doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2021.09.048

基于压电作动器驱动的微操作机构设计与运动控制

马金玉[1,2]　余胜东[3]　康升征[3]　沈耀辉[3]　潘　亮[3]　吴洪涛[3]

(1.温州职业技术学院,温州 325035;2.南京航空航天大学航空学院,南京 210016;
3.南京航空航天大学机电学院,南京 210016)

摘要:设计了一种由压电作动器驱动的微操作机构。基于柔顺机构原理设计了桥式位移放大机构,以改善压电作动器的输出位移。利用伪刚体法和 Euler－Bernoulli 柔性梁理论建立微操作机构的静力学模型,并通过 Lagrange 方法推导出其动力学方程,进而获得机构的自然频率。借助于差分进化算法进行柔性铰链几何尺寸优化,并与计算机有限元仿真分析进行交叉验证。最后,实验验证了所提出微操作机构能够获得位移放大倍数为 9.8 和行程为 180 μm;在基于观测器 PID 控制下,机构位移均方根误差和最大位移误差分别为 0.071、0.128 μm。本文提出的微操作机构具有精度高、鲁棒性强的运动效果。

关键词:微操作机构;柔顺机构;压电作动器;柔性铰链;鲁棒控制

中图分类号:TP273　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2021)09-0417-10　　**OSID**:

Design and Motion Control of Piezo-driven Puncture Micromanipulation Mechanism

MA Jinyu[1,2]　YU Shengdong[3]　KANG Shengzheng[3]　SHEN Yaohui[3]　PAN Liang[3]　WU Hongtao[3]

(1. *Wenzhou Polytechnic*, *Wenzhou* 325035, *China*
2. *College of Aerospace Engineering*, *Nanjing University of Aeronautics and Astronautics*, *Nanjing* 210016, *China*
3. *College of Mechanical and Electrical Engineering*, *Nanjing University of Aeronautics and Astronautics*, *Nanjing* 210016, *China*)

Abstract: A compliant piezo-driven puncture mechanism was proposed. Firstly, to amplify the output displacement of the piezoelectric actuator, a bridge-type displacement amplification mechanism was designed based on the principle of compliant mechanism. Considering the purpose of improving the lateral stiffness, the overall structure was then designed. By combining the pseudo-rigid-body method and the Euler－Bernoulli flexible beam theory, the static model of the proposed mechanism was established. After that, the dynamic equation was also obtained by the Lagrange method and the natural frequencies were eventually calculated. Through the differential evaluation algorithm, the geometric parameters of the flexible hinges were optimized and compared with the results obtained by the finite-element analysis method. Finally, physical experiments were conducted and validated that the proposed compliant puncture mechanism can achieve the displacement amplification ratio of 9.8, leading to a stroke of 180 μm. Besides, under the action of the disturbance observer-based PID control, the proposed mechanism guaranteed good performance with the root mean square error and maximum error of 0.071 μm and 0.128 μm.

Key words: micromanipulation mechanism; compliant mechanism; piezoelectric actuator; flexure hinge; robust control

0　引言

作为细胞显微操作的重要研究对象,斑马鱼有 70% 以上的基因和人类相似[1-2],同时,依靠其在遗传学上的优势以及高度保守的疾病信号传递轨迹,斑马鱼成为追踪人类疾病信号传递轨迹及生命体高通量药理解析的首选验证生物[3-4]。斑马鱼胚胎细胞尺寸微小[5],对于像细胞注射等极其精细的显微

收稿日期:2020－09－29　修回日期:2020－10－24
基金项目:国家自然科学基金面上项目(51975277)
作者简介:马金玉(1988—),女,讲师,南京航空航天大学博士生,主要从事飞行器设计和鲁棒控制研究,E-mail:jinyuma@nuaa.edu.cn
通信作者:吴洪涛(1962—),男,教授,博士生导师,主要从事多体系统动力学和智能机器人研究,E-mail:mehtwu@126.com

操作,要求临床人员具备精湛的技艺,能够准确地穿透 5 μm 左右的细胞膜,在细胞内部实现精密操作[6]。现阶段,以人工为主的手工作业方式严重制约了细胞显微操作技术的进步。

作为智能压电材料,压电作动器(Piezoelectric actuator, PEA)具有位移分辨率高、响应速度快的优点,是实现细胞穿刺的理想动力源[7]。但由于 PEA 输出位移较小,应用场景严重受限[8]。利用位移放大机构可以使 PEA 的工作行程获得成倍放大。在微纳操作机构中,柔顺机构具有无传动间隙、无摩擦阻力、兼容性高和易于制造等优势[9]。基于柔顺机构原理设计桥式位移放大机构(Bridge type displacement amplification mechanism, BTDAM)[10],再利用 PEA 驱动 BTDAM 获得大行程的运动。由于 PEA 也具有无间隙传动的特点[11],将 PEA 嵌入到位移放大机构中,两者的机械性能得到高度匹配,在保持运动精度的前提下,扩大了运动范围。

本文以实现对斑马鱼胚胎细胞的显微操作为例,设计一种基于压电作动器驱动的微操作机构以实现对斑马鱼胚胎细胞的穿刺作业。为了提升微操作机构的机械特性,通过动力学理论对微操作机构进行构型优化,在保证纵向刚度和侧向刚度的前提下,完成考察应力分布、强度校核等工作,并获取最大的位移放大倍数。同时,设计与之匹配的非线性鲁棒控制器实现微操作机构的精密运动控制。

1 总体结构设计

传统 BTDAM 侧向刚度比较低[12],影响 PEA 的使用寿命。本文设计图 1 所示的 BTDAM,通过采用平行四边形结构并联式布局,以提高侧向刚度。由有限元仿真可知,对于同样尺寸构成的直梁型柔性铰链,并联式布局的 BTDAM 的侧向刚度比传统 BTDAM 提高 38.6% 以上。

由图 1 可知,对于并排的一组位移放大机构而言,其构成了平行四边形结构,从而使得位移输出部位获得严格的直线运动效果;所有的 16 组直梁型柔性铰链都采用一致的几何尺寸,在简化设计过程的同时,保证了整体结构在力学特性上的对称性。

PEA 在机构的中心位置处产生推力,使 BTDAM 发生形变并输出位移。注射针固定于输出位移处。平行四边形布置的柔性铰链用于确保注射针的方向始终保持一致。PEA 的位移方向和微进给机构的注射方向垂直。BTDAM 的输入沿着 X 轴方向,注射针的运动方向沿着 Y 轴方向,如图 2 所示。PEA 的底座通过锁紧机构固定于位移放大机构上。在 PEA 的顶部设置有表面光滑的球状陶瓷,预紧机构对球状陶瓷

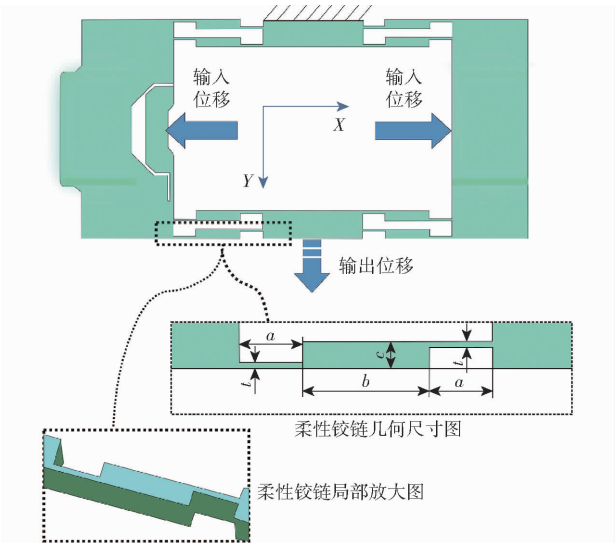


图 1 BTDAM 及柔性铰链的局部放大图

Fig. 1 Structure diagram of BTDAM and partial enlarged drawing of flexure hinge

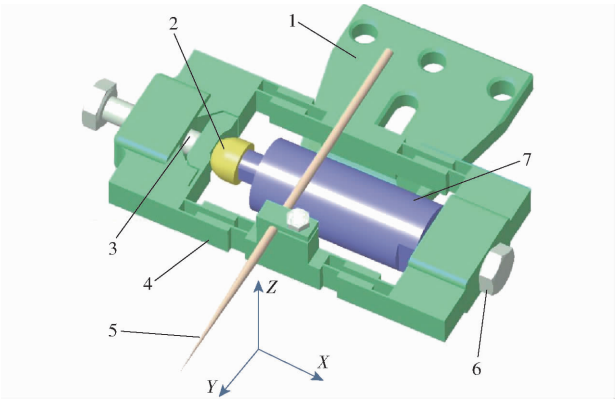


图 2 微操作机构的虚拟样机

Fig. 2 Virtual prototype of compliant puncture mechanism

1. 底座 2. 球状陶瓷 3. 预紧机构 4. 桥式位移放大机构 5. 注射针 6. 锁紧机构 7. PZT

施加约 20 N 的预紧力从而将 PEA 固定于 BTDAM 上,并且消除 PEA 和 BTDAM 之间的间隙。

2 动力学分析

MIDHA 等[13]提出了伪刚体模型,建立了柔顺机构中的“力-变形”准则,成为研究刚柔耦合的重要方法。为此,利用“扭转弹簧 + 刚性连杆”的关系简化柔性铰链力学模型,从而将柔顺机构复杂的非线性变形过程线性化,这是 BTDAM 进行数学建模和优化设计的理论支撑[14]。

本文将基于柔顺机构原理,对柔性铰链提出 3 个模型假设,完成微操作机构的运动学和动力学分析。第 1 个模型假设,把柔性铰链视为扭簧和其他刚性单元构成的具有单一自由度(Degree of freedom, DOF)的旋转关节[15],利用伪刚体法完成 BTDAM 的几何关系分析、瞬时速度分析等。第 2 个

模型假设，将柔性铰链视为具有拉伸刚度和旋转刚度的具有两个 DOF 的复合运动关节，利用虚功原理求解机构的位移放大倍数。第 3 个模型假设，在第 2 个模型假设的基础上，考虑柔性铰链的局部尺寸，将其视为具备 3 个 DOF 的复合运动关节，利用矩阵方法求解放大倍数。

由于该机构是中心对称的结构，为了简化求解过程，以四分之一模型作为研究对象，图 3 为四分之一 BTDAM 的运动简图。其中，F_x、Δx 分别是施加于四分之一机构上的输入作用力和输入位移，Δy 是机构的输出位移。因此，对于完整的机构而言，输入作用力、输入位移和输出位移分别是 $4F_x$、$2\Delta x$、$2\Delta y$。

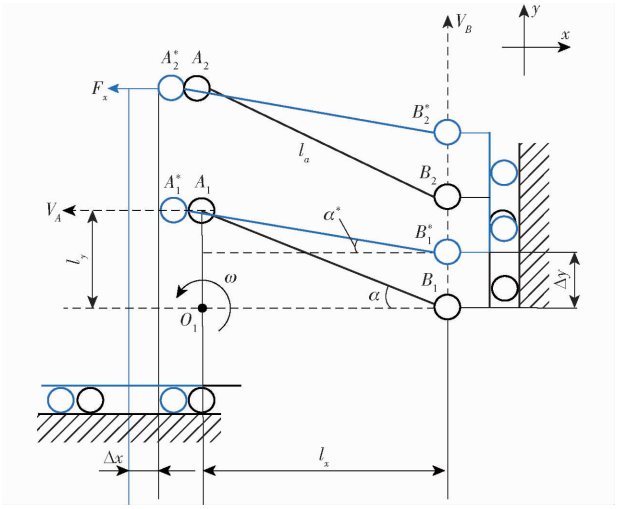


图 3　四分之一 BTDAM 的运动简图

Fig. 3　Motion diagram of quarter BTDAM

2.1　柔性铰链单自由度建模假设

将柔性铰链视为单一 DOF 的转动关节，转轴为柔性铰链的中心部位，其余部分为刚性体。

由图 3 可知，PEA 产生水平方向上的输入位移 Δx，引起柔性铰链发生变形，得到 BTDAM 的输出位移 Δy，同时，将上连杆 AB 或者下连杆 CD 的倾角由 α 转变为 α^*，可得

$$l_a\cos\alpha + \Delta x = l_a\cos\alpha^* \tag{1}$$

式中　l_a——上连杆 AB 或者下连杆 CD 的长度

消除 α^*，可得

$$(\Delta y)^2 - 2l_a\sin\alpha\Delta y + (\Delta x)^2 + 2l_a\cos\alpha\Delta x = 0 \tag{2}$$

整理式(2)，可以求出输出位移 Δy 为

$$\Delta y = l_a\sin\alpha - \sqrt{l_a^2\sin^2\alpha - (\Delta x)^2 - 2l_a\Delta x\cos\alpha} \tag{3}$$

因此，可以求出输出机构的位移放大倍数 C_1 为

$$C_1 = \frac{l_a\sin\alpha}{\Delta x} - \sqrt{\frac{l_a^2\sin^2\alpha - (\Delta x)^2 - 2l_a\Delta x\cos\alpha}{\Delta x}} \tag{4}$$

从式(4)可以看出，对于指定的机构而言，l_a 和 α 是给定的，因此，位移放大倍数只表现为与输入位移 Δx 相关的单变量函数。

从式(1)能够看出，机构的最大输出位移，即 Δy 极限值发生在 $\alpha^* \to 0$ 时，则 $\Delta y_{\max} \to l_a\sin\alpha$。

2.2　柔性铰链二自由度建模假设

假设柔性铰链具有拉伸刚度 K_t 和旋转刚度 K_r，其余部位为刚性体。对其中的一条连杆，如连杆 AB，其受力状态如图 4 所示。规定 $F_x = F_{Ax} = F_{Bx}$，在点 A 建立力矩方程，可得

$$F_x l_a\sin\alpha = 2M_r = 2K_r\Delta\alpha \tag{5}$$

其中，力矩 M_r 由旋转刚度 K_r 作用产生，并使上连杆 AB 发生 $\Delta\alpha$ 的转角。

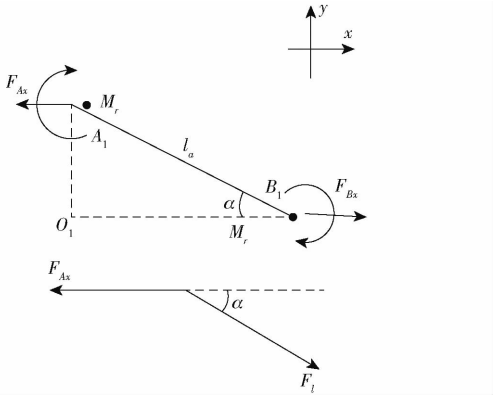


图 4　四分之一 BTDAM 中杆 AB 受力图

Fig. 4　Force diagrams of AB rod in quarter BTDAM

在点 A 建立力方程为

$$F_l = \frac{F_x}{\cos\alpha} = K_t\Delta l \tag{6}$$

式中　Δl——由拉伸刚度 K_t 引起的轴向位移

基于虚功原理，构建能量方程为

$$F_x\Delta x = F_l\Delta l + 2M_r\Delta\alpha \tag{7}$$

结合式(5)～(7)，可得

$$F_x\Delta x = K_t(\Delta l)^2 + 2K_t(\Delta\alpha)^2 \tag{8}$$

进而构建输入位移与输入作用力之间的关系

$$\Delta x = \frac{2K_r + K_t l_a^2\cos^2\alpha\sin^2\alpha}{2K_tK_r\cos^2\alpha}F_x \tag{9}$$

对等式 $l_y = l_a\sin\alpha$ 关于时间求导，得

$$\Delta y = l_a\cos\alpha\Delta\alpha \tag{10}$$

可以得到位移放大倍数为

$$C_2 = \frac{\Delta y}{\Delta x} = \frac{K_t l_a^2\cos^3\alpha\sin\alpha}{2K_r + K_t l_a^2\cos^2\alpha\sin^2\alpha} \tag{11}$$

对于整体机构而言，其输入刚度为

$$K_{\text{in}} = \frac{2F_x}{\Delta x} = \frac{4K_tK_r\cos^2\alpha}{2K_r + K_t l_a^2\cos^2\alpha\sin^2\alpha} \tag{12}$$

2.3　柔性铰链变截面刚柔耦合建模

考虑柔性铰链的详细尺寸，并结合伪刚体法和 Euler－Bernoulli 柔性梁理论建立 BTDAM 的精确静力学模型，再根据 Lagrange 方法建立机构的动力学方程[16]，求出机构的自然频率。

如图 5a、5b 所示，假设机构的输出位移 Δy 主要来源于上连杆 AB 和下连杆 CD 的弯曲变形。在点

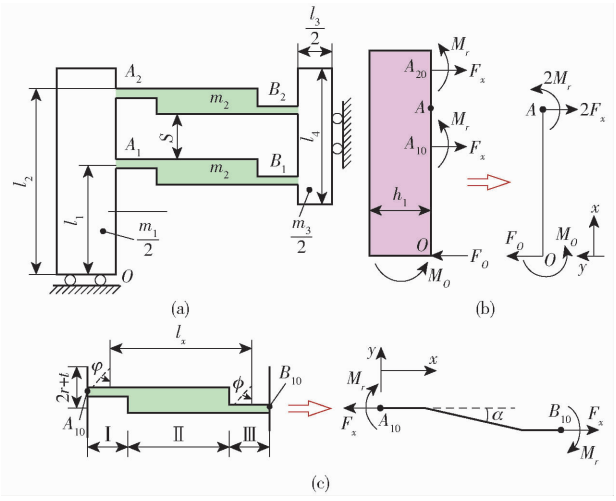


图 5 考虑铰链局部尺寸时四分之一 BTDAM 的受力图

Fig. 5 Force diagram of quarter BTDAM based on hinge local size

A 建立力矩方程,可得

$$F_x l_y - 2M_r = 0 \tag{13}$$

柔性铰链的变截面布局如图 5c 所示,将上连杆 AB 或者下连杆 CD 分成 3 段,其高度为

$$h_{1,2}(d_x) = t \quad (d_x \in [0,a] \cup [a+b,2a+b]) \tag{14}$$

$$h_3(d_x) = c \quad (d_x \in (a,a+b)) \tag{15}$$

3 段的扭矩分别为

$$M_1(d_x) = M_r \quad (d_x \in [0,a]) \tag{16}$$

$$M_2(d_x) = M_r - \frac{F_x(d_x - a)l_y}{l_x} \quad (d_x \in (a,a+b)) \tag{17}$$

$$M_3(d_x) = -M_r \quad (d_x \in [a+b,2a+b]) \tag{18}$$

根据 Euler - Bernoulli[17] 柔性梁理论建立 3 段柔性铰链的角度变形量为

$$\theta_1(\varphi) = \int \frac{12M_1(\varphi)}{Ewh_1^3(\varphi)} r\cos\varphi \mathrm{d}\varphi + P_1 \tag{19}$$

$$\theta_2(x) = \int \frac{12M_2(\varphi)}{Ewh_2^3(x)} \mathrm{d}x + P_2 \tag{20}$$

$$\theta_3(\phi) = \int \frac{12M_3(\varphi)}{Ewh_3^3(\phi)} r\cos\phi \mathrm{d}\phi + P_3 \tag{21}$$

式中 P_i——常数,$i = 1,2,3$

E——弹性模量 w——任意横截面扰度

对角度变形量做积分运算,可得 3 段柔性铰链的位移。

机构的输入位移 Δx 和输入作用力 F_x 相关联。从四分之一模型可以看出,输入位移 Δx 来自于主体 OA 段、上连杆 AB 和下连杆 CD 的变形。对上连杆 AB 和下连杆 CD 处的作用力进行平移合并,得

$$M_0 + 2M_r = 2F_x \frac{l_1 + l_2}{2} \tag{22}$$

参照图 5b 所示的坐标系,坐标 x 处的力矩为

$$M(x) = F_x(2x - l_1 - l_2 + l_y) \tag{23}$$

对应的角度变形量为

$$\theta(x) = \frac{12F_x(x^2 - l_1 x - l_2 x + l_y x)}{Ewh_1^3} + P_4 \tag{24}$$

式中 P_4——常数

对式(24)做积分运算,得位移变形量为

$$y(x) = \frac{2F_x(2x^3 - 3l_1 x^2 - 3l_2 x^2 + 3l_y x^2)}{Ewh_1^3} \tag{25}$$

因此,在点 A 处的位移变形量为

$$\Delta x_1 = y\left(\frac{l_1 + l_2}{2}\right) \tag{26}$$

如图 6 所示,上连杆 AB 或者下连杆 CD 由于拉伸变形而产生的变形量为 $\Delta L = 2F_x/K_t$,其沿 x 轴的位移量 Δx_2,沿 y 轴的位移量 Δy 分别为

$$\Delta x_2 = (L_a + \Delta L)\cos\alpha^* - L_a\cos\alpha \tag{27}$$

$$\Delta y = L_a\sin\alpha - (L_a + \Delta L)\sin\alpha^* \tag{28}$$

其中 $L_a = \sqrt{(l_x + 2r)^2 + l_y^2}$

式中 L_a——连杆近似长度

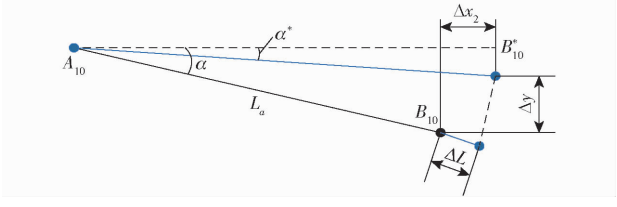


图 6 上连杆 AB 由于拉伸变形而产生的变形过程示意图

Fig. 6 Schematic of deformation process of upper connecting rod AB due to tensile deformation

消去 α^* 后可以求得 Δx_2 为

$$\Delta x_2 = \sqrt{(L_a + \Delta L)^2 - (\Delta y - L_a\sin\alpha)^2} - L_a\cos\alpha \tag{29}$$

至此,可以求得机构位移放大倍数为

$$C_3 = \frac{\Delta y}{\Delta x} = \frac{\Delta y}{\Delta x_1 + \Delta x_2} \tag{30}$$

机构输入刚度为

$$K_{\mathrm{in}} = \frac{2F_x}{\Delta x} \tag{31}$$

至此,通过上述 3 个模型假设,建立了机构的位移放大倍数和输入刚度。

2.4 基于 Lagrange 方法的自然频率分析

对于 BTDAM 而言,其输入位移为 $q = 2\Delta x$,机构动能和势能分别为

$$T = \frac{1}{2}m_3 d^2 + 2 \times \frac{1}{2}m_1\left[\left(\frac{\dot{q}}{2}\right)^2 + \left(\frac{\dot{d}}{2}\right)^2\right] + 8 \times \frac{1}{2} \times \frac{1}{12}m_2 l_a^2 \dot{\theta}^2 + 4 \times \frac{1}{2}m_2\left[\left(\frac{\dot{q}}{4}\right)^2 + \left(\frac{\dot{d}}{4}\right)^2\right] + 4 \times \frac{1}{2}m_2\left[\left(\frac{\dot{q}}{4}\right)^2 + \left(\frac{3\dot{d}}{4}\right)^2\right] \tag{32}$$

$$V = 2K_r \left(\frac{d}{l_a}\right)^2 \tag{33}$$

将式(32)、(33)代入到 Lagrange 方程[18]中

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} - \frac{\partial T}{\partial q} + \frac{\partial V}{\partial q} = F_{\mathrm{in}} \tag{34}$$

式(34)可以整理为

$$M\ddot{q} + Kq = 0 \tag{35}$$

其中

$$M = \frac{1}{4}m_1(1 + C_3^2) + \frac{1}{4}m_2\left(1 + \frac{31}{3}C_3^2\right) + \frac{1}{2}m_3C_3^2 \tag{36}$$

$$K = \frac{2C_3^2K_r}{l_a^2} \tag{37}$$

式中　M——等效质量　　K——刚度系数

因此，机构自然频率为

$$f_n = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K}{M}} = \frac{C_3}{\pi l_a}\sqrt{\frac{2K_r}{m_1(1 + C_3^2) + m_2\left(1 + \frac{31}{3}C_3^2\right) + 2m_3C_3^2}} \tag{38}$$

3　机构几何优化

基于建立的 BTDAM 的数学模型，进一步通过数值计算方法完成机构的几何优化。为了提高优化效率，将通过智能优化算法，以位移放大倍数的最大值为优化目标，在保证自然频率等相关边界条件的约束下确定机构的几何尺寸。在 ANSYS Workbench[19]平台上对结构尺寸进行计算机有限元优化。

3.1　基于差分进化算法的几何优化

利用智能优化算法完成几何结构的数值优化计算[20]。基于群体随机并行搜索策略而形成的差分进化算法(DE)[21]，模拟自然界中各种群间既合作又竞争的生存模式，计算过程比传统的遗传算法更简化、高效。DE 算法步骤为：

(1)种群初始化：初始种群的选取应来自于整个解空间。

(2)差分变异：目的在于增强算法的全局搜索能力，可以通过 DE/rand/1 策略，进而得到解空间的最优值。

(3)交叉操作：交叉操作位于差分变异的后续环节，通过将交叉概率 CR 设置为随适应度函数而变化的动态变量，在确保全局搜索能力的前提下，也可兼顾局部搜索能力，是算法的核心步骤。

(4)选择操作：依据贪婪策略淘汰掉适应度大的个体。

图 7 为 DE 算法流程图。

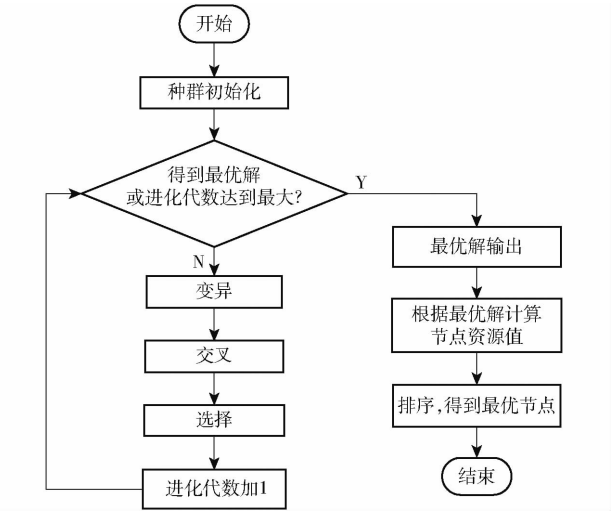


图 7　DE 算法流程图

Fig. 7　Flow chart of DE algorithm

由于变截面刚柔耦合建模过程更精细化地体现了柔性铰链几何尺寸，考虑到优化的核心为柔性铰链几何尺寸。因此，基于变截面刚柔耦合建模过程而建立的位移放大倍数和输入刚度将被应用于优化过程。另外，机构的自然频率也将被应用于优化过程。

为了获取一个结构紧凑的机械结构，柔性铰链的 4 个参数(a、b、c、t)(图 1)作为主要设计变量，并为其设置较为合理的取值范围。因此，它将演变成一个在多约束条件下的单目标优化问题。优化计算需在表 1、2 所示的边界条件下进行。

表 1　约束条件和优化目标

Tab. 1　Constraints and optimization objectives

设计变量	约束条件	优化目标
输出位移量	大于 8 倍输入位移量	
安全系数	大于 10	
输入刚度	小于 PEA 的刚度	
固有频率/Hz	>200	最大值

表 2　柔性铰链设计变量的取值范围

Tab. 2　Size range of flexure hinge　mm

设计变量	数值
柔性梁长度 a	2 ~ 5
刚性梁长度 b	5 ~ 10
刚性梁厚度 c	1 ~ 5
柔性梁厚度 t	0.25 ~ 0.50

经过 DE 优化后，获得柔性铰链的尺寸为：a = 3.125 2 mm、b = 6.460 8 mm、c = 4.355 2 mm、t = 0.290 5 mm，自然频率为 201.68 Hz。

由于 BTDAM 的结构精细复杂，3D 打印技术为

其制备提供了便捷的途径。材料为由光敏树脂与聚丙烯构成的混合物,几何精度达到 ±0.015 mm。材料性能为密度 905 kg/m^3、杨氏模量 1.5 × 10^9 Pa、泊松比 0.41。

3.2 基于有限元仿真技术的几何优化

通过对模型进行必要的简化后,在 ANSYS Workbench 19.0 软件中完成几何体构建,对设计变量进行参数化设置[22]。对零件进行多次 slice 划分后,再合并成一体,然后进行网格划分,得到 95 569 个节点和 19 524 个六面体单元。为模型配置载荷并设置约束条件,2 个输入位移量均为 5 μm。先进行静力学分析,再进行模态分析,将零件的固有频率和主要设计变量进行关联。

在 Design Xplorer/VT 模块中利用 GA(Genetic algorithm)算法完成参数的优化迭代。优化模块自动选择并排列最佳结果。表 3 为优化结果。

表 3 优化结果

Tab.3 Optimization results

参数	结果 1	结果 2	结果 3
a/mm	3.126 2	3.178 2	3.228 7
b/mm	6.465 8	6.467 1	6.465 4
c/mm	4.352 6	4.352 2	4.500 2
t/mm	0.289 95	0.290 94	0.284 92
位移输出量/μm	89.916	89.883	89.996
位移放大倍数	8.99	8.98	8.99
输入刚度/(N·m^{-1})	6.61 × 10^3	6.51 × 10^3	6.49 × 10^3
安全系数	15	15	15
自然频率/Hz	213.15	212.88	212.66

由于所采用的 PEA 刚度为 2.0 × 10^8 N/m,比 3 种优化结果的输入刚度大 5 个数量级。因此,在设计过程中忽略了执行机构刚度。

由表 3 可知,由于 3 个结果的数值较为接近。同时,一并考虑 GA 优化的结果,显然结果 1 具有最高的固有频率。因此,选择这组参数应用于物理样机的制作。

3.3 六阶模态分析及优化结果的验证

为了验证有限元优化设计的结果,通过 ANSYS Workbench 19.0 软件对结构进行仿真分析。静态分析结果反映了结构的应变状态和应力分布,由图 8 可知,当向两端各施加 5 μm 位移时机构的最大输出位移为 89.916 μm;由图 9 可知,当向两边各施加位移 10 μm 时机构的最大应力为 1.014 6 × 10^6 Pa。对结构进行模态仿真分析,一阶共振频率 213 Hz,这个频率对于细胞穿刺已经足够高。

BTDAM 的六阶固有频率如表 4 所示。与 DE 优化相比,其自然频率提高了 5.39%,可以证明柔性铰链的数学模型和优化过程具有可靠的精度,并且两种研究途径基本实现了相互验证。

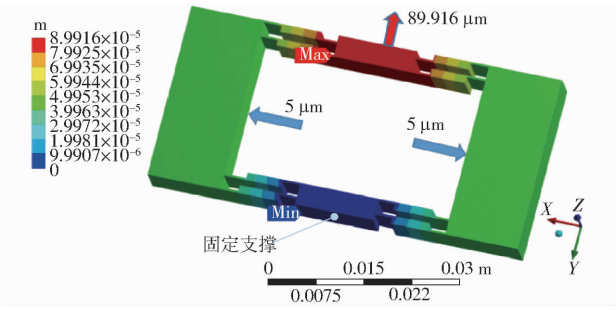


图 8 向两端各施加 5 μm 变形时的变形云图

Fig.8 Deformation nephogram with 5 μm deformation applied to both sides

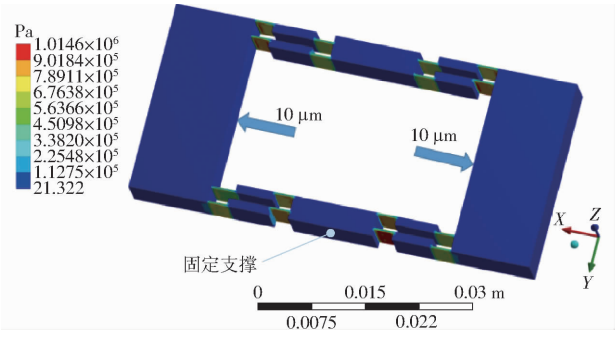


图 9 向两端各施加 10 μm 载荷后的应力云图

Fig.9 Stress nephogram after applying 10 μm load to both sides

表 4 BTDAM 的前 6 阶模态

Tab.4 List of the first six modes of BTDAM

模态	1	2	3	4	5	6
频率/Hz	213.15	238.68	527.31	792.22	1 227.39	1 320.09

4 性能实验

借助于 BTDAM 的位移放大功能,扩大了 PEA 的运动范围,使微操作机构获得了 180 μm 的行程;但同时也恶化了 PEA 的迟滞非线性效应。本文提出一种基于干扰观测器的 PID 控制策略,将外部干扰、迟滞非线性效应等不确定因素均视为未知项,利用干扰观测器实现对未知项的实时观测和在线补偿,从而提高系统动态性能和刚度;并结合 PID 控制消除静态误差,最终达到提高系统综合控制品质的目的。

4.1 控制器设计

利用牛顿定律和 Bouc - Wen 模型构建微操作机构的迟滞动力学模型[23-24],方程为

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = k(du - h) - \tau_d \tag{39}$$

$$\dot{h} = \zeta_1 d\dot{u} - \zeta_2 |\dot{u}| h - \zeta_3 \dot{u} |h| \tag{40}$$

式中 x——位移 $\dot{x}$——速度

$\ddot{x}$——加速度 m——质量

$\dot{u}$——激励电压变化率

u——激励电压

b——阻尼系数　　k——刚度系数

d——电压系数　　h——迟滞项

ζ_1、ζ_2、ζ_3——迟滞项系数　　τ_d——扰动项

对系统的迟滞动力学模型进行适当简化，即

$$\ddot{x} = -\beta\dot{x} + \alpha u - \Delta \tag{41}$$

其中　$\beta = \frac{b}{m} > 0$　$\alpha = \frac{kd}{m} > 0$　$\Delta = \frac{k}{m}x + \frac{kh}{m} + \frac{\tau_d}{m}$

观测器定义为

$$\dot{\hat{\Delta}} = k_1(\hat{v} - \dot{x}) \quad (k_1 > 0) \tag{42}$$

$$\dot{\hat{x}} = -\hat{\Delta} + \alpha u - k_2(\hat{v} - \dot{x}) - \beta\dot{x} \quad (k_2 > 0) \tag{43}$$

式中　$\hat{\Delta}$——Δ 的估计　　$\hat{v}$——对 $\dot{x}$ 的估计

设计 Lyapunov 函数

$$V = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{k_1}\tilde{\Delta}^2 + \tilde{v}^2\right) \tag{44}$$

其中　$\tilde{\Delta} = \Delta - \hat{\Delta}$　　$\tilde{v} = \dot{x} - \hat{v}$

$$\dot{V} = \frac{1}{k_1}\tilde{\Delta}\dot{\tilde{\Delta}} + \tilde{v}\dot{\tilde{v}} = \frac{1}{k_1}\tilde{\Delta}(\dot{\Delta} - \dot{\hat{\Delta}}) + \tilde{v}(\ddot{x} - \dot{\hat{v}}) \tag{45}$$

假设未知项为连续变化的函数，且其一阶导数有界，当 k_1 为较大数值时，有

$$\frac{1}{k_1}\dot{\Delta} \to 0 \tag{46}$$

将式(42) ~ (44)代入式(45)，得

$$\dot{V} = \frac{1}{k_1}\tilde{\Delta}(\dot{\Delta} - \dot{\hat{\Delta}}) +$$

$$\tilde{v}\{\ddot{x} - [-\hat{\Delta} + \alpha u - k_2(\hat{v} - \dot{x}) - \beta\dot{x}]\} =$$

$$\frac{1}{k_1}\tilde{\Delta}\dot{\Delta} - \tilde{\Delta}(\hat{v} - \dot{x}) + \tilde{v}[-\Delta + \hat{\Delta} + k_2(\hat{v} - \dot{x})] =$$

$$-k_2\tilde{v}^2 \leqslant 0 \tag{47}$$

通过借助于观测器实现对未知项 Δ 的实时估计和在线补偿，并将其和 PID 项相结合，构成基于干扰观测器的 PID 控制策略，即

$$u = K_p e + K_i\int e\mathrm{d}t + K_d\frac{\mathrm{d}e}{\mathrm{d}t} + \frac{1}{\alpha}\hat{\Delta} \tag{48}$$

式中　K_p——比例项系数

K_i——积分项系数

K_d——微分项系数

e——位移误差

其中 $K_p e + K_i\int e\mathrm{d}t + K_d\frac{\mathrm{d}e}{\mathrm{d}t}$ 为 u_{PID} 项、$\frac{1}{\alpha}\hat{\Delta}$ 为观测器项。

4.2　位移跟踪实验

基于 xPC 半物理仿真环境构建微操作机构的运动控制实验系统。采用 Pst120/7/20VS12 型 PEA 和 E00.6 型电压放大器。PEA 位移信号由 LK－H020 型激光位移传感器采集，其测量精度为 0.02 μm。

流程框图如图 10 所示，控制算法运行于宿主机上，经过编译后下载到目标机中。目标机输出的数字信号经数模转变，由电压放大器进行放大，然后驱动 PEA 运动。激光位移传感器采集的位移信号，经过模数转变后，再经过低通滤波器，输入到目标机中。半物理仿真实验平台如图 11 所示。

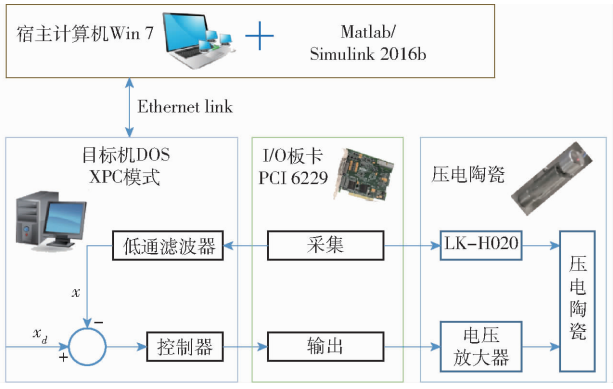


图 10　微操作机构运动控制的流程框图

Fig. 10　Flow chart of motion control of compliant puncture mechanism

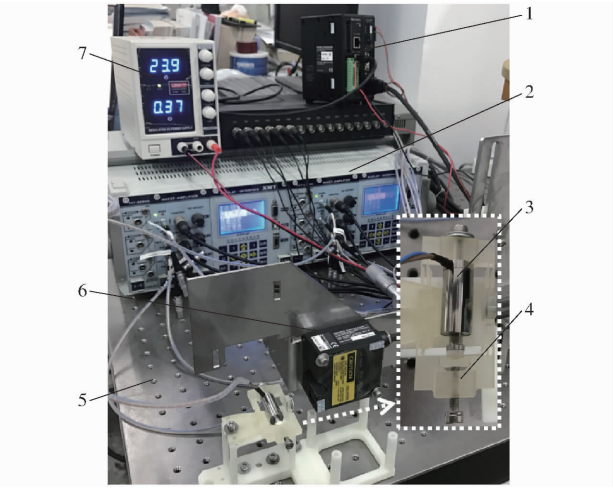


图 11　微操作机构的运动控制实验平台

Fig. 11　Experimental platform for motion control of compliant puncture mechanism

1. 激光位移传感器的控制器　2. PEAs 电压放大器　3. PEAs　4. 柔顺穿刺机构　5. 气浮隔振平台　6. 激光位移传感器探头　7. 直流电源

利用试错法对控制器的参数进行调整，并且综合考量抖振程度、均方根误差(Root mean square error，RMSE)和最大误差(Maximum error，ME)[25]，选择的参数为 $K_p = 5 \times 10^7$、$K_i = 8 \times 10^7$、$K_d = 100$、$k_1 = 5 \times 10^5$、$k_2 = 50$。

为了使仿真结果更具代表性，选择幅值为 100 μm、周期为 2 s 的正弦信号作为期望轨迹，其轨迹曲线如图 12 所示。

由图 13 可看出，所提控制器和 PID 控制器都能

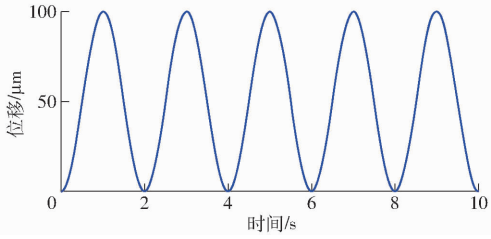


图 12 进行跟踪的期望位移曲线

Fig. 12 Expected displacement curve for tracking

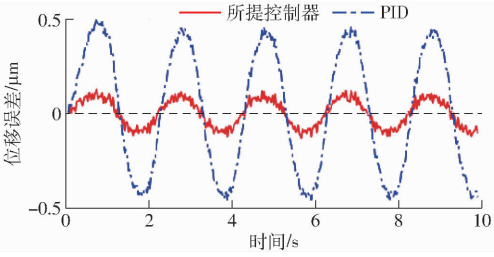


图 13 两个控制器的位移误差曲线

Fig. 13 Displacement error curves of two controllers

实现对正弦信号的轨迹跟踪。两个控制器产生的位移误差曲线随正弦曲线发生同步波动,但所提控制器产生的误差波动远小于 PID 控制器的误差。对位移误差曲线进行量化分析可得,所提控制器的 RMSE 为 0.071 μm、ME 为 0.128 μm;PID 控制器的 RMSE 为 0.322 μm、ME 为 0.506 μm。可见所提控制器具有更优的运动跟踪精度。

如图 14 所示控制律曲线表示控制器中 PID 项、观测器项和总控制律的构成与占比。观测器的主要作用在于实现对未知项的估计,因此,也间接反映了未知项在被控系统中所占的比例。对传统 PID 控制而言,未知项所占比例越高,对运动控制精度的影响将越大。所提控制器利用观测器对未知项进行在线补偿,在总的控制律构成中,观测器项承担了大部分的控制输出,能够大大减轻 PID 项所承受的负担。

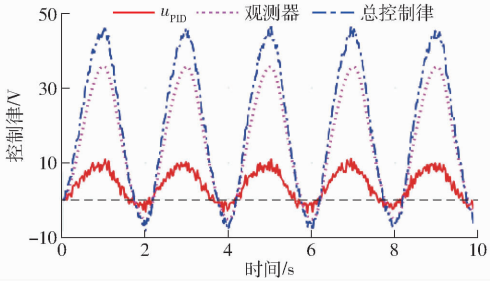


图 14 所提控制器的控制律曲线

Fig. 14 Control law curves of proposed controller

从图 14 还可看出,PID 项、观测器项和总控制律这三者基本呈现同步波动的状态,从另外一个角度验证了观测器设计的正确性,说明了观测器项能够积极补偿 PID 项的输出,起到了正相关作用。

此外,观测器项的输出曲线呈现光滑变化,而 PID 项的输出曲线表现出一定幅度的抖振。因为,在观测器的设计中,通过积分实现未知项的估计,噪声信号经过积分运算后会趋于平滑。而 PID 项中的微分项对噪声比较敏感,噪声会引发 PID 项的输出发生抖振。

面对存在较大比例未知项的被控对象,基于干扰观测器的 PID 控制策略相比于传统的 PID 控制而言,更适合应用于微操作机构的运动控制。

4.3 细胞显微穿刺实验

通过电子显微镜拍摄细胞显微穿刺过程,透过斑马鱼胚胎透明的细胞膜,可以清晰地观察到注射针所处的状态。

斑马鱼胚胎显微穿刺过程见图 15,图 15a 是注射针刚刚接触到细胞膜时,细胞膜未发生变形;图 15b细胞穿刺机构驱动注射针挤压细胞膜,使细胞膜发生弹性变形;图 15c 注射针穿透细胞膜,细胞膜恢复球状。可见,微操作机构能够有效应用于斑马鱼胚胎细胞的显微穿刺之中。

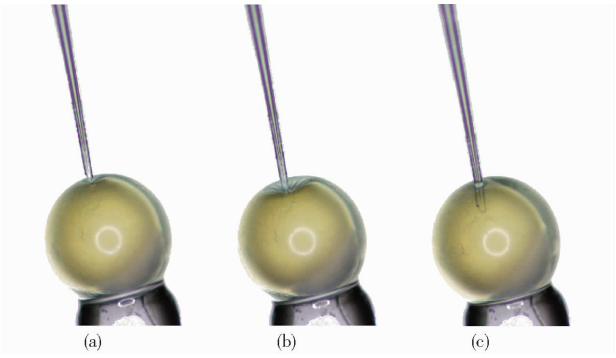


图 15 细胞显微穿刺过程

Fig. 15 Pictures of cell micropuncture

5 结论

(1)基于柔顺机构原理,设计了一种由压电作动器驱动的能实现无间隙传动的微操作机构,在保证运动精度的前提下扩大了 PEA 的行程。

(2)利用伪刚体法和 Euler-Bernoulli 柔性梁理论,并结合 Lagrange 方法获得了微操作机构的动力学方程,进而获得机构的自然频率。

(3)构建了基于差分进化算法的几何优化算法,在相关边界条件的约束下计算得到了位移放大机构的一系列结构尺寸,并和有限元分析方法实现了交叉验证。

(4)基于 xPC 半物理仿真环境构建了微操作机构的运动控制实验系统,利用基于干扰观测器的 PID 控制策略实现了对微操作机构的运动控制实验,微操作机构 RMSE 和 ME 分别为 0.071、0.128 μm。

参 考 文 献

[1] XIE M, YU S, LIN H, et al. Improved sliding mode control with time delay estimation for motion tracking of cell puncture mechanism[J]. IEEE Transactions on Circuits and Systems I: Regular Papers, 2020, 99:1 - 12.

[2] 李杨民,汤晖,徐青松,等.面向生物医学应用的微操作机器人技术发展态势[J].机械工程学报,2011, 47(23):1 - 13.
LI Yangmin, TANG Hui, XU Qingsong, et al. Development status of micromanipulator technology for biomedical applications [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(23):1 - 13. (in Chinese)

[3] XIE Mingyang, SHAKOOR A, SHEN Yajin, et al. Out-of-plane rotation control of biological cells with a robot-tweezers manipulation system for orientation-based cell surgery[J]. IEEE Transactions on Biomedical Engineering, 2019, 66(1): 199 - 207.

[4] CHILDS S, CHEN J N, GARRITY D M, et al. Patterning of angiogenesis in the zebrafish embryo[J]. Development, 2002, 129(4):973 - 982.

[5] 孙海燕,王华,徐志民,等.葡萄皮和葡萄酒抗氧化活性与抑制斑马鱼血管生成研究[J/OL].农业机械学报,2017,48(1):260 - 266.
SUN Haiyan, WANG Hua, XU Zhimin, et al. Antioxidant activity of grape skin and wine and inhibition of zebrafish angiogenesis[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017,48(1):260 - 266. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no = 20170134&flag = 1&journal_id = jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2017.01.034. (in Chinese)

[6] HAMMERSCHMIDT M, PELEGRI F, MULLINS M C, et al. Dino and mercedes, two genes regulating dorsal development in the zebrafish embryo[J]. Development, 1996, 123(6):95.

[7] 余胜东,马金玉,陈大路,等.一类含未知非线性迟滞的智能压电作动器鲁棒有限时间运动控制[J].机械科学与技术, 2018, 37(8): 1183 - 1189.
YU Shengdong, MA Jinyu, CHEN Dalu, et al. Robust finite-time motion cntrol for a class of smart piezoelectric actuators with unknown nonlinear hysteresis[J]. Mechanical Science and Technology, 2018, 37(8): 1183 - 1189. (in Chinese)

[8] 康升征,吴洪涛,杨小龙,等.压电微定位系统自适应鲁棒有限时间跟踪控制[J/OL].农业机械学报,2018,49(8): 403 - 410.
KANG Shengzheng, WU Hongtao, YANG Xiaolong, et al. Adaptive robust finite-time tracking control for piezoelectric micropositioning systems[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(8): 403 - 410. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no = 20180849&flag = 1&journal_id = jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2018.08.049. (in Chinese)

[9] PEDERSEN C B W, BUHL T, SIGMUND O. Topology synthesis of large-displacement compliant mechanisms[J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 2010, 50(12):2683 - 2705.

[10] 占金青,彭怡平,罗震,等.考虑全局应力约束的大变形柔顺机构拓扑构型设计[J/OL].农业机械学报,2021,52(2):408 - 415.
ZHAN Jinqing, PENG Yiping, LUO Zhen, et al. Topological configuration design of compliant mechanisms with large deformation considering global stress constraints[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(2):408 - 415. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no = 20210241&flag = 1&journal_id = jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2021.02.041. (in Chinese)

[11] 沈剑英,张海军,赵云.压电陶瓷驱动器杠杆式柔性铰链机构放大率计算方法[J/OL].农业机械学报, 2013, 44(9): 267 - 271.
SHEN Jianying, ZHANG Haijun, ZHAO Yun. Calculation method of magnification ratio for lever-type flexure hinge mechanism driven by piezoactuator [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(9):267 - 271. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no = 20130946&flag = 1&journal_id = jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.09.046. (in Chinese)

[12] QI K Q, XIANG Y, FANG C, et al. Analysis of the displacement amplification ratio of bridge-type mechanism[J]. Mechanism and Machine Theory, 2015,87:45 - 56.

[13] MIDHA A, HOWELL L L, NORTON T W. Limit positions of compliant mechanisms using the pseudo-rigid-body model concept[J]. Mechanism & Machine Theory, 2000, 35(1):99 - 115.

[14] LAZAROV B S, SCHEVENELS M, SIGMUND O. Robust design of large-displacement compliant mechanisms[J]. Mechanical Sciences, 2011, 2(2):175 - 182.

[15] 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(6): 1370 - 1379.
LI Yao, WU Hongtao, YANG Xiaolong, et al. Optimization design of circular flexure hinge[J]. Optics and Precision Engineering, 2018, 26(6): 1370 - 1379. (in Chinese)

[16] 刘晓飞,唐艳华,刘鑫,等.含约束支链的冗余驱动并联机构动力学性能优化[J/OL].农业机械学报,2021,52(5):378 - 385,403.
LIU Xiaofei, TANG Yanhua, LIU Xin, et al. Dynamic performance optimization of redundant parallel mechanism with constrained branch chains[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021,52(5):378 - 385, 403. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no = 20210542&flag = 1&journal_id = jcsam. DOI:

10.6041/j.issn.1000-1298.2021.05.042 (in Chinese)

[17] GONALVES P J P, BRENNAN M J, PEPLOW A, et al. Calculation of the natural frequencies and mode shapes of a Euler-Bernoulli beam which has any combination of linear boundary conditions[J]. Journal of Vibration and Control, 2019, 25(18): 2473 - 2479.

[18] HOLLERBACH J M. A recursive lagrangian formulation of manipulator dynamics[J]. IEEE Transactions on Systems Man & Cybernetics, 1980, 10(11):730 - 736.

[19] QI X Q, HONG X W, ZHAO J, et al. Numerical analysis for an novel hooke hinge based on ANSYS[J]. Key Engineering Materials, 2016, 693:378 - 384.

[20] 吴伟,邓准,尚建忠,等.精密光机系统多敏感轴装配精度分析与装配工艺优化[J/OL].农业机械学报,2021,52(4):418 - 426.
WU Wei, DENG Zhun, SHANG Jianzhong, et al. Assembly precision analysis and assembly process optimization of multi sensitive axis in precision optical mechanical system[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(4): 418 - 426. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no = 20210446&flag = 1&journal_id = jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2021.04.046. (in Chinese)

[21] ONWUBOLU G, DAVENDRA D. Scheduling flow shops using differential evolution algorithm[J]. European Journal of Operational Research, 2006, 171(2):674 - 692.

[22] 苗新强,金先龙,丁峻宏.基于稀疏存储的有限元结构分析高效缩聚并行计算方法[J/OL].农业机械学报,2015,46(4):338 - 343.
MIAO Xinqiang, JIN Xianlong, DING Junhong. An efficient parallel computing method based on sparse storage for finite element structural analysis [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(4):338 - 343. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no = 20150450&flag = 1&journal_id = jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.04.050. (in Chinese)

[23] YU S, XIE M, MA J, et al. Precise robust motion tracking of a piezoactuated micropuncture mechanism with sliding mode control[J]. Journal of the Franklin Institute, 2021, 358(8):4410 - 4434.

[24] YU Shengdong, WU Hongtao, XIE Mingyang, et al. Precise robust motion control of cell puncture mechanism driven by piezoelectric actuators with fractional-order nonsingular terminal sliding mode control[J]. Bio-Design and Manufacturing, 2020, 3(4):410 - 426.

[25] YU S, XIE M, WU H, et al. Design and control of a piezoactuated microfeed mechanism for cell injection[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2019, 105(12): 4941 - 4952.