リニアモータ駆動・水静圧案内テーブルの開発* (作動流体に混入した気泡がテーブルの動特性に及ぼす影響)

岡畑 豪^{*1}, 由井 明紀^{*1}, 奥山 繁樹^{*2}, 小林 久志^{*3}, A. H. Slocum^{*4}

Development of a Linear-Motor-Driven Table with Hydrostatic Water Bearings (Influence of Air Bubble Contained in Hydraulic Fluid on Dynamic Behavior of the Table)

Go OKAHATA^{*1}, Akinori YUI, Shigeki OKUYAMA, Hisashi KOBAYASHI and A. H. Slocum

^{1*} Department of Mechanical Systems Engineering, National Defense Academy,
Hashirimizu 1-10-20, Yokosuka-shi, Kanagawa, 239-8686 Japan

A linear-motor-driven table sustained by constant-flow hydrostatic water bearings has been developed. The table, which is supported by single-sided recess type bearings, is preloaded by its weight and the attractive force arising from permanent magnets of the linear-motor. Due to periodic change of the magnet polarity, the amplitude of the attractive force changes according to the table position. As a result, pitching motion of the table is generated during the table-feed motion. This paper investigates the influence of air bubble contained in hydraulic fluid on static stiffness and dynamic behavior of the table. Damping ratio and natural frequency of the table become smaller under larger volume of containing air. When natural frequency of the table pitching motion coincides with the frequency of the attractive-force change, the largest pitching motion is observed.

Key Words: Linear Motor, Hydrostatic Water Bearing, Dynamic Behavior, Pitching, Damping Ratio, Air Bubble

1. 緒 言

近年, 精密機械部品や光学・電子部品の微細化・高精度化に伴い, これらを加工する工作機械を構成するテーブルの運動精度向上への要求が高まっている⁽¹⁾. また, 地球環境保全のため, 工作機械の脱鉍油化も求められている⁽²⁾. 特に, 半導体部品の加工においては, 加工機械と加工工程の脱鉍油化が重要である⁽³⁾.

テーブル運動の高精度化を目的とした空気静圧案内^{(4),(5)} や油静圧案内^{(6),(7)} の研究やその使用例は多い. なかでも空気静圧軸受は, クリーンな環境で使用でき, 超精密計測機器や加工力の小さい超精密工作機械などに多用されているが, 高い支持剛性を得るのが難しく, 一般の工作機械にはほとんど用いられない. そのため, 作動流体に純水を用いた静圧軸受の実現が求められている. しかし, 水を作動流体に用いた静圧軸受に関する研究・開発例は少ない. 例えば, 長島ら是对向式水静圧テーブルの負荷容量や静剛性に関する研究を行っている⁽⁸⁾. また, 磯部らは回転主軸に水静圧軸受を採用した大口径ウエハ研削盤を開発している⁽⁹⁾. しかし, これらの軸受はいずれも定圧力方式を採用していることから, オリフィス絞りなどの狭窄部にバクテリアや錆あるいは微細な粉塵が詰まる恐れがある.

そこで筆者らは, 図 1 に示す片側リセス方式の水静圧軸受を備えたリニアモータ駆動テーブルを試作した^{(10),(11)}. 本システムは以下の特長を有している. 定流量方式の静圧軸受を採用しており, 絞りがないのでバクテリアな

* 原稿受付 2013 年 8 月 21 日

^{*1} 正員, 防衛大学校機械システム工学科 (〒239-8686 神奈川県横須賀市走水 1-10-20)

^{*2} 防衛大学校名誉教授 (〒239-0822 神奈川県横須賀市浦賀 5-25-6)

^{*3} 岡本工作機械 (〒379-0135 群馬県安中市郷原 2993)

^{*4} マサチューセッツ工科大学 (77, Massachusetts Ave., Cambridge, MA, 02139, USA)

E-mail: okahata@nda.ac.jp

Fig.1 Appearance of the developed table system equipped with hydrostatic water bearings

Fig.2 Cross sectional image of the table system

Fig.3 Schematic view of the magnet track of the linear-motor

Table 1 Specification of the developed table system

Table size	[mm]	480×350 (length×width)
Table stroke	[mm]	400
Table acceleration	[m/s ²]	10
Material of table components		Alumina ceramics
Bearing		Single-sided recess type
Hydraulic fluid		Pure water
Constant flow pump		Micro gear pump
Total attraction force F_m [N]		3480

どが詰まる心配がない。片側リセス方式の軸受とリニアモータの採用により、構造が単純で組み立てや保守が容易である。コア付きリニアモータの強い磁気吸引力を利用してプリロードを付与することによって、テーブルの支持剛性を高めている。水を低流量で使用するため、消費電力や騒音が小さい。水は、石油系作動油に比べて低粘度かつ体積弾性率が大きいので、システムの高剛性化に適し、かつ発熱を抑制できる。脱鉍油化を実現した地球環境にやさしいシステムである。

一方、採用した片側リセス方式の場合には、テーブルのピッチングや上下方向変位（ヒーピング）を機械的に拘束することができないという問題がある。そこで上記のように、リニアモータの吸引力をテーブル運動の拘束と軸受の高剛性化のために使用している。しかし、リニアモータの永久磁石列は、S極とN極の磁石が交互に配置されているため、テーブルの移動に伴ってコアに働く磁気吸引力が周期的に変動し、ピッチングを誘発するなどの欠点がある。また、定流量ポンプの流量 Q は 1mL/s 程度と非常に小さいため、ポンプから静圧軸受に至る配管中に気泡が混入するとその排除が難しく、テーブルの動特性に悪影響を及ぼす恐れがある。

そこで本研究では、筆者らが開発したテーブルシステムについて、作動流体中に混入した気泡や配管内の空気溜りがテーブルの支持剛性や動特性に及ぼす影響を検討する。

2. テーブルの基本仕様と構造

本テーブルシステムでは、図 2 に示すように 30°に傾斜配置したリニアモータ（ファナック製，L1500B1/4iS）によって Z 軸方向にテーブルを駆動するとともに、その磁気吸引力によって -Y 及び +X 方向の拘束力を付与している。リニアモータの永久磁石とコアの磁気隙間 s は 1.1mm に設定しており、この時の全磁気吸引力 F_m は 3480N である⁽¹¹⁾。従って、-Y 軸方向にはテーブルの自重（575N）と $F_m \cdot \cos 30^\circ = 3014\text{N}$ の和、つまり 3589N のプリロードが、X 軸方向には $F_m \cdot \sin 30^\circ = 1740\text{N}$ のプリロードが付与されている。テーブルには、Y 軸方向に 4 個、X 軸方向に 2 個の静圧軸受パッドを配し、これらのプリロードを支えている。テーブルの基本的な仕様を表 1 に示す。使用したリニアモータの磁石列は、図 3 に示す外観をしており、ダイヤ形の永久磁石がピッチ $p = 30\text{mm}$ で等間

Fig.4 Pitching and heaving motion of the table

隔に配置されている．したがって，テーブルがZ軸方向に運動する際にリニアモータのコアが受ける力は，このピッチで変化する．すなわち，テーブルの送り速度を v (mm/s) とすると，コアに加わる吸引力は周波数 $f = v/p$ (Hz) で周期的に変動する．

3. テーブルの固有振動数の試算

水静圧軸受は非常に高いダンピング特性を有するが⁽¹⁰⁾，先ずテーブルの固有振動数について議論するため，テーブルを質量 M ，長さ $2L$ の均質な剛体と仮定し，図4に示す簡単な2自由度系の振動モデルを考える．4個の静圧軸受のばね定数 k は等しいものとする．Y軸方向のテーブル支持剛性は $4k$ となる．ガイドレールに対するテーブルのY軸方向の相対変位（ヒーピング）量を y とすると，ヒーピングモードの運動方程式は次式で表わされる．

$$M \ddot{y} + 4ky = 0 \quad (1)$$

このとき，ヒーピングモードの固有振動数 ω_h (Hz) は，次式で与えられる．

$$\omega_h = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{4k}{M}} \quad (2)$$

また，テーブルの重心 G から左右の静圧軸受（リセス中心）までの水平距離を l とし，テーブルのX軸回りの慣性モーメントを I_x ，ピッチング角を θ_x とすると，ピッチングモードの運動方程式は θ_x が小さい場合に次式で与えられる．

$$I_x \ddot{\theta}_x + 4kl^2 \theta_x = 0 \quad (3)$$

従って，ピッチングモードの固有振動数 ω_p (Hz) は，次式で与えられる．

$$\omega_p = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3}{M} \left(\frac{l^2}{L^2 + H^2} \right) 4k} \quad (4)$$

ここで， H はリニアモータのコイルやコア部などを含むテーブルの等価高さである．表2に示す標準実験条件（テーブル静剛性 $4k = 700 \text{ N}/\mu\text{m}$ ，スライダ質量 $M = 58.7 \text{ kg}$ ， $L = 240 \text{ mm}$ ， $H = 60 \text{ mm}$ ， $l = 160 \text{ mm}$ ）を式(2)，式(4)に代入して固有振動数を求めると，それぞれ $\omega_h = 550 \text{ Hz}$ ， $\omega_p = 616 \text{ Hz}$ となる．

以上の試算では，作動流体の粘性による減衰力や使用した定流量ポンプの性能は考慮していないため，次にこれらの影響について考える．例えば，本テーブルシステムに用いた静圧パッド（長方形パッド）と等価な正方形パッド4個によって，質量 $M = 58.7 \text{ kg}$ のテーブルが，流量 $Q = 1 \text{ mL/s}$ ，軸受すきま $h = 16 \mu\text{m}$ で支持されている時，ヒーピングモードにおける粘性減衰係数 B_ζ は $78 \text{ MN} \cdot \text{s/m}$ であり⁽¹⁰⁾，減衰比 ζ_h は192になる．ある質量がばねとダンパで支持された系は，二次遅れ系と呼ばれ，そのインディシャル応答 $y(t)$ は，次のようになることが知られている．

$$y(t) = 1 - \frac{\left(\zeta_h + \sqrt{\zeta_h^2 - 1} \right)}{2\sqrt{\zeta_h^2 - 1}} \exp \left[\left(-\zeta_h + \sqrt{\zeta_h^2 - 1} \right) \omega_h t \right] + \frac{\left(\zeta_h - \sqrt{\zeta_h^2 - 1} \right)}{2\sqrt{\zeta_h^2 - 1}} \exp \left[\left(-\zeta_h - \sqrt{\zeta_h^2 - 1} \right) \omega_h t \right] \quad (5)$$

Fig.5 Schematic image of the water supply system with air containing tube

Table 2 Basic conditions for the experiments

Water flow rate	Q	[mL/s]	1.0/recess
Table speed	v	[mm/s]	0-55
Bearing gap	h	[μ m]	16
Static stiffness of the table	$4k$	[N/ μ m]	700
Table mass	M	[kg]	58.7
Table length	$2L$	[mm]	480
Bearing position from the center	l	[mm]	160
Removing load		[N]	980
Containing air volume	Q_{Air}	[NmL/recess]	0-7.95

ただし、上記のような非常に高い減衰比 ζ_h を有する場合、

$$\zeta_h - \sqrt{\zeta_h^2 - 1} \approx \frac{1}{2\zeta_h} \quad (6)$$

となるから、このような二次遅れ系のインディシャル応答は、次式で近似できる。

$$y(t) \approx 1 - \exp\left(-\frac{\omega_h}{2\zeta_h} t\right) = 1 - \exp\left(-\frac{4k}{B_\zeta} t\right) \quad (7)$$

つまり、一次遅れ系のインディシャル応答と同じ形になる。この場合、時定数 τ を求めることが可能で、 $\tau = B_\zeta / 4k = 78(\text{MN} \cdot \text{s/m}) / 700(\text{MN/m}) = 0.11\text{s}$ が得られる。従って、 $y(t)$ が 95% に達するのに必要な時間 (3τ) は約 0.33s となる。つまり本テーブルシステムは、前述のヒーピング運動の固有振動数 ($\omega_h = 550\text{Hz}$) には全く追従できず、安定な系であるといえる。

次に、定流量ポンプの流量の観点から振動への追従能力を考えてみる。軸方向に配置した一つの静圧軸受が支えるスライダの表面積は $240 \times 84 (\text{mm}^2)$ であり、また表 2 より、各定流量ポンプの設定流量 Q は 1.0mL/s であるから、例えばテーブルを $1\mu\text{m}$ 浮き上がらせるのに必要な水を供給するのに 0.02s を要する。この値は、急激な除荷によってテーブルが $1\mu\text{m}$ 浮き上がるのに要する時間 ($3\tau = 0.33\text{s}$) よりも十分小さい。つまり、このようなごく微小なステップ状の運動には $Q = 1.0\text{mL/s}$ で追従可能である。しかし、数十 μm 単位の大きなステップ状の運動には追従できない。

本テーブルシステムが、数 Hz を超える高い周波数の振動に追従できないのは、水が粘性抵抗を有することと、非圧縮性流体として取り扱えるものであることに起因しているが、リセス内や配管中に気泡が混入したり空気溜りができたりすると、水は体積弾性率の小さな圧縮性流体として作用し^{(12), (13)}、テーブルシステムの減衰性能や、運動の安定性に悪影響を及ぼすと考えられる。そこで次節では、配管中に空気を封入した場合における、本システムのステップ応答およびテーブルの送り運動時のピッチングについて実験的に検討する。

4. テーブルの動特性の測定方法と条件

図 5 は、歯車ポンプからリセスに至る作動流体の供給回路の概略図である。各静圧軸受には、DC サーボモータを組み込んだ小型歯車ポンプ (IDEX Corp., GA-X21) によって定流量の純水を供給し、その流量をコリオリ式流量計 (キーエンス製 FD-SS02) にてモニタする。純水の流量は非常に小さいので、歯車ポンプとリセスの間における圧力損失はないものと考え、リセス内圧力を配管中に設置したダイヤフラム式圧力計 (共和電業製 PGM-10KC) にてモニタする。本実験では、配管内の空気体積 Q_{Air} の影響を調べるため、歯車ポンプとリセスの間に内径 4mm の透明な硬質ナイロンチューブ (Pisco 製 NA0640) を挿入し、 $Q_{Air} = 0 \sim 7.95\text{NmL}$ の空気を封入する。なお Q_{Air} は、透明な硬質ナイロンチューブの空気部分の長さを測定し、これにチューブの断面積を掛けることによって算出した体積と、測定した配管内の圧力をもとに、大気圧中 ($101,325\text{Pa}$) での体積に換算した値である。

ヒーピングモードの応答は、テーブルの中央に積載した荷重 (980N) を小型クレーンを用いて瞬時に除荷した

Fig.6 Effect of containing air volume, Q_{Air} , on displacement, y , when 980N-load is suddenly removed from the table

Fig.7 Effect of Q_{Air} on natural frequency, ω_h , and damping ratio, ζ_h , under heaving mode vibration when 980N-load is suddenly removed from the table

時の、直定規上面を基準としたテーブルの垂直変位 y を、テーブルの対角上に取り付けた 2 つの渦電流式変位計 (Lion Precision 製 U5-18C 130, 応答周波数 1kHz) で測定し、出力の平均値の推移から求める。またピッチングモードの応答は、テーブルの左端から 80mm の位置に積載した偏荷重を瞬時に除荷した際における、テーブル両端の垂直変位の差を 2 個の渦電流式変位計で測定し、これを両プローブの設置間隔 ($2L$) で除して求める。

一方、テーブルの Z 軸方向の運動時における X 軸周りの姿勢変化 (ピッチング角 θ_x) は、テーブルの左右端に設置した、2 個の電気マイクロメータ (TESA 製 GT31, 応答周波数 25Hz) で、直定規上面 (Precitech 製、真直度 $\pm 0.36\mu\text{m}/1000\text{mm}$) をトレースし、両者の出力差を $2L$ で除して求める。

5. 実験結果

5.1 テーブル停止時のステップ応答 (ヒービングモード)

図 6 に、テーブル中央部に積載した荷重 (980N) を、小型クレーンで瞬時に除荷した際の垂直変位 y の時間変化を示す。図 6 (a) は、封入空気量がゼロの場合を示したもので、テーブルはほとんど振動せず、約 0.3s でほぼ定常状態に落ち着いており、3 節で試算した $3\tau = 0.33\text{s}$ に近い。本テーブルシステムでは定流量ポンプの流量が非常に小さいことから、現状では一度混入した気泡を排除することは容易でないが、この結果は、封入空気量ゼロの条件がほぼ実現されていることを示している。なお、定流量ポンプによる水の供給によって、テーブルをさらに $1.4\mu\text{m}$ 浮かせるのに必要な時間は、3 節での試算結果から $1.4\mu\text{m} \times 0.02\text{s}/\mu\text{m} = 0.028\text{s}$ であり、設定した流量 ($Q = 1\text{mL/s}$) で上記の応答速度 (約 0.3s) に十分追従できる。

一方、図 6 (b) に示した $Q_{Air} = 7.95\text{NmL}$ の場合には減衰振動しており、テーブルの最大変位 $y_{\max}$ は $6.7\mu\text{m}$ に達する。これは、封入した空気が除荷に伴って急膨張し、ばねのように作用したことを示している。図 6 (b) から算出した対数減衰率より求めた減衰比 ζ_h は 0.32 程度であり、この ζ_h と同図の振動周期から算出したヒービングモードの固有振動数 ω_h は約 0.47Hz になる。このときの支持剛性 $4k'$ を式 (2) を用いて逆算してみると $4k' = 510 \times 10^{-6} \text{N}/\mu\text{m}$ となり、7.95NmL の空気の封入によって動的な条件下での支持剛性が極度に低下したことがわかる。

図 7 は、 Q_{Air} が ω_h と ζ_h に及ぼす影響を示したものである。 Q_{Air} の減少に伴って ω_h と ζ_h はともに増加するが、 Q_{Air} を 2.2NmL に減らしても固有振動数は 0.92Hz 程度であり、 $4k'$ を $1,960 \times 10^{-6} \text{N}/\mu\text{m}$ に増加させるに過ぎない。つ

Fig.8 Effect of Q_{Air} on pitching angle, θ_x , when eccentric load of 980N is suddenly removed from the table

Fig.9 Effect of Q_{Air} on natural frequency, ω_p , and damping ratio, ζ_p , under pitching mode vibration when eccentric load of 980N is suddenly removed from the table

Fig.10 Effect of Q_{Air} on the maximum pitching angle, θ_{max}

まり、 $Q_{Air} = 0 \text{ NmL}$ での支持剛性の約 $1/357,000$ に低下する．このように、定流量ポンプからリセスに至る流体中への空気混入は、それが微量であってもテーブルの動的な条件下での支持剛性を著しく低下させるばかりでなく、テーブルの運動を不安定にさせる．このことから、システムの構築に当たっては、気泡の混入を防ぐとともに、混入した配管中の気泡や空気溜りを自律的に排除できる機能を付加することが不可欠である．

5.2 テーブル停止時の振動特性（ピッチングモード）

図8は、テーブルに積載した980Nの偏荷重を瞬時に除荷した際のピッチング角 θ_x の変化を示す．図8(a)に示した $Q_{Air} = 0 \text{ NmL}$ の場合には、静的な姿勢変化がステップ状に発生するだけで振動は起こらない．これに対し図8(b)に示した $Q_{Air} = 7.07 \text{ NmL}$ の場合には、最大ピッチング角 $\theta_{max} = 8.53^\circ$ であり、ピッチングの減衰に約3sを要している．

図9に Q_{Air} がピッチングモードの固有振動数 ω_p と減衰比 ζ_p に及ぼす影響を示す． Q_{Air} の増加に伴って ω_p と ζ_p は小さくなっており、テーブルは外力（モーメント荷重）の影響を受けやすくなるといえる．また図10は、 Q_{Air} と θ_{max} の関係を示したもので、わずかでも気泡が混入すると θ_{max} は急拡大することから、気泡の混入を避けることは非常に重要といえる．

5.3 テーブルの送り速度と封入空気量がピッチング角に及ぼす影響

図11は、 $Q_{Air} = 0 \text{ NmL}$ においてテーブルをZ軸方向に低速送り ($v = 1.67 \text{ mm/s}$) した時のピッチング角 θ_x の変化を示している．テーブルは、送り運動に伴って半振幅 $\theta_{amp} = 0.2^\circ$ のピッチングを繰り返している．また振動のピッチ $p' = 30 \text{ mm}$ は、図3に示した永久磁石列の配列ピッチ p に一致している．図は省略するが、送り速度 v を変化させた場合、振動の周波数は v に比例するものの p' は 30 mm で一定であった．本リニアモータの磁石列は、S極とN極の永久磁石が 30 mm ピッチで交互に配置されているため、リニアモータのコアに働く磁気吸引力がテーブルの移動に伴って周期的に変動し、ピッチングを誘発しているといえる．

Fig.11 Measured pitching angle of the table
($v=1.67\text{mm/s}$, $Q_{\text{Air}}=0\text{NmL}$)

Fig.12 Effect of table speed, v , on pitching amplitude, θ_{amp}

図 12 は、 $Q_{\text{Air}} = 0, 1.71, 3.48, 7.56\text{NmL}$ の各条件で、 v を $0 \sim 55\text{mm/s}$ に変化させた場合における θ_{amp} の変化を示している。配管中の空気が増加するのに伴って、 θ_{amp} は大きくなる傾向がある。しかし、 $Q_{\text{Air}} = 7.56\text{NmL}$ の場合には、 $v = 35\text{mm/s}$ 付近で θ_{amp} がピークを示しており、ピーク時における加振周波数 f は $(35\text{mm/s})/(30\text{mm}) = 1.2\text{Hz}$ である。この値は、図 9 より直線で外挿して推定される、 $Q_{\text{Air}} = 7.56\text{NmL}$ でのピッチングモードの固有振動数 $\omega_p = 1.3\text{Hz}$ に近い。このことは、 f がテーブルのピッチングモードの固有振動数に近づくと、振幅が拡大することを示している。図 12 では、 $v = 55\text{mm/s}$ までの実験しか行っていないが、さらに送り速度を高くすれば、各々の Q_{Air} に応じた共振現象が観察できるとと思われる。

なお $Q_{\text{Air}} = 7.56\text{NmL}$ の場合、 $f = 0.42\text{Hz}$ 付近でも θ_{amp} はわずかにピーク値を示している。これは f が、図 7 より直線で内挿して推定されるヒーピングモードの固有振動数 $\omega_h = 0.48\text{Hz}$ に近いため、共振を起こした結果と考えられる。同様に $Q_{\text{Air}} = 3.48\text{mL/min}$ においても、ヒーピングモードで共振している様子がうかがえる。本システムでは、テーブルの位置にかかわらず、全磁気吸引力 F_m はほとんど一定であり、かつ理論上、ピッチングモードとヒーピングモードの振動は独立しているはずであるが、実際には、ピッチングモードの加振力がヒーピング振動を誘発しているものと思われる。なお、 $Q_{\text{Air}} = 0\text{NmL}$ の場合においては、 v の上昇に伴って θ_{amp} はやや小さくなる傾向がある。これは、水の粘性抵抗のために加振周波数が大きくなるほど、テーブルが振動に追従しにくくなるためである。

6. 結 言

片側リセス方式の定流量水静圧軸受を備えたりニアモータ駆動テーブルについて、ギアポンプから静圧軸受に至る配管中に混入した気泡あるいは空気溜りの存在が、テーブルの支持剛性や動特性に及ぼす影響を検討し、以下の結論を得た。

- 1) 試作テーブルの中央に載せた荷重 (980N) を瞬時に除荷したとき、テーブルのヒーピング運動 (垂直変位) は、配管中に封入した空気の体積 $Q_{\text{Air}} = 0\text{NmL}$ の場合、一次遅れ系と同様の応答を示し、各定流量ポンプの流量 $Q = 1.0\text{mL/s}$ において $1.4\mu\text{m}$ の浮き上がりで安定する。つまり 試作テーブルの支持剛性は $700\text{N}/\mu\text{m}$ である。この浮き上がり量の 95% に達するのに要する時間 (時定数 τ の 3 倍) は約 0.3s であり、本水静圧テーブルの粘性減衰係数をもとに試算した値 (0.33s) に近い。
- 2) 上記のヒーピング運動は、配管中への空気の封入によって一変し、二次遅れ系であることを示す減衰振動を行う。これは、配管中に封入した空気が弱いばねとして作用するためである。例えば、 $Q_{\text{Air}} = 7.95\text{NmL}$ の場合、ヒーピングモードの固有振動数 ω_h は 0.47Hz 、減衰比 ζ_h は 0.32 程度になる。 Q_{Air} の減少に伴って ω_h と ζ_h はともに増加するものの、空気がわずかも混入するとテーブルの動的な条件下での支持剛性は著しく低下する。

- 3) 空気を封入した状態で、テーブルの一端に載せた 980N の荷重を瞬時に除荷すると、テーブルはピッチング運動を行う。 $Q_{Air} = 7.07 \text{ NmL}$ の場合、最大ピッチング角 θ_{max} は 8.53° に達し、ピッチングモードの固有振動数 ω_p は 1.4Hz、減衰比 ζ_p は 0.35 程度になる。 θ_{max} は、わずかな気泡の混入で急増することからも、気泡の混入防止と混入した空気の排除は極めて重要である。
- 4) 本テーブルシステムは、運動の拘束と支持剛性向上のために、コア付きリニアモータの吸引力を利用しているため、テーブルを Z 軸方向に運動させると、永久磁石の配列ピッチに一致した加振力を受け、 $Q_{Air} = 0 \text{ NmL}$ の状態でも半振幅 $\theta_{amp} = 0.2^\circ$ のピッチングが発生する。
- 5) θ_{amp} は、 Q_{Air} と送り速度 v の増加に伴って増加する傾向があり、加振周波数 f がピッチングモードの固有振動数 ω_p に近づくと、振幅は急拡大する。
- 本テーブルシステムは、超精密平面研削盤への搭載を目指して開発したものであることから、 0.2° 程度の周期的なピッチングも加工精度に悪影響を及ぼす。今後は、テーブルの送り運動に伴うピッチングを抑制する方策について、さらに検討を進める予定である。

文 献

- (1) Shimizu S., "The Latest Trends of Machine Tool Development and Their Driving Key Technology", *Proc. of the 11th International Machine Tool Engineers Conference* (2004), pp.243-253.
- (2) United nations, "Kyoto protocol to the United Nations framework convention on climate change" (1998), pp.1-20.
- (3) 特許庁 標準技術集, "半導体製造装置関連真空・クリーン化技術", http://www.jpo.go.jp/shiryou/s_sonota/hyoujun_gijutsu/semicon_vacuum_tech/mokuji.htm (参照日 2013 年 8 月 14 日)。
- (4) 加藤重雄, "長方形静圧空気スラスト軸受の最適設計", 精密機械, Vol.47, No.5 (1981), pp.596-601。
- (5) 田中克彦, 勝木雅秀, "超精密回転テーブルの構造, 精度と評価方法", 日本機械学会, 第 1 回生産加工・工作機械部門講演会講演論文集 (1999), pp.167-168.
- (6) 鈴木秀幸, 浦野好市, 久米原宏之, 楠本一臣, "静圧作動油に起因する超精密工作機械の熱変形抑制", 精密工学会誌, Vol.75, No.9 (2009), pp.1106-1111。
- (7) 由井明紀, 鈴木祥司, 小此木弘孝, 三井公之, "静圧案内を用いた超精密平面研削盤の開発", 砥粒加工学会誌, Vol.41, No.10 (1997), pp.376-381。
- (8) 長島 碧, 中尾陽一, "水静圧軸受における軸受隙間や軸受絞りの誤差の影響", 日本機械学会 2009 年度年次大会講演論文集, Vol.4 (2009), pp.17-18。
- (9) 磯部 章, 富田良幸, 岩瀬昭雄, "脆性材料の機械加工技術 - 付加価値の高い電子材料の加工 - シリコンウエハ工程別加工技術 両頭研削", 機械と工具, Vol.44, No.5 (2000), pp.50-53.
- (10) 奥山繁樹, 由井明紀, 熊谷誠弥, 北嶋孝之, "リニアモータ駆動・水静圧案内テーブルの開発(定流量静圧軸受の基本設計)", 日本機械学会論文集 C 編, Vol.75, No.750 (2009), pp.454-459.
- (11) 由井明紀, 熊谷誠弥, 北嶋孝之, 奥山繁樹, 藤田悦男, A.H. Slocum, "リニアモータ駆動・水静圧案内テーブルの開発(テーブルシステムの設計・開発と静的特性)", 日本機械学会論文集 C 編, Vol.75, No.752 (2009), pp.1128-1134.
- (12) 中川孝之, 大住 剛, "混入空気を考慮した油圧作動油の体積弾性係数について", 富山大学紀要, Vol.27 (1976), pp.25-30.
- (13) 東京計器技術資料, http://www.tokyo-keiki.co.jp/hyd/j/products/pdf/z_001.pdf (参照日 2013 年 8 月 14 日)。