二重平行リンクサスペンション形対物レンズ アクチュエータの減衰設計*

三枝省三^{*1}, 斎藤 博^{*2}, 加藤盛一^{*3}
梅基敏行^{*2}, 末永秀夫^{*2}, 山内良明^{*4}

Damping Design of Objective-Lens Actuator with Dual-Parallel Link Suspensions

Shozo SAEGUSA, Hiroshi SAITOH, Seiichi KATOH,
Toshiyuki UMEMOTO, Hideo SUENAGA and Yoshiaki YAMAUCHI

A damping design is developed to achieve heavy damping of an objective-lens actuator with dual-parallel link suspensions for CD and CD-ROM drives. The actuator is supported by four suspensions of straight bars for reducing directionally-coupled vibration. An objective value analysis is conducted to determine the desirable damping ratio at the lowest mode as well as at higher modes for high-speed access and stability of the servo system. To construct an actuator of the damping target, we developed a damping box with gel. This system ensures heavy damping at the lowest mode ζ_0 of 0.13 and at the pitching mode ζ_{pit} of 0.1. To make the damping coefficient of pitching mode, upper suspensions have slightly elastic bending. The heavy damping of the pitching mode in the frequency band of around 1 kHz can allow the assembly error of normalized center of gravity by 10%. We also developed a heavy-damping actuator with a good frequency response and with no phase disturbance.

Key Words: Damping, Actuator, Suspension, Frequency Response Function, Vibration, Modal Analysis, CD-ROM Drive

1. 緒 言

CD-ROM(コンパクトディスク形読出し専用メモリ)はパーソナルコンピュータに標準装備されるとともに、マルチメディアの有力媒体としてその地位を固めつつある。ドライブに対するニーズはハーフハイト(41.5 mm)から最近では 25.4 mm, さらに 17 mm と小形・薄形化が図られ、読出し速度も従来(150 kB/s)の 4 倍速・6 倍速・8 倍速・10 倍速と高速化が図られている。このドライブの基幹部品である光ピックアップも装置の薄形化に対応した小形化が図られ、光点を位置決めする対物レンズアクチュエータも対物レンズとともに小形・簡素化が進行している。

対物レンズアクチュエータは大きく分類すると中央にピンを有する接触形とサスペンションを有する非接触形に分けられる。後者のサスペンション形は平行リンクを基本とした二次元アクチュエータとなっている。

平行リンクは板による構成と棒による構成がある。棒の場合に比較して板の場合はサスペンションに剛性の異方性⁽¹⁾がある。このため、クロスアクション⁽²⁾が発生しやすい。これは板の剛性異方性による共振モードの非対称性と組立誤差および中間ホルダとレンズ部から構成される二自由度振動系に起因するものであった。

ところで、対物レンズアクチュエータの設計においては制御系と連成し、これを不安定とする 1~10 kHz 帯域の振動設計が非常に重要である。この帯域での固有振動モードは位相乱れを伴っている。その位相特性を簡易に評価⁽³⁾し、駆動反力によるキャリッジとの連成を回避する手法⁽⁴⁾、質量感度を用いた共振点消去による周波数応答関数の適正化⁽⁵⁾、が研究されてきた。また、アクチュエータのダンピングに関する研究はサスペンション棒を二層にし、その間に減衰材をサンドイッチした構造⁽⁶⁾などが開発されている。しかし、高減衰構造をもち、さらに、高次のモード減衰能に対する設計については研究されていない。

本論文は、制御系の位相余裕を考慮し、組立誤差に対して、鈍感な振動特性を有する対物レンズアクチュエータの高減衰構造の設計について述べることを目的とする。最初に、前述のクロスアクションを低減する

* 原稿受付 1996 年 8 月 5 日。

^{*1} 正員, (株)日立製作所ストレージシステム事業部 (☎ 256 小田原市国府津 2880)。

^{*2} (株)日立製作所映像情報メディア事業部 (☎ 244 横浜市中区吉田町 292)。

^{*3} 正員, (株)日立製作所機械研究所 (☎ 300 土浦市神立町 502)。

^{*4} (株)日立製作所機械研究所。

手段として、四本棒サスペンションをもつアクチュエータ構造を提示し、開発目標を示す。そのアクチュエータ減衰能の目標値解析を第3章で行う。低次の主固有振動数の減衰能はシーク時の残留振動を考慮し、高次のモード減衰比に対しては、重心ばらつきと不要な駆動力特性を考慮した目標値解析を行う。第4章と第5章において、以上の目標値を満足する具体的な構造設計を示す。

2. 四本棒サスペンション形
アクチュエータの構造

2・1 開発目標 高速化を目指した装置仕様から決定した二次元対物レンズアクチュエータの主要な目標仕様を表1に示す。ここで特徴的なのはアクチュエータを低消費電力にするため加速度感度を高めに設定したこと、また、高速シーク時、装置の外から加わる振動にもすばやく制振することを目指して、主モードに対する減衰を高く設定したことである。

2・2 サスペンション方式と構造 アクチュエータのクロスアクションに関する著者らの解析結果⁽²⁾を図1に示す。このアクチュエータは中間部に可動ホルダ(中間ホルダ)をもち、オートフォーカス(AF)方向とトラッキング(TR)方向の動作を分離する方式の

アクチュエータである。また、サスペンションは板ばねを用いている。本図は中間ホルダの質量および慣性モーメントを対物レンズのそれらとの比 μ , μ_p で表現し、クロスアクションの関係を示した。第一次モード以外、両者の比(μ , μ_p)が小さくなるにつれ、クロスアクション(Ca)値は小さくなることを示している。本図から、 μ を小さくすること、すなわち中間ホルダの慣性分を限りなく小さくすることでクロスアクションを低減できることがわかる。

以上の考察よりアクチュエータ構造として、図2の構成とする。対物レンズを保持しているレンズホルダを4本のサスペンションで支持する。これらには剛性の等方性を考慮し、断面が円の真直棒を使用する。また、固定ホルダ側から見ると、固定位置を長方形に配置することにより二重の平行リンク方式とする。アクチュエータを小形・薄形に構成するため、対物レンズは固定ホルダと磁気回路の間に配置する。高減衰を得るため、ダンピングボックスを固定ホルダの両側に備え、その中に減衰材として、ゲルを挿入する。ゲルはシリコン系の材料で、1 kHzにおいて $\tan \delta=0.15$ の特性をもつ熱硬化形である。アクチュエータの動作感度を従来に増して向上するため、両側に対向した磁気回路の間に駆動コイルを挟み込む方式とする。

3. 減衰特性と高次位相特性の
目標解析

本章では減衰能の目標値を定める。主固有振動数の減衰については、光ピックアップの移動時に発生するアクチュエータの残留振動特性を考慮し、減衰比を決定する。また、高次の固有振動モードに関しては、高次モードに対する位相特性計算法を示し、(1)重心と駆動中心がずれた場合と、(2)不要な駆動力が働く場合のピッチングモードの減衰比の目標を定める。

Table 1 Development target of actuator

Item	Target
head height : H_{hd}	$H_{hd} < 9.9 \text{ mm}$
acceleration sensitivity : S	$S_{AF} > 34 \text{ m/s}^2/\text{V}$ $S_{TR} > 28 \text{ m/s}^2/\text{V}$
main natural frequency : f_o	$f_{oAF} \sim 30 \text{ Hz}$ $f_{oTR} \sim 30 \text{ Hz}$
damping ratio of main natural frequency : ζ_o	$\zeta_{oAF} > 0.1$ $\zeta_{oTR} > 0.1$
elastic resonance : f_b	$f_{bAF} > 15 \text{ kHz}$ $f_{bTR} > 15 \text{ kHz}$

AF:auto-focus direction
TR:tracking direction

Fig.1 Crossaction of 2-D actuator with intermediate holder⁽²⁾

Fig.2 Configuration of thin-type 2-D actuator with heavy damping

3・1 主モードの固有振動数と減衰の目標

対物レンズアクチュエータの動特性設計において、最も重要な設計項目は、主固有振動数 $f_0(f_{OAF}, f_{OTR})$ を適切に設定することである。 f_0 の設定には動作の可動範囲と消費電力から決定する考え方もある。本研究では高速シーク性を考慮し、シーク直後に振動が速やかに整定する条件から f_{OTR} 、 ζ_{OTR} を決定する。

図3には、シーク終了時に、アクチュエータのステップ応答による振動特性について示している。アクチュエータは一自由度系でモデル化する。そして、慣性遅れによる振動は、アクチュエータに対する停止のブレーキ加速度 (3 m/s^2 : $1/3$ ストロークシークで 150 ms に相当) が、急激に零になるときに発生するとした。また、トラッキングサーボ系において、シークモードからフォローイングモードに切り替える条件、すなわちアクチュエータが整定したと判断する条件は、アクチュエータの振動速度が 10 mm/s になるときとした。

図3より、振動整定時間を 25 ms とすると、アクチュエータの条件は、表1の目標に示したトラッキング方向の主固有振動モードに関して、 $f_{OTR} > 30 \text{ Hz}$ 、 $\zeta_{OTR} > 10\%$ が必要であることがわかる。

3・2 高次モードの位相遅れ評価法

アクチュエータ構造を考えると、制御系のクロスオーバー周波数帯域に、各種の固有振動モードを持っている。動特性設計に関する第2番目の項目は、これらに対する適正設計である。本節ではこの帯域に発生する位相乱れの計算法を示す。

コンプライアンスとして表現された周波数応答関数 FRF $H(\omega)$ において、主固有振動モードの影響に支配される慣性拘束帯域系を考えると、 $H(\omega)$ は次式で書き表すことができる。

Fig. 3 Definition of dynamic characteristics of main mode for minimum-residual vibration

$$H(\omega) = \frac{-R_0}{\omega^2} + \frac{R_i/\omega_i^2}{1 - \beta_i^2 + 2j\zeta_i\beta_i} \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで、

$$R_i = \frac{\phi_{Li}\phi_{Fi}}{m_i} : \text{モード留数}$$

ϕ : モード

L : レンズの応答計測点

F : 加振点

$\beta_i = \omega/\omega_i$: 正規化角周波数

ω_i : i 次の固有角振動数

ζ_i : i 次のモード減衰比

本式において、考察する振動数帯域 (ω_i) は最低次の主固有振動モードの角振動数 (ω_0) より十分大きいとした。この第1項は主モードの慣性拘束分を現しており、また第2項はいま考えている固有振動モードの特性を示している。さらに、式(1)を実数項と虚数項に分け、位相 $\theta(\beta)$ を計算すると、

$$\Theta = \tan(\theta) = \frac{-2\zeta_i\beta_i^3}{-U\{(1-\beta_i^2)^2 + 4\zeta_i^2\beta_i^2\} + (1-\beta_i^2)\beta_i^2} \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 $U = R_0/R_i$ であり、今考察している系では $U \gg 1$ である。ここで、固有角振動数 $\beta_i = 1$ のとき

$$\tan(\theta)|_{\beta_i=1} = \frac{-2\zeta_i}{-4U\zeta_i^2} = \frac{-1}{-2U\zeta_i} \quad \dots\dots\dots (3)$$

となる。位相変動がたかだか 40° 位までは、位相の峰が固有振動数とほぼ一致する⁽³⁾。本式で位相乱れ特性を考察するが、以下、位相進み/遅れを表現する場合、FRFの位相曲線で -180° を基準とし、これより絶対値が小さくなる場合を位相進み、大きくなる場合を位相遅れと表現する。

式(3)の計算結果を図4に示す。本図は有限要素法(FEM)による計算と比較している。計算による U 値はFEM計算より得られたモード値を使用した。図は重心の位置の移動による位相変化を示した。位相乱れが 40° 以内であれば、式(3)は十分な計算精度があることがわかる。アクチュエータ設計に置いては 40° 程度の考察で十分であるので、本式を用いて、以下に具体的な高次の位相特性に関する目標解析を行う。

3・3 ピッチングモードに対する位相特性

本アクチュエータの場合、AF方向にピッチングモード(約 800 Hz)があり、このモードに対する位相条件を考察する。これは、組立時の部品の x 方向(サスペンションの軸方向)ばらつきのため発生する位相乱れを考慮することになる。そこで、図5に、重心に対し、駆動中心がずれたときの位相特性を示した。図の重心はレンズまでの距離に関して正規化しており、モード減衰比をパラメータとして表示した。

Fig. 4 Verification of calculation method for phase disturbance

Fig. 5 Phase disturbance by center of gravity

図5より重心がレンズ側(x 方向で正側)にずれると位相は遅れ、その反対側の時位相は進むことがわかる。すなわち、位相遅れはレンズ部のモード ψ_L と、駆動点のモード ψ_F の積 $\psi_L \cdot \psi_F$ が負になるときに発生する。また、減衰が大きいと、位相乱れが少なくなっている。例えば、位相乱れ許容値を $\pm 10^\circ$ 以内とし、減衰比を10~12%とすると、重心ずれは $\pm 10\%$ を許容することが可能である。

駆動点と応答点評価点から発生する位相乱れに対し、並進モードである主モードに置いては、無視できるが、高次の回転モードに対しては非常に敏感に効いてくることがわかる。

3.4 不要駆動力が有る場合の位相特性 磁気回路の構成によっては、コイルの有効部分以外の浮遊磁界の影響を考慮する必要がある。本アクチュエータは図2のように、磁気回路の外側にもAFコイルが配置されている。このヨーク外側での浮遊磁束は図6に示すように、ヨーク端面からの距離に反比例した密度をもつことがわかる。この磁界がピッチング周波数 ω_p におけるモード ψ_p の、位相特性に及ぼす影響を推定するため、二つの駆動力をもつ系のモードモデルを考察した。

式(1)において、二つの駆動力 F_1 、 F_2 が作用する場合に拡張し、レンズ部の応答 x_L は $\omega_p \gg \omega_o$ の場合

Fig. 6 Vibration model of actuator and residual magnetic field

を考えると、

$$x_L(\omega) = -\frac{R_{o1}F_1 + R_{o2}F_2}{\omega^2} + \frac{R_{p1}F_1 + R_{p2}F_2}{\omega_p^2(1 - \beta_p^2 + 2j\zeta_p\beta_p)} \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここで、

$$R_p = \frac{\psi_{pL}\psi_{pF}}{m_p} : \text{モード留数}$$

添字 p : ピッチングモード

となる。回転モードの固有振動数での応答は

$$x_L(\omega_p) = -\frac{R_{o1}F_1 + R_{o2}F_2}{\omega_p^2} + \frac{R_{p1}F_1 + R_{p2}F_2}{2j\zeta_p\omega_p^2} \quad \dots\dots\dots (5)$$

となるので、位相角は次式となる。

$$\theta_p = \arg(x_L) = a \tan \left\{ \frac{-1}{-2\zeta_p} \cdot \frac{R_{o1}F_1 + R_{o2}F_2}{R_{p1}F_1 + R_{p2}F_2} \right\} \quad \dots\dots\dots (6)$$

式(6)で、推力比 $\eta = F_2/F_1$ とし、重心 x_G を原点としたときのレンズ位置 x_L 、駆動位置 x_F 、付加的な駆動力位置 x_a 、回転モードを θ_p とすると、各点でのモードは θ_p で表すことが可能である。そこで、

$$\begin{aligned} \psi_{pL} &= \theta_p \cdot x_L (\text{レンズ部}) \\ \psi_{pF} &= \theta_p \cdot x_F (\text{力の添字1に相当する点}) \\ \psi_{pa} &= \theta_p \cdot x_a (\text{力の添字2に相当する点}) \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (7)$$

とし、また、モード等価質量 m は1に正規化されているとする。式(1)の R_i を考慮し、これらを式(6)に代入すると、位相は次式となる。

$$\begin{aligned} \theta_p &= a \tan \left\{ \frac{1}{2\zeta_p} \right. \\ &\quad \cdot \left. \frac{\theta_p \cdot x_L \cdot \theta_p \cdot x_F + \theta_p \cdot x_L \cdot \theta_p \cdot x_a \cdot \eta}{(\psi_{oL})^2 (\psi_{pL})^2 \cdot \eta} \right\} \\ &= a \tan \left\{ \frac{1}{2\zeta_p} \cdot \left(\frac{\theta_p^2}{\psi_{oL}} \right) \cdot x_L \cdot \frac{x_F + x_a \cdot \eta}{1 + \eta} \right\} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (8)$$

本式に基づき、推力比 η に対する位相特性を図7に

示す。本図はモード減衰比 ζ_p を 0.1 とした。一つの線図を見ると、付加外力により、位相が進む方向になり、浮遊磁界が位相進み方向に作用したことがわかる。駆動位置 x_F が負(付加駆動位置側)にずれると位相は遅れる方向になることもわかる。そこで、駆動位置 $x_F = -0.155$ とし、モード減衰比の影響を調べた結果を図 8 に示す。減衰が大きくなると位相の乱れが小さくなることがわかる。アクチュエータ設計において、浮遊磁界の影響での位相の乱れを $\pm 5^\circ$ 以内とし、 η の値を $\pm 2\%$ とすると、 $\zeta_p > 0.06$ とすればよいことがわかる。

3.3 節も勘案し、ピッチングのモード減衰比 ζ_p は 0.1 以上とする。

4. 減衰構造設計

3 章において、減衰に対する目標値が得られたので本章ではこれを達成する具体的な構造を示す。おもな設計項目はゲルを封入する減衰箱の長さで内部直径である。

4.1 ホルダ長さの設計 減衰を付加する方法と

Fig. 7 Phase disturbance by residual magnetic flux density on drive point

Fig. 8 Phase disturbance by residual magnetic flux density on modal damping

して、サスペンションの固定側に減衰箱を設け、これにシリコンゲルを充てんする手段とした。ゲルは剛性、減衰とも周波数および振幅依存性⁽⁷⁾があり、予測が難しいので、本章以降の検討は主に実験的に行う。サスペンション軸方向である x 方向の箱長さに対する減衰特性の変化を図 9 に示す。図はサスペンションの長さで正規化してある。いずれのモードも箱長さの 0.4~0.5 で減衰能は飽和していることがわかる。また、固有振動数の変動を図 10 に示す。アクチュエータの並進挙動である AF および TR 方向、 x 軸回りの回転挙動であるローリング方向は箱長さに比例して高くなる。一方、ピッチング(y 軸回り)とヨーイング(z 軸回り)は、ほぼ 0.4 で一定になることがわかる。

図 9 において、正規化長さ 0.4~0.5 で減衰能は飽和している要因を明確にするため、ゲルの部分をばね要素でモデル化し、有限要素法でモードとエネルギー分布を計算した結果を図 11 に示す。ゲルの定数は実験より求め、減衰はひずみエネルギー比例形を用いた。比例定数を $\beta = 0.57$ とし、ばね定数は 7 N/m とした。モードが山状になり中央で峰となるにつれ、ばね部のひずみエネルギーも次第に大きくなっていることがわかる。このことからホルダが長くなると減衰比

Fig. 9 Influence of damping box length for modal damping

Fig. 10 Influence of damping box length for natural frequency

は大きくなるが、正規化長さが0.5を越しても、減衰比はさほど大きくならないことが推定される。

また、図10の、固有振動数の変化はサスペンションの変形に起因していると考えられる。すなわち、低次のモードはS字形をしており、固定側ホルダから可動側に向かって振幅は漸増するためゲルのばね性の影響を強く受けるので固有振動数も漸増する。しかし、ピッチングとヨーイングはモードが中央の峰を境に対称形状をしており、可動側に向けてもばねの影響はさほど受けないので固有振動数の増加がゲル部分が中央付近を過ぎると飽和すると考える。

以上の検討結果、3・1節の目標解析で主固有振動数30 Hz、減衰比10%を得るにはゲルのない場合の固有振動数を20 Hzに設計し、長さ比0.4の箱長が適切であることがわかった。

4・2 ホルダ直径の設計 次に、減衰箱の大きさ依存性を考察する。図12にその結果を示す。横軸は減衰箱の内径 d_b をサスペンションの素線径 d_s で割った値 d_e としている。また、 $d_e=0$ はゲルのない場合を示している。実験のばらつきはあるものの、本実験での直径領域において、減衰比の大きさはほとんど

Fig. 11 Vibration characteristics of suspension (by FEM, pitching mode)

Fig. 12 Influence of damping box diameter for modal damping

変化していない。これはゲルの力伝播領域が微小領域に限られていることによるものと思われる。実際的な構造はピックアップの組立安易性から決め、正規化直径を12とした。

5. 高次モードの減衰付加

5・1 はりの微小曲がりを利用した高次位相特性の改善 量産製品は部品のばらつきとその部品の組立ばらつきが常に発生する。しかも重心と駆動中心のばらつきは位相遅れを誘発する大きな因子である。そこで、この位相遅れを低減する手段として減衰を向上する手段を設けることとした。

上側に位置する2本のサスペンションの、ほぼ中央位置を弾性変形させた状態で、サスペンションの両端を半田固定することにより、減衰向上を図る。そのときの弾性変形量と減衰特性の関係を図13に示す。FEM計算(ζ_{pit} -FEM)とともに実験値(ζ_{pit} -Exp)を示しており両者はほぼ一致する。なお、本計算での減衰は先の図11と同じひずみエネルギー比例形減衰を用いており、比例定数 β は最大弾性変形が0.1のときの値を用いた。本図より、弾性変形状態で減衰能の向上が図れることがわかる。

さて、高次の固有振動数が極端に変化するとアクチュエータの周波数特性ばらつきを引き起こす可能性がある。また、振動数が低下すると、外部からの振動による励振でサーボ系に悪影響を及ぼす可能性がある。そこで、図14には、はりの変形量に対する固有振動数の変化率を計算した。主固有振動数はほとんど低下しないが、ピッチングモードは急激に低下することがわかる。サスペンションの変形モードを考察すると、軸方向の剛性と曲げが連成するモードであり、軸と垂直方向の弾性変形を与えることで、軸方向の剛性が低下し、固有振動数の低下を引き起こしたと考える。また、

Fig. 13 Increase of modal damping with elastic-deformed suspensions

Fig. 14 Frequency characteristics with elastic-deformed suspensions (by FEM)

Fig. 15 Frequency response function of a 2-D actuator in AF direction

弾性変形を与えることで、モードの変形が大きくなり、ゲルとの相互作用が強くなったため減衰能が向上したと思われる。

減衰能を確保しながら固有振動数の変化を最小にするのが理想的であり、はりの弾性曲がり量 $d_{ed}(=d_{def}/d_{sus})$ は、前述の目標値 ($\zeta_{pit} > 0.1$) から素線形 d_{sus} の約 3 倍とすればよいことがわかる。

5.2 高減衰能をもつ対物レンズアクチュエータの周波数特性 以上の結果に基づいて試作した対物レンズアクチュエータの周波数応答関数を図 15 に示す。高次の位相乱れのない対物レンズアクチュエータの開発ができた。主モードに対する固有振動数は $f_0=30$ Hz で $\zeta_0=0.13$, 1 kHz 帯域の位相遅れはばらつきを

含めて 10° 以内、高次の弾性共振は 16 kHz である。

6. 結 論

高速 CD-ROM 用の高減衰をもつ二次元対物レンズアクチュエータの開発と減衰能に関する動的設計解析を行い、次の結論を得た。

(1) 4 本の棒で構成する二重平行リンクサスペンション形はクロスアクションが少ない。

(2) 減衰に関する目標値解析を行い、最低次の主固有モード減衰 ζ_0 はシーク時の残留振動から決定し、その値は $\zeta_0=0.1$ である。また、高次の減衰 ζ_{pit} は制御系の位相乱れ条件を満足する重心のばらつき 10% と不要な駆動力 2% を考慮して決め、その値は $\zeta_{pit}=0.1$ である。

(3) 以上の目標を満足する具体的な構造はゲルを充てんした減衰箱で、高減衰設計が可能である。

(4) 減衰箱の長さをはりの長さの半分にすることにより $\zeta_0=0.13$ の、また、弾性変形はり手法により、 $\zeta_{pit}=0.1$ の設計が可能である。

以上の結果、位相乱れのない周波数応答関数をもつアクチュエータを開発した。

文 献

- (1) 関本芳宏・ほか 5 名, 高速回転ディスクに対応した板ばね方式アクチュエータの運動解析, 1989 精密工学会秋講演論文集, (1989), 91-92.
- (2) 三枝省三・ほか 3 名, CD プレーヤ用二次元アクチュエータの方向連性振動, 機論, 57-537, C (1991), 1492-1497.
- (3) 三枝省三・ほか 3 名, 対物レンズアクチュエータ高次減衰の簡易評価法, 機論, 60-576, C (1994), 2664-2669.
- (4) 三枝省三・ほか 4 名, 位相半値幅法を用いた薄型光ディスク用駆動反力絶縁形対物レンズアクチュエータの開発, 精密工学会誌, 60-12 (1994), 1731-1735.
- (5) 梶原逸朗・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 (第 3 報, 光ピックアップの開発への応用), 機論, 55-516, C (1989), 2045-2050.
- (6) 松井 勉・ほか 2 名, 高密度記録対応光磁気ヘッド, 信学技報, MR93-59 (1994-2), 1-8.
- (7) 山田昭夫, シリコンゲルを用いたばね質量系のインパルス応答, 機論, 60-571, C (1994), 837-841.