

一种两自由度柔性机构的研究

陈西府,周海,葛友华,惠学芹,黄传锦

(盐城工学院 机械工程学院,江苏 盐城 224051)

摘要:柔性机构具有免装配、无摩擦、免润滑的优点,可实现微米级甚至纳米级的高精度,因此设计一种用于压电精密驱动的柔性机构具有重要意义。对柔性梁和柔性铰链的尺寸进行了理论设计,通过柔性机构的伪刚体模型分析了影响柔性机构输出特性的主要因素,利用有限元软件分析了不同受力状态下柔性机构的输出特性。

关键词:柔性机构;对称柔性梁;柔性铰链;伪刚体;输出特性

中图分类号:TH112.5

文献标识码:A

文章编号:1671-5322(2011)04-0013-05

柔性机构是一种依靠构件自身弹性变形来输出全部(或部分)运动、力和能量的新型装置^[1]。与传统刚性机构相比,柔性机构无需运动副就能实现运动和力的传递,因此柔性机构具有免装配、免润滑、易于小型化、运动精度高等优点,可广泛用于微位移装置、精密驱动装置等对运动精度或定位精度要求很高的场合^[2-5]。

以锆钛酸铅(PZT)为代表的压电陶瓷具有体积小、推重比大等优点,工作频率范围可以从100 Hz到10 GHz^[6]。由于其稳定性高、机械品质因数高,可用作精密驱动的振子,是理想的微位移驱动元件。与常见的电磁电机驱动的精密驱动装置相比,压电元件驱动的柔性机构结构阻尼小、无间隙、动态稳定性好、驱动精度高。因此,研究用于压电驱动的柔性机构具有很好的实际意义。

本文将对一种用于压电叠层静位移输出的机构,通过材料力学对柔性结构部分进行力学分析,再利用伪刚体模型分析影响柔性机构输出特性的结构因素,利用有限元分析作用力状态对柔性机构输出特性的影响。这能够为该类型柔性机构的结构设计和结构优化提供理论参考。

1 柔性机构的介绍

柔性机构包括全柔性机构和部分柔性机构。以四连杆为例,全部杆件都是柔性杆件或都通过

柔性结构连接的为全柔性机构,如图1;否则为部分柔性机构,如图2。全柔性机构包括两种:一种是“具有集中柔度的全柔性机构”(简称集中全柔性机构),其特征是用柔性运动副代替了全部传统运动副,如图1a所示;另一种是“具有分布柔度的全柔性机构”(简称分布全柔性机构),其特征是整个机构中并无任何铰链的存在,这种柔性相对均衡地分布在整个机构之中^[7],如图1b所示。

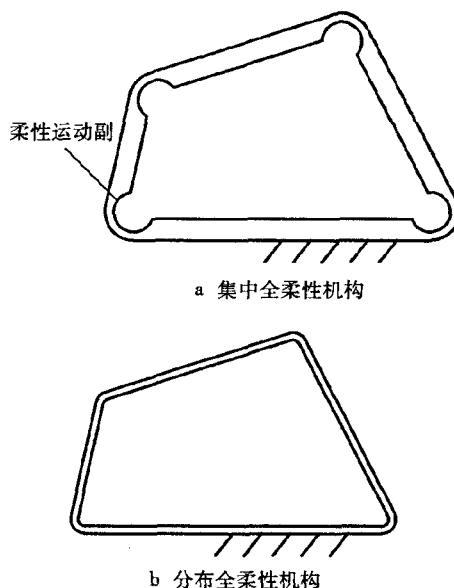


图1 全柔性机构

Fig.1 Full compliant mechanisms

收稿日期:2011-10-11

基金项目:盐城工学院校级科研项目(XKY2011016)

作者简介:陈西府(1979-),男,山东临沂人,讲师,博士研究生,主要研究方向为机械设计及理论、压电电机设计。

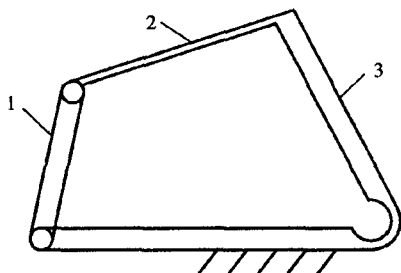


图 2 部分柔性结构

Fig. 2 Partial compliant mechanisms

柔性机构中可以包括刚性运动副、刚性杆件。比如图 1a 中的机构都为刚性杆件,它们之间通过柔性运动副连接;图 1b 中的杆件都为柔性杆件,无刚性杆件。图 2 中包括刚性杆件、刚性运动副、柔性杆件、柔性运动副,其中刚性杆件 1 和 3 通过柔性杆件 2 连接;杆件 1 的两端为刚性运动副。设计时需根据实际情况选择不同的柔性结构形式。

由于柔性机构固有的优越性,近 30 年来,国内外对柔性机构的研究取得了很大的进展。美国的 Howell 教授提出了“伪刚体模型”^[8],奠定了柔性机构研究的理论基础,目前多种柔性机构的研究都是在“伪刚体模型”理论基础上开展的^[9-11]。基于大、小变形假设可将柔性机构分为大行程和微动两类,其中在微动柔性机构分析中,这样可将方程进行线性简化分析,通常采用小变形公式、伪刚体模型法、结构矩阵法、有限元法等方法 and 理论^[12]。本文研究的柔性机构是应用于压电微位移输出的柔性机构,属微动柔性机构。

2 柔性机构的设计

设计一种用于压电叠层输出的两自由度柔性机构(如图 3 所示),其主要结构有:固定端、输出端、对称柔性梁、柔性铰链。其主要结构参数包括输出梁的厚度 a 、输出端与柔性铰链中心之间的距离 L_y 、对称柔性梁的厚度 C 和长度 L_x 、柔性铰链的半径 R 和中心厚度 t ,这些结构参数需详细设计。

柔性机构需要提供压电叠层的预紧力,这一预紧力是通过对称柔性梁的弹性变形提供的,如图 4 所示。因此要求对称柔性梁具有较大的刚度。由材料力学^[13],弹性梁需满足:

$$\theta_B = \frac{Fl^2 \cos \alpha}{4EI} \leq \frac{[\omega]}{l} \quad (1)$$

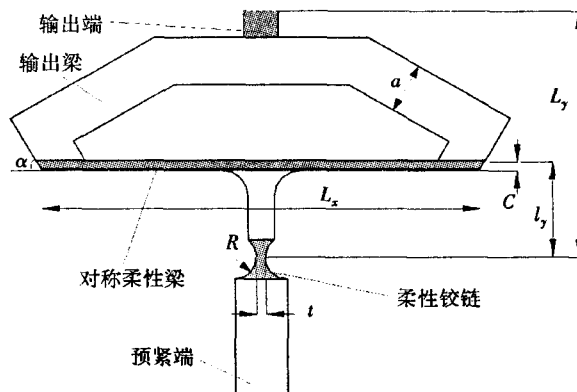


图 3 柔性机构的结构

Fig. 3 Structure of the compliant mechanism

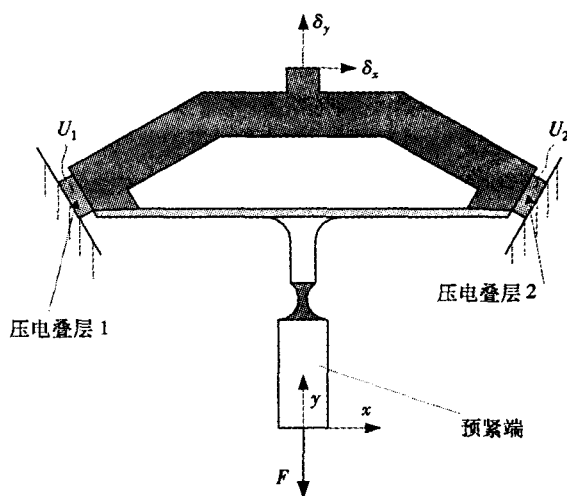


图 4 柔性机构的工作原理

Fig. 4 Working principle of the compliant mechanism

式中: F 为在预紧端施加的预紧力; $l \approx L_x/2$; θ_B 和 $[\omega]$ 分别为弹性梁的转角和许用挠度; 取 $[\omega]/l = 0.0002$; E, I 分别为弹性梁的弹性模量和惯性矩, 且 $I = bc^3/12$, b 为驱动足的厚度。

在电压 U_1, U_2 激励时, 压电叠层会输出位移和力。这将推动柔性机构输出 x, y 两个方向的位移 δ_x, δ_y , 一般要求 $\delta_y \geq 0.4 \mu\text{m}$ 。因此

$$\frac{(F_{1y} + F_{2y})l^2}{4EI} \geq \frac{0.0004}{l} \quad (2)$$

其中 F_{1y} 和 F_{2y} 分别为压电叠层 1 和压电叠层 2 的输出力在 y 方向的分量。

柔性铰链按下面公式^[13]设计:

$$\frac{\alpha_z}{M_z} = \frac{9\pi R^{1/2}}{2Ebt^{5/2}} \quad (3)$$

式中: α_z, M_z 分别为柔性铰链的转动角度和转矩;

要求柔性铰链具有足够的柔度以输出 x 方向的位移 δ_x , 取 $\alpha_i \geq 0.0005 \text{ rad}$ 。

另外要求在柔性铰链最薄处的抗拉强度满足设计要求, 即

$$\frac{F}{bt} \leq \frac{\sigma_s}{n_s} \quad (4)$$

根据以上设计准则, 柔性机构的主要设计尺寸如表 1 所示。

表 1 柔性机构的主要参数

Table 1 Main parameters of compliant mechanism

结构参数	设计尺寸	mm
a	5	
b	5	
c	1	
R	2.5	
t	1	
L_x	50	
L_y	28	
l_y	10	

3 柔性机构的输出特性

3.1 柔性机构的伪刚体模型

根据伪刚体模型理论^[8], 建立上述柔性机构的伪刚体模型, 如图 5 所示。其中对称柔性梁相对于两个悬臂梁, 可以简化为对称的两个扭转弹簧 K_1 和 K_2 、两伪刚体杆 1 和 2; 柔性铰链可简化为扭转弹簧 K_3 。伪刚体杆 3 通过扭转弹簧 K_1 、 K_2 和 K_3 分别与伪刚体 1、2 和预紧端相连接, 伪刚体 1 和 2 通过输出端形成一个伪刚体构件。

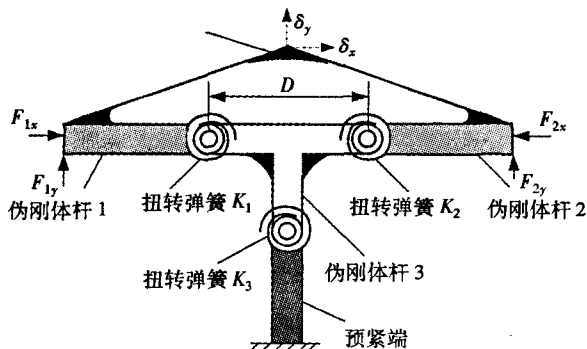


图 5 柔性机构的伪刚体模型

Fig. 5 The pseudo-rigid-body model of the compliant mechanism

扭转弹簧 K_1 和 K_2 中心距 D , 根据自由端受力的悬臂梁的伪刚体模型^[8], 知: $D \approx 0.3 L_x$ 。

由于压电叠层的输出位移非常小 ($1 \mu\text{m}$ 左右), 输出端的运动轨迹可看作两个运动的组合: 一是以扭转弹簧 K_1 和 K_2 的中心为焦点的椭圆; 另一是以扭转弹簧 K_3 的中心为圆心的圆周运动。因工作时预紧端固定, 因此该柔性机构可看作为两自由度杆件。

通过图 5 中的模型可以看出, 输出端的 x 向位移分量 δ_x 主要与两压电叠层的输出力在 x 向的分量 F_{1x} 、 F_{2x} 以及扭转弹簧 K_3 的刚度相关。输出端的 y 向位移分量 δ_y 主要与两压电叠层的输出力在 y 向的分量 F_{1y} 、 F_{2y} 以及扭转弹簧 K_1 和 K_2 的刚度相关。

综上所述, 柔性铰链和对称柔性梁的刚度对柔性机构的输出特性有显著的影响。

3.2 柔性机构的有限元仿真

有限单元法是随着电子计算机的发展而迅速发展起来的一种现代计算方法。在大量的工程研究中, 有限元法能够取得较精确的数值解, 为此采用有限元对柔性机构进行了仿真分析。图 6 是驱动足的有限元模型, 选择驱动足的材料为 45 钢, 采用 solid45 单元格划分网格, 拉杆最下端施加固定约束, 在输出梁的两个斜面施加正压力 (以压强形式施加)。

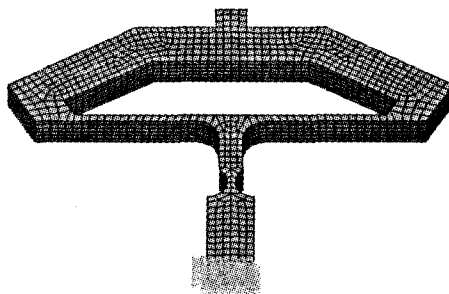
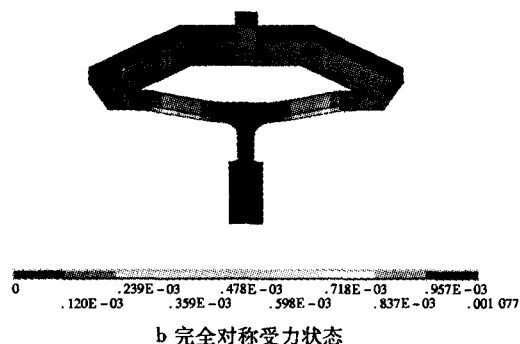
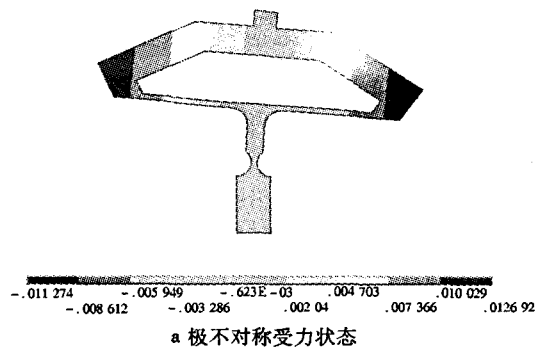
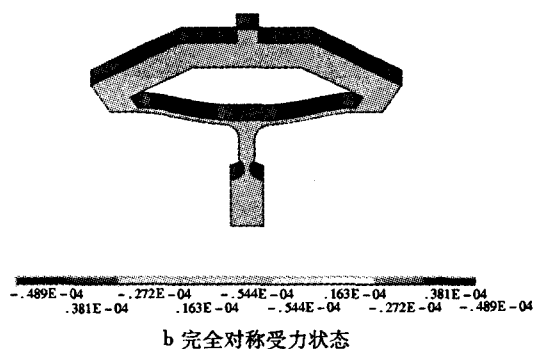
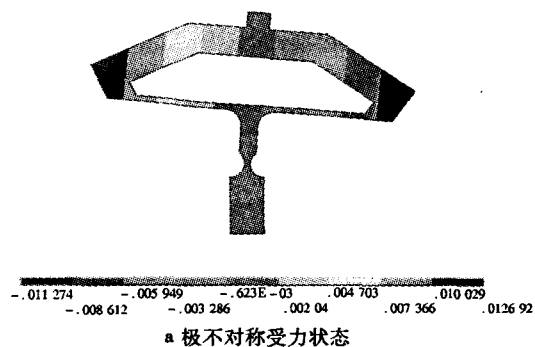


图 6 柔性结构的有限元分析

Fig. 6 Finite element analysis of the compliant mechanism

在图 5 中, 仅 F_1 作用于刚性梁时, 此时为极不对称受力状态。该状态下, 对称柔性梁为转动变形, 在 y 方向的转动中心为对称柔性梁的中点, 如图 7a 所示。输出梁上距离对称面越远的质点, y 向位移分量越大; 在对称面上 y 向位移分量为

图 7 y 向的位移云图Fig. 7 The displacement Nephogram in y - direction图 8 x 向的位移云图Fig. 8 The displacement Nephogram in x - direction

0。输出端的 y 向位移 δ_y 近似为 0, 因此极不对称受力状态下在输出端不能得到足够大的 y 向位移分量。

从图 7b 可以看出, 当两侧同时作用大小相等的力 F_1 和 F_2 时, 此时为完全对称受力状态。该状态下, 对称柔性梁为弯曲变形, 此时柔性梁相当于两个悬臂梁, 柔性梁的两端挠度最大, 因此刚性输出梁的 y 向位移也最大。当 $F_1 = F_2 = 300 \text{ N}$ 时, $\delta_y = 1.08 \mu\text{m}$, 大于 $0.4 \mu\text{m}$, 满足设计要求。

从图 8a 可以看出, 极不对称受力状态下, 对称柔性梁为转动变形, 在 x 方向的转动中心为柔性铰链的中心。距离柔性铰链中心越远, x 向位移分量越大, 柔性铰链中心出 x 向位移分量为 0。输出端的 x 向位移 δ_x 最大, 因此受单向力作用下能得到足够大的 x 向位移分量。

从图 8b 可以看出, 当两侧同时作用大小相等

的力 F_1 和 F_2 时, 对称柔性梁为弯曲变形, 此时柔性梁相当于两个悬臂梁, 因此刚性输出梁的 x 向位移为 0。

综上所述: 对称受力状态下, δ_x 为 0、 δ_y 取最大值; 极不对称受力状态下, δ_x 取最大值、 δ_y 为 0。因此可以根据压电驱动的实际需要, 改变柔性机构的受力状态, 从而得到合适的 δ_x 、 δ_y 的数值。

4 结论

对设计的一种柔性机构进行了伪刚体模型分析, 并利用商业有限元软件进行了仿真。研究结果表明, 柔性铰链和对称柔性梁对该柔性机构的输出特性有显著影响; 对称受力状态下, 输出端的 y 向位移最大; 极不对称受力状态下, 输出端的 x 向位移最大。目前该柔性机构已经成功地应用于一种新型压电直线电机。

参考文献:

- [1] 李震. 柔性机构拓扑优化方法及其在微机电系统中的应用[D]. 大连:大连理工大学,2005.
- [2] 吴鹰飞,周兆英. 柔性铰链的应用[J]. 中国机械工程,2002,13(18):1 615 - 1 618.
- [3] 于靖军,宗光华,毕树生. 全柔性机器人机构的结构构型研究[J]. 机器人,2003,25(4):367 - 372,377.
- [4] 王红艳,张建雄,戴学丰. 基于柔性铰链结构的二维微动工作台研究[J]. 机床与液压,2007,35(4):50 - 52.
- [5] 王彤宇,张树仁. 基于柔性铰链和磁致伸缩效应的二维微定位机构的研究[J]. 新技术新工艺,2000(12):12 - 13.
- [6] 赵淳生. 超声电机技术与应用[M]. 北京:科学出版社,2007.
- [7] 于靖军. 全柔性机构与 MEMS[J]. 光学精密工程,2001,9(1):1 - 5.
- [8] HOWELL L L. Compliant mechanisms[M]. New York:Wiley Interscience,2001.
- [9] 李娜,赵铁石,孙东波,等. 分布式全柔顺机构伪刚体建模[J]. 机械工程学报,2010,46(19):17 - 23.
- [10] 王雯静,余跃庆. 平面柔顺四杆机构的驱动特性分析[J]. 中国机械工程,2009,20(2):127 - 130.
- [11] 孙东波. 柔顺储能脚的伪刚体建模研究[D]. 秦皇岛:燕山大学,2010.
- [12] 于靖军,裴旭,毕树生,等. 柔性铰链机构设计方法的研究进展[J]. 机械工程学报,2010,46(13):2 - 13.
- [13] Paros J M, Weisboro L. How to design flexure hinges[J]. Machine Design,1965,37(27):151 - 157.

Investigation on a Compliant Mechanism with two - degree - of - freedom

CHEN Xi-fu, ZHOU Hai, GE You-hua, HUI Xue-qin, HUANG Chuan-jin

(School of Mechanical Engineering, Yancheng Institute of Technology, Yancheng Jiangsu 224051, China)

Abstract: Compliant mechanisms have such merits as no assembly, being gapless, no lubrication and easily achieving an accuracy of micron and even nanometer order. Thus, it is significant to study a compliant mechanism used for piezoelectric precision driving. Firstly, the sizes of the compliant girder and the flexure hinge was theoretically designed. Then main factors with influence on the output characteristics were presented based on the pseudo - rigid - body model of the compliant mechanism. Finally, the output characteristics were analyzed with different forced states through finite element analysis software.

Keywords: Compliant mechanisms; symmetric compliant girder; flexure hinge; pseudo rigid body; output characteristics

(责任编辑:沈建新)