静圧気体潤滑直進案内面の運動精度特性に関する研究* (第 1 報, 軸受パッドの基礎運動精度特性)

矢 部 寛*¹, 生 野 康 之*²

A Study on Sliding Accuracy Characteristics of an Externally Pressurized Gas-Lubricated Guide Way (1st Report, Fundamental Sliding Accuracy Characteristics of a Bearing Pad)

Hiroshi YABE and Yasuyuki IKUNO

Sliding accuracy characteristics such as the variation of floating height and the pitching-mode angular fluctuation of an externally pressurized gas-lubricated pad bearing travelling on a linear guide way are investigated theoretically with special attention paid to the relationship between the sliding accuracy and the machining error of the guide-way rail, where sinusoidal undulation of the guide-way surface is assumed. The effects of pitch length of the undulation of the rail surface on the sliding accuracy characteristics are discussed. The experimental results verify the validity of the theoretical analysis of the sliding accuracy of the bearing pad.

Key Words: Hydrostatic Bearing, Guide Way, Design Engineering, Accuracy, Gas Lubrication, Groove Compensation, Sliding Accuracy, Machining Error, Precision Design

1. 緒 言

静圧気体潤滑による支持機構, すなわち静圧気体ジャーナル軸受や静圧気体案内面は, その優れた特性を生かして, 半導体加工機械や計測機器など精密工業の分野で広く応用されている。このような応用においては, 運動精度が最も重要な特性になる。静圧気体潤滑機構においては, 製作誤差よりもはるかに良好な運動精度特性が得られるという「平均化効果」があることは経験的に知られている。しかし, 軸受系の製作誤差と運動精度の関係を理論的に解析し, 運動精度特性からみた静圧気体軸受の精度設計法の理論的背景について検討した報告は著者らの論文以外には見当たらない。将来のより高機能な静圧気体軸受を実現するためには, 軸受の運動精度特性を理論的に解明しておく必要があると考えられる。

これまで, 著者らは, 静圧気体スラストカラー軸受⁽¹⁾⁽²⁾, 静圧気体ジャーナル軸受⁽³⁾⁽⁴⁾を対象にして, 軸受系の製作精度との関連の下に, これらの軸受によ

て支持された軸の運動精度についての理論的解析結果を報告した。本研究では, 対象を静圧気体潤滑直進案内面(エアスライド)にとり, 移動載物台(軸受パッド)の運動精度と案内レール面の製作誤差(案内面表面のうねり製作誤差)との関係について検討することとする。

図 1 は静圧気体潤滑案内面(エアスライド)の断面模式図であって, 載物台(テーブル)がレールを囲む 3 方向の静圧気体パッド軸受によって支持され, レール上を, 図では紙面に垂直方向に, 移動する。

図 2 は軸受面の模式図である。軸受面は長方形パッド軸受形状となる。エアスライド装置では, 通常, 軸受パッド面に「田の字」状の細くて浅い溝を設け, この溝による絞りの作用を利用する「田の字」形表面絞り機構

図 1 静圧気体潤滑案内面の模式図

* 平成 6 年 3 月 21 日 関西支部第 69 期定時総会講演会において講演, 原稿受付 平成 6 年 10 月 3 日。

*¹ 正員, 京都大学工学部 (〒606 京都市左京区吉田本町)。

*² 京都大学大学院。

図2 長方形軸受パッド

が採用される。

パッド中央に給気孔があり、そこからすきま内に加圧気体が給気される。給気孔には特に絞り溝は設けず表面絞り溝による補償機構のみを利用する場合と、給気孔にオリフィス絞りなどを装着し表面絞り作用と併用して「複合絞り」の構成にする場合とがある。

他方、エアスライドパッドの運動精度特性を支配すると考えられるレール面の製作誤差として、本研究では、パッドの運動方向へのうねりを取上げる。表面にうねり製作誤差を有するレール面上を軸受パッドが移動すると、パッドの位置に応じて軸受すきま形状が変化し、それに伴って、すきま内圧力分布、したがって軸受気体膜力が変化することになり、パッドを拘束する条件がなければ、パッドは軸受気体膜力が外部負荷と釣り合うように浮上量が変化し、またパッドの傾きが生じることになる。このようなパッドの姿勢はパッドの移動とともに変化する、すなわち、パッドの運動精度の低下が生じる。本研究では、このようなモデルによってエアスライドパッドの運動精度特性を、対向するレール面の製作誤差との関連の下に理論的に考察する。なお、本報告では、パッドの姿勢は準静的に評価することとし、パッドの移動に伴う過渡的な姿勢変動は考慮しない。

また、本報告では、研究の最初のステップとして、レール面のうねりはレール幅方向には一様であると仮定する。したがって、パッドにはヨーイング方向、あるいはローリング方向の変動は生じない。このため、本報告では、図1において、側面の軸受パッドの寄与は無視し、上面の軸受パッドのみを取出してその姿勢について考えることとする。

2. 解析の対象と解析方法

軸受パッドは、図2に示したように、「田の字」形表面絞り長方形スラスト軸受であり、表面絞り溝の幅 b_g および深さ h_{g0} は「田の字」のどの部分についても同一であるとする。また、軸受パッドには製作誤差は

図3 軸受パッドの姿勢

ないものとする。

軸受パッドに対向するレール面は、上述のように、平面度に関する製作誤差を有するものとし、製作誤差として、図3に示すような、パッド移動方向(長手方向)への規則的な正弦波状のうねりを考える。うねりのピッチおよび振幅をそれぞれ p, δ とする。このような製作誤差があると、パッドは、例えば図3のような姿勢になる。このとき、パッド中央での基準レール面からの浮上量を h 、ピッチングモードのパッド傾き角を α で表す。 α は x 軸方向(パッドの進行方向)に向かってすきまが大きくなるように傾く場合を正とする。なお、 β はパッドの移動位置を表し、図3に示すように、うねりの起点(正弦波曲線の起点)とパッド中央位置の距離をうねりのピッチで規準化した量(ラジアン単位で表示)である。

軸受すきま内圧力分布の計算はDF(ダイバージェンス・フォーミュレーション)法⁽⁵⁾による。すなわち、軸受パッド面を格子状に分割し、すきま内での流量連続の関係から、格子点圧力間に成立する関係式を求め、これを加速緩和法によって解く。得られた圧力分布を積分して気体膜力および気体膜力モーメントを算出し、平衡状態となるようなパッド姿勢(浮上量と傾き角)を求める。なお、後章の計算においては、軸受には一定の静負荷が作用し、モーメント負荷は作用しないものとしている。

得られたパッド姿勢は、

$$\text{浮上量: } h/h_0 \dots\dots\dots (1)$$

$$\text{傾き角: } \alpha L/2h_0 \dots\dots\dots (2)$$

で表示する。ここに、 L はパッド長さ、 h_0 は基準浮上量であって、レール面の製作誤差がない場合のパッド浮上量である。

なお、以下の計算では、典型的な軸受諸元および作動条件として、

$$L/B=1.0, \quad B_1/B=0.8$$

$$L_1/L=0.8, \quad b_g/B=0.01$$

$$\delta \equiv \bar{\delta}/h_0=0.1$$

$$P_{sg} \equiv (p_s - p_a)/p_a=1.0$$

とした。ここに、 p_s : 給気圧力、 p_a : 周囲圧力、である。寸法諸元の記号については図2を参照のこと。

3. 軸受負荷容量

図4に、レール面製作誤差がない場合の無次元軸受負荷容量 W の計算結果を示す。ここに、

$$W = w/p_a B^2 \quad \dots\dots\dots (3)$$

(w : 軸受負荷容量)である。横軸は、給気孔でのオリフィス絞りと表面絞りを併用した「複合絞り」の場合の給気定数で

$$\Gamma = 24\mu r_s^2 C_d \sqrt{RT} / (h_0^3 p_a) \quad \dots\dots\dots (4)$$

(μ : 粘性係数, r_s : オリフィス半径, R : 気体定数, T : 温度, C_d : 流量係数)で定義される。給気孔に絞りがなく表面絞りのみの場合の結果は $\Gamma \rightarrow \infty$ の極限で示される。また、パラメータは無次元溝深さで

$$H_{g0} = h_{g0}/h_0 \quad \dots\dots\dots (5)$$

である。 $H_{g0}=0$ は表面絞り溝がなく、中央に1個のオリフィス給気孔をもつ長方形パッド軸受に対応する。なお、図4は、本報告では、無次元負荷 W がパッドに作用したときのパッドの浮上量(基準浮上量 h_0)を与える(Γ の値から逆算する)図であると解釈される。

軸受負荷容量は、表面絞りの効果が支配的な領域(Γ の比較的大きい領域)では、溝深さが深いほど大きい。また、本論文では計算結果の表示は省略するが、軸受剛性は、複合絞りの場合は適切な給気定数を選べば溝深さが深いほど大きく、表面絞りのみの場合は軸受剛性を最大にする溝深さが存在する。他方、減衰係数は溝深さが深いほど低下する。このような特性を勘案し、また、実際の設計諸元の例をも参考にして、以下の計算に際しては、典型的な溝深さとして、 $H_{g0}=4.0$ を採用する。また、複合絞りの場合の典型的な給気定数の値として、この溝深さに対して軸受剛性を最大にする値に近い $\Gamma=7.0$ を選ぶことにする。

なお、このとき、軸受負荷容量は、表面絞りの場合

図4 軸受負荷容量

$W=0.408$, 複合絞りの場合 $W=0.298$ となる。4章での計算では、軸受パッドにこのような負荷が作用しているものとしてパッドの運動精度を論じていることになる。

4. 静圧気体潤滑パッドの運動精度特性

対向レール面のうねりとして $p/L=1.0$, $\delta=0.1$ を想定し、パッドがうねり1ピッチ分だけ移動するときのパッド姿勢の変化のようすの一例を模式的に図5に示す。図の表示上、パッド長さは1/10に縮めて描いている。

パッド姿勢については、図5で示した $p/L=1.0$ 以外の場合も含めて、次のようになる。まず、 $\beta=0$ のとき、浮上量はほぼ基準浮上量に等しくなるが、ピッチングモードの角度変動は最も大きくなる。また、 $\beta=\pi/2$ あるいは $3\pi/2$ のとき、すきま分布の対称性からパッドの傾きは生じないが、このとき浮上量の変動は最も大きく、最大浮上または最小浮上の状態となる。浮上量最大/最小が $\beta=\pi/2$ と $3\pi/2$ のいずれで生じるかはうねりのピッチの大きさに依存する。これらの結果をもとに、以下では、 $\beta=\pi/2$ および $\beta=3\pi/2$ のときの浮上量でパッドの平行モードの浮上量変動の大きさを、また、 $\beta=0$ のときのパッドの傾き角でピッチングモードの角度変動の大きさを評価することとする。

これらの浮上量変動の振幅および角度変動の振幅は、レール面のうねりのピッチ p とパッドの長さ L の比、 p/L の値によって大きく変化する。図6(a), (b)は、複合絞りの場合について、 p/L に対する浮上量変動振幅および角度変動振幅を計算した結果である。図6から、これらの変動振幅の大きさについては、前者が小さくなる p/L の値の近傍で後者は大きくなり、逆に、後者が小さくなる p/L の値近くで前者は大きくなること、それらが p/L に対して周期的に変化することがわかる。つまり、レール面にうねり製作誤差があれば、そのピッチの大きさに依存するが、パッドの移動とともにパッドの浮上量変動あるいは角度変動のいずれかが必ず生じることになる。

図5 軸受パッドの姿勢の変化

(a)

(b)

図6 軸受パッドの姿勢変動の振幅(複合絞りの場合)

図6において、浮上量変動の振幅はレール面うねり製作誤差の振幅(すなわち、 $\delta=0.1$)より小さく、また、うねりピッチの減少とともに浮上量変動、角度変動ともに減少しており、いわゆる平均化効果が見られるが、平均化の程度は比較的小さい。図6中、一点鎖線は、 p/L に対する変動振幅の変化の極大・極小値を連ねた包絡線である。この包絡線はいわば平均化効果によるパッド姿勢の変化量の減少の程度を表すものと考えられる。図6の計算条件の場合は、 $p/L \approx 0.1$ 程度までは、 p/L の減少とともに、パッドの姿勢変動振幅も減少していくが、それよりうねりピッチが小さくなると、変動振幅の極値を結んだ包絡線自体が振動的に変化しながらその振幅を減少させていくという傾向となる。このように、うねりピッチに対するパッドの運動精度の変化のようすはそんなに単純ではない。このような軸受パッドの運動精度特性を理解するためには、運動精度特性がすきま分布の変化とどのように関係しているのかを検討しておく必要がある。これについては次報で報告したいと考えている。

なお、図6では、パッド姿勢の変化の振幅を p/L に

(a)

(b)

図7 軸受パッドの姿勢変動の振幅(表面絞りの場合)

対して示しており、これらの図では、 p/L に対する振幅変化の周期は p/L の減少とともに短くなっているが、結果をその逆数の L/p に対して表示すると、 L/p に対してはほぼ等間隔の周期をもっていることを確認できる。

図7(a)、(b)は給気孔でのオリフィス絞りがなく、田の字溝表面絞りのみの場合のパッドの姿勢変動特性の計算結果である。図6の複合絞りの場合と比較して、全般的に浮上量変動の振幅が大きく、特に、うねりピッチが大きい領域では、うねりの振幅と同じオーダのパッドの浮上量変動が生じること、 p/L が小さくなったときの変動振幅の減少の程度が小さいこと、しかし、定性的な傾向は複合絞りの場合と変わらないこと、などをみることができる。また、角度変動については、図7(b)と図6(b)とではほとんど差異がない。これは、角度変動は、すきま分布の非対称性に起因したすきま内圧力分布の非対称性によって生じ、給気孔での絞り(すなわち、給気孔出口圧力)には依存しないためである。

なお、給気圧力の値を変化させても、パッドの姿勢変動振幅特性に与える影響はかなり小さいことを確認している。

5. 実験的検討

本章では、4章までに述べたエアスライドパッドの運動精度特性の解析手法の妥当性を実験的に検討した結果について述べる。

実験装置の構成を模式的に図8(a)に示す。本実験装置では、パッドは固定とし、レール両側を可動としている。すなわち、エアスライドパッド面に相当する田の字溝を設けた正面軸受部分、ポケットを設けてその部分に加圧気体を給気することによってレール背面から負荷を加えることのできる背面パッド部分、そして両側の案内面板の四つを組合せることによってレールを囲む固定軸受部を構成する。レール面に相当する部分は角軸状とし、これを上部から糸でつるして軸受部の中を上下方向に移動させることによって、レールと軸受パッドの相対位置を与える。軸受部の寸法諸元は $L=B=29\text{ mm}$, $L_1=B_1=21\text{ mm}$, $b_g=0.7\text{ mm}$, $h_{g0}=51\sim 52\text{ }\mu\text{m}$, $2r_s=2.01\text{ mm}$, また、背面負荷パッドは全体の大きさが $29\times 29\text{ mm}$, ポケットの大きさが $24\times 24\text{ mm}$ である。

上記理論の結果の妥当性を確認するためには、レール面に相当する角軸に平面度製作誤差を与えねばならないが、本研究では、より簡明で信頼性のある表面形状加工ができるように、解析モデルで仮定した正弦波状のうねり製作誤差ではなく、矩形波状の浅いステップを設けることとした[図8(b)参照]。実験に際しては軸を3本用意し、1本は製作誤差がない標準軸とし、他の2本にはそれぞれ、ピッチが $p=20\text{ mm}$ および 30 mm のステップを設けた。ステップの深さは両軸とも $\delta=18\sim 19\text{ }\mu\text{m}$ であった。なお、角軸を囲む軸受部に軸を挿入したときのクリアランス(直径すきまに相

当)は約 $50\text{ }\mu\text{m}$ であった。

軸受面からの軸浮上量は、軸受パッドの上下対称2箇所の位置で、プランジャ式プローブ電気マイクロメータを用いて測定した。これら2箇所での軸の変位量から、軸受パッド中央位置での軸の浮上量と、軸の角度変位を算出した。なお、実験結果の整理に際して、プローブの接触圧力の大きさは外部負荷として考慮に入れた。

図9は、製作誤差のない角軸を用いて、背面負荷パッドへの給気圧力、すなわち、軸受負荷を変化させ、これと軸浮上量の関係を測定した結果である。実線で示した理論結果は実験結果とよく一致しており、このことから本研究で採用したすきま内圧力分布の解析方法の妥当性を確認できる。なお、本実験装置の場合、給気孔径がやや大きく、給気孔部はオリフィス絞りはなく自成絞りとして機能する。そのため、理論計算においては、自成絞りと表面絞りよりなる複合絞りの扱いとしていることを付記しておく。

図10は、軸表面ステップのピッチが $p=20\text{ mm}$ の角軸を用いた場合の軸の浮上量変動と角度変動の結果である。横軸 β は軸の移動量に相当し、ステップ1ピッチ分が 2π となるように規準化してある。 $0<\beta<\pi$ の区間は軸受パッド中央が軸面のランド域に対向する領域、 $\pi<\beta<2\pi$ の区間は軸面の凹部域に対向する領域である。なお、結果の整理に際して、基準浮上量 h_0 としては理論的に得られた値を用いた。実験では給気圧力を $P_{sg}=2.0$ としたが、そのときの h_0 の値を表1に示す。

実験結果と理論結果は、定量的には若干の差を生じているが、少なくとも定性的には両者は極めてよく一致している。定量的な差の要因として、解析では数学的に厳密な軸表面ステップを仮定しているのに対して

図8 実験装置の模式図

図9 軸受負荷容量の実験結果

表 1 基準浮上量の理論値

Supply pressure P_{sg}	Dimensionless load capacity W	Reference gap height $h_0(\mu\text{m})$
2.0	0.3	40.0
	0.4	32.9
	0.5	27.7

図 10 実験結果(1)

実際のステップにはエッジのだれ等が存在していると考えられること、軸が傾いた場合に背面パッド内の流れや圧力分布の推定(負荷の大きさの推定)に誤差が生じ得たこと等が考えられる。なお、軸面の製作誤差がステップ状である場合は、理論解では浮上量および角度変動とも $\beta=0$ および π で不連続になるが、実験結果ではそれを滑らかに結んだような結果となっていることや、軸面の形状誤差としては正弦波状であるよりステップ状であるほうが浮上量変動や角度変動に及ぼす影響が敏感であり理論と実験の差異が強調されやすいことなどを付言しておくたい。

図 11 は軸表面ステップのピッチの大きさの影響を示した結果である。ステップピッチの大きさの違いによって軸の浮上量や傾き角の変動の傾向は大きく異なるが、理論結果はこのような実験結果の定性的傾向をよくとらえているといえよう。

図 11 実験結果(2)

以上の実験的検討によって、実験値と理論結果に若干の定量的差異はあるものの、理論解析手法の妥当性を確認できたものとする。

6. 結 言

本研究では、静圧気体潤滑直進案内面(エアスライド)を対象にして、軸受パッドの運動精度特性を、対向レール面の表面うねり製作誤差と関連づけて理論的に検討し、次の結果を得た。

- (1) うねり製作誤差を有する対向レール面上を軸受パッドが移動するとき、パッドに浮上量変動やピッチングモードの角度変動が生じる。その特性は、うねりのピッチとパッドの長さの比、 p/L 、に依存する。
- (2) p/L の値が変化すると、浮上量変動が大きくなる場合と角度変動が大きくなる場合が交互に現れる。
- (3) p/L の値が小さくなるとパッドの姿勢変動量は減少する。しかし、この平均化効果は、エアスライド装置ではそんなに大きくはない。
- (4) 複合絞りの場合のほうが、表面絞りのみの場合に比して、浮上量変動は若干小さい。角度変動は両方で差異を生じない。
- (5) 実験的検討によって理論解析手法の妥当性を

確認できた。

なお、本研究は文部省科学研究費(一般研究C)(課題番号 04650131)の補助を受けて行ったことを付記する。

文 献

- (1) 矢部・渡辺, 機論, 53-495, C(1987), 2360-2366.
- (2) 矢部・石田, 機論, 56-528, C(1990), 2187-2193.
- (3) 矢部, 機論, 58-548, C(1992), 1170-1176.
- (4) 矢部・松田, 機論, 59-567, C(1993), 3506-3512.
- (5) 木暮・金子・大谷, 機論, 48-428, C(1982), 583-591.