コンタクトスライダの一自由度モデルによる接触追従性と 耐久性設計条件*

飯田 浩平^{*1}, 小野 京右^{*2}, 高橋 幹^{*3}

The Design Conditions of a Single-Degree-of-Freedom Contact Slider for Perfect Contact and Wear Durability

Kohei IIDA^{*4}, Kyosuke ONO and Kan TAKAHASHI

^{*4} Tokyo Institute of Technology, Dept. of Mechanical Engineering and Science,
2-12-1 Ookayama, Meguro-ku, Tokyo, 152-8552 Japan

This paper describes theoretical and experimental study of contact vibrations of a single-degree-of-freedom (1 DOF) contact slider and its design condition over a random wavy surface of a disk. First a simple formula of the perfect contact sliding condition over a sinusoidal wavy surface was derived theoretically and its validation was confirmed by numerical simulation. By using computer generated random surface fitted to the measured waviness of an actual disk, it was found that statistical characteristics of the contact vibrations of a spherical contact slider can be predicted well by the numerical simulation. The design conditions of a slider and surface waviness necessary for perfect contact sliding was derived analytically and its validity was shown by numerical simulation and experiment. The necessary conditions for wear durability under uniform contact pressure was also derived. Design chart of a contact slider and typical design examples were discussed in terms of both perfect contact sliding and wear durability conditions.

Key Words: Tribology, Contact Vibrations, Contact Slider, Random Wavy Surfaces, Perfect Contact Sliding, Wear Durability, Magnetic Recording

1. 緒 論

磁気ディスク装置の面記録密度は年率2倍で増加しつつあり、現在10 Gbit/in²の面記録密度が20 nmのヘッド・ディスク間すきまをもつ浮上形スライダにより実現されている。そして3年後の目標である100 Gbit/in²を実現するには、すきま5~6 nm以下にすることが必要とされている⁽¹⁾。このような微小すきま領域ではヘッド・ディスク間の間欠的接触は不可避と予想され、このため微小な接触力でディスク面に追従し、かつ摩耗耐久性を有するコンタクトスライダの実現が望まれている。すでに接触パッドを後端にもつ浮上混成形のトライパッドスライダ⁽²⁾が開発され、また三つの接触パッドをもつ完全接触スライダ⁽³⁾が試作されているが、ディスク面への追従性と摩耗耐久性の両立、スライダの摩擦振動などが十分解決されていない。

著者らは米国のセンスタ社から1991年にコンタク

トスライダの開発研究⁽⁴⁾が報告されてまもなく、コンタクトスライダの力学モデルに基づく解析的研究をいち早く開始し、一自由度スライダモデルの調和うねりおよびランダムうねりディスク面に対するスライダの追従条件を数値シミュレーションおよび解析的に明らかにしてきた^{(5)~(8)}。また実験的にも微小な弾性ビームで支持された球面模擬スライダの追従特性を明らかにした⁽⁹⁾。さらに浮上混成トライパッド形コンタクトスライダの二自由度モデルと調和うねり表面モデルに対するシミュレーション解析を行い、追従性と摩耗耐久性を満たすスライダ設計指針を明らかにするとともに、接触部のスライダの追従特性は一自由度モデルで近似できることを示した⁽¹⁰⁾。近年土山および渡辺らによって2自由度以上のコンタクトスライダの追従性に関するシミュレーション結果が報告されている⁽¹¹⁾⁽¹²⁾。しかし接触追従条件は必ずしも明確ではなく、また摩耗耐久性条件は示されていない。

コンタクトスライダは、将来の磁気ディスク記憶装置ばかりでなく、高密度プローブメモリー一般にとっても必須な技術である。また高速走査条件下の追従性と摩耗耐久性が両立する接触スライダの設計条件の解明はトライボロジー一般にとって重要な課題でもある。

* 原稿受付 2000年1月21日。

^{*1} 准員, 東京工業大学大学院(〒152-8552 東京都目黒区大岡山2-12-1), 日本学術振興会特別研究員。

^{*2} 正員, 東京工業大学工学部。

^{*3} 正員, (株)カレック(〒153-0042 東京都目黒区青葉台1-29-6-1203)。

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

そこで本論文では、これまでの一自由度モデルに対する解析的・実験的研究を体系化するとともに、実際のランダムうねりディスク表面に対する一自由度コンタクトスライダの完全接触追従性と摩耗耐久性の両者を満たす統計的な設計条件を明らかにしたので以下に報告する。本論文は、磁気ディスク用コンタクトスライダだけでなく、プローブ形スライダ一般の追従性と耐久性を満たす基本的な設計指針を与えるものである。

2章では、解析モデルおよび基礎式を示す。3章では、スライダの追従性能を支配する要因を理解し、かつランダムうねりディスク表面に対する追従性解析の基礎として、調和うねりディスク表面モデルにおける完全接触追従条件を導き、その妥当性を数値シミュレーションにより検証する。4章では、ランダムうねり表面における完全接触追従条件を求め、その妥当性を数値シミュレーションおよび実験により検証する。5章では、摩耗耐久性も考慮にいれ、完全接触追従性と摩耗耐久性を満足するコンタクトスライダの設計指針を示す。最後に、6章で結論を述べる。

2. 解析モデルおよび基礎式

図1にコンタクトスライダの一自由度解析モデルを示す。図1(a)が調和うねりディスク表面に対する解析モデルであり、図1(b)がランダムうねりディスク表面に対する解析モデルである。コンタクトスライダ機構を、質量 m をこわさ k のばね、減衰係数 c のダッシュポットで支持する一自由度系にモデル化する。スライダの接触面形状を面積 S の正方形とし、初期のマイルド摩耗の結果一様面圧で接触すると仮定すると、荷重 F と押し込み量 δ との関係は線形となり、その比は半無限弾性体のグリーン関数積分から $F/\delta = 1.790E^*\sqrt{S}$ で与えられる⁽¹³⁾。よって接触剛性 k_c と接触パッド面積 S の関係は次式で近似的に与えられると考えられる。

Fig.1 Analytical model of a contact slider and a disk surface

$$k_c = 1.790E^*\sqrt{S} \left(\frac{1}{E^*} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで E_1, E_2, ν_1, ν_2 はそれぞれスライダ・ディスク面のヤング率・ポアソン比である。また接触部のエネルギー損失を接触減衰係数 c_c で表す。

このとき、スライダ荷重 F が作用するスライダの運動方程式は次式で表される⁽⁵⁾。

$$\begin{aligned} &\bullet \text{非接触時 } (z > z_d) \\ &m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = -F \quad \dots\dots\dots (2) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &\bullet \text{接触時 } (z \leq z_d) \\ &m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = -F + c_c(\dot{z}_d - \dot{z}) + k_c(z_d - z) \quad \dots\dots\dots (3) \end{aligned}$$

ここで z_d はスライダ接触点のディスク表面変位である。以下の数値シミュレーションおよび理論解析で用いた系のパラメータの標準値を表1に示す。

3. 調和うねりディスク表面モデルにおける解析

ランダムうねりディスク表面モデルにおける完全接触追従条件の支配要因を理解するために、まず図1(a)に示すような単一の周波数成分のみからなる調和うねりディスク表面モデルに対する完全接触追従条件を述べる。ここでの完全接触追従条件とは、全周波数領域にわたって常にスライダがディスク面から離れることなく接触追従している条件を指す。調和うねりディスク表面では、ディスク面変位 z_d はうねり振幅 A 、うねり周波数 f_d を用いて、次式で表現される。

$$z_d = A \sin(2\pi f_d t) \quad \dots\dots\dots (4)$$

図1に示すスライダモデルは非接触時・接触時で剛性・減衰が大きく異なる非線形系であるが、スライダがディスク面に常に接触していると仮定すると系は式(3)のみで表される線形系となり、ディスク面のうねりによって励振されるスライダの応答振幅は容易に解析式で求めることができ、スライダのディスク面に対する変位 h は次式となる。

$$h = z - z_d = H_s(f_d)A \sin(2\pi f_d t - \phi) - \delta \quad \dots (5)$$

ここで $H_s(f_d)$ は周波数応答関数であり、スライダ支

Table 1 Standard parameter values used in numerical simulations

Slider load	F : 0.5 mN
Slider mass	m : 0.5 mg
Suspension stiffness	k : 4.9 N/m
Suspension damping ratio	ζ : 0.002
Contact stiffness	k_c : 1.5×10^5 N/m
Contact damping ratio	ζ_c : 0.1

持機構の剛性 k と減衰 c は k_c, c_c に比べて著しく小さいことを考慮すると $H_s(f_d)$ は次式で表される。

$$H_s(f_d) = \frac{\left(\frac{f_d}{f_r}\right)^2}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{f_d}{f_r}\right)^2\right)^2 + \left(2\zeta_c \frac{f_d}{f_r}\right)^2}} \dots\dots\dots (6)$$

ここで f_r は接触共振周波数で $f_r = (1/2\pi)\sqrt{k_c/m}$ である。

スライダが跳躍する周波数領域を求めるには $h > 0$ を解けばよい。これを解くと、うねり振幅 A と静的押し込み量 $\delta (= F/k_c)$ との間に $A > \delta$ の関係がある場合、式(5)の $h=0$ を満たす $f_d (> 0)$ の解は一つのみ ($f_d = f_c$) 存在し、スライダは臨界周波数 f_c 以上のうねり周波数領域で必ず跳躍するという結果が得られる。また $A \gg \delta$ の場合には、この臨界周波数 f_c はディスク面のうねりの幾何学的な下向きの最大加速度が荷重によるスライダの下向きの加速度を上回る極限臨界周波数 $f_{cl} (= (1/2\pi)\sqrt{F/mA})$ に一致する。さらに $A > \delta$ と $f_r > f_{cl}$ は同値である。一方、 $A < \delta (f_r < f_{cl})$ の場合には、式(5)の $h=0$ を満たす $f_d (> 0)$ の解は二つ ($f_d = f_c, f'_c$) 存在し、スライダは非線形共振現象を呈し、接触共振周波数近傍の $f_c < f_d < f'_c$ の領域のみで跳躍する。これからスライダが跳躍振動するうねり周波数を狭帯域化するには、 $A < \delta$ すなわちスライダの静的押し込み量を少なくともうねり振幅より大きくすることが必要である。これは $f_r < f_{cl}$ すなわち $\sqrt{k_c/m} < \sqrt{F/mA}$ と同値であり、よって接触剛性を小さくして f_r を小さく、 $\delta (= F/k_c)$ を大きくすることが重要である。さらに $h < 0$ が接触共振周波数近傍でも成り立つ完全接触追従条件は、式(5)、(6)から

$$\frac{A}{2\zeta_c} < \delta \dots\dots\dots (7)$$

となる⁽¹³⁾。この式から完全接触追従のためには接触時の減衰を高めることも重要である。

表1に示す設計パラメータを用いると、静的押し込み量 $\delta = F/k_c = 3.3 \text{ nm}$ となり、 $\zeta_c = 0.1$ のとき式(7)より、完全接触追従に必要なディスク面うねり振幅は 0.66 nm 以下となる。

式(7)の完全接触追従条件が外乱により跳躍を含む非線形系に対して有効であることを示すため数値シミュレーションを行った。調和うねりディスク表面モデルを用いた数値シミュレーションではあらかじめ式(2)、(3)の厳密解を求めておき、非接触・接触の状態に応じて変位・速度の連続条件を満たすように切替えながらスライダの応答を計算した⁽⁵⁾。最悪外乱として初期高さ 10 nm 、初速度零でスライダを落下させ十

分時間が経過した ($10 \sim 12 \text{ ms}$) 後のスライダとディスク面のすきまの最大値 $h_{\max}$ に注目した。うねり振幅 $A = 0.6, 0.7, 0.9 \text{ nm}$ に対して、ディスクうねり周波数 f_d を $1 \sim 120 \text{ kHz}$ まで変化させたときの準定常時のすきまの最大値 $h_{\max}$ を図2に示す。図2中▽印は接触共振周波数 $f_r (= 87.1 \text{ kHz})$ を表し、破線は $h_{\max} = 0 \text{ nm}$ を表している。 $h_{\max}$ が負であることはスライダがディスク面にめりこんだまま振動し、ディスク面から離れないことを意味する。図2より、 $A = 0.6 \text{ nm}$ のときは完全接触追従し、 $A = 0.7 \text{ nm}$ 以上では共振周波数近傍で跳躍している。また $A = 0.9 \text{ nm}$ 以上では Soft spring 非線形系に特徴的なジャンプ現象がみられる。したがって調和うねり表面における完全接触追従条件は 10 nm 程度の初期外乱を含む非線形系のコンタクトスライダの完全接触追従条件とほぼ一致することが確認されたといえる。

一定の振幅 A を有する調和うねりに対する以上の結果から、多くの周波数成分を有するランダムディスク表面に対してスライダを完全接触追従させるためには接触剛性を小さくしてすべての周波数成分に対して $A < \delta$ ないし $f_r < f_{cl}$ が成り立つようにし、かつすべてのうねり成分による応答振幅に対して式(7)が成り立つようにすればよいことが予想される。4・3節ではランダムうねり表面に対する完全追従条件式を導く。

4. ランダムうねりディスク 表面モデルにおける解析

4・1 ランダムうねり表面の生成法 ランダムうねりディスク表面モデルにおける完全接触追従条件を求めるために、まず修正中点変位法⁽⁶⁾およびフーリエフィルタリング法を用いてランダムうねりディスク表面変位を生成した。修正中点変位法はディスク面パラメータとして標準偏差 σ および平滑パラメータ p を用い、時間領域でガウス分布に従う変位を発生させてディスク面を生成する手法である⁽⁶⁾⁽¹⁴⁾。一方、フーリエフィルタリング法はディスク面パラメータとして標

Fig. 2 The maximum spacing between the slider and the original disk surface in quasi-steady state versus waviness frequency

準偏差 σ および振幅スペクトルの roll-off 特性 β を用い、周波数領域において振幅成分の期待値が周波数の β 乗に逆比例するようにディスク面の周波数特性を与え、各成分の位相はランダム分布するとしてそれを逆フーリエ変換することによって時間領域のディスク面波形を得る方法である⁽¹⁴⁾。修正中点変位法における p はフーリエフィルタリング法における β と同様にディスク面の roll-off 特性を表す指標であり、次の関係がある。

$$\beta = \frac{p+1}{2} \dots\dots\dots (8)$$

ランダムうねりディスク表面モデルを用いた数値シミュレーションではディスク面が多数の周波数成分を含んでいるため、厳密解を求めることが困難である。そこで Runge-Kutta-Gill 法を用いて 10^{-9} S の時間刻みでスライダの応答を計算した⁽⁶⁾。

4・2 数値シミュレーションと実験との比較 まず、解析モデルおよび解析手法の妥当性を検証するために、小野、丸山が行った球面コンタクトスライダの実ディスク面との接触振動に関する実験⁽⁹⁾ を模擬した数値シミュレーションを行った。実験における物理パラメータを表 2 に示す。実験装置の詳細は既報⁽⁹⁾

Table 2 Physical parameters in the experiment

Slider material	glass
Slider Young modulus	E_1 : 70.4 GPa
Slider Poisson's ratio	ν_1 : 0.244
Slider radius	r : 0.75 mm
Slider mass	m : 4.77 mg
Slider load	F : 0.5, 2.5 mN
Suspension beam stiffness	k : 3.22 N/m
Suspension beam damping ratio	ζ : 0.0725
Disk material	Aluminum
Disk Young modulus	E_2 : 71.0 GPa
Disk Poisson's ratio	ν_2 : 0.3
Disk rotating speed	3600 rpm
Measurement point radius	25 mm

Fig. 3 Disk surface displacement and its numerical model of a 95 mm diameter disk rotating at 3 600 rpm

を参照されたい。

実験では球面模擬スライダを用いたため、実験を模擬した数値シミュレーションでは接触ばねをヘルツの接触理論に基づく非線形ばねとした。実験においてレーザードップラー振動計(LDV)を用いて測定した実ディスク面波形、その周波数特性および数値シミュレーションにおいてフーリエフィルタリング法により模擬したディスク面の周波数特性を図 3 に示す。スペクトル分解能は 122 Hz (=1/8.192 ms) とし、接触共振周波数が 50 kHz 以下なので 122 Hz~100 kHz の周波数成分を考慮した。模擬したディスク面周波数特性において 53 kHz 付近に落ち込みがあること以外はほぼディスク面を表現しているといえる。LDV によるスライダ振動の測定結果と、図 3 のディスク面のモデルと表 2 の物理パラメータを用いた球面スライダのシミュレーション結果の比較を図 4 に示す。図 4(a) はスライダ荷重 $F=0.5$ mN の場合、図 4(b) は $F=2.5$ mN の場合で、それぞれの図において上から順に実験によるスライダ振動の周波数特性、シミュレーションによるスライダ振動の周波数特性およびシミュレ

(a) Slider load = 0.5 mN

(b) Slider load = 2.5 mN

Fig. 4 Comparison of the experimental and numerically simulated slider vibrations

ーションによるスライダ振動・ディスク面の時間波形である。

図4の周波数スペクトル図から、(b)の $F=2.5$ mN と荷重が大きい場合における共振周波数がほぼ一致し、さらに(a)の $F=0.5$ mN と荷重が小さい場合には共振周波数が同じように低下しており、接触剛性について実験とシミュレーションがよく一致している。図4(a)、(b)のスライダ時刻歴応答のシミュレーション結果の拡大図からわかるように、(b)の $F=2.5$ mN の場合にはスライダはディスク面にほぼ完全接触追従しているのに対し、(a)の $F=0.5$ mN の場合にはスライダが跳躍振動している。共振周波数が下がるおもな原因は、接触ばねの非線形効果よりも、この跳躍振動のためである⁽⁶⁾。図4(a)において、実験結果のほうがシミュレーション結果よりも共振周波数の低下がやや大きい原因は実験では支持ビームの高次振動モードの影響で跳躍しやすくなっているためと考えられる。本節のシミュレーションでは実験で用いた球面スライダに対応させるため接触剛性にヘルツの球面接触の式を用いたが、一様面圧を仮定した平面接触に対する接触剛性の式(1)は両者の理論に共通な半無限弾性体のグリーン関数から導いた式なので、本研究における一様面圧接触面モデルに対する数値シミュレーション結果は妥当であるといえる。

4.3 ランダムディスク表面における完全接触追従条件 スライダがディスク面に接触した状態で振動している場合、その運動方程式は式(3)のみとなり系は線形系となる。この場合、ランダムディスク表面におけるスライダのディスク面に対する相対振動(すきま変動) $h(t)$ は正弦波入力に対する応答の重ね合わせで次式のように表すことができる。

$$h(t) = \sum_{k=1}^{\infty} [H_s(f_k) A(f_k) \sin(2\pi f_k t + \phi_k)] - \delta \quad \dots\dots\dots (9)$$

ここで $H_s(f_k)$ は式(6)で与えられる。 $A(f_k)$ は周波数 f_k 成分のうねり振幅、 ϕ_k はその位相差である。したがって、スライダ応答の rms 値すなわち標準偏差 σ_s は

$$\sigma_s = \sqrt{\overline{(h-\bar{h})^2}} = \sqrt{\frac{1}{2} \sum_{k=1}^{\infty} [H_s(f_k)^2 \cdot A(f_k)^2]} \quad \dots\dots\dots (10)$$

となる。完全接触追従条件下ではスペーシングのヒストグラムがガウス分布に近いことから、スライダ応答は $\pm 3\sigma_s$ に 99.7%以上収まると考えられる。したがってランダムディスク表面における完全接触追従条件は

$$3\sigma_s < \delta \quad \dots\dots\dots (11)$$

もしくは

$$3k_c\sigma_s < F \quad \dots\dots\dots (12)$$

となる。

4.4 完全接触追従条件の数値シミュレーションによる検証 本節では理論的に求めた完全接触追従条件が微小跳躍を含む非線形系の定常状態における完全接触追従条件を予測できることを、数値シミュレーション結果と比較することにより検証する。

まずここでは追従性に影響するディスク面のうねりの周波数成分は一定の roll-off 特性 β をもつとし、ディスク面の標準偏差 σ を測る際の基準長さを 1 波長とする周期に対応する周波数を基準周波数 f_0 とし、ディスク面のうねりの周波数特性を

$$A(f_k) = \{A(f_0)\} \left(\frac{f_0}{f_k}\right)^{\beta} \quad \dots\dots\dots (13)$$

と表すと、パセバルの公式から $\sigma = \sqrt{\sum \{A(f_k)\}^2 / 2}$ 。よって逆に $A(f_k)$ は σ および β を用いて表すことができ、式(10)、(11)より完全接触追従に必要なディスク面標準偏差 σ を求めると以下ようになる。

$$\sigma < \frac{\delta}{3} \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^{\infty} \left(\frac{f_0}{f_k}\right)^{2\beta}}{\sum_{k=1}^{\infty} \left[H_s(f_k)^2 \left(\frac{f_0}{f_k}\right)^{2\beta} \right]}} \quad \dots\dots\dots (14)$$

そして、接触剛性は $k_c = 1.5 \times 10^6$ N/m、そのほかのパラメータは表1に示す値を用いて、 $\beta = 1.0 \sim 1.75$ ($p = 1.0 \sim 2.5$) の範囲で、完全接触追従する限界のディスク面標準偏差を式(14)で与えられる理論値とシミュレーション結果で比較した。

数値シミュレーションにおいては、1 周期 2.048 ms で 488 Hz ($= 1/2.048$ ms) $\sim$ 1 MHz の周波数成分を含んだディスク表面を生成した。これをディスク周速 15 m/s として周波数成分を波長成分に換算すると、30.72 mm $\sim$ 15 μ m となり追従性に影響する接触パッド長さ以上の波長成分を含んでいる。これ以下の波長成分は接触パッドによって平滑化され、かつスライダの接触共振周波数よりも数倍以上高い周波数となるため、後述するように無視できる。一方、追従性に影響する周波数成分の最小値は後に述べるように、 $1 < \beta < 2$ のとき接触共振周波数 f_r の 1/2 以下まで考慮すればよい。よってランダム表面うねりの標準偏差 σ を評価する基準長さは 15.625 kHz に相当する 0.96 mm とした。なお、中点変位法により生成したディスク表面は 488 Hz $\sim$ 31.25 kHz の領域の周波数成分の振幅は一定となっている⁽⁶⁾。そして初期高さ 10 nm、初速度零でスライダを落下させ十分時間が経過した後の 10.24 $\sim$ 12.288 ms の間のスライダのすきま変動に

注目した。

式(14)を用いて完全接触追従する限界のディスク面標準偏差を求める際には、数値シミュレーションとの整合性を保つため、基準周波数 f_0 は 15.625 kHz とした。また、重ね合せの周波数分解能も表面を生成する際の分解能と等しい 488 Hz とした。そして 15.625 kHz から約 1 MHz までの周波数成分を重ね合せた。

理論値とシミュレーション結果との比較の結果を図 5 に示す。横軸にはディスク面標準偏差 σ 、縦軸にはすきまの最大値 $h_{\max}$ を示している。 $h_{\max}$ が負であることはスライダがディスク面に完全接触追従していることを意味する。図 5 中、△印で示した値は左から順に $\beta=1.0(p=1.0)$, $\beta=1.25(p=1.5)$, $\beta=1.5(p=2.0)$, $\beta=1.75(p=2.5)$ における完全接触追従する限界のディスク面標準偏差 σ の理論値である。そしてフーリエフィルタリング法により生成したディスク面におけるシミュレーション結果を実線で、中点変位法により生成したディスク面におけるシミュレーション結果を破線で示す。各シミュレーション結果が $h_{\max}=0$ と交差する点と理論値がよく一致していることから、理論的に導いた完全接触追従条件は 10 nm 以下の初期外乱を含む非線形系の完全接触追従条件として使用できることが確認された。

4.5 完全接触追従条件の実験による検証 4.3

節での理論解析結果の妥当性を実験的にも検証するために、上述の単板実ディスク実験装置⁽⁹⁾を用いて、スライダ荷重を変化させて完全接触追従する限界のスライダ荷重(以下、限界荷重と呼ぶ)を理論解析結果と比較検討した。本実験では球面コンタクトスライダおよびディスクは新たに用意した。したがって、スライダ・ディスクの諸元は球面スライダ半径 $r=0.5$ mm, スライダ質量 $m=2.06$ mg, 支持ばね剛性 $k=8.54$ N/m および減衰比 $\zeta=0.1072$ であるほかは表 2 に示す値と同じである。

LDV で測定したディスク面の周波数特性を図 6 に

Fig. 5 Comparison between theoretical values and numerical results of perfect contact sliding condition

示す。スライダ振動の標準偏差 σ_s を理論的に求める際には、この周波数特性を図 6 中に示す折れ線で近似した。なおそのときの周波数分解能は測定器と同じ 125 Hz [=1/(8 ms)] としてある。図 6 中 a の折れ線はほぼ平均を通り、 b の折れ線は a よりも少し大きい値をとっている。図 7 に、式(10)を用いて理論的に計算した $3\sigma_s$ およびヘルツの接触理論を用いて計算した静的押し込み量 δ をスライダ荷重の関数として示す。 σ_s は静的釣合い点までの等価的な接触剛性を用いて計算した。図 7 より完全接触追従条件の式(11)を満たすための限界荷重は 1.12 (近似 a の場合) ~ 1.4 (近似 b の場合) mN 程度だと予測できる。

一方、実験ではスライダ・ディスク面のすきまを直接測定することができないため、荷重を変えてスライダの絶対振動を LDV で測定し、その周波数特性を比較した。実験結果を図 8 および 9 に示す。図 8 はスライダ振動の周波数特性を示しており、(a) がスライダ荷重 $F=0.427$ mN の場合で、以降 (f) の $F=1.708$ mN の場合にむけて順に荷重が大きくなっている。荷重が小さい場合は蹴躍振動のためスライダ振動の周波数特性のピークが▽印で示した接触共振周波数の計算値よりも低周波数側にシフトしているが、荷重が大きくなるにつれピークと接触共振周波数が一致してきている。図 9 にそのようすを示す。横軸にスライダ荷重をとり、接触共振周波数の計算値を実線で、図 8 に示したスライダ振動の周波数特性のピーク周波数を○印で示す。図 9 より $F=1.5$ mN を境にそれ以上の領

Fig. 6 Frequency characteristics of disk surface

Fig. 7 The calculated penetrating depth δ and standard deviation of slider vibration σ_s versus slider load F for the tested spherical contact slider

Fig. 8 Change of frequency spectra of slider vibrations due to slider load

Fig. 9 Theoretically calculated contact resonance frequency and the peak frequency of slider vibrations in the experiment

域では接触共振周波数とピーク周波数の差が一定となるので、 $F=1.5$ mN でスライダはほぼ完全接触追従したと考えることができる。完全接触時の接触共振周波数が実験値より大きいのは接触面の粗さのコンプライアンスを無視しているためと考えられる。この実験的に求めた限界荷重 1.5 mN は前述の理論的に求めた限界荷重 1.12~1.4 mN よりやや大きい。スライダの支持ビームの弾性振動がスライダの跳躍を生じさせる方向に影響していることを考慮すると、式(11)の完全接触追従条件の妥当性は実験的にも確認されたといえる。

4・6 完全接触追従条件に及ぼす帯域幅の影響

本節では完全接触追従条件 [式(14)] を計算する際に考慮すべきディスクうねり成分の周波数領域を明らかにする。

帯域幅の影響を調べるための理論計算では、スライダ質量 $m=0.5$ mg、接触剛性 $k_c=1.5 \times 10^6$ N/m、接触減衰比 $\zeta_c=0.1$ およびディスク面の roll-off 特性 $\beta=1.5$ とした。このときスライダ質量と接触剛性から決まる接触共振周波数 f_r は 276 kHz となる。この接触共振周波数を中心として、計算に用いる周波数領域の上限値をパラメータとして、下限値と式(10)から理論的に求めたスライダ応答の標準偏差との関係を図

Fig. 10 Effect of bandwidth on the standard deviation of slider response when $\beta=1.5$

10 に示す。なお、この解析では基準周波数 f_0 を 100 Hz、その成分の振幅を $A(f_0)=1$ μm とし、その整数倍の周波数成分を重ね合せた。スライダの応答を求める際、最も広い周波数領域すなわち、この図においては下限値 100 Hz、上限値 1 MHz とした解析結果が最も真実に近いといえる。図 10 より最も広い下限値 100 Hz、上限値 1 MHz としたときのスライダ応答の標準偏差の値は 0.9834 nm で、この値に対し下限値 150 kHz、上限値 500 kHz の標準偏差の値は約 97.4% (0.9575 nm) となる。したがって roll-off 特性が $\beta=1.5$ と一定のときは、おおよそ接触共振周波数の 1/2 の周波数から接触共振周波数の 2 倍の周波数まで重ね合せれば誤差 3% 以下の精度でスライダ応答の標準偏差が予測できると考えられる。

5. コンタクトスライダの設計指針

本章では、完全接触追従性および摩耗耐久性の両方を満足する設計条件について考察し、コンタクトスライダ・ディスク面の設計例を示す。

まず、スライダ・ディスクの摩耗が問題にならないパッド面圧を許容接触面圧 P_a として、許容接触力 F_a を見かけ上の接触パッド面積 S と P_a との積

$$F_a = P_a S \quad \dots\dots\dots (15)$$

で表す。このとき摩耗耐久性条件は最大接触力 $F_{\max}$ が F_a より小さくなる条件、すなわち $F_{\max} < F_a$ で与えられる。

一方、ランダム表面でのスライダ振動における最大接触力 $F_{\max}$ は、調和うねり表面の場合と同じくスライダがディスク面に最も押し込まれたときに生じることを数値シミュレーションにより確認している。したがって $F_{\max} = k_c(\delta + 3\sigma_s)$ となり、また $F = k_c\delta$ であるから、完全接触追従条件を満たす範囲内での摩耗耐久性条件は

$$F < F_a - 3k_c\sigma_s \quad \dots\dots\dots (16)$$

となる。したがって、完全接触追従性と摩耗耐久性の両方を満足するスライダ荷重 F の設計条件は、式

(12), (16) を合せて, 次式となる.

$$3k_c\sigma_s < F < F_a - 3k_c\sigma_s \quad (17)$$

今, スライダ荷重 $F = F_n \pm \Delta F$ が公称値 F_n から 50%変動 ($\Delta F = 0.5F_n$) しても式(17)を満足させるとすれば, $F_n - \Delta F = 0.5F_n > 3k_c\sigma_s$, $F_n + \Delta F = 1.5F_n < F_a - 3k_c\sigma_s$ の関係が必要だから, 各設計パラメータは次式を満足する必要がある.

$$F_n = \frac{F_a}{2} \quad (18)$$

$$3k_c\sigma_s < \frac{F_a}{4} \quad (19)$$

スライダ・ディスク面の設計に際しては, まずスライダ荷重の公称値 F_n または接触パッド面積 S を与えると, 式(1), (15), (18)から完全接触追従性と摩耗耐久性を満足するような F_n, S の残りの一方および F_a, k_c が決まる. 次にその F_a, k_c から両者を満足するディスク面の σ および β を式(19)より求めればよい.

完全接触追従条件と摩耗耐久性条件の両方を満たすスライダ・ディスク面設計の一例を示す. スライダ材質は $\text{Al}_2\text{O}_3\text{TiC}$ (ヤング率 $E_1 = 385 \text{ GPa}$, ポアソン比 $\nu_1 = 0.3$), ディスクの材質は Glass ($E_2 = 74 \text{ GPa}$, $\nu_2 = 0.21$) とする. 許容接触面圧 P_a は与えられたスライダ・ディスクインタフェース条件下での実験データから決定されるべきであるが, ここでは塑性変形が生じないという意味で, 一次近似的にスライダ・ディスク材質のうち弱い方のビッカース硬さ H と真実接触面積 S_r の割合 S_r/S との積 $P_a = HS_r/S$ で表す. このときディスク材の H を 4 GPa , $S_r/S = 0.01$ (粗さの状態によっては $S_r/S = 0.07$ になっても弾性変形内とい

う計算結果も報告されている⁽¹⁵⁾)と仮定すると $P_a = 40 \text{ MPa}$ となる. スライダ質量 $m = 0.5 \text{ mg}$, 接触減衰比 $\zeta_c = 0.1$ とし, パッド面積 $S = 250 \mu\text{m}^2$ (スライダ荷重の公称値 $F_n = 5.0 \text{ mN}$) において, 式(19)より両者を満足するディスク面うねりパラメータの設計範囲を図 11(a)に実線(Case 1)で示す. 実線より左側の領域がディスク面の設計領域である. 許容接触面圧 P_a が $1/10$ の 4 MPa である場合, 摩耗耐久性を満足するためにはパッド面積 S を 10 倍にするか, スライダ荷重 F_n を $1/10$ にする必要がある. そのときの追従性を満たすディスク面設計領域を図 11(a)にそれぞれ Case 2, Case 3 で示す. これから P_a が小さい場合には F_n を下げるより S を大きくした方がディスク表面うねりに対する要求条件を実現しやすいことがわかる. この理由は, Case 2 のようにパッド面積 S を大きくする場合には, スライダ押し込み量 $\delta (= F/k_c)$ は式(1)より $\sqrt{S}$ にしか逆比例して小さくならないが, Case 3 のようにスライダ荷重 F を小さくする場合には δ は F に比例して小さくなるからである.

図 11(b)は $\beta = 1.5$ のとき, ディスク面標準偏差に対する式(17)で表されるスライダ荷重の許容範囲である. 図 11(b)中の a~c は図 11(a)中の a~c の○印の状態におけるスライダ荷重の接触追従性と摩耗耐久性を満たす許容値を示している. 図 11 から, $P_a = 40 \text{ MPa}$ であれば $\beta = 1.5$, 標準偏差 $\sigma = 2.3 \text{ nm}$ 程度の超平滑ディスクを用いることで追従性と耐久性を満足できる. しかし $P_a = 4 \text{ MPa}$ の場合には, パッド面積を 10 倍にする場合でも $\sigma = 1.3 \text{ nm}$ 以下が必要で, パッド面積を変えずにスライダ荷重を $1/10$ にする場合では $\sigma = 0.23 \text{ nm}$ 以下が必要となる.

以上より, もし許容面圧が 4 MPa のスライダ・ディスクインタフェースが可能ならば, スライダ荷重を 5 mN , 接触パッド面積を $2500 \mu\text{m}^2$, かつパッド内は微小粗さ等によりステイクションの発生を抑圧して, パッド内の接触圧力を一様に許容面圧以内に維持できれば, うねりの標準偏差が 1 nm 程度のディスク表面を用いることによりコンタクトスライダが実現できる可能性がある. しかし現状の HDI 技術では 5 年間でヘッドの摩耗が数 nm 以下となる許容面圧は少なくとも 4 MPa より 3 けたは小さいようである. この場合, もし高分子材ディスク等を用いて同一の接触パッド面積での接触剛性 k_c を 3 けた低減できれば, 追従性を保ちつつ接触面圧を 3 けた下げることができる.

Fig. 11 Design conditions for perfect contact sliding and wear durability ($m = 0.5 \text{ mg}$, $\zeta_c = 0.1$, $\Delta F = 0.5F$)

6. 結 論

本研究で得られたおもな結論を以下に記す。

(1) 調和うねりディスク表面における一自由度コンタクトスライダの完全接触追従条件式を求め、その物理的根拠を明らかにするとともに、数値シミュレーションにより条件式の有効性を確認した。

(2) 球面スライダの実ディスク上への摺動実験を模擬したランダムディスク表面に対する数値シミュレーションを行い、解析モデルと解析手法の妥当性を示した。

(3) ランダムうねりディスク表面に対する一自由度コンタクトスライダの完全接触追従条件解析式を導出し、その妥当性を数値シミュレーションおよび実験により示した。

(4) 一様接触面圧条件下において、完全接触追従性と摩耗耐久性の両方を満足するスライダ・ディスク面設計条件を導き、現状の実用磁気ディスク装置($\text{Al}_2\text{O}_3\cdot\text{TiC}$ スライダ, ガラスディスク)の諸元を用いて設計例を示すことにより、コンタクトスライダ実現のための設計指針を初めて明らかにした。

最後に、本研究は情報ストレージ研究推進機構(SRC)および文部省科学研究費(基盤研究(A), 特別

研究員奨励費)の助成を受けたことを付記し、謝意を表する。

文 献

- (1) Menon, A. K., *Proc. Symp. Interface Tech. Towards 100 Gbit/in²*, TRIB-Vol. 9 (1999), 1-9.
- (2) Hsia, Y. T. and Donovan, M. J., *Tribology of Contact/Near-Contact Recording for Ultra High Density Magnetic Storage.*, TRIB-Vol. 6 (1996), 17-23.
- (3) Yanagisawa, M., Sato, A. and Ajiki, K., *IEICE Trans. on Electronics*, Vol. E 81-C-3 (1998), 343-348.
- (4) Hamilton, H., Anderson, R. and Goodson, K., *IEEE Trans. Magnetics*, MAG-27 (1991), 4921-4926.
- (5) 小野京右・山浦弘・溝越貴章, 機論, **60**-576, C (1994), 2574-2581.
- (6) 小野京右・高橋幹, 機論, **63**-612, C (1997), 2635-2642.
- (7) 小野京右・飯田浩平・高橋幹, 機論, **63**-614, C (1997), 3352-3360.
- (8) 飯田浩平・小野京右, 機論, **64**-624, C (1998), 2894-2902.
- (9) 小野京右・丸山英紀, 機論, **62**-604, C (1996), 4676-4683.
- (10) 高橋幹・小野京右, 機論, **65**-633, C (1999), 1778-1786.
- (11) Tsuchiyama, R., *Advances in Information Storage Systems*, Vol. 9, (1998), 203-214.
- (12) 渡辺宗太・加藤孝久, 日本トライボロジー学会トライボロジー会議予稿集, (1998), 360-362.
- (13) 飯田浩平・小野京右, IIP '98 情報・知能・精密機器部門講演会講演論文集, (1998), 86-89.
- (14) Peitgen, H. O. and Saupe, D., *The Science of Fractal Images*, (1988), 21-70, Springer-Verlag.
- (15) Yu, M. M.-H. and Bhushan, B., *Wear*, Vol. 200 (1996), 265-280.