ねじ締めによる位置ずれの低減方法と FDD ヘッド調整締結装置*

高橋 直紀** 佐々木 博康*** 和田 雄二

Slip Out Decrease Method in Screwing, and
FDD Head Alignment and Fastening Equipment

Naoki TAKAHASHI, Hiroyasu SASAKI and Yuuji WADA

Head alignment equipment for floppy disk drive (FDD) was developed to elevate the quality of FDD. The equipment adjusts the position of upper magnetic head to lower magnetic head relatively with micro meter order accuracy. Prior to the development, the structure of FDD head assembly was improved. To prevent the slip out of upper head in time of screwing, gate shaped plate spring called "hold spring" was added between screws and the fixed part. Size parameters of "hold spring" was decided by combination of finite element method analysis with experiment, and the slip out of the head was decreased to 1/5. The feature of the equipment is a precision movement stage. To avoid the backlash, the stage is made of 3 axis flexure pivoted levers with displacement reduction mechanism in one body. Owing to these technical settlements, automatic precision alignment of head position was established.

Key words : floppy disk drive, head alignment, screw fastening, flexure pivoted lever

1. 結 言

フロッピーディスクドライブ (FDD) は、パーソナルコンピュータ、ワードプロセッサ、ワークステーションなどの急速な普及により、その記憶装置として需要が高まっている。またモバイルコンピュータなどに代表されるようにパソコン本体の小形化、高信頼化に伴い、組み込まれる FDD も小形でかつ高精度のものが必要とされる。このため FDD には高い組立精度が要求されている。図1は FDD の主要部であるヘッドアセンブリ部を示すもので、この中で特にフロッピーディスクの上面および下面に対向する上下2つの磁気ヘッドのヘッドギャップ相対位置は μm オーダの精度が必要とされるため、組立時の位置調整を人手作業によって行うことが難しくなっている。このような背景から、ヘッド位置の調整を自動化して製品品質の安定化をはかることを目的として、FDD 用ヘッド位置の調整締結装置を開発した。この開発においては2つの課題があった。その1つは、締結時の位置ずれ防止であり、これに対しては“押さえばね”と呼ぶねじ回転力遮断用部品を使った位置ずれの少ない締結構造とすることにより解決した。もう1つは、精密な位置合わせの実現であり、これに対しては3軸の一体切欠型微動機構を開発し、セミクロズド制御をすることにより解決した。

2. 高精度ねじ締結構造

2.1 対象製品および位置ずれ低減方式

FDD には図1に示すように、フロッピーディスクの両面に対応した上ヘッドと下ヘッドの2つの磁気ヘッドが設けられている。これらのヘッドはそれぞれキャリッジと呼ぶ下側のベース部品とヘッドアームと呼ぶ上側のアームに取り付けられており、このキャリッジとヘッドアームとがヘッドとは少し離れた部分で固定ねじによって締結されている。ディスクの互換性を保つためには2つのヘッドのヘッドギャップ相対位置を μm オーダで正しく合わせておくことが必要であり、このため製造工程 (組立工程) では、固定ねじを仮締めした状態で XY および θ 方向の位置調整を行い、その後固定ねじの本締めを行って

Fig. 1 Head assembly of FDD

* 原稿受付 平成9年6月16日

** 正 会 員 (株)日立製作所システム開発本部 (横浜市都筑区加賀原2-2)

*** (株)日立製作所生産技術研究所 (横浜市戸塚区吉田町292)

† (株)日立製作所半導体事業部 (小平市上水本町5-20-1)

Fig. 2 Slip of head arm caused by screw

Fig. 3 Screw turning through hold spring

いる。ところがこの本締め時にねじの回転力がヘッドアームに伝わり図2に示すような位置ずれを起こしてしまうことが多い。そこでこの位置ずれを少なくする方法として図3に示すような“押さえばね”と呼ぶねじ回転力遮断用部品を介してねじ締めを行う方式を開発した。この方式では、押さえばね両端の脚の部分がキャリッジに当たっているため、ねじの回転力は押さえばねによって遮断されヘッドアームの位置ずれを低減できると考えられる。

2.2 押さえばね寸法の最適化

上記のような押さえばねを介在させたねじ締め方式でも、押さえばねが弾性変形するためヘッドアームの位置ずれを完全になくすることはできない。そこで押さえばねの寸法を適正化し位置ずれ量を目標値（製品の位置誤差許容値のうち締結時の誤差に割り当てられた量）以下にするため、まず押さえばねの変形状態を解析した。図4は、押さえばねの変形をモデル化したものである。ここでは簡単のためY方向の変形のみを示している。この図で右側の1本のねじに着目して押さえばねが変形したときの力の釣合いを考える。ねじ頭部の回転方向の移動はねじ頭部と押さえばねとの摩擦係数によって押さえばねに伝えられる。このとき、最悪の場合として、ねじ頭部の1か所のみが当たって押さえばねが変形することを考える。変形量は小さいため各方向とも線形ばねとして近似している。いまY方向の位置ずれを考えるためにY方向の力の釣合いを表すと次式となる。

$$\delta_y E_y = \mu_1 F_1 - \mu_3 F_2 \quad (1)$$

ただし $\mu_1 F_1 - \mu_3 F_2 < 0$ の場合は δ_y は 0 と考える。またヘッドアームの位置ずれが発生するのは $\mu_3 < \mu_2$ の場合であり、

Fig. 4 Deformation model of hold spring

$\mu_3 < \mu_2$ の場合のみを考える。ここで

δ_y : 押さえばねのY方向の変形量

E_y : 押さえばねのY方向のばね定数

F_1 : ねじの軸力

F_2 : 押さえばねがヘッドアームを押す力
=ヘッドアームがキャリッジを押す力

μ_1 : ねじ頭部と押さえばねとの摩擦係数

μ_2 : 押さえばねとヘッドアームとの摩擦係数

μ_3 : ヘッドアームとキャリッジの摩擦係数

またZ方向の力の釣合いは次式となる。

$$F_2 = F_1 - \delta_z E_z \quad (2)$$

ここで

δ_z : 押さえばねのZ方向の変形量

E_z : 押さえばねのZ方向のばね定数

式(1)、式(2)よりY方向の変形量 δ_y が次式のように求められる。

$$\delta_y = (\mu_1 - \mu_3) F_1 \frac{1}{E_y} + \mu_3 \delta_z \frac{E_z}{E_y} \quad (3)$$

この式で E_y および E_z は押さえばねの寸法に關係するものであり有限要素法で計算することにより求め、 μ_1 、 μ_3 は実験によって求めた。この式で右辺の第2項は部品が決まれば定数となるが、第1項はねじの軸力 F_1 すなわちねじ締めトルクによって変化する。しかし、ねじ締結部にはその部分に適した軸力があるため、この値を用いることによって押さえばねの変形量を式(3)より求めることができる。このようにして、いくつかの押さえばね寸法を仮定しその押さえばねの変形量を比較し適正寸法を決めた。なお実験では軸力を直接測定するのではなく、従来より知られている軸力とねじトルクとの関係³⁾を用い、トルク管理で実験した。

この押さえばねの変形量がそのままヘッドアームの位置ずれ量となるとは限らないが、ねじ位置でのヘッドアームの位置ずれの最悪値になると考えれば、押さえばねの寸法に対応したY軸方向のねじ位置でのずれ量が式(3)より推定できる。同様な考え方によりX方向およびθ方向（ねじれ変形）の影響も求めた。Y方向についてはヘッドの位置ずれ δ_{yh} はθの影響を受け、ねじ・ヘッド間をLとすると $\delta_{yh} \approx \delta_y + \theta L$ となる。

ここではキャリッジと押さえばねの脚との間にずれは無いと仮定している。また、有限要素法による計算は、メッシュ分割の

Fig. 5 Size parameter of hold spring

Fig. 6 Estimated value of slip out caused by screw

Fig. 7 Measured value of slip out

仕方などにより誤差が生じることが考えられるため、ある特定寸法の押さえばねを作り、この押さえばねの変形量実験値で有限要素法計算結果に比例補正を加えた。このようにして図5に示す各寸法パラメータを変えて最大位置ずれ量の推定値を求めた結果の主なものが図6である。この製品の締結時の精度目標値は、 X 方向 $3\mu\text{m}$ 、 Y 方向 $10\mu\text{m}$ である。 X 方向に高い精度が要求されるのは、この方向がフロッピーディスクの半径方向であり、この方向にヘッドがずれているとヘッドがディスクのトラックから外れてしまい、ディスクの上下の面を同時に読み出すことができないためである。また、位置ずれ予測値として Y 方向の値が大きいのは、ヘッド位置から離れたところでねじを締めており、ねじ位置を中心にした回転の影響も考慮しているからである。

以上の推定結果と、押さえばねの加工のしやすさなどを考慮し、押さえばねの各寸法を次のように決めた。

$l = 1.5\text{ mm}$
 $h = 0.5\text{ mm}$
 $b = 1\text{ mm}$
 $c = 0.3\text{ mm}$
 $t = 0.3\text{ mm}$

なお、押さえばね全体の外形寸法は X 方向 6 mm 、 Y 方向 18 mm である。

2.3 ねじ締め実験結果

以上のようにして決めた寸法の押さえばねを製作してねじ締め実験を行った結果を図7に示す。位置ずれ量は 3σ 値で X 方向 $2.1\mu\text{m}$ 、 Y 方向 $9.5\mu\text{m}$ となり、推定値とほぼ一致するとともに目標値を達成することができた。この位置ずれ量は、押さえばねの無い従来方法に比べ XY 方向とも $1/5$ 以下である。

3. 調整締結装置

3.1 微動機構

以上の製品設計の改良にあわせて調整締結装置の開発を行った。調整のための微動機構としては一体切欠型ばねを用いたもの¹⁾²⁾が知られている。本装置についてもこの原理を応用し、装置の小型化のために XY 軸の3軸を1枚の鉄板の中に組込んだ図8に示す一体切欠型 XY 軸ステージを開発した。このステ

Fig. 8 Three dimensional precision movement mechanism with flexure pivot levers

ージは、①2か所の固定部、②固定部に対して4か所のXリンクで支持されたX可動部、③X可動部に対して4か所のYリンクで支持されたY可動部、④Y可動部に対してθリンクとθ回転中心で支持されたθ可動部、より構成した。ヘッド位置調整用のためにヘッドアームをつかむチャックは、このθ可動部に取り付けてある。ここでθ軸が他の2軸と相互干渉しないように、θ中心は位置合わせすべきヘッドの真上にくるように配置した。また、X方向は特に高精度が必要なため、てこを用いた変位縮小機構により動きを1/3に縮小した。この変位縮小機構は微動機構の図の右下部分に示すもので、Xリンクの固定部側を支点、X可動部側を作用点として、その反対側にてこを延ばし、X軸モータで動かされる部分に力点を設けたものである。

駆動源としては、積層ピエゾ素子方式と、モータ駆動による送りねじ方式とを比較検討した。ピエゾ素子は十分な力と分解能が得られるが、調整に必要なストローク 500 μm が得られなかった。これに対し送りねじ方式では十分なストロークが得られるとともに、前述の変位縮小機構と組み合わせることにより十分な分解能も得られたため送りねじ方式を採用した。

このような微動機構において、ヒンジ部の応力、寿命および必要ストロークから、ヒンジ部の形状を決めた。可動方向については、図9に示すリンク機構にけるヒンジ部のモーメントは次のようになる²⁾。

$$M = \frac{2 E b l^{\frac{3}{2}}}{9 \pi r^{\frac{1}{2}}} \theta, \quad \theta = \frac{s}{l} \quad (4)$$

ここに

M : ヒンジ部のモーメント, E : 縦弾性係数
r : 切欠部半径, b : ヒンジ部の幅
t : ヒンジ部の厚さ, θ : 曲げ角度
l : リンク長さ, s : 変位

である。ヒンジ部の最大応力 σ_b はヒンジ部の断面二次モーメントを I とすると

Fig. 9 Flexure hinge with bending forth

Fig. 10 Flexure hinge with gravity forth

$$\sigma_b = \frac{M t}{2 I} = \frac{6 M}{b t^2} \quad (5)$$

ただし、ここで

$$I = \frac{b t^3}{12}$$

式(5)に式(4)を代入すると

$$\sigma_b = \frac{4 E t^{\frac{1}{2}} s}{3 \pi r^{\frac{1}{2}} l} \quad (6)$$

ここで材質をSKD11とし、 $E=206$ GPa, $s=\pm 500$ μm, 疲れ限度を引張強さ 2.0 GPa の 35 % として計算し、 $t=0.3$ mm, $r=4$ mm, $l=17.5$ mm と決めた。

ステージの耐荷重は次のように求めた。図10のようにリンクの一端を固定し他端に力Fを加えたときのヒンジ部の最大応力は次式となる。

$$\sigma_v = \frac{6 F l}{t b^2} \quad (7)$$

許容応力を引張強さの 35% (0.7 GPa), $b=30$ mm とすると $F=1800$ N となり、1か所のリンク当たり 1800 N の力に耐えられる。これはチャックから受ける力 (約 50N) に対して十分である。

このように1枚の板でXYθの3軸を構成したことと、変位縮小機構を設けたことにより、小形、高分解能でバックラシの無い微動機構が得られた。

3.2 調整方式

FDDの上下のヘッドの相対位置合わせは、図1のディスクの半径方向(X方向)、接線方向(Y方向)およびXY平面内のθ方向の3軸について調整が行われる。

ヘッド位置の測定には図11に示すように、基準となる信

Fig. 11 Adjustment form

Fig. 12 Measured signal from magnetic heads

Fig. 13 Flow chart of adjustment

号の書き込まれた基準ディスクを用い、その再生信号をもとにパソコンでヘッド位置を計算している。図12はこの測定原理の概略を示すものである。上下のヘッドは、両面に同じ信号を記録した基準ディスクを再生する。図の上側が上ヘッドからの再生出力、下側が下ヘッドからの再生出力である。横軸は時間であり、上下のヘッドからの出力の時間差を Δt 、比例定数を k とすると Y 方向の相対位置誤差 ΔY は $k \times \Delta t$ となる。また上下のヘッドからの再生出力の大きさを P_2 、 P_1 とし、 P_1 が最大となるように下ヘッドと基準ディスクの X 方向位置を合わせ

Fig. 14 Overall view of head alignment equipment

せた時の P_2 と P_1 の比の関数として $|\Delta X|$ が、上ヘッドを動かした時の P_2 の変化から ΔX の符号が求められる。さらに θ 方向については再生信号の減衰量から求めることができる。この計算結果をもとにセミクロズド制御で微動機構を動かし位置を合わせた後ねじを締めて調整が完了する。

3.3 調整装置

以上述べた位置ずれの少ない締結方式、および一体切欠型3軸微動機構などにより技術課題を解決し、これらを総合して自動調整装置を開発した。調整手順は図13に示すように搬送ジグ上に乗せたワーク（FDDヘッドアセンブリ）を固定し、ヘッド位置の調整を行った後ねじ締めおよびヘッド位置確認を行うものである。装置の外観を図14に示す。

4. 結 言

高精度な相対位置が必要なフロッピーディスクドライブ用の磁気ヘッドを対象に、以下の技術開発を行った。

- (1) 「押さえね」と呼ぶ、ねじの回転力を遮断する部品を介して締結し、かつ押さえね寸法を適正化することにより、締結時の位置ずれを従来の1/5以下にすることができた。
- (2) 1枚の板に組み込んだ、縮小機能付き一体切欠型微動機構を開発し、高精度な位置合わせを実現した。
- (3) 以上の要素技術に、セミクロズドループ制御を組み合わせ、高精度ヘッド調整締結装置を開発した。

これらの成果は、高精度組立が要求されるVTR、HDD、DVDなどの機器にも適用拡大可能なものである。

参 考 文 献

- 1) 田中 充, 中山 貴 : 一体型微動機構に用いられる円弧切り欠き支点の曲げ弾性, 応用物理, 50, 3, (1981) 212.
- 2) 津田展宏ほか : マイクロポジショニング用ステージ, 昭和55年度精機学会秋季大会学術講演会論文集, (1980) 77.
- 3) 細川修二, 熊倉 進 : ねじ締結におけるトルクと軸力および曲げ作用に関する研究 (第1報), 精密工学会誌, 62, 5, (1996) 696.