研究論文

能動平行ばね機構*

佐藤海二** 下河辺 明*** 千田幸雄† 和田真一††

An Active Parallel Leaf Spring Mechanism

Kaiji SATO, Akira SHIMOKOHBE, Yukio CHIDA and Shin-ichi WADA

Parallel leaf spring mechanisms are often used as precision linear motion mechanisms because they are simple and free from friction. Although piezoelectric actuators are optimal ones for driving precision mechanisms, the actuators have only a short working range. The aim of this study is to realize an active parallel leaf spring mechanism and to clarify its characteristics. In the mechanism, leaf springs of bimorph structure are used so that the leaf springs themselves deform actively without using any other driving mechanisms. The active parallel leaf spring has two certain advantages; i.e., high precision achieved by piezoelectric actuators and a longer working range achieved by parallel leaf spring mechanisms. This paper discusses the static and dynamic characteristics of an experimental mechanism theoretically and experimentally. The mechanism in which strain gages are used as a feedback sensor and PI-D elements for a controller, achieved; (1) a control range longer than 0.8mm, and (2) a positioning resolution better than $0.1\mu\text{m}$.

Key words: parallel leaf spring, bimorph, piezoelectric actuator, strain gage, positioning control

1. 緒 言

現在、精密位置決め機構は、半導体製造装置、精密工作機械、精密測定装置、細胞操作のためのマイクロマニピュレータ等様々な機器に組み込まれ、多用されている。それに伴い、精密位置決め機構には、位置決め精度の向上はもちろんのこと、小型化、軽量化、大ストローク化と多岐にわたる要求がなされている。

一般に位置決め機構は、案内機構と駆動機構、フィードバックセンサ、制御装置からなるが、要求される変位量がミリオーダーの場合は、案内機構として平行ばねがよく用いられている。その理由としては、

- (1) しゅう動や転がりによる摩擦抵抗がなく、高精度な位置決めが可能である、
 - (2) 構造が簡単であり、小型、軽量化に向いている、
- があげられる¹⁾。

平行ばねに用いられる高い分解能を持つ駆動機構と

して、ボイスコイルや圧電素子がある。ボイスコイルは変位量が比較的大きく、応答性がよいが、小型化しにくく、コイルを励磁するための電流による発熱が問題となる。これに対し圧電素子は、変位量ではボイスコイルに劣るが、小型で発熱の問題がない。そのため、こと弾性ヒンジを用いた機構により、圧電素子による変位を拡大することが試みられている²⁾。しかし変位拡大機構の使用は小型、軽量化には不利である。

本研究では、案内機構と駆動機構を一体化させた能動平行ばね機構により、平行ばねによる案内と圧電素子による駆動の利点を生かし、かつ別途変位拡大機構を必要としない精密位置決め機構を実現することを目的としている。本論文ではその第一歩として、能動平行ばね機構を試作し、機構の静特性、動特性を理論解析および実験によって明らかにし、あわせて位置決めを目的として閉ループ制御を行った結果を報告する。

2. 原 理

図1に能動平行ばね機構の原理図を示す。機構は、板ばね2枚とテーブル、ベースからなる。板ばねは、金属板の表裏全面に圧電体を貼り付けたもので、電極作用をする導体膜によって、圧電効果により変形する

* 原稿受付 平成 3年10月24日

** 正 会 員 東京工業大学精密工学研究所(横浜市緑区長津田町4259)

*** 正 会 員 東京工業大学工学部(東京都目黒区大岡山2-12-1)

+ 三菱化成(株)(横浜市緑区鴨志田1000)

++ 正 会 員 三菱化成(株)

Fig.1 Principle of an active parallel leaf spring mechanism

伸縮部（図1の斜線部，長さ l_1 ）と圧電効果に無関係の部分に分けられる．図1に示すように，伸縮部の一方を縮め，他方を伸ばすと，伸縮部が曲がり，テーブルは並進運動することになる．このとき伸縮部のみが変形し，それ以外の部分（長さ l_0 ， l_2 の部分）では伸縮が起こらず変形しない．

3. 数学モデル

3.1 圧電ひずみのみによる静的モデル

ここでは，機構に外力が作用せず，圧電素子に静的に電界を作用させたときの案内テーブルの変位量を理論的に導出する．導出に際し，以下を仮定する．

- (1) 圧電素子は均質で，伸縮部を含め，板ばねの形状・アクチュエータの特性は等しい．
- (2) 機構に外力は作用しない．

上記の仮定により，板ばねには伸縮部のみ圧電ひずみが生じ，定曲率で変形する．図2は，板ばね部分の拡大図を示している．座標軸は，図2に示す断面において，板ばねが変形しないときのテーブル上面に x 軸を，板ばねの中心面上に z 軸をとり，その交点を原点とする．

まず，伸縮部に生じる中立面での曲率 $1/\rho_0$ を求める．仮定より，内力による曲げの問題として解くことができ³⁾，次式が成り立つ．

$$\frac{1}{\rho_0} = \frac{(2E_p t_p + E_m t_m)(t_p + t_m)6E_p d_{31}(e_2 - e_1)t_p}{2E_p t_p(2E_p t_p + E_m t_m)a_1 + E_m t_m^3 a_2} \quad (1)$$

$$\text{但し } a_1 = 4t_p^2 + 6t_p t_m + 3t_m^2, \quad a_2 = 4E_p t_p + E_m t_m$$

ここで， t_p ， t_m は圧電素子及び金属板の厚さ， E_p ， E_m は圧電素子および金属板のヤング率， d_{31} は圧電定数である． e_1 ， e_2 は，各圧電素子に印加される電界で，圧電素子の分極方向を正とする．

図1のベース側，長さ l_1 で示される板ばね部分で生じる中心面でのたわみ量を δ とすると，

$$\delta = (\rho_0 - \rho_u) \left\{ 1 - \cos\left(\frac{l_1}{\rho_0}\right) \right\} \quad (2)$$

Fig.2 Enlarged section of the spring

ここで， ρ_u は金属板の中心面から中立面までの距離である（図2）． ρ_u は， $e_1 \neq e_2$ のため生じる項であるが，実際には， ρ_u は ρ_0 に比べて十分小さく無視できる． l_1/ρ_0 も十分小さいので，マクローリン展開して次式のように近似できる³⁾．

$$\delta = \frac{l_1^2}{2\rho_0} \quad (3)$$

圧電素子の伸縮部以外は，曲げモーメントが作用しないため変形しない．したがって変位に寄与する部分は，伸縮部および長さ l_2 の部分（図1）のみである．以上よりテーブルの変位 x は次式のように得られる．

$$x = 2\frac{l_1^2}{2\rho_0} + \frac{l_1 l_2}{\rho_0} = \frac{l_1(l_1 + l_2)}{\rho_0} \quad (4)$$

テーブル変位 x が l_1/ρ_0 の1次項までで近似できるのに対し，テーブルの鉛直方向の沈込み変位量 z は，2次項以上しか現れないので ρ_u を無視できず，次のようになる．

$$z = -\frac{2\rho_u}{l_1 + l_2}x - \frac{2l_1 + 3l_2}{6(l_1 + l_2)^2}x^2 \quad (5)$$

3.2 動的モデル

動的モデルを誘導するに際し，静的モデルを誘導する際の仮定（3.1節，（1），（2））に加え，以下の（3）を仮定する．

- (3) 圧電素子を含むばね部分の質量は，テーブルの質量に比べて十分小さく，板ばねの2次以上の高次モード変形は無視できる．

これらの仮定を基礎に水平方向のみの運動についてモデルを構築する．

図3は機構の動的モデルを示している．このモデルでは，仮定（3）に基づき，ばねの変形は，圧電ひずみによる定曲率の曲げと，はりの1次モード変形による曲げのみを考慮する．はりの他の高次モード変形を考慮するモデルも提案されているが⁴⁾，高次モード変形はテーブル変位にほとんど寄与しないため，ここで

Fig.3 Model of the active parallel leaf spring mechanism

は考慮しない。

図3(a)は、機構の各部分の変位の模式図であり、図3(b)はそれを並進運動系に置換したものである。板ばねは、変位 u_p を発生するアクチュエータと減衰 C_p 、ばね K_p (図3(a)の点線部分)として示されている。Mはテーブルの質量である。これらを用いて変位入力 u_p からテーブル変位 x までの伝達関数 $G(s)$ を求めると次式となる。

$$\frac{X}{U_p} = G(s) = \frac{C_p s + K_p}{2Ms^2 + C_p s + K_p} \quad (6)$$

後述するように、位置決め制御用のフィードバックセンサとしてひずみゲージを用いる。そのため、変位入力 u_p から圧電素子表面上のひずみ s_t までの伝達関数 $G_s(s)$ を求める。圧電素子表面上の位置 η (図3、ひずみゲージを貼る位置に相当)でのひずみ s_t は式(7)で表される。すなわち、変位入力 u_p に比例する圧電ひずみ(第1項)とテーブル質量の慣性力により生じる弾性ひずみ(第2項)との和である。

$$\frac{S_t}{U_p} = G_s(s) = \frac{1}{K_{in}} - \frac{2Ms^2}{K_{ex}(2Ms^2 + C_p s + K_p)} \quad (7)$$

但し

$$K_{in} = \frac{2l_1(l_1 + l_2)}{2t_p + t_m}$$

$$K_{ex} = \frac{(2l_0 + 2l_1 + l_2)^3}{3(2t_p + t_m)(2l_0 + 2l_1 + l_2 - 2\eta)}$$

式(7)から、ひずみゲージによって圧電ひずみと弾性ひずみを分離して測定することはできず、テー

Fig.4 Measurement system

Table 1 Mechanical dimensions

Table	87.4mm × 40mm × 10mm
Phosphor bronze plate	40mm × 40mm × 0.1mm
Piezoelectric material	40mm × 40mm × 0.3mm

Table 2 System constants

M	$2.11 \times 10^{-1} \text{ kg}$	λ	9.15×10^{-1}
C_p	$2.4 \times \text{Ns/m}$	K_p	$2.75 \times 10^4 \text{ N/m}$

ブル変位 x と圧電素子表面上のひずみ s_t が、動的には比例しないことがわかる。しかしここで、式(7)を次式のように書き換え、

$$G_s(s) = \frac{2(1-\lambda)Ms^2 + C_p s + K_p}{K_{in}(2Ms^2 + C_p s + K_p)} \quad (8)$$

但し

$$\lambda = \frac{K_{in}}{K_{ex}}$$

式(6)と式(8)を比較することにより、 $\lambda = 1$ となる位置 η にひずみゲージを貼ることができれば、 $G(s) = K_{in}G_s(s)$ となりひずみゲージ出力をテーブル変位に動的にも比例させることができることがわかる。

4. 試作

4.1 試作装置

実験装置の概略を図4に示す。試作機構では、りん青銅板表裏全面に圧電素子を貼り付けた板ばねを用いている。1枚の板ばねの表裏に各2個、図3に示す位置に18.5mm × 40mmの導体膜を1mm間隔で貼り付けることで、計4個の伸縮部を構成した。試作機構は、この板ばね2枚とテーブル、ベースよりなる。機構各部の寸法を表1に、機構の定数を表2に示す。

圧電素子への電界の印加方法は次のような方法を行っている。図2において、テーブルを x の正方向に変位させるために $e_1 : e_2 = -2:3$ となるように電界を印加する。すなわち e_1 に負の電界をかけて圧電素子を伸ばし、 e_2 に正の電界をかけて圧電素子を縮ませる

Fig.5 Static characteristics

わけである。逆にテーブルを負の方向に変位させるときは $e_1 : e_2 = 3 : -2$ となるように電界を印加する。具体的には、圧電素子の分極方向に20倍、逆方向に13.3倍となる非線形アンプによりこの動作を実現している。

4. 2節の入力電圧は、このアンプへの入力電圧である。

水平方向の変位量約1mmの大ストローク変位測定にはレーザ干渉計（HP社5527A），水平方向の変位量約20μmの小ストローク変位測定、および鉛直方向の沈込み変位量の測定には、静電容量型変位計（日本ADE社マイクロセンス）を用いた。

フィードバックセンサとしては、ひずみゲージを1対、圧電素子表面上に貼り付けた。3. 2節で述べたように、ひずみゲージによりテーブル変位を正確に計測するためには、 $\lambda = 1$ となる位置にひずみゲージを貼ればよい。しかし実際には貼付けの誤差のため $\lambda = 1$ とはならない。式(7)の K_{in} 、 K_{ex} を実測した結果 $\lambda = 0.915$ であった。

4. 2 静特性

図5は機構の大ストローク開ループ静特性である。図5(a)は、入力電圧－水平方向変位特性、図5(b)

Fig.6 Maximum displacement

は、水平方向変位－鉛直方向変位特性、図5(c)は、水平方向変位－傾き特性である。テーブルの水平方向の最大変位量は約1.1mmであり、鉛直方向の沈込み量は約5.4μm、傾き量は1.7秒程であった。図5(a)、(b)、(c) いずれにもヒステリシスがみられる。

図6は、図5と同様な実験を入力電圧振幅を種々変えて行い、得られた実験値と理論値を比較したものである。圧電定数は実験より求めた。図6(a)は、入力電圧振幅を横軸、その時得られる水平方向の最大変位を縦軸にとったもので、理論値と実験値は、よく一致している。

図6(b)は、水平方向の変位振幅を横軸、その時の鉛直方向の最大変位を縦軸にとっている。白丸の実験値と実線の理論値は一致していない。この理由は伸びる時と縮む時とで圧電定数が異なり、中立面の位置と中心面の位置がほぼ一致し、式(5)の ρ_u の効果が現れていないためと考えられる。実際、 ρ_u の効果を除いた理論値（点線）と実験値は、よく一致している。

4. 3 動特性

まずフィードバック系の構成を示す。図7は制御系のブロック線図である。前述のようにフィードバックセンサとしてひずみゲージを用いているので、フィードバック信号はひずみ S となる。

K_{pzt} は前述の非線形アンプへの入力電圧と入力変位 u_p の比 ($= 2.77 \times 10^{-5} \text{ m/V}$) であり、 K_s は変位目標値を電圧に変換する定数 ($= 1.61 \times 10^4 \text{ V/m}$) であ

る。 K_{ss} はひずみゲージセンサのゲインである。

$G_{ss}(s)$ は電気的フィルタで、前述のように $\lambda = 1$ を正確に実現できなかったため、 $\lambda \neq 1$ の効果をキャンセルする目的で挿入してある。コントローラとしては F_1 、 F_2 が次のような P I-D 制御系を構成した。

$$F_1(s) = \beta_1 + \frac{\gamma}{s}, F_2(s) = \frac{\alpha_2 s}{1 + T_{\alpha 2} s} \quad (9)$$

図 7 の制御系により、テーブル変位を直接フィードバック信号とする場合と同等な制御系を実現するためには、 $K_{ss} G_{ss}(s) = K_g G(s) / G_s(s)$ となるようにすればよい。これを満たすように K_{ss} 、 $G_{ss}(s)$ を設定した ($G_{ss}(s)$ は 2 次のローパスフィルタで近似)。

図 8 は、開ループでのステップ応答であり、左はひずみゲージによるもので、右は静電容量型変位計で直接テーブルの変位を測定した結果である。ひずみゲージによる測定結果と静電容量型変位計による測定結果はほぼ一致し、また式 (6) ~ (8) より求めたシミュレーション波形と、測定された応答波形もよく一致している。図 9 に機構の開ループでの周波数特性を示す。図では、低域で 0dB になるようにゲイン特性を調整している。白丸はゲイン、黒丸は位相の実験値である。後述の図 11 も同様である。1kHz 付近から、理論値に比べ測定値のゲイン、位相共に下がっているのは、ノイズ除去のためのカットオフ周波数 1kHz の 2 次ローパスフィルタのためである。

Fig.7 System block diagram

Fig.8 Open-loop step responses ($15\mu\text{m}$ step)

位置のフィードバックセンサとしてひずみゲージを用いるため、図 9 の (a), (b) が一致することが望ましいが、高域では一致しない。前述のフィルタ $G_{ss}(s)$ はこれを一致させるためのものである。試作機構では、 $\lambda = 0.915$ であるため、テーブル変位の周波数応答にはない反共振点が 180Hz 付近に現れ、高周波域で周波数特性が異なる。 $G_{ss}(s)$ は極零消去により反共振点を除き、図 9 の (a), (b) の周波数特性を一致させるように作用する。

また図 9 (a) には約 3kHz の 3 次モード共振が現れている。3 次以上の奇数次モード振動は位相余裕を減じ、発振の原因となりうる (偶数次モード振動は、ひずみゲージの配置により観測不可) が、 $G_{ss}(s)$ により位相余裕を増加させ、発振を防ぐことができる。このように、 $G_{ss}(s)$ を挿入することにより、 $\lambda \neq 1$ であっても $\lambda = 1$ の時と同等な制御系を構成できる。

図 10 はフィードバック信号として、上記のように変換された信号を用いてフィードバック制御を行った

Fig.9 Open-loop frequency characteristics of the experimental mechanism

Fig.10 Closed-loop step responses ($15\mu\text{m}$ step)

Table 3 Control parameters

β_1	9.46	α_2	$3.03 \times 10^{-2} \text{ s}$
γ	$1.33 \times 10^3 \text{ s}^{-1}$	T_{a2}	$1.35 \times 10^{-5} \text{ s}$

Fig.11 Closed-loop frequency characteristics of the experimental mechanism

Fig.12 0.1μm positioning characteristics

ときの時間応答波形である。実験値と理論値はよく一致している。用いたコントローラのパラメータの値を表3に示す。

図11は、表3のコントロールパラメータを用いて制御を行ったときの周波数応答である。約100Hzのバンド幅をもっていることがわかる。実験値と理論値を比較すると、反共振点(180Hz)付近でやや差異がみられるが、これは電気回路の調整誤差のため、反共振点の効果を完全にはキャンセルできていないためである。しかし全体として両者は比較的よく一致している。

図12は、0.1μmステップの位置決めを表3のコントロールパラメータを用いて行った結果である。図より0.1μm以下の分解能があるといえる。

図13は、100μmステップの位置決め波形をひずみ

Fig.13 100μm positioning characteristics (measured with a strain gage sensor)

ゲージによって測定した結果である。0.8mm以上の位置決め可能範囲をもつことがわかる。

5. 結 言

最後に本報をまとめると次のようになる。

- (1) 圧電素子を板ばねに貼付けることにより、機構と駆動機構を一体化させた能動平行ばね機構を試作した。
- (2) 能動平行ばね機構の静的モデル、動的モデルを構築し、実験結果と比較することで、モデルが現実の系をよく表していることを示した。
- (3) 試作機構では、静的な最大変位量は、水平方向で約1.1mmであり、そのときの沈込み量は約5.4μmであった。
- (4) フィードバックセンサとしてひずみゲージを用い制御した結果、バンド幅は約100Hz、位置決め分解能0.1μm以下、位置決め可能範囲0.8mm以上の結果を得た。

なお本研究は、平成3年度文部省科学研究費奨励研究(A)(課題番号:03855024)の補助を受けて行われた。

参 考 文 献

- 1) 久曾神 煌, 佐川大輔, 豊山 晃: 板ばねを利用した直動及び回転機構, 精密工学会誌, **53**, 7 (1987) 1092.
- 2) F.E.Scire and E.C.Teague: Piezodriven 50μm Range Stage with Subnanometer Resolution, Rev.Sci.Instrum., **49**, 12 (1978) 1735.
- 3) 例えば 中原一郎: 材料力学, 上巻, 養賢堂 (1988) .
- 4) 谷 順二, 長南征二, 刘玉 洲, 高橋史明, 大友規矩雄, 布田良明: 圧電素子による片持ばりの曲げ振動に対するデジタル最適制御, 日本機械学会論文集C編, **56**, 525 (1990) 1147.