平行板ばねによって支持された光ディスク用 円弧型高浮上ヘッドスライダ*

富 永 潤^{*1}, 渡 部 崇 史^{*1}, 吉 本 成 香^{*2}

Circular Arc Slider with High Flying Height for Optical Disk Devices Supported by Parallel Flat Springs

Jun TOMINAGA, Takashi WATABE and Shigeka YOSHIMOTO^{*3}

^{*3} Department of Mechanical Engineering, Tokyo University of Science,
1-3 Kagurazaka Shinjuku-ku, Tokyo, 162-8601 Japan

A circular arc slider with high flying height for optical disk devices is proposed in order to reduce the thickness of devices, and achieve higher recording density and wider recording area. In addition, the proposed slider is supported by parallel flat springs to reduce tilt motions of the slider in the pitch and roll directions. In this paper, the static and dynamic characteristics of the proposed slider are investigated theoretically and experimentally. It was consequently found that the proposed slider could follow a wavy disk surface with 100 μm amplitude with tracking error of 300 μm_{p-v} in the vertical direction and tilt angles of less than 5 minutes $_{p-v}$ in the pitch and the roll directions.

Key Words: Tribology, Hydrodynamic Bearing, Information Processing Equipment, Optical Disk, High Flying Height, Circular Arc Slider, Axial Runout of Disk, Tracking Error, Tilt Angle

1. 緒 言

最近におけるデータ保存用光ディスク装置の低コスト化および高速化は、光ヘッド部、その中でも、特に対物レンズ駆動用のアクチュエータの性能向上によるところが大きい。現在、この種のアクチュエータの多くは電磁型の駆動方式を用いており、対物レンズを搭載した可動部分をフォーカシング方向に粗微動させて位置決めする機構と、トラッキング方向に微動させて位置決めする機構を持っている。

ところで近年、光ディスク装置のさらなる高記録密度化に伴い、より厳しい位置決め精度が求められるとともに、対物レンズの傾き（チルト特性）を小さく抑え、固定された光学系と対物レンズの光軸をそろえることで、記録再生性能の低下を防ぐことが重要になってき

た。また装置の薄型化への要求も強く、アクチュエータには低チルト化と薄型化の両立が求められている。このため、低チルト化と薄型化を両立できる電磁型のアクチュエータの研究も行われており、近年ではアクチュエータ高さ 6mm で、ローリング方向傾き角 約 ± 6 min の低チルト化を達成している¹⁾。

しかし、低チルト化を実現するために、駆動コイルを対物レンズの両側に分けて配置する構造としなければならず、これにより部品点数が多くなり（フォーカシング方向の駆動部品は、対物レンズ保持部とあわせて 8 部品）、光ヘッド機構を複雑化するという欠点があった。また、さらに薄型化を実施しようとすると、磁場分布が不均一になるため、駆動力が得にくくなるばかりでなく、不要なモーメントが発生してチルト特性が悪化する傾向があった。

一方、電磁型以外のアクチュエータとして、浮上スライダをフォーカシング方向の粗動機構とし、それに圧電素子等を用いた微動機構を搭載する方式も提案され

* 原稿受付 2006 年 5 月 19 日。

^{*1} 東京理科大学大学院工学研究科 (〒162-8601 東京都新宿区神楽坂 1-3)。

^{*2} 正員、東京理科大学工学部。

E-mail: yosimoto@rs.kagut.ac.jp

Fig. 1 Slider positions at inner and outer radius of a disk

Fig. 2 Slider and suspension system

Fig. 3 Circular arc slider with pocketed step

ている²⁾。浮上スライダ方式を利用した光ヘッドは、部品点数が少なく（対物レンズ保持部に圧電素子を搭載すると、フォーカシング方向は2部品）、薄型化が容易という特徴がある。しかし、報告されているサスペンション・ヘッドスライダ機構には、以下のような問題があった。

(1) 従来のサスペンション構造では、ピッチング方向などヘッドの回転方向に自由度があるため、ディスクの面振れ振動により、スライダに搭載した対物レンズが傾くという問題がある。特にローリング方向への傾きは、記録再生性能の低下を招くことになる。

(2) 光ディスク装置は可搬性ディスクを使用するため、通常の室内に浮遊している塵や埃が装置内に侵入することが考えられる。したがって浮上すきまが数 μm のスライダでは、ディスクとスライダの間に塵埃が詰まり、ディスク等の損傷を招く懸念がある³⁾。

(3) ヘッドスライダに対物レンズや微動調整機構を搭載し、かつ高浮上とディスク面振れ振動に対する追従性を確保するためには、軸受剛性を高める必要があり、ある程度のスライダ面積が必要となる。ところが、DVDのディスク規格であるJIS X 6243⁴⁾によると、ディスク半径16.5mmよりも内周側は、スピンドルモータに固定するためのクランプ領域と規定されている。一方、58.6mmよりも外周側は、ディスク表面に凸型のリムが形成される領域となっている。このため、図1(a)に示すような、従来、提案されている角型のスライダ形状では、細長形状としてもディスクの記録可能領域が制限されるため、データ領域すべてを使用することはできない。

そこで本論文では、上記の問題を解決するために、図1(b)に示すように対物レンズ位置が最内周側のときにクランプ領域を、最外周側のときにリム領域を避

けてデータ領域すべてを記録可能領域として利用できる形状としたヘッドスライダを、浮上すきまが数十 μm となるように高浮上化させて、傾き剛性の高い平行ばね型サスペンションによって支持する構造を提案する。そして提案するサスペンション・スライダ構造におけるスライダの浮上特性および追従特性について、理論的、実験的な検討を行い、その有用性を確認することを目的とする。

2. 提案する円弧型スライダ および

サスペンションの構造

図2および図3に本論文で提案するスライダとサスペンションの概略図を示す。図2に示すように、提案するスライダは、その側面部を平行板ばね型のサスペンションによって支持されており、対物レンズは、マイクロアクチュエータを介して、スライダ下流側端部に設置されている。マイクロアクチュエータの可動範囲は $30\mu\text{m}_v$ となっている。したがってディスクの面振れ振動に対するスライダのフォーカシング方向の追従誤差は、 $30\mu\text{m}_v$ 以下となることが必要となる。一方、ピッチング方向とローリング方向はディスクの面振れ振動に追従しないように剛性が高いことが必要となる。

サスペンション構造は、厚さ 0.08mm 、幅 10mm 、長さ 30mm の2枚のりん青銅板を使用し、 2mm の空隙を設けて平行に設置している。ここで本論文ではディスクの面振れ振動を一次の正弦波と仮定する。ディスクの回転数はJISに基づいて対物レンズ位置で 6m/sec となるように調整される。このため、フォーカシング方向、ピッチング方向、ローリング方向の面振れ振動の周波数帯域は 17Hz （ディスク半径位置で最内周側）～ 40Hz （ディスク半径位置で最外周側）となる。そこでフォーカシング方向のサスペンションの一次共振周波数は、面振れ振動の周波数帯域の中心よりも若干低周波側になるようにした。またピッチング方向とローリング方向のサスペンションの一次共振周波数は、面振れ振動の周波数帯域よりも十分に大きくなるようにした。

図3には、スライダの形状および主要寸法を示す。図に示すように、本スライダの下面には、これまでに提案されていた傾斜型スライダ⁵⁾とは異なり、スライダ面を傾けることなく動圧を発生させることができるポケット型ステップが設けられている。スライダの内周側、外周側の円弧半径は、内側 17mm 、外側 58mm の半径を持つ円弧となっており、JISに規定されているデータ領域内を対物レンズが移動しても、スライダがク

ランプ領域およびリム領域に侵入しないようになってい。またポケット部の深さは、 $55\mu\text{m}$ とした。

このような構造を用いることにより、以下のような性能を得ることができると考えられる。

- (1) ディスク半径位置の内周側と外周側の追従誤差がほぼ等しくなり、記録領域内の追従誤差の最大値を抑えることができる。
- (2) 回転方向剛性の大きい平行ばねをサスペンションとして使用することで、モーメント剛性が向上し、スライダに搭載した対物レンズの傾きを抑制できる。
- (3) ポケット型ステップを持つスライダを適用することで高浮上を可能とし、塵や埃の影響を小さくすることができる。
- (4) スライダ形状を円弧型とすることで、記録領域全域を使用することができる。

3. 数値計算法

数値計算に際しては、図2および図3に示すような寸法を持つ円弧型スライダ・サスペンション構造を対象とする。ただしここでは、まず、スライダ・サスペンション系の追従特性のみを取り扱い、対物レンズを支持するマイクロアクチュエータを含めた追従特性については、今後、取り扱うものとする。

ディスク接線方向を x 軸、ディスク半径方向を y 軸とし、それぞれの方向の流速をそれぞれ u, v とすると、等温、粘性流れと仮定した圧縮性流体に対する単位幅流量 q^x, q^y は、次のようになる。

$$q^x = -\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{2} \rho h u \quad (1)$$

$$q^y = -\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{1}{2} \rho h v \quad (2)$$

また、すきま内の微小体積内における流量変化 q^v は次のようになる。

$$q^v = \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \quad (3)$$

ここで、

- h : スライダとディスク間のすきま
- ρ : 空気の密度 μ : 空気の粘性係数
- u : x 軸方向の流速 v : y 軸方向の流速
- t : 時間

提案するスライダは、円弧形状をしているため、図4

に示すように、 x 軸および y 軸を円弧形状に沿った境界適合座標系の ξ 軸、 η 軸に変換し、圧力分布を求める必要がある⁹⁾。よってこの変換のヤコビアン J および計量 (Metrics) は次のようになる。

$$J = \frac{\partial x}{\partial \xi} \frac{\partial y}{\partial \eta} - \frac{\partial x}{\partial \eta} \frac{\partial y}{\partial \xi} = x_{\xi} y_{\eta} - x_{\eta} y_{\xi} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \xi_x &= y_{\eta} / J, \quad \eta_x = -y_{\xi} / J \\ \xi_y &= -x_{\eta} / J, \quad \eta_y = x_{\xi} / J \end{aligned} \quad (5)$$

ξ 軸、 η 軸の単位幅流量 q^{ξ} 、 q^{η} と x 軸、 y 軸の単位幅流量 q^x 、 q^y は次のような関係がある。

$$\begin{aligned} q_{\xi} &= \frac{y_{\eta} q_x - x_{\eta} q_y}{\sqrt{a}}, \quad q_{\eta} = \frac{-y_{\xi} q_x + x_{\xi} q_y}{\sqrt{b}} \\ a &= (x_{\eta})^2 + (y_{\eta})^2 \quad b = (x_{\xi})^2 + (y_{\xi})^2 \end{aligned} \quad (6)$$

また、 x 軸、 y 軸の圧力勾配を ξ 軸、 η 軸の圧力勾配を用いて表すと次のようになる。

$$\begin{aligned} p_x &= \frac{1}{J} (y_{\eta} p_{\xi} - y_{\xi} p_{\eta}) \\ p_y &= \frac{1}{J} (x_{\xi} p_{\eta} - x_{\eta} p_{\xi}) \end{aligned} \quad (7)$$

式(6)に式(7)を代入すると

$$\begin{aligned} q_{\xi} &= \rho \frac{A p_{\xi} + B p_{\eta} + D}{\sqrt{a}} \\ q_{\eta} &= \rho \frac{B p_{\xi} + C p_{\eta} + E}{\sqrt{b}} \end{aligned} \quad (8)$$

となる。ここで、 A 、 B 、 C 、 D 、 E は

$$\begin{aligned} A &= -\frac{h^3}{12\mu J} \{ (x_{\eta})^2 + (y_{\eta})^2 \} \\ B &= \frac{h^3}{12\mu J} (x_{\xi} x_{\eta} + y_{\xi} y_{\eta}) \\ C &= \frac{h^3}{12\mu J} \{ (x_{\xi})^2 + (y_{\xi})^2 \} \end{aligned}$$

$$D = \frac{1}{2} h (y_{\eta} u - x_{\eta} v), \quad E = \frac{1}{2} h (-y_{\xi} u + x_{\xi} v) \quad (9)$$

である。したがって、 $\xi =$ 一定となる線上の $\eta = \eta_1 \sim \eta_2$ の区間を通過する質量流量 Q^{ξ} と $\eta =$ 一定となる $\xi = \xi_1 \sim \xi_2$ の区間を通過する質量流量 Q^{η} は次のようになる。

$$Q^{\xi} = \int_{\eta_1}^{\eta_2} \rho (A p_{\xi} + B p_{\eta} + D) d\eta \quad (10)$$

$$Q^{\eta} = \int_{\xi_1}^{\xi_2} \rho (B p_{\xi} + C p_{\eta} + E) d\xi \quad (11)$$

また、 $\xi = \xi_1 \sim \xi_2$ と $\eta = \eta_1 \sim \eta_2$ の領域 V に吸収される質量 Q^V は次のようになる。

$$Q^V = \iint_{\eta_1 \xi_1}^{\eta_2 \xi_2} \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} |J^{-1}| d\xi d\eta \quad (12)$$

これより、式 (10)~(12) を用いて $d\xi$ と $d\eta$ で囲まれる微小要素内に対して流量連続を仮定し、数値的にすきま内圧力 p を求めた。計算格子は、図 4 に示すように、スライダ下面をそれぞれ 20 分割とした。境界条件は、スライダ端部を大気圧とし、ディスク回転速度をレンズ中心位置で常に 6m/sec となるように設定した。

スライダの運動方程式は、ディスク面に垂直な方向 (フォーカシング方向)、ピッチング方向、ローリング方向について求めると以下のようになる。

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} + kz + \iint (p - p_a) dx dy + mg + w_0 = 0 \quad (13)$$

$$I_p \frac{d^2 \theta}{dt^2} + k_p \theta + \iint (p - p_a) x dx dy + N_p = 0 \quad (14)$$

$$I_r \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + k_r \varphi + \iint (p - p_a) y dx dy + N_r = 0 \quad (15)$$

ここで、

p_a : 大気圧 g : 重力加速度
 m : スライダ質量
 I_p 、 I_r : ピッチング方向、ローリング方向の慣性モーメント
 k : フォーカシング方向のばね定数

k_p , k_r : ピッチング方向, ローリング方向のモーメント剛性

w_0 : フォーカシング方向に加える初期荷重

N_p , N_r : ピッチング方向, ローリング方向に加える初期モーメント

z : フォーカシング方向の変位,

θ , φ : ピッチング方向およびローリング方向の角変位

なお, 運動方程式においては, サスペンションの質量は, スライダの質量に比べ小さいものとし無視した。また, ディスクが回転したときに発生する面振れ振動は, 前述のように, ディスクのフォーカシング方向の変位を一次成分のみの正弦波と仮定した。

各変位置 z , θ , φ は, 式 (13) から (15) の運動方程式を数値的に積分することにより求める。式 (13) 中の w_0 は, ディスク半径位置 55mm で基準となる浮上すきま h_0 に設定するためのスライダへの負荷荷重である。またディスクに面振れが存在する場合には, 半径方向位置が一定であっても, スライダの追従誤差のために, その浮上すきまは円周方向で変化する。よってこの場合には, ディスク回転あたりのスライダの平均浮上すきま h_{ave} が, 基準浮上すきま h_0 に相当する値となるように, 負荷荷重の値を繰り返し計算により求めた。モーメント荷重 N_p および N_r は, スライダに荷重 w_0 を付加したときに, スライダの傾き角が $\theta = 0$, $\varphi = 0$ となる値である。面振れがある場合は, それぞれの傾き角の平均値が $\theta_{ave} = 0$, $\varphi_{ave} = 0$ となるようにモーメントの値を設定した。なお, 時間ステップ刻みは, ディスク 1 回転を 360 分割して計算した。

4. 実験装置および実験方法

本論文では, 数値計算の妥当性を検討するために, 以下に述べるような実験を行った。図 5 (a) に実験装置の概略図を示す。スライダはアルミニウム製で, 対物レンズ等を搭載した場合を想定し, 総質量を 2.5g とした。またスライダを取り付ける平行板ばね型サスペンションは, 6 軸の調整が可能な微動ステージ上に固定されている。ディスクは, 5.25 インチ HDD のアルミ製ディスク (半径 65mm) を用いており, 最内周の位置で回転スピンドルにねじで固定されている。ディスクの駆動は, モータの振動の影響をなくすために, 回転スピンドルにプーリを取り付け, ゴムベルトを介して回転数制御可能な DC モータで行った。モータ回転数は, 光学センサを用いて測定し, 対物レンズの中心位置で常に 6m/sec となるように調節した。ディスクの面振れ振動の振幅の大きさは, ディスク固定部の上下にシムを

Fig.4 Grid shape of circular arc slider

6-Axes Slide Stage for a Flying Head

(a) Whole view of experimental apparatus

(b) Measuring devices

Fig.5 Experimental apparatus

Table.1 Resonant frequencies and each stiffness

Direction	Frequency	Mass [kg]	Stiffness [N/m]
Focusing	22.7 Hz	2.50×10^{-3}	50.9
Direction	Frequency	Mass moment of inertia [kgm ²]	Angular stiffness [Nm/rad]
Rolling	321 Hz	4.98×10^{-8}	0.202
Pitching	343 Hz	2.43×10^{-7}	1.13

挟むことによって調節した。面振れは、1回転につき1箇所の最大、最小値を 180° の位相差で生じるように設定した。ここでは、面振れ振動の振幅を半径60mmの位置で $100\mu\text{m}$ に設定した。なおディスク面振れ振動の振幅は、ディスク半径位置が小さくなるにつれ直線的に減少し、ディスク半径位置40mmで $67\mu\text{m}$ であった。スライダの変位は、図5(b)に示すように、スライダ上面の3箇所の位置で、光ファイバー式変位計を用いて測定した。ディスクの変位は、スライダと同位置での測定が困難なため、スライダから90度位相が異なる点で測定した。スライダへの負荷荷重は、2枚の板ばねに貼付した歪ゲージにより測定した。スライダ位置および傾き角の調整は、6軸ステージによって行うが、浮上すきまについては、スライダ平均浮上すきまが、スライダの基準浮上すきま $h_0 \pm 2\mu\text{m}$ となるように調整した。また傾き角については、スライダの平均傾き角がピッチング方向、ローリング方向ともに ± 2 分以内となるようステージで調整を行った。

次に、ヘッドの浮上特性および追従特性を数値的に求めるために、必要となるサスペンションの各方向の剛性値を実験で算出した。そのためにサスペンションに支持されたスライダにインパルスを加え、その応答波形を測定した。表1に各方向の共振周波数および剛性値の測定結果を示す。1次の共振周波数は、フォーカシング方向、2次はローリング方向、3次はピッチング方向である。これよりフォーカシング方向の共振周波数は面振れ振動の周波数帯域の中心よりも低周波側となっており、ピッチング方向とローリング方向の共振周波数は、面振れ振動の周波数帯域と比較して十分に大きくなっていることが確認できた。

5. 数値計算結果および実験結果

5.1 ディスクの面振れ振動がない場合の浮上特性

図6および図7に、ディスクの面振れ振動の振幅 $a_1 = 0$ とした場合における円弧型スライダの浮上すきまおよび傾き角の数値計算結果を、半径方向位置を変化させて示す。この計算では、半径位置 $r = 55\text{mm}$ におけるスライダの基準浮上すきま h_0 を $50\mu\text{m}$ となるよう負荷荷重を設定した。またピッチングおよびローリング方向の傾き角が、 $r = 55\text{mm}$ の位置で0になるように、各方向のモーメントを設定した。なお、空気中に浮遊する花粉などの埃の平均的な直径が $30\mu\text{m}$ であることを考慮し、基準浮上すきまをそれ以上の値とした。

図6から明らかのように、提案する円弧型スライダの浮上すきまは、負荷荷重一定のもとでは、ディスクの記録領域全域($r = 22.6\text{mm} \sim 58.6\text{mm}$)において $1\mu\text{m}$ 以

Fig. 6 Relationship between radial position of slider and h

Fig. 7 Relationship between radial position of slider and, θ and ϕ

Fig. 8 Pressure distribution

下の変化量しかなく、ディスク全体にわたって高い浮上すきまを維持できることがわかる。また図7の場合においても、半径位置の変化は、スライダの傾き角にほとんど影響を及ぼさない。

図8に、図6において $r = 22\text{mm}$ (内周側)と $r = 58\text{mm}$ (外周側)とした場合のすきま内圧力の等圧線分布を示す。半径位置によってポケットの流入側の圧力分布が多少異なるが、最大圧力を生じるステップ部近傍では、ほぼ同じような圧力分布となっている。また円弧形状としたことにより、ポケットのランド部を乗り越

えてすきま内に流入する流れがなく、負荷荷重の低下を招く負圧を生じていないことが分かる。このように、提案する円弧型スライダは、ディスクの面振れ振動がない場合には、記録領域全域にわたって浮上すきまおよび傾き角がほとんど変化しないことが明らかになった。

5・2 ディスクの面振れ振動がある場合の追従特性およびチルト特性 前に述べたように、実際の光ディスクには、ある程度のディスクの面振れ振動が存在する。そこで、ここではこれを考慮したときの提案したスライダの追従特性およびチルト特性を検討した。

図 9 にディスクの面振れ振動の振幅 a_1 を $0\mu\text{m}$ 、 $50\mu\text{m}$ 、 $100\mu\text{m}$ としたときの h_{ave} と w の数値計算結果を示す。ディスクに面振れ振動がある場合の数値計算結果では、レイノルズ方程式と運動方程式を同時に解き、ディスク一回転あたりのスライダの平均浮上すきまを求め、それを横軸に用いている。また図中には、 $a_1 = 0\mu\text{m}$ のときの実験結果 ($r = 55\text{mm}$) も示した。負荷容量の測定では、スライダをサスペンションのみで支持したときのひずみゲージの値を 0 とした。図から分かるように、本論文で扱ったディスクの面振れ振動の振幅の範囲においては、スライダの負荷容量は振幅の大きさに関わらず一定の値となる。したがってこの範囲では、ディスクの面振れ振動がないとした場合の負荷荷重を与えることにより、浮上すきまを設定できるといえる。また、ディスクの面振れ振動がないときの実験結果と計算結果を比較すると、それらはほぼよく一致していることも分かる。

図 10 に、 $r=55\text{mm}$ において $h_{\text{ave}} = 50\mu\text{m}$ とした場合の一回転あたりのディスクとスライダの変位およびスライダの追従誤差を示す。ディスクの面振れ振動の振幅 a_1 は $100\mu\text{m}$ とした。なお、数値計算結果と実験結果の比較を行うために、それぞれの結果の位相をディスク変位が最も下がった位置で一致させている。数値計算では、ディスクの面振れ振動は一次の正弦波に変化すると仮定したが、実験では、シムとネジにより面振れを調節していることもあり、面振れの最大値近傍で、多少、形状が急激に変化しており、正弦波と異なった形状となった。したがってスライダの追従誤差も、面振れ最大値近傍で正弦波形から外れた形状となっている。しかし概して、数値計算結果、実験結果ともに、ディスク面が下方に移動するときにスライダの浮上すきまは大きくなり、上方に移動するときに小さくなる傾向は一致している。

図 11 には、 $r=55\text{mm}$ において $h_{\text{ave}} = 50\mu\text{m}$ とした場合の一回転あたりのスライダのピッチング方向とローリ

Fig.9 Relationship between h_{ave} and w

Fig.10 Displacements of slider and disk, and tracking error of slider

Fig.11 Pitching and rolling tilt angles

ング方向の傾き角を示す。図中には、ディスクの各方向の傾き角の数値計算結果を参考のために示した。ディスク面振れ振動の波形は、図 10 と同じであり、面振れ振動の振幅が $100\mu\text{m}$ のとき、各傾き角の変動振幅は 6min 程度となる。ピッチング方向の傾き角は、ディスク面傾き角の変動が $\pm 6\text{min}$ 程度あるにもかかわらず、数値計算結果、実験結果ともにほとんど変動していないことがわかる。これに対しローリング方向の傾き角は、数値計算では小さい値となっているが、実験では、多少大きな値を示した。この原因は明確ではないが、1つの要因として、製作した平行ばねには小さな反りがあり、完全な平面でないことが影響していると思われる。

図 12 に、ディスク半径位置を変化させた場合におけるフォーカシング方向の追従誤差の変化を示す。図中には、平均浮上すきまを $50\mu\text{m}$ 、 $70\mu\text{m}$ とした場合について、それぞれ数値計算結果および実験結果を示した。図に示されるように、どちらの浮上すきまの場合も、

Fig. 12 Relationship between radial position of slider and tracking error

Fig. 13 Relationship between radial position of slider and tilt angles

半径位置が外周側から内周側になるにつれ、追従誤差は小さくなる。そして空気膜剛性の影響を受けて、サスペンション剛性から決まる共振周波数 22.7Hz よりも、ディスクの面振れ振動の周波数が若干大きくなる半径位置で追従誤差は最小となる。それよりも内周側の半径位置では、空気膜剛性とサスペンションの剛性の合成値によって決まる共振周波数に近くなるため、追従誤差は増加する。例えば、浮上すきまが $50\mu\text{m}$ の場合は、これらの合成値によって決まる共振周波数は 61Hz となる。これより、記録可能領域の最外周側と最内周側の追従誤差がほぼ等しくなる。

一方、浮上すきまの差異を比較すると、浮上すきまが $50\mu\text{m}$ の場合は $70\mu\text{m}$ に比べ、すきま内空気膜の剛性が高くなるため、追従誤差が半径位置にかかわらず小さくなる。特に $50\mu\text{m}$ の場合には、追従誤差の最大値が $30\mu\text{m}_{p-v}$ 以下となり、マイクロアクチュエータの可動範囲内に抑えられることが分かった。

図 13 にディスク半径位置とピッチング方向、およびローリング方向の傾き角の変動幅との関係を示す。ピッチング方向については、図 11 と同様に、数値計算結果、実験結果ともに半径位置にかかわらず、大変小さい値を示しており、平行ばねサスペンションの効果が現れている。なお、例えば、浮上すきまが $50\mu\text{m}$ の場合はピッチング方向の空気膜剛性値との合成によって決まる共振周波数は 344Hz になる。

一方、ローリング方向の実験結果の傾き角の変動幅は最大で 5min となり、ピッチング方向よりも大きく、また数値計算結果に比べても大きな値を示している。しかし、文献 (1) の電磁型アクチュエータで得られた $\pm 6\text{min}$ の傾き角の変動値に比べ、 $1/2$ 以下の値となっており、ピッチング方向と同様に平行ばねサスペンションの効果が現れている。なお、空気膜剛性のとの合成によって決まる共振周波数は、浮上すきまが $50\mu\text{m}$ の場合 414Hz となる。以上より、本手法の有効性が確認できたといえる

6. 結 言

本論文では、光ディスク用アクチュエータとして、平行ばねサスペンションによって支持された高浮上円弧型ヘッドスライダを提案した。そして、スライダの浮上特性、追従特性およびチルト特性について数値的、実験的な検討を行った。その結果、以下のようなことが明らかになった。

(1). 提案する平行ばねサスペンションによって支持された円弧型スライダの浮上すきまおよび傾き角は、ディスクの面振れ振動がない場合には、ディスク半径位置

の影響をほとんど受けず、ほぼ一定の値となる。

(2). 本論文で扱ったディスクの面振れ振動の振幅 ($0 \sim 100\mu\text{m}$) の範囲においては、提案するスライダの負荷容量は振幅の大きさに関わらず一定の値となる。

(3). 浮上すきまが大きくなるにつれフォーカシング方向の追従誤差は大きくなる。本論文で扱ったディスクの面振れ振動の振幅 ($0 \sim 100\mu\text{m}$) の範囲においては、基準浮上すきまを $50\mu\text{m}$ とすることで、追従誤差を $30\mu\text{m}_{p-v}$ 以下に抑えることができる。

(4). 平行ばねサスペンションによって支持されたスライダのピッチング方向の傾き角は、ディスクの面振れ振動の振幅が $100\mu\text{m}$ のときに 2min_{p-v} 以下となる。ローリング方向の傾き角はピッチング方向よりも大きくなるが、ディスクの面振れ振動の振幅が $100\mu\text{m}$ のときに 5min_{p-v} 以下となる。

(5). 本論文で使用した数値計算手法で得られた結果は、定性的に実験結果とほぼ良い一致を示すことから、本数値計算手法を用いることにより、提案する円弧型スライダの諸特性を予測することが可能である。

文 献

- (1) Kimura K., Ogasawara H., et al., Development of a Three-Dimensional Actuator for Compensating Disc Tilt in Slim DVD Drives, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 71, No.702 (2005), pp. 243-248
- (2) Uchimaru K., Itoh A., Optical Disc Device, Patent number 2793338 (1998), Japan Patent Office
- (3) Tani T., Reliability Test of a High Flying Height Slider Bearing. 1st Report; Dust Adhesion to a slider, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 69, No.702 (1991), pp. 330-332
- (4) JIS X 6243, 120mm DVD Rewritable Disk (DVD-RAM), Japanese Industrial Standards Committee
- (5) Shigee T., Mori K., et al., Floating Type Magnetic Head For Magneto-optical Disk, Published patent application number 08-23566 (1996), Japan Patent Office
- (6) Kawabata N., A study on the Numerical Analysis of Fluid Film Lubrication by the Boundary-fitted Coordinates System (1st Report, Fundamental Equation of DF Method and the Case of Incompressible Lubrication), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 53, No.494 (1987), pp. 2155-2160