摩擦力オブザーバを用いた磁気ディスク装置ヘッドアクチュエータの軸受摩擦補償方法*

中川 真介^{*1}, 濱田 洋介^{*2}

Using a Friction Observer to Compensate Friction Force at Head Actuator Bearings of Magnetic Disk Drives

Shinsuke NAKAGAWA^{*3}, Yosuke HAMADA

^{*3} Mechanical Engineering Research Laboratory, Hitachi, Ltd.,
502 Kandatsu, Tsuchiura, Ibaraki, 300-0013 Japan

Under micro-displacement, pre-rolling friction at the head actuator bearings of magnetic disk drives has spring and damper characteristics. To compensate this friction, a force observer designed on the basis of a friction model of spring and damper characteristics has been developed. This observer enables precise estimation of the friction force at head actuator bearings and eliminates the influence of pre-rolling friction. Hence the dynamic property of the head actuator recovers its pure inertia property, which is represented by $1/s^2$ in the frequency region below 100 Hz. To compensate the friction force and recover its pure inertia property is important to apply a feed-forward control because it is designed on the basis of the model of the head actuator. By simulation and experiment, it is confirmed that this control method enables the head actuator to recover the inertia property in the low-frequency region.

Key Words: Servomechanism, Positioning, Mechatronics, Magnetic Disk Drives, Rolling Friction, Observer

1. はじめに

磁気ディスク装置は小型化、大容量化が進み、ディスク面上のデータトラックに記録再生ヘッドを正確に位置決めするサーボ技術がますます重要となってきた。磁気ディスク装置のヘッド位置決めサーボ系は、ヘッドを目標トラックへ高速に移動させるシーク制御と目標トラック中心に高精度に追従させるフォロ잉制御から構成され、2つの制御モードを目標とするトラックまでの距離に応じて切り換えることにより高速、高精度なヘッド位置決め制御を達成している。

現在の磁気ディスク装置のヘッドアクセス機構には、転がり軸受が採用されているが、転がり軸受では、微小回転領域で転動体と軌道面との接触面での弾性変形等に起因する非線形摩擦特性が現れる。その現象はアクチュエータの微小変位時にバネ特性を持ち、変位の減少とともにバネ定数が増加し、減衰成分が減少するという転がり出し摩擦現象として知られている。磁気ディスクの軸受摩擦のモデル化については、小泉¹⁾のモデルに基づく解析²⁾や、現象の実験解析³⁾、ヒステリシスや Dahl のモデル等の非線形モデルの組み合わせによる現象のモデル化^{4),5)}等が盛んに行われている。この軸受摩擦特性により、アクチュエータはバネ支持系の固有振動数を有し、固有振動数以下の周波数領域では、摩擦がない場合と比較してゲインが低下する。

さらにバネ定数の振幅依存性により振幅が小さくなるほど固有振動数は高くなる。またアクチュエータが軽量化するほど固有振動数は高くなる。このような固有振動数の上昇と低周波数領域のゲイン低下は狭トラック化、アクチュエータの軽量化により今後さらに進むと考える。

現状のヘッド位置決め制御方式は、モデルに基づいて設計するフィードフォワード入力⁶⁾により高速な位置決めを達成している。そのため、摩擦の影響は制御対象のモデル化誤差となり、フィードフォワード補償により設計値通りの応答を得ることができない。そこで本研究では、摩擦の影響を除去しヘッドアクチュエータの特性を慣性体の特性に近づけることを目的として、摩擦力を慣性体に作用する等価外乱とみなし補償する方法を検討する。

従来より、摩擦力を含む外力の補償には、積分補償により低周波領域のゲインを増加させ外乱抑圧特性を向上させる方法が一般的である。しかし、この方法では、前記目的を満足することはできない。目的を達成するためにはオブザーバによりリアルタイムに摩擦力を推定し補償する方法が望ましい。そのため外乱オブザーバ⁷⁾を摩擦力の補償に用いる方法が有効と考える。

山田⁸⁾は、固体摩擦が作用するサーボ系に対して非線形オブザーバの適用による補償方法を提案しているが、固体摩擦と性質が異なる転がり出し摩擦現象に関しては未検討である。Eddy et al.⁹⁾は、摩擦モデルに基づいて短スパンシークのセトリング時間が最小となるようなトラッキング制御系の積分器の初期値設定法を提案しているが、演算の複雑さから実現が難しい。加速度センサーを用いた外乱オブザーバによる方法も提案されている¹⁰⁾が実装上の問題もあり実現が困難である。

提案する方式は、適用範囲をフォロ잉制御系、および転がり出し摩擦の影響が大きい数トラック程度のシークに限定し、転がり出し摩擦の特性をバネ力と粘性摩擦力で近似することによりモデル化して摩擦力オブザーバを求め、これにより摩擦の補償を行なう。本方式が転がり出し摩擦の影響を除去し、制御対象の特性を慣性体の特性に近づける手段として有効であることをシミュレーションと実験により示す。

2. 制御対象のモデル化

ヘッドアクチュエータの軸受部に用いられる転がり軸受

* 原稿受付 1998年7月14日。

^{*1} 正員、(株)日立製作所機械研究所 (〒300-0013 土浦市神立町502)。

^{*2} 正員、(株)日立製作所ストレージシステム事業部 (〒256-0812 小田原市国府津2880)。

E-mail: naks@merl.hitachi.co.jp

は微小変位時に摩擦係数が移動距離に依存して変化する。その現象は転がり出し摩擦現象として知られており、原因としては材料の変形と密接に関連する弾性ヒステリシス損失が有力とされている。

転がり出し摩擦について説明するために転がり摩擦係数 F と軸受の軌道面と球の相対変位 X の関係を図 1 に示す。転がり摩擦係数は転がり方向を反転すると図中 $A \rightarrow B \rightarrow C \rightarrow D \rightarrow E$ のように摩擦係数が変化する非定常域 (転がり出し変位域) が存在し、この変位域においてベアリング球を往復運動させるとヒステリシスを形成する。転がり出し変位域で形成されるヒステリシスは転がり方向を反転する位置によりヒステリシスの形成の仕方が異なる。しかし、転がり出し距離が同じであればどの位置で形成されてもヒステリシスの傾き、面積は同じとなる。このヒステリシスの傾きがバネ要素として作用し、変位の振幅が小さい程みかけのバネ定数を高くする。

Fig.1 Pre-rolling behavior of Ball Bearings¹⁾

この現象を小泉ら²⁾は簡単な近似式でモデル化している。以下に小泉らの転がり出し摩擦係数の式を示す。

$$g(\xi) = \frac{1}{2-n} (\xi^{n-1} - (n-1) \cdot \xi) \quad (n \neq 2) \quad (1)$$

$$= \xi(1 - \ln \xi) \quad (n=2)$$

$$F(z) = \text{sign}(v) \cdot (2 \cdot f_p \cdot g(z/x_c) - F') \quad (z < x_c)$$

$$= \text{sign}(v) \cdot f_p \quad (z \geq x_c) \quad (2)$$

$g(\xi)$ は、摩擦係数のヒステリシスの膨らみを表す関数である。 x_c は摩擦係数の変位依存性が現れる変位幅。 n はヒステリシスのふくらみを表わす定数、式中の z は移動方向反転後の移動距離、 F' は移動方向反転時の摩擦係数 $F(z)$ の値で、 $2f_p$ は移動方向による摩擦係数変化の幅である。図 2(a) にパラメータ n を変更した時の $g(\xi)$ の変化を示す。

3.5 インチ磁気ディスク装置において、モデルの妥当性を実験により確認した。実験に用いるロータリーアクチュエータは FPC(Flexible Printed Circuit)を取り外し、作用する外力を軸受摩擦によるものだけとしている。転がり出し摩擦特性の測定は次のように行う。

アクチュエータの側面に反射鏡を設置して、レーザー測長器で変位測定を行う。アクチュエータを駆動する VCM

(Voice Coil Motor) に正弦波電流を与え、アクチュエータを加振する。これより、微小回転時の変位と入力電流を測定する。入力正弦波の周波数が十分低ければ、慣性力の影響は無視でき、電流は軸受摩擦に相当する。ここでは、正弦波電流の周波数は測定時の慣性の影響が十分小さくなるように 1(Hz) とする。測定される入力電流を力に換算することで変位と摩擦係数の関係を求める。

測定値から図 1 の f_p , x_c に相当する値を求め、(2) 式の関係から $g(\xi)$ を求める。求めた $g(\xi)$ を図 2(b) に示す。測定結果は $n=1.8$ の場合の実験結果とよく一致していることがわかり、小泉らのモデルが磁気ディスク装置のヘッドアクチュエータの軸受モデルとして妥当なことが示された。

(a) Calculation of $g(\xi)$ (b) experimental result of $g(\xi)$

Fig.2 Pre-rolling friction curve represented by $g(\xi)$

3. 摩擦係数オブザーバの設計

前章での検討から制御対象である磁気ディスク機構系モデルを運動方程式で表すと、式(3)となる。

$$m \cdot \ddot{x} = K_I \cdot u - F(x) - c \cdot v \quad (3)$$

式(3)の m はヘッドアクチュエータの等価質量、 x は変位、 v は速度、 u は操作量、 $F(x)$ は式(2)の転がり出し摩擦係数、 c は粘性係数、 K_I は入力ゲインを表す。 $F(x)$ と粘性摩擦係数 $c \cdot v$ の和を T として式(4)で表す。図 3 は式(4)に対して位置を正弦波で変化させる時に発生する力を示す。もし、摩擦係数を線形モデルとして表わすことができれば、線形なオブザーバを構成でき実装も容易となる。そのため、1 章で述べたように摩擦係数をばね支持系による 1 自由度の振動系と考えて式(5)のように線形化する。式(5)は転がり出し摩擦 $F(x)$ の傾きを変位に比例する項を $k \cdot x$ で表し、ヒステリシスすなわちエネルギーの損失を表す項を粘性項で近似したものである。ここで c' は粘性係数 c に $F(x)$ のヒステリシスの影響を加えて新たに定義した粘性係数である。

$$T = -F(x) - c \cdot v \quad (4)$$

$$\approx -k \cdot x - c' \cdot v + T_{dc} \quad (5)$$

図 3 には一例として式(4)の位置 x を正弦波で変化させる時に発生する力と、式(5)に適当な等価ばね定数 k と粘性係数 c' を与えて同様に位置 x を正弦波で変化させる時に発生する力を描いたものである。(ここでは、 $T_{dc}=0$ とする。) 両者ともにヒステリシスをもつが、(5)式では k がヒステリシス

の平均の傾きを, c' がヒステリシスの膨らみを決定している。式(4)と式(5)の両者の発生力を比較すると, 転がり出し摩擦モデルと一自由度振動モデルは一致せず誤差が生じる。転がり出し摩擦は, 図 1 に示すように転がり出し挙動を行う位置により発生力の DC 成分が変化し, 図 3 に示す両者の発生力にオフセットが生じる。それについては, 式(5)の一定値 T_{dc} で考慮しておく。等価ばね定数 k および粘性係数 c の具体的な値については, 次章以降のシミュレーションおよび実験によりモデル化する。非線形性に起因する誤差は次章に示すオブザーバにより推定帯域内の変動を補償できることを示す。

式(3), (5)に基づいて状態方程式を求める。式(5)の時間微分を求めると,

Fig.3 Behavior of Pre-rolling friction model and spring-damper model

$$\dot{T} = -k \cdot v - c' \cdot \dot{v} = -k \cdot v - c' \cdot \left(\frac{K_1}{m} \cdot u + \frac{1}{m} \cdot T \right) \quad (6)$$

となり, 状態方程式は状態量を, 変位 x , 速度 v , および摩擦力 T とし, 出力を位置信号 y とすると

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{v} \\ \dot{T} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1/m \\ 0 & -k & -c'/m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ v \\ T \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ K_1/m \\ -c' \cdot K_1/m \end{bmatrix} u \quad (7.a)$$

$$y = [K_2 \ 0 \ 0] \cdot [x \ v \ T]^T \quad (7.b)$$

と表される。 K_2 は位置検出ゲインである。式(5)の T_{dc} は状態方程式には現れず, オブザーバの設計において考慮する必要がないことがわかる。

式(7)の u, x, y, T のラプラス変換を次のように $U(s), X(s), Y(s), T(s)$ と表す。このとき式(7.a), (7.b)から最小次元オブザーバの設計法に基づいて摩擦力 T の推定値 $\hat{T}(s)$ を求めると

$$\begin{aligned} \hat{T}(s) = & -K_1 \cdot \frac{c \cdot s + (c \cdot l_1 + k + l_2)}{s^2 + 2 \cdot \zeta \cdot \omega \cdot s + \omega^2} \cdot U(s) \\ & + \frac{1}{K_2} \cdot \frac{l_2 \cdot s^2 - k \cdot l_1 \cdot s}{s^2 + 2 \cdot \zeta \cdot \omega \cdot s + \omega^2} \cdot Y(s) \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} l_1 &= 2 \cdot \zeta \cdot \omega - c/m, \\ l_2 &= m \cdot \omega^2 - k - 2 \cdot \zeta \cdot \omega \cdot c + c^2/m \end{aligned}$$

となる。ここで減衰係数 ζ と固有振動数 ω はオブザーバの推定帯域を指定するパラメータである。これまでの操作量を $U_0(s)$ で表わすと摩擦力を補償する操作量 $U(s)$ は

$$U(s) = U_0(s) - 1/K_1 \cdot \hat{T}(s) \quad (9)$$

となる。摩擦力推定値 $\hat{T}(s)$ を k, c の項について整理する。ここでは $X(s) = Y(s)/K_2$ とおく。

$$\begin{aligned} \hat{T}(s) = & \frac{\omega^2}{s^2 + 2 \cdot \zeta \cdot \omega \cdot s + \omega^2} \cdot (-K_1 \cdot U(s) + m \cdot s^2 \cdot X(s)) \\ & + \frac{s^2 + 2 \cdot \zeta \cdot \omega \cdot s}{s^2 + 2 \cdot \zeta \cdot \omega \cdot s + \omega^2} \cdot (-k \cdot X(s) - c \cdot \hat{V}(s)) \end{aligned} \quad (10)$$

式(10)の第1, 2項は $k=0$ および $c=0$ とした外乱オブザーバの構成となる。

第3, 4項はバネとダンパでモデル化した転がり出し摩擦力モデルによるフィードフォワード補償項となる。 $\hat{V}(s)$ はオブザーバによる速度推定値で

$$\begin{aligned} \hat{V}(s) = & \frac{1}{s^2 + 2 \cdot \zeta \cdot \omega \cdot s + \omega^2} \times \left\{ \frac{s}{m} \cdot U(s) \right. \\ & \left. + \left(-\frac{c \cdot s}{m} + 2 \cdot \zeta \cdot \omega \cdot s - \frac{k}{m} + \omega^2 \right) \cdot s \cdot X(s) \right\} \end{aligned} \quad (11)$$

と表される。

次に, 摩擦力のモデル化誤差が推定する摩擦力に与える影響を検討する。転がり変位量の変化による固有振動数の変化を等価ばね定数の変化 Δk により考慮することとし, 摩擦を $-(k + \Delta k) \cdot X(s) - c \cdot V(s)$ で置き換え, 式(3)の運動方程式を再記述すると

$$K_1 \cdot U(s) = m \cdot s^2 \cdot X(s) + (k + \Delta k) \cdot X(s) + c \cdot V(s) \quad (12)$$

となる。これを式(10)に代入すると, 式(10)の摩擦力の推定は式(13)を求めることに等しくなる。

$$\begin{aligned} \hat{T}(s) = & -k \cdot X(s) - \frac{\omega^2}{s^2 + 2 \cdot \zeta \cdot \omega \cdot s + \omega^2} \cdot \Delta k \cdot X(s) \\ & - \frac{\omega^2}{s^2 + 2 \cdot \zeta \cdot \omega \cdot s + \omega^2} \cdot c \cdot V(s) \\ & - \frac{s^2 + 2 \cdot \zeta \cdot \omega \cdot s}{s^2 + 2 \cdot \zeta \cdot \omega \cdot s + \omega^2} \cdot c \cdot \hat{V}(s) \end{aligned} \quad (13)$$

式中には Δk が現れ、 ζ , ω で決まる摩擦力の推定帯域内において、バネ定数の変動 Δk の影響の推定が可能、すなわち(5)式による転がり出し摩擦モデルの近似誤差を補償することが可能であることがわかる。

シミュレーションおよび実験において、補償器をデジタルコントローラとして実装するために式(8)の $U(s)$, $Y(s)$ から摩擦推定値までの伝達関数を双一次変換により離散化する。双一次変換はラプラス演算子 s と演算子 z を式(14)で表わす関係により変換する。 T_s は制御系のサンプリングタイムである。

$$s = \frac{2}{T_s} \frac{z-1}{z+1} \quad (14)$$

摩擦力オブザーバを適用したフォロイング制御系のブロック図を図4に示す。

Fig. 4 Block diagram of following control system with friction observer

4. シミュレーション結果

転がり出し摩擦の式(2)を運動方程式(3)の摩擦 $F(x)$ として用いることにより、摩擦力オブザーバの検討を行う。

式(1), (2)のパラメータとして $x_c=8.8 \cdot 10^{-6}(\text{m})$, $f_0=1.25 \cdot 10^{-3}(\text{N})$, $n=1.7$, 式(3)のパラメータとして $m=0.005(\text{kg})$, $c=0.42(\text{N} \cdot \text{s}/\text{m})$ を用いる。非線形な摩擦モデルを用いているため、周波数特性を解析的に求めることはできない。そのため図4に示すように制御系を安定化するフォロイング補償器を用いて閉ループ系を構成し、計算モデルへの加振入力として目標位置 r に正弦波を入力し走査する。周波数毎に操作量 u , 位置 y の出力にフーリエ変換を行い入力正弦波に対するゲインと位相をそれぞれ計算する。これにより制御対象の周波数特性を求める。シミュレーションはACSL(MGA software)により行った。

図5には転がり出し摩擦モデルによる摩擦が作用する制御対象の周波数特性(図4のBからDの周波数特性)を示す。図5に示すように周波数特性には加振振幅依存性が現れ、振幅が小さくなるほど固有振動数は高く、低周波数領域のゲインが低下することがわかる。

Fig. 5 Frequency characteristics of head actuator with pre-rolling friction model

例えば、加振振幅 $0.2(\mu\text{m})$ 時の固有振動数は $\omega_p=2\pi \cdot 89.5(\text{rad/s})$, 減衰係数 $\zeta_p=0.3$ となり、このとき等価バネ定数 k および等価粘性係数 c' を式(15)により近似できる。

$$k = m \cdot \omega_p^2, c' = 2 \cdot m \cdot \zeta_p \cdot \omega_p \quad (15)$$

次に、本研究の目的である摩擦力オブザーバによる摩擦の影響の除去と慣性体の特性の回復効果について示す。図6は図5に示した機構系モデルに対して、摩擦力オブザーバ適用時の開ループ周波数特性(図4のA点からC点までの周波数特性)のシミュレーション結果である。このとき、フォロイング補償器はPD補償器で、オブザーバの極は式(8)で減衰係数 $\zeta=4$, 固有振動数 $\omega=2 \cdot \pi \cdot 2000(\text{rad/s})$ で表わされる推定帯域を持つようにオブザーバゲイン l_1, l_2 を指定する。また、比較のためオブザーバなしでフォロイング補償器をPID補償器とした場合も示す。サンプル値は量子化せず無限語長とする。

Fig. 6 Calculated open loop characteristics of the following control system with friction observer

摩擦力オブザーバを適用することにより摩擦による共振ピークの低減、および低周波数領域ゲインの回復がみられ、開ループ特性は摩擦のない慣性体($1/s^2$)に近い特性を示す。また、オブザーバ設計時には振幅 $0.2\mu\text{m}$ の摩擦モデルを用

いているが、加振振幅が $0.05 \sim 0.5 \mu\text{m}$ の範囲で変化しても低周波数領域のゲイン変動は小さく、式(13)に示したように摩擦力の非線形性の補償に対して有効であることがわかる。

これに対して、図4のフォロイング補償器をPID補償器とすることで積分器で低周波数領域のゲインを回復させようとする場合には、補償後も固有振動数でのゲインの上昇が観測され、低周波数領域のゲインの回復も小さい。

図4において位置目標値 r として $0.2 \mu\text{m}$ の正弦波を与えた場合に発生する摩擦力 T 、摩擦力オブザーバによる摩擦力推定値 $\hat{T}$ 、およびオブザーバ適用時の位置 x の時間応答波形を図7に示す。比較のため、摩擦力オブザーバを外乱オブザーバにおきかえた場合の摩擦力推定値と位置の応答を示す。ここで外乱オブザーバは(8)式で表される摩擦力オブザーバにおいて $k=0, c=0$ とした場合の構成をもつ、また、PID制御のみによる位置の応答も比較して示す。

摩擦力オブザーバの方が外乱オブザーバに比較して外力推定誤差が小さく、その結果、正弦波目標値 r に対する位置誤差 e も小さくなることからわかる。

次にステップ状の位置目標値 r に対する時間応答を図8に示す。比較は摩擦力オブザーバを用いて図4のフォロイング補償器をPD補償器にした場合とPID補償器のみの場合について示す。摩擦力オブザーバを用いることにより、速応性の改善およびオーバーシュートの低減が可能となる。

Fig.7 Estimated friction by using friction observer

Fig.8 Step response of following control system with friction observer

5. 実験結果

実験に用いた磁気ディスク装置の制御系を図4のブロック図で表わす。コントローラ部はTI社の固定小数点DSPプロセッサTMS320C25からなり、制御系のサンプリング周期は $50 \mu\text{s}$ である。

図4の目標位置 r に正弦波を与えて制御対象を加振し、E点からC点までの周波数特性を測定することにより求めた制御対象の周波数特性を図9に示す。

ここでは、加振振幅を $0.056 \mu\text{m} \sim 0.84 \mu\text{m}$ まで変化させ周波数特性を測定している。測定時のノイズの影響により、ゲイン特性の折れ点は明確ではないが、位相の -90 度クロス点から加振振幅により固有振動数が変化していることがわかる。

図9の結果に基づいて制御対象の固有振動数と減衰係数を $\omega_p = 2\pi \cdot 15 \text{ (rad/s)}$, $\zeta_p = 1$ で近似し、(16)式により等価バネ定数、等価粘性係数を求める。オブザーバを式(8)で減衰係数と固有振動数をそれぞれ $\zeta = 4, \omega = 2 \cdot \pi \cdot 2000 \text{ (rad/s)}$ で表される摩擦力オブザーバを設計する。このオブザーバをPID型のフォロイング制御系に適用した場合の開ループ特性(図4のA点からC点までの周波数特性)の測定結果を図10に示す。

Fig.9 Frequency characteristics of head actuator

Fig.10 Open loop characteristics of the following control system with friction observer

比較のためオブザーバ無しの場合、摩擦力オブザーバを外

乱オブザーバで置き換えた場合を併せて示す。加振振幅はいずれも $0.2\mu\text{m}$ である。低周波領域ゲインの回復をみると上記3方式の中で摩擦力オブザーバが最も優れ、摩擦の影響除去と慣性体特性の回復に関して、提案する摩擦力オブザーバが PID 補償や外乱オブザーバに比較して有効であることがわかる。

6. おわりに

磁気ディスク装置のヘッドアクチュエータの転がり軸受部の摩擦力の補償による制御対象の慣性体($1/s^2$)特性の回復を目的に摩擦力オブザーバの検討を行い、以下の結論を得た。

- (1) 転がり出し摩擦モデルに基づいて、ヘッドアクチュエータの軸受摩擦を線形なバネ力と粘性摩擦力でモデル化し、オブザーバ理論を応用した摩擦力オブザーバを提案した。
- (2) 摩擦力オブザーバは摩擦モデルに基づいたフィードフォワード補償と、モデル誤差を補償する外乱オブザーバを合わせた構成を持ち、摩擦の非線形性による制御対象の特性変動に対してロバストである。
- (3) 摩擦力オブザーバを制御系に適用しシミュレーションと実験により評価した結果、摩擦による制御対象の特性変動があっても、制御対象に慣性体の特性を回復させる手段として有効であることを確認した。

文 献

- (1) 小泉, 黒田, 転がり摩擦作用下の減衰振動, トライボロジスト, 35-6(1990), 65-69.
- (2) 吉川, 竹門, 上松, 小型 HDD アクチュエータ用ボールベアリング挙動解析, 日本機械学会第 72 期通常総会講演論文集 (IV), (1995), 19-20.
- (3) T. Hurst and D. Henze, Understanding Ball Bearing Pre-rolling Behavior Using the Restoring Force Surface Method, *Advances in Information Storage Systems*, 7(1996), 269-279.
- (4) D. Abramovitch, F. Wang, and G. Franklin, Disk Drive Pivot Nonlinearity Modeling Part I: Frequency Domain, *Proc. of the American Control Conference*, June(1994), 2600-2603.
- (5) F. Wang, T. Hurst, D. Abramovitch, and G. Franklin, Disk Drive Pivot Nonlinearity Modeling Part II: Time Domain, *Proc. of the American Control Conference*, June(1994), 2604-2607.
- (6) 山口, 宍田, 遠山, 平井, モード切り換え型制御系の初期値補償設計と磁気ディスク装置ヘッド位置決め制御系への適用, 計測自動制御学会論文誌, 31-6(1995), 780-788.
- (7) 浜田, 大槻, 斎藤, 泰: 磁気ディスク装置ヘッド位置決め制御系への外乱オブザーバの応用, 計測自動制御学会論文誌, 30-7(1994), 828-835.
- (8) 山田, オブザーバによるサーボモータ系の固体摩擦の推定と位置決め制御への応用, 計測自動制御学会論文誌, 24-2(1988), 162-169.
- (9) K. Eddy, J. Steele, and W. Messner, Bias in Disk Drive Rotary Actuators: Characterization, Prediction, and Compensation, *IEEE Trans. On Magn.*, 33-3(1997), 2424-2436.
- (10) J. Ishikawa, and M. Tomizuka, Pivot Friction Compensation using an Accelerometer and a Disturbance Observer for Hard Disk Drives, *ISPS-Vol. 3, Information Storage and Processing Systems ASME* (1997), 83-89.