

基于惯性能时空最优分布的高加速轻载机构精密定位方法

陈新,白有盾,杨志军*,高健,陈贡发

摘要: 高速运动精密定位是微电子封装设备中高加速轻载执行机构的基本运动需求。本文推导了高加速机构瞬态非线性动力学响应方程,揭示了刚度、频率、阻尼(与材料空间布局相关)和驱动频率(与运动规划相关)是主要影响因素。据此,在满足高加速机构精密定位的条件下,笔者提出了一种基于最优非线性动力学响应的结构优化和速度规划新方法。在结构优化中,首先分析了目前流行的基于等效静态载荷的柔性多体动力学优化方法未充分考虑惯性载荷的不足,然后提出了基于等效模态的柔性多体动力学最优动态响应优化新方法;在速度规划上,针对传统的几何光滑方法不能反映系统动态特性的缺陷,提出了基于变边界条件非线性动力学响应优化的速度规划新方法。将所提方法应用到高速固晶焊头的优化设计中,通过结构优化,降低振幅超过20%,再经非对称变加速规划,缩短定位时间超过40%。本文提出的方法为微电子封装类装备等高加速轻载机构精密定位的实现提供了有效的理论支撑和解决途径。

关键词: 高加速轻载机构,精密定位,时空分布,惯性能,等效静态载荷方法,速度规划

1 引言

随着电子制造工艺的进步和市场的快速发展,电子封装类装备执行机构高加速高精度的需求越来越突出。例如,电子封装设备的执行机构往复运动达到20 000~24 000次·h⁻¹,加速度最高达12g~15g,定位精度为2~5 μm。

机构频繁的高加速运动将产生较大的惯性力,导致弹性部件的变形,引起强烈的振动而无法实现急停精密定位,导致机构磨损乃至失效[1]。因此,必须寻找新方法对高加速轻载机构进行动态优化设计。

当机构运动进入“高速”区域时,运动部件实际上变为“柔性体”,因此,整个机构成为一个柔性多体动力学系统,此时刚体运动伴随着弹性变形的发生。因此,由于机构部件之间间隙的存在及部件的刚体运动与其弹性变形耦合等问题,动力学模型将以变系数、非光滑、多非线性项甚至强非线性项组合的高维微分方程组形式出现,给建模分析和优化带来困难[2]。近二十年来虽然柔性多体系统动力学和运动学方面的研究取得巨大的进展[3],但高速机构的柔性多系统动力学的优化问题仍未解决。

由Park等提出的等效静态载荷方法(ESLM)[4-10]是目前最有效的柔性机构动力学优化方法,已经在著名的商业软件HyperWorks中实现,并成功用于汽车碰撞动力学和波音飞机机翼结构[9]的动态设计。由于该方法的思想是将含有时间参数的非线性动力学响应方程在空间上离散成一系列载荷等效的静态响应方程,将动力学优化问题转化为静力学优化问题[4-10]。当前,拓扑优化方法仅考虑某些固有频率,相关的振型可能不会反映真实的变形。另一个重要因素是运动规划。在运动规划方面,目前也停留在几何光滑方面,忽略了曲线参数对动力学响应的影响。S形运动曲线与简单的梯形曲线相比,其加速度变化过程平缓,可以在一定程度上减少残余振动[11, 12]。数字滤

The Key Laboratory of Mechanical Equipment Manufacturing & Control Technology of Ministry of Education, Guangdong University of Technology, Guangzhou 510006, China

* Correspondence author. E-mail: yangzj@gdut.edu.cn

Received 4 January 2015; received in revised form 16 June 2015; accepted 30 June 2015

© The Author(s) 2015. Published by Engineering Sciences Press. This is an open access article under the CC BY license (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>)

英文原文: Engineering 2015, 1(3): 391-398

引用本文: Xin Chen, Youdun Bai, Zhijun Yang, Jian Gao, Gongfa Chen. A Precision-Positioning Method for High-Acceleration Low-Load Mechanism Based on Optimal Spatial and Temporal Distribution of Inertial Energy. *Engineering*, DOI 10.15302/J-ENG-2015063

波输入整形不仅带来滞后，也难以应用到变刚度、变频率的空间机构中 [13]，因此需要从动力学响应角度研究运动速度规划问题。已有学者通过动力学优化方法将运动平台等效为单自由度的系统，通过动力学优化获得减小残余振动的 S 形运动曲线的参数，取得了良好的效果 [14]。然而，高加速轻载机构属于空间机构，频繁启停引起宽频振动，其运动速度规划问题更为复杂。

本文讨论了高加速轻载机构的非线性动力学响应问题，推导得出了高速机构的瞬态非线性动力学响应方程，揭示了刚度、频率和阻尼以及驱动频率是主要影响因素。因此，笔者基于惯性能的时空最优分布提出了一种新的结构优化和运动规划方法用以实现高速机构精密定位。在结构优化中，笔者回顾了基于等效静态载荷方法的柔性多体动力学优化方法，并为适应高加速轻载机构的特点，通过瑞利-里兹法进行了修改，这已在笔者以前的工作中得到论述 [15, 16]。在运动规划方面，提出了一种基于变运动边界条件的非线性动态优化方法。最后，本文给出了一个高速焊头机构的设计案例，通过结构优化减少超过 20% 的残余振幅，并通过运动规划减少超过 40% 的定位时间。数值算例表明，所提出的方法对高加速轻载机构的结构优化和运动规划非常有效。

2 技术背景

机构高速运动时，必须考虑结构振动的问题。对于大变形问题，绝对节点坐标方法 (ANCF) 更加有效 [16]。当用绝对节点坐标方法表示高度柔性体的运动时，用矢量 y 表示绝对坐标，并用适当的形状函数来表征物体的材质。动力学方程为

$$M(t)\ddot{y} + C(t)\dot{y} + K(t)y = q(t) \quad (1)$$

式 (1) 中， $M(t)$ 、 $C(t)$ 和 $K(t)$ 分别为 t 时刻的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵。柔性体的运动方程拥有与结构振动一样的格式。

位移 y 中包含刚体位移 y_R 和弹性变形 y_E 。参考结构振动响应方程的模态叠加求解方法，将 u_R 和 u_E 分别作为刚体位移和弹性体位移，则柔性多体系统的总位移为

$$u(t) = u_R(t) + u_E(t) = \Phi_R \eta_R(t) + \Phi_E \eta_E(t) \quad (2)$$

式 (2) 中， Φ_R 和 Φ_E 分别为刚体和弹性体振型； η_R 和 η_E 为模态坐标。整个系统的模态由 Φ_R 和 Φ_E 组成：

$$\Phi = [\Phi_R \quad \Phi_E] \quad (3)$$

对于刚体，有

$$M_R \ddot{\eta}_R = \Phi_R^T q(t) \quad (4)$$

对于弹性体，则满足下面的方程：

$$M_E \ddot{\eta}_E + C_E \dot{\eta}_E + K_E \eta_E = \Phi_E^T q(t) \quad (5)$$

式 (4) 和 (5) 中， $M_R = \Phi_R^T M \Phi_R$ 代表刚体的模态质量矩阵； $M_E = \Phi_E^T M \Phi_E$ ， $C_E = \Phi_E^T C \Phi_E$ ， $K_E = \Phi_E^T K \Phi_E = M_E A_E$ 分别是弹性体的模态质量、模态阻尼和模态刚度； $\Phi_R^T q(t)$ 是模态载荷。令 $C_E = \Phi_E^T C \Phi_E = M_E \Gamma_E$ ，那么阻尼弹性模态的特征值为

$$\Gamma_E = \begin{bmatrix} 2\xi_{E1}\omega_{E1} & & & \\ & 2\xi_{E2}\omega_{E2} & & \\ & & \ddots & \\ & & & 2\xi_{En}\omega_{En} \end{bmatrix} \quad (6)$$

对于每一个自由度，有

$$\ddot{\eta}_{Ei} + 2\xi_{Ei}\omega_{Ei}\dot{\eta}_{Ei} + \omega_{Ei}^2\eta_{Ei} = \frac{1}{m_{Ei}}q_{Ei}(t) \quad (7)$$

式 (7) 中， $\xi_{Ei} = \frac{c_{Ei}}{2m_{Ei}\omega_{Ei}}$ 等同于单自由度系统中的动态响应。

假设输入为简谐运动：

$$q_E(t) = F_E \cos(\Omega t) \quad (8)$$

使用模态叠加法，若模态阶数为 n ，则模态速度方程为

$$\dot{\eta}_{Ei}(t) = \sum_{i=1}^n -\Omega \frac{F_{Ei}/K_{Ei}}{\sqrt{(1-\bar{\omega}_{Ei}^2)^2 + (2\xi_{Ei}\omega_{Ei})^2}} \sin(\Omega t + \phi_{Hi}) \quad (9)$$

其中

$$\tan(\phi_{Hi}) = \frac{2\xi_{Ei}\bar{\omega}_{Ei}}{1-\bar{\omega}_{Ei}^2}, \quad \bar{\omega}_{Ei} = \frac{\Omega}{\omega_{Ei}} \quad (10)$$

通常，如果将高速运动的曲线通过快速傅里叶变换转换到频域 (图 1)，会发现输入载荷可以视为一系列简谐激励：

$$q_E(t) = \sum_{j=1}^m F_{Ej} \cos(\Omega_j t) \quad (11)$$

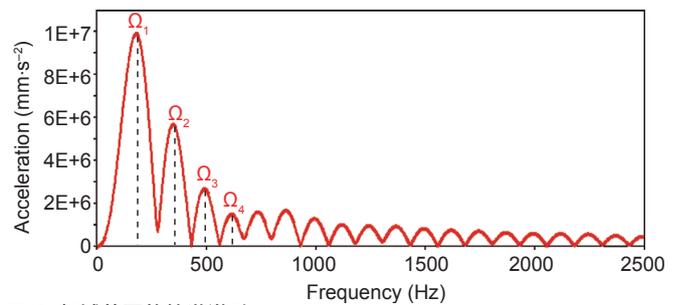


图 1. 频域范围的简谐激励。

因此，相应的模态速度方程为

$$\dot{\eta}_{Ei}(t) = \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n -\Omega_j \frac{F_{Ej}/K_{Ei}}{\sqrt{(1-\bar{\omega}_{Ei}^2)^2 + (2\xi_{Ei}\omega_{Ei})^2}} \sin(\Omega_j t + \phi_{Hi}) \quad (12)$$

从式 (12) 可知，高速机构的振动响应受刚度、阻尼、

弹性体频率和激振频率的影响。前者与结构设计有关，后者与运动规划有关。因此，通过惯性能时空最优分布降低执行器末端和运动末端的惯性能聚积或许是降低振动的有效方法。然而，由于柔性多体动力学方程刚度、惯性非线性时变，振动响应很难求取，必须通过非线性有限元等柔性多体动力学分析优化才能实现最优结构设计和运动规划。

3 使用 ESLM 方法进行结构优化设计

在位置 y_R ，动态载荷作用下的等效结构响应方程可以写成

$$M(y_R)\ddot{y}_E + K(y_R)y_E = q(y_R, t) \quad (13)$$

式 (13) 中， y_R 和 y_E 分别为刚体位移和弹性变形，在这里忽略阻尼效应。

通过 ESLM [10]，我们可以使用非线性有限元分析得到等效静态载荷。整理式 (13) 得到

$$K(y_R)y_E = q(y_E, t) - M(y_R)\ddot{y}_E \quad (14)$$

或者

$$K(y_R)y_E = f_{eq} \quad (15)$$

$$f_{eq} = q(y_R, t) - M(y_R)\ddot{y}_E \quad (16)$$

其中，式 (16) 是 t 时刻的等效静态载荷 [10]。

等效静态载荷的数目就是瞬态分析时间节点数 (图 2)。在优化过程中这些系列等效载荷可以看成多载荷工况。因此，等效静态载荷是对时间相关的位移和应力等动态特性的重构。

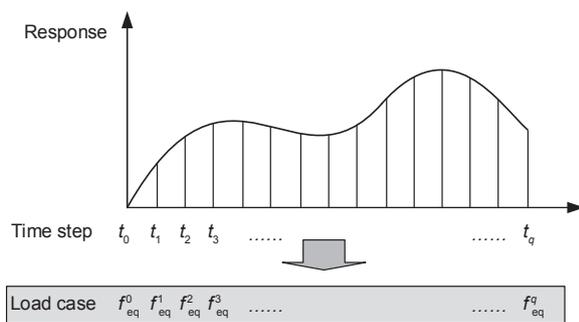


图 2. 等效静态载荷是时间节点的数目。

事实上，ESLM 是非线性动力学响应分析和线性优化的接口 (图 3)。在分析域，通过非线性动力学响应分析获得等效静态载荷。在设计域，对等效静态载荷系列线性响应方程进行多载荷工况优化。非线性分析和线性优化循环迭代进行。

在高加速轻载机构中，主要的载荷是由高速和高加

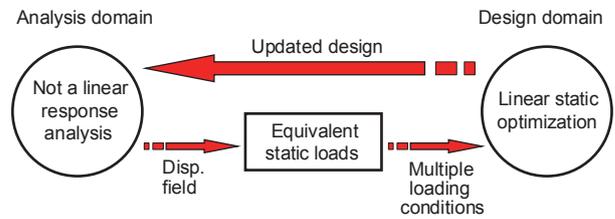


图 3. 使用 ESLM 的分析和设计域。

速运动引起的惯性力。因此机构的设计应该考虑通过对结构的减重来减小惯性载荷。然而，现有的 ESLM 中的线性静态优化难以处理惯性和动刚度等动态特性。在线性结构优化中，修改迭代次数为 1，这样结构的修改能及时反映到惯性力上。因此必须修改 ESLM 中的灵敏度分析来满足高加速轻载机构的要求。

4 一种基于惯性能最优空间分布的结构设计方法

在最初的 ESLM 中，当去掉一个单元时仅考虑了结构刚度的改变，因此单元灵敏度可由单元应变能表示 [10, 15]。然而，单元的变化还会引起惯性力的改变，因此应变能也会发生变化 [16]。假设将第 i 个单元的第 j 个位置从参考结构上删除，单元应变能的改变量为

$$\begin{aligned} \Delta E_{i,j}^S &= \frac{1}{2} \mathbf{f}_j^T \Delta \mathbf{y}_{i,j} = \frac{1}{2} (\mathbf{y}_j^T \mathbf{K}_j^T) \mathbf{K}_j^{-1} (\Delta \mathbf{K}_{i,j} \mathbf{y}_j + \Delta \mathbf{M}_{i,j} \ddot{\mathbf{y}}_j) \\ &= \frac{1}{2} \mathbf{y}_j^T \Delta \mathbf{K}_{i,j} \mathbf{y}_j + \frac{1}{2} \mathbf{y}_j^T \Delta \mathbf{M}_{i,j} \ddot{\mathbf{y}}_j \\ &= \frac{1}{2} \mathbf{y}_j^T \mathbf{K}_{i,j}^e \mathbf{y}_j + \frac{1}{2} \mathbf{y}_j^T \mathbf{M}_{i,j}^e \ddot{\mathbf{y}}_j \end{aligned} \quad (17)$$

式 (17) 中，上标 T、e 和 S 分别为转置、单元、应变； Δ 为增量； E 为能量。

此外，在高加速轻载机构中，惯性力是最主要的载荷，因此惯性属性应该予以考虑。类似于应变能，惯性属性可以通过动能来衡量。类似的，假设将第 i 个单元的第 j 个位置从参考结构上删除，单元动能改变量为

$$\Delta E_{i,j}^K = -\frac{1}{2} m_i (r_{i,j} \omega_j)^2 = -\frac{1}{2} m_i \dot{y}_{i,j}^2 \quad (18)$$

式 (18) 中， K 为动能； m_i 为单元 i 的质量； ω_j 为位置 j 的角速度； $r_{i,j}$ 和 $\dot{y}_{i,j}$ 分别为单元 i 在位置 j 的回转半径和中心速度。

类似于瑞利 - 里兹分析，对于高加速机构需要在最小化惯性和最大化刚度中寻找平衡点，因此可以用应变能与动能的比值量化每个单元的灵敏度：

$$\Delta S_{i,j} = \frac{\Delta E_{i,j}^S}{\Delta E_{i,j}^K} = \frac{\frac{1}{2} \mathbf{y}_j^T \mathbf{K}_{i,j}^e \mathbf{y}_j + \frac{1}{2} \mathbf{y}_j^T \mathbf{M}_{i,j}^e \ddot{\mathbf{y}}_j}{\frac{1}{2} m_i \dot{y}_{i,j}^2} \quad (19)$$

假设单元数目是 m , $\Delta S_{\max,j}$ 为位置 j 处的最大灵敏度, 因此综合灵敏度可以定义为

$$\Delta S_i = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m \frac{\Delta S_{i,j}}{\Delta S_{\max,j}} \quad (20)$$

结构的修改采用了渐进结构优化方法。如果 ΔS_i 小于给定的临界值, 材料属性被设置为一个删除的材料密度, 其弹性模量是非常低的, 只有一般材料的 1%~10%。

如果我们将应变能 E_S 和动能 E_K 分别通过位移和速度标积进行标准化, 分别得到 \tilde{E}_S 和 \tilde{E}_K , 则与变形和速度无关的 \tilde{E}_S/\tilde{E}_K 应该达到最大值:

$$S = \frac{\tilde{E}_S}{\tilde{E}_K} = \frac{E_S / (\frac{1}{2} \mathbf{y}^T \mathbf{y})}{E_K / (\frac{1}{2} \dot{\mathbf{y}}^T \dot{\mathbf{y}})} = \frac{\frac{1}{2} \mathbf{y}^T \mathbf{K} \mathbf{y} / (\frac{1}{2} \mathbf{y}^T \mathbf{y})}{\frac{1}{2} \dot{\mathbf{y}}^T \mathbf{M} \dot{\mathbf{y}} / (\frac{1}{2} \dot{\mathbf{y}}^T \dot{\mathbf{y}})} \quad (21)$$

优化问题的目标变为

$$\begin{aligned} \text{Max } & S \\ \text{s.t. } & U \leq U^* \end{aligned} \quad (22)$$

式 (22) 中, U 为残余振动振幅; U^* 为给定的位置精度。

笔者开发了一个灵敏度分析的独立程序, 并且生成命令来修改模型, 它可以与商业软件 I-DEAS 与 ADAMS 集成进行高速机构的优化设计。

5 基于惯性能时域最优分布的运动规划

高加速轻载机构由于快节奏启停, 其运动控制主要采用预置运动曲线的开环控制。其性能主要取决于给定曲线的参数设置。正如第 2 节所示, 运动曲线可以被转换成频域内的一系列简谐激励, 造成了非线性动力学响应计算中的很多困难。然而, 如果将运动变边界条件参数化, 通过使用非线性动力学响应优化就可以获得优化参数。特别对于固晶机和焊线机等高速运动的机械, 输入激励包含脉冲和阶跃等突变信号。由于 S 曲线被广泛应用于工业中, 这里以非对称的 S 曲线为例。参数是每个阶段的急动度, 命名为 G_1 、 G_2 、 G_3 和 G_4 (图 4)。

优化模型可以描述为

$$\begin{aligned} T &= T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + T_5 \\ \text{Find} & (G_1, G_2, G_3, G_4). \\ \text{Objective: } & \text{Min}(T) \\ \text{Subject to: } & \text{abs}(s - s^*) + \text{abs}(v) < \varepsilon \\ & T_1 G_1 = T_2 G_2 \\ & T_3 G_3 = T_4 G_4 \\ & T_1 G_1 (T_1 + T_2) = T_3 G_3 (T_3 + T_4) \end{aligned} \quad (23)$$

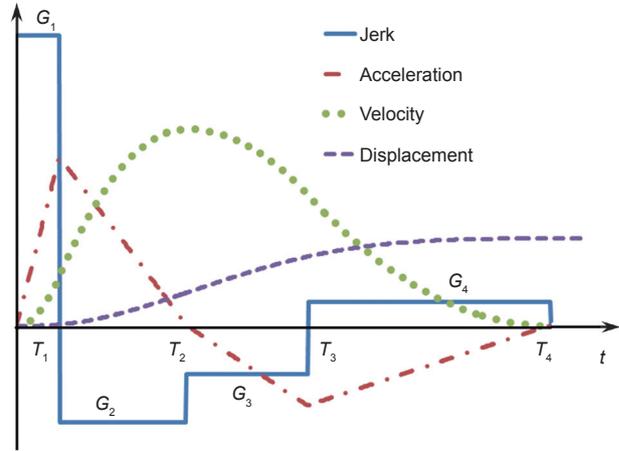


图 4. 非对称 S 曲线的参数。

下式用来决定何时达到定位精度:

$$\text{abs}(s - s^*) + \text{abs}(v) < \varepsilon \quad (24)$$

令目标位置 s^* 为 Q , 则 S 形曲线每个运动的时间段为

$$T_1 = \sqrt[3]{\frac{6 E (F + G + H + I + J)^2}{G_1 (A + B + C + D)}} \quad (25)$$

$$T_2 = \frac{G_1 T_1}{G_2} \quad (26)$$

$$T_3 = T_1 \sqrt{\frac{G_1 (1 + \frac{G_1}{G_2})}{G_3 (1 + \frac{G_3}{G_4})}} \quad (27)$$

$$T_4 = \frac{T_3 G_3}{G_4} \quad (28)$$

其中

$$\begin{aligned} A &= 2G_1^2 G_3^2 G_4 + 2G_1^2 G_3 G_4^2 + 3G_1 G_2 G_3^2 G_4 \\ &+ 3G_1 G_2 G_3 G_4^2 + G_2^2 G_3^2 G_4 + G_2^2 G_3 G_4^2 \\ B &= G_1 G_3 \sqrt{G_2 G_3 (G_3 + G_4) G_1 G_4 (G_1 + G_2)} \\ &+ 2G_1 G_4 \sqrt{G_2 G_3 (G_3 + G_4) G_1 G_4 (G_1 + G_2)} \\ C &= G_2 G_3 \sqrt{G_2 G_3 (G_3 + G_4) G_1 G_4 (G_1 + G_2)} \\ D &= 2G_2 G_4 \sqrt{G_2 G_3 (G_3 + G_4) G_1 G_4 (G_1 + G_2)} \\ E &= Q G_2^2 G_3 G_4 (G_3 + G_4) G_1^2 \\ F &= 2G_1^2 G_3^2 G_4 + 2G_1^2 G_3 G_4^2 + 3G_1 G_2 G_3^2 G_4 \\ &+ 3G_1 G_2 G_3 G_4^2 + G_2^2 G_3^2 G_4 + G_2^2 G_3 G_4^2 \\ G &= G_1 G_3 \sqrt{G_2 G_3 (G_3 + G_4) G_1 G_4 (G_1 + G_2)} \end{aligned}$$

$$H = 2G_1G_4\sqrt{G_2G_3(G_3+G_4)G_1G_4(G_1+G_2)}$$

$$I = G_2G_3\sqrt{G_2G_3(G_3+G_4)G_1G_4(G_1+G_2)}$$

$$J = 2G_2G_4\sqrt{G_2G_3(G_3+G_4)G_1G_4(G_1+G_2)}$$

用变运动边界条件非线性动力学响应优化方法,过程如下。

(1) 定义设计变量 G_1 、 G_2 、 G_3 、 G_4 以及位置目标 Q 。定义时间变量 T_1 、 T_2 、 T_3 、 T_4 ，分别用式 (25)~(28) 求解它们的值。定义时间区间： $T_{12} = T_1 + T_2$ ， $T_{123} = T_{12} + T_3$ ， $T_{1234} = T_{123} + T_4$ 。

(2) 建立机械结构的几何模型，分配材料，建立运动副，添加驱动，使用下式作为驱动加速度函数：

$$\text{IF}(T < T_1: G_1, -G_2, \text{IF}(T < T_{12}: -G_2, G_3, \text{IF}(T < T_{123}: G_3, -G_4, \text{IF}(T < T_{1234}: -G_4, 0, 0))))$$

(3) 对关键部件进行分网，添加单元属性，建立连接自由度，定义超单元，求解生成模态中性文件。

(4) 用相应的柔性多体替换刚体，定义位移和定位点速度的测量。

(5) 定义定位时间测量，当运动达到定位精度定义时，触发仿真求解停止事件。

(6) 选择 G_1 、 G_2 、 G_3 、 G_4 为设计变量，定义总定位时间为目标函数，并采用全局优化的方法得到优化结果。

利用上述变运动边界条件的非线性动力学响应优化，将可能导致共振的参数被排除在优化的可行解之外，从而得到惯性能的时域分布最优的运动规划。此外，该运动规划方法可以被应用在任何其他参数的运动曲线和控制系统的参数优化上。

6 数值实例

考虑微电子封装高速固晶焊头进行的结构优化和运动规划，生产率要求每小时生产 36 000 个芯片。焊头摆臂从晶圆到引线框架的定位时间仅有 50 ms。外载荷是芯

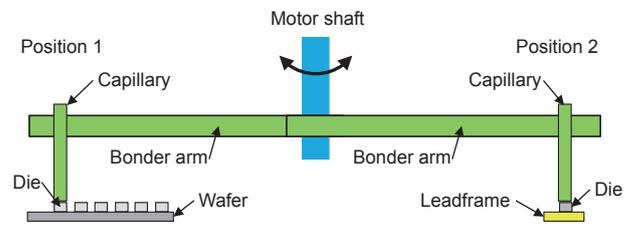


图 5. 焊头机的工作原理。

片的惯性力，与焊头机的惯性载荷相比可以忽略不计。

摆臂结构使用的材料为 7075 号铝材，弹性模量为 79.9 GPa，密度为 2700 kg·m⁻³，泊松比为 0.35。焊头摆杆回转半径为 80 mm，定位精度为 ± 5 μm，焊头机结构尺寸为 105 mm × 30 mm × 5 mm，总质量为 0.3 kg，转动惯量为 0.97 kg·mm²。外载荷是作用于毛细管尖端的惯性力和单位力。

6.1 结构优化设计

为了说明本方法对高加速轻载机构的有效性，笔者比较了三种不同的优化方法，即传统的结构优化，一次迭代的 ESLM 和修改的 ESLM。三种优化结构的柔性多体动力学响应在三种不同的运动曲线中进行了仿真，其中焊头运动周期分别为 100 ms (正常速度)、10 ms (高速) 和 1 ms (超高速)。残余振动的最大振幅(焊头结构在驱动停止后的弹性振动)结果列于表 1。为了方便比较，使用了静态优化结构作为标准，将其他两种方法得到的优化结构的振幅与之对比。结果显示，当固晶机焊头以正常速度运动时，传统的结构优化与一次迭代的 ESLM 得到的优化结构的残余振幅相近 (仅降低了 1.66%)，修改的 ESLM 的结果也与前者较为接近 (仅降低了 3.09%)。当固晶机以高速运动时，一次迭代的 ESLM 方法振幅减少了 11.41%，修改的 ESLM 方法振幅降低了 22.66%，可见惯性力的影响是显著的。当固晶机以超高速运动时，振幅都非常大，一次迭代的 ESLM 方法只比静态优化减小不到 0.002%，而修改的 ESLM 方法减小 21.11%。

表 1. 不同角速度的毛细管的残余振动 [16]

Optimization method	Normal acceleration (motion time 100 ms)		High acceleration (motion time 10 ms)		Very-high acceleration (motion time 1 ms)	
	Vibration amplitude (mm)	Improvement (%)	Vibration amplitude (mm)	Improvement (%)	Vibration amplitude (mm)	Improvement (%)
Fradiional structural optimization	0.00421	—	0.0587	—	5.2688	—
ESLM(1 iteration)	0.00414	1.66	0.052	11.41	5.2687	0.002
Modified ESLM	0.00408	3.09	0.0454	22.66	4.1565	21.11

6.2 运动曲线规划

为了进一步提高效率，运用非线性动力优化对运动

曲线参数进行优化。分析结果和优化过程列于表 2，可以看到在四次迭代之后 (图 6) 达到收敛。

表 2. 参数化曲线的非线性响应优化的迭代

Iteration	T_{1234} (ms)	T_s (ms)	G_1 ($^{\circ}\cdot\text{s}^{-3}$)	G_2 ($^{\circ}\cdot\text{s}^{-3}$)	G_3 ($^{\circ}\cdot\text{s}^{-3}$)	G_4 ($^{\circ}\cdot\text{s}^{-3}$)
0	18.045	0.115	1.0000E+009	1.0000E+009	1.0000E+009	1.0000E+009
1	16.048	0.533	2.4312E+009	8.7876E+008	8.7876E+008	3.8280E+009
2	13.549	0.12	2.9124E+009	8.8347E+008	2.7710E+009	4.9866E+009
3	13.261	0.936	2.2908E+009	2.3951E+009	3.6078E+009	3.9223E+009
4	11.153	0.115	8.5732E+009	2.4061E+010	2.8029E+009	3.0347E+009

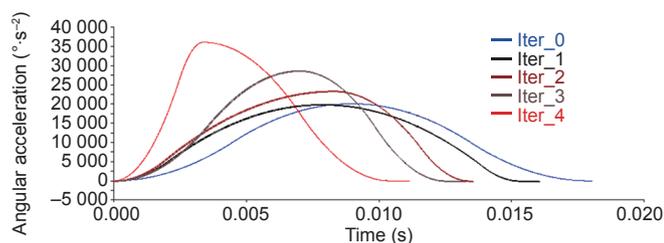


图 6. 优化过程中的运动角加速度曲线。

为了展示非对称 S 曲线 (asymmetric) 的效果，与对称 S 曲线 (symmetric) 的残余振动进行对比，若令在式 (25)~(28) 中的 $G_1 = G_2 = G_3 = G_4 = G$ ，则等效驱动的对称 S 曲线的急动度是相同的，两种驱动时间相同的对称和非对称 S 曲线进行了对比 (图 7)，可以发现在相同的定位精度 ($\pm 5 \mu\text{m}$) 下，定位时间从 19.40 ms 下降到 11.15 ms，减少了 42.5%。

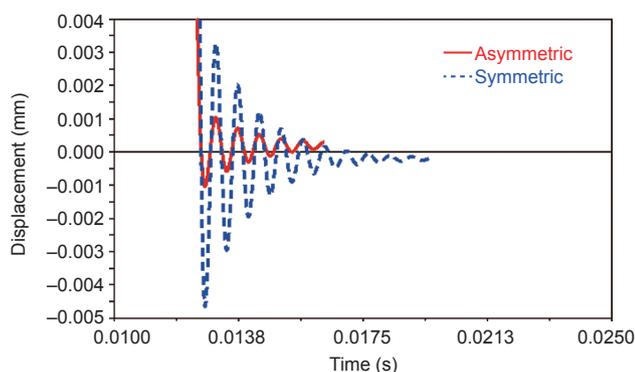


图 7. 驱动时间相同的对称和非对称 S 曲线的残余振动。

表 3. 能量耗散对比

	Mass (g)	Vibration amplitude (mm)	Improvement (%)	Power (W)	Improvement (%)
Base	40.59	0.4014	—	21.496	—
Optimal	34.06	0.0291	92.75	16.722	22.21
Final	30.11	0.0241	94.00	13.229	38.46

7 工程应用

为了展现本文所提方法在工程实践中的现实意义，笔者利用该方法改进一个芯片焊接机。该焊接机拥有一个摆臂，是由伺服电机直接驱动的。初始设计模型如图 8(a) 所示。

7.1 结构优化设计

所提出的方法基于有限元模型，总计有 13 146 个单元 (其中有 6046 个单元是设计区域单元)。所用材料为铝，弹性模量为 79 GPa，泊松比为 0.33，密度为 $2700 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ 。

经过四次迭代后，删除 2000 个单元的结构得到最优结果如图 8(c) 所示。考虑可制造性，最终设计如图 8(d) 所示。振幅下降了 94.00%，能耗也减少了 38.46% (表 3)。最终的设计选为工程设计 (图 9)。

7.2 运动规划

为了显示基于惯性能时域最优分布的运动规划的有

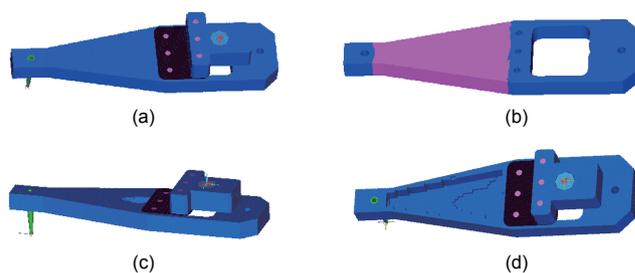


图 8. 芯片焊接机的结构。(a) 基础结构；(b) 设计区域；(c) 优化设计；(d) 最终设计。

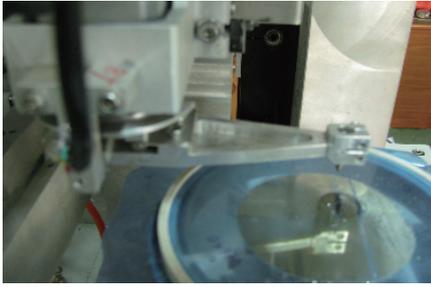


图 9. 工程设计。

效性，将类似过程应用于比例积分微分 (PID) 控制系统的参数优化中 (图 10)。

三个设计变量 K_p 、 K_i 和 K_d 的初始值均设为 1.00。经仿真初始时间设为 6.3215 s。应用基于非线性有限元动力学仿真的参数优化方法，经过四次迭代后 (表 4)，变量 K_p 、 K_i 和 K_d 的优化结果分别为 694.20、14.225 和 340.41，定位时间降为 59.4 ms。这也表明了以上两种方法的有效性。

表 4. 控制优化过程

Iteration number	Positioning time (s)	K_p	K_i	K_d
0	6.3215	1.00	1.00	1.00
1	2.4382	203.41	61.226	119.54
2	0.0905	587.71	56.752	110.80
3	0.0664	639.08	20.294	280.16
4	0.0594	694.20	14.225	340.41

8 结论

本文讨论了高加速轻载机构的非线性动力学响应的优化问题，分别从惯性能时域和空域优化角度提出了解决高速精密运动问题的系统方法。在结构优化设计中，选用了修正后的 ESLM 方法以提升高加速轻载机构的动态特性。基于非线性动态响应优化的新速度规划用于减少定位时间。数值算例表明，修正后的 ESLM 对高加速轻载机构是有效的，可以减少超过 20% 的残余振动；基于非线性动力学响应优化的非对称 S 曲线运动规划将定位时间减少了 40%。该方法也适

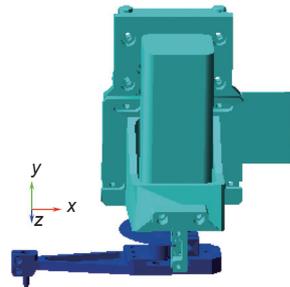


图 10. 控制模型。

用于固晶机的结构设计和控制系统的最优参数设计。以上两个例子表明了该方法的有效性。这种方法已经在各种集成电路封装设备的高加速轻载机构设计中得到了检验 (如固晶机、引线键合机、表面安装技术以及高加速度机器人等)，已取得显著成就。

致谢

本文得到了国家重点基础研究发展计划 (2011CB013104)、国家自然科学基金 (U1134004)、广东省自然科学基金 (2015A030312008)、广州市科技计划 (201510010281) 和广东省科技计划 (2013B010402014) 的支持，在此一并表示感谢。

Compliance with ethics guidelines

Xin Chen, Youdun Bai, Zhijun Yang, Jian Gao, and Gongfa Chen declare that they have no conflict of interest or financial conflicts to disclose.

References

- H. Ding, L. M. Zhu, Z. Q. Lin. Accurate positioning and operation of high acceleration and high precision stage for IC packaging. *Prog. Nat. Sci.*, 2003, 13(6): 568–574 (in Chinese)
- Z. H. Feng, H. Y. Hu. Advances in dynamics of high-speed mechanisms. *Adv. Mech.*, 2002, 32(2): 196–204 (in Chinese)
- O. Wallrapp. Review of past developments in multibody system dynamics at DLR—From FADYNA to SIMPACK. *Vehicle Syst. Dyn.*, 2004, 41(5): 339–348
- W. S. Choi, G. J. Park. Structural optimization using equivalent static loads at all the time intervals. *Comput. Method. Appl. M.*, 2002, 191(19–20): 2105–2122
- G. J. Park, B. S. Kang. Validation of a structural optimization algorithm transforming dynamic loads into equivalent static loads. *J. Optimiz. Theory App.*, 2003, 118(1): 191–200
- W. S. Choi, G. J. Park. Structural optimization using equivalent static loads at all time intervals. *Comput. Method. Appl. M.*, 2002, 191(19–20): 2105–2122
- Y. I. Kim, G. J. Park. Nonlinear dynamic response structural optimization using equivalent static loads. *Comput. Method. Appl. M.*, 2010, 199(9–12): 660–676
- M. K. Shin, K. J. Park, G. J. Park. Optimization of structures with nonlinear behavior using equivalent loads. *Comput. Method. Appl. M.*, 2007, 196(4–6): 1154–1167
- H. A. Lee, Y. I. Kim, G. J. Park, R. M. Kolonay, M. Blair, R. A. Canfield. Structural optimization of a joined wing using equivalent static loads. *J. Aircraft*, 2007, 44(4): 1302–1308
- B. S. Kang, G. J. Park, J. S. Arora. Optimization of flexible multibody dynamic systems using the equivalent static load method. *AIAA J.*, 2005, 43(4): 846–852
- K. D. Nguyen, T. C. Ng, I. M. Chen. On algorithms for planning S-curve motion profiles. *Int. J. Adv. Robot. Syst.*, 2008, 5(1): 99–106

12. K. Zheng, L. Cheng. Adaptive s-curve acceleration/deceleration control method. In: *Proceedings of the 7th World Congress on Intelligent Control and Automation*. Chongqing, China, 2008: 2752–2756
13. P. H. Meckl. Optimized s-curve motion profiles for minimum residual vibration. In: *Proceedings of the 1998 American Control Conference*. Philadelphia, PA, USA, 1998: 2627–2631
14. H. Z. Li, Z. Gong, W. Lin, T. Lippa. A new motion control approach for jerk and transient vibration suppression. In: *Proceedings of 2006 IEEE International Conference on Industrial Informatics*. Singapore, 2006: 676–681
15. Z. J. Yang. Topological optimization approach for structure design of high acceleration mechanisms using equivalent static loads method. *J. Mech. Eng.*, 2011, 47(17): 119–126 (in Chinese)
16. Z. J. Yang, X. Chen, R. Kelly. A topological optimization approach for structural design of a high-speed low-load mechanism using the equivalent static loads method. *Int. J. Numer. Meth. Eng.*, 2012, 89(5): 584–598
17. H. Li, M. D. Le, Z. M. Gong, W. Lin. Motion profile design to reduce residual vibration of high-speed positioning stages. *IEEE/ASME T. Mech.*, 2009, 14(2): 264–269