第 25 卷　第 4 期
2017 年 4 月

光学 精密工程
Optics and Precision Engineering

Vol. 25　No. 4
Apr. 2017

文章编号　1004-924X(2017)04-0999-10

基于类 V 型柔性铰链的微位移放大机构

刘　敏，张宪民*
（华南理工大学 广东省精密装备与制造技术重点实验室，广东 广州 510641）

摘要：采用新型高精度类 V 型柔性铰链设计了柔性微位移放大机构，以减小该类机构的寄生运动并提高其动力学性能。对类 V 型柔性铰链与最常见的高精度直圆型柔性铰链的性能进行了比较；在考虑柔性铰链转动中心偏移量的基础上，基于弹性力学和材料力学理论推导了基于类 V 型柔性铰链和基于直圆型柔性铰链的两类二级杠杆式微位移放大机构的放大比。采用 ANSYS 软件，建立了放大机构的有限元模型，验证了位移放大比的理论推导，并对上述两类放大机构的位移放大比、寄生运动和固有频率进行了仿真和比较。有限元分析结果显示：基于类 V 型柔性铰链的放大机构有着更小的寄生运动和更高的固有频率，且前 2 阶固有频率分别是基于直圆型柔性铰链放大机构的 1.68 倍和 1.41 倍。最后，采用微视觉测量系统测量了两类放大机构的位移放大比和寄生运动。结果表明：基于类 V 型和直圆型柔性铰链放大机构的放大比和相对寄生运动比分别为 4.387、4.529 和 0.314 7、0.334 2，显示类 V 型柔性铰链用于微位移放大机构可有效减小寄生运动并提高动力学性能。

关　键　词：位移放大机构；类 V 型柔性铰链；直圆型柔性铰链；寄生运动；固有频率
中图分类号：TH132　　**文献标识码**：A　　**doi**：10.3788/OPE.20172504.0999

Micro-displacement amplifier based on quasi-V-shaped flexure hinge

LIU Min，ZHANG Xian-min*

(*Guangdong Provincial Key Laboratory of Precision Equipment and Manufacturing Technology*, *South China University of Technology*, *Guangzhou* 510641, *China*)
* *Corresponding author*, *E-mail*: *zhangxm@scut.edu.cn*

Abstract: A micro-displacement flexure amplifier was designed based on a high accuracy quasi-V-shaped flexure hinge to reduce its parasitic motion and to improve its dynamics performance. The performance of the quasi-V-shaped flexure hinge was compared with that of a common high accuracy right circular flexure hinge. In consideration of the central offset during the rotation of flexure hinge, the amplification ratios of secondary-lever micro-displacement mechanisms based on the quasi-V-shaped flexure hinge and the right circular flexure hinge were derived on the basis of the theories of elastic mechanics and material mechanics. The finite element model was established with ANSYS software to verify the theoretical derivation of amplification ratios of displacement. The amplification ratios of displacement, the parasitic motions and inherent frequencies of the two kinds of amplifiers mentioned a-

收稿日期：2016-10-10；**修订日期**：2017-01-16.
基金项目：国家自然科学基金资助项目（No. U1501247，No. 51605166，No. U1609206）；广东省自然科学基金资助项目（No. S2013030013355）

bove were compared. The finite element results show that the amplifier based on quasi-V-shaped flexure hinge has smaller parasitic motion but higher inherent frequency, and its first two-order inherent frequencies are 1.68 times and 1.41 times of those based on right circular flexure hinge. Finally, the amplification ratios of displacement and the parasitic motions for the two kinds of amplifiers were measured by a micro-vision measurement system. The experiment results show that the amplification ratios and relative parasitic motion ratios of amplifiers based on quasi-V-shaped and right circular flexure hinge are 4.387 and 4.529 as well as 0.3147 and 0.3342 respectively. It concludes that the parasitic motion is effectively reduced and the dynamics performance is improved if the quasi-V-shaped flexure hinge is used in the micro-displacement amplifiers.

Key words: displacement amplification mechanism; quasi-V-shaped flexure hinge; right circular flexure hinge; parasitic motion; inherent frequency

1 引 言

随着精密工程、精密测量、微机电系统(MEMS)以及机器人等领域的快速发展，柔顺机构的应用越来越广泛且有着巨大的优势和潜力，尤其是在轻型、微型化领域[1-4]。柔顺机构主要依靠机构中的柔性单元(柔性铰链)的变形来实现运动和功能，因而柔性铰链[5]是柔顺机构最为关键的部件。柔性铰链有着无摩擦、无间隙且运动灵敏度高等优点，目前已受到国内外学者广泛关注[6-13]。

Paros 和 Weisbord[6]最早提出了圆弧型柔性铰链的理论计算公式；吴鹰飞和周兆英[7,8]提出了更加简洁又精确的圆弧型柔性铰链的柔度计算公式，他们的工作使得对柔性铰链和柔顺机构的分析更加方便。Smith 等人[9]提出了椭圆弧柔性铰链的闭形式柔度计算方程；卢倩等人[10]研究了深切口椭圆弧柔性铰链并进行了优化设计，从而提高了铰链的整体运动精度和柔度。Lobontiu 等[11]使用卡式第二定理推导了角圆直梁型柔性铰链的柔度计算公式，与直圆型柔性铰链相比具有更大的转动柔度和较低的应力水平。柔性铰链有三个主要性能：刚度、转动精度和最大应力。其中转动精度用来衡量柔性铰链转动中心偏离初始位置的大小，转动精度越高柔性铰链越接近理想铰链。由于柔性铰链通过自身的弹性变形来实现相对转动，所以其转动中心存在偏移是不可以避免的，而偏移对铰链的转动精度是有影响的。为了提高柔性铰链的转动精度，Tian 等人[12]设计了一种 V 型倒角柔性铰链，和直圆型柔性铰链相比，它具有更高的转动精度；Liu 等人[13]采用拓扑优化方法得到了一种高精度的类 V 型柔性铰链(Quasi- V-shaped flexure hinge)，和 V 型倒角柔性铰链相比，这种铰链转动精度更高。

由于柔性铰链的运动范围小以及微动平台常采用压电陶瓷驱动器来驱动，其行程一般只有几十微米左右，导致整个微动平台的运动范围很小，为此一般需在微动平台输入端增设位移放大机构。Ma 等人[14]在考虑角圆直梁型柔性铰链的转动刚度和平动刚度的基础上采用梁理论推导了桥式位移放大机构的理论放大比；Choi 等人[15]基于直圆型柔性铰链设计和优化了一种对称式位移放大机构；Wang 等人[4]基于直圆型柔性铰链设计了一种三级混合式位移放大机构用于微夹钳，大大增加了微夹钳的夹持行程；卢倩等人[16]基于柔度比优化设计了二级杠杆式位移放大机构；黄卫清等人[17]提出了一种基于三角放大原理的菱形压电微位移放大机构；刘小院[18]研究了基于伪刚体模型的位移放大机构动力学建模；李威等人[19]采用矩阵法推导了基于平行四杆机构的桥式位移机构的放大比。上述研究工作主要集中在使用不同类型的柔性铰链设计位移放大机构以及位移放大比的理论推导。值得一提的是柔性铰链不同于理想的刚性转动副，它在轴向方向上也有微小的变形，因此位移放大机构还存在寄生运动，即在垂直于输出方向上会产生位移，而产生的位移对末端运动精度具有很大的影响。此外，位移放大机构的固有频率对机构的抗干扰特性具有决定性作用。因此，对柔性铰链来说，减小位移放大机构的寄生运动以提高末端运动精度和提高固有频率以获得更好的动力学性能是非常有必要的。

本文采用一种新型高精度类V型柔性铰链[13]设计了杠杆式微位移放大机构，基于弹性力学和材料力学理论分析了放大机构的放大比，通过有限元仿真和实验方法进行了放大比、寄生运动和固有频率的验证，并和基于直圆型柔性铰链的微位移放大机构进行了对比。

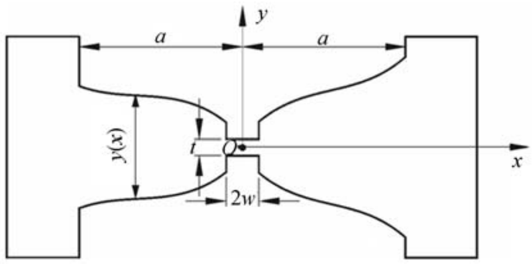


图1　类V型柔性铰链

Fig. 1　Quasi-V-shaped flexure hinge

2　柔性铰链的性能分析与比较

2.1　类V型柔性铰链

图1所示为类V型柔性铰链，它由3个不同的部分组成，其中左右两部分的轮廓为不规则的曲线，中间部分轮廓为直线段。坐标系 $o\text{-}xyz$ 位于铰链的几何中心，原点 o 为铰链的转动中心。类V型柔性铰链几何参数包括最小厚度 t，中间段长度 $2w$，切口长度 $2a$，以及铰链宽度 b。类V型柔性铰链的轮廓曲线方程为[13]：

$$y(x)=\begin{cases}-\dfrac{1.666}{a^2}x^3-\dfrac{3.218}{a}x^2-2.186x+0.114a, & x\in[-a,-w)\\ t, & x\in[-w,w]\\ \dfrac{2.072}{a^2}x^3-\dfrac{3.374}{a}x^2+2.302x+0.108a, & x\in(w,a]\end{cases}. \tag{1}$$

根据参考文献[13]可知，类V型柔性铰转动柔度 C_r、轴向柔度 C_t 和转动中心柔度 C_o 的计算公式为：

$$C_r=\frac{12}{bEt^2}(0.004836+0.9777\beta-0.5169\gamma+0.02091\beta^2+3.523\beta\gamma-10.58\gamma^2+0.002515\beta^3-4.644\beta^2\gamma-30.86\beta\gamma^2+309.4\gamma^3)^{-1}, \tag{2}$$

$$C_t=\frac{1}{bE}(0.07244+0.2896\beta+1.006\gamma-0.2404\beta^2-0.1132\beta\gamma-8.002\gamma^2+0.0783\beta^3-0.1671\beta^2\gamma+3.352\beta\gamma^2+33.42\gamma^3)^{-1}, \tag{3}$$

$$C_o=\frac{12}{bEt}(-1.215+3.087\beta+63.81\gamma+7.551\beta^2-109.5\beta\gamma-737.7\gamma^2-1.854\beta^3-142\beta^2\gamma+3314\beta\gamma^2-1.304\times10^4\gamma^3)^{-1}, \tag{4}$$

其中，E 为材料的弹性模量，$\beta=t/2w$，$\gamma=t/2a$。

一般来说，柔性铰链转动中心的柔度被定义为铰链的转动精度，但是由于不同铰链的整体刚度不一样，刚度大的铰链受单位力作用下转动中心的位移必然更小，但是铰链的柔度也更小。因此，单纯的转动中心柔度的大小不能很准确地反映铰链的转动精度。为了更准确表达转动精度，这里将铰链转动中心柔度与自由端的柔度的比值作为衡量转动精度的指标[20]：

$$\eta=\frac{\text{转动中心柔度}}{\text{自由端柔度}}=\frac{C_o}{C_r}, \tag{5}$$

比值 η 反映的是柔性铰链受弯矩 M_z 作用，自由端产生单位偏移量时转动中心产生的位移。在相同的几何参数和作用力的情况下，比值越小表明该柔性铰链在转动相同的角度时，转动中心的偏移量越小，也就是说该铰链的转动精度更高。

2.2　类V型与直圆型柔性铰链的转动精度比较

常见的典型柔性铰链中，直圆型柔性铰链具有较高的精度且应用最广泛，因此这里对类V型与直圆型柔性铰链的转动精度进行了对比。假设直圆型铰链直径与类V型铰链的长度相同 $2R=2a$，使用MATLAB软件编写数值计算程序，定量地分析两者的转动精度随结构参数变化的影响。在数值计算中，材料弹性模量 $E=110$ GPa，铰链宽度 $b=10$ mm。两种铰链转动精度的比较以及转动精度 η 随无量纲参数 γ 的变化如图2所示。

从图中可以看出类 V 型柔性铰链的精度明显高于直圆型柔性铰链的精度。随着参数 γ 的增加，直圆型铰链的精度逐渐增加，类 V 型柔性铰链的精度逐渐降低。

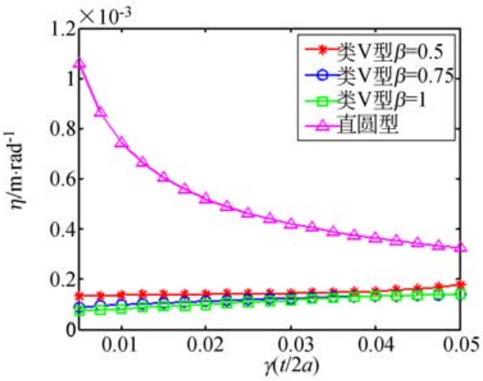


图 2 类 V 型与直圆型柔性铰链转动精度的比较

Fig. 2 Comparison of the rotational precisions for quasi-V-shaped and right circular flexure hinges

3 微位移放大机构静力学分析

3.1 微位移放大机构模型

本文以图 3 所示的二级杠杆式微位移放大机构为研究对象，为了便于分析，采用 4 个几何参数完全相同的柔性铰链实现对输入位移的放大和传递。该放大机构由压电陶瓷驱动器驱动。如图所示，4 个柔性铰链分别命名为 J_1、J_2、J_3、J_4。l_1、l_2 分别为第一级杠杆输入端、输出端到支点的长度，l_3、l_4 为第二级杠杆输入端、输出端到支点的长度，两级杠杆的宽度分别为 c_1 和 c_2。U_{in}和 U_{out} 分别为输入和输出位移。

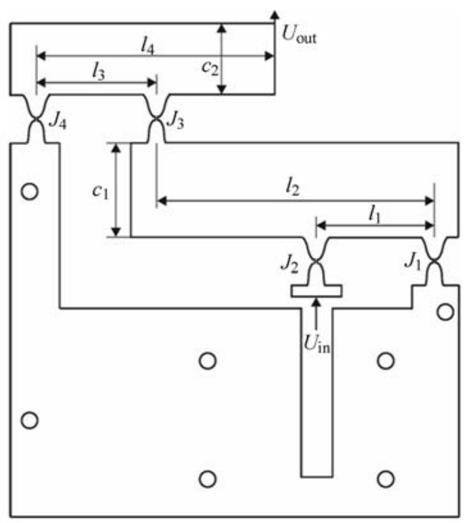
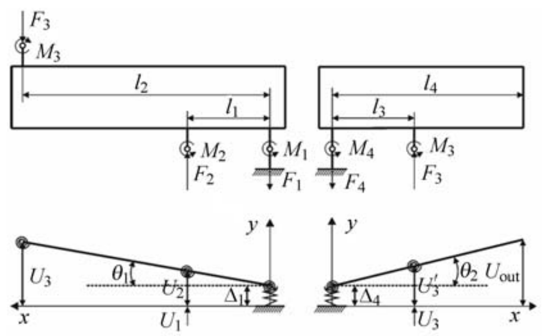


图 3 微位移放大机构模型

Fig. 3 Model of micro-displacement amplifier



(a)第一级杠杆示意图 (b)第二级杠杆示意图

(a)Schematic representation of the first-stage lever, (b) Schematic representation of the second-stage lever

图 4 微位移放大机构受力分析

Fig. 4 Analysis on forces of micro-displacement amplifier

3.2 位移放大比的计算

由于柔性铰链不是刚性的，在实际运动中会产生轴向的拉伸和压缩。假设作用在柔性铰链 i ($i=1,2,3,4$)上的轴向力为 F_i，力矩为 M_i，柔性铰链 i 产生的轴向变形为 Δ_i，转角为 α_i，则：

$$\begin{cases}\Delta_i = F_i \cdot C_t \\ \alpha_i = M_i \cdot C_r\end{cases}. \tag{6}$$

设 θ_1、θ_2 分别为第一级和第二级杠杆的转角，则铰链转角与杠杆转角的关系为：

$$\begin{cases}\alpha_1 = \alpha_2 = \theta_1 \\ \alpha_3 = \theta_1 + \theta_2 \\ \alpha_4 = \theta_2\end{cases}. \tag{7}$$

图 4(a)所示为第一级杠杆的受力分析图，根据受力平衡条件可得：

$$\begin{cases}F_1 - F_2 + F_3 = 0 \\ F_3 l_2 + M_1 + M_2 = F_2 l_1 + M_3\end{cases}. \tag{8}$$

设机构的输入位移为 U_{in}，沿铰链 J_2 轴向方向，如图所示。由于铰链 J_2 受轴向力作用会产生压缩变形，变形量为 Δ_2，同时铰链 J_1 发生偏移，偏移量为 Δ_1，则第一级杠杆的实际输入位移 U_2 为：

$$U_2 = U_{in} - \Delta_2, \tag{9}$$

第一级杠杆的输出位移 U_3 为：

$$U_3 = \theta_1 l_2 + \Delta_1, \tag{10}$$

第一级杠杆的转角 θ_1 可表示为：

$$\theta_1=\frac{U_2-\Delta_1}{l_1}=\frac{U_{in}-\Delta_1-\Delta_2}{l_1}. \tag{11}$$

图 4(b)所示为第二级杠杆的受力分析图，同理可得：

$$\begin{cases}F_3=F_4\\ F_3l_3+M_3=M_4\end{cases}. \tag{12}$$

铰链 J_3 由于受到第一级和第二级杠杆的挤压作用，会使其产生轴向变形，变形量为 Δ_3，则第二级杠杆的实际输入位移 U'_3 为：

$$U'_3=U_3-\Delta_3. \tag{13}$$

由于铰链 J_4 会产生偏移，偏移量为 Δ_4，则第二级杠杆的输出位移 U_{out} 为：

$$U_{out}=\theta_2 l_4+\Delta_4, \tag{14}$$

第二级杠杆的转角 θ_2 可表示为

$$\theta_2=\frac{U'_3-\Delta_4}{l_3}=\frac{U_3-\Delta_3-\Delta_4}{l_3}. \tag{15}$$

联立式(6)～(15)可推导出该二级杠杆式微位移放大机构的位移放大比 k 为：

$$k=\frac{\lambda_1C_t^2+\lambda_2C_tC_r+\lambda_3C_r^2}{\lambda_4C_t^2+\lambda_5C_tC_r+\lambda_6C_r^2}, \tag{16}$$

其中

$$\begin{cases}\lambda_1=12l_2l_4-6l_1l_4+9l_3l_4-3l_3^2\\ \lambda_2=8l_1l_2l_3l_4-6l_1^2l_2l_4-6l_1l_3^2l_4+12l_2l_3^2l_4+\\ \quad 12l_1l_2^2l_4-2l_1^2l_3l_4-4l_2^2l_3l_4-2l_1l_2l_3^2\\ \lambda_3=8l_1l_2^2l_3^2l_4-4l_1^2l_2l_3^2l_4\\ \lambda_4=6l_1^2-12l_1l_2-19l_1l_3+34l_2l_3+9l_3^2\\ \lambda_5=4l_1l_2l_3^2+2l_1^2l_3^2-12l_2^2l_3^2+20l_1^2l_2l_3-12l_1l_2^2l_3-\\ \quad 8l_1^3l_3+28l_2^3l_3-12l_1l_3^3+24l_2l_3^3\\ \lambda_6=8l_1^2l_2l_3^3-4l_1^3l_3^3\end{cases}. \tag{17}$$

根据式(16)计算基于类 V 型柔性铰链放大机构和基于直圆型柔性铰链放大机构的位移放大比分别为 4.716 和 4.713。计算所采用的基本参数如表 1 和 2 所示。

表 1　柔性铰链参数

Tab. 1　Parameters of flexure hinges

铰链类型	C_r/(rad · Nm^{-1})	C_t/(m · N^{-1})	C_0/(N^{-1})	a/mm	b/mm	t/mm	w/mm
类 V 型	5.25×10^{-2}	6.06×10^{-9}	1.18×10^{-5}	10	12	0.75	0.75
直圆型	5.25×10^{-2}	9.59×10^{-9}	3.09×10^{-5}	10	12	1	—

表 2　微位移放大机构几何参数

Tab. 2　Geometric parameters of micro-displacement amplifier　mm

l_1	l_2	l_3	l_4	c_1	c_2
50	118	50	100	40	30

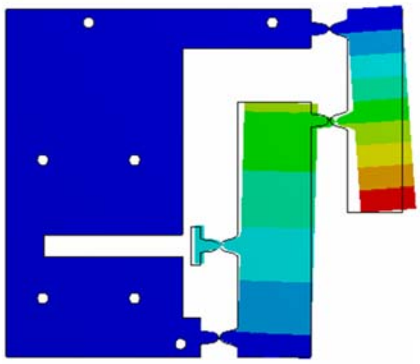
4　仿真与比较

4.1　位移放大比的仿真与比较

为了验证微位移放大机构的位移放大比理论计算的准确性，采用了有限元商业软件 ANSYS 对基于类 V 型柔性铰链的微位移放大机构和基于直圆型柔性铰链的微位移放大机构进行了仿真和比较。

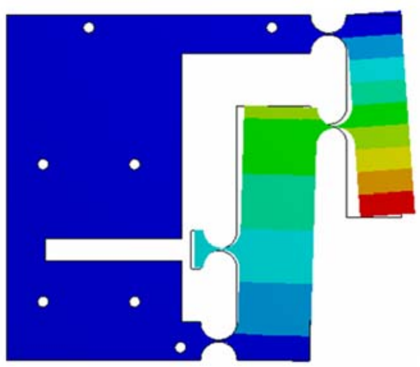
在有限元仿真分析中，三维实体模型的几何参数如表 1 和 2 所示。机构的材料选用铝合金，弹性模量 E=71 GPa，泊松比为 0.33。采用自动网格划分方法对三维实体进行网格划分，在铰链处进行网格细化来提高有限元的计算精度。两个放大机构的输入位移都给定为 10 μm，然后通过 ANSYS 计算得到机构的输出位移，根据机构的输入和输出位移计算出机构的位移放大比。

图 5(a)和(b)所示分别为基于类 V 型柔性铰链的放大机构和基于直圆型柔性铰链的放大机构的变形图。有限元仿真结果如表 3 中所示，基于



(a)基于类 V 型柔性铰链的微位移放大机构变形图

(a)Deformation of micro-displacement amplifier based on quasi-V-shaped flexure hinges



(b)基于直圆型柔性铰链的微位移放大机构变形图

(b)Deformation of micro-displacement amplifier based on right circular flexure hinges

图5 微位移放大机构有限元仿真结果

Fig. 5 Finite element simulation results of micro-displacement amplifiers

类V型柔性铰链的放大机构的放大比仿真值为4.249，与理论值之间的误差为9.90 %；基于直圆型柔性铰链的放大机构的放大比仿真值为4.457，与理论值之间的误差为5.43 %。从仿真结果可以看出位移放大比的理论推导是正确的，但是理论值和仿真结果之间还是存在一定的误差，这是因为在理论计算的时候仅考虑柔性铰链的变形，把铰链以外的其他部位视作刚体忽略了它的变形，而实际上放大机构的连接杆是会产生变形的，从而造成了理论值的偏大。由于类V型柔性铰链的轴向刚度较大，使得基于其放大机构的连接杆变形也较大，因此造成基于类V型铰链放大机构的放大比仿真值小于基于直圆型铰链放大机构的放大比仿真值。

表3 有限元仿真结果对比

Tab. 3 Comparison of finite element simulation results

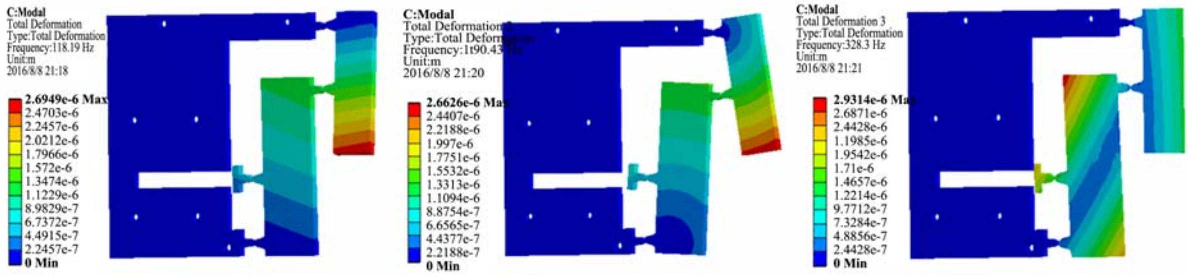
放大机构	输入位移/μm	输出位移/μm	位移放大比 k		误差/%	寄生运动位移/μm	相对寄生运动比
			理论值	仿真值			
基于类V型铰链	10	42.49	4.716	4.249	9.90	13.46	0.316 7
基于直圆型铰链	10	44.57	4.713	4.457	5.43	14.72	0.330 3

4.2 寄生运动的仿真与比较

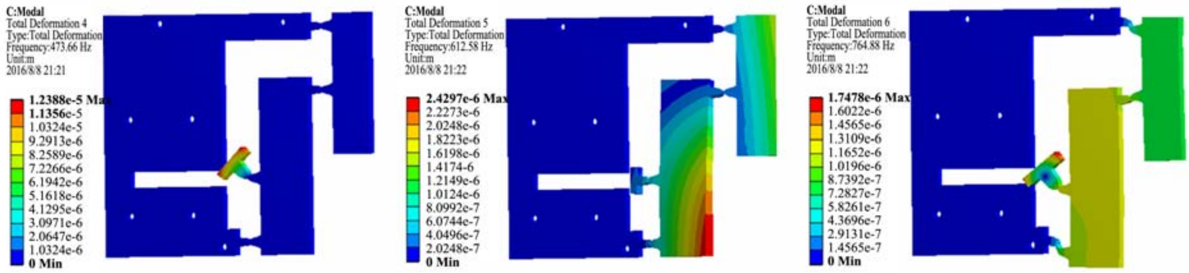
微位移放大机构通过柔性铰链的弹性变形实现运动与位移放大，而柔性铰链不同于理想的刚性转动副，它除了在转动方向上有变形，在轴向方向上也有微小的变形。因此，柔性铰链放大机构不仅在输出方向上输出位移，在垂直于输出方向上也会产生位移，即寄生运动。由于寄生运动不是所需要的功能，因此要越小越好。在有限元仿真中，两个放大机构的输入位移都给定为10 μm，然后分别读取放大机构输出端输出方向的位移和垂直于输出端方向的位移。有限元仿真结果如表3中所示，基于类V型和直圆型柔性铰链的放大机构的寄生运动位移分别为13.46 μm和14.72 μm。由于这两种放大机构的输出位移不相等，为了更加准确地比较这两种放大机构的寄生运动的大小，这里提出采用相对寄生运动比进行比较，即寄生运动位移与输出位移的比值。计算得出基于类V型和直圆型铰链放大机构的相对寄生运动比分别为为0.3167和0.3303，结果表明基于类V型柔性铰链放大机构有较小的寄生运动。

4.3 动力学仿真与比较

微位移放大机构的动态性能的评价指标有固有频率、动刚度和动应力等，其中固有频率会对机构的动态响应和操作精度产生很大影响。要使机构具有高的抵抗外界干扰的能力，就要提高它的固有频率。同时，柔性铰链放大机构经常用于高频扫描设备，因此对其自振频率的研究有助于后续的诊断和预防结构系统的故障。本节利用ANSYS软件对基于直圆型柔性铰链的放大机构和基于类V型柔性铰链的放大机构进行了固有频率分析。



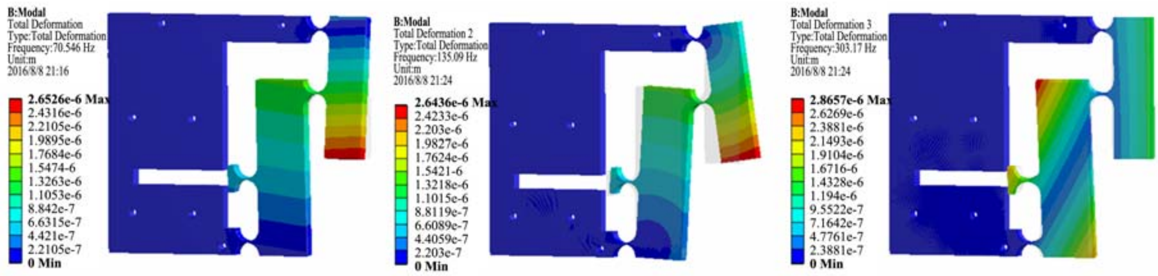
（a）第一阶振型　　（b）第二阶振型　　（c）第三阶振型



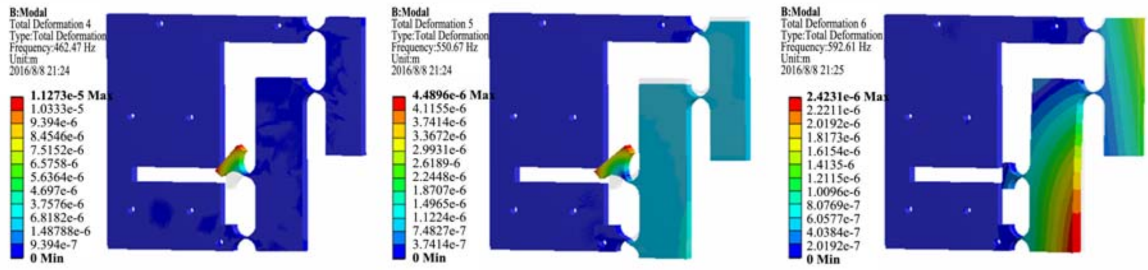
（d）第四阶振型　　（e）第五阶振型　　（f）第六阶振型

图 6　基于类 V 型柔性铰链放大机构的振型分析

Fig. 6　Mode shape analysis of micro-displacement amplifier based on quasi-V-shaped flexure hinge



（a）第一阶振型　　（b）第二阶振型　　（c）第三阶振型



（d）第四阶振型　　（e）第五阶振型　　（f）第六阶振型

图 7　基于直圆型柔性铰链放大机构的振型分析

Fig. 7　Mode shape analysis of micro-displacement amplifier based on right circular flexure hinge

表 4 微位移放大机构固有频率仿真结果

Tab. 4 Simulation results of inherent frequencies (Hz)

阶次	基于类 V 型柔性铰链放大机构	基于直圆型柔性铰链放大机构
1	118.19	70.55
2	190.42	135.09
3	328.30	303.17
4	473.66	462.47
5	612.58	550.67
6	764.88	592.61

图 6 和 7 分别为基于类 V 型和直圆型铰链放大机构的前 6 阶振型，可以看到机构的一阶模态就出现了铰链在平面外的扭曲变形，此时第二级杠杆向平面外翻转，二阶模态与机构的正常运动状态相对应；之后出现了不同程度的挤压和扭曲变形，表明放大机构容易在垂直于机构平面的方向上产生振动。表 4 所示为放大机构的前 6 阶固有频率，可知基于类 V 型铰链放大机构的所有固有频率均在基于直圆型铰链放大机构之上，这表明基于类 V 型铰链的放大机构具有更强的抗干扰特性和更好的动力学性能。另外，基于类 V 型柔性铰链放大机构的前 2 阶固有频率比基于直圆型柔性铰链放大机构的固有频率分别提高了 1.68 倍和 1.41 倍，表明类 V 型柔性铰链能够有效地抑制垂直于放大机构平面方向和输出方向上的振动。

5 实验验证

根据表 1 和 2 的几何参数，采用慢走丝线切割技术加工了基于类 V 型和直圆型柔性铰链放大机构。机构的厚度为 12 mm，所用材料为铝合金，弹性模量为 71 GPa，泊松比为 0.33。实验平台和加工的放大机构如图 8 所示。实验装置主要由微视觉测量系统（分辨率为 0.28 μm）、计算机、压电陶瓷驱动器、压电陶瓷控制器和试样组成。其中微视觉测量系统包括可控缩放的光学显微镜（放大倍数为 0.71×～4.5×）和一个分辨率为 1500×1200 的 CCD 相机（JAI CV-A2）。

测试时，将放大机构固定在平面精密定位平台上，调节定位平台的 XY 轴使测量点出现在视野内。放大机构的输入位移由压电陶瓷驱动器产生，通过视觉测量系统测出机构的实际输入位移和输出位移。实验重复 3 次，测量结果取平均值。实验测试结果如表 5 所示，可见基于类 V 型柔性铰链放大机构的放大比和相对寄生运动比分别为 4.387和 0.3147，基于直圆型柔性铰链放大机构的放大比和相对寄生运动比分别为 4.529 和 0.334 2。

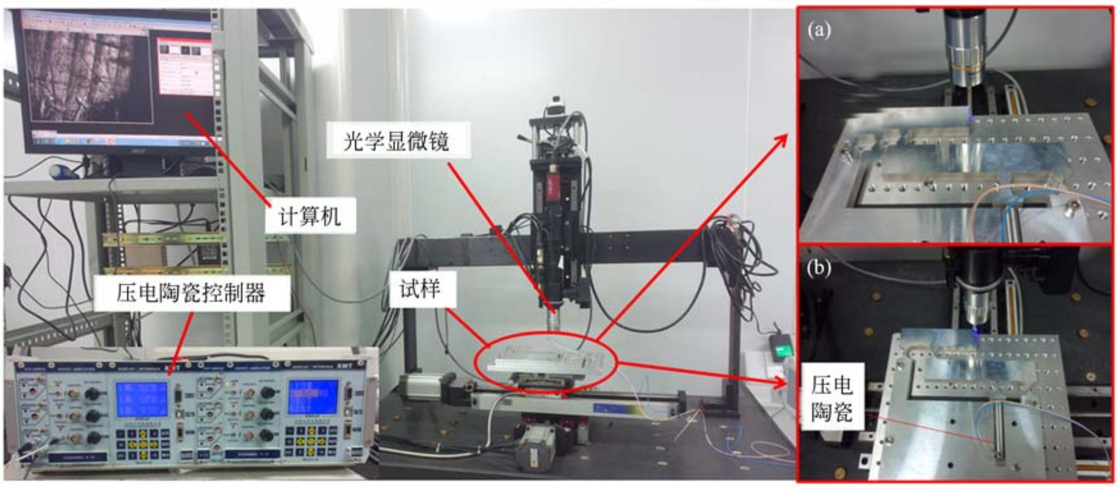


图 8 微位移放大机构实验图(a)基于类 V 型铰链放大机构，(b)基于直圆型铰链放大机构

Fig. 8 Experiment of micro-displacement amplifier. (a) Amplification mechanism based on quasi-V-shaped flexure hinge, (b) Amplification mechanism based on right circular flexure hinge.

表 5　实验结果对比分析

Tab. 5　Analysis and comparison of experimental results.

放大机构	实际输入位移/μm	寄生运动位移/μm	输出位移/μm	位移放大比 k	相对寄生运动比
基于类 V 型铰链	9.268	12.796	40.656	4.387	0.3147
基于直圆型铰链	9.324	14.112	42.224	4.529	0.3342

6　结　论

本文将一种高精度的类 V 型柔性铰链用于微位移放大机构的设计,分析和比较了类 V 型柔性铰链和直圆型柔性铰链的性能,分析显示类 V 型柔性铰链有着更高的转动精度。建立了基于柔性铰链的微位移放大机构的模型,根据材料力学和弹性力学原理并考虑柔性铰链转动中心偏移的情况,推导了放大机构的位移放大比公式。基于类 V 型和直圆型柔性铰链放大机构的位移放大比分别为 4.716 和 4.713。

基于 ANSYS 有限元分析软件,对基于类 V 型和直圆型柔性铰链的放大机构进行了位移放大比、寄生运动和固有频率的仿真和比较。仿真结果显示:基于类 V 型柔性铰链放大机构的位移放大比为 4.249,仿真结果与理论值的误差为 9.90 %;基于直圆型柔性铰链放大机构的位移放大比为 4.457,仿真结果与理论值的误差为 5.43 %;基于类 V 型柔性铰链的相对寄生运动比为0.3167,小于基于直圆型柔性铰链放大机构的寄生运动比 0.3303,表明基于类 V 型柔性铰链放大机构有着更小的寄生运动。通过比较放大机构的前 6 阶固有频率,发现基于类 V 型柔性铰链的放大机构的固有频率均高于基于直圆型柔性铰链的放大机构的固有频率,且前者的前 2 阶固有频率分别比后者的前 2 阶固有频率高 1.68 倍和 1.41 倍,表明基于类 V 型柔性铰链放大机构具有更强的抗干扰特性和更好的动力学性能。实验测试结果表明:基于类 V 型和直圆型柔性铰链放大机构位移放大比分别为 4.387 和 4.529,与仿真结果的误差分别为 3.25 %和 1.62 %;基于类 V 型和直圆型柔性铰链放大机构的相对寄生运动比分别为 0.3147 和 0.3342。有限元仿真和实验结果均表明高精度的类 V 型柔性铰链用于微位移放大机构中能够有效地减小寄生运动和提高动力学性能。

参考文献:

[1] HOWELL L L. *Compliant Mechanisms* [M]. New York:John Wiley & Sons, 2001.

[2] VEROTTI M, CRESCENZI R, BALUCANI M, *et al.*. MEMS-based conjugate surfaces flexure hinge [J]. *Journal of Mechanical Design*, 2015, 137(1): 012301.

[3] 马立, 谢炜, 刘波, 等. 柔性铰链微定位平台的设计[J]. 光学 精密工程, 2014, 22(2):338-345.
MA L, XIE W, LIU B, *et al.*. Design of micro-positioning stage with flexure hinge [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2014, 22(2). (in Chinese)

[4] WANG F J, LIANG C M, TIAN Y L, *et al.*. Design of a piezoelectric-actuated microgripper with a three-stage flexure-based amplification [J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2015, 20(5): 2205-2213.

[5] LOBONTIU N. *Compliant Mechanisms: Design of Flexure Hinges* [M]. Boca Raton, FL: CRC Press, 2002.

[6] PAROS J M. How to design flexure hinges [J]. *Machine Design*, 1965, 37: 151-156.

[7] WU Y F, ZHOU Z Y. Design calculations for flexure hinges [J]. *Review of Scientific Instruments*, 2002, 73(8): 3101-3106.

[8] 吴鹰飞, 周兆英. 柔性铰链的设计计算[J]. 工程力学, 2002, 19(6): 136-140.
WU Y F, ZHOU Z Y. Design of flexure hinges [J]. *Engineering Mechanics*, 2002, 19(6): 136-140. (in Chinese)

[9] SMITH S T, BADAMI V G, DALE J S, *et al.*. Elliptical flexure hinges [J]. *Review of Scientific Instruments*, 1997, 68(3): 1474-1483.

[10] 卢倩, 黄卫清, 王寅, 等. 深切口椭圆柔性铰链优化设计[J]. 光学 精密工程, 2015, 23(1): 206-215.

LU Q, HUANG W Q, WANG Y, *et al.*. Optimization design of deep-notch elliptical flexure hinges [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2015, 23(1): 206-215. (in Chinese)

[11] LOBONTIU N, PAINE J S N, GARCIA E, *et al.*. Corner-filleted flexure hinges [J]. *Journal of Mechanical Design*, 2001, 123(3): 346-352.

[12] TIAN Y, SHIRINZADEH B, ZHANG D. Closed-form compliance equations of filleted V-shaped flexure hinges for compliant mechanism design [J]. *Precision Engineering*, 2010, 34(3): 408-418.

[13] LIU M, ZHANG X M, FATIKOW S. Design and analysis of a high-accuracy flexure hinge [J]. *Review of Scientific Instruments*, 2016, 87(5): 055106.

[14] MA H W, YAO S M, WANG L Q, *et al.*. Analysis of the displacement amplification ratio of bridge-type flexure hinge [J]. *Sensors and Actuators* A: *Physical*, 2006, 132(2): 730-736.

[15] CHOI S B, HAN S S, HAN Y M, *et al.*. A magnification device for precision mechanism featuring piezoactuators and flexure hinges: Design and experimental validation [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2007, 42(9): 1184-1198.

[16] 卢倩，黄卫清，孙梦馨. 基于柔度比优化设计杠杆式柔性铰链放大机构[J]. 光学 精密工程，2016，24(1)：102-111.
LU Q, WANG W Q, SUN M X. Optimization design of amplification mechanism for level flexure hinge based on compliance ratio [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2016, 24(1): 102-111. (in Chinese)

[17] 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.
WANG W Q, SHI X Q, WANG Y. Design of diamond piezoelectric micro displacement amplification mechanism [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2015, 23(3): 803-809. (in Chinese)

[18] 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.
LIU X Y. *Modeling of compliant displacement amplifier based on a generalized model for conic flexure hinges* [D]. Xi' an: Xidian University, 2014. (in Chinese)

[19] 李威，叶果，王禹桥，等. 一种桥式微位移放大机构的性能研究[J]. 中国矿业大学学报，2011，40(2)：310-314.
LI W, YE G, WANG Y Q, *et al.*. Study of properties of a kind of bridge-type micro-displacement mechanism [J]. *Journal of China University of Mining & Technology*, 2011, 40(2): 310-314. (in Chinese)

[20] CHEN G M, LIU X Y, GAO H W, *et al.*. A generalized model for conic flexure hinges[J]. *Review of Scientific Instruments*, 2009, 80(5): 055106.

作者简介：

刘 敏(1990－)，男，江西吉安人，博士研究生，2012年于南昌大学获得学士学位，2013年于华南理工大学攻读博士学位，主要从事拓扑优化及柔顺机构方面的研究。E-mail：lmin2016@foxmail.com

导师简介：

张宪民(1964－)，男，河北涿州人，教授，博士生导师，1993年于北京航空航天大学机电系获得工学博士学位，现为华南理工大学机械与汽车工程学院院长，主要从事精密柔顺机构、精密定位系统、机器视觉等方面的研究。E-mail：zhangxm@scut.edu.cn

（本栏目编辑：马 健）