揺動形アクチュエータの伝達特性に及ぼすピボット軸受の影響*

柿 崎 隆 夫^{*1}Effect of Pivot Bearings on Dynamic Characteristics
of Rotary Actuator for Magnetic Disk Storage

Takao KAKIZAKI

The effect of pivot bearings on the dynamic characteristics of the rotary actuator for head positioning in magnetic disk storage is experimentally investigated. The radial spring constant and radial damping coefficient of single-row deep-groove ball bearings are obtained by experimental modal analysis. The damping coefficient decreases with increasing bearing axial preload whereas the stiffness increases, and the damping characteristics strongly depend on bearing lubricating grease. Moreover, a resonance-antiresonance pair due to the pivot bearings appears in the mechanical transfer function of the actuator positioning system. The resonance is well suppressed by the damping effect of the lubricating grease. The results show that the effect of the pivot bearings on the actuator can be accurately predicted from the simple radial stiffness and damping of the bearing.

Key Words: Ball Bearing, Stiffness, Damping, Vibration, Experimental Modal Analysis, Rotary-Actuator, Head Positioning, Magnetic Disk Storage

1. ま え が き

磁気ディスク装置のヘッド位置決め機構である揺動形アクチュエータにはピボット軸受として簡易な転がり軸受が用いられる。近年、位置決め的高速高精度化の要求に伴って、減衰特性をも含めた軸受の動的特性を明らかにすることが重要な課題となっている。転がり軸受のばね特性あるいは摩擦特性についてはこれまで多くの研究^{(1)~(3)}がなされており、軸受の動的な特性を論じたものも多い。例えば、White⁽⁴⁾は軸受を含む 2 自由度の振動モデルを用いて、玉軸受およびころ軸受のラジアル剛性に起因する振動伝達特性のシミュレーションを行い、減衰比を一定とした場合にはラジアル荷重の増大により共振周波数および共振振幅が増加するとしている。また、近年は工作機械主軸系の動剛性を高めるという観点から軸および軸受系の振動特性が研究されている。例えば Elsermans ら⁽⁵⁾は、モーメント荷重の作用する円筒ころ軸受の減衰係数は予圧荷重の増加とともに増大し、回転数の増加に伴って減少することを示している。ほかにも、堤ら⁽⁶⁾は各種転がり

軸受の減衰能を軸系を含めた振動系の減衰比 ξ として評価しており、Walford ら⁽⁷⁾はアンギュラコンタクト玉軸受の動剛性を測定し、動剛性に及ぼす温度、周波数、動荷重振幅および回転数の影響を論じている。

一方、軸受の減衰に関与する潤滑剤に注目した研究も行われている。例えば油潤滑については転動面粗さの影響の緩和、衝撃緩和などの減衰効果が生じるとの報告があり、グリース潤滑については、同一基油でもちよう度の高いグリースほど振動レベルは小さくなるとの報告などがある⁽⁸⁾。

上記の研究は高荷重領域でしかも高速回転中の特性を論じたものがほとんどである。一方、磁気ディスク装置のアクチュエータのようにサブミクロンの精度で位置決めを行う場合には微小揺動するピボット軸受の動的特性が問題になる。しかしこれについては不明な点が多く、軸受剛性確保の重要性に関する指摘⁽⁹⁾を除けば関連する研究報告もないようである。そこで本研究では、インパルス法を用いた FFT による伝達関数測定から、ピボット軸受として最も一般的な単列深溝玉軸受のラジアルばね定数および減衰係数を求め、この結果を用いて微小揺動するアクチュエータの機械伝達特性に及ぼすピボット軸受の影響を明らかにした。

* 原稿受付 平成 2 年 2 月 18 日。

^{*1} 正員、日本電信電話(株)ヒューマンインタフェース研究所
(〒180 武蔵野市緑町 3-9-11)。

2. ラジアルばね定数 および減衰係数の測定

2.1 実験方法 図1に試験機および測定系の概略を示す。試験機は固定軸①、ハウジング②、2個の玉軸受④、およびそれに支持された可動部③、さらにアキシャル方向の予圧荷重を加えるためのばね⑤などからなる。供試軸受は単列深溝玉軸受 6903 zz (内輪内径 17 mm) および 6905 zz (同 25 mm) の2種類とした。いずれもちょう度 280 のグリース D を充てんしている (充てん量 10~15%)。なお軸受構成は外輪回転形であり、外輪と可動部はしまりばめ (しめ代約 5 μm)、内輪と軸とは現合ですきま最小とした。ここで、可動部およびハウジングが十分に剛であり、微小振動の範囲では軸受を線形ばね要素とみなすことができるものと仮定する。このとき可動部は一般に並進および回転の連成した固有振動モードを有するが、試験機の構造を完全な対称としているため両者の連成はほぼ無視できる。

系の伝達関数はインパルス法を用いて測定した⁽¹⁰⁾。

図1 実験装置の概略

図2 伝達関数および固有振動モード形の測定例

測定ではまず軸受をある特定の予圧条件に設定し、次に小形ハンマセンサにより可動部中心の打撃加振を行い、その反対側に取付けた加速度ピックアップにより応答信号を検出した。同時に加振信号および応答信号をデジタルフーリエアナライザに取り込み演算処理を行うことにより系の伝達関数を求めた。このとき並進モードの固有振動のみに着目すれば、系のコンプライアンス伝達関数は次のような1自由度系の伝達関数として近似できる⁽¹¹⁾。

$$\frac{X}{F} = \frac{U + jV}{j\omega - (-\sigma + j\omega_d)} + \frac{U - jV}{j\omega - (-\sigma - j\omega_d)} \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで F は作用外力、 X は可動部並進変位および ω は角周波数である。また、 $U + jV$ 、 $U - jV$ はレジデュ、 σ および ω_d はそれぞれ減衰係数および減衰固有角周波数である。実験では実測伝達関数を式(1)を用いてカーブフィットし、モダルパラメータ U 、 V 、 σ 、 ω_d を求めた。次に $U \approx 0$ として改めて系を比例減衰系に近似し、軸受のラジアルばね定数 K_r およびラジアル減衰係数 C_r のそれぞれを次式のように算出した。

$$\left. \begin{aligned} K_r &= M\omega_n^2/2 \\ C_r &= M\zeta_n\omega_n \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 $\omega_n = \sqrt{\sigma^2 + \omega_d^2}$ 、 $\zeta_n = \sigma/\omega_n$ であり、可動部の質量 M は既知 (1.2 kg) である。

2.2 実験結果 図2に試験機伝達関数(イナータンス)の測定例および固有振動モード形を示す。伝達関数は、1次(回転)および2次(並進)の両モードが同時に識別可能な二点を特に選んで求めたものであり、虚数部のピークとして両モードが識別できる。なお、以下の実験では並進モードのみに注目した。

図3は軸受 6903 zz について、イナータンス伝達関数に及ぼす予圧荷重 F_a の影響を示したものである。

図3 伝達関数に及ぼす予圧荷重の影響

Nyquist 線図は、並進モードがほぼ単一モードとして分離されていることを示す。Quadrature 線図では、 F_a の増大に伴って 2 次モードの固有振動数は次第に増大する。これと同時にピークは鋭いものとなり、またその値も増大する。以上の傾向は 6905 zz においても同様である。なお、本実験ではインパルス荷重のピーク値 F_{peak} を 10 N 以下となるよう配慮した。この条件下では測定固有振動数のばらつきは 1 % 程度とほぼ無視できる。

図 4 に予圧荷重 F_a とラジアルばね定数 K_r およびラジアル減衰係数 C_r との関係を示す。いずれの軸受においても F_a の増加に伴って K_r は増加していくが、その割合は次第に小さくなる傾向を示す。なお図中の計算値は Parmglen の手法⁽¹⁾を用いて求めた微分ばね定数である。実験値と計算値とはほぼ近いものとなっているが、 F_a の小さな領域では両者の差異は大きくなる。この主な要因としては、内輪と軸との摩擦による予圧精度の低下などが考えられるが、詳細についてはなお検討を要する。一方、減衰係数について見ると、 K_r の傾向とは逆に F_a の増加に伴い C_r は減少してゆ

図 4 予圧荷重とラジアルばね定数および減衰係数との関係

く。また、 F_a が 100 N 以上の領域ではその値がほぼ一定値に近づく傾向を示す。

3. 軸受の減衰特性に及ぼす潤滑グリースの影響

ピボット軸受としての玉軸受には潤滑剤としてグリースが使用される。以下では 2 章と同様な手法により、玉軸受の減衰特性に及ぼす潤滑グリースの影響について実験的に検討した結果を示す。

表 1 に供試軸受およびグリースの諸元を示す。供試軸受は単列深溝玉軸受 6905 zz であり、予圧を付加するために 2 個の軸受を一对のペアとした。供試グリースには基油粘度が等しく稠度の異なる 3 種を用い、各々について充てん量は 2 水準とした。グリースの実験条件はグリースなしも含めて 7 通りで、同一のグリース条件については各々二つのペアを用いて実験

表 1 供試軸受およびグリース諸元

Pair No. and notation	Grease	Visco-sity	Cone penet-ration	Quan-tity	Size Deviation*		Bearing radial clearance *	
					Inner diameter	Outer diameter		
1	○	130 cSt	331		-5μm	-6μm	10.5μm	
2	●				-4.5	-6.5	10	
3	⊖			10 ~	-4	-3	9	
4	⊕			15%	-4.5	-3	11	
5	◐			20 ~	-5	-3.5	10.5	
6	◑			25	-5	-3	8	
7	□		B	272	10 ~	-4	-3	9
8	▢				15	-4	-3	10.5
9	■				20 ~	-4.5	-3.5	10
10	▣				25	-5.5	-3.5	8.5
11	▤				10 ~	-6	-2.5	10.5
12	▥				C	233	15	-6
13	▦		20 ~	-6			-3	10.5
14	▧		25	-6.5			-3	11

* : Average of two bearings

図 5 グリースの差異による影響

精度を高めた。

図5は、グリース充てん量を10~15%とした場合の C_r を、グリースの種類をパラメータとして示したものである。ここでは、共振周波数から実測できる K_r のほうが F_a よりも測定精度が高いため K_r を横軸にとった。無潤滑の場合に比してグリースが充てんされている場合の C_r は大きく、軸受の減衰能がグリースに大きく依存することがわかる。また、 C_r の値はグリースの種類により異なり、その大きさはグリースB>A>Cの順序となる。ただしこの順序関係はちょう度の大きさA>B>Cとは対応しない。以上のことは、グリースの基油粘度が同一でもちょう度が異なれば C_r の値が異なることを示す。一方、いずれのグリースを用いた場合でも、 K_r の増加とともに C_r は減少する傾向を示す。この理由としては、グリースがビンガム流体としての性質を有するため、せん断速度の増加によってグリースの見かけ粘度が低下することなどが考えられる⁽¹²⁾。 C_r に見られるこの傾向は、グリースによ

る減衰効果が予圧荷重の増加に伴って小さくなることを示す。

図6は、グリース充てん量をパラメータとして各グリースについての C_r を示したものである。グリースBの場合に注目すると、充てん量の違いから生ずる C_r の差異はあまり明確でない。しかし、他のグリースAおよびCの場合には、 C_r が充てん量に依存し、充てん量の大きいほうが C_r も大きい。一例として $K_r=70 \times 10^6 \text{ N/m}$ の時の C_r に着目すると、充てん量が10~15%から20~25%に増加するのに伴って C_r は1.2~1.4倍となる。以上のことは、 C_r が転動体と内外輪軌道付近のグリースだけでなく、保持器やその周辺に存在するグリースの減衰能にも依存することを示している。

4. アクチュエータ位置決め系の機械伝達特性

実際のアクチュエータは一般にヘッドアームあるいは軸の曲げなどが連成した複雑な振動特性を有するため、軸受の影響のみを分離して取り出すことは困難である。そのためここでは軸受以外の要素はほぼ剛とみなせるアクチュエータの伝達関数を測定することにより、位置決め系の伝達特性に及ぼすピボット軸受の影響を実験的に検討した。

4.1 アクチュエータの振動モデル 図7に、2個の軸受に支持された可動部を剛体としたときの揺動形アクチュエータの振動モデルを示す。ただし軸は剛としている。いま P_c に正弦波状の微小加振力 F が作用するとき、系の運動方程式は次式で表される。

$$md^2x/dt^2 + 2C_r d(x + \epsilon r \theta)/dt + 2K_r(x + \epsilon r \theta) = F \quad (3)$$

$$J_c d^2\theta/dt^2 + 2C_r \epsilon r d(x + \epsilon r \theta)/dt + 2K_r \epsilon r(x + \epsilon r \theta) = Fr(1 + \epsilon) \quad (4)$$

図6 グリース充てん量の影響

図7 アクチュエータの振動モデル

ここで、 m は可動部質量、 J_c は重心回りの慣性モーメント、 K_r 、 C_r はそれぞれ軸受 1 個当たりのラジアルばね定数および減衰係数、 r はピボット-駆動力作用点間距離、 e_r はピボット-重心間距離、 x および θ はそれぞれ重心の並進変位および回転角変位を表す。このモデルでは駆動力作用点が 2 個の軸受のほぼ中心線上に位置するとしており、軸受に起因する振動については並進モード成分のみを考慮すればよい。

ヘッドの位置するアーム先端部 P_h における並進変位 X_h は次式で表される。

$$X_h = (\beta - \epsilon)r\theta - x \quad \dots\dots\dots (5)$$

$a_h = d^2 X_h / dt^2$ とすると、式 (3) および (4) からアクチュエータのイナータンス伝達関数は次式で与えられる。

$$\frac{a_h}{F}(\omega) = \frac{\{(\beta - \epsilon)(1 + \epsilon) - \alpha\}\omega^2 - 2j\zeta\beta\omega_n\omega - \beta\omega_n^2}{m\{\alpha\omega^2 - 2j\zeta(\alpha + \epsilon^2)\omega_n\omega - (\alpha + \epsilon^2)\omega_n^2\}} \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここで、 $\omega_n^2 = 2K_r/m$ 、 $\alpha = J_c/mr^2$ 、 $\zeta = C_r/\sqrt{2mK_r}$ 。

式 (6) は極と零点を持つことから振動系は共振および反共振を持ち、それぞれの周波数は以下になる。

$$\omega_r = \frac{\alpha + \epsilon^2}{\alpha} \omega_n \quad \text{：共振周波数 (rad/s)}$$

$$\omega_0 = \frac{\beta}{(\beta - \epsilon)(1 + \epsilon) - \alpha} \omega_n \quad \text{：反共振周波数 (rad/s)}$$

4.2 伝達特性の測定法 図 8 に実験に用いたアクチュエータの構造を示す。アクチュエータは揺動軸を含むハウジング、ヘッドアームおよびコイルからなる可動部、さらにコイルとともに磁気回路を構成する磁石からなる。供試軸受は 6905 zz であり、軸受部の構成は 2 章で用いた試験機と同一とした。アクチュエータの主要寸法・諸元は以下のようである。

$$r = 0.075 \text{ m}, \quad \beta = 1.27, \quad \epsilon = 0.03, \quad m = 1.2 \text{ kg}$$

$$J_c = 0.0028 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, \quad \text{トルク定数 } K_t = 0.49 \text{ N} \cdot \text{m/A}$$

実験では、コイルを駆動して可動部を加振するとともにヘッド位置での加速度を検出しイナータンス伝達関数を求めた。アクチュエータの加振方法としては正弦波掃引加振およびランダム波加振の両者を併用した。ところで軸受の非線形ばね特性の影響を小さくす

図 8 供試アクチュエータの構造

図 9 伝達特性に及ぼす予圧荷重の影響 (グリース D)

るには、静的荷重に比して動的荷重を十分小さくする必要がある。ここで使用したアクチュエータでは、周波数 50 Hz、振幅 10 μm のトラックランナウトに追従するための駆動電流は 60 mA と見積もられる。測定周波数範囲で 1~100 mA まで駆動電流を変化させても伝達特性に顕著な差は見られなかったことから、実験では駆動電流を 50 mA (動ラジアル荷重 0.15 N 程度) に設定した。

4.3 実験結果 図 9 は予圧荷重 F_a をパラメータとしたときの伝達関数を示したものである。使用グリースは図 4 の場合と同一である。図中、実線は実験値、破線は Palmgren の手法に基づく K_r および実測した C_r を式 (6) に代入して求めた計算値である。まず $F_a=20$ N の場合の実験値に着目すると、1.5 kHz 付近に減衰の大きな共振がやや高周波領域の反共振を伴って現れ、3.5 kHz には減衰の小さな共振が現れる。低域の共振は式 (6) の計算値とよく一致することから、軸受のばねに起因する共振であり、他の共振は弾性体であるアクチュエータの固有振動によるものと言える。次に $F_a=60$ N とした場合には共振および反共振はそれぞれ 2 kHz および 2.5 kHz に現れる。 $F_a=20$ N の場合と比較するといずれも高周波領域へと移動し、同時にピーク形状は鋭くなり共振振幅も増大する。以上の実験結果は式 (6) による計算結果とよく一致する。

図 10 は $F_a=50$ N に設定しアクチュエータ伝達特性に及ぼす潤滑グリースの有無の影響について示したものである。まず無潤滑とした場合の伝達関数に着目すると、実線で示した実測値には 1.8 kHz に約 20 dB のピーク値を持つ共振が反共振を伴って現れる。これが軸受に起因する共振であり、高域の共振は図 9 と同じくアクチュエータの弾性による共振である。ついでグリース B について充てん量を 20~25 % とした場合の伝達関数に注目すると、軸受に起因する共振については計算値と実験値とはほぼ一致する。ただし無潤滑の場合と比較するとその共振・反共振の振幅は絶対値で約 5 dB 低下する。一方、高域の共振振幅は無潤滑の場合とほぼ等しく、グリースの有無による影響はほとんどない。以上のことから、揺動形アクチュエータの伝達特性においては、玉軸受のラジアルばねに起因する共振は潤滑グリースの減衰効果により大きく抑圧されることがわかる。

以上のように、揺動形アクチュエータのピボット軸受のように微小揺動する玉軸受の振動特性は、転動を考慮しないラジアルばね定数および減衰係数により高精度に予測することができる。

図 10 伝達特性に及ぼすグリース有無の影響 ($F_a=50$ N)

5. む す び

揺動形アクチュエータのピボット軸受として用いられる単列深溝玉軸受について、ラジアルばね定数および減衰係数とアキシャル予圧荷重、さらに潤滑グリースとの関係を FFT による伝達関数測定から求め、この結果を用いてアクチュエータ位置決め系の伝達特性に及ぼすピボット軸受の影響を明らかにした。本研究で得られた主な結果を以下に示す。

- (1) アキシャル予圧荷重の増大により、ラジアルばね定数は増加するのに対し、減衰係数は減少する。
- (2) 減衰係数はグリースの種類に依存し、同一基油粘度であってもちよう度が異なれば減衰係数の値も異なる。また、同一グリース条件の場合にはばね定数の大きい場合ほど減衰係数は小さい。
- (3) 揺動形アクチュエータの機械伝達特性には、軸受のラジアルばねに起因する共振および反共振が常に対となって現れる。
- (4) 伝達特性に現れる軸受のラジアルばねに起因する共振は、潤滑グリースの持つ減衰効果により大きく抑圧される。

(5) 揺動形アクチュエータにおいて微小揺動する玉軸受の振動特性は、転動を考慮しないラジアルばね定数および減衰係数により高精度に予測することができる。

最後に、本論文をまとめるに当たりご助言をいただいたNTTヒューマンインタフェース研究所・木暮賢司主幹研究員に深く感謝する。

文 献

- (1) Harris, T. A., *Rolling Bearing Analysis*, (1966), 242, John Wiley & Sons, Inc.
- (2) 角田・ほか18名, 転がり軸受工学, (1971), 81, 養賢堂.
- (3) 田村・津田, 機論, 45-398, C (1979), 1101.
- (4) White, M. F., *Trans. ASME, J. Appl. Mech.*, 46 (1979), 677.
- (5) Elsermans, M., ほか2名, *Proc. 16th MTDR Conf.*, (1975), 223.
- (6) 堤・ほか2名, 精密工学会春期講論, (1979), 235.
- (7) Walford, T. L., Stone, B. J., *J. Eng. Sci.*, 22-4 (1980), 175.
- (8) 小林・ほか2名, 機械の研究, 20-1 (1968), 19.
- (9) Heath, J. S., *IBM J. Res. Develop.*, (1976), 389.
- (10) Halvorsen, W., *Sound Vib.*, (1977), 389.
- (11) Richardson, M., *Publication of Shock and Vibration Information Center*, (1975).
- (12) 桜井, 潤滑の物理化学, (1978), 45, 幸書房.