

基于动态特性的复合桥式微动平台优化设计*

胡俊峰 徐贵阳 郝亚洲

(江西理工大学机电工程学院, 赣州 341000)

摘要: 为了实现复合桥式微动平台的精确运动,提出一种基于其动态特性的优化模型并对其结构参数进行优化。采用虚功原理推导出平台的运动、刚度和强度特性模型。采用伪刚体法和 Lagrange 方程建立平台的动态特性模型。建立的所有模型是以结构参数为变量的封闭形式,为平台优化设计提供理论模型。由理论模型与有限元分析的结果比较分析可知,两者所得的结果误差范围为 6.0% ~ 9.3%,表明所推导出的特性模型的正确性和精确性。根据固有频率和放大倍数封闭形式的模型,分析其对结构参数的灵敏度,由此选出对平台动态特性影响较大的优化设计变量。提出一种以平台的动态特性固有频率和放大倍数为目标,铰链强度、输入刚度和几何尺寸为约束的优化模型。结果表明优化后的平台能获得更大的固有频率和放大倍数,说明方案能满足其优化设计要求。

关键词: 柔顺机构 复合桥式结构 微动平台 动态特性 优化设计

中图分类号: TH703; TP274 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)01-0306-07

引言

目前,微纳米级微动工作台在精密加工与精密测量、微电子工程、生物工程、纳米科学与技术等领域的作用已越来越重要,应用越来越广泛。柔顺机构是以柔性铰链代替传统机构运动关节,采用柔顺元件的弹性变形传递或转换运动和力的一种新型免装配机构,具有无机械摩擦、无间隙、运动灵敏度高和加工简单等优点,特别适用于精密微动领域的传动机构^[1-11]。

桥式柔顺机构具有拓扑结构简单、应力分布均匀以及固有频率高等特点。因此,它更适合压电陶瓷直接耦合柔性机构的应用,如尺蠖驱动器的箝位机构和中间驱动机构。Lobontiu 利用卡氏第二定理推导了桥式柔性放大机构刚度的闭环解析公式,并研究了相关几何参数对刚度的影响趋势^[3]。Kim 利用同样的方法对空间桥式柔性放大机构的变形进行分析^[4]。上述研究只是对其进行静力学特性分析,但柔顺机构是构成精密驱动定位装置的关键部件,其性能直接决定着机构整体的表现,对其要求越来越高,不仅要具有微纳米级的定位精度,而且要有较大的运动行程,同时,还要具有较大的强度及快速的响应等。然而这些性能相互矛盾,所以寻求综合满足这些性能的优化模型和优化参数设计对微动平台

应用显得尤为重要。

本文以一种复合桥式柔顺微动平台为研究对象,综合考虑放大倍数、输入刚度、强度等静力学特性,同时考虑系统的固有频率动力学特性,分别建立其特性模型,并基于该模型建立基于动力特性的优化模型和进行结构参数优化设计。

1 复合桥式微动平台静态特性

复合桥式微动平台如图 1 所示,它是完全对称桥式结构。图 1 中,驱动端为压电陶瓷驱动器作用端,它为机构的输入。图 2 为平台的伪刚体模型,平台可以利用桥式结构特点放大输入位移^[4]。根据图 2 所示的伪刚体模型,可以计算出机构的自由度为

$$o = 3(n - 1) - 2d = 3 \times (12 - 1) - 2 \times 16 = 1 \quad (1)$$

式中 n ——构件数 d ——关节数

1.1 平台运动特性

平台的运动特性表示输出位移与输入位移之间的关系。如图 1 和图 2 所示,由于结构的完全对称性,各柔性铰链具有相同几何参数,因此可对桥式柔顺机构的 1/4 进行分析,图 3 为复合桥式机构的 1/4 模型。

假设平台只在柔性铰链部分弹性变形,其他部分均为刚体。鉴于正圆形柔性铰链的良好特性,选

收稿日期: 2013-01-09 修回日期: 2013-02-22

* 国家自然科学基金资助项目(51265016)、江西省教育厅科技资助项目(GJJ12358)、江西省科学基金资助项目(20122BAB216029)和江西理工大学科研基金资助项目(jxxj12050)

作者简介: 胡俊峰,讲师,主要从事柔顺机构及振动控制研究,E-mail: hujfsuper@126.com

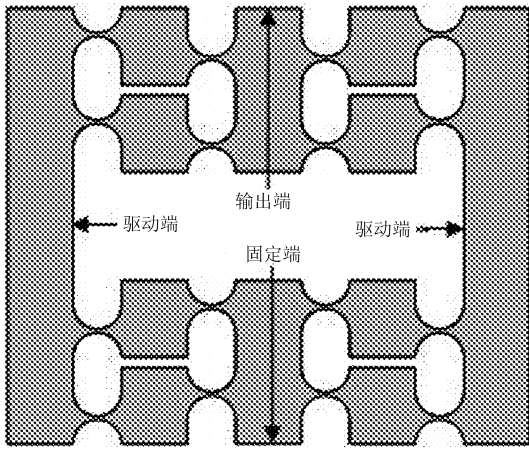


图 1 复合桥式微动平台原理图

Fig. 1 Schematic diagram of compound bridge-type micro-platform

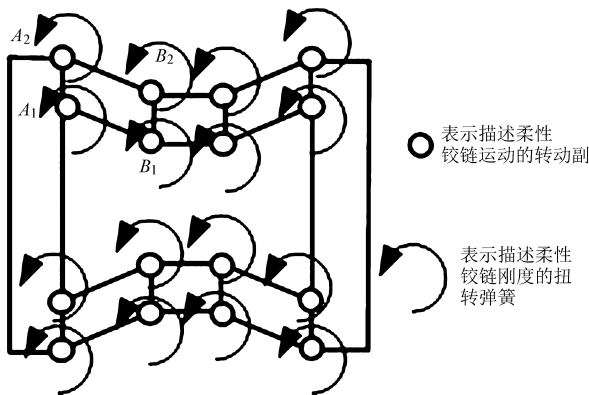


图 2 复合桥式微动平台伪刚体模型

Fig. 2 Pseudo-rigid model of the compound bridge-type micro-platform

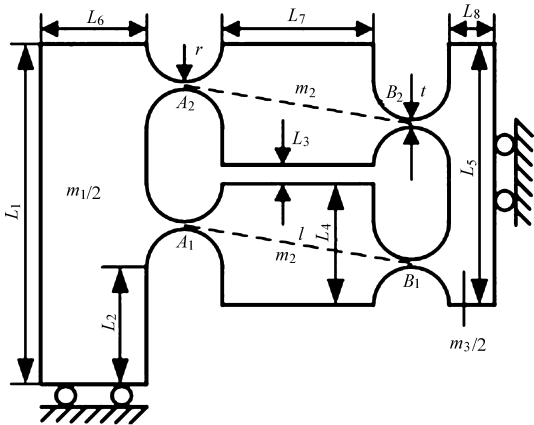


图 3 复合桥式微动平台 1/4 模型

Fig. 3 Quarter model of the compound bridge-type micro-platform

择正圆形柔性铰链作为运动关节,采用卡氏第二定理,可得正圆形柔性铰链封闭形式的柔度公式,具体推导参见文献[12]。实际上,柔性铰链并非理想的铰链,而是一变截面的梁,而且柔性铰链的转轴中心并不是固定的。因此,不能仅考虑纯粹的弯曲变形,还应考虑其沿轴向的变形,柔性铰链沿转动中心

和沿轴向的柔度 C_r 和 C_t 分别表示为

$$C_r = \frac{3}{2Eb} \frac{1}{2\beta + \beta^2} \cdot \left\{ \left[\frac{1 + \beta}{\gamma^2} + \frac{3 + 2\beta + \beta^2}{\gamma(2\beta + \beta^2)} \right] \sqrt{1 - (1 + \beta - \gamma)^2} + \frac{6(1 + \beta)}{(2\beta + \beta^2)^{3/2}} \arctan \left(\sqrt{\frac{2 + \beta}{\beta}} \frac{\gamma - \beta}{\sqrt{1 - (1 + \beta - \gamma)^2}} \right) \right\} \quad (2)$$

$$C_t = \frac{1}{Eb} \left[-2 \arctan \frac{\gamma - \beta}{\sqrt{1 - (1 + \beta - \gamma)^2}} + \frac{2(1 + \beta)}{\sqrt{2\beta + \beta^2}} \arctan \left(\sqrt{\frac{2 + \beta}{\beta}} \frac{\gamma - \beta}{\sqrt{1 - (1 + \beta - \gamma)^2}} \right) \right] \quad (3)$$

其中 $\beta = t/(2r)$ $\gamma = 1 + \beta$

式中 E ——弹性模量 b ——柔性铰链宽度

r ——柔性铰链切口半径

t ——柔性铰链切口厚度

β, γ ——无量纲系数

设 K_r 和 K_t 分别表示柔性铰链的转动和轴向变形刚度,根据刚度与柔度的关系,则柔性铰链的刚度可表示为

$$\begin{cases} K_r = 1/C_r \\ K_t = 1/C_t \end{cases} \quad (4)$$

在分析输出位移与输入位移之间的关系,即桥式机构的放大倍数时,由于在此仅考虑柔性铰链的变形而忽略连杆的变形,所以可根据连杆的力平衡条件得出它们之间的关系。根据机构力的传递关系,可得图 4 所示的连杆 AB 的受力情况。根据力和力矩平衡可得

$$\begin{cases} F_{Ax} = F_{Bx} = F_x \\ F_x L \sin \theta = 2M_r = 2K_r \Delta \theta \\ F_t = F_x / \cos \theta = K_t \Delta L \end{cases} \quad (5)$$

式中 L ——杆长 θ ——变形前的角度

F_{Ax} ——铰链 A 处受的轴向力

F_{Bx} ——铰链 B 处受的轴向力

F_t ——连杆所受的力

M_r ——铰链所受的力矩

$\Delta \theta$ ——铰链绕转轴中心的转角

ΔL ——连杆的变形量

由功能原理可知,外力所作的功完全转化为机构的变形能,根据虚功原理可得

$$F_x \Delta x = F_t \Delta L + 2M_r \Delta \theta \quad (6)$$

联合式(5)和式(6)消除变量 $\Delta \theta$ 和 ΔL 可得机构的输入位移 Δx 为

$$\Delta x = \frac{2K_r + K_t L^2 \cos^2 \theta \sin^2 \theta}{2K_r K_t \cos^2 \theta} F_x \quad (7)$$

由图4可知, y 方向的位移 L_y 与 θ 之间的关系式为

$$L_y = L \sin \theta \quad (8)$$

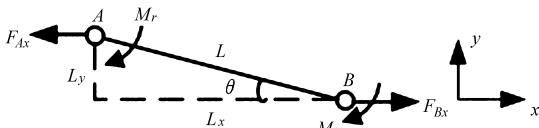


图4 连杆 AB 受力示意图

Fig.4 Schematic diagram of force exerted on the link AB

对式(8)两边求导可得 y 方向的输出位移 Δy 与柔性铰链的角位移 $\Delta \theta$ 的关系为

$$\Delta y = L \cos \theta \Delta \theta \quad (9)$$

将式(5)求得的 $\Delta \theta$ 代入式(9)可得输出位移 Δy 为

$$\Delta y = \frac{L^2 \cos \theta \sin \theta}{2K_r} F_x \quad (10)$$

因此,联合式(7)和式(10)可得机构位移放大倍数 A 为

$$A = \frac{\Delta y}{\Delta x} = \frac{K_l L^2 \cos^3 \theta \sin \theta}{2K_r + K_l L^2 \cos^2 \theta \sin^2 \theta} \quad (11)$$

由图3和图4可知, L 和 θ 分别表示为

$$\begin{cases} L = \sqrt{(L_4 - 2r - t)^2 + (2r + L_7)^2} \\ \theta = \arctan \frac{L_4 - 2r - t}{2r + L_7} \end{cases} \quad (12)$$

联合式(2)、(3)、(4)、(11)和(12)可知,机构的放大倍数是机构结构参数 b 、 r 、 t 、 L_4 和 L_7 的函数,可表示为

$$A = f_A(r, b, t, L_4, L_7) \quad (13)$$

1.2 平台的刚度

刚度问题是设计和评价微动平台动态性能和精度的一项重要指标,建立其刚度模型是机构精度分析和优化设计的基础。柔顺机构与压电驱动器的刚度匹配决定了耦合系统的性能,所以需要得出机构的输入刚度。输入刚度为输入力与输入位移的关系,则由式(7)可得机构的输入刚度为

$$K_{in} = \frac{2F_x}{\Delta x} = \frac{4K_l K_r \cos^2 \theta}{2K_r + K_l L^2 \cos^2 \theta \sin^2 \theta} \quad (14)$$

根据输出刚度的定义及输出位移与输入位移之间的关系可得输出刚度为

$$K_{out} = \frac{2F_x}{\Delta y} = \frac{2F_x}{A \Delta x} = \frac{K_{in}}{A} \quad (15)$$

1.3 平台的强度

机构的强度为其在失效前所能承受应力的特性。柔顺机构最大应力发生在柔性铰链最薄弱处,即最大应力发生在柔性铰链厚度最小的地方,厚度为 t 处的应力 σ_{max} 为弯曲应力和轴向应力之和。根据文献[13],厚度 t 处的最大弯曲应力可表示为

$$\sigma_{max}^b = \frac{E(1+\beta)^{9/20}}{\beta^2 g(\beta)} \theta_{max} \quad (16)$$

$$\text{其中 } g(\beta) = \frac{1}{2\beta + \beta^2} \left[\frac{3 + 4\beta + 2\beta^2}{(1+\beta)(2\beta + \beta^2)} + \frac{6(1+\beta)}{(2\beta + \beta^2)^{3/2} \arctan \sqrt{\frac{2+\beta}{\beta}}} \right]$$

$$\theta_{max} = \frac{\Delta y_{max}}{2L} = \frac{AH_{max}}{2L}$$

式中 θ_{max} ——柔性铰链的最大角位移

H_{max} ——压电陶瓷驱动器最大行程

由拉伸引起的应力可表示为

$$\sigma_{max}^t = \frac{\max\{F_{in}\}}{S_{in}} = \frac{K_{in} H_{max}}{bt} \quad (17)$$

根据应力叠加原理,则由弯曲和拉伸变形引起的最大应力可表示为

$$\sigma_{max} = \sigma_{max}^b + \sigma_{max}^t \quad (18)$$

2 平台动态特性

动态特性在微动平台设计中至关重要,为了提高复合桥式平台的动态响应,应尽可能提高其固有频率。由于平台为单自由度系统,只有1个独立坐标,设平台输入位移 q 为其独立坐标,由于机构为复合桥式结构,则 $q = 2\Delta x$,输出位移 d 可以根据式(11)求出,根据图2所示的机构伪刚体模型,则系统的动能可表示为

$$\begin{aligned} T = & \frac{1}{2} m_3 \dot{d}^2 + 2 \times \frac{1}{2} m_1 \left[\left(\frac{\dot{q}}{2} \right)^2 + \left(\frac{\dot{d}}{2} \right)^2 \right] + \\ & 8 \times \frac{1}{2} \times \frac{1}{12} m_2 L^2 \theta^2 + 4 \times \frac{1}{2} m_2 \left[\left(\frac{\dot{q}}{4} \right)^2 + \left(\frac{\dot{d}}{4} \right)^2 \right] + \\ & 4 \times \frac{1}{2} m_2 \left[\left(\frac{\dot{q}}{4} \right)^2 + \left(\frac{3\dot{d}}{4} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (19)$$

其中, m_1 、 m_2 、 m_3 为连杆的质量,它们可表示为

$$\begin{cases} m_1 = 2L_2 L_6 b \rho \\ m_2 = L_4 L_7 b \rho \\ m_3 = 2L_5 L_8 b \rho \end{cases} \quad (20)$$

系统的势能 U 为所有柔性铰链的应变能,可表示为

$$U = 16 \times \frac{1}{2} K_r \theta^2 \quad (21)$$

由于机构输出位移可以根据式(13)所表示的放大倍数得出,即

$$\begin{cases} d = Aq \\ \theta = d/(2L) \end{cases} \quad (22)$$

所以,系统的动能和势能可以写成以 q 为独立变量的函数 $T(q)$ 和 $U(q)$,将它们代入 Lagrange 方程

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}} - \frac{\partial T}{\partial q} + \frac{\partial U}{\partial q} = F_{in} \quad (23)$$

可得系统的动力学方程

$$\mathbf{M} \ddot{q} + \mathbf{K}q = 0 \quad (24)$$

式中, \mathbf{M} 和 \mathbf{K} 分别为系统等效质量矩阵和刚度矩阵, 它们分别为

$$\begin{cases} \mathbf{M} = \frac{1}{4}m_1(1+A^2) + \frac{1}{4}m_2\left(1 + \frac{31}{3}A^2\right) + \frac{1}{2}m_3A^2 \\ \mathbf{K} = \frac{2A^2K_r}{L^2} \end{cases} \quad (25)$$

由于机构为单自由度系统, 系统固有频率为

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\mathbf{K}}{\mathbf{M}}} \quad (26)$$

将式(25)代入式(26)可得

$$f = \frac{A}{\pi L} \sqrt{\frac{2K_r}{m_1(1+A^2) + m_2\left(1 + \frac{31}{3}A^2\right) + 2m_3A^2}} \quad (27)$$

联合式(2)、(3)、(4)、(12)、(20)和(27)可知, 机构的固有频率为结构参数 b 、 r 、 t 、 L_2 、 L_4 、 L_5 、 L_6 、 L_7 和 L_8 的函数, 可表示为

$$f = f_f(r, b, t, L_2, L_4, L_5, L_6, L_7, L_8) \quad (28)$$

表 1 平台结构参数

Tab. 1 Structural parameters of the platform

参数	r	t	b	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6	L_7	L_8	H_{max}
数值	2.25	0.5	6	20	7.2	1	7	15	6	6	6	0.1

下面采用 ANSYS 分析平台各性能参数。根据式(11)对放大倍数的定义, 应用软件 ANSYS 获得放大倍数的过程为: ①在载荷端施加单位位移载荷, 即 $\Delta x = 1 \mu\text{m}$ 。②测量输出端的位移, 则可以得到平台的放大倍数。同理, 在驱动端施加单位力载荷, 分别测量输入端和输出端的位移, 则可得平台的输入刚度和输出刚度值, 其结果如表 2 所示。当驱动器施加最大行程输入位移时, 分析柔性铰链的应力, 应力分布如图 6a 和 6b 所示, 从该图可以看出, 在铰链厚度最小处应力最大, 其值如表 2 所示。采用 ANSYS 对平台进行模态分析, 可得其第 1 阶固有频率。根据理论模型, 可得出理论模型与有限元模型的分析结果如表 2 所示。由表的分析结果表明: 由理论模型所得出的各性能值与有限元分析的结果差值在 6.0% ~ 9.3% 范围内, 表明理论模型结果与有限元结果一致, 证明了推导出的理论模型的正确性和精确性。误差产生的原因主要为: ①有限元模型考虑了剪切和扭转, 理论模型没有考虑。②有限元

3 理论模型验证

为了验证上述理论模型的有效性, 采用有限元软件 ANSYS 对平台进行有限元仿真分析, 并将有限元与理论模型分析结果进行比较。为了提高计算精度, 平台的有限元模型采用 Solid 95 单元, 材料为铝合金, 材料弹性模量为 71 GPa, 泊松比为 0.33, 密度为 2 770 kg/m³。为了获得精确的结果, 同时考虑柔性铰链的尺寸较小, 铰链处网格密度设为 0.1 mm, 其他地方网格密度设为 0.5 mm, 平台有限元网格如图 5 所示。为了与理论模型的结果进行比较分析, 约束作用于图 1 所示的固定端, 输入力作用于图 1 所示的驱动端。图 3 所示的平台结构参数和柔性铰链尺寸参数如表 1 所示。

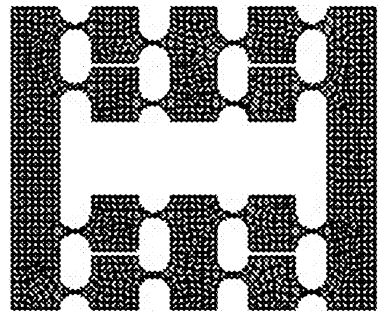


图 5 平台有限元模型

Fig. 5 Finite element model of the platform

表 2 有限元与理论结果的比较分析

Tab. 2 Comparative analysis of results of finite element and theoretical results

参数	放大倍数	输入刚度 /N· μm	输出刚度 /N· μm	铰链应力 /MPa	固有频率 /Hz
有限元结果	5.48	3.95	0.64	509	198
理论结果	5.15	3.58	0.69	478	213
相对误差/%	6.0	9.3	7.8	6.1	7.5

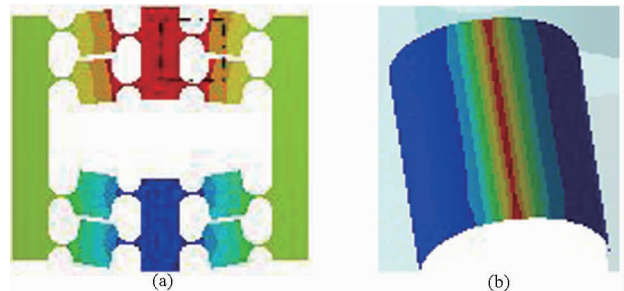


图 6 平台应力分布

Fig. 6 Stress distribution of the stage

(a) 平台应力 (b) 虚线框表示的铰链应力

模型将平台视为柔性体,为了简化系统力学模型,理论模型仅考虑了柔性铰链的变形,而其他杆件为刚体。理论模型仅考虑了平台的局部变形,增大了机构的实际刚度,因此会造成理论结果比有限元分析的结果偏大。

4 灵敏度分析

特性灵敏度是特性参数对结构设计变量的改变率,通过灵敏度分析计算可求出特性对结构参数变化的敏感程度,进而选择对特性影响较大的结构参数作为设计变量。固有频率是评价微动平台动态性能的一个重要指标。由式(28)可知,固有频率为平台结构参数的函数,它为封闭形式的表达式,分别对各个结构参数求偏导,可得其对各参数的灵敏度

$$S_{\alpha} = \frac{\partial f}{\partial \alpha} \quad (29)$$

其中, α 表示某一结构参数。由于式(29)表达式较复杂,采用符号计算软件 MAPLE 推导出灵敏度的表达式,限于篇幅,略去具体推导。

下面分析固有频率对结构参数的灵敏度。设结构参数范围分别为 $t \in [0, 2]$ mm、 $r \in [0, 15]$ mm、 $b \in [0, 15]$ mm、 $L_1 \in [5, 50]$ mm、 $L_4 \in [1, 40]$ mm、 $L_5 \in [1, 30]$ mm、 $L_6 \in [1, 30]$ mm、 $L_7 \in [0, 30]$ mm、 $L_8 \in [0, 30]$ mm。图7分别为平台固有频率对结构参数 t 、 b 、 r 、 L_1 、 L_4 、 L_5 、 L_6 、 L_7 、 L_8 的灵敏度。从该图可以看出,参数 t 、 r 、 L_1 、 L_4 、 L_6 和 L_7 对固有频率影响较大,但 b 、 L_5 和 L_8 灵敏度较小,也就是说,它们对固有频率影响较小。所以,选择对固有频率影响较大的结构参数作为设计变量。

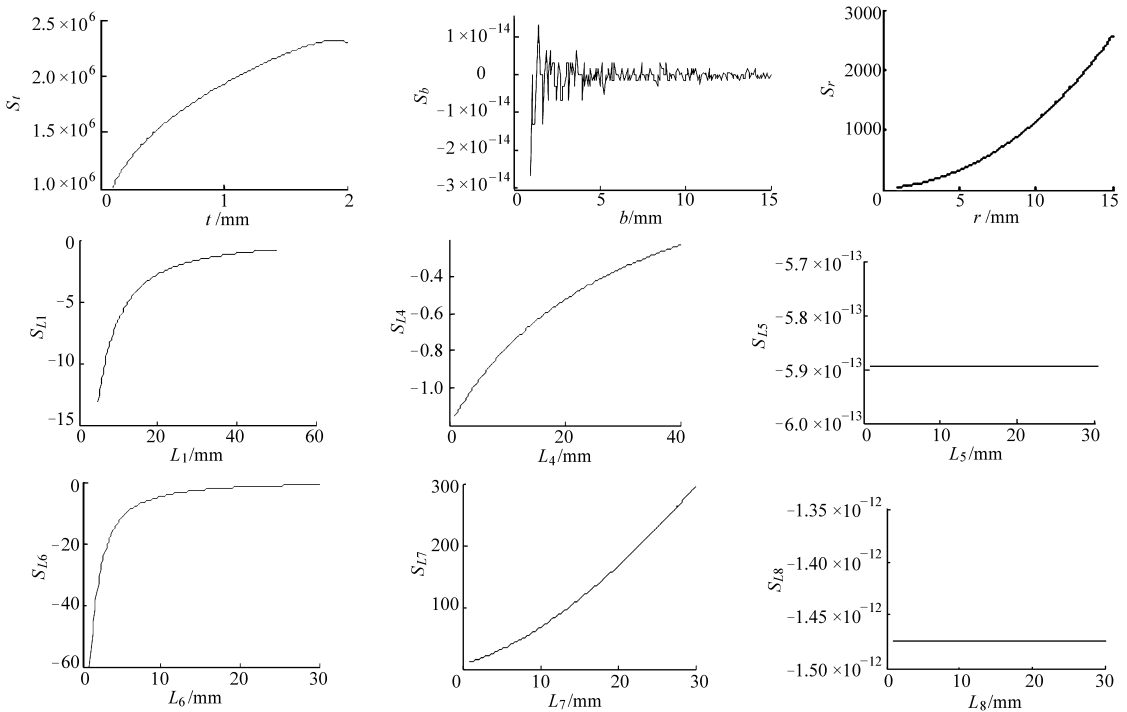


图7 固有频率对结构参数的灵敏度

Fig. 7 Sensitivity of natural frequency to structural parameters

由于平台的放大倍数与固有频率这两个性能相互矛盾,为了选择更加合适的设计变量,下面分析放大倍数对结构参数的灵敏度,根据式(13)可得其灵敏度,其推导过程同上。图8分别为平台放大倍数对结构参数 t 、 b 、 r 、 L_4 、 L_7 的灵敏度。从该图可以看出,参数 t 、 r 对放大倍数影响较大,但 b 、 L_4 和 L_7 对放大倍数影响较小。综合比较图7和图8可知,柔性铰链参数 t 和 r 对放大倍数与固有频率影响都较大,但参数 b 对其都较小,且放大倍数的影响因素主要为铰链参数,而固有频率的影响因素还包括连杆参数。

5 平台的优化

合理的结构是微动平台能够稳定工作的根本保证,外界振动、噪声干扰以及载荷变化等都会较为严重地影响平台精度,设计时必须保证平台具有较高的固有频率,同时,平台要求尽可能大的放大倍数,并满足平台工作的强度与机构及压电驱动器的刚度匹配,也就是说,平台既要有一定的刚度又要有一定的柔度,要解决这一矛盾问题,必须对平台结构进行优化设计。所以平台的优化问题可描述为

$$\begin{cases} f_{\text{obj}} = \min(1/(Af)) \\ \text{s. t. } g_i < 0 \quad (i = 1, 2, \dots) \end{cases} \quad (30)$$

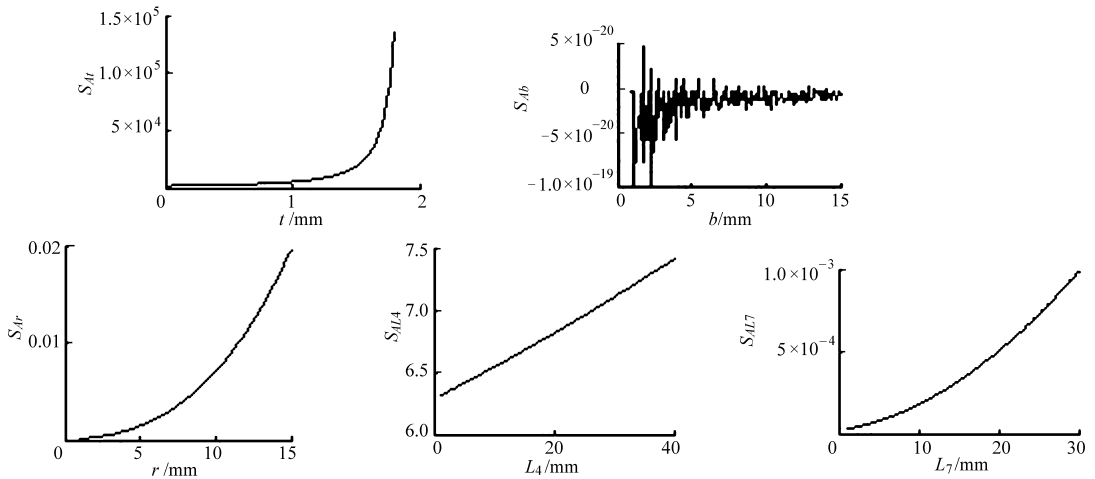


图 8 放大倍数对结构参数的灵敏度

Fig. 8 Sensitivity of amplification ratio to structural parameters

式中, f_{obj} 为目标函数, 其目标是希望平台具有高的固有频率和放大倍数, g_i 为约束函数。

根据灵敏度分析的结果, 选择与平台动态特性相关的结构参数为设计变量。平台优化的约束主要考虑柔性铰链强度约束、输入刚度约束和几何尺寸约束。它们可表示为

$$\begin{cases} g_1 = \sigma_{\max} - \frac{\sigma_y}{S_t} < 0 \\ g_2 = K_{in} - K_{PZT} < 0 \\ d_{iub} \leq d_i \leq d_{iub} \quad (i = 1, \dots, 10) \end{cases} \quad (31)$$

式中 S_t ——安全系数 σ_y ——材料的屈服强度
 K_{PZT} ——压电驱动器的刚度
 d_{iub} ——设计变量的下界 d_i ——设计变量
 d_{iub} ——设计变量的上界

设计变量范围如下: $t \in [0.1, 5]$ mm, $r \in [1, 20]$ mm, $L_1 \in [1, 100]$ mm, $L_4 \in [1, 100]$ mm, $L_6 \in [1, 100]$ mm, $L_7 \in [1, 20]$ mm, $K_{PZT} = 10$ N/ μ m, $S_t = 1.2$, $\sigma_y = 620.4$ MPa, 其他结构参数如表 1 所示。

微动平台的优化问题属于非线性约束优化问题, 采用序列二次规划法求解上述非线性优化问题, 得到目标值在优化迭代中的变化如图 9 所示。从

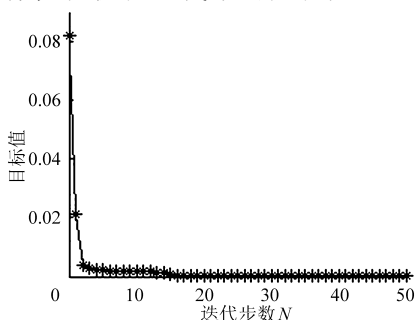


图 9 优化目标值在优化迭代过程中的变化

Fig. 9 Changes of the optimal values in the process of optimization iteration

图 9 可以得知, 在迭代过程中, 其值逐渐变小, 满足设计要求。最后迭代结果为: $t = 0.8$ mm、 $r = 3.6$ mm、 $L_1 = 32.3$ mm、 $L_4 = 5.7$ mm、 $L_6 = 12.4$ mm、 $L_7 = 9.5$ mm。表 3 表示优化前与优化后所得出的性能参数, 结果分析表明, 优化后的固有频率和放大倍数比优化前都更大, 表明了通过优化平台具有更好的性能。

表 3 优化前与后性能参数比较结果

Tab. 3 Comparative results of performance parameters between before and after optimization

性能参数	优化前	优化后
固有频率/Hz	213	346.4
放大倍数	5.15	11.64

6 结论

针对复合桥式位移放大平台, 提出一种基于其动态特性的优化模型, 并基于该模型对其尺寸参数进行优化。

(1) 所建立的运动、刚度和动力学特性模型是平台结构参数为变量的封闭形式, 为平台优化设计提供理论模型。通过有限元法与理论模型进行比较分析表明, 两者所得的模型误差范围在 10%, 说明了该模型的正确性和精确性。

(2) 分析了固有频率对结构参数的灵敏度。结果表明, 参数 t 、 r 、 L_1 、 L_4 、 L_6 和 L_7 对固有频率影响较大, 但 b 、 L_5 和 L_8 对其影响较小。选择对灵敏度较大的结构参数作为优化设计变量。

(3) 提出一种以平台的动态特性固有频率为目标, 铰链强度、输入刚度和几何尺寸为约束的优化模型。结果表明优化后的结构参数能获得更大的固有频率, 表明了优化方案的有效性。

参 考 文 献

- 1 Yue Yi, Gao Feng, Zhao Xianchao, et al. Relationship among input-force, payload, stiffness and displacement of a 3-DOF perpendicular parallel micro-manipulator [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2010, 45(5): 756 ~ 771.
- 2 Dong Wei, Sun Lining, Du Zhijiang. Stiffness research on a high-precision, large-workspace parallel mechanism with compliant joints [J]. *Precision Engineering*, 2008, 32(3): 222 ~ 231.
- 3 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(32): 2 797 ~ 2 810.
- 4 Kim J H, Kim S H, Kwak Y K. Development and optimization of 3-D bridge-type hinge mechanisms [J]. *Sensors and Actuators, A: Physical*, 2004, 116(3): 530 ~ 538.
- 5 Teo Tat Joo, Chen I-Ming, Yang Guilin, et al. A generic approximation model for analyzing large nonlinear deflection of beam-based flexure joints [J]. *Precision Engineering*, 2010, 34(3): 607 ~ 618.
- 6 Hopkins J B, Culpepper M L. A screw theory basis for quantitative and graphical design tools that define layout of actuators to minimize parasitic errors in parallel flexure systems [J]. *Precision Engineering*, 2010, 34(4): 767 ~ 776.
- 7 Tian Y, Shirinzadeh B, Zhang D, et al. Design and forward kinematics of the compliant micro-manipulator with lever mechanisms [J]. *Precision Engineering*, 2009, 33(4): 466 ~ 476.
- 8 Tian Y, Shirinzadeh B, Zhang D, et al. Design and optimization of an XYZ parallel micromanipulator with flexure hinges [J]. *Journal of Intelligent & Robot Systems*, 2009, 55(4 ~ 5): 377 ~ 402.
- 9 Dong W, Sun L N, Du Z J. Design of a precision compliant parallel positioned driven by dual piezoelectric actuators [J]. *Sensors and Actuators A*, 2007, 135(1): 250 ~ 256.
- 10 Yao Q, Dong J, Ferreira P M. Design, analysis, fabrication and testing of a parallel-kinematic micropositioning XY stage [J]. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 2007, 47(6): 946 ~ 961.
- 11 Choi Kee-Bong, Lee Jae Jong, Hata Seiichi. A piezo-driven compliant stage with double mechanical amplification mechanisms arranged in parallel [J]. *Sensors and Actuators A*, 2010, 161(1 ~ 2): 173 ~ 181.
- 12 Tseytlin Y M. Notch flexure hinges: an effective theory [J]. *Review of Scientific Instruments*, 2002, 73(9): 3 363 ~ 3 368.
- 13 Smith S T. *Flexures: elements of elastic mechanisms* [M]. New York: Gordon and Breach, 2000.
- 14 余跃庆,徐齐平. 柔顺机构 PR 伪刚体动力学建模与特性分析 [J]. *农业机械学报*, 2013, 44(3): 225 ~ 229.
Yu Yueqing, Xu Qiping. Dynamic modeling and characteristic analysis of compliant mechanisms based on PR pseudo-rigid-body model [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2013, 44(3): 225 ~ 229. (in Chinese)
- 15 邱丽芳,翁海珊,柳林,等. 全柔性四杆机构伪刚体模型分析计算方法的改进 [J]. *农业机械学报*, 2008, 39(5): 142 ~ 145.
Qiu Lifang, Weng Haishan, Liu Lin, et al. Improving on method of pseudo-rigid-body model of lumped complete compliant mechanism [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2008, 39(5): 142 ~ 145. (in Chinese)

Optimization Design of a Compound Bridge-type Micro-platform Based on Dynamic Characteristics

Hu Junfeng Xu Guiyang Hao Yazhou

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Jiangxi University of Science and Technology, Ganzhou 341000, China)

Abstract: In order to achieve the precise motion of a compound bridge-type micro-platform, an optimization model based on its dynamic characteristics was presented and the optimization design of structure parameters was carried out. The kinematic, stiffness and strength characteristics of the platform were derived by using the virtual work principle. The pseudo-rigid-body method and Lagrange equation were applied to establish the dynamic model. All proposed model is based on the structural parameters as the independent variables in the closed form, and it can provide the theoretical model for the optimization design. By comparing the theoretical model and FEA, the results show that the errors are within 6.0% ~ 9.3%, which illustrates the proposed feature models are correct and precise. According to the closed-form natural frequency and amplification ratio, the sensitivity of this model with respect to structural parameters was analyzed, and then the design variables were chosen, which have greater impact on the dynamic properties of the platform. At last, the optimal model was proposed as the maximum natural frequency and amplification factor for the objective and the hinge strength, input stiffness, and geometric dimensions for constraints. The results show that higher natural frequency and more amplification factor are obtained from the optimum platform. So the proposed optimum platform can meet the design requirement.

Key words: Compliant mechanism Compound bridge-type structure Micro-platform Dynamic characteristics Optimization design