

CD プレーヤ用二次元アクチュエータの方向連成振動*

三 枝 省 三^{*1}, 富 盛 直 子^{*1}
伊 熊 昭 等^{*2}, 山 内 良 明^{*3}

Directionally Coupled Vibration of a Two-Dimensional Actuator for CD Players

Shozo SAEKUSA, Naoko TOMIMORI,
Akira IKUMA and Yoshiaki YAMAUCHI

Directionally coupled vibration, referred to as "cross action" was analyzed to improve positioning accuracy in CD and CD-ROM optical pick-up systems having two-dimensional motion, i. e., autofocus and tracking directions. Cross action is defined as the secondary movement of the pick-up in the tracking direction when actuated to move in the autofocus direction. The main cause of cross action is found to be elastic resonance of the thin plate in the pick-up support. Assembly error is also found to amplify cross action. Optimum values for the support configuration were obtained by FEM and lumped mass vibration analyses.

Key Words: Coupled Vibration, Actuator, CD Player, Assembly Error, Lumped Parameter Model, Frequency Response

1. 結 言

メカトロニクスにおける振動問題は装置の小形・軽量化と位置決めの高精度化に伴い、機械の性能向上の過程で大きな比重を占めるようになってきた⁽¹⁾。

光情報記録装置においても例外ではなく、1.6 μm のトラックピッチの中で、0.1 μm という高精度位置決めが要求されており、このためには高精度サーボ制御系の必要もさることながら、低振動機構がなければ達成できない⁽²⁾。

本報はCD(コンパクト・ディスク)プレーヤに使われる光ピックアップの情報読取り用光束を光ディスク面に導く対物レンズアクチュエータに関するものである。このアクチュエータは二次元(AF:焦点とTR:トラッキング)方向に制御されており、そのため二軸方向は可撓性の高い支持構造が必要である。その可撓性のため複雑な振動モードを呈するにもかかわらず制御系も含めて二軸方向を同時に、動的に適正な構造体として設計する必要がある。

CDプレーヤの場合、一般にTR方向の位置決め誤差はAF方向の10倍の精度が必要である。そこで本報では二次元対物レンズアクチュエータのTR方向に現れてくる動的な振動外乱を評価するため、AF方向の振動と二軸方向の制御系との関わりを考慮し、クロスアクションと定義した。そしてこのクロスアクションの原因を有限要素法等により明らかにした。それは動的応答によるものと、組立誤差によるものである。そこで、後者の要因があっても高い制御性を有する構造体とするため、組立誤差を考慮した集中振動モデルを考え、これのシミュレーションにより、低クロスアクションとする最適構造パラメータを明らかにしたのでこれを報告する。

2. 二次元アクチュエータの方向連成振動

2.1 二次元アクチュエータ構造と振動現象 CDプレーヤに搭載されている二次元アクチュエータの構造を図1に示す⁽³⁾。半導体レーザからの光は対物レンズにより光ディスクのマイクロピットに集光制御される。このアクチュエータは4個の主要部品から構成されている。すなわち図中央部には可動体となる①対物レンズと駆動コイルがある。これを②4枚のトラッキ

* 平成元年5月23日ICAMにおいて講演。原稿受付 平成2年8月20日。

*¹ 正員、(株)日立製作所機械研究所(〒300 上浦市神立町502)。

*² (株)日立製作所横浜工場(〒244 横浜市戸塚区吉田町292)。

*³ (株)日立製作所機械研究所。

ング(TRと記す)用板ばねが支持する。そのばねは③可動中間ホルダ部で直角に折り曲げ接着され④4枚のオートフォーカス(AFと記す)用板ばねとなる構造で、最後に固定ホルダに接着固定される。それぞれの板ばねは、50 μmのりん青銅板とそれに加硫接着された200 μm厚のゴムから成っている。

このアクチュエータは対称構造である。しかし、製造過程の組立誤差や板曲げの共振が発生したときには若干の非対称性が発生することになる。AF方向に駆動したとき、この非対称性がTR方向に余分な振動成分を引き起こすことになる。

AF方向変位サーボ系の位置決め精度は1 μmで、TR方向は0.1 μmである。すなわち、TR方向はAF方向の10倍の精度が必要である。よって、AF方向に駆動したとき、TR方向に現れる振動成分はTR方向サーボ系にとって大きな影響を与える。

2・2 クロスアクション値の定義と実際 前節に述べたTR方向に現れる副次的な振動のことを本報告では方向連成振動(以下クロスアクション)という。この連成振動が現れた場合、TR方向サーボ系への応答が位置決め精度から重要となることを考慮しクロスアクション値 Ca として次式で定義する。

$$Ca = \frac{(\text{TR 方向応答}) / (\text{AF 方向駆動力})}{(\text{TR 方向応答}) / (\text{TR 方向駆動力})}$$

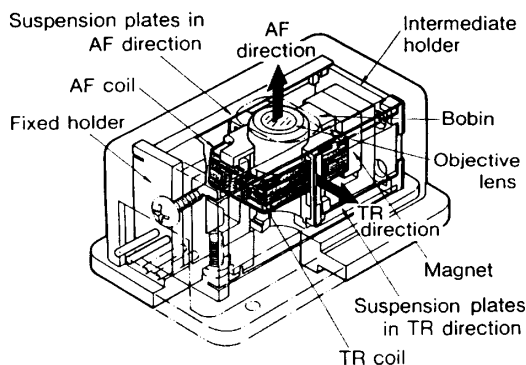


図1 二次元アクチュエータ構造

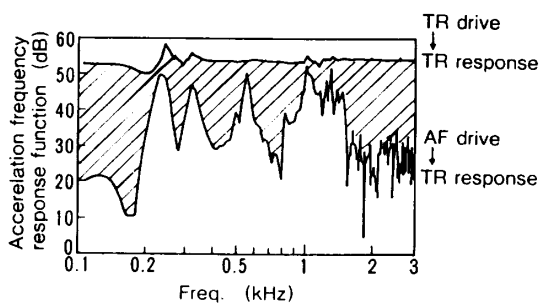


図2 クロスアクションの一例

$$= \frac{\delta_{TR}/F_{AF}}{\delta_{TR}/F_{TR}} = \frac{a_{TR}/F_{AF}}{a_{TR}/F_{TR}} \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 δ : 変位応答、 a : 加速度応答

Ca の加速度応答例を図2に示す。上側の曲線は式(1)の分母、下側の曲線は分子に当たりこの両曲線の差が Ca 値となる。応答はレンズホルダのTR方向端面を光学式非接触振動計で測定した。230 Hz, 330 Hz, 550 Hz, 1 kHz, 1.5 kHz にピークを持っていることがわかる。

2・3 クロスアクションの原因 この方向連成振動の要因として、構造形態によるものと応答によるものに分けられ、それを図3に示す。これらの二つは例えば組立誤差で発生したクロスアクションが動的応答により増幅されるというように互いに関連している。応答は①中間ホルダとレンズ部の質点-ばね系とした振動系の特性によるものと、②支持ばねの弾性共振によるものと、大きく二つに考えることができる。本報はこれらの応答解析と方向連成振動低減について示す。

3. 有限要素法による弾性振動解析

3・1 解析 アクチュエータの有限要素モデルを図4に示す。解析結果のうち一例として1.1 kHzの固

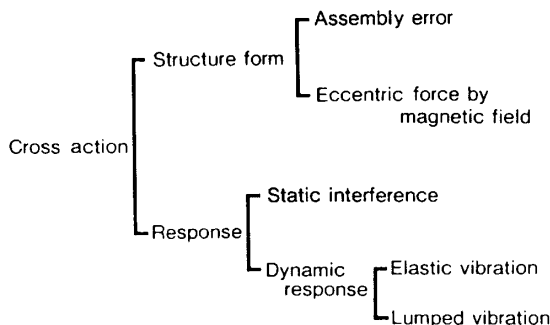


図3 クロスアクションの要因

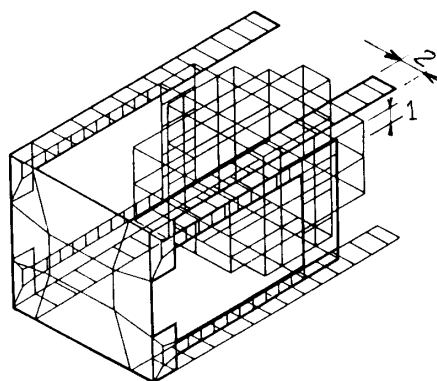
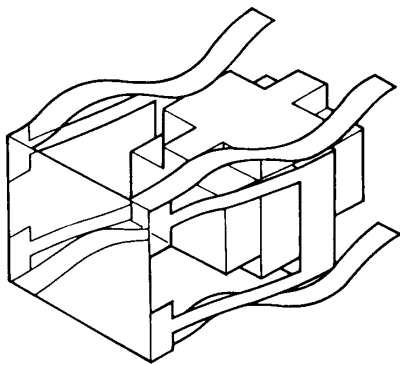
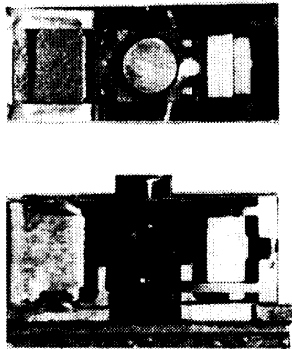


図4 FEM解析モデル

有振動モードを図5(a)に示す。また加振実験によりホログラフィー像として得られた1.08 kHzの実験モードを(b)に示す。1.1 kHzの振動は、AF方向の支持板が二次の板モードで共振すると同時にTR方向には片持ばりの一次モードを呈している。また図(b)のしま次数からAF板の左右の振幅、TR板の上下の振幅がわずかに違うことがわかる。このことはレンズ部が後図9に示す θ 方向に回転していることを示している。このようにクロスアクション時にはAF板ばねの非対称もしくは反対称モードが発生し、そのとき



(a) FEM(1.1kHz)



(b) ホログラフィー(1.08 kHz)

図5 振動モードの一例

レンズ部分は回転挙動を呈していることがわかった。

次に、FEM解析と実験解析によるCa値の比較を図6に示す。図の符号の違いは3台の試験品を示している。FEM解析モデルが構造体を正しくモデル化している場合には両者の比較ラインが45度の線にのるはずであるが、図では計算値が実験値より低く示されている。この主要因は、図3に示した構造形態(組立誤差)によるものと思われる。

3-2 Ca値の組立誤差による影響 前節で述べた組立誤差の影響を量的に調べるため以下に2例を示す。第1例は磁気回路の組立が、駆動コイルと傾いて取付けられた場合の結果を図7に示した。いずれのモードもコイル傾きに伴ってCa値は増加している。

次に、AF板ばねが幅方向にずれて組立てられた場合の結果を図8に示す。AF板ばねの第一次共振モードを除いて組立誤差の増加とともにCa値は増加していることがわかる。Ca値を-10 dB以下にする目安として駆動コイルの組立は0.8度以内、板ばねはその幅の1/5以下にする必要がある。

4. 集中モデルによる解析と低減指針

4-1 運動方程式の導出 組立誤差を考慮した

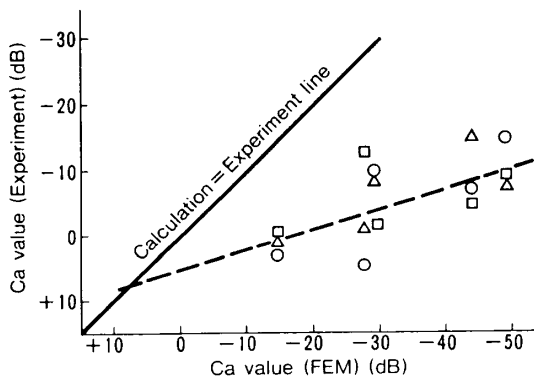


図6 FEMと実験の比較

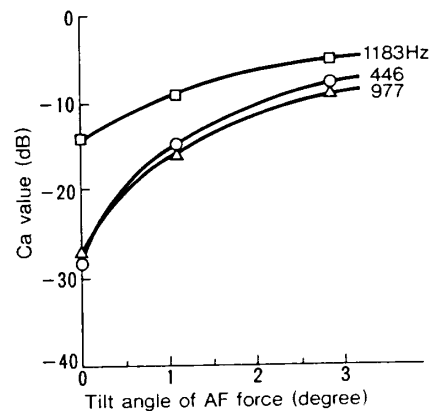


図7 偏駆動によるCa値の変化(FEM)

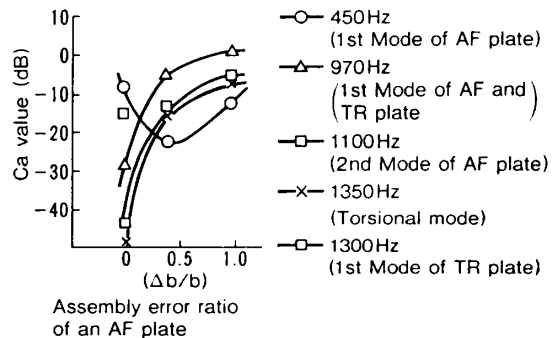


図8 AF板ばねの幅方向組立誤差によるCa値の変化

FEM解析の知見も合わせクロスアクション低減の指針を得るための2質点6自由度解析モデルを図9に示す。本モデルの板ばね剛性は両端固定はり変形をするものと近似する。図10に示す各点 $P_{ij}(a_{ij}, b_{ij})$ (i は質点, j は各板ばねに対応)の微小変動分を座標の回転と並進により表し, それをラグランジの運動方程式に代入することにより全体の運動方程式として次式が得られる。

$$\begin{bmatrix} [M_1] & 0 \\ 0 & [M_2] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{q_1\} \\ \{q_2\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K_{11}] & [K_{12}] \\ [K_{21}] & [K_{22}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{q_1\} \\ \{q_2\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{f_1\} \\ \{f_2\} \end{Bmatrix} \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここで,

$$[M_i] = \begin{bmatrix} m_i & 0 \\ & m_i \\ 0 & I_i \end{bmatrix}, \{q_i\} = \begin{Bmatrix} x_i \\ y_i \\ \theta_i \end{Bmatrix}, \{f_i\} = \begin{Bmatrix} f_i \\ f_i \\ T_i \end{Bmatrix}$$

$$[K_i] = \begin{bmatrix} K_{ix} & 0 & -(B_i K_{ix}) \\ & K_{iy} & (A_i K_{iy}) \\ \text{対称} & K_{\theta} + B_i^2 K_{ix} + A_i^2 K_{iy} & \end{bmatrix}, i=1, 2$$

$$[K_{11}] = [K_1] + [K_2]$$

$$[K_{22}] = [K_2], [K_{12}] = [K_{21}] = -[K_{22}]$$

$$K_{ix} = \sum_{j=1}^4 a_{ij}^2 K_{ijx}, K_{iy} = \sum_{j=1}^4 K_{ijy}, K_{i\theta} = \sum_{j=1}^4 K_{ij\theta} \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$A_i^2 K_{iy} = \sum_{j=1}^4 a_{ij}^2 K_{ijy}, B_i^2 K_{ix} = \sum_{j=1}^4 b_{ij}^2 K_{ijx}$$

$$\left. \begin{aligned} (A_i K_{iy}) &= a_{i1} K_{iy1} - a_{i2} K_{iy2} \\ &- a_{i3} K_{iy3} + a_{i4} K_{iy4} \\ (B_i K_{ix}) &= b_{i1} K_{ix1} + b_{i2} K_{ix2} \\ &- b_{i3} K_{ix3} - b_{i4} K_{ix4} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4)$$

である。

4.2 単純化による非連成条件の考察 式(2)よりクロスアクション低減のための非連成条件を考察する。式展開を単純にするため式(2)において1自由度系を考える。すなわち $m = m_1 + m_2, I = I_1 + I_2, \{q_2\} = 0$, とし, その上で, 次の座標系以外の無次元パラメータ

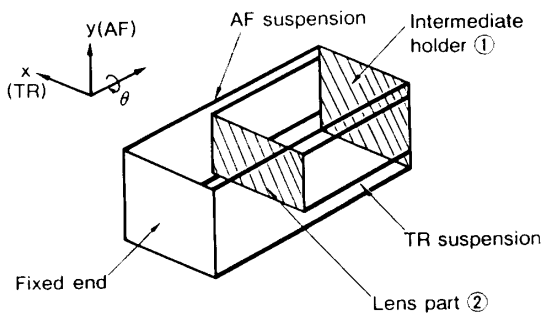


図9 解析モデル

$$\begin{cases} \omega_n^2 = K_n/m, \omega_\theta^2 = K_\theta/I, n = x, y \\ \gamma_x = ma_j^2/I, \gamma_y = mb_j^2/I, j=1\sim 4 \\ a_i = a_{ij}, b_j = b_{ij} \dots\dots\dots (5) \end{cases}$$

を導入し, $P_i(a_i, b_i)$ 点のみで支持されている系を考えると全体の運動方程式は

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q \\ q \\ q \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \omega_x^2 & 0 & -b_1 \omega_x^2 \\ 0 & \omega_y^2 & a_1 \omega_y^2 \\ g_{31} & g_{32} & g_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q \\ q \\ q \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_1/m \\ f_1/m \\ T_1/I \end{Bmatrix} \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここで,

$$\begin{cases} g_{31} = -1/(b_1 \gamma_y \omega_x^2) \\ g_{32} = 1/(a_1 \gamma_x \omega_y^2) \\ g_{33} = \omega_\theta^2 + \gamma_y \omega_x^2 + \gamma_x \omega_y^2 \end{cases}$$

となる。式(6)の振動数方程式は

$$\omega^6 - \omega^4 \{ \omega_\theta^2 + (\gamma_x + 1) \omega_y^2 + (\gamma_y + 1) \omega_x^2 \} + \omega^2 \{ (1 + \gamma_x + \gamma_y) \omega_x^2 \omega_y^2 + \omega_\theta^2 (\omega_y^2 + \omega_x^2) \} - \omega_x^2 \omega_y^2 \omega_\theta^2 = 0 \quad \dots\dots\dots (7)$$

となり, 各方向が独立に振動するための条件は

$$\left. \begin{aligned} \gamma_x + 1 &\rightarrow 1 \\ \gamma_y + 1 &\rightarrow 1 \\ \gamma_x + \gamma_y &\rightarrow 1 \end{aligned} \right\} \rightarrow \begin{cases} \gamma_x = ma_1^2/I \rightarrow 0 \\ \gamma_y = mb_1^2/I \rightarrow 0 \end{cases} \quad \dots\dots\dots (8)$$

である。これは可動部の質量を小さく, 慣性モーメントを大きくすることを意味している。また中間ホルダが図9のように長方形の場合は幾何学的関係を式(8)に代入すると

$$\left. \begin{aligned} \gamma_x &= 3 / \{ 1 + (b_1/a_1)^2 \} \rightarrow 0 \\ \gamma_y &= 3 / \{ 1 + (a_1/b_1)^2 \} \rightarrow 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (9)$$

となり, 両式を同時に満足する値は $a_1 = b_1$ であり, 最適な縦横比が存在することがわかる。

4.3 方向連成の発生 今, 4本のばね定数が等しく, 完全対称構造であるとするとき式(4)は零となり方向連成振動は発生しない。すなわちなんらかの非対称性を導入する必要があるそこで,

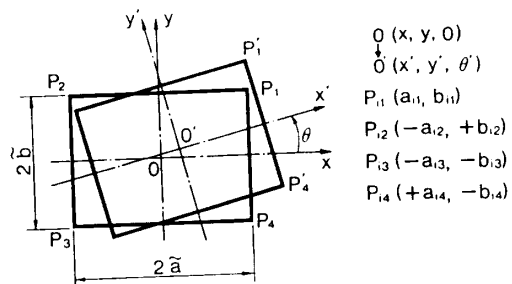


図10 座標系の定義

$$a_{ij} = \bar{a}_{ij}(1 + \Delta a_{ij}) \dots\dots\dots(10)$$

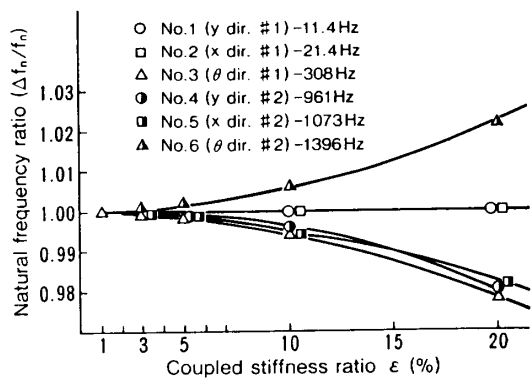
として、各々 a_{ij} が平均値 \bar{a}_{ij} より Δa_{ij} だけずれた状態を考える。すなわち製作誤差等により構造の対称性がくずれた場合を考える。式(4)に式(10)を代入すると式(4)は

$$A_i K_{iy} = a_{i1} \cdot K_{iy} (\Delta a_{i1} - \Delta a_{i2} - \Delta a_{i3} - \Delta a_{i4}) - 3(\Delta l_{i1} - \Delta l_{i2} - \Delta l_{i3} - \Delta l_{i4}) \dots\dots\dots(11)$$

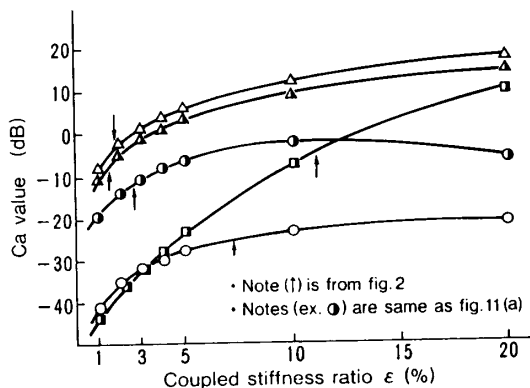
となる。ここで Δl_{ij} は支持板長さの変動分である。式(11)は完全対称構造物の場合 $\Delta a_{ij} = \Delta l_{ij} = 0$ となりクロスアクションは発生しない。すなわちこれらの寸法誤差等の変動分を考えることにより、方向連成成分が発生することを示している。

4.4 連成ばねの大きさと Ca 値 次に式(2)を直接解いて連成振動パラメータの検討を行う。その際、剛性マトリックスの方向連成項の大きさが重要な因子となり、また誤差の発生様式により、多様なパターンが考えられるが、ここでは $P_{ii}(a_{ii}, b_{ii})$ にのみ組立誤差が発生したとし、その大きさを剛性連成比 ϵ とする。すなわち、式(11)を変形し、 $(A_i K_{iy}) = \epsilon a_{ii} K_{iy}$ 、 $(B_i K_{ix}) = \epsilon b_{ii} K_{ix}$ として方向連成度を評価する。

図11(a)にはこの ϵ 値の大きさによる固有振動数



(a) 剛性連成比 ϵ による固有振動数の変化



(b) 剛性連成比 ϵ による Ca 値の変化

図 11

の変化と、(b)には Ca 値の変化を示す。 ϵ の増加とともに固有振動数は三~五次モードが低下し、 Ca 値は増加の傾向を示す。ここで Ca 値は AF, TR コイル駆動力差を加味し、

$$Ca[dB] = 20 \log(Ca) + (\text{駆動力補正係数}) \dots\dots\dots(12)$$

としてある。次にパラメータ検討を行うが、実際のアクチュエータの実測値と、図11(b)をもとに、 $\epsilon = 0.03$ を使って応答計算を行う。

4.5 質量比、慣性モーメント比と Ca 値 中間ホルダ質量 m_1 とレンズ部質量 m_2 との比 $\mu = m_1/m_2$ に対する Ca 値の変化を図12に示す。これは $\mu = 0.22$ の場合を 0 dB とし、相対的な Ca 値を表示した。また周波数特性で Ca 値がピークとならないモードについては省いてある。図より三次(θ 方向一次)モードが4.2節に述べたように μ の低下に従って Ca 値も小さくなるのがわかる。高次モードは挙動が複雑であるが μ 値に対し、下に凸となる特性を有す。

さらに μ 値とさらに慣性モーメント比 $\mu_p = I_1/I_2$ も同時に変化させたときの Ca 値を図13に示す。ここで I_1 は中間ホルダの、 I_2 はレンズ部の慣性モーメントで

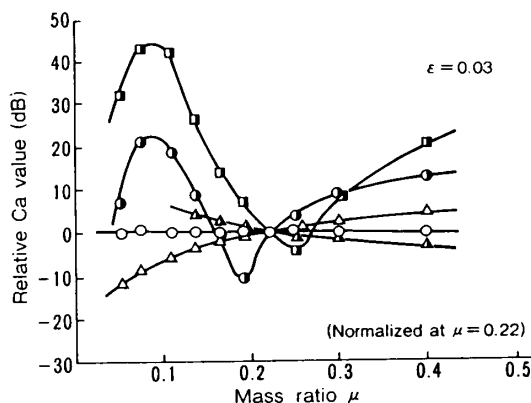


図 12 質量比 (m_1/m_2) による Ca 値の変化

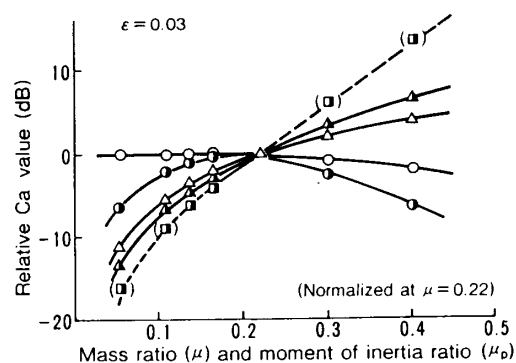
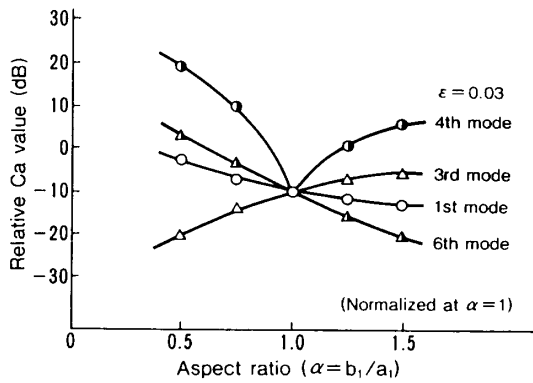


図 13 質量比と慣性モーメント比 (I_1/I_2) による Ca 値の変化

図 14 支持部の縦横比による Ca 値の変化

ある。第一次モードを除いて μ , μ_p が小さいほど全体的に Ca が下がることがわかる。これは中間ホルダがないと Ca 値は第一次モードを除いて非常に小さくなることを意味する。

4.6 縦横比と Ca 値 中間ホルダの縦横比 $\alpha = b_1/a_1$ による相対的 Ca 値の変化を図 14 に示す。これは $\alpha=1$ で正規化しており第四次モードでは $\alpha=1$ のときが最適値であることを示している。全モードをながめると、 $\alpha=1$ のときが Ca 値低下の方向に最もよいことがいえる。

4.7 実験との比較 中間ホルダの質量を変えたときの計算と実験の比較を図 15 に示す。実験は $\mu = 0.12, 0.19, 0.22$ の 3 ケースで、表示は $\mu=0.19$ を基準に相対値を示す。また、慣性モーメントは質量の増減比とは違っており、実験に合うように数値を代入し、応答計算を行った。両者の比較は第四次モードの $\mu = 0.22$ において大きく違っているがそれ以外では質量比による Ca 値の変化をよくとらえているものと思われる。この違いは実験における慣性モーメントとモーダル減衰の正確な評価が難しいためである。

5. 結 論

中間ホルダ、AF・TR 方向の板ばねによって支持されたレンズ系から成る、二次元アクチュエータの方向

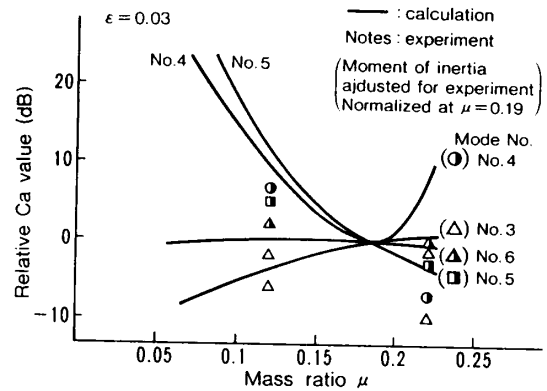


図 15 実験と計算の比較

連成振動について解析した結果、次の結果が明らかとなった。

- (1) 方向連成振動(クロスアクション)は板ばね共振と集中振動系でモデル化される振動からなる。
- (2) また、支持板の非対称モードで発生し、組立誤差によって増幅されるものであることがわかった。
- (3) 組立誤差など非対称成分を導入した 6 自由度振動モデルによって方向連成振動の解析が可能で、計算結果は実験値とほぼよい対応を示す。
- (4) 方向連成振動低減のために、中間ホルダとレンズ部の質量比、慣性モーメント比、および縦横比に最適値が存在する。

最後に、本研究進行に当たり現象の解明とモデル化に対して貴重なご助言をいただいた菊地勝昭博士に深く感謝する。

文 献

- (1) 田中・三枝, 振動モデルシミュレーション, (1984), 7, 応用技術出版。
- (2) 例えば, 梶原・ほか 4 名, 制御性を考慮した構造最適化法による光サーボ系の設計, 機論, 55-516, C(1989), 2045。
- (3) 米澤・ほか 3 名, 日立評論, 65-10(1983), 703。