コンタクト記録インターフェイスにおけるスライダ追従接触挙動解析*

土 山 龍 司^{*1}

Simulation of Dynamic Characteristics of Head-Disk Interface subjected to Wavy Excitation and Collision in Contact Magnetic Recording

Ryuuji TSUCHIYAMA

This paper describes the dynamic characteristics of a one-pad contact slider subjected to wavy excitation and collision to determine the optimum specifications for the head-disk interface used in contact magnetic recording. Wavy roughness, asperities, and the lubricant of the disk surface are respectively modeled in the form of a planar sine wave train, a linear spring, and a damper system. The suspension is also modeled as a linear spring and a damper system on a two-degrees-of-freedom. In this paper the contact force, the friction force, the equation of motion considering the pitch motion are formulated. Numerical results have been provided to obtain effects of a damping coefficient of the lubricant layer as well as the suspension preload on spacing fluctuations and the optimum wavy roughness.

Key Words: Contact Magnetic Recording, Numerical Simulation, Head-Disk Interface, Spacing Fluctuations, a One-Pad Contact Slider

1. 緒 言

近年、磁気ディスク装置において、高記録密度化に対応した数々の革新的技術の導入が加速されている。例えば、高感度で再生出力が周速に依存せず、ディスク小径化に適した磁気抵抗効果型ヘッドが実用化されている。ヘッド・ディスクインターフェイス(HDI)に対する高信頼性、極微小浮上量化の要求も増々厳しいものとなっている。特に浮上量が50nm以下になると、スライダが媒体面と間欠接触し、20nm以下では連続摺動が発生する可能性がある。従来の浮上記録方式では、スライダの小形化、軽荷重化によって浮上量を微小化してきたが、20nm以下になると、浮上方式とは違った新規の記録方式が必要になる。そこで、現在提案されているのがコンタクト記録方式である(1)(2)(3)(4)。

コンタクト記録方式とは、接触力を限りなく小さくするためにスライダを浮上方式に比べて超小型化、軽荷重化し、そのスライダに設けたコンタクトパッドを記録媒体面に連続的に滑るように接触走行させながら記録再生する記録方式である。この記録方式では、磁気トランスデューサギャップ部と磁性膜面との磁気記録的スペーシングの損失が低減でき、磁気記録密度は飛躍的に向上する。

コンタクト記録方式を実用化するためには、コンタクトパッド面を媒体面うねりに対して安定に追従接触走行させる必要がある。

媒体面には、ランナウトのような長波長・振幅大なうねりから面粗さ程度の短波長・振幅微小なうねりまでのあらゆる波長・振幅のうねりが存在する。このうねりに対してコンタクト面は常に接触状態にする必要がある。しかし、コンタクト面には常に接触力、摩擦力及びそれらのモーメントが作用しているため、並進、ビッチング振動により媒体面からスライダが飛び離れる場合がある。離れた後は、媒体面とスライダが間欠接触し、磁気トランスデューサギャップ部と磁性膜面との過渡的スペーシング変動が大きくなり、再生波形の変動及びパッド面の摩耗が発生する。

本論文では、スライダが媒体面に安定に追従接触走行を保持させるための最適なHDI設計指針を明確にするために、媒体面うねりに対するスライダの追従接触走行と媒体面から離れた後の間欠接触挙動とを連続して解析するシミュレータを開発した。

スライダが媒体面と接触すると、接触面に圧縮応力が作用し、スライダ内に弾性圧縮波が伝播する。スライダ側面で反射した引張波が接触面に到達すると大部分の引張波が消滅し、スライダは媒体面から離れる。弾性波の伝播速度はかなり速く、きわめて短時間に干渉しあって複雑な動的応力状態になる⁽⁵⁾。媒体面と接触し始めてから離れるまでの極めて短時間にスライダに作用する接触力変化とスライダの動きを把握するためには、接触面近傍に細かく分割した有限要素法等を用いた衝突解析とスライダの変形を考慮した浮上量変動解析とを同時に解く必要があり、計算時間が膨大になる。

* 原稿受付 1997年9月26日。

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

これまで、浮上方式のスライダ接触問題に関する数値解析はBenson(6,7)、White(8)、Ponnaganti(9)、Chiang(10)らが行なっていた。これらの接触モデルは、接触時の極めて短い時間に撃力が作用すると仮定し、反発係数と接触力の働いた直前直後の有限な運動量変化から接触力を力積として求めた。解析は簡単で、計算時間も短縮できるが、接触力と接触時間は分離できないため、接触時の接触力変化は計算できない。

Leo(11)は、高さが正規分布した媒体面の突起先端(球面)とスライダ(平面)とがヘルツ接触すると考え、接触力が作用し始めると、弾性変形する突起先端数が徐々に増加する非線形な接触力を定式化している。

コンタクト記録方式については、小野ら(12)は、媒体面の弾性変形を等価的バネ定数で、スライダを並進方向に運動する1自由度振動系でモデル化し、調和波形で仮定した媒体面うねりがスライダ接触挙動に与える影響を明らかにする研究を行っている。

本論文においても、軽荷重超小型スライダが媒体面と連続的に接触走行させる場合の接触力は衝撃的でない(変位に時間依存性のない)と予想できるため、接触力を媒体面の微小突起先端の弾性変形からの復元力と仮定しても十分解析できると考え、微小突起群を線形バネ、潤滑剤をダンパでモデル化して接触力、摩擦力を定式化した。したがって、Bensonらの解析では不可であった接触時の接触力変化は解析できる。媒体面うねりは正弦関数とし、スライダの動きを並進、ピッチング方向の2自由度振動系を考え、運動方程式を定式化した。数値計算を行い、スペーシング変動に及ぼす潤滑膜のダンパ効果、押付荷重、媒体面うねり波長・振幅の影響を求めた。さらに、それらの計算結果からスペーシング変動の低減方法及び安定追従領域の媒体面粗さ仕様を明確化した。

2. 計算方法

2・1 解析モデル

解析モデルは、図1に示すように、ジンバル機能のない矩形のサスペンションに支持され、コンタクトパッドを設けたコンタクトスライダとする。パッド側面には、磁気トランスデューサが搭載されている。

Fig. 1 Contact slider

本解析で用いる座標系を図2に示す。コンタクトパッド面ABCDの線分ACを流入端、線分BDを流出端とし、そのパッド面中心位置から任意の面へ下ろした点を原点0とする座標(x,y)をとる。押付荷重Fの荷重作用点はパッド背面の中心位置とする。コンタクト面の姿勢は(z,θ)で表わす。zは原点0からコンタクト面中心位置までの距離、θはピッチング角度である。時間tにおけるコンタクト面の位置xでのスペーシングh(t,x)を(z,θ)で表わすと式(1)となる。

$$h(t,x) = z(t) - x\theta(t) \quad (1)$$

Fig. 2 Coordinates

図3に、サスペンション及び媒体面うねりの解析モデルを示す。スライダの動きを並進及びピッチング方向の2自由度振動系を考え、片持ちで支持されたサスペンションも同様に2自由度系の線形バネとダンパでモデル化した。時間tにおけるコンタクト面の任意の位置xでの媒体面うねりh_{to}(t,x)を波長L、振幅u₀の正弦関数でモデル化すると式(2)~(4)となる。ローリング方向の媒体面うねり位相差はゼロである。図中に示すように、パッド流入端、流出端のスペーシングh_l、h_mから媒体面うねりまでの距離をΔh_l(≡h_l-h_{to})、Δh_m(≡h_m-h_{to})と定義する。

$$h_{to}(t,x) = h_{to0} + z_1(t,x) \quad (2)$$

$$z_1(t,x) = u_0 \cos\left(\omega t - 2\pi \frac{x - x_B}{L}\right) \quad (3)$$

$$\omega = 2\pi \frac{v}{L} \quad (4)$$

ここで、v: 周速、ω: 角振動数、x_B: パッド流出端BDのx方向の位置

Fig. 3 Model of the magnetic media and suspension

2・2 接触モデル

コンタクト記録方式は、図3に示すようにパッド面を極微小荷重 F で押し付け、媒体表面にある保護膜の多数の微小突起群先端、潤滑膜がわずかに変形し、その状態を保持しながら記録再生する。このコンタクト機構を振動系として見た場合、接触力を微小突起先端の弾性変形からの復元力と潤滑膜の粘性抵抗力との和と仮定すると、微小突起群と潤滑膜を線形バネとダンパでモデル化できる。突起先端の弾性変形量はスペーシング $h(t, x)$ と媒体面うねり $h_{to}(t, x)$ との差として表わす。したがって、走行時間 t 、パッド面の任意の位置 x における接触力 $F_c(t, x)$ は、式(5)となる。ここで、 k_D ：保護膜の微小突起群のバネ係数、 c_D ：潤滑膜の減衰係数である。

$$F_c(t, x) = -k_D \{ h(t, x) - h_{to}(t, x) \} - c_D \{ \dot{h}(t, x) - \dot{h}_{to}(t, x) \} \quad (5)$$

式(5)の変形量から単位幅当たりの接触面積 $A(t)$ が計算できるため、接線力 $F_c(t)$ は式(6)となる。

$$F_c(t) = \int_{A(t)} F_c(t, x) dx \quad (6)$$

2・3 運動方程式の定式化

本論文の初期条件は、走行時間 $t = 0$ の時急に媒体面うねりが接近する場合を考える。うねりのない平滑な媒体面を接触走行するコンタクトスライダは静的平衡状態となり、摩擦力(面内)方向の運動方程式及びスティックスリップ現象のような摩擦力方向の振動による不安定性は考慮しない。また、パッド面に作用する浮上力は考慮しない。

図4に初期状態のコンタクトスライダに作用する力を示す。初期状態においては、パッド面の流出端BDは、媒体面うねりの頂点と接触すると仮定する。スライダ姿勢のピッチング角度 θ_{st} はゼロとする。媒体面うねり頂点の微小突起群先端は、押付荷重 F と接触力 F_c の総和 $\int F_c dx$ とが釣り合うまでわずかに変形する。したがって、初期の接触力 $F_c(0, x)$ は押付荷重 F と等しくなる。摩擦力は、摩擦係数 μ と接触力 $\int F_c dx$ との積で表わす。初期の摩擦力によるモーメントは、回転中心となる荷重作用点から接触位置までの距離 e と摩擦力の積で表わす。接触力及び摩擦力によるモーメントの総和は、荷重作用点に作用する初期モーメント T と釣り合う。式(7)(8)に、初期状態における力の釣合式を示す。

$$0 = -\left(\frac{F}{T}\right) - \int_{A(0)} \left(\frac{-1}{x + e\mu}\right) F_c(0, x) dx \quad (7)$$

$$F_c(0, x) = -k_D \{ h(0, x) - h_{to}(0, x) \} \quad (8)$$

Fig. 4 Initial state

Fig. 5 Rotating disk

図5に、接触走行時のコンタクトスライダに作用する力を示す。接触走行時には、常にパッド面に接触力、摩擦力及びそれらのモーメントが作用する。

初期条件を式(9)、接触走行時の運動方程式を、式(10)～(12)に示す。

$$(z_s(0), \theta_s(0)) = (u_0, 0) \quad (9)$$

$$(\dot{z}_s(0), \dot{\theta}_s(0)) = (0, 0)$$

$$M \begin{pmatrix} \ddot{z}_s(t) \\ \ddot{\theta}_s(t) \end{pmatrix} + C_H \begin{pmatrix} \dot{z}_s(t) \\ \dot{\theta}_s(t) \end{pmatrix} + K_H \begin{pmatrix} z_s(t) \\ \theta_s(t) \end{pmatrix} = -\begin{pmatrix} F \\ T \end{pmatrix} - \int_{A(t)} \left(\frac{-1}{x + e\mu}\right) F_c(t, x) dx \quad (10)$$

ここで、

$$z_s(t) = z(t) - z_{st} \quad (11)$$

$$\theta_s(t) = \theta(t) - \theta_{st}$$

$$M = \begin{pmatrix} m & ma \\ ma & I + ma^2 \end{pmatrix}, C_H = \begin{pmatrix} c_z & 0 \\ 0 & c_\theta \end{pmatrix}, K_H = \begin{pmatrix} k_z & 0 \\ 0 & k_\theta \end{pmatrix} \quad (12)$$

ここで、 (z_{st}, θ_{st}) ：初期スライダ姿勢、

m ：スライダ質量、 a ：質量中心から荷重作用点までの距離、 I ：スライダのピッチング方向の慣性モーメント、 k_z, k_θ ：サスペンションの並進、ピッチング方向のバネ剛性、 c_z, c_θ ：サスペンションの並進、ピッチング方向の減衰係数

接触力をスライダ姿勢 $(z_s(t), \theta_s(t))$ で表わすために、式(5)に式(1)(2)を代入すると接触力は式(13)～(15)となる。

$$F_c(t, x) = F_{cst}(x) - k_D z_s(t) + x_1 k_D \theta_s(t) + k_{D1}(t, x) - c_D \dot{z}_s(t) + x_1 c_D \dot{\theta}_s(t) + c_{D1}(t, x) \quad (13)$$

$$F_{cst}(x) = -k_D \{h_{st}(x) - h_{t0}\} \quad (14)$$

$$h_{st}(x) = z_{st} - \theta_{st} \quad (15)$$

式(10)に式(13)を代入すると、 $z_s(t), \theta_s(t)$ に関する運動方程式は式(16)(17)となる。

$$M \begin{pmatrix} \ddot{z}_s(t) \\ \ddot{\theta}_s(t) \end{pmatrix} + (C_H + C_D) \begin{pmatrix} \dot{z}_s(t) \\ \dot{\theta}_s(t) \end{pmatrix} + (K_H + K_D) \begin{pmatrix} z_s(t) \\ \theta_s(t) \end{pmatrix} = - \begin{pmatrix} F \\ T \end{pmatrix} - \int_{A(t)} \begin{pmatrix} -1 \\ x + e\mu \end{pmatrix} \{F_{cst}(x) + z_1(t, x)k_D + \dot{z}_1(t, x)c_D\} dx \quad (16)$$

$$K_D = k_D \int_{A(t)} \begin{pmatrix} 1 & -x \\ -(x + e\mu) & x(x + e\mu) \end{pmatrix} dx \quad (17)$$

$$C_D = c_D \int_{A(t)} \begin{pmatrix} 1 & -x \\ -(x + e\mu) & x(x + e\mu) \end{pmatrix} dx$$

コンタクトスライダが媒体面から離れた後の運動方程式を、式(18)に示す。式(18)は、接触力 $F_c = 0$ を式(10)に代入することによって得られる。初期条件を式(19)に示す。ここで t_0 は、スライダが媒体面から離れた直後の走行時間である。

$$M \begin{pmatrix} \ddot{z}_s(t) \\ \ddot{\theta}_s(t) \end{pmatrix} + C_H \begin{pmatrix} \dot{z}_s(t) \\ \dot{\theta}_s(t) \end{pmatrix} + K_H \begin{pmatrix} z_s(t) \\ \theta_s(t) \end{pmatrix} = - \begin{pmatrix} F \\ T \end{pmatrix} \quad (18)$$

$$\begin{aligned} (z_s(0), \theta_s(0)) &= (z_s(t_0), \theta_s(t_0)) \\ (\dot{z}_s(0), \dot{\theta}_s(0)) &= (\dot{z}_s(t_0), \dot{\theta}_s(t_0)) \end{aligned} \quad (19)$$

数値計算は、微分方程式(16)あるいは式(18)に関してRunge-Kutta法で解き、スライダ姿勢 $z(t), \theta(t)$ 、スペーシング $h(t, x)$ 、接触力 $F_c(t, x)$ を計算する。時間幅 Δt は、 $0.01 \mu s$ である。

3. 計算結果及び結果の検討

3.1 入力データ

図6に本計算で用いるサスペンションとコンタクトスライダを示す。長さ 0.5 mm 、幅 0.8 mm 、高さ 0.5 mm の1パッドコンタクトスライダは、ジンバル部のない矩形サスペンションに支持されている。コンタクトパッド面は、長さ $20 \mu m$ 、幅 $40 \mu m$ の微小な面(面積： $8 \times 10^{-4} \text{ mm}^2$)とする。

Fig. 6 Contact slider and suspension dimensions

本論文で、スペーシング変動に及ぼす影響を求めるパラメータ(潤滑膜の減衰係数 C_D 、押付荷重 F 、媒体面うねり波長 L 、振幅 u_0)以外に、本計算で共通に使用する入力データを表1に示す。スライダの質量 m 及びピッチング方向の慣性モーメント I は、スライダ及びコンタクト部の材質を焼結アルミナ(密度 ρ ： 3.8 g/cm^3)として計算した。

サスペンションの並進、ピッチング方向のバネ剛性 k_z, k_θ はサスペンションの材質をSUS304(縦弾性係数 E ： $1.98 \times 10^{11} \mu \text{ N/mm}^2$)として計算した。走行時間 t の最大値 $t_{\max}$ は $500 \mu s$ である。

保護膜の微小突起群のバネ係数 k_D は、式(20)を用いて計算した(11)。ここで、カーボン保護膜、スライダ(焼結アルミナ)の縦弾性係数 E_d, E_s をそれぞれ $430 \text{ GPa}, 358 \text{ GPa}$ 、ポアソン比 ν_d, ν_s を $0.3, 0.3$ 、突起先端の半径 R_d, R_s を $1.9 \text{ mm}, 0.3 \text{ mm}$ 、突起先端変形量 Δh を 1 nm 、突起数 N を 100 個とした。

$$k_D = 2NE\sqrt{R\Delta h} \quad (20)$$

$$\frac{1}{E} = \frac{1-\nu_d^2}{E_d} + \frac{1-\nu_s^2}{E_s} \quad \frac{1}{R} = \frac{1}{R_d} + \frac{1}{R_s} \quad (21)$$

Table. 1 Common data employed

v	10.0 m/s	m	7.60×10^{-4} g
μ	0.25	l	3.17×10^{-5} μ Ns/mm
c_z	0.0	k_z	1.51×10^3 μ N/mm
c_θ	0.0	k_θ	1.01×10^5 μ Nmm/rad

3・2 計算結果及び結果の検討

図7、図8にコンタクトスライダの追従接触挙動及び接触力変化の計算結果の一例を、潤滑膜のダンパ効果について示す(走行時間: 10μ s)。

図7に示した線分はパッドの流出端と流入端とのスペーシング h_m 、 h_l を結んだコンタクト面(線)を表わしており、走行時間の経過に対するパッドの姿勢変化を示す。正弦関数は、波長 50μ m、振幅 1 nmの媒体面うねり h_{to} を表わす。媒体面から離れた時、接触力 F_c はゼロになるため、図7に示した接触力変化から接触頻度も同時に分かる。

潤滑膜の減衰係数 c_D がゼロの場合は、追従接触挙動及び接触力変化からパッド流出端が媒体面と間欠接触していることが分かる。保護膜の微小突起群のバネ係数 k_D は、空気膜剛性に比べて極めて高く、かつ極微小な押付荷重のため、弾性変形量及び許容動変位も極めて微小となる。しかも、パッド面には常に接触力及び摩擦力によるモーメントが作用しているため、パッドがピッチング運動によって媒体面から離れやすくなると考えられる。

潤滑膜の減衰係数 c_D が 1103μ Ns/mmの場合、接触力が小さくかつ接触頻度も少ないため、パッドの追従接触挙動は、パッド流出端と流入端とが交互に媒体面うねりと接触しながらも、パッド面の少なくとも1ヶ所が媒体面と接触状態を保持していることが分かる。

Fig. 7 Spacing fluctuations vs. time ($t \leq 10 \mu$ s)

Fig. 8 Contact force vs. time ($t \leq 10 \mu$ s)

図9に走行時間が 0.2 msまで経過した場合の、パッド流出端のスペーシング Δh_m の変動を示す。潤滑膜がダンパとして作用し、その減衰係数が 1103μ Ns/mmとなると、スペーシング変動は低減することが分かった。

Fig. 9 Spacing fluctuations vs. time ($t \leq 0.2$ ms)

図10に走行時間 t が 0.5 msまで経過した場合の、スペーシング変動の最大値 $(\Delta h_m)_{\max}$ に及ぼす潤滑膜の減衰係数 c_D の影響を示す。 c_D が大きくなると、 $(\Delta h_m)_{\max}$ も低減することが分かった。

柳沢らは(13,14)、潤滑膜有無の違いによる円形3パッドコンタクトスライダ($1.3 \times 1 \times 0.3$ mm)の接触挙動をレーザ干渉計を用いて測定した。周速 8.6 m/s、押付荷重 0.15 gf、パッド面積 10^2 mm² の実験条件で、潤滑膜無の場合、スペーシング変動は 11 nmとなった。表面エネルギーが 24.45 mN/mの潤滑膜が有る場合はそれぞれスペーシング変動は 6.3 nmとなり、潤滑膜のスペーシング変動低減効果は実験的に確かめられている。潤滑膜をダンパとして積極的に働かせるためには c_D を実験的に求め、その物理的意味及び潤滑膜の分子構造、分子量、膜厚を検討する必要がある。

Fig. 10 Effect of damping coefficient of lubricant layer

本論文では、走行時間が0.5 msまでの範囲内における $(\Delta h m)_{\max}$ をスペーシング変動の代表値としてとり、コンタクトスライダの追従接触走行状態を以下に示すように『追従安定/不可』に分類する。

『追従安定』 $(\Delta h m)_{\max} \leq 5 \text{ nm}$

…媒体面から離れた後、安定に間欠接触する

『追従不可』 $(\Delta h m)_{\max} > 5 \text{ nm}$

…媒体面から離れた後 $\Delta h m$ がしだいに増大する

図11に、押付荷重 F を0.05～5 gfと変化させた場合の、走行時間が0.5 msまで経過したスペーシング $\Delta h m$ の変動を示す。押付荷重を大きくすると、スペーシング変動は低減できることが分かった。

Fig. 11 Spacing fluctuations vs. time ($t \leq 0.2 \text{ ms}$)

図12に、押付荷重 F を0.045～5 gfと変化させた場合の、スペーシング変動の最大値に及ぼす押付荷重 F の影響を示す。押付荷重を大きくすると、 $(\Delta h m)_{\max}$ は減少し、特に押付荷重0.2 gf以上と大きくすると『安定追従』となる。逆に、押付荷重を0.045 gf以下と軽くしすぎると、 $(\Delta h m)_{\max}$ は50 nm以上となり、解は収束しなくなる。

前記に示した柳沢らの円形3パッドコンタクトスライダの接触挙動計測結果によると(15)、押付荷重を0.02 gf以上に大きくすると、スペーシング変動は9 nm以下に減少することが確認されている。本計算結果の重荷重によるスペーシング変動の低減化は定性的に実験結果と一致した。

ただし、本計算結果の『安定追従』となる押付荷重0.2 gfは、浮上方式の押付荷重のほぼ10%同程度の大きい値である。押付荷重を大きくすると、ヘッド摩耗量は大きくなることは実験的に確かめられており(14)、スペーシング変動が減少し、安定追従接触走行してもヘッド摩耗量は大きくなる。許容摩耗量となる最適な押付荷重を実験で求める必要がある。

Fig. 12 Effect of suspension preload

本解析が考慮しなかった浮上力の影響を確かめるため、浮上量に及ぼす押付荷重の影響を計算した。その結果を図13に示す。軽荷重にすると浮上量は上昇するが、パッド面が $10^{-4} \sim 10^{-2} \text{ rad}$ と広範囲なピッチング角度で変動しても、本計算で解が収束する押付荷重0.02 gf以下では浮上量は1 nm以下となり、パッド面に作用する浮上力がスペーシング変動に及ぼす影響はなかった。

Fig. 13 Effect of floating force

図14に、うねり波長1 nm一定で、うねり周波数 f (周速 v /うねり波長 L)を50～200 kHzと変化させた場合のスペーシング変動を示す。うねりが高周波数になるにつれて飛び離れ、スペーシング変動は大きくなることが分かった。

Fig. 14 Spacing fluctuations vs. time ($t \leq 0.2 \text{ ms}$)

図15に、うねり振幅 u_0 を0.1～2 nmと変化させた場合の、スペーシング変動の最大値に及ぼすうねり周波数 $f(=v/L)$ の影響を示す。図より、うねり周波数、うねり振幅とも小さいほどスペーシング変動は低減できることが分かった。

うねり周波数は、媒体面を平滑化して短波長うねりを除去することによって小さくできる。あるいはパッド面長さ b 、パッド面積を微小化することによって相対的にうねり波長を小さくできる。

Fig. 15 Effect of Wavy frequency

以上の計算結果から、 $(\Delta h m)_{\max} \approx 5 \text{ nm}$ となるうねり振幅 u_0 とうねり周波数 $f \text{ (kHz)}/\{\text{押付荷重 } F \text{ (gf)}/\text{パッド面長 } b \text{ (mm)}\}$ との関係について整理し直した結果、図16に示すように、両対数グラフで比例することが分かった。図中にその比例関係から計算した近似式も示す。

この近似式が任意の押付荷重 F 、パッド面長 b に対して成り立つと仮定すると、『追従安定』走行可能となる媒体面粗さ(うねり周波数及びうねり波長・振幅)が存在する。これより、使用する媒体面粗さの実測値(うねり波長・振幅)及び近似式から、使用するパッド面長、押付荷重、周速条件における『追従安定/不可』を判定するできる。

Fig. 16 Stability differences

4. 結 言

本論文では、1パッドコンタクトスライダにおいて媒体面うねりに対する追従接触走行と媒体面から離れた後の間欠接触挙動とを連続して解析するシミュレータを開発し、その計算結果から以下の結論を得た。

(1) 押付荷重を大きくし、潤滑剤を積極的にダンパとして働かせること。あるいは、媒体面を平滑化して短波長・長振幅うねりを除去し、パッド面積を微小化することがスペーシング変動を低減する方法として有効である。

(2) 『追従安定』(スペーシング変動の最大値 $\leq 5 \text{ nm}$)走行可能となる媒体面粗さ(うねり周波数及びうねり波長・振幅)が存在する。

参 考 文 献

- (1) H. Hamilton, R. Anderson, K. Goodson : CONTACT PERPENDICULAR RECORDING ON RIGID MEDIA, IEEE Transactions on magnetics, Vol. 27, No. 6, (1991) 4921-4926
- (2) FUJITSU LTD : Perpendicular Contact Recording, J. of The Magnetism Society of Japan Vol. 18, No. S2, (1994), 36
- (3) DENKA, Tohoku University : Perpendicular Recording System, J. of The Magnetism Society of Japan, Vol. 18, No. S2, (1994), 38-39
- (4) H. Hamilton : Perpendicular Contact Recording on Rigid Media, J. of The Magnetism Society of Japan, Vol. 18, No. S1, (1994), 171-178
- (5) 中原, 応用弾性学, 実教出版, 190-195 (1977)
- (6) R.C.Benson, Tribology and Mechanics of Magnetic Storage Systems, Vol., (1987), 6-11
- (7) R.C.Benson, IBM J. Research and Development, Vol.33, NO.1 (1989), 2-14
- (8) J.W.White, IEEE Trans. on Magn., Vol.24, No.6 (1988), 2757-2759
- (9) V.Ponnaganti, STLE Tribology Trans., Vol.32(1989), 2, 258-266
- (10) C.Chiang, IEEE Trans. on Magn., Vol.25, No.5 (1989), 3731-3733
- (11) H.L.Leo, IEEE Trans. on Magn., Vol.27, No.6 (1991), 5154-5156
- (12) 小野, 機論(C), 60巻, 576号 (1994-8), 2574-2581
- (13) 柳沢, 佐藤, 安食, トライボロジー会議予稿集, IE4 (1996-10) 202-204
- (14) 佐藤, 安食, 柳沢, 日本応用磁気学会誌, Vol.21, No.4-2 (1997) 227-280
- (15) M. Yanagisawa, A. Sato, K. Ajiki, and F. Watanabe : TRIB-Vol.6, Tribology of Contact/Near-Contact Recording for Ultra High Density Magnetic Storage, ASME (1996), 25-32