109 メニスカス力を考慮したコンタクトスライダの ダイナミクス解析

- 追従性と耐摩耗性による制限要因の明確化 -

Dynamics of an In-Contact Head Slider Considering Meniscus Force - Bouncing Vibration and Wear Characteristics -

正 松岡 広成(鳥取大) 正 福井 茂寿(鳥取大)

正 加藤 孝久(機械技研) 非 諏訪 正浩(鳥取大学学生)

Hiroshige MATSUOKA, Tottori University, Minami 4-101, Koyama, Tottori Shigehisa FUKUI, Tottori University, Minami 4-101, Koyama, Tottori Takahisa KATO, Mechanical Engineering Laboratory, 1-2 Namiki, Tsukuba, Ibaraki Masahiro SUWA, Student, Tottori University, Minami 4-101, Koyama, Tottori

Computer simulation of bouncing vibration and wear characteristics of an in-contact head slider was performed using 3-degrees-of-freedom (3-DOF) model of a head-suspension assembly, considering the meniscus force generated by the surface energy of the lubricant on the magnetic disk. As a result of the calculation, it was found that a optimal surface energy for design of the contact head/disk interface system could be obtained by the simulation. It was pointed out that the 3-DOF model was more advantageous than the 1-DOF or 2-DOF model to obtain the dynamic characteristics of the in-contact head slider.

Key Words : In-Contact Head Slider, Computer Simulation, 3-degrees-of-freedom Model, Bouncing Vibration, Wear Characteristics, Meniscus Force, Surface Energy

1.はじめに

ハードディスクの記録密度向上のため,現在様々な研究が 行われている⁽¹⁾.現在のハードディスクの磁気ヘッドスライ ダは,空気膜を介して約50nm以下の浮上量が達成されてい るが,さらなる高記録密度化のためには浮上量の低減が必須 であり,ニアコンタクトあるいはコンタクト方式といった新 しいヘッド・ディスクインターフェース(HDI)方式が考案さ れている⁽²⁾.

この新しいコンタクトHDI方式では,コンタクトヘッドス ライダと記録媒体が接触摺動するため,従来の空気膜浮上型 ヘッドスライダとは全く異なる解析や設計が必要となる.浮 上方式では,空気膜における発生圧力の特性解析が主体と なっていたのに対し,コンタクト方式では,スライダとディ スク,および潤滑剤との表面間相互作用が重要となってくる. したがって,これらの固 - 液,固 - 固表面間相互作用を考慮 した動的解析および設計が必要となる.

コンタクト方式における主な問題点は、ディスク表面のう ねりや外乱によるスライダの跳躍、接触摺動によるディスク の摩耗である.これに対し、著者らはヘッド・サスペンショ ンアセンブリを3自由度でモデル化し、表面間相互作用の一 種であるメニスカス力を考慮してトライパッドスライダの跳 躍挙動をシミュレーションにより明らかにした⁽³⁾.本研究で は、この3自由度モデルを用い、メニスカス力を考慮してト ライパッドスライダの跳躍および接触圧力による耐摩耗性の 両面から、正弦波ディスク表面うねりに対するコンタクトス ライダの動特性をシミュレーションにより解析した. 2.モデルおよび計算方法

ここでは,計算に用いたモデルについて簡単に述べる.詳細は加藤ら⁽³⁾に述べている.

2.1 ヘッド・サスペンションアセンブリの3自由度モデル

本研究で用いたヘッド・サスペンションアセンブリのモデ ルをFig.1に示す.跳躍方向(z),ピッチ方向(θ),ロール方向 (φ)の3自由度について,それぞればねとダンパで構成されて いる.また,ディスクもばねとダンパで構成されているとし た.ディスクのばね定数k_dについては,2.4節で述べる.これ ら3方向についての運動方程式をそれぞれたて,Runge-Kutta-Gill法で数値計算を行う.なお,それぞれの運動方程式,定 数の値および計算条件については,加藤ら⁽³⁾に詳しいのでこ こでは省略する.



Fig. 1 3-degrees-of-freedom model of head-suspension assembly

日本機械学会 [No.00-10] IIP2000 情報・知能・精密機器部門講演会講演論文集 [2000.3.27,28, 東京]

2.2 コンタクトパッド・潤滑剤・ディスクの位置関係とパッドに働く力

これらの位置関係を, Fig. 2 に示すように,4種類に分類した.それぞれの場合の説明とパッドに働く力は次の通りである.

(i)fly状態:パッドが潤滑剤から離れ,メニスカスが形成されていない.力は働かない.

 (ii)dive 状態: パッドはディスクに接触してはいないが, 潤滑 剤膜表面よりは下にある dive状態におけるメニスカスカ(後述)が働く.

(iii)contact状態:パッドがディスク面に接触している.dive状態のメニスカス力とディスクからの接触力が働く.

(iv) jump 状態:パッドは潤滑剤膜表面の上にあるが,メニスカスは形成されている.jump 状態におけるメニスカスカ(後述)が働く.

スライダの跳躍が起こるときは,これらの状態に対応する 運動方程式を適宜切り換えて計算を行う.



Fig. 2 Geometry of contacting pad, lubricant and disk

2.3 メニスカス力

コンタクトパッドを球形として, dive状態およびjump状態 における各メニスカス力は,以下のようになる.

dive状態: $F_d = -4\pi R\gamma$ (1)

jump 状態: $F_j = -4\pi R \gamma (1-2D_h / (4D_h^2 + R^2 \phi_0^4)^{1/2})$ (2) ここで, $R: パッドの曲率半径, \gamma: 潤滑剤の表面エネルギー, <math>D_h: パッドの最下点と潤滑剤表面との距離, \phi_0: 初期充填角$ である.それぞれのメニスカス力が表面エネルギー γに比例 $していること, およびdive 状態のメニスカス力<math>F_d$ は定数であ るが, jump 状態のメニスカスカ F_j は定数とはならないことに 注意する.なお, 潤滑剤の接触角は 0 deg としている.

2.4 接触剛性および接触圧力

球面パッドとディスクの接触を Hertz 接触と仮定して,接 触剛性および接触圧力を求める.

まず,接触剛性 k_a は,次式により求める.

$$k_d = W/\delta, \, \delta = a^2/R, \, a = (3WR/2E)^{1/3}$$

ここで,W:押し付け荷重とメニスカス力の和, δ :押し込み 深さ,*a*:接触円半径,*E*:等価弾性係数である.スライダお よびディスク材質のヤング率*E*,*E*,*e*,*e*,*k*,*v*,*v*,*v*,*v*,*k*,ス ライダ材質をAl₂O₃TiCとして*E*,=385 GPa,*v*,=0.3,ディスク 材質をガラスとして*E*_{*d*}=70.4 GPa,*v*_{*d*}=0.3 とした⁽⁴⁾.この場 合,例えば,押し付け荷重1mN,潤滑剤表面張力25mN/m とすると,*k*_{*d*}=4.17⁽¹⁰⁵N/mとなる.球面パッドの場合,押 し込み深さによって接触剛性が非線形に変化するが,本研究 では,静的な押し込み深さでの接触剛性の値を使用して計算 を行うこととした.

次に ,接触圧力であるが ,contact状態における接触力F_cは , 次式で求められる .

$$F_{c} = k_{d}(z_{d} - z_{p}) + c_{d}\frac{d}{dt}(z_{d} - z_{p})$$
(4)

ここで, z_p :パッドの変位, $z_d = Asin(2\pi ft)$:ディスクの変位 である.これより,接触圧力 p_c は,次式で求まる.

p_c = *F_c*/π*a*² (5) 本研究では,飯田ら⁽⁵⁾と同様,ディスク材質であるガラスの 降伏応力を40 MPa とした.

3.計算結果

3.1 後端パッドの変位と圧力変動

本研究では,磁気ヘッドの取り付けられる後端パッド1に ついての挙動を調べる.

まず,後端パッド1の最下点の変位を正弦波うねりと共に Fig. 3 (a)-(c)に示す.Fig. 3 (a)は,うねり周波数fを75 kHz とした場合である.パッドは弾性変形によりディスク中で変 位しており,ディスク変位に追従しているのがわかる.Fig. 3 (b)は,f = 128 kHz の場合である.変位変動が大きくなって きているが,まだディスク表面と離れてはおらず,追従でき ている.Fig. 3 (c)は,f = 131 kHz であるが,パッドがディス ク表面から離れ,跳躍運動をし始めている.



(3)



Fig. 4 Contact pressure of pad 1, p_{c1}

次に, Fig. 3の一連のうねり周波数における後端パッドの 接触圧力を Fig. 4 (a)-(c)に示す.ディスクうねり周波数と共 に圧力変動が増大し, Fig. 4 (c) (f = 131 kHz)ではガラスの降 伏圧力である 40 MPa を超える時が出てくる.

3.2 跳躍臨界周波数 f_{cb}と圧力臨界周波数 f_{co}

Fig. 3, 4のように,ディスクうねり周波数の増加と共に,跳 躍運動を起こす,あるいは接触圧力が大きくなってくる.そ こで,横軸にうねり周波数,縦軸にその周波数における最大 跳躍量または最大接触圧力をとったグラフをFig. 5 (a), (b)に それぞれ示す.ここで,跳躍量 Δz とは,ディスクの変位とパッ ドの変位を差し引いたものである($\Delta z = z_a - z_d$).

Fig. 5 (a)より, うねり周波数の低いときにはディスクに追従しているが, ある周波数でパッドがディスクから離れる, つまり, 縦軸の跳躍量が正になることがわかる.また, Fig. 5 (b)より, うねり周波数が大きくなると, 接触圧力も大きくなってくることが分かる.さらに, これらが潤滑剤の表面エネルギーによって変わっていることも認められる.

そこで,跳躍臨界周波数 f_{co} を,後端パッド1の跳躍量が初めて正になるディスクうねり周波数,圧力臨界周波数 f_{cp} を,接触圧力が初めて材質の降伏応力(本研究では40 MPa)以上になるディスクうねり周波数,と定義し,これをコンタクトスライダの跳躍安定性および耐摩耗性の指標とする.



Fig. 5 Increase in maximum bouncing height and contact pressure with frequency of disk undulation

3.3 安全領域と最適表面エネルギー

まず,潤滑剤表面エネルギーgによる両臨界周波数f_a,f_aの 変化をFig.6に示す.表面エネルギーの増加と共に,f_aは増 加し,f_aは減少していることが分かる.これは,表面エネル ギーが大きくなると,コンタクトパッドに下向きに働くメニ スカス力が大きくなり,跳躍は抑えられるが,接触圧力は大 きくなるからである.

跳躍が起こらず,かつ,摩耗も起こらない部分を Fig.6 に 斜線で示している.この部分が安全領域であり,跳躍および 接触圧力の両面から潤滑剤の表面エネルギー設計を行う必要 があることを示している.また,この安全領域の中でも,最 も高い臨界周波数を与える最適な表面エネルギーがあり,本 研究で使用したモデルでは, $\gamma = 25 \text{ mJ/m}^2$ 程度であることが わかる.

このように,コンタクトスライダ,ディスクおよび潤滑剤の設計においては,この安全領域に入るように設計を行う必要がある.また,安全領域の中でも,最高の臨界周波数を与



Fig. 6 Design condition for surface energy of liquid lubricant

える表面エネルギーがあり,本研究で行ったようなシミュ レーションによって,より安定性の高い設計が可能になると 考えられる.

さらに,ここで述べた潤滑剤の表面エネルギーによるメニ スカス力は,押し付け荷重と同等の効果を持っていると考え られるため,押し付け荷重についてもこのような安全領域や 最適点が存在すると考えられるが,これに関しては今後の課 題である.

3.4 表面うねり位相

次に,トライパッドスライダの3つのパッドに与えるディ スク表面うねりの位相について調べた.これまでの計算は, 後端のパッド1に対して,前方パッド2,3に与える表面変位 の位相φは,それぞれπ/4,π/2としている.パッド1に対する パッド2,3の位相をπ/4ずつずらして臨界周波数を計算した 結果をFig.7に示す.ただし,ここに示した計算条件では,跳 躍臨界周波数と圧力臨界周波数が一致しているため,縦軸を 臨界周波数f_cとしている.また,本研究で使用している位相 の組み合わせを黒い棒で示している.

これより,2つの前方パッド2,3におけるディスク変位が同 位相をもつとき 臨界周波数が高くなっていることが分かる. これは,円形ディスク表面の半径方向うねりが円周方向に対 して十分に小さいとき,臨界周波数が上昇し,安定性が増す ことを示している.

また,2つの前方パッド2,3におけるディスク変位が同位相 をもつ場合,ロール方向の変位はほとんどないことが確認さ れた.つまり,2自由度のモデルと対応すると考えられる.ま た,全てが同位相の場合は1自由度モデルに対応すると考え られる.従って,1自由度あるいは2自由度でモデル化した場 合には,臨界周波数を高く見積もる,つまり,安全側に見積 もる危険性があり,3自由度モデルによる評価が必要となる と考えられる.

4.まとめ

コンタクト方式ヘッド・ディスクインターフェースについ て,ヘッド・サスペンションアセンブリを3自由度でモデル 化し,潤滑剤の表面エネルギーによるメニスカス力を考慮し



Fig. 7 Effect of phase shift of each pad

て,その動的挙動を跳躍および耐摩耗の観点からシミュレー ションにより明らかにした.

その結果,跳躍および耐摩耗の両面から制限される安全領 域が存在し,その安全領域の中でも,最高の安定性を与える 表面エネルギーが存在することがわかった.コンタクトスラ イダを設計する際には,この安全領域中でなるべく安定とな るように設計パラメータを最適化する必要がある.

また,ディスク表面うねり位相を変化させた結果から,1自 由度および2自由度モデルでは安全側に見積もってしまうこ とを指摘し,本研究で用いた3自由度モデルの優位性を確認 した.

謝辞

本研究は,情報ストレージ研究推進機構(SRC)の助成により行われました.ここに感謝の意を表します.

参考文献

(1) Bhatia, C. S., Polycarpou, A. A., and Menon, A. K., *Proceedings of the Symposium on Interface Tribology Towards 100 Gbit/in²*, presented at the ASME/STLE Joint International Tribology Conference & Exhibition, 1999.
(2) Hamilton, H., "Perpendicular Contact Recording on Rigid Media," *Journal of the Magnetics Society of Japan*, 1994, Vol. 18, pp.171-178.

(3) Kato, T., Watanabe, S., and Matsuoka, H., "Dynamic Characteristics of an In-Contact Headslider Considering Meniscus Force Part 1 : Formulation and Application to the Disk with Sinusoidal Undulation," *ASME Journal of Tribology*, to be published.

(4) Ono, K., Takahashi, K., and Iida, K., "Computer Analysis of Bouncing Vibration and Tracking Characteristics of a Point Contact Slider Model Over Random Disk Surfaces," *ASME Journal of Tribology*, 1999, Vol. 121, pp. 587-595.

(5) 飯田浩平,小野京右,「一自由度コンタクトスライダの接触力に 及ぼすスライダ質量,接触剛性および接触減衰の影響」, *日本機械学 会論文集*,1998, C編,第64巻, pp. 2894-2902.