2重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*Control of Position and Bending-Torsion-Coupled Vibration
of Rotating Plate Using Double-Tendon Mechanisms吉田 和夫*¹五島 満*²

Kazuo YOSHIDA and Mitsuru GOSHIMA

For a control method of bending-torsion-coupled vibration of a rotating thin plate, a control mechanism using double-tendon mechanisms is presented in this study. First, the modeling of the proposed mechanism is carried out by applying the modal expansion technique. Secondly, by applying the optimal control theory, the optimal control law is derived for a reduced-order system. Finally, in order to investigate the usefulness of the proposed mechanism, computer simulations and experiment are carried out. In summarizing the results, it was demonstrated that the proposed control mechanism is useful for the control of both the position and bending-torsion-coupled vibration.

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

宇宙構造物に代表される柔軟構造物の振動制御問題において板構造など空間的に2次元構造物の曲げ・ねじり振動の制御問題は近年重要な技術的課題となっており、この分野の研究が行われてきた⁽¹⁾⁻⁽³⁾。しかしながら、これらの研究において用いられた駆動方式は、板構造の取り付け軸を直接2つのモータで駆動する方式で、2段目のモータは特に大きなトルクを必要とする問題点があった。

一方、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あるが、これはYang・Giannopoulos⁽⁴⁾によって発表されて以来、多くの研究がなされてきた⁽⁵⁾⁻⁽⁹⁾。著者の一人は、はり構造の位置決めおよび振動制御にこの機構を応用し、回転軸の直接駆動より少ないトルクで制御できることを示した⁽⁹⁾。本研究は、この手法を発展させてテンドン機構を2重に用いて弾性回転平板の位置決め制御において曲げ振動のみならずねじり振動をも制御する手法を提案する。本手法の有効性を確認するために、そのモデリングを行ない、制御性能を計算機シミュレーションおよび制御実験によって考察する。

2. テンドン制御機構と回転平板のモデル化

記号

ρ	: 平板の質量密度 kg/m^3
h	: 平板の厚さ m
J_0	: 平板を取り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 $\text{N}\cdot\text{m}$
$M_{\alpha}(t)$	: テンドン制御機構によって与えられる制御モーメント $\text{N}\cdot\text{m}$
c_0	: 平板を取り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 $\text{N}\cdot\text{s/m}^2$
$\delta(\cdot)$	: 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	: モーメントスティックとドライビングスティックの長さ
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サーボモータ軸と駆動スティックの慣性モーメント $\text{kg}\cdot\text{m}^2$
c_{mk}	: DCサーボモータ軸と駆動スティックの粘性減衰係数 $\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}$
K_0	: テンドンのばね定数 N/m

* 原稿受付 平成2年6月27日。

*¹ 正員、慶應義塾大学理工学部 (〒223 横浜市港北区日吉3-14-1)。*² 慶應義塾大学大学院 (現在、荏原製作所)。

KE : 誘起電圧定数 $V \cdot s$

KT : トルク定数 $N \cdot m/A$

図1 回転平板とテンドン制御機構

図2 回転平板の物理モデル

図3 数学モデルの座標系

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サーボモータに流れる電流 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

本研究で取り扱う回転平板とそのテンドン制御機構の概念を図1に示す。このモデルは、テンドン制御機構が平板および平板を取り付けた軸からなる弾性回転板の上下2ヶ所に取り付けられた構造となっている。ここでテンドン制御機構とはモータ、駆動スティック、モーメントスティック、テンドン（張り線）からなり、モータに取り付けた駆動スティックの回転トルクが、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) に直角に取り付けたモーメントスティックの位置に制御モーメントとして伝わり、これによって位置決めおよび振動制御を行う機構のことをいう。

まず弾性回転板のモデルを図2に示す。絶対座標系 $X-Y-Z$ 平面に対し、長さ a 、幅 b 、厚さ h の平板を取り付けた半径 R_s の軸と共に座標系 $x-y-z$ 平面が y 軸（ Y 軸）を軸として回転する。ここで $X-Y$ 平面からの平板の回転角を $\theta(t)$ 、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）、重力の影響は無視する。

(2) 平板に取り付けたモーメントスティックの質量は無視する。

平板上の任意の点 (x, y) の軌道 $S(t, x, y)$ は、

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

である。

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

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

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。

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

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り付けた軸の減

衰の3つからなり、次式で表される。

$$\begin{aligned} \Delta W_{vis} = & -\frac{c_s h^3}{12} \iint_R \left\{ \frac{\partial^3 z}{\partial x \partial x^2} \Delta \left(\frac{\partial^2 z}{\partial x^2} \right) \right. \\ & + 2 \frac{\partial^3 z}{\partial x \partial x \partial y} \Delta \left(\frac{\partial^2 z}{\partial x \partial y} \right) + \frac{\partial^3 z}{\partial x \partial y^2} \Delta \left(\frac{\partial^2 z}{\partial y^2} \right) \left. \right\} \\ & - c_{ex} \iint_R \frac{\partial S}{\partial x} \Delta S dx dy - c_{\theta} \frac{d\theta}{dt} \Delta \theta \end{aligned} \quad (4)$$

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カ所で制御モーメント $M_{11}(t)$, $M_{12}(t)$ が与えられるので、

$$\begin{aligned} \Delta W_{ext} = & \iint_R \left\{ M_{11} \delta(x-x_1) \delta(y-y_1) \Delta \left(\frac{\partial S}{\partial x} \right) \right. \\ & \left. + M_{12} \delta(x-x_2) \delta(y-y_2) \Delta \left(\frac{\partial S}{\partial x} \right) \right\} dx dy \end{aligned} \quad (5)$$

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、以下ようになる。

$$\begin{aligned} J_0 \frac{d^2 \theta}{dt^2} + c_{\theta} \frac{d\theta}{dt} + \rho h \iint_R (x+R_y) \frac{\partial^2 S}{\partial x^2} dx dy \\ + c_{ex} \iint_R (x+R_y) \frac{\partial S}{\partial x} dx dy = M_{11} + M_{12} \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \rho h \frac{\partial^2 S}{\partial x^2} + c_{ex} \frac{\partial S}{\partial x} + D \nabla^4 z + \frac{c_s h^3}{12} \frac{\partial}{\partial x} (\nabla^4 z) \\ = - \frac{\partial}{\partial x} \left\{ M_{11} \delta(x-x_1) \delta(y-y_1) + M_{12} \delta(x-x_2) \delta(y-y_2) \right\} \end{aligned} \quad (7)$$

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

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。駆動スティックの回転角を $\theta_{mk}(t)$ ($k=1,2$)、平板を取り付けた軸の回転角度を $\theta(t)$ 、各スティックの長さを μ 、モーメントスティックの取り付け位置を (x_k, y_k) とする。ただしモーメント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。このときモーメントスティックと駆動スティックの回転角度差 $\Delta \theta_{ik}(t)$ は次式で表される。

$$\Delta \theta_{ik}(t) = \theta_{mk}(t) - \theta(t) - \frac{\partial z(t, x_k, y_k)}{\partial x} \quad k=1,2 \quad (8)$$

このときテンドン制御機構における仮定は以下の通りである。

- (1) 張り線の質量は無視する。
- (2) 重力の影響は無視する。
- (3) $\Delta \theta_{ik}$ は微小である。

- (4) モーメントスティック、駆動スティックは剛体であり、その長さは等しいものとする。

以上の仮定より平板に与えられる制御モーメント $M_{ik}(t)$ は張り線の伸縮量が $\mu \Delta \theta_{ik}(t)$ で表されるので、

$$M_{ik}(t) = 2\mu^2 K_0 \left(\theta_{mk}(t) - \theta(t) - \frac{\partial z(t, x_k, y_k)}{\partial x} \right) \quad k=1,2 \quad (9)$$

となる。

次にテンドン制御機構を駆動するアクチュエータの特性方程式を考える。本研究ではアクチュエータに減速機付きDCサーボモータを採用し、それに駆動スティックをとりつける。このときの特性方程式は

$$T_{mk}(t) = K_T i_k(t) - J_{mk} \frac{d^2 \theta_{mk}(t)}{dt^2} - c_{mk} \frac{d\theta_{mk}(t)}{dt} \quad k=1,2 \quad (10)$$

$$L \frac{di_k(t)}{dt} + R_k i_k(t) + K_E \frac{d\theta_{mk}(t)}{dt} = u_k(t) \quad k=1,2 \quad (11)$$

駆動スティックとモーメントスティックの回転角度差 $\Delta \theta_{ik}(t)$ が微小であると仮定すると、DCサーボモータの動的負荷トルク式(10)は制御モーメント式(9)に対応し、

$$\begin{aligned} 2\mu^2 K_0 \left(\theta_{mk}(t) - \theta(t) - \frac{\partial z(t, x_k, y_k)}{\partial x} \right) \\ = K_T i_k(t) - J_{mk} \frac{d^2 \theta_{mk}(t)}{dt^2} - c_{mk} \frac{d\theta_{mk}(t)}{dt} \quad k=1,2 \end{aligned} \quad (12)$$

となる。これが求めるDCサーボモータと制御モーメントの関係式である。

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。そこで固有関数を 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Ritz法を適用する。すなわち、

$$z(t, x, y) = \sum_{i=1}^N \phi_i(x, y) q_i(t) \quad (13)$$

と置いて、 N 次の項で打ち切り

$$X(t) = \text{col.}[q_1, q_2, \dots, q_N, \dot{q}_1, \dot{q}_2, \dots, \dot{q}_N, \theta, \dot{\theta}, \theta_{m1}, \dot{\theta}_{m1}, \theta_{m2}, \dot{\theta}_{m2}, \theta_{m1}, \dot{\theta}_{m1}, \theta_{m2}, \dot{\theta}_{m2}] \quad (14)$$

と状態ベクトルを選び、式(6)-(12)を状態ベクトルで表すと

$$M \dot{X}(t) = A X(t) + B u(t) \quad (15)$$

行列 M は正則なのでその逆行列が存在し式(15)の左から M^{-1} をかけると、

$$\begin{aligned} \dot{X}(t) &= A_c X(t) + B_c u(t) \\ A_c &= M^{-1} A, \quad B_c = M^{-1} B \end{aligned} \quad (16)$$

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ヶ所でのひずみ $\varepsilon_k(t)$ 、その時間微分 $\dot{\varepsilon}_k(t)$ 、平板を取り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、

$$Y(t) = \text{col.}[\varepsilon_1, \dot{\varepsilon}_1, \varepsilon_2, \dot{\varepsilon}_2, \theta, \dot{\theta}, \theta_{m1}, \dot{\theta}_{m1}, \theta_{m2}, \dot{\theta}_{m2}, i_1, i_2] \quad (17)$$

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。

$$\varepsilon_k(t) = \sum_{i=1}^N \frac{h}{2} \frac{\partial^2 \phi_i(x_{sk}, y_{sk})}{\partial x^2} q_i(t) \quad (18)$$

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。

$$Y(t) = C X(t) \quad (19)$$

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2次形式評価関数を設定する。

$$\begin{aligned} V_a = \lim_{t_f \rightarrow \infty} \int_0^{t_f} \{ & \alpha_R V_R + \alpha_B V_B + \alpha_T V_T \\ & + \beta_C V_C + \gamma_U V_U \} dt \\ V_B = \iint_R z(t, x, y)^2 dx dy, & V_T = \iint_R \left(\frac{\partial z(t, x, y)}{\partial y} \right)^2 dx dy, \\ V_R = \iint_R (x + R_s)^2 \theta^2(t) dx dy, \\ V_C = i_1^2(t) + i_2^2(t), & V_U = u_1^2(t) + u_2^2(t) \end{aligned} \quad (20)$$

ただし $\alpha_R, \alpha_B, \alpha_T, \beta_C, \gamma_U$ 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2乗を平板の全領域 R で積分した量 V_B 、特にねじり振動を抑えるためにねじれ角の2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、位置決め位置からの2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(20)を式(14)の状態ベクトルを用いて書き換えると以下ようになる。

$$V_a = \lim_{t_f \rightarrow \infty} \int_0^{t_f} \{ X(t)^T Q X(t) + u(t)^T R u(t) \} dt \quad (21)$$

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の打ち切り次数を $N=2$ 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(16)、(19)において弾性2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、

$$X_2(t) = \text{col.}[q_1, q_2, \dot{q}_1, \dot{q}_2, \theta, \dot{\theta}, \theta_{m1}, \dot{\theta}_{m1}, \theta_{m2}, \dot{\theta}_{m2}, i_1, i_2] \quad (22)$$

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

$$X_2(i+1) = A_{d2} X_2(i) + B_{d2} u(i) \quad (23)$$

$$Y(i) = C_2 X_2(i) \quad (24)$$

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、

$$u(i) = -F_{d2} A_{d2} X_2(i-1) - F_{d2} B_{d2} u(i-1) \quad (25)$$

$$F_{d2} = (R + B_{d2}^T P_{d2} B_{d2})^{-1} B_{d2}^T P_{d2} A_{d2} \quad (26)$$

$$\begin{aligned} P_{d2} = & Q_2 + A_{d2}^T P_{d2} A_{d2} \\ & - A_{d2}^T P_{d2} B_{d2} (R + B_{d2}^T P_{d2} B_{d2})^{-1} B_{d2}^T P_{d2} A_{d2} \end{aligned} \quad (27)$$

ここで、 Q_2 は式(21)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なった。

弾性2次モードのねじり振動を起こすように平板の先端を1cm分ねじり、さらに回転角度に関する初期値として $\theta(0)=-1.22\text{ rad.}(-70\text{ deg.})$, $m(0)=-1.22\text{ rad.}$, $m\dot{m}(0)=-1.22\text{ rad.}$ を与え原点に収束させる計算機シミュレーションを行った。その結果を図4に示す。なお、図5に実験で用いる平板を1端固定、3端自由としたときのモード形および固有振動数を示す。4次モードがスピルオーバーの影響を強く受け、これを軽減するためにひずみおよびその速度の検出にローパスフィルタを挿入している。

図4において、回転角度は約5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する良好な制御性能が得られており、位置決め制御を行いながら曲げ・ねじり振動を抑制していることが示された。これによって、2組のテンドン制御機構を用いる本手法が

図4 位置決めおよび振動制御のシミュレーション結果
($\alpha_1=500$, $\alpha_2=3000$, $\alpha_3=1.0 \times 10^5$, $\beta=10.0$, $\gamma=1.0$)

図5 平板のモード形状

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。実験装置の諸元を以下に示す。

図6 実験装置の外観

図7 制御システムの概念図

$a=1.0 \text{ m}$, $b=0.4 \text{ m}$, $h=1.0 \times 10^{-3} \text{ m}$, $\mu=0.12 \text{ m}$,
 $J_{m1}=2.571 \times 10^{-2} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $J_{m2}=2.554 \times 10^{-2} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$,
 $J_0=5.04 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $c_{m1}=1.6 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}$, $c_{m2}=1.0 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}$,
 $c_0=0.5 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}$, $L=1.1 \times 10^3 \text{ H}$,
 $KB=2.77 \text{ V} \cdot \text{s}$, $K_T=2.76 \text{ N} \cdot \text{m/A}$, $R_s=2.25 \times 10^2$,
 $R_1=3.52 \Omega$, $R_2=3.46 \Omega$, $\zeta_1=0.008$, $\zeta_{e1}=0.001$,
 $K_0=800 \text{ N/m}$, $(x_1, y_1)=(0.99 \text{ m}, 0.01 \text{ m})$,
 $(x_2, y_2)=(0.99 \text{ m}, 0.39 \text{ m})$

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。検出量はサンプリング周期 $T=2 \text{ ms}$ でA/D変換器およびデジタルI/Oボードを通してデジタルコンピュータに印加され、コンピュータにおいて式(25)の1サンプル制御遅れの制御則の演算を施された後、D/A変換器を通じて出力アンプで増幅後D/Cサーボモータにフィードバックされる。なお、ひずみ成分の検出には4章で述べたものと同じローパスフィルタを挿入しており、ひずみゲージの取り付け位置は $(x_{s1}, y_{s1})=(0.02 \text{ m}, 0.1 \text{ m})$, $(x_{s2}, y_{s2})=(0.02 \text{ m}, 0.3 \text{ m})$ の弾性2次モードによるひずみが対称に観測される位置とした。

まず2組のテンドン制御機構がねじり振動に有効に

図8 ねじり振動の制御実験結果

 $(\alpha_1=750, \alpha_2=3000, \alpha_3=2.0 \times 10^5, \beta=10.0, \gamma=1.0)$

作用することを確認するために、弾性2次モードのねじり振動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8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、本手法の有効性が示された。

次に前章の計算機シミュレーションに対応する実験を行なった。すなわち、弾性2次モードのねじり振動を起こすように平板の先端を1cm分ねじり、さらに回転角度に関する初期値として $\theta(0)=-1.22$ rad. (-70 deg.), $m_1(0)=-1.22$ rad., $m_2(0)=-1.22$ rad. を与え原点に収束させる実験を行った結果を図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。しかしながら、板の変形が大きくなると、片側のテンドンのみ引っ張ってしまうので片効きの状態になってしまい、シミュレーションと異なってくる。そのために実験ではオーバシュートしている。また、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いる。

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2重にテンドン機構を用いるこ

図9 位置決めおよび振動制御の実験結果

 $(\alpha_1=500, \alpha_2=3000, \alpha_3=1.0 \times 10^5, \beta=10.0, \gamma=1.0)$

とを提案し、そのモデル化と制御について理論および実験の両面から考察検討した。その結果、本手法がこのような柔軟構造物の位置決めおよび曲げ・ねじり振動の制御に有効であることが示された。しかしながら、テンドンの片効きやモータ軸の摩擦などによる非線形性の影響への対応が今後の課題として残された。

本研究は文部省科学研究費補助金の援助をいただいたことを記し、謝意を表する。

文献

1. Luo, Z.H., Matsuno, F. and Sakawa, Y., Proc. IFAC Fifth Symposium on Control of DPS, 1989, 231.
2. 下倉、柿坂、機論、54-504、C、1988、1769.
3. 福田ほか3名、機論、54-499、C、1988、630.
4. Yang, J.N. and Giannopoulos, F., Proc. ASCE, EM3, 1978, 551.
5. 室津ほか4名、機論、55-514、C、1989、1345.
6. Murotus, Y., et al., Bulletin of Univ. Osaka Pref. Ser. A, 34, 1985, 1.
7. Okubo, H., et al., Proc. IFAC/IMAC Int. Conf. on Modelling and Simulation of DPS, 1987, 647.
8. Doki, H. and Tani, J., Prof. Int. Conf. on Computational Mechanics, 1988, 6.
9. 吉田、機論、54-508、C、1988、2948.