

フレキシブル薄板の金属加工における マニピュレータのハンドリング制御の研究

東京理科大学 諏訪短期大学 生産工学科

教授 細貝英実

名古屋大学工学部機械情報システム工学科

教授 福田敏男

(平成元年度研究開発助成 AF - 89003)

1. 研究の背景

産業用ロボットアームは一般にエンドエフェクタ部で十分な位置決め精度ができるように設計されている。ところがペイロードが金属板金に代表される様なフレキシブルな弾性体である場合は、ペイロード自身の弾性変形によるたわみや振動が無視できないため、所望の位置決め精度や高速制御は望めない^{(1)~(7)}。このため作業効率は大幅に低下し、時にはペイロードを傷つけてしまう危険性すらある。近年、反金加工等における加工材は薄型化、大型化してきており、このような柔軟材の運搬、金属加工機へのそう入等のハンドリング作業をロボット・マニピュレータを用いて自動化し、作業・生産効率を大幅に向上することへの期待が大きくなってきている。

マニピュレータによるフレキシブル薄板(以下、柔軟構造物)のハンドリング制御(補償・振動制御)は主に(1)パラメータ同定の必要性和(2)センサ・アクチュエータ選定の制約の2点において実現が難しいと考えられ、この実現に関する具体的な研究成果が少ない。本研究では、物理パラメータの同定結果から柔軟構造物のたわみをアクティブに補償するための補償角の推定方法及びシステムを提案、実験を通して提案する補償制御システムの有効性の検証を行ったので報告する。

モデル化

1 運動方程式の導出

図1にロボット・マニピュレータによる柔軟構造物のハンドリング制御の概観を示す。ペイロードが弾性体であるために先端が大きくたわみ、そのままでは所望の位置決め精度は得られないことがわかる。本研究ではフレキシブルなペイロードの先端位置を、重力の影響によるペイロードのたわみを考慮に入れて制御することを補償制御と呼ぶ。

補償制御のための物理パラメータの同定用モデルとして拘束モード法によるモデルを用いる。図2~4に本研究で扱う対象モデルを示す。図2はペイロードである柔軟構造物を示し、図3はエンド・エフェクタが柔軟構造物を

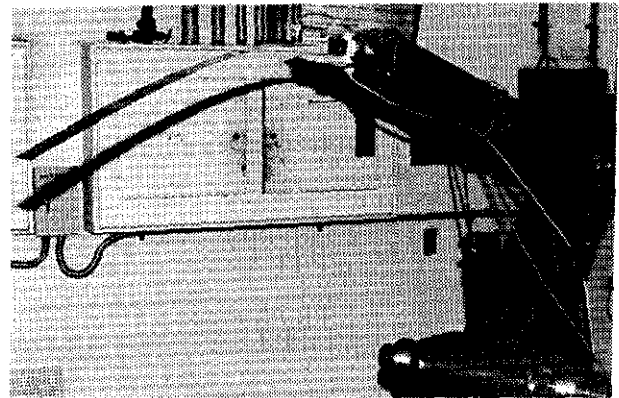


図1 ロボット・マニピュレータによる柔軟構造物のハンドリング

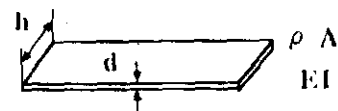


図2 柔軟構造物(柔軟材)

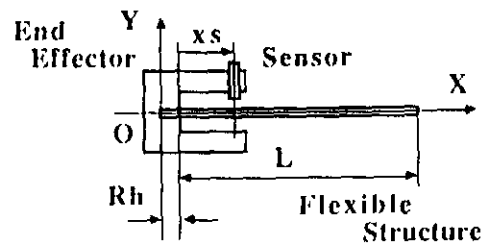


図3 エンド・エフェクタ(柔軟材保持)

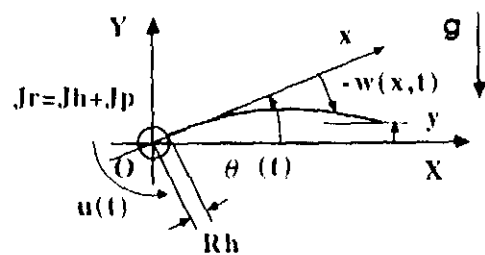


図4 モデル

保持した状態を示す。

ロボットによる柔軟構造物のハンドリング制御には、柔軟構造物の弾性変位を間接的にセンシングすることが必要である。間接的な変位センシング手法としては、大きく分けて

- A. 非接触変位センサを用いる方法
- B. TVカメラを用いる方法

の2通りが考えられる。ペイロードの先端変位の計測が主目的であれば、Bの方法により直接先端の変位を計測するのが近道と考えられるが、Bの方法では計測システムが大きくなるという欠点を持つ。

本研究ではAの方法による簡単な計測システムによる補償制御システムの実現を目指し、柔軟構造物を保持するロボットのエンド・エフェクタ先端部(図3参照)に非接触タイプの変位センサを設定し、間接的な振動センシングが可能であるとして議論を進める。

図4にモデルを示す。柔軟構造物の固定端を $x=0$ とし、柔軟構造物の弾性変位 $w(x,t)$ を図のように定義する。ここでは柔軟構造物の弾性変位として $X-Y$ 平面内の曲げ変形によるものだけを考え、仮定として

- (1) 柔軟構造物の弾性変位 $w(x,t)$ は微小である。
- (2) 柔軟構造物の断面形状、断面積 A 、密度 ρ 、縦弾性係数 E は x 軸にわたって一定である。
- (3) 曲げ振動において回転慣性とせん断変形の影響を無視する。

を定めると、系の運動は次の偏微分方程式で記述される。

$$J_r \ddot{\theta}(t) + \rho A \int_0^l x \ddot{w}(x,t) dx = u(t) - \rho A g \cos\theta(t) \int_0^l x dx \quad (1)$$

$$\rho A \{x \ddot{\theta}(t) + \ddot{w}(x,t)\} + EI \frac{\partial^4 w(x,t)}{\partial x^4} = -\rho A g \cos\theta(t) \quad (2)$$

ただし、 J_r は原点 O まわりのエンド・エフェクタと柔軟構造物の慣性モーメント、 g は重力加速度を表す。

拘束モード法では

$$\ddot{\theta}(t) = 0 \quad (3)$$

$$w(x,t) = \sum_{i=0}^{\infty} \phi_i(x) r_i(t) \quad (4)$$

を展開式として、境界条件及び直交条件を用いて(1),(2)式の偏微分方程式から次の集中化系を得る⁽⁷⁾

$$J_r \ddot{\theta}(t) + \rho A \sum_{i=1}^{\infty} \int_0^l x \phi_i(x) dx \ddot{r}_i(t) = u(t) - \rho A g L^2 / 2 * \cos\theta(t) \quad (5)$$

$$\ddot{r}_i(t) + \Omega_i^2 r_i(t) + \rho A \int_0^l x \phi_i(x) dx \ddot{\theta}(t)$$

$$= -\rho A g \cos\theta(t) \int_0^l \phi_i(x) dx \quad (6)$$

ここで、 $x = x_s$ での弾性変形によるたわみを w_s と置き、 w_s を1次モード成分 w_1 と2次モード以上の残留モード成分 w_R とに分解する。すなわち w_s を

$$\begin{aligned} w_s(t) &= w(x_s, t) \\ &= \phi_1(x_s) r_1(t) + \sum_{i=2}^{\infty} \phi_i(x_s) r_i(t) \\ &= w_1(t) + w_R(t) \end{aligned} \quad (7)$$

と分解し、1次モード成分 w_1 を用いて(5),(6)式を変形すると次のような運動方程式を得る。

$$\begin{aligned} J_r \ddot{\theta}(t) + P_0(x_s, t) \ddot{w}_1(t) + Res(x_s, t) \\ = u(t) - \rho A g L^2 / 2 * \cos\theta(t) \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \ddot{w}_1(t) + \Omega_1^2 w_1(t) + P_1(x_s, t) \ddot{\theta}(t) \\ = -\phi_1(x_s) \rho A g \cos\theta(t) \int_0^l \phi_1(x) dx \end{aligned} \quad (9)$$

ただし、

$$P_0 = \rho A \int_0^l x \phi_1(x) / \phi_1(x_s) dx \quad (10)$$

$$P_1 = \phi_1(x_s) \rho A \int_0^l x \phi_1(x) dx \quad (11)$$

Res は2次モード以上の振動成分からなり

$$Res(x_s, t) = \rho A \sum_{i=2}^{\infty} \int_0^l x \phi_i(x) dx r_i \quad (12)$$

となる。

2.2 静たわみ曲線による簡略化

(8)、(9)式を基にして補償角を推定する場合、(8)、(9)式の係数パラメータには積分が含まれているため物理パラメータの推定演算が複雑になる。そこで、ここでは(8)、(9)式を静たわみ曲線 $\phi_1(x)$ を用いて簡略化する。

$$\begin{aligned} \phi_1 &= \hat{\phi}_1 \\ &= c \phi_0 \{2 * (x/L)^2 - 4/3 * (x/L)^3 + 1/3 * (x/L)^4\} \\ &= c \phi_0 F(x) \end{aligned} \quad (13)$$

ただし

$$\phi_0 = \rho A L^4 / (8EI) \quad (14)$$

$$F(x) = 2 * (x/L)^2 - 4/3 * (x/L)^3 + 1/3 * (x/L)^4 \quad (15)$$

とする。直行条件を満足するように c を定めると、(8)、(9)式は次のように変形できる。

$$J_r \ddot{\theta}(t) + P0a \ddot{w}_1(t) + \text{Res}(x_s, t) = u(t) - \rho Ag L^2 / 2 \cdot \cos\theta(t) \quad (16)$$

$$\ddot{w}_1(t) + \Omega la^2 w_1(t) + Pla \ddot{\theta}(t) = -81 / 52 Fsg \cos\theta(t) \quad (17)$$

ただし

$$P0a = 13 / 45 \cdot \rho AL^2 / Fs \quad (18)$$

$$Pla = 9 / 8 \cdot L \cdot Fs \quad (19)$$

$$Fs = F(x_s) = 2 * (x_s / L)^2 - 4 / 3 * (x_s / L)^3 + 1 / 3 * (x_s / L)^4 \quad (20)$$

$$\Omega la^2 = 12.36EI / (L^4 \rho A) \quad (21)$$

3. 拡張カルマンフィルタによる

補償角の推定方法

3.1 補償角の推定方法

柔軟構造物の物理パラメータは、a.形状パラメータ (L, h, d, Jr)、b.材質パラメータ (密度 ρ , 縦弾性係数 E) と大きく分類できる。ここでは、柔軟構造物の物理パラメータが全て未知である場合を想定し、柔軟構造物の補償角の推定方法として拡張カルマンフィルタ⁽⁸⁾を用いた方法を提案する。本方法によれば、柔軟構造物の位置情報のみから補償角を推定することが可能となる。

まず、柔軟構造物の先端での静たわみ $w(L)$ は、2.1節の仮定 (1),(2) より

$$w(L) = -\rho Ag L^4 / (8EI) * \cos\theta \quad (22)$$

となる。これより、図4において柔軟構造物の先端位置 y が l となるときのエンド・エフェクタの回転角 θ を補償角 θ^* と呼べば、 θ^* は

$$\theta^* = \sin^{-1} \{ 1 / (Rh + L) * \rho Ag L^4 / (8EI) \} \quad (23)$$

となる。ただし、Rhは図4において原点Oから柔軟構造物固定端までの距離であり、一般に既知である。

今、柔軟構造物の1次固有振動数 $\Omega 1$ は (21) 式で表される $\Omega 1a$ で近似できることから、 $\Omega 1a$ を用いて (23) 式を書き換えると、

$$\theta^* = \sin^{-1} \{ 1 / (Rh + L) * 12.36g / (8\Omega 1a^2) \} \quad (24)$$

なる。Rhは既知であるため、L及び $\Omega 1a$ を同定することより補償角 θ^* を推定することが可能となる。

3.2 同定アルゴリズム

補償角 θ^* を推定するために、本研究では静たわみ曲線を用いて簡略化された運動方程式 (16),(17) 式をもとにL及び $\Omega 1a$ を同定することを考える。

(16),(17) 式より、柔軟構造物の運動方程式はまとめて次のように書ける。

$$\begin{bmatrix} J_r & P0a \\ Pla & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta \\ w_l \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & \Omega la^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta \\ w_l \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u + G0 \cos\theta - \text{Res} \\ + G1 \cos\theta \end{bmatrix} \quad (25)$$

ただし、

$$G0 = -\rho Ag L^2 / 2$$

$$G1 = -81 / 52 Fsg$$

(25) 式の慣性項を非干渉化し、変形すると、

$$\theta + a0^2 w_l = b0 u + c0 \cos\theta + d0 \text{Res} \quad (26)$$

$$w_l + a1^2 w_l = b1 u + c1 \cos\theta + d1 \text{Res} \quad (27)$$

ただし、

$$a0^2 = P0a \Omega la / \beta$$

$$a1^2 = r \Omega la / \beta$$

$$b0 = 1 / \beta$$

$$b1 = -Pla / \beta$$

$$c0 = -(G0 - P0a G1) / \beta$$

$$c1 = (Pla G0 - Jr Gla) / \beta \quad (28)$$

$$d0 = -1 / \beta$$

$$d1 = Pla / \beta$$

$$\beta = Jr - P0a Pla$$

となる。多少演算時間はかかるが、(26),(27) 式をモデルとし、拡張カルマンフィルタを用いて係数パラメータ $a0, a1, b0, b1, c0, c1$ を同定し、L及び $\Omega 1a$ を推定することが考えられる⁽⁷⁾。

しかし、ここで改めて (27) 式を見ると、(27) 式は固有振動数 $a1$ の振動系であり、外力としてエンド・エフェクタからの入力による項 ($b1u$) と重力 g と傾き角 θ による項 ($c1 \cos\theta$) と2次以上の残留モードによる項 ($d1 \text{Res}$) が存在した形になっていることがわかる。一般にエンド・エフェクタのO点まわりの慣性モーメント (Jh) は、柔軟構造物のそれ (Jp) に比べ大きいことや、エンド・エフェクタには位置サーボがかかる ($\theta = 0$) ことを考慮に入れると、エンド・エフェクタからの入力により柔軟構造物の弾性振

動を故意に励起したときの自由振動は片持ちばりの自由振動で近似できると考えられる。そこで、(17),(27) 式を比較し、

$$a1 = \Omega la \quad (29)$$

$$c1 = G1 = -81/52 Fsg \quad (30)$$

と近似できると仮定すれば、(27) 式を拡張カルマンフィルタのモデルとして係数パラメータ $a1, c1$ を同定し、(29),(30) 式にもとづいて Fs すなわち L と Ωla を推定することが可能となる。ゆえに、(24) 式から補償角 θ^* を推定することが可能であることがわかる。本研究では演算時間をなるべく短縮し補償制御の可能性を検討するという意味合いから、上記仮定のもとで (27) 式を拡張カルマンフィルタのモデルとして補償角 θ^* を推定する。

状態ベクトル及び観測値 y をそれぞれ

$$x(x,s,t) = [w1 \quad w]^\top \quad (31)$$

$$y(x,s,t) = ws \quad (32)$$

と置くと、状態方程式及び観測方程式は次のようになる。

$$\dot{X} = Ax + Bf + [0 \quad d1Res]^\top \quad (33)$$

$$y = c^\top x + wR \quad (34)$$

ただし、

$$f = [u \quad \cos\theta]^\top$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -a1^2 & 0 \end{bmatrix} \quad B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ b1 & c1 \end{bmatrix}$$

$$c^\top = [1 \quad 0]$$

(33),(34) 式を離散化し、未知パラメータ p

$$p(i) = [a1(i) \quad b1(i) \quad c1(i)]^\top \quad (35)$$

を含む以下の線形システムを考える。

$$x(i+1) = A(p)x(i) + B(p)f(i) + w(i) \quad (36)$$

$$y(i) = c^\top(p)x(i) + v(i) \quad (37)$$

ここで、 $w(i), v(i)$ は平均値0、共分散行列

$$E[w(i)w(j)^\top] = Q(p)\delta_{ij}$$

$$E[v(i)v(j)^\top] = R(p)\delta_{ij}$$

なる互いに独立なガウス白色雑音と仮定する。また、初期値 $x(0)$ は平均値0、共分散行列 Σ_0 のガウス確率ベクトルで、 $x(0)$ は $w(i), v(i)$ とは独立であると仮定する。こ

のモデルを対象にして拡張カルマンフィルタ⁽⁸⁾を用いれば、柔軟構造物の弾性振動を励起することにより補償角を推定することが可能である。

4. 補償角推定シミュレーション

4.1 補償角の推定と補償誤差

図4に示すモデルを対象に柔軟構造物の補償角の推定シミュレーションを行う。シミュレーションに用いるシステムモデルは厳密性を重視し、非拘束モード法によるものとし、3次の弾性モードまで考慮する。また、系に働く粘性抵抗は各モード独立に扱えると仮定して考慮する。一方、同定用のモデルは(27)式で示した拘束モード法をベースにしたモデルとし、(29),(30)式から L 及び Ωla を推定し、(24)式から補償角を推定するものとする。

柔軟構造物の物理パラメータはすべて未知でも、理論的には補償角の推定は可能である。しかし、一般の金属加工を考えると材質パラメータは既知である場合が多いため、ここでは形状パラメータが未知な場合を取り上げる。すなわち、柔軟構造物の長さ L が $L = 300, 400, 500, 600$ [mm]、厚さ d が $d = 0.42, 0.80$ [mm]、幅 h が $h = 50$ [mm] の組合せより8通りのサンプルを考え、柔軟構造物の長さと同断面積が未知であるとする。材質パラメータはすべて既知とし、モデルのパラメータを以下のように定める。

$$\rho = 7870 \quad [\text{kg}/\text{m}^3]$$

$$E = 2.06 \times 10^{11} \quad [\text{N}/\text{m}^2]$$

$$Jh = 1 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$$

$$Rh = 269 \quad [\text{mm}]$$

シミュレーションではサンプルを 0° の静止状態から 10° へ位置決め制御を行い弾性振動を励起し、 $a1, c1$ を同定し、3章に示した手順により、柔軟構造物の補償角の推定を行う。ただし、制御入力には各サンプルで統一し、柔軟構造物の弾性振動を励起するのに十分な大きさとした。また拡張カルマンフィルタにおいて共分散行列 Q, R は一律に

$$Q = 0$$

$$R = \{w(0)/10\}^2 \quad (38)$$

ただし

$$w(0) \text{ は初期たわみ量}$$

とした。 $Q = 0$ は (27) 式において Res の影響が無視できる程小さいと考えたためであり、 R はここでの入力により励起される振動の wR 成分を一種の雑音としてとらえ、サンプルごとに異なる初期たわみ量を用いて仮想的に上記のよ

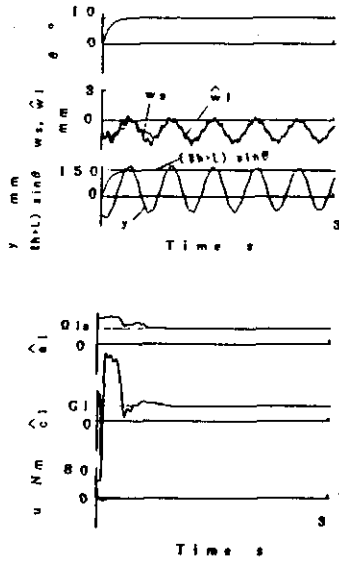


図5 係数パラメータの同定結果 (シミュレーション)
: 厚さ 0.80mm, 長さ 600mm

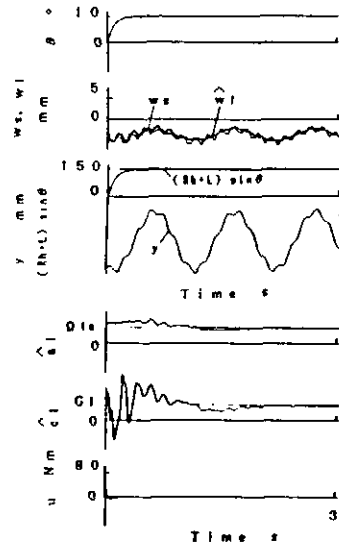


図6 係数パラメータの同定結果 (シミュレーション)
: 厚さ 0.42mm, 長さ 600mm

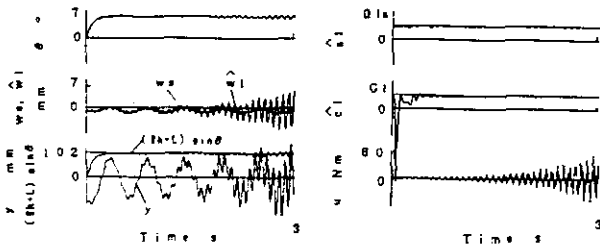


図7 振動制御併用による補償制御例
(不安定となる例)

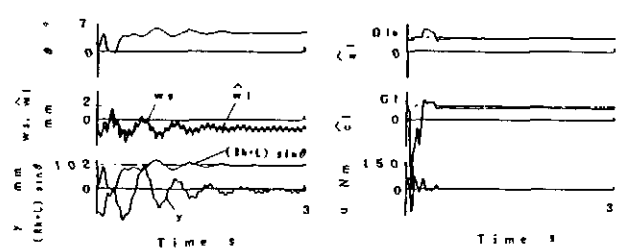


図8 振動制御併用による補償制御例
(1次モードを安定化する例)

表1 補償制御結果 (シミュレーション)
: 厚さ 0.80mm

Thickness : 0.80mm			
L [mm]	θ^* [°] Theory	θ^* [°] Simulation	Compensation Error [mm]
300	0.72	0.59	-1.3
400	1.93	1.85	-0.9
500	4.09	3.84	-3.4
600	7.53	6.91	-9.3

表2 補償制御結果 (シミュレーション)
: 厚さ 0.42mm

Thickness : 0.42mm			
L [mm]	θ^* [°] Theory	θ^* [°] Simulation	Compensation Error [mm]
300	2.60	2.50	-1.0
400	7.00	6.77	-2.7
500	15.01	14.39	-8.1
600	28.38	27.82	-7.5

うに仮定した。これは、一般に柔軟なはり程初期たわみ量が大きく、柔らかさが異なる複数のはりを同一入力で振動させるとき励起される残留モード成分の分散は、柔軟なほど程大きいと考えられるためである。

図5.6に a_1, c_1 の同定結果を示す。図より a_1, c_1 の同定値がそれぞれ Ω, λ, G_1 にほぼ一致することがわかる。これにより、(29),(30)式の近似は理論上問題ないことがわかる。

また、8種のサンプルに対し補償角の推定を行い、補償制御を行った結果を表1,2に示す。表1,2より、補償誤差 y は

0mm～10mmの範囲に収まっていることがわかる。

4.2 振動制御併用による補償制御例

前節で推定した補償角を用いて補償制御を行うとき、振動制御を併用して弾性振動をアクティブに制御することが望ましいといえる。図7～9は振動制御を併用した場合の補償制御結果を示す。このときの柔軟構造物のサンプルは、長さ L が $L = 600$ [mm]、厚さ d が $d = 0.80$ [mm]、幅 h が $h = 50$ [mm]である。入力に付け加えた振動制御項はそれぞれ

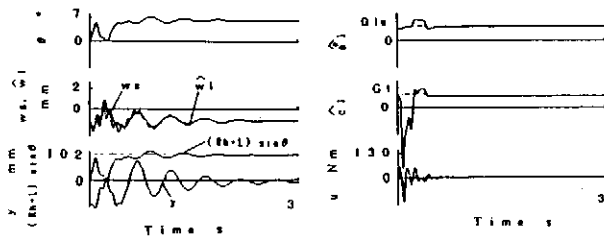


図9 振動制御併用による補償制御例
(1,2次モードを安定化する例)

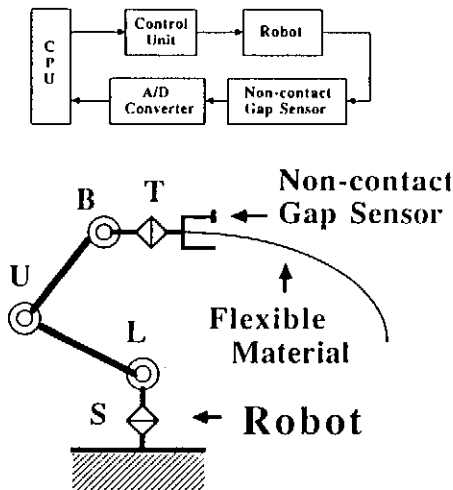


図10 実験システム

表3 補償制御結果(実験): 厚さ 0.80mm

Thickness : 0.80mm

L [mm]	θ^* [°] Theory	θ^* [°] Simulation	Compensation Error [mm]
300	0.72	1.01	1
400	1.93	2.22	-1
500	4.09	4.04	-3
600	7.53	7.54	-4

$$-K_s \dot{w}_s \quad (\text{図7})$$

$$-K_l \dot{w}_l \quad (\text{図8})$$

$$+K_s \dot{w}_s - K_l \dot{w}_l \quad (\text{図9})$$

である。図7は1次モードを減衰しようとして、逆に2次モードにポジティブ・ダンピングがかかり不安定となる例である。図8は拡張カルマンフィルタによる推定値 w_l をフィードバックすることにより2次モードの不安定化を防いだ例である (HAC: High Authority Control)。これより

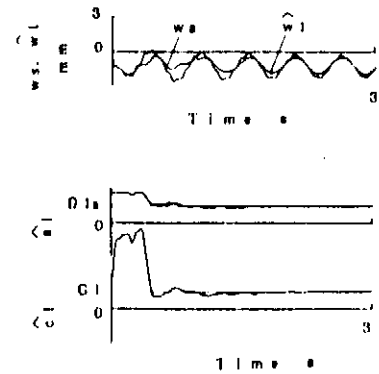


図11 係数パラメータの同定結果(実験)
: 厚さ0.80mm, 長さ600mm

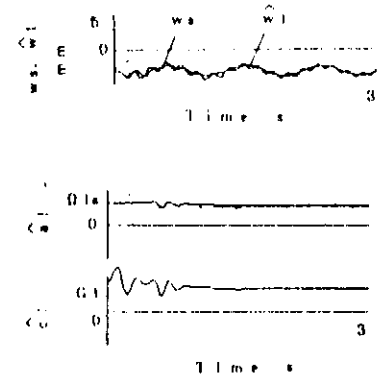


図12 係数パラメータの同定結果(実験)
: 厚さ0.42mm, 長さ600mm

表4 補償制御結果(実験): 厚さ 0.42mm

Thickness : 0.42mm

L [mm]	θ^* [°] Theory	θ^* [°] Simulation	Compensation Error [mm]
300	2.60	2.75	2
400	7.00	7.16	0
500	15.01	13.94	-15
600	28.38	21.79	-120

拡張カルマンフィルタが高周波カットフィルタとしての役割を持つことがわかる。図9は w_s を用いて2次モードを安定化し(一種のLAC: Low Authority Control)、 w_l を用いて1次モードを十分に安定化した例である(一種のLAC+HAC)。図9を見ると、この様な階層的なフィードバック制御⁽⁹⁾を行うことにより、弾性振動を抑えて補償制御が可能となることがわかる。

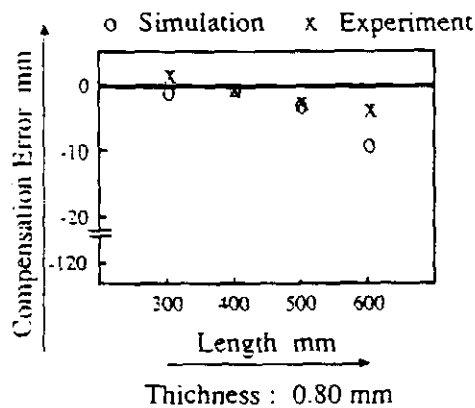


図13 補償制御結果の比較：厚さ 0.80mm

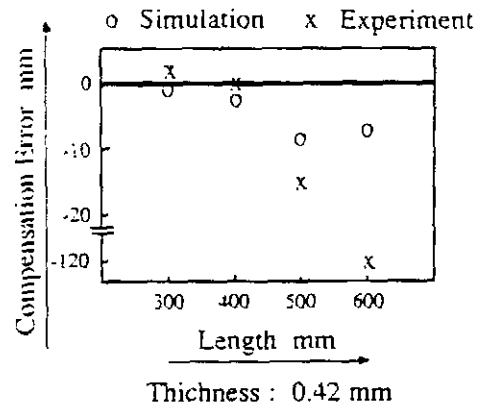


図14 補償制御結果の比較：厚さ 0.42mm

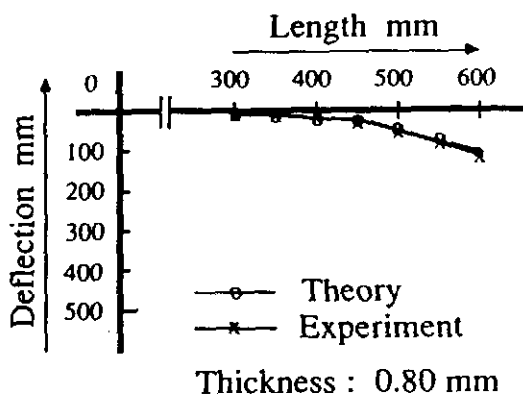


図15 静たわみ量の比較：厚さ 0.80mm

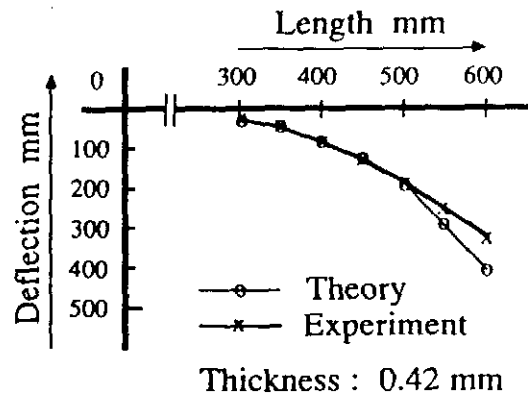


図16 静たわみ量の比較：厚さ 0.42mm

5. 補償角推定実験

図10に実験システムの概略図を示す。実験に使用したロボットは5自由度を有する産業用ロボットでエンド・エフェクタの先端部には非接触変位計である渦電流センサ（測定レンジ0mm～10mm）が設置してある。ここでは補償制御が目的であるため、図10のB軸のみを動かして柔軟構造物の補償制御実験を行う。柔軟構造物のサンプルは4章と同様に8サンプル用意し、ロボットにより 0° の静止状態から 0° への位置決め制御を行い弾性振動を励起し、補償角を推定するものとする。ただし、制御入力に柔軟構造物の弾性振動を十分励起できるように各サンプルで統一し、また拡張カルマンフィルタにおいて共分散行列 Q, R はシミュレーションと同様に(38)式とした。

図11, 12に a, c を同定した実験結果を示す。図より a, c の同定値がそれぞれ Ω, G にほぼ一致することがわかる。ただし、図12で c と G との差が目立つのは、このときの曲げ変形が微小たわみの域を越えており、実際のたわ

み量が理論上のたわみ量より少なくなっているためと考えられる。

また、8種のサンプルに対し補償角の推定実験を行い、補償制御実験を行った結果を表3.4に示す。

表3より、厚さが0.80mmのサンプルでは L をかえても補償誤差 y は0mm～-5mmの範囲に収まっているが、厚さが0.42mmのサンプルでは長さが500mm, 600mmのサンプルで補償誤差が大きくなっていることがわかる。表1～4までの結果を柔軟構造物の厚さごとくにかけて、長さ L と補償誤差との関係を図示すると図13, 14のようになる。また $\theta = 0^\circ$ として静たわみ量を理論と実験とで比較すると図15, 16のようになる。図14, 16より、実験において補償誤差が大きかったサンプルは、大変形のために静たわみ量が理論と実験と大きく異なっており、(22)式の誤差が大きくなり結果的に補償誤差が大きくなったと考えられる。以上より、微小たわみの範囲では(29), (39)式の近似は実用上問題な

く、本研究で提案した補償角の推定方法が有効であると結論できる。

6. まとめ

本研究では、柔軟構造物の物理パラメータがすべて未知である場合に、簡単な計測システムにより物理パラメータを同定し、その同定結果から柔軟構造物のたわみをアクティブに補償するための補償角を推定するシステムを提案した。また、シミュレーション及び実験を通して本研究で提案する補償制御システムの有効性とその限界を示した。

同定に用いるモデルとしては簡略化したモデルで十分実用可能であり、物理パラメータが未知であっても微小たわみの範囲内で補償制御が可能となることを示した。簡略化モデルの使用により演算時間の短縮化が期待できる。また補償角の推定は基本的に静たわみの理論式を基にしているため、大たわみが生じる様な極めて柔軟な構造物や可変断面ばり等を補償制御するような場合は本方法は適用できないことに注意を要する。今後は上記問題に対する対策が必要となるであろう。

文 献

- (1) 福田・栗林・細貝・矢島、太陽電池パドルのフレキシビリティ制御（第1報、太陽センサを用いた振動抑制・姿勢制御の一考え方）、日本機械学会論文集、51-465, C (昭60),979.
- (2) 福田・栗林・細貝・矢島、太陽電池パドルのフレキシビリティ制御（第2報、差動形太陽電池センサと状態推定による振動抑制・姿勢制御の一方法）、機論、52-473, C (昭61),344.
- (3) 福田・細貝・矢島、太陽電池パドルのフレキシビリティ制御（第3報、リアクションホイールの動特性を考慮したパドルの振動・姿勢制御方法）、機論、52-473, C (昭61),349.
- (4) 福田・新井・細貝・矢島、太陽電池パドルのフレキシビリティ制御（第4報、差動形太陽電池センサを用いたパドルのねじり振動抑制・姿勢制御）、機論、53-487, C (昭62),744.
- (5) 福田・新井・細貝・矢島、柔軟構造物のフレキシビリティ制御（第1報、曲げ・ねじり連成振動のモデル化と制御方法）、機論、54-499, C (昭63),630.
- (6) 福田・新井・細貝・矢島、柔軟構造物のフレキシビリティ制御（第2報、曲げ・ねじり連成系の制御方策）、機論、55-510, C (昭64),365.
- (7) 新井・福田、柔軟構造物のフレキシビリティ制御（第3報、柔軟構造物ハンドリングのための物理パラメータ同定）、機論、56-532, C (1990),pp.3279-3286.
- (8) 片山、応用のカルマンフィルタ、朝倉書店、(1983)
- (9) Aubrun, J., N., Theory of the Control of Structures by Low Authority Controllers, J.of Guidance and Control, 3-5 (1980),444/451