

分类号: TH122

密 级: 公开

学校代码: 10363

学 号: 2210120169



安徽工程大学

Anhui Polytechnic University

硕士学位论文

题 目 基于压电驱动的二维微动机构
研究

论 文 作 者 邹令令

校 内 导 师 钟相强 教授

校 外 导 师 吴亮发 工程师

专业学位类别 机械

研究方向(领域) 现代机械设计理论及方法

论文提交日期: 2024 年 5 月 18 日

分类号：TH122

单位代码：10363

密 级：公开

学 号：2210120169

基于压电驱动的二维微动机构研究

Research on Two-dimensional Micro-motion Mechanism

Based on Piezoelectric Drive

学 生 姓 名： 邹令令

校 内 导 师： 钟相强（教授）

校 外 导 师： 吴亮发（工程师）

专 业 学 位 类 别： 机 械

研究方向（领域）： 现代机械设计理论及方法

论 文 答 辩 日 期： 2024 年 5 月 29 日

安徽工程大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：我恪守学术道德，崇尚严谨学风。所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已明确注明和引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品及成果的内容。论文为本人亲自撰写，我对所写的内容负责，并完全意识到本声明的法律后果由本人承担。

学位论文作者签名：邹令令

日期：2024 年 5 月 29 日

安徽工程大学学位论文版权使用授权书

学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅或借阅。本人授权安徽工程大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

保密 ☐，在 年解密后适用本版权书。

本学位论文属于

不保密 ☒。

学位论文作者签名：邹令令

指导老师签名：钟相强

日期：2024 年 5 月 29 日

日期：2024 年 5 月 29 日

基于压电驱动的二维微动机构研究

摘 要

压电微动机构可以实现微小尺寸下的精密控制和作动,在微动控制方面具有高精度、高分辨率、快速响应等特点,相比传统机械结构体积更小,能满足设备微型化发展趋势,但其作动行程通常较小,难以满足某些大行程作动的应用场景。为了提高压电微动机构的作动行程,基于杠杆与三角放大原理组合的复合放大方案,设计了一维压电微动机构与二维压电微动机构,主要研究工作如下:

首先,基于杠杆和三角放大原理,建立一维压电微动机构理论分析模型,实现机构大行程与双向作动功能。通过分析现有位移放大机构放大原理,提出一种新型“杠杆三角式”复合位移放大机构,将其应用到一维压电微动机构中;针对机构中影响放大倍数的关键参数进行仿真优化,完成杠杆结构、三角结构及柔性铰链结构尺寸设计与刚度校核;将一维压电微动机构简化成刚体运动模型,完成相关理论计算,计算理论放大倍数为 11.22,具备位移放大能力。

其次,利用并联和串联方式将一维压电微动机构组合成两种二维压电微动机构并进行理论计算和仿真验证。建立微动机构刚度模型,计算杠杆及三角的输入、输出刚度;分别计算出并、串联微动机构固有频率,并联微动机构固有频率大于串联微动机构,抗干扰能力更强;使用 Ansys 软件对两种微动机构进行静力学和动力学仿真,得出并、串联机构的最大输出位移 $73.93\text{ }\mu\text{m}$ 、 $109.76\text{ }\mu\text{m}$ 和一阶固有频率 156.62

Hz、60.06 Hz，验证理论计算合理性。

最后，制作两种二维压电微动机构实验样机，通过搭建实验平台进行输出位移、负载、耦合位移、频率响应四种实验，验证微动机构输出位移性能，检测机构负载特性，观察机构耦合位移情况，测试机构抗干扰能力，全方位检验微动机构实际作动性能。实验结果表明：并、串联机构最大输出位移分别为 $72.63\ \mu\text{m}$ 和 $108.26\ \mu\text{m}$ ，总体上均能满足大行程设计要求。

所设计的二维压电微动机构具有双向作动、大行程等优点，将其应用于光学稳像领域可以降低成像模糊，提升稳像性能，能够促进压电微动机构在精密驱动领域的应用。

关键词：微动机构，柔性铰链，压电叠堆，光学稳像，精密驱动

RESEARCH ON TWO-DIMENSIONAL MICRO-MOTION MECHANISM BASED ON PIEZOELECTRIC DRIVE

ABSTRACT

Piezoelectric micro-motion mechanism can realize precise control and actuation under small size. It has the characteristics of high precision, high resolution and fast response in micro-motion control. Compared with traditional mechanical structure, it is smaller in size and can meet the development trend of miniaturization of equipment. However, its actuation stroke is usually small, which is difficult to meet some application scenarios of large stroke actuation. In order to improve the actuation stroke of the piezoelectric micro-motion mechanism, a one-dimensional piezoelectric micro-motion mechanism and a two-dimensional piezoelectric micro-motion mechanism are designed based on the composite amplification scheme of the combination of lever and triangular amplification principle. The main research work is as follows.

Firstly, based on the principle of lever and triangular amplification, a theoretical analysis model was established to complete the design of a one-dimensional piezoelectric micro-motion mechanism and realize the large stroke and two-way actuation function of the mechanism. By analyzing the amplification principle of the existing displacement amplification mechanism, a new “lever triangular” composite displacement amplification mechanism was proposed and applied to the one-dimensional piezoelectric micro-motion mechanism. The key parameters affecting the magnification in the mechanism were simulated and optimized, and the size design and stiffness check of the lever structure, triangular structure,

and flexible hinge structure were completed. The one-dimensional piezoelectric micro-motion mechanism was simplified into a rigid body motion model, and the relevant theoretical calculation was completed. The theoretical magnification was calculated to be 11.22, which had the ability of displacement amplification.

Secondly, the one-dimensional piezoelectric micro-motion mechanism was combined into two two-dimensional piezoelectric micro-motion mechanisms by series and parallel connections, and theoretical calculations and simulation verifications were carried out. The stiffness model of the micro-motion mechanism was established, and the input and output stiffness of the lever and the triangle were calculated. The natural frequencies of the parallel and series micro-motion mechanisms were calculated respectively. The natural frequency of the parallel micro-motion mechanism was greater than that of the series micro-motion mechanism, and the anti-interference ability was stronger. The Ansys software was used to simulate the statics and dynamics of the two micro-motion mechanisms. The maximum output displacements of the parallel and series mechanisms were $73.93\text{ }\mu\text{m}$ and $109.76\text{ }\mu\text{m}$, and the first-order natural frequencies were 156.62 Hz and 60.06 Hz . The rationality of the theoretical calculation is verified.

Finally, two kinds of experimental prototypes of the two-dimensional piezoelectric micro-motion mechanism were made. Four experiments on output displacement, load, coupling displacement, and frequency response were carried out by building an experimental platform to verify the output displacement performance of the micro-motion mechanism, detect the load characteristics of the mechanism, observe the coupling displacement of the mechanism, test the anti-interference ability of the mechanism, and test the actual actuation performance of the micro-motion mechanism comprehensively. The experimental results showed that the maximum

output displacements of the parallel and series mechanisms were 72.63 μm and 108.26 μm , respectively, which could meet the requirements of large stroke design.

The designed two-dimensional piezoelectric micro-motion mechanism has the advantages of bidirectional actuation and large stroke. Its application in the field of optical image stabilization can reduce the imaging blur and improve the image stabilization performance, which can promote the application of piezoelectric micro-actuator in the field of precision drive.

KEY WORDS: micro-motion mechanism, flexible hinge, piezoelectric stack, optical image stabilization, precision drive

目 录

第 1 章 绪论.....	1
1.1 研究背景及意义.....	1
1.2 国内外研究现状.....	1
1.2.1 压电作动器研究现状.....	2
1.2.2 柔性铰链研究现状.....	6
1.2.3 压电微动平台研究现状.....	7
1.3 研究内容及章节安排.....	9
第 2 章 一维压电微动机构设计.....	11
2.1 微位移放大机构.....	11
2.2 一维微动机构工作原理.....	12
2.3 压电叠堆机电特性分析.....	12
2.4 一维微动机构结构设计、仿真和优化.....	14
2.4.1 材料选择.....	14
2.4.2 一维微动机构结构参数优化.....	16
2.4.3 杠杆结构设计.....	19
2.4.4 三角结构设计.....	20
2.4.5 柔性铰链结构设计.....	22
2.5 放大倍数计算.....	24
2.5.1 图解法求放大倍数.....	24
2.5.2 解析法计算放大倍数.....	26
2.5.3 图解法与解析法差异分析.....	29
2.6 本章小结.....	29
第 3 章 二维压电微动机构设计与仿真.....	30
3.1 二维微动机构设计.....	30
3.1.1 整体组合结构.....	30
3.1.2 二维微动机构工作原理.....	31
3.1.3 预紧机构设计.....	33

3.2 二维微动机构刚度计算.....	33
3.3 二维微动机构固有频率计算.....	37
3.4 仿真分析.....	41
3.4.1 静力学仿真.....	41
3.4.2 动力学仿真.....	46
3.5 本章小结.....	49
第 4 章 二维压电微动机构实验与应用.....	50
4.1 实验平台搭建.....	50
4.2 输出位移实验测试.....	51
4.3 负载实验测试.....	54
4.4 耦合位移实验测试.....	56
4.5 频率响应实验测试.....	57
4.6 微动机构的应用.....	59
4.6.1 飞行相机成像分析.....	59
4.6.2 光学稳像装置设计.....	60
4.7 本章小结.....	61
第 5 章 总结与展望.....	62
5.1 全文总结.....	62
5.2 工作展望.....	63
参考文献.....	64
攻读硕士学位期间发表的学术论文及成果.....	70
致 谢.....	71

第 1 章 绪论

1.1 研究背景及意义

科技进步促使众多行业对精密微位移技术提出了迫切需求，压电微动机构作为这类系统的核心，能够实现小于毫米的精准移动，具备极高的灵敏度和精确度^[1-4]。开发高精度的微位移装置以支持精密与超精密加工是提高中国现代制造业装备水平的关键任务之一。

通过提升精密微位移系统的技术指标，可以实现更高的加工精度和测量精度，提高工业产品的质量和性能。在超精密切削加工中，精密微位移系统能够实现微米甚至纳米级别的位置控制，从而实现更精细的加工效果。在精密测量领域，精密微位移系统能够实现微小尺寸的位移检测，提高测量的准确性和稳定性。各国都致力于提升精密微位移系统的技术水平，以推动工业生产和科学研究的发展。高精度和高分辨率的精密微位移系统不仅是技术创新的重要领域，也是国家科技实力和竞争力的体现。通过不断提升精密微位移系统的性能和精度，可以加速各行业的发展，提高国家在全球科技竞争中的地位。

压电微动机构因其应用灵活性广泛应用于微量进给、精密测量和精密、超精密加工等多种场合^[5,6]。它的用途不仅限于这几个领域，还包括光纤连接、微加工、微型机器人组装、纳米技术、集成电路生产中的光刻技术、微电子学、生物工程和航空航天等。在现代先进工业制造和航空航天等行业中，压电微动机构扮演着至关重要的角色，对提高中国现代制造业装备水平具有重要意义。

1.2 国内外研究现状

压电微动机构是一种由柔性铰链、压电作动器和压电微动平台组成的系统，这些组件通过压电效应实现微小位移和微动作，具有精密度高、刚度大、结构紧凑、频响高以及易于控制等优点^[7-9]。在精密驱动和定位领域，压电微动机构具有广阔的应用前景。通过研究和优化柔性铰链、压电作动器和压电微动平台等关键组件，可以提高压电微动机构的性能和精度，这对于推进精密微位移技术的发展以及提升现代制造业装备水平具有重要意义。

1.2.1 压电作动器研究现状

压电作动器是压电微动机构的驱动结构，它利用压电材料的逆压电效应将电能转化为机械能，从而实现微米级作动。压电作动器具有体积小、推力大、精度高和位移分辨率高的特点^[10,11]，通过控制外加电压或电场，可以精确地控制压电作动器的位移和运动。

(1) 共振式压电作动器

Williams 等首次提出了压电马达的概念，并由此展开研究，设计了世界上第一个压电电机并成功申请专利，此专利设备是利用压电材料的逆压电效应，并通过摩擦力来实现部件单向步进运动。由于当时加工技术水平较低，无法制作实现上述功能的压电材料，这种压电电机在当时并没有问世。

随着振动、摩擦和动力学等相关领域的发展进步以及加工技术水平的提高，越来越多高性能压电材料被发现并制作出来，压电做作动器技术越发成熟并走向大众视野。Piotr Vasiljev 团队提出了一种夹心压电振子的压电作动器，如图 1-1 所示。采用变截面结构来增加振子驱动端的振幅，从而实现了对较大负载的旋转驱动，这一技术成功应用于唱片机，证明了压电电机的实际应用潜力^[12,13]。



图 1-1 Piotr Vasiljev 压电作动器

压电驱动器的性能提升可以通过增大摩擦面积和优化摩擦传动耦合来实现，在目前材料的性能和加工技术的限制下，这是提高其性能的有效途径。Vyshnevsky 等^[14]设计了一种采用新型原理的圆环形压电振动器，在其工作状态下，振动器表面会产生一个沿着周向单向传播的行波。同时振动器的接触表面会与转子不断地接触并推动转子旋转，这种设计有效降低了磨损并提高了转矩。潘乔胜等^[15]设计了一种用于共振型惯性直线电机的压电弯曲执行器，如图 1-2 所示，在 300 V 驱动电压下，最大空载速度为 28.2 mm/s，通过改变驱动电压相位可以使其反向移动。

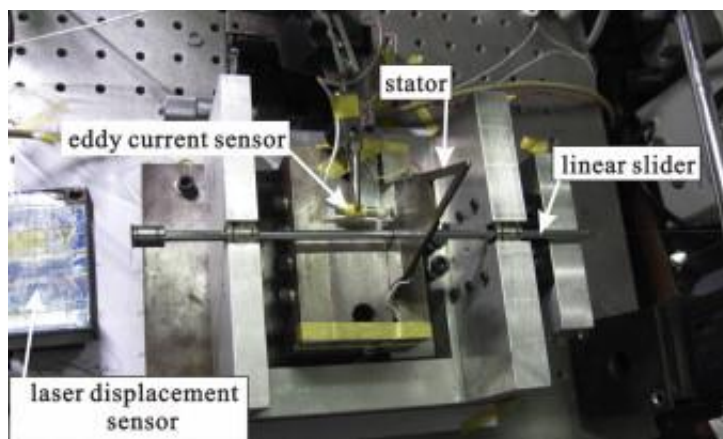


图 1-2 压电弯曲执行器

李晓涛等^[16]设计了一种在变模态振动响应单元激励下产生旋转运动的变频压电电机，具体结构如图 1-3 所示。固定在斜面上的两个变模态振动响应单元受到方波的激励，驱动摩擦盘实现转动和平移，转子上的摩擦力矩周期性变化，驱动转子产生正位移输出。通过调节压电片振动响应单元的质量分布，改变电机的固有频率，利用变固有频率运动特性提高了压电电机的最大转速，其最大转速可达 520 mrad/s。

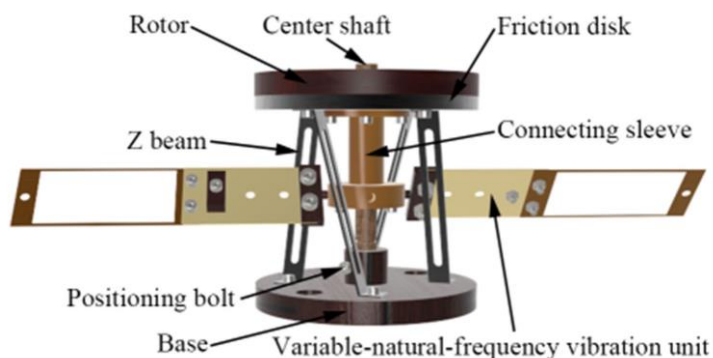


图 1-3 变频压电电机

(2) 非共振式压电作动器

与共振式压电作动器相比，非共振式作动器不依赖于共振现象，具有较为简单的工作原理和控制方式，其工作频率通常较低，但具有较高的精度和稳定性。目前已经研究出了各种不同结构和工作原理的非共振型压电驱动器，一共可分为三种类型，分别是直接驱动型、惯性驱动型和尺蠖驱动型^[17-20]。

直接驱动式压电作动器根据是否采用位移放大机构可分为两类^[21,22]。无位移放大机构的压电作动器通过压电叠堆延伸变形直接推动移动平台，优点是可达

到纳米级分辨率，缺点是行程太小只能应用在某些特定领域。德国 PI (Power Integrations) 公司在压电微动领域具有卓越的技术实力和丰富的产品线，研发生产的直接驱动型压电作动器如图 1-4 所示，其作动范围与使用的压电叠堆的行程一致，在闭环控制下能达到纳米级精准定位。



图 1-4 PI 公司精密定位台

具有位移放大机构的压电作动器能显著提高作动行程，拓展了直接驱动式压电作动器应用范围。Choi 等^[23]提出了一种两级位移放大机构，通过串联两个杠杆式放大器来提高放大倍率，如图 1-5 所示，结果表明，该放大器可以将压电叠堆行程提高 20 倍左右。

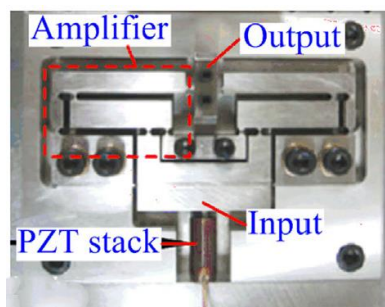


图 1-5 两级杠杆位移放大机构

惯性驱动式压电致动器利用不同占空比的锯齿波形信号激励压电叠堆，交替产生慢速变形和快速变形。在定子与滑块之间的惯性力和摩擦力作用下，可以输出滑块的直线或旋转运动。惯性驱动型压电作动器可以通过重复一系列周期性的微步运动来实现长行程运动^[24-26]。

Aburatani 等^[27]开发了一种利用摩擦惯性原理的压电微型抓手，用于微物体操纵。夹持器包括四个压电双晶片和一些 L 形黄铜尖端，如图 1-6(a)所示，该夹持器可分别产生 400 μN 的抓取力和 $\pm 200 \mu\text{m}$ 的位移。Nomura 等^[28]设计了一种惯性压电微型机器人，并在该机器人上设置了一个由三个压电叠堆的微型倾斜台，以观察扫描电子显微镜系统中的目标样品，如图 1-6(b)所示。

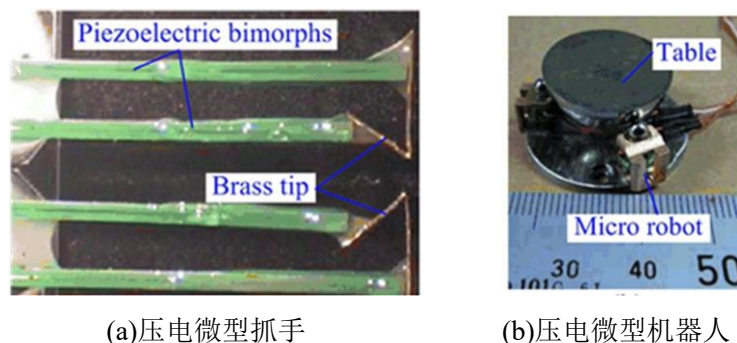


图 1-6 两种惯性型压电驱动器

尺蠖型压电作动器可看作是模仿“尺蠖”昆虫运动原理的一种仿生装置^[29-31], 典型的尺蠖型压电作动器一般包含两个夹紧单元和一个进料单元, 用于交替夹紧和驱动滑块^[32,33]。

Li 等^[34]利用 6 个压电叠堆开发了一种旋转尺蠖式压电作动器, 如图 1-7(a)所示。四个带有直角型柔性铰链的压电叠堆和两个带有直圆型柔性铰链的压电叠堆分别用于驱动和夹紧转子。该执行器使用梯形信号驱动, 获得了 71.3 mrad/s 的最大速度和 $19.6 \text{ N}\cdot\text{mm}$ 的扭矩。Xue 等^[35]利用 4 个压电叠堆设计了尺蠖作动器, 并利用两个并联的压电叠堆组成了进料单元, 如图 1-7(b)所示。两个夹紧单元采用互补的夹紧方式, 滑块在高压下夹紧, 在低压下由一个夹紧单元释放, 而另一个则以相反的顺序工作。其实验结果表明, 该压电作动器实现了 40 nm 的分辨率和 15 N 的输出力。

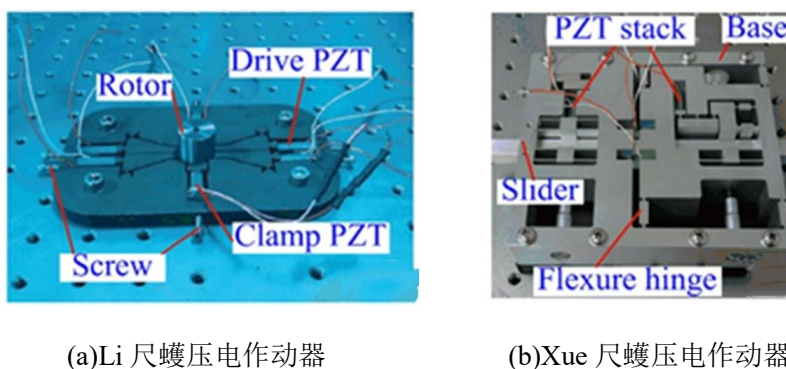


图 1-7 两种尺蠖型压电作动器

李建平等^[36]设计了一种基于尺蠖运动的压电驱动步进旋转作动器, 如图 1-8 所示, 在 100 V 驱动电压下最大输出转矩为 $93.1 \text{ N}\cdot\text{mm}$, 当频率达到 30 Hz 时, 最大速度可达 $6508.5 \text{ }\mu\text{rad/s}$ 。作动器在九个压电叠堆和柔性铰链的协同作用下, 能在不同驱动电压和频率下高精度地实现不同的步进角和转速。

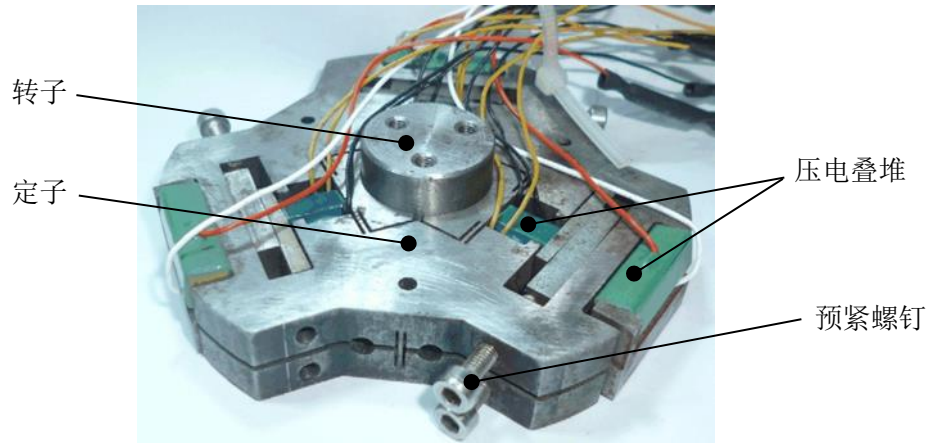


图 1-8 压电旋转作动器

通过以上对压电作动器研究现状的概述，发现部分压电作动器的输出位移较小，难以满足大行程应用场景的需求。此外，大部分压电作动器只能单向作动，缺乏双向作动的功能。因此，后续工作内容将重点研究如何扩大压电作动器的作动行程，并增加其双向作动能力，以拓展压电作动器的应用范围。

1.2.2 柔性铰链研究现状

柔性铰链是压电微动机构中的关键部分之一，它能够提供柔性支撑和弹性回复的功能，使得整个系统能够实现微小的位移和动作^[37,38]。柔性铰链具有较高的刚度和自由度，可以在保持结构稳定性的同时实现微动作。

根据转轴数量的不同，柔性铰链可分为单轴、双轴和多轴三种类型^[39]。在机械系统中，这些不同类别的柔性铰链各自展现出独特的应用优势和特点，能够适应多样化的设计需求以及约束条件，如图 1-9 所示为三种具有不同转轴数量的柔性铰链。

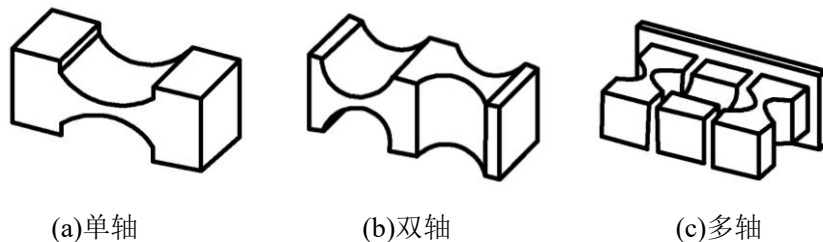


图 1-9 不同转轴数量的柔性铰链

根据柔性铰链几何形状复杂程度可以将其分为简单型和复合型。如图 1-10(a)、(b)所示的圆弧型和直梁型柔性铰链只有一个缺口，属于简单型；图 1-10(c)、(d)所示的平移型和旋转型柔性铰链具有多个缺口，结构复杂属于复合型^[40]。

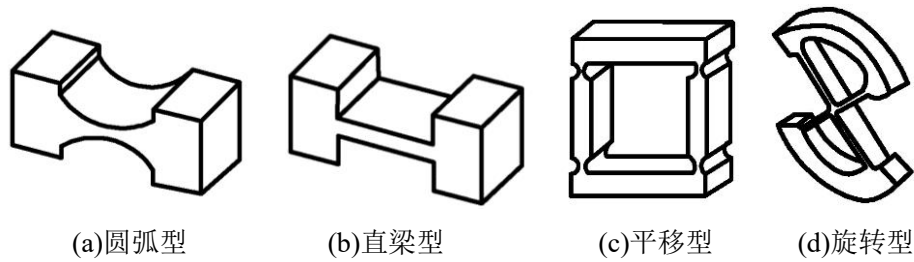


图 1-10 按几何结构分类的柔性铰链

随着更多研究人员的加入，设计出了更多不同形状的新型柔性铰链机构。Zhang 等^[41]研发了一种三角形状的柔性铰链机构，如图 1-11(a)所示。机构中通过预紧螺钉对压电叠堆施加预紧力，利用三角型柔性铰链放大压电叠堆位移，其最大运动速度能达到 46.67 mm/s。李含等^[42]设计了一种虎克柔性铰链，如图 1-11(b)所示，在上、下两个铰链支座中间的运动块能实现绕 X、Y 轴旋转，其旋转角度最大达到 18°，与传统柔性铰链机构相比具有更大转角。

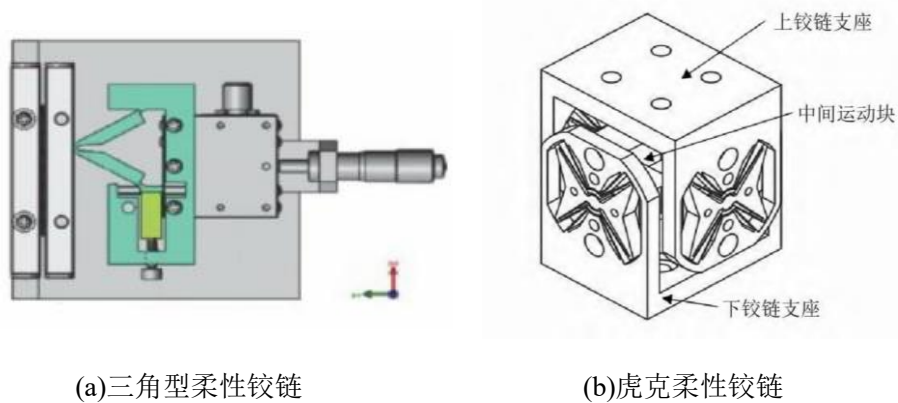


图 1-11 两种复合型柔性铰链机构

上述内容对各种类型的柔性铰链进行了详细的介绍，随着科技的不断进步和研究的深入，未来将会有更多具有更高性能和更先进技术的柔性铰链被发明并制造出来。然而，现有的柔性铰链在长时间使用后由于磨损或疲劳导致性能下降与精度降低。后续工作将通过对柔性铰链的表面进行特殊处理，如增加润滑层或耐磨涂层，减少磨损并延长使用寿命；通过改进柔性铰链设计，如采用多杆并联结构或多自由度设计，提高柔性铰链的稳定性和精度。

1.2.3 压电微动平台研究现状

压电微动平台在压电微动机构中主要负责二维或三维空间的运动，它可以根据需要进行微小的平移或旋转运动^[43,44]。当前，压电微动平台技术呈现出快速发

展的趋势，众多企业持续推出适应不同应用场景的高精度定位系统，已经构建起了涵盖多种驱动机制的产品系列。

Du 等^[45]提出了一种基于柔性结构的二自由度微动平台，如图 1-12 所示。该平台由四个对称配置的平行支架组成，每个支架由两个串联的棱柱铰接组成。该平台的工作空间范围为 $19.53 \times 19.07 \mu\text{m}$ ，频率为 1987 Hz，两轴之间的交叉耦合比小于 1%。

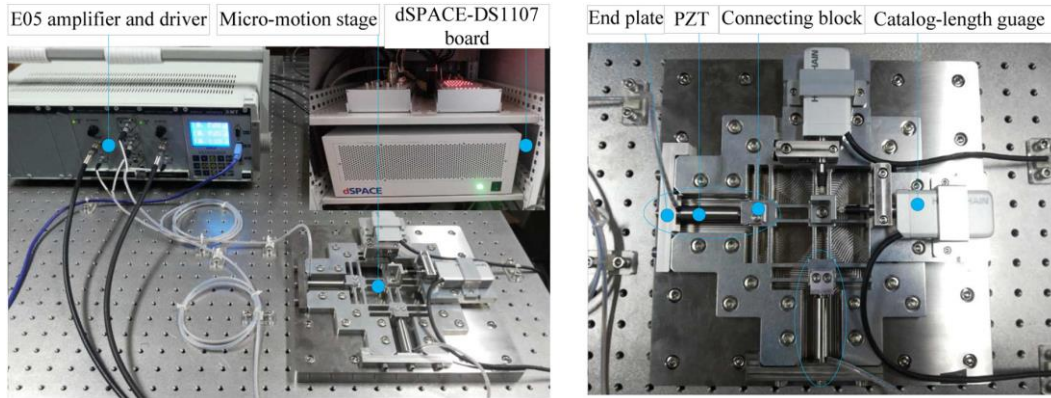


图 1-12 二自由度微动平台

吴海涛等^[46]利用嵌入 Scott-Russell 机制的新型桥式位移放大机构制作了一种新型的 XY 微定位平台，如图 1-13 所示。机构中采用 Scott-Russell 机构取代了复合桥式机构的一个杆件，提高了其横向刚度和工作方向的固有频率。该载物台可实现 $181.0 \times 179.5 \mu\text{m}$ 的工作空间，运动分辨率为 20 nm，最大耦合误差为 1.07%。

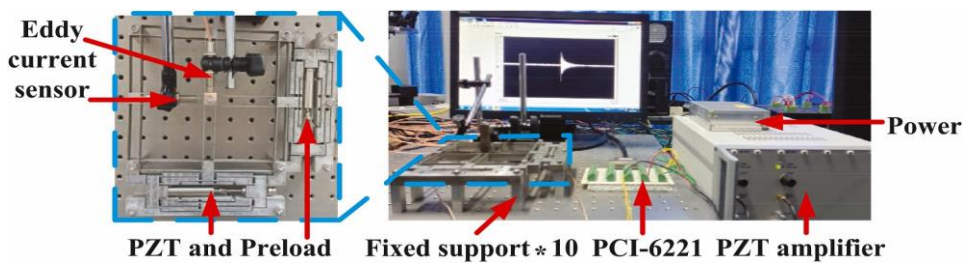


图 1-13 XY 微定位平台

国内企业芯明天在压电微动领域表现突出，不仅在技术研发方面取得了显著成就，而且在产品创新上也展现出了强大的竞争实力。图 1-14 为芯明天公司研发的 H61.XYZTR0S/K-B1 六轴压电偏摆台，能实现 X、Y、Z 方向移动以及 θ_x 、 θ_y 、 θ_z 角度偏转，配备闭环传感器以实现六轴超精密运动，X、Y、Z 向行程范围为 $80 \times 80 \times 35 \mu\text{m}$ ， θ_x 、 θ_y 、 θ_z 偏转角范围为 $0.7 \times 0.7 \times 0.3 \text{ mrad}$ ，闭环分辨率达

到 1 nm，具有 10.5 kg 的承载能力。



图 1-14 H61.XYZTR0S/K-B1 六轴压电微摆台

德国 PI 公司的 P-733.2 XY 压电陶瓷纳米定位器采用并联结构，实现高精度的二维平面运动，如图 1-15 所示。其 X 和 Y 行程均为 100 μm ，分辨率高达 0.1 nm，适用于需要微小部件操作或微定位的应用场景，该定位器使用电容式传感器，搭配先进的控制软件，可实现精确控制和复杂的运动轨迹规划。



图 1-15 P-733.2 XY 压电陶瓷纳米定位器

上述的压电微动平台皆具有较大的工作行程和较高的位移分辨率，但部分压电微动平台也无法进行双向作动。此外，采用并联结构的压电微动平台普遍存在耦合位移的问题，后续工作将设计一种新型结构以实现微动平台双向作动功能，同时兼顾减少或解决耦合位移问题。

1.3 研究内容及章节安排

基于当前国内外先进的精密驱动技术，通过采用压电叠堆作为驱动元件，设计一种新型二维压电微动机构，使其能够满足双向作动、大行程等设计要求，利用有限元仿真优化结构，并最终通过样机实验验证机构性能，研究内容安排如下：

第 1 章 绪论。阐述了压电微动机构的研究背景及意义，介绍了压电作动器、柔性铰链、微动平台等与压电微动机构相关技术的国内外研究现状，总结分析前人做出的成果，为进一步的工作提供理论支撑。

第 2 章 一维压电微动机构设计与优化。通过对位移放大机构、柔性铰链的研究,提出一种基于杠杆和三角位移放大原理的一维微动机构。利用有限元分析软件对关键参数进行仿真优化,使其尽可能提高机构的位移放大倍数。在一维微动机构优化完各项参数后,建立理论模型,分别使用图解法和解析法计算其理论放大倍数,分析误差原因选择最接近实际情况的数值。

第 3 章 二维压电微动机构设计与仿真。基于第二章提出的一维微动机构设计二维压电微动机构,在满足其大行程、双向作动等设计要求下,避免微动机构产生耦合位移。设计了并联和串联两种微动机构,对两种微动机构分别进行刚度和固有频率计算,使用 Ansys 软件对两种微动机构进行静力学和动力学仿真,验证理论计算结果,分析两种微动机构的位移输出性能和动态性能。

第 4 章 二维压电微动机构实验与应用。将设计完成的两种微动机构制作成实物样机,并搭建实验平台检验其实际性能表现。通过输出位移实验检验机构位移输出性能,通过负载实验检验机构负载能力,通过耦合位移实验观察机构产生的耦合位移情况,通过频率响应实验确定微动机构最佳工作频率。探讨微动机构应用场景,并初步设计一种微动机构应用装置用以解决光学稳像问题。

第 5 章 总结与展望。对研究二维微动机构所作的工作内容进行总结,对进一步优化完善微动机构的研究方向进行展望。

第 2 章 一维压电微动机构设计

压电叠堆将传感器、处理器和执行器集成于母材料，具有体积小特点；又由于其具有压电效应，可以实现电能和机械能之间的快速转化及对电信号的快速反应，因此压电叠堆适合作为微动机构的驱动元件^[47-49]。

微动机构需要满足大行程、双向作动的运动要求，而压电叠堆的输出位移很小（通常在 $50\text{ }\mu\text{m}$ 之内），一般为其自身长度的 0.1%，极大限制了压电叠堆应用范围，因此需要设计一种微位移放大机构，将压电叠堆的输出位移进行放大，来满足微动机构对运动位移的要求。

2.1 微位移放大机构

常见的基本位移放大机构主要有杠杆放大机构、压曲放大机构、三角放大机构和桥式放大机构^[50-53]，如图 2-1 所示。

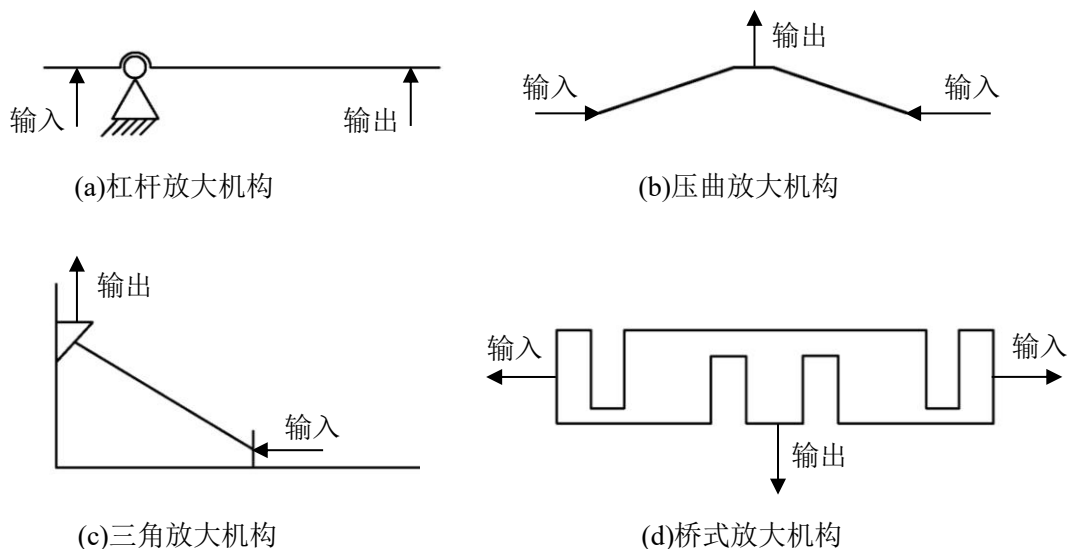


图 2-1 常见基本位移放大机构工作原理图

基于杠杆原理的位移放大机构，具有刚性好、结构简单、效率高等特点，其优点在于能使运动的输入与输出之间保持线性关系。杠杆式位移放大机构由于受到空间结构等限制，放大倍数一般较小，很难满足设计要求。因此，采用两级或与其他放大原理相组合的方式构成复合式放大机构，利用杠杆+三角微位移放大机构，对微小位移进行相乘放大，使机构在较小空间下获得较大位移输出。

2.2 一维微动机构工作原理

设计一种“杠杆+三角”复合式位移放大机构，将其应用在一维微动机构中，使其具有大行程，双向作动的能力，其结构如图 2-2 所示。一维微动机构由杠杆位移放大机构和三角位移放大机构串联组成，既能保证受力平衡，又能防止压电作动器工作时发生偏转。机构采用上下对称设计，以此保证一维微动机构的双向作动，同时可以抵消输入不平衡而引起的偏差，一定程度上确保输入、输出端及整体微位移放大机构的平稳性。

一维微动机构工作过程：上侧两个压电叠堆接收相同电信号作用时，下侧两个压电叠堆无信号输入，反之相同，若四路信号同时作用，则导致柔性铰链受力过大断裂或作动台运动不确定；当一侧压电叠堆接入外界电压信号时，将在 X 方向产生微位移，经杠杆与三角结构放大，转化为垂直方向 Y 的输出位移，带动整个作动台运动，其特点是响应速度快和输出位移容易控制。

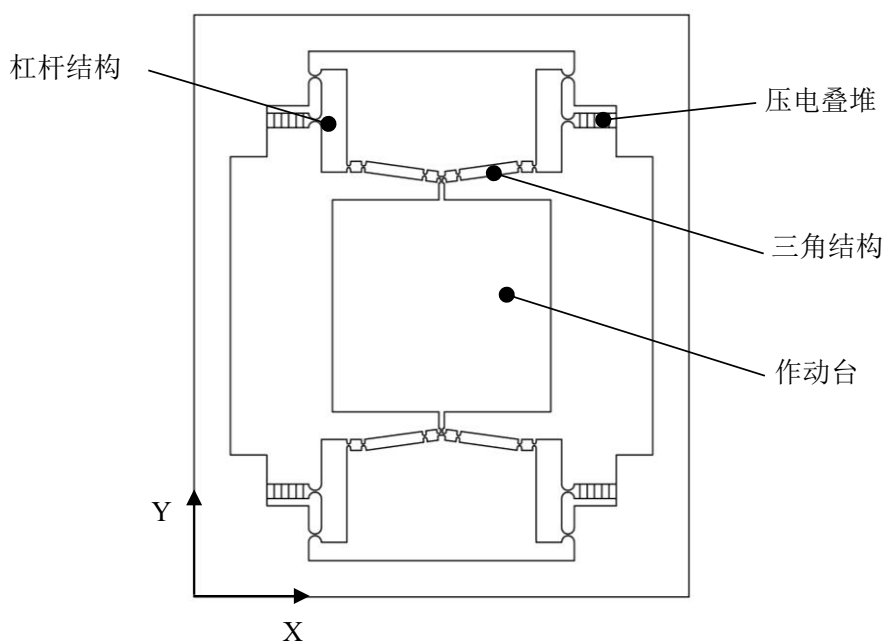


图 2-2 一维微动机构

2.3 压电叠堆机电特性分析

如图 2-3 所示，当电压作用于压电叠堆时，该叠堆产生的位移 Δ 与预紧力 F_l 以及输入电压 V 之间的关系见式 (2-1) [54]。

$$\Delta = \frac{1}{K_a} F_1 + ndV \quad (2-1)$$

式中, K_a 为压电叠堆刚度, n 为压电叠堆层数, d 为压电常数。

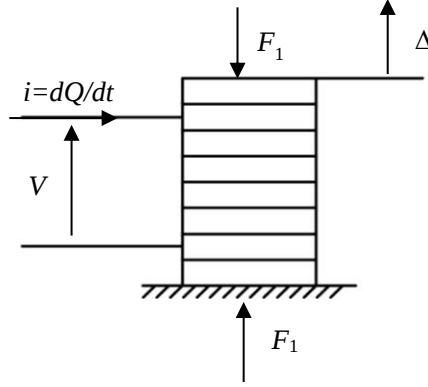


图 2-3 压电叠堆的输入输出量

当预紧力 F_1 为零时, 电荷 Q 为:

$$Q = nAD \quad (2-2)$$

式中, D 为电位移场、 A 为压电陶瓷的截面面积。

代入压电方程电位移矢量公式^[55]可得电荷 Q 与预紧力 F_1 、输入电压 V 之间的关系见式 (2-3)。

$$Q = ndF_1 + CV \quad (2-3)$$

式中, C 为压电材料电容。

矩阵形式为:

$$\begin{Bmatrix} Q \\ \Delta \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C & nd \\ nd & 1/K_a \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} V \\ F_1 \end{Bmatrix} \quad (2-4)$$

由式 (2-4) 可知, 压电叠堆的电荷量 Q 、输出位移 Δ 与加载电压 V 、预紧力 F_1 成正比。

当压电叠堆预紧力 F_1 为零时, 压电叠堆最大输出位移为:

$$\Delta_{\max} = ndV_{\max} \quad (2-5)$$

当压电叠堆两端被固定, 加载电压最高时, 压电叠堆产生的最大输出力为:

$$F_{\max} = ndV_{\max} K_a \quad (2-6)$$

由式 (2-5)、式 (2-6) 可知, 在一定范围内加载电压和预紧力的条件下, 可

以获得压电叠堆的输出特性，对应曲线如图 2-4 所示。实线表示特定激励电压下的输出曲线，随着加载电压减少，曲线将沿箭头向下移动。

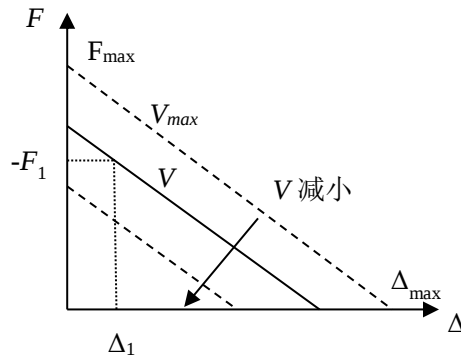


图 2-4 压电叠堆输出特曲线

利用上述公式可计算压电叠堆的输出力与输出位移，微动机构要求压电叠堆输出力约为 1 kN、驱动行程约为 10 μm ，经过比较各家公司产品，最终选用芯明天公司型号为 NAC2013-H10 压电陶瓷作为微动机构驱动元件，其具体性能参数见表 2-1。该压电叠堆驱动电压和输出位移满足微动机构的驱动行程要求，其控制电压范围为 0-150 V，平均功率 $P = U^2 \times C \times f$ ，使用时要求平均功率 $P \leq 5 \text{ W}$ 。

其中， U 表示控制器输出端电压， C 表示压电陶瓷静电容量， f 表示压电陶瓷工作频率。

表 2-1 NAC2013-H10 性能参数

型号	长×宽 (mm)	高 (mm)	驱动电 压 $U(\text{V})$	输出位 移 Δ (μm)	静电容 量 $C(\text{nF})$	刚度 K_a ($\text{N}/\mu\text{m}$)	输出力 $F(\text{N})$	谐振 频率 $f(\text{kHz})$
NAC2013-H10	5×5	10	150	13.2	720	79	1050	100

2.4 一维微动机构结构设计、仿真和优化

2.4.1 材料选择

微位移放大机构采用柔性铰链连接，利用材料受力后产生的弹性变形实现位移传递和放大，材料刚度、强度等机械特性直接影响微位移放大机构的工作性能。微动机构在保持刚度的同时还应具有一定的弹性，不仅能够减小位移传递损失，也能使铰链快速变形。因此，初步选用 Q235、45#和 65Mn 三种材料作为材料备

选，三种材料参数见表 2-2。

表 2-2 材料参数

材料	密度 $\rho(\text{kg/m}^3)$	泊松比 γ	杨氏模量 $E(\text{Pa})$	拉伸屈服强度 $\sigma_b(\text{Pa})$	压缩屈服强度 $\sigma_s(\text{Pa})$
Q235	7850	0.300	2×10^{11}	2.51×10^8	2.51×10^8
45#	7850	0.290	2.124×10^{11}	2.93×10^8	2.93×10^8
65Mn	7820	0.288	2.11×10^{11}	7.36×10^8	4.32×10^8

微位移放大机构初始设计分析结果如图 2-5 所示，所选材料暂定为 65Mn，从图中可以看出当输入位移设置为 $\Delta x = 10\text{ }\mu\text{m}$ 时，仿真得出输出位移为 $\Delta D = 63.31\text{ }\mu\text{m}$ ，则机构仿真放大倍数 K' 为：

$$K' = \frac{\Delta D}{\Delta x} \approx 6.33$$

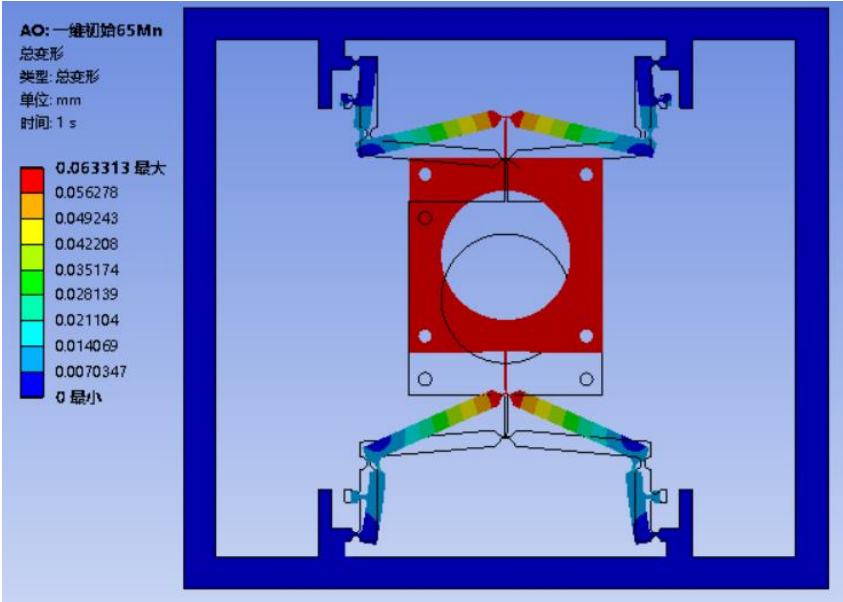


图 2-5 微位移放大机构初始设计分析结果

为研究微动机构使用不同材料对仿真放大倍数的影响，将初始模型导入 Ansys Workbench 中，分别赋予 Q235、45#和 65Mn 三种材料，然后进行仿真分析，不同材料下放大效果仿真分析结果见表 2-3，赋予 65Mn 材料的模型具有最大仿真输出位移，放大效果最好，因此选用 65Mn 作为微动机构的制造材料。

表 2-3 放大机构在不同材料下放大效果仿真分析结果汇总表

材料	Q235	45#	65Mn
仿真放大倍数 K'	6.32	6.30	6.33

2.4.2 一维微动机构结构参数优化

通过一系列设计和 Ansys 仿真分析，最终成功设计出一种与图 2-5 连接方式有差异的“杠杆+三角”结构，在相同尺寸下具有更大的位移放大能力。在设计过程中，一些关键参数对微动机构放大倍数有较大影响，参数具体位置如图 2-6 所示， B 代表杠杆结构宽度， $R1$ 代表杠杆支点和杠杆输入处柔性铰链切口半径， $R2$ 代表三角杆上柔性铰链切口半径， t 代表三角连接处柔性铰链最薄厚度， b 代表三角杆宽度， β 代表三角杆倾斜角度。

使用控制变量法对参数进行分析，在其他参数相同时，改变选定参数，将参数改变后的模型进行仿真分析，记录放大倍数变化情况绘制图像。初选杠杆宽度 $B=3\text{ mm}$ ，杠杆切口半径 $R1=1\text{ mm}$ ，三角杆切口半径 $R2=0.5\text{ mm}$ ，最小厚度 $t=1\text{ mm}$ ，三角杆宽度 $b=3\text{ mm}$ ，三角杆倾斜角度 $\beta=10^\circ$ 此时放大倍数 $K=2.33$ ，改变单一参数，记录放大倍数变化情况绘制图像，微动机构各参数与放大倍数关系如图 2-7 所示。

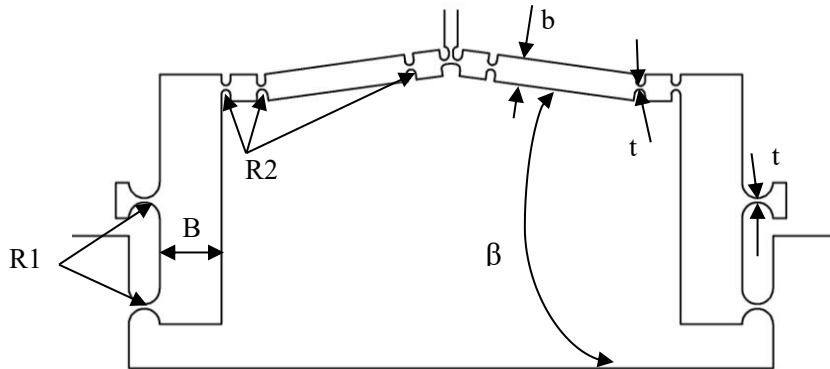
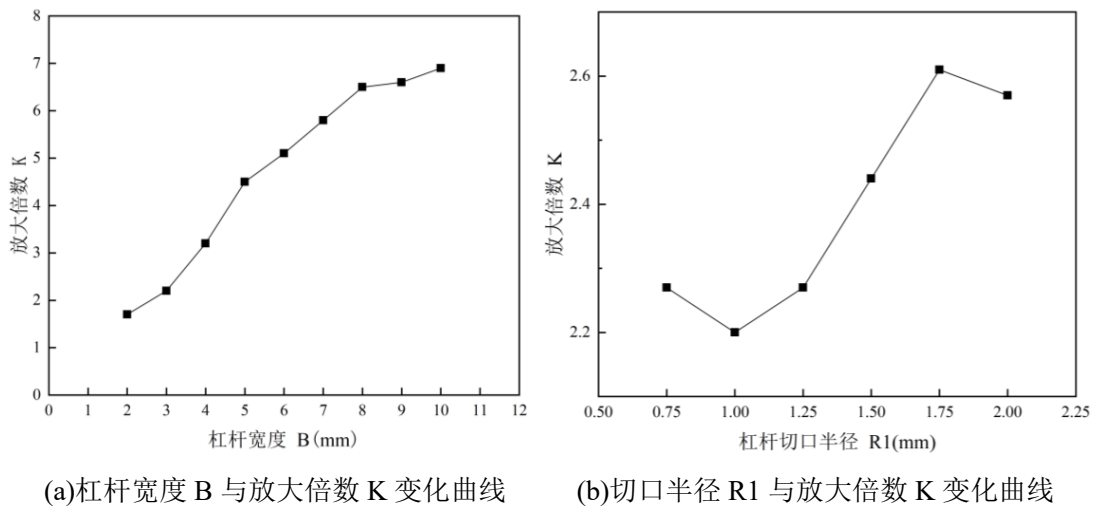


图 2-6 微动机构参数图



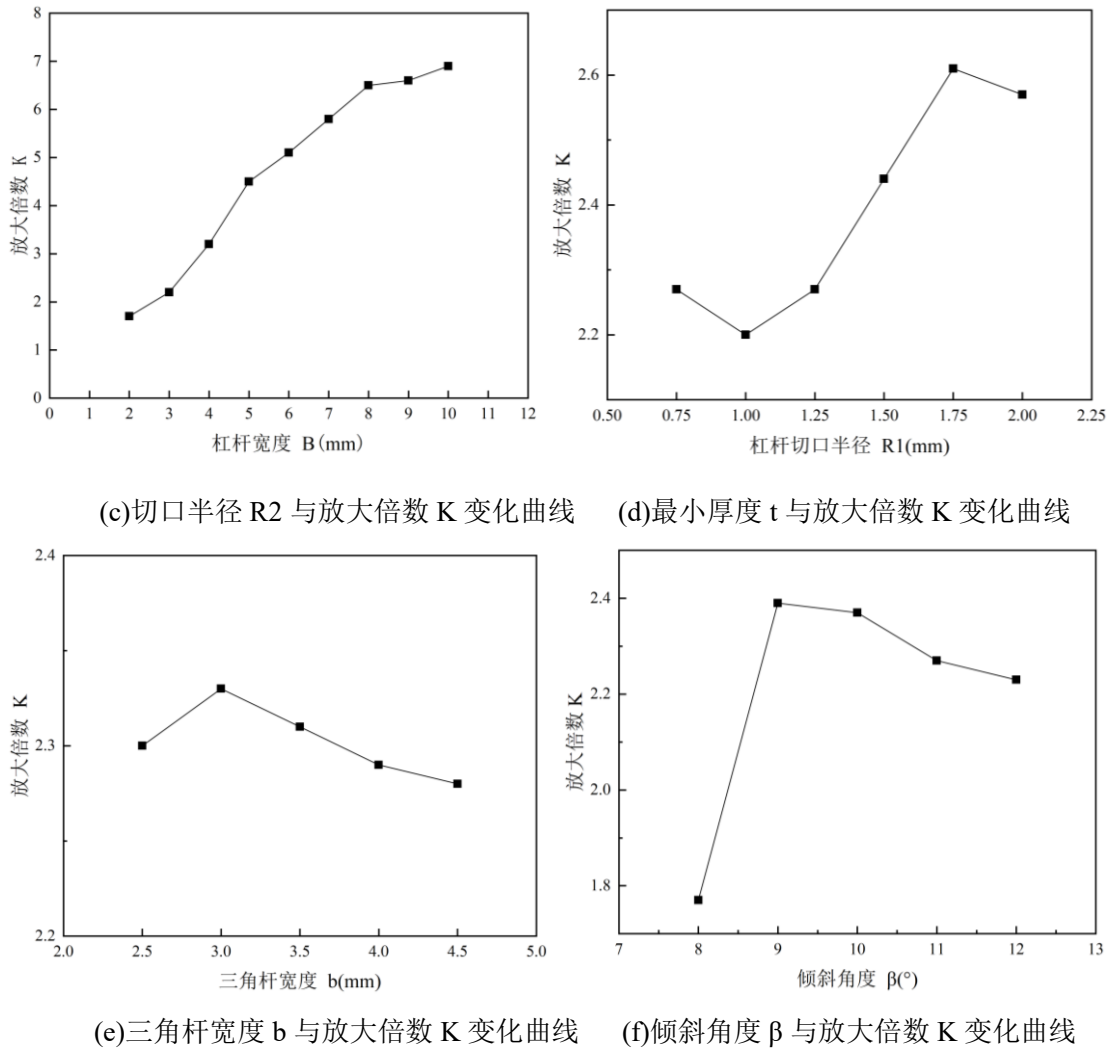


图 2-7 微动机构各参数与放大倍数关系图

如图 2-7(a)所示, 杠杆宽度 B 与放大倍数 K 变化曲线为线性关系, 但曲线后半部分变化速度明显放缓, 随着杠杆宽度 B 增加, 放大倍数 K 增长变慢, 杠杆宽度 B 过大会挤占空间和增大机构质量, 所以选择宽度 $B=7 \text{ mm}$ 较为合适。

如图 2-7(b)和(c)所示, 切口半径 R_1 和 R_2 与放大倍数 K 的变化曲线均符合收敛曲线, 可以在收敛点处取得最优值。图 2-7(d)中, 虽然最小厚度 $t=0.4 \text{ mm}$ 时放大倍数远大于 $t=0.5 \text{ mm}$ 时, 但当 $t<0.5 \text{ mm}$ 时, 机构运动过程中柔性铰链容易断裂而失效, 因此可选取最小厚度 $t=0.5 \text{ mm}$ 。

图 2-7(e)中, 当三角杆宽度 $b<3 \text{ mm}$ 时, 压电叠堆产生的输出位移经过杠杆放大后传递给三角杆, 但由于三角杆刚度太低, 在作动过程中其弹性变形过大, 将会有过多位移转变成材料形变, 降低了作动台的输出位移。相反, 当三角杆宽度 $b>3 \text{ mm}$ 时, 由于三角杆刚度太大, 在作动过程中其弹性变形过小, 将会阻碍

运动的传递，同时 b 过大会增加机构重量，因此三角杆宽度 b 选 3 mm。

由三角放大原理可知，倾斜角度 β 越小，放大倍数越大，但在图 2-7(f)中，倾斜角度 β 过小，反而使放大倍数骤降，这种情况可能是因为倾斜角度过小导致在位移传递过程中，杠杆输出端对三角杆的作用力大部分转变为水平力，造成三角杆受压严重，进而产生过多的弹性形变，使放大倍数骤降，倾斜角度 β 应选 10° 。

由图 2-7 中各曲线可知，参数取过大和过小均会影响微动机构正常工作，例如柔性铰链最小厚度 t 越小，放大倍数越大，但 t 过小会使微动机构刚度过低，导致柔性铰链失效。同理杠杆宽度 B 越大，放大倍数越大，但 B 过大会使杠杆太宽挤占其他部件空间。因此要综合考虑选取微动机构各个参数值，使其在不影响微动机构正常工作情况下，获得最大放大倍数。综上所述，最终选取的参数数值见表 2-4 所示。

表 2-4 微动机构各参数具体数值

杠杆宽度	杠杆切口	三角杆切口	最小厚度	三角杆宽度	倾斜角度
$B(\text{mm})$	半径 $R1(\text{mm})$	半径 $R2(\text{mm})$	$t(\text{mm})$	$b(\text{mm})$	$\beta(^{\circ})$
7	1.75	0.5	0.5	3	10

确定好参数后，依据参数建立三维模型，导入 Ansys Workbench 中进行仿真分析，仿真结果如图 2-8 所示，参数优化完成的微动机构仿真输出位移为 $106.84 \mu\text{m}$ ，仿真放大倍数则为 10.684 倍，相比优化之前的 6.33 倍有明显提升。

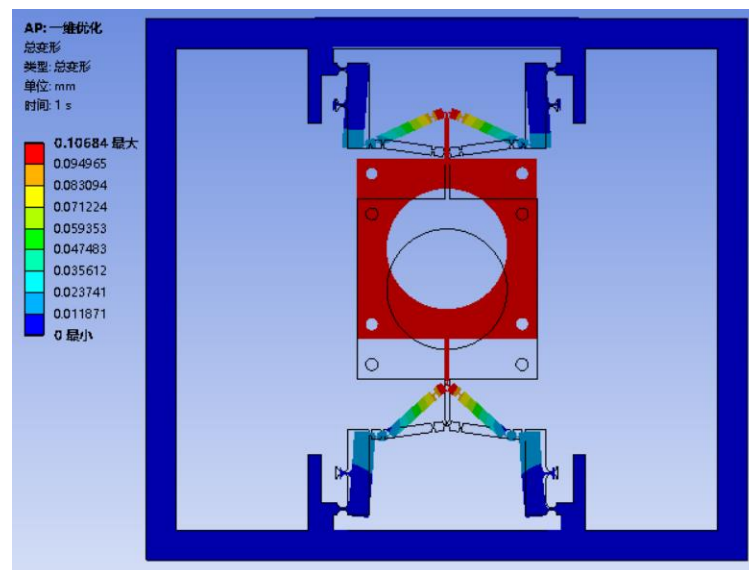


图 2-8 一维微动机构最终仿真结果

2.4.3 杠杆结构设计

将杠杆结构等效为悬臂梁进行分析^[56,57]，A 点为固定端，B 点为杠杆中间压电叠堆输出力 F_0 的作用点，C 点为自由端，其中杠杆长度 $AC=L=24\text{ mm}$ ，则 $AB=x=12\text{ mm}$ ，杆件变形情况如图 2-9 所示，计算杠杆挠度和转角并进行刚度校核。

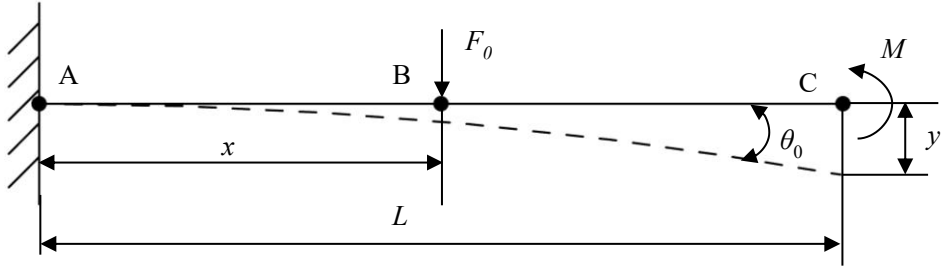


图 2-9 杠杆受力变形图

(1) 杠杆挠度及转角计算

根据材料学公式可得：

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{M(x)}{EI} \quad (2-8)$$

式中， M 表示弯矩， E 表示弹性模量， I 表示惯性矩。

由力学原理得图 2-12 中 C 点弯矩为：

$$M(x) = F_0(x - L) \quad (2-9)$$

将式 (2-8) 代入式 (2-9)，得：

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{F_0(x - L)}{EI} \quad (2-10)$$

将式 (2-10) 进行积分，则杠杆转角方程为：

$$\theta_0(x) = \frac{dy}{dx} = \frac{F_0(x - L)^2}{2EI} + C \quad (2-11)$$

将式 (2-10) 进行二次积分，则杠杆挠度方程为：

$$y_0(x) = \frac{F_0(x - L)^3}{6EI} + Cx + D \quad (2-12)$$

当 $x=0$ 时处于杠杆边界，此时 $\theta_0=0$ 、 $y_0=0$ ，将其代入式 (2-11)、式 (2-12)，

可求出 C 、 D ： $C = -\frac{F_0 L^2}{2EI}$ ； $D = -\frac{F_0 L^3}{6EI}$ 。

在压电叠堆输入力 F_0 作用下，杠杆 C 点变形为： $\theta_0 = -\frac{F_0 x^2}{2EI}$ 。

杠杆 C 点挠度为 B 点扰度与在 F_0 作用下 B 点到 C 点由于旋转产生的挠度总和，则扰度方程为：

$$\begin{aligned} y(x) &= y_0(x) + x\theta_0 = \frac{F_0(x-L)^3}{6EI} - \frac{F_0 L^2}{2EI}x + \frac{F_0 L^3}{6EI} - \frac{F_0 x^3}{2EI} \\ &= -\frac{F_0 x^2}{6EI}(3L + 2x) \end{aligned} \quad (2-13)$$

则转角方程为：

$$\theta_0(x) = \frac{F_0(x-L)^2}{2EI} - \frac{F_0 L^2}{2EI} = -\frac{F_0 x}{2EI}(2L - x) \quad (2-14)$$

所设计的杠杆为矩形横截面，矩形截面宽度为 5 mm，矩形截面长度为 24 mm，惯性矩公式为：

$$I = \frac{ab^3}{12} \quad (2-15)$$

将 $a=5$ mm、 $b=24$ mm 代入式 (2-15)，得出杠杆惯性矩 $I = 5.76 \times 10^{-9} \text{ m}^4$ 。

将 $F_0=1$ kN， $E = 2.11 \times 10^{11}$ Pa，代入式 (2-13)、式 (2-14) 得 $y_{\max} = 9.58 \times 10^{-8} \text{ m}$ ，

$$\theta_{\max} = 4.92 \times 10^{-6} \text{ rad}。$$

(2) 刚度校核

从设计规范查得在一般机械结构中：许用挠跨比 $\left[\frac{y}{x}\right] = 0.00001$ ，许用转角

$[\theta] = 0.001 \text{ rad}$ ，刚度校核公式为：

$$\frac{y_{\max}}{x} \leq \left[\frac{y}{x}\right] \quad |\theta_{\max}| \leq [\theta] \quad (2-16)$$

代入相关数据得： $\frac{y_{\max}}{x} = 3.99 \times 10^{-6} < \left[\frac{y}{x}\right]$ ， $|\theta_{\max}| = 4.92 \times 10^{-6} < [\theta]$ ，则杠杆

结构刚度满足使用求。

2.4.4 三角结构设计

根据材料力学原理，当压杆所承受的轴向力超过了其临界载荷（ $F_0 > F_{Pcr}$ ），压杆将进入一种不稳定的状态，这种现象被称为压杆失稳^[58-60]。在力学模型上三角机构可以被简化成一个两端以铰链方式支撑的对称悬臂压杆，其失稳过程如图 2-10 所示，压杆结构如图 2-11 所示。

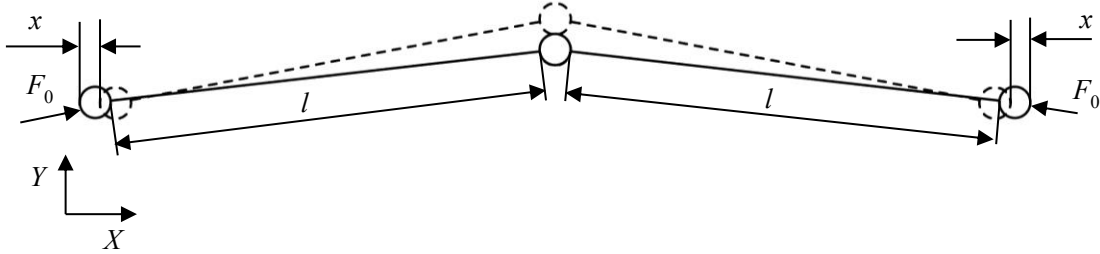


图 2-10 三角结构失稳过程图

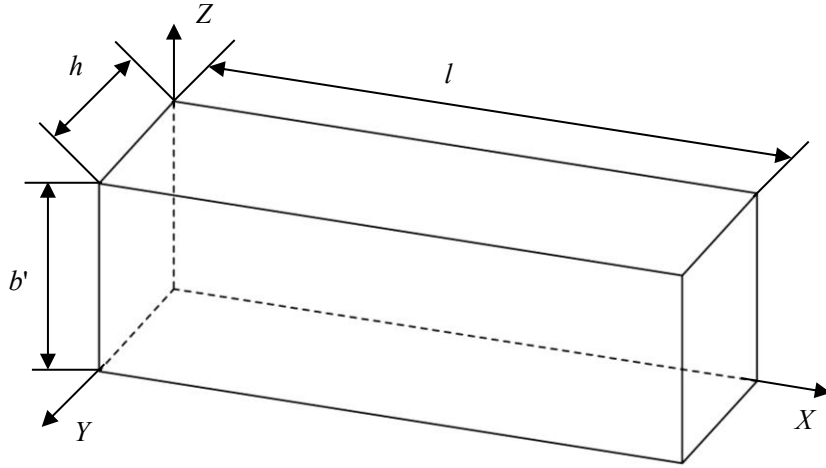


图 2-11 压杆结构

设定压杆长度 $l=30\text{ mm}$ ，高度 $h=3\text{ mm}$ ，宽度 $b'=10\text{ mm}$ ，安全系数 n_{st} 取 3，压电叠堆输出位移达到最大时，其轴向压力 $F_0=1\text{ kN}$ ，同时也需校核压杆稳定性。

(1) 压杆柔度计算

由图 2-9 可知，如果压杆在 XY 平面内失稳，其两端可视为铰链支座，则 Z 轴惯性半径为：

$$i_z = \sqrt{\frac{b'h^3}{12b'h}} = \frac{h}{2\sqrt{3}} \quad (2-17)$$

将 $h=3\text{ mm}$ 代入式 (2-17)，得 $i_z=0.866\text{ mm}$ 。根据 Z 轴柔度计算公式：

$$\lambda_z = \frac{\mu l}{i_z} \quad (2-18)$$

式中，长度系数 $\mu=1$ ，代入压杆长度和 Z 轴惯性半径数据得 $\lambda_z=34.64$ 。

压杆在 XZ 平面内失稳，同理可得 Y 轴惯性半径和柔度：

$$\begin{aligned} i_y &= \sqrt{\frac{hb^3}{12bh}} = \frac{b'}{2\sqrt{3}} \\ \lambda_y &= \frac{\mu l}{i_y} \end{aligned} \quad (2-19)$$

将相关数据代入式 (2-19)，得 $i_y=2.887 \text{ mm}$ ， $\lambda_y=10.39$ 。因为 $\lambda_z > \lambda_y$ ，所以使用 λ_z 来计算临界条件下压力。

(2) 临界条件下的压力计算以及稳定性校核

由材料学知识可得 65Mn 极限柔度 $\lambda_p=100$ ， $\lambda_s=60$ ； $\lambda_z < \lambda_s$ ，临界应力公式为：

$$\sigma_{cr} = \sigma_s \quad (2-20)$$

根据表 2-1 数据可知，材料屈服极限为 432 MPa，则 $\sigma_{cr} = 432 \text{ MPa}$ 。

临界压力公式：

$$F_{pcr} = \sigma_{cr} A \quad (2-21)$$

式中， $A=bh$ ，代入相关数据得 $F_{pcr}=12.96 \text{ kN}$ 。

校核公式：

$$n = \frac{F_{pcr}}{F_0} \geq n_{st} \quad (2-22)$$

代入数据通过计算，得出 $n=12.96$ ，超过了稳定安全系数 $n_{st}=3$ ，因此压杆结构符合稳定条件。

2.4.5 柔性铰链结构设计

柔性铰链微位移放大机构工作原理：当零件受到外力作用时，会优先在其较薄处产生形变，柔性铰链可实现刚性转动效果^[61]。微位移放大机构采用柔性铰链将杠杆与三角结构铰接，其充分利用柔性铰链工作时无摩擦损耗的特点，既能减小整体机构尺寸，又可以满足微位移放大条件。

常见的柔性铰链可大致分为三类，分别是直梁型、圆角型和 V 型，如图 2-12 所示。

由于圆角型柔性铰链具有较好转动刚度，所以机构转动部位均采用圆角型柔

性铰链，圆角型铰链结构简化图如图 2-13 所示。其中 t 为铰链中最小厚度、 R 为圆角型铰链半径、 b 为放大机构厚度、 h 为铰链宽度。作用于圆角型柔性铰链的各力矩中，力矩 M_y 的作用所产生的形变量最大，因此在计算中仅对力矩 M_y 作用效果进行分析。

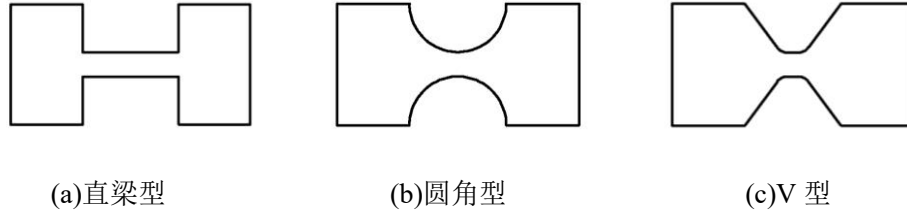


图 2-12 常见柔性铰链类型

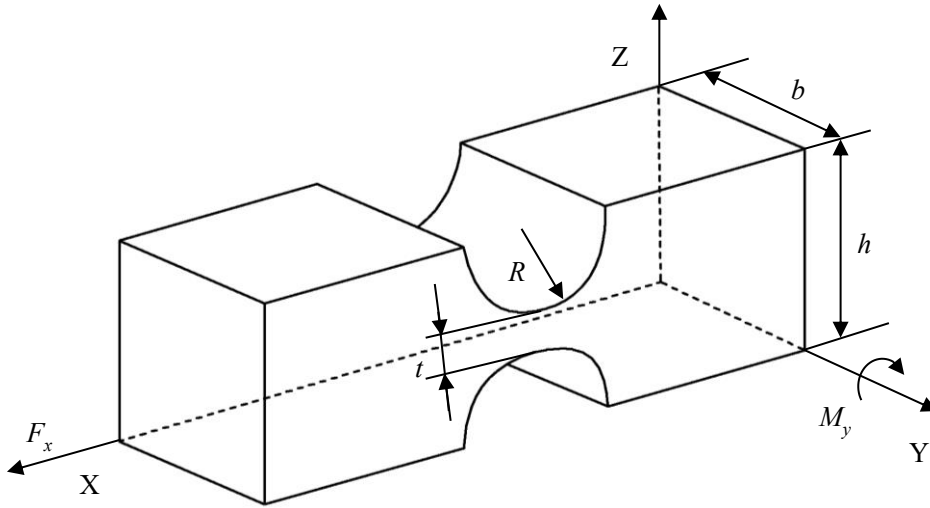


图 2-13 圆角型铰链受力分析图

当圆角型铰链承受力矩 M_y 的作用时，根据材料力学公式，其转角^[62]：

$$\alpha_y = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \frac{12M_y R \cos \alpha}{Eb(t+2R-2R\cos \alpha)^3} d\alpha = \frac{12M_y}{EdR^2} f \quad (2-23)$$

式 (2-23) 中 f 为：

$$f = \frac{12s^4(2s+1)}{(4s+1)^{\frac{5}{2}}} \arctan \sqrt{4s+1} + \frac{2s^3(6s^2+4s+1)}{(4s+1)^2(2s+1)} \quad (2-24)$$

其中式 (2-24) 中 s 为：

$$s = \frac{R}{t} \quad (2-25)$$

圆角型铰链转动刚度^[63]：

$$K_y = \frac{M_y}{\alpha_y} = \frac{EbR^2}{12f} \quad (2-26)$$

圆角型铰链具体结构参数见表 2-5

表 2-5 圆角型铰链参数表

最小厚度 $t(\text{mm})$	圆角半径 $R(\text{mm})$	厚度 $b(\text{mm})$	宽度 $h(\text{mm})$
0.5	1.75	10	4

将表 2-5 中参数代入式 (2-26) 中, 即可求出转动刚度 $K_y = 20.7 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$ 。

圆角型柔性铰链在 F_x 的作用下, 会产生沿 X 轴方向的微小形变 Δx , 根据材料力学相关知识, 柔性铰链刚度^[64]:

$$K_x = \frac{F_x}{\Delta x} = \frac{Eb}{\frac{2(1+s)}{\sqrt{2s+s^2}} \arctan \sqrt{\frac{2+s}{s} - \frac{\pi}{2}}} \quad (2-27)$$

将表 2-5 中数据代入式(2-27), 得到 X 方向上的刚度为 $K_x = 4.09 \times 10^{10} \text{ N/m}$ 。

综上所述, 在沿 X 方向上的力 F_x 作用下, 圆角型柔性铰链绕 Y 轴转动刚度为 $K_y = 20.7 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$, 其对整体机构工作性能影响可忽略不计; 圆角型柔性铰链沿 X 方向刚度为 $K_x = 4.09 \times 10^{10} \text{ N/m}$, 可知柔性铰链在 X 方向的形变量很小, 在工作过程中可有效传递位移, 因此柔性铰链在刚度上满足使用要求。

2.5 放大倍数计算

微动机构放大倍数计算方法包括图解法和解析法^[65,66]。图解法是将微动机构各个运动结构简化为刚性杆, 测量压电叠堆位移输入处起点与终点距离, 根据微动机构结构关系作图, 最后测量机构位移输出处起点与终点距离, 输出、输入位移相除即可得到机构放大倍数。解析法是将微动机构简化为杠杆和三角两部分, 分别利用数学关系式求出各自的放大倍数, 最后再将两个放大倍数相乘得到微动机构整体放大倍数。

2.5.1 图解法求放大倍数

一维微动机构简化模型如图 2-14 所示, 当其处于工作状态时, 施加电压激励压电叠堆, 在逆压电效应的作用下, 压电叠堆分别在杠杆输入端 B、B₁ 处产生

位移 Δx ，经杠杆放大机构 $ABC/A_1B_1C_1$ ，将位移从杠杆输出端 C/C_1 输出，实现第一次位移放大，再经三角放大机构 CD/C_1D ，实现第二次位移放大，并将位移由 X 方向转变为 Y 方向，最终在 D 处输出机构位移 Δy 。

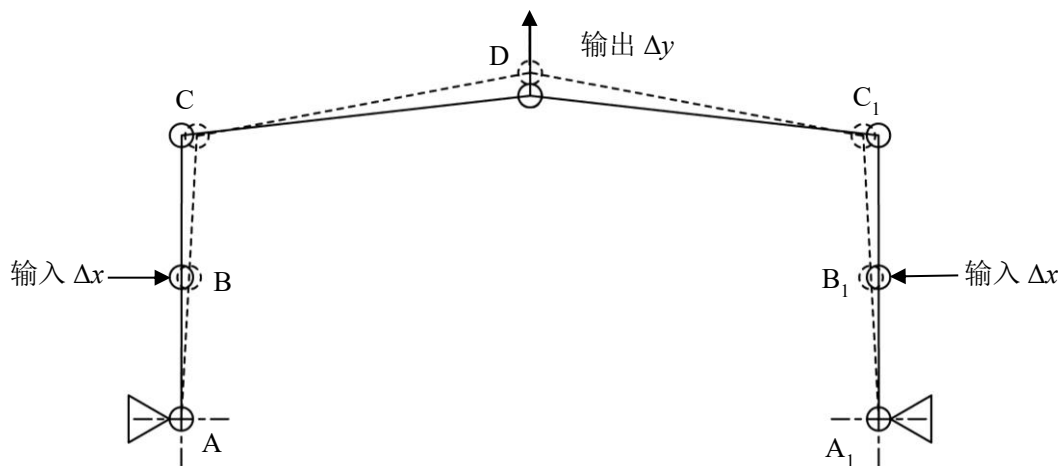


图 2-14 一维微动机构简化模型

由于放大机构整体对称，此处仅以 $ABCD$ 部分为研究对象。利用图解法对其机构模型进行理论放大倍数分析，其图解过程如图 2-15 所示。压电叠堆的位移只有 $10\ \mu\text{m}$ ，为了方便观察，需将输入位移在图中放大，但放大输入位移后会引入三角结构角度变化影响放大倍数计算。解决方法是在 CAD 软件中使用真实尺寸求出输出位移，图中线段和角度只为演示图解法原理，不代表具体数值尺寸等参数。

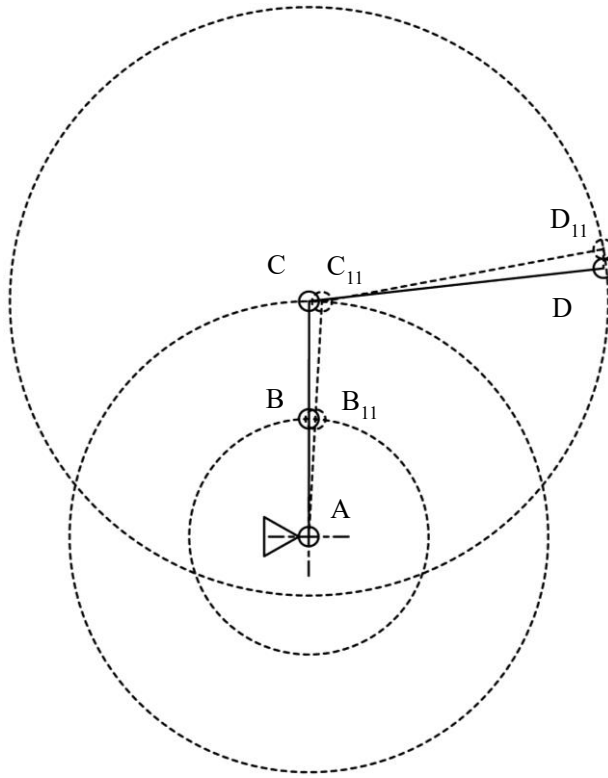


图 2-15 图解法过程图

在杠杆结构中以 A 为圆心分别以 AB、AC 为半径作辅助圆，压电叠堆输出位移为 0.01 mm，B 点在压电叠堆输出位移作用下移动到 B₁₁ 处，在杠杆放大机构作用下使 C 点移动至 C₁₁ 点处，以 C₁₁ 为圆心作半径为 CD 的辅助圆，过点 D 作垂线交辅助圆于点 D₁₁，则 DD₁₁ 为机构输出位移。图中已知参数：AB=12 mm，AC=24 mm，CD=30 mm，CD 杆与水平面夹角 $\beta=10^\circ$ ，输入位移 $\Delta x=0.01$ mm，经过以上作图方法，最终测量得到输出位移 $\Delta y=DD_{11}=0.1122$ mm。

则理论放大倍数为：

$$K = \frac{\Delta y}{\Delta x} \approx 11.22 \quad (2-28)$$

2.5.2 解析法计算放大倍数

杠杆结构和三角结构的工作原理如图 2-16 所示，A 为杠杆结构支点，B 为杠杆位移输入点，C 为杠杆位移输出点，D、E 为三角结构位移输入点，F 为三角结构位移输出点。

当压电叠堆输出水平位移 Δx 作用在位移输入点 B 时，ABC 构成的杠杆结构对 Δx 进行第一次放大。由于杠杆结构位移输出点 C 与三角结构位移输入点 D 直

接相连，因此三角结构输入位移近似为杠杆结构输出位移，则 Δx 经过 DEF 组成的三角结构进行第二次放大，最后在三角结构顶端 F 输出垂直位移 ΔY 。

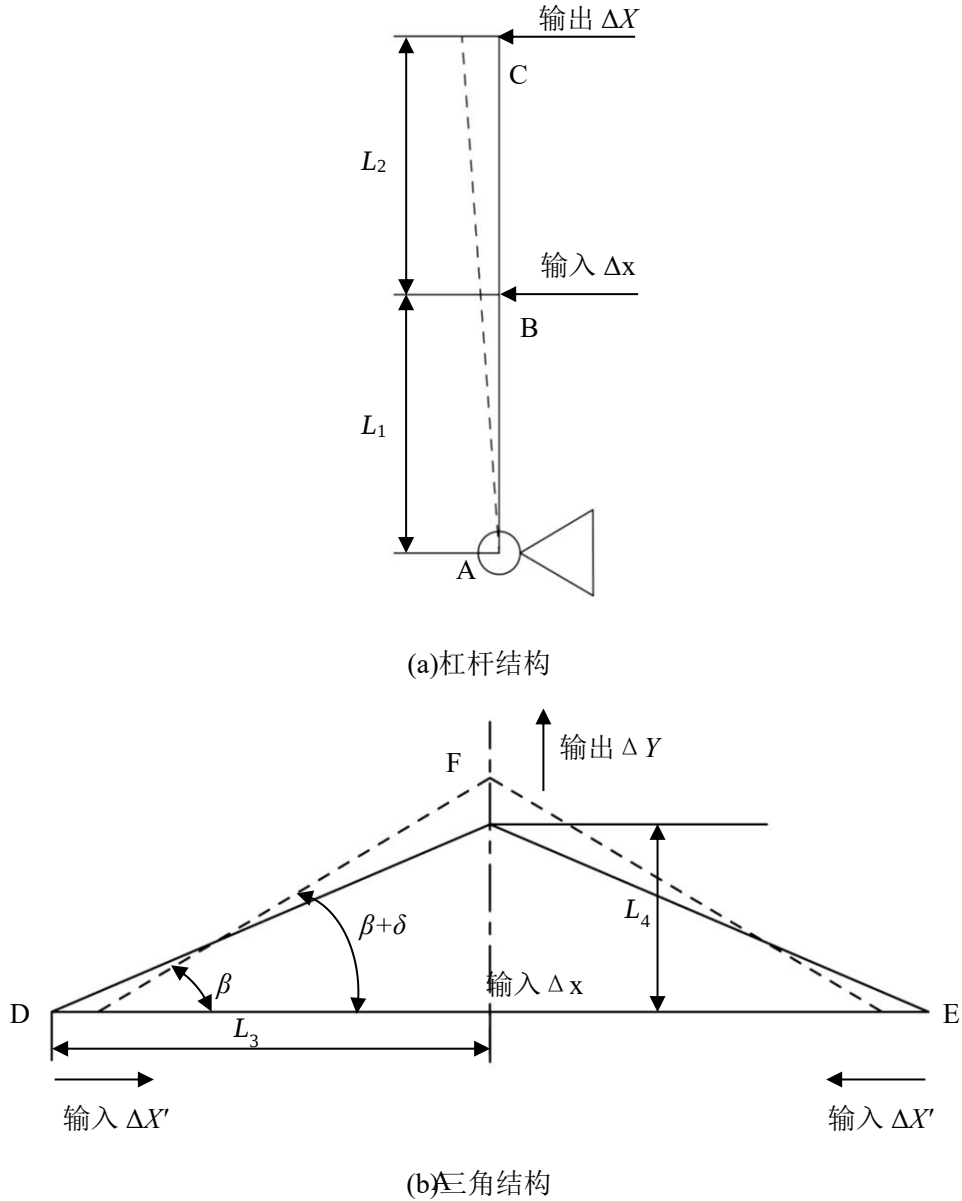


图 2-16 杠杆结构和三角结构工作原理图

首先计算杠杆结构放大倍数，其中 $L_1=L_2$ ， L_1 为杠杆输入点 B 与支点 A 之间距离； L_2 为杠杆输出点 C 与支点 A 之间距离。则：

$$\Delta X = \Delta x \frac{L_1 + L_2}{L_1} = 2\Delta x \quad (2-29)$$

式中， ΔX 为杠杆结构输出位移。

则杠杆结构放大倍数 K_l 为：

$$K_1 = \frac{\Delta X}{\Delta x} = \frac{2 \times \Delta x}{\Delta x} = 2 \quad (2-30)$$

接着计算三角结构放大倍数，当杠杆结构输出端对三角结构输入两个大小相同、方向相反的水平位移 $\Delta X'$ ($\Delta X' = \Delta X$) 后，将在三角结构输出端产生垂直方向输出位移 ΔY ，三角结构斜边与水平面直角边所构成的夹角 β 随之增大为 $\beta + \delta$ ，其中 δ 为柔性铰链弯曲角度。

由图 2-16 (b) 结合勾股定理可得：

$$L = \sqrt{L_3^2 + L_4^2}$$

$$\Delta Y = L \sin(\beta + \delta) - L \sin \beta$$

$$\Delta X' = L \cos \beta - L \cos(\beta + \delta)$$

式中， L_3 为三角结构位移输入点 D 到位移输出点 F 之间水平距离， L_4 为三角结构位移输入点 D 到位移输出点 F 之间垂直距离， L 为三角结构位移输入点 D 到位移输出点 F 之间直线距离。

则三角结构放大倍数 K_2 为：

$$\begin{aligned} K_2 = \frac{\Delta Y}{\Delta X'} &= \frac{L \sin(\beta + \delta) - L \sin \beta}{L \cos \beta - L \cos(\beta + \delta)} \\ &= \frac{\tan \beta (\cos \delta - 1) + \sin \delta}{(1 - \cos \delta) + \tan \beta \sin \delta} \end{aligned} \quad (2-31)$$

由于三角结构输入位移 $\Delta X'$ 很小，因而柔性铰链弯曲变形也很小，因此柔性铰链弯曲角度 δ 可以忽略不计，即 $\delta \approx 0$ 。利用等价无穷小替换法则，得： $\sin \delta \approx$

δ ， $1 - \cos \delta \approx \frac{\delta^2}{2}$ ，则式 (2-31) 可化简为：

$$K_2 = \frac{\Delta Y}{\Delta X'} = \frac{1 - \frac{\delta}{2} \tan \beta}{\frac{\delta}{2} + \tan \beta} \quad (2-32)$$

因为柔性铰链的弯曲角度 $\delta \approx 0$ ，所以： $\frac{\delta}{2} \tan \beta \approx 0$ ， $\frac{\delta}{2} \approx 0$ ；则式 (2-32) 可进一步简化为：

$$K_2 = \frac{\Delta Y}{\Delta X'} \approx \frac{1}{\tan \beta} \quad (2-33)$$

由于杠杆结构输出端与三角结构输入端直接相连，所以微动机构位移总放大

倍数为杠杆放大倍数与三角放大倍数相乘：

$$K_{\text{总}} = \frac{\Delta Y}{\Delta x} = K_1 \times K_2 \approx 2 \times \frac{1}{\tan \beta} \approx \frac{2}{\tan \beta} \quad (2-34)$$

将 $\beta=10^\circ$ 代入式(2-34)中计算可得该微动机构的位移总放大倍数为 11.34 倍，图解法与解析法求得的放大倍数差别较小，但为了找出更精确的机构放大倍数，需要分析两种结果差异原因，最终将更接近实际放大倍数的数值作为微动机构理论放大倍数。

2.5.3 图解法与解析法差异分析

图解法：手工作图的图解法会有较大误差、精度较低，同时作图过程耗费时间，不适用于机构的精确计算；本章采用的图解法是在 CAD 软件中画出实际尺寸，根据图形变换关系作图，最终在图中测量得到输出位移，由于计算机软件的测量精度很高，所以此方法得到的结果更接近于实际。

解析法：将组成微动机构的两部分简化为杠杆和三角结构，利用数学关系式求得总放大倍数，但在求解过程中将三角结构角度 β 变化忽略不计，而三角结构在加入输入位移后的作动过程中其角度 β 会变大，导致三角结构位移放大能力变小，所以实际放大倍数小于解析法计算数值。综上所述，微动机构的理论放大倍数应选择图解法计算的 11.22 倍。

2.6 本章小结

(1) 针对压电叠堆输出位移较小难以满足其在工程领域应用问题，综合现有几种位移放大机构，提出了一种基于“杠杆+三角”放大原理的复合式位移放大机构，并将其应用到一维压电微动机构中，实现了大行程和双向作动设计目标。

(2) 基于有限元分析软件优化重要结构参数使其满足大行程设计要求，完成了结构设计与校核，通过将一维压电微动机构简化成理论模型，分别利用图解法和解析法计算机构放大倍数，最终选择图解法结果 11.22 作为微动机构理论放大倍数。

第3章 二维压电微动机构设计与仿真

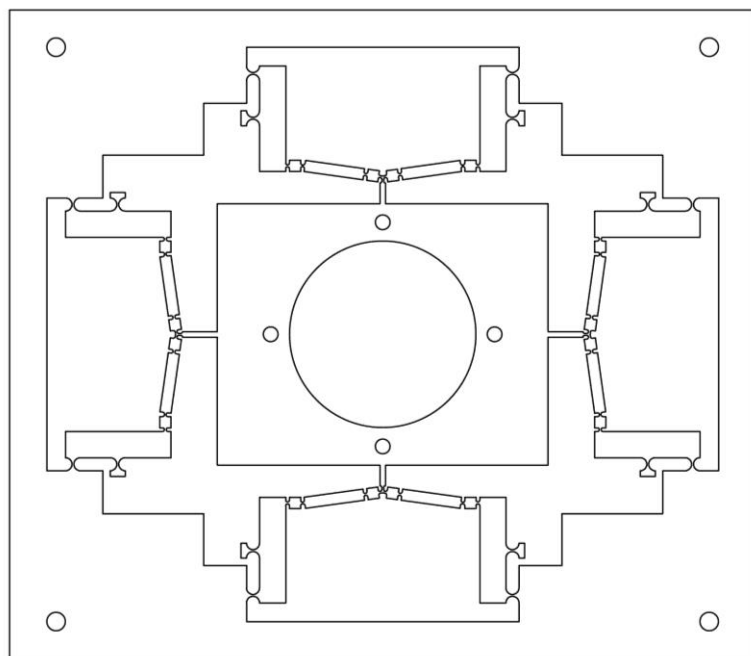
一维压电微动机构在一维空间内实现了双向作动的设计要求，但由于其受限于维度限制，应用范围相对有限。为了进一步提升其应用的多样性和灵活性，需要拓展设计出具有更广阔应用范围的二维压电微动机构^[67]。

3.1 二维微动机构设计

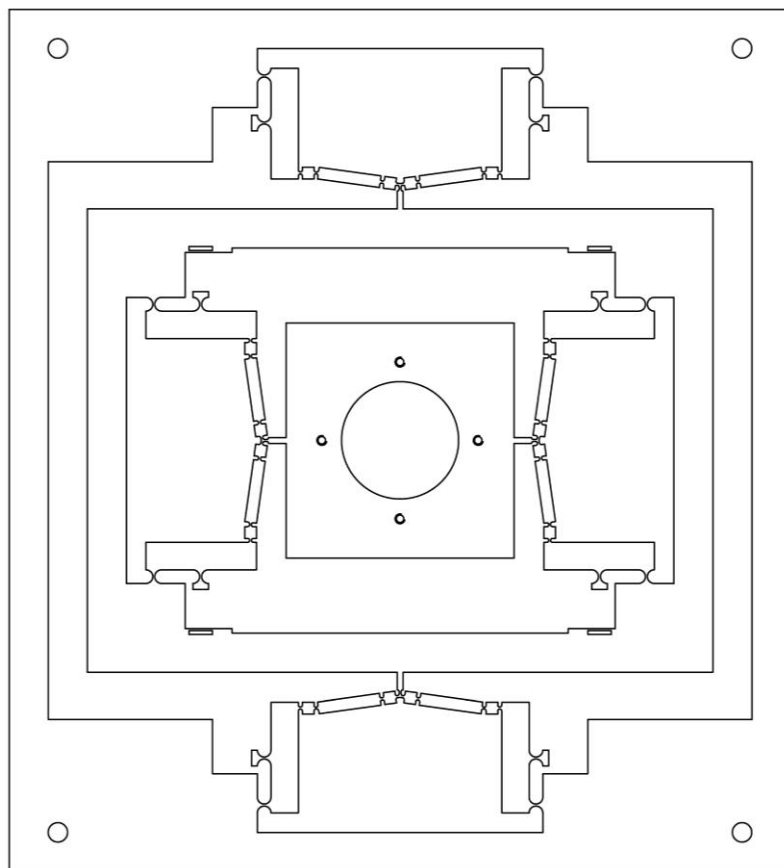
3.1.1 整体组合结构

相比于一维压电微动机构，二维压电微动机构能够在二维空间内实现更复杂的运动和操作，能实现平面内的位移、旋转和挠曲等多种运动，从而满足更广泛的应用需求。通过串联与并联方式将前文设计的一维微动机构组合成两种二维微动机构^[68]，具体结构如图 3-1 所示。

图 3-1(a)为并联方式，将两个相同的一维微动机构直接连接在作动台上；图 3-1(b)为串联方式，将一维微动机构放置在另一个一维微动机构内部，外部一维微动机构间接控制作动台移动。



(a) 并联方式



(b)串联方式

图 3-1 两种组合结构

串联方式结构的两个运动方向相对独立，不会产生位移耦合问题，从而降低了作动台运动控制的难度，因此更倾向于采用串联组合方式设计二维微动机构。而并联组合方式也有其优点，结构更紧凑，四个“杠杆+三角”微位移放大机构直接连接中间的作动台，相比串联，并联减少了中间传动结构，增大了传动效率。因此，选择串联还是并联组合方式需要经过仿真分析和实验验证，综合考虑选出最优的一种组合方式。

3.1.2 二维微动机构工作原理

并联式二维微动机构如图 3-2 所示，将前文设计的一维微动机构并联布置。两个垂直布置一维微动机构直接连接在中央作动台上，结构更加紧凑、体积小，没有中间传动部件，提高了作动台的传动效率。

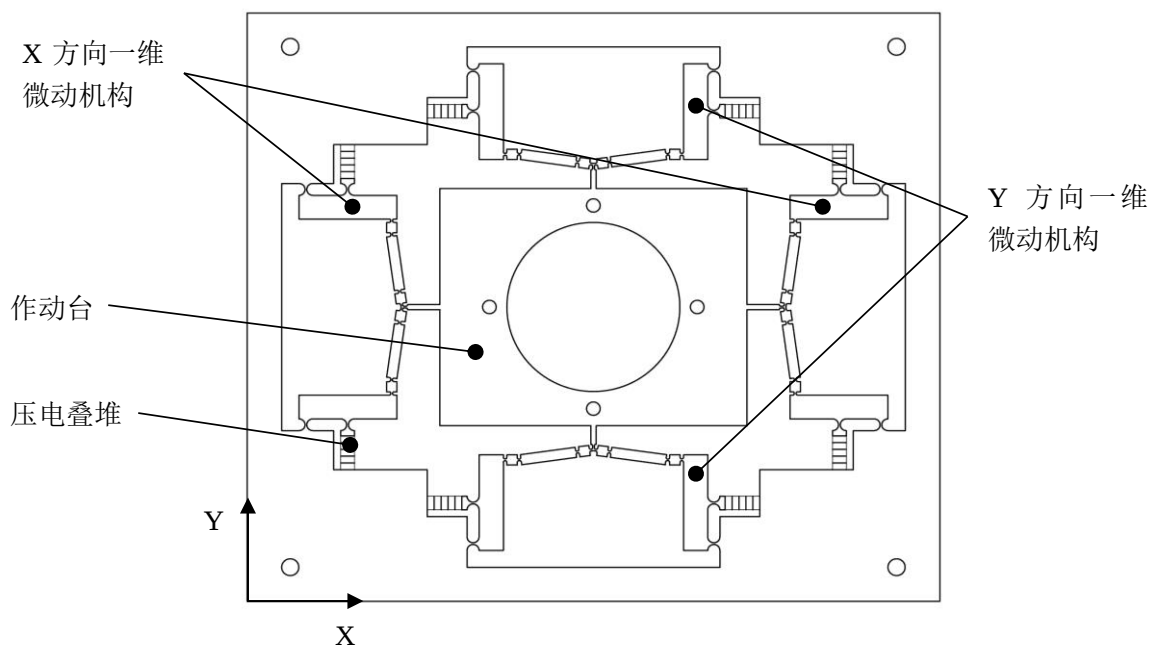


图 3-2 并联二维微动机构

串联式二维微动机构如图 3-3 所示，将前文设计的一维微动机构串联布置。一维微动机构在外部，另一组一维微动机构在上一组一维微动机构的内部，以此来实现 XY 方向二维平面作动，通过内外一维微动机构嵌套来避免输出位移耦合，简化控制系统。

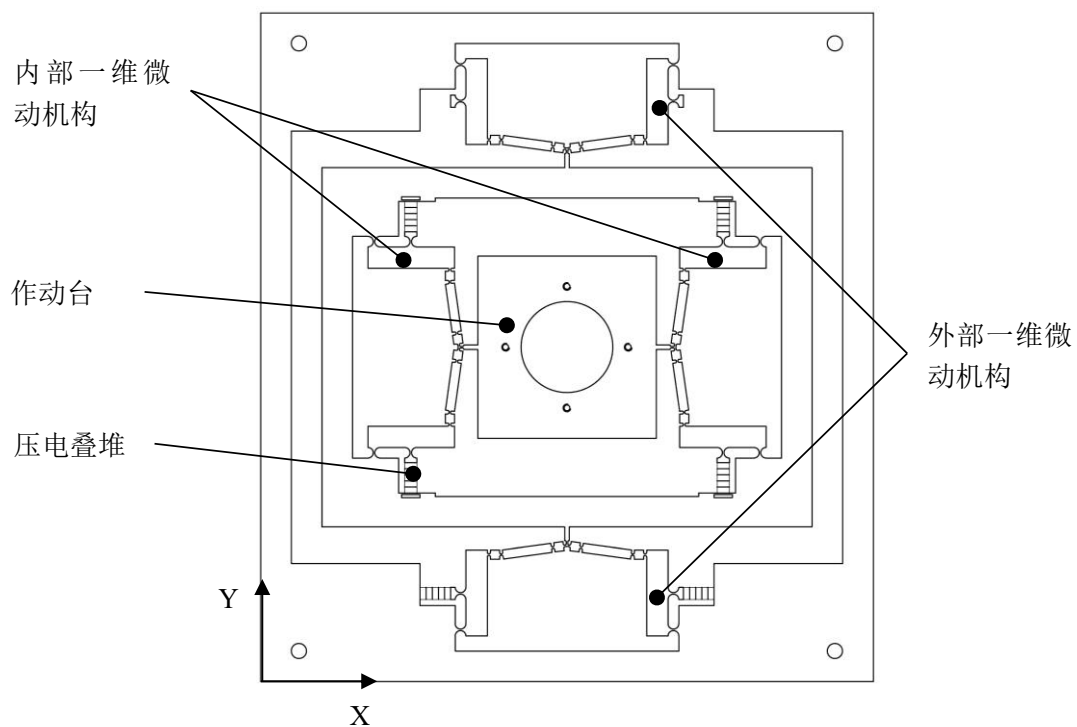


图 3-3 串联二维微动机构

3.1.3 预紧机构设计

压电叠堆主要承受沿着其极化方向的力，而不适合承受拉伸或扭转力。为了优化其性能，通常会在压电叠堆中施加预紧力，这样可以在工作时保证压电叠堆处于压缩状态，从而提升其输出位移和保持稳定性。因此，在应用压电叠堆时，需要设计预紧机构以确保压电叠堆在整个操作期间都能维持预定的压缩状态。

图 3-4（a）所示为外层压电叠堆预紧机构，预紧螺钉提供推力，预紧柱传递推力和隔绝螺钉扭矩，从而保证压电叠堆正常工作。由于内层空间狭小，没有足够的空间安装预紧螺钉和预紧柱，所以采用具有一定斜度的预紧块提供预紧力，内层预紧机构如图 3-4（b）所示。

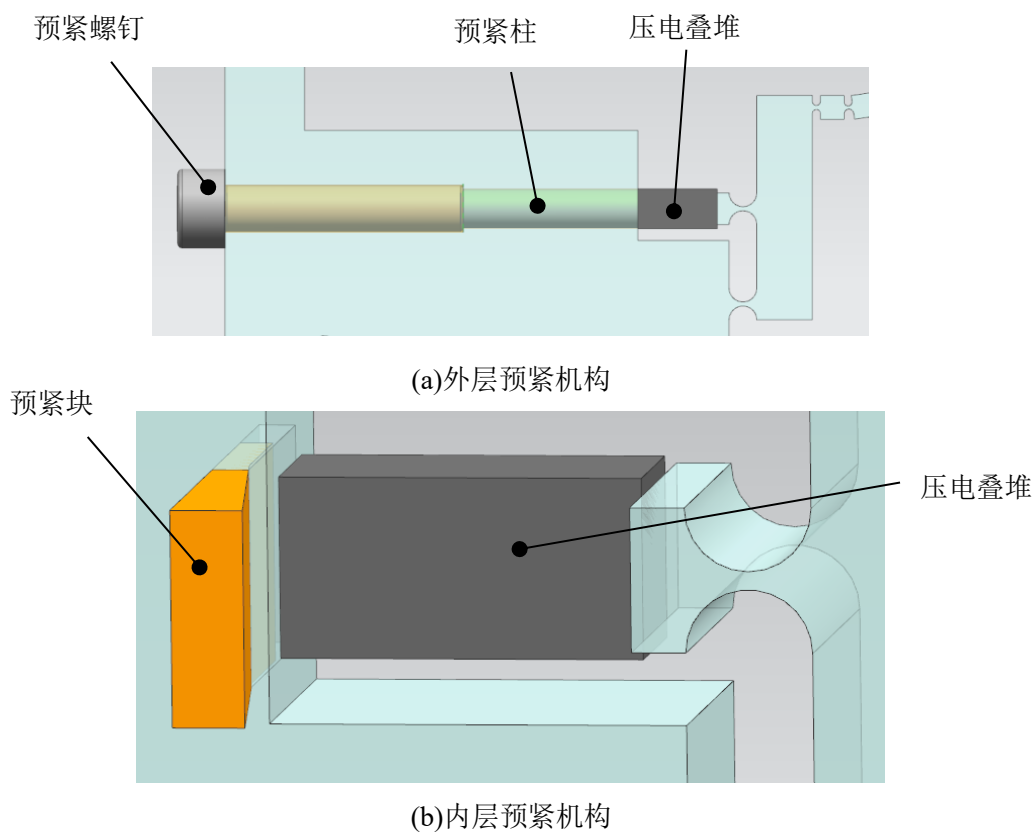


图 3-4 压电叠堆预紧机构

3.2 二维微动机构刚度计算

微动机构的刚度对提高机构放大倍数以及位移输出精度有显著影响，因此需要对微动机构刚度进行研究。将任意两点间的柔性铰链和连杆视为柔性单元梁，微动机构简化为 56 个节点，每两个节点间的柔性铰链和连杆作为基本单元^[69,70]。

基本单元的受力分析如图 3-5 所示，其中定义基本单元的两个节点为 i 、 j 。

并联机构节点位置分布如图 3-6 所示，微动机构 X 方向运动的输入节点编号为 31、40、45、54；微动机构 Y 方向运动的输入节点编号为 3、12、17、26；微动机构输出节点编号则为 7、8、21、22、35、36、49、50。串联机构节点位置分布如图 3-7 所示，微动机构 X 方向运动的输入节点编号为 31、40、45、54；微动机构 Y 方向运动的输入节点编号为 3、12、17、26；微动机构输出节点编号则为 35、36、49、50。

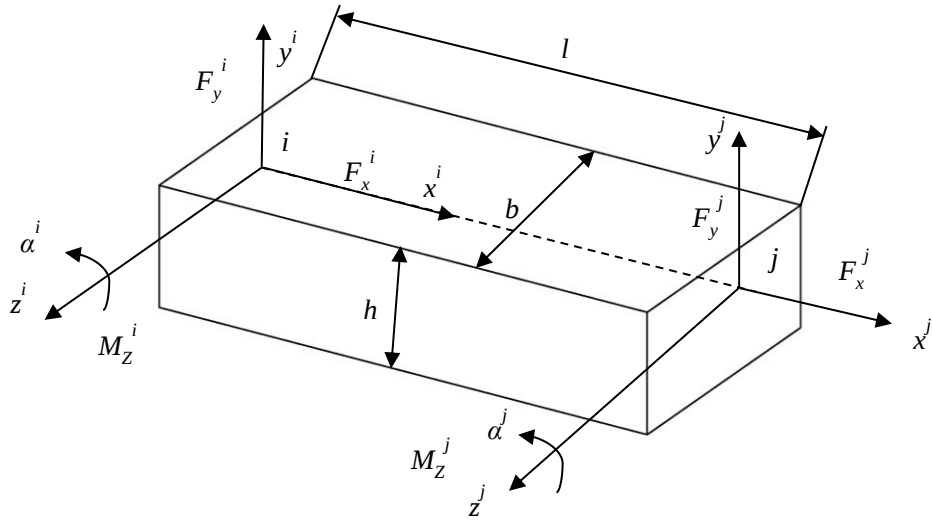


图 3-5 基本单元

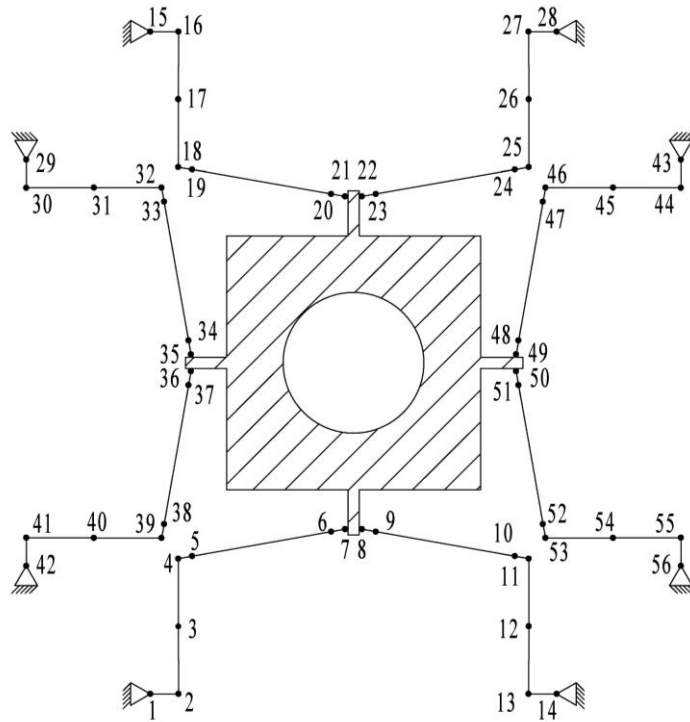


图 3-6 并联机构节点分布图

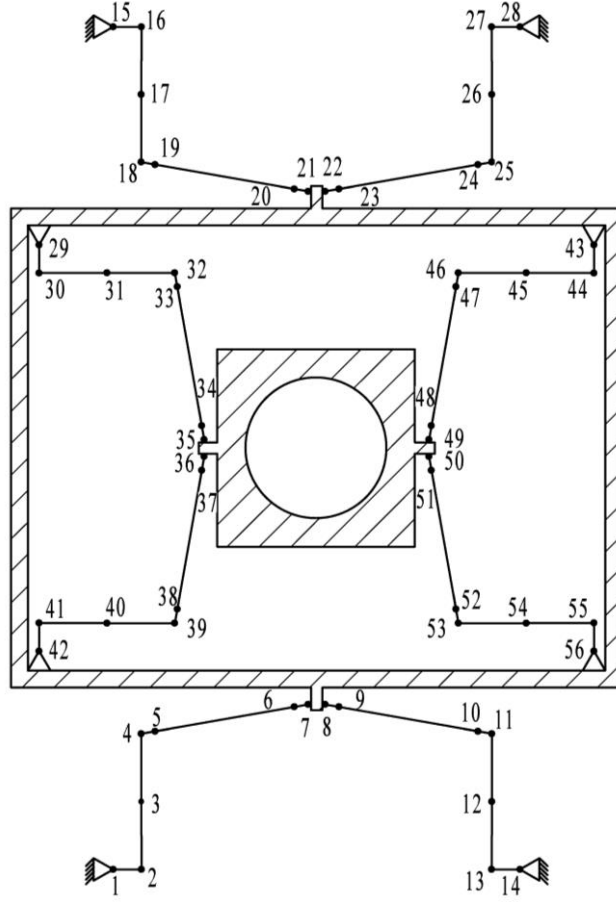


图 3-7 串联机构节点分布图

建立基本单元的力学关系公式：

$$\begin{cases} F_x^i = -F_x^j \\ F_y^i = -F_y^j \\ M_z^i = M_z^j - F_y^j l \\ F_x^j = \frac{EA}{l}(x^i - x^j) \\ F_y^j = -\frac{6EI}{l^2}(\alpha^i + \alpha^j) - \frac{12EI}{l^3}(y^i - y^j) \\ M_z^j = \frac{2EI}{l}\alpha^i + \frac{4EI}{l}\alpha^j + \frac{6EI}{l^2}(y^i - y^j) \end{cases} \quad (3-1)$$

式中， F_x^i 、 F_y^i 、 F_x^j 、 F_y^j 为节点 i 、 j 受到的力， M_z^i 、 M_z^j 为节点 i 、 j 受到的力矩； x^i 、 y^i 、 α^i 、 x^j 、 y^j 、 α^j 为节点 i 、 j 的位移，根据力学公式得：

$$[F]^e = [k]^e [q]^e \quad (3-2)$$

式中, $[F]^e = [F_x^i F_y^i M_z^i F_x^j F_y^j M_z^j]^T$, $[q]^e = [x^i y^i \alpha^i x^j y^j \alpha^j]^T$, $[F]^e$ 为基本单元力矩阵, $[k]^e$ 为刚度矩阵, $[q]^e$ 为位移矩阵, 联立式 (3-1)、(3-2) 得梁基本单元刚度矩阵 $[k]^e$:

$$[k]^e = \begin{pmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & k_{14} & k_{15} & k_{16} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} & k_{24} & k_{25} & k_{26} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} & k_{34} & k_{35} & k_{36} \\ k_{41} & k_{42} & k_{43} & k_{44} & k_{45} & k_{46} \\ k_{51} & k_{52} & k_{53} & k_{54} & k_{55} & k_{56} \\ k_{61} & k_{62} & k_{63} & k_{64} & k_{65} & k_{66} \end{pmatrix}$$

$$= \begin{pmatrix} \frac{EA}{l} & 0 & 0 & -\frac{EA}{l} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12EI}{l^3} & \frac{6EI}{l^2} & 0 & -\frac{12EI}{l^3} & \frac{6EI}{l^2} \\ 0 & \frac{6EI}{l^2} & \frac{4EI}{l} & 0 & -\frac{6EI}{l^2} & \frac{2EI}{l} \\ -\frac{EA}{l} & 0 & 0 & \frac{EA}{l} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{12EI}{l^3} & \frac{6EI}{l^2} & 0 & \frac{12EI}{l^3} & -\frac{6EI}{l^2} \\ 0 & \frac{6EI}{l^2} & \frac{2EI}{l} & 0 & -\frac{6EI}{l^2} & \frac{4EI}{l} \end{pmatrix} \quad (3-3)$$

根据坐标变换矩阵, 可以将局部坐标系中推导出的基本单元公式转换为整体坐标系内, 坐标变换矩阵见式 (3-4)。

$$T(\theta) = \begin{pmatrix} \cos \theta & \sin \theta & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\sin \theta & \cos \theta & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cos \theta & \sin \theta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\sin \theta & \cos \theta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (3-4)$$

式中, θ 表示坐标系变换的旋转角, 则在整体坐标系内刚度矩阵 $[k]_T^e$ 为:

$$[k]_T^e = T(\theta)[k]^e(T(\theta))^T \quad (3-5)$$

整体机构的方程为:

$$[F] = [k][q] \quad (3-6)$$

$$\begin{cases} [F] = [F^1, \dots, F^i, \dots, F^n] \\ [q] = [q^1, \dots, q^i, \dots, q^n] \\ F^i = [F_x^i, F_y^i, M_z^i,] \\ q^i = [x^i, y^i, \alpha_z^i]^T, i=1, 2, \dots, n \end{cases} \quad (3-7)$$

在整体坐标系中，节点力矩阵 $[F]$ 、刚度矩阵 $[k]$ ，节点位移矩阵 $[q]$ ，第 i 个节点的力矢量和位移矢量分别为 F^i 、 q^i ，节点数目为 n 。

在整体坐标系中，将压电叠堆的输出力施加到节点 3 和节点 12 上计算输入刚度，同理，输出刚度通过施加输出力到节点 7 和节点 8 上计算。则 Y 方向输入、输出刚度计算公式可表示为：

$$\begin{cases} k_{in} = \frac{2F_0}{q^3(x) + q^{12}(x)} \\ k_{out} = \frac{2F_0}{q^7(x) + q^8(x)} \end{cases} \quad (3-8)$$

式中， k_{in} 表示输入刚度，对应部位为杠杆结构； k_{out} 表示输出刚度，对应部位为三角结构。

节点 3 和节点 12 的位移为压电叠堆输出位移 $\Delta x = 10 \mu\text{m}$ ，节点 7 和节点 8 的位移为 $\Delta Y = K \Delta x = 112.2 \mu\text{m}$ ，其中 K 为理论放大倍数 11.22，压电叠堆输出力 $F_0 = 1 \text{ kN}$ 。将上述数据代入式 (3-8)，求得 k_{in} 为 $100 \text{ N}/\mu\text{m}$ ， k_{out} 为 $8.9 \text{ N}/\mu\text{m}$ ，杠杆刚度大，不易变形能减少位移传递损失，三角刚度较小，有利于实现微动机构大行程。由于采用了相同的一维机构，所以串联机构和并联机构在输入、输出刚度数值上并无差别。

3.3 二维微动机构固有频率计算

固有频率是二维微动机构的稳定性评价指标，机构在固有频率下工作将发生共振，严重影响工作台作动精度。为避免微动机构共振，需要计算微动机构的固有频率，使其工作频率低于固有频率。以机构 X 方向的运动和变形情况来计算固有频率，如图 3-8 所示。

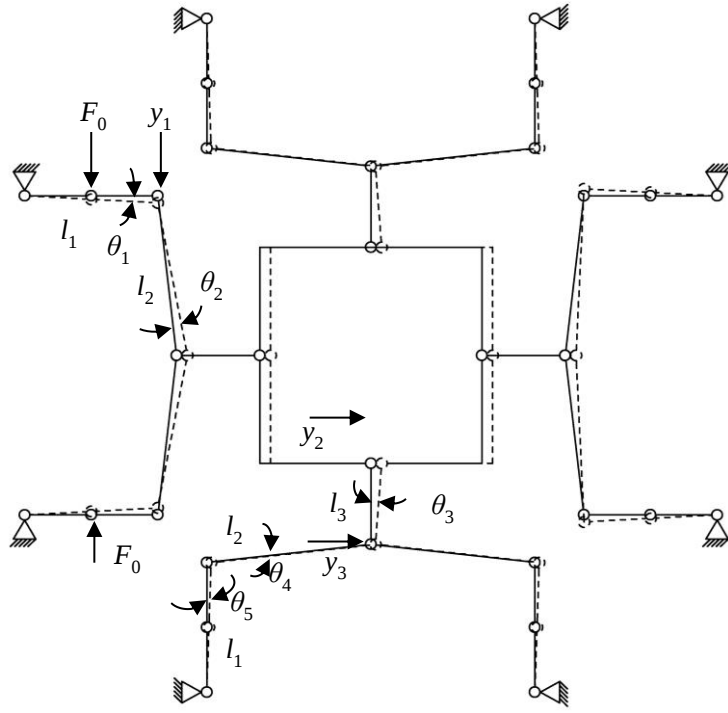


图 3-8 并联 X 方向运动变形图

忽略杆件弹性变形以简化计算，设定图中杆件均为刚性杆， l_1 为杠杆长度， l_2 为三角结构中杆件长度， l_3 为平台连接杆长度； θ_1 为 l_1 的转动角度， θ_2 为 l_2 转动角度， θ_3 为 l_3 的转动角度， θ_4 为 Y 方向三角结构杆件的转动角度， θ_5 为 Y 方向杠杆的转动角度， y_1 为杠杆输出位移， y_2 为整个机构输出位移， y_3 为 Y 方向三角结构在作动台拉力作用下的水平扰动位移； β_1 为三角结构的放大倍数。由于机构的作动位移很小，在微米级，所以 $\sin\theta \approx \theta$ ，进而得到下式：

$$\left\{ \begin{array}{l} \sin \theta_1 \approx \theta_1 = \frac{y_1}{l_1} \\ \sin \theta_2 \approx \theta_2 = \frac{y_2}{l_2} \\ \sin \theta_3 \approx \theta_3 = \frac{y_2 - y_3}{l_3} \\ \sin \theta_4 \approx \theta_4 = \frac{y_3}{l_2} \\ \sin \theta_5 \approx \theta_5 = \frac{y_3}{l_1} \\ y_1 = \frac{y_2}{\beta_1} \\ y_3 \approx \frac{l_3}{l_2} y_2 \end{array} \right. \quad (3-9)$$

其中水平扰动位移 y_3 无明确公式计算，但从图中可以看出 y_2l_3 与 y_3l_2 近似相等，则 $y_3 \approx y_2l_3/l_2$ 。

并联机构的动能为：

$$T = \frac{1}{2}(4m_1)\dot{y}_1^2 + \frac{1}{2}(4m_2 + m_3 + m_4)\dot{y}_2^2 + \frac{1}{2}(4m_1 + 4m_2)\dot{y}_3^2 + (\frac{1}{2}J_1\dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2}J_2\dot{\theta}_2^2 + \frac{1}{2}J_2\dot{\theta}_4^2 + \frac{1}{2}J_1\dot{\theta}_5^2) \times 4 + \frac{1}{2}J_3\dot{\theta}_3^2 \times 2 \quad (3-10)$$

$$T = \frac{1}{2}M \dot{y}_2^2 \quad (3-11)$$

式中， m_1 为杠杆 l_1 质量， m_2 为三角结构中杆件 l_2 质量， m_3 为平台连接杆 l_3 质量， m_4 为作动台质量； J_1 为杠杆 l_1 转动惯量， J_2 为三角结构中杆件 l_2 转动惯量， J_3 为平台连接杆 l_3 转动惯量； M 为并联机构等效质量。

联立上式（3-10）和式（3-11）可得：

$$T = \frac{1}{2}(\frac{4m_1}{\beta_1^2} + 4m_2 + m_3 + m_4 + \frac{4m_1l_3^2}{l_2^2} + \frac{4m_2l_3^2}{l_2^2} + \frac{4J_1}{\beta_1^2l_1^2} + \frac{4J_2}{l_2^2} + \frac{4J_2l_3^2}{l_2^4} + \frac{4J_1l_3^2}{l_1^2l_2^2} + \frac{2J_3(l_2-l_3)^2}{l_2^2l_3^2})\dot{y}_2^2 = \frac{1}{2}M \dot{y}_2^2 \quad (3-12)$$

化简上式可得等效质量：

$$M = \frac{4m_1}{\beta_1^2} + 4m_2 + m_3 + m_4 + \frac{4m_1l_3^2}{l_2^2} + \frac{4m_2l_3^2}{l_2^2} + \frac{4J_1}{\beta_1^2l_1^2} + \frac{4J_2}{l_2^2} + \frac{4J_2l_3^2}{l_2^4} + \frac{4J_1l_3^2}{l_1^2l_2^2} + \frac{2J_3(l_2-l_3)^2}{l_2^2l_3^2} \quad (3-13)$$

根据动力学原理，杆件转动惯量计算公式：

$$J = \frac{1}{3}ml^2 \quad (3-14)$$

根据材料密度、长度等参数计算出机构杆件各部分质量及转动惯量，具体参数见表 2-1、表 3-1。

表 3-1 并联机构杆件参数

杆件	长度(mm)	质量(kg)	转动惯量(kg · m ²)
l_1	24	0.013	2.496×10^{-6}
l_2	30	0.007	2.1×10^{-6}
l_3	5	0.0006	5.0×10^{-9}

此外作动台的质量 $m_4=0.4022\text{ kg}$ ，三角结构的放大倍数 $\beta_1=5.61$ ，将表 3-1 内杆件参数代入式（3-13），求得等效质量 $M=0.53\text{ kg}$ 。

并联机构的弹性势能由势能公式推导出：

$$U = \frac{1}{2}k_1\theta_1^2 \times 4 + \frac{1}{2}k_2\theta_2^2 \times 4 + \frac{1}{2}k_3\theta_3^2 \times 2 + \frac{1}{2}k_2\theta_4^2 \times 4 + \frac{1}{2}k_1\theta_5^2 \times 4 \quad (3-15)$$

$$U = \frac{1}{2}K' y_2^2 \quad (3-16)$$

式中， k_1 为杠杆 l_1 刚度， k_2 为三角结构中杆件 l_2 刚度， k_3 为平台连接杆 l_3 刚度， K' 为并联机构等效刚度。

联立上式（3-15）和式（3-16）可得：

$$U = \frac{1}{2} \left(\frac{4k_1}{\beta_1^2 l_1^2} + \frac{4k_2}{l_2^2} + \frac{2k_3(l_2-l_3)^2}{l_3^2} + \frac{4k_2 l_3^2}{l_2^4} + \frac{4k_1 l_3^2}{l_1^2 l_2^2} \right) y_2^2 = \frac{1}{2} K' y_2^2 \quad (3-17)$$

简化上式可得等效刚度：

$$K' = \frac{4k_1}{\beta_1^2 l_1^2} + \frac{4k_2}{l_2^2} + \frac{2k_3(l_2-l_3)^2}{l_3^2} + \frac{4k_2 l_3^2}{l_2^4} + \frac{4k_1 l_3^2}{l_1^2 l_2^2} \quad (3-18)$$

由材料力学知识得杆件刚度计算公式：

$$k = \frac{Ebt^3}{12l} \quad (3-19)$$

式中， b 为杆件厚度， t 为杆件最小厚度，将相关参数代入式（3-19）计算出各个杆件的刚度，具体数值见表 3-2。

表 3-2 并联机构杆件结构参数

杆件	长度(mm)	厚度(mm)	最小厚度(mm)	刚度(N/mm)
l_1	24	10	7	2.51
l_2	30	10	0.5	7.33×10^{-4}
l_3	5	10	0.5	4.40×10^{-3}

将表 3-2 内杆件参数代入式（3-18），求得等效刚度 $K'=2.21 \times 10^2\text{ N/mm}$ 。

固有频率计算公式：

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K'}{M}} \quad (3-20)$$

将机构的等效质量和等效刚度数值代入式（3-20），求得并联微动机构的固有频率 $f=102.77\text{ Hz}$ 。串联微动机构的固有频率计算步骤与并联微动机构相同，省略计算步骤，直接代入相关数据得出串联微动机构固有频率为 44.62 Hz 。从理

论计算结果看，并联微动机构的固有频率要明显高于串联微动机构，表明并联微动机构的抗干扰能力更强。

3.4 仿真分析

为了验证杠杆+三角式位移放大机构理论计算的正确性，利用 Ansys Workbench 软件对二维微动机构进行仿真分析^[71,72]。其中，并联微动机构总体尺寸为 $180 \times 180 \text{ mm}$ ，串联微动机构总体尺寸为 $200 \times 220 \text{ mm}$ ，厚度均为 10 mm ，其余主要结构参数见表 2-5、表 3-1、表 3-2。

3.4.1 静力学仿真

在 UG 建模软件中绘制二维微动机构的三维模型，将模型转化成 step 格式，再导入到 Ansys Workbench 软件中，同时设置材料参数，该机构使用的材料为弹簧钢 65Mn，其密度、弹性模量、泊松比等参数见表 2-2。

对三维模型进行网格划分，网格划分类型采用四面体形状，对四个通孔施加固定约束，网格的单元尺寸设置为 2 mm 。串联微动机构共划分出 433030 个节点和 279809 个单元；并联微动机构共划分出 346698 个节点和 225117 个单元。两种微动机构的网格划分结果如图 3-9 所示。设定压电叠堆输出位移 $\Delta x = 10 \text{ }\mu\text{m}$ ，并将其施加在杠杆输入处，对模型的 X、Y 方向应力与总输出位移分别进行有限元仿真。

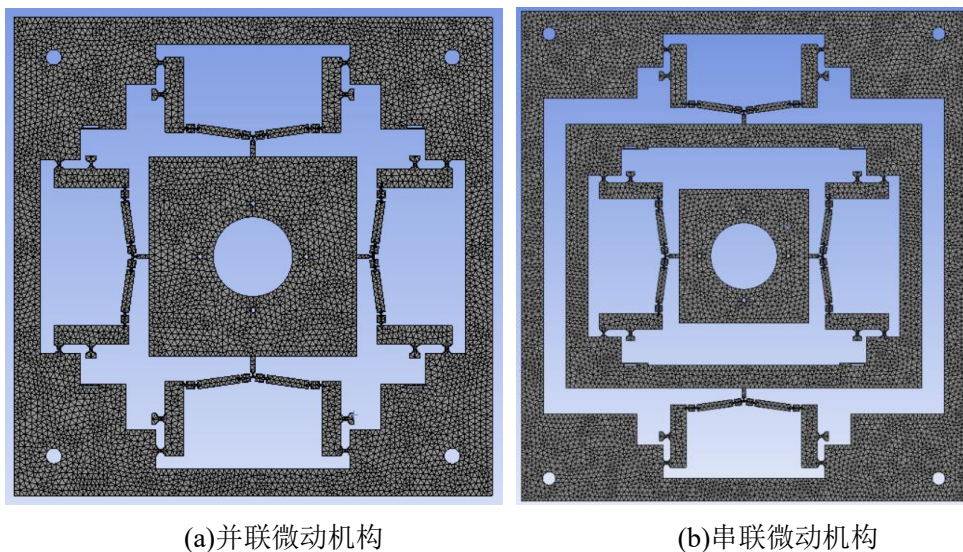


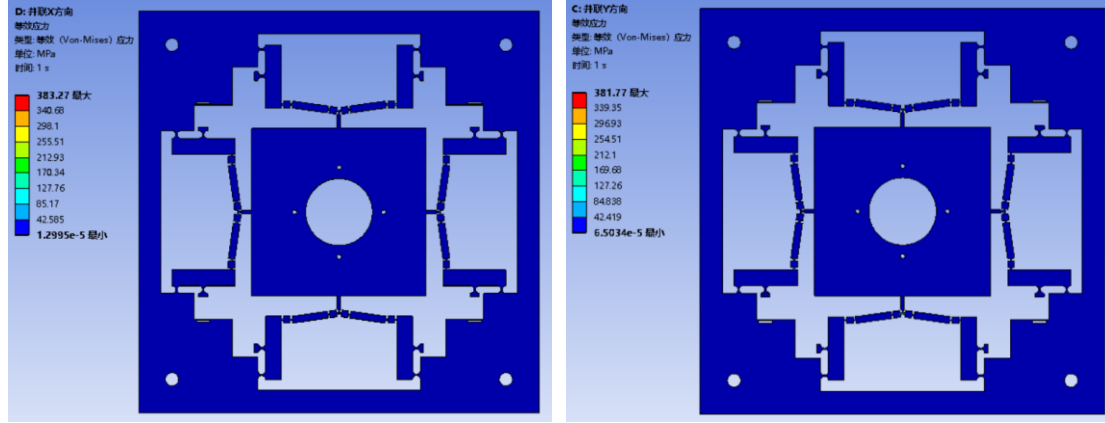
图 3-9 微动机构网格划分结果

图中划分出的网格密度均匀，网格质量较好，且其单元尺寸适中，能在满足

仿真精度的情况下降低计算机的工作量，提高计算效率，减少仿真时间。

(1) 并联微动机构

仿真得到的应力云图显示了微动机构在工作过程中的应力分布情况，可以帮助评估强度、稳定性，并联机构 X、Y 方向应力仿真结果如图 3-10 所示。



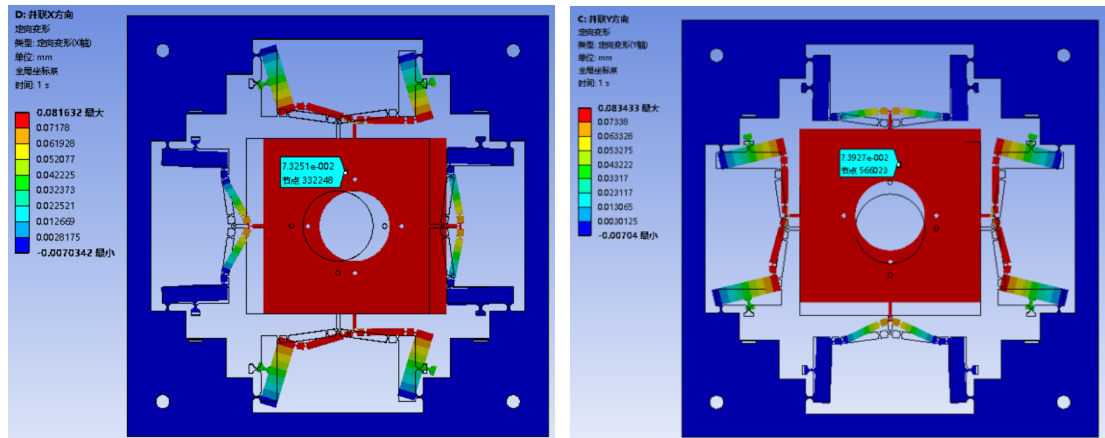
(a)X 方向应力云图

(b)Y 方向应力云图

图 3-10 并联微动机构 X、Y 方向应力云图

当压电叠堆输出位移为 $\Delta x=10\ \mu\text{m}$ 时，并联微动机构在 X 方向作动时的最大应力为 383.27 MPa，在 Y 方向作动时的最大应力为 381.77 MPa，两者都小于弹簧钢 65Mn 的屈服极限 432 MPa。因此，该微动机构不会在工作时失效或断裂，满足使用要求。

同时需要仿真出微动机构的最大输出位移，以便计算仿真放大倍数，并联微动机构 X、Y 方向位移如图 3-11 所示。



(a)X 方向位移云图

(b)Y 方向位移云图

图 3-11 并联微动机构 X、Y 方向位移云图

当压电叠堆输出位移为 $\Delta x=10\ \mu\text{m}$ 时，微动机构在 X 方向作动时的总输出位

移为 $73.25\ \mu\text{m}$ ，在 Y 方向作动时的总输出位移为 $73.93\ \mu\text{m}$ 。

X、Y 方向仿真放大倍数为：

$$K_x = \frac{73.25\ \mu\text{m}}{10\ \mu\text{m}} = 7.325 \quad (3-21)$$

$$K_y = \frac{73.93\ \mu\text{m}}{10\ \mu\text{m}} = 7.393 \quad (3-22)$$

X、Y 方向仿真放大倍数与理论放大倍数的相对误差为：

$$\delta_x = \frac{K_{\text{总}} - K_x}{K_{\text{总}}} = \frac{11.22 - 7.325}{11.22} = 34.7\% \quad (3-23)$$

$$\delta_y = \frac{K_{\text{总}} - K_y}{K_{\text{总}}} = \frac{11.22 - 7.43}{11.22} = 34.1\% \quad (3-24)$$

由式 (3-23) 和式 (3-24) 可知，X、Y 方向放大倍数的仿真值与理论值相差较大，这种误差可能是下面两种原因造成：（1）由于微动机构结构对称，机构通过柔性铰链传动时，在一边的位移放大机构的位移输入处施加位移后，另一边的位移放大机构受到压迫会产生阻力，阻碍作动台移动；（2）并联机构除了会受到对向的位移放大机构阻碍作用，在与其垂直布置的另外两个位移放大机构也会阻碍作动台移动，且其造成的阻力要远大于对向的位移放大机构。

（2）串联微动机构

串联微动机构也需进行应力仿真以检验其结构强度，串联微动机构 X、Y 方向应力仿真结果如图 3-12 所示。

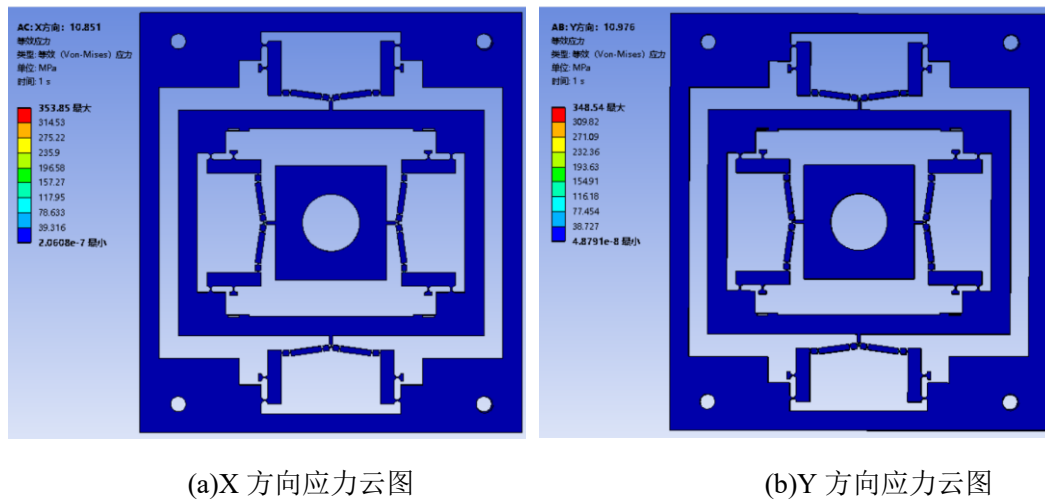


图 3-12 串联微动机构 X、Y 方向应力云图

当压电叠堆输出位移为 $\Delta x=10\ \mu\text{m}$ 时，微动机构在 X 方向作动时的最大应力为 353.85 MPa，在 Y 方向作动时的最大应力为 348.54 MPa，两者都小于弹簧钢 65Mn 的屈服极限。所以该微动机构也不会在工作时失效或断裂，满足使用要求。

串联微动机构 X、Y 方向位移如图 3-13 所示，当压电叠堆输出位移为 $\Delta x=10\ \mu\text{m}$ 时，微动机构在 X 方向作动时的总输出位移是 $108.51\ \mu\text{m}$ ，在 Y 方向作动时的总输出位移是 $109.76\ \mu\text{m}$ 。

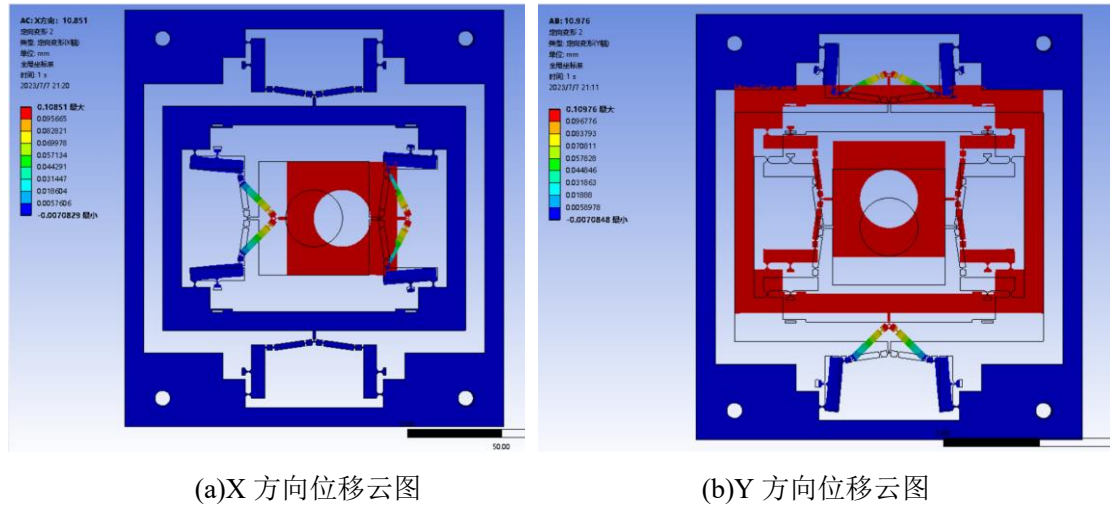


图 3-13 串联微动机构 X、Y 方向位移云图

X、Y 方向仿真放大倍数为：

$$K_X = \frac{108.51\ \mu\text{m}}{10\ \mu\text{m}} = 10.851 \quad (3-25)$$

$$K_Y = \frac{109.76\ \mu\text{m}}{10\ \mu\text{m}} = 10.976 \quad (3-26)$$

X、Y 方向仿真放大倍数与理论放大倍数的相对误差为：

$$\delta_X = \frac{K_{\text{总}} - K_X}{K_{\text{总}}} = \frac{11.22 - 10.851}{11.22} = 3.3\% \quad (3-27)$$

$$\delta_Y = \frac{K_{\text{总}} - K_Y}{K_{\text{总}}} = \frac{11.22 - 10.976}{11.22} = 2.2\% \quad (3-28)$$

X、Y 方向的相对误差均小于 5%，与理论计算值接近，验证了理论模型的正确性。

(3) 并联和串联机构耦合位移分析

微动平台在主运动方向运动时会在其垂直方向上产生微小的耦合位移，为了研究耦合位移是否会对微动机构正常作动产生影响，针对耦合位移对机构进行仿真。并联机构由于其自身特性，相比串联机构将会产生更大的耦合位移，并联机构耦合位移情况如图 3-14 所示。

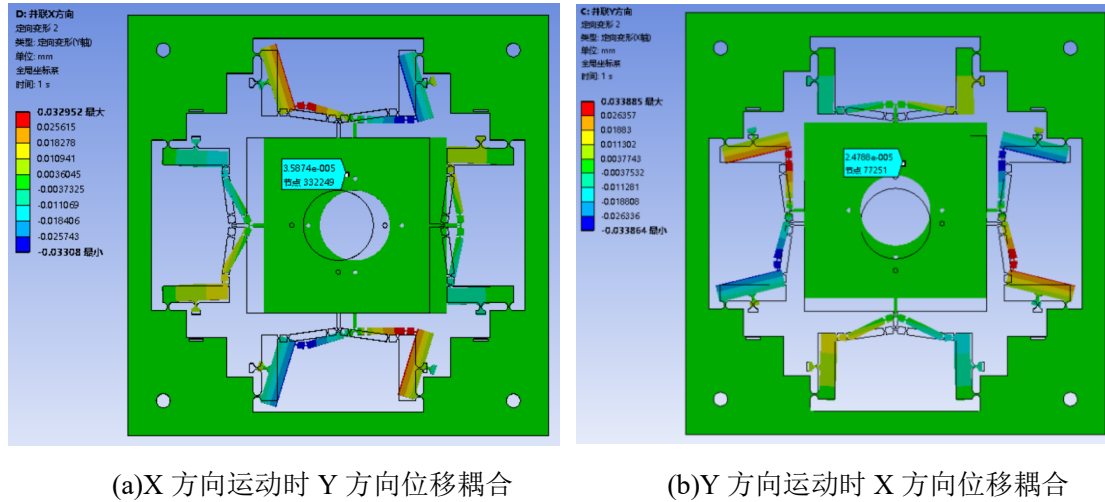


图 3-14 并联机构耦合位移情况

在 X 方向为主运动时，X 方向的作动位移为 $73.25 \mu\text{m}$ ，Y 方向的耦合位移为 $0.036 \mu\text{m}$ ；在 Y 方向为主运动时，Y 方向的作动位移为 $73.93 \mu\text{m}$ ，X 方向的耦合位移为 $0.025 \mu\text{m}$ ；这两种情况下的耦合位移与作动位移相对值： $0.036 / 73.25 = 4.9 \times 10^{-4}$ ， $0.025 / 73.93 = 3.4 \times 10^{-4}$ ；按照并联机构的特性来说，并联机构会产生较大的耦合位移，然而根据以上结果来看，耦合位移与作动位移相比，只占其千分之一左右，耦合位移对作动台的影响很小，可以忽略不计。

经过分析可知，并联机构耦合位移很小是由并联结构的对称性决定，仅一边的位移放大机构作动时，作动台向前移动的过程中，当只有一个与其垂直的位移放大机构，作动台将在其拉力作用下发生偏转，从而引起位移耦合。但此时有两个与其垂直的位移放大机构，由于其结构完全一样，两者对作动台的拉力相等抵消偏转，所以此种并联机构的耦合位移很小，但也因此造成并联机构的作动位移大幅减小。

串联机构由于其本身结构具有解耦功能，所以不会产生较多的耦合位移，串联机构位移耦合情况如图 3-15 所示。

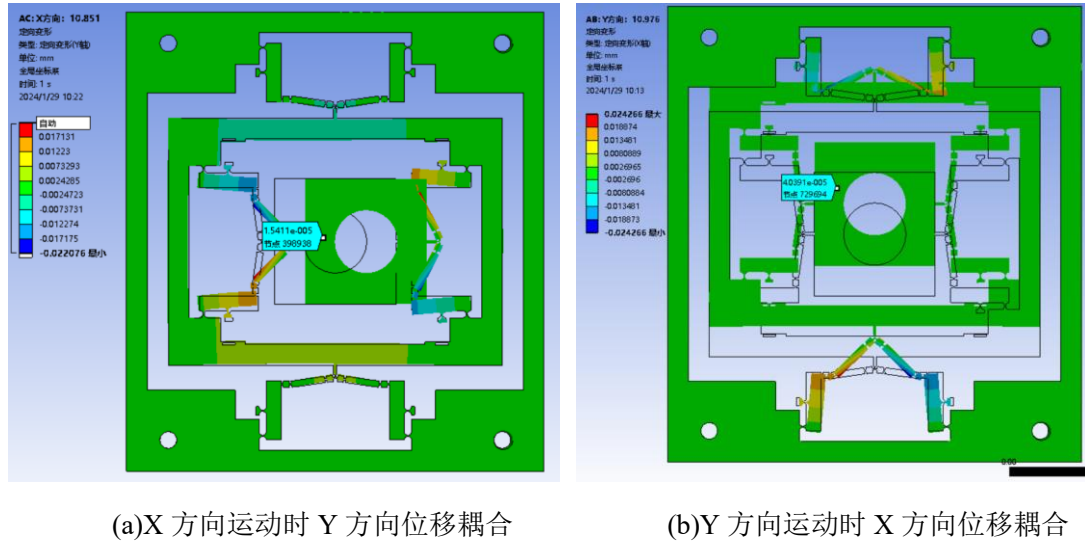
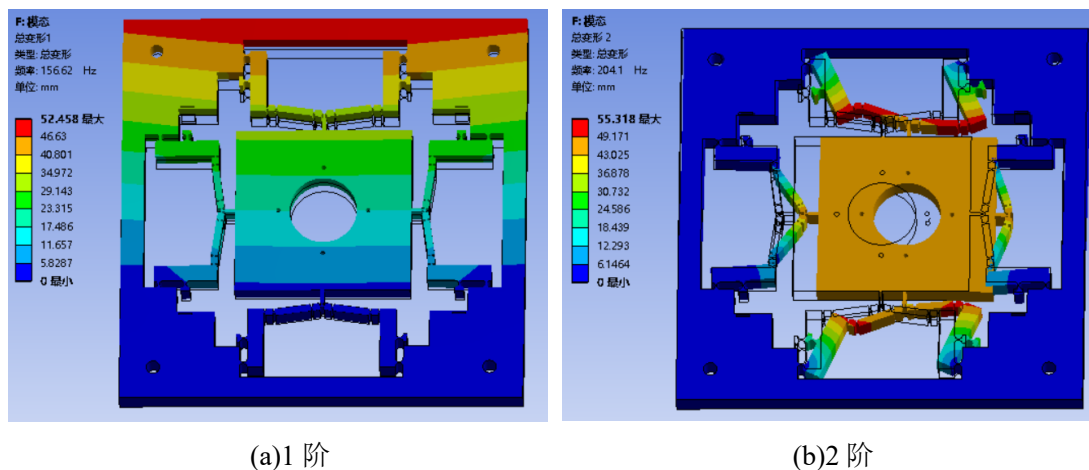


图 3-15 串联机构位移耦合情况

在 X 方向为主运动时，X 方向的作动位移为 $108.51 \mu\text{m}$ ，Y 方向的耦合位移为 $0.015 \mu\text{m}$ ；在 Y 方向为主运动时，Y 方向的作动位移为 $109.76 \mu\text{m}$ ，X 方向的耦合位移为 $0.04 \mu\text{m}$ ；这两种情况下的耦合位移与作动位移相对值： $0.015/108.51=1.38\times 10^{-4}$ ， $0.04/109.76=3.6\times 10^{-4}$ ；由此可见，耦合位移相比作动位移，不到其千分之一，耦合位移对微动台的影响可以忽略不计，进一步验证了串联机构可以解决微动台的位移耦合问题。

3.4.2 动力学仿真

为了保证微动机构正常工作，需要了解微动机构的动态性能，对其进行动力学分析。动态性能中固有频率对机构的作动精度和动态响应能力影响较大，利用 Ansys Workbench 软件对其进行约束模态分析。并联机构前 6 阶共振模态振型如图 3-16 所示，各阶固有频率见表 3-3。



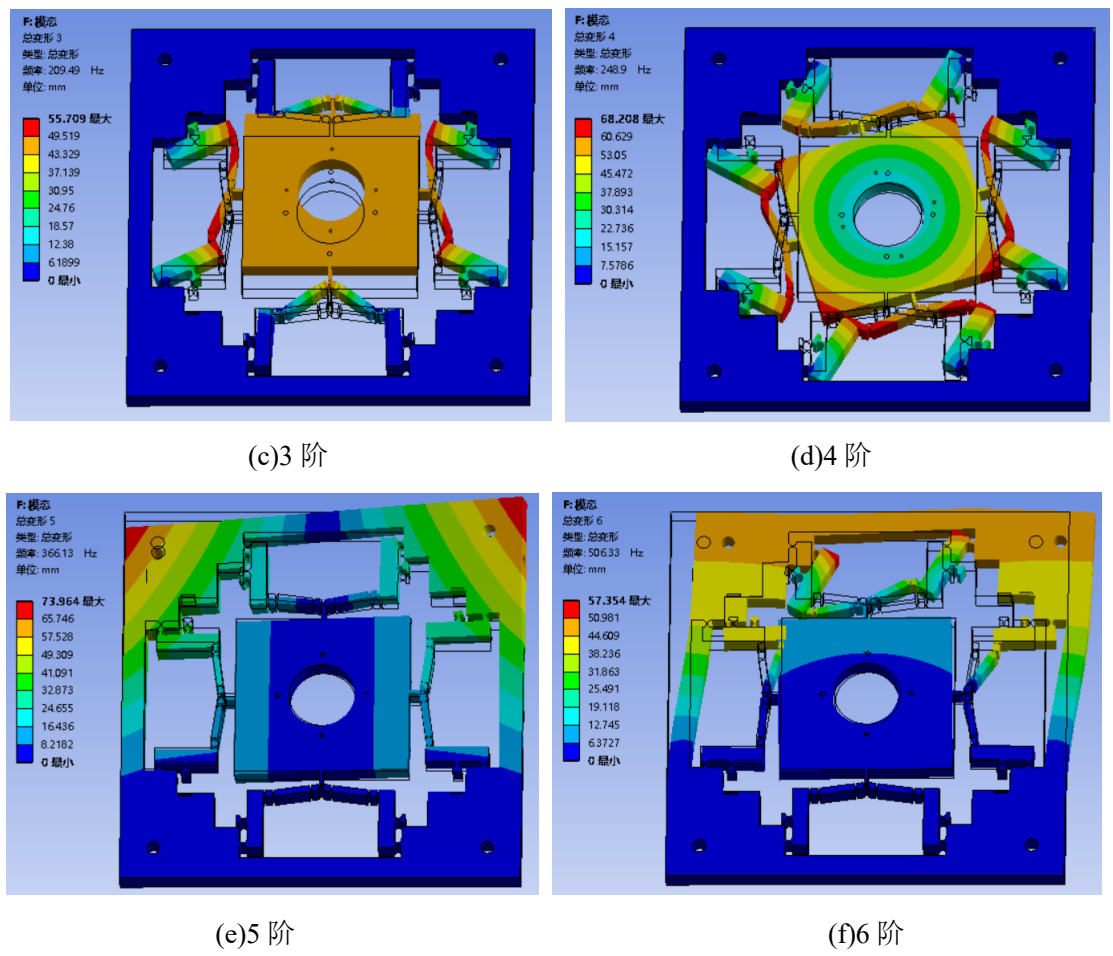


图 3-16 并联机构模态分析

表 3-3 并联机构前六阶固有频率

阶数	1	2	3	4	5	6
频率(Hz)	156.62	204.10	209.49	248.90	366.13	506.33
振型	弯曲	弯曲	弯曲	弯曲、扭转	弯曲、扭转	弯曲、扭转

并联微动机构的 1 阶模态固有频率为 156.62 Hz，其 1 阶模态振型为弯曲变形，2~3 阶固有频率相近，其振型也相同，主要是机构内部作动台平动造成的弯曲变形，前三阶振型均为弯曲变形。4~6 阶模态固有频率提升速度明显变快，相邻两阶固有频率增加值从之前的几十赫兹提升到一百多赫兹，后三阶振型均为弯曲扭转变形。前六阶模态振型中最大的是第 5 阶模态，其扭转变形也最大。

串联机构前 6 阶共振模态振型如图 3-16 所示，仿真得到的各阶固有频率见表 3-4。

表 3-4 串联机构前六阶固有频率

阶数	1	2	3	4	5	6
频率(Hz)	60.06	103.16	109.24	113.18	223.65	250.49
振型	弯曲	弯曲	弯曲	弯曲、扭转	弯曲	弯曲、扭转

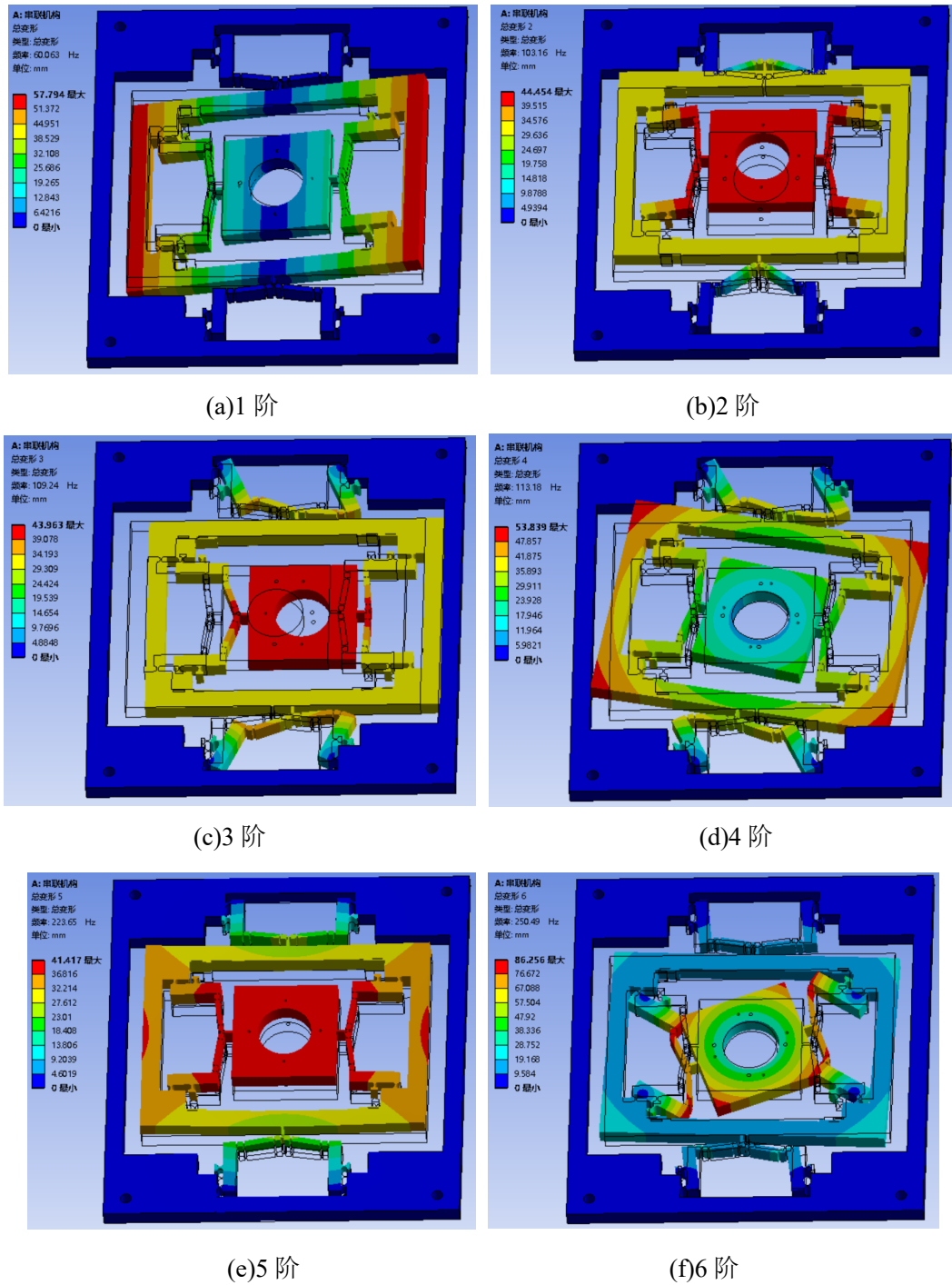


图 3-16 串联微动机构模态分析

串微动机构的 1 阶模态固有频率为 60.06 Hz, 机构的 1 阶模态振型为弯曲变形, 2~3 阶模态固有频率相近, 振型方式相同, 均为弯曲变形。4 阶模态固有频率与 2、3 阶相近, 但振型为弯曲扭转变形。5~6 阶模态固有频率明显大于前四阶, 5 阶模态振型为弯曲变形, 但 6 阶模态振型多出一种扭转变形, 且 6 阶模态振型在前六阶中最大。

结合图 3-15 和图 3-16 可知, 并联微动机构的 1 阶固有频率为 156.62 Hz, 串

微动机构的 1 阶固有频率为 60.06 Hz，两种微动机构在处于固有频率时微动机构变形较大，严重影响微动机构的作动精度，因此在微动机构工作时要避开固有频率，防止机构共振影响作动精度，所以微动机构的工作频率应小于其 1 阶固有频率。此外，并联微动机构各阶固有频率均明显大于串联微动机构同阶固有频率，而固有频率数值大小会直接影响微动机构的抗干扰性能，因此并联机构的输出稳定性要优于串联机构。

前文通过理论计算得到两种微动机构的固有频率分别为 102.77 Hz 和 44.62 Hz，而通过模态分析得到两种微动机构的 1 阶固有频率分别为 156.62 Hz 和 60.06 Hz。两种方法得到的固有频率数值在同一个数量级，结果相近，从而验证了微动机构设计过程的合理性。

其中理论计算和模态分析得到的固有频率数值存在差别的原因有：

(1) 在理论计算的过程中，微动机构的三维模型会被简化成理论模型，忽略其几何形状、边界条件等因素从而造成误差；

(2) 在理论计算中，使用了较多的等效替代和近似计算导致误差；

(3) 而在有限元模态分析中，Ansys Workbench 可以对模型进行精细的网格划分，更好地捕捉结构的细节和局部特性，从而提高计算精度；

(4) 软件可以处理更复杂的结构模型，考虑到实际工程中的各种几何形状、材料特性、边界条件等因素，相比于理论计算更接近实际情况。

综上所述，仿真模态分析得出的固有频率更接近实际值。

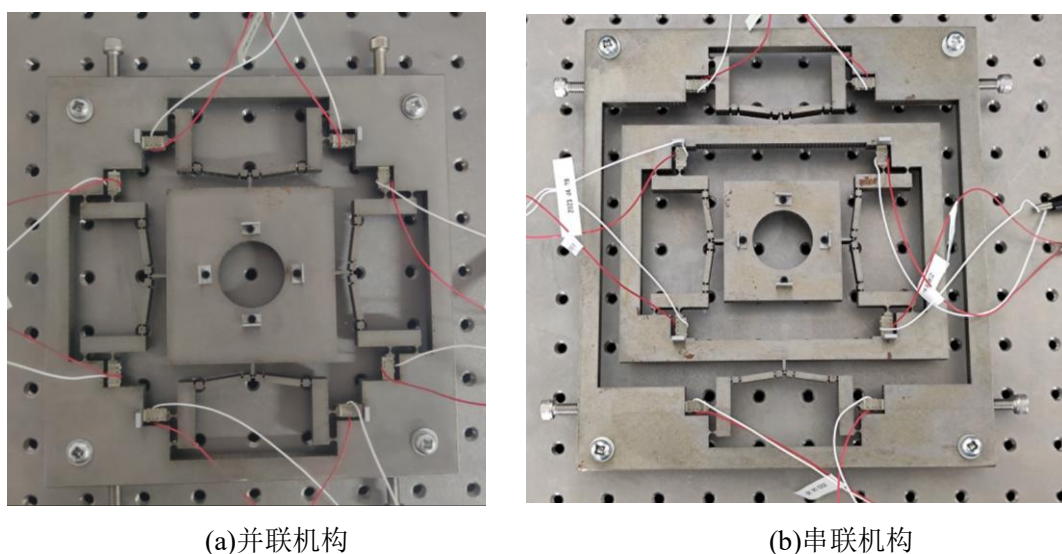
3.5 本章小结

(1) 基于一维压电微动机构，利用并联和串联方式分别设计了两种二维压电微动机构，构建理论模型计算两种微动机构的固有频率，计算结果分别为 102.77 Hz、44.62 Hz，与仿真结果 156.62 Hz、60.06 Hz 差距较小，表明所建立的理论模型计算方法正确。

(2) 利用静力学仿真分析，得出串联微动机构具有更优异的位移输出性能，其最大输出位移为 109.76 μm ，明显优于并联机构的 73.93 μm ；通过应力仿真分析，得到两种微动机构的最大应力分别为 381.77 MPa 和 353.85 MPa，均低于材料屈服极限 432 MPa，表明所设计的微动机构满足使用要求。

第 4 章 二维压电微动机构实验与应用

上述章节对微动机构进行了理论分析和有限元仿真,为了进一步测试微动机构实际工作性能,利用电火花线切割技术加工出二维微动机构样机,设计相关实验对其进行研究。利用信号发生器、激光位移传感器、压电陶瓷驱动器以及压电叠堆搭建相应实验系统,对微定位平台在 X、Y 方向的行程、耦合位移等进行测试和验证,将有限元仿真结果与实验测试结果进行对比,分析两者的差异及原因。制作完成的两种微动机构样机如图 4-1 所示。



(a)并联机构

(b)串联机构

图 4-1 实物样机

4.1 实验平台搭建

实验设备与仪器:采用芯明天公司的压电叠堆(NAC2013-H10),其尺寸为 $5 \times 5 \times 10 \text{ mm}$;芯明天公司的压电控制器(E00.D4),可以同时输出 4 路控制信号;舜宇公司的单点激光测振仪(LV-S01),位移测量精度可达 0.5 nm ;信泰公司的气浮平台(QF-12-09-08),隔绝外界扰动;台式计算机,实时处理并显示数据。

微动机构实验平台如图 4-2 所示。测试时,将微动机构通过螺栓固定在气浮平台上,8 个压电叠堆对称装配在微动机构上,保证接触面受力均匀,用预紧螺栓、预紧柱和预紧块施加预紧力,提高压电叠堆的作动性能。压电控制器的 4 路控制信号分别连接控制 X、Y 正负 4 个不同方向的压电叠堆,单点激光测振仪的激光打在样机的靶标上来测定作动台位移,台式计算机处理和实时显示位移数据。

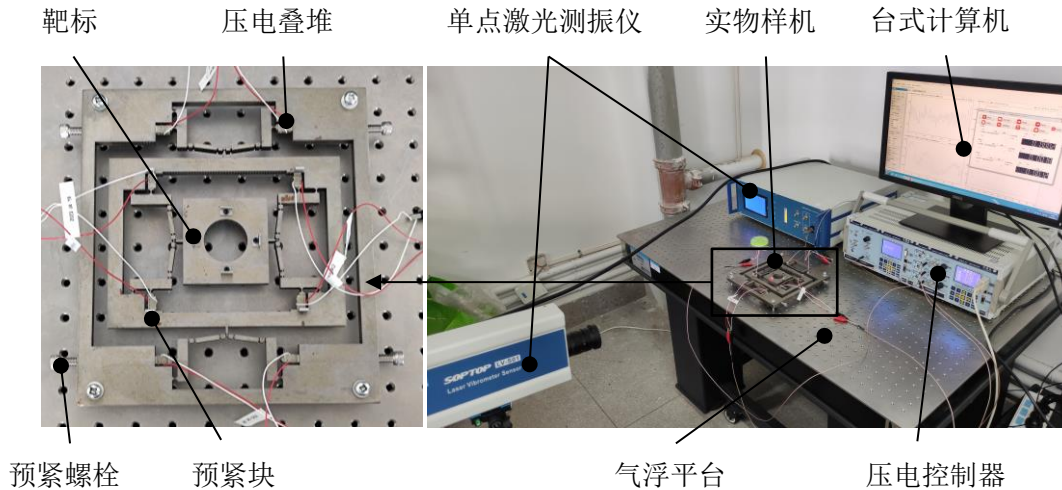


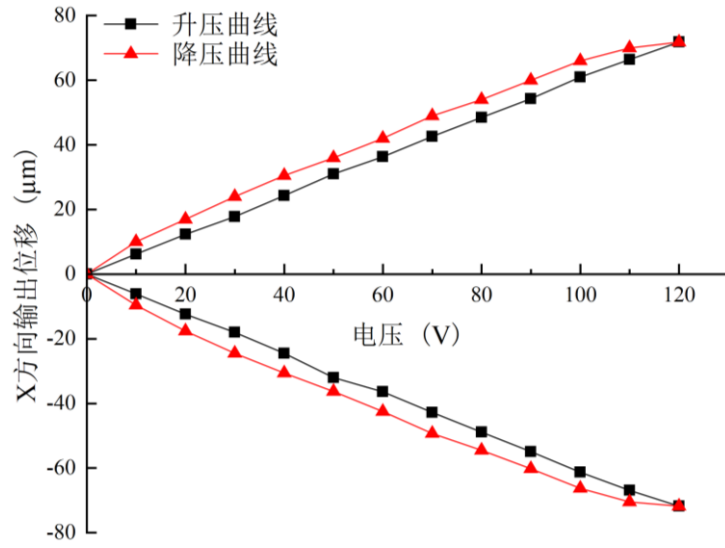
图 4-2 实验平台

4.2 输出位移实验测试

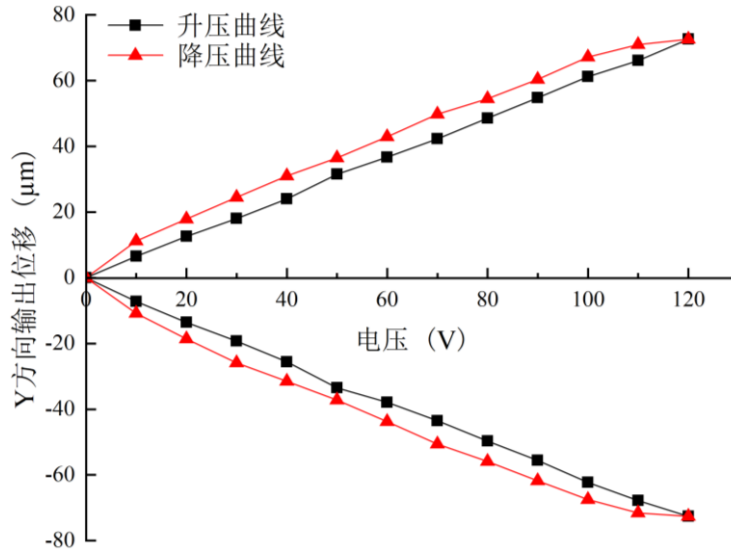
实验平台搭建后，分别对控制 X、Y 方向移动的压电叠堆输入激励电压。将压电控制器信号设置为直流电，最大输入电压为 120 V。通过单点激光测振仪测量作动台在各个电压值下的位移，重复测量多次，取平均值绘制电压—位移关系曲线。

实验步骤：以 X 方向为例，左侧的两个压电叠堆控制作动台往 X 正向移动，输入电压从 0 V 升到 120 V，再从 120 V 降到 0 V，以 10 V 为梯度改变电压；之后将控制作动台往 X 负向移动，右侧的两个压电叠堆输入电压从 0 V 升到 120 V，再从 120 V 降到 0 V，同样以 10 V 为梯度改变电压；观测到作动台先向 X 正向移动，到达 X 正向最远处后向 X 负向运动，到达 X 负向最远处后往回运动到原点，此为 X 方向完整的双向作动过程。Y 方向与 X 方向的实验步骤完全相同，并联微动机构的 X、Y 电压—位移关系如图 4-3 所示。

黑色曲线代表升压曲线，红色曲线代表降压曲线，在电压轴上方的曲线表示作动台在 X (Y) 正向完整作动过程，在电压轴下方的曲线表示作动台在 X (Y) 负向完整作动过程。并联微动机构在最大电压 120 V 下，X 方向最大输出位移为 71.82 μm ，Y 方向最大输出位移为 72.63 μm ，放大倍数分别为 7.182 倍、7.263 倍，与理论放大倍数相比差距较大，但与仿真结果差距较小。将最大输出位移作为微动机构的单向作动行程，则并联微动机构的双向作动行程： $-71.82 \leq X \leq 71.82 \mu\text{m}$ ， $-72.63 \leq Y \leq 72.63 \mu\text{m}$ 。



(a)X 方向电压—位移图

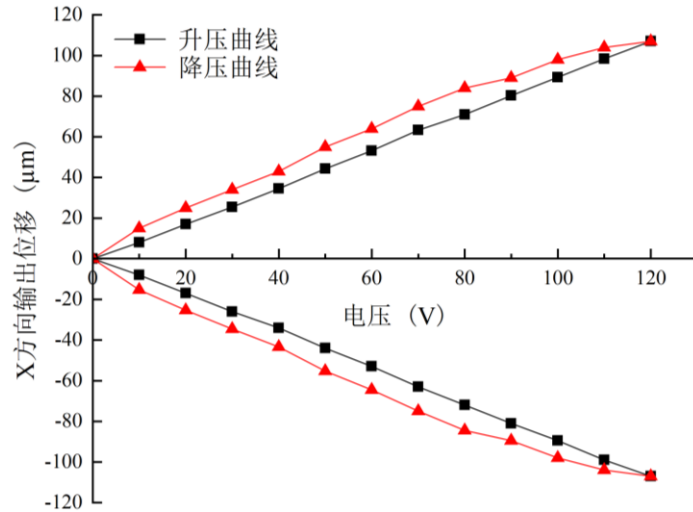


(b)Y 方向电压—位移图

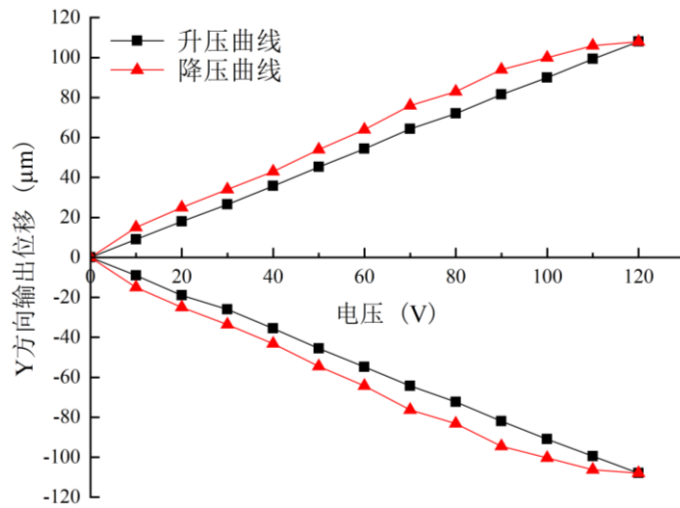
图 4-3 并联微动机构电压—位移图

串联微动机构样机也按照上述实验步骤进行测试，得到串联微动机构 X、Y 电压—位移曲线如图 4-4 所示。

串联微动机构在最大电压 120 V 下，X 方向最大输出位移为 107.68 μm，Y 方向最大输出位移为 108.26 μm，放大倍数分别为 10.768 倍、10.826 倍，与理论放大倍数的相对误差分别为 5%、4.5%。串联微动机构的双向作动行程： $-107.68 \leq X \leq 107.68 \mu\text{m}$ ， $-108.26 \leq Y \leq 108.26 \mu\text{m}$ 。



(a)X 方向电压—位移图



(b)Y 方向电压—位移图

图 4-4 串联微动机构电压—位移图

从图 4-3 和图 4-4 可以看出，两种微动机构的电压-位移曲线是线性关系，两者均具有良好的输出特性。图中 X、Y 方向的降压曲线明显滞后于升压曲线，呈现出迟滞现象，这种迟滞现象是因为压电堆叠本身具有迟滞特性，在其作为微动机构驱动元件工作时不可避免地传递给作动台。

两种微动机构在作动行程上看，串联机构要明显大于并联机构，具有更好的位移输出能力。微动机构实验放大倍数均小于其仿真放大倍数，这种数值差距可能是以下几方面造成：

- (1) 微动机构样机具有加工误差；
- (2) 在微动机构装配零件时产生的装配误差；

(3) 实验过程中产生的测量误差。

并联微动机构的理论计算值与仿真、实验相差较大，而串联微动机构的理论计算值与仿真、实验相差较小，虽然也有一定的误差，但在合理范围内，所以串联微动机构更能验证理论模型的正确性。

4.3 负载实验测试

固定微动机构，在中间作动台放置若干个质量块作为负载，质量块在作动台上要对称放置，防止受力不均影响实验效果，如图 4-5 所示为对称放置的 4 个 500 g 砝码。放置不同数量的质量块后，输入电压从 0 V 以 30 V 为阶梯升压到 120 V，记录此过程中压电作动器的输出位移情况，多次实验取平均值作为实验结果绘制图像。并联微动机构负载实验结果如图 4-6 所示，串联微动机构负载实验结果如图 4-7 所示。

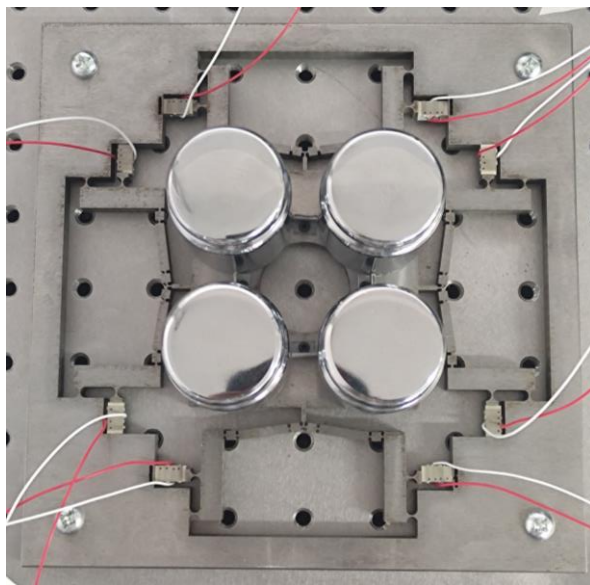


图 4-5 对称放置的质量块

由图 4-6 可知，在不同负载条件下，微动机构的性能表现有所变化。当施加 1 kg 负载时，并联微动机构在 X 方向的最大输出位移为 $71.41\ \mu\text{m}$ ，与空载时相比减小约 0.5%，在 Y 方向的最大输出位移为 $72.12\ \mu\text{m}$ ，与空载时相比减小约 0.7%；当施加 2 kg 负载时，并联微动机构在 X 方向的最大输出位移为 $70.96\ \mu\text{m}$ ，与空载时相比减小约 1.2%，在 Y 方向的最大输出位移为 $71.53\ \mu\text{m}$ ，与空载时相比减小约 1.5%。

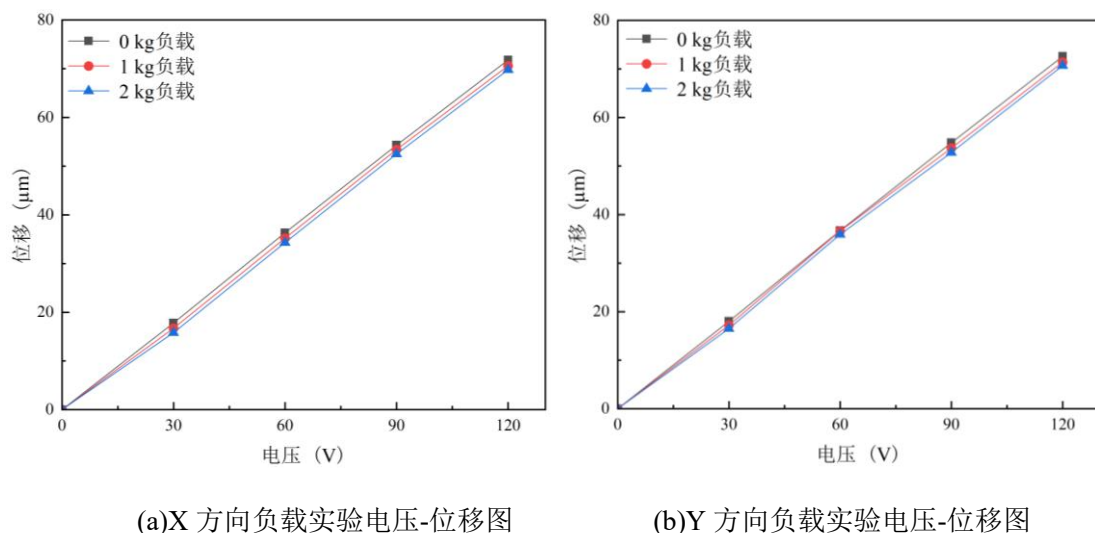


图 4-6 并联微动机构负载实验电压-位移图

由图 4-7 可知, 在负载为 1 kg 时, 串联微动机构在 X 方向的最大输出位移为 $106.32\ \mu\text{m}$, 与空载时相比减小约 1.3%, 在 Y 方向的最大输出位移为 $107.41\ \mu\text{m}$, 与空载时相比减小约 1.2%; 在负载为 2 kg 时, 在 X 方向的最大输出位移为 $104.53\ \mu\text{m}$, 与空载时相比减小约 3.4%, 在 Y 方向的最大输出位移为 $105.45\ \mu\text{m}$, 与空载时相比减小约 3.6%。

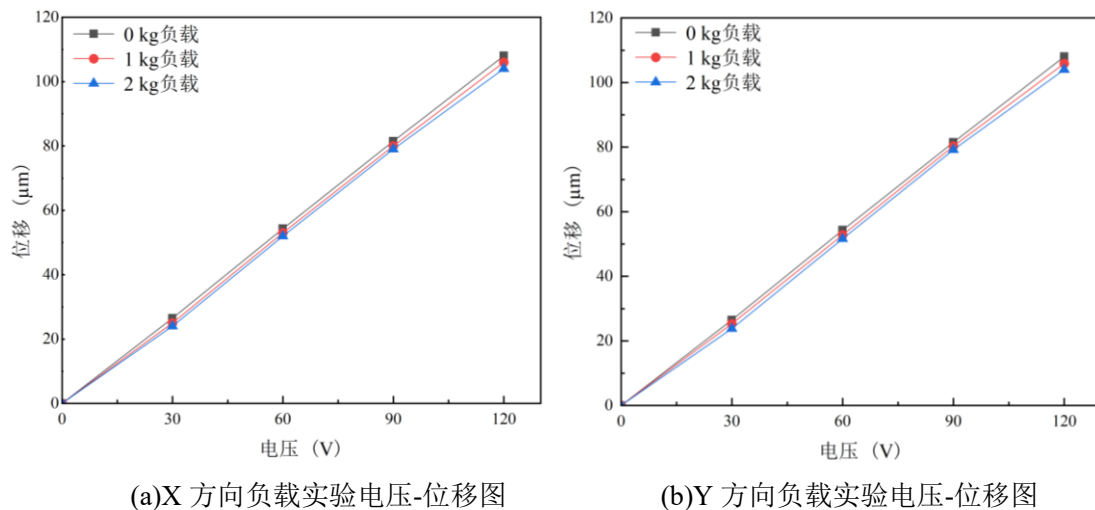


图 4-7 串联微动机构负载实验电压-位移图

从图 4-6、图 4-7 可以看出, 微动机构在有负载情况下, 负载越大, 微动机构输出位移下降越大, 但总体上电压与位移仍呈线性关系, 具有稳定的输出特性。两种微动机构负载实验数据见表 4-1、表 4-2, 经过分析可知, 在负载相同的情况下, 相比串联微动机构, 并联微动机构输出位移降幅更小, 表明并联微动机构承受负载能力更强, 具有更好的负载特性。

表 4-1 并联微动机构负载实验数据

负载/kg	X 方向输出位移/ μm	位移下降率	Y 方向输出位移/ μm	位移下降率
0	71.82	-	72.63	-
1	71.41	0.5%	72.12	0.7%
2	70.96	1.2%	71.53	1.5%

表 4-2 串联微动机构负载实验数据

负载/kg	X 方向输出位移/ μm	位移下降率	Y 方向输出位移/ μm	位移下降率
0	107.68	-	108.26	-
1	106.32	1.3%	107.41	1.2%
2	104.53	3.4%	105.45	3.6%

4.4 耦合位移实验测试

在前文中已经对两种机构的耦合位移进行了初步的仿真分析，结果显示其耦合位移很小，可以忽略不计，但仿真不一定能反映出真实的作动情况，因此要再对耦合位移进行实验。

具体实验测试步骤如下：先将所有压电叠堆输入电压设置为 0 V，再将控制 X 正向运动的两个压电叠堆输入电压以 10 V 为阶梯从 0 V 逐渐升高到 120 V，在此期间用激光测振仪测量记录各个电压下 Y 方向耦合位移。之后将控制 X 正向运动的两个压电叠堆输入电压重新设置为 0 V，随后将控制 Y 正向运动的两个压电叠堆输入电压以 10 V 为阶梯从 0 V 逐渐升高到 120 V，利用激光测振仪测量记录各个电压下的 X 方向耦合位移。并联微动机构 X、Y 方向的耦合位移如图 4-8 所示，串联微动机构 X、Y 方向的耦合位移如图 4-9 所示。

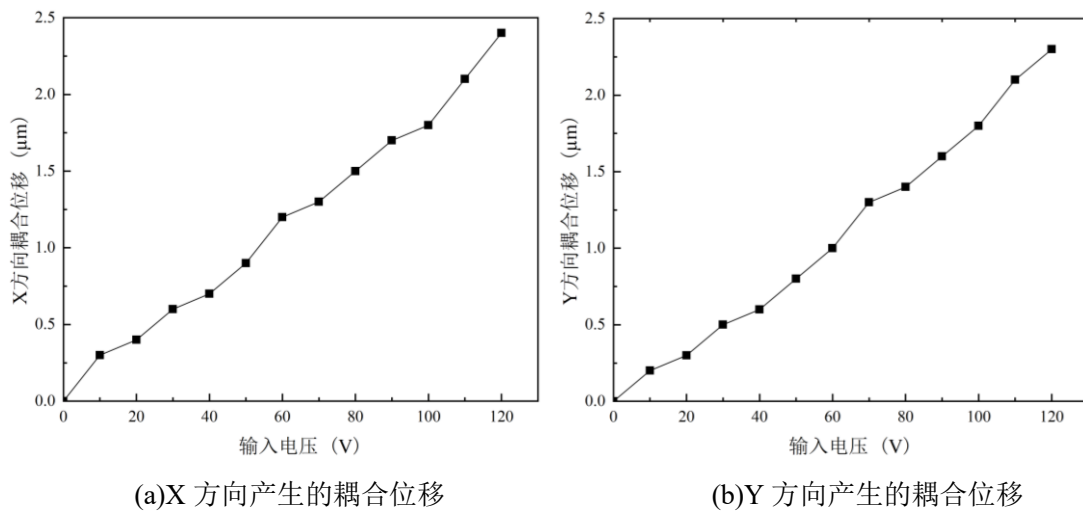


图 4-8 并联微动机构 X、Y 方向产生的耦合位移

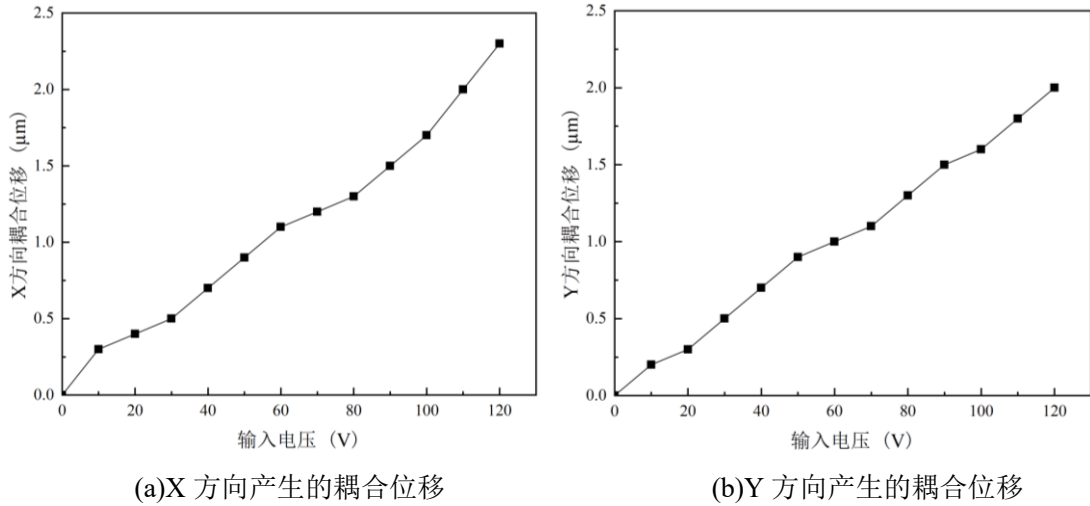


图 4-9 串联微动机构 X、Y 方向产生的耦合位移

微动机构在 X、Y 方向上产生的耦合位移随着输入电压地增大而增大，当微动机构输出位移达到最大时，其产生的耦合位移也将达到最大。经计算可得：并联微动机构在 X 方向的平均耦合位移误差为 3.4%，Y 方向的平均耦合位移误差为 3.3%；串联微动机构在 X 方向的平均耦合位移误差为 2.1%，Y 方向的平均耦合位移误差为 2.0%。从以上数据可知，串联微动机构产生的耦合位移更小，具有较好的抗耦合能力。

对比仿真和试验结果，X、Y 方向的耦合位移实验数值要远高于仿真数值。此种现象可能是由以下几方面的因素造成：

- (1)微动机构在加工过程中误差较大，影响了其结构的对称性，增大了耦合位移；
- (2)激光测振仪的精度有限，影响了测量值的读取，导致耦合位移偏大；
- (3)在实验测试时，环境中其它振动干扰源导致测量值出现偏差。

4.5 频率响应实验测试

为了研究信号频率与微动机构输出位移的关系，设计了如下频率响应实验。在实验中，将之前实验使用的压电控制器信号从直流电替换成具有正弦波信号的交流电。由于在实验中使用的压电控制器电压输出范围为 0 V~120 V，所以设置正弦波信号峰值电压为 120 V，偏置电压为 60 V，正弦波信号表达式见式(4-1)。

$$U = 60\sin \varpi t + 60 \quad (4-1)$$

式中， t 表示时间， $\varpi = 2\pi f$ 表示角速度， f 表示正弦波信号频率。

正弦波信号的初始频率设置为 10 Hz，信号的其他参数满足式 (4-1)，连接好实验电路，随后将信号频率从 10 Hz 以 10 Hz 为梯度升高到 100 Hz。用激光测振仪测量不同信号频率下的机构输出位移，根据测量数据绘制输出位移与信号频率关系图，并联微动机构输出位移与信号频率关系如图 4-10 所示，串联微动机构输出位移与信号频率关系如图 4-11 所示。

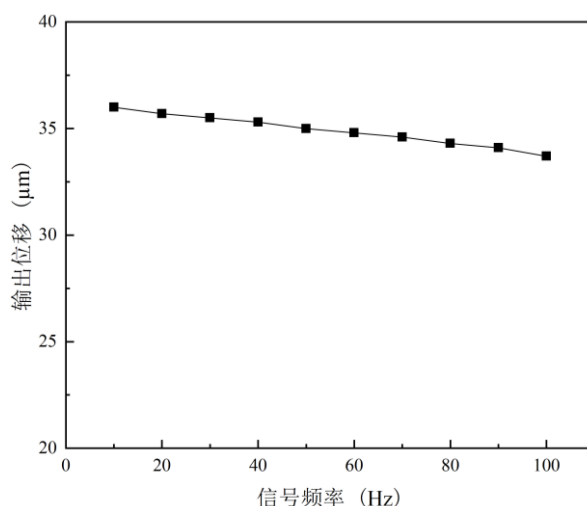


图 4-10 并联微动机构输出位移与信号频率关系

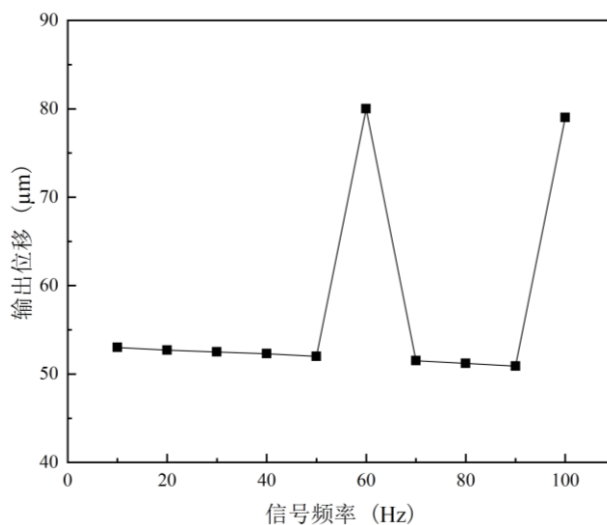


图 4-11 串联微动机构输出位移与信号频率关系

在总体上微动机构输出位移随着信号频率地升高而降低，但当信号频率在 60 Hz 和 100 Hz 时，串联微动机构的输出位移陡然升高。结合前文仿真得到的机构固有频率分析，这两个频率分别在微动机构的一阶和二阶固有频率附近，压电叠堆在这两个频率下工作时，引起微动机构共振，从而导致输出位移剧增，严重影响微动机构的输出稳定性。在压电叠堆通入交流电工作后，为了保证微动机构输

出位移的稳定性，需要将输入信号的频率降低到其一阶固有频率之下。

4.6 微动机构的应用

压电微动机构是一种利用压电效应实现微小位移和微动力的装置，具有体积小、响应速度快、精度高等优点，在微型精密仪器、生物医学工程、微机械系统等领域有着广泛的应用前景^[73,74]。由于压电微动机构可以调节光学元件的位置和角度，实现光路的精密调节和稳定，提高光学系统的性能和分辨率，所以将设计的二维微动机构应用到光学稳像装置上，用于解决成像模糊问题。

4.6.1 飞行相机成像分析

飞行相机是指安装在飞行器上用于拍摄的相机设备，可以包括有人飞机和无人机上的相机。在理想状态下，飞行相机固定在飞行器平台上垂直拍摄地面目标。当相机开始曝光时，目标物体 A 通过光学系统 B 成像于焦平面上的点 C。随着飞行器以速度 v 前进，目标物体 A 在曝光期间相对于飞行器移动，使其在焦平面上的成像位置发生变化，从而引起前向像移 CC' ，导致成像模糊，前向像移过程如图 4-12 所示。

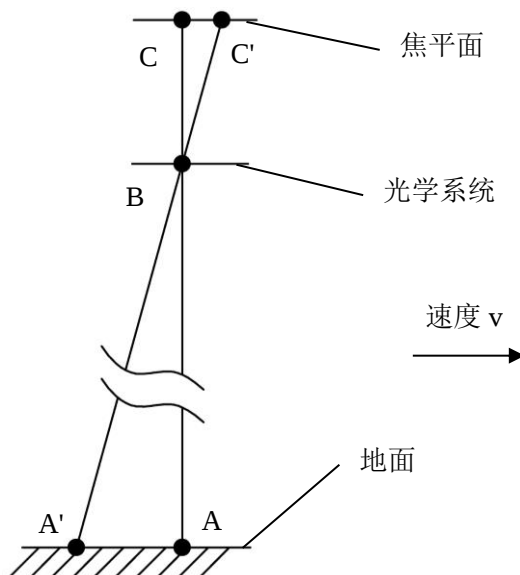


图 4-12 前向像移过程

为了消除前向像移 CC' ，解决成像模糊问题，需要在光学系统 B 处安装补偿镜片，通过压电微动机构精准控制补偿镜片反向移动，确保 A' 点的光线也能准确

聚焦于 C 点，从而消除前向像移，实现稳像目标，稳像过程如图 4-13 所示。

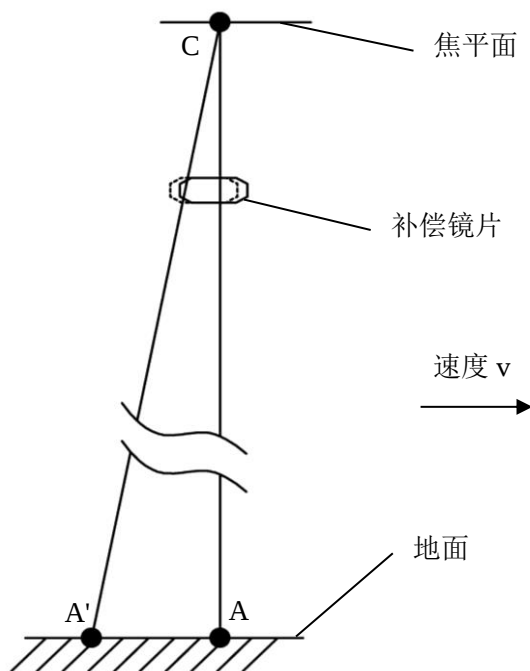


图 4-13 稳像过程

4.6.2 光学稳像装置设计

光学稳像装置由相机、压电二维微动机构、控制系统、安装支架、底座等构成。相机由物镜、补偿镜片和感光面三个核心部件组成，补偿镜片被安装在压电二维微动机构作动台上。在飞行相机拍摄时，传感器检测光轴偏移量，并传递给控制系统计算像移量，随后调整压电二维微动机构的驱动电压，控制补偿镜片产生与像移量相等但方向相反的位移，从而进行像移补偿，光学稳像装置工作流程如图 4-14 所示，光学稳像装置结构如图 4-15 所示。

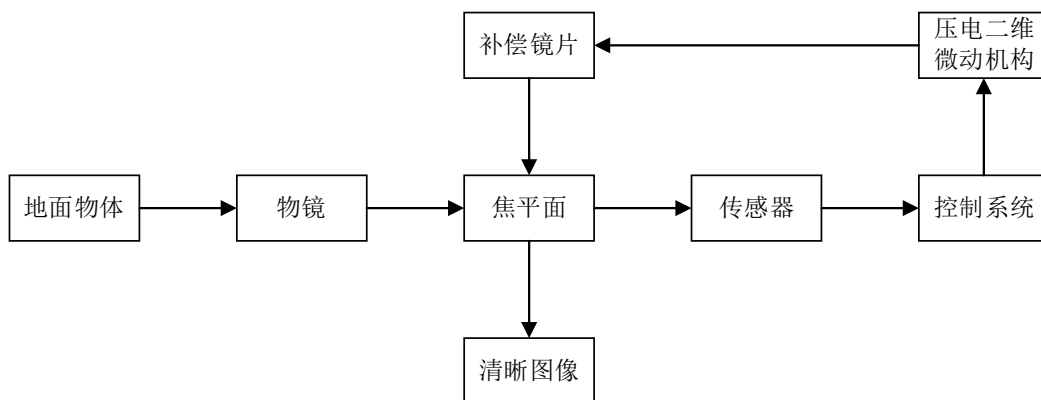


图 4-14 光学稳像装置工作流程图

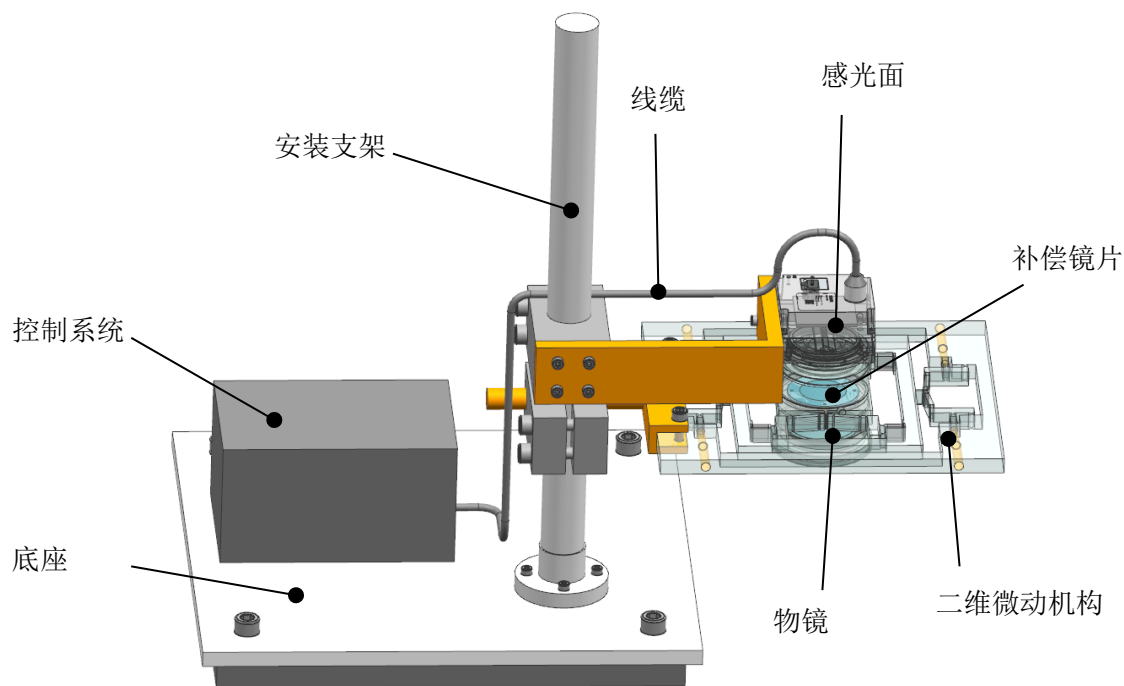


图 4-15 光学稳像装置示意图

4.7 本章小结

(1) 基于对压电微动机构的性能测试需求，制作实验样机并搭建了实验平台，利用位移输出实验，得到并、串联微动机构最大输出位移分别为 $72.63\ \mu\text{m}$ 、 $108.26\ \mu\text{m}$ ，表明串联机构具有更好的位移输出能力；通过负载实验，得出相同条件下并联比串联机构负载能力高 1%，表明并联机构具有更强的负载承受能力。

(2) 利用耦合位移实验，得出并、串联微动机构在 X 方向的平均耦合位移误差分别为 3.4%、2.1%，表明串联机构具有更好的抗耦合能力；通过频率响应实验，结果表明并联机构输出位移与信号频率曲线无明显波动，但串联机构的曲线出现较大波动，所以并联微动机构抗干扰能力更强。

(3) 基于二维微动机构初步设计了一套光学稳像装置，用于解决飞行相机成像模糊问题。

第 5 章 总结与展望

5.1 全文总结

针对压电微动机构行程较小的问题,提出一种“杠杆+三角”原理的复合式位移放大结构,设计了二维压电微动机构,展开相关理论分析和计算,通过仿真分析进行验证,完成了输出位移检测等相关实验测试,主要研究工作如下:

(1)完成了一维压电微动机构结构设计及关键参数优化。通过综合现有位移放大结构,提出一种新型的位移放大结构。利用有限元分析软件对关键结构参数进行优化,以确保其能满足大行程设计要求,并完成了相关结构设计和校核工作。将一维微动机构简化成理论模型,计算微动机构的理论放大倍数为 11.22,此种结构具有较大的位移放大比,且可以进行双向作动,进一步增大了机构的作动行程。

(2)完成了二维压电微动机构设计与仿真验证。利用并联和串联方式将一维压电微动机构组合成两种二维压电微动机构,基于理论力学、节点法原理对微动机构建立了理论刚度模型,推导出输入、输出刚度计算公式,得到输入刚度 $100 \text{ N}/\mu\text{m}$ 和输出刚度 $8.9 \text{ N}/\mu\text{m}$,这种刚度差异有利于提高微动机构输出位移。基于动能定理和势能定理提出微动机构固有频率计算公式,得到并联微动机构和串联微动机构固有频率分别为 102.77 Hz 和 44.62 Hz ,表明并联微动机构抗干扰能力更强。构建有限元分析模型:基于静力学仿真得到并、串联微动机构最大输出位移分别为 $73.93 \mu\text{m}$ 和 $109.76 \mu\text{m}$,表明串联微动机构具有更好的位移输出特性;基于动力学仿真得出两种微动机构固有频率分别为 156.62 Hz 和 60.06 Hz ,与理论计算值差距较小,验证了固有频率计算公式的正确性。

(3)搭建了实验平台,完成了二维微动机构的实际作动性能测试。通过输出位移实验,得出并、串联微动机构的最大输出位移分别为 $72.63 \mu\text{m}$ 、 $108.26 \mu\text{m}$,串联微动机构实验值与理论计算值 $112.2 \mu\text{m}$ 的相对误差在 5%之内,表明其具有更好的输出位移性能;通过耦合位移实验,得到串联机构的平均耦合位移误差为 2.1%,相比并联机构微动机构减小约 1%,验证了串联机构的解耦能力;此外,通过负载实验和频率响应实验,测试了两种微动机构的负载能力和抗干扰能力,

结果表明并联微动机构在负载和抗干扰方面要明显优于串联微动机构。

5.2 工作展望

所设计的二维压电微动机构具有大行程和双向作动优点，适用于作动行程较大的应用场景，但由于研究时间和实验条件限制，研究内容还存在一些不足，还需要进一步的改进和优化。

(1) 通过进一步优化机构的结构和参数，提升其性能表现，如增加输出力矩或行程范围，降低功耗等。深入研究机构的动态响应特性，探索如何提高其响应速度。

(2) 研究内容只涉及了压电微动机构机械结构，后续研究将专注于为该机械结构单独设计一套完备的控制系统。通过整合智能控制算法，旨在实现对压电微动机构的精准控制，从而最大程度地发挥其机械性能。

(3) 在第四章实验部分，基于二维微动机构设计了一套光学稳像装置，但没有进行相关实验，后续将制作实物样机，并对该装置的稳像性能进行测试。

参考文献

- [1] 王明月. 压电式比例压力阀复合控制方法研究与控制器开发[D]. 上海: 上海师范大学, 2023.
- [2] Jalili H, Salarieh H, Vossoughi G. Study of a piezo-electric actuated vibratory micro-robot in stick-slip mode and investigating the design parameters[J]. *Nonlinear Dynamics*, 2017, 89(03): 1927-1948.
- [3] Dong H J, Li T J, Wang Z W, et al. Design and experiment of a piezoelectric actuator based on inchworm working principle[J]. *Sensors and Actuators A-Physical*, 2020, 306: 111950.
- [4] 杨淋, 陈亮, 任韦豪, 等. 新型行波直线超声电机的结构与有限元分析[J]. *振动、测试与诊断*, 2022, 42(03): 439-445.
- [5] 刘冠. 压电粘滑驱动器专用电源的集成化设计与实验[D]. 长春: 长春工业大学, 2023.
- [6] 蔡伟. 考虑双重不确定性下的微动平台多目标稳健优化设计[D]. 赣州: 江西理工大学, 2023.
- [7] 魏维宁. 平动-偏摆复合型二自由度压电定位系统研究[D]. 焦作: 河南理工大学, 2022.
- [8] 庞欢, 刘逸茗, 林晔, 等. 压电作动器振动抑制系统可靠性评估及优化设计[J]. *西北工业大学学报*, 2023, 41(06): 1097-1106.
- [9] 张韬, 马瑞, 王阳, 等. 具有大行程的步进型压电致动器研究综述[J]. *重庆理工大学学报(自然科学)*, 2023, 37(09): 280-294.
- [10] 程丁继. 面向折叠机翼的双向大推力直线压电作动器研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2019.
- [11] Wu Z, Xu Q. Design, optimization and testing of a compact XY parallel nanopositioning stage with stacked structure[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2018, 126: 171-188.
- [12] 李冲, 许立忠, 高立超, 等. 压电微传动电机发展综述[J]. *微特电机*, 2016, 44(03): 71-75.

- [13]梁海澄, 康俊远. 步进式直线压电驱动器研究综述[J]. 广东轻工职业技术学院学报, 2018, 17(04): 15-19.
- [14]Vyshnevsky O, Kovalev S, Wischnewskiy W. A novel, single-mode piezoceramic plate actuator for ultrasonic linear motors[J]. IEEE Transactions on Ultrasonics Ferroelectrics & Frequency Control, 2005, 52(11): 2047.
- [15]Pan Q S, He L G, Pan C L, et al. Resonant-type inertia linear motor based on the harmonic vibration synthesis of piezoelectric bending actuator[J]. Sensors and Actuators A-Physical, 2014, 209: 169-174.
- [16]Li X T, Wang S J, Peng X Y et al. Mechanistic Study of a Low Frequency Piezoelectric Motor with Natural Frequency Adjustment Method[J]. IEEE Access, 2023, 11: 136600-136608.
- [17]廉钧凯. 二维压电稳像平台及其控制研究[D]. 广州: 广州大学, 2023.
- [18]邱建敏. 低电压驱动的旋转型压电作动器研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2018.
- [19]Xue X Y, Tian X, Zhang D, et al. Design of a piezo-driven inchworm flexure stage for precision positioning[J]. International Journal of Applied Electromagnetics and Mechanics, 2016, 50: 569-581.
- [20]Ling J, Chen L, Feng Z, et al. Development and test of a high speed pusher-type inchworm piezoelectric actuator with asymmetric driving and clamping configuration[J]. Mechanism and Machine Theory, 2022, 176: 104997.
- [21]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(02): 186-189.
- [22]韩凌坤, 李少琦, 张世玉, 等. 曲臂菱形放大机构的压电位移驱动器[J]. 自动化与仪器仪表, 2022(05): 179-184.
- [23]Choi S B, Han S S, Han Y M, et al. A magnification device for precision mechanisms featuring piezoactuators and flexure hinges: design and experimental validation[J]. Mechanism & Machine Theory, 2007, 42(09): 1184-1198.
- [24]Song X, Wang H, Zhang Y, et al. A miniaturized dual-slider linear actuator using electrostatic adhesion and inertia drive[J]. Actuators, 2020, 9(04): 114-132.
- [25]Zhang Y K, Peng Y X, Cheng Y, et al. A novel piezo-actuated flapping mechanism

- based on inertia drive[J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2020, 31(15): 1782-1792.
- [26]李争, 郭战雨, 韩海涛, 等. 直线形压电致动器的研究综述[J]. *微特电机*, 2021, 49(10): 54-61.
- [27]Aburatani H. A piezoelectric gripper combined with a smooth impact drive mechanism[C]. *Sixteenth IEEE International Symposium on Applications of Ferroelectrics*. Nara-city, Japan: IEEE, 2007: 773-776.
- [28]Nomura Y, Aoyama H. Development of inertia driven micro robot with nano tilting stage for SEM operation[M]. Berlin: Springer-Verlag, 2007: 197-198.
- [29]柏德恩, 邓少龙, 李云涛, 等. 尺蠖式压电线性作动器设计及实验研究[J]. *振动、测试与诊断*, 2023, 43(03): 435-441.
- [30]陈思睿. 一体化非共振型尺蠖式压电作动器的设计研究[D]. 盐城: 盐城工学院, 2022.
- [31]陆欢欢, 胡凯明, 郑晓亚, 等. 面向翼面展开的压电直线位移累积作动器轻量化设计[J]. *西北工业大学学报*, 2023, 41(05): 996-1005.
- [32]Liu W, Zhou M, Stefanini C, et al. Modeling and preliminary analysis of a miniaturized rotary motor driven by single piezoelectric stack actuator[J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2016, 27(11): 1476-1484.
- [33]Wang S, Rong W, Wang L, et al. A novel inchworm type piezoelectric rotary actuator with large output torque: design, analysis and experimental performance[J]. *Precision Engineering*, 2018, 51: 545-551.
- [34]Li J P, Zhao H W, Shao M K, et al. Design and experiment performances of an inchworm type rotary actuator[J]. *Review of Scientific Instruments*, 2014, 85(08): 1089-1093.
- [35]Hospital G P, Gan Z, Jiang X, et al. Design of a piezo-driven inchworm flexure stage for precision positioning[J]. *International Journal of Applied Electromagnetics and Mechanics*, 2016, 50(04): 569-581.
- [36]Li J P, Zhao H W, Qu H, et al. A piezoelectric-driven rotary actuator by means of inchworm motion[J]. *Sensors and Actuators A-Physical*, 2013, 194(20): 269-276.
- [37]Fan W, Zheng Y F, Ma J, et al. A new type of low-stress flexible hinge displacement

- amplifying mechanism[J]. Journal of The Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2023, 45(09): 443.
- [38]邱冬梅. 基于柔性铰链的微位移放大器设计与优化[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2018
- [39]林容周. 典型柔性铰链及其杠杆型柔顺机构的理论与实验研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2013.
- [40]刘小院. 基于柔性铰链通用模型的柔性位移放大机构建模方法研究[D]. 西安: 西安电子科技大学, 2014.
- [41]Zhang Y, Peng Y, Sun Z, et al. A Novel Stick-Slip Piezoelectric Actuator Based on a Triangular Compliant Driving Mechanism[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2018, 48(01): 31-37.
- [42]李含, 敬子建, 亓波. 大变形柔性虎克铰链设计与分析[J]. 机械设计与制造工程, 2023, 52(01): 42-46.
- [43]陈攀, 朱春莉, 崔玉国, 等. x-y- θ z 大行程无耦合并联压电微动平台的设计[J]. 压电与声光, 2023,45(05): 705-709.
- [44]李读润. 三自由度压电定位平台结构设计与驱动技术研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2021.
- [45]Du Y, Li T, Jiang Y, et al. Design and analysis of a 2-degree-of-freedom flexure-based micro-motion stage[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2016, 8(03): 1687814016638301.
- [46]Haitao W, Leijie L, et al. A novel compliant XY micro-positioning stage using bridge-type displacement amplifier embedded with Scott-Russell mechanism[J]. Precision Engineering, 2021, 73: 284-295.
- [47]王琴琴, 周孟德, 孙晨晋, 等. 压电叠堆作动器率相关迟滞非线性建模研究[J]. 压电与声光, 2022,44(06): 907-912.
- [48]于月民. 压电式微动机构动力学与仿真分析[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 2015: 22-29.
- [49]Zheng K, Dong X H, Tian X. Piezomechanics characteristics study of piezoelectric stack actuator[J]. Materials Research Innovations, 2014(18): 132- 135.

- [50] 孟繁勋, 张士军, 张腾, 等. 三自由度差动式微位移放大运动平台设计[J]. 机械设计与制造工程, 2023, 52(01): 18-22.
- [51] 郭凡逸, 孙志礼, 张胜男, 等. 一种微位移柔顺放大机构的优化设计[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2022, 43(07): 996-1002.
- [52] 于靖军, 郝广波, 陈贵敏, 等. 柔性机构及其应用研究进展[J]. 机械工程学报, 2015, 51(13): 53-68.
- [53] 韩凌坤, 李少琦, 张世玉, 等. 曲臂菱形放大机构的压电位移驱动器[J]. 自动化与仪器仪表, 2022(05): 179-184.
- [54] 刘雪瑞. 二维压电微动平台的研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2017.
- [55] 江亮. 压电材料多次压电效应理论模型的仿真研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2008.
- [56] 杨振宇, 鲍强, 卢子兴. 平面问题中悬臂梁固支边界条件的简化方法[J]. 力学与实践, 2022, 44(06): 1404-1410.
- [57] 郝进. 轴向变速运动悬臂梁的时变动力学分析[D]. 沈阳: 东北大学, 2021.
- [58] 尤明庆. 端部切向载荷作用下的压杆失稳分析及其应用[J]. 力学季刊, 2019, 40(01): 160-166.
- [59] 王祖能. 具有杆间弹性支撑的端部固定压杆稳定性研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2019.
- [60] 卞颖葛, 郭耀杰, 熊川, 等. 考虑支座约束影响的大角钢轴压杆失稳形态研究[J]. 工业建筑, 2021, 51(03): 91-97.
- [61] 纪立超. 基于柔性铰链的大范围纳米级定位平台技术研究[D]. 济南: 山东大学, 2023.
- [62] 李耀, 吴洪涛, 杨小龙, 等. 圆弧柔性铰链的优化设计[J]. 光学精密工程, 2018, 26(06): 1370-1379.
- [63] 吴鹰飞, 周兆英. 柔性铰链转动刚度计算公式的推导[J]. 仪器仪表学报, 2004(01): 125-128.
- [64] 周晓林, 崔长彩, 范伟, 等. 柔性铰链的 3 种模型计算和分析[J]. 机械设计, 2011, 28(05): 5-9.
- [65] 丰飞, 傅雨晨, 范伟, 等. 三角混合两级杠杆微位移放大机构的设计及性能

- 分析[J]. 工程设计学报, 2022, 29(02): 161-167.
- [66]胡逸凡, 章海军, 倪凯佳. 三角放大型压电陶瓷微纳米驱动机构[J]. 光学精密工程, 2022, 30(17): 2094-2099.
- [67]李东明, 柴长忠, 沈文强, 等. 压电驱动微动平台结构的设计优化和仿真分析[J]. 压电与声光, 2019, 41(03): 396-399.
- [68]崔志勇. 二维压电微动机构的设计及其在光学稳像中的应用研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2018.
- [69]郑洋洋, 宫金良, 张彦斐. 基于传递矩阵法的柔性杠杆放大机构刚度分析[J]. 北京航空航天大学学报, 2017, 43(04): 849-856.
- [70]刘彩霞. 基于压电驱动的二维稳像机构研究[D]. 芜湖: 安徽工程大学, 2019.
- [71]于月民, 丁元柱, 于丽艳, 等. 二维微动工作台设计及仿真分析[J]. 煤矿机械, 2019, 40(09): 78-80.
- [72]李丽伟, 郭强伟, 田会珍, 等. 压电微喷驱动振子的有限元仿真与分析[J]. 科技创新与应用, 2018(08): 26-27+29.
- [73]魏凤龙. 新型三自由度压电驱动器及其在光刻投影物镜中的应用研究[D]. 北京: 中国科学院大学, 2023.
- [74]杨满芝, 景钢, 郭卫, 等. 精密对称驱动二级微动放大系统设计及性能[J]. 兵工学报, 2022, 43(06): 1456-1465.

攻读硕士学位期间发表的学术论文及成果

学术论文：

- [1] Zhong X Q, Tao W B, Zou L L, et al. Servo System Control of Turntable Lipstick-Filling Machine Based on Particle Swarm Optimization [J]. Advances in Materials Science and Engineering, 2022, 2022: 8968510.(SCI)
- [2] 钟相强, 邹令令, 冯赛龙. 双振头超声固结振动装置设计及实验[J]. 光学精密工程, 2024, 32(04): 514-523.(EI)

授权专利：

- [1] 邹令令, 钟相强, 杨怀安, 等. 高精度金属箔抛光装置[P]. 中国专利: CN216967397U, 2022-07-15.(实用新型)
- [2] 邹令令, 钟相强, 杨怀安, 等. 膝盖弯曲康复装置[P]. 中国专利: CN217744955U, 2022-11-08.(实用新型)
- [3] 陶文博, 邹令令, 杨怀安, 等. 一种双向压电驱动的复合式微位移放大装置[P]. 中国专利: CN223202671U, 2023-08-31.(实用新型)

学科竞赛：

- [1] 第十三届“挑战杯”中国大学生创业计划竞赛 铜奖；
- [2] 第十届“挑战杯”安徽省大学生创业计划竞赛 金奖；
- [3] 第二十四届中国机器人及人工智能大赛 国赛三等奖；
- [4] 第二十四届中国机器人及人工智能大赛 省赛一等奖；
- [5] 第七届安徽省“互联网+”大学生创新创业大赛 铜奖；
- [6] 第八届安徽省“互联网+”大学生创新创业大赛 铜奖；
- [7] 第九届安徽省“互联网+”大学生创新创业大赛 银奖（第一负责人）；
- [8] 第九届安徽省“互联网+”大学生创新创业大赛 铜奖；
- [9] 第二届“智汇中江”芜湖市大学生科技创新创业大赛 铜奖；

致 谢

时光荏苒，岁月如梭。转眼间，我在安徽工程大学度过了紧张而充实的硕士研究生阶段。在此，我衷心感谢所有给予我帮助和关心的老师、同学和亲朋好友，是你们陪伴我度过了这段充满挑战和收获的日子。正所谓“江山代有才人出，各领风骚数百年”，学术研究是一个充满挑战和机遇的过程，需要我们不懈努力和执着追求。在这篇硕士学位论文完成之际，我要向所有关心和帮助过我的人表示由衷的感谢。

首先，我要感谢我的导师钟相强教授。他对学术研究的严谨态度和为人师表的品德给我留下了深刻的印象。在论文的选题、构思、撰写过程中，钟相强教授给予了我耐心的指导和悉心的关怀。他严谨的治学精神和无私的帮助让我受益匪浅。在今后的学术研究和人生道路上，我将不断追求进步，努力践行导师的教诲。

其次，我要感谢我的同学、室友和实验室的同门师兄弟们。我们共同学习、探讨和研究，共同进步。在他们身上，我看到了勤奋刻苦、锐意进取的精神，这种精神激励着我不断努力。同时，我要感谢实验室的老师，他们为我提供了良好的实验条件和技术支持，使我能够顺利完成论文的实验部分。

再次，我要感谢我的家人。他们一直是我求学路上的坚强后盾，给予我无尽的关爱和支持。在我研究生阶段，他们始终关心我的学业和生活，为我排忧解难。在这里，我要向我的父母、兄弟姐妹和亲朋好友说一声：谢谢你们，我爱你们！

此外，我还要感谢学校和学院的老师们。他们为我们提供了良好的学术环境和丰富的课程资源，使我们在学术道路上得以茁壮成长。同时，我要感谢学校行政工作人员，他们为我们的学习和生活提供了便利条件和服务。

最后，我要感谢我国政府对教育事业的支持和投入，使我们这一代青年人得以接受高质量的教育。感谢党和国家为我们创造了安定、和谐的社会环境，让我们能够全身心地投入到学术研究中。

衷心感谢所有关心、帮助和支持我的人们！在今后的工作和学习中，我将继续努力，不辜负大家的期望。

尚德敏学 唯实惟新

