台形テンドン機構による回転平板の位置決め および曲げ・ねじり振動の制御*

吉田和夫^{*1}, 梯英樹^{*2}, 今永克洋^{*2}

Control of Position and Bending-Torsion-Coupled Vibration of Rotating Plate Using Trapezoid Tendon Mechanisms

Kazuo YOSHIDA, Hideki KAKEHASHI and Katsuhiro IMANAGA

For a control method of bending-torsion-coupled vibration of a rotating plate, a control mechanism using trapezoid tendon mechanism is presented in this study. The proposed tendon mechanism consists of two control sticks driven through tendons individually driven by motors at two points of the plate. This mechanism is modelled by applying the Lagrange's equation and an optimal control system is constructed by the optimal control theory. In order to investigate the control characteristics of the tendon control system, computer simulations and control experiments were carried out for 5 kinds of geometry and 4 installation points of the control sticks. As a result, the usefulness of this control method was demonstrated and the optimal conditions about the geometry and the position of control sticks were made clear.

Key Words: Application of Control, Optimal Control, Position Control, Vibration Control, Flexible System, Rotating Plate, Tendon Control, Bending-Torsion Vibration

1. ま え が き

宇宙構造物やロボットアームなど柔軟構造物の振動制御手法の一つとしてテンドン機構を用いる手法が提案されており^{(1)~(5)}, 著者の一人は振動制御のみならず位置決めにもテンドン機構を利用することを提案し⁽⁶⁾, さらにテンドンを二重に用いて位置決めと曲げ振動の制御のみならずねじり振動の制御も行う方法について研究を行ってきた⁽⁷⁾. このようなテンドン機構では, 構造に応力が集中しないような制御が可能となり, 位置決めの整定時間やモータのパワーなどの観点から大きな利点がある. そして, テンドンの幾何学的形状として台形や三角形を用いれば, モーメントのみならずせん断力も構造物に与えることができ, さらにテンドンの取付位置の最適化によって制御性能の改善も期待できる.

そのような観点から, 本研究では二重に台形テンドン機構を用いて制御モーメントのみならず制御せん断力も与える機構によって弾性回転平板の位置決めおよ

び曲げ・ねじり振動制御を行うことを提案する. そして計算機シミュレーションおよび制御実験を行うことによってテンドンの取付位置と幾何学的形状の最適性について考察する.

記 号

- ρ : 平板の質量密度 kg/m^3
- h : 平板の厚さ m
- J_0 : 平板を取付けた軸の慣性モーメント $\text{kg}\cdot\text{m}^2$
- D : 平板の曲げ剛性 $\text{N}\cdot\text{m}$
- $M_{ik}(t)$: テンドン制御機構によって与えられる制御モーメント $\text{N}\cdot\text{m}$
- $F_{ik}(t)$: テンドン制御機構によって与えられる制御せん断力 N
- c_0 : 平板を取付けた軸の粘性減衰係数 $\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}$
- c_{ex} : 平板の外部粘性減衰係数 $\text{N}\cdot\text{s/m}^3$
- c_s : 平板の内部粘性減衰係数 $\text{N}\cdot\text{s/m}^2$
- $\delta(\ )$: デルタ関数
- R : 平板の全領域 ($a\times b$)
- θ : 回転平板の角変位
- θ_{mk} : モータの角変位
- μ_a : コントロールスティックの長さ
- μ_b : ドライビングスティックの長さ

* 原稿受付 平成2年10月1日.

^{*1} 正員, 慶応義塾大学理工学部 (〒223 横浜市港北区日吉3-14-1).

^{*2} 慶応義塾大学大学院 (現在: (株)東芝).

^{*3} 学生員, 慶応義塾大学大学院.

- ν : ポアソン比
 ∇^2 : ラプラシアン
 T_{mk} : DC サーボモータの動的負荷トルク $\text{N}\cdot\text{m}$
 J_{mk} : DC サーボモータ軸とドライビングスティックの慣性モーメント $\text{kg}\cdot\text{m}^2$
 c_{mk} : DC サーボモータ軸とドライビングスティックの粘性減衰係数 $\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}$
 K_0 : 長さ 1 m におけるテンドンのばね定数 N/m
 K_E : 誘起電圧定数 $\text{V}\cdot\text{s}$
 K_T : トルク定数 $\text{N}\cdot\text{m/A}$
 L : DC サーボモータ電機子コイルのインダクタンス H
 R_k : DC サーボモータ電機子コイルの抵抗 Ω
 i_k : DC サーボモータ電機子コイルを流れる電流 A
 u_k : DC サーボモータへの印加電圧 V
 k : テンドンの位置の添字, 上側: 1, 下側: 2

2. テンドン制御機構と回転平板のモデル化

本研究で取扱う回転平板とそのテンドン制御機構の概念図を図 1 に示す。このモデルは、平板と平板を取付けた軸からなる回転平板の上下 2 箇所台形テンドン制御機構を取付けた構造となっている。この台形テンドン制御機構はモータ、ドライビングスティック、コントロールスティック、テンドン(張り線)からなる。コントロールスティックは、ばね定数 K_0 を持つ張り線を介して平板上の任意の位置 (x_k, y_k) に垂直に取り付けられている。モータ軸に取り付けたドライビングス

図 1 回転平板に対する 2 重のテンドン機構の概念図

ティックの回転力はこのコントロールスティックの位置に制御モーメントおよび制御せん断力として伝わり、これによって位置決めおよび振動制御が行われる。

まず回転平板のモデルを図 2 に示す。絶対座標系 X - Y - Z に対し、長さ a 、幅 b 、厚さ h の平板を取付けた半径 R_s の軸とともに座標系 x - y - z が y 軸 (Y 軸) を軸として回転する。ここで X - Y 平面から平板の回転角度 $\theta(t)$ 、平板上の任意の位置 (x, y) における x - y 平面からのたわみを $z(t, x, y)$ とし、このモデルにおいて以下のような仮定をする。

(1) せん断変形, 回転慣性, 軸力(張り線, 遠心力によるもの)の影響は無視する。

(2) 重力の影響は無視する。

平板上の任意の点 (x, y) の軌道 $S(t, x, y)$ は、

$$S(x, y, t) = (x + R_s)\theta(t) + z(x, y, t) \quad \cdots \cdots (1)$$

である。

システムの運動エネルギー T は平板と平板を取付けた軸の回転エネルギーからなり、

$$T = \int_R \int \frac{\rho h}{2} \left(\frac{\partial S}{\partial t} \right)^2 dx dy + \frac{1}{2} J_0 \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 \quad \cdots \cdots (2)$$

と表される。ポテンシャルエネルギー V は平板の弾性変形によるもので次式のように示される。

$$V = \frac{D}{2} \int_R \int \left[(\nabla^2 z)^2 + 2(1-\nu) \left\{ \left(\frac{\partial^2 z}{\partial x \partial y} \right)^2 - \frac{\partial^2 z}{\partial x^2} \frac{\partial^2 z}{\partial y^2} \right\} \right] dx dy \quad \cdots \cdots (3)$$

非保存力である減衰によってなされる仕事量 W_{vis} は、平板の内部減衰と外部減衰と平板を取付けた軸の減衰の三つからなり、次式で表される。

$$\Delta W_{vis} = -\frac{c_s h^3}{12} \int_R \int \left\{ \frac{\partial^3 z}{\partial t \partial x^2} \Delta \left(\frac{\partial^2 z}{\partial x^2} \right) + 2 \frac{\partial^3 z}{\partial t \partial x \partial y} \Delta \left(\frac{\partial^2 z}{\partial x \partial y} \right) + \frac{\partial^3 z}{\partial t \partial y^2} \Delta \left(\frac{\partial^2 z}{\partial y^2} \right) \right\} dx dy$$

図 2 平板の物理モデル

$$-c_{ex} \int_r \int \frac{\partial S}{\partial t} \Delta S dx dy - c_0 \frac{d\theta}{dt} \Delta \theta \dots \dots \dots (4)$$

最後に外力によってなされる仕事量 W_{ext} はモーメントスティックの位置 $(x_1, y_1), (x_2, y_2)$ の2箇所制御モーメント $M_{t1}(t), M_{t2}(t)$ と制御せん断力 $F_{t1}(t), F_{t2}(t)$ が与えられるので,

$$\begin{aligned} \Delta W_{ext} = \int_r \int \left\{ M_{t1} \delta(x-x_1) \delta(y-y_1) \Delta \frac{\partial S}{\partial x} \right. \\ + M_{t2} \delta(x-x_2) \delta(y-y_2) \Delta \frac{\partial S}{\partial x} \Big\} dx dy \\ + F_{t1} \delta(x-x_1) \delta(y-y_1) \Delta S \\ + F_{t2} \delta(x-x_2) \delta(y-y_2) \Delta S \dots \dots \dots (5) \end{aligned}$$

と表せる。

Hamiltonの原理を用いて弾性回転板の運動方程式を導くと、以下になる。

$$\begin{aligned} J_0 \frac{d^2 \theta}{dt^2} + C_0 \frac{d\theta}{dt} + \rho h \int_r \int (x+R_s) \frac{\partial^2 S}{\partial t^2} dx dy \\ + C_{ex} \int_r \int (x+R_s) \frac{\partial S}{\partial t} dx dy \\ = M_{t1} + M_{t2} + F_{t1}(x_1+R_s) + F_{t2}(x_2+R_s) \end{aligned} \dots \dots \dots (6)$$

$$\begin{aligned} \rho h \frac{\partial^2 S}{\partial t^2} + C_{ex} \frac{\partial S}{\partial t} + D \nabla^4 z + \frac{C_s h^3}{12} \frac{\partial}{\partial t} (\nabla^4 z) \\ = \frac{\partial}{\partial x} \{ M_{t1} \delta(x-x_1) \delta(y-y_1) \\ + M_{t2} \delta(x-x_2) \delta(y-y_2) \} \\ + F_{t1} \delta(x-x_1) \delta(y-y_1) \\ + F_{t2} \delta(x-x_2) \delta(y-y_2) \dots \dots \dots (7) \end{aligned}$$

ここで、式(6)は y 軸まわりのモーメントの釣合い、式(7)は平板の内力の釣合いを表している。

次にテンドン制御機構の定式化を行う。図1を真上からみた数学モデルを図3に示す。ドライビングスティックの回転角を $\theta_{mk}(t) (k=1, 2)$ 、平板を取付けた軸の回転角度を $\theta(t)$ 、コントロールスティックの長さを

図3 数学モデルの座標系

μ_a , ドライビングスティックの長さを μ_b , コントロールスティックの取付位置を (x_k, y_k) とする。ただしコントロールスティックと張り線はすべて x - z 平面と平行な同一平面上にあるとする。

張り線を通じて伝わる張力 $T_k(t)$ は次式で与えられる。

$$\begin{aligned} T_k(t) = K_0 \left\{ U_b (\theta_{mk}(t) - \theta(t)) - U_a \frac{\partial z(x_k, y_k, t)}{\partial x} \right. \\ \left. - z(x_k, y_k, t) \sin \theta_{ak} \right\}, k=1, 2 \dots \dots \dots (8) \end{aligned}$$

ただし、 θ_{ak} は次式で表される。

$$\begin{aligned} \sin \theta_{ak} = \frac{U_b - U_a}{\sqrt{(x_k + R_s)^2 + (U_b - U_a)^2}}, k=1, 2 \\ \cos \theta_{ak} = \frac{x_k + R_s}{\sqrt{(x_k + R_s)^2 + (U_b - U_a)^2}}, k=1, 2 \end{aligned}$$

この張力 $T_k(t)$ はモーメントスティックと垂直な成分 $T_{ak}(t)$ と水平な成分 $T_{bk}(t)$ とに分けられ、制御モーメント $M_{tk}(t)$ は、(水平な分力) $\times$ (モーメントスティックの長さ) で表され、コントロールスティックの慣性モーメントを考慮すると次式になる。

$$\begin{aligned} M_{tk}(t) = 2 T_{bk}(t) U_a - I_k \frac{\partial^2}{\partial t^2} \left(\frac{\partial z(x_k, y_k, t)}{\partial x} \right), \\ k=1, 2 \dots \dots \dots (9) \end{aligned}$$

制御せん断力 $F_{tk}(t)$ は垂直な分力であり、コントロールスティックの質量を考慮すると次式になる。

$$\begin{aligned} F_{tk}(t) = 2 T_{ak}(t) - m_k \left(\frac{\partial^2 S(x_k, y_k, t)}{\partial t^2} \right), k=1, 2 \\ \dots \dots \dots (10) \end{aligned}$$

次にテンドン制御機構を駆動するDCサーボモータの特性方程式は次式のようにになる。

$$\begin{aligned} T_{mk}(t) = K_T i_k(t) - J_{mk} \frac{d^2 \theta_{mk}(t)}{dt^2} - c_{mk} \frac{d\theta_{mk}(t)}{dt}, \\ k=1, 2 \dots \dots \dots (11) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} L \frac{di_k(t)}{dt} + R_k i_k(t) + K_E \frac{d\theta_{mk}(t)}{dt} = u_k(t), k=1, 2 \\ \dots \dots \dots (12) \end{aligned}$$

DCサーボモータの軸トルク $T_{mk}(t)$ と張り線に加わる制御張力 $T_k(t)$ との関係をもとめると、

$$T_{mk}(t) = 2 T_k(t) U_b \cos \theta_{ak}, k=1, 2 \dots \dots \dots (13)$$

となる。

次に固有関数 $\phi_i(x, y)$ を用いて $z(t, x, y)$ をモード展開する。ところが平板の固有値問題を解析的に解くことは一般に困難である。そこで固有関数として x 方向をはりの固定端-自由端、 y 方向をはりの自由端-自由端の固有関数で近似してRize法を適用する。すなわち、

$$z(x, y, t) = \sum_{i=1}^{\infty} \phi_i(x, y) q_i(t) \quad \dots\dots\dots (14)$$

と置いて、 N 次の項で打ち切り

$$X(t) = \text{col}[q_1, q_2, \dots, q_N, \dot{q}_1, \dot{q}_2, \dots, \dot{q}_N, \theta, \dot{\theta}, \theta_{m1}, \dot{\theta}_{m1}, \dot{\theta}, \theta_{m2}, \dot{\theta}_{m2}, i_1, i_2] \quad \dots\dots\dots (15)$$

と状態ベクトルを選び、式(6)～(13)を状態方程式で表すと、

$$M\dot{X}(t) = AX(t) + Bu(t) \quad \dots\dots\dots (16)$$

行列 M は正則なのでその逆行列が存在し式(16)の左から M^{-1} をかけると、

$$\begin{aligned} \dot{X}(t) &= A_c X(t) + B_c u(t) \\ A_c &= M^{-1}A, B_c = M^{-1}B \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (17)$$

と状態方程式が導かれる。

一方、検出量として、平板上の位置 (x_{sk}, y_{sk}) の 2 箇所でのひずみ $\varepsilon_k(t)$ 、その時間微分 $\dot{\varepsilon}_k(t)$ 、平板を取付けた軸の回転角度 $\theta(t)$ 、回転角速度 $\dot{\theta}(t)$ 、DC サーボモータの回転角度 $\theta_{mk}(t)$ 、回転角速度 $\dot{\theta}_{mk}(t)$ 、DC サーボモータに流れる電流 $i_k(t)$ の計 12 個である。したがって出力ベクトル $Y(t)$ は、

$$Y(t) = \text{col}[\varepsilon_1, \dot{\varepsilon}_1, \varepsilon_2, \dot{\varepsilon}_2, \theta, \dot{\theta}, \theta_{m1}, \dot{\theta}_{m1}, \theta_{m2}, \dot{\theta}_{m2}, i_1, i_2] \quad \dots\dots\dots (18)$$

となる。ひずみ $\varepsilon_k(t)$ は平板の規準座標を用いると次式で表される。

$$\varepsilon_k(t) = \sum_{i=1}^N \frac{h}{2} \frac{\partial^2 \phi_i(x_{sk}, y_{sk})}{\partial x^2} q_i(t) \quad \dots\dots\dots (19)$$

これを用いて観測方程式を表すと以下のように表現できる。

$$Y(t) = CX(t) \quad \dots\dots\dots (20)$$

3. 評価関数の設定

本研究では、定常最適制御則を得るために次のような二次形式評価関数を設定する。

$$V_a = \lim_{t_f \rightarrow \infty} \int_0^{t_f} \{ \alpha_R V_R + \alpha_B V_B + \alpha_T V_T + \beta_C V_C + \gamma_V V_V \} dt \quad \dots\dots\dots (21)$$

$$V_R = \int_R \int (x + R_s)^2 \theta^2(t) dx dy$$

$$V_B = \int_R \int z(t, x, y)^2 dx dy$$

$$V_T = \int_R \int \left(\frac{\partial z(t, x, y)}{\partial y} \right)^2 dx dy$$

$$V_C = i_1^2(t) + i_2^2(t), V_V = u_1^2(t) + u_2^2(t)$$

ただし $\alpha_R, \alpha_B, \alpha_T, \beta_C, \gamma_V$ は重み係数である。

この評価関数は、平板のたわみ $z(t, x, y)$ の二乗を平板の全領域 R で積分した量 V_B 、ねじり振動を抑えるためにねじれ角の二乗を平板の全領域 R で積分した量 V_T 、位置決めに関しては平板が剛体として運動すると考えて位置決め位置からの二乗誤差を平板の全

領域 R で積分した量 V_R 、制御の制約条件として DC サーボモータに流れる電流 $i_k(t)$ 、操作量 $u_k(t)$ を考慮している。

式(21)を式(15)の状態ベクトルを用いて書き換えると以下ようになる。

$$V_a = \lim_{t_f \rightarrow \infty} \int_0^{t_f} \{ X(t)^T Q X(t) + u(t)^T R u(t) \} dt \quad \dots\dots\dots (22)$$

4. 制御系の設計

4.1 制御器 スピルオーバーの影響を考慮すると制御系の打ち切りモード数は大きいほどよいが、計算機の演算速度の制約からあまり大きくはできない。そこで本研究では、曲げ振動とねじり振動の最初のモードのみを制御するので、制御系設計における振動モード打ち切り次数を $N=2$ とする。

設計状態方程式と設計観測行列であるが、これは式(17)、(20)において弾性二次モードで打ち切ったもの、すなわち $N=2$ とした場合に相当する。このときの設計状態ベクトルは

$$X_2(t) = \text{col}[q_1, q_2, \dot{q}_1, \dot{q}_2, \theta, \dot{\theta}, \theta_{m1}, \dot{\theta}_{m1}, \theta_{m2}, \dot{\theta}_{m2}, i_1, i_2] \quad \dots\dots\dots (23)$$

となる。サンプリング周期 T で離散化した設計状態方程式と設計観測方程式は

$$X_2(i+1) = A_{d2} X_2(i) + B_{d2} u(i) \quad \dots\dots\dots (24)$$

$$Y(i) = C_2 X_2(i) \quad \dots\dots\dots (25)$$

となる。ディジタル最適制御理論より 1 サンプル演算時間遅れを考慮した制御系は、

$$u(i) = -F_{d2} A_{d2} X_2(i-1) - F_{d2} B_{d2} u(i-1) \quad (26)$$

$$F_{d2} = (R + B_{d2}^T P_{d2} B_{d2})^{-1} B_{d2}^T P_{d2} A_{d2} \quad \dots\dots (27)$$

$$\begin{aligned} P_{d2} &= Q_2 + A_{d2}^T P_{d2} A_{d2} \\ &\quad - A_{d2}^T P_{d2} B_{d2} (R + B_{d2}^T P_{d2} B_{d2})^{-1} B_{d2}^T P_{d2} A_{d2} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (28)$$

ここで、 Q_2 は式(22)において $N=2$ としたものである。

4.2 数値計算と計算機シミュレーション 次章で述べる実験装置の諸元を用いて制御系の次数を $N=2$ 、解析の次数を $N=5$ 、サンプリング周期 $T=2\text{ms}$ とし、構成された制御系を用いて重み係数を制御系の安定性より適切に決め、以下のような計算機シミュレーションを行った。

弾性二次モードのねじり振動を起こすように平板の先端を 1 cm 分ねじり、さらに回転角度に関する初期値を $\theta(0) = -1.22 \text{ rad} (-70 \text{ deg})$ 、 $m_1(0) = -1.22 \text{ rad}$ 、 $m_2(0) = -1.22 \text{ rad}$ として原点に収束させる計算機シミュレーションを行った。まず、コントロールスティ

図 4 コントロールスティックの位置に対する位置決め・振動制御のシミュレーション結果

図 5 テンドン機構の形状に対する位置決め・振動制御のシミュレーション結果

ックの最適な取付位置を求めるために、コントロールスティックとドライビングスティックの長さ比を $\mu_a/\mu_b=0.50$ と固定し、その位置を x 軸に添って $x_k/b=0.25, 0.50, 0.75, 0.99$ と移動させた。その結果を図 4 に示す。この結果より位置は $x_k/b=0.50$ が最適と考えられる。また $x_k/b=0.25$ においてはスピルオーバーによる不安定となりやすい。

そこで次に取付位置を $x_k/b=0.50$ と固定し、コントロールスティックとドライビングスティックの長さ比を $\mu_a/\mu_b=1.00, 0.75, 0.50, 0.25, 0.00$ と変化させて調べた。その結果を図 5 に示す。この制御力においては $\mu_a/\mu_b=0.50, 0.25, 0.00$ のほうが $\mu_a/\mu_b=1.00, 0.75$ に比べ良い制御性能を示している。また μ_a/μ_b の値が小さいほど回転初期における逆回転が生じにくくなるという結果が得られているが、制御力を強くすると

μ_a/μ_b の値が小さいほどスピルオーバーの影響が強くなることが固有値の解析から示されている。

以上を要約すると、取付位置 $x_k/b=0.50$ に長さ比 $\mu_a/\mu_b=0.50$ のコントロールスティックを取付けたものが最適となる。この場合、回転角度は約 3 秒、ねじり振動は 0.5 秒、曲げ振動は 3 秒ほどで原点に収束し、回転平板の先端にモーメントのみの制御力を与えた場合に比べ回転平板のひずみを半分に押さえることができる。これによって、二組のテンドン制御機構を用いて、回転平板の適当な位置に制御モーメントと制御せん断力を与える本手法が有効であることが理解される。

5. 制 御 実 験

計算機シミュレーションに対応する制御実験を行った。実験装置の全景を図 6 に示す。実験装置の諸元は以下のとおりである。

$$a=1.0 \text{ m}, b=0.4 \text{ m}, h=1.0 \times 10^{-3} \text{ m},$$

$$\mu_b=0.12 \text{ m}$$

$$J_{m1}=2.571 \times 10^{-2} \text{ kg} \cdot \text{m}^2,$$

$$J_{m2}=2.554 \times 10^{-2} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_0=5.04 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2, c_{m1}=1.6 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}$$

$$c_{m2}=1.0 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}, c_0=0.5 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s},$$

$$L=1.1 \times 10^{-3} \text{ H}$$

$$K_E=2.77 \text{ V} \cdot \text{s}, K_T=2.76 \text{ N} \cdot \text{m/A},$$

$$R_s=2.25 \times 10^{-2}$$

$$R_1=3.52 \Omega, R_2=3.46 \Omega, \zeta_1=0.008, \zeta_{e1}=0.001$$

$$K_0: \text{テンドン } 1 \text{ m 当たり } 800 \text{ N/m}$$

図 6 実験装置の写真

図 7 制御システムの概念図

図 8 コントロールスティックの位置に対する位置決め・振動制御の実験結果

図 9 テンドン機構の形状に対する位置決め・振動制御の実験結果

図 10 ねじり振動の実験結果

制御系における検出および信号の流れを図7に示す。検出量の総数は12個である。検出量をサンプリング周期 $T=2\text{ ms}$ で A/D 変換しデジタル I/O ボードを通してデジタルコンピュータに印加する。そしてコンピュータにおいて1サンプル制御遅れの制御則で演算し、D/A 変換、増幅してDCサーボモータにフィードバックする。ひずみゲージの取付位置は $(x_{s1}, y_{s1})=(0.02\text{ m}, 0.1\text{ m})$, $(x_{s2}, y_{s2})=(0.02\text{ m}, 0.3\text{ m})$ とした。

前章の計算機シミュレーションに対応する実験を行った。すなわち、回転角度に関する初期値として

$\theta(0)=-1.22\text{ rad}(-70\text{ deg})$, $m_1(0)=-1.22\text{ rad}$, $m_2(0)=-1.22\text{ rad}$ を与え原点に収束させる実験をコントロールスティックの位置と長さを変化させて行った。その結果を図8, 9に示す。この結果は数値シミュレーションと基本的には対応している。また、回転平板の先端にモーメントのみを与えて制御した場合に比べ、片側のテンドンのみを引張る片効きの状態になりにくい。しかしながら、モータ軸の摩擦も無視できなく、その影響で収束値に誤差が生じてしまう。

次に二組のテンドン制御機構がねじり振動に有効に作用することを確認するために、コントロールスティックの取付位置を $x_a/b=0.50$ 、長さ比を $\mu_a/\mu_b=0.50$ とし、弾性二次モードのねじり振動のみを起こすような初期値を与えて制御実験を行った。その結果を図10に示す。図から明らかなように制御しない場合と比較して減衰比が5倍近く増加し、収束が速くなっている。したがって、本手法がねじりにも有効であることが示された。

6. 結 論

本研究は、回転平板の位置決めおよび曲げ・ねじり振動の制御機構として二組の台形テンドン機構を用いて、適当な位置に制御モーメントと制御せん断力を与

えるシステムを提案した。コントロールスティックの最適な取付位置およびコントロールスティックとドライビングスティックの長さ比を理論および実験の両面から考察検討し、以下の結論を得た。

(1) 平板の根元に生ずるひずみの大きさと系の安定性から評価するとコントロールスティックの取付位置に関しては理論、実験ともに $x_a/b=0.50$ が最適であり、コントロールスティックのドライビングスティックに対する長さ比に関しては理論、実験ともに $\mu_a/\mu_b=0.50$ が最適となる。

(2) コントロールスティックの位置を $x_a/b=0.50$ 、長さ比を $\mu_a/\mu_b=0.50$ とすると、回転平板の先端に長方形テンドンのようなモーメントのみを与える場合に比べて平板の根元に生じるひずみが半分程度に押さえられる。

(3) コントロールスティックの位置が軸に近いほど、また長さが短いほど回転初期に軸の逆回転が生じにくくなる。

(4) コントロールスティックの長さは短いほど収束時間は短くなるが、それに伴いスピルオーバーの影響が強くなる。

本研究は武田科学振興財団研究助成の援助をいただいたことを記し、謝意を表する。

文 献

- (1) Yang, J. N. and Giannopoulos, F., *Proc. ASCE, EM 3* (1978), 551.
- (2) 室津・ほか4名, 機論, 55-514, C(1989), 1345.
- (3) Murotus, Y., ほか5名, *Bulletin of Univ. Osaka Pref., Ser. A*, 34 (1985), 1.
- (4) Okubo, H., ほか1名, *Proc. IFAC/IMAC Int. Conf. on Modelling and Simulation of DPS*, (1987), 647.
- (5) Doki, H. and Tani, J., *Prof. Int. Conf. on Computational Mechanics*, (1988), 6.
- (6) 吉田, 機論, 54-508, C(1988), 2948.
- (7) 吉田, 機論, 57-534, C(1991), 557.