

文章编号 1004-924X(2016)04-0812-07

## 压电位移放大机构的力学解析模型及有限元分析

凌明祥<sup>1,2</sup>, 刘谦<sup>1\*</sup>, 曹军义<sup>2</sup>, 李思忠<sup>1</sup>

(1. 中国工程物理研究院 总体工程研究所, 四川 绵阳 621999;

2. 西安交通大学 机械工程学院, 陕西 西安 710000)

**摘要:**研究了压电位移放大机构的运动学和动力学建模问题。基于能量守恒原理和弹性梁弯曲理论推导了桥式位移放大机构的位移放大比等静力学解析模型;在此基础上,通过拉格朗日方程建立了桥式位移放大机构的固有频率解析模型。通过有限元计算验证和分析了提出的解析模型的可行性和优越性,并与国内外典型的位移放大比数学模型进行了比较。结果表明:由于本文提出的模型考虑了位移放大机构的拉伸和弯曲变形,并且摒弃了国内外普遍采用近似几何关系进行数学推导的思路,因此所建立的位移放大比解析模型精度更高;固有频率解析计算结果与有限元模态分析结果的相对误差约为5%。得到的结果显示:本文给出的建模方法以及位移放大比、固有频率等解析模型可为柔性机构的优化设计和研制提供依据和参考。

**关键词:**压电执行器;微位移放大;柔性机构;柔性铰链;力学解析;有限元分析

**中图分类号:**TH113.2;TN384 **文献标识码:**A **doi:**10.3788/OPE.20162404.0812

## Analytical model and finite element analysis of piezoelectric displacement amplification mechanism

LING Ming-xiang<sup>1,2</sup>, LIU Qian<sup>2\*</sup>, CAO Jun-yi<sup>1</sup>, LI Si-zhong<sup>2</sup>

(1. Institute of System Engineering, China Academy of Engineering Physics, Mianyang 621999, China;

2. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710000, China)

\* Corresponding author, E-mail: liuqian\_198319@163.com

**Abstract:** Kinematic and dynamic modeling of piezoelectric displacement amplifying mechanisms was researched. The static analytical models (such as displacement amplifying ratio) for a bridge type compliant displacement amplifying mechanism was derived based on the law of conservation of energy and elastic beam theory. Then, an analytical model of natural frequency was also built by employing the Lagrange equation. The finite element analysis was used for verification of the feasibility and superiority of proposed analytical models and for comparison with several typical mathematical models deduced by other authors. The results show that the proposed theoretical formula of the displacement amplification ratio has the highest accuracy, because it considers both the translational and rotational stiffnesses of the mechanism during modeling and abandons the approximate geometric relationship between input and output displacements of the bridge-type compliant mechanism. Moreover, the dis-

收稿日期:2015-12-11;修订日期:2016-01-20.

基金项目:中国工程物理研究院总体工程研究所科学技术发展基金资助项目(No. 2015KJZ02)

crepancy between the theoretical formula of natural frequency in this paper and the finite element calculation results is kept within 5%. The modeling method and corresponding theoretical formulas of the displacement amplification ratio and natural frequency proposed in this paper provides a useful and accurate reference for optimal designing and manufacturing of satisfactory structures of bridge-type displacement amplification mechanisms.

**Key words:** piezoelectric actuator; displacement amplification; compliant mechanism; flexure hinge; mechanical analysis; finite element analysis

## 1 引言

压电陶瓷具有输出力大、刚度大、分辨率高和频响高等优点,成为工程界应用最为广泛的智能材料,尤其在光学、生物医疗、机器人、航天航空等技术领域的精密驱动与定位等方面表现出极大优势。此外在装备减隔振、形状主动控制、精密阀和精密泵等方面也得到了广泛的关注和应用,成为目前基础研究和应用研究的热点<sup>[1-4]</sup>。然而,压电陶瓷的不足在于输出位移小,即使是堆叠型压电陶瓷的输出位移也仅为其尺寸的0.1%~0.2%。因此普遍的做法是采用以柔性铰链为核心的位移放大机构来实现亚毫米甚至毫米级的压电微位移输出。

在诸如杠杆放大、三角形放大和液压放大<sup>[5]</sup>等众多微位移放大机构中,以桥式(Bridge-type)<sup>[6]</sup>、菱形<sup>[2]</sup>、Moonie型<sup>[7]</sup>、Cymbal型<sup>[8]</sup>等为代表的三角放大机理研究和应用最为广泛,而其中又以桥式放大机构最为典型。为了获得大的位移放大比和高的固有频率,须进行位移放大机构性能评估和优化设计。考虑到有限元分析很难直观揭示柔性机构的变形机理,而且过程较为繁琐。因此如何建立位移放大机构的位移放大比、固有频率等解析力学模型成为众多学者研究的重点和热点。

从早期的纯转动几何关系到目前考虑结构拉伸和弯曲变形,国内外学者已经建立了桥式位移放大机构的多个力学解析模型。其中较为典型的是文献[9-11]分别从几何关系、瞬时速度的角度建立的纯刚体位移放大比表达式。然而这些简化模型将桥式位移放大机构近似为纯刚体转动,与实际位移放大比的误差可以达到1个数量级以上,会误导工程设计。为此,Lobontiu和Garcia等人基于应变能和卡氏第二定理<sup>[12]</sup>,建立了考虑

机构弹性变形的桥式位移放大机构静力学模型,但该表达式较为复杂,工程应用性较差。Ni等人<sup>[13]</sup>结合叠加原理建立的位移放大比模型,Ryu等人<sup>[14]</sup>采用矩阵法进行的静力学和动力学建模。为了得到解析力学模型,Ye等人<sup>[15]</sup>基于静力学和弹性梁理论,推导了桥式位移放大机构的位移放大比模型。文献[11]结合虚功原理和几何关系,考虑桥式位移放大机构的拉伸刚度和转动刚度,建立了较为简洁的位移放大比解析模型,采用类似的方法,文献[16,17]也建立了相应的静力学解析模型。然而,有限元计算表明这些模型的准确度仍待进一步提高,尤其是对小角度的位移放大机构<sup>[3]</sup>。最近,文献[18]基于弹性梁理论和几何关系建立的桥式位移放大机构位移放大比解析模型的准确度得到一定程度的提高,而且模型也较为简洁,但只考虑了机构中柔性铰链的变形。

本文考虑桥式位移放大机构的拉伸和弯曲变形,摒弃国内外普遍采用几何关系进行数学推导的思路,从能量守恒和弹性变形的角度进行放大机构的位移放大比、固有频率等力学参数的解析建模,最后通过有限元计算来验证和分析本文解析模型的可行性。

## 2 力学解析模型建立

### 2.1 位移放大比解析模型

压电桥式位移放大机构原理如图1所示。压电陶瓷与位移放大机构之间通过一定预紧力连接,当给压电陶瓷输入一定电压时,在压电陶瓷驱动力和输入位移作用下,位移放大机构中由于柔性铰链发生形变而产生垂直方向的位移。通过合理设计参数,即可得到垂直方向放大的位移输出。

受力分析如图2所示,假设压电陶瓷输出力和位移分别为 $f_{PZT}$ 和 $2\Delta x$ ,柔性铰链长为 $l$ 、高度

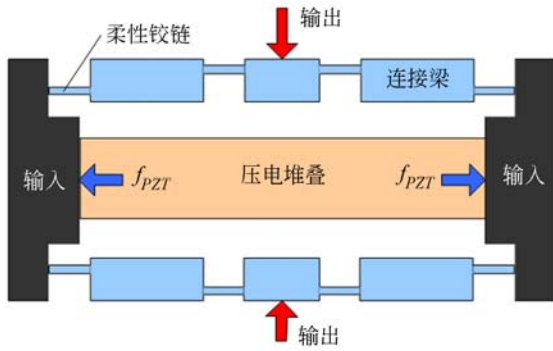


图 1 桥式位移放大机构原理图

Fig. 1 Schematic of bridge-type compliant mechanism

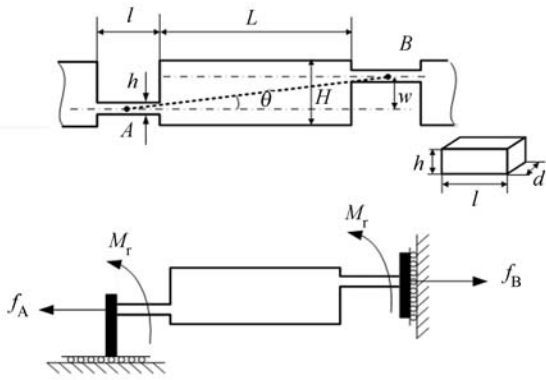


图 2 桥式位移放大机构受力分析

Fig. 2 Force analysis of bridge-type displacement amplifier

为  $h$ ；连接梁长为  $L$ 、高度为  $H$ ；两个柔性铰链之间的夹角为  $\theta$ ，间距为  $w$ ，位移放大机构的宽度为  $d$ 。当压电陶瓷水平方向伸长  $2\Delta x$  时，位移放大机构垂直方向缩减  $2\Delta y$ 。由于对称性，取位移放大机构的  $1/4$  进行受力分析。理想情况下，A、B 两点的转动角度相等，A 点作水平移动，B 点作垂直运动。位移放大机构的 AB 部分将受到  $2M_r$  力矩的作用，根据力平衡方程和力矩平衡方程，有：

$$f_A = f_B = f_x, \quad (1)$$

$$2M_r = f_x \cdot w, \quad (2)$$

位移放大机构柔性铰链和连接梁均发生拉伸和弯曲变形，但柔性铰链的变形程度大于连接梁的变形。根据能量守恒定律，压电陶瓷输出力所做的功等于位移放大机构柔性铰链和连接梁的伸长应变能和弯曲变形而转动  $\Delta\theta$  角度存储的应变能，即：

$$\frac{1}{2} f_x \cdot \Delta x = \frac{1}{2} f_x \cdot (2\Delta l + \Delta L) + 2W_1 + W_2, \quad (3)$$

式中： $\Delta x$  为位移放大机构横向位移，即位移放大机构作用下压电陶瓷输出位移的一半， $W_1$  为柔性铰链弯曲应变能， $W_2$  为连接梁弯曲应变能， $\Delta l$  为柔性铰链拉伸长度， $\Delta L$  为连接梁拉伸长度。

设柔性铰链和连接梁的拉伸刚度分别为  $K_1$  和  $K_L$ ，基于弹性梁理论，根据上图 2 所示的受力分析，柔性铰链和连接梁的伸长量为：

$$\Delta l = \frac{f_x}{K_1}, \quad \Delta L = \frac{f_x}{K_L}. \quad (4)$$

设柔性铰链和连接梁的弯曲刚度分别为  $K_{\theta 1}$  和  $K_{\theta 2}$ ，基于弹性梁理论，二者的弯曲应变能分别为：

$$W_1 = \int \frac{M_r^2}{2EI_1} dx = \int_0^l \frac{M_r^2}{2EI_1} dx = \frac{f_x^2 \cdot w^2}{8K_{\theta 1}}, \quad (5)$$

$$W_2 = \int \frac{M_r^2}{2EI_2} dx = \int_0^L \frac{M_r^2}{2EI_2} dx = \frac{f_x^2 \cdot w^2}{8K_{\theta 2}}, \quad (6)$$

式中： $E$  为位移放大机构的弹性模量， $I_1$ 、 $I_2$  分别为柔性铰链和连接梁的惯性矩。

将式(4)~(6)代入式(3)，可得：

$$\Delta x = \left[ \frac{2}{K_1} + \frac{1}{K_L} + \frac{w^2}{2K_{\theta 1}} + \frac{w^2}{4K_{\theta 2}} \right] \cdot f_x. \quad (7)$$

根据弹性梁理论，桥式位移放大机构的输出位移为柔性铰链和连接梁的挠度之和，注意连接梁的挠度计算初值要考虑柔性铰链的转角。即：

$$\Delta y = 2 \int_0^l \left[ \int_0^x \frac{M_r}{EI_1} du \right] dx + \int_0^L \left[ \int_0^x \frac{M_r}{EI_2} du \right] dx + \int_0^l \left[ \int_0^l \frac{M_r}{EI_1} dx \right] dx = \left[ \frac{(L+l) \cdot w}{2K_{\theta 1}} + \frac{L \cdot w}{4K_{\theta 2}} \right] \cdot f_x. \quad (8)$$

基于式(7)和式(8)，位移放大机构的位移放大比  $A$  和输入刚度  $K_{in}$  为：

$$A = \frac{2\Delta y}{2\Delta x} = \frac{\frac{(L+l) \cdot w}{2K_{\theta 1}} + \frac{L \cdot w}{4K_{\theta 2}}}{\frac{2}{K_1} + \frac{1}{K_L} + \frac{w^2}{2K_{\theta 1}} + \frac{w^2}{4K_{\theta 2}}}, \quad (9)$$

$$K_{in} = \frac{f_{PZT}}{2\Delta x} = \frac{2}{\frac{2}{K_1} + \frac{1}{K_L} + \frac{w^2}{2K_{\theta 1}} + \frac{w^2}{4K_{\theta 2}}}. \quad (10)$$

关于柔性铰链的刚度计算，目前国际上已有较高精度的计算模型，采用 Koseki 等人推导的柔性铰链柔度矩阵来计算  $K_1$ 、 $K_L$ 、 $K_{\theta 1}$  和  $K_{\theta 2}$ 。三维直角柔性铰链的柔度矩阵为<sup>[19]</sup>：

$$C = \begin{bmatrix} \frac{l}{Edh} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{4l^3}{3Edh^3} + \frac{l}{Gdh} & 0 & 0 & 0 & \frac{6l^2}{Edh^3} \\ 0 & 0 & \frac{4l^3}{3Edh^3} + \frac{l}{Gdh} & 0 & -\frac{6l^2}{Edh^3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{l}{Gd^2h^2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{6l^2}{Edh^3} & 0 & \frac{12l}{Ed^3h} & 0 \\ 0 & \frac{6l^2}{Edh^3} & 0 & 0 & 0 & \frac{12l}{Edh^3} \end{bmatrix}, \quad (11)$$

式中:G 为材料的剪切模量。

桥式位移放大机构的刚度矩阵为柔度矩阵的逆,对于二维平面问题,直角型桥式位移放大机构的拉伸刚度  $K_1, K_L$  和转动  $K_{\theta_1}, K_{\theta_2}$  分别为<sup>[19]</sup>:

$$\begin{cases} K_1 = \frac{Edh}{l}, K_L = \frac{EdH}{L} \\ K_{\theta_1} = \frac{Edh^3}{12l}, K_{\theta_2} = \frac{EdH^3}{12L} \end{cases}. \quad (12)$$

### 2.2 固有频率解析模型

如图 3 所示,位移放大机构的底部固定不动,考虑各连接梁的质量而忽略柔性铰链的质量。

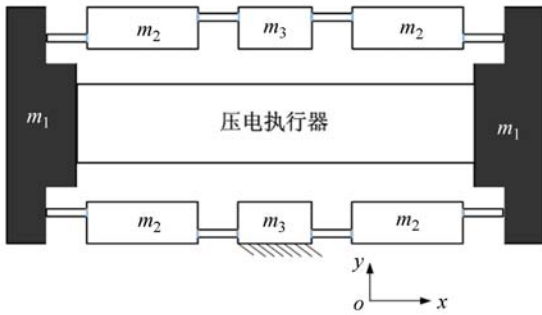


图 3 桥式位移放大机构及各部分质量

Fig. 3 Parameters of displacement amplification mechanism

考虑到桥式位移放大机构只有垂直方向的输出位移 1 个自由度,取广义坐标  $q=2\Delta y$ 。根据前文力学分析和建模可知,横向输入位移、柔性铰链转角  $\Delta\theta_1$ 、连接梁转角  $\Delta\theta_2$  与输出位移坐标  $q$  之间分别满足:

$$\begin{cases} \Delta x = \frac{q}{2A} \\ \Delta\theta_1 = \frac{2K_{\theta_2}}{2(L+l)K_{\theta_2} + LK_{\theta_1}} \cdot \frac{q}{2} \\ \Delta\theta_2 = \frac{2K_{\theta_1}}{2(L+l)K_{\theta_2} + LK_{\theta_1}} \cdot \frac{q}{2} \end{cases} \quad (13)$$

柔性铰链和连接梁可以简化为 2 个转动刚度的串联,则位移放大机构总的转角为:

$$\Delta\theta = \Delta\theta_1 + \Delta\theta_2 = \frac{2K_{\theta_1} + 2K_{\theta_2}}{2(L+l)K_{\theta_2} + LK_{\theta_1}} \cdot \frac{q}{2}. \quad (14)$$

由于连接梁的刚度  $K_{\theta_2}$  一般远大于柔性铰链的刚度  $K_{\theta_1}$ 。因此,转角与输出位移坐标之间的关系可简化为:

$$\Delta\theta \approx \frac{q}{2(L+l)}. \quad (15)$$

考虑柔性铰链和连接梁的有限刚度,则系统的弹性势能为:

$$V = 8 \times \frac{1}{2} \frac{K_{\theta_1} \cdot K_{\theta_2}}{K_{\theta_1} + K_{\theta_2}} \Delta\theta^2 = \frac{K_{\theta_1} \cdot K_{\theta_2}}{K_{\theta_1} + K_{\theta_2}} \left(\frac{q}{L+l}\right)^2. \quad (16)$$

系统的动能为:

$$T = \frac{1}{2} m_3 \dot{q}^2 + 2 \times \frac{1}{2} m_1 \left[ \left(\frac{\dot{q}}{2A}\right)^2 + \left(\frac{\dot{q}}{2}\right)^2 \right] + 2 \times \frac{1}{2} m_2 \left[ \left(\frac{\dot{q}}{4A}\right)^2 + \left(\frac{3\dot{q}}{4}\right)^2 \right] + 2 \times \frac{1}{2} m_2 \left[ \left(\frac{\dot{q}}{4A}\right)^2 + \left(\frac{\dot{q}}{4}\right)^2 \right] + 4 \times \frac{1}{2} \left[ \frac{m_2((L+l)^2 + \omega^2)}{12} - \left(\frac{\dot{q}}{L+l}\right)^2 \right]. \quad (17)$$

令 Lagrange 函数为  $L = T - V$ ,对于自由振动,将式(16)和式(17)代入下面的 Lagrange 方程:

$$\frac{d}{dt} \left[ \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_j} \right] - \frac{\partial L}{\partial q_j} = 0 \quad j=1,2,\dots. \quad (18)$$

忽略推导过程,根据拉格朗日方程可以得到桥式位移放大机构的自由振动方程为:

$$\begin{cases} M\ddot{q} + Kq = 0 \\ M = m_b + \frac{1}{2}m_1\left(\frac{1}{A^2} + 1\right) + \frac{1}{12}m_2\left\{\frac{3}{A^2} + 19 + \left(\frac{2w}{L+l}\right)^2\right\} \\ K = \frac{2}{(L+l)^2} \cdot \frac{K_{q_1} \cdot K_{q_2}}{K_{q_1} + K_{q_2}} \end{cases} \quad (19)$$

因此,位移放大机构的固有频率为:

$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (20)$$

### 3 有限元计算与分析

#### 3.1 位移放大比验证

为了验证解析模型的可行性,基于相同参数的桥式位移放大机构,与目前国际上典型的解析模型以及有限元计算进行比较,鉴于有限元计算的精度最高,以有限元计算结果作为比较的基准。计算参数如表 1 所示,有限元计算模型及网格划分如图 4 所示。

表 1 计算参数

Tab. 1 Calculation parameters

设计参数	取值
$l/\text{mm}$	3
$L/\text{mm}$	12.5
$H/\text{mm}$	5.5
$h/\text{mm}$	0.6
$d/\text{mm}$	10
$E/\text{GPa}$	210
$\rho/(\text{kg}/\text{m}^{-3})$	7850

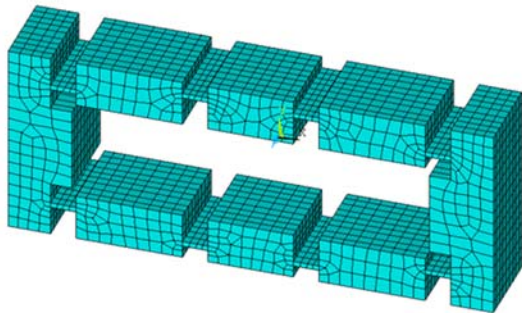


图 4 有限元模型

Fig. 4 Finite element model

实际设计过程中,位移放大机构与压电陶瓷接触的部分应该保证较大的厚度,以避免横向变形,因此有限元计算和解析计算均未考虑该部分变形。有限元计算位移放大倍数时直接读取计算结果的垂直位移和横向位移进行除法运算得到位移放大比。以  $w$  为自变量,采用位移放大机构的几何模型、文献[11])和文献[18]提供的解析模型和本文解析模型计算得到的位移放大比如图 5 所示。其中位移放大机构的几何模型和文献[6]、文献[11]和文献[18]的解析模型为:

位移放大机构的几何模型:

$$A = \cot \theta \quad (21)$$

文献[6]和[11]的弹性梁模型:

$$A = \frac{\sin \theta \cos \theta \cdot L_a^2 K_1}{2 K_m \cos^2 \theta + L_a^2 K_1 \sin^2 \theta} \quad (22)$$

式中:  $L_a$  是位移放大机构两柔性铰链之间的斜边长,即:  $L_a = \sqrt{(L+l)^2 + w^2}$ 。

文献[18]的弹性梁模型:

$$A = \frac{3w(L+l)}{h^2 + 3w^3} \quad (23)$$

式中:  $w = (L+l) \cdot \tan \theta$ 。

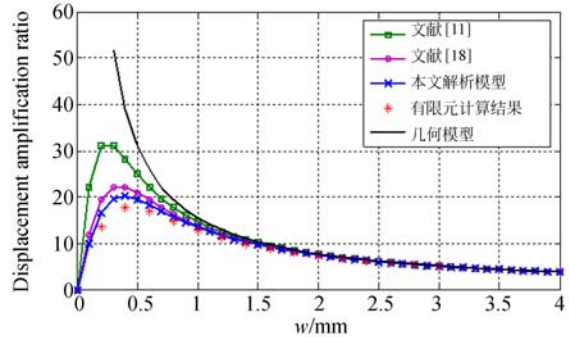


图 5 不同方法的计算结果比较

Fig. 5 Comparison of different methods

由图 5 的计算结果可得出以下结论:

(1) 随着桥式位移放大机构的角度  $\theta$ (等价于桥式位移放大机构中相邻 2 个柔性铰链的间距  $w$ )增加,几何模型从无穷大以反正切函数逐渐减小,显然与实际情况不相符。当角度为零时,桥式位移放大机构没有垂直位移输出,该结论得到了文献解析模型、本文模型和有限元计算的验证。

(2) 随着桥式位移放大机构的角度增加,文献[11]和[18]、本文模型和有限元计算的位移放大比变化规律基本一致,均存在一个位移放大比的极大值点。然而,在位移放大机构小角度范围

内,文献[11]计算得到的位移放大比明显高于有限元计算结果,本文模型最接近有限元计算结果。小角度是实际工程设计关注的重点,因此若采用文献[11]的解析模型来指导桥式位移放大机构的设计和优化将存在较大的计算误差,极有可能误导工程设计。

(3) 在位移放大机构小角度范围内,文献[11]和[18]模型存在误差的原因在于:虽然其考虑了位移放大机构的拉伸刚度和弯曲刚度,但其建模过程中采用了近似的几何位移关系。本文摒弃了几何位移关系,直接从弹性梁的弯曲变形和能量守恒的角度进行解析建模,而且考虑了连接梁的有限刚度。计算精度得到了较大提高。

### 3.2 固有频率验证

频带宽度和位移放大比是柔性铰链设计中最重要 2 个参数,建立准确的固有频率与结构参数之间的解析数学模型是结构优化的关键。为了验证桥式位移放大机构固有频率解析模型的正确性,在相同的参数条件下基于 Anasys 开展了有限元模态分析,结构几何模型和网格划分如图 4 所示,结构参数如表 1 所示。

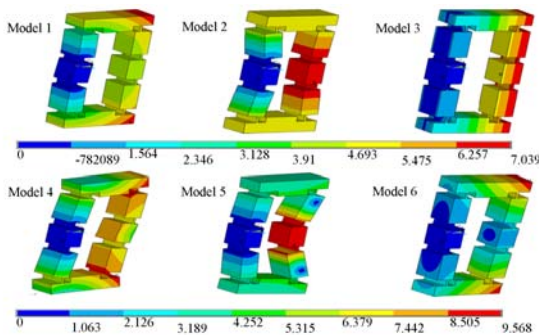


图 6 桥式位移放大机构的变形

Fig. 6 Deformation of bridge-type mechanism

桥式位移放大机构的前 6 阶模态如图 6 所示,其中第一阶模态描述了位移放大机构的侧向

### 参考文献:

- [1] ZHANG SH J, LI F, JIANG X N, *et al.* Review on Piezoelectric, Ultrasonic, and Magentoelectric Actuators [J]. *Journal of Advanced Dielectrics*, 2012, 2(1): 1230001.
- [2] ADRIEN B, RONAN L B, FABIEN F, *et al.* Precise positioning and active vibration isolation u-

摇摆变形,频率约为 192 Hz,第三阶模态为机构的扭转变形,频率约为 618 Hz。第二阶模态为位移放大机构输出位移方向的变形振型,基于有限元和解析模型计算得到的该阶模态对应的固有频率如表 2 所示,二者的相对误差约为 5%,充分说明了本文解析模型的计算精度。

表 2 固有频率计算结果

Tab. 2 Calculation results of nature frequency

解析模型/Hz	有限元/Hz	误差/%
374.97	356.17	5.28

## 4 结 论

本文针对压电位移放大机构的运动学和动力学建模问题,从能量守恒原理和弹性变形的角度推导出桥式位移放大机构更高精度的位移放大比解析数学模型。并通过拉格朗日方程建立了桥式位移放大机构的固有频率解析模型。结合有限元计算,验证了位移放大机构解析力学模型能够准确揭示材料弹性模量、几何参数等对位移放大、固有频率等静、动态力学特性的影响。

有限元计算结果表明,与国内外典型的位移放大比解析数学模型相比,本文建立的解析模型精度更高;固有频率解析计算结果与有限元模态分析结果的相对误差约为 5%。

文中针对桥式位移放大机构给出的建模方法以及位移放大比、固有频率等解析力学模型可以更为准确的揭示位移放大机构的运动、变形机理;同时可以为机构参数优化和研制提供较为准确的依据和参考。相比有限元分析,可以更为直观的揭示柔性机构的变形机理以及各参数对静、动力学行为的影响规律。

ing piezoelectric actuator with hysteresis compensation [J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2014, 25(2): 155-168.

- [3] 田蔚,徐永利. 智能材料系统和结构中的压电材料[J]. *功能材料*, 1996, 27(2): 103-109.

TIAN SH, XU Y L. Piezoelectric materials in intelligent material systems and structures[J]. *Journal of Functional Materials*, 1996, 27(2): 103-

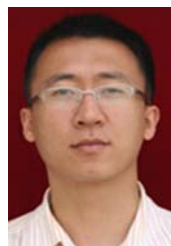
109. (in Chinese)
- [4] 张涛, 孙立宁, 蔡鹤皋. 压电陶瓷基本特性研究[J]. 光学精密工程, 1998, 6(5): 26-32.  
ZHANG T, SUN L N, CAI H G. Study on the fundamental characteristics of piezoelectric element[J]. *Opt. Precision Eng.*, 1998, 6(5): 26-32. (in Chinese)
- [5] 顾守东, 杨志刚, 江海. 压电驱动液压放大式喷射系统[J]. 光学精密工程, 2015, 23(6): 1627-1634.  
GU SH D, YANG ZH G, JIANG H. Piezoelectric driven hydraulic amplification jetting system[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2015, 23(6): 1627-1634. (in Chinese)
- [6] 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): 338-345. (in Chinese)
- [7] LALANDE F, CHAUDHRY Z, ROGERS C A. A simplified geometrically nonlinear approach to the analysis of the Moonie actuator[J]. *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control*, 1995, 59(1): 21-27.
- [8] DOGAN A, UCHINO K. Composite piezoelectric transducer with truncated conical endcaps “Cymbal” [J]. *IEEE Trans. Ultrasonics Ferroelectrics Freq. Control.*, 1997(44): 597-605.
- [9] POKINES B J, GARCIS E. A smart material micro amplification mechanism fabricated using LIGA[J]. *Smart Mater. Struct.*, 1998, 7: 105-112.
- [10] LOBONTIU N, GARCIA E. Analytical model of displacement amplification and stiffness optimization for a class of flexure-based compliant mechanisms [J]. *Computers and Structures*, 2003, 81: 2797-2810.
- [11] MA H W, YAO S M, WANG L Q, *et al.*. Analysis of the displacement amplification ratio of a bridge-type flexure hinge [J]. *Sensors Actuators A*, 2006, 132: 730-736.
- [12] NICOLAE L, EPHRAHIM G. Analytical model of displacement amplification and stiffness optimization for a class of flexure-based compliant mechanisms [J]. *Computers and Structures*, 2003, 81: 2797-2810.
- [13] NI Y, DENG Z Q, WU X, *et al.*. Modeling and analysis of an over-constrained flexure-based compliant mechanism [J]. *Measurement*, 2014, 50: 270-278.
- [14] RYU J W. *6-Axis Ultra-precision Positioning Mechanism Design and Positioning Control* [D]. KAIST, 1997.
- [15] YE G, LI W, WANG Y Q, *et al.*. Kinematics analysis of bridge-type micro-displacement mechanism based on flexure hinge [C]. *Proceedings of the 2010 IEEE International Conference on Information and Automation*, 2010: 66-100.
- [16] 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: 183-200.
- [17] CHEN J L, ZHANG CH L, XU M L, *et al.*. Rhombic micro-displacement amplifier for piezoelectric actuator and its linear and hybrid model [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2015, 50-51: 580-593.
- [18] QI K Q, XIANG Y, FANG CH, *et al.*. Analysis of the displacement amplification ratio of bridge-type mechanism [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2015, 87: 45-56.
- [19] KOSEKI Y, TANIKAWA T, ARAI T, *et al.*. Kinematic analysis of translational 3-DOF micro parallel mechanism using matrix method [C]. *Proceedings of the 2000 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, 2000: 786-792.

## 作者简介:



凌明祥(1986—),男,云南昭通人,工程师,2009年于西安交通大学获得学士学位,2011年于哈尔滨工业大学获得硕士学位,主要从事压电智能结构建模与振动控制研究。E-mail: ling\_mx@163.com

## 通讯作者:



刘谦(1983—),男,四川泸州人,高级工程师,2006年、2009年于华中科技大学分别获得学士、硕士学位,主要从事机械优化设计与多体系统动力学研究。E-mail: liuqian198319@163.com