

圧電素子をアクチュエータとするフレキシブルアームの変位制御\*  
(理論解析法並びに素子の駆動法)

江 鐘偉\*<sup>1</sup>, 長南征二\*<sup>2</sup>, 谷 順二\*<sup>3</sup>

## 圧電素子をアクチュエータとするフレキシブルアームの変位制御\* (理論解析法並びに素子の駆動法)

江 鐘偉\*<sup>1</sup>, 長南征二\*<sup>2</sup>, 谷 順二\*<sup>3</sup>

### Control of a Flexible Arm Using Piezoelectric Bimorph Chells

Zhong-wei JIANG, Seiji CHONAN, and Junji TANI

This paper describes the tip displacement of a flexible miniature arm controlled by the piezoelectric bimorph cells cemented on the surface of the arm. The arm is driven by the torques generated by the cells, and the endpoint of the arm is controlled so that it moves in synchrony with the fluctuation of the target and maintains a constant distance to the surface of the target. The voltage applied to the cells is controlled by a feedback signal composed of the tip displacement and the velocity. A theoretical solution is obtained by considering the cell-arm system as a stepped beam and applying the time-discrete method to the governing equations of the system. Experimental results are obtained and compared with the theoretical ones. Both results are in good agreement for a wide range of physical parameters involved.

**Key Words:** Dynamics of Machinery, Application of Control, Piezoelectric Actuator, Flexible Arm

#### 1. 緒 言

機器構造物の振動制御法を大別すると、パッシブ形制御とアクティブ型制御に分けられる。近年、発展の著しい宇宙構造物や情報関連の機器では軽量化や高速化に加え、さらにその高精度化が特性として要求されてきているが、これらの構造物を振動制御するのに際しては従来のパッシブ型制御だけでは不十分で、アクティブ形制御の導入が不可欠となっている。例えば、走行体に積載されたコンピュータは走行体の振動により加振され、内部の記憶媒体である磁気ディスク・ヘッドが影響を受けデータの記録・再生の信頼性が阻害される。この場合、コンピュータをパッシブ型の外部防振装置で支持してやると高周波数の外乱はある程度遮断できるが、低周波数の振動入力を広範囲にわたって遮断することは一般に困難である。この場合、記録・再生ヘッドを、外乱に対して振動するディスク面に確実に追従するように制御してやればコンピ

ュータのデータ処理の信頼性をさらに高めることができる。したがって、振動面あるいは対象物に変位追従するアクティブ制御型のマイクロロボットアームの開発は今後の情報機器関連分野での重要な研究課題になると思われる。

最近フレキシブルアームの振動抑制制御が注目され、多くの研究がなされている。Cannon-Schmitz<sup>(1)</sup>, Skaar-Tucker<sup>(2)</sup>, Yuh<sup>(3)</sup>, 吉田・下郷・猪瀬<sup>(4)</sup>および田原・長南<sup>(5)</sup>は1リンク弾性アームの振動制御問題を理論、あるいは実験を用いて解析した。Owet-Vegte<sup>(6)</sup>, 福田<sup>(7)</sup>, Chonan-Umeno<sup>(8)</sup>, および長南・青島<sup>(9)</sup>は多リンク弾性アームについて同様な研究を行った。これらの研究ではアクチュエータとしてサーボモータが多く使用されている。しかしながら小形のロボットアームを必要とする場合既存のサーボモータは寸法の大きさからアクチュエータとして使用するには不向きである。このため、圧セラミックスを用いた小形アクチュエータの開発が積極的に進められている<sup>(10)</sup>。圧電素子をアクチュエータとして用いたフレキシブルアームの振動制御問題についてはBaz-Poh<sup>(11)</sup>, Tani-Takahasi-Ueda<sup>(12)</sup>がアームの振動抑制法を理論解析しているが、著者らの知る限り、アームの位置制御問題に圧電素子を導入した研究はまだみられない。特に素

\* 平成元年11月11日 機械力学講演会において講演、原稿受付 平成元年3月6日。

<sup>1</sup> 準員, 東北大学大学院 (〒980 仙台市青葉区荒巻字青葉)。

<sup>2</sup> 正員, 東北大学工学部。

<sup>3</sup> 正員, 東北大学流体科学研究所 (〒980 仙台市青葉区片平2-1-1)。

子のモデル化と制御用アクチュエータとしての駆動法を明確にした報告はまだ見受けられない。以上の点にかんがみ本研究は、圧電素子をアクチュエータとして用いたフレキシブル1リンクアームを取り上げ、先端変位の閉回路制御問題を解析する。制御方法としてアーム先端の位置を直接センサで計測し、圧電素子の発生するトルクを先端の位置信号と速度信号により制御、アーム先端を位置決めする方法を採用する。具体例として、アーム先端を揺動面に変位追従させる問題を取り上げる。理論解析におけるシミュレーション法として、圧電素子を貼り付けたアームを段付きはりと考え、アームのモード関数を求めた後その変位応答式をサンプリング周期  $T$  で離散化し、数値計算する。合わせて本制御系につき実験を行い理論結果と実験結果を比較検討する。

2. 理論解析

図1は圧電素子を上下面に貼りつけたフレキシブルアームを示す。圧電素子をアクチュエータとして使用しアーム先端の変位を制御するものとする。以下の解析ではアームの密度を  $\rho_b$ 、断面積を  $A_b$ 、縦弾性係数を  $E_b$ 、断面二次モーメントを  $I_b$ 、圧電素子の密度を  $\rho_p$ 、断面積を  $A_p$ 、縦弾性係数を  $E_p$ 、はりの内部減衰係数を  $C$ 、素子がアームに加えるモーメントを  $M_p$  とする。はりが  $xy$  平面内でのみ振動すると仮定すると、圧電アクチュエータを有するフレキシブルアームの運動方程式は

$$[\rho(x)A(x) - m\delta(x-l)]\partial^2 y/\partial t^2 + \partial^2/\partial x^2 [E(x)I(x)(1 + C\partial/\partial t)]\partial^2 y/\partial x^2 = M_p[\delta'(x-l_1) - \delta'(x-l_2)] \quad (1)$$

となる。ここに

$$\begin{aligned} \delta'(x) &= d\delta(x)/dx \\ \rho(x)A(x) &= \begin{cases} \rho_b A_b & x \in (0, l_1); x \in (l_2, l) \\ (\rho A)_{bp} & x \in (l_1, l_2) \end{cases} \\ E(x)I(x) &= \begin{cases} E_b I_b & x \in (0, l_1); x \in (l_2, l) \\ (EI)_{bp} & x \in (l_1, l_2) \end{cases} \end{aligned} \quad (2)$$

であり、 $(\rho A)_{bp}$  と  $(EI)_{bp}$  は圧電素子を貼りつけた部

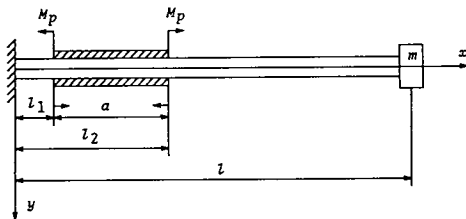


図1 解析モデルおよび座標系

分における単位長さ当たりのアームの質量および曲げこわさを表し、次式で与えられる。

$$\begin{aligned} (\rho A)_{bp} &= \rho_b A_b + \rho_p A_p \\ (EI)_{bp} &= bh^3 E_b / 12 + b[(k_1 + 2t)^3 - k_1^3] E_p / 12 \end{aligned} \quad (3)$$

ここで  $h_1$  はフレキシブルアームの厚さ、 $t$  は各圧電素子の厚さ、 $b$  ははりおよび圧電素子の幅を表す。

式(1)を解くに当たり、初めに  $M_p$  を零とし系の自由振動応答を求める。 $M_p = 0$  とし解を

$$y(x, t) = w(x)f(t) \quad (4)$$

とおくと式(1)は

$$\begin{aligned} &[\rho(x)A(x) + m\delta(x-l)]w(x)d^2 f/dt^2 \\ &+ (d^2/dx^2)[E(x)I(x)d^2 w/dx^2](f(t) + Cdf/dt) \\ &= 0 \end{aligned} \quad (5)$$

となる。図1のアームを図2のように3段に分けて、それぞれ節点で変位、回転角、モーメントおよびせん断力が連続であることを考慮すると式(5)は次のように分解できる。

はり1:  $0 \leq x \leq l_1$

$$\begin{aligned} &(\rho A)_b w^1(x)d^2 f/dt^2 \\ &+ (EI)_b d^4 w^1/dx^4 (f(t) + Cdf/dt) = 0 \end{aligned} \quad (6)$$

はり2:  $l_1 \leq x \leq l_2$

$$\begin{aligned} &(\rho A)_{bp} w^2(x)d^2 f/dt^2 \\ &+ (EI)_{bp} d^4 w^2/dx^4 (f(t) + Cdf/dt) = 0 \end{aligned} \quad (7)$$

はり3:  $l_2 \leq x \leq l$

$$\begin{aligned} &[(\rho A)_b + m\delta(x-l)]w^3 d^2 f/dt^2 \\ &+ (EI)_b d^4 w^3/dx^4 (f(t) + Cdf/dt) = 0 \end{aligned} \quad (8)$$

ただし式(6)~(8)で  $w^i$ ,  $i=1, 2, 3$ , は左端より  $i$  番めのはりの変位を表す。式(6)~(8)をあらためてまとめ示すと

$$\begin{aligned} &[(\rho A)^i + m\delta(x-l)]w^i d^2 f/dt^2 \\ &+ (EI)^i d^4 w^i/dx^4 (f + Cdf/dt) = 0 \end{aligned} \quad (9)$$

$i=1, 2, 3$

となる。さらに式(9)は

$$d^4 w^i/dx^4 - (\xi^i)^4 w^i - \bar{m}l(\xi^i)^4 w^i \delta(x-l) = 0 \quad (10)$$

$$d^2 f/dt^2 + k^2 Cdf/dt + k^2 f = 0 \quad (11)$$

$$(\xi^i)^4 = k^2 (\rho A)^i / (EI)^i; \bar{m} = m/\rho A l \quad (12)$$

と変形される。

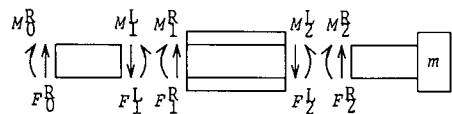


図2 要素分割モデル

式(10)の一般解は

$$w^i(x) = A^i S(\xi^i x) + B^i T(\xi^i x) + C^i U(\xi^i x) + D^i V(\xi^i x) + \bar{m} l \xi^i w^i(l) V[\xi^i(x-l)] H(x-l)$$

$$i=1, 2, 3 \dots \dots \dots (13)$$

とおき, ここに

$$S(\xi x) = [\cosh(\xi x) + \cos(\xi x)]/2$$

$$T(\xi x) = [\sinh(\xi x) + \sin(\xi x)]/2$$

$$U(\xi x) = [\cosh(\xi x) - \cos(\xi x)]/2$$

$$V(\xi x) = [\sinh(\xi x) - \sin(\xi x)]/2 \dots \dots \dots (14)$$

各節点での境界条件は

$$x=0:$$

$$w^1(0)=0$$

$$dw^1(0)/dx=0$$

$$x=l_1:$$

$$w^1(l_1)=w^2(l_1)$$

$$dw^1(l_1)/dx = dw^2(l_1)/dx$$

$$(EI)_{\delta} d^2 w^1(l_1)/dx^2 = (EI)_{\delta p} d^2 w^2(l_1)/dx^2$$

$$(EI)_{\delta} d^3 w^1(l_1)/dx^3 = (EI)_{\delta p} d^3 w^2(l_1)/dx^3$$

$$x=l_2:$$

$$w^2(l_2)=w^3(l_2)$$

$$dw^2(l_2)/dx = dw^3(l_2)/dx$$

$$(EI)_{\delta p} d^2 w^2(l_2)/dx^2 = (EI)_{\delta} d^2 w^3(l_2)/dx^2$$

$$(EI)_{\delta p} d^3 w^2(l_2)/dx^3 = (EI)_{\delta} d^3 w^3(l_2)/dx^3$$

$$x=l:$$

$$d^2 w^3(l)/dx^2 = 0$$

$$d^3 w^3(l)/dx^3 = 0 \dots \dots \dots (15)$$

のように与えられ, これらの境界条件に式(13)を代入し, 得られた式の係数行列式を零とおくと振動数方程式が得られる. さらに振動数方程式の根  $\xi^i$  を求め,  $A^i - D^i$  を  $\xi^i$  の関数として表すことによりアームのモード関数  $w$  が決定される.

式(15)の境界条件によって求まった, 圧電素子を貼りつけたはりのモード関数式(13)を用いて, 式(1)の解を

$$y(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} w_n(x) f_n(t) \dots \dots \dots (16)$$

とおく. ここで

$$w_n(x) = \begin{cases} w_n^1(x) & 0 \leq x \leq l_1 \\ w_n^2(x) & l_1 \leq x \leq l_2 \\ w_n^3(x) & l_2 \leq x \leq l \end{cases} \dots \dots \dots (17)$$

式(16)を式(1)に代入すると

$$\sum_{n=1}^{\infty} [\rho(x)A(x) + m\delta(x-l)]w_n(x)[d^2 f_n/dt^2 + k^2 C d f_n/dt + k^2 f_n] = M_p[\delta'(x-l_1) - \delta'(x-l_2)] \dots \dots \dots (18)$$

となる. さらに正規関数の直交性

$$\int_0^l [\rho(x)A(x) + m\delta(x-l)]w_n(x)w_m(x)dx = \begin{cases} 0 & m \neq n \\ \psi_n & m = n \end{cases} \dots \dots \dots (19)$$

によって, 式(18)は次のような一般振動方程式となる.

$$d^2 f_n/dt^2 + k^2 C d f_n/dt + k^2 f_n = Q_n(t) \dots \dots \dots (20)$$

ここに

$$Q_n(t) = [dw_n(l_2)/dx - dw_n(l_1)/dx]M_p/\psi_n \dots \dots \dots (21)$$

以下では, 圧電アクチュエータの発生する曲げモーメント  $M_p$  を制御し, アームの先端を揺動面の変位  $u$  に追従させる問題を考える. アームの変位制御法として, 揺動面の変位  $u$  と速度  $\dot{u}$ , 現在のアーム先端の位置  $y_L$  と速度  $\dot{y}_L$  のそれぞれの差をフィードバック信号として用い, その値を増幅して圧電素子に印加する. この場合位置フィードバックゲインを  $G_p$ , 速度フィードバックゲインを  $G_v$  とすると, アクチュエータがアームに加える曲げモーメントは

$$M_p = G_p[u(t) - y_L(t)] + G_v[\dot{u}(t) - \dot{y}_L(t)] \dots \dots \dots (22)$$

となる. さて, 式(20)を解くに当たり, 式をサンプリング周期  $T$  で離散化する. ここで制御入力  $Q_n(t)$  の作用を一定値  $Q_n(NT)$ ,  $N=1, 2, \dots$ , がサンプリング周期  $T$  ごとに系に作用するもので置き換えて考える. 任意区間  $(\overline{N-1}T, NT)$  において, 制御力は一定値  $Q_n(\overline{N-1}T)$  である. この区間の出発点を  $\tau=0$  とし, 式(20)を時間域  $0 < \tau < T$  で考えると

$$\ddot{f}_n(\tau) + 2\mu \dot{f}_n(\tau) + k^2 f_n(\tau) = Q_n(\overline{N-1}T) \quad (23)$$

と表される. ただし, 式(23)の初期条件は

$$y(\tau=0) = y(\overline{N-1}T)$$

$$\dot{y}(\tau=0) = \dot{y}(\overline{N-1}T) \dots \dots \dots (24)$$

で与え, Duhamel 積分を用いれば式(23)の解は

$$y_n(NT) = \exp(-\mu T)[B_n \cos(p_d T) + C_n \sin(p_d T) + Q_n(\overline{N-1}T)[1 - \exp(-\mu T)(\cos(p_d T) + \mu \sin(p_d T)/p_d)]/(\mu^2 + p_d^2) \dots \dots \dots (25)$$

と求まる. ここに

$$2\mu = k^2 C$$

$$p_d = \sqrt{k^2 - \mu^2} \dots \dots \dots (26)$$

$$B_n = y(\overline{N-1}T)$$

$$C_n = [\mu y(\overline{N-1}T) + \dot{y}(\overline{N-1}T)]/p_d$$

以下, 圧電アクチュエータで駆動するフレキシブルアームの変位追従性を調べるため, 式(25)につき数値計算と実験を行うこととする.

### 3. 実験

本実験に用いた実験装置の概略図を図3に示す。圧電素子とアームについて得られた物性値を表1に示す。圧電素子-アーム系の内部減衰係数  $C$  は、はりを一端固定し、自由振動させて対数減衰率を測定することにより求めた。

実験では、サンプリング周期  $T=5\text{ ms}$  の時間間隔でアーム先端の位置をギャップセンサで測定し、揺動面の位置も同時に測定、それらをA/D変換しマイクロコンピュータに送信する。コンピュータ内で処理された信号はD/A変換後圧電アクチュエータに加えられる。本実験では制御方法として、PD(比例+微分)制御を採用しているため、圧電素子を駆動する電圧信号は

$$V = f_{gp}(u - y_L) + f_{gv}(\Delta u - \Delta y_L) \dots\dots\dots(27)$$

となる。ここで  $u$  は揺動面の変位信号、 $y_L$  はアーム先端の変位信号を表す。速度信号  $\Delta u$ ,  $\Delta y_L$  は直接測定することができないため、次のように決定した。

$$\begin{aligned} & \text{時間 } i \text{ における速度信号 } \Delta u(\Delta y_L) \\ & = \text{時間 } i \text{ の位置信号} - \text{時間 } (i-1) \text{ の位置信号} \end{aligned}$$

しかしながら、速度信号を位置信号の差分で与えるため、雑音の影響が大きくなる。その雑音の影響を小さくするため、差分を取るに当たっては時間  $i$  の位置信号  $y_i$  を

$$y_i = \text{middle}[y_i, y_{i-1}, y_{i-2}] \dots\dots\dots(28)$$

で与えた。上式は三点内の中間値を取ることを示している。この方法によって雑音が大幅に除去され、アームの応答性が改善された。

圧電アクチュエータに印加する電圧を増大減少させるとその応答にヒステリシスが現れるが、実験によりアームの両側に2枚バイモルフ型圧電素子を貼りつけそれぞれに正(あるいは負)の電圧のみを印加すると、ヒステリシスの幅を小さくできることがわかった。例えば、アームを上側に曲げるときは上側に貼りつけた圧電素子に正の電圧を印加し同時に下側の圧電素子の電圧を零とする。一方下側に曲げる場合は下側の素子

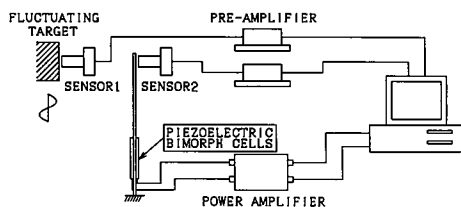


図3 実験装置概略図

に正電圧を加え上側の電圧を切る、すなわち各圧電素子に正(あるいは負)の電圧のみをかけることになる。このようにしてアーム先端の変位と圧電素子に印加する電圧の線形性を改善し、理論と近い実験結果を得ることができた。

式(22)と(27)において、 $G_p$  と  $G_v$  は理論計算で用いた無次元位置および速度、フィードバックゲイン、 $f_{gp}$  と  $f_{gv}$  は実験で用いた両ゲインである。理論と実験での位置および速度フィードバックゲインの関係は、材料力学による静的モーメントとそのモーメントが加わったはり先端の変位との関係、および実験より得られる圧電素子に印加する電圧とアーム先端の変位との関係より次のように与えられる。

$$\begin{aligned} G_p &= 5 \times 10^9 [(EI)_{gp} / (EI)_b] \\ & \quad \times [2l^2 k_{dv} / (2l - l_2 - l_1)(l_2 - l_1)] f_{gp} \\ &= 179.85 f_{gp} \\ G_v &= 5 [(EI)_{gp} / (EI)_b] [2\sqrt{(EI)_b} / (\rho A)_b] \\ & \quad / (2l - l_2 - l_1)(l_2 - l_1) T k_{dv} f_{gv} \\ &= 1889 T f_{gv} \dots\dots\dots(29) \end{aligned}$$

ここで  $T$  はサンプリング周期 (s)、 $k_{dv}$  は実験で測定したアーム先端変位と印加電圧の比を線形化した値である。本試験片における  $k_{dv}$  は  $0.045\text{ mm/volt}$  と測定された。

### 4. 計算結果ならびに実験例

初めに実験結果と理論結果(シミュレーション)の比較を行う。図4(a), (b), (c)は実験結果で、揺動面が振動数  $f_u=1.7\text{ Hz}$ 、振幅  $A_u=0.215\text{ mm}$  の正弦波で振動するときの、圧電アクチュエータで駆動制御さ

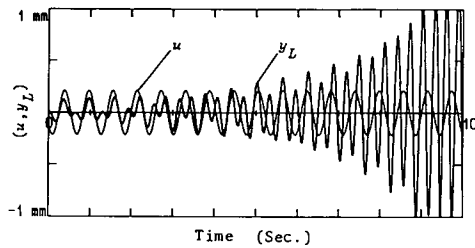
表1 アームおよび圧電素子の特性値(測定値)

Beam	Piezoelectric Cell
$l = 168.4\text{ mm}$	$a = 40.9\text{ mm}$
$b = 12.2\text{ mm}$	$b = 12.2\text{ mm}$
$h_1 = 0.3\text{ mm}$	$t = 0.65\text{ mm}$
$\rho_b = 8.67 \times 10^3\text{ Kg/m}^3$	$\rho_p = 7.8 \times 10^3\text{ Kg/m}^3$
$E_b = 102.47 \times 10^9\text{ N/m}^2$	$E_p = 58.03 \times 10^9\text{ N/m}^2$
Total System	
$l_1 = 10\text{ mm}$	$m = 8.7\text{ g}$
$C = 4.08 \times 10^{-4}\text{ s}$	$f_{gx} = 2.80\text{ Hz}$

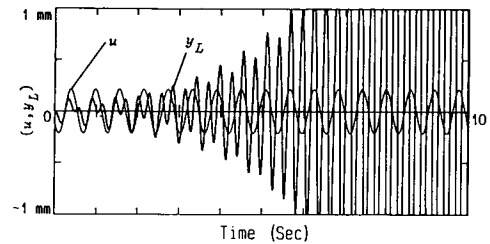
れるアーム先端の変位の追従特性を示す。図 5 (a), (b), (c) は図 4 に対応する理論結果である。実験で測定した図 4 のアームの 1 次固有振動数は 2.80 Hz, 対応する図 5 のアームの理論固有振動数は 2.97 Hz である。図 4 (a) と図 5 (a) は位置フィードバックのみをかけた場合のアーム先端の変位の変化を示す。位置フィードバックゲインは  $f_{gp}=1 (G_p=179.85)$ , サンプルング周期は  $T=5$  ms である。実験結果のほうが理論結果よりアームの先端変位が発散を始めるまでの時間がやや長くなっている。これは理論計算のほうが外部の減衰などの影響を考慮していないためと考えられる。図より、位置フィードバック制御 (P 制御) のみでは圧電素子によるアームの変位追従制御は不可能であることが言える。図 4 (b), 5 (b) は  $f_{gp}=5 (G_p=899.25)$ ,  $f_{gv}=9 (G_v=85.0)$   $T=5$  ms の場合について、

アーム先端の変位の変化を示したものである。理論と実験結果はよく対応している。ただし、図 4 (b) では高次の振動が長く残っているが、これは圧電素子のヒステリシスあるいは速度信号を位置信号の差分で与えていることに起因するものと思われる。図 4 (a), 5 (a) と比較してみると、速度フィードバックゲインを加えることにより、アームの追従制御を実現することができるのがわかる。図 4 (c), 5 (c) は、 $f_{gp}=8 (G_p=1438.85)$ ,  $f_{gv}=70 (G_v=661.15)$ ,  $T=5$  ms におけるアームの追従特性を示す。図より、理論と実験結果はよく一致していることがわかる。以上により、本解析で使用したシミュレーションモデルおよびその離散化モデルは実験と十分一致する結果を与えることがわかる。

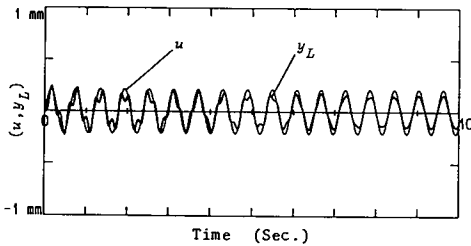
表 2 は、アーム根元から圧電素子左端までの距離が



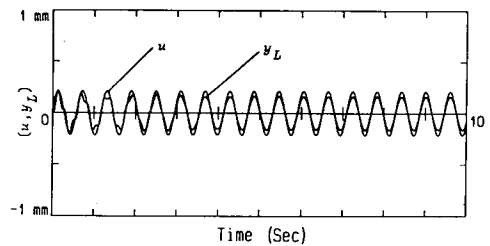
(a)  $f_{gp}=1.0, f_{gv}=0.0$



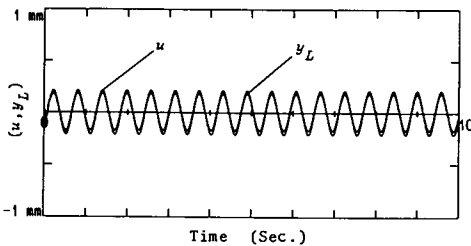
(a)  $G_p=179.85, G_v=0.0$



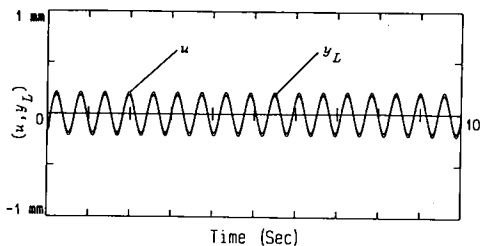
(b)  $f_{gp}=5.0, f_{gv}=9.0$



(b)  $G_p=899.25, G_v=85.0$



(c)  $f_{gp}=8.0, f_{gv}=70.0$



(c)  $G_p=1438.85, G_v=661.15$

図 4 揺動面 ( $u$ ) およびアーム先端 ( $y_L$ ) の変位の時間変化 (実験値).  $f_{ex}=2.80$  Hz,  $T=5$  ms,  $f_u=1.7$  Hz,  $A_u=0.215$  mm

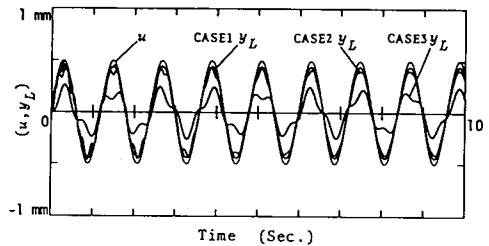
図 5 揺動面 ( $u$ ) およびアーム先端 ( $y_L$ ) の変位の時間変化 (理論値).  $f_{TH}=2.97$  Hz,  $T=5$  ms,  $f_u=1.7$  Hz,  $A_u=0.215$  mm

$l_1=0, 64, 117.5$  mm である場合の3次までの理論固有振動数を示す。表から圧電素子をアームの根元から先端へ移動するに従い、固有振動数が低くなっていくことがわかる。これら三つのケースについて、数値シミュレーションによるアーム先端の変位追従特性を図6 (a), (b), (c)に示す。図6 (a)は振動数  $f_u=0.835$  Hz, 振幅  $A_u=0.5$  mm 揺動面に追従させた場合のアーム先端の変位の変化を示す。制御パラメータは  $G_p=3000$ ,  $G_v=100$ ,  $T=5$  ms である。揺動面の振動数は三つのケースともアームの一次固有振動数より低くなっている(表2参照)。図より圧電素子をアームの根元近傍に貼りつけるほうが変位追従性のよいことがわかる。揺動面の振動数が低い場合、圧電素子がアームの中央が先端部にある場合は、根元にあるときと同一の追従性を得るためにはさらに大きな印加電圧を加える必要がある。図6 (b)はアームの先端を周期2.5 Hz, 振幅0.5 mmの揺動面に追従させた場合を示す。三つの場合を重ねて書くと図が込み入って見にくくなるため、時間軸を3分割し、CASE 1, CASE 2, CASE 3の場合の先端変位応答を順次配置している。揺動面の変位の変化は全時間域で連続・共通である。図より圧電素子が根元にある場合はアーム先端が揺動面によく追従しているが、圧電素子がアームの中央部にくるとアーム先端が揺動面より大きくゆれるようになる。さらに圧電素子をアームの先端部におくとアームの先端のうなり振動を起し揺動面への追従が不可能となる。さらに揺動面の振動数を3.34 Hzまで上げた場合のアーム先端の追従特性を図6 (c)で示す。圧電素子が根元にある場合はアームは揺動面に対して追従性を示すが、圧電素子がアームの中央部にあるときは変位は発散し、さらにアームの先端部にあるときは追従不能となっていることがわかる。したがって、バイモルフ型圧電素子を用いて片持フレキシブルアームの変位制御を行う場合はなるべく圧電素子をアームの固定部の近くに貼りつけることが必要であるといえる。

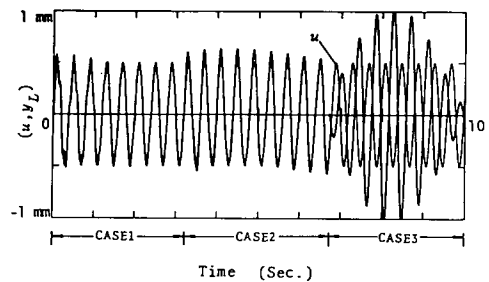
表1で示したアームについて、揺動面の周期および振幅を変えた場合のアーム先端の追従特性の実験結果を図7~図9に示す。図7は揺動面の周波数を  $f_u=1.71$  Hzに固定し、振幅を変化させた場合の目標値とアーム先端の変位の変化を示す。図8は揺動面の周波数を3.08 Hzに上げ、同様に振幅を変化させた場合の結果である。図7と図8での位置および速度フィードバックゲインはいずれも  $f_{ap}=8$ ,  $f_{av}=100$ , サンプル周期は  $T=5$  ms である。図より、圧電アクチュエータを有するフレキシブルアームは一定周期の揺動面に変位追従することが可能であることがわかる。さ

表2 圧電素子の貼りつけ位置による系の固有振動数

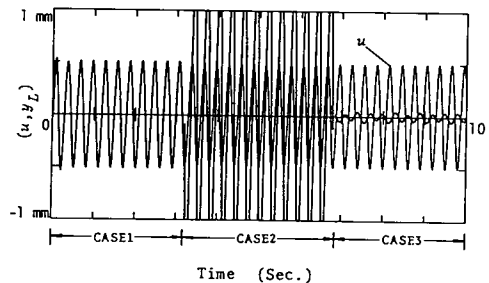
CASE	$l_1$ (mm)	MODE	FREQUENCIES
1	0.0	1st	3.24
		2nd	45.15
		3rd	139.87
2	64.0	1st	2.21
		2nd	19.57
		3rd	73.62
3	117.5	1st	1.79
		2nd	23.60
		3rd	89.23



(a)  $f_u=0.835$  Hz,  $A_u=0.5$  mm  
 $G_p=3000$ ,  $G_v=100$ ,  $T=5$  ms



(b)  $f_u=2.5$  Hz,  $A_u=0.5$  mm  
 $G_p=3000$ ,  $G_v=100$ ,  $T=5$  ms



(c)  $f_u=3.34$  Hz,  $A_u=0.5$  mm  
 $G_p=1000$ ,  $G_v=200$ ,  $T=5$  ms

図6 圧電素子の貼りつけ位置を変えた場合のアーム先端の変位の追従特性

らに図7と図8は同じフィードバックゲインを用いているが図8の追従度が図7よりよくなっている。これは揺動面の周波数が、フィードバック入力のかけた圧電素子アーム系全体の固有振動数の近くにあるためである。

図9は揺動面の振幅を一定にし、振動数を変化させた場合のアームの追従特性の実験結果である。圧電素子に電圧を印加していないアームの固有振動数は  $f = 2.80 \text{ Hz}$ 、フィードバックゲインは  $f_{gp} = 10$ 、 $f_{gv} = 200$ 、さらに  $T = 5 \text{ ms}$  である。図より揺動面の周波数がアームの固有振動数に至るまでは（厳密にはフィードバックをかけている圧電素子-アーム系全体の共振振動数が制御入力のない系の固有振動数より少し高くなっているため、系の固有振動数を少し超えたところまでは）PD制御を用いたフレキシブルアームの変位追従制御は可能であることがわかる。さらに揺動面の周波数がアーム系の固有振動数を超えると、入力に対するアームの応答の位相遅れが著しく現れ、追従が不可能となる。また、再び揺動面の周波数をアームの固有振動数以下に戻すと、アームの先端は再度揺動面に追従していくようになることが図より観察される。

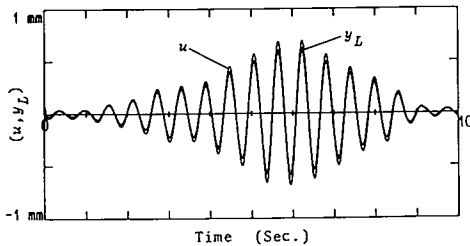


図7 揺動面の振幅のゆらぎに追従するアーム先端の変位の変化

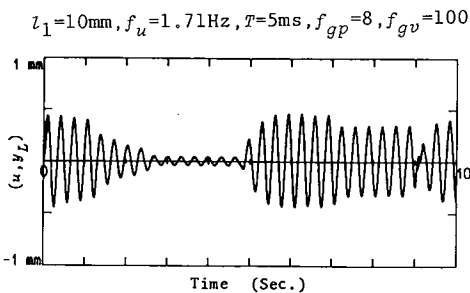


図8 揺動面の振幅のゆらぎに追従するアーム先端の変位の変化

$l_1 = 10 \text{ mm}$ ,  $f_u = 3.08 \text{ Hz}$ ,  $T = 5 \text{ ms}$ ,  $f_{gp} = 8$ ,  $f_{gv} = 100$

最後に本アームを、自由減衰振動する一端固定・他端自由の片持ばりの表面の動きに追従させた実験例を図10に示す。はりを2回ゆらしたにもかかわらず、圧電アクチュエータを用いたフレキシブルアームはうまく相手の動きに追従していることがわかる。

## 5. 結 言

圧電素子をアクチュエータとして用いた、先端質量を有するフレキシブルアームの先端変位制御問題を理論と実験により解析した。得られた結果を要約すると以下ようになる。

(1) 圧電素子を貼りつけたフレキシブルアームを段付きの変断面はりと考え、その運動方程式の解をサンプリング周期間隔で離散化して考える解析方法は、実験結果とよく対応する理論結果をもたらし、圧電素子で駆動されるフレキシブルアームの制御問題のシミュレーション解法として有用である。

(2) バイモルフ形圧電素子をアクチュエータとして用いることによってフレキシブルアーム先端の変位制御することができる。この場合アームの応答性を高めるためには圧電素子をアームの根元におくのが最もよい。

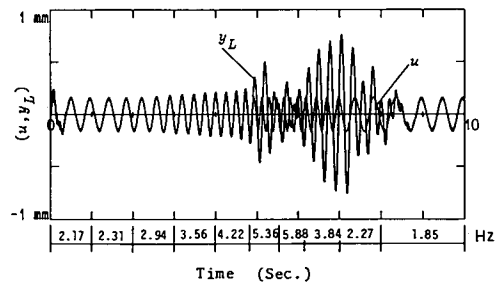


図9 揺動面の周波数のゆらぎに追従するアーム先端の変位の変化

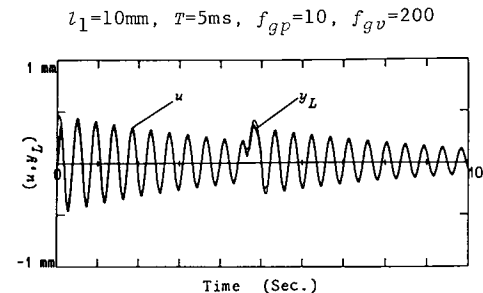


図10 自由減衰振動する片持ばりの表面の動きに追従するアーム先端の変位の変化



(3) アーム先端の変位と速度フィードバック信号として用いる本制御法を用いた場合、素子-アーム系の一次モードの固有振動数までの振動数で揺動する面に変位追従させることが可能である。この場合揺動面の周波数が素子-アーム系の固有振動数の近くにある場合に最もよい追従特性が得られる。

終わりに臨み、本解析において終始懇切なご指導をいただいた東北大学、阿部博之教授に厚く感謝の意を表す。また本研究を遂行するに当たり、バイモルフ型圧電素子ならびにその資料を提供していただいた松下電器産業(株)、水口信一氏およびトーキン(株)、布田良明氏に厚くお礼申し上げます。

#### 文 献

- (1) Cannon R. H., Jr. and Schmitz, E., *Int. J. Robot Res.* 3

- 3(1984), 62.  
 (2) Skaar, S. B. and Tucker, D., *Trans. ASME, J. Appl. Mech.*, 53(1986), 23.  
 (3) Yuh, J., *J. Robot sys.*, 4(5), (1987), 621.  
 (4) 吉田・ほか2名, 機論, 54-497, C(1988), 201.  
 (5) 田原・長南, 機論, 54-498, C(1988), 363.  
 (6) Over, J. C. and Van De Vegte, J., *IEEE J. Robot Auto.*, RA-3(5), (1987), 485.  
 (7) 福田・ほか1名, 機論, 53-487, C(1987), 664.  
 (8) Chonan, S. and Umeno, A., *J. Sound Vib.*, (to appear).  
 (9) 長南・青島, 機論, 54-502, C(1988), 1170.  
 (10) 内野, 圧電/電歪アクチュエータ, (1986), 森北出版.  
 (11) Baz, A. and Poh, S., *J. Sound Vib.*, 126(2), (1988), 327.  
 (12) Tani, J., Takahashi, F., and Ueda, H., *Proceedings of The Sixteenth International symposium on Space Technology and Science*, (1988), 571.