

文章编号: 2095—0411 (2013) 04 - 0014 - 06

一种新型的大行程 XY 柔性并联微定位平台^{*}

李振国, 于靖军

(北京航空航天大学 机械工程及自动化学院, 北京 100191)

摘要: 大行程高精度柔性并联微定位平台的需求与日俱增。提出了一种新颖的大行程 XY 柔性并联微定位平台, 它具有镜面对称的结构和冗余约束特性, 镜像对称结构能够很好地约束了面内寄生转角和交叉轴耦合, 冗余约束在提高系统刚度的同时还降低了运动平台的质量。建立了柔性微定位平台的柔度矩阵模型, 用于确定尺寸参数。最后, 通过有限元模型分析, 并与理论模型对比。结果显示本文所设计的柔性并联微定位平台具有如下特点: 20mm×20mm 的大运动行程, 两运动轴之间具有较高的解耦度, 很好地约束了面内寄生转角, 其值小于 17.76 μ rad。

关键词: XY 柔性并联微定位平台; 大行程; 交叉轴解耦; 柔度矩阵

中图分类号: TH 112

文献标识码: A

doi: 10.3969/j.issn.2095—0411.2013.04.003

A Novel Large - Range XY Compliant Parallel Micromanipulator

LI Zhen-guo, YU Jing-jun

(School of Mechanical Engineering and Automation, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: The need for a compliant parallel micro positioning stage (CPMS) providing large motion range and high precision is increasing. This paper presents a novel large range XY CPMS with a mirror symmetry structure and a redundant constraint characteristic. The mirror symmetry structure can well constraint in plane parasitic angle and cross axis coupling. The redundant constraint improves out of plane stiffness and reduces the mass of a motion stage. Then compliance matrix models for the large range XY CPMS is presented and used for determining the geometrical parameter. Finally the finite element analysis (FEA) models is analyzed and compared with theoretical model. The result show that the CPMS in this paper has many merits: large range of motion up to 20mm×20mm, a high degree of decoupling between the two motion axes, well constrained in plane parasitic rotation less than 17.76 μ rad. XY compliant parallel micro positioning stage, large range motion, cross axis decoupling, compliance matrix.

Key words: XY compliant parallel micro positioning stage; large range motion; cross axis decoupling; compliance matrix

XY 操作台指具有沿平面 X 轴和 Y 轴进行二维移动的机构。而柔性单元具有无摩擦、无磨损、无间隙, 免润滑、免装配等特点^[1-2], 使 XY 柔性

工作台具有更高的精度, 满足多种需求: 电子探针纳米印刷技术^[3]、原子力显微镜^[4]、半导体封装^[5]、数据存储^[6]等。设计高精度柔性并联平台

* 收稿日期: 2013 - 08 - 20

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (51175010); 教育部高校博士点基金优先资助项目 (20111102130004)

作者简介: 李振国 (1987—), 男, 天津人, 硕士生。

(特别是纳米精度平台) 必须具备以下特性^[7]: ①沿功能方向具有较大的工作行程; ②限制交叉轴的寄生运动; ③输入力和输出位移关系解耦; ④较大的驱动刚度及带宽; ⑤较高的温度和加工容错性。

很多学者对 XY 柔性工作台作了研究, 他们大多都是基于平面并联或双并联平行四杆型柔性模块, 所采用的柔性单元既有集中柔度型, 也有分布柔度型。其中 Awtar^[8-9] 对大行程 XY 柔性平台的研究做了突出贡献, 在他的设计中, 利用分布式柔度的平行四杆模块作为 P 副, 实现行程 $10\text{mm} \times 10\text{mm}$, 最大面内寄生转动 $10\mu\text{rad}$, 但其采用的旋转对称布局并不是理想约束结构。Choi 和 Kim^[10] 提出了一种基于分布式柔度 P 副的 XY 柔性平台, 具有镜像对称结构, 降低了面内旋转运动误差, 但是并联模块限制了运动行程, 且交叉轴耦合也相对较大。Li 和 Xu^[11-12] 基于缺口型柔性铰链设计了一款运动可解耦的 XY 平台, 并利用位移放大机构实现大位移输出, 获得了比 Choi 设计更紧凑的结构, 并且很好地约束掉了面内转角和交叉轴耦合。但是由于缺口型柔性铰链存在应力集中, 限制其行程只有 $290\mu\text{m} \times 290\mu\text{m}$ ^[12], 同时放大机构也使得最小输出位移增量变大。其它的很多设计都有各自的缺陷, 比如行程小、相对较大的面内寄生运动或输入输出耦合度高^[13]。

为此, 本文提出了一种新型 XY 微定位平台设计方案, 该方案中采用镜像对称布局, 并采用冗余约束将 Z 轴移动刚度提高了近 3 倍。并通过理论建模指导设计, 完成具体尺寸设计, 最后通过有限元仿真验证理论模型的正确性。

1 XY 柔性微定位平台的概念设计

1.1 运动学模型

Awtar 等人对大行程 XY 柔性并联操作台进行了系统研究, 可以从总结出现有 XY 并联操作台构型的变化规律。最简单的并联构型是 $2-PP$ ^[8] (P : 移动副) 型, 该模型如图 1 (a) 所示, 它具有最简单的两支链形式, 运动解耦且无冗余约束。但是 $2-PP$ 模型系统刚度较低且不对称, 也不能对面内旋转进行很好约束。 $4-PP$ ^[7-12] 模型 (图 1 (b) 所示) 通过对称支链提供的冗余约束很好地解决了上述问题。Hao 等人为了提高面外约束刚度, 在 $4-PP$ 基础上进一步添加一个冗余平面约束 E (E : 平面约束单元), 进而构建了 $4-PP \& 1$

- E 模型^[14]。该构型在保留 $4-PP$ 机构运动解耦特性的同时, 其冗余约束单元 E 提高了非功能方向的运动刚度。

1.2 柔性单元及 XY 微定位平台综合

Tang 和 Chen 的设计^[15] 中使用了图 1 (d) 和图 1 (e) 所示的缺口型柔性铰链, 尽管 Tang 认为它们是大位移移动副, 本文仍有必要用分布柔度簧片替换后得到图 1 (f) 和图 1 (g) 所示的柔性单元 P_I 和 P_{II} , 用于大行程微定位平台的构型综合。 P_I 和 P_{II} 分别代替运动学模型中外侧和内侧的移动副, 并选择其中相邻的两个 P_I 作为驱动副。出于 P_I 和 P_{II} 行程一致的目的, 可以令其中的簧片厚度 T 和长度 L 相同。同时, 这种设计也使得从动的柔性移动单元 P_{II} 具有较主动单元 P_I 更小的移动刚度。Hopkins 和 Culpepper^[16] 运用自由度与约束拓扑的方法设计出图 1 (h) 所示柔性模块, 该模块具有平面运动特性。平面副 E 可以通过两个平面运动单元串联, 以增大平面副的运动范围, 具体结构如图 1 (i) 所示。

最终将柔性移动副 P_I 、 P_{II} 和平面副 E 替换到 $4-PP \& 1-E$ 运动模型中, 得到的整体平台结构如图 1 (j) 所示, 这种结构满足一体化加工的特点, 无需装配, 同时平面副 E 的运用在提高系统刚度的同时减小了运动平台的动质量, 在一定程度上提高了系统的动态性能。具体尺寸将在下一章节通过理论建模指导完成。

2 柔性并联操作台的运动学建模

首先通过推导 CPMS 输出平台的柔度矩阵, 以确定该 CPMS 的自由度数及类型。同时建立驱动力与输出位移的关系。平台材料选用 AL7075 - T6, 该材料具有较高的屈服强度/弹性模量比, 低加工应力和长期相稳定性等特点, 常被用于航空零部件, 如飞机起落架等的加工^[17]。AL7075 - T6 的最大许用应力为 505MPa , 杨氏弹性模量为 72GPa , 泊松比为 0.33 , 密度为 $2\,810\text{kg/m}^3$ 。本文针对簧片的平面应力问题对 E 进行修正取值为 81GPa (即 $E/(1-\nu^2)$ ^[14]) 另外 7075 铝合金具有良好的阳极反应特性, 非常适合使用放电加工进行切割。

2.1 单簧片悬臂梁建模

利用柔性机构的柔度矩阵模型, 可以通过数值

分析出其运动特性。根据文献 [18], 可直接列出 图 1 所示单簧片匀质悬臂梁结构柔度矩阵。

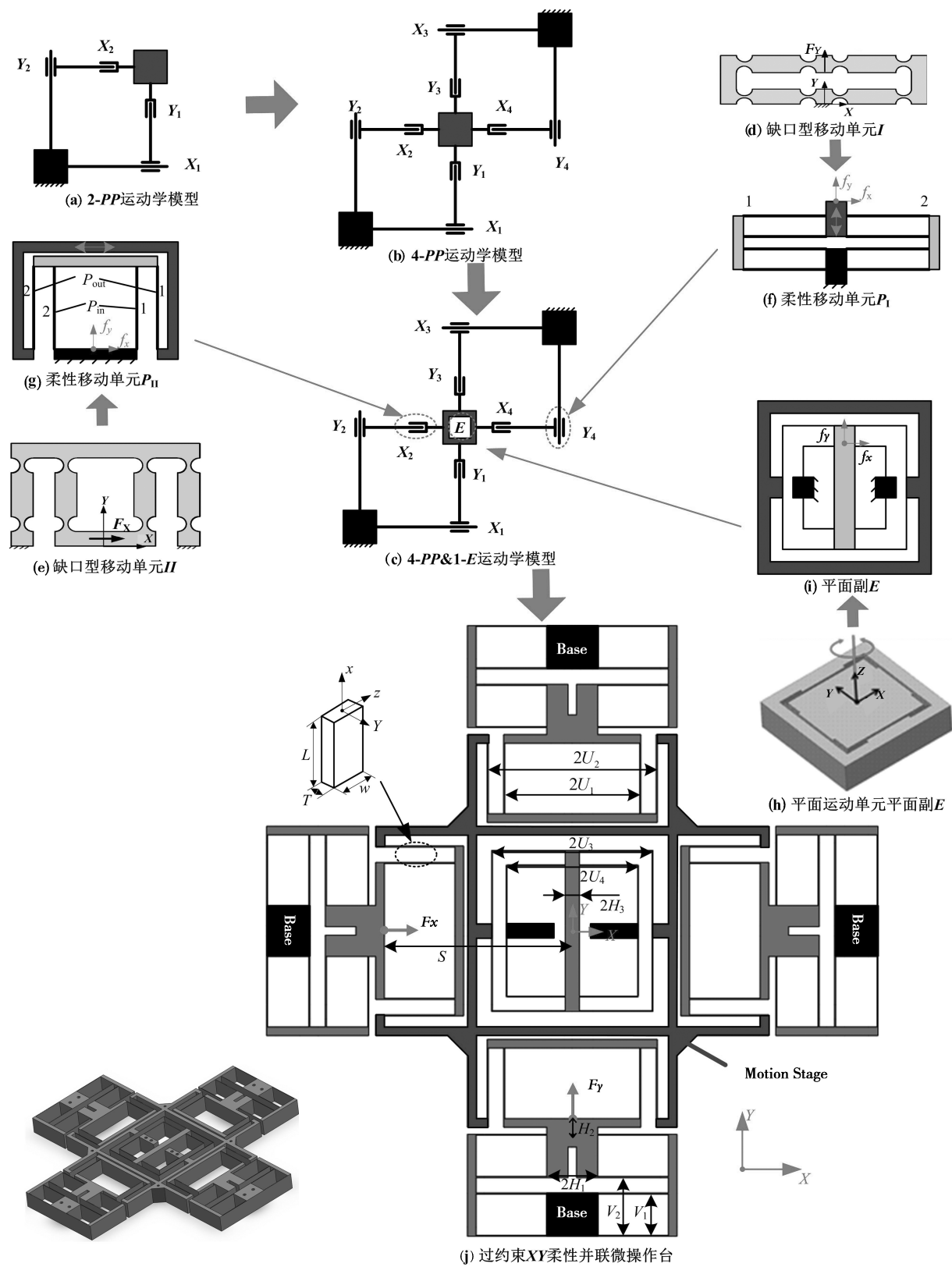


图 1 大行程 XY 柔性并联微定位平台概念设计

Fig. 1 The conceptual design of large range XY compliant parallel micro platform

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} \frac{L}{GJ} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{L}{EI_y} & 0 & 0 & 0 & -\frac{L^2}{2EI_y} \\ 0 & 0 & \frac{L}{EI_z} & 0 & \frac{L^2}{2EI_z} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{L}{EA} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{L^2}{2EI_z} & \frac{L^3}{3EI_z} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{L^2}{2EI_y} & 0 & 0 & 0 & \frac{L^3}{3EI_y} \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$\text{式中: } A = WT, I_y = \frac{WT^3}{12}, I_z = \frac{W^3T}{12},$$

$$J = I_y + I_z = \frac{WT(W^2 + T^2)}{12}.$$

刚度矩阵为柔度矩阵的逆矩阵, 即 $\mathbf{K} = \mathbf{C}^{-1}$ 。

2.2 柔度的坐标映射与叠加^[18]

在物体坐标系 B 与参考坐标系 S 之间存在坐标变换: 旋转矩阵 \mathbf{R} 及平移向量 $\mathbf{T} = (x, y, z)$,

则坐标变换的伴随矩阵 $\mathbf{Ad} = \begin{pmatrix} \mathbf{R} & 0 \\ \mathbf{TR} & \mathbf{R} \end{pmatrix}$, 其中 $\hat{\mathbf{T}} =$

$$\begin{bmatrix} 0 & -z & y \\ z & 0 & -x \\ -y & x & 0 \end{bmatrix} \text{ 为由向量 } \mathbf{T} \text{ 定义的反对称矩阵。}$$

则不同坐标系下柔度矩阵和刚度矩阵变换关系:

$$\mathbf{C}^S = \mathbf{Ad} \mathbf{C}^B \mathbf{Ad}^T$$

$$\mathbf{K}^S = (\mathbf{Ad} - \mathbf{I})^T \mathbf{K}^B \mathbf{Ad}^{-1}$$

2.3 平行四杆型柔性模块建模举例

平行四杆型柔性模块作为移动柔性机构的基本单元, 如图 2 所示。根据并联刚度叠加, 可以获得移动刚体的刚度矩阵。

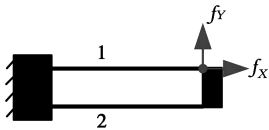


图 2 平行四杆模块

Fig. 2 Parallelogram link module

$$\mathbf{K}_p = \sum_{i=1}^2 (\mathbf{Ad}_{pi}^{-1})^T \mathbf{K} \mathbf{Ad}_{pi}^{-1} \quad (2)$$

式中,

$$\mathbf{T}_{p1} = [0 \ 0 \ 0]^T, \mathbf{R}_{p1} = [Z \ (0)]$$

$$\mathbf{T}_{p2} = [0 \ -V_1 \ 0]^T, \mathbf{R}_{p2} = [Z \ (0)]$$

然后通过求逆可得柔度矩阵

$$\mathbf{C}_p = \mathbf{K}_p^{-1} \quad (3)$$

2.4 并联柔性移动平台柔度建模

根据机构并联刚度叠加、串联柔度叠加原则, 来确定在平台中心点坐标系的刚度矩阵和柔度矩阵。

刚度矩阵:

$$\mathbf{K}_{\text{stage}} = \sum_{i=1}^4 (\mathbf{Ad}_i^{-1})^T (\mathbf{C}_{pI} + \mathbf{C}_{pII})^{-1} \mathbf{Ad}_i^{-1} + \mathbf{K}_E \quad (4)$$

柔度矩阵:

$$\mathbf{C}_{\text{stage}} = \mathbf{K}_{\text{stage}}^{-1} \quad (5)$$

式中, \mathbf{C}_{pI} 、 \mathbf{C}_{pII} 为移动副 P_I 、 P_{II} 的柔度矩阵, \mathbf{K}_E 为平面副 E 的刚度矩阵。

进而得到平台坐标系下的位移 - 载荷柔度公式。

$$\mathbf{X} = \mathbf{C}_{\text{stage}} \mathbf{F} \quad (6)$$

式中, 运动旋量 $\mathbf{X} = (\theta_x, \theta_y, \theta_z; \delta_x, \delta_y, \delta_z)^T$, 力旋量 $\mathbf{F} = (\tau_x, \tau_y, \tau_z; f_x, f_y, f_z)^T$ 。

3 尺寸设计和仿真验证

3.1 微定位平台的尺寸设计

根据材料力学^[19], 等截面梁的弯曲正应力强度条件为:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_z} \leq [\sigma].$$

对于结构中 3 种簧片的具体形式如下:

$$\begin{aligned} \Delta_1 &\leq \frac{2 [\sigma] L^2}{3\eta ET_1} \\ \Delta_2 &\leq \frac{2 [\sigma] (U_4 - H_3)^2}{3\eta ET_2} \\ \Delta_3 &\leq \frac{2 [\sigma] (U_3 - H_3)^2}{3\eta ET_3} \end{aligned} \quad (7)$$

式中, Δ_1 、 Δ_2 和 Δ_3 为根据行程确定的簧片变形量。根据目标平台的单轴单向行程为 10mm (全行程为 20mm × 20mm), 取 $\Delta_1 = 10\text{mm}$ 、 $\Delta_2 = \Delta_3 = 8\text{mm}$, 这样可以代入式 (7) 来设计平台具体尺寸。具体如下: $L = 50\text{mm}$; $W = 24\text{mm}$; $T_1 = 0.6\text{mm}$; $T_2 = T_3 = 0.45\text{mm}$; $V_1 = 30\text{mm}$; $V_2 = 41.6\text{mm}$; $H_1 = 18\text{mm}$; $H_2 = 11.3\text{mm}$; $H_3 = 5\text{mm}$; $U_1 = 48.1\text{mm}$; $U_2 = 59.7\text{mm}$; $U_3 = 46.325\text{mm}$; $U_4 = 56.775\text{mm}$; $S = 132.8\text{mm}$, 参数符号如图 1 所示。

最终图 1 (j) 所示的 XY 柔性并联微定位平台

的整体尺寸为 $432\text{mm}\times432\text{mm}\times24\text{mm}$ 。

将具体尺寸带入柔度矩阵可以获得柔性平台的柔度矩阵为：

$$C_{\text{stage}} = \begin{bmatrix} 3.355 & 0.000 & 0.000 & 0.000 & 0.000 & 0.000 \\ 0.000 & 2.562 & 0.000 & 0.000 & 0.000 & 0.000 \\ 0.000 & 0.000 & 2.198 & 0.000 & 0.000 & 0.000 \\ 0.000 & 0.000 & 0.000 & 3.444 & 0.000 & 0.000 \\ 0.000 & 0.000 & 0.000 & 0.000 & 0.024 & 0.000 \end{bmatrix} \times 10^{-5} =$$

$\text{diag} (3.355 \quad 2.562 \quad 2.198 \quad 3.444 \quad 3.444 \quad 0.024) \times 10^{-5}$

为了方便比较转动柔度（前 3 项）和移动柔度（后 3 项），对其进行无量纲化处理，即转动柔度处以 L/EI_y ，移动柔度除以 L^3/EI_y ，可得：

$$C'_s = \text{diag} (0.008 \quad 0.006 \quad 0.005 \quad 3.444 \quad 3.444 \quad 0.024) \times 10^{-5} \times \frac{L}{EI_y} \approx$$

$\text{diag} (0 \quad 0 \quad 0 \quad 3.444 \quad 3.444 \quad 0) \times 10^{-5} \times \frac{L}{EI_y}$

代入式（6），可得：

$$[\delta_x \quad \delta_y] = [34.44 \times 10^{-6} f_x \quad 34.44 \times 10^{-6} f_y]$$

可以看出，柔性平台只有 2 个移动自由度，分别为平台中心坐标系下的 X 轴移动和 Y 轴移动。

3.2 有限元仿真验证

有限元仿真采用大变形静态分析方法，选用 SOLID186 实体单元。图 3~图 5 为仿真结果：图 3 显示了平台在 X 方向单向移动 10mm 的变形情况，图 4 显示了平台两轴同时单向移动 10mm 的最大变形情况，图 5 则显示了最大变形时的应力情况。从图中可以看出最大应力发生在簧片 L2 折弯处，值为 $0.438\text{GPa} < [\sigma] = 505\text{MPa}$ ，满足强度条件。

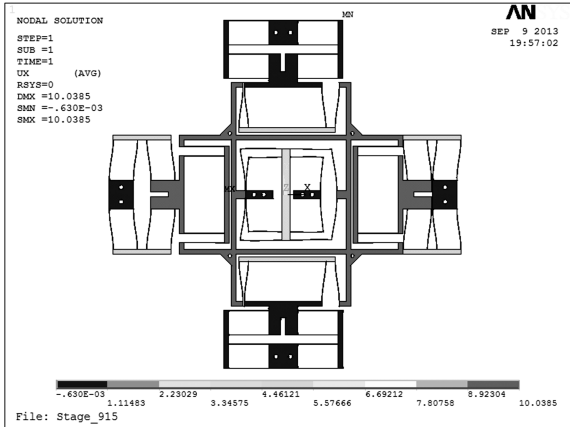


图 3 $\delta_x=10\text{ mm}$, $\delta_y=0\text{ mm}$ 情况下的变形云图

Fig. 3 Deformation nephogram when $\delta_x=10\text{ mm}$ and $\delta_y=0\text{ mm}$

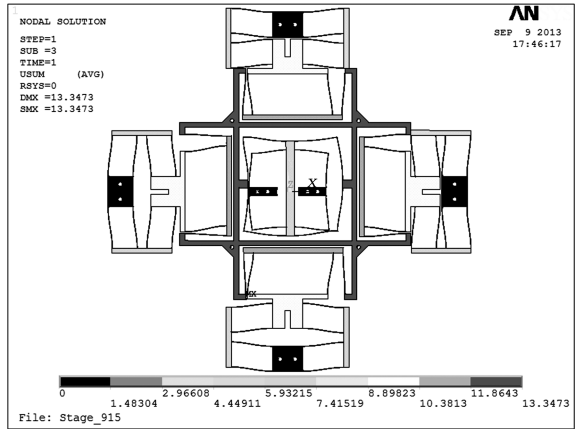


图 4 $\delta_x=10\text{ mm}$, $\delta_y=10\text{ mm}$ 情况下的变形云图

Fig. 4 Deformation nephogram when $\delta_x=10\text{ mm}$, $\delta_y=10\text{ mm}$

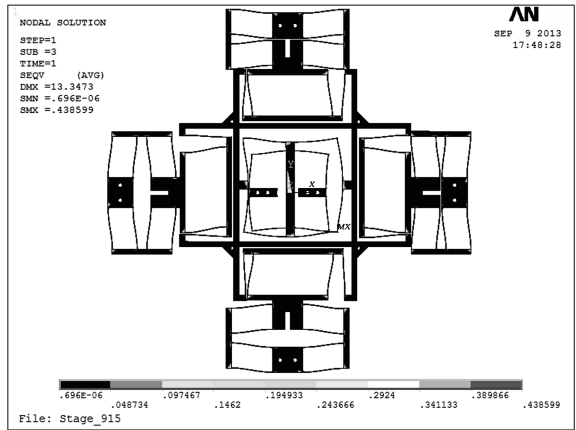


图 5 $\delta_x=10\text{ mm}$, $\delta_y=10\text{ mm}$ 应力云图

Fig. 5 Stress nephogram when $\delta_x=10\text{ mm}$ and $\delta_y=10\text{ mm}$

图 6 示意了 $\delta_y=0$ 时 X 轴方向的柔度，对有限元仿真结果与理论模型计算结果进行了对比。可以看出，理论模型柔度比有限元仿真结果小了约 4.5%，这在一定程度上源于柔度矩阵建模时的小变形假设。

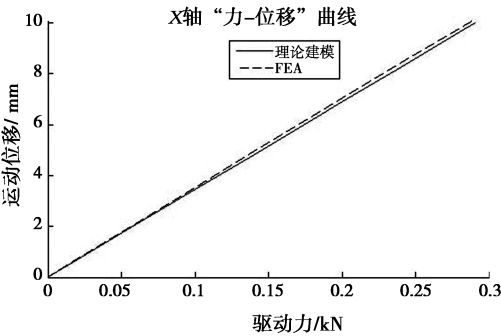


图 6 柔度比较

Fig. 6 Comparison of flexibility

图 7 给出了驱动力 F_x 加载过程中引起的 Y 轴

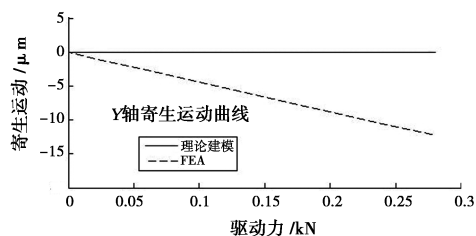


图 7 寄生运动比较

Fig. 7 Comparison of parasitic motion

寄生运动, 在最大行程时其值为 $12.27\mu\text{m}$ 。图 8 则给出了驱动力 F_x 引起的 Z 轴转动, 最大转角为 $17.65\mu\text{rad}$ 。

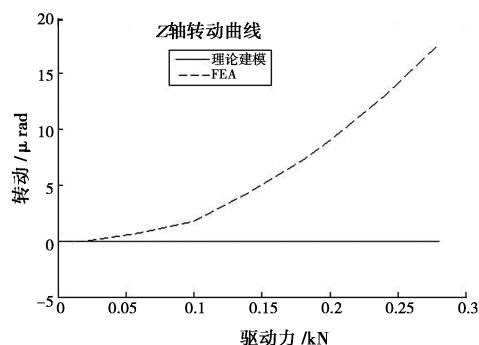


图 8 面内寄生转角比较

Fig. 8 Comparison of parasitic angle in plane

4 结 论

本文设计了一种 XY 柔性并联微定位平台, 通过建立微定位平台的柔度矩阵模型完成了给定行程下的几何参数设计, 通过有限元仿真验证了设计平台的性能及理论模型的正确性。该平台具有如下特点: ①比较可观的大行程, 最大可达 $20\text{mm} \times 20\text{mm}$; ②冗余约束 E 的运用提高了系统刚度, 同时也减轻了动平台的质量, 一定程度上改善了系统动态性能; ③该柔性微定位平台可以实现一体化加工, 无需装配; ④输入力与输出位移解耦高度, X 满行程 10mm 时引起的交叉轴位移仅为 1.2% ; ⑤精度较高, 单轴满行程时寄生转角小于 $17.76\mu\text{rad}$ 。

参考文献:

- [1] Smith S T, Chetwynd D G. Foundations of ultraprecision mechanism design [J]. Gordon and Breach Science, 1992, 6 (1): 10 - 19.
- [2] Ananthasuresh G K, Sridhar K. Designing compliant mechanisms [J]. Mechanical Engineering, 1995, 117 (11): 93 - 96.
- [3] Salaita K, Wang Y, Mirkin C A. Applications of dip - pen nano-

- lithography [J]. Nature Nanotechnology, 2007, 2 (3): 145 - 155.
- [4] Schitter G, Thurner P J, Hansma P K. Design and input - shaping control of a novel scanner for high - speed atomic force microscopy [J]. Mechatronics, 2008, 18 (5): 282 - 288.
- [5] Ding H, Xiong Z. Motion stages for electronic packaging design and control [J]. Robotics & Automation Magazine, IEEE, 2006, 13 (4): 51 - 61.
- [6] Vettiger P, Despont M, Drechsler U, et al. The "Millipede" — More than thousand tips for future AFM storage [J]. IBM Journal of Research and Development, 2000, 44 (3): 323 - 340.
- [7] Awtar S, Parmar G. Design of a large range XY nanopositioning system [C] //Proceedings of the ASME 2010 International Design Engineering Technical Conferences and Information in Engineering Conference. Montreal: ASME IDETC/CIE, 2010: 387 - 399.
- [8] Awtar S, Slocum A H. Constraint - based design of parallel kinematic XY flexure mechanisms [J]. Journal of Mechanical Design, 2007, 129: 816.
- [9] Awtar S. Analysis and synthesis of planer kinematic XY mechanisms [D]. Cambridge: Massachusetts Institute of Technology, 2004.
- [10] Choi K B, Kim D H. Monolithic parallel linear compliant mechanism for two axes ultraprecision linear motion [J]. Review of scientific instruments, 2006, 77 (6): 065106.
- [11] Li Y, Xu Q. Design and analysis of a totally decoupled flexure - based XY parallel micromanipulator [J]. Robotics, IEEE Transactions on, 2009, 25 (3): 645 - 657.
- [12] Li Y, Xu Q. Modeling and performance evaluation of a flexure - based XY parallel micromanipulator [J]. Mechanism and Machine Theory, 2009, 44 (12): 2127 - 2152.
- [13] SU H J. Mobility Analysis of Flexure Mechanisms via Screw Algebra [J]. Journal of mechanisms and robotics, 2011, 3 (4): 041010. .
- [14] Hao G, Kong X. A novel large - range XY compliant parallel manipulator with enhanced out - of - plane stiffness [J]. Journal of Mechanical Design, 2012, 134: 061009.
- [15] Tang X, Chen I M. A large - displacement and decoupled XYZ flexure parallel mechanism for micromanipulation [C] //Automation Science and Engineering, 2006. CASE06. IEEE International Conference on. Shanghai: Proceeding of the 2006 IEEE, 2006: 75 - 80.
- [16] Hopkins J B, Culpepper M L. Synthesis of precision serial flexure systems using freedom and constraint topologies (FACT) [J]. Precision Engineering, 2011, 35 (4): 638 - 649.
- [17] 吴一雷, 李永伟, 强俊, 等. 超高强度铝合金的发展与应用 [J]. 航空材料学报, 1994, 14 (1): 49 - 55.
- [18] 李守忠. 基于旋量理论的柔性精微机构综合 [D]. 北京: 北京航空航天大学, 2012: 17 - 43.
- [19] 单辉祖. 材料力学 (I) [M]. 北京: 高等教育出版社, 2009: 147 - 150.