揺動アーム位置決め機構の固有振動モード同相化・非干渉化設計*

山 浦 弘^{*1}, 佐藤 公 信^{*2}, 小野 京 右^{*1}In-phase Design of the Lowest Natural Modes of Vibrations
of Swing-Arm Positioning Mechanism for High Servo-Band-WidthHiroshi YAMAURA^{*3}, Kiminobu SATOH and Kyosuke ONO^{*3} Tokyo Institute of Technology, Ookayama 2-12-1, Meguro-ku, Tokyo, 152-8552 Japan

This paper describes an in-phase design method of Quasi-Rigid modes of swing-arm positioning-mechanism for high servo-band-width. Swing-arm is firstly assumed to be a rigid body that is supported with elastic pivot bearings. Position and number of driving-point are changed so that both of the lowest two natural modes of vibration move the same direction as the rigid body mode even when mass center of arm coincides with the pivot-coeter. The mode shape of the first bending vibration of arm is also considered at choice of position(s) of driving-point. Two types of positioning-mechanism, which are called BSAP and DESAP, are proposed. Frequency response function of proposed positioners is calculated with the Finite Element Method models in which elasticity of arm is considered. It is concluded that servo-band-width will increase by 25% or 60%.

Key Words: Positioning, Swing Arm Positioner, Modal Analysis, Servomechanism, Magnetic Disk Drive, In-phase Design, FEM model

1. 結 論

現在、磁気ディスク装置の面記録密度は年率1.6倍の速さで向上しており、西暦2001年には20Gb/inch²を達成することが要求されている。面記録密度を上げるためには線密度と共にトラック密度を高める必要があり、記録再生ヘッドの位置決め精度の一層の向上が必要である。そのため揺動アーム位置決め機構であるヘッド位置決め機構の追従サーボ制御帯域の向上および外乱の抑圧が課題となっている。

ヘッド位置決め機構の追従制御帯域向上の制限要因には、位置決め機構の振動モードの発振、サンプリング周波数の分解能、位置信号品質などがあるが、このうち最も核心的な障害は位置決め機構の振動モードの発振である⁽¹⁾。このため光ディスク記憶装置のように、位置決め点近傍に微小軽量で高固有振動数の2段目の位置決め機構を設ける2段位置決めサーボ機構が研究開発されている^{(2)~(5)}。

一方、筆者らはこれまでにまず、位置決めサーボ機構の固有振動モードの発振のメカニズムを明らかに

し、高制御帯域化のためには問題となる振動モードを剛体モードと同相化することが必要であることを示した⁽⁶⁾。次に5.25inch磁気ディスク装置用揺動アーム位置決め機構を対象に、揺動アームを僅かに屈曲させることにより、加工誤差を考慮しても揺動軸受のばね剛性に起因する2つの固有振動モードを剛体モードと同相化できる質量中心位置の設計条件が存在することを示した⁽⁷⁾。

さらに、真直な揺動アームと剛性に異方性を有する揺動軸受の組み合わせを用いても振動モードの同相化が可能であることを示し、3.5inch磁気ディスク装置用揺動アーム位置決め機構諸元と実用的な低次数の制御系を用いた計算機シミュレーションによる比較の結果、2つの手法による振動モードの同相化設計により制御帯域を約2倍に高帯域化できることを示した⁽⁸⁾。

ところで、筆者らがこれまで検討してきた設計条件では、揺動アームの質量中心を揺動軸中心から数mm程度移動せざるを得ず、装置全体に加わる加速度外乱が位置決め機構への外乱となり、加速度外乱による追従特性の悪化が避けられない。これは対象とする揺動アーム位置決め機構の構造を現存する磁気ディスク装置の位置決め機構の構造に限定したために生じる問題点である。

* 原稿受付 1999年6月7日。

^{*1} 正員、東京工業大学工学部(〒152-8552 東京都目黒区大岡山2-12-1)。^{*2} コマツゼノア(〒207-8788 東大和市桜が丘2-142-1)。

E-mail: yamaura@mech.titech.ac.jp

それに対して、研究開発の分野ではこれまでも2つのVCM (Voice Coil Motor) を有する揺動アーム⁽⁹⁾や、2つのVCMの効果を1つのVCMで実現するようにVCMをヘッドアームの両側に渡り垂直に置く構造⁽¹⁰⁾など、現存する位置決め機構の構造以外のものも検討されている。これらは4～5kHzに現れる揺動軸受の弾性に起因する並進振動モードをアクチュエータの並進力で励起しないようにしたものである。

そこで本研究ではVCMの複数化を含むアーム構造の大幅な変更を許容し、これまでのモード解析に基づく振動モードの同相化・非干渉化設計の観点から、揺動軸中心にほぼ一致した質量中心を持つアームを対象に、揺動軸受に起因する振動モードを同相化できる設計条件を解析的に明らかにする。

また、これまでの解析では揺動軸受の剛性に起因する振動モードとアームの曲げモードを分離して考えてきたが、実機では揺動アームの軽量化によるアーム単体固有振動数の低下が起こっており、これら2つの振動モードは連成している。したがって、アームの振動モードをも考慮してアーム構造を選択する考え方を示し、有限要素法による特性解析により求めた周波数特性を示すことにより提案した構造の従来構造に対する優位性を明らかにする。

2. 剛体アーム解析モデルと基礎式

本節では駆動力作用点を複数とした場合の剛体揺動アームの解析モデルと基礎式を示す。図1は解析モデルであり、点 A_j 、 B 、 P 、 G はそれぞれ j 番目の駆動力作用点、位置決め点、揺動軸中心、アームの質量中心である。点 A_j は j 番目のアクチュエータの駆動力作用線に揺動軸中心 P からおろした垂線の交点であり、また点 B は記録トラック位置決め方向線に点 P からおろした垂線の交点である。角度 α_j は線分 A_jP と線分 PB のなす角の補角で、ここでは屈折角と呼ぶ。固定座標系 $O-xy$ を原点 O が揺動軸中心 P の静的平衡点に一

Fig.1 Analytical model of positioner

致し、静的平衡状態の線分 PB が x 軸に一致するようにその向きを定める。質量中心位置はアームが静的平衡状態にあるときの質量中心の x 、 y 座標、 G_x 、 G_y で定義する。

アームの並進運動と回転運動の運動方程式はアームの質量中心の座標 x_G 、 y_G および回転角変位 θ からなる状態ベクトル $x = \{x_G, y_G, \theta\}^T$ に関する微分方程式で表わされ、位置決め点 B の y 方向変位 y_B はこの状態ベクトルから計算される。

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = \sum_{j=1}^n a_{fj} f_j \quad (1)$$

$$y_B = b_y^T x \quad (2)$$

ここで f_j は j 番目のVCMに相当する駆動力作用点 A_j に作用する駆動力の大きさを表わすスカラー量であり、係数行列は以下の式で表わされる。

$$M = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & I_G \end{bmatrix}, \quad C = c \begin{bmatrix} 1 & 0 & G_y \\ 0 & 1 & -G_x \\ G_y & -G_x & l_G^2 \end{bmatrix}$$

$$K = k \begin{bmatrix} 1 & 0 & G_y \\ 0 & 1 & -G_x \\ G_y & -G_x & l_G^2 \end{bmatrix}, \quad a_{fj} = \begin{bmatrix} -\sin \alpha_j \\ -\cos \alpha_j \\ l'_{Aj} \end{bmatrix}$$

$$l'_{Aj} = l_{Aj} + G_x \cos \alpha_j - G_y \sin \alpha_j$$

$$b_y = \{0 \quad 1 \quad -G_x + l_B\}$$

ここで m はアーム質量、 I_G は質量中心に関する慣性モーメント、 c および k はそれぞれ揺動軸受減衰および剛性、 l_{Aj} 、 l_B および l_G はそれぞれ線分 PA_j 、 PB および PG の長さである。

3. 固有モード解析と設計領域

式(1)の減衰行列 C を零行列とし、すべての駆動力 f_j ($j = 1 \sim n$) を零とおいた不減衰同次方程式の固有値・固有ベクトル解析から固有角振動数 0 、 Ω_1 、 Ω_2 と固有ベクトル q_0 、 q_1 、 q_2 が求められる。この固有ベクトルを用いてモード行列 $Q = [q_0 \quad q_1 \quad q_2]$ を作り、式(1)に $x = Qz$ ($z = \{z_0 \quad z_1 \quad z_2\}^T$) を代入し、左から Q^T をかけて物理座標系の運動方程式をモード座標 z に変換する。ここで、減衰係数行列 C は $C = (c/k)K$ と表わされるから、不減衰同次方程式から求められる固有ベクトルを用いれば減衰係数行列も各モード成分に分離できる。モード分離した式をラプラス変換し、ラプラス像関数を大文字で表わすと次式となる。

$$D(s) \begin{Bmatrix} Z_0(s) \\ Z_1(s) \\ Z_2(s) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} q_0^T \\ q_1^T \\ q_2^T \end{Bmatrix} \sum_{j=1}^n a_{fj} F_j(s) \quad (3)$$

ただし、

$$D(s) = \text{diag} \{ m_0 s^2, m_1 (s^2 + 2\zeta_1 \Omega_1 s + \Omega_1^2), m_2 (s^2 + 2\zeta_2 \Omega_2 s + \Omega_2^2) \}$$

であり、各モードパラメータは次式で計算される。

$$m_i = q_i^T M q_i, \quad \Omega_i = \sqrt{\frac{q_i^T K q_i}{m_i}}, \quad \zeta_i = \frac{q_i^T C q_i}{2\Omega_i m_i}$$

ここで、複数の駆動力作用点が存在しても、駆動力の大きさおよび駆動点-揺動軸中心間距離は等しいと仮定すると、 $F_j(s) = F(s)/n$ ($j = 1 \sim n$)、 $l_{A_j} = l_A$ ($j = 1 \sim n$) とおくことができる。さらに揺動軸回りの全駆動トルク $T(s) = F(s)l_A$ を定義し、

$$a_f = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n a_{fj} \quad (4)$$

とくと、式(3)より次式が成立する。

$$\frac{Z_i(s)}{T} = \begin{cases} \frac{q_i^T a_f}{l_A m_i s^2} & (i=0) \\ \frac{q_i^T a_f}{l_A m_i (s^2 + 2\zeta_i \Omega_i s + \Omega_i^2)} & (i=1, 2) \end{cases} \quad (5)$$

位置決め点の y 方向 y_B のラプラス変換は

$$Y_B(s) = b_y^T Q Z(s) \quad (6)$$

で表わされるから、 $T(s)$ から $Y_B(s)$ までの伝達関数は次式となる。

$$\frac{Y_B(s)}{T} = r_0 \left(\frac{1}{s^2} + \sum_{j=1}^2 \frac{\kappa_j}{s^2 + 2\zeta_j \Omega_j s + \Omega_j^2} \right) \quad (7)$$

ここで、

$$r_i = \frac{(b_y^T q_i)(q_i^T a_f)}{l_A m_i} \quad (i=0, 1, 2), \quad \kappa_i = \frac{r_i}{r_0} \quad (i=1, 2)$$

であり、 r_i ($i=0, 1, 2$) は i 次モードのレジデュ、 κ_i は i 次モードのレジデュの剛体モードのレジデュに対する比であり、筆者らはモード影響係数と呼んでいる。

ここで、同相化・非干渉化設計の理解のためにモード影響係数の正負が意味するものを具体例で示す。図2の黒線のスティック図は本節の解析で得られた固有ベクトル q_1 および q_2 の一例に対応する固有モード形を示したものである。 q_0 に対応する固有モード形は点 P に関する純粋な回転運動であるため示していない。図において灰色の線は静的平衡状態を示している。固有ベクトル q_1 および q_2 は厳密に言うと、それぞれ揺動軸-質量中心を結んだ方向の並進振動および揺動軸-質量中心を結んだ直線上に回転中心を持つ回転振動を表わしている⁽⁸⁾が、固有ベクトル q_2 の示す振動モードは揺動軸-質量中心を結んだ方向に垂直な方向の並進振動に近似的に見なせることが分かる。次に、固有ベ

Fig.2 Mode shapes of positioner

クトル q_1, q_2 のモード形の各点の円周方向成分に注目すると、駆動点 A_j の時計回り (以下 CW 方向) の運動に対して位置決め点 B が反時計回り (以下 CCW 方向) に運動していることが確認できる。この例では駆動点と位置決め点が反対方向に運動していることから、2つの低次振動モードは剛体モードと逆相であり、2つのモード影響係数 κ_1, κ_2 はともに負となる。一方で、位置決め点 B の位置誤差信号に基づく追従制御において制御帯域を上げていけば剛体モードを安定化するフィードバック制御は逆相振動モードを不安定化する⁽¹¹⁾ことが分かっている。そこで何らかの設計変更によりモード影響係数を正または零とするのが同相化・非干渉化設計である。

本研究では質量中心位置座標 (G_x, G_y) 、屈曲角 α_j を変化させて κ_1, κ_2 の正負を調べ、これらが共に正となる質量中心位置の領域を設計領域として示す。

4. 曲げモードの連成と設計領域の変化

アームの曲げ剛性を考慮した場合の低次振動モード (Quasi Rigid モード、以下 QR モード) のモード形状を定量的に議論するためには有限要素法などによる詳細な解析が必要となるが、本節では QR モードの簡略モデルを用いて定性的な考察を加え、QR モードが同相となる設計の指針を明らかにする。

図3(a)は有限の軸受剛性で支持された揺動軸と剛体アームを用いた解析から得られる振動モード形、図2(a)および(b)の簡略モデル図である。質量中心の移動方向を w とし、アームを w と垂直な方向にのみ長さを有する2次元はりでモデル化している。ここで灰色の実線は静的平衡点にある揺動アームを示している。図2(a)および(b)で示したように、変位 w の方向はアームの質量中心位置で決定される方向であり、揺動軸中心とアームの質量中心を結ぶ方向またはそれとほぼ直角な方向と考えられるが、ここでは2つの低次振動モー

Fig.3 Mode shape of QR modes

ドを区別無く取り扱うため簡略モデルではその振動方向のみに注目し、質量中心位置を揺動軸中心に一致させている。

この図3(a)において位置決め点をBとしたときに、点Aを駆動力作用点とすると、低次振動モードは駆動点のCW方向の回転に対して位置決め点がCCW方向の回転になり、回転の剛体モードと逆相になるため、同方向の回転となる点Cを駆動力作用点に選択する設計がこれまでの同相化設計であると言える。

それに対して揺動アームの曲げ剛性を考慮したQRモードは図3(b)の曲線A'B'の様に揺動軸受の並進変位とアームの1次の曲げ変位が重畳したモード形状であることがモード合成法などの解析的手法で示せる。実際の揺動アームは複雑な形状をしているため定量的な議論は困難であるが、振動モードの剛体モードに対する符号は図3(b)で表現できている。このQRモードのモード形状から、アームを剛体と仮定した場合の同相駆動力作用点Cに対しては揺動アームの曲げ振動モードが連成しても回転方向がCCW方向となる。したがって揺動軸中心Pと位置決め点Bを結合する部材上の点Cを駆動力作用点に選択できる場合にはこれまでと同様に剛体アームに対する同相領域に質量中心位置を設計すれば良い。

しかし実際のアームは3次元形状をしているため、例えば図3(c),(d)に示す点C近傍の点Dを駆動力作用点に選択しても、その構造によりアーム曲げ剛性の影響は異なる。すなわち図3(c)のような構造の場合、曲げモードは点DをCCW方向に回転させるため同相状態を維持できるが、図3(d)のような構造の場合には曲げモードは点DをCW方向に回転させるため、曲げモードの影響の大きさによっては点Dの回転方向と点Bの回転方向が逆方向になる場合が考えられる。したがってその構造が図3(d)のようにモデル化され、曲げモードが逆相で重畳することが予想される場合には、QRモードを同相化するためには剛体アームの解析においてモード影響係数が正の大きな値の領域に質量中心を設計する必要がある。

5. 揺動形位置決め機構の同相化設計

本節では表1に示す3.5inch磁気ディスク装置用の揺動形ヘッド位置決め機構に相当する諸元を用いて、機

Table 1 Basic property of positioner

$m(\text{g})$	13.0	$l_B(\text{mm})$	54.0
$I_G(\text{gcm}^2)$	6000	$k(\text{N}/\mu\text{m})$	27.4
$l_A(\text{mm})$	22.5

Fig.4 Contour map of $\kappa_{1,2}$ and design area for BSAP

構形態および質量中心位置を変化させて解析を行い、VCMが1つおよび2つの場合の設計領域を示し、同相化設計論に基づいた機構形態を提案する。

5.1 屈曲形揺動アーム位置決め機構 VCMが1つで屈曲角をもつ位置決め機構 (Bent-Swing-Arm Positioner,

以下 BSAP) において, 屈曲角を変化させた場合の同相領域の概略はすでに文献 (7) で示されているが, ここでは揺動軸中心近傍が同相領域となる $\alpha = \alpha_1 = -90 \sim -180\text{deg}$ の 1 次および 2 次振動モードのモード影響係数を詳細に示す.

図 4(a) ~ (e) の左と中央の図は, 質量中心位置を揺動軸中心近傍の $\pm 0.5\text{mm}$ の範囲で変化させた場合の各振動モードのモード影響係数 κ_1, κ_2 の等高線図である. 図では κ_1, κ_2 の 0 近傍の ± 0.1 の範囲のみを 0.05 刻みに実線で, 0.025 刻みに破線で等高線を示している. また, 太い実線は 0 を表わし, 黒色の線は正の値を, 灰色の線は負の値を示している. さらに, 図 4(a) ~ (e) の右の図の灰色と黒色の領域は 2 つの振動モードが共に同相となる設計領域を示しており, 特に, 黒色は 2 つのモードの影響係数が 0.05 以上となる領域である.

図 4 より, まず, $\alpha \leq -90\text{deg}$ とすれば揺動軸近傍に設計領域が現われ, 屈曲角が比較的小さい $\alpha = -105\text{deg}$ の場合でも揺動軸近傍の 13% の領域が設計領域となることが分かる. α の絶対値を大きくすると設計領域は広がり, $\alpha = -180\text{deg}$ とすれば揺動軸近傍の $\pm 0.5\text{mm}$ のほぼ全領域が設計領域になっていることが分かる.

上記の結果から α を -180deg に近づけることは設計領域が広くとれることから設計上望ましいが, それに伴いアクチュエータの配置が困難となる. 本論文では $\alpha = -135\text{deg}$ 程度であればアーム長さの延長によりアクチュエータを配置可能な場合も考えられることから, この $\alpha = -135\text{deg}$ の BSAP を取り上げ, 次節において有限要素法を用いた詳細モデルでの検証を行う.

5.2.2 点駆動揺動アーム位置決め機構 VCM が 2 つの 2 点駆動揺動アーム位置決め機構 (Divided-End-Swing-Arm Positioner, 以下 DESAP と記す.) の場合には x 軸に対称に駆動力作用点を配置し, $\alpha_2 = -\alpha_1$ とするのが自然である. したがって $\alpha_{1,2} = \pm 85\text{deg}$ などと表記し, $\alpha_{1,2} = \pm 85, \pm 90, \pm 95, \pm 105, \pm 120\text{deg}$ の場合について 2 つの VCM で駆動される DESAP のモード影響係数と設計領域を示す. 図 5 の (a) および (b) は κ_1, κ_2 の 0 近傍の ± 0.1 の範囲のみを 0.05 刻みに実線で, 0.025 刻みに破線で等高線を示している. また, 太い実線は 0 を表わし, 黒色の線は正の値を, 灰色の線は負の値を示しているのは図 4(a),(b) と同様である.

図 5(a) は $\alpha_{1,2} = \pm 85\text{deg}$ の場合の各振動モードのモード影響係数と設計領域である. κ_1 は $\alpha_{1,2}$ の絶対値が 90deg 未満の場合には注目している領域で常に負となるため, 設計領域は存在しない. また図 5(b) に示す $\alpha_{1,2} = \pm 90\text{deg}$ の場合には κ_1 は 0 であり, 1 次振動モードの非干渉化が達成されている. κ_2 については x が負の側の

Fig.5 Contour map of $\kappa_{1,2}$ and design area for DESAP

領域で正になり, x が正の側の領域で負となっている. したがって, $\alpha_{1,2} = \pm 90\text{deg}$ の場合には質量中心を揺動軸中心から僅かに x 軸の負の方向に設計すれば, 1 次の振動モードを非干渉化し, 2 次の振動モードを同相化できる. 文献 (10) で提案されている位置決め機構の構造は, この $\alpha_{1,2} = \pm 90\text{deg}$ に近い構造であるが, QR モードが僅かに逆相で現れている. 本論文の検討から, これを回避するためには質量中心位置を揺動軸中心から x 軸の負の方向に移動することが必要であることが分かる.

さらに, $\alpha_{1,2}$ の絶対値が 90deg よりも大きい場合には κ_1 は注目している領域で常に正となり, κ_2 が正の領域

Table 2 Property of positioners

	SSAP	BSAP	DESAP
m (g)	15.6	16.2	16.4
I_G (gcm ²)	6660	8070	5986
G_x (mm)	-0.01	0.00	0.00
G_y (mm)	0.04	-0.01	0.06
l_A (mm)	22.5	22.5	20.0
l_B (mm)	54.0	64.0	60.0
k (N/ μ m)	27.4	27.4	27.4

も大きくなる．すなわち $\alpha_{1,2} = \pm 95\text{deg}$ とした図 5(c) の右の図では注目している領域のほぼ全体が設計領域となっている．

さらに $\alpha_{1,2}$ の絶対値を大きくすると，モード影響係数の大きさは大きくなり設計領域が広がるが，この傾向は $\alpha_{1,2}$ の絶対値が 180deg に至るまで変わらない．

図 5 に示した解析結果から，理論的には α の絶対値は大きいほうが良いことが分かるが， α を大きくするとアクチュエータ配置の困難さが増加する．すなわちアクチュエータの配置からは， α の絶対値が 90deg 以下であることが望ましいが，同相化設計の考え方とは相容れず，高いアームの曲げ剛性，大きな軸受減衰およびアームの曲げ減衰により逆相モードが抑圧できる場合にのみ許容される設計である．したがって，DESAP ではアクチュエータの配置が可能な限り α の絶対値を 90deg 以上に大きくし，ここで提案している設計領域に質量中心を設計するのが望ましい．

本論文では同相化設計の有効性を示すため，アクチュエータの配置の詳細は考慮せず，次節においては $\alpha_{1,2} = \pm 105\text{deg}$ の構造の DESAP について有限要素法を用いた詳細モデルでの検討を行う．

6. 有限要素法による特性解析

本節では各形式の位置決め機構に対して軸受剛性およびアームの曲げ剛性を考慮した有限要素法による特性解析を行い振動特性を比較する．

6.1 真直揺動アーム位置決め機構 まず従来形揺動アーム位置決め機構の有限要素法による特性解析結果を示し，第 4 節の考察を検証する．図 6 は本研究で解析

Fig.6 Solid model of SSAP

Fig.7 Frequency response of SSAP

(a) 4547Hz

(b) 9423Hz

Fig.8 Mode shapes of SSAP

した通常の真直な揺動形位置決め機構 (Straight-Swing-Arm Positioner; 以下 SSAP) のソリッドモデルであり，表 2 の左列にその諸元を示す．対象としたモデルは 3.5inch 磁気ディスク装置のヘッド位置決め機構をベースとしているが，後の他のタイプの位置決め機構との比較のため質量および慣性モーメントが 10～30% 程度大きい．このソリッドモデルを用いて有限要素法解析を行い固有振動数および固有モードを求めた．

図 7 は SSAP の駆動力から位置決め点変位までの周波数応答関数である．減衰を無視した有限要素法解析から 0～10kHz までの周波数領域で剛体モードを含め 10 のモードが得られたが，その多くは周波数応答に現れず，剛体モード以外では約 4.5kHz の QR モードおよび約 9.4kHz の曲げモードの 2 つの逆相モードのみが顕著に現れている．ただし，図 7 およびこれ以降の周波数応答関数では QR モードの減衰比を $\zeta = 0.05$ ，曲げモードの減衰比を $\zeta = 0.01$ と仮定している．

図 8 にこれらの逆相モードの固有モード図を示す．図 8(a) に示す約 4.5kHz の QR モードのモード形状は第 4 節で示した図 3(b) の模式図でよく表現されていることが分かる．図 8(a) に示す約 4.5kHz の QR モードのモード形状は，このモデルの質量中心位置 (G_x, G_y) = (-0.01mm, 0.04mm) 方向に振動する 1 次振動モード (図 2(a)) とアーム曲げモードが連成した QR モードである．また，図 8(b) の約 9.4kHz のモードは曲げモードである．

Fig.9 Solid model of BSAP

Fig.10 Frequency response of BSAP

6.2 屈曲形揺動アーム位置決め機構 図9は本研究で取り扱ったBSAPのソリッドモデルであり、Table 2の中列にその諸元を示す。質量中心を揺動軸中心に一致させるため、VCMとほぼ対称な位置に5.7gのカウンタウェイトを有する構造になっている。図10はBSAPの駆動力から位置決め点変位までの周波数応答関数である。太い実線はアームの曲げ剛性を考慮した場合の周波数応答関数、細い実線はアームを剛体と仮定した場合の周波数応答関数である。このときの質量中心の位置はアームを剛体と仮定した解析で κ_1 は同相であり、 κ_2 は絶対値の小さな負の値となる位置にある。そこで細い実線からは約6.5kHzの1つの同相振動モードが確認できる。それに対して、アームの曲げ剛性を考慮すると約4.9kHzに大きな影響係数を持つ同相モードがあり、約5.7kHzには逆相モードが現れている。図11(a),(b),(c)はこれらの振動モードの固有モード図である。約4.9kHzのモードは図の上下方向に並進変位するモードに対応したQRモードである。 κ_1 が同相であり、図3(c)に対応する形状のため、アームの曲げモードが重畳しても同相になっていることが分かる。逆相となっている約5.7kHzのモードは図の左右方向に並進変位するモードに対応したQRモードである。 κ_2 はほぼ零であるが負であるため、アームの曲げ振動が重畳したことにより大きな逆相モードになっていることが分かる。図11(c)の約7.3kHzの逆相モードは曲げモードである。

この解析結果からBSAPでは低次のQRモードを同相化でき、逆相振動モードの固有振動数を約25%高め

Fig.11 Mode shapes of BSAP

ることができることが確認できた。また、この例で高次のQRモードが逆相になっているのは、 κ_2 が負であり、2次モードに対して剛体アームの同相化が行えていないためであり、僅かな負の値も許容できないことを示している。

Fig.12 Solid model of DESAP

6.3 2点駆動揺動アーム位置決め機構 図12は本研究で取り扱ったDESAPのソリッドモデルであり、Table 2の右列にその諸元を示す。質量中心を揺動軸近傍とするためBSAPと同様にカウンタウェイトが必要となるが、図12の設計例では1.7gと軽量である。

図13はDESAPの駆動力から位置決め点変位までの周波数応答関数である。太い実線はアームの曲げ剛性を考慮した場合、細い実線はアームを剛体と仮定した場合の周波数応答関数である。剛体アームによる解析からは κ_1 は正、 κ_2 は絶対値の小さな正の値であり、細い実線で示された周波数応答においても軸受け剛性に起因する約6.4kHzの振動モードは同相になっている。一方、太い実線からアームの曲げ剛性を考慮しても約7.2kHzまでは振動モードは現れてこないことが分かる。

図14(a)および(b)に約5.8kHzのQRモードおよび約7.2kHzの曲げモードの固有モード形を示す。図14(a)の約5.8kHzのQRモードが周波数応答に現れてこないのは、アーム構造が図3(d)に示すような構造になっており、曲げモードによってモード影響係数が減少した結果、駆動力作用点の円周方向変位が0となったためである。図14(b)に示す約7.2kHzの振動モードは曲げモードであり、駆動力作用点と位置決め点の変位が逆相になっていることが確認できる。これらの結果から逆相固有振動数をSSAPに比して1.6倍に上げられること

Fig.13 Frequency response of DESAP

Fig.14 Mode shapes of DESAP

が分かる。

なおDESAPの設計例で曲げモードの固有振動数が約7.2kHzと文献(9),(10)などに比べて幾分低いのは、慣性モーメントが増加する可能性を考慮して2つのアクチュエータの大きさをそれぞれSSAPの70%としたため、アクチュエータ部が重くなり、それに対応してアーム機構部を軽量化したために生じた現象である。本設計例では質量は増加しているが慣性モーメントは現在の位置決め機構と同程度なのでアクチュエータを軽量化しアーム機構部を高剛性化すれば曲げモードの固有振動数が上げられ、一層の高制御帯域化が可能になる。

本節で示せたのは一例であり、曲げモードの固有振動数の最適化など課題も多いが、本論文で提案しているBSAPおよびDESAPにおいてQRモードを同相化できるという原理を示しており、位置決め機構のサーボ帯域の向上への貢献が期待できる。

7. 結 論

本論文では3.5inch磁気ディスク装置のヘッド位置決め機構のサーボ帯域を向上させるため、位置決め機構の2つの低次振動モードを剛体モードと同相化・非干渉化できる設計法を提案し、それに基づき2つの位置決め機構を提案した。有限要素法による特性解析の結果から、提案した位置決め機構ではサーボ帯域の制限要因となる最低次逆相振動モードの固有振動数が従来形に比べ25～60%向上していることが明らかになり、同程度にサーボ帯域を向上できることが予想される。サーボ帯域の向上の程度に関して実験による検証が今後の課題である。

参考文献

- (1) 小野京右: 情報機械工学とコンピュータメカニクス, 機論(C)60-576(1994-8), pp.2539-2546.
- (2) Mori, K., Munemoto, T., Otsuki, H., Yamaguchi, Y. and Akagi, K., "A Dual-Stage Magnetic Disk Drive Actuator Using a Piezoelectric Device for a High Track Density", IEEE Trans. on Magnetics, Vol.27, No.6, (1991), pp.5298-5300.
- (3) Imamura, T., Hasegawa, S., Takaishi, K. and Mizoshita, Y., "Piezoelectric Microactuator Compensating for Off-Track Errors in Magnetic Disk Drives", Adv. Info. Storage System Vol.5, (1993), pp.119-126.
- (4) Fan, L.S., Ottesen, H.H., Reiley, T.C. and Wood, R.W., "Magnetic Recording Head Positioning at Very High Track Densities Using a Microactuator-Based, Two-Stage Servo System", IEEE Trans. on Industrial Electronics, Vol.42, No.3, (1995), pp.222-233.
- (5) Koganezawa, S., Takahashi, K., Mizoshita, Y., Uematsu, Y., Yamada, T., Hasegawa, S. and Ueno, T., "A Flexural Piggyback Milli-Actuator for Over 5 Gbit/in.² Density Magnetic Recording", IEEE Trans. on Magnetics, Vol.32, No.6, (1996), pp.3908-3910.
- (6) 小野京右: 振動自由度をもつ機構の位置決め制御に関する基礎的研究(第1報, ネガティブフィードバックによる系の不安定性), 機論(C)53-496(1987-12), pp.2568-2576.
- (7) 寺本律, 小野京右: 振動自由度をもつ機構の位置決め制御に関する基礎的研究(第2報, 揺動形位置決め機構における振動モードの安定化設計法), 機論(C) 55-520(1989-12), pp.2919-2925.
- (8) 小野京右, 武川浩士, 山浦弘: 揺動アーム位置決め機構の固有振動モードの同相化設計によるヘッド位置決め機構の高帯域化, 機論(C) 64-620(1998-4), pp.1347-1355.
- (9) Aruga, K., Kuroba, Y., Koganezawa, S. and Yamada, T., "Highspeed Orthogonal Power Effect Actuator for Recording at Over 10,000 TPI", IEEE Trans. on Magnetics, Vol.32, No.3, (1996), pp.1756-1761.
- (10) Mah, Y.A., Lin, H., Li, Q.H. and Chen, S.X., "Design of a High Bandwidth Moving-Coil Actuator With Force Couple Actuation", Proceedings of APMRC '98, Singapore, (1998), WB-05
- (11) 小野京右: 「情報機器のダイナミクスと制御」, 養賢堂, (1996), pp.45-49.