

学 位 論 文

ハードディスク用磁気ヘッドの  
滑走時の挙動に関する研究

1991年9月

中 尾 政 之

①

ハードディスク用磁気ヘッドの  
滑走時の挙動に関する研究

平成3年9月27日提出

中尾 政之

## 要旨

ハードディスク用磁気ヘッドの滑走時の挙動に注目し、ヘッドに働く5軸の力を高剛性の力センサー（歪ゲージ式）で、その3軸の変位を光学機器で、ディスクとの接触を電気抵抗で、各々測定し次のことがわかった。1) ディスク・ヘッド間のコンダクタンスに比例する摩擦力が、ヘッドのスライダ面に生じる。2) この摩擦力でロードアームがねじれ変形し自由振動やスティックスリップ等を誘発する。3) 新たに設計した自己剥離型サスペンションでスティックスリップが防止できる。

この結果を用いて、次のヘッドの滑走状態のモデルを作成した。1) 理想平滑面上のヘッド浮上量がディスクの最大面粗さの1/2より小さい場合、ヘッドは滑走する。2) 測定される摩擦力は、真実接触点の凝着の剪断に必要な微小力積とある時間内の接触回数との積に比例する。3) 混合潤滑状態でもAmontonsの法則は成立する。速度にかかわらず、摩擦力は接触点で授受された力の垂直成分に比例する。

目次	ページ
語句の説明	1
第1章 緒言	6
1-1 緒言	6
1-1-1 研究の背景	6
1-1-2 研究の目的	16
1-1-3 研究の方法	17
1-1-4 研究の特徴	19
1-2 ハードディスク装置	20
1-2-1 現状のハードディスク装置	20
1-2-2 低浮上量化	29
1-3 本研究で用いるディスク面粗さとヘッド浮上量	33
1-3-1 本研究で用いるディスク面粗さ	34
1-3-2 本研究で用いるヘッドの浮上量	49
1-4 薄膜型ディスクのCSSテストの予備実験結果	58
第2章 本研究で用いるヘッドの滑走状態のモデル	70
2-1 本研究で用いるヘッドの滑走状態のモデル	72
2-1-1 ヘッドの滑走状態のモデルの概要	72
2-1-2 ヘッドの滑走状態のモデルの詳細説明	75
2-2 本研究で用いるクラッシュ・スティッキングに至るメカニズム	98
第3章 実験方法	103
3-1 力の測定方法	106
3-1-1 力を測定する位置の検討	106
3-1-2 カセンサの構造とその性能	108
3-1-3 ピエゾ付ヘッドの性能	120
3-2 変位の測定方法	122
3-3 接触の測定方法	128
3-4 実験に供したディスク・ヘッド等の諸元	131
3-4-1 ディスク	131
3-4-2 ヘッド	133
3-4-3 ダイナミックローディングの装置	134
3-4-4 スティックスリップ防止HGA	134
3-5 測定系および測定手順	137
第4章 滑走時のヘッドの挙動を調べる実験の結果およびその検討	141
4-1 1 CSSサイクル時の力・変位・接触の測定	142
4-1-1 1 CSSサイクル時の5軸の力の測定	142
4-1-2 1 CSSサイクル時の1軸の力・3軸の変位・接触の測定	149

4-1-3	起動直後のデータの検討	152
4-1-4	ディスク・ヘッドがスティックスリップに及ぼす影響	156
4-2	力のデータの検討 (特に x 方向の力 $F_x$ について)	160
4-2-1	種々の速度における $F_x$ 信号の観察	164
4-2-2	$F_x$ の直流成分の検討	166
4-2-3	$F_x$ の交流成分の周波数分析	174
4-3	変位のデータの検討	179
4-4	接触のデータの検討	186
4-4-1	$F_x$ と接触抵抗 $R$ との関係	186
4-4-2	スティックスリップ時の接触抵抗の検討	194
4-4-3	接触抵抗信号の交流成分の分析	195
4-4-4	接触垂直力と接触抵抗との関係	198
4-4-5	静止時の接触状態が起動後の $F_x$ に及ぼす影響	199
4-5	滑走時のヘッドの挙動の解明	202
4-5-1	滑走時のヘッドの挙動の解明	202
4-5-2	挙動を複雑にしたサスペンションの検討	206
4-6	バンプ衝突時のヘッドの挙動の解明	210
4-6-1	バンプ衝突時のヘッドの挙動の解明	210
4-6-2	バンプ衝突時に生じる力積の推定	215
4-7	CSSテスト中の力の測定値についての検討	220
第5章	低摩擦・低摩擦磁気ヘッドシステムの試み	227
5-1	低摩擦・低摩擦磁気ヘッドシステムの考え方	227
5-2	ダイナミックローディングの試み	228
5-2-1	アンローディング時のヘッドの挙動	228
5-2-2	ローディング時のヘッドの挙動	234
5-3	スティックスリップ防止HGAの試み	242
5-3-1	自己剝離型サスペンションの試み	242
5-3-2	$\theta y$ 方向の剛性・慣性を高めた新HGAの試み	249
第6章	考察	255
6-1	本研究で仮定したヘッドの滑走状態のモデルの検討	256
6-2	本研究で仮定したクラッシュ・スティッキングに至る メカニズムの検討	261
6-3	力積モデルの検討	262
6-3-1	力積モデルの必要性	262
6-3-2	力積モデルの導出	268
6-3-3	測定摩擦力と速度との関係を示した導出結果と 実験結果との比較	286

6-3-4	ヘッドがパンプに衝突した場合の導出結果と 実験結果との比較	294
6-3-5	ステイック時の測定摩擦力の導出結果と 実験結果との比較	300
6-4	将来の低摩擦・低摩耗磁気ヘッドシステムの提案	303
第7章	結言	310
	謝辞	314
	参考文献	315

## 語句の説明

ヘッド・ディスクに関する語句のうち、本文の中で頻繁に使用するものをここで説明する。

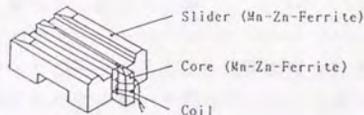
HDD……………英語のハード・ディスク・ドライブ(Hard Disk Drive)の省略形。アルミニウムやガラス等の硬い材料をディスク基板として用いた磁気ディスク装置。柔らかいプラスチック板をディスク基板とするフロッピーディスク装置と区別するために、ハードまたはリジッドディスク装置と呼ばれる。ディスクとして塗布型、薄膜型の2種、ヘッドとしてモノリシック型、コンポジット型、薄膜型の3種が広く用いられている。本研究では薄膜型ヘッドを除く、ディスク2種・ヘッド2種を用いた。これらを次に説明する。

塗布型ディスク……磁性膜を塗布法によって付与したディスク。

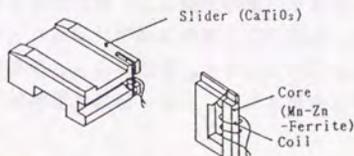
薄膜型ディスク……磁性膜をスパッタやメッキ法で薄く付与したディスク。塗布型ディスクに比べ表面はるかに滑らかである。

モノリシック型ヘッド……………コアとスライダーがフェライトのブロックから削り出されるヘッド。コアは二本のスライダーの間に平行に作成されるので、外見から三線式スライダーのヘッドとも呼ばれる。

コンポジット型ヘッド……………コアが二本のスライダーのどちらかに埋め込まれているヘッド。通常、コアはフェライト、スライダーはチタン酸カルシウムと、二種類の材料から作られる。外見から二線式スライダーのヘッドとも呼ばれる。



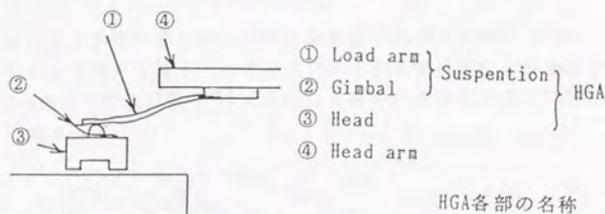
a) Monolithic head



b) Composite head

サスペンション……ハウジングと剛でつながれるヘッドアームと、剛体のヘッドとを結ぶ柔らかな構造を持ったばね。通常、広く用いられているIBM3370型のサスペンション（通称、ワトラス）は、ロードアームとジンバルとから成る。

HGA……英語のヘッド・ジンバル・アッセンブリ(Head Gimbal Assembly)の省略形。ヘッドとサスペンションとを組み立てた物。



ヘッドの状態……次の浮上、滑走、固着、静止の4つの状態に分類され、それらの状態の特徴は次のとおりである。

	ディスク	ディスクとの相対速度	接触	潤滑
浮上	回転	零ではない	なし	流体
滑走	回転	零ではない	あり	混合
固着	回転	零（ディスクと固着）	あり	境界
静止	停止	零	あり	

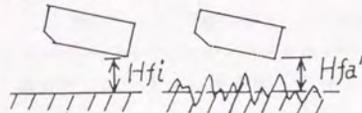
滑走状態……ヘッドがディスクに対し相対速度を持ち、かつディスクの一回転中に少なくとも一カ所はディスクと接する状態。滑走状態での潤滑状態は、相対速度によって動圧が発生する流体潤滑状態と、接触面で流体粘性力以外の力が発生する境界潤滑状態とが混在する潤滑状態（混合潤滑状態）である。

固着状態……ディスクはわずかに回転しているが、ディスク・ヘッドの接触は滑ることなく固着（スティック）している状態。摩擦力が最大静摩擦力に達しない、停止と滑走との間の過渡的な状態である。

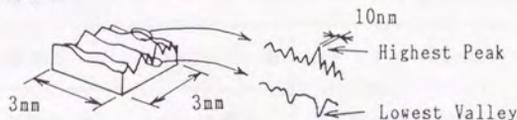
仮想浮上量……理想平滑面を持つディスク上のヘッド浮上量。"Hfi"と略す。

実際平均浮上量……実際の凹凸のあるディスク上のヘッド浮上量の平均値。

"Hfa'"と略す。



仮想最大面粗さ……ディスク表面の最も高い凸部と最も低い凹部との差PV (Peak-Valleyの略)を指す。ここでは10nmの測定面に平行な分解能で、3nm四方の測定面積を3次元測定した場合の値を用いる。"PVi"と略す。

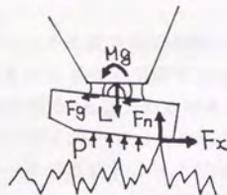


ヘッドに働く力……ヘッドには次の特徴を持つ5種の力が主に働く。押付力・姿勢保持力はそれぞれサスペンション・ジンバルのばね力が集中的に働く力であるが、流体力学的負荷容量・接触垂直力・摩擦力はスライダー面に働く微小な力(次表の力の構成要素)が分散的に働く力である。

力 (略号)	力の構成要素	力の発生原因
押付力 (L)		サスペンションのばね力
流体力学的負荷容量(F1)	動圧 (P)	ディスク・ヘッド間のすきまに流れる空気の圧力
接触垂直力 (Fn)	接触垂直応力 ( $\sigma_z$ )	ディスク・ヘッドの接触点での弾性変形抵抗
摩擦力 (Fx)	微小摩擦力 (f)	主にディスク・ヘッドの接触点での凝着・剪断
姿勢保持力 (Mg, Fg)		ジンバルのばね力

それぞれの力の着点と方向を次の図表に示す。表中の力の主な向きは図で説明する。

力	着点	力の方向（主な向き）
押付力	ヘッド背面	ディスク垂直方向（下方）
流体力学的 負荷容量	スライダ面	ディスク垂直方向（上方）
接触垂直力	スライダ面	ディスク垂直方向（上方）
摩擦力	スライダ面	ディスク水平方向（後方）
姿勢保持力	ヘッド背面	ディスク水平方向（前方） ピボット回りモーメント



ディスク垂直方向は接触で授受された力を接触垂直力、非接触のそれを流体力学的負荷容量、と分けたが、ディスク水平方向は接触・非接触を問わずその方向の力を摩擦力とした。摩擦力の発生原因は接触点での凝着・表面張力・弾性変形・塑性変形やヘッド全体で受ける空気抵抗、等であるが、通常の条件では接触点での凝着が主因である。

- 測定摩擦力……………力センサーで測定される摩擦力。
- 実際摩擦力……………実際にヘッドで発生している摩擦力。
- 総真正接触面積……ある時間内の平均総真正接触面積を略してこのように呼ぶ。総真正接触面積は、真正接触点面積・接触時間・接触回数<sup>3</sup>の積をある時間で除した値である。

CSS……………英語のコンタクト・スタート・ストップ(Contact Start Stop)の省略形。次に示す一連の状態を順次経過する。

装置の状態	ディスク回転	ヘッドの状態
非動作時	停止	静止
起動時	加速	静止→固着→滑走→浮上
動作時	一定速	浮上
使用停止時	減速	浮上→滑走→固着→静止

CSSサイクル…ディスク回転を起動・保持・停止と作動させて、ヘッド状態を停止・滑走・浮上・滑走・停止と変化させる循環過程。

CSSテスト……………CSSサイクルを繰り返して、滑走時に生じるディスク・ヘッド表面の摩耗を調べるテスト。不良は次の2つの形態に分類できる。

クラッシュ…ディスクの磁性膜が破断した状態。クラッシュと判断する破断の条件はドライブ装置によって異なるが、本研究では破断面の長さが $10\mu\text{m}$ 以上のものを指すことにする。

スティッキング…ディスク・ヘッド間の静摩擦力が大きく、ディスク回転用モータの始動トルクではディスク回転起動が不可能な状態。スティッキングと判定する条件はドライブ装置によって異なるが、本研究では摩擦係数 $\mu$ が3以上になるものをスティッキングと見なすことにする。

ダイナミックローディング…回転して空気流を伴うディスク上にヘッドを近づけ、両者の間に新たに発生した動圧によってヘッドの慣性力を吸収する、ヘッドのローディング方式。これに対し、回転ディスク上を浮上しているヘッドを、ディスクを停止させずに遠ざける方法を、ダイナミックアンローディングと呼ぶ。

## 第1章 緒言

本章では、第1節で本研究の背景、目的、方法、特徴、等を緒言として述べる。第2節以降で、ハードディスク装置、面粗さと浮上量、CSSテスト、等を各々詳細に説明する。

### 1-1 緒言

#### 1-1-1 研究の背景

現在のハードディスク装置は、ヘッドのローディング方式としてCSS（コンタクト・スタート・ストップ）を採用している。ヘッドはディスク回転の励起する動圧に対し受動的である。非動作時はディスク回転が停止し、ヘッドはディスクと接触して静止している。起動時はディスク回転が加速し、ヘッドは静止から滑走を経て浮上する。逆に、使用停止時はディスク回転が減速し、ヘッドは浮上から滑走を経て静止する。

CSSを採用した装置は、その寿命を調べるためにCSSテストが課される。これは、ディスク回転の起動・保持・停止を繰り返し作動させて、ヘッドの状態を静止・滑走・浮上・滑走・静止のサイクルで循環させる、一種の間欠摺動の摩耗テストである。この摩耗に関するディスク・ヘッドの性質は機械特性と称され、記録再生に関する電磁変換特性とならび、磁気ディスク装置にとって重要な特性の一つである。

一方、近年のパーソナルコンピュータの小型・高性能化に伴い、ハードディスク装置には小型・大容量化が要求されている。このため、コバルト系金属をスパッタやメッキで薄く付与した薄膜型ディスク（薄膜型と略す）が広く用いられている。薄膜型は、従来ディスクである酸化鉄を厚く塗布した塗布型に比べ、電磁変換特性で優る。

その反面、薄膜型は塗布型に比べ機械特性で劣るという欠点を持つ。薄膜型をCSSテストし、CSSサイクルを30000回以上繰り返すと、クラッシュ（膜破断）やスティッキング（吸着）等の不良が発生する。

CSSと薄膜型の両方を採用したいため、薄膜型の機械特性の改善は急務である。

薄膜型の機械特性の改善方法として、固体潤滑膜やその表面に付与した潤滑液に注目した多くの方法が報告されている。それらの例として、潤滑液の分子鎖の末端に有極性の基を追加し、その基とカーボンとの強い化学吸着によって潤滑液の飛散を防止する方法<sup>(32)(55)</sup>、ヘッドの滑走で膜厚が部分的に薄くなっても他から流動して再び厚くなる、自己修復性を持つ潤滑液を用いて局所的なカーボン摩耗を防止

する方法<sup>(10)</sup>、カーボンスパッタ時のガスとしてアルゴンとメタンとを混合したものを、カーボンを親水性から疎水性に表面改質して疎水性の潤滑液との密着性を強固にする方法<sup>(20)</sup>、硬度の大きい、ダイヤモンドライクカーボンや酸化ジルコニア等を固体潤滑膜として付与して摩擦を軽減する方法<sup>(58)(59)</sup>、銀・鉛・アンチモンの合金薄膜を固体潤滑膜として付与し膜内部の剝離を容易にして摩擦を軽減する方法<sup>(56)</sup>、等が挙げられる。

しかし、いずれの方法も不良に至ったメカニズム（単にメカニズムと略す）の解析から演繹的に導かれた方法ではない。メカニズムを仮定してから対策を考え始めようという発想の手順が確立されていないのである。例えば、上述のように摩擦は硬度に対し、硬いセラミックから柔らかい銀合金まで広範囲にわたって、無関係であるというデータがでていながらもかかわらず、メカニズムを考えずにいきなり摩擦防止手段として硬度の異なる固体潤滑膜を提起するのである。そこで良好な機械特性を持つ薄膜型ディスクを得るためには、最初にこのメカニズムを明らかにすることが先決問題であることがわかる。これを用いれば闇雲に対策を講じる場合よりは効率良く改善できるからである。

本研究に先立ってメカニズム設定の手がかりを得るために、CSSテストを各種のディスク・ヘッドの組合せで行い次の結果が得られた（1-4にて詳細説明する）。1)CSSを繰り返すと潤滑液が飛散してその膜厚が薄くなる。2)潤滑液が薄くなるとカーボンが徐々に摩擦し摩耗粉がヘッドやディスクの表面に付着する。3)潤滑液が過度に厚い場合、または2)のカーボンの摩擦が進行した場合に、摩擦力は増加しスティッキングが生じる。4)ヘッドに付着した摩耗粉によってヘッドの滑走・浮上が不安定になると、スライダの、直方体のヘッドの四角に相当する位置の、4カ所の角によってディスク表面が削られクラッシュに至る。

この結果から、潤滑液が過度に厚い場合を除き、クラッシュ・スティッキングの不良と摩耗とは強い相関があることがわかる。また、潤滑液は摩擦を軽減する働きがあること、摩耗が生じると摩擦力も増大すること、等がわかる。

なお、固体潤滑膜としてはスパッタの容易なカーボン膜のみが実用化されているので、本研究でもカーボン膜のみを対象とした。

次に他の分野のトライボロジーで得られた知見を整理して、ディスク・ヘッドのメカニズムに応用してみよう。ここでは、摩擦の形態とその発生原因、潤滑液が摩擦を軽減させる原因、摩擦が摩擦力を増加させる原因、等を考える。

まず摩擦の形態とその発生原因を考える。

一般に摩擦の形態は、1)接触面の凝着を剪断する場合、真実接触点下の内部でこりが発生し表面の凸部が円錐状に剝がれるもの、2)疲労により真実接触点の内部からクラックが伸展し表面が薄片状に剝がれるもの、3)表面腐食により腐食部が内部

から剥がれるもの、4)硬質粒によって表面が削られるもの、等に分類される<sup>(44)</sup>。これらの形態のうちでディスクの摩耗を考える上では、3)と4)とは考える必要はほとんどない。記憶素子として用いるディスク表面に3)の腐食や4)の硬質粒が発生しては装置として正常に作動しないためである。固体保護膜を硬くすると摩耗しないという1)の凝着説を支持する報告<sup>(59)(58)</sup>もあるが、膜厚20nmの柔らかいカーボンに1)の強固な凝着が一回の接触ごとに発生したら瞬時にカーボンは摩滅するだろうから、これも除外する。そうなるここで考慮しなくてはならないのは、2)の疲労のみであることがわかる。この疲労クラックの伸展する範囲はたかだか真実接触点の近傍、例えば5nmの深さで面積100nm四方、であるため、薄片状に表面が剥がれてもそれがいきなり一周ぐりと剥がれるクラッシュに直結するものではない。カーボンの摩耗は前述のCSSテストの結果にもあるように「徐々に」進行し、それまで無摩耗だったものが突然クラッシュに至るような過程をたどらないこと、カーボンの摩耗粉を観察すると数nm厚の薄片であること<sup>(30)</sup>、等の実験結果から、この疲労説が妥当であると思われる。

もちろん、この疲労を生じさせる繰り返し力はヘッドが当たる時の摩擦力である。ディスクを一定速度で回転させてヘッドを連続的に滑らす摩耗試験を行うと、ディスクの摩耗はヘッドの滑走時で発生し、浮上時では発生しないこと<sup>(53)</sup>、他の分野のトライボロジーでも表面同士が一部でも接した場合に摩耗が発生すること<sup>(45)</sup>、等の報告から、摩擦力が摩耗を励起することは明らかである。

接触点が疲労するためには、そこに働く応力が塑性流動応力より小さく疲労強度より大きくないといけない。カーボンの疲労強度は測定されていないが、膜厚750nmのCo-Ni磁性膜の疲労強度は測定されている<sup>(62)</sup>。カーボンにもスパッタで積もっていく層の、層間で迂るような疲労破壊が存在すると思われる。

実際に摩耗粉を観察すると<sup>(30)</sup>、摩耗はカーボン膜・磁性膜・下地膜の多層構造の層間で剥がれて発生しているのではなく、最表層のカーボン膜内部から剥がれて発生していることがわかる。一般に多層薄膜で最も剥がれやすい場所は層間で、例えばクラッシュしたディスクには階段状断面が残っており層ごとに剥がれていったことがわかる。しかし摩耗粉の観察結果は、層間で迂り始めるのに十分な剪断応力が働かないほどカーボン表面に働く荷重が小さいことを示している。カーボン表面に垂直力と $\mu=0.2$ の摩擦力とが点荷重で働く場合の内部の剪断応力を弾性学によって概算すると<sup>(61)</sup>、表面より10nm深さの内部で1GPa(約100kgf/mm<sup>2</sup>)の剪断応力を発生させる垂直力の大きさは約1 $\mu$ Nであることがわかる。ヘッドがサスペンションによってディスクに押し付けられる力(押付力と呼ぶ)は約100mNであるため、接触点数は10000個でないとならない。接触点数がこれより小さいと接触点当りの垂直力(接触垂直応力と呼ぶ)が大きくなる。大きくなってカーボン膜が塑性変形すると、摩耗の原因は疲労ではなく研削になってしまう。このために接触点数は大きくないといけない。

以上の検討から、カーボン表面上の摩耗は、真実接触点である多くの凸部にヘッドが繰り返し衝突しその摩擦力による疲労で凸部が剥がれたため発生した、と考えた。なお、ここで疲労説を成立させるには接触点数の検討が必要である。

次は潤滑液が摩耗を軽減させる原因について考える。

原因として以下のものが報告されている。潤滑面では真実接触点での固体接触と潤滑液膜での液体接触との両者によって押付力を支えているが、無潤滑面に比べると前者の比率は小さく、接触垂直応力または接触点数が減少するため<sup>(47)</sup>、潤滑液は金属表面を化学的に改質して凝着強さを緩和するため<sup>(41)</sup>、潤滑液は摩耗粉の凝集を防止し、摩耗粉を小さいうちに系外へ排出して摩耗面上での成長・集積を回避させるため<sup>(48)</sup>、等が挙げられる。いずれもその原因によって真実接触点における凝着摩耗が軽減する。この凝着摩耗は前述の摩耗形態1)のそれを修正して、何回目かの接触で強固な凝着が生じて摩耗に至るという摩耗発生確率が設定されている。前述では確率1だと薄いカーボンがすぐに摩滅するから凝着摩耗はディスクに適用できないとしたが、確率が1万分の1で5nm剥がれると仮定するとその物理的な意味は別として適用できる。

また摩耗が摩擦を増加する原因について、摩耗面のむしろや焼き付きが多く報告されている<sup>(43)</sup>。これは摩耗面を持つ機器が問題とする摩擦がこのような破局的な摩擦であり、ディスクのように許容範囲で徐々に摩滅する「正常摩耗」の分野の摩擦には注目が向けられていないためによる。

これらの報告を参考にして前述したCSSテストの結果を説明してみる。ここでは潤滑液の摩耗に及ぼす影響だけでなく摩擦に及ぼす影響も併せて考えてみる。

結果として次のことがわかっている。通常の潤滑液膜厚とディスク面粗さを持つディスクは、面粗さが同じで潤滑液のないディスクとテスト開始時の摩擦力にちがいがなく、そのテスト開始時の摩擦力にちがいがなく2枚のディスクでも、テスト後の摩耗・摩擦力は潤滑液を付与した方が小さくなること、通常の潤滑液膜厚は約2nm、面粗さ(PV)は約100nmであるが、膜厚を変えずに面粗さを20nmと小さくするとスティッキングが生じること、等である。

これらの結果から次の3点を検討する。

1点目は潤滑液が通常のディスクの摩擦に影響を及ぼさなかった理由である。潤滑液の有無で摩耗にちがいが生じたのであるから、摩擦にも何かちがいが生じていてもよいと考えられる。例えば、前述の報告のように接触を2つに分けると、固体接触は凝着による摩擦力を、液体接触は表面張力や粘性抵抗による摩擦力をそれぞれ発生させるはずであるから、潤滑液を付与すると前者が減り後者が増えると考えられる。しかし、その和は一定であると仮定すると、測定した摩擦力にはちがいが見られない。測定摩擦力は摩擦力を原因別にして報告できないのである。

2点目は潤滑液が面粗さの小さなディスクの摩擦に影響を及ぼした理由である。面粗さが液体接触によって発生した摩擦力に影響を及ぼすことは明らかであるが、

スティッキングする場合でさえ面粗さ20nmは潤滑液膜厚2nmの10倍であり、このちがいからは広範囲の液体接触を考えるのは難しい。そこでこれらの数値自体を検討すると次の問題点が含まれていることがわかった。測定面積や表面に平行な方向の測定分解能が数値ごとに異なって数値相互の単純な比較は難しいこと、約 $0.1\mu\text{m}$ 四方の真実接触点(1-3-1で検討する)の大きさまで視点を小さくすると、その微小面積内での潤滑液の吸着姿勢・剪断位置や凸部の高さ・密度・斜面傾斜角、等の重要なマイクロな情報が必要となるが、これらが変数となるような数値がないこと、等の問題点である。

3点目は摩耗の増加に伴って摩擦力も増加する理由である。摩耗が摩擦力を増加させる原因として、表面の平滑化による表面張力の増加が考えられている。潤滑液を付与しないディスクでも摩擦力が増加するので、この表面張力は潤滑液以外の水分やガスによるものであろう。摩耗によって表面の面粗さが小さくなると、前述した面粗さ20nmのディスクのスティッキングと同様、表面張力の影響が相対的に小さくなって摩擦力が増大するのである。しかし、摩耗面と同程度の平滑面を持つ、ガラス基板を用いたディスクの摩擦係数を測定してみてもただか0.5であり、今回問題にしている摩耗面での $\mu$ の値1~3は著しく大きいことがわかる。つまり、表面の平滑化による表面張力の相対的な増加以外に、絶対的に摩擦力が増加するような、例えば水分やガスの物理吸着、摩耗粉の再固着、等の何らかの要因を考える必要がある。

この3点の検討からもわかるように、潤滑液が摩耗・摩擦を軽減するメカニズムを考えようとすると、従来の研究で扱っていた摩擦力、荷重(押付力)、速度、潤滑液膜厚、等のマクロ的な情報だけでは不十分であり、真実接触点での固体接触とそのまわりの液体接触との関係を明らかにできるようなマイクロな情報が必要になることがわかる。

このように不良に至るメカニズムを明らかにするためには、ヘッド滑走時のディスク表面に生じている物理的現象をもつとマイクロな視点から考えなくてはいけないことになる。しかもマイクロに表面を捉え、面積は一つの真実接触点に(例えば $0.1\mu\text{m}$ 四方に)、表面垂直方向の寸法は数分子分に(例えば1nmに)、各々注目しないといけない。さらに真実接触点で生じる力の大きさ・頻度・加圧時間・加圧面積・速度依存性・発生機構、等のマイクロな情報を、ヘッド全体に関する摩擦力・押付力・見かけ接触面積・接触面機械強度、等の測定可能なマクロな情報から導き出さねばならない。前者のマイクロな情報から得られる、滑走時のヘッドとディスクとの接触面で生じる物理的現象のモデルを「ヘッドの滑走状態のモデル」と呼ぶことにする。

なお、ヘッドの「滑走」状態を本研究では次のように定義する。すなわちディスクに対し相対速度を持ち、かつディスクの一回転中に少なくとも一カ所は接触する状

態である。この状態は4種類に分類したヘッドの状態の一つである。ディスクの速度が大きくなるに従い、ヘッドは静止・固着・滑走・浮上と4状態を経験する。静止は両者が完全停止している状態、固着は微動回転しているディスクにつられてヘッドも変位しているがディスク・ヘッドの接触面に滑りがない状態、滑走は相対速度によって動圧が発生する流体潤滑状態と接触面で流体粘性力以外の力が発生する境界潤滑状態との両者が混在して現れる混合潤滑状態、浮上は完全流体潤滑状態、と各々説明できる。

ヘッドの滑走状態のモデル（単にモデルと略す）が、従来の流体潤滑や混合潤滑の研究結果を用いて構築できるかを考えよう。

まず、流体潤滑時の知見を用いてモデルを考える。

完全流体潤滑状態での圧力やすきま量等の関係は、Reynoldsの方程式を解くことで正確に求められる<sup>(1)(2)(4)(2)</sup>。ヘッド・ディスクの流体潤滑は約 $0.1\mu\text{m}$ のすきまと $0.06\mu\text{m}$ の空気の平均自由行程とがほぼ等しくなる特殊な場合であるが、ヘッド・ディスク界面上のスリップ流の導入<sup>(1)(2)</sup>、ボルツマン分布による空気の運動の近似<sup>(1)(3)</sup>、等によってすきまが平均自由行程より大きい範囲でReynoldsの方程式は使用できることがわかった。

しかし、流体潤滑時に成立した知見が混合潤滑時にも成立するとは限らない。例えば、最も求めたい値の一つである、混合潤滑時のヘッドに生じる流体力学的負荷容量を考える。完全境界潤滑時では定義から流体の粘性の影響が零であるから流体力学的負荷容量も零を示す。完全流体潤滑時では流体力学的負荷容量は押付力と等しい値を示す。この両極端の値から、混合潤滑時では流体力学的負荷容量は零と押付力との中間値を示すと推定できよう。しかし、流体潤滑の方程式に零にほぼ等しいすきま量を代入すると、流体力学的負荷容量は零ではなく無限大と大きい値が得られてしまう。流体潤滑時の知見を修正しないとならない。

川久保らは次の方法で塗布ディスク上のヘッド混合潤滑時の流体力学的負荷容量を求めた<sup>(9)</sup>。すなわち、すきま量を最大面粗さからディスク変形量を減じた零ではない値と仮定して流体潤滑の計算式を用いた（面の凹凸はそこを通り抜ける流体の邪魔をしないという仮定も暗に含む）。実際はくさび型の空気流体膜の開き角度（ピッチング角と呼ぶ）とディスク・ヘッドの接触長さとをパラメータにして、流体潤滑の動圧分布を求める式、スライダ面上を積分して流体力学的負荷容量・摩擦力・接触垂直力を求める式、ヘッドのモーメント・力の釣合の式、接触垂直応力とディスク変形量との関係式、等を連立させて流体力学的負荷容量を得ている。このように、混合潤滑時には接触部の力と変形に関する未知数がでてくるため、計算が流体潤滑時より複雑になる。そして流体潤滑の式を使って解くためには、表面の凸部は接触垂直応力による変形に耐えてあるすきま量を確保できる程度に強く（太く）流体を全く邪魔しない程度に細いという相反する仮定が必要になる。

次に、混合潤滑時の知見を用いてモデルを考える。

すきま量を小さくしていくと相対する表面の凸部同士が接触し始め、流体潤滑が混合潤滑に移行する。この流体潤滑が成立するすきま量の最小限界を知ることは、滑走状態が生じている速度範囲を決定する場合に重要である。最小限界は最大面粗さ $R_{max}$ の1/2であるとする報告<sup>(43)</sup>や、表面粗さが平面上のある方向で異なる場合は最小限界もその方向で異なるという報告<sup>(14)</sup>、ディスクの面粗さが小さいほど滑走から浮上へとヘッド状態が移行する時のディスク速度が小さいという報告<sup>(15)</sup>、等が知られている。

しかし、最小限界のすきま量と面粗さとを定量的に比較することは難しい。なぜなら、面粗さの測定方法や測定面積によって面粗さの絶対値が大きく変化すること、すきま量が面粗さ以下の大きさになるとその大きさの定義が困難であること、等が理由として挙げられる。前者の例として、測定長さ(カットオフ値)を小さくすれば面粗さは小さく表示されること、線上のデータで測定した面粗さは面上のデータで測定したそれより小さく表示されること、等が、後者の例として、相対する二表面の最大面粗さが $0.2\mu\text{m}$ で凸部同士の距離が $0.1\mu\text{m}$ となる位置関係の場合、すきま量は、凸部同士の距離 $0.1\mu\text{m}$ か、凹凸の平均線同士の距離 $0.3\mu\text{m}$ かわからないこと、等がそれぞれ挙げられる。しかし両者の定義を決定して議論すれば流体潤滑の限界すきま量が面粗さで整理できると考えられる。

また、混合潤滑時の摩擦力と、荷重、滑り速度、軸受温度(流体粘性)等との関係はStribeckの研究<sup>(50)</sup>によって明らかにされている。後者の3つのパラメータがすきま量を小さくする方向に働くと、流体潤滑から混合潤滑に移行し摩擦力は増加する。ディスク・ヘッドの場合でも、摩擦力と荷重・速度との関係はStribeckの結果と同じであることが明らかになっている<sup>(8)(53)</sup>。

しかし、これら摩擦力と荷重・速度の関係は前述のマクロな情報であり、ミクロな情報を導出できるような、接触傾度、接触面積、一接触当りの摩擦力、ヘッドの姿勢、等の情報を含んでいない。例えば、前述の川久保らの報告では、接触垂直応力の大きさは摩耗量の大きさと関係がないことを指摘している<sup>(8)</sup>。彼は塗布型ディスクの真実接触点はアルミナの凸部(1-2-1でディスクの構造を説明する)であって、見かけの接触面積内に存在するアルミナ全てとヘッドは接触すると仮定した。見かけの接触面積内の接触垂直力が増加しても、接触点数が増加するのではなく、接触点当りの接触垂直応力が増加するとしたのである。この時、接触垂直応力一定で接触点数が増減すると考えて実験結果を見直すと、摩耗は接触点数に比例するという簡単な関係が得られる。接触垂直応力が一定であるとする、変形量、すきま量、動圧、ピッチ角、ヘッド姿勢とすべて変化してしまう。どちらが正しいかは滑走時の接触点数、すきま量、ヘッド姿勢、等の実験結果がないと判断できない。

ヘッドの滑走状態のモデルを明らかにするためには、摩擦力や動圧だけではなく、

接触頻度、接触面積、一接触当りの摩擦力、ヘッドの姿勢、薄膜カーボンの物性、等が必要である。これらの力学的なパラメータは従来の研究では求められていない。そこでヘッドの滑走時のモデルを作るには、まず、滑走時のヘッドの挙動を測定しこれらの力学的パラメータを求めることから始めなくてはならないことになる。

なお、「滑走時のヘッドの挙動」は、摩擦力・空気抵抗・慣性力・荷重等の力によってヘッドとサスペンションが曲げ・ねじれ・自由振動等で変形するという力学的現象を示すものとする。これはヘッド・ディスク間に生じる摩擦力発生物理的現象を示す「ヘッドの滑走状態のモデル」より、対象を広げて考えている。

次に、滑走時のヘッドの挙動を明らかにする方法を考える。

挙動を示すパラメータとして、力・変位（姿勢）・接触の三つを選べば十分であろう。力と変位がわかればサスペンションの剛性が、接触と力がわかれば接触面積当りや接触点当りの力が、各々求められる。また、これらの多種の情報を同時に高周波数のサンプリング周波数で測定した方が多くの情報を効率的に求められる。なお、補助パラメータとしては、ディスク速度・ディスク面粗さ・ヘッド浮上量を用いるのが適当と考えられる。

これらの関係を明らかにするために従来の研究で用いられた測定方法の主なものは次のとおりである。

力を測定する方法としては、ヘッドにピエゾ素子を接着しそのピエゾに発生した電圧によってヘッドの歪やそれに働く力を測定する方法<sup>(6) (7)</sup>、ヘッド・サスペンション・ヘッドアーム・シーク駆動部の順に力が伝達するが、そのヘッドアームに薄肉部を作成し力によって変形した薄肉部の歪を歪ゲージで測定する方法<sup>(8)</sup>、等が用いられている。しかし、前者は電圧から力への変換がなされておらず、力を得るには変換係数を求めることが必要となる欠点がある。後者は薄肉部の剛性が小さいので力が働くとサスペンションに先だつて数百Hzの周波数で共振して、不要な高周波信号の励起が起ってしまう欠点がある。なお、ヘッドの押付力は約100mNで、静摩擦係数が0.2とすると摩擦力は約20mNと非常に小さくなる。その摩擦力を測定するためにはその1/10の2mNが少なくとも分解能として必要である。

変位を測定する方法としては、レーザー光をヘッド表面で反射させドップラー効果で変化した周波数からヘッドの変位を計算する方法<sup>(3)</sup>、ヘッド・ディスク・基準面等の多くの点に光ファイバーでレーザー光を当て、任意の二点の反射光同士の間隔から距離の変動を測定する方法<sup>(67) (69)</sup>、ヘッドとディスクとの間に生じる静電容量から両者の間の距離を求める方法<sup>(4) (68)</sup>、ヘッドかディスクのいずれかを光が透過する材質に変え、ヘッドとディスク間のくさび型のすきまに生じた干渉縞の動きによって両者の間の距離を求める方法<sup>(5)</sup>、等が用いられている。いずれも、分解能は約0.01 $\mu$ m以下と小さく、測定周波数も0から約100kHzと広いので、ヘッドの変位測定に適する。しかし、後2者はヘッドとディスクが接触すると、静電容量

と干渉縞自体が生じなくなるので滑走時の測定には不適である。

接触を測定する方法としては、ディスクとヘッドの間に電圧を印加し接触すると電気抵抗が無限大からある値に減少することを利用して接触を測定する方法<sup>(9)</sup>、<sup>(10)</sup>、ヘッドの中に熱電対を埋め込み、接触時に生じる温度上昇から接触を測定する方法<sup>(11)</sup>、等が用いられている。前者は、他の分野のトライボロジーの研究にも、広く用いられている<sup>(36)</sup>。例えば、二つの金属表面の間に流体膜として潤滑油が存在すると電気抵抗は $100\Omega$ を示すが、接触すると $0.01\Omega$ と激減するので接触を感知できる。なお、接触抵抗は、接触半径に反比例する電場の拡がり抵抗とその半径の自乗に反比例する酸化物による抵抗との和である<sup>(36)</sup>。工学で用いる金属表面は酸化していることが多いので、後者の影響の方が大きい。

以上の検討から、ヘッドの滑走時の挙動を調べるためには、ピエゾか歪ゲージで力を、レーザードップラーか多点干渉で変位を、電気抵抗で接触を、各々測定すればよいことがわかる。

今までの議論はCSS方式という3340型以来のIBM方式の踏襲を前提にしていた。本項の冒頭ではCSSがハードディスク装置に不可欠のように記述したが、これは傑作機である3340・3350・3370各型の高信頼性を継承し続けた結果に過ぎない。

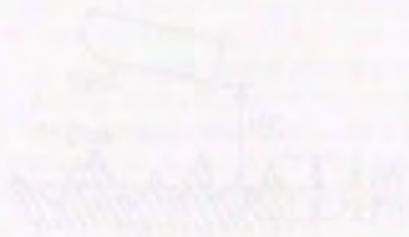
一方、現状の開発速度で高記録密度化が進むと、1991年頃には浮上量（ヘッド・ディスク間のすきま）を現在の $0.2\mu\text{m}$ から $0.1\mu\text{m}$ とディスク表面の面粗さと同程度に小さくせざるを得ない。浮上量を小さくすれば全ての電磁変換特性が向上するためである（1-2-2で詳細に説明）。ディスクの面粗さを小さくすれば浮上量が小さい場合でも浮上するが、非動作時に表面張力が原因のスティックが生じモータの始動トルクでは剪断できなくなる。また、CSS時の滑走期間も長くなるので摩擦が生じ易くなる。CSSを継続する限り、モータの負荷とディスクの摩擦が低浮上量化を阻害する。CSSに代わり得る低摩擦・低摩擦の機械的信頼性の高い新方式が切望されている。

これに対する一つの代替方式はダイナミックローディングである。非動作時のヘッドはディスクと接触しないように保持され、起動時に回転しているディスク上に降ろされる。空気の絞り膜効果でヘッドの慣性力が支えられ接触を防ぐといわれる。また、使用停止時には浮上状態のヘッドが持ち上げられる。IBM社も3340型以前はこの方式を用いており、新しい方式ではない。このようにCSSを放棄すれば、滑走、摩擦、クラッシュ、スティック、等の本段落以前の議論が必要なくなる。

もう一つの代替方式はコンタクトレコーディングである。記録再生を行うコアのギャップ部を常にディスクと接触するようにして浮上量を零にする。スライダ面積や押付力を極端に小さくし、すきまがスライダ内で広がる負圧ヘッドも併用するので、摩擦・摩擦の影響は小さいといわれる。フロッピーディスクや磁気テープはこの方法を採用しており、新しい方式ではない。しかし、本研究で用いるIBM社

製3370型のサスペンションでコンタクトレコーディングを行うと共振して高音を発することが知られている。高音はサスペンションの薄板部分の中央が太鼓のように振動して発せられる。ヘッドのスライダー面が不必要になるのだから、ヘッド形状本体を含めサスペンションを新たに設計した方が好ましい。

以上、略述したとおりの背景をもとに、ひとつひとつの問題点を新しい視点から考え、新しい測定方法を開発して本研究を行った。



### 1-1-2 研究の目的

前節では、機械特性良好の薄膜型ディスクを得るには機械特性の不良に至るメカニズムを、またそのメカニズムを得るにはヘッドの滑走状態のモデルを、そして、そのモデルを得るには滑走時のヘッドの挙動を、それぞれ知ればよいと述べた。この論理を用いれば、薄膜型ディスクの機械特性の向上は、滑走時のヘッドの挙動、ヘッドの滑走状態のモデル、不良に至るメカニズム、という順にこの3つを明らかにすれば、自ずから解決されるはずである。

また、上記の、挙動、モデル、メカニズムが明らかにされれば、IBM社製の3340型や3370型の欠点がわかり、低摩擦・高信頼性の新しいシステムが構築できるであろう。

そこで本研究の目的は次の4点に絞った。

- (1) 滑走時のヘッドの力学的挙動を明らかにする。
- (2) (1)の結果を基にしてヘッドの滑走状態のモデル、つまり、混合潤滑時の力発生に関する物理的現象のモデルを提案し、その正当性を証明する。
- (3) (2)の結果を基にしてクラッシュ・スティッキングに至るメカニズムを提案し、その正当性を証明する。
- (4) (1)(2)(3)の結果を基にして低摩擦・低摩耗の新しいヘッド・ディスクのシステムを提案し、それが正常に作動することを確認する。

この4つの目的のうち、題目・要旨でも示したように(1)の滑走時のヘッドの力学的挙動の解明が本研究の最重要の目的である。

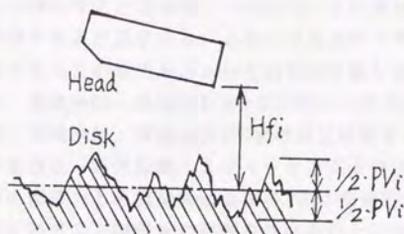


図1-1-1 仮想浮上量と仮想最大面粗さとの関係

### 1-1-3 研究の方法

前項の目的を達成する方法について述べる。

最初に、(1)の滑走時のヘッ드의力学的挙動を明らかにする方法を示す。

力学的パラメータとしては、ヘッドに働く5軸の力、その3軸の変位、ディスクとの接触、ディスクの速度、等を用いた。これらは同時に測定され最高16kHzでサンプリングした。力は、ヘッドアームの薄肉部に歪ゲージを貼り、力に比例する歪を測るカセンサー（特に断わらない限り、この歪ゲージを貼ったヘッドアームを「カセンサー」と呼ぶ）と、ヘッドにピエゾ素子を貼り、力に比例する電圧を測るピエゾ付ヘッドとで測定した。変位は、レーザー光をヘッド背面に当ててピッチング・ローリングに比例する反射角変化量を測るポジションセンサーと、白色光をヘッド側面に当てて距離に比例する反射光量を測る光ファイバセンサーとで測定した。接触は、ディスク・ヘッド間に3Vの電圧を印加して接触垂直力に反比例する電気抵抗で測定した。

(2)のヘッドの滑走状態のモデルを提案する。

本研究では、そのモデルを第2章で仮定し、第4章の滑走時のヘッドの挙動に関する実験結果がこれに矛盾しないことを第6章の6-1で確認する、という手法で、モデルを構築した。

このモデルは3つのグループに大別でき、1番目は摩擦力に関すること、2番目は面粗さと浮上量との関係に関すること、3番目はスティックスリップの発生原因に関することである。

1番目の摩擦力のモデルでは、真実接触の概念と摩擦力の凝着論を基本的に用いた。つまり、表面同士は多くの真実接触点で接触垂直応力を伝達する<sup>(44)</sup>が、摩擦力はその接触点で生じた凝着を剪断しようとする力である<sup>(37)</sup>というモデルである。

また、カセンサーで測定される摩擦力の一つの接触点で生じる微小力積と、ある時間内の接触回数との積に比例するというモデル（「力積モデル」と呼ぶ）を新たに導入した。力でなく力積を考えた理由は、一つはヘッドに摩擦力がパルス波状に発生しているという物理的現象を表すため、もう一つはカセンサーで測定される摩擦力がインパルス応答の重ね合わせであるという力学的挙動を表すためである。

摩擦力は微小摩擦力・接触時間・接触回数の3者の積に比例するが、総真実接触面積は真実接触点面積・接触時間・接触回数の3者の積に比例する。ここで本研究の接触は、軽荷重、多接触点、弾性接触、スティッキング未発生、等であるという条件を設定すると、微小摩擦力と真実接触点面積の2者は接触面の材質・表面形状のみで決定され、速度・押付力・潤滑液の影響を受けないということが導ける。この2者を先の摩擦力と総真実接触面積とに代入すると、両方とも接触時間と接触回数の積に比例するので、摩擦力は総真実接触面積に比例することが導ける。また、先に設定した接触の条件で、総真実接触面積が接触垂直力に比例すること<sup>(60)</sup>も導

ける。

この2つの比例関係から、摩擦力は接触垂直力に比例するというAmontonsの法則が滑走時においても成立することが導ける。

2番目の面粗さと浮上量との関係を表すモデルのために、それぞれその代表値として、理想平滑面上のヘッド浮上量である「仮想浮上量  $H_{fi}$ 」と、 $10\text{nm}$ の横分解能（測定面に平行な方向の分解能を横分解能と呼ぶ）で $3\text{nm}$ 四方の面積を測定したディスク最大面粗さである「仮想最大面粗さ  $P_{Vi}$ 」とを定義した。図1-1-1に位置関係を示す。実際の浮上量を時間平均すれば零となる基準面は谷から $1/2 \cdot P_{Vi}$ の高さの面になろう。また $P_{Vi}$ を小さくして行けばこの基準面が理想平滑面に相当することがわかる。 $H_{fi}$ が $1/2 \cdot P_{Vi}$ より大きい場合にヘッドは浮上し、小さい場合には滑走する。実際の平均浮上量は前者で $H_{fi}$ と後者で $1/2 \cdot P_{Vi}$ と、それぞれ等しくなる。

3番目のスティックスリップの発生原因として、潤滑液や水分による表面張力による吸着と、ヘッドのつんのめりによるカーボンのへこみ変形とを導入した。

(3)のクラッシュ・スティッキングの機械特性の不良に至るメカニズムを提案する。

本研究では、このメカニズムも先の滑走状態のモデルと同様、2-2で仮定し第4章の実験結果がこれに矛盾しないことを6-2で確認した。

このメカニズムには摩耗の疲労説を基本的に用いた。つまり、真実接触点で摩擦力（凝着）が繰り返り発生するとある時期に内部からカーボンが薄片状に剝がれるというメカニズムである。潤滑液は一部の固体接触を防止し、真実接触点同士の中に挟まって凝着を緩和する。また、摩耗が進行して水分や酸素が過度にカーボン表面に付着すると、凝着が強固になりスティッキングが生じる<sup>(25)(30)</sup>。潤滑液はその水分や酸素のカーボン表面への吸着を防止する働きもする。摩耗粉がディスク・ヘッド間に固着すると、ヘッドの滑走が不安定になりスライダの角がディスクに衝突しクラッシュに至る。

最後に、(4)の低摩擦・低摩耗を実現するシステムを示す。

本研究では大別して2種試みた。一つはダイナミックローディングであり、もう一つはコンタクトレコーディングである。後者は実際にコンタクトレコーディングを行なったわけではなく、それを想定して自己剝離型サスペンションという新しく設計したサスペンションをつけたヘッドを平滑なディスク上で滑らして試した。IBM社製3370型のサスペンションは平滑なディスク上で滑らすと、スティックスリップを起こし摩擦力が著しく増加してしまうが、自己剝離型サスペンションではヘッドに摩擦力が働くと、ヘッドが流入端を持ち上げる方向に姿勢を変える結果、平坦なディスク表面でも摩擦力を小さく保つことができることを実証した。

#### 1-1-4 研究の特徴

本研究の成果のうち、工学に寄与した点を次に示す。いずれも、従来の研究では得られていない成果である。

(1) 高剛性・高分解能の力センサーによって、ヘッドに働く5軸力が実機において正確に測定できた。

センサーが高剛性で固有周波数が高いため、ヘッドに働く力が約4kHzの高周波成分まで正確に測定できた。また、センサーでは5軸の力が得られるため、滑走時のヘッドの挙動が5軸の方向で明らかになった。実機にセンサーを搭載できるため、クラッシュ・スティッキングに至る力の変化を実機内で測定し、実験用の模擬スピンドルを使用した場合とのちがいを明らかにできた。同様に、ダイナミックローディング用のヘッドアームにもセンサーを組み込み、このシステムが良好に働くことを示した。

(2) 滑走時の混合潤滑状態でもAmontonsの法則が成立することを確かめた。

力センサーで測定される摩擦力は、真実接触点下の凝着で生じる微小力積とある時間内の接触回数との積に比例するという、力積モデルを提案した。接触が軽荷重、多接触点、弾性接触、スティッキング未発生、等である条件を設定すると、微小摩擦力と真実接触点面積とが接触面の材質・表面形状のみで決定されることが導ける。この時、摩擦力は総真実接触面積に比例する。また、先の接触の条件によって総真実接触面積が接触垂直力に比例すること<sup>(60)</sup>も導ける。この2つの比例関係から、摩擦力は接触垂直力に比例するというAmontonsの法則が滑走時においても成立することが導ける。

一方、ヘッド・ディスク間の接触電気抵抗が金属同士のそれと異なり、接触垂直力に反比例する性質を有していることを発見した。この接触抵抗の逆数であるコンダクタンスと摩擦力とを滑走時に同時測定したところ、速度にかかわらず摩擦力はコンダクタンスに比例することがわかった。コンダクタンスと接触垂直力とが比例する先の実験結果から、摩擦力が接触垂直力に比例するという上記の導出が確認できた。

(3) スティックスリップ時の挙動を観察し、その結果をもとに変形モードを工夫したサスペンションを試作し、スティックスリップが防止できることを確認した。

平滑な表面を持ち潤滑液を厚く付与したディスク上を滑走するヘッドには、スティックスリップが発生しその摩擦力が極めて大きくなることを観察した。IBM社製3370型のシステムで低浮上量を実現させようとした場合の限界を表している。この大きな力はロードアームのねじれ変形と一体になってヘッドが前方につんのめるために生じる。このつんのめりを避けるために、摩擦力が働くとヘッドの前方が持ち上がるように変形する新型の自己剥離型サスペンションを試作し、スティックスリップが防止できることを確認した。

## 1-2 ハードディスク装置

本節ではハードディスク装置の現状と将来とを説明する。

### 1-2-1 現状のハードディスク装置<sup>(1)</sup>

#### (1) 外形

アルミニウム合金やガラス等の硬い材料をディスク基板として用いた磁気ディスク装置を、ハードディスク装置（ハードディスクドライブ、HDDと略す）と呼ぶ。フロッピーディスク装置と区別するため、ハード（リジッドともいう）ディスク装置と呼ばれる。

外形を図1-2-1に示す。ディスク・ヘッド・フレーム・スピンドル・シーク機構・アンプ等の主要部品から構成される。本研究ではディスク・ヘッドをフレームに組み込んだ組立品をドライブと呼ぶ。

ディスクの外径でその装置の大きさを呼称する。従来の14や10、8インチ等の大径ディスクを用いた大型HDDに代わり、1980年頃より5.25や3.5、2.5インチ等の小径ディスクを用いた小型HDDが開発された。1990年現在、HDD全生産額の80%以上を小型HDDが占めている。

#### (2) ディスクの媒体

ディスクは金属連続薄膜型（薄膜型と略す）と酸化鉄塗布型（塗布型と略す）に大別される。磁気材料に関する分野では磁性膜を媒体（メディア）と呼ぶので、両ディスクは薄膜媒体、塗布媒体、と略される。図1-2-2に各々の断面の模式図を示す。

塗布型は、1950年頃より磁気ドラム用として実用化されて以来、磁気ディスクだけでなく磁気テープ、フロッピー等にも広く使用されている。酸化鉄、アルミナ、カーボン等を樹脂と混練し、平滑なアルミニウム基板上にスピコートする。磁性膜に含まれる磁性粒子は体積比でたかだか30%程度である。次に、磁性粒子を外部磁場で配向させながら樹脂を硬化させ、その後、潤滑液を樹脂の空孔の中へ含浸させる。樹脂表面からアルミナの先の一部分がある量（例えば $0.18\mu\text{m}$ ）だけ突き出るよう、アルミナ粒径と樹脂膜厚とが設計されている。なぜなら、接触垂直応力や摩擦力をヘッド・アルミナ・アルミニウムと樹脂を通さずに伝達させることで、柔らかい樹脂を摩擦から保護するためである。

薄膜型は、塗布型より歴史が浅く、磁気ディスク用として1985年頃に実用化された。平滑なアルミニウム基板の上に、硬質下地膜（Ni-P）を約 $10\mu\text{m}$ の厚みでメッキする。この膜の硬度はHv800と大きく、Hv60と柔らかいアルミニウムがヘッドか

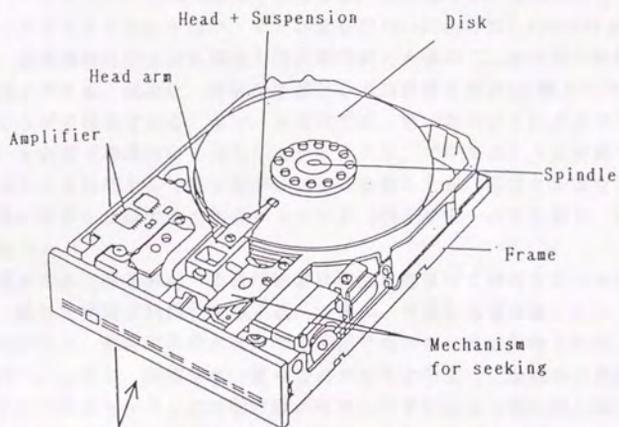


図1-2-1 ハードディスク装置の構造 (カバーを外した状態)<sup>(1)</sup>

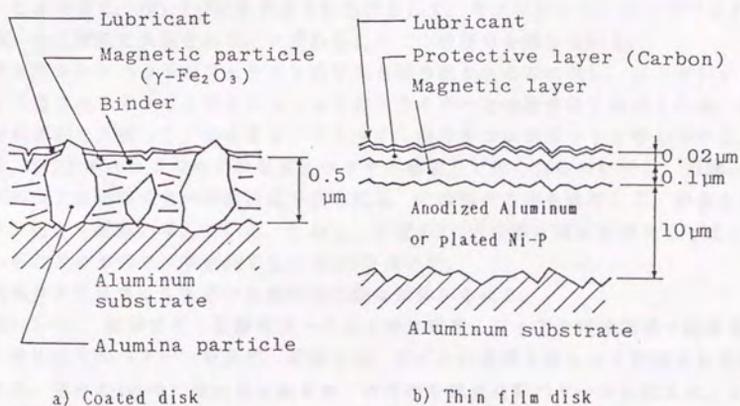


図1-2-2 ハードディスクの断面の模式図

ら受ける力で変形するのを防いでいる。硬質下地膜の上に、磁性膜のCo系の金属（Co-Ni-PtやCo-Ni-Cr-N、Cr下地+Co-Cr-Ta等）をスパッタで、またはCo-Pをメッキで、いずれも約 $0.1\mu\text{m}$ の厚みで付与する。本研究では、薄膜型としてスパッタで付与したディスクのみを用い、表では塗布型のcoatedに対しsputteredと記す。さらに、磁性膜酸化防止用保護膜と固体潤滑膜とを兼ねて、カーボンを約20nmの厚みでスパッタする。最後に、液体潤滑膜として潤滑液を約2nmの厚みになるようにディッピングで付着させる。なお、本研究では、Ni-Pの代わりにアルマイト（陽極酸化膜）を硬質下地膜として付与したディスクや、アルミニウムと硬質下地膜の代わりにガラスを基板として用いたディスク等を供したが、面粗さが違うだけでヘッドの挙動に影響を及ぼすその他のパラメータ（例えばカーボンの硬さ、厚み）に何ら違いはない。

薄膜型の磁性膜を形成する磁性物質は稠密に継目なく存在するので連続媒体と呼ばれ、優れた電磁変換特性を有する。つまり、薄膜型は塗布型に比べ、出力ノイズが少ないこと、残留磁化が大きいので薄膜でも大きな出力が得られること、等の長所を持つ。しかし、薄膜型は、塗布型のアルミナのように摩擦から媒体を保護するものがないためヘッドとの接触で膜が破断しやすいこと（飛行機の墜落に例えてクラッシュと呼ぶ）、媒体に金属を用いているため媒体が高温時に酸化して磁気特性が劣化すること、等の短所を持つ。

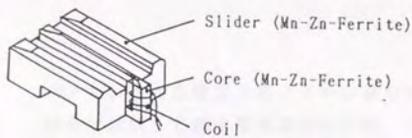
### (3) ヘッドの形状と各部分の働き

ヘッドは、信号を記録再生させる磁気コアと、空気流の動圧を生じさせるスライダとから成る。図1-2-3に示すように形状として、モノリシック、コンポジット、薄膜、の三種類に大別される。いずれもこの二つの部分を持っている。

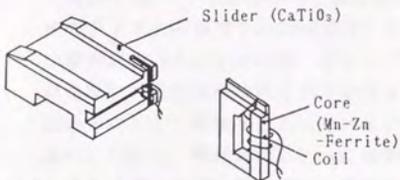
モノリシックヘッドがフェライト単体から削り出されるのに対し、コンポジットヘッドはフェライトのコアとセラミックのスライダとの複合体で形成される。この材料構成を比較して、前者をモノリシック、後者をコンポジットと呼んでいる。一方、前2者のヘッドのコアが研削とワイヤー巻線とで作られるのに対し、薄膜ヘッドのコアは巻線を含め薄膜技術で作られる。この製作方法を比較して、前者をバルク、後者を薄膜と呼んでいる。しかし、上記の3つの呼称は固有名詞化して広く用いられているので、本研究でもこの3つを用いた。

磁気コア部はコイルを巻いた馬蹄型の磁気回路から成る。

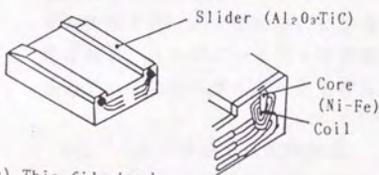
図1-2-4に、記録信号・記録電流・ヘッド発生磁界・ディスク残留磁場・誘導電圧・再生信号のパターンを示す。記録では、コイルに電流を流しコアに磁束を発生させる。信号の1の時に電流を反転させ、信号列を電流反転パターンに変える。コアのギャップ部から漏れた磁場はディスクに達し、電流反転パターンと同じ磁界反転パターンを磁性膜に書き込む。磁性膜にはそれと同じ残留磁場反転パターンが残される。再生では、ディスクの残留磁場から得る磁界がコアに達し、残留磁場反転



a) Monolithic head



b) Composite head



c) Thin film head

図1-2-3 各種ヘッドの形状

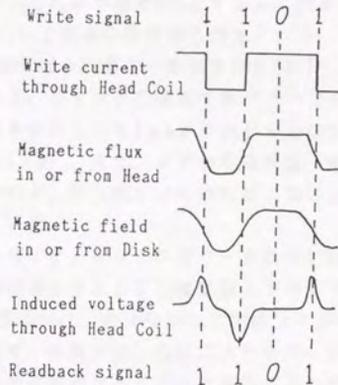


図1-2-4 デジタル記録の方法

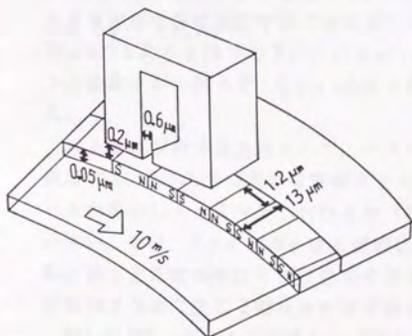


図1-2-5 ヘッドまわりの寸法例

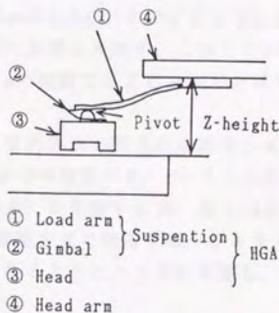


図1-2-6 HGA各部の名称

パターンと同じ磁界反転パターンがコアを通過する。コイルには、この磁束の時間微分に比例して誘導電圧が発生する。つまり、磁束反転パターンを時間微分した電圧パルスパターンが得られる。そのパルスが生じた時が信号の1とすると、記録の電流反転の信号の1が再生できる。このようにして記録の信号列も再生される。

図1-2-5にヘッドまわりの寸法を記す。1990年現在、最も一般的なHDD (3.5インチのディスク一面当たり約20MB相当) の例である。ディスクの磁場反転パターンの最小幅が約 $1\mu\text{m}$ と小さいため、ギャップの長さを少なくとも $1\mu\text{m}$ より小さくしないとしない(現在は図に示されているように $0.6\mu\text{m}$ )。また、コアから磁性膜、磁性膜からコアと、磁場が伝わらないといけなないので、浮上量は小さければ小さい方がよい。しかし、現在は約 $0.2\mu\text{m}$ に設計されている。

スライダ部は一定の動圧を発生させ、回転するディスクの反り・うねりに沿って常に一定の浮上量を保つ働きをする。表面はダイヤモンドと錳定盤とでラップし鏡面に仕上げている。図1-2-3に示されているように、モノリシック型はコアが二本のスライダの間に平行に形成されるので、外見から、三線式スライダとも呼ばれる。コンポジット型と薄膜型はコアが外周側のスライダに埋め込まれているので、二線式スライダとも呼ばれる。

#### (4) ヘッドの浮上量制御方式

1台のドライブには1~11枚のディスクを搭載するので、ディスクやヘッドアームは何層にも積み重ねられる。それぞれの寸法公差が蓄積し、剛体のヘッドアームとディスクとの距離(zハイトと呼ばれる)には最高 $200\mu\text{m}$ も違いがでてくる。図1-2-6にzハイトを示す。本研究では $z=2.54\text{nm}$ のサスペンションを用いた。また、ディスクを平坦な面に加工することは難しく、外径 $95\text{mm}$ の3.5インチディスクでも最高 $20\mu\text{m}$ のうねりを持つので、これもzハイトの変動に影響を及ぼす。これらのzハイトの変動にかかわらず、 $0.2\mu\text{m}$ の浮上量を $0.01\mu\text{m}$ の変動で与える方法が必要である。

浮上量を制御する方式として、サスペンション支持方式と動圧流体潤滑方式とを併用する。zハイトの大きな変動はサスペンションで吸収させる。zハイトの変動でバネが変形しヘッドを押し付ける力(押付力と呼ぶ)が変動するが、最大3%程度と小さい。次に、zハイトの小さな変動は動圧流体潤滑方式で制御する。ディスク回転に伴う空気流の中にくさび形のすきまが形成されるようにヘッドを配置し、両者の相対する面に生じる動圧を利用する方法である。

図1-2-7は、ディスクのうねり(面粗さ)の波長と浮上量の変化との関係を示した計算結果である<sup>(73)</sup>。横軸は波長をスライダ長で除した無次元数、縦軸は流入端の浮上量の変動分をうねりの振幅で除した無次元数である。縦軸が1ということはうねりと全く同じに浮上量に変化すること、つまりヘッドはうねりと追従せずまっすぐ飛ぶことを意味している。1以上の値は振幅より変動が大きいこと、つまり

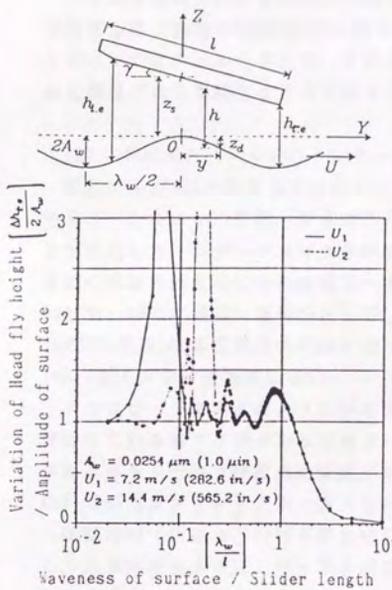


図1-2-7 ディスクのうねりに対するヘッドの追従<sup>(79)</sup>

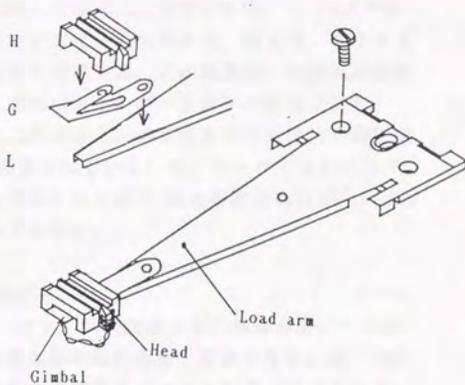


図1-2-8 IBM3370型(ワトラス)のHGA

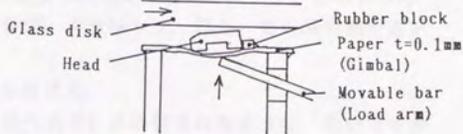
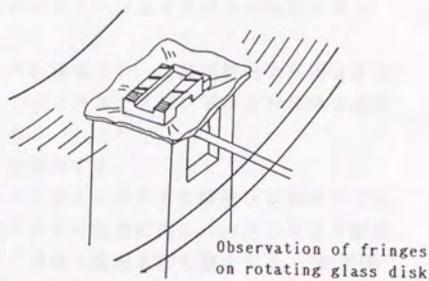


図1-2-9 紙をジンバルとして用いたHGA

空気バネの共振を意味している。速度として7.2[m/s]と14.4[m/s]の二水準とつて  
いるが、7.2[m/s]では0.24[ $\mu\text{m}$ ]の波長（振動数は30kHz）で共振する。同様に1以下  
は変動が小さいこと、つまりうねりに追従して飛ぶことを意味する。この1以下が  
発生する条件は、うねりがスライダ一長より大きい場合である。例えば、スライダ  
一長の10倍の波長では縦軸が零になり完全に追従する。この結果は、本研究が問題  
とすべきうねりの波長を示唆している。それはスライダ一長以下の波長である。

ディスク回転に伴う空気流の代わりに、外部から圧縮空気をすきまに流す静圧流  
体潤滑方式（初期のHDDは全てこの方法を採用していた）や、レーザーセンシング  
とピエゾアクチュエータとで、すきまを制御する方式<sup>(2)</sup>等も考案されたが、いず  
れも機構がより複雑になるので採用されていない。

#### (5) ディスク・ヘッドのインターフェイス

現在の小型HDDが採用しているインターフェイス（潤滑方式のみならず、ヘッド  
やサスペンションの形状、ディスクの表面形態や回転速度、等まで含む）は、IBM  
社が開発したインターフェイスを継承したものである。このインターフェイスは、  
最初に採用された3340型の開発コードを用いて、「ウインチェスタ」と呼ばれる。  
3340型（1973年発表）を初めとして、汎用機である3350型（1976年発表）、3370型  
（1979年発表）は高信頼性の実績を持つ。このインターフェイスは次の特徴を持つ。

##### (a) ディスクの差換をしない。

フロッピーディスクのようにディスクを入れ換えない。密閉装置内は常に清浄に  
保たれているのでクラッシュが減る。また、ディスクとスピンドルとが同軸で固定  
されるからトラック位置決め精度が向上する。

##### (b) CSS（コンタクトスタートストップ）を採用する。

非動作時（ディスクの回転停止時）のヘッドはディスク上に接触して静止してい  
る。起動時のヘッドは、ディスク回転速度が大きくなるに従い、滑走しながら離陸  
し浮上する。使用終了時は、この逆で浮上・着陸・滑走を経て静止する。IBMが浮  
上量の小ささを強調する時に「5mmの浮上量で飛ぶジャンボジェット」とヘッドを  
例えたため、ヘッドの各種の状態に、離陸、クラッシュ、浮上、等の飛行機で用い  
る表現が使われるようになった。

##### (c) 90~150mNの軽荷重でヘッドを押し付ける。

3340型以前の装置のヘッドは「ボタンヘッド」と俗称されるような、丸い大きな  
スライダ一面を持ったので、低浮上量を得るには3.5Nの重荷重でヘッドを押し付け  
るサスペンションが必要であった。ディスクの差替えをすると可動部の寸法誤差が  
大きくなるので、zハイトに大きな許容量が必要だったためである。差替えを止め、  
スライダを現在のように小さくし荷重を0.1Nと軽荷重に変更することで、CSSの  
滑走時の摩擦が防げるようになった。

3350型のHGA（ヘッド・ジンバル・アセンブリの略。ヘッドとサスペンション

とを組み上げた物)はインターフェイスと同様に「ウィンチェスタ」と呼ばれる。それまでの平板のサスペンションを用いたHGA(フロッピーで現在も使われている)に比べ、共振周波数が約800Hzと著しく高くなった。3370型のそれは「ワトラス」と呼ばれ、共振周波数が約1800Hzとさらに高くなった。

#### (6) サスペンション

1990年現在、全ての小型HDDでHGAとして図1-2-8に示すワトラスが採用されている。ディスクと接する状態を図1-2-6に示す。剛体のヘッドは剛体のアーム部(ヘッドアームと呼ぶ)と柔らかいジンバル・ロードアーム(合わせてサスペンションと呼ぶ)を介してつながれる。ヘッドは水平または垂直に設置したディスクの両面に配置されるが、どんな向きでも荷重にヘッド重力(約60mgf)の影響が生じないよう、ばねであるロードアームによって押付力が与えられている。くさび型のすきまを得るため、ヘッド上の押付力着力点はヘッド重心より全長の約5%の長さだけ後ろに置かれている。押付力の着力は接着されていない半球面(ピボットと呼ぶ)を通して行われるため、ヘッドを支えるものが必要になる。その役目をするのがジンバルである。ディスクの反り・うねりに追従してスライダ一面がディスクと平行に相対するように、ジンバルはピッチング・ローリングに対して柔軟に設計されている。

しかし、このワトラスだけが唯一好ましいHGAではない。例えば、図1-2-9に示すような紙でもよい。ヘッド背面を紙で押え、空気抵抗でヘッドが飛ばないようにゴムをストッパーとして後面に添える。回転中のガラスディスクにこのジンバルを付けたヘッドを押し付ければ、スライダ一面に $1\mu\text{m}$ 以下の浮上量を示す数本の干渉縞が観察できる。紙のたわみ程度では押付力が小さいので干渉縞は約100Hzで振動するが、細い棒で背面を軽く押すと振動がなくなる。また、棒の着力点を動かすと前後左右バランスのとれた正常な干渉縞が得られる。このように、サスペンションの新規設計は容易であるが、信頼性の実績が最優先しているので新規設計が実用化した例は皆無に近い。

最後に、HGAに関して本研究が用いた条件を説明する。

図1-2-10は、インラインタイプのワトラスと呼ばれるもので図1-2-8のコアを90度回転して付けたものである。これでも安定な浮上が得られる。現在の小型HDDは、図1-2-11の左に示すように、ある回転軸を中心にヘッドをシークさせるロータリーアクチュエータが多く用いられているが、インラインタイプは主にこのロータリーアクチュエータに使われている。しかし、本研究では、従来型(非インラインタイプ)をリニアアクチュエータ(図1-2-11の右)に取り付けて実験を行った。実験を開始した1986年当時のHDDの主流がリニアであったためである。

また、ロータリーアクチュエータを用いると、ディスク接線方向とスライダ長手方向との角度が内外周で約15度異なる(図2-1-11の右上)。この角度をヨー角(ま

たはスキュー) と言う。ヨー角を付けると浮上量は低下し、例えば15度で15%低下する。しかし、本研究では、リニアアクチュエータを用いたのでヨー角は常に零度とした。

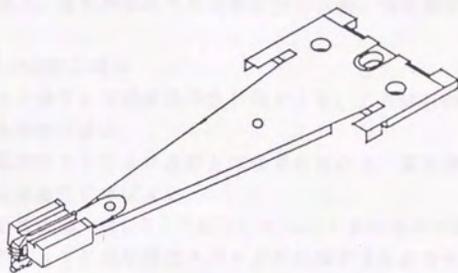


図1-2-10 インラインタイプのワトラスのHGA

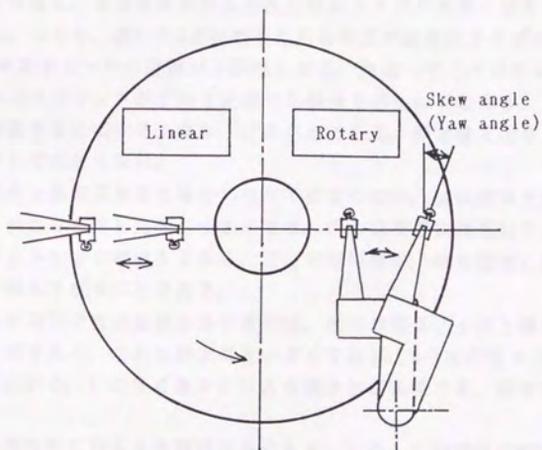


図1-2-11 二種類のアクチュエータ方式

## 1-2-2 低浮上量化

ヘッドの低浮上量化は、将来のハードディスク装置の重要課題の一つである。低浮上量化を阻害するものは、モータの負荷とディスクの摩耗の二つである。つまり、低摩擦・低摩耗のシステムが求められている訳である。本項では、低浮上量化が必要な理由とその問題点、それが解決できる新システム例、等を説明する。

### (1) 低浮上量化が必要な理由

低浮上量化を行うと全ての電磁変換特性が向上する。これはHDDの小型・大容量化のために不可欠な技術である。

記録の面密度は線密度とトラック密度との積であるから、高記録密度化のためにはその二者を別々に高めていけばよい。

線密度を高めるためには、図1-2-5で説明したヘッドまわりの寸法を相似的に小さくすればよい。ギャップと磁性膜はスパッタで作成するためギャップ長と磁性膜膜厚を $0.01\mu\text{m}$ まで小さくできるが、現在のところ、浮上量の減少に制限があるので各々 $0.6$ 、 $0.05\mu\text{m}$ と大きく設計されている。従って、残る浮上量が問題である。

トラック密度を高めるためには、ヘッドのギャップ幅（トラック幅とほぼ同じ）を小さくすればよい。しかし、出力はギャップ幅に比例するので、ギャップ幅を小さくすると出力が減る。出力が減少すると相対的にノイズが大きくなりビットシフトが大きくなる。つまり、図1-2-4で説明した誘導電圧の波形にノイズが混入し、再生信号の1にあたるピークの位置が不鮮明になる。間違つてノイズのピークを拾うと、その信号のタイミングがずれて間違つた信号を再生してしまう。そこで出力を最も簡便に補償する方法は浮上量を下げることである。浮上量を小さくすると出力はほぼ反比例して大きくなる。

同時に、小型化を進める方法も検討しなくてはならない。回転速度を変更せずに、ディスクの径を小さくすると周速が小さくなる。出力は周速に比例して小さくなるので、やはりビットシフトが大きくなる。ここでも同様に、最も簡便に出力を補償する方法は浮上量を下げることである。

また現在、装置設計で自由度が小さい因子は、出力の電気ノイズと隣のトラックからの漏話ノイズである。これも浮上量を小さくすれば、S/N比の増大と記録幅がギャップ幅より広がる、いわゆる書きにじみの減少とが実現でき、両者に対し好ましい。

これらの目的のために行える方策は数多くある。しかし、1990年のHDDのMB（メガバイト）当りの単価は1000円以下であり、3350・3370のその1/10と極めて安い。ヘッドのスライダ幅を狭めて浮上量を下げることほどコスト当りの効果が大きい方策はない。そこで、 $0.01\mu\text{m}$ でも低浮上量化できる技術が注目される。

## (2) 低浮上量化の問題点

低浮上量化は電磁変換特性を確実に向上させる。しかし1990年現在、 $0.13 \sim 0.15 \mu\text{m}$ が保証される最低の浮上量である。これを阻害する問題点はモータの負荷とディスクの摩耗の二つである。

低浮上量を行うためには少なくともディスクの面粗さを小さくしないとけない。図1-2-12にディスクの面粗さとヘッド離陸速度との関係を示す。これは本研究に先だつて行った予備実験の結果である。離陸速度は、速度を増加させながら測定した摩擦力が最低値（ほぼ零）を示す速度とした。面粗さの小さいディスクほど離陸速度が小さい。離陸速度が小さければ少なくともその速度までは接触しないのだから、浮上量を小さくできる。面粗さを小さくしたディスクとして、溝を浅くしたテクスチャー基板、テクスチャーなしのポリシング基板を図では試みたが、材質をガラスに変更したポリッシュ基板を用いるとさらに離陸速度は小さくなることが知られている（図4-2-10で確かめた）。

しかし、このように面粗さを小さくするとスティッキングが生じ易くなる。もつとも、スティッキングが生じてもそれを引き離すような大きな剪断力が与えられれば問題ない。ところが、現在はドライブと同様にモータも小型・小消費電力化しており、摩擦係数が1と小さい時でもスティッキングが発生するドライブも少なくない。モータの駆動力が大きくてできないのだから負荷の方を小さくするしかない。それには、ディスク・ヘッド間の低摩擦化が必要となる。

低浮上量を実現するとCSS時の滑走時間が長くなる。一般のドライブの滑走時間は加速時間の1/10以下である。摩滅するまでの時期を伸ばすためにカーボンを厚くするかシステムの方が摩耗を許容すればよいが、一般にはそのような方法は不可能であり、摩耗自体を減らすしかない。これには材料自体の開発だけでなく、摩耗が発生する条件を緩和することも一つの方法である。ディスクの加減速を瞬時に行うこと（加速はともかく減速はブレーキがあれば1秒で停止できる）、滑走時のシーク（半径方向に動かすこと）併用や外周側でのCSSで接点当りの接触回数を小さくすること、部品の寸法公差を小さくしてzハイトの変動を抑え、ロードアームの押付力を小さくすること、等の方法で改良することができる。

以上述べたことから、低浮上量にはディスク・ヘッド間の低摩擦・低摩耗が必要であることがわかる。

## (3) 低浮上量化を実現する技術

次に、前述の問題点を解決する技術で、現在、検討されているものについて説明する。

### (a) ダイナミックローディング

これはCSSを放棄して、音楽レコードの針のように回転中のディスク上にヘッドを降ろす方式である。使用停止時は回転中にヘッドを引き上げ、非動作時はディス

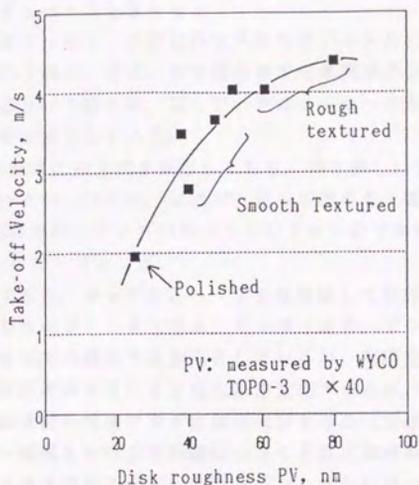


図1-2-12 ディスク面粗さがヘッド離陸速度に及ぼす影響

表1-2-1 低浮上量で実現できる記録密度

Drive	Hf, $\mu\text{m}$	Hc, Oe	Density Bit/in	Density Track/in	Density Bits/in <sup>2</sup>
a) Existing	0.20	950	20 k	2 k	40 M
b) New designed	0.15	1200	30 k	3 k	90 M
c) w/Dynamic load	0.10	1450	40 k	4 k	160 M
d) Perpendicular	0.07	1700	80 k	4 k	320 M
e) w/MR head	0.04	2000	125 K	7 k	875 M
f) Optical Disk	N/A	N/A	16 k	16 k	256 M

クとヘッドが接触しないように持ち上げておく。このようにすればヘッドの滑走・固着・静止の各状態がなくなるので、潤滑液、ステッキング、摩耗、等のトライボジカルな問題を考えなくてもよくなる。

しかし、これにはローディング時にヘッドの角がディスクと接触してクラッシュが発生しやすいという説と、逆に、絞り膜効果で空気膜がダンパーとして働きヘッドの慣性力を支えるという説とが、試していた各メーカーから非公式に出されており、学問的な解析を必要としている。

IBM社も3340型以前はこの方式を採用しており、特に新しい方式ではない。エアシリンダー、モーター、コイル、ピエゾ、形状記憶合金、等で動くランプ機構が試みられたが、CSSの方がドライブのコストとして安いので実用化しなかった。

#### (b) コンタクトレコーディング

浮上量を小さくすると、ディスクとヘッドとは接触して記録再生するようになる。これをコンタクトレコーディングと呼ぶ。オーディオテープや、VTR、フロッピーディスクのように塗布型の媒体では実用化しているが、薄膜型のそれでは前例がない。垂直磁化用の薄膜媒体を用いると高記録密度化できるが、フロッピーディスクでは満足する固体潤滑膜が開発できずに実用化できなかった経緯がある。

なお、スライダ面積と押付力を極端に小さくすれば摩耗を防げるという報告<sup>(29)</sup>もあるが、ワトラスのサスペンションをコンタクトレコーディングに使用すると、共振して高音を発することが知られている。

#### (4) 低浮上量化が実現した場合に得られる記録密度

最後に、これらの技術で達成できる記録密度を試算し表1-2-1にまとめた。

(a)は現在、最も多く生産されている小型機種の場合で浮上量Hfが約 $0.2\mu\text{m}$ で約 $40\text{Mbits/inch}^2$ である。(b)は1990~91年に発売される機種でHfが $0.15\mu\text{m}$ で約 $100\text{Mbits/inch}^2$ は得られる。ディスクの保磁力を大きくしヘッドのギャップ長を小さくすることで線密度を、ヘッドのトラック幅を小さくすることでトラック密度を、それぞれ向上できる。トラック幅が $6\mu\text{m}$ 以下になるとトラックサーボが困難になるので、まず、簡単な線密度向上の方に注力するであろう。ここでウインチェスタ方式は限界を迎える。(c)のダイナミックローディングでHfを $0.10\mu\text{m}$ にし、さらに低く $0.08\mu\text{m}$ 以下にすれば(d)の垂直磁化(ディスクの磁場が膜の厚み方向に生じる。反磁場が減少し高密度記録に適する)を用いることもできる。(e)は再生にMR(磁気抵抗素子)ヘッドを用いた、2000年の予割装置<sup>(54)</sup>である。約 $900\text{Mbits/inch}^2$ と大きくなる。ガラス基板を用いてもHf= $0.04\mu\text{m}$ では外乱に対し流体潤滑を保持するのが困難になり、実際はコンタクトレコーディングの状態にも耐えるシステムが必要になろう。(f)は現在の光ディスクの例であるが、磁気ディスクもHf= $0.08\mu\text{m}$ まで低浮上量化が進むと面密度でこれに並ぶ。

### 1-3 本研究で用いるディスク面粗さとヘッド浮上量

摩擦力の発生時期である滑走時のディスク・ヘッドの位置関係を考えることは、ヘッドの滑走状態のモデルを作成のために重要なことである。位置関係は、ディスクの面粗さ、ディスク・ヘッド間のすきま、ヘッドの面粗さ、の3つで決定される。図1-3-1(a)にその3者を示す。ディスク・ヘッド間の距離、つまり浮上量は図では凸部同士の距離に描いてあるが、面粗さの平均線同士の距離にすべきかも知れない。検討が必要である。

1-2-2で述べたが、低浮上量は将来のHDDにとって不可欠である。そのためには面粗さを小さくした方が望ましい。図の(c)に示す。ところが、この平滑な2表面が接すると、油のついた定盤同士が擦り合わさるように両者は吸着し分離できなくなる。この事故をスティッキング（吸着）と呼ぶ。スティッキングを防止するためには、ディスクかヘッドかどちらか一方を粗くすればよい。

ヘッド表面を荒す方法を検討する。スライダー面だけを荒せると好ましい。しかし、研削で面を荒すとギャップ部分にもスクラッチが付き、角が「欠け」易くなる。その上、研削加工がフェライトの表層に非磁性の残留応力層で作る。このため、ヘッドは平滑にせざるを得ず、その結果としてヘッドは平滑、ディスクは凹凸という位置関係が現在まで継承されてきた。これらの関係を図の(b)に示す。ところが、最近、研削に代わりドライエッチングを用いることができるようになった。これを施すと、結晶粒（直径約 $10\mu\text{m}$ ）ごとに凹凸（高さ約 $10\text{nm}$ ）を持つスライダー面が、ギャップ部の損傷なく加工できる<sup>(57)</sup>。しかし、本研究では、従来からの加工法による平滑面を持つヘッドを用いた。

1-3-1ではディスクの面粗さを、1-3-2では浮上量を詳しく検討するので、その前に図1-3-1の位置関係を決定する項目のうち、残る一つであるヘッドの面粗さをここで説明する。

ヘッドの表面に関する数値として、面粗さ、平面度、クラウン量、等を求める。クラウン量はスライダーの空気流の方向に沿って測定する真直度であり、中間が凸に変形している場合に正、凹の場合に負になる。ヘッドスライダー面の面粗さを測定してみると(WYCO社製TOP0-2Dの面粗さ計使用)と、 $330\mu\text{m}$ の測定長でPVは $10\sim 20\text{nm}$ となり小さい。クラウン量は測定長としてスライダー長に等しい $3.6\text{nm}$ を用いると、 $0\sim 10\text{nm}$ の正の値をとる。スライダーは一本が長さ $3.6\text{mm}\times$ 幅 $0.7\text{mm}$ であり、約 $2.5\text{nm}$ 隔てて二本が平行に並んでいる。この二本の平面の段差は $20\text{nm}$ 以下であり、二本のスライダーを含めた面積での平面度は $40\text{nm}$ 以下になる。つまりヘッドは $330\mu\text{m}$ の長さのPVで $10\sim 20\text{nm}$ 、約 $3\text{nm}$ 四方の平面度で約 $40\text{nm}$ と、極めて平滑・平坦な表面を持つ。

### 1-3-1 本研究で用いるディスク面粗さ

#### (1) 表面形態

塗布型の表面形態を図1-3-2の(a)に示す。アルミナの先端の一部分が、あたかも「海上に浮遊している冰山」のように樹脂の上に突き出ている。アルミナの密度は、 $1.7 \times 10^4$ 個/ $\text{nm}^2$ <sup>(8)</sup>である。約 $8 \mu\text{m}$ 四方に一つの割合であるが、一様に分布しておらず数個ずつ密集している。

薄膜型の開発当初の表面形態は、塗布型のそれからアルミナの突起を除いたものであった。当然、スティッキングが生じる。これを防止するために、平滑な基板表面を故意に荒す工程を加える。基板は硬質下地膜を付与した後、そのままスパッタするのではなく、加工液で侵食された表層を除去するため表面が鏡面になるまで磨くポリシング（バフ研磨）工程を通し、その後にスパッタ工程を行う。新たな荒し工程はポリシング後に加えられた。この鏡面に、音楽のLPレコードのような円周状の溝を深さ約 $0.1 \mu\text{m}$ で全面につける。この工程をテクスチャリング、加工面自体をテクスチャーと呼ぶ。表面形態を図1-3-2の(b)に示す。あたかも「トタン板の波」のようにテクスチャーの山脈が平行にそろっている。また、この山脈の方向と空気流の方向とが平行になる形態でもある。

油をつけなければ定盤が離れやすいように、潤滑液を付着させなければ平滑な面のスティッキングが防止できるはずである。しかし、潤滑液は摩耗防止だけでなく、酸化防止にも効果がある。フロロカーボン系潤滑液のふっ素が水をはじき、カーボン上の水の接触角は潤滑液の付与で40度から100度へと著しく大きくなる。このような理由から、潤滑液を付与せざるを得ないから、その短所のスティッキングを防止するためにテクスチャーも付与せざるを得ないのである。また、テクスチャーの溝は磁気特性にも寄与する。スパッタでは磁気異方性が生じ、円周方向の保磁力が半径方向のそれより100~200 Oe（エルステッド）高くなる。このスティッキング防止と磁気異方性発生との二つの理由で、薄膜型には必ずテクスチャーが施されている。

次にテクスチャー溝の方向について考える。もし、半径方向に溝をいれると出力ノイズが大きくなる。図1-3-3で説明する。ヘッドは、スライダー長S1より長い周期WLを持つうねりに追従して浮上するが、小さい周期RLを持つ面粗さには追従せず直進する。これは1-2-1において、ディスクのうねりの周波数と浮上量との関係を示す図1-2-7<sup>(73)</sup>を用いて説明した。後者のようにヘッドが直進すると、ディスク面粗さの振幅分だけ浮上量が変動することになる。ところが、出力は浮上量にはほぼ反比例するのでその浮上量変動は出力変動、つまりノイズを励起する。このようなノイズの防止のため、溝は半径方向でなく円周方向につけられている。

だが、テクスチャーの溝は、正確には円周方向の溝ではなく、図1-3-4に示すように交差する二つの平行円弧群で構成される溝である。テクスチャーは砥粒を含浸

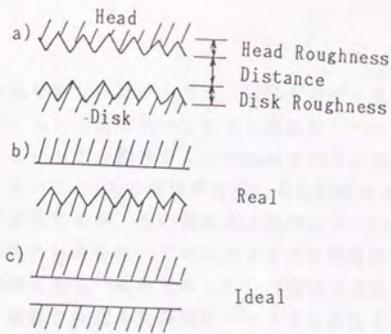


図1-3-1 ヘッド・ディスクの位置関係

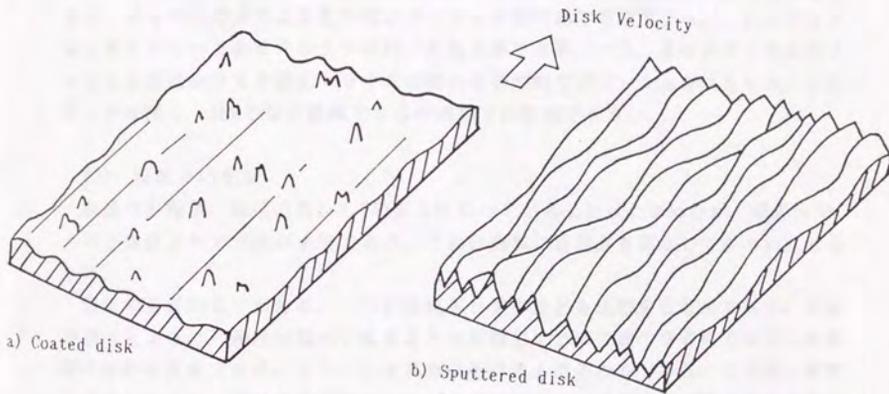


図1-3-2 ハードディスクの表面の模式図

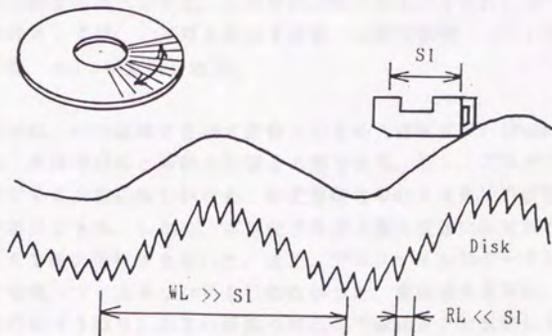


図1-3-3 半径方向にテクスチャリングした場合のヘッドの浮上状態

させたパッドまたは砥粒を貼つけたテープを、回転するディスクに押し付けて加工されるが、面粗さをディスク全面で均一にするためには、パッドやテープを半径方向に動かさないとはいけない。その動きがこの円弧群を作るのである。テクスチャーによる磁気異方性が大きいCo-Ni系の磁性膜を用いると10度以上の交差角のディスクに大きな出力ノイズが生じるが、その磁気異方性の小さいCo-Cr-Ta系やCo-Pt系では40度と大きい交差角のものを用いても出力ノイズに問題はない。本研究では研究を開始した1986年当時に最も一般的であった1~3度の交差角を持つものを用いる。

また、本研究では、面粗さを変えた薄膜型ディスクの基板として、テクスチャーを付与せずにポリッシュだけで加工を終えた基板（ポリッシュ基板と呼ぶ）を用いた。テクスチャー基板が一方方向のみに大きな凹凸が存在する、異方性の表面形態を持つのにに対し、ポリッシュ基板は種々の方向に向かうスクラッチが交差する、等方性の表面形態を持つ。基材がアルミニウムのポリッシュ基板の表面に強い光を当てると、いくつかの方向に多数の微小スクラッチが肉眼で観察できる。これはポリッシュのスラリーであるアルミナが作った加工痕である。一方、基材がガラスのポリッシュ基板はシリカや酸化セリウムの微小な研磨材でポリッシュされたため、スクラッチは浅く、SEMでなら観察できるが肉眼では観察できない。

## (2) 面粗さの測定

表面の形態が、前述の図1-3-2のようにになっていることはわかったが、図の水平方向と垂直方向の寸法が未定である。これは実際に面粗さを測定して決めねばならない。

測定する目的は二つある。一つは面粗さとすきまとを比較するためである。緒言で述べたように、潤滑状態がすきままたは面粗さによって変化するので両者の絶対値の比較は重要である。もう一つは真実接触点数を得るためである。これも、緒言で述べたように、接触点数が変化すると接触点での応力や摩擦の形態が変わるので、接触点数の推定は重要である。

面粗さの測定方法としては、この目的に沿ったものを選択しないとはいけない。その際、条件としては、a)面粗さを示す変数、b)測定面積、c)ディスク表面と平行方向の分解能、の3つが重要である。

本研究では、a)の面粗さを示す変数として最大面粗さ PV (Peak to Valleyの略)を用いる。最高の凸部と最低の凹部との差である。もし、プロファイル(断面)の高さ分布が正規分布に等しいなら、最大面粗さでなく自乗平均面粗さでそのプロファイルが規定できる。しかし、本研究では浮上量と直接に絶対値の比較を行いたいため、あえて最大面粗さを用いた。また、プロファイルのデータから最大面粗さを計算する場合、フィルタリングを行わなかった。測定長を基準に、それより大きい周期の凹凸は「うねり」小さい周期の凹凸は「面粗さ」と規定して $R_{max}$ が処理され

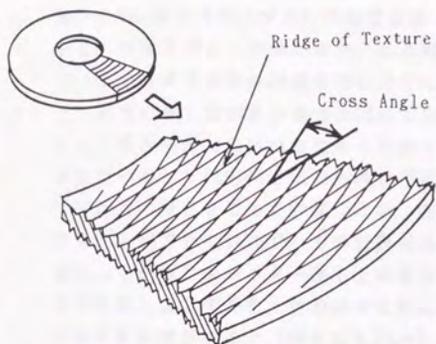


図1-3-4 実際のテクスチャー方向

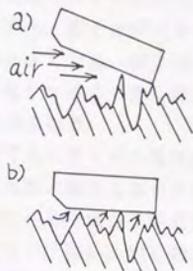


図1-3-6 谷の部分に存在する空気の働き

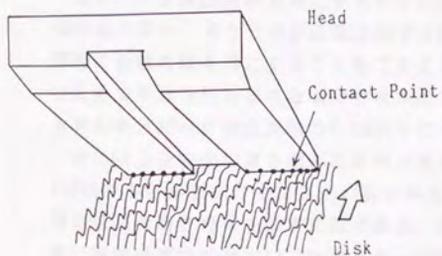


図1-3-5 ヘッド滑走時の想像図

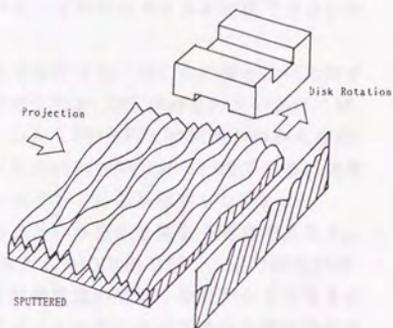


図1-3-7 薄膜型ディスクの投影断面の模式図

ることが多いが、本研究では、ヘッドとの接触をプロファイルから直接に推定したため、あえてフィルタリングは行わなかった。

このPVを求める場合、面粗さの情報を線上のデータでなく面上のデータから得る。図1-3-5は滑走時のヘッドの接触想像図である。流出端で線上にディスクと接している。時間と共にこの線が進み、ある期間ではある面と接したことになる。面上のデータの方が滑走中の接触点数の推定に有効である。また、面上のデータを用いると、表面に異方性がある場合は測定方向による誤差が小さくなる。例えば、テクスチャー基板の表面は凹凸をなぞる半径方向で大きな面粗さを得るので、線上のデータを用いると半径方向と円周方向とでは大きなちがいが生じる。

PVは谷の深さを含めて計算したが、谷がいくら深くてもスライダ面は谷底に接することができないので、その計算値は滑走時の接触点数の検討にとっては意味がない。しかし、スライダ面上部を塞がれた谷の中にある空気分子が動圧発生に寄与すると仮定すると、谷の深さを無視して議論できない。図1-3-6(a)のようにわずかでも速度があると(例えば0.1m/s)、流入端の前部の0.5度面に動圧が発生して流入端が持ち上がり、くさび形のすきまの中に外から流入した空気分子が動圧発生に寄与するという報告<sup>(67)</sup>、同図(b)のように、ある速度(例えば2m/s)までは摩擦力でヘッドがつんのめって流入端からの空気流は塞がれ、スライダ面が谷を覆ってしまうので、谷の中にある空気分子だけが動圧発生に寄与するという報告<sup>(34)(63)</sup>、等の相反する結果が報告されている。どちらのモデルか確認できないので、本報では谷も含めて計算した。

また、PVは接触点数を推定するために必要な高さ分布、特に山の高さ比べに関する情報がない。高さ分布が正規分布で自乗平均面粗さRMSが得られていれば、確率的に接触点数を推定することもできよう。しかしRMSとPVとの相関がわからなかったのをそれを用いることはできなかった(例えばPVはRMSの5~10倍である。確率を考えるとピークは全面積の0.1%以下にピンポイントにしか存在しない)。

次のような突起の頂を結んだ曲面の高さ分布という面粗さ変数も有用であろう。RMSは谷も斜面も含む全測定点の高さから計算されたのであるが、ここで得たい情報は突起の高さ分布を示す変数である。混合潤滑状態の場合、動圧が小さくなるに従い接触垂直力が増加し、スライダ面はディスク凸部の高いものから順に接するようになる。接触垂直力は凸部が塑性変形して押しつぶされるほど大きくないと仮定すると(実際に押しつぶされたような塑性変形は観察できない)、凸部の頂をむすんだプロファイルの確率分布関数(検定線の高さの関数で、その高さでプロファイルをよぎる長さとの比、最高の凸部で0%、最低の凹部で100%になる)がわかれば、動圧の低下に伴う接触点数の増加が予想できる。図1-3-7は、薄膜型の数 $\mu\text{m}$ 四方の表面を推定した図(図1-3-2(a)の再録)であるが、「トタン板の波」の尾根の部分は直線状ではなく、群れをなして泳いでいる「イルカの背」のように曲線状にちがいない。その背の高さの分布、つまり同図右下に示した投影断面が前

述した凸部の頂を結んだプロファイルになる。このプロファイルから得る値は表面の凹部の情報を無視しているが、滑走時の接触点数の検討には有用である。

このように凸部に注目をした解析方法も重要であるが、ここでは、まず最大面粗さPVに絞って実験を進める。

b)の測定面積は $3\text{nm}$ 四方とした。これはスライダー面積と同程度の測定面積としたものである。図1-2-7で示すように、周期がスライダー長以上の面粗さ(うねり)にはヘッドが追従するので、スライダー長を検討の基準にしなければならない。 $3\text{nm}$ と決定すれば、スライダー長以下の周期のうねりを $3\text{nm}$ のプロファイルの中にとらえることができる。

しかし、これより大きい測定面積を必要とする場合もある。一つはテクスチャーの加工でできる「バリ」が存在する場合である。テクスチャー加工は塑性加工であるから、一部で溝の脇が土手のように盛り上がったバリが発生し、この発生は完全には防止できない。もう一つは「ノジュール」が存在する場合である。基板や膜内のガスが膨らみ、高さ $0.1\mu\text{m}$ で幅 $0.5\text{nm}$ のふくれのようなノジュールがまれに発生する。

もし一周に一つでもこれらがあると、CSSで離陸するためにはより大きな速度を必要とする。本研究で用いたディスクは実験に先立ち、 $0.15\mu\text{m}$ の浮上量(次節で定義する仮想浮上量であるが)で浮上するピエゾ付きヘッドによって高さ $0.15\mu\text{m}$ 以上の突起がないことを全面チェックしているが、 $0.15\mu\text{m}$ 以下の突起の存在に対してはチェックしていない。その $0.15\mu\text{m}$ 以下の突起の存在を表面粗さの測定で見つけようとする、 $3\text{nm}$ 四方の測定面積では小さいのである。バリ・ノジュールの発生確率にもよるが、もしバリが一面に一カ所とするとディスク全面の測定が必要になる。本研究では測定の便宜上それらを見逃し、測定面積は $3\text{nm}$ 四方と決定した。もちろん、 $3\text{nm}$ 四方の測定のサンプル数を増やせばよいが実際には難しかった。

この測定面積で得られたPVはランダムに測定場所を数点選んだ場合に得られる値の最大値であるが、たまたまバリやノジュールに測定場所が含まれれば大きくなるし含まれなければ小さくなる。例えばヘッドがぐるりと一周滑走する時に接する面積を $3\text{nm}$ 四方ずつに分けて測定したと考える。もしそれらの1%にPV=140nmがあっても99%でPV=70nmであれば測定でPV=70nmを得る確率の方が大きい。

ここで問題となるのは測定目的1)の面粗さとすきまとの比較である。前節ではヘッドの滑走状態を「ディスクと相対速度を持ち、かつディスクの一回転中に少なくとも一カ所は接触する状態」と定義した。前例では円周の内99%は浮上しているが1%は滑走するという状態が存在する。定義に従えば1%でも接した場合は滑走状態であり、この1%のピークと接しなくなった速度が離陸速度である。明らかにこの時の離陸速度は100%でPV=70nmの場合のそれより大きくなる。

離陸時のすきまは摩擦力の有無で決定できるが、これは定義のようにその1%のピ

ークを考慮する方法である。一方、面粗さは先述したように99%の方を考慮しているのであり、両者を比較しても意味がない。また、常にその1%が存在するわけでもないから補正係数を導入することもできない。そこで、すきまの方も99%を考慮して1%を無視することにする。この方法は図4-2-9を用いて定義する。

本論文の「離陸」は99%（この数値もおおよそその値であるが）浮上した時点の状態を意味するが、99%は面粗さとすきまとの比較を行うための一基準点にすぎない。実際の100%浮上した離陸とは異なることに留意しないとらない。

c)のディスク平面と平行方向の分解能は10nmとした。この分解能は、真実接触点の大きさより小さくしなければならない。この10nmはSTMで観察できる凸部の大きさから決定した。データは本節の後半で示す。

以上の3点の条件を満足して測定できる測定装置を見いだす必要がある。しかし、結論を先に述べるとそのような装置はなかった。測定面積と分解能とが相反する条件になっており、どちらかを優先するともう一方が劣ってくる。このため、各測定装置ごとにそれに特有な測定面積・分解能の条件で測った実際の最大面粗さを重ね合わせて、b)の3nm四方の測定面積とc)の10nmの分解能とを満足する最大面粗さを推定する。この面粗さは推定した面粗さなので「仮想最大面粗さ（PViと略す）」と呼ぶ。

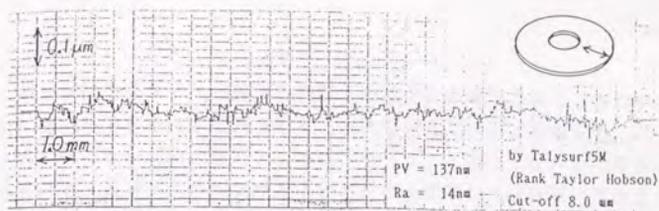
### (3) 各測定装置で得られる最大面粗さ

ここでは、仮想最大面粗さの推定に用いる、各測定装置で得られた実際の最大面粗さを説明する。

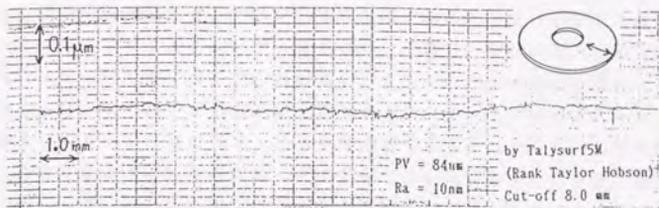
まず、原理の異なる各測定装置を用いてディスクの面粗さを測る。最初に、触針式の測定法を説明する。

図1-3-8の(a)に塗布型ディスクのプロファイル（触針式で得られた表面形状の測定値）を示す。測定方向は半径方向、測定長は8nmである。一般には測定長として0.8nmを用いているが、本図ではうねりも観察したいため8nmにしてある。測定長は計算上の長さであり、これより長いうねりは濾過されて計算される。数nmごとに見える突出したピークと基底線との差が、アルミナが突き出ている高さである。塗布型ディスクはこの高さが0.10~0.20 $\mu\text{m}$ になるように、樹脂とアルミナとが制御されている。これは機械特性を決定する重要な値であり、触針式のデータは有意義な情報を含むことがわかる。

ところが、薄膜型には触針式が適用できない。針（スタイラス）の先の形状は底面積が2.5 $\mu\text{m}$ 四方で90度に広がる角錐台である。テクスチャーの溝の幅と比べると、底面の一辺が大きいので溝の中に入らない。図1-3-8の(b)にプロファイルを示すがこれは一直線になっている。肉眼でも観察できる溝を検知できないのであるか

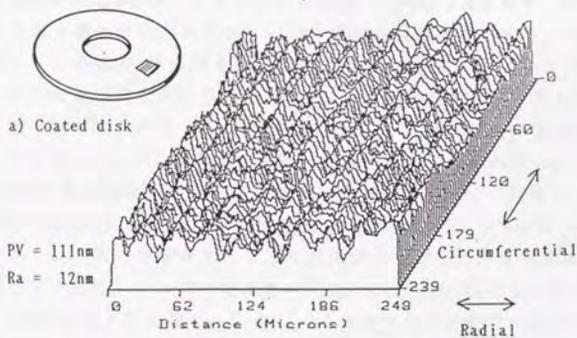


a) Coated disk

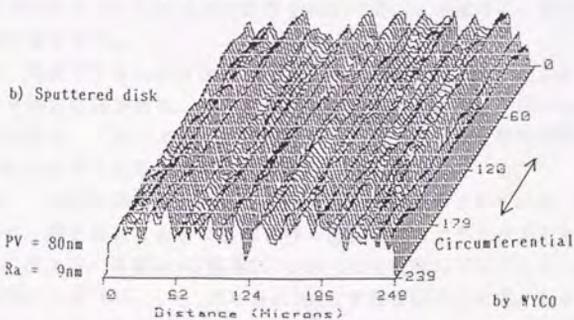


b) Sputtered disk

図1-3-8 触針式面粗さ計で測定したディスク表面



a) Coated disk



b) Sputtered disk

図1-3-9 干渉縞走査式面粗さ計で測定したディスク表面

ら、明らかにテクスチャー基板の面粗さの測定に不適であることがわかる。

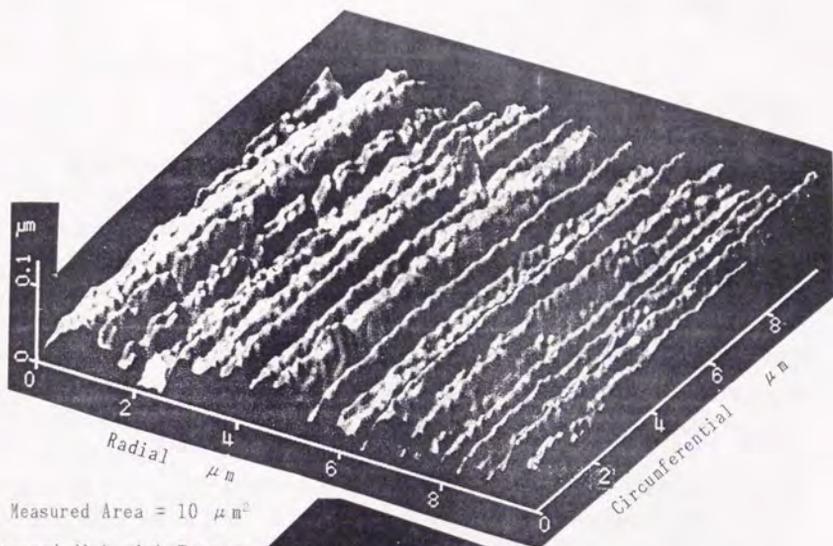
次に光、電子等を用いて表面形状を求める方法について説明する。これらの方法のうち、いくつか実用化されているが、ディスクに対しては次の各種の方法が採用されている。オプティカルフラットと測定面との間にくさび形のすきまを作り、ピエゾでオプティカルフラットを動かしながらそこに生じた干渉縞を走査させ、ピエゾ変位量と干渉縞移動量とで表面形状を計算で求める方法（干渉縞走査式と呼ぶ）、ノマルスキープリズムにレーザー光を通し、直進光と平行に微小距離（約 $1\mu\text{m}$ ）離れる分光とを測定面に当てながら走査し、それぞれの反射光の干渉から反射面の高低差を求め、その軌跡で表面形状を求める方法（ノマルスキー式と呼ぶ）、SEM内で電子ビームを測定面に当て、反射角度の変化を測りながらビームを走査し、角度変化の積算量から変位量を求め、その軌跡で表面形状を求める方法、垂直に動くレンズでレーザー光の焦点を常に測定面上で結ばせながら走査して、その焦点変位量の軌跡から表面形状を求める方法、針と測定面との間のトンネル電流が一定となるように針の垂直変位を制御しながら走査し、その変位の軌跡から表面形状を求める方法（走査型トンネル顕微鏡、STMと呼ぶ）、等が採用されている。いずれも、垂直方向の分解能は約 $1\text{nm}$ 、水平方向のそれはSTMの約 $10\text{nm}$ を除き、約 $1\mu\text{m}$ である。

このうち、最も広く用いられている干渉縞走査式を検討する。ディスクを測定した結果として表面の3次元図を図1-3-9に示す。本研究では、レンズの倍率として $250\mu\text{m}$ 四方の像が得られる40倍を用いた。(a)の塗布型のデータと(b)の薄膜型のデータとに「畑の畝」のような山脈が見える。(a)は基板を旋削仕上げをした時の送りマークによって、(b)はテクスチャーによって、それぞれ作られた山脈である。

(a)の塗布型の図にはアルミナの突起が示されていない。対物レンズの倍率が40倍と小さく解像度（分解能）が低いため、直径 $1\mu\text{m}$ のアルミナが検知できなかったのである。レンズの倍率を大きくして解像度を上げると、視野が狭くなるので測定面積は小さくなる。アルミナを検知するために倍率を200倍と大きくすると、視野は約 $40\mu\text{m}$ 四方と小さくなる。しかし、その視野内では旋削の送りマークや密集したアルミナを捕らえられない可能性が出てくる。このように、塗布型に対してこの測定法は適さない。

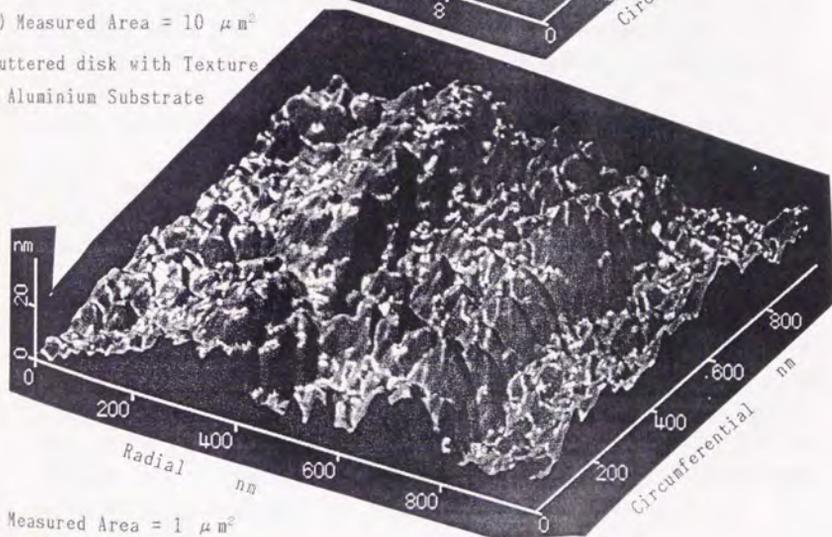
一方、薄膜型にはこの方法が広く用いられている。面粗さはこの面積内の3次元のデータから計算される。PV（最大面粗さ、山と谷の差）で $50\sim 100\text{nm}$ 、RA（平均中心平面粗さ、プロファイルと平均平面との差の積分値を測定面積で除した値）で $5\sim 8\text{nm}$ にそれぞれなるようにテクスチャーは制御されている。

なお、このPVは測定値にフィルターを通さずに計算されている。図1-3-8の触針式のPVは、測定長より大きな周期を持つ面粗さ（うねりと呼ぶ）を濾過して計算している。例えば、周期 $1\text{nm}$ の振幅 $0.1\mu\text{m}$ の正弦波のプロファイルを、測定長を $8\text{nm}$ で測定すればPV $=0.1\mu\text{m}$ 、それを $0.8\text{nm}$ にすればPV $=0$ となる。しかし、測定長の $8\text{nm}$ に対し本研究で求めたい波長 $3\text{nm}$ のうねりは濾過されないで、フィルタリング



(a) Measured Area =  $10 \mu\text{m}^2$

Sputtered disk with Texture  
on Aluminium Substrate



(b) Measured Area =  $1 \mu\text{m}^2$

図1-3-10 STMで観察した薄膜型ディスクの表面

なしと実際には同じである。

図1-3-9の(b)に示した、薄膜型ディスクの「畝」の間隔に注目すると、それは約 $10\mu\text{m}$ であることがわかる。

干渉縞走差式の性能を評価するため、この表面を解像度のよいSTMで測定みると、図1-3-10に示す表面の3次元が得られる。測定面積は(a)が $10\mu\text{m}$ 四方、(b)が $1\mu\text{m}$ 四方であり、非測定物は潤滑液のない薄膜型ディスクである。まず、(a)に注目する。干渉縞走差式では一つの「畝」の間隔が $10\mu\text{m}$ であったが、STMではその $10\mu\text{m}$ の中に多くの「畝」が観察でき、その間隔は $0.2\sim 0.5\mu\text{m}$ であることがわかる。STMの針の先の形状が半径約 $0.1\mu\text{m}$ の丸みを持った円錐であるため、溝の幅に比べると小さく、その中に入ってなぞることができたのである。このSTMでの間隔はTEM(透過型電子顕微鏡)で観察した時の、断面写真から得られる間隔とほぼ等しい。(b)にも二本の「畝」が観察できる。また、図1-3-9では一直線に見えた「尾根」も、(b)では尾根に沿って約 $70\text{nm}$ の周期で凹凸が観察できる。

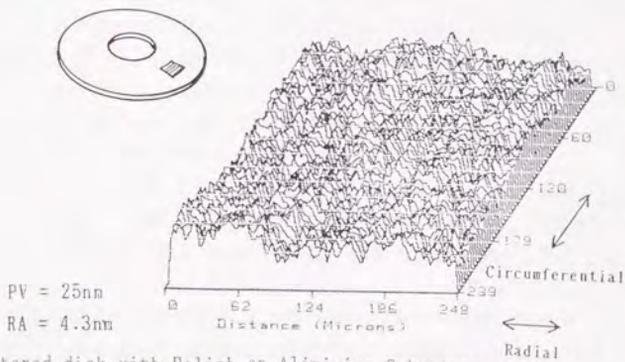
このように、図1-3-9の干渉縞走差式で得た表面図は解像度が不足している。解像度不足を高倍率で補うと視野が狭まり、塗布型を用いた議論と同様に、前述の $10\mu\text{m}$ 間隔の「畝」が検知できなくなる。十分な分解能を持つSTMで広範囲を測れば最も好ましいが、それにも熱変位、粗動走査機構の精度不足、等が生じて、現在の装置では測定面積を $100\mu\text{m}$ 四方以上になると意味のあるような像が結ばれていない。

また、図1-3-9の表面図は測定面積も不十分である。この測定面積は $250\mu\text{m}$ 四方であり仮想最大面粗さに必要な $3\text{mm}$ 四方に比べ小さい。これを補足するには触針式のデータがよい。図1-2-8の測定長 $8\text{mm}$ のデータが $1\text{nm}$ 程度のうねりを示すはずである。

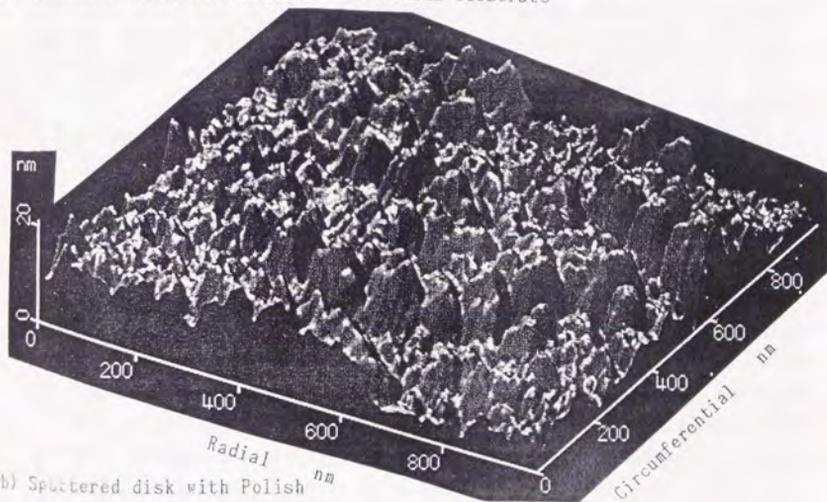
図1-3-11はポリッシュした基板を用いた薄膜型ディスクの干渉縞走差式とSTMの3次元表面図である。(a)はアルミニウムが基材のポリッシュ基板の、(b)はガラスが基材のその、各々データである。平滑なディスクであるが両者とも小さな凹凸が観察できる。(a)を観察すると、溝が図の左下から右上に連なっているように存在し、多くのスクラッチでポリッシュの表面が形成されたことがわかる。ガラスの基板はより平滑な表面形態を持つが、それでも(b)を観察すると、多くの高さ約 $10\text{nm}$ の山が図の左から右に連なっているように存在することがわかる。

#### (4) 仮想最大面粗さの推定

(3)で述べた検討から、本研究では実際に測定する最大面粗さの条件を次のように定義する。測定方法として、触針式(Talysurf5M、Rank Taylor Hobson社製)、干渉縞走差式(TOPO-3D、WYCO社製)、STM(セイコー社製)、等を各々用いる。触針式は測定長さを $8.0\text{mm}$ 、測定方向を半径方向とした場合のフィルタリングしたPVを用いる。干渉縞走差式は測定面積を $250\mu\text{m}$ 四方とした場合のPVを用いる。STMは



(a) Sputtered disk with Polish on Aluminium Substrate



(b) Sputtered disk with Polish on Glass Substrate

図1-3-11 ポリッシュ基板を用いた薄膜型ディスクを、  
(a)干渉縞走査式面粗さ計で測定した表面と、  
(b)STMで測定した表面

測定面積を $10\mu\text{m}$ または $1\mu\text{m}$ 四方とした場合のPV(3次元図から読み取る)を用いる。

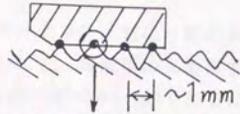
なお、これらの測定によって得られた各最大面粗さは図1-3-12に示すスケールの最大面粗さである。面粗さの周期として、図の(a)に示す $1\text{nm}$ のオーダーのもの、(b)の $10\mu\text{m}$ のオーダーのもの、(c)の $0.1\mu\text{m}$ のオーダーのもの、の3種類が挙げられるが、これらはそれぞれ(a)から順に触針式、干渉縞走査式、STMのデータから得ることができる。表1-3-1にそれぞれの最大面粗さを調べ、仮想最大面粗さをその和によって求めた。この結果によると、仮想最大面粗さは塗布型で $0.19\mu\text{m}$ 、薄膜型テクスチャー付で $0.15\mu\text{m}$ 、薄膜型ポリッシュあがりで $0.065\mu\text{m}$ 、薄膜型ガラス基板で $0.03\mu\text{m}$ 、とそれぞれ概略決定できる。

図1-3-12の(d)は薄膜型ガラス基板の場合を2次元模式図である。作図しやすくするために、図(a),(b),(c)のスケールで観察される形状を、振幅が同じで周期がそれぞれ $1, 1/5, 1/25$ である三角波とした。横軸の縮尺は説明したい寸法によって適当に伸縮させている。触振式は突起の上をなぞるから図(d)の点線Aが観察される。干渉縞走査式は分解能が細線の三角波周期より大きいため、その平均値の太線Bが観察される。測定長さは $250\mu\text{m}$ と小さいため、点線Aのうねり分が重畳されていない。STMは細線と同じ太線Cが観察される。測定長さは $10\mu\text{m}$ とさらに小さくなるので点線Aと太線Bのうねり分が重畳されていない。これより細線の最大値と最小値との差PViは点線A、太線B、太線Cの3者のPVの和であることがわかる。

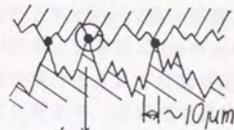
スライダー長が触針式で観察される周期WAより大きいとすると、ヘッドはその周期のうねりに追従しないため、接するところは図上の点線Aのピーク点DとEになる。接触する真実接触点候補は多くの突起の内、点線Aのうねりのピーク周辺の突起に限定されるのである。一方、いずれのディスクも周期が $0.2\sim 1\text{nm}$ の点線Aのうねりが観察できる。このため、摩耗する場合はある高いピークのカーボンだけが離散的に除去されるのではなく、ある範囲に固まっているピーク群が選択的に除去されると予想される。

本研究ではたまたま上記の3種類の視野を持つ測定機器を用いたため、表面粗さの周期をおおよそ $1\text{nm}$ 、 $10\mu\text{m}$ 、 $0.1\mu\text{m}$ とそれぞれ100倍ずつ不連続に区切って調べた。実際のディスク表面粗さではどの周期の成分を持つか仮想的にスペクトル分析してみる。塗布型は旋削の送りとアルミナの密度に関係する $5\sim 50\mu\text{m}$ の周期の成分が大きい。前者は一定の周期を持ちスペクトルもその周期で不連続に大きくなるが、後者は樹脂の中に確率的に分散するアルミナによるためスペクトルは連続になる。薄膜型はポリッシュでもテクスチャーでも $0.5\sim 5\mu\text{m}$ の砥粒を用いて加工するため、 $0.1\sim 1\mu\text{m}$ の周期のスペクトル成分が大きくなる。しかしいずれも切削のように機械が作る加工想定面に沿って平滑面が得られる母性原理の加工方法ではなく、多くの砥粒が高い突起を確率的に選択して削るため平滑面が自然に得られる浮動原理の加工方法を用いているため、砥粒の加工痕の周期も確率的でありそのスペクトルは連続にブロードになる。

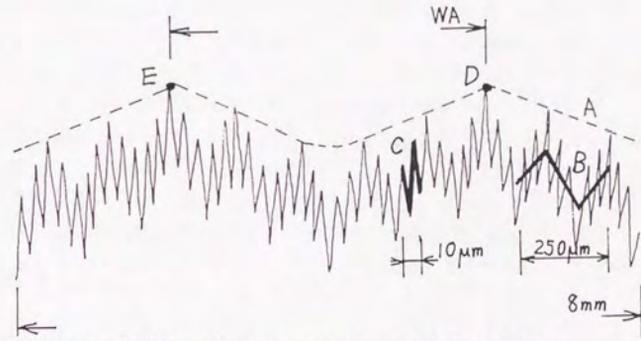
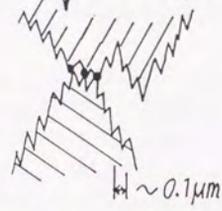
(a) Profile with Stylus



(b) Profile with Scanning Fringe



(c) Profile with STM



(d) Imaginary Profile of Sputtered disk on Polished Glass

図1-3-12 各種の尺度で観察できる面粗さ

表1-3-1 各種ディスクの仮想最大面粗さ

Sample \ Wavelength	~1nm	~10 $\mu$ n	~0.1 $\mu$ n	Total
Coated	80 nm	110 nm	N/A nm	190 nm
Sputtered w/Texture	20	80	50	150
Sputtered w/Polish	20	25	20	65
Sputtered w/Glass	10	10	10	30

以上の検討から、塗布型・薄膜型は旋削の送りマーク以外は特に一定の周期だけに大きいという不連続なスペクトル成分を持たないこと、薄膜型の表面粗さに現れる主な周期は $0.1\mu\text{m}$ オーダーであり塗布型の $10\mu\text{m}$ オーダーの $1/100$ であること、等がわかる。また仮想最大面粗さに必要な $10\text{nn}$ の分解能と $3\text{nn}$ 四方の測定面積とは、薄膜型の表面粗さを表すために必要であることがわかる。前者は $100\text{nn}$ の小さい周期の成分を後者は $100\text{nn}$ から $3\text{nn}$ までの広範囲の周期の成分をそれぞれ調べるためである。加工方法がそのような表面を作ってしまったのだから、本研究ではPViのような仮想変数を用いて推定せざるを得ないのである。

### 1-3-2 本研究で用いるヘッドの浮上量

ヘッド・ディスク間の距離を表すパラメータとして浮上量 ( $H_f$ と記す)がある。 $H_f$ は、ディスク面粗さと同様、本研究では重要なパラメータなので詳しく説明する。

$H_f$ はディスクの電磁変換特性においても重要なパラメータである。ヘッドコアのギャップから漏れた磁場はコアから離れるに従い減小していくので、磁場の強さに大きな影響を与えるパラメータとして、 $H_f$ はドライブの設計に不可欠である。磁場の漏れるヘッドコアのギャップ近傍に注目して、 $H_f$ はコア下端面からディスク表面までの距離と定義される。

しかし、モノリシック型ヘッドではギャップが幅約 $10\mu\text{m}$ ×長約 $0.5\mu\text{m}$ と小さいため、ギャップでの浮上量を白色光干渉稿法(本項で後述する)で測定することは難しい。そこでスライダ一面の流出端をその代替測定点とする。コア下端面はスライダ一面と同一平面になるように加工されており、ギャップ位置は二本のスライダの流出端を結ぶ線上に配置されているので、実用上 $H_f$ をスライダ一面の流出端からディスク表面までの距離と定義し直しても大きなちがいが生じない。コンポジット型や薄膜型はギャップがスライダの流出端にあるので測定は容易である。

本研究は電磁変換特性に関する研究ではないので、 $H_f$ の定義として測定しやすい方のスライダ一面の流出端からディスク表面までの距離を用いる。

本論文の冒頭から本節までで用いていた $H_f$ は上記の定義を使用していた。しかし、 $H_f$ がディスクの面粗さと同程度にまで小さくなると、「ディスク表面まで」という部分を面粗さを含めてもう一度定義し直さないとならない。例えば、図1-3-1の説明でも述べたが、同図(a)の浮上量は相対する凸部同士の距離か、凹凸の平均線同士の距離か、どちらかを定義しなくてはならない。この選択で浮上量の絶対値は大きく変化する。

本節では、実際の凹凸のあるディスク上の浮上量の時間平均値をまず検討する。実際のディスク上の浮上量 ( $H_{fa}$ と記す)は図1-3-3で説明したように、ディスク上に周期の小さい凹凸があるとディスクの場所ごとに異なる値を示す。本研究は、その個々の場所での浮上量を調べるのが目的ではないため、変動する $H_{fa}$ の平均実際浮上量 ( $H_{fa}'$ と記す)を考える。

次に理想平滑面上を浮上する場合の浮上量として「仮想浮上量 ( $H_{fi}$ と記す)」を新たに導入する。浮上量をヘッドの、面粗さをディスクのそれぞれ互いに独立した物理量として取扱いたいため、ディスク・ヘッド両者が影響を及ぼす $H_{fa}'$ ではなくヘッドだけの $H_{fi}$ を導入したのである。 $H_{fi}$ を求める場合の理想平滑面は実用上ポリッシュしたガラス表面とし、ガラスディスク上の平均浮上量  $H_{fg}'$  が $H_{fi}$ と等しいと仮定した。

そして最後に、これらの平均実際浮上量、仮想浮上量、仮想最大面粗さの3つのパラメータの関係を示す。

### (1) 平均実際浮上量 $Hfa'$ の導入

最初に、実際浮上量  $Hfa$  を時間平均して  $Hfa'$  を求める。この作業で  $Hfa'$  が零になる基準面を実際のディスクの凹凸の間に設定できる。

図1-3-13の(a)のように、ディスク表面がx方向とy方向で各々ランダムな凹凸を持つとする。この凹凸の高さ分布を考えると、図のx,y軸の端に描いているように分布のピークはPVの中間にあるような分布になる。ここでは、この分布は正規分布をとると仮定する。図1-3-14はテクスチャー基板の薄膜型ディスクの表面の高さ分布を示すが、正規分布に似た形状をしていることがわかる。PVはその正規分布の標準偏差に比例するので  $\sigma$  と同じようにPVが取り扱える。

図のヘッドは簡略化したものであるが、一本のスライダの端にコアが付いているので、コアのギャップ部での  $Hfa$  を用いて時間平均作業を行う。そこから真下に降ろしてディスク表面と交わる点までの距離 (= 実際浮上量  $Hfa(x)$ ) をスライダ長手方向 (x方向) で平均する。その平均値  $Hfa'x$  はその方向のプロファイルの山から谷までの最大高低差の中間 (谷から  $(1/2) \cdot PVx$ ) の線からギャップ部までの距離になる。正規分布であるから  $1/2$  が係数として出てくる。

ヘッドを横にシークさせてスライダ幅 (y方向) に平均すると、同様にその方向のプロファイルの最大高低差の中間 (谷から  $(1/2) \cdot PVy$ ) の線からギャップ部までの距離が  $Hfa'y$  になる。図(b)のテクスチャー付きのディスクを模した面では  $PVx \ll PVy$  であるため、3次元測定して得られる最大面粗さ  $PVxy$  は  $PVy$  に等しくなる。一般的に考えると、2次元の面粗さの高さ分布が正規分布だとそれらの和である3次元での高さ分布も正規分布になるから、3次元の  $\sigma$  はx,y方向の2次元の  $\sigma$  の自乗の和の根に等しい。PVは  $\sigma$  に比例するから、この関係をPVにも用いて、

$$PVxy = (PVx^2 + PVy^2)^{0.5}$$

最も凹の部分から  $(1/2) \cdot PVxy$  の高さの平面が浮上量零の平面である。この平面がわかれば3次元で平均した実際浮上量  $Hfa'$  が得られる。またこの  $PVxy$  を計算した面積が  $3mn$  四方であると、 $PVi$  の定義よりこの  $PVxy$  は  $PVi$  に等しくなる。  $Hfa'$  と  $PVi$  との関係を図1-3-15に示す。

$Hfa'$  の零基準面が決定できたが、 $PVi \rightarrow 0$  で同じ手順を踏めば、仮想浮上量  $Hfi$  の零基準面も  $Hfa'$  のそれと全く同じ平面に決定できる。つまり、 $Hfa'$  の零基準面は理想平滑面に等しい。これより浮上している場合は  $Hfa' = Hfi$  であることがわかる。

### (2) $Hfi$ の測定

次に、仮想浮上量  $Hfi$  はガラスディスク上の平均浮上量 ( $Hfg'$  と記す) と等しいとおいて、測定可能な  $Hfg'$  より  $Hfi$  を求める方法を述べる。

$Hfi$  は理想平滑面上の浮上量であり、ガラスが理想平滑面であると  $Hfi$  はすぐに求められる。しかし、実用上、理想平滑面に最も近いものがガラスなのでこれを用い

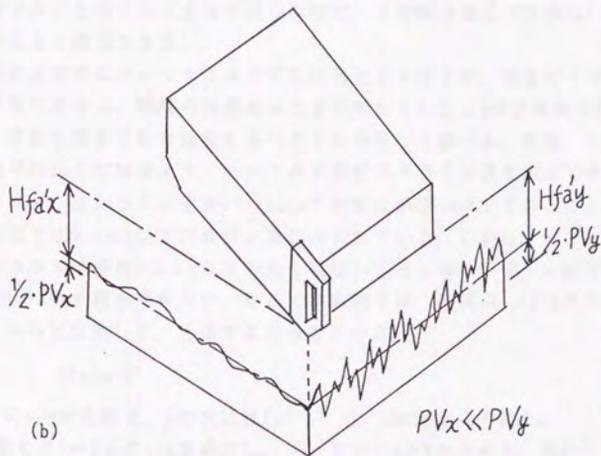
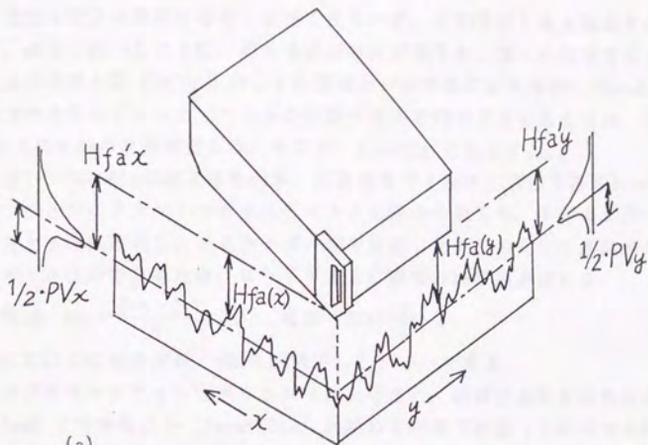


図1-3-13 実際平均浮上量を求める方法

ているが、ガラスの面粗さは実際のディスクの面粗さの約1/10であって零ではない。そこでガラスも図1-3-13のような解析が必要になり、平均ガラス浮上量 (Hfg' と記す) を考えなくてはならない。

理想平滑面は実際は得ることができないが、計算ではそれを設定することができる。緒言で述べたように、浮上量は正確に計算でき、多くの報告でガラスディスク上の平均浮上量 Hfg' と比較して計算値と一致することを確認している<sup>(1)(2)</sup>。その計算の条件はディスク・ヘッドが理想平滑面を持つことであるため、この計算値は Hfi そのものの計算値である。そこで、 $Hfi = Hfg'$  と仮定する。

図1-3-16に Hfg の測定法を示す。白色光をフィルタに通して得られた単色光を、オプティカルフラットのガラスディスク上面から当てる。下面のガラス内で反射した光と下面は透過したがスライダ一面で反射した光との間に干渉縞が生じる。すきまがくさび形であるため、スライダ上に明暗の縞模様が見える。

$$\text{明部 } Hfg = \frac{2 \cdot n - 1}{4} \times \lambda, \quad \text{暗部 } Hfg = \frac{n}{2} \cdot \lambda$$

ここに  $\lambda$  は光の波長、 $n$  は自然数で 1, 2, 3 …… である。

オプティカルフラットはポリッシュ仕上げされ、表面の面粗さは触針式 (測定長 0.8mm) で分解能以下 ( $R_{max} < 20\text{nm}$ ) と極めて平滑である (このガラスは直径 300mm と大きいので干渉縞走差式の装置の測定台に固定できなかった。本研究で用いたガラスディスクと全く加工方法が同じなので、干渉縞走差式 (三次元) での PV は約 10nm であると推定できる)。

実際の測定ではフィルタに通さずに白色光を干渉させ、明暗の干渉縞ではなく虹模様を生じさせる。熟練の作業者は色を判断して  $0.01\mu\text{m}$  の分解能で Hfg を測定できるが、精度を要する場合は色をスペクトル分析して調べる。また、同時に干渉縞の直線性や縞同士の間隔より、ヘッドの平面度やクラウン量も測定できる。本研究で用いたヘッドはクラウン量が  $0 \sim +10\text{nm}$  で平面度が  $40\text{nm}$  以下であることを確認した。

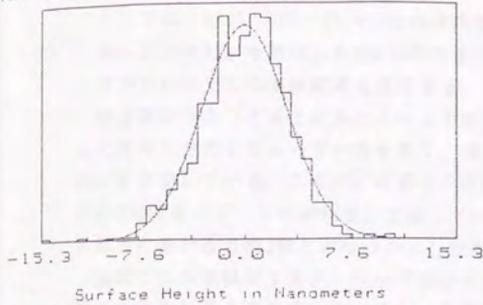
本研究では  $0.1\mu\text{m}$  以下の低浮上量に注目している。しかし、オプティカルフラットの石英ガラスは波長  $0.3\mu\text{m}$  以下の光を吸収して通さないので、上記方法では  $0.15\mu\text{m}$  以下の Hfg が測定できない。そこで本研究では、速度  $V$  と Hfg との関係を表す式で表されると仮定して、外挿する方法をとった。

$$Hfg = a \cdot V^b$$

ここに  $a, b$  は定数で、 $a$  の次元は  $[s^b \cdot n^{1-b}]$ 、 $b$  は無次元である。

$V$  を変えて 3~5 点の Hfg を測定し、データから  $a$  と  $b$  を求めた。図 1-3-17 に示すように、 $\log(Hfg) = \log(a) + b \cdot \log(V)$  の直線上に測定点があり、 $a$  と  $b$  とが図から読み取れる。この  $a$  と  $b$  は一つのヘッドごとに求めた。この式に  $V$  を代入すると低浮上量の範囲の Hfg を外挿で求められる。なお最近、 $0.15\mu\text{m}$  以下の Hfg が測定できる装置が開発された。Hfg が 0 に近づくに従いスライダ上の虹模様は黒色になるが、このこと

PMS: 3.09nm HISTOGRAM HEIGHTS PV: 25.9nm  
 PA: 2.44nm RC: -21.9 m



Surface: Measured by WYCO TOPO-2D X10  
 Disk: Sputtered with Texture

図1-3-14 薄膜型ディスク表面の高さ分布

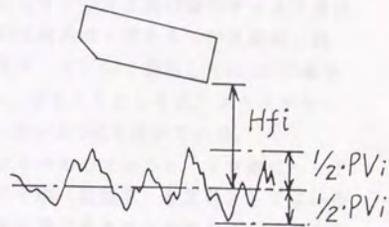


図1-3-15 仮想浮上量と  
 仮想最大面粗さとの関係

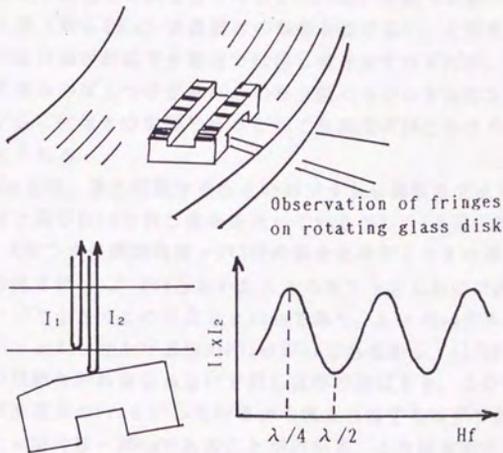


図1-3-16 浮上量の測定法

を利用し干渉の縞でなく光量を測定する。この装置の測定結果によると、滑走せず浮上している限り上記の式は低浮上量でも成立することがわかった。

### (3) Hfa', Hfi, PViの3者の関係

ここでは、Hfa', Hfi, PViの3者の関係を求める。

図1-3-18はHfa'を測定したSukらの実験結果<sup>(34)</sup>である。本研究はHfa'の測定データがないのでこの実験結果を援用する。

流出端のちょうど真上にあたるヘッド背面とヘッドの流出端の脇のディスク表面とに同時に分光したレーザー光をあて、両者の反射光の干渉から平均実際浮上量Hfa'を測定している。このHfa'はディスク速度を一定にして測定したHfaの20周分の計20000点のデータの平均値と定義している。ディスクとしては、テクスチャーの粗さの異なるもの2枚とポリッシュしたもの1枚の計3枚を用いている。

測定した長さはディスク・ヘッド間のすきまそのものではなく、すきまにヘッド高さを加えた長さである。そのうえ、反射光の干渉(位相差)を原理として用いるので、測定した長さはHfa'の絶対値ではなく変化量であることがわかる。そのため生データのHfa'変化量からHfa'絶対値に、3枚のディスクごとに変換しなければならない。

まず、Sukらは、高速(26.6m/s)での浮上量(約0.15 $\mu$ m)は面粗さの影響を受けないと仮定し、26.6m/sで3枚のディスク上のHfa'を等しくした。ヘッド・ディスク間の静電容量で面粗さの異なるディスク上のHfa'を測った例<sup>(108)</sup>でも、高速(70m/s)での浮上量(約0.4 $\mu$ m)は面粗さの影響を受けない、と仮定している。静電容量ではHfa'の絶対値が測定でき高速では同じ値を示すはずだが、塗布型を用いていたので樹脂の厚みのばらつきが約20nmの浮上量のちがいを発生させたとしている。このちがいが仮に面粗さの影響であるとしても誤差は5%と小さく、この仮定は妥当であると考えられる。

次に、Sukらは、最も面粗さの小さいポリッシュ基板のディスクの面粗さを測定し(本研究と同じWYCOで同じ倍率を用いているがRMS(自乗平均)を面粗さとして用いる)、RMSつまり標準偏差 $\sigma$ の3倍の値をそのディスクの浮上量の最低値と仮定した。本研究では(1/2)・PViとおいたところを $3\cdot\sigma$ としたのである。一般にこの $\sigma$ はPVの約1/10と小さくこの場合も $\sigma=2$ nmであり、 $3\cdot\sigma=6$ nmである。一方、表1-3-1で示したポリッシュ仕上げ基板のPViは65nmであるから、(1/2)・PVi=33nmである。図の右部の曲線を折れ曲がらないで同じ曲率で延ばすと、この曲線は図1-3-19のようになり理想平滑面上のHfiを示しているから原点に達するはずである。この作業を図上で行うとy切片は-30nmであることがわかる。これは本研究の定義による滑走時のHfa'の33nmとSukらの定義による6nmとの差になる。この事実よりディスクの面粗さとしてRMSよりPViを用いた方が面粗さと浮上量との関係を明確にできることがわかる(Sukらも論文内でRMSは面粗さを示す値として好ましくないと述べている)。

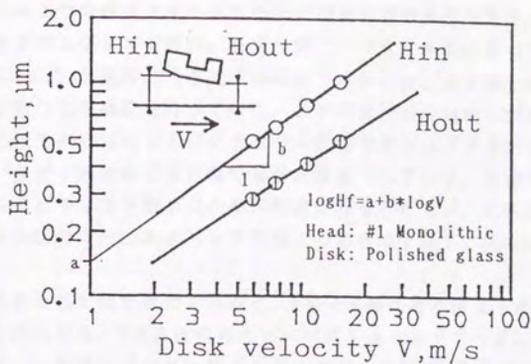


図1-3-17 速度とガラスディスク上の浮上量との関係

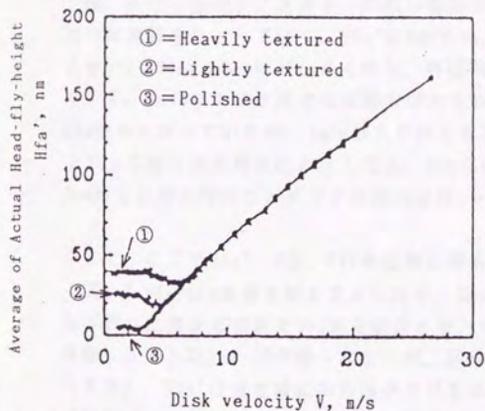


図1-3-18 面粗さの異なるディスクを用いた場合のディスクの速度と浮上量との関係<sup>(3,4)</sup>

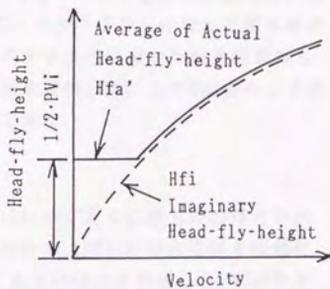


図1-3-19 ディスクの速度と、仮想浮上量、実際平均浮上量、仮想最大面粗さ、等との関係

さて、この二つの仮定でそれぞれの $Hfa'$ の絶対値が決定できた。Sukらと同じ多点干渉法でガラスディスクの $Hfg'$ を得た例<sup>(69)</sup>では、未知の多点干渉法で求めた $Hfg'$ (約 $0.3\mu m$ )と既知の白色光干渉縞法で求めた $Hfg'$ とを等しいとにおいて、未知の多点干渉法の値の補正を行っている。この時は $38nm$ のちがいがあつたことを指摘している。このちがいはヘッドのクラウンの影響であり(クラウンにしては大きい値である)、多点干渉法の値は正確であると結論づけている。正のクラウン量があつているヘッドはディスク側が凸の半円筒面に模せられるが、これが動圧で傾く動きをすると流出端の真上にあるヘッド背面上の測定点では下に沈み込むような動きをする。

こうしてまとめた図を改めて見ると、3本の曲線はある速度で水平に折れ曲がっていることがわかる。Sukらは同時にピエゾ素子をヘッドアームに貼りつけ、水平に折れ曲がった領域はピエゾに出力が生じていることを確認している。つまり、水平部分は滑走期間を、折れ曲がり速度は離陸速度をそれぞれ意味している。面粗さの大きいディスクほど、大きな速度から曲線は水平に折れ曲がり、折れ曲がった領域で $Hfa'$ が大きい。一方、浮上時の $Hfa'$ は面粗さの影響を全く受けない。

図1-3-18の①のテクスチャーの粗い場合の曲線に注目して、 $V=0$ から大きくなる方向に曲線をたどっていく。 $Hfa'$ は $0$ から $4m/s$ まで $40nm$ で一定であるが、それより大きい $V$ で $35nm$ と $5nm$ ほど小さくなり、再び $7m/s$ で増加し始めて②③の曲線と同じ値を示す。 $4m/s$ 以下の低速では摩擦力が大きいので、ヘッドがつんのめって流出端が $5nm$ 持ち上がつていたが、 $4m/s$ 以上ではくさび形のすきまが形成され流入端が持ち上がつて逆に流出端は沈み込んだと、Sukらは現象を考察した。この $4nm$ のヘッドが $5nm$ 持ち上がる時のピッチングの変化は約 $1\mu rad$ である。

さて、ここで $Hfa'$ 、 $Hfi$ 、 $PVi$ の比較に戻る。

図1-3-18に $Hfi$ を書き加えたとしたら、図1-3-19に示すように浮上時の滑らかに左下がりに曲がる曲線を $V=0$ まで延長させた曲線になる(図1-3-18の曲線を縦軸に移動しないと図1-3-19が得られないが、移動してもよい理由は前述したRMSのためである)。 $Hfa'$ は滑走時に折れ曲がりがある曲線だから、折れ曲がりのはじまる「離陸速度」より大きい速度で $Hfa'=Hfi(V)$ 、それより小さい速度で $Hfa'=C$ ( $V$ に対し一定値)を示す。この定数 $C$ と面粗さ $PVi$ とを比べてみよう。前述の図1-3-14で説明したように、滑走時の $Hfa'$ は $PVi$ の $1/2$ の線からヘッドまでの距離である。 $Hfa'$ を下げてきてディスクの凹凸と接するとそれより下には下げられないのであるから、滑走時では $Hfa'=(1/2)\cdot PVi$ である。すなわち、 $C=(1/2)\cdot PVi$ である。

この係数の $1/2$ はプロファイルの高さ分布によって異なる。図1-3-20を用いて説明する。塗布型は密度の小さいアルミナの高さが $PVi$ であるが、高さのスペクトルが最高になる高さは大部分の樹脂の所であるから、 $C=(9/10)\cdot PV$ というように係数が大きくなる。一方、薄膜型の面粗さにテクスチャーの深い溝まで含めて計算する

と、凸部に近いところでスペクトルが高くなり、 $C=(1/3) \cdot PV_i$ のように係数が小さくなる。

(4) まとめ

本研究では、理想平滑面上の浮上量と定義される仮想浮上量 $H_{fi}$ を導入した。ガラス上の平均浮上量 $H_{fg}'$ と比べると次の関係が得られる。

$$H_{fi}(V) = H_{fg}'(V)$$

$$H_{fg}'(V) = a \cdot V^b$$

ここに $V$ はディスク速度、 $a, b$ は定数で、 $a$ の次元は $[s^b \cdot m^{-b}]$ 、 $b$ は無次元である。 $H_{fi}$ 、平均実際浮上量 $H_{fa}'$ 、仮想最大面粗さ $PV_i$ の3者の関係は次のとおりである

$$H_{fa}'(V) = H_{fi}(V) \quad \text{浮上時}$$

$$H_{fa}'(V) = C \cdot PV_i$$

滑走時

$$C = 1/2 \quad \text{薄膜型ディスク}$$

$$C > 1/2 \quad \text{塗布型ディスク}$$

ここに $C$ は表面形状が決定する定数である。

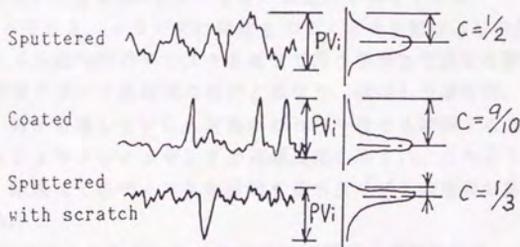


図1-3-20 ディスクによって異なる係数C

#### 1-4 薄膜型ディスクのCSSテストの予備実験結果

本研究の目的の一つである「CSSテスト不良に至るメカニズム」の設定の手がかりを得るために予備実験としてCSSテストを行った。本節でその結果を示す。

##### (1) CSSテストの必要性

ディスク・ヘッドの使用前に先立ち、HDDの部品として使用できることを保証する加速テストが必要である。そのテスト方法としてCSSテストが一般に用いられている。CSSテストはドライブやスピンドルにディスク・ヘッドを組み込みCSSサイクルを繰り返すテストで、製品の使用状態に最も近い状態で行う加速テストである。

CSSテストの欠点の一つはテスト期間が長いことである。30秒周期でCSSサイクルを繰り返すと30000回では5日もかかる。加速テストの中でも特にテスト期間が短いものはピン摺動テストである。わずか5分のテストでディスクがHDDに使用できることを保証できれば、CSSテストを行う必要はない。しかし現在のところその保証が得られる加速テストはCSSテストだけなのである。その理由を次に説明する。

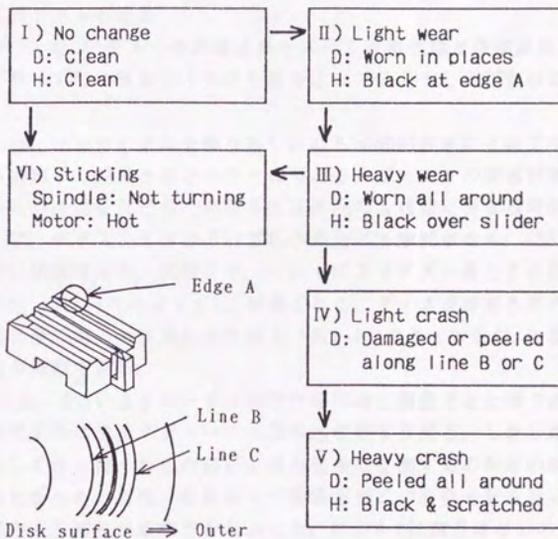
CSSテストの代替候補の加速テストとしては、ドラッグテスト（ヘッドやピンでディスクを連続的に擦る摩擦テスト）、静摩擦測定、シークテスト（浮上中のヘッドを半径方向に繰り返し動かすテスト）、振動テスト（ヘッドを加振して故意にディスクと衝突させるテスト）、等が一般に用いられている。しかし、それらの結果とCSS結果との相関は小さいと認識されている。例えば、ヘッドを用いたドラッグテストの結果はCSSテストのそれと異なる。ドラッグはCSSと異なってディスクとヘッドとが離れる浮上状態を持たないため、滑走中に付いた摩擦粉が排出されずクラッシュが生じやすい。その代わり、静止状態もないのでスティッキングは生じない。異なる評価が得られるのも当然である。このように、CSSテストよりよい代替方法が見つからないことがCSSテストを用いる最大の理由である。

CSSテストでさえ、ドライブに何枚ものディスクを組み込む場合と周囲が開放されたスピンドルに一枚のディスクを載せて行う場合とで異なる評価結果が得られる。なぜなら密閉ドライブは開放のものとは異なり、発生した摩擦粉、モーター熱、結露、空気渦流、等が散逸しないし、何枚かのうち一枚でも摩擦すると摩擦粉が他にも付着しクラッシュやスティッキングが連鎖反応しやすい。このように相関を問題にしていくと、結局はそのディスクを搭載するドライブそのものを用いたCSSテストが必要になる。

また、CSSテストのもう一つの欠点はその結果の再現性に乏しいことである。これは一定と見なした条件が実際のテスト時にばらつくためである。ばらつく条件として、ヘッドのクラウン量、モータの始動トルク、ディスクの面粗さ（特にバリやノジュール）、ハウジングの振動や塵埃、等が挙げられる。

このようにテスト期間・再現性に欠点があるとわかっているにもかかわらず、そ

表1-4-1 繰り返しCSSテストによるディスク・ヘッド表面の変化



れよりよい機械特性の評価方法がないという理由で依然としてCSSテストが用いられている。低再現性を補うため各メーカーは数百台もドライブを並べてCSSテストを行っているのが現状である。

CSSテスト結果の報告も多く発表されているが、その大部分は信用性に欠ける。実験結果をねつ造することはないと思われるが、特に成功した例のみを抽出することが多い。そのような傾向になる理由として、製品に都合のよい結果のみを発表しセンセーショナルに製品の評判を高めようとするため、その報告をトレースして同じ結果が得られなくとも学問的に追求されないため、等が挙げられる。そこで本節では本研究に先立って著者自ら行ったCSSテスト予備実験結果を検討する。

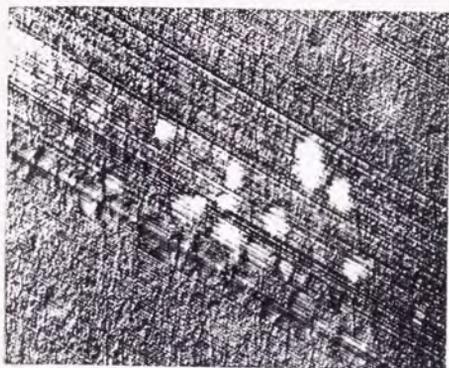
## (2) CSSテストの結果

著者が行ったCSSテストの実験結果を用いて表面状態と静摩擦係数の変化を概説する。ドライブに各種のディスクを組み込んでテストした72例の結果をもとにまとめた。

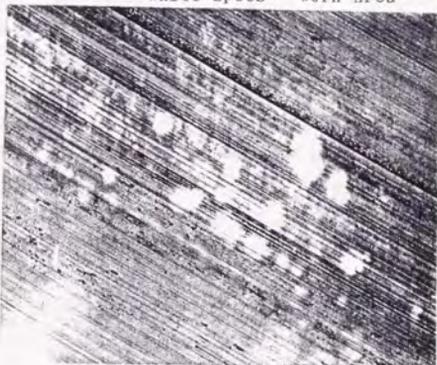
表1-4-1は、CSSサイクルを繰り返したのち5000回おきに止めてディスク・ヘッドの表面を観察した結果をまとめたものである。ディスクの表面状態を変更させても、いずれもこの過程をたどる。異なるのは表内の各状態に留まる時間である。

状態Ⅰは、ディスク・ヘッドいずれの表面にも摩耗がなく、CSSテスト開始前と変わらない状態である。状態Ⅱで、ヘッドはスライダ面とその前縁の0.5度面との境界付近(表1-4-1のエッジA)が黒くなる。ディスク表面も変化し、スライダの最内周と最外周の角が当たる円周上(表1-4-1のラインB,C)に散積したカーボンの摩耗粉が観察できる。

図1-4-1は、CSSによるカーボンの摩耗が明確に観察できた例である。一般にカーボンが摩耗すればテクスチャーの山脈の尾根がすり減る。しかし顕微鏡で観察すると、摩耗して色が薄くなった筋が山脈の尾根に位置するのかわ谷の斜面に位置するのかわからなかった。また、触針式や干渉縞走査式の面粗さ計を用いてもプロフィールに尾根のすり減りが観察できなかった。図1-4-1は潤滑液なしのディスクをCSSテストした後のディスク・ヘッドの表面である。ディスクとして、結晶粒界に沿って約50nmの段差が表面に生じていたものを用いた。この段差は、テクスチャー時の加工応力がアルミニウム基板に働き、磁性膜スパッタ後の350℃の熱処理によってそれが再結晶したために生じた。左上の写真はテスト後のディスク表面を示したものであるが、白く見える部分がカーボン摩耗したところである。面粗さ計で測ると、摩耗している部分は凸に持ち上がった結晶の部分であることがわかった。凸の部分が選択的に摩耗する。なお、ピントを表面より高くすると(左下の写真)、スライダの外周側の角が当たるところに黒いカーボン摩耗粉が散逸していることがわかる。また、右上の写真に示すようにヘッドの流入端付近にも黒いカーボン摩耗粉が付いている。稲永らはこれがカーボン単体であることを確かめている<sup>(38)</sup>。



Focus on surface  
White spots = Worn Area



Focus above surface

a) Disk surface after 35k CSS

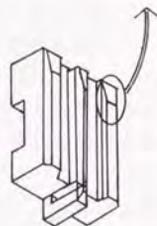


Slider width = 0.75 mm

Black spots  
= Wear Particles

Outer radius

Slider length



Monolithic head

b) Head surface after 35k CSS

図1-4-1 CSSテストによるカーボン摩耗の例

再び表4-1-1に戻る。状態Ⅲになるとヘッド・ディスク表面上の摩耗粉がますます多くなり、クラッシュの状態Ⅳに進行する。

クラッシュは磁性膜に傷が付き記録が消失した状態である。その傷はエラーコレクションコード（再生信号が256ビット中に約10ビット消失しても復号できるように予め記録しておく予備暗号信号）で復号できないほど大きい面積を持つ。本研究では膜剥離して信号消失した面積が $10 \times 10 \mu\text{m}^2$ 以上になる状態をクラッシュと判断した。その後、CSSサイクル数回から数千回の間、全周で磁性膜が剥がれて破断片が加速度的に大量発生する。それは装置内の全てのディスクにクラッシュを連鎖反応させ、記録が完全に消失した状態Ⅴに移行する。

一方、スティッキングは大別して二つの状態から生じる。一つは摩耗のない状態Ⅰからであり、もう一つは摩耗がディスク・ヘッド全面に広がった状態Ⅲからである。原因を調べるために潤滑液の膜厚をパラメータにして状態変化を観察した。結果を図1-4-2に示す。

潤滑液が多いと（1段目）ヘッド・ディスク表面ともきれいだ、突然にスティッキング（ $\mu > 3$ ）が生じる（状態Ⅰ→Ⅵ）。逆に少ないと（3段目）ヘッドが黒くなりやすく、その後スティッキングやクラッシュが生じる（状態Ⅰ→Ⅱ→Ⅲ→ⅣまたはⅥ）。そして潤滑液がないと（4段目）状態Ⅰを経ずにすぐに状態Ⅱになりスティッキングやクラッシュに至る（状態Ⅱ→Ⅲ→ⅣまたはⅥ）。

この結果から、状態Ⅰからスティッキングに至る原因は表面張力に関する事、状態Ⅲから至る原因は摩耗・摩擦の相乗効果に関する事、と大まかに推定できる。また、改善手段としては潤滑液の膜厚の最適化が重要であることがわかる。

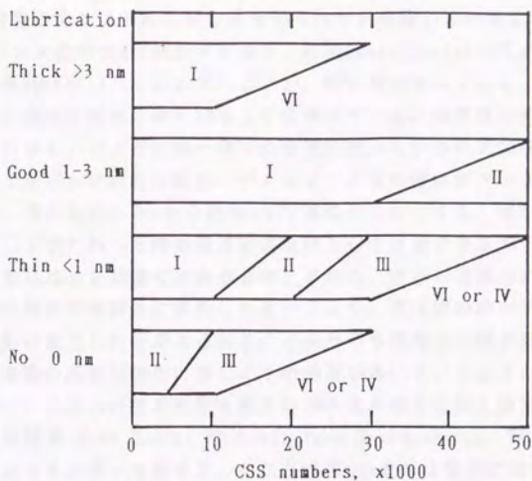
なお、スティッキングはディスク回転の起動が不能な状態である。つまり、静摩擦力による負荷トルクがディスク回転用モータの始動トルクより大きい状態である。スティッキングと判定する条件は、個々のドライブのディスク枚数・ヘッド個数、ヘッドが静止している時のディスク半径、モータの始動トルク、等によって異なる。が、本研究ではディスク・ヘッドの摩擦係数測定が目的なので、摩擦係数に注目し $\mu$ が3以上になった場合をスティッキングとみなす。

### (3) 潤滑液の特性と膜厚の変化

表1-4-2に潤滑液の特性を示す。この潤滑液の特徴は分子列の両端に極性基Rを持つことである。Rはベンゼン環を含む $\text{CH}_2\text{OC}_8\text{H}_7\text{O}_2$ と推定できる<sup>(35)</sup>。

潤滑液の膜厚はFT-IR（赤外吸収スペクトルによる分光法。分子の定性・定量分析ができる方法）またはESCA（x線照射による光電子分光法。元素とその結合状態がわかる方法）で測定した。FT-IRの場合はスポット径約3mmの光を表面に当てC-F結合の吸収光量を測り、予め求めた係数で膜厚に変換する。その係数は潤滑液を厚く塗り重量変化から求めた膜厚とその吸収光量との関係より求める。

FT-IRの吸収波長を調べる<sup>(33)</sup>と、ベンゼン環の平面はカーボン表面に対し平行



Disk: Thin film      I : No wear      IV : Crash  
 Head: Monolithic    II : Light wear    VI : Sticking  
                          III : Heavy wear

図1-4-2 潤滑液の膜厚がCSSテストの結果に及ぼす影響

表1-4-2 使用した潤滑液の特性<sup>(35)</sup>

Certificate of Analysis for AM2001 (Montedison) <sup>(35)</sup>			
Properties	Specification	Result of Lot 700	
Kinematic viscosity at -40°C	N/A	19000 cst	
	20	80±10 cst	80
	50	N/A	29
	100	N/A	7.8
	200	N/A	2.0
Difunctional content	90 % min.	96.5 %	
Ratio of C <sub>2</sub> F <sub>4</sub> O/CF <sub>2</sub> O	70±20 %	79 %	
Average molecular weight	2600±400	2338	
Specific gravity at 20°C	1.72±0.03	1.72	
Vapor pressure at 20°C	<5×10 <sup>-6</sup>	2.4×10 <sup>-7</sup>	
Appearance	Clear	Light yellow	
Structure (R:functional)	R-((CF <sub>2</sub> O) <sub>m</sub> (C <sub>2</sub> F <sub>4</sub> O) <sub>n</sub> )-R		

に、C-Fの結合手の向きはそれに対し垂直にそれぞれ位置していること、両端の極性基Rはカーボンと化学吸着(結合エネルギーは約20kcal/mole)しているがその他の部分は物理吸着(約1kcal/mole)していること、等が報告されている。分子の鎖は両端でカーボンと強固に結合し横たわるように伸びている。潤滑液の分子鎖の長手方向が「海中のわかめ」のようにカーボンに垂直に立っているのではない。

潤滑液のディッピング付与の場合、ディッピング後の膜厚がタンク内の潤滑液濃度に比例する。それも約0.2nmから約4nmまで連続的に変化する。最小値0.2nmは原子間距離に等しく横たわった時の潤滑液の単層としては薄すぎるので、表面に潤滑液が島状に付着し始めた状態ではあると考えられる。同様に連続的に変化する膜厚は横たわり層の層数が連続的に変化したというより、潤滑液のカーボン表面上の存在密度が連続的に変化したと考えられる。これからも潤滑液の膜が厚いという表現は続けるが、実際の膜厚は単層に等しくその密度が高いというように、解釈すべきである。カーボンの約1nm<sup>2</sup>に周波数を変えながら紫外線を照射し励起した光電子の個数を測定する装置(Low Energy Photoelectron Spectroscopy、略してLEPSと呼ばれる)で励起エネルギーを測ると、それは膜厚5nmまでは膜厚に比例するがそれ以上では膜厚によらず一定であるという結果が得られる<sup>(70)</sup>。この励起エネルギーは潤滑液密度に関係し、不連続点の5nmは潤滑液が単層から二層へと変化する厚みを示していると考えられる。

図1-4-3は各CSS回数後の潤滑液の膜厚変化である。遠心力による潤滑液の飛散で、膜厚は回数と共に減少することがわかる。他のデータでも200時間連続回転させると膜厚は60%に減少する<sup>(32)(55)</sup>ことを示している。また、本図ではCSSをした場所とその隣のしなかった場所とに膜厚のちがいが無いという結果が得られている。しかし他のデータにはちがいが得られている<sup>(33)(74)(75)</sup>。図1-4-4は直径25μmの測定面積のエリプソメータ(偏光計)によってCSSの滑走部分付近を測定した結果<sup>(33)</sup>である。CSS後のデータ(2段目)には最も摩耗し易いスライダーの角が当たる部分で潤滑液の膜厚が減少していることを示している。また168時間後に再度同じ場所を測定する(3段目)と、先の膜厚の減少が回復してほぼ一定の膜厚になっていることがわかる。図1-4-3の測定結果にちがいが生じなかった理由は、FT-IRの測定面積がエリプソメータの測定面積の10000倍と大きいのでCSS部分の膜厚減少が相対的に小さく測定されたこと、CSS終了後3日後に測ったので潤滑液が局所的損傷を自己修復してCSS部分の膜厚減少は消失してしまったこと、等と考えられる。

以上の検討から潤滑液の膜厚は、CSSの遠心力とヘッド滑走とによって、CSS回数の増加に伴い減少すると考えられる。

#### (4) スティッキング・クラッシュの発生状態

図1-4-5はCSSによる摩擦係数 $\mu$ の変化を示す。この $\mu$ はCSSを繰り返した後、一度止めて別の極低速条件で測った静摩擦係数である。初期の $\mu$ は潤滑液の有無にか

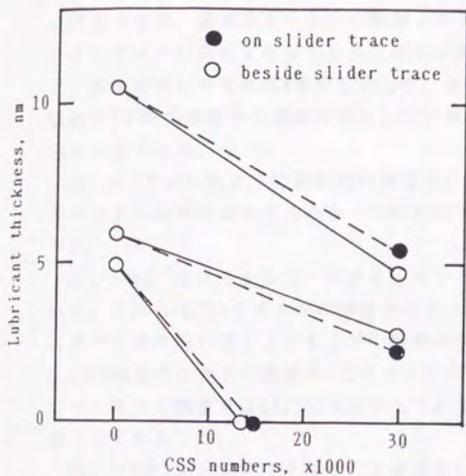


図1-4-3 CSSテストによる潤滑液膜厚の変化

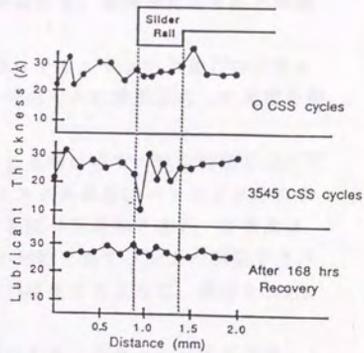


図1-4-4 CSSテストの滑走面の潤滑液膜厚の変化 (33)

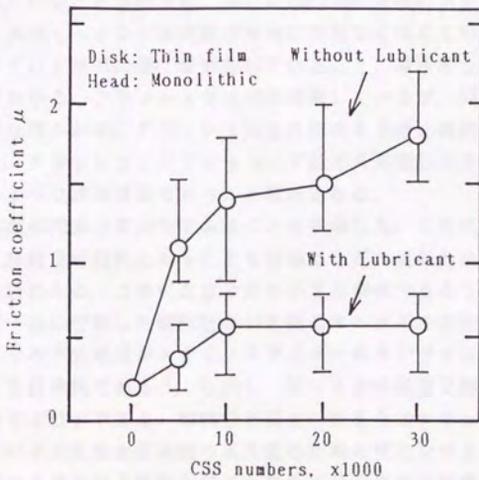


図1-4-5 CSSテストによる静摩擦係数の変化

かわらず0.2~0.3である。潤滑液が適量の1.5~3.0nmの厚みで付着しているとCSSの30000回後でも $\mu$ は0.5以下と小さいが、潤滑液なしだとこれが数千回で1.0以上と大きくなる。後者はモーターの起動トルクが小さいドライブを用いると容易にスティッキングが発生する $\mu$ である。同図の潤滑液ありの摩擦状態は図1-4-2の2段目に、潤滑液なしのそれは4段目に示した。前者はCSS30000回でも摩擦が発生せず、後者はCSS開始直後から摩擦が発生していることがわかる。摩擦が発生すると摩擦力も大きくなる。

表1-4-1で示したように摩擦大の状態Ⅲになると、クラッシュの状態Ⅳかスティッキングの状態Ⅵかのどちらか一つに変化する。それぞれに選択変化した原因を調べる。

図1-4-6と7はクラッシュ・スティッキングが生じる時のゴミの発生状態を示している。これらはCSSテスト中の密閉ドライブのディスク外周端にパーティクルカウンターの吸入端を差し込みそこでの空気の清浄度を調べた結果である。清浄度は $0.5\mu\text{m}$ 以上の大きさの塵埃の1立方フィート当りの個数で表す。両図の実験で用いたディスクの潤滑液はCSS10000回以上で必ず摩擦が発生するように、膜厚を1nmと薄くして付与した。

図1-4-6は11000回後にクラッシュが発生した例である。クラッシュすると著しく発塵するがその予兆となるような発塵はない。なお、このドライブは遠心力によって外に吹き出る空気を小さなHEPA（高集塵効率フィルター）を通してスピンドル中心に還流するよう設計されている。このため発塵しても10時間後にはクラス10以下に清浄化されていることがわかる。図1-4-7は17000回後にスティッキングが発生した例である。スティッキングは発塵の増減に関係なく生じている。両者とも開始から数回発塵しているがその度に清浄化していること、清浄度も約1~100と同じであること、等がわかる。クラッシュでは突然発塵しているが、発塵がクラッシュの原因なのか結果なのかは、クラッシュ発生の時期を正確に観察できなかつたのでわからなかつた。クラッシュとスティッキングは不良形態が大きく異なるが、発生直前までは同じような摩擦状態であったと推察される。

これらの二図の発塵が周期的であることを指摘した。この発塵が摩擦によるものだとすると、摩擦は周期的にあることを引金になだれ現象的に発生し、すぐに発生を停止すると思われる。この引金はやはり小さな摩擦であろうが、なだれ現象はヘッドスライダ一面に付着した摩擦粉が引き起こすヘッドの不安定滑走だと思われる。クラッシュはその不安定度が大きく、スライダの角がディスクに衝突し磁性膜まで削ってしまう特殊例であろう。しかし、ディスクは高速で回転しており浮上時に摩擦粉は飛散するはずである。摩擦粉が発生した場合のクラッシュ発生確率を推定することはこの不安定滑走原因説の妥当性の判断に役に立つと思われる。

摩擦粉を発生させてから確率を測ると発生させるまでの準備に時間がかかるので、今回は摩擦粉の代替を付与して故意にクラッシュさせる方法を採用した。大きさの

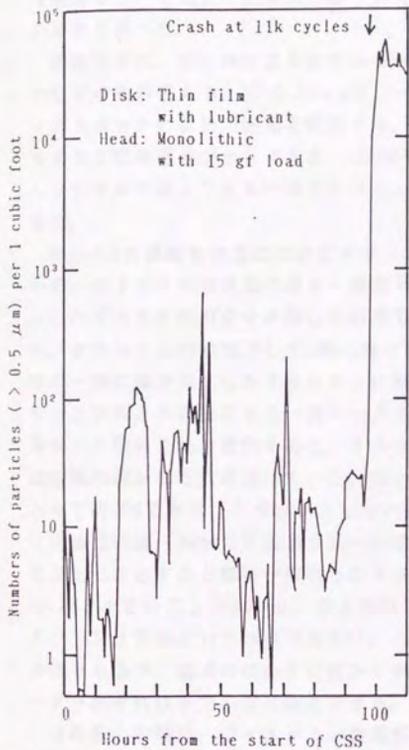


図1-4-6 繰り返しCSSテスト中の清浄度の変化  
(クラッシュに至った場合)

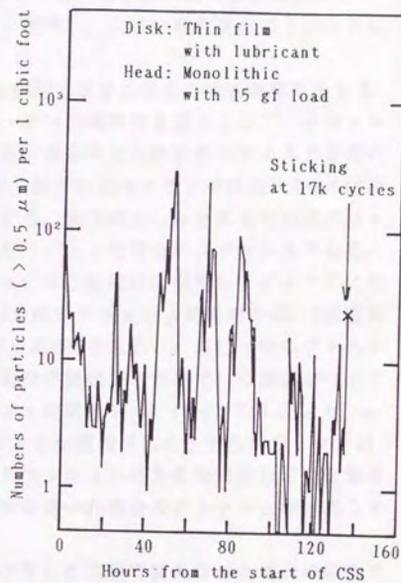


図1-4-7 繰り返しCSSテスト中の清浄度の変化  
(スティッキングに至った場合)

揃ったプラスチック粉をドライブの中に入れてクラッシュさせるテスト方法も知られているが、今回はある一定時間（10分間）クリーンルームから出して故意に塵埃をつける方法をとった。露出した後、ピエゾ付きヘッド（後で図3-1-11を用いて説明する）で当たった衝突回数（面当たり30～50回）を数えながらクラッシュするかどうかを調べた。

塵埃は主に、土と同じようにカルシウムやシリコンを成分に持つ、直径数十 $\mu\text{m}$ の粒状のものである。Hf=0.15 $\mu\text{m}$ でシークさせてピエゾ素子に衝突信号が生じたらそのトラックに留め、回転を続行する。ヘッドが塵埃を弾き飛ばしたりすり潰したりすると衝突信号が小さくなる。200周留まった後、なお衝突信号が予め決めたスレッシュホールド値より大きい場合クラッシュと判断し、小さい場合は次のトラックに進む。

図1-4-8は塵埃を故意につけてクラッシュを発生させた場合の発生確率を示している。ディスクの潤滑液の厚み・種類やカーボンの種類等を変化させて、クラッシュしたディスクの割合を比較した結果である。各条件とも約25枚のディスクを用いた。クラッシュの形態として3種に分けたが、剥がれとスクラッチは表1-4-1の状態IVの一部に傷が発生したクラッシュに相当する。後でパスしたとあるものはクラッシュと判断された後にもう一度シークさせたらパスした場合のクラッシュである。再シーク後にこれを観察すると、クラッシュに伴う摩耗粉は飛散してディスクには磁性膜の剥がれた穴が残っていた。左から4条件のクラッシュ発生確率は、3形態あわせて約40%である（クラッシュしない確率は約60%である）。仮に一枚のディスクに両面で80個（実験で片面当たり30～50回の衝突が観察できたので）の塵埃がヘッドに当たったとすると塵埃一個当たりのクラッシュ発生確率 $p$ は  $(1-p)^{80}=0.6$  より、 $p=0.5\%$ と小さいことがわかる。浮上量以上の大きな塵埃があるとたちまちヘッドがクラッシュするというわけではない。このクラッシュ率は大きな塵埃を用いた場合の値であるが、塵埃の代わりに細かい摩耗粉を用いた場合のクラッシュ率も同じオーダーかそれ以下であると推定できる。

なお図の右端は、ディスク上の静電気を中和した状態で露出させた場合の結果である。他のディスクはプラスチック（ポリカーボネート）のケースに入れて露出させたがケースには数千ボルトの静電気がチャージされていた。露出後、付着していた塵埃の数には静電気の有無で大きなちがいがなかったが、静電気中和条件下では  $p=0.1\%$ と減小する。静電気中和で塵埃の付着力が小さくなったためである。塵埃の種類を代えれば上記のクラッシュ率はまた異なる値になろう。

以上の実験結果より摩耗粉が発生してもクラッシュに至る確率は約0.1%と低いが、零ではないので摩耗が連続的に生じるといずれはクラッシュになることもわかる。また、クラッシュ・スティッキングと不良形態が異なるが、その開始時の状態は摩耗が発生している状態と同じと考えられる。以上の検討を用いて、第2章の2-2でクラッシュ・スティッキングに至るメカニズムを仮定する。

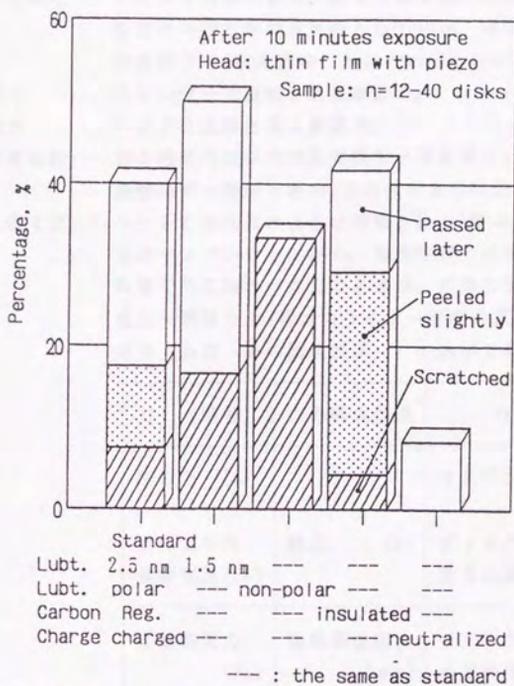


図1-4-8 ディスクを非クリーンルームに10分間露出した後、ヘッドを浮上させた場合のクラッシュ率

## 第2章 本研究で用いるヘッドの滑走状態のモデル

本節でヘッドの滑走状態のモデルを仮定する。仮定に先立って本研究で特別に定義した語句を説明する。

仮想浮上量……理想平滑面を持つディスク上のヘッド浮上量。"Hfi"と略す。

実際平均浮上量……実際の凹凸のあるディスク上のヘッド浮上量の平均値。

"Hfa'"と略す。

仮想最大面粗さ……ディスク表面の最高凸部と最低凹部との差を指す。ここでは測定面に平行方向の分解能として10nm、測定面積として3mm<sup>2</sup>四方、の条件下で3次元測定した場合の値を用いる。"PVi"と略す。

測定摩擦力……力センサーで測定される摩擦力。

実際摩擦力……ヘッドに実際に働く摩擦力。

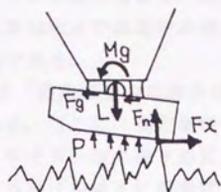
総実接触面積……ある時間内の平均総実接触面積を意味し、実接触点面積・接触時間・接触回数の3者の積をある時間で除した値。

ヘッドに働く力……ヘッドには次表のような特徴を持つ5種の力が主に働く。押付力はサスペンションから、姿勢保持力はジンバルから、それぞれ集中的に加わった力であるが、流体力学的負荷容量・接触垂直力・摩擦力の3種はスライダー面内の実接触点に働く微小な力（表の「力の構成要素」）の総和である。

力（略号）	力の構成要素	力の発生原因
押付力（L）		サスペンションのばね力
流体力学的負荷容量(F1)	動圧（p）	ディスク・ヘッド間のすきまに流れる空気の圧力
接触垂直力（Fn）	接触垂直応力（σz）	ディスク・ヘッドの接触点での弾性変形抵抗
摩擦力（Fx）	微小摩擦力（f）	主にディスク・ヘッドの接触点での凝着・剪断
姿勢保持力（Mg, Fg）		ピボット回りに働くジンバルのばね力

着力点と方向を次の図表に記す。表の力の方向の主な向きは図内で表示してある。

力	着力点	力の方向（主な向き）
押付力	ヘッド背面	ディスク垂直方向（下方）
流体力学的 負荷容量	スライダ一面	ディスク垂直方向（上方）
接触垂直力	スライダ一面	ディスク垂直方向（上方）
摩擦力	スライダ一面	ディスク水平方向（後方）
姿勢保持力	ヘッド背面	ディスク水平方向（前方） ピボット回りモーメント



## 2-1 本研究で用いるヘッドの滑走状態のモデル

### 2-1-1 ヘッドの滑走状態のモデルの概要

本節で仮定する「ヘッドの滑走状態のモデル」は17個の小仮定で構成される。

この17個の小仮定は3つのグループに大別できる。1番目は摩擦力に関すること、2番目はすきまと面粗さとの関係に関すること、3番目はスティックスリップに関することである。1番目の摩擦力に関することはヘッド・ディスク界面に生じている物理的現象を記述したもので、このモデルの主内容である。2番目は、前章の1-3で詳説したディスクの面粗さとヘッドの浮上量との関係を整理したもので、浮上状態から滑走状態に移行する条件を明らかにする。3番目は、1番目の凝着を摩擦力とするモデルでは説明ができない特殊例として、スティックスリップを考えたものである。まず、本節ではその3グループの内容について概説する。

最初に、1番目の摩擦力に関することについて述べる。このグループの中も3つに内容が分かれている。摩擦の凝着説、力積モデル、滑走時のAmontonsの法則、の3つである。

1番目の摩擦の凝着説では、摩擦力の原因を固体接触点での凝着と仮定する。つまり、ディスク・ヘッドの表面同士は多くの真実接触点で接し接触垂直応力を伝達させるが、これらの真実接触点では凝着が発生し、その剪断に必要な力が微小摩擦力である、という仮定である。

2番目の力積モデルは「測定摩擦力は微小摩擦力の力積と接触回数との積に比例する」という仮定である。ここに、測定摩擦力は力センサーによって観察される摩擦力、微小摩擦力はスライダ面の個々の真実接触点で実際に生じている摩擦力の構成要素である。従来のモデルは主に固着状態の摩擦力に注目して「微小摩擦力の力と接触点数との積に比例する」として測定摩擦力を処理していた。微小摩擦力の大きさを力とみるか力積とみるかのちがいがあがるが、力積でみる理由を述べる。

1つ目の理由は、滑走時の物理的現象を表すためである。滑走時では小さな真実接触点同士が接触することに、短い接触時間で微小摩擦力がパルス状に発生する。このため実際にヘッドに加わる摩擦力（実際摩擦力と呼ぶ）はパルス波状に発生していると考えられる。撃力のような1個のパルスの大きさを表すためには、力の大きさと発生時間の両方が含まれる力積の方がよい。そこで力積モデルが有用になる。

2つ目の理由は、力学的挙動を表すためである。ヘッドには高周波のパルス波状に実際摩擦力が発生しているのに、柔らかいサスペンションでは変形が追従できず力センサーの測定摩擦力にはそのパルス波が観察できない。しかしインパルス状に発生した実際摩擦力の力センサーでの応答は得ることができるので、測定摩擦力はインパルス応答の重ね合わせとして容易に得られる。このインパルスはデルタ関数で表されるため大きさは力ではなく力積であり、力積モデルが有用になる。

以上の2つの理由から、他にも適するモデルがあるかも知れないが、少なくとも力積モデルは摩擦力の解析には有用で適するものの一つであると考えた。

次に一定速度の滑走状態下のヘッドを考える。

本研究で用いる軽荷重・多接点・弾性変形の条件下では、一点当り真実接点面積は接触面の材質・表面形状だけで決定され、速度や押付力の影響を受けないと仮定する。総真実接点面積は、一点当り真実接点面積・接触時間・接触回数の3者の積に比例するため、ディスク・ヘッドで決定される真実接点面積を代入すると、総真実接点面積は接触時間・接触回数の積に比例することがわかる。

一方、実際摩擦力は力積モデルから微小摩擦力・力発生時間(=接触時間)・接触回数との積に比例する。一定速度の滑走状態下の測定摩擦力と実際摩擦力とは時間変動がなく、両者の大きさが同一になる。力積モデルではその比を用いて測定摩擦力を実際摩擦力に書き換える。ここで、表面張力の影響が生じないように潤滑液と面粗さが設計されている通常のディスクを考える。例えばテクスチャーを施したディスクであるが、この場合の微小摩擦力は接触面の材質・表面形状だけで決定され、潤滑液や速度の影響を受けないと仮定する。ディスク・ヘッドで決定される微小摩擦力を力積モデルに代入すると、実際摩擦力は接触時間・接触回数の積に比例することがわかる。

以上の検討から、総真実接点面積も実際摩擦力も接触時間と接触回数との積に比例するので、実際摩擦力は総真実接点面積に比例することが導ける。

3番目の滑走時のAnontonsの法則は、滑走時でも実際摩擦力は接触垂直力に比例するという法則である。本研究で用いる軽荷重・多接点・弾性変形の条件下では、総真実接点面積は接触垂直力に比例すると仮定する。これと先の実際摩擦力は総真実接点面積に比例するという関係を用いると、実際摩擦力が接触垂直力に比例することを導出できる。

なお、接触垂直力は力の測定値からは求められない。なぜなら、接触垂直力と流体力学的負荷容量との和は常に押付力と釣り合うが、力センサーで測定できる力はその和で接触垂直力を個別に分離できないからである。しかし、コンダクタンスが接触垂直力に比例すると仮定すると、接触垂直力は間接的に測定できる。また、流体力学的負荷容量を計算して、押付力から流体力学的負荷容量を減じても接触垂直力が求められる。滑走時の接触垂直力は速度が零の時に押付力に等しいが、速度の増加に伴い一次関数的(近似)に減少し浮上状態に移行した時に零になる。

次に大別した3グループの2番目として、実際ディスク上の浮上量とディスクの表面粗さとの関係を整理する。このために「仮想浮上量」と「仮想最大面粗さ」を新たに導入した(定義は本章の冒頭で述べた)。これらを用いた滑走・浮上状態の移行条件として、ヘッドの仮想浮上量がディスクの仮想最大面粗さの1/2より小さい場合ヘッドは滑走し、大きい場合浮上することが導ける。そして実際平均浮上量は、浮上時では仮想浮上量に等しく、滑走時では仮想最大面粗さの1/2に等しいこ

とがわかる。また、ディスクの真実接触点はヘッドとの接触で表面垂直方向に弾性変形するが変形量は小さいと仮定した。

3番目に、スティックスリップ時に発生する凝着以外の特殊な摩擦力発生機構を考える。一つはディスク・ヘッド間で形成される液体のメニスカスを剪断するのに必要な力である。過度に厚く付与されている潤滑液や水分は、ディスク・ヘッド間、特に両者の凸部が相対する場所でメニスカスを形成する。両者をずらすためには両者に架橋しているメニスカスを消滅させなければならない。メニスカスを形作る曲面が表面張力の大きさを決めているが、消滅には表面張力より大きな力が必要である。もう一つはヘッドがディスク表面を掘り起こそうとする場合の抵抗力である。過度に摩擦力が働くと、ヘッドはつんのめって真実接触点が流入端に集中する。ヘッドの流入端部分はカーボンを弾性変形でへこませる。さらに、へこみ前面を掘り起こそうとするのでカーボンより大きな抵抗力を受ける。

以上の3つのグループに大別できる滑走状態のモデルを次節では17個の小仮定に分けて説明する。

## 2-1-2 ヘッドの滑走状態のモデルの詳細説明

本節では、前節で述べた3つのグループの内容を17の小仮定に分解し、個々に詳細説明する。(1)~(10)は摩擦力に関すること、(11)~(15)は浮上量と面粗さとに関すること、(16)~(17)はスティックスリップに関することである。

- (1) ディスク・ヘッドの表面同士は多くの真実接触点で接し、そこで接触垂直応力を伝達する。
- (2) 多くの真実接触点で凝着が生じるが、摩擦力はその剪断に必要な力である。
- (3) 測定摩擦力は、一つの真実接触点で生じる微小力積と測定時間内の接触回数との積に比例する。
- (4) 一つの真実接触点の面積は、接触面の材質・表面形状で決定され、速度・潤滑液・押付力の影響を受けない。
- (5) 一つの真実接触点で生じる微小摩擦力は、接触面の材質・表面形状で決定され、速度・潤滑液・押付力の影響を受けない。
- (6) 総真実接触面積は接触垂直力に比例する。
- (7) 実際摩擦力は総真実接触面積に比例する。
- (8) 滑走時においても、実際摩擦力は接触垂直力に比例する。
- (9) コンダクタンスは接触垂直力に比例する。
- (10) 滑走時の接触垂直力は速度が零の場合押付力と等しいが、速度の増加に伴い一次関数的に減少し浮上状態に移行した時に零になる。
- (11) ヘッドに関するパラメータは仮想浮上量でまとめられる。
- (12) ディスクに関するパラメータは仮想最大面粗さでまとめられる。
- (13) 浮上時では平均実際浮上量が仮想浮上量に等しい。
- (14) 仮想浮上量が仮想最大面粗さの1/2より小さい場合ヘッドは滑走し、大きい場合浮上する。
- (15) 滑走時では平均実際浮上量が仮想最大面粗さの1/2に等しい。ディスク表面の真実接触点はヘッドの接触で弾性変形するが、変形量は小さい。
- (16) 過度に厚く付与されている潤滑液や水分は、ディスク・ヘッド間、特に両者の凸部が相対する場所でメニスカスを形成する。両者をずらすためには両者に架橋しているメニスカスを消滅させなければならない。このメニスカス曲面で発生する表面張力に抗する力が必要になる。
- (17) 摩擦力が過度に大きくなると、ヘッドはつんのめって真実接触点が流入端に集中する。ヘッドの流入端部分はカーボンを弾性変形でへこませる。さらに、へこみ前面を掘り起こそうとするので、カーボンから大きな抵抗力を受ける。

次に個々の項目ごとに詳細説明する。

(1) ディスク・ヘッドの表面同士は多くの真実接触点で接し、そこで接触垂直応力を伝達する。

Holmの真実接触説を用いて考える<sup>(49)</sup>。

本研究で言及する真実接触点の面積を図2-1-1(図1-3-12の再録)で説明する。1-3-1で述べたように、薄膜型ディスクの表面は図のように観察の尺度によって周期の異なる凹凸が存在する。いずれの尺度でも図中の黒点で示した接触点はその尺度のフルスケールと比べれば小さいので真実接触点と言えなくもない。しかし、本研究で言及する真実接触点は図(c)に示した周期約 $0.1\mu\text{m}$ の凹凸の凸部の頂であり、接触面積が数十 $\text{nm}^2$ と小さいものであると定義する。

真実接触点がこのように小さいので「多く(例えば、静止時に10000個)」の接触点数の存在も可能である。図1-3-10(b)のSTMの表面像は $1\mu\text{m}^2$ に十数個の割合で凸部を示し、これらの全てが真実接触点の候補になり得ることを示唆している。一方、見かけの接触面積であるスライダ面積は $5\times 10^6\mu\text{m}^2$ と大きいため、例えばヘッドがつんのめって流入端だけで接している場合でも十分大きい真実接触点数が得られる。すなわち、図2-1-2の(b)の黒点部の総面積がスライダ面積の $1/10000$ と小さくなくても依然 $5\times 10^2\mu\text{m}^2$ 残り、その(b)の黒点中に $20\text{個}/\mu\text{m}^2$ の密度で(c)の黒点があるとすると、(c)の黒点(本研究の真実接触点)数は10000個に達する。このように大きい接触点数は、1-1-1で述べた摩耗疲労説の必要条件、真実接触点当りの接触垂直応力が塑性流動応力以下であるために必要な大きい接触点数、を満足すると考えられる。

(2) 多くの真実接触点で凝着が生じるが、摩擦力はその剪断に必要な力である。

Bowden, Taborの摩擦の凝着論を用いて考える<sup>(37)</sup>。

両面が金属の場合、凝着を剪断するとじりの生じ易い方の金属内部で破壊し $\mu > 5$ と著しく大きな摩擦力が発生する。しかし、工学で実際に用いる金属の表面は酸化しており酸化膜同士が凝着する。この境界面は内部より剪断力に対し弱いため内部はこらず境界面が滑る。この場合、 $\mu = 0.5$ 程度と小さい摩擦力が発生する。

ヘッドスライダ部の材質は、フェライト(Fe, Mn, Znの酸化物)、チタン酸カルシウム、アルミナチタンカーバイト、等であり、一方のディスクのヘッドとの接触部の材質は、薄膜型でカーボン、塗布型でアルミナである。ディスク・ヘッドの両者の材質が非金属で、かつ $\mu = 0.2 \sim 0.4$ と小さな摩擦力が発生することから、この摩擦力は境界面で滑って生じたと推定できる。

また、この非金属同士の凝着は両面の分子同士が引き合う表面分子間力によって生じると考えられる。

微小な真実接触点での凝着に注目した研究例として、AFMのNiの針先の凝着がある。Landmanらは、針先のNiが試料のAuと凝着した後に針を遠ざけると、Au内部でこりが生じて凝着が剥離することを、測定と計算とで確かめた<sup>(51)</sup>。測定では半径

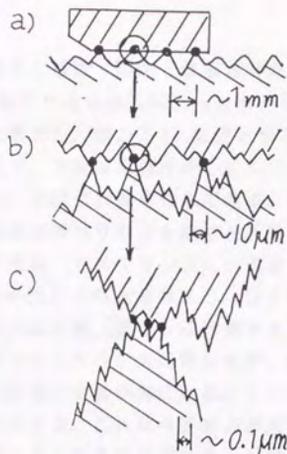


図2-1-1 各種の尺度で観察できる真実接触点

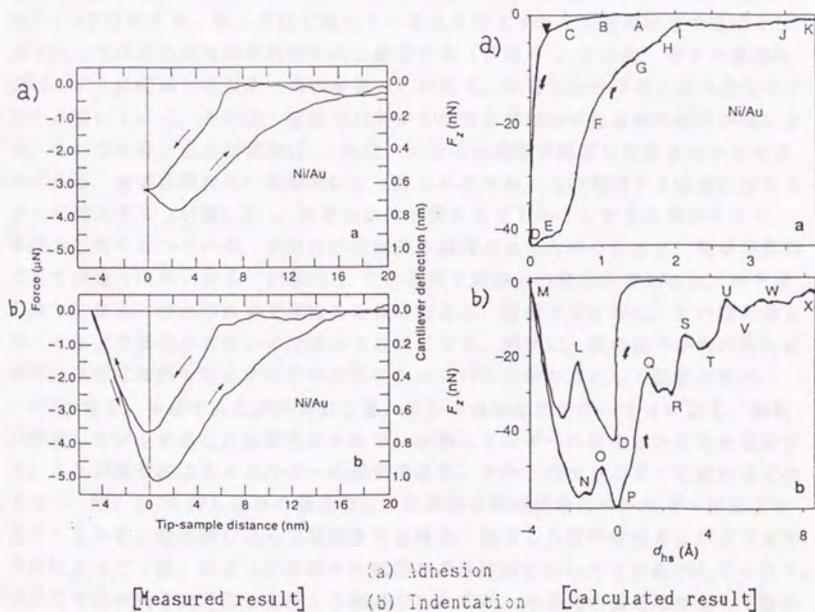


図2-1-2 AFMで針を(a)接触させた場合と、  
(b)押し込んだ場合の変位と力の関係<sup>(51)</sup>

0.2  $\mu\text{m}$ と尖った針を試料に接近・接触・離脱させた場合の垂直方向の力の変化をAFMで求めた。また、計算では半径0.003  $\mu\text{m}$ と小さな接触面積の針を同様に動かして原子同士に働く力を求めた。図2-1-2に変位と力との関係を示す。上段は接触後すぐに離脱を始める場合、下段は接触後押し込んでから離脱を始める場合であり、それぞれ左図は測定、右図は計算の結果である。測定時の針・試料の接触面積が明らかでないため、接触面積当りの力を測定と計算とで比較できない。しかし、変位を変えた場合の力の推移（ヒステリシス）が両者で同じ傾向を示す。

ここでヒステリシスが生じる理由を考える。分子間力は距離の自乗に反比例し、分子の基部の変形抵抗力は距離（変位）に比例すると仮定する。分子間力または変形抵抗力だけを考えてヒステリシスは発生せず、接近・離脱を行なって元の離れた位置に戻ると往復の仕事の合計が零になる。ところが、図に示すように測定・計算ともヒステリシスが生じる。これは分子間力が近接するほど大きく、一度、針と試料とが接触すると離れなくなるためである。針は接触してから剥がれるまでに試料を延伸させるが、このエネルギー分がヒステリシスに表れる。

本研究ではこれらの議論を拡張し、ヘッドの滑走のように横にずれて離れている分子が接近・相対・離脱する場合も同様であると考えた。分子同士の一回の接触を図2-1-3で説明する。横にずれて離れている分子同士がある至近距離まで近づくと、分子間力で両者の先端部が瞬時の内に凝着する（状態B）。この時、両者の基部は近づくように変形し吸引力（負の摩擦力）が働く。凝着した分子同士は大きな分子間力が働いている。その後、正面で相対する位置まで動かすと基部の変形が零になり、吸引力も零になる（状態C）。次に、分子の先端部が凝着したまま分子の基部がずれる。基部は離れない先端部に引っ張られるため、元の相対する位置に戻そうと力が発生する（状態D, E）。凝着力は分子同士をずらそうとする外部からの力、摩擦力と釣り合っている。摩擦力が先端部の凝着力より大きくなると、凝着が剪断されて摩擦力は零に戻る（状態F）。この過程で摩擦力の変化を考えると、同下図のようになる。接触の前半で摩擦力は負になるが、後半で正になる。その絶対値を比べると正の部分が大きいので差引では正になる。瞬時に一連の動作が行われれば摩擦力は相対運動を阻止する方向のみにかかるパルス状の力として観察できる。

AFMの場合、伸ばされた試料が針と離れてから自由振動を伴って元に戻る。振動が減衰して停止することは弾性エネルギーが熱エネルギーに変化したことを意味する。これが凝着によるエネルギーの損失である。また、熱エネルギーに変わるだけでなく、図2-1-2の押し込みの場合のように基部の塑性変形にエネルギーが変化することもある。針を押し込んで離脱させる場合、凝着した試料は引き上げようとする針によって「船」のように伸ばされ試料の表層は針に付いたまま剥がれてしまう。金属同士の摩擦の凝着説を支持する結果でもあるが、本研究の凝着は接触して離れる(a)の状態だけが生じるとする。

このように、ディスク・ヘッド間の真実接触点には分子（原子）間力が働くと考え

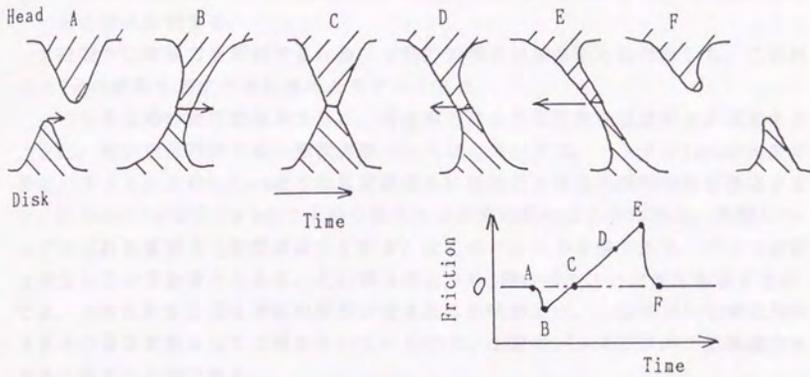


図2-1-3 凝着が発生した場合の想像図

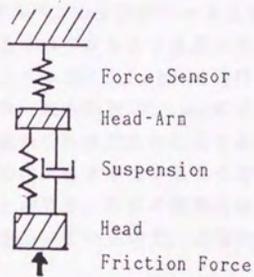


図2-1-4 測定系の振動系

えられる。本研究ではこれが働いている状態を凝着と考える。

- (3) 測定摩擦力は、一つの真実接触点で生じる微小力積と測定時間内の接触回数との積に比例する。

本研究では摩擦力を解析するため、上記の力積モデルを新たに作成した。これは次の2点の現象を表すために最適なモデルである。

一つは滑走時の物理的現象である。滑走時では小さな真実接触点同士が接触するごとに、短い接触時間で微小摩擦力がパルス状に発生する。ヘッドが $1\text{m/s}$ の速度で動き、ディスク上の $0.1\mu\text{m}$ 四方の真実接触点に接触する場合の接触時間を推定すると、 $0.1\mu\text{m} \div 1\text{m/s} = 0.1\mu\text{sec}$ で求められそれは非常に短いことがわかる。実際にヘッドに加わる摩擦力（実際摩擦力と呼ぶ）はこのパルスの集積であり、パルス波状に発生していると考えられる。この撃力のような1個のパルスの大きさを表すためには、力の大きさと発生時間の両方が含まれる力積がよい。力積モデルも摩擦力の大きさの最小要素として力積を用いているので、上記のパルス波状の実際摩擦力を容易に表すことができる。

もう一つは測定系の力学的挙動である。ヘッドには高周波のパルス波状の実際摩擦力が発生しているのに、柔らかいサスペンションでは変形が力に追従できない。サスペンションを経て伝達してきた力がカセンサーで測定される摩擦力（測定摩擦力と呼ぶ）であるから、測定摩擦力にはパルス波が現れない。しかしインパルス状に発生した実際摩擦力が引き起こす正弦波状の応答はカセンサーで観察できる。測定系は図2-1-4のようにサスペンションがヘッドとセンサーとの間に挟まっている系である。本研究で用いるサスペンションは柔らかく、共振周波数は約 $2\text{kHz}$ であることがわかっている<sup>(19)</sup>。ヘッドに $0.1\mu\text{sec}$ の時間だけ力が発生すると、サスペンションが振動し、カセンサーにも周期 $500\mu\text{sec}$ の正弦波の力が現れる。測定摩擦力はこのインパルス応答の重ね合わせであると考え、両摩擦力の関係が容易に解析できる。この時、摩擦力の大きさを力ではなく力積で表示するとインパルスとしてデルタ関数を用いることができ、計算が簡単になる。力積モデルも摩擦力の大きさの最小要素として力積を用いているので、上記のデルタ関数を用いて測定摩擦力を容易に解析できる。

このように物理的現象と力学的挙動を表すために力積モデルは有用である。他にもよいモデルが存在するかも知れないが、力積モデルは少なくともその一つであることがわかる。

力積モデルは摩擦力の大きさの最小単位を力ではなく力積で表したモデルであると広義に定義する。そして滑走状態の時間変動がない定常条件下、例えば一定速度の滑走条件下、では、冒頭で示した力積モデル「測定摩擦力は、一つの真実接触点で生じる微小力積と測定時間内の接触回数との積に比例する」が成立する。この冒頭の記述を力積モデルの狭義の定義とする。

この狭義の定義で記された微小力積は多くの力積の平均値である。もちろん微小力積は全ての真実接触点で同一であるわけではない。微小力積は微小摩擦力と接触時間との積であるが、前者は真実接触点の横幅（速度と垂直方向の長さ）が大きいと比例して大きくなり、後者は縦幅（速度方向の長さ）が大きいと比例して大きくなる。そこで微小力積は真実接触点の面積に比例すると考えられる。ここで真実接触点の面積を考えると、表面形状の高さ分布が正規分布で近似できるので、荷重を増加すると凸部の面積増加の確率が接触点数増加のそれより小さいこと<sup>(46)</sup>、突起の斜面の勾配が図1-3-10のSTMの観察からわかるように大きいので、荷重を増加しても凸部の面積増加は小さいこと、等により真実接触点面積の大きさのばらつきは小さいと考えた。これから微小力積のばらつきも小さく、その代表値として平均値をとればよいと考えた。

この狭義の定義で記された測定時間は系の共振周期の1/2である。これはあるパルスが発生してから共振周期の1/2後にもう一つのパルスが発生した場合の応答を考えればよい（詳細は6-3-2で述べる）。最初のパルス応答の正弦波は、共振周期の1/2後に発生した次のパルス応答である、180度位相のずれた正弦波によって相殺される。真実接触点はディスク・ヘッドの表面上に規則正しく配置されているわけではないが、十分にそれぞれのパルス間隔が小さくランダムであれば、全てのパルスは発生してから共振周期の1/2後に相殺用のパルスとペアが必ず組めると仮定してもよいであろう。両者のパルスの大きさは前述の平均微小力積を用いる。すると、ある測定時刻に測定される摩擦力にはペアが組めないパルスの応答分だけが残り、後は全て相殺消滅する。その残っているパルスは、測定時刻から共振周期の1/2だけ遡った時点から測定時刻までに発生したパルスである。このように測定摩擦力に影響を及ぼすパルスを数える作業から、その数えあげる期間である測定時間を考えるとそれは共振周期の1/2であることがわかる。

この測定時間の導出手順を逆にたどると、冒頭の狭義の力積モデルはパルスが必ずペアリングできる定常状態でなければ成立しないことがわかる。非定常条件下の測定摩擦力には、ペアリングできないパルスの正弦波状の応答が複雑に重なり合う。この応答が減衰してピークの10%程度に小さくなる時間は約100msecであることも知られており、その時間は正弦波の周期の200倍と長い。このような状態で測定摩擦力から実際摩擦力を解析することは多大の困難が予想される。例えば重ね合わせる正弦波の位相によっては、速度と逆方向に実際摩擦力が働いているかのように測定摩擦力が観察されることもあり得るのである。そこで、本研究では定常状態下に特定した狭義の力積モデルを用いて力積モデルを説明することにした。

定常状態下では実際摩擦力と測定摩擦力とをそれぞれ図2-1-5(a)と(b)のように表すことができる。パルスで発生した摩擦力は正弦波の一山分の応答として測定される。

なお、このモデルで対象とする摩擦力は凝着が原因の摩擦力である。摩擦力を $F$

ディスク表面に平行で相対速度の逆方向の力と定義したので、このほかにも原因の異なる摩擦力が存在することになる。その中でも、真実接触点での液体表面張力が原因の力を小仮定(16)に、ヘッドがつんのめって流入端がカーボンを掘り起こそうとする場合の弾性変形抵抗が原因の力を小仮定(17)にそれぞれ示す。その他に、ヘッドがディスクを塑性変形する力、スライダ面に働く粘性抵抗力、スライダ前面に当たる空気の流体抵抗力、等があるが滑走中はこれらの力は小さいと仮定した。

(4) 一つの真実接触点の面積は、接触面の材質・表面形状で決定され、速度・潤滑液・押付力の影響を受けない。

真実接触点面積は接触面の表面形状で異なるということは明かである。例えばアルミナの粒子で真実接触点を作る塗布型ディスクと、テクスチャーの凸部で真実接触点を作る薄膜型ディスクとでは、真実接触点面積が明らかに異なる。また材質が異なれば接触垂直応力による変形量が異なり、真実接触点面積も当然異なってくる。

このように真実接触点面積は接触面の材質・表面形状で決定されると考えられる。次に真実接触点面積が速度・潤滑液・押付力の影響を受けないことを示す。

1番目に、静止時のヘッドの真実接触点面積を使って、それが押付力の影響を受けないことを考える。

表面の凹凸を統計的に処理して、見かけの面圧(荷重を見かけの接触面積で除した値)と真実接触点面積との関係と、それと接触点数との関係とをまとめた図が図2-1-6<sup>(46)</sup>である。面圧は塑性流動圧力との比を用いて無次元化している。その比が0.25以下の軽荷重では、比の増加に従い接触点数と真実接触点面積の両方が増加している。しかし前者が急激に増加しているのに、後者は小さな増加率で増加していることがわかる。一方、それ以上の重荷重だと接触点同士が合併し、接触点数は減少するが真実接触点面積は著しく増加する。

ディスク・ヘッドに関し、小仮定(1)では接触点数が多いことを仮定した。さらに(15)では接触点で小さな変形量の弾性変形が生じることを仮定する(この仮定の導出には(15)以前の仮定を使っていない)。この2つの条件は図の軽荷重の条件と同じである。図2-1-6は真実接触点面積が軽荷重で完全に一定であることを示しているわけではないが、本研究では押付力にかかわらず一定であると仮定する。押付力は最大190mNである。

2番目に真実接触点面積が潤滑液の影響を受けないことを示す。

ディスク表面に潤滑液が付いていると、一部の真実接触点ではヘッド・潤滑液・ディスクと潤滑液を介して接触垂直応力を伝達するが、残りの真実接触点ではヘッド・ディスクと潤滑液を介さずに直接伝達すると考える。面粗さ増加や潤滑液膜厚減少に伴い後者の比率が大きくなるが、本モデルでは後者が主になるように面粗さ・潤滑液膜厚を設計したディスクを用いると仮定する。前者が主になるとスティッキングが生じ、HDDの部品としては明らかに使用できないものになる。故意にステ

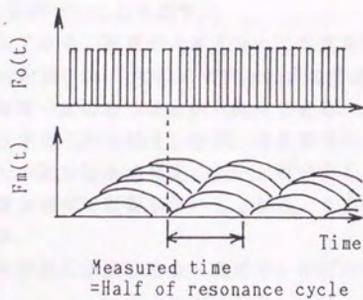


図2-1-5 実際摩擦力  $F_o(t)$  と測定摩擦力  $F_m(t)$  との関係

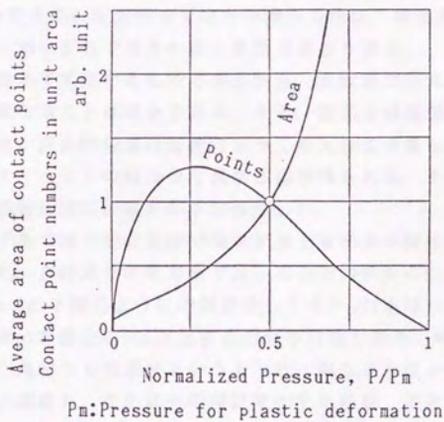


図2-1-6 面圧と真実接触点の点数・面積との関係<sup>(46)</sup>

イッキングさせようとしめない限り、潤滑液を介してディスク・ヘッドが接することはないのである。以上の検討から、真実接触点面積は潤滑液の影響を受けない。

3番目に速度の影響を受けないことを示す。

滑走時のヘッドを考えてみる。速度が大きくなっても真実接触点の弾性変形量に変化がないとする。これは図1-3-18のSukらの実験結果で滑走時の実際浮上量が速度の増加にかかわらずほぼ一定のあることから推定できる。また押付力の影響がないことは静止時では成立することを説明したが、滑走時ではそれに関する資料がなかった。押付力と速度との相乗効果は発生しないと仮定する。

このように弾性変形量が速度に影響しないことから、真実接触点面積は速度の影響を受けないと仮定する。

以上の検討より、真実接触点面積は速度・潤滑液・押付力の影響を受けないと仮定した。

(5) 一つの真実接触点で生じる微小摩擦力は、接触面の材質・表面形状で決定され、速度・潤滑液・押付力の影響を受けない。

先の小仮定(3)で仮定した力積モデル内の微小力積は、微小摩擦力と力発生時間との積であるが、本小仮定ではその微小摩擦力を取り扱う。

微小摩擦力は凝着で発生するものであるから、接触面の材質、例えば金属同士や酸化物同士、で異なることは明かである。また、凝着力は接触する分子数が多い方が大きくなるので、真実接触点の面積によっても大きさが異なるはずである。微小摩擦力はディスク・ヘッドの組合せで異なる値が得られる。そこで、微小摩擦力は接触面の材質・表面形状に決定されると仮定した。

また、力積モデルでは一回の接触で発生する力をデルタ関数のように短い時間で発生すると考えた。力の大きさを力積で表したので力積量の $f \cdot \Delta t$ が重要である。一回の力が図2-1-3の下図のように時間変化しても $f \cdot \Delta t$ を持つパルスに変換して考える。このため微小摩擦力の $f$ は変化する力の平均値であり、時間変化する摩擦力波形が、例えば三角波から方形波というように、異なると値が異なってくるのがわかる。次に微小摩擦力、またはその時間変化する波形、が速度・潤滑液・押付力の影響を受けないことを示す。

1番目に微小摩擦力が速度の影響を受けないことを検討する。

微小摩擦力は図2-1-3で示される一連の凝着・剪断動作に関係するので、ここではこの動作のうちで速度の影響が生じると考えられる2つの動作を検討する。

一つは接近時の「ジャンプ」である。分子同士が近づいてある距離より近くなると、分子先端部の分子間力が分子基部の変形抵抗力に打ち勝って、両者は瞬時に近づき凝着する(図2-1-3の状態A→B)。この瞬時の動きをジャンプと呼ぶ。ジャンプが接近速度より遅いと、図2-1-3下図の負の摩擦力の生じる時間が短くなり、積分した力積も異なってくる。前述したLandmanらは、 $3 \times 10^{-3}$ psecごとに計算したと

ころジャンプが1psec内で生じることを指摘している。一方、一つの分子が分子間距離 $l$ [nm]、速度 $l$ [n/s]の相対する分子列と凝着・剪断を繰り返すと、一つの分子当りの凝着・剪断サイクル時間は $l$ [nsec]になる。ジャンプはこの期間の $1/1000$ の瞬時に生じるのであるから、速度の影響を受けないと考えられる。

もう一つは基部の弾性変形である。ディスク・ヘッド間の力はディスク基部・凝着部・ヘッド基部というように伝達される。もし基部の剛性が大きくなると、変位量が小さくとも剪断に十分な力が生じて剥がれるので、接触時間が小さくなり力積は小さくなる。塑性変形では、歪速度が大きいと変形時の応力が大きくなることが知られている。しかし、弾性変形では、歪速度が弾性波速度を超えるような超高速でない限り、応力が歪に対し瞬間的応答性を持ち<sup>(21)</sup>、応力は速度に無関係である。弾性波速度は $1000\text{m/s}$ のオーダーであり、本研究で対象とする速度の数 $\text{m/s}$ はこれと比べると著しく小さい。これより本研究では、基部の変形抵抗力は速度に無関係であると考えた。

これらの検討より、微小力積は速度の影響を受けないと仮定した。微小摩擦力の時間変化する波形が変化しないのであるから微小摩擦力自体も変化しないのである。

2番目に微小摩擦力が潤滑液の影響を受けないことを考える。

通常のディスクはスティッキングをしないように設計されているので、真実接触点面積は潤滑液の影響を受けないと前の小仮定(4)で仮定した。微小摩擦力も同様であり、潤滑液の影響が生じるとスティッキングするので通常のディスクでは潤滑液の影響を受けないと仮定する。故意にスティッキングさせる場合の微小摩擦力は小仮定(16)で検討する。

3番目に微小摩擦力が押付力の影響を受けないことを考える。

これは小仮定(4)の真実接触点面積が押付力の影響を受けないことから導ける。押付力に対して真実接触点面積が一定であれば、凝着力も一定で微小摩擦力も一定である。

以上の検討から、微小摩擦力は速度・潤滑液・押付力の影響を受けないと仮定した。

(6) 総真実接触面積は接触垂直力に比例する。

総真実接触面積はある時間内の平均総真実接触面積の略である。これは真実接触点面積・接触時間・接触回数の3者の積をある時間で除した値である。摩擦力をパルス波状に発生していると考えたように、接触もそれと同時にパルス波状に発生していると考えた。

Archardは多数の弾性接触する接触点に注目して、弾性学の計算で総真実接触面積 $A$ と接触垂直力 $F_n$ の関係を求めた<sup>(60)</sup>。一つの凸半球面 $S_1$ が平面と接する場合、その表面に半径の小さい多くの凸半球面 $S_2$ を配置した $S_1$ が平面と接する場合、その小さな $S_2$ の表面により小さな凸半球面 $S_3$ を配置した $S_1$ が平面と接する場合、等を仮

定すると、 $A$ と $F_n$ には  $A \propto F_n^x$  という関係があり、 $S_1, S_2, S_3$ と微小な凹凸を加えるに従い、 $x$ は $2/3, 8/9, 26/27$ と1に近づくことを明らかにした。

ディスク・ヘッドに関しては、小仮定(1)では接触点数が多いこと、(15)では接触点で小さな変形量の弾性変形が生じること、等をArchardと同じように仮定した。図2-1-2に示すように、凹凸の中に配置された小さな凹凸が存在するのだから、Archardの計算のHertzモデルと同様な設定である。ディスクは微小な凹凸があるから、 $A$ と $F_n$ は $x=1$ 、つまり比例関係が成立すると仮定できる。

なお、Archardの研究は静止時での結果を示しているが、本研究では滑走時にもこの関係を拡張して、総真実接触面積は接触垂直力に比例すると仮定する。

(7) 実際摩擦力は、総真実接触面積に比例する。

ここでは最初に一定速度の滑走状態下のヘッドを考える。

小仮定(4)では、ディスク・ヘッドを組み合わせると真実接触点面積が一定の値に決定され、その値は速度・潤滑液・押付力の影響を受けないと仮定した。総真実接触面積は真実接触点面積・接触時間・接触回数の3者の積に比例するから、真実接触点面積に一定値を代入すると、総真実接触面積は接触時間・接触回数の積に比例すると導出される。

一方、実際摩擦力は力積モデルから微小摩擦力・力発生時間(=接触時間)・接触回数との積に比例する。ここでは力積モデルで用いた測定摩擦力を実際摩擦力に書き換えた。測定摩擦力の大きさは実際摩擦力の大きさに比例するためである。一定速度の滑走状態は時間変動がない定常状態であるから、両摩擦力間の伝達関数の位相成分は無視でき、振幅成分だけに注目できる。

小仮定(5)では、ディスク・ヘッドを組み合わせると微小摩擦力が一定の値に決定され、その値は速度・潤滑液・押付力の影響を受けないと仮定した。これを先の力積モデルに代入すると、実際摩擦力は接触時間・接触回数の積に比例することが導ける。

このように、総真実接触面積も実際摩擦力も接触時間と接触回数との積に比例するから、一定速度の滑走状態下では実際摩擦力は総真実接触面積に比例し、この比例関数は速度・潤滑液・押付力の影響を受けず一定であることがわかる。

この導出のために一定速度の滑走状態下という条件を最初に提示したが、これは説明を容易にするためである。

一定速度の滑走状態では、総真実接触面積としてある一定の大きさが得られなければならない。先の小仮定(6)では総真実接触面積は接触垂直力に比例することを示したが、これが正しければ逆に、原因の接触垂直力を結果の総真実接触面積から推定することができる。もし総真実接触面積の値が一定でなければ接触垂直力が変動し、力の釣合から垂直方向に慣性力が発生するはずである。しかしその慣性力が引き起こす運動をどの研究も観察していないので、総真実接触面積として一定な値

が得られなければならない。総真実接触面積が一定で、それに比例する接触時間と接触回数との積も一定であるから、同様にそれと比例する実際摩擦力も一定でないとならない。このように、この状態下では変数の時間変動を無視でき、変数の取扱が容易になる。

次に速度や押付力、表面形状が滑走中に変化する非定常状態を考える。この場合は測定摩擦力と実際摩擦力との位相、測定摩擦力と総真実接触面積との位相が異なる。例えば、浮上中に一回だけの接触した場合を考えると、総真実接触面積はパルス状に発生し、同時に実際摩擦力もパルス状に発生する。しかし、測定摩擦力はそれから正弦波状に接触後も発生続けるのである。小仮定(3)で非定常状態の測定摩擦力と実際摩擦力との関係の解析が困難であることを述べたが、ここでもそれと同じ解析を必要としているので同じ困難さが生じることがわかる。本研究では力積モデルを定常状態下のそれに特定して説明したように、小仮定(7)と(8)も定常状態に特定して説明した。

(8) 滑走時でも、実際摩擦力は接触垂直力に比例する。

これは小仮定(6)と(7)の、総真実接触面積は接触垂直力に比例することと、実際摩擦力は総真実接触面積に比例することから導ける。共通の変数である総真実接触面積を消去すればよい。これはAmontonsの法則が、動圧の発生している混合潤滑状態でも成立することを示している。

(9) コンダクタンスは接触垂直力に比例する。

接触抵抗は、接触半径に反比例する電場の拡がり抵抗と、その半径の自乗に反比例する酸化物による抵抗との和であると一般的に考えられている<sup>(36)</sup>。本研究で用いたヘッドの材質は小仮定(2)で述べたように酸化物であるため、後者の酸化物抵抗の影響が大きい。ここで、コンダクタンスを接触抵抗の逆数と定義し、半径の自乗をそれが面積に比例するから総真実接触面積と置き換えると、コンダクタンスは総真実接触面積に比例することになる。また、小仮定(6)から総真実接触面積は接触垂直力の比例するため、これを代入するとコンダクタンスは接触垂直力に比例することが導かれる。

(10) 滑走時の接触垂直力は速度が零の場合押付力と等しいが、速度の増加に伴い一次関数的に減少し、浮上状態に移行した時に零になる。

流体潤滑の計算式<sup>(20)</sup>を用いてこの関係を導出してみる。

$$Fl = \frac{6 \cdot c \cdot V \cdot l^2 \cdot b}{(n-1)^2 \cdot Hfi^2} \times \left( \ln(n) - \frac{2 \cdot (n-1)}{n+1} \right) \dots \dots (a)$$

ここに、Flは流体力学的負荷容量、cは空気の粘性、Vはディスクとの相対速度、lはスライダー長さ、bはスライダー幅、Hfiは流出端の仮想浮上量、nはすきま比で

流入端の仮想浮上量を流出端の仮想浮上量で除した値である。

このF1がわかれば、ディスクに垂直方向の力の釣合より、接触垂直力  $F_n$  が得られる。

$$F_n = L - F_1 \quad \dots\dots (b)$$

ここに、 $L$ は押付力である。

F1の式(a)に用いられている滑走中の変数として $V$ 、 $n$ 、 $H_{fi}$ の3つが挙げられる。しかしここでは滑走時を考えているから、後述の小仮定(15)より $H_{fi} = (1/2) \cdot PV_i$ を代入できる。 $H_{fi}$ が定数になったが、まだ変数が2つなので次は $n$ を考える。

$n$ はヘッドのモーメント・力の釣合の式とこの式(a)とを連立させて解かないと得られない。図2-1-7はレーザー光をヘッドの背面とディスク面に反射させそれらの干渉から求めた浮上量とピッチ角とをまとめたものである。上図は速度と浮上量、下図は速度とピッチ角の関係<sup>(69)</sup>を示す。ピッチ角は空気膜が流入端に向かってくさび形に開いているが、その開き角である。それは速度の増加に伴い $20 \mu\text{rad}$ まで急激に増加し、速度が離陸速度より大きくなると増加率が小さくなる。ピッチ角の増加にともない $n$ も増加するが、ここでは $n$ に関する項が一定と仮定してこの式(a)を解いてみる。

$n$ とピッチ角  $\theta y$  との関係は次式で得られる。

$$n = \frac{H_{fi} + l \cdot \cos \theta y}{H_{fi}} = \frac{(1/2) \cdot PV_i + l \cdot \theta y}{(1/2) \cdot PV_i}$$

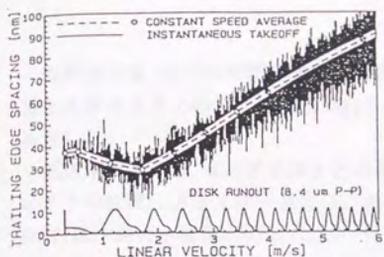
ここで、 $PV_i = 100\text{nm}$ 、 $l = 4\text{mm}$ 、 $\theta y = 5, 10, 20 \mu\text{rad}$ を代入すると、 $n = 1.4, 1.7, 2.4$ となる。この $n$ を式(a)の $n$ に関する項 $(n-1)^{-2} \times [1n(n) - \{2 \cdot (n-1) / (n+1)\}]$ に代入すると、その項の値はそれぞれ0.025、0.026、0.022となり、大きな違いはなくなる。そこで $n$ の項を一定とおいて式(a)に代入すると、滑走時のF1は一つの変数である $V$ で表される。

式(a)から $F_1 \propto V$ となり、流体力学的負荷容量は速度に比例することがわかる。

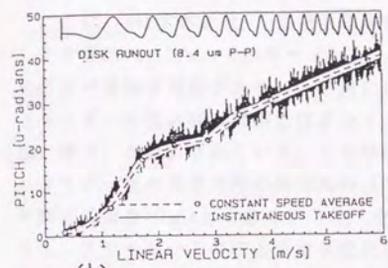
次にこれを式(b)に代入すると、 $F_n = L - k \cdot V$ になる。 $k$ は比例定数であるが、離陸速度の $V_t$ で $F_n = 0$ であるから $k = L / V_t$ である。離陸速度を1とする無次元速度を $V_h$ とすると、 $F_n = L - k \cdot V = L - (L / V_t) \cdot V = L \cdot (1 - V / V_t) = L \cdot (1 - V_h)$ と整理できる。これは図2-1-8に示すように、接触垂直力は速度が零の場合押付力と等しいが、速度の増加に伴い一次関数的に減少し、浮上状態に移行した時に零になる関係を示す。これでこの冒頭の仮定が導出できた。

(11) ヘッドに関するパラメータは仮想浮上量でまとめられる。

ヘッド・ディスクの位置関係を表すために、ヘッドの面粗さ、ヘッドとディスクとの距離、ディスクの面粗さとの3者が必要である。本研究では、ヘッドの面粗さは平滑であるとして零、ヘッドとディスクとの距離として仮想浮上量、ディスクの面粗さとして仮想最大面粗さ、をそれぞれ用いて位置関係を表す。



(a)



(b)

図2-1-7 (a)速度と実際平均浮上量との関係  
および(b)速度とピッチ角との関係<sup>(69)</sup>

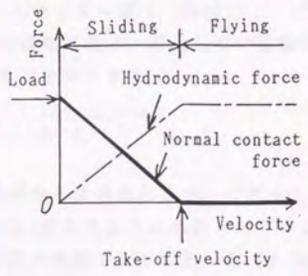


図2-1-8 速度と動圧・接触垂直応力との関係

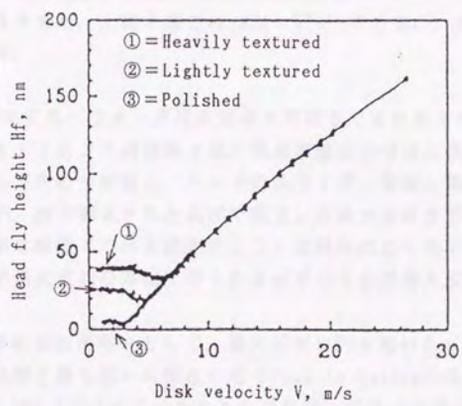


図2-1-9 面粗さの異なるディスクを用いた場合の  
ディスクの速度と浮上量との関係<sup>(34)</sup>

仮想浮上量  $H_{fi}$  は理想平滑面上の浮上量と定義される。これはポリッシュしたガラスディスク上の平均浮上量  $H_{fg}'$  と等しいと仮定し、測定した  $H_{fg}'$  から  $H_{fi}$  を決定した。

仮想浮上量  $H_{fi}$  は、ディスクとの相対速度  $V$ 、スライダー幅  $b$ 、押付力  $L$ 、ピボットの位置、スライダー長さ  $l$ 、角の丸み、等で決定される。浮上している場合の  $H_{fi}$  は、前の小仮定(10)の式(a)<sup>(20)</sup>を用いて表すことができる。

$$H_{fi} = \left[ \frac{6 \cdot c \cdot V \cdot l^2 \cdot b}{(n-1)^2 \cdot L} \right]^{0.5} \times \left[ \ln(n) - \frac{2 \cdot (n-1)}{n+1} \right]^{0.5}$$

ここに、 $n$ はすきま比、 $c$ は空気の粘性である。

すきま比  $n$  はヘッドのモーメント・力の釣合の式から決定されるが、ピボットの位置が及ぼす影響が大きい。一般には、 $n=1.8 \sim 2.2$ になるように設計されている。スライダーの流入端の前部にはスライダー面と0.5度の角度で交差する平面(0.5度面と呼ぶ)が設計されている。この平面によって空気流は流入端から入ってくる。スライダー面の長手方向の角の丸み(ブレードと呼ばれ、面が緩やかに丸くなる)の部分の幅を  $50 \mu m$  と大きくすると、空気がスライダーの幅方向からも入るようになり、スライダー上の圧力分布が変化し浮上量も大きく変化する<sup>(72)</sup>。しかし、本研究で用いるヘッドの大部分は角の丸みを付けなかったので、角の丸みは無視できる。

この計算式で  $H_{fi}$  を求めてもよいが、 $n=n(V)$  の関係がわからないので解けなかった。本研究では、 $H_{fi}=H_{fg}'$  の仮定からガラスディスク上の平均浮上量  $H_{fg}'$  を実測し、 $H_{fi}=H_{fi}(V)$  を求めた。上記の式では  $H_{fi} \propto V^{0.5}$  であるが、実際は  $H_{fi} \propto V^b$ 、 $b=0.6 \sim 0.7$  となる。

(12) ディスクに関するパラメータは仮想最大面粗さでまとめられる。

本研究で必要なディスクの表面粗さは、真実接触点の寸法と同程度に小さい  $10 \text{ nm}$  の測定面に平行方向の分解能と、ヘッドのスライダー面積と同程度に広い  $3 \text{ mm}$  四方の測定面積とが、両方満足された条件で測定した最大面粗さでなければならない。しかし、実際の測定装置でこれを測定することは現在のところ不可能である。このため、いくつかの測定可能の方法で得られる結果から仮想最大面粗さ  $PV_i$  を推定する。

各種のディスクの表面面粗さとして、最大面粗さ  $PV$  を用いた。この  $PV$  はディスク表面の最も高い凸部と最も低い凹部との差で Peak to Valley の略である。ディスクの面粗さとして、RMS (プロファイルとその平均線との差の自乗平均) を用いる報告<sup>(34)(68)</sup>もある。RMSはプロファイルの高さ分布を正規分布と近似して処理するために用いられている。しかし、離陸速度とRMSとの相関が弱いことも指摘されている<sup>(68)</sup>。例えば、RMSが同じでも、全面で  $100 \text{ nmp-p}$  の凹凸が細かい周期で存在するディスクの離陸速度より、大部分で平滑だが離散的に  $300 \text{ nmp-p}$  と極めて高い凸部

が存在するディスクの離陸速度の方が大きくなる。本報告では、流体潤滑から混合潤滑に移行するすきまに注目しているので、最大面粗さをディスクの面粗さとして用いた。

また、表面形態が離陸浮上量（離陸する時の仮想浮上量）に影響を及ぼすという報告<sup>(14)</sup>もある。例えばPViが等しいテクスチャー基板とポリッシュ基板とでは空気の流れが異なって流体力学的負荷容量が異なるという説である。

しかし、本研究では表面形態の影響は小さいと考えた。離陸直前の大きい速度の場合ではくさび形のすきまが形成され、流入端と流出端の浮上量の差が約 $0.1\mu\text{m}$ と大きくなる。空気は面粗さの凹凸の中より抵抗の小さいすきまの方を主に流れるであろうから凹凸のちがいが（表面形態）の影響は無視される。また、速度の小さい場合ではスライダ一面の動圧に先立ち、 $0.5$ 度面で小さな動圧が発生する。 $0.5$ 度面の流入端の浮上量は約 $4\mu\text{m}$ であるため、同様に表面形態の影響は無視できる。

(13) 浮上時では平均実際浮上量が仮想浮上量に等しい。

仮想浮上量（約 $0.4\mu\text{m}$ ）が面粗さに比べ十分大きい場合は、面粗さが浮上量におよぼす影響は小さい<sup>(68)</sup>。ここではその仮想浮上量の範囲を広げ、仮想浮上量がディスクと接するまで小さくなったとしても、浮上している限り、平均実際浮上量と仮想浮上量は等しいと仮定する。図2-1-9（図1-3-18の再録）の曲線③は面粗さが小さいので仮想浮上量を、曲線①は面粗さが大きいので平均実際浮上量をそれぞれ示すと仮定すると、両者の浮上時の右上がりの曲線が完全に重なることがわかる。重なるということは平均実際浮上量が仮想浮上量に等しいことを示している。

(14) 仮想浮上量が仮想最大面粗さの $1/2$ より小さい場合ヘッドは滑走し、大きい場合浮上する。

小仮定(13)で浮上時の実際平均浮上量  $Hfa'$  は仮想浮上量  $Hfi$  に等しいと仮定した。この実際平均浮上量を小さくしていった、ディスクと接するときの仮想浮上量を求める。

まず、 $Hfa'$ を図2-1-10（図1-3-13(a)の再録）を用いて求める。

ディスク表面がx方向とy方向で各々ランダムな凹凸を持つとする。流出端の一点から真下に降ろしてディスク表面と交わる点までの距離（実際浮上量 $Hfa(x)$ ）を、スライダ長手方向で平均する。その平均値 $Hfa'$ は、その方向のプロファイルの山から谷までの最大高低差の中間（谷から $(1/2) \cdot PVx$ ）の線からヘッドまでの距離になる。逆にスライダ幅方向に平均すると、その方向のプロファイルの最大高低差の中間（谷から $(1/2) \cdot PVy$ ）の線からヘッドまでの距離になる。面粗さの高さ分布が正規分布になるとおくと、平面での高さ分布も正規分布になる。PVは $\sigma$ に比例するとおくと、 $PV_{xy} = (PVx^2 + PVy^2)^{0.5}$ となる。最も凹部分から $(1/2) \cdot PV_{xy}$ の高さの平面が浮上量零の平面で、そこからヘッドまでの距離が $Hfa'$ である。またPViの定

義より、 $PVi = PVxy$ である。図2-1-11 (図1-3-15の再録) に  $Hfi$  と  $PVi$  との関係を示す。

図2-1-11で  $Hfi$  を減少させると、 $Hfi = (1/2) \cdot PVi$  で接触を始める。 $(1/2) \cdot PVi$  より  $Hfi$  が大きいとヘッドは浮上し、小さいと滑走する。

(15) 滑走時では実際平均浮上量が仮想最大面粗さの1/2に等しい。ディスク表面の  
真実接触点はヘッドの接触で弾性変形するが、変形量は小さい。

接触垂直応力は塑性流動応力より十分小さい。ディスク表面にヘッドをスライダ  
ー全面で接触させた後、ディスク表面をSEM観察・面粗さ測定し、塑性変形が生じ  
ていないことを確認した。逆にいえば、真実接触点では弾性接触が生じたのである。

また、図2-1-9 (図1-3-18の再録) の左下の滑走時の平均実際浮上量  $Hfa'$  の値は、  
速度にかかわらずほぼ一定になっている。速度が小さくなり接触垂直応力が大きくな  
っても、一個の真実接触点に変形して沈み込む量が増加するのではなく、接触点  
数が増加することを示している。なお、その沈み込む量は非常に小さいと思われる。  
例えば、真実接触点を高さ100nmの円柱として、弾性域の歪が1000  $\mu st$  が生じても  
変化量はたかだか0.1nmである。

別の方向から弾性接触を考えよう。

真実接触点で塑性接触が生じると、Amontonsの法則  $Fo \propto Fn$  は成立する。ここで  
は実際摩擦力を  $Fo$ 、総真実接触面積を  $A$ 、接触垂直力を  $Fn$  とおく。接触点が一  
点で、かつ弾性接触する場合、 $Fo \propto A$ 、 $A \propto Fn^{2/3}$  で、Amontonsの法則  $Fo \propto Fn$  は成立しない。  
しかし多くの接触点で接すれば弾性接触でも、 $Fo \propto A$ 、 $A \propto Fn$  となり、塑性接触と同  
様に、 $Fo \propto Fn$  が成立する<sup>(68)</sup>。

ディスク・ヘッドの摩擦係数は、押付力にかかわらず一定で  $Fo \propto Fn$  となること  
が知られている。また、多くの接触点で接することをすでに上記の小仮定(1)で仮定  
した。摩擦係数一定 ( $Fo \propto Fn$ ) の実験結果は、塑性接触のみならず、弾性接触の可  
能性をも示唆している。このモデルの弾性接触に矛盾しない結論である。

図2-1-12は、ディスク表面に  $R0.5 \mu m$  のダイヤモンドの圧子を押し込んだ場合の、  
変位と荷重との関係である<sup>(70)</sup>。荷重は電子天秤を、変位は光ファイバーセンサー  
(分解能100nmとして販売されているものを用いて1nmを測定している)、図の絶  
対値に疑問あり)を用いて測定する。上図は、本研究で用いたカーボンを用いた場  
合のデータであり、25nm押し込むと120  $\mu N$  の荷重が働く。ヒステリシスが小さい  
ので、弾性変形していると考えられる。

この25nmの変位は大きい、これはディスク表面に圧子が当たってから沈み込む  
深さ、つまりディスク多層膜のそれぞれの変形量の和を示している。カーボンの寄  
与する割合が不明だが、歪は小さく弾性を保っていると考えられる。一方、下図の(b)  
は、特別のカーボンを用いた場合のデータだが、15nm押し込んだところで荷重が緩  
和されどこかで罅が生じたことを示している。ヒステリシスが大きいので、塑性  
変形発生の可能性もある。可能性を調べるため、圧子の見かけの面圧とヘッドの見

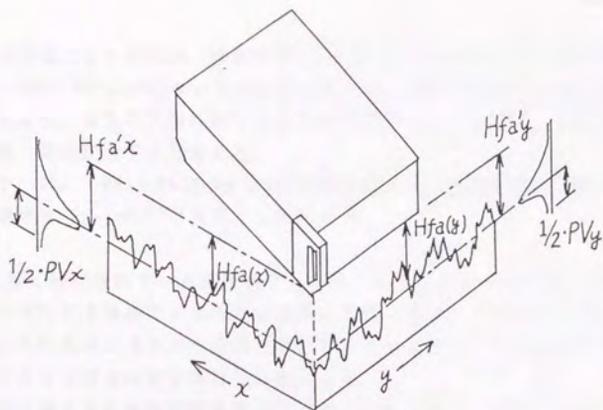


図2-1-10 実際平均浮上量を求める方法

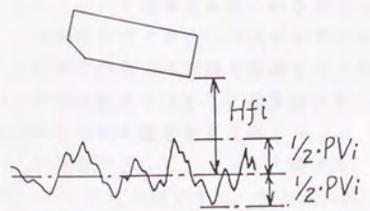


図2-1-11 仮想浮上量  $H_{fi}$  と  
仮想最大面粗さ  $P_{Vi}$  との関係

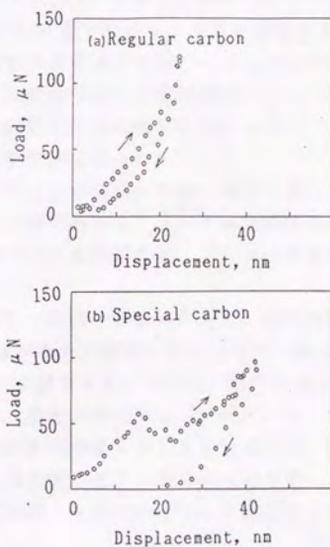


図2-1-12 ディスクに圧子を押し込んだ場合の変位と力の関係<sup>(73)</sup>

かけの接触垂直応力とを考える。接触面積 $1\mu\text{m}^2$ の圧子の面圧は $120\mu\text{N}/\mu\text{m}^2$ であり、スライダ面積 $5\times 10^5\mu\text{m}^2$ のヘッドの接触垂直応力の $20\mu\text{N}/\mu\text{m}^2$ の方が数分の一と小さい。これより、面圧の大きい圧子でさえ弾性変形するのだから、面圧の小さいヘッドは当然、弾性変形すると考えた。

図2-1-13で、 $Hfa' \cdot Hfi \cdot PVi$ の3者と $V$ との関係を示す。滑走時では $Hfa'=(1/2) \cdot PVi$ 、浮上時では $Hfa'=Hfi$ であることがわかる。

(16) 過度に厚く付与されている潤滑液や水分は、ディスク・ヘッド間、特に両者の凸部が相対する場所でメニスカスを形成する。両者をずらすためには、両者に架橋しているメニスカスを消滅させなければならない。このメニスカス曲面で発生する表面張力に抗する力が必要になる。

Bowdenは潤滑液を含む接触状態を次のように考えた<sup>(38)</sup>。つまり、固体同士の直接接触で接触垂直力の一部を保持するが、隙間に充満している潤滑液の液体圧力でもその残りを保持する状態である。しかし、スティッキングが生じるポリッシュガラス基板のディスクの場合でも、潤滑液膜厚の $2\text{nm}$ と比べるとディスクの仮想最大面粗さの $30\text{nm}$ の方が約10倍大きいので、その空間を潤滑液で埋めつくすことはできない。埋めつくすというより、図2-1-14のように真実接触点で潤滑液がメニスカスを形成している状態であると推察される。その鼓状の曲面の表面張力によって、ディスク・ヘッド両平面を引っ張るような吸着力を発生させる。

この状態でディスク・ヘッドをずらすとすると力が必要になる。固体接触している真実接触点では凝着を剪断するための力が必要であるし、メニスカスができていない真実接触点ではさらに潤滑液をずらすための力が必要になる。ここでは後者の潤滑液をずらす場合を考える。

ずれる場所として、ヘッド・潤滑液、ディスク・潤滑液の固液界面と、潤滑液内部との2カ所に大別できる。また後者は、潤滑液が多分子層膜であれば層間、単分子層膜なら潤滑液分子の内部、とさらに2カ所に分類できる。それらの剪断に必要な力のうち、最小値をとる所でずれるであろう。前者の固液界面のずれは、ヘッド・潤滑液もしくはディスク・潤滑液の界面で潤滑液が剝離することであるから、潤滑液の極性基とヘッドまたはディスクの表面との化学吸着力を知らねばならない。また、潤滑液が層間で切断される場合は分子間力が、内部で分解される場合は分子の結合力が得られなければならない。

そのほかに、安定状態にあるメニスカスを変形することにも仕事が必要である。両界面の剝離、潤滑液の切断・分解、メニスカスの変形のいずれを考えるにしても、現在のところ測定データが皆無であり、それが潤滑液なしの場合と比べて絶対値でどの程度異なるのかもわからない。ここでは前述した潤滑液膜厚と最大面粗さとの絶対値比較の結果から、メニスカスの変形のみを取り上げて摩擦力の原因と仮定したが、これも凝着と比べて摩擦力がどのくらい増えるのかよくわからない。

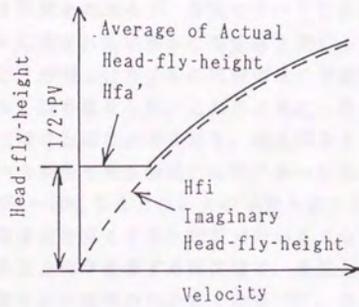


図2-1-13 ディスクの速度と、仮想浮上量、  
 実際平均浮上量、仮想最大面粗さ、  
 等との関係

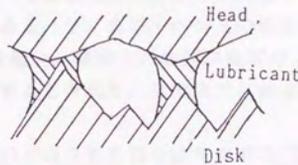


図2-1-14 ディスク・ヘッド間のメニスカス

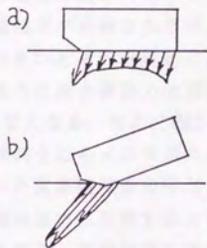


図2-1-15 ヘッドがつんのめる場合の圧力分布

液体固体の材質が本研究と異なるが、層間のすべりに必要な摩擦力を測定した例<sup>(52)</sup>を説明する。雲母に挟まれたすきまに潤滑液を浸し、すきまを正確に測定しながら摩擦力を調べると、摩擦力は分子層の厚みごとに不連続に変化し、すきまに含まれる層数で決定される固有値をとる。これによると一層目の滑りによる摩擦力が最も大きく二層目、三層目と順に小さくなる。例えばシクロヘキサンは1/10ずつ小さくなる。層数の多い方が滑り発生開始の確率が多いため、摩擦力が小さくなったと考えられる。層数が8~10になるとバルクの粘性と同じになると指摘している。この結論を用いると潤滑液を厚くすると摩擦力は小さくなるはずである。

金属石鹸のように表面と化学吸着する潤滑液は、金属と潤滑液との界面を覆う一層目が摩擦に有効に働いたため摩擦力は小さくなる<sup>(39)</sup>。また、潤滑液が厚い場合や薄くとも荷重が小さい場合には粘性の影響が大きくなり、 $\mu$ は逆に0.2から0.5と大きくなる<sup>(39)</sup>。これらは、潤滑液の層間の滑り抵抗が金属・潤滑液界面の滑り抵抗より大きい場合と考えられる。この結論を用いると潤滑液を厚くすると摩擦力は大きくなるはずである。

ディスクの潤滑液の膜厚を変化させて摩擦力を測定すると、5nmまでは膜厚の増加に伴い摩擦力が増加するが、それ以上では飽和することが報告されている<sup>(70)</sup>。2つの前例とは異なる現象であり、液体固体の材質ごとに固液界面の剪断力と潤滑液内部の剪断力とを比べてどちらが小さな力で発生するか調べないと膜厚に関する傾向がわからないのである。ディスク・ヘッドの場合は潤滑液がまず島上に存在し、測定値5nm以上で全面を覆い、摩擦力の原因が島状のメニスカスの表面張力から全面の液体の粘性に移行すると考えた。本研究では前者のメニスカスが主因である状態に注目する。

なお、この小仮定(16)が成立する場合は今までの(1)~(15)の小仮定のうち成立しなくなる場合が生じる。

摩擦力の原因は真実接触点での凝着だけでなくその回りの表面張力でもあるから、前者だけとする(1)(2)(4)は成立しなくなる。また、この表面張力は相対速度が小さい場合、特に固体状態の場合に顕著に大きくなる。接触直後は接触垂直力を保持するため固体接触の真実接触点が形成されるが、すぐに潤滑液が移動してメニスカスが形成される。速度が大きいとその形成前に真実接触点自体が移動消滅するので摩擦力も減少する。このように微小摩擦力は潤滑液や速度の影響を受けるから、受けないと(5)は成立しなくなる。なお、図2-1-14の右側のメニスカスのように、接触しないが相対する凸部同士にもメニスカスが発生するだろう。この時は、接触直後に接触垂直力が決定した真実接触点の接触点数より多い点数で摩擦力の授受が生じるので、摩擦力は接触垂直力に比例すると仮定した(8)も成立しなくなる。また、ディスクごとに水分吸着量、潤滑液等の条件を明確にしないと摩擦力が解析できないので、面粗さの情報だけが摩擦力を決定するという(12)は訂正しないといけない。接触抵抗も潤滑液の抵抗値が含まれるので固体接触だけに注目した(9)が成

立しない。

以上の検討のように潤滑液の表面張力を考えると、前の7つの小仮定の成立のためには「凝着が原因の摩擦力に限り」という訂正が必要になる。しかし、本研究ではこの小仮定(16)と次の(17)は摩擦力が凝着だけでなく特殊例であることに留意して、前の(1)~(15)と別個に検討する。

(17) 摩擦力が過度に大きくなると、ヘッドはつんのめって真実接触点が流入端に集中する。ヘッドの流入端部分はカーボンを弾性変形でへこませる。さらに、へこみ前面を掘り起こそうとするのでカーボンから大きな抵抗力を受ける。

Bowdenらの摩擦凝着説以前に流布されていた凹凸説を用いて考える。例えば、硬いスライダーとして鋼の球を、柔らかい平面としてインジウムを用いると、この掘り起こしの影響が明らかになる<sup>(37)</sup>。

ヘッドに吸着が生じ摩擦力が大きくなった時に、ピボットが固着するとスティックスリップが発生する(4-3で詳述する)。ヘッドはスティック時につんのめり、真実接触点が流入端に集中する。カーボンは弾性変形してへこみ、ヘッドはへこみ前面を掘り起こそうとする。図2-1-15にヘッドがディスクに及ぼす応力分布を示す。(a)のようにスライダー全面が接し応力が全面でほぼ均一な通常時と異なり、スティック時は(b)のように流入端だけに応力が集中する。この場合、カーボンは大きな抵抗力を発生させ、 $\mu$ に表すと約5と通常時より約10倍大きくなる。しかし、この抵抗力はカーボンを塑性変形させて削るほどは小さくなく、ヘッドはへこみ表面を滑って抵抗力を解放する。

## 2-2 本研究で用いるクラッシュ・スティッキングに至るメカニズム

次にCSSクラッシュ・スティッキングに至るメカニズムを仮定する。これは、6つの小仮定から成る。

- (1) ディスク・ヘッドの真実接触点で生じる凝着は境界面で剪断される。CSSテストでは滑走時ごとにこの凝着・剪断が繰り返される。
- (2) 真実接触点のディスク内部で疲労破壊が発生し、内部から薄片状にカーボンが剥離する。剥離したものが摩耗粉である。
- (3) 潤滑液は固体接触し凝着する接触点数の比率を減少させ、疲労摩耗を緩和する。
- (4) 潤滑液には滑走時の摩擦力による分解や遠心力による飛散等が生じ、滑走部分の膜厚が薄くなる。
- (5) 摩耗が進行すると、カーボン表面に過度の水分や酸素が付着し凝着が強固になる。モータの始動トルクで凝着が剪断できない場合、スティッキングとなる。
- (6) 摩耗粉がディスクやヘッドの表面に固着すると、ヘッドの滑走が不安定になりスライダの角がディスクに衝突して表面を削る。削ることで磁性膜の記録が消失した場合、クラッシュとなる。

個々の項目について説明する。

- (1) ディスク・ヘッドの真実接触点で生じる凝着は境界面で剪断される。CSSテストでは滑走時ごとにこの凝着・剪断が繰り返される。  
前節でも説明したように、摩擦の凝着説を援用した。
- (2) 真実接触点のディスク内部で疲労破壊が発生し内部から薄片状にカーボンが剥離する。剥離したものが摩耗粉である。  
1-1-1で説明したように、摩耗の疲労説を援用した。
- (3) 潤滑液は固体接触し凝着する接触点数の比率を減少させ、疲労摩耗を緩和する。

潤滑液を付与したディスク表面は、ディスク・ヘッドが固体接触する真実接触点と、その真実接触点回りに潤滑液が付着したり相対する真実接触点間に潤滑液が挟まれているような液体接触を含む真実接触点と、2種の真実接触点グループを介して接触する。前者では凝着による摩擦力が生じ、後者ではそれに加え、潤滑液の分解、潤滑液分子層間での剪断、ディスクまたはヘッド界面での潤滑液剥離、メニスカスの変形、等で摩擦力が生じる。潤滑液を付与して前者の固体接触の比率が小さくなると、真実接触点での凝着回数が減少し疲労摩耗も減少する。ただし潤滑液を

付与し過ぎると、摩擦力が後者の液体接触の影響で増加し好ましくない。摩擦と摩擦の両者を満足する最適膜厚を塗布しなくてはならない。

- (4) 潤滑液は滑走時の摩擦力による分解や遠心力による飛散等で、滑走部分の膜厚が薄くなる。

1-4の図1-4-3で、CSS回数の増加に伴い、潤滑液の膜厚が減少することを示した。分解でCSSの滑走部分のみ潤滑液の薄化が生じていること<sup>(10)(33)</sup>、長時間連続回転すると飛散で潤滑液の薄化が生じること<sup>(32)(55)</sup>、等が報告されている。

- (5) 摩擦が進行すると、カーボン表面に過度の水分や酸素が付着し凝着が強固になる。モータの始動トルクで凝着が剪断できない場合、スティッキングとなる。

1-4の実験結果で示したように、CSSテスト開始直後は摩擦力が十分小さいのに、CSSを数千回繰り返すとスティッキングが生じる場合がある。潤滑液を過度に付与した場合を除き、スティッキングには必ずカーボンの摩擦を伴った。

スティッキングに関しては多くの報告がある。それらの中には、相対湿度を95%にすると吸着水分膜の厚みは3nmと大きくなり摩擦力も $\mu$ で約0.8と大きくなること<sup>(71)</sup>、図2-2-1に示すように潤滑液なしの薄膜型ディスクのCSSテストを乾燥窒素雰囲気中で水分の付着を減じて行えば、摩擦が生じていても摩擦力は増加しない(図では黒点でプロットしている)こと<sup>(30)</sup>、潤滑液なしの薄膜型ディスクを用いてヘッドの連続滑走を行う時に、雰囲気窒素、酸素、窒素と交互に変化させると、図2-2-2に示すように酸素雰囲気中に $\mu$ が増大するが窒素雰囲気中では $\mu$ が変化しないこと<sup>(25)</sup>、高温下でCSSを行うと、テクスチャーの有無で大きな違いがないが潤滑液は付与した方が摩擦力の増加を防止できること<sup>(31)(71)</sup>、等が挙げられる。

そこで本研究では予備実験を行い、ディスク表面の水との接触角とCSSテストとの関係を調べた。接触角はArスパッタのカーボンで40度、CH<sub>4</sub>スパッタのカーボンで85度、前者に潤滑液を付与したもので97度、後者に潤滑液を付与したもので97度、で潤滑液を付与すると97度と水を弾きやすくなる(接触角が大きい)ことがわかった。これをCSSテストすると、弾きやすくなる順にCSSの耐久性がよくなることも確かめた。

このように、潤滑液は水分を弾き、ガスを吸着するような活性の高い部分を減少させる役目を持つ。CSSによる摩擦によって潤滑液が付いていないカーボンの処女面が露出すると、その面に水分やガスが吸着して摩擦力が増加するのである。この摩擦力の主因はカーボン上の水分やガスとヘッド表面との凝着であり、凝着力はカーボンとヘッドとが凝着する場合より大きくなる。

- (6) 摩擦粉がディスクやヘッドの表面に固着すると、ヘッドの滑走が不安定になりスライダの角がディスクに衝突して表面を削る。削ることで磁性膜の記録

が消失した場合、クラッシュとなる。

1-4の図1-4-8で説明したように、クラッシュの初期では摩耗粉がヘッドの滑走を不安定にしスライダの角がディスクを削る。摩耗粉と滑走不安定とは互いに影響を及ぼしあつて発散増加し、クラッシュに至る。

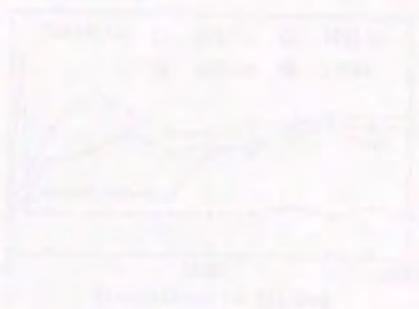


図1-4-8 クラッシュの初期におけるスライダの角とディスクとの関係

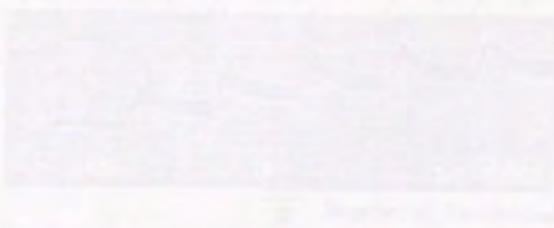


図1-4-9 クラッシュの初期におけるスライダの角とディスクとの関係

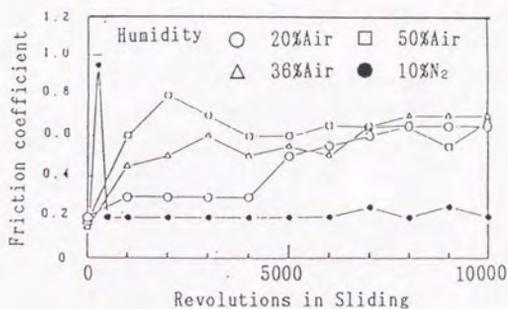


図2-2-1 湿度が摩擦力の変化に及ぼす影響<sup>(30)</sup>

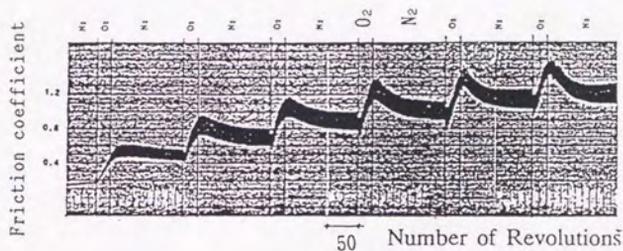


図2-2-2 ガスが摩擦力の変化に及ぼす影響<sup>(25)</sup>

