圧電素子アクチュエータ微動機構を備えた 超精密 X-Y 移動台*

森 山 茂 夫** 原 田 達 男** 高 梨 明 紘**

Precision X-Y Stage with a Piezo-driven
Fine-table

Shigeo MORIYAMA, Tatsuo HARADA
and Akihiro TAKANASHI

A precision X-Y stage has been developed for step and repeat type lithography systems, such as optical reduction projection exposure and electron-beam writing systems. To achieve both high-speed and high-precision, the stage incorporates a dual stage system consisting of coarse- and fine-tables. The coarse-table has a unique mechanical structure utilizing a PTFE slide-bearing guide. To reduce the moving mass of a table, it is designed that only a table moves on an X-Y plane. The table is driven by DC servomotors and ball-screws. These

X and Y-axis drive mechanisms are both fixed to the same base. The coarse-table moves at a maximum velocity of 100 mm/s, and is positioned within $\pm 5 \mu\text{m}$ of a desired position. The fine-table is driven by three piezo-electric actuators, and moves precisely along the X, Y, and θ -axes so as to correct X and Y-axis positioning errors and yaw with the coarse-table. Positioning of these tables is carried out with a closed-loop control system using a 3-axes (X, Y and yaw) laser interferometer measurement system. A $\pm 0.05 \mu\text{m}$ positioning accuracy, a yaw of less than $\pm 1 \mu\text{rad}$, and a 200 ms move time for a 10 mm step is achieved.

Key words: X-Y stage, lithography systems, precise positioning, piezo-electric actuators, laser interferometer control.

1. 緒 言

半導体集積回路の高密度・微細化が進むにつれ、従来のホトマスクを用いた一括露光法に代わり、縮小投影露光法や電子線描画露光法など、いわゆるステップ・アンド・リピート形式の新しいリソグラフィ方式が有力になりつつある。これらの新方式は高精度・微細なパターンが形成可能な反面、試料を多数回ステップ送りしながら露光するため一般的にスループットが低く、その改善が強く望まれている。

このスループットを支配する要因の一つに試料の移動を行う X-Y 移動台があり、上記観点からこの移動台には $0.1 \mu\text{m}$ 精度の超精密位置決め機能に加え、可能な限り的高速移動機能が必要とされる。

これらリソグラフィ装置に用いられる精密 X-Y 移動台としてはこれまで空気軸受や転がり軸受を直進案内として用いたものが多く実用化されているが¹⁾²⁾、案内部の低摩擦特性が逆に移動テーブル位置決め後の残留振動の減衰に長時間を要する結果を招き、位置決め高速化の妨げとなっていた。微小振動の減衰に関し筆者らは、乾性摩擦特性を有する PTFE 系高分子しゅう動材を用い

たすべり案内移動機構がすぐれていることを報告³⁾したが、この場合位置決め精度は $\pm 2 \mu\text{m}$ が限界であった。

このような背景から、本研究では位置決め的高速化と高精度化の両立を図るべく、上記 PTFE しゅう動案内による高速 X-Y 粗動台と、圧電素子を駆動アクチュエータとする微動台を複合させた新しい形式の粗微動複合型移動台を試作、検討した。本研究による移動台の特徴は X, Y 二次元の超精密位置決め機能に加え、リソグラフィ装置へ応用した場合に露光図形の回転誤差の原因となるヨーイングの補正機能を備えている点にある。

本報では移動機構の構成およびその力学的設計条件について述べると共に、試作評価実験を行った結果について検討する。

2. 移動台の機構構成

図 1 に試作移動台の機構構成を示す。基本的には $120 \text{ mm} \times 120 \text{ mm}$ の可動範囲にわたって $5 \mu\text{m}$ 精度の粗位置決めを高速に行う粗動台と、その粗動テーブル上に積載されて粗動テーブルの位置決め誤差とヨーイングを補正するための、X, Y 軸それぞれ $\pm 8 \mu\text{m}$ および回転量 $160 \mu\text{rad}$ の可動範囲を有する XY θ 微動台から構成されている。

2.1 粗 動 台

粗動台は、高速移動に不可欠な可動部の軽量化を図る

* 原稿受付 昭和 58 年 7 月 7 日。昭和 58 年度 精機学会春季大会学術講演会(昭和 58 年 3 月 29 日)にて発表。

** 正 会 員 (株)日立製作所(国分寺市東恋ヶ窪 1-280)

Fig. 1 Mechanical construction

ため、従来一般的な X-Y テーブルの二段重ね構造に代わり一つのテーブルが XY 平面上をしゅう動する構造となっている。図 1 に示されるようにベース中央部には X 軸案内溝が形成されており、十字形をした X 移動板が下面の角棒部をこの溝内に拘束されて X 方向にしゅう動する。この X 移動板がベース表面と接触する箇所はヨーイングを規制する 2 か所と上下動を規制する 4 か所の計 6 か所 (図 5 参照) 存在し、すべて自己潤滑性 PTFE しゅう動シート材 (商品名: ルーロン A) が接着されている。これらしゅう動子は、しゅう動案内面との接触を保つため荷重ローラにより予圧が与えられている。

粗動テーブルは X 移動板をまたぐように組み合わされ、X 移動板上面に敷設された Y 軸ガイドに X 方向の移動を拘束されつつ四隅のしゅう動子に自重を支えられてベース上面を XY 方向にしゅう動する。このように X 移動板は粗動テーブルの重量をまったく支える必要がなく、X, Y 軸の直交を保つだけのごく単純な十字形状の薄板で良いためきわめて軽量なものとすることができる。また本機構によれば粗動テーブルの高さを低くおさえられる、すなわちテーブル重心をしゅう動面に近接して配置することが可能であり、間欠送り動作に適した構造と言える。

X, Y 方向への移動はそれぞれ DC サーボモータとボールねじからなる X, Y 軸駆動系により行われる。X 軸ではボールナットの直進運動が駆動ロッドを介して直接 X 移動板に伝達されるが、Y 軸ではボールナットに連結した Y 軸駆動棒と粗動テーブル端部に設けられた二つのローラにより対偶を形成せしめ、粗動テーブルの X 移動を可能としつつ Y 方向に駆動棒をささみ込んでいるが、この予圧力の設定に際しては可動部の質量や最大加速度について考慮する必要がある、次章にて詳しく検討する。

2.2 微動台

Fig. 2 XY-move by three piezo-actuators

Fig. 3 Piezo-electric actuator

微動テーブルはその四隅を可撓支持ロッドにより粗動テーブル上に支えられ、図 2 に示すごとく平面的に配置された 3 本の圧電素子アクチュエータにより駆動される。各アクチュエータの両端部は可撓支点となっており、その一端は図中斜線で示される粗動テーブルに、他端は三角形で示される微動テーブルに固着される。図 2 において、距離 L だけ離れて平行に配置された 2 本のアクチュエータ P_{y1} と P_{y2} の長さをそれぞれ Δy_1 と Δy_2 だけ変化させると、微動テーブルはアクチュエータ P_x の微動テーブル側可撓支点 O を中心として $(\Delta y_1 - \Delta y_2)/L$ だけ回転し、同時に支点 O 部において $(\Delta y_1 + \Delta y_2)/2$ だけ Y 方向に変位する。他方アクチュエータ P_x の長さを Δx 変化させると他の 2 本のアクチュエータ P_{y1} と P_{y2} が平行ばね案内として機能し、微動テーブルは X 方向に Δx だけ平行移動する。これらの関係から明らかなように、3 本のアクチュエータに与えるべき駆動信号を演算して配分することにより X, Y, θ 軸それぞれを独立に移動させることが可能となる。

これらアクチュエータは図 3 に示すごとく円筒状圧電素子の両端に円弧断面の円周切欠きを可撓支点として設けたものであり、最大電圧 600 V 印加時に $18 \mu\text{m}$ 収縮する。常時は 300 V のバイアス電圧を印加しておき、その点を中心に $\pm 8 \mu\text{m}$ 変位させて使用する。

両端の切欠き部の形状、寸法的设计に際しては軸方向剛性は極力高くなるように、逆に曲げこわさは十分に低くなるように考慮する。図 3 に示す円周切欠き部を直径

Fig. 4 Construction of fine- and coarse-tables

$d(=\phi 1.5 \text{ mm})$, 長さ $2r(=1.6 \text{ mm})$ の丸棒 (S 45 C 鋼製) とみなしてその軸方向剛性を計算すれば $230 \text{ N}/\mu\text{m}$ と求まり, これは圧電素子自体の剛性 $40 \text{ N}/\mu\text{m}$ (メーカ仕様値) に比べて十分に大きな値と言える. また円周切欠き部を板厚 d の二次元弾性はり と近似して Paros らにより与えられている曲げ弾性理論⁴⁾を適用すれば切欠き部の曲げこわさは $108 \text{ kN}\cdot\text{mm}^2$ と算出され, その結果, 同時に 4 か所の上記切欠き支点の曲げを伴う微動テーブルの X 方向移動の場合 (図 2 参照) でも必要とされる駆動力は高々 0.45 N (最大 $8 \mu\text{m}$ 移動時) と計算される. この程度の力は前記圧電素子の軸方向剛性 $40 \text{ N}/\mu\text{m}$ に比べればほとんど無視できる.

円周切欠き部は曲げ変形と共に微動テーブルに加わる慣性力に対応した引張り・圧縮荷重を繰り返し受けるが, これらによって生ずる切欠き底部の最大応力は比較的小さく, 本試作微動台 (最大加速度 0.5 G , 微動テーブル質量 1.4 kg) の場合で $60 \text{ N}/\text{mm}^2$ 程度であり, 疲労破壊に関してもほとんど問題は生じない.

微動テーブルを支える 4 本の可撓支持ロッドも両端に円周切欠きを有する直径 6 mm の S 45 C 鋼丸棒であり, 図 4 に示すように粗動テーブルに対する微動テーブルの平行性を規制しつつ $XY\theta$ 微動を可能とする. 微動テーブルの支持は弾性的となるが, そのばね係数は $0.3 \text{ N}/\mu\text{m}$ と小さく, 駆動に際してほとんど障害とならない.

両テーブル間の $100 \mu\text{m}$ の間隙には高粘度シリコンオイル (動粘度 $0.1 \text{ m}^2/\text{s}$) を封入し, 振動減衰用の粘性ダンパを形成している.

3. 粗動台の力学的検討

本研究粗動台は大きな乾性摩擦を伴うすべり案内機構を用いており, さらに高速位置決めを行う必要から可動テーブルに加わる加速度も比較的大きいため, 機構設計に際してはこれらの要因を考慮に入れる必要がある. 本章では各しゅう動子に与えるべき予圧荷重について検討すると共に, その場合に許容され得る最大加速度について以下検討する.

図 5 に示す粗動機構の力学モデルにおいて, 可動テーブルが持ち上がった時, しゅう動ガイドから離れた時

Fig. 5 Mechanical model of coarse-stage

ることなく, 常に安定に可動できるためには,

(1) 粗動テーブルならびに X 移動板の鉛直方向の釣合いを考へて, 式 (1)~(3) の条件が必要とされる.

$$4R_y = M_y G - 2P_y \mu - P_L \mu_s > 0 \quad (1)$$

$$2R_y a = M_y G \cdot a/2 - P_y \mu a - P_L \mu_s a > 0 \quad (2)$$

$$4F_z = M_x G + 2P_z - 2P_x \mu - 2P_y \mu > 0 \quad (3)$$

ここで, R_y は粗動テーブルの荷重しゅう動子反力, M_y は粗動テーブルと微動テーブルの質量の和, P_x, P_y はそれぞれ X 移動板と粗動テーブルのヨーイングしゅう動子予圧荷重, P_L は駆動ローラの予圧荷重, μ は PTFE しゅう動部の乾性摩擦係数, μ_s は駆動ローラ外輪と Y 軸駆動棒間のすべり摩擦係数, a は粗動テーブル荷重しゅう動子間のスパン, F_z は X 移動板の荷重しゅう動子反力, P_z は X 移動板の浮き上がり防止のための予圧荷重, M_x は X 移動板の質量, G は重力加速度である.

(2) 粗動テーブルに関する XY 面内の荷重および点 B まわりのモーメントを考えれば, 式 (4), (5) の条件が必要となる.

$$2F_y = 2P_y - 4R_y \mu - M_y \beta_x - P_L \mu_r > 0 \quad (4)$$

$$F_y a = P_y a - \left\{ 2R_y \cdot \frac{a}{2} + 2R_y \sqrt{a^2 + \left(\frac{a}{2} \right)^2} \right\} \mu$$

$$-M_y \beta_x \cdot \frac{a}{2} - P_L \mu_r a > 0 \quad (5)$$

ここで, F_y は粗動テーブルのヨーイングしゅう動子の反力, μ_r は駆動ローラの転がり摩擦係数, β_x は粗動テーブルに加わる X 方向加速度である.

(3) X 移動板に関する XY 面内の荷重および点 C まわりのモーメントを考えれば, 式 (6), (7) の条件が必要とされる. 両式中の $F_y \mu$ 項は粗動テーブルの Y 軸移動に伴う摩擦力である.

$$2F_x = 2P_x - 4F_z \mu - 2F_y \mu > 0 \quad (6)$$

$$F_z l_0 = P_z l_0 - F_z \mu l_0 - F_z \mu l_0^2 + l_5^2 - (l_1 + l_2 + l_3 + l_4) R_y \mu - M_y \beta_x y$$

$$-2F_y\mu \cdot l_0/2 - P_L\mu_r(y+a/2) > 0 \quad (7)$$

ここで、 F_x は X 移動板のヨーイングしゅう動子反力、 l_0 はヨーイングしゅう動子間のスパン、 $l_1 \sim l_4$ は点 C から 4 つの粗動テーブル荷重しゅう動子までの距離、 l_5 は X 移動板裏面に設けられている荷重しゅう動子間のスパン、 y は可動中心からの粗動テーブル偏位量を示す。
(4) 駆動ローラ部の荷重釣合いを考え、式 (8) の条件が求まる。ここで、 F_L は駆動ローラの反力、 β_y は粗動テーブルの Y 方向加速度である。

$$F_L = P_L - M_y\beta_y - 2F_y\mu - 4R_y\mu > 0 \quad (8)$$

予圧荷重 P_x, P_y, P_z および P_L は以上の式 (1)~(8) の条件をすべて満足するように定める必要があるが、各式を整理すれば、式 (1) の条件は式 (2) に含まれて式 (9) のように表され、式 (4) の条件は式 (5) に含まれて式 (11) として、また式 (6) の条件は式 (7) に含まれて式 (12) として表され、式 (3) と式 (8) はそれぞれ式 (10), (13) のごとく整理されるため、結局、各荷重は式 (9)~(13) の条件を満たせばよいことになる。

$$P_L < \frac{M_y G}{2\mu_s} - P_y \frac{\mu}{\mu_s} \quad (9)$$

$$P_z > (P_x + P_y)\mu - M_x G/2 \quad (10)$$

$$P_y > 3.24R_y\mu + M_y\beta_y/2 + P_L\mu_r \quad (11)$$

$$P_x > \left\{ 1 + \sqrt{1 + \left(\frac{l_5}{l_0} \right)^2} \right\} F_z\mu + \left(\frac{l_1 + l_2 + l_3 + l_4}{l_0} \right) R_y\mu + M_y\beta_x \frac{y}{l_0} + F_y\mu + \left(\frac{y + a/2}{l_0} \right) P_L\mu_r \quad (12)$$

$$P_L < M_y\beta_y + M_y\beta_x\mu + 2P_y\mu + 4R_y(1 + \mu)\mu \quad (13)$$

これらの連立不等式を解く手順としては、まず、 P_L と P_y のみの関係を与える式 (9), (11), (13) に注目し、これらに最大条件である $4R_y < M_y G$ を代入すれば上記 3 式は加速度 β_x と β_y のみをパラメータとする連立不等式となる。そこで β_x と β_y の値が同一かつ最大となる P_L と P_y を求めれば所期の目的が達成される。実際の摩擦係数 $\mu = 0.2$, $\mu_s = 0.3$, $\mu_r = 0.05$ の条件下では $P_L = 1.28M_y G$, $P_y = 0.58M_y G$ の場合に最大許容加速度 $\beta_x = \beta_y = 0.66G$ が得られる。

これらの結果を式 (10) と式 (12) に代入し、さらに $4F_z < M_x G + 2P_z$, $(l_1 + l_2 + l_3 + l_4) < 4l_0$ と仮定すれば P_z と P_x の条件は式 (14), (15) で与えられる。

$$P_z > \frac{9.8l_0 + 7.2y + 0.3a}{49l_0 - \sqrt{l_0^2 + l_5^2}} M_y G - \frac{M_x G}{2} \quad (14)$$

$$P_x > \left\{ 1 + \sqrt{1 + \left(\frac{l_5}{l_0} \right)^2} \right\} \frac{M_x G + 2P_z}{20} + \frac{0.4l_0 + 0.72y + 0.03a}{l_0} M_y G \quad (15)$$

P_z と P_x の値は下限が制約されるのみであるが、位置決

Fig. 6 Laser interferometer setup

め精度の点からはこれらの荷重は必要最小限であることが望ましく、式 (14), (15) で与えられる値に適当な安全率を見込んで決定すれば良い。次章に述べる試作移動台ではこの安全率を 1.5 として設計した。

試作移動台を例として具体的な各数値例を示せば、 $M_x = 1.1 \text{ kg}$, $M_y = 2.8 \text{ kg}$, $y_{\max} = 70 \text{ mm}$, $l_0 = 200 \text{ mm}$, $l_5 = 180 \text{ mm}$, $a = 175 \text{ mm}$ であり、これに対する予圧荷重は $P_L = 36 \text{ N}$, $P_x = 31 \text{ N}$, $P_y = 17 \text{ N}$, $P_z = 3 \text{ N}$ となる。最大加速度に関しても安全率 1.3 を見込み、 $0.5G$ に制約している。本研究の移動機構において加速度を制約している条件は式 (1) で表される粗動テーブルの持ち上がり現象であり、これを防止する磁気吸引力等の付加により上記制約を越えることは必ずしも不可能ではない。

4. 制御系の構成

粗動台と微動台の位置決めはいずれもレーザ干渉測長値を基準とする閉ループ制御により行われる。図 6 に本研究で用いた、HP 社製レーザ測長システムをベースとする X, Y およびヨーイングの三軸測長干渉光学系を示す。微動テーブル上の移動平面鏡は平面度 $\lambda/20$ を有するものを使用し、ヨーイングはこの平面鏡を直線基準とし 25 mm 離れた 2 点間の移動距離の差として検出する。X, Y 軸の測長分解能は $\lambda/40$ ($\approx 0.016 \mu\text{m}$) であり、ヨーイングの検出分解能は $0.2 \mu\text{rad}$ である。

図 7 に制御系のブロック図を示す。基本的には粗動台サーボ回路、微動台サーボ回路および計算機制御部から構成されている。

レーザ測長された粗動テーブル位置（実際には微動テーブル位置）は目標値に対してデジタル比較演算され、その演算結果は D-A 変換器、サーボ回路を介してサーボモータを回転し、粗動テーブルを目標値の方向へ最高速度 100 mm/s で移動する。粗動テーブルの移動速度はモータ軸端のタコジェネレータ信号をもとに制御され、速度関数に沿ってスムーズに減速された後、目標値

Fig. 7 Control system block diagram

Fig. 8 Yaw during stage travel

Fig. 9 Straightness error

の $\pm 5 \mu\text{m}$ 以内に粗位置決めされる。上記粗動台制御に際し、微動テーブルはあらかじめ可動範囲の中心に位置させておく。

粗位置決めが完了すると微動台のサーボループが閉じられ、3本の圧電素子アクチュエータが駆動される。Y軸偏差信号は平行に配置された2本のアクチュエータに同相で与えられ、ヨーイング信号は逆相にして与えられる。これらのサーボ回路は、定常偏差に起因する誤差をなくすため積分制御系となっている。

上記粗動と微動の切り換えをはじめ、各シーケンス等はすべてミニコンにより制御される。上述したように粗動時にはX, Y軸の微動制御は停止されるが、ヨーイング

のみは常時0となるように制御されている。

5. 性能評価実験と結果の検討

これまで述べてきた構成を有する移動台を試作し、その移動案内精度および位置決め特性について評価実験を行った。

5.1 移動案内精度

図8にX, Y移動時に生ずるヨーイングの測定結果を示す。同図(a)は微動台による補正制御を行わない場合、すなわち粗動台の精度そのものであり、(b)は補正制御をかけた場合の結果である。本測定は、図7に示した制御回路内のアナログ偏差信号を取り出し、移動台を5 mm/sで定速移動させながら上記信号をX-Yレコーダで記録した。(a)に示す粗動台のみのヨーイングは30 μrad 程度生じているが、補正制御時には $\pm 0.2 \mu\text{rad}$ 以下にまで減少し、補正の効果が歴然と表れている。

図9はX, Y軸それぞれの真直度誤差を示す。(a)に示す粗動台のみの真直度誤差は特にX移動時に大きく、階段状に変化しながら最大4 μm にも達している。この誤差はX軸案内溝の真直度不良によるものではなく、本粗動機構においては、X方向移動時のテーブルY位置はY軸駆動棒と駆動ローラの形状精度に依存することから生じているものであり、特に階段状変化は駆動ローラ内のボール転動位置に関係している。しかしながらこれらの誤差も補正制御時には $\pm 0.02 \mu\text{m}$ 以下に減少し、駆動ローラ等の影響はまったく見られない。

これらの実験から、本微動機構は0.02 μm 以上の高分解能微動機能を有することが確認されたが、これはX, Yおよび θ 運動の案内機構部に一切の乾性摩擦要因を含まないために可能となったものであり、より高分解能な位置検出器と組み合わせることにより、さらに微細な移動特性も期待できる。

5.2 位置決め特性

図10は移動距離10 mmをステップ送りした場合の動特性を示すオシロスコープ写真である。本実験における移動速度信号はレーザ干渉測長器のUP/DOWNパルスでF-V変換することにより得ており、X, Y軸変位は制御回路内のアナログ偏差信号を観察した。同図(a)はX軸粗送り時の速度応答を示しており、起動後40 msで最高移動速度100 mm/sに到達、60 ms間定速走行した後直線的に減速し、その後 $\pm 5 \mu\text{m}$ 精度の位置制御を行い、結局、起動後160 msでモータ駆動による粗位置決

(a) Velocity response

(b) Piezo-actuated fine positioning

Fig. 10 Velocity and displacement time-responses for X-axis 10 mm step

めを終了している。その後は(b)に示されるごとく微動補正制御が開始され、約10 ms後にはX, Y軸とも目標値の $\pm 0.02 \mu\text{m}$ 以内に位置決めされている。上記補正制御に要する時間は補正すべき誤差量に依存するが、本試作移動台で生じる最大 $5 \mu\text{m}$ の誤差に対してもすべて20 ms以内で補正を完了できた。

図11に位置決め誤差およびヨーイングの測定結果を示す。本測定は距離10 mmのステップ送りを正負両方向から500回ずつ試行させ、補正制御開始後20 ms時点のレーザ測長値をサンプリングしたものである。X, Y軸の誤差およびヨーイングはいずれも正規分布に近い形状に分布しており、その標準偏差の3倍値(3σ)をもって誤差を定義すれば、試作移動台の位置決め誤差は $\pm 0.05 \mu\text{m}$ 以下、ヨーイングは $\pm 0.6 \mu\text{rad}$ 以下と言える。

しかしながら絶対的な精度を議論するためには上記誤差に加えて制御系検出部の検出精度をも考慮に入れる必要があり、特にヨーイングに関しては移動平面鏡の平面度誤差 $\lambda/20$ に起因する検出誤差として、さらに $0.3 \mu\text{rad}$ 程度を見込む必要がある。X, Y軸の位置決め誤差の主な支配要因はレーザ干渉測長器の検出分解能($0.016 \mu\text{m}$)の不足であり、高分解能化により一層の精度向上が期待できるものの、この場合、レーザ測長器の応答速度の制

Fig. 11 Positioning error distribution

約から移動速度の低下が余儀なくされる。

位置決め精度の劣化要因はそのほかに温度変化によるテーブル部材の熱膨張などが考えられるが、本研究の移動台の場合、熱源となるサーボモータは中心部から離れて配置され、さらに圧電素子アクチュエータはその駆動に際しほとんど発熱しないなど、熱的安定性に関しても本移動台は比較的利益な構造であると言える。

6. 結 言

半導体リソグラフィ装置を主用途とする、高速・高精度かつヨーイング補正機能を備えた新形式X-Y移動台を試作し、性能評価実験を通じて以下の結論を得た。

- (1) 一つの移動テーブルがXY平面上をしゅう動する、軽量かつ構造簡略な新形式二次元移動機構を提案し、その力学的な設計指針を示した。
- (2) 3本の圧電素子アクチュエータが駆動源と共にXY移動の案内機能を兼ねるXY θ 微動機構を提案し、 $0.02 \mu\text{m}$ 以上の高分解能微動が可能なことを示した。
- (3) 上記二次元移動機構とXY θ 微動機構からなる粗微動複合型X-Y移動台を試作し、 $120 \text{ mm} \times 120 \text{ mm}$ の移動範囲にわたり位置決め精度 $\pm 0.05 \mu\text{m}$ 、ヨーイング $\pm 1 \mu\text{rad}$ 以下の精度と共に、10 mm送りに要する移動時間200 ms以下という高速性能を確認した。

終わりに、本研究遂行にあたり終始御指導いただいた日立中央研究所・橋本誠也SE室長に感謝いたします。

参 考 文 献

- 1) D.S. Alles: Step & Repeat Camera, The Bell System Tech. J., 49, 9, (1970) 2145.
- 2) 井戸 敏ほか: EB-52電子ビーム露光装置の試作移動機構, 昭和53年度精機学会秋季大会学術講演会前刷(1978) 403.
- 3) 森山茂夫ほか: 高速XY移動台の試作, 昭和54年度精機学会秋季大会学術講演会前刷(1979) 309.
- 4) J.M. Paros and L. Weisbord: How to design Flexure Hinges, Machine Design, 37, (1965) 151.