1 自由度コンタクトスライダモデルの 接触跳躍振動と完全接触追従条件の解析*

小野 京 右^{*1}, 高橋 幹^{*2}, 山浦 弘^{*1}

Analysis of Bouncing Vibration and Complete Contact Condition of a Single-Degree-of-Freedom Contact Slider Model for Contact Recording

Kyosuke ONO, Kan TAKAHASHI and Hiroshi YAMAURA

We presents an extended theoretical study on the bouncing vibration of a single-degree-of-freedom contact slider model and the complete contact condition for high density contact magnetic recording. The relationship between bounce height and waviness frequency and the role of the top contact point necessary for stable bouncing vibration are discussed. Since the dynamic contact force increases up to ten times the static head load even when the bounce height is only one nanometer, complete contact sliding without separation is indispensable for reliable contact recording. The complete tracking conditions onto the disk surface under ten nanometer bounce height disturbances are calculated for various design parameter values, including the phase of the waviness. It is also shown that a collision model can predict almost the same complete tracking boundaries as the elastic contact model.

Key Words: Nonlinear Vibration, Bouncing Vibration, Contact Slider, Tracking Characteristics, Dynamic Contact Force, Magnetic Recording

1. 緒 言

磁気ディスク装置の記録密度向上のためにはヘッドとディスクの隙間をできる限り小さくする必要があり、その究極的な方法としてヘッドを連続的にディスクに滑り接触させるコンタクトスライダがある⁽¹⁾⁽²⁾。コンタクトスライダには空気膜潤滑形と無空気膜潤滑形があり、すでに前者は実用段階に入りつつある。コンタクトスライダの最大の問題点は摩耗信頼性であるが、高速摺動時のスライダはナノメートルオーダーで複雑な動的挙動を呈し、跳躍振動や自励振動する場合もあることが知られている。また摩耗信頼性も高速摺動時のスライダの接触ダイナミクスに強く影響されていることが予想される。このような問題意識から筆者らはすでに、スライダおよびその支持機構を1自由度振動系に、ディスクの表面形状を単一周波数成分を持った調和波形のうねりにモデル化してその跳躍振動の解析を行い、各種の設計パラメータが跳躍振動に及ぼす影響および10nm以下でディスク面に追従するスライダとディスク面形状パラメータの条件を明らかにした⁽³⁾。

本研究では前報において十分解明されなかった定常跳躍振動の普遍的な特徴を明らかにすると共に、前報で唯一調べていなかった調和うねりの初期位相角の影響を検討した。また、跳躍振動時の動的接触力の解析を行い、耐摩耗性の観点から、スライダは完全接触追従する必要があることを示し、完全接触追従するスライダ諸元およびディスク表面形状に関する条件を明確にした。さらにスライダの複雑な跳躍振動現象をより簡潔に解析できる衝突モデルによる解析も行い、その有効性を明らかにしたので以下に報告する。

2. 解析モデルと基礎式

図1にスライダの前報で用いた1自由度解析モデル(弾性接触モデルと呼ぶ)と本研究で比較検討する衝突モデルならびに解析で用いる設計パラメータの標準値を示す。添字の s は標準パラメータであることを示す。両モデルともスライダを1自由度振動系にモデル化し、スライダの支持機構のばねこわさを k 、減衰係数を c で表している。また、ディスク表面の形状を式(1)に示す単一周波数成分を持つ調和波形で表現している。

$$z_d = A \sin(2\pi f_d t - \phi) \quad (1)$$

ここで A はうねり振幅、 f_d はうねり振動数、 ϕ はうねり

* 1995年3月30日 第72期通常総会講演会において講演、原稿受付 1995年12月25日。

*¹ 正員、東京工業大学工学部 (〒152 東京都目黒区大岡山2-12-1)。

*² 学生員、東京工業大学大学院。

の初期位相である。弾性接触モデルではディスク表面の弾性変形を等価的ばね定数 k_c で、接触時のエネルギー損失を減衰係数 c_c で表している。式 (2)、(3) にスライダの運動方程式を示す。

・非接触時 ($z > z_d$)

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = -F \quad (2)$$

・接触時 ($z \leq z_d$)

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = -F + c_c(\dot{z}_d - \dot{z}) + k_c(z_d - z) \quad (3)$$

数値シミュレーションでは、解析精度を上げるため、式 (2) および (3) の解析解を接触時および分離時に時間誤差 10^{-16} s 以下で連続条件を満たすように切り替えてスライダ変位を計算している⁽³⁾。

一方衝突モデルでは、式 (2) の解析解の衝突後の初期変位 z_+ および初期速度 $\dot{z}_+$ が 10^{-16} s 以下の時間誤差でそれぞれ式 (4) および (5) を満たすとしている。

$$z_+ = z_d \quad (4)$$

Standard values of parameters

m_s : 0.5mg	F_s : 0.5mN	A_s : 2nm
k_s : 4.9mN/mm	k_{cs} : 15kN/mm	ϕ_s : 0
ζ_s : $\frac{c_s}{2\sqrt{m_s k_s}} = 0.1$	ζ_{cs} : $\frac{c_{cs}}{2\sqrt{m_s k_{cs}}} = 0$	e_s : 1

Fig. 1 Analytical models and standard values of parameter

$$\dot{z}_+ = (1+e)\dot{z}_d - e\dot{z}_- \quad (5)$$

ここで、 $\dot{z}_-$ は接触直前のスライダの上下方向速度で、 e は反発係数である。

スライダが最初ディスク表面上を接触走行しているとすると、スライダがディスク表面から離れる条件は $mA(2\pi f_d)^2 > F$ である。しかしここでは前報と同様に何らかの外乱によりスライダがディスク表面から離れたとき、再びディスク面に漸近的に追従し得るか否かを検討する。最悪の初期外乱として $t=0$ のとき初期高さ 10nm を設定し、そこからスライダを落下させ、定常になる過程および定常になったときのスライダの跳躍高さに注目する。

3. 解析結果

3.1 跳躍振動の特徴

3.1.1 定常跳躍振動の時刻歴応答

まず、標準パラメータにおけるスライダ変位の時刻歴応答を示す。スライダの跳躍振動は時刻 $t = 10$ ms 以降はほぼ定常とみなせるため、 $t = 11.8 \sim 12$ ms のスライダ変位とディスクのうねりの様子を図 2 に示す。うねり振動数 $f_d = 40$ kHz のときはスライダ跳躍高さが 0.1 nm

Fig. 2 Time histories of slider displacement and disk surface at various waviness frequencies

程度にまで減少しているため、両者が重なって見える。このような低いうねり振動数では最終的にスライダはディスクに完全に追従してしまう。一方、 $f_d = 50\text{kHz}$ のときはディスクの1周期に対してスライダが2周期跳躍する周期振動をしている。これは非線形振動における2次高調波に対応しているが、ここではスライダ跳躍周期 T_c とディスク調和波形周期 T_d との比 $p = T_c/T_d$ に注目し、これを1/2周期振動と呼ぶ。 $f_d = 65\text{kHz}$ のときは2/3周期振動が現れているが、高さの異なる二種類の跳躍を含んでいるため、この場合の p は平均値を表している。 $f_d = 71\text{kHz}$ のときは1/1周期振動をしている。これらの跳躍振動のパターンから、定常振動では1周期におけるエネルギーの出入りが支持ばね減衰によるわずかな散逸量に等しくならなければならないため、必ずディスク表面速度が零となるうねりの山の頂点での接触点を含み、それ以外の点に接触する場合でも絶対値の等しい正と負のディスク表面速度の点または速度が零となる谷底で接触していることがわかる。

3.1.2 最大跳躍高さ

次に、ディスク表面のうねり振動数を変化させて跳躍高さを計算し、ほぼ定常とみなせる時刻 $t = 10 \sim 12\text{ms}$ の間のスライダの最大跳躍高さとうねり振動数の関係を調べた。その結果を図3に示す。図の各点が計算値であり、 S_0 はスライダがディスクに完全接触追従していることを示している。また $S_{1/2} \sim S_{2/1}$ は、それぞれ1/2周期、2/3周期、1/1周期、4/3周期、2/1周期振動に対応している。この図から、うねり振動数を高くしていくとまず $f_d = 48\text{kHz}$ で S_0 から $S_{1/2}$ へ遷移する。この点の振動数を限界振動数 f_c と定義する。うねり振動数をさらに増大していくと、最大跳躍高さが減少しつつしばらくは同じ p の周期振動をする状態が続くが、再びある振動数で最大跳躍高さが急激に増大し、新しい周期の定常跳躍振動状態に遷移する。

Fig. 3 Maximum bounce height versus waviness frequency

ここで準定常振動状態における最大跳躍高さの法則性を明らかにする。スライダに押し付け荷重による加速度 F/m のみが作用するとしたとき、跳躍周期は高さ $z_{\max}$ から加速度 F/m で落下する物体の落下時間の2倍となるため、 p 周期振動の最大跳躍高さは次式で表される。

$$z_{\max} = \frac{F p^2}{8m f_d^2} \quad (6)$$

式(6)の関係を図3に曲線 L_p で示す。なお $p = 0$ のときは追従状態を示しているため、 $z_{\max} = A_s = 2\text{nm}$ である。図3より、 $S_{1/2}, S_{1/1}, S_{2/1}$ はそれぞれ曲線 $L_{1/2}, L_{1/1}, L_{2/1}$ に非常に近く、準定常であること、うねり振幅分の誤差があることを考えれば最大跳躍高さは式(6)で表されたいえる。また $S_{2/3}$ は $L_{2/3}$ からやや離れているが、これは図2(c)からわかるように、実際は3種類の高さの跳躍を含んでいるのに対し、式(6)では $z_{\max}$ を変位0からの平均の高さとして計算しているからである。

また、 $S_{2/3}$ および $S_{4/3}$ は狭いうねり周波数領域で現れていることから推測されるように、あるうねり振動数におけるスライダの定常跳躍振動はスライダの初期高さが同じでもディスクうねりの初期位相 ϕ ないし最初の衝突時のディスクの上下方向速度に依存している。例えば $S_{2/3}$ の定常振動は $\phi = \pi/6, \pi/3, \pi/2, 2\pi/3$ のときには現れない。一般的に、より p が大きく周期の大きい定常跳躍振動が現れるには、初期外乱すなわち初期落下高さ z_0 とディスクの上下方向の最大速度 $2\pi f_d A$ が大きくなる必要がある。また、初期外乱が小さくなるに従って S_0 から $S_{1/2}$ などに遷移する限界振動数が増加し、究極的には $A(2\pi f_d)^2 m = F$ となるうねり振動数が限界振動数となる。標準パラメータの場合、この振動数は112.5kHzである。

3.1.3 接触点位相角ヒストグラム

図2および3よりスライダの跳躍振動はうねり振動数によってある決まった周期の定常跳躍振動をすることがわかるが、それがどのような過程を経て一定の周期に収れんするかは明らかではない。そこでスライダ跳躍現象の収れん過程を接触点のうねり波形位相角のヒストグラムを用いて調べる。図4に示す接触点位相角ヒストグラムは、スライダがディスクに接触するときのディスクの位相角を10度ずつ36分割し、0.5msの間にその範囲に接触する確率を3次元表示したものである。計算に用いたパラメータは図1に示す標準値である。

うねり振動数 $f_d = 40\text{kHz}$ のときにはスライダはほぼディスクに追従しているが、前述したように微小な跳躍を繰り返している状態である。よって図のように定常状

態では接触する位相角がすべての角度にわたって一様に分布している。うねり振動数 $f_d = 50\text{kHz}$ のときは接触点位相角が $\pi/2$ と $3\pi/2$ に収れんしていることがわかるが、これは図 2(b) から明らかなようにうねりの山頂と谷底に接触する $1/2$ 周期振動に収れんしているからである。 $f_d = 56\text{kHz}$ のときは同じく $1/2$ 周期振動をしているが、 50kHz のときは最初から接触点位相角がほぼ $\pi/2$ と $3\pi/2$ であるのに対して、この場合は最初は接触点位相角の値がある幅を持っている状態から次第に一定値に収れんしている。この収れん過程の相違は、 $f_d = 50\text{kHz}$ のときには時刻 $t = 0$ で落下させた後の第一回目にはほぼ $\pi/2$ の点に接触し、次に $2\pi/3$ の点に接触しているのに対して、 $f_d = 56\text{kHz}$ のときには第一回目の接触点位相角が $\pi/2$ からずれているために生じている。第一回目の接触点位相角がずれるということは、ディスクうねりの初期位相角 ϕ を変化させることに等しいため、スライダの跳躍振動にディスクの初期位相が影響していることが予想される。また、 $f_d = 65\text{kHz}$ のときには $2/3$ 周期振動に収れんしていてそのときの接触点位相角はほぼ $\pi/2, 4\pi/3, 5\pi/3$ に収れんしているが、 50kHz のときと同じように接触点位相角に大きな変動はない。ここには示していないが、 $2/3$ 周期振動は $\phi = \pi/2$ のときには初期の接触点位相角が $\pi/2, 4\pi/3, 5\pi/3$ 付近ではない

Fig. 4 Histogram of contact point phase angle

ため f_d を変化させていても現れない。すなわち $2/3$ 周期振動は初期条件の変化に敏感な狭い引き込み領域を持った定常振動であるといえる。一方、 $f_d = 71\text{kHz}$ のときには初期段階での接触点はすべての位相角に分布しているが、最終的には山頂の $\pi/2$ に収れんしている。これは $2/3$ 周期振動と比較して非常に引き込み領域の広い安定な振動であるといえる。

3.1.4 定常安定振動のメカニズム

図 3 および 4 から、 $1/2, 1/1, 2/1$ 周期振動には初期位相のずれにも関わらず接触点位相角を一定値に引き込む強い収れん力があることがわかる。また図 2 および 4 から、安定な定常振動ではいつもうねりの山の頂点における接触点を含んでいる。

$1/1$ 周期振動としては図 2(d) および図 4 に見られる接触点位相角が $\pi/2$ の山・山接触の他に、 $3\pi/2$ のうねりの谷底部になる谷・谷接触も考えられる。しかし、さまざまな条件での計算結果を見てもそのような谷・谷接触だけのものはなかった。これは山・山接触が安定であるのに対して谷・谷接触が不安定であるためで、接触点位相角にわずかな摂動を与えて考察することにより理解できる。その概略図を図 5 に示す。

図 5(a) は山・山接触状態で、実線がちょうど山の頂点部に接触しているときのスライダの跳躍軌跡である。 i 番目の山の頂点部における接触点が正の方向に $\Delta\theta_i$ ずれると、接触後の速度が減少するため点線のように $i+1$ 番

Fig. 5 Quantitative explanation of stability and instability of bouncing vibration

目の接触点のずれ $\Delta\theta_{i+1}$ が $\Delta\theta_i$ よりも小さくなる。また、 $\Delta\theta_{i+1}$ が負の場合は破線のように $i+1$ 番目の接触後の速度が増加し $i+2$ 番目の接触点のずれは正となる。ここで、 $|\Delta\theta_{i+1}/\Delta\theta_i| < 1$ が成り立っていれば、接触点のずれは次第に減少し実線で示されるちょうど山の頂点に接触する $1/1$ 周期振動となることから山・山接触が安定であることがわかる。なお、 $\Delta\theta_i$ が負の場合も同様に考えることができる。

一方、図5(b)は谷・谷接触の場合で、同じく実線がちょうど谷の底に接触しているときを示している。この場合、 i 番目の谷部における接触点のずれ $\Delta\theta_i$ が正であると、点線で示すように接触後のスライダ速度が増加するため $\Delta\theta_{i+1}$ も正となり、 $\Delta\theta_i$ が負であると、破線で示すように接触後のスライダ速度が減少するため $\Delta\theta_{i+1}$ は負となって、結局常に $|\Delta\theta_{i+1}/\Delta\theta_i| > 1$ となる。よって谷・谷接触の場合は常に不安定であることがわかる。また $1/2$ 周期振動のように二つの山の頂点の接触点の間に谷の底の接触点が含まれる場合には、谷底接触点の不安定効果よりも山頂接触点の安定効果の方が優勢であるために安定な定常振動になっていると考えられる。

3.2 動的接触力 コンタクトスライダの最大の問題点である摩耗信頼性に影響するのは静的な押圧荷重ではなく動的な接触力であると考えられる。そこで、スライダとディスクの接触時における最大接触力の解析を行った。まず非定常状態も含めた場合の最大接触力 F_c と跳躍高さ H の関係式を導出する。接触直前のスライダ速度を $\dot{z}_-$ ($\dot{z}_- < 0$)、最大接触力はディスクの上下方向速度が正で最大のときに発生すると考えられるので、その速度を $\dot{z}_{dmax}$ とすると、接触直前のスライダとディスクの相対速度 $\dot{z}_{dmax} - \dot{z}_-$ を考慮した運動エネルギーと、最大接触力を発生するスライダがディスクに最も押し込まれたときの接触ばねの弾性エネルギーを等しいと

おき、そのときのスライダのディスクへの押し込み量を h_{max} として、

$$\frac{1}{2}m(\dot{z}_{dmax} - \dot{z}_-)^2 = \frac{1}{2}k_c h_{max}^2 \quad (7)$$

が成立する。

さらに、接触直前のスライダの持つ運動エネルギーと静的押圧荷重 F_s によるポテンシャルエネルギーとを等しいとおくと、

$$\frac{1}{2}m\dot{z}_-^2 = F_s H \quad (8)$$

となる。ここで H は今注目している接触直前のスライダの跳躍高さである。なお、スライダの支持ばねの変位 z による復元力および重力の影響は十分小さく無視できる。

最大接触力 F_c は $F_c = F_s + k_c h_{max}$ と表せるから、式(7)、(8)および $\dot{z}_{dmax} = 2\pi f_d A$ を考慮して h_{max} を求めこれを代入すると、

$$F_c = F_s + \sqrt{2F_s k_c} \sqrt{H} + 2\pi f_d \sqrt{m k_c} A \quad (9)$$

となる。式(9)の右辺の三つの項はそれぞれ静的押圧荷重、接触直前のスライダの跳躍高さの影響、接触時のディスク表面の上下方向速度の影響を表している。図6に最大接触力と跳躍高さの関係を示す。図の点線は式(9)右辺第一項と第二項の和であり、実線がそれに右辺第三項を加えたものである。第三項はうねり振動数 f_d を含んでいるので、40, 50, 60kHzのものを示している。また、黒点はうねり振動数 $f_d = 40$ kHzにおけるシミュレーション結果の代表点の値である。黒点で $f_d = 40$ kHzの実線に接しているものはディスク面のうねりの速度が正でほぼ最大となる点に衝突しており、また点線より下にある黒点の場合は、衝突点が負の速度域となっているため式(9)の妥当性が確認できる。

一例として図2(b)のうねり振動数 $f_d = 50$ kHzのときに注目すると、跳躍高さは約10nmであるが、そのときの最大接触力は図6より約15mNである。この値は静的押圧荷重 $F_s = 0.5$ mNの30倍であり、ヘッドとディスクとの片当たりや摩耗粉等微粒子の介在による接触面積の減少により接触応力がディスク基盤材の降伏応力を超えてしまう可能性が十分に考えられる。また、跳躍高さをその10分の1の1nmとしても最大接触力は最大で約6mNとなり、静的押圧荷重の10倍以上と大きくなっていることがわかる。

このことから、動的接触力を押圧荷重と等しくし摩耗を最低限に抑えるためには、コンタクトスライダがディスクに完全接触追従することが必須である。

Fig. 6 Maximum contact force versus bounce height

3.3 完全接触追従領域 摩耗信頼性の点からスライダは完全接触追従する必要があることが明らかになったので、完全接触追従するうねり限界振動数 f_c をうねり振幅を変化させて求め、うねり振幅と限界振動数 f_c の関係に及ぼす各設計パラメータの影響を調べた。図7にその結果を実線で示す。図7(a)は比較的影響の大きいパラメータ、(b)は比較的影響の小さいパラメータである。

筆者らは前報⁽³⁾において記録再生条件の観点から跳躍高さが10nmを越えない安定追従条件を求めているので、比較のためそれを破線で示した。この図から完全接触追従の方が条件的にはやや厳しくなるが、限界表面形状条件に対する各設計パラメータの影響という点では同様の結果が得られている。すなわち、スライダ質量、静的押圧荷重、接触減衰の影響が大きく、ス

イダ質量は小さいほど、静的押圧荷重、接触減衰は大きいほど完全接触追従領域が広がっている。押圧荷重を大きくするのは摩耗の観点から好ましくないことから、スライダ質量を小さくすることが重要になる。また接触減衰を大きくするようなディスク基盤材、表面保護膜、潤滑剤等の選定も重要になってくる。支持ばね剛性、接触剛性の影響は小さくなっているが、支持ばね減衰標準パラメータの2倍($2c_s$)ではさほど変化はないものの標準パラメータの9倍($9c_s$)とするとうねり振幅Aの小さい領域で完全接触追従領域が大きく広がる。支持ばね減衰がこれらの設計パラメータのうちで最も変化させやすいと考えられるため、表面のうねりを小さくし、支持ばね減衰を極力高めた設計が望ましいと考えられる。

3.4 完全接触追従に対する初期位相の影響 接触点位相角ヒストグラムによる解析から、ディスク初期位相もスライダの跳躍振動に影響する。しかし、変化させているうねり振動数の範囲(40~120kHz)のすべてにおいてその影響を調べるのは計算量が膨大になるため、ここでは標準パラメータ条件下において完全接触追従の限界振動数 f_c におよぼすディスク初期位相の影響を調べた。図8に標準パラメータ条件下で初期位相 ϕ だけを変化させたときの限界振動数 f_c を示す。これより初期位相 ϕ が $\pi/2$ の付近では f_c が増大していることがわかる。そのときのスライダ変位の時刻歴応答を調べた結果、 $\phi = \pi/2$ の付近ではスライダとディスクの第一回目の接触がディスクの上下方向速度負の面すなわち接触点位相角が $\pi/2 \sim 3\pi/2$ のディスク面で生じていることがわかった。最初の接触がディスクの上下方向の速度負の面で生じると、接触後の速度が減少するためスライダは十分な跳躍高さが得られず、連続してディスクの上下方向速度が正の面に接触することにより跳躍高さを増大させることができない。

このようにスライダの跳躍振動はディスク初期位相の影響を受けるため、各設計パラメータの影響を限界振動数 f_c で評価するときには注意を要するが、 f_c の ϕ に

(a) Effects of slider mass, static load and contact damping

● : Standard □ : $F=2F_s$ + : $\zeta_c=0.02$
○ : $m=m_s/2$ ■ : $F=F_s/2$ × : $\zeta_c=0.1$

(b) Effects of suspension damping, suspension stiffness and contact damping

● : Standard ▽ : $k_c=3k_s$ ▲ : $c=2c_s$
◇ : $k=4k_s$ △ : $k_c=k_s/3$ ▼ : $c=9c_s$
—— : completely tracking boundary
---- : 10nm tracking boundary

Fig. 7 Effect of various parameters on complete tracking boundary

Fig. 8 Effect of waviness phase angle on critical frequency

よる変化は10kHz程度であり大きな影響を及ぼす因子にはなっていないと考えられる。

3.5 衝突モデルによる計算結果 図7より接触剛性の影響は小さいことが明らかなため、衝突モデルを用いてもその影響は少ないと考えられる。そこで、ディスクとスライダの接触時間を無視した図1(b)に示す衝突モデルに対して同様の跳躍振動の数値解析を行った。前述したように衝突モデルでは接触時の運動方程式を考慮しないという利点があり、わずかではあるが計算速度も向上した。反発係数 e はシミュレーションにおいてうねり振幅を0としてスライダを落下させ、接触前後の速度比から接触減衰 c_c と等価な値を求めた。跳躍高さによって e の値に等価的な変動はあるものの、それらが小さいことから、10nmから落下させた後の3回分の平均値をとっている。衝突モデルによる時刻歴応答、うねり振動数と最大跳躍高さの関係等の解析結果は、弾

性接触モデルのそれと大きな違いは見られなかった。

図9に衝突モデルによる完全接触追従領域に対する各設計パラメータの影響を実線で示す。図7と同様に比較的影響の大きいパラメータと小さいパラメータとに分けて示し、比較のため弾性接触モデルでの結果も破線で示している。この図から、接触モデルと衝突モデルとは大きな相違点は見受けられず、完全接触追従領域に対する各設計パラメータの影響に関しては衝突モデルでも十分に評価できることが分かる。

4. 結 言

(1) 定常跳躍振動は跳躍高さと跳躍周期によって決まる接触間隔が、ディスクのうねり周期に同期するために生じ、初期外乱が大きい方が低いうねり周波数で定常跳躍振動を呈する。また、うねり振動数および初期外乱が大きい方がより大きい周期の定常振動へ遷移する。

(2) 定常跳躍振動におけるスライダの接触点は、1周期あたりにディスクからスライダへ移動する運動量とその間の散逸量に等しくなるような点に収れんし、スライダ支持ばねおよび接触部の減衰が小さい場合は、ディスクうねりの山頂、谷底、またはディスクの上下方向速度が正と負で対称な対をなす点となる。さらに安定な定常振動では山の頂点部の接触点を含む必要があり、谷の底部のみの接触では安定定常振動にはなり得ない。

(3) スライダとディスクの接触力は1nmの跳躍時でも静的押圧力の10倍程度あり、10nmの跳躍時では30倍にもなる。よって、摩擦信頼性の観点から、コンタクトスライダはディスクへの完全接触追従が必須である。

(4) ディスク面のうねり振幅を小さく、スライダの質量を小さく、静的押圧荷重を大きく、また接触減衰および支持ばね減衰を大きくすることによって完全接触追従領域を広げることができる。

(5) ディスクのうねり波形の初期位相を第1回目の接触がディスクの負の速度の面で生じるようにすると、完全接触追従できる限界振動数が増大するが、その影響は10kHz程度である。

(6) 接触時間を零とみなす衝突モデルを用いても、完全接触追従領域に及ぼす各設計パラメータの影響は十分評価できる。

文 献

- (1) Hamilton, H., Anderson, R. and Goodson, K., IEEE Trans. Magnetics, MAG-27, (1991), p.4921
- (2) 高橋実, 日本機械学会 [No.930-45] マイクロ知能化情報機械講習会教材, (1993) p.79
- (3) 小野京右, 山浦弘, 溝越貴章, 日本機械学会論文集, 60-576, C(1994), 2574.

(a) Effects of slider mass, static load and contact damping

- : Standard □ : $F=2F_s$ + : $e=0.935$ ($\zeta_c=0.02$)
- : $m=m_s/2$ ■ : $F=F_s/2$ × : $e=0.706$ ($\zeta_c=0.1$)

(b) Effects of suspension stiffness and damping

- : Standard ▲ : $c=2c_s$
- ◇ : $k=4k_s$ ▼ : $c=9c_s$
- : Collision model
- - - : Elastic contact model

Fig. 9 Complete tracking boundaries calculated from collision model