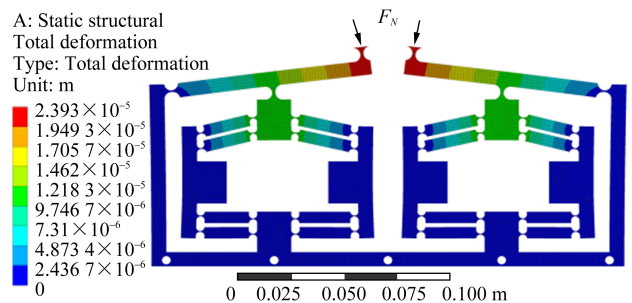
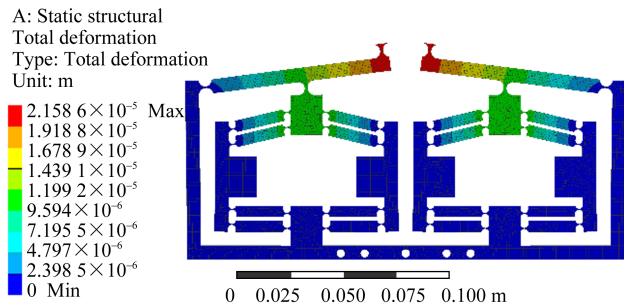
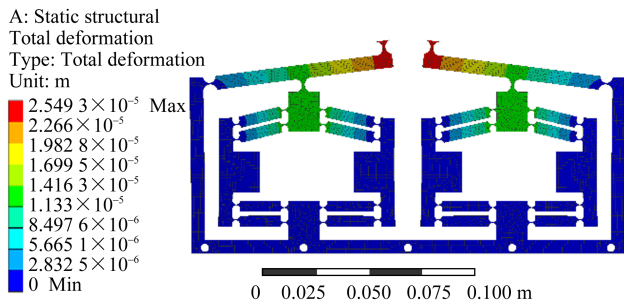


图 7 二级放大机构负载下变形

Fig. 7 Deformation of the two-stage amplification mechanism under load



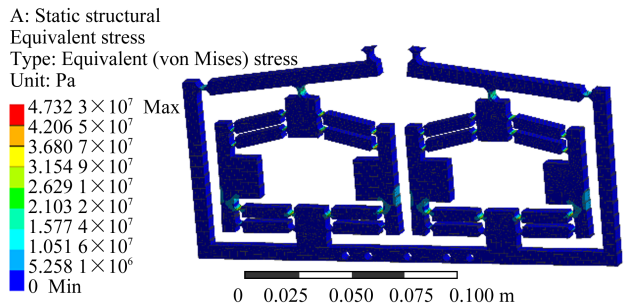
(a) 优化前



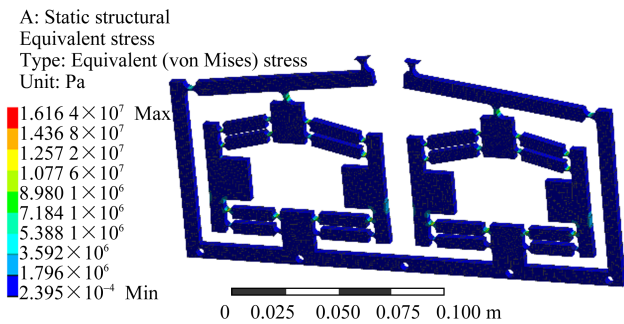
(b) 优化后

图8 二级放大机构变形

Fig. 8 Deformation of the two-stage amplification mechanism



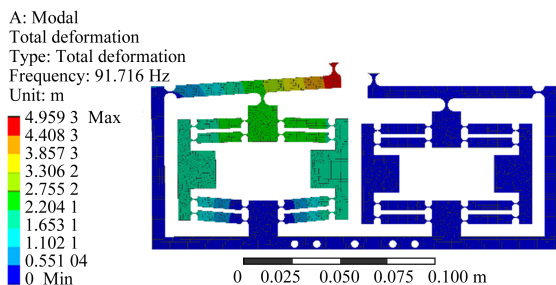
(a) 优化前



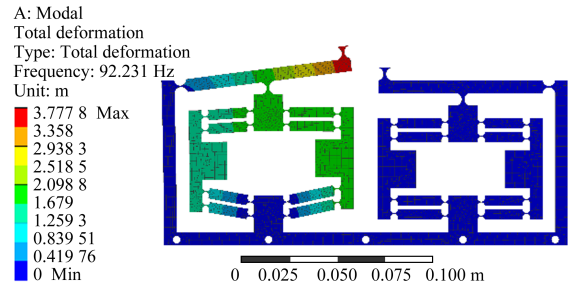
(b) 优化后

图9 二级放大机构应力分布图

Fig. 9 Stress distribution diagram of the two-stage amplification mechanism



(a) 优化前



(b) 优化后

图10 二级放大机构1阶模态

Fig. 10 1st-order mode of the two-stage amplification mechanism

6 结语

1) 将桥式放大机构与杠杆放大机构相结合, 通过压电陶瓷进行驱动, 可以实现输入位移的放大。通过分析各部分参数对放大比例与输入刚度的影响, 得知柔性铰链的厚度与连接梁铰链的偏移量对整体放大比例具有较为显著的影响。

2) 推导出放大机构放大比例与固有频率的数学表达式, 并通过 Matlab 软件中的 fmincon, 以固有频率、输入刚度为约束条件, 以放大比例为目标进行了参数优化, 使放大比例从 11.1 提升至 13.1, 提高了约 18%。

3) 通过 Workbench 软件对放大机构进行有限元仿真, 通过静、动态分析, 得到误差低于 7% 的仿真值, 验证了理论模型的准确性与可行性。

4) 通过仿真分析, 提出的放大机构结合了桥式放大机构的高放大比例、高稳定性与杠杆机构的高力学性能, 为微位移平台放大机构的研究提供了更好的研究思路。

参 考 文 献

[1] 林苗, 孟刚, 居勇健, 等. 大行程解耦三平动微定位平台的设计与优化[J]. 北京航空航天大学学报, 2022, 48(7): 1252-1262.
LIN Miao, MENG Gang, JU Yongjian, et al. Design and optimization of large-stroke decoupled three-translational micro-positioning platform[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2022, 48(7): 1252-1262.

[2] 杜健, 祝锡晶, 李婧. 基于压电陶瓷驱动的二维精密定位平台的设计及分析[J]. 工程设计学报, 2025, 32(2): 199-207.
DU Jian, ZHU Xijing, LI Jing. Design and analysis of two-dimensional precision positioning platform driven by piezoelectric ceramics [J]. Chinese Journal of Engineering Design, 2025, 32(2): 199-207.

[3] GUO Z, TIAN Y, LIU X, et al. An inverse Prandtl-Ishlinskii model based decoupling control methodology for a 3-DOF flexure-based mechanism [J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2015, 230: 52-62.

- [4] XIE Y L, LI Y M, CHEUNG C F, et al. Design and analysis of a novel compact XYZ parallel precision positioning stage [J]. *Microsystem Technologies*, 2021, 27(5): 1925-1932.
- [5] 黄卫清, 史小庆, 王寅. 菱形压电微位移放大机构的设计[J]. *光学精密工程*, 2015, 23(3): 803-809.
HUANG Weiqing, SHI Xiaoqing, WANG Yin. Design of diamond piezoelectric micro displacement amplification mechanism [J]. *Optics and Precision Engineering*, 2015, 23(3): 803-809.
- [6] 赵智全, 祝锡晶, 李婧, 等. 三维桥式放大机构的柔性微定位平台的研究与改进[J]. *机械传动*, 2024, 48(9): 152-159.
ZHAO Zhiquan, ZHU Xijing, LI Jing, et al. Research and improvement of flexible micro-positioning platform with a three-dimensional bridge-type amplification mechanism [J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2024, 48(9): 152-159.
- [7] CHEN F X, DONG W, YANG M, et al. A PZT actuated 6-DOF positioning system for space optics alignment [J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2019, 24(6): 2827-2838.
- [8] QIN Y D, SHIRINZADEH B, TIAN Y L, et al. Design and computational optimization of a decoupled 2-DOF monolithic mechanism [J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2014, 19(3): 872-881.
- [9] KIM J H, KIM S H, KWAK Y K. Development of a piezoelectric actuator using a three-dimensional bridge-type hinge mechanism [J]. *Review of Scientific Instruments*, 2003, 74(5): 2918-2924.
- [10] 吴彤, 杨依领, 吴高华, 等. 二自由度大行程无耦合压电粘滑定位平台[J]. *光学精密工程*, 2024, 32(1): 62-72.
WU Tong, YANG Yiling, WU Gaohua, et al. Two-DOF piezoelectric stick-slip positioning platform with large strokes and no coupling [J]. *Optics and Precision Engineering*, 2024, 32(1): 62-72.
- [11] XU Q S, LI Y M. Analytical modeling, optimization and testing of a compound bridge-type compliant displacement amplifier [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2011, 46(2): 183-200.
- [12] LI Z, SU Z R, WANG H B, et al. Design and locomotion study of two-DOF actuator driven by piezoelectric-electromagnetic hybrid mode [J]. *Sensors*, 2022, 22(10): 3739.
- [13] LING M X, ZHANG C, CHEN L G. Optimized design of a compact multi-stage displacement amplification mechanism with enhanced efficiency [J]. *Precision Engineering*, 2022, 77: 77-89.
- [14] 郝云锋, 王占英, 马宏, 等. 多级嵌套菱形位移放大机构的设计与分析[J]. *河北建筑工程学院学报*, 2022, 40(2): 186-189.
HAO Yunfeng, WANG Zhanying, MA Hong, et al. Design and analysis of multi-stage nested rhombic displacement amplifying mechanism [J]. *Journal of Hebei Institute of Architecture and Civil Engineering*, 2022, 40(2): 186-189.
- [15] FAN W, JIN H X, FU Y C, et al. A type of symmetrical differential lever displacement amplification mechanism [J]. *Mechanics & Industry*, 2021, 22: 5.
- [16] DONG W, CHEN F X, GAO F T, et al. Development and analysis of a bridge-lever-type displacement amplifier based on hybrid flexible hinges [J]. *Precision Engineering*, 2018, 54: 171-181.
- [17] KOSEKI Y, TANIKAWA T, KOYACHI N, et al. Kinematic analysis of a translational 3-d. o. f. micro-parallel mechanism using the matrix method [J]. *Advanced Robotics*, 2002, 16(3): 251-264.
- [18] ZHANG Q, ZHAO J G, PENG Y, et al. A novel amplification ratio model of a decoupled XY precision positioning stage combined with elastic beam theory and Castigliano's second theorem considering the exact loading force [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2020, 136: 106473.

Two-stage amplification mechanism based on flexible hinges

WANG Xuecheng ZHANG Shijun CUI Xilong

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Shandong Jianzhu University, Jinan 250101, China)

Abstract: [Objective] A novel two-stage compound amplification mechanism design scheme was proposed to address the friction and clearance issues inherent in traditional revolute pairs within the large stroke design of micro-displacement platforms. The aim was to achieve high-precision and significant stroke displacement amplification through structural innovation. [Methods] Utilizing the theory of material mechanics, a static model was established. A two-stage compound amplification structure that integrated a flexible hinge lever amplification mechanism with a bridge amplification mechanism was employed. Piezoelectric ceramics served as the driving source, and a parameter optimization model was developed using Matlab software. The impact of key structural parameters on both the amplification ratio and input stiffness was systematically analyzed to identify the optimal parameter combination. The optimized structure underwent validation through multi-physical field simulation via finite element analysis. [Results] Following optimization, the mechanism attains an impressive displacement amplification ratio of 13.1 times, with its natural frequency reaching 92.2 Hz. The maximum discrepancies between theoretical calculations and simulation results of the amplification ratio and natural frequency are recorded at 2.4% and 3.5%, respectively, thereby demonstrating the feasibility of this structural design.

Key words: Micro displacement platform; Flexible hinge; Two-stage amplification; Finite element analysis

(编辑: 刘欢欢)