HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	精密位置決めステージにおける弾性構造物に対する相対位置決め制御に関する研究
Author(s)	小川, 博紀
Degree Grantor	北海道大学
Degree Name	博士(工学)
Dissertation Number	甲第14435号
Issue Date	2021-03-25
DOI	https://doi.org/10.14943/doctoral.k14435
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/81373
Type	doctoral thesis
File Information	Hironori_Ogawa.pdf

Hokkaido University Collection of Scholarly and Academic Papers : HUSCAP

精密位置決めステージにおける
弾性構造物に対する相対位置決め制御に関する研究

A study on relative positioning control for elastic structure

of precise positioning stage system

2021 年 3 月

小川 博紀

目次

目次 i
第 1 章　序論 1
1.1 本研究の背景 1
1.1.1 背景と先行研究 1
1.1.2 これまでの研究成果 8
1.2 本研究の目的 17
1.3 本論文の構成 20
第 2 章　システム定義 21
2.1 対象システムの定義と課題 21
2.1.1 対象システムの定義 21
2.1.2 対象システムの課題 24
2.2 原理評価ステージシステム 26
2.2.1 ステージシステムの設計 26
2.2.2 ステージシステムの構成部品 28
2.3 まとめ 33
第 3 章　制御対象のモデル化 34
3.1 実験システム同定 34
3.1.1 システム同定方法 34
3.1.2 同定結果 36
3.2 FEM モーダル解析 38
3.2.1 モーダル解析条件 38
3.2.2 解析結果 43
3.3 伝達特性の導出 51
3.4 まとめ 53
第 4 章　制御系設計 54
4.1 システムの可観測性 54

4.2 相対変位推定オブザーバ 58
4.2.1 プラントモデルの構築 58
4.2.2 出力行列の係数設計 60
4.2.3 同定モデルの検証 61
4.3 SRC 型フィードバック制御系 65
4.4 まとめ 68
第 5 章　提案制御系の検証 69
5.1 オブザーバの評価 69
5.1.1 状態フィードバック制御系 69
5.1.2 係数変動に対するロバスト性評価 77
5.1.3 周波数変動に対するロバスト性評価 80
5.2 位置決めシミュレーション評価 83
5.2.1 評価システム 83
5.2.2 制御パラメータの設計 84
5.2.3 時間応答評価 89
5.3 実験評価 92
5.4 本研究の適用性 96
5.5 まとめ 97
第 6 章　結論 98
謝辞 102
参考文献 104

第１章　序論

1.1 本研究の背景

1.1.1 背景と先行研究

産業分野において，半導体集積回路や液晶パネルの製造・検査装置や微細加工機などの高精度化と生産性向上に対する要求がますます高まっている．これらの装置において，ワークの搬送および位置決めを行う，精密位置決めステージ装置は，装置性能を大きく左右するキーコンポーネントとなっており，高精度化と高速化を両立する機構・制御技術開発が必要となっている[1-3]．例えば，半導体製造・検査装置においては，ムーアの法則[4]に代表される市場要求により半導体プロセスの微細化が進展し，半導体ウェハを搬送するステージ機構は，ナノメートルオーダの精密位置決めが要求されている[5-8]．

このような厳しい要求性能の達成のため，ステージ機構および制御技術においてたゆまぬ努力による改良がなされてきた．ステージ駆動機構では，従来ボールねじが主に用いられていたのに対し[9]，ステージの高速駆動に対応し，現在は三相リニアモータ[5][10]やボイスコイルモータ(VCM)[11][12]などの非接触電磁アクチュエータを用いることが一般的になっている[13]．また，これらの電磁アクチュエータを駆動するサーボアンプには，低ノイズ化や高応答化に対応したリニアアンプを用いることが多い[14]．さらに，ステージ構造においても，長ストロークの粗動ステージと短ストロークの微動ステージを併用した粗微動分割構造を取ることも行われている[15][16]．

一方，ステージの位置検出センサにおいても，高精度化を実現するための開発が進められている[17][18]．半導体製造・検査装置では，ウェハ高さでの変位を

検出するためにレーザ干渉計が主に用いられている[7]．一方，リニアスケール（リニアエンコーダとも呼ぶ）もよく利用され，レーザ干渉計と比べて，耐環境性やコスト面でのメリットがあり，精密位置決め装置への適用が拡大している[19]．これらの位置検出センサは，機械的・電気的な技術革新により，内挿分割精度向上により高分解能化が進み，最近では数十ピコメートル以下の分解能を有するセンサが用いられることもある[18]．

さらに，位置決めステージの案内機構としては，リニアガイドに代表される，ボールや円筒ローラを用いた転がり案内機構が用いられることが一般的である[9]．この場合，ミクロンオーダの微小変形領域において，転動体の弾性変形に起因する非線形摩擦特性により位置決め性能が損なわれることが知られている．これには，後述する制御系による補償により位置決め性能の向上を図ることができる．一方，さらなる高精度ステージにおいては，高圧空気[20][21]や磁気[22-24]により浮上することにより，摩擦をなくすとともに，外部振動からの絶縁により大幅な性能向上を図る場合もある．

これらの要素を統合する制御系設計技術は，機構，センサ，回路から構成される位置決め機構の最終的な位置決め性能を規定する融合設計技術であり，これまで，多種多様な研究・開発が盛んに行われてきた[25-28]．特に，付帯設備や構造体に機構振動モードを有する位置決め機構では，振動抑制を考慮した制御系設計が必須である[29][30]．また，前述した摩擦特性を含む外乱要因に対する補償制御がステージ高精度化の必須課題となる．

位置決め機構に対する制振制御として，制御系の目標値応答特性と外乱抑圧特性を独立に設計可能な，フィードフォワード(以降，FF) 補償とフィードバック(以降，FB) 補償を併用した 2 自由度制御系は，制御工学に則したシステマティックな設計手法の 1 つである[31-34] ．

FB 補償に基づく振動モードの安定化手法としては，a) ゲイン安定化，b) 位相安定化の二つが代表的手法である．a) は，スモールゲイン定理に基づき，ノッチフィルタや H∞ 制御器などを用いて一巡伝達特性における共振周波数近傍のゲインを 0 dB 未満に低減する手法である[35][36]．一方，b) はノッチフィ

ルタや全域通過フィルタなどの中心周波数を適切に設定し振動モードの位相を安定化することで，共振周波数変動に対するロバスト安定性およびロバスト感度性能を実現するものであり，残留振動の収束性向上が報告されている[37-41].

一方，FF 補償に基づく制振制御の枠組みでは，任意のステップ数で制御対象の状態量を終端状態に遷移させる FF 制御入力を時系列ベクトルとして導出する終端状態制御(FSC)を用いた手法が提案され，ハードディスク装置やステージ装置の制御系に適用されている[42-46]．また，制御対象に不安定零点を含むような系に対し，FF 指令をマルチレート化することにより目標軌道に対する追従性を大幅に高める完全追従制御(PTC)[47]は，同じくハードディスク装置[48]および大型精密ステージ[49][50]へ適用され有効性が確認されている.

さらに，ステージの案内機構として転がり案内を用いた場合に生じる，転がり摩擦の非線形特性によって位置決め精度が劣化する場合があることが指摘されている[51]．そこで，この非線形摩擦特性を考慮した上で，高精度位置決めを実現するために転がり摩擦のモデリング方法や摩擦補償制御方法の研究がなされている[52-54].

また，これらのモデルベースの制御手法のついとなるアプローチとして，データベースの手法があり，繰り返し学習制御(ILC)[55-57]や繰り返しフィードバックチューニング(IFT)[58][59]が盛んに研究されている.

以上のように，精密位置決めステージは，ステージ機構・アクチュエータ・センサ・アンプ・制御系の技術を結集し，高速かつ高精度な位置決めを実現し，それを組み込むシステムの性能向上に寄与している[60].

ここで，精密ステージの位置決め制御は，センサから得られる位置情報と所望の目標位置との偏差を最小にすることを目的としている．一方，位置決めステージを組み込んだ製造・検査装置全体システムとしての性能向上を目的として考えた場合には，ステージ単体性能の向上が必ずしも装置システム性能の向上に直結しない場合が考えられる．これは，半導体製造・検査装置を例に取れば，半導体ウェハは露光や検査を行うための鏡筒に対する相対的な位置決め精度が重要になり，これは必ずしもセンサ情報と一致するとは限らないためである.

Fig. 1-1 に露光装置用位置決めステージの例を示す[70]．また，Fig. 1-2 に位置決めステージを含めた半導体計測・検査装置の構成例を示す[71]．これらの装置においては，半導体ウェハ上の任意の位置に対してレチクルおよび投影光学系や計測用の鏡筒，ひいては露光ビームや電子ビームなどを正確に位置決めすることが目的である．一方，これらのステージ装置に用いられる位置検出センサとしては，レーザ干渉計を用いることが一般的である[70]．レーザ干渉計の構成例として露光装置ステージにおける位置計測方法を Fig. 1-3 に示す．レーザ干渉計はその測定光がウェハ高さとほぼ一致するように構成される．これは，ステージの姿勢変化がある場合においても，アッベ誤差を最小にして，より正確にウェハ高さでの位置を計測するためである．このとき，ウェハを平面内（XY 方向）で駆動するために，ステージ上に配置される干渉計用参照ミラーはバーミラーと呼ばれる X または Y 方向に細長い形状となることが多い．結果として，得られるセンサ情報は，参照ミラーの位置ということになる．

以上のような装置構成において，システムの性能は，位置決め対象である投影光学系や鏡筒と半導体ウェハの相対位置である．一方，得られるセンサ情報である参照ミラーの位置であり，ウェハと参照ミラー間の相対変位，位置決め対象である投影光学系や鏡筒自身の変位などが主要因となり両者は一致しない．これらの変位を生じる要因としては，振動，変形，熱膨張などが挙げられる．これらに対し，ステージ構造の剛性向上や構造材料や環境温度制御などによって対策が行われているものの[7]，システム性能を本質的に向上するためには，センサ情報のみならず，システム性能を左右する位置決め対象物との相対的な位置決めに関する体系的な検討が必要である．

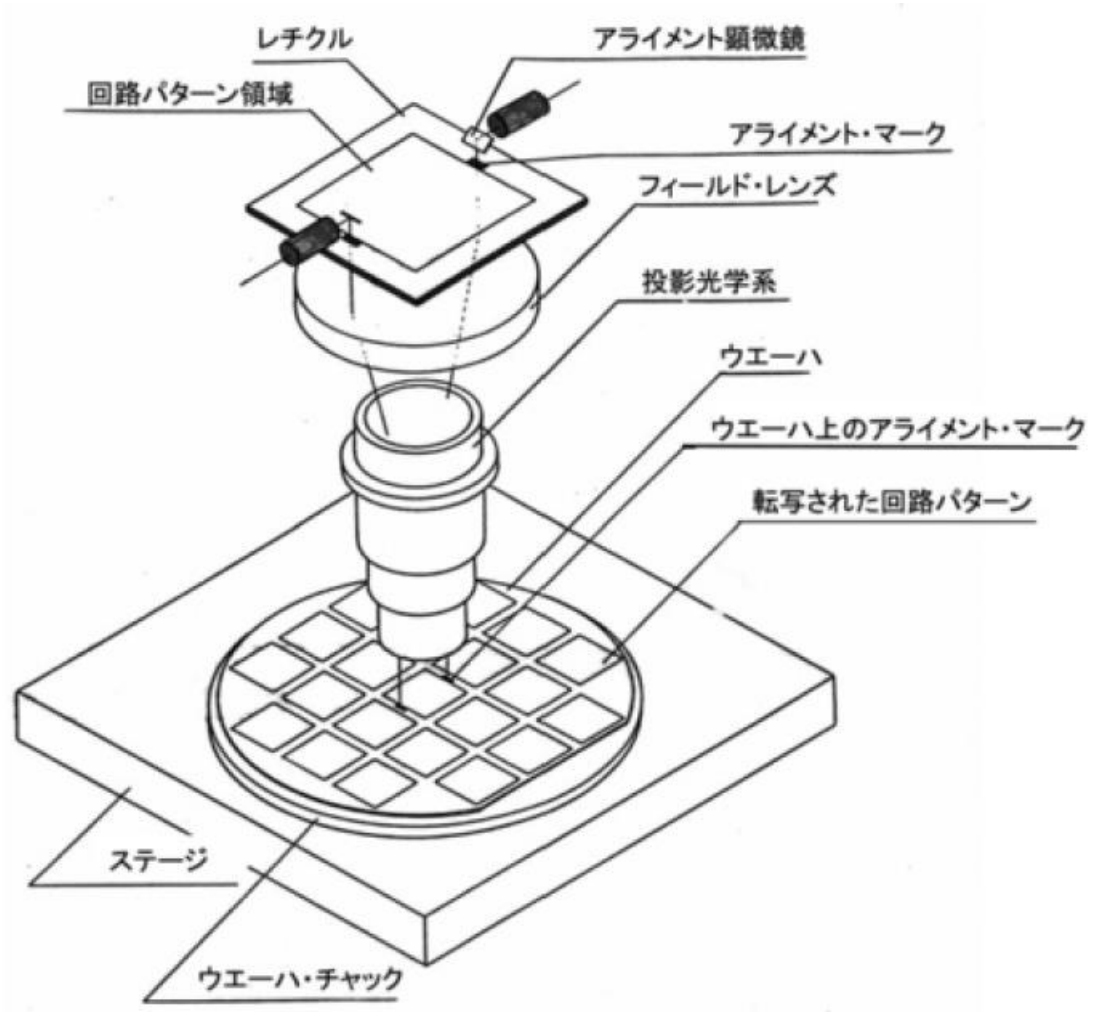


Fig. 1-1 露光装置用位置決めステージの例

（出典：露光装置技術発展の系統化調査 第 6 集[70]）

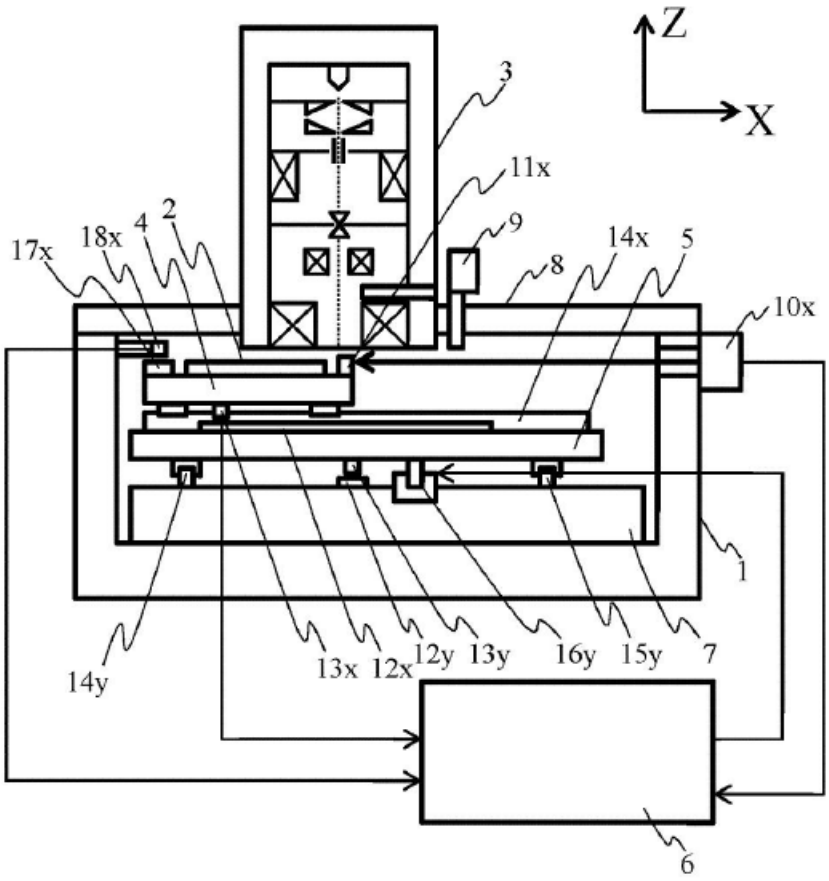


Fig. 1-2 半導体計測・検査装置の構成例[71]

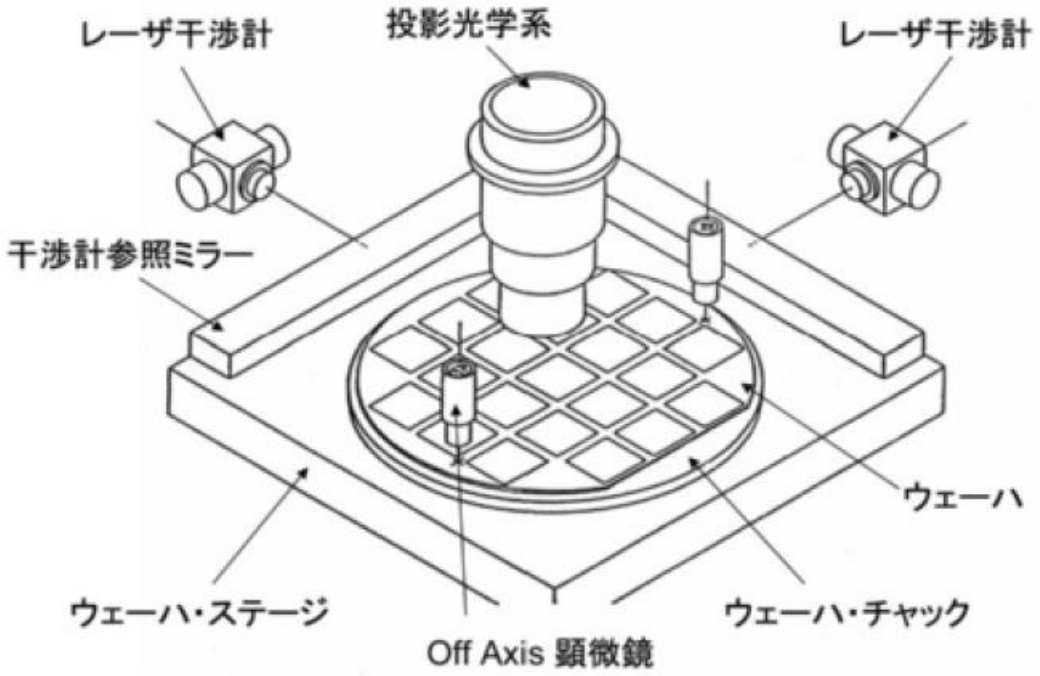


Fig. 1-3 露光装置ステージにおける位置計測

（出典：露光装置技術発展の系統化調査 第 6 集[70]）

1.1.2 これまでの研究成果

筆者らはこれまで，精密ステージにおけるステージ性能向上に対する研究として，モデルベースでの制御系設計手法の検討と，実機における位置決め制御系の改良の２つのアプローチを進めてきた．

まず，モデルベースでの制御系設計手法に関する研究として，以下に示す報告を行ってきた．

文献[66]では，パルスモータ駆動ステージを対象として，ステージシミュレータを用いた制御系のモデルベース開発手法により開発効率の向上および高速，高精度な位置決め制御系の確立を目的に，ステージシミュレータの開発した．また，ステージシミュレータの適用事例として，停止後振動を抑制するパラメータ最適化結果について報告した．Fig. 1-4 に構築した開発プロセスのフローを示し，Fig. 1-5 にパラメータ最適化前後の振動量を示す．

文献[67]では，ボールねじステージを対象として，精密ステージ制御系のモデルベース開発手順として，更なる開発効率向上のための自動コード生成を用いた実装手順および実機評価について報告した．提案手法により，制御系設計から論理検証，パラメータ調整を上流設計工程で行うことが可能になる．開発期間を従来手法と比べて約 30％短縮できる結果を得た（Fig. 1-6 ）．

文献[73]では，精密位置決め装置を対象に，FEM 解析結果を用いた機構-制御連成解析技術について報告した．精密位置決め装置の一例である XY ステージに対して，6 自由度ばね・ダンパ要素を用いた機構モデルの構築手順を示し，得られた機構モデルとそれを用いて設計した制御モデルを用いて機構-制御連成解析を行い，実機で想定される連続的な位置依存特性やステージ構造による特性の変化が再現されることを確認した（Fig. 1-7 ）．

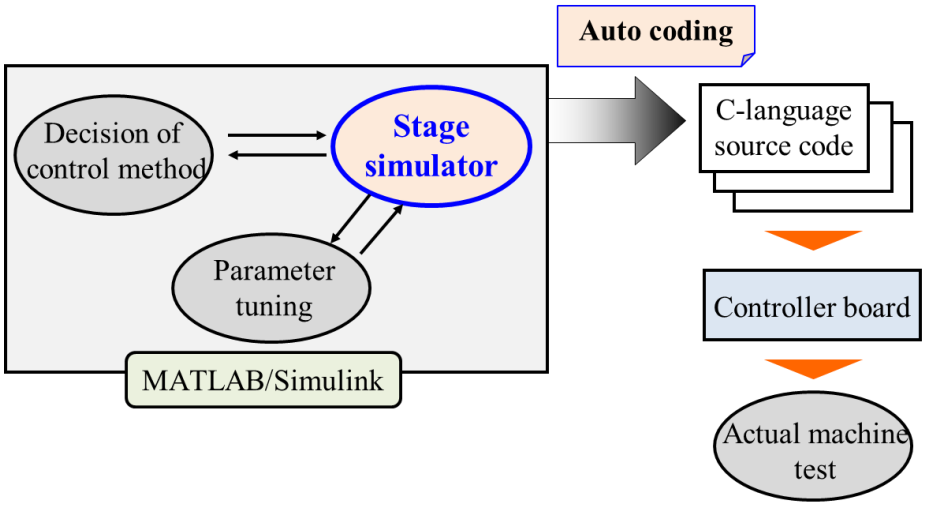


Fig. 1-4 モデルベースによる開発プロセス

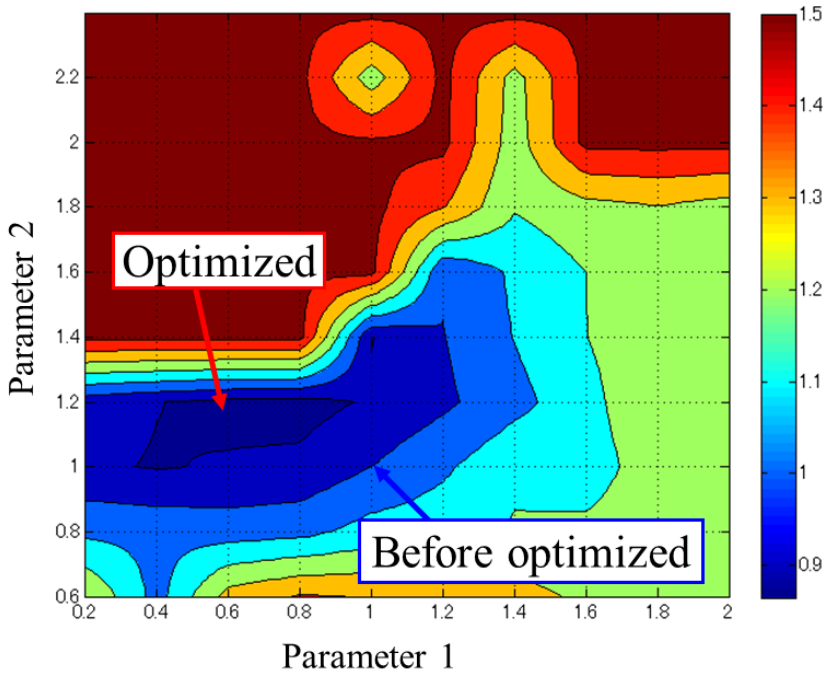


Fig. 1-5 パラメータ最適化結果

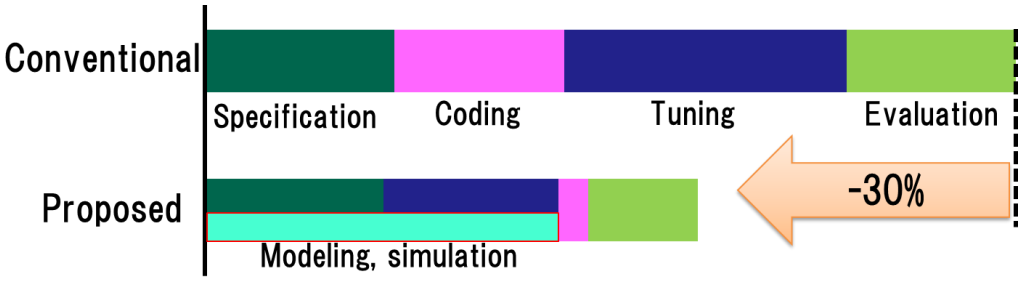


Fig. 1-6 モデルベース開発による効率化

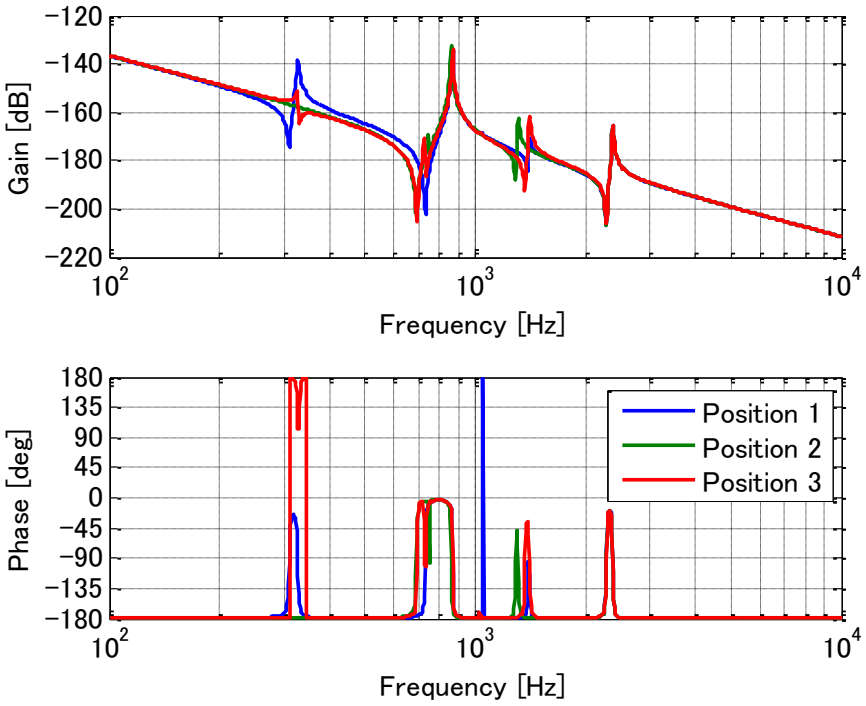


Fig. 1-7 FEM 連成解析により得られたプラント特性

一方，実機における位置決め制御系の改良に対する研究として，以下に示す報告を行ってきた．

文献[62]および[72]では，精密位置決め装置の高精度化を目的として，非線形摩擦特性などによる機構特性の変動を考慮した精密位置決め制御系の構成方法を提案した．位置決め装置において多く用いられるリニアガイドなどの転がり案内機構において，その摩擦特性はヒステリシスを持った非線形な特性を示すことが知られており，この非線形特性によって位置決め精度が劣化する場合があることが指摘されている（Fig. 1-8）．そこで，マクロ領域およびミクロ領域それぞれに最適化した制御器を設計し（Fig. 1-9），それらをステージの状態量によって切り替える制御系を示した．また，ミクロ領域における非線形摩擦特性による共振周波数の変動に対してロバストな制御系として，位相遅れフィルタを用いた位相安定化制御方法を提案し，その有効性をシミュレーションと実験によって確認した（Fig. 1-10, Fig. 1-11）．

文献[61]では，転がり案内機構の非線形摩擦による応答劣化を解消するための非接触案内ステージとして，コンパクト磁気浮上（Maglev）ステージの制御系について報告した．まず，XY2 軸の粗動ステージとその上に構築された 6 軸浮上ステージを組み合わせ，浮上質量 1 kg 未満のコンパクトな磁気浮上ステージを構築した（Fig. 1-12）．また，その制御系として，非干渉化行列を用いた制御系を提案し（Fig. 1-13），ナノメートルオーダでの位置決めが可能であること確認した（Fig. 1-14）．

これらの背景研究より，特にナノメートルオーダの精度が要求されるような位置決めシステムにおいては，センサ情報の結果だけでは性能向上が困難であると考え，システム性能を左右する位置決め対象物との相対的な位置決めに関する研究を進めている[63-66]．本論文は，これらの研究を纏め，さらに発展させた内容を体系的に示したものである．

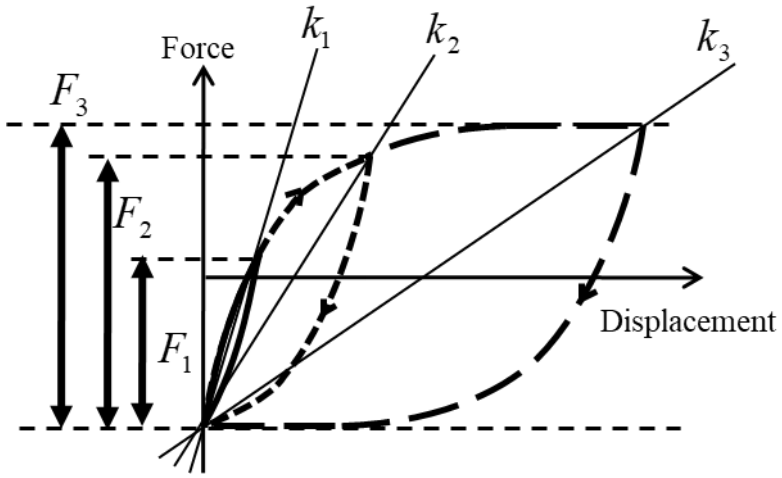


Fig. 1-8 微小移動領域における非線形摩擦特性

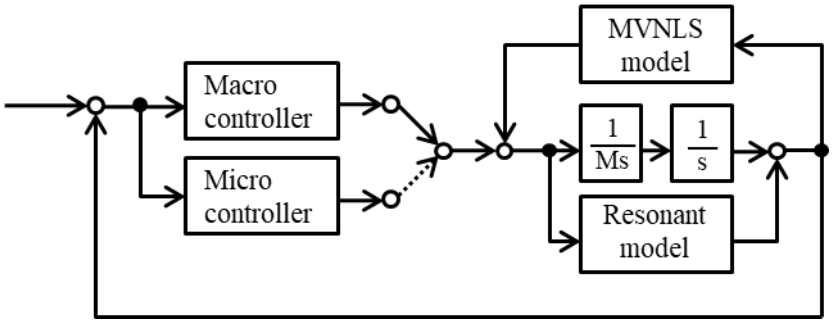


Fig. 1-9 非線形摩擦に対応する制御系

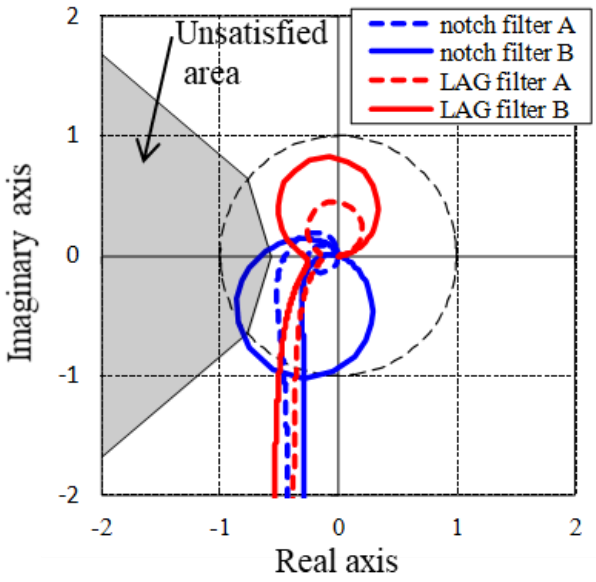


Fig. 1-10 位相安定化によるロバスト性（ナイキスト線図）

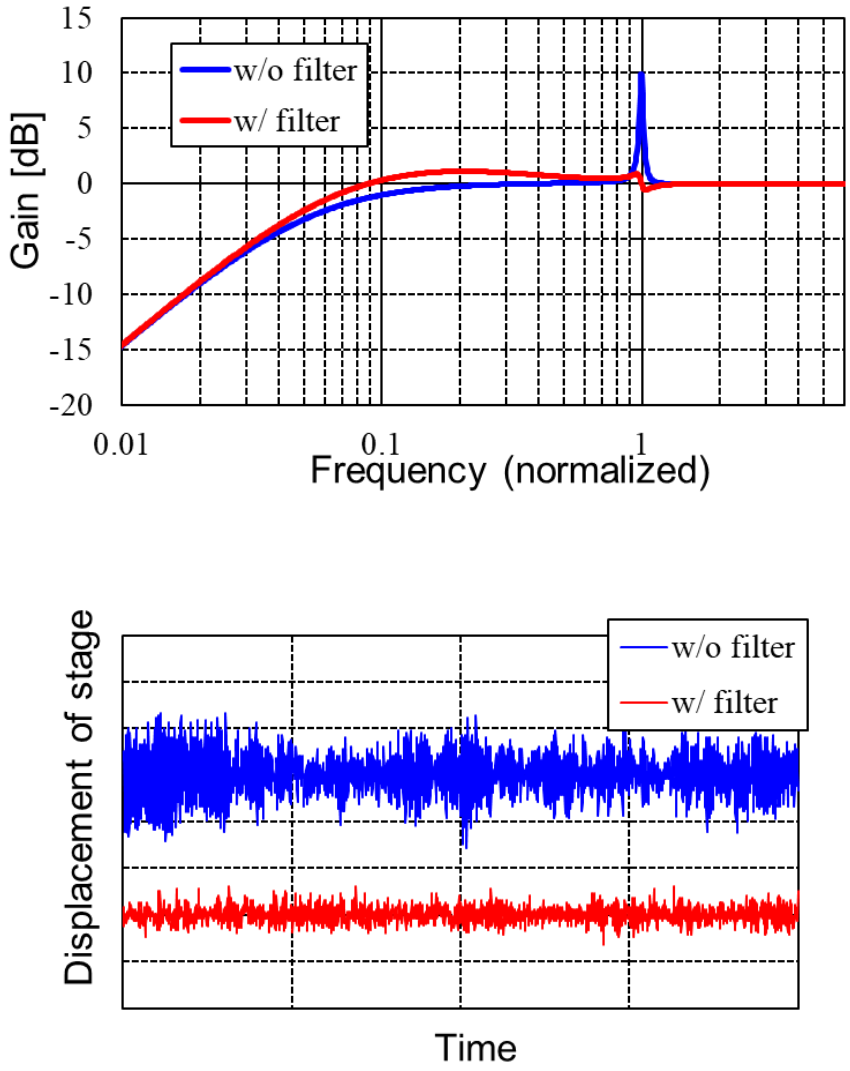


Fig. 1-11 位相安定化の効果

（上段：感度関数，下段：時間応答）

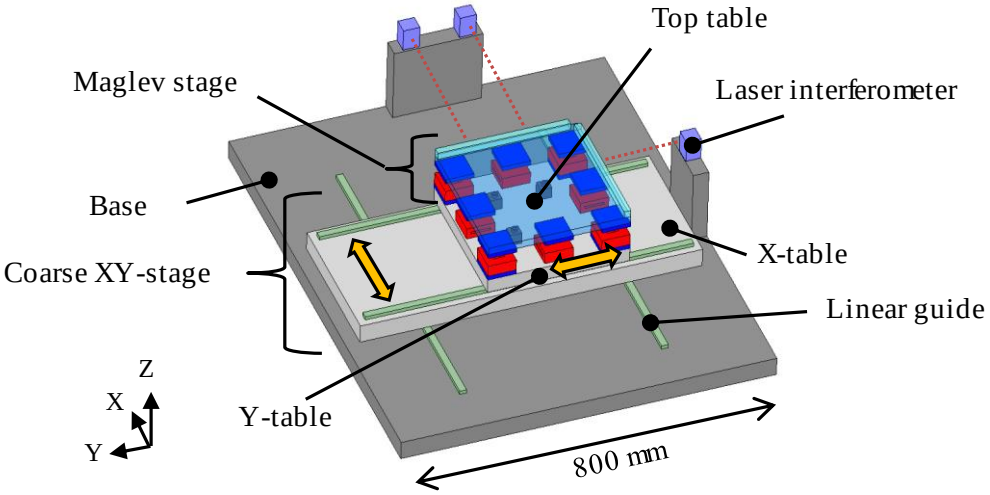


Fig. 1-12 位相安定化の効果

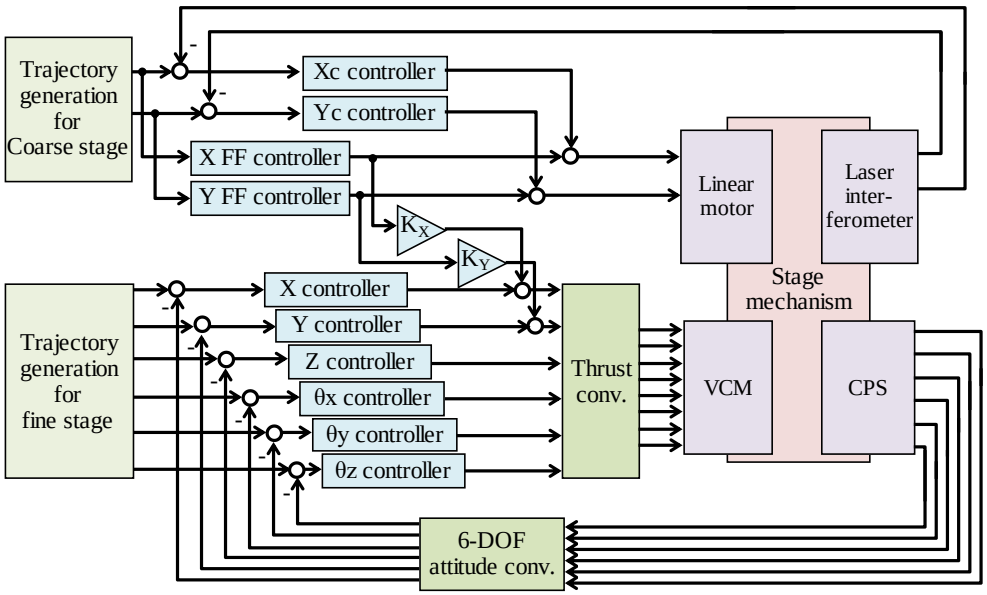


Fig. 1-13 位相安定化の効果

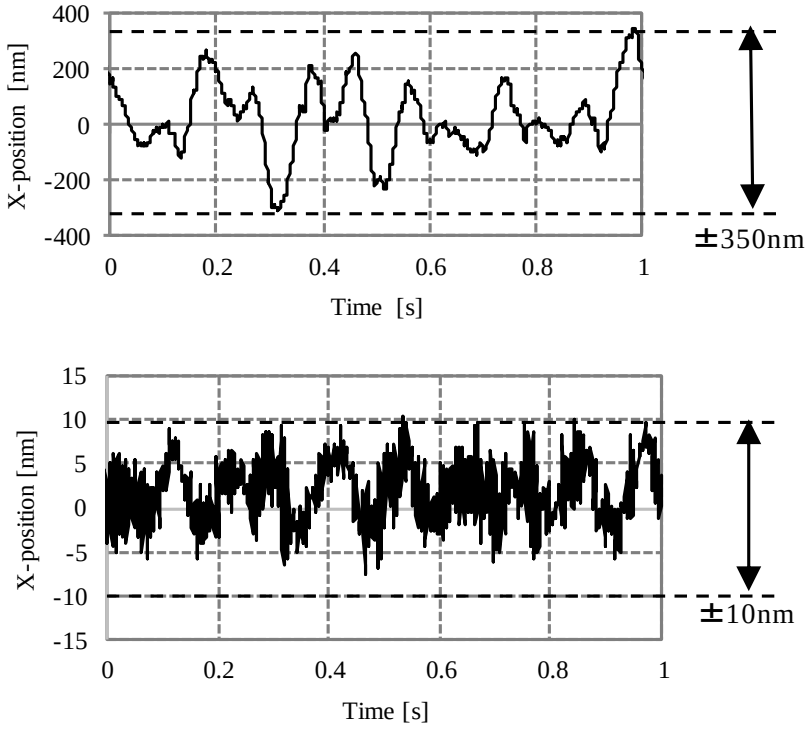


Fig. 1-14 位相安定化の効果

（上段：感度関数，下段：時間応答）

1.2 本研究の目的

Fig. 1-15 に本研究の目的とする本質的なステージ性能向上の概念を示す．従来，前節に述べたようなステージ機構・アクチュエータ・センサ・制御技術等に対するたゆまぬ努力によってステージ単体性能を向上し，これにより位置決めステージを有する装置システムの性能を向上してきた．一方，近年さらなる高速・高精度なシステム要求に対し，ステージ単体での性能を向上してもシステム性能が思うように向上しないということが起こっている．これは，これまでシステム性能において支配的な因子であったステージ単体性能が向上してきたことにより，相対的にステージ単体性能以外の因子の影響が無視できなくなっていることを意味する．このことは，位置決めステージの性能はセンサから得られる位置情報を用いて制御を行うのに対し，システム性能は位置決め対象である 2 点間の相対的な位置決めによって評価されることに起因する．より具体的には，例えば半導体製造・検査装置においては，半導体ウェハとビームを照射する鏡筒との相対的な位置関係が評価指標となる．ここで，システム性能を決める，位置決め対象の相対変位は，位置センサによって直接観測できないことが一般的である．このことが，Fig. 1-15 に示したステージ単体性能向上とシステム性能向上の乖離の本質であると言える．

鏡筒に代表されるような位置決め対象の構造体が完全に剛体とみなせる場合は，ベースから見たステージの変位（センサ情報）と，鏡筒から見たステージ変位（相対変位）は同一とみなせる．しかしながら，特に精密位置決めを要求されるステージの場合は，わずかな振動さえも性能に影響するため，これら位置決め対象の構造体は弾性体（柔軟構造物）として扱う必要がある．

このような背景のもと，本研究は装置システムの本質的な性能を目的とし，ステージと位置決め対象となる構造体の間の相対位置決め精度の向上について研

究を行う．また，本研究における相対位置決め性能の向上が実現されれば，装置システムで要求される位置決め精度をより大きな移動速度および加速度で実現でき，ステージ移動時間を短縮することが可能である．さらに，精密位置決めシステムで一般的に行われている，ステージ単体位置決め後の光学顕微鏡などを用いた最終的な位置合わせ動作を削減することが可能である．これらにより，本研究の相対位置決め性能向上は，同時に装置システムの高速化にも寄与すると言える．

本研究では，目的を達するため，以下のプロセスによって検討を行う．

(1) 相対位置決めを必要とする装置システムを定義し，それを模擬する原理評価ステージシステムを構築する．ここで，原理評価ステージシステムにおいては，位置決め対象物として柔軟構造物によって構築する．

(2) 原理評価ステージシステムの特性を実験および解析によってモデル化する．

(3) 検出可能なセンサ情報のみを用いて，検出できない位置決め対象の相対変位量を推定するオブザーバを構築する．

(4) オブザーバによって推定される相対変位量を用いた相対変位を抑制する制御系を構築する．

(5) シミュレーションおよび実験によって，提案するオブザーバおよび制御系を評価する．

以上のように，本研究の大きな特徴は２つある．１つ目は評価システムの構成である．従来の検出可能な位置センサのみならず，柔軟構造物である位置決め対象物を設け，その対象物とステージの相対変位を評価に使用する．ここでは，ナノメートルオーダの精密位置決め装置を想定し，微小な振動変位でもシステム性能に影響を与えるようなシステムを構成する．もう１つの特徴は，相対変位を推定するオブザーバとそれを用いた制御系である．ここで，相対変位推定オブザーバは，検出可能なセンサ情報から得られる同定モデルと，有限要素解析によって得られる結果を用いることで，未知なる相対変位を推定するオブザーバを構築する．

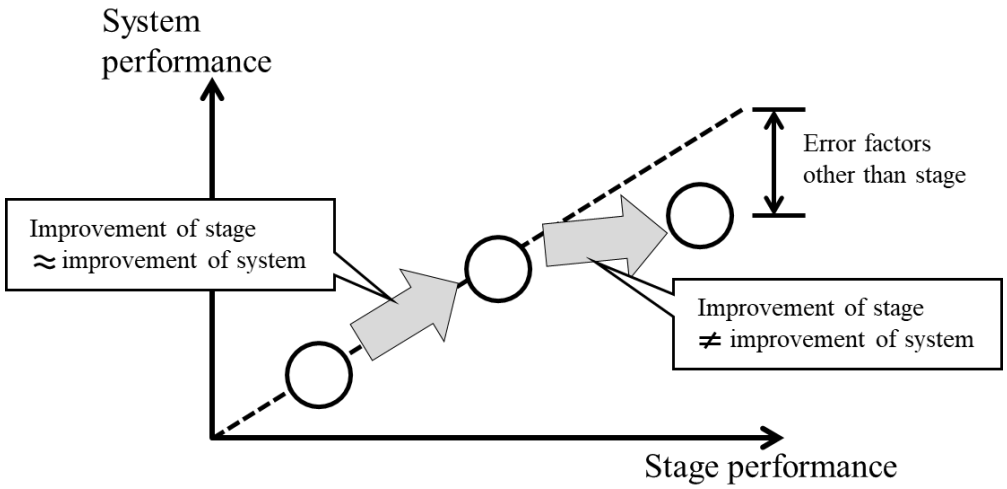


Fig. 1-15 ステージ性能とシステム性能の関係

1.3 本論文の構成

本論文では，精密ステージを想定した原理評価ステージシステムに対して，位置決め対象構造との相対変位を推定するオブザーバおよび相対変位を抑制する制御系を提案し，その効果をシミュレーションおよび原理ステージ実験により検証する．ここで，実験評価には，前述した精密位置決めステージを用いたシステムに対応したスケールモデルとして，原理評価ステージを用いた．

本論文は全 6 章で構成されており，以下にそれぞれの章の概要を示す．

第 1 章（本章）は序論であり，本研究の背景として精密ステージ機構における先行研究とを述べ，本研究の目的とするステージ性能を向上させる相対位置決めのコンセプトと構成について述べている．

第 2 章では，対象システムの定義と課題を示し，スケールモデルとしての原理評価ステージシステムについて，その構成と諸元について述べている．

第 3 章では，制御対象のモデル化を行い，実験システム同定，FEM モーダル解析を実施し，対象システムの伝達特性の導出を行っている．

第 4 章は制御系設計であり，相対変位推定オブザーバと SRC 型フィードバック制御系の設計を行っている．

第 5 章は提案制御系の検証であり，数値シミュレーションと実験を行い，提案する相対変位推定オブザーバおよび制御系の性能評価を行っている．

第 6 章は結論であり，本研究で得られた成果を述べている．

第 2 章　システム定義

本章では，本研究で対象とするシステムの定義とそれを模擬した原理評価ステージシステムについて説明する．

2.1 対象システムの定義と課題

2.1.1 対象システムの定義

本研究では，装置システムの目的とする位置決め対象とセンサから得られる位置情報を切り分けて考え，センサから得られる位置情報と装置システムの目的とする位置決め目標が異なる場合を考える．ここで，装置システムの目的とする位置決め情報とは，例えば，精密加工機であれば実際の加工対象物と加工具の相対位置であり，露光装置であれば露光ビームとウェハとの相対位置である．本研究で対象とするシステムの模式図を Fig. 2-1 に示す．Fig. 2-1 は，ベース上を可動するステージが，位置決めターゲットに対して位置決めを行うシステムである．すなわち，システムの性能を決めるのは，位置決めターゲットとステージとの相対位置である．ここで，可動ステージはベースとの間に設けられた位置センサーによって，ベースと可動ステージとの相対位置を検出する．このように定義した場合，システム性能であるターゲットと可動ステージの相対位置とセンサ情報として得られるベースとの相対位置は必ずしも一致しない．すなわち，ベースから位置決めターゲット先端変位までが完全な剛体としてみなせる場合は，センサ情報がそのままシステム性能に直結するが，一般にはそのような剛体仮定は成立せず，特にナノメートルオーダの精度が要求されるようなシステム

においては，位置決めターゲットについても弾性体であるとみなすことが必要となる．

ここで，システム性能とセンサ情報の乖離度合いは，対象システムによって大きく異なる．例えば，精密位置決め技術を用いたメカトロニクス製品であるハードディスクドライブ装置では，ディスク上に刻まれたサーボトラックと呼ばれる位置情報をリードヘッドで直接読み込むことで位置情報を検出しており，センサ情報とシステム性能がほぼ等価であるとみなすことができる[29]．一方，半導体製造・検査装置における精密ステージの場合は，半導体ウェハと露光ビームなどの相対変位を直接検出することは困難であり，レーザ干渉計を用いて可動ステージの端部の位置を検出することが一般的である．この場合，ビームを照射する鏡筒を含む構造体の変形や振動の影響がシステム性能向上の阻害要因となる．

次に，精密ステージに要求される位置決め性能について説明する．ここでは，産業分野で用いられる位置決め装置のなかでも，特に高速かつ高精度が強く要求される精密ステージとして，半導体露光装置の例について考える．半導体露光装置用ステージでは，数十 kg の可動質量に対し，ステージ移動時に要求される駆動条件は，加速度 40 m/s^2，最高速度 1 m/s に達する[5]．また，同時に 1 nm レベルの位置決め精度が要求され，高速にステージを移動停止させた直後に高い位置決め精度を実現する必要がある．ステージ停止直後は，様々な振動が残留している状態である．すなわち，ステージ本体および周辺構造物のわずかな弾性振動が位置決め精度向上の阻害要因となる．一般に，停止後の残留振動は，時間の経過とともに減衰するため，高精度化のみを目的とする場合は待ち時間を設けるなどの運用が可能である．しかしながら，高速化と高精度化の両立が要求される場合は，このような残留振動を積極的に低減し，高速に位置決め精度を確保させることが必要となる．すなわち，本研究で対象とするようなナノメートルオーダの精度が要求されるシステムにおいては，ステージ高速化の要求に対しても，位置決めターゲットについても弾性体であるとみなすことで，その相対変位における振動を低減し，位置決め性能向上を図ることが可能となる．

本研究は，このようなセンサ情報によって得られる位置情報による位置決めではシステム性能の向上が困難であるようなシステムを対象とし，本来の制御目標である位置決めターゲットとステージを相対位置決めを行うことにより，本質的にシステム性能の向上が可能な制御技術の構築を目指す．よって本研究は，①センサ情報とシステム性能との乖離が大きいようなシステムや②位置決めターゲットのわずかな変形なども想定的に無視できないような高い精度が要求されるシステムに対して有効である．

2.1.2 対象システムの課題

次に，位置決めターゲットとステージを相対位置決め制御系を構築するにおける課題について述べる．相対位置決め制御によりシステム性能向上を行う場合，以下の２点が主な課題として考えられる．

(1)　実際には得られない位置決めターゲットとステージの相対位置を推定すること

(2) 推定した相対位置を用いた制御系の設計手法

ここで，(1)の相対位置の推定には，制御対象をモデル化してオブザーバを構築する方法が有効である考えられる．しかしながら，オブザーバの実現にはセンサ情報からは実際には得られない，相対変位までの伝達モデルが必要になるため，単純なモデル化は難しい．これに対し，FEM 解析ベースであれば仮想のセンサ位置までの伝達特性を取得可能である．しかしながら，ステージ構造などの複数部品の構造物を FEM で解析する場合は，正確に固有振動周波数を一致させることは困難である．

本研究では，これらの課題に対し，まず対象システムのスケールモデルとして，原理評価ステージシステムを構築することとした．原理評価ステージシステムでは，相対変位を取得可能なように評価用センサを配置する．本ステージシステムを用いて，上記２つの課題に対しそれぞれ提案を行い，効果の検証を行う．

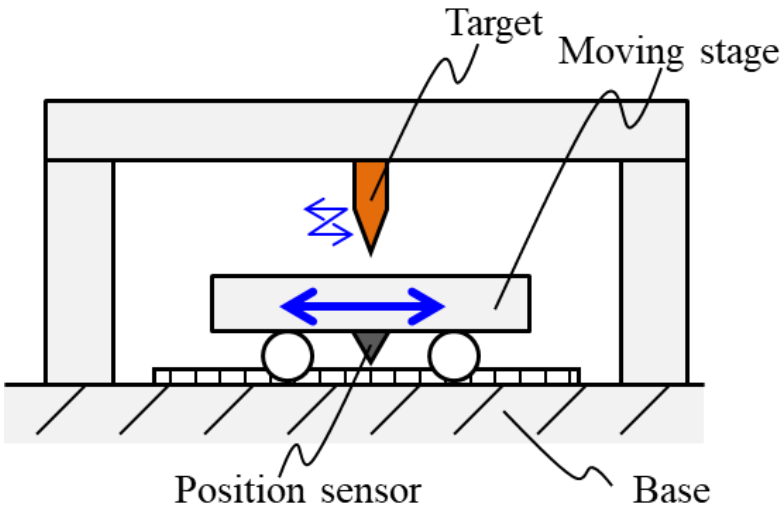


Fig. 2-1 位置決めシステムモデル

2.2 原理評価ステージシステム

2.2.1 ステージシステムの設計

本研究では，まず，相対位置決め制御系の検討を行うための原理評価ステージシステムを製作した．Fig. 2-2 に原理評価ステージシステムの外観を，Fig. 2-3 に構成模式図を示す．

本システムは，まず，ベースプレート上に防振ゴム，固定部材を介して移動ステージを設置する．この移動ステージは 1 軸のリニアモータステージであり，1 軸方向に移動可能なトップテーブルと，トップテーブルを駆動するリニアモータ，トップテーブルの位置を検出するリニアエンコーダによって構成され，トップテーブルをベース部に対して位置決めすることが可能である．以降このテーブルの移動方向の軸を X 軸，上向きの軸を Z 軸と呼称する．本研究で対象とする弾性構造物として，ベース部の両端から鋼製のアームを構築し，その中心部に位置決め対象物となるアルミ合金製の部材を介して相対変位を得るためにリニアエンコーダのスケールヘッドを配置する．リニアスケールはトップテーブル上にアルミ合金製のトッププレートを設置し，その上に配置する．これにより相対変位を検出可能となる．

トップテーブルを駆動するとテーブルに駆動力が，ベース部にその反力が作用する，防振ゴムによって支持されているため装置全体が振動し，それに伴い位置決め対象であるアームが振動する．その変位，すなわち相対変位をリニアエンコーダで計測して可能なように構成される．これは，実際に位置決めすべき相対変位（例えば，鏡筒とテーブルの相対変位）を模したものである．ここで，リニアスケール 1 の信号を「ステージ変位」，リニアスケール 2 の信号を「相対変位」と呼ぶことにする．また，実際の装置システムを鑑み，本論文ではステージ変位のみを用いてステージの制御を行い，相対変位は評価のみに用いることとする．

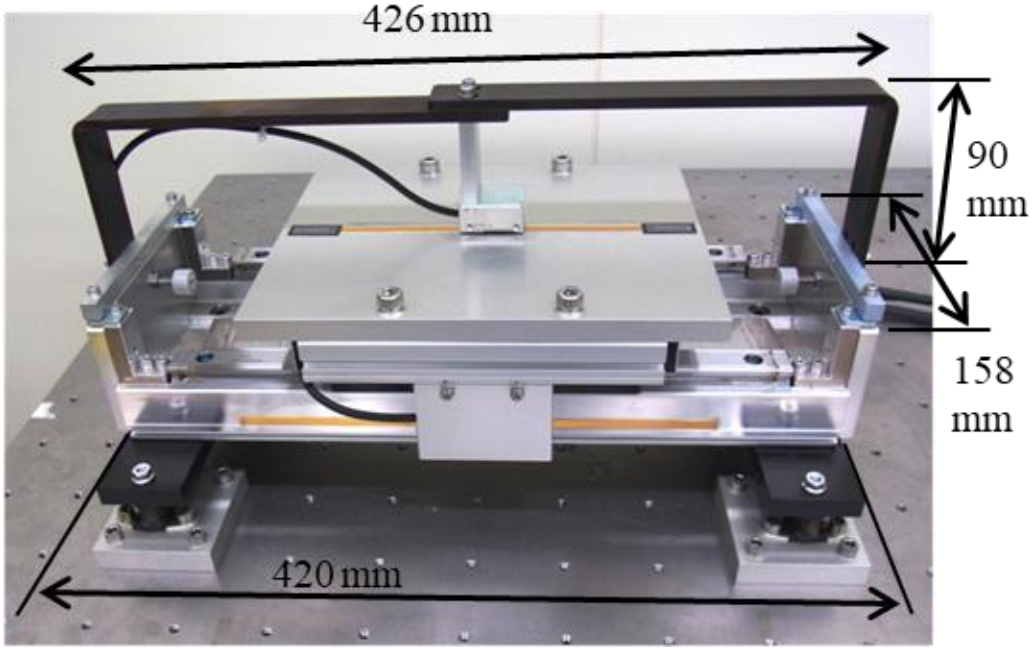


Fig. 2-2 原理評価システムの外観

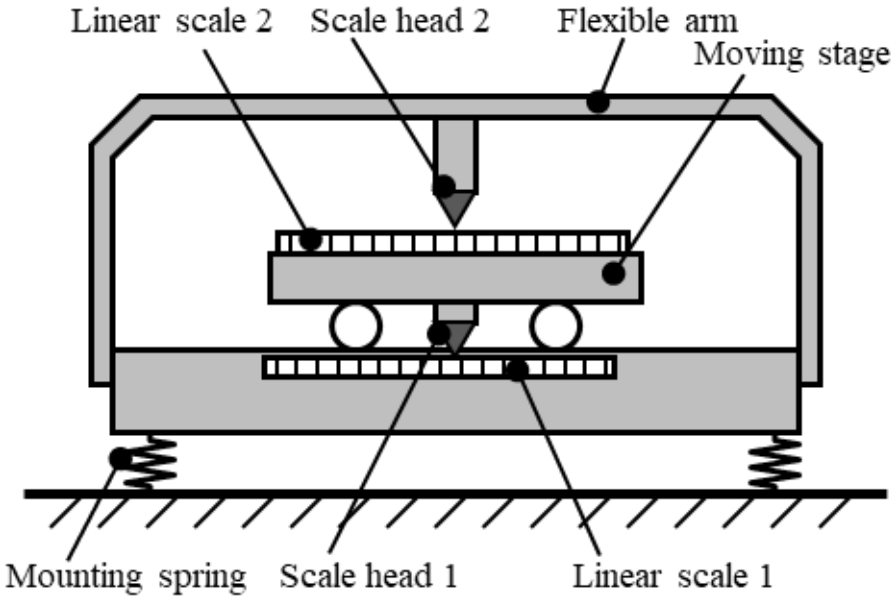


Fig. 2-3 原理評価システムの構成模式図

2.2.2 ステージシステムの構成部品

次に装置の構成部品について説明する．移動ステージには THK 製の 1 軸リニアモータステージ「GLM20AP」を用いる．防振ゴムには倉敷化工製の「KB-20-20-H」を用いる．相対変位取得用のエンコーダには，Renishaw 製の光学式リニアスケールを用い，スケール側には「RGS20」を，ヘッド側には「RGH24」を用いる．

また，原理評価システムの制御系構成を Fig. 2-4 に示す．また，移動ステージ，弾性アームおよび DSP の諸元を Table 2-1 に示す．1 軸ステージのリニアモータはサーボアンプを介して DSP: sBOXⅡによって駆動される．ここで，サーボアンプは DSP から DA 出力される電流指令に沿って電流制御を行う．2 つの位置信号（ステージ変位，相対変位）は，DSP のパルスカウンタを介して制御ソフトウェアに渡され，制御する．DSP の外観および仕様を Fig. 2-5，Table 2-2 に，サーボアンプの外観および仕様を Fig. 2-6，Table 2-2 に示す．

制御ソフトウェアの実装にあたっては，DSP 上での動作プログラムを C 言語で直接記述し，Texas Instruments 社の統合開発環境: Code Composer Studio を用いてコンパイルするとともに，PC（Windows 10）上で動作するホストアプリケーションを Microsoft Visual Studio 2013 を用いて構築した．

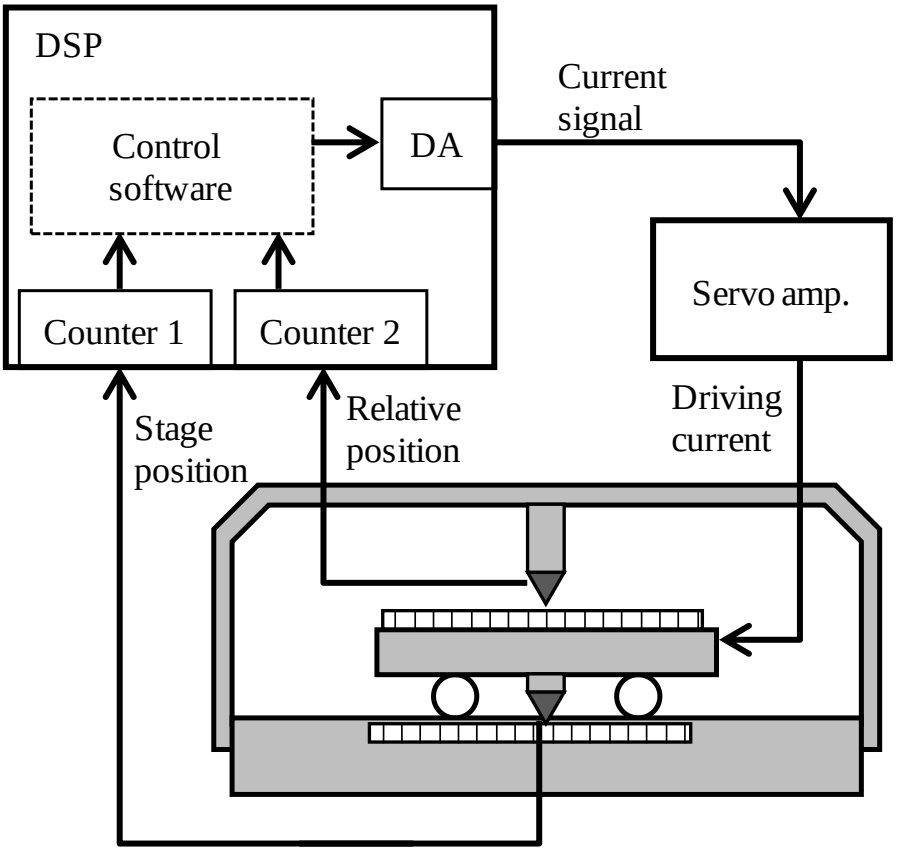


Fig. 2-4 原理評価システムの制御系構成

Fig. 2-5 DSP（sBOXⅡ）の外観

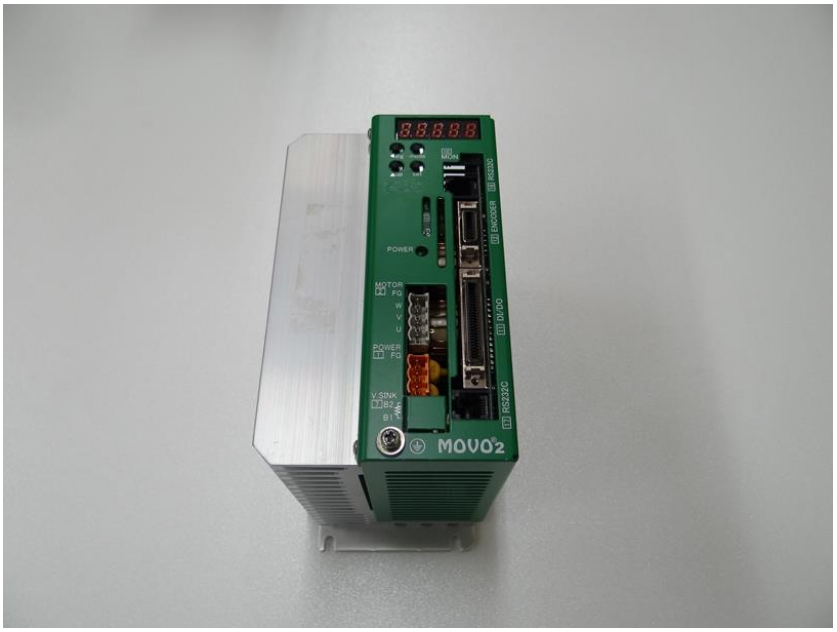


Fig. 2-6 サーボアンプ（SVFM8）の外観

Table 2-1 原理評価システムの諸元

可動ストローク	140 mm
可動質量	4.6 kg
ベース外形寸法	158 mm × 420 mm
リニアスケール分解能	0.1 um
弾性アーム 材料	SPCC
弾性アーム 厚さ	6 mm
弾性アーム 幅	30 mm
DSP モデル	MTT, sBoxⅡ
サーボアンプ モデル	Servoland, SVFM2
サンプリング周波数	10 kHz

Table 2-2 DSP sBOXⅡ仕様

アナログ入力	
A/D Converter	T.I. 社製 ADS8365Y
分解能	16 bit
サンプリング・レート	250 kHz
入力精度	± 0.1 % FS @ 25 °C
ローパスフィルタ	1 次 CR フィルタ $f_c = 50$ kHz(typ)
入力インピーダンス	100 kΩtyp
アナログ出力	
D/A Converter	ANALOG DEVICES 社製 AD7841
分解能	14 bit
出力レンジ	±10 V
ローパスフィルタ	1 次 CR フィルタ $f_c = 50$ kHz(typ)
出力インピーダンス	1 Ω 以下
最大アナログ出力電流	± 5 mA
カウンタ	
カウンタ長	32 bit
カウントモード	2 相パルス

Table 2-3 サーボアンプ SVFM8 仕様

電源 (制御電源内部)	AC100 V (単層)
制御機能	位置制御，速度制御，トルク制御
制御方式	ソフトウェアサーボ＋電流ループ＋転流ループ
サーボサイクル	16 kHz
エンコーダ 周波数	32 Mpps max(4 逓倍)，50 Mpps (瞬時)

2.3 まとめ

本章では，本研究で対象とするシステムの定義とそれを模擬した原理評価ステージシステムについて述べた.

まず, 本研究で対象とするシステムとして, ①センサ情報とシステム性能との乖離が大きいようなシステムや②位置決めターゲットのわずかな変形なども想定的に無視できないような高い精度が要求されるシステムに対して有効であることを述べた.

次に, 研究対象システムを模擬したスケールモデルとして, 原理評価ステージシステムを構築した. この原理評価ステージシステムでは, 評価用に相対変位を取得可能なようにセンサを配置した.

次章以降では. 本ステージシステムを用いて, 位置決めターゲットとステージの相対位置の推定方法とそれを用いた制御系の設計手法に対し提案を行い，効果の検証を行う.

第 3 章　制御対象のモデル化

本章では，制御対象である原理評価ステージシステムについて，実験と解析を用いてモデル化を行う．

3.1 実験システム同定

3.1.1 システム同定方法

まず，Fig. 2-2 に示した制御対象である原理評価システムに対して，システム同定を行う．制御対象のステージの駆動力とステージ変位間，および駆動力と相対変位間の周波数特性を求める．実験手順としては，ステージにサインスイープ入力を与え実験装置を加振し，それぞれの変位をエンコーダから取得，フーリエ変換を行いそれぞれのゲインと位相差を求める．

測定条件を Table 3-1 に示す．加振周波数は 10 Hz から 1000 Hz であり，取得データ点数は 500 点とする．加振周波数の間隔が対数軸において等間隔となるように加振周波数を設定した．また，データ取得サイクル数は周波数によって変化する可変サイクル式とし，サイクル数は各周波数に 0.1 を乗じた数とする．これにより，高周波数領域での測定精度を確保できる．さらに，データ取得前に各周波数へ駆動を整定させるためにデータ取得サイクルと同数だけ駆動させる整定サイクルを設ける．

以上の手順によってステージを加振したときのステージ変位と相対変位が得られる．次に，取得した位置データに対し，バンドパスフィルタを適用して加振周波数成分を取り出す．バンドパスフィルタの伝達関数 $H_{BPF}(s)$ は式(3.1) で表

せる. ここでζはフィルタの減衰比であり, 周波数バンドの鋭さを決める係数である. 本研究では, 測定精度劣化要因となる加振周波数以外の成分除去性能と加振周波数での通過特性を考慮し, ζ=1 と設定した.

$$H_{BPF}(s) = \frac{2\zeta\omega_n s}{s^2+2\zeta\omega_n s+\omega_n^2} \tag{3.1}$$

Table 3-1 測定条件

開始周波数	10 Hz
終了周波数	1000 Hz
分割点数	500 points
加振振幅	0.5 Arms

3.1.2 同定結果

サインスイープ加振によってリニアモータ推力から変位までの伝達特性の測定を行った．結果を Fig. 3-1 に示す．ここで，青破線は推力からステージ変位までの特性を示し，赤線は相対変位までの特性を示す．

Fig. 3-1 では，両特性ともに 17 Hz 付近にマウント部分の共振特性がある．17 Hz 付近では，アームを含めたベース全体が振動するモードであるから，ステージ変位と相対変位の変位振幅はほぼ同等である．一方，122 Hz および 355 Hz には相対変位でゲインが大きくなるピークが見られる．これは，アーム部の固有振動数による特性であると推測される．ここで，122 Hz の固有振動数の直前においてステージ変位は，ゲインが急峻に低下して位相が進む反共振特性が見られる．また，122 Hz はアーム部が大きく振動するモードであるものの，青線で示すステージ変位での伝達特性においても明確なピークを確認することができる．これは，センサ情報として検出可能なステージ変位においても，位置決めターゲットであるアーム部が大きく振動するモードを観測可能であることを示唆している．すなわち，Fig. 3-1 において，青破線で示したステージ変位までの伝達特性を既知として，未知である相対変位までの伝達特性（赤線）を推定することができれば，その相対変位情報を用いてシステムの高精度化が可能であると考えられる．

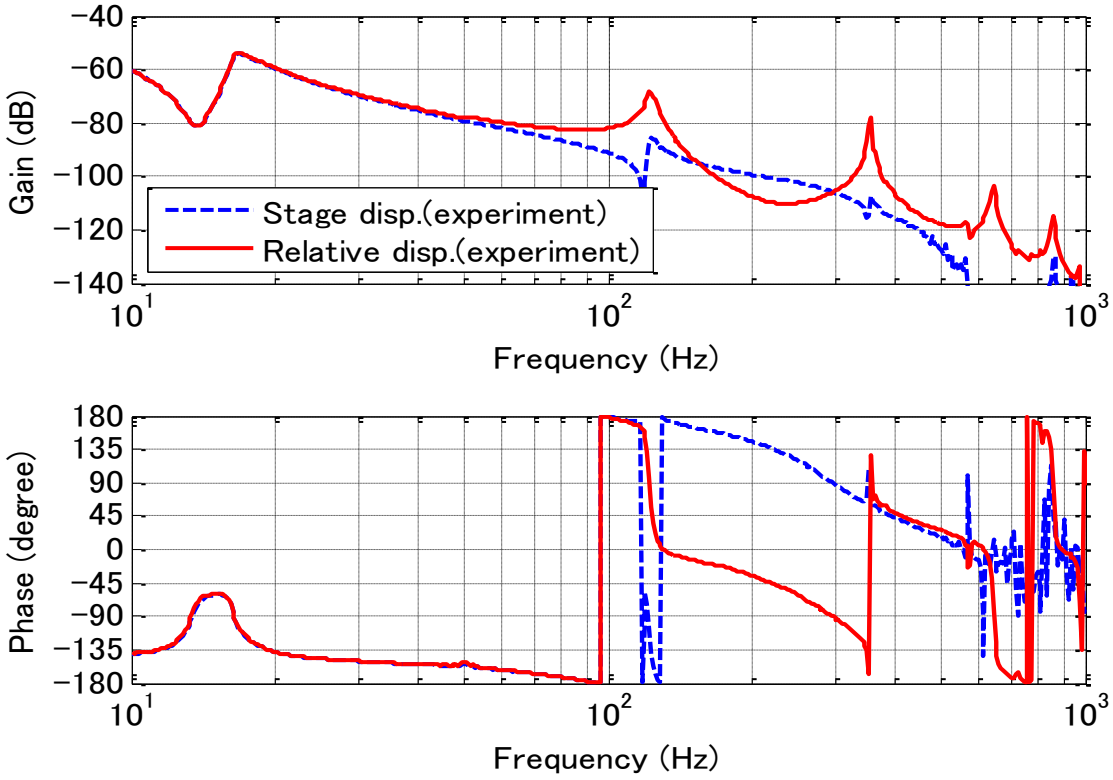


Fig. 3-1 周波数特性（実験結果）

3.2 FEM モーダル解析

3.2.1 モーダル解析条件

次に，原理評価システムを対象とした有限要素法(FEM)解析について述べる．FEM によるモーダル解析を行い，作成したシミュレーションモデルの特性を求める．今回モーダル解析には ANSYS の Workbench 19.1 を用いた．ANSYS とは汎用構造解析ソフトであり，構造解析のほかにも伝熱解析，磁場解析，流体解析などが可能である．また，解析に必要なジオメトリを SolidWorks などの 3 次元 CAD 設計ソフトウェアからインポートできることが可能ある．

まず，評価システムの三次元 CAD モデルを 3D-CAD ソフト SolidWorks で作成した．モデル外観を Fig. 3-2 に示す．モデルには，ステージおよびセンサ等のメーカから提供される CAD モデルを組み込むとともに，追加設計したアーム部等のモデル化をし，Table 3-2 に示す各材料物性値を入力してモデルを構築した．構築した CAD モデル全体の総質量は 14.6 kg，ステージの可動質量は 4.6 kg となった．

次に，CAD モデルから FEM によるモーダル解析を行うため，FEM 解析ソフト ANSYS へインポートし，解析モデルを構築した．ここで，防振マウントおよびリニアガイドには節点間バネ要素を設定し，Table 3-3 および Table 3-4 に示す剛性を付与した．ここで，Table 3-4 において，ステージの移動方向である X 方向に対して剛性 0 を設定している．これにより，ステージ可動部における転がり変位とヨーイングやピッチングなどの振動モードをモデル化可能であり，さらに，防振マウントやアーム部における弾性変形を同時に，かつ高精度にモデル化できる [66][67].

解析モデルには，拘束条件として防振マウント固定ブロックの底面を固定とする条件を設定した(Fig. 3-3)．得られたモデルをメッシュ分割して得られた解析モデルを Fig. 3-4 に，モーダル解析条件を Table 3-5 に示す．ここで，解

析モデルにおいて防振マウントおよびリニアガイドの可動部以外は全て部品接触面での完全拘束（接続条件「ボンド」）を設定した.

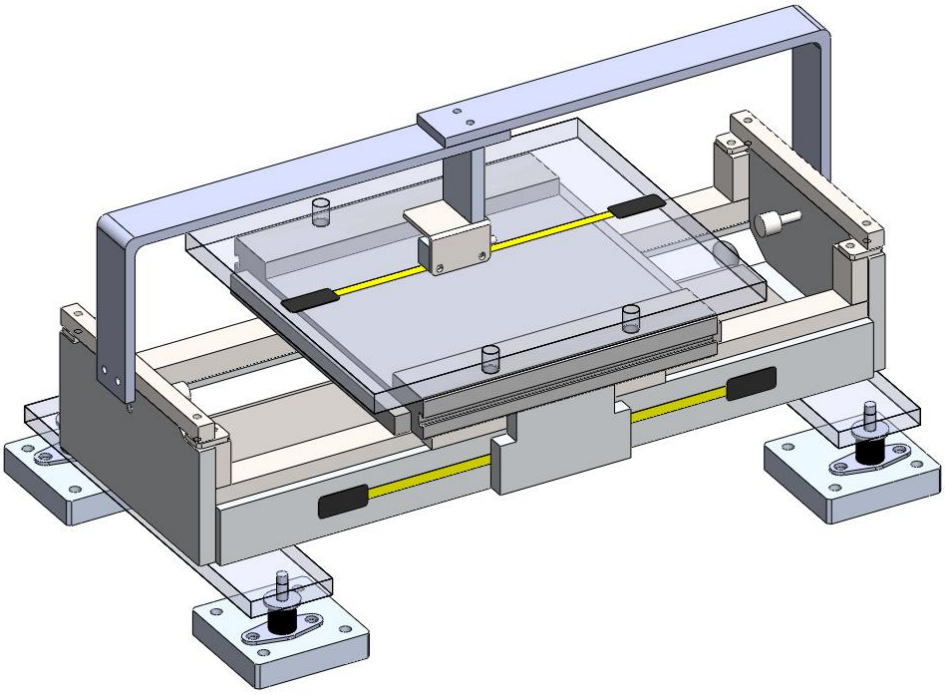


Fig. 3-2 3D-CAD モデル

Table 3-2 拘束条件（マウント）

	構造用鋼	アルミ合金
密度	7850 kg/m^3	2770 kg/m^3
ヤング率	200 GPa	71 GPa
ポアソン比	0.3	0.33

Table 3-3 拘束条件（マウント）

方向	マウント剛性
X 方向	2.5×10^4 N/m
Y 方向	2.5×10^4 N/m
Z 方向	1.5×10^5 N/m

Table 3-4 拘束条件（リニアガイド）

方向	リニアガイド剛性
X 方向	0 N/m
Y 方向	2.0×10^{8} N/m
Z 方向	5.0×10^{8} N/m

Table 3-5 モーダル解析条件

節点数	57,268
要素数	20,124
周波数範囲	～ 1 kHz

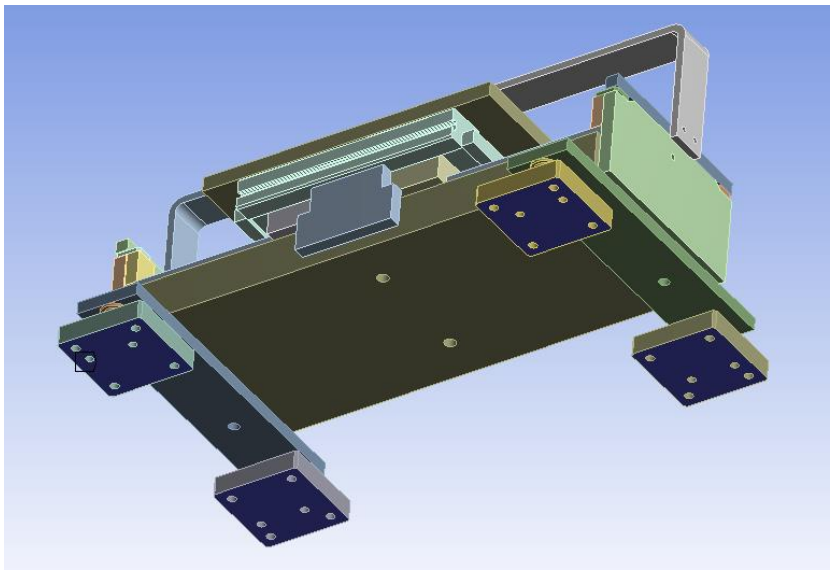


Fig. 3-3 モデル固定条件

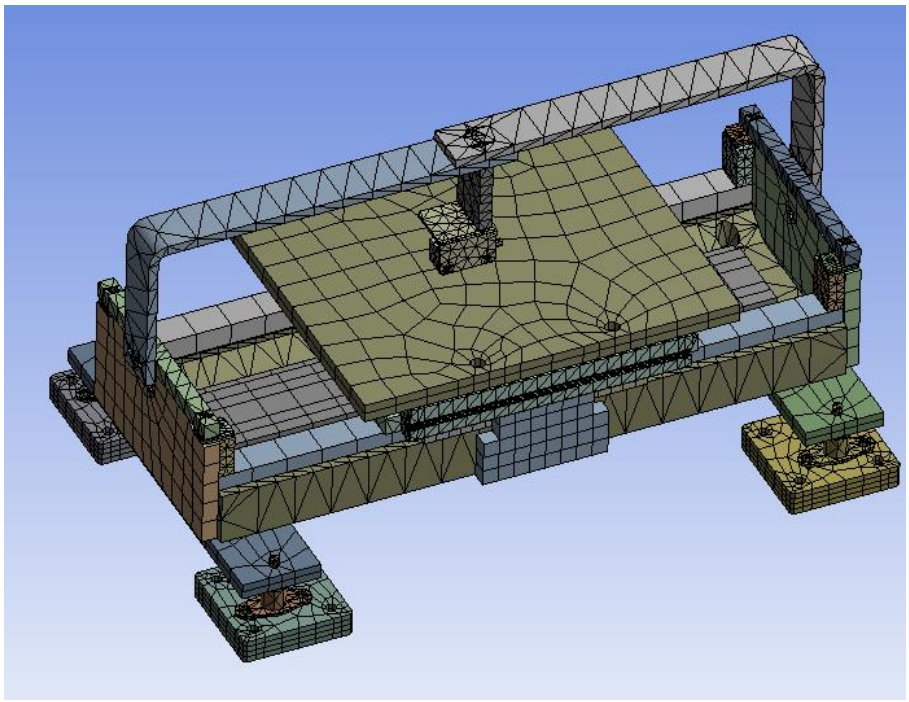


Fig. 3-4 解析モデル（メッシュ）

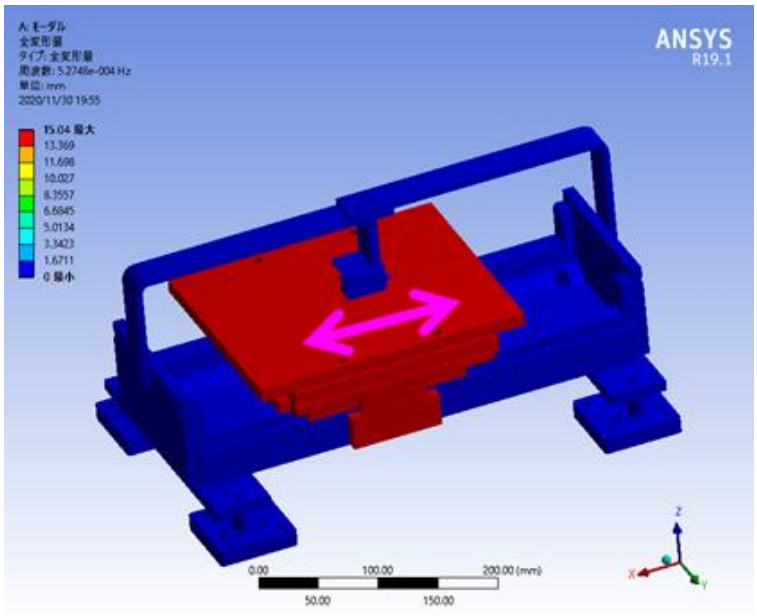
3.2.2 解析結果

設定した FEM 解析モデルを用いてモーダル解析を行った．設定最大周波数である 1 kHz までに得られた 18 次モードまでの固有振動周波数を Table 3-6 に示す．また，得られた主要なモード形状を Fig. 3-5 から Fig. 3-7 に示す．Fig. 3-5 から Fig. 3-7 では，ステージの移動方向である X 方向の特性に影響が大きい振動モードを抽出した．なお，18 次までの全てのモード形状を Fig. 3-8 から Fig. 3-10 に示す．

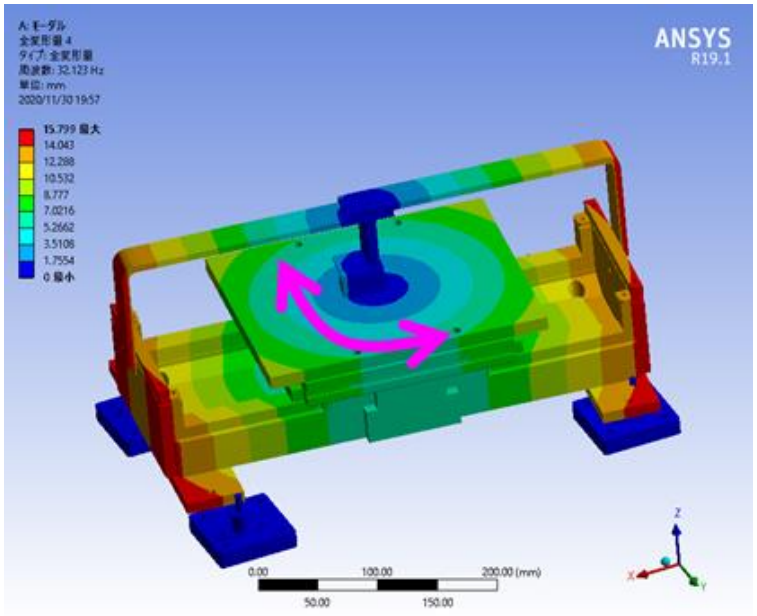
Table 3-6 および Fig. 3-5 から Fig. 3-7 より，ステージの並進モードである 1 次モードは周波数が 0 となっていることが確認できる．2 次～7 次のモードはマウントによってステージベースが振動するモードであり，並進回転の 6 自由度の運動となっている．8 次モード以降は主にアーム部が支配的となる振動モードである．

Table 3-6 モーダル解析結果（固有値）

1 次	0.0 Hz	10 次	266.2 Hz
2 次	13.3 Hz	11 次	378.7 Hz
3 次	16.2 Hz	12 次	394.6 Hz
4 次	32.1 Hz	13 次	499.6 Hz
5 次	32.7 Hz	14 次	659.0 Hz
6 次	48.6 Hz	15 次	717.2 Hz
7 次	82.2 Hz	16 次	810.6 Hz
8 次	127.5 Hz	17 次	886.3 Hz
9 次	140.1 Hz	18 次	912.7 Hz

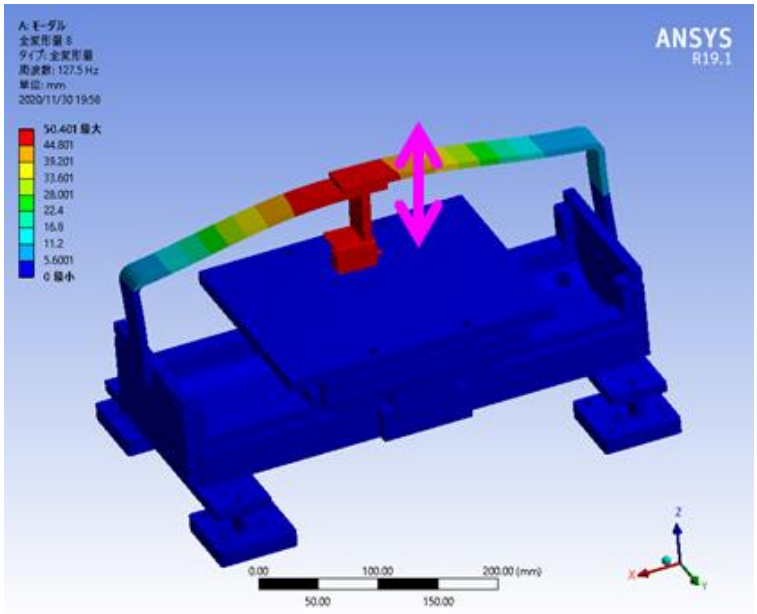


(a) 1 次　ステージ並進

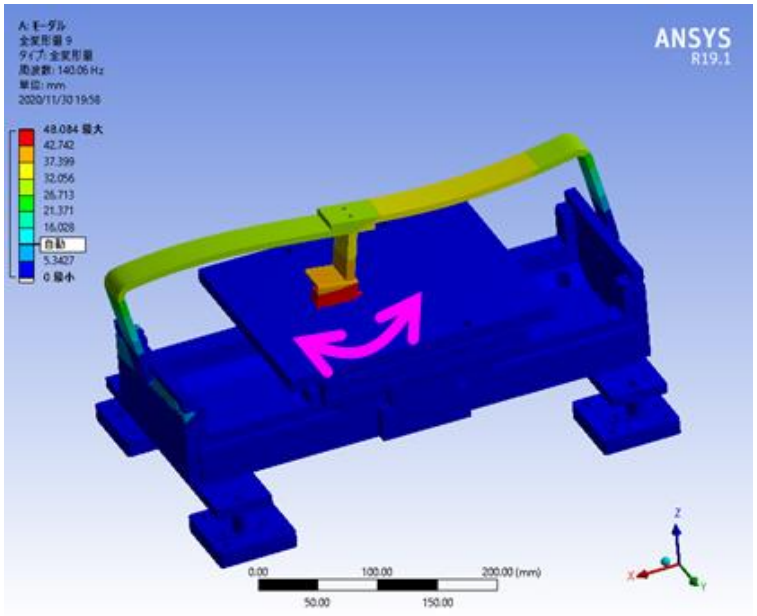


(b) 4 次　ベース　ヨーイング

Fig. 3-5 モーダル解析結果（1 次，4 次）

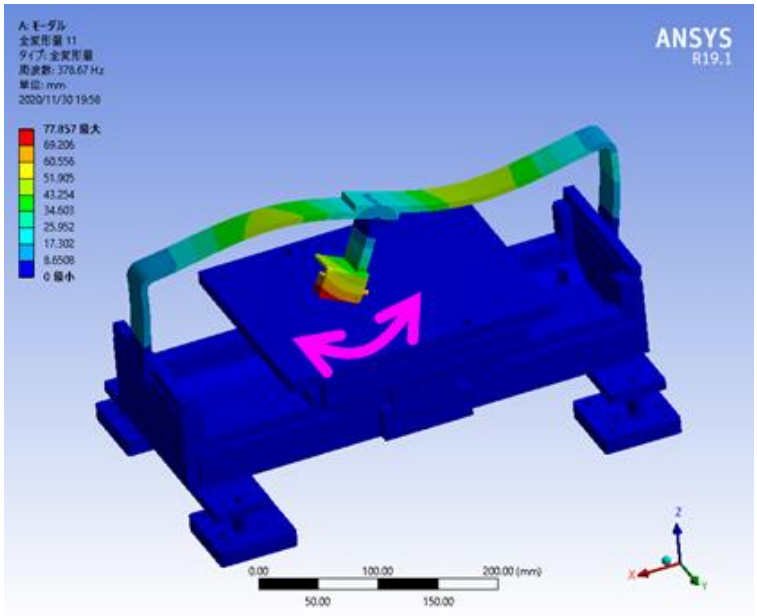


(a)8 次 アーム Z

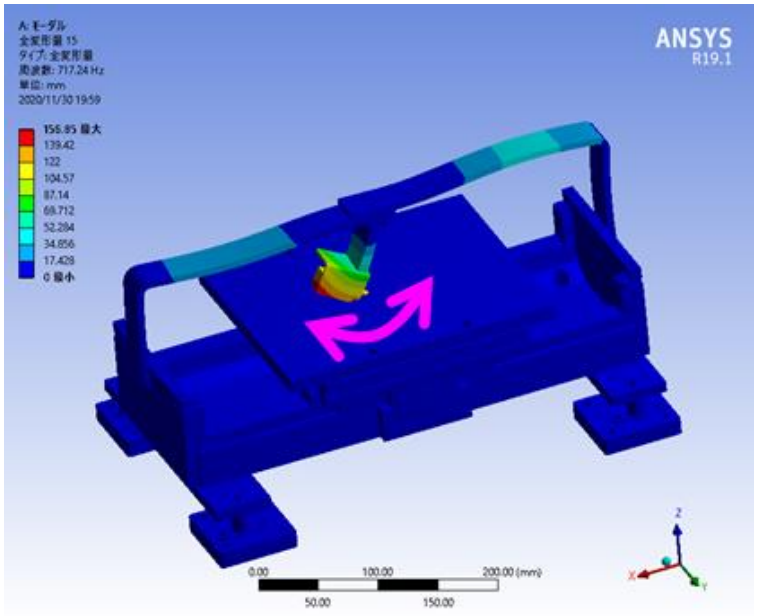


(b) 9 次 アーム X

Fig. 3-6 モーダル解析結果 (8 次, 9 次)



(a)11 次　アーム X



(b)15 次　アーム　X

Fig. 3-7 モーダル解析結果（11 次，15 次）

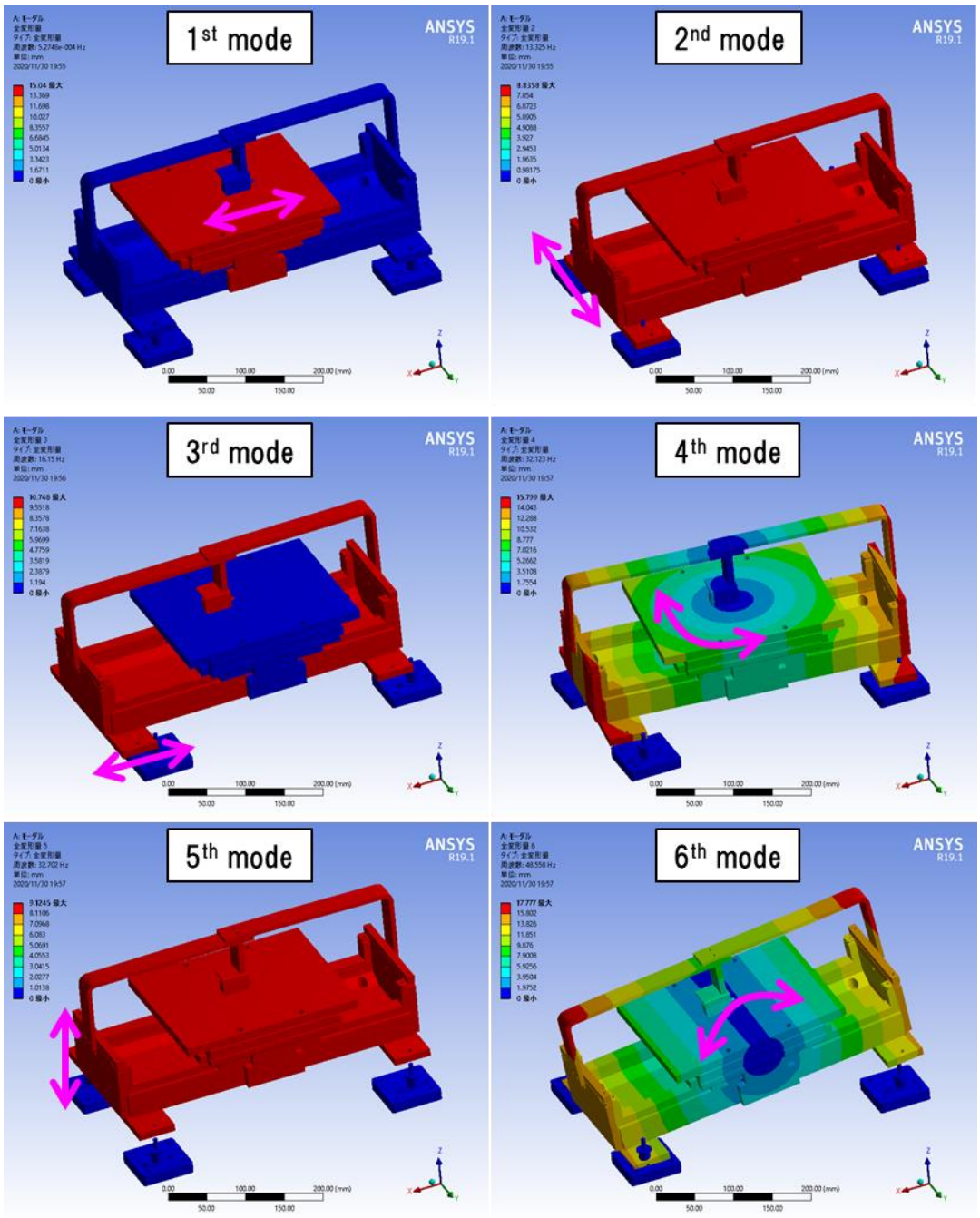


Fig. 3-8 モーダル解析結果（1～6 次）

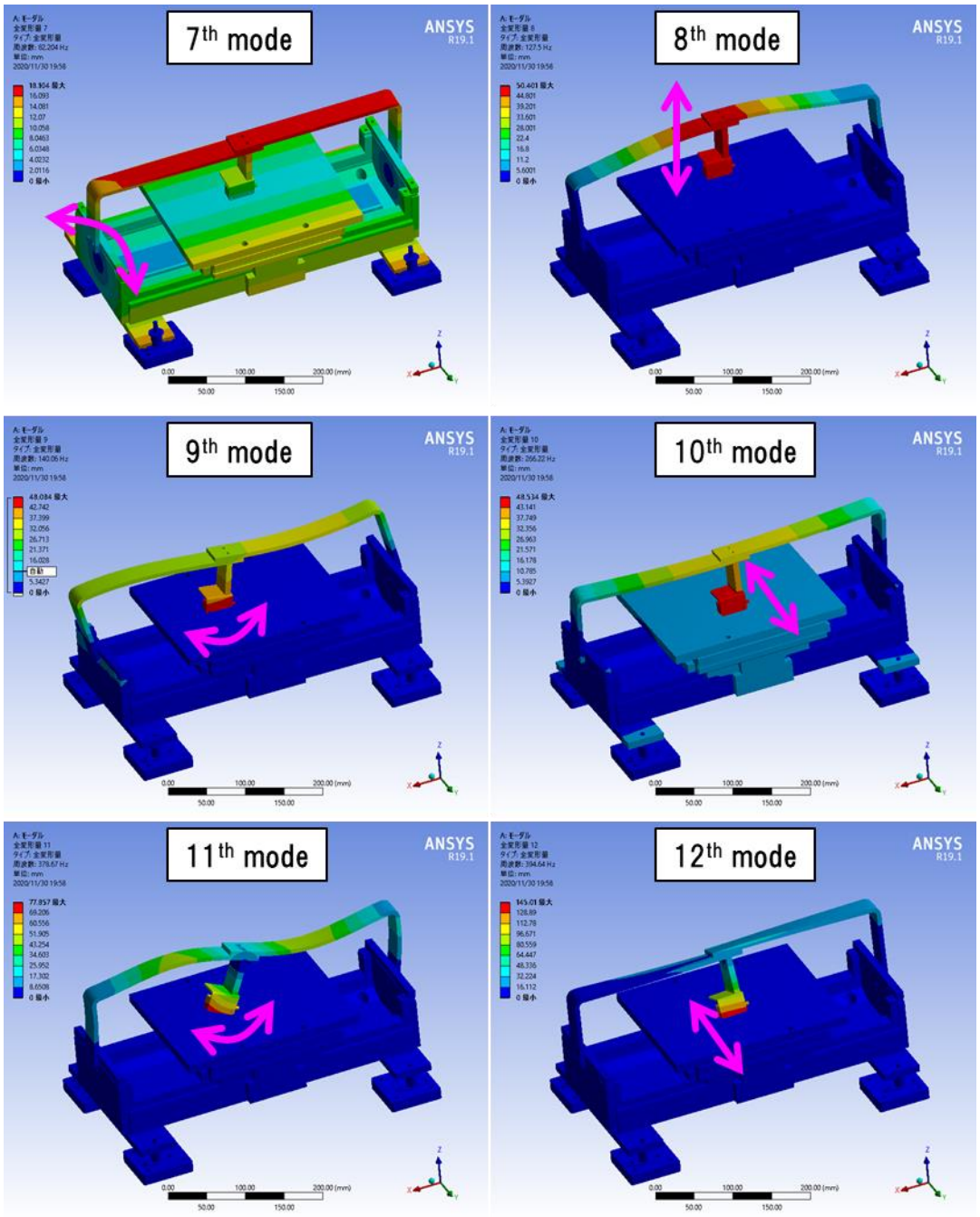


Fig. 3-9 モーダル解析結果（7～12 次）

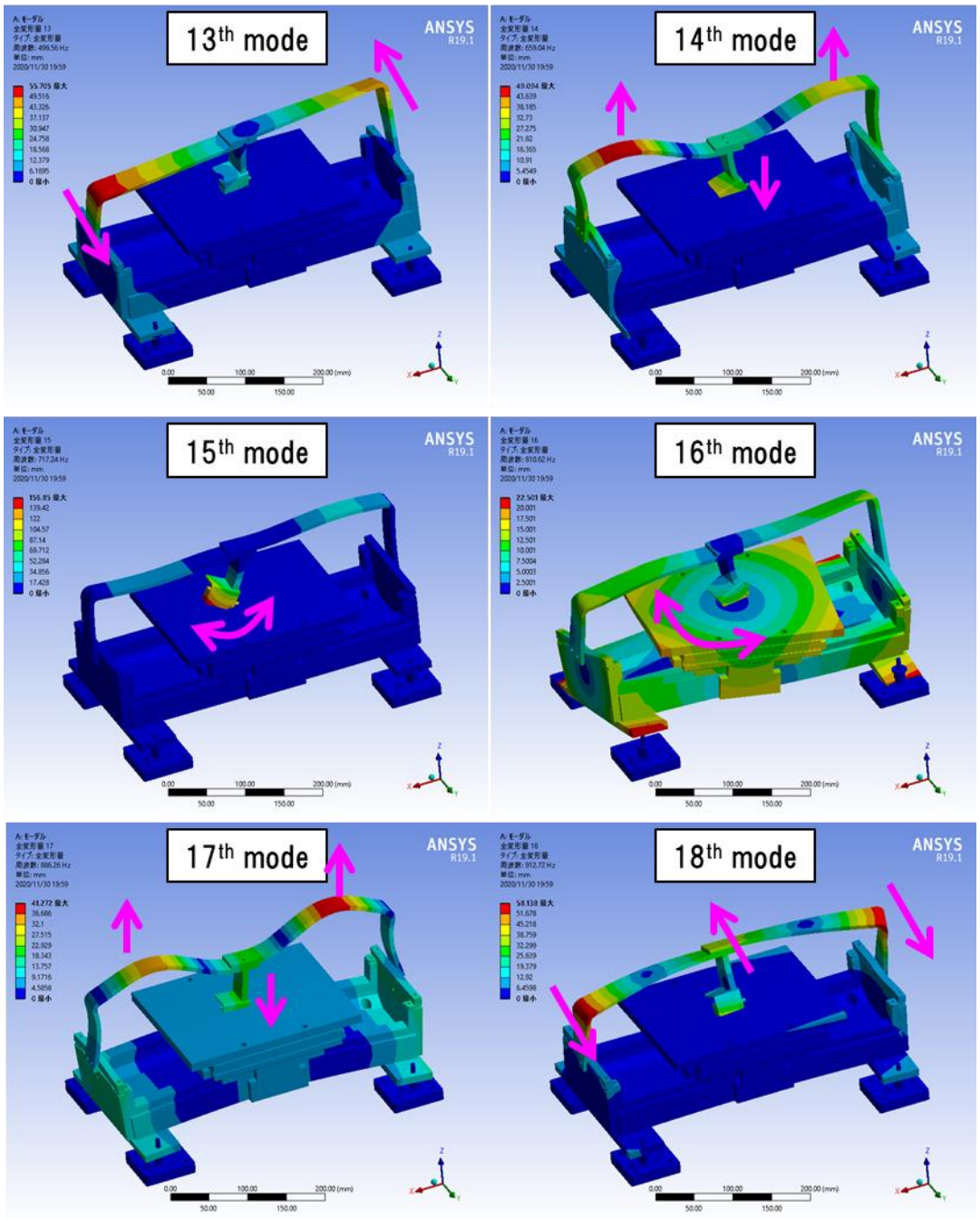


Fig. 3-10 モーダル解析結果（13～18 次）

3.3 伝達特性の導出

次に，FEM モーダル解析結果を用いて，伝達特性の状態空間行列を導出する．状態空間行列の導出には，ANSYS の標準関数である SPMWRITE を用いる．この関数は，モーダル解析によって得られたモーダルパラメータから状態空間行列を計算し，ファイル出力することができる．具体的には，式(3.1)に示されるような，入力を u, 出力を y，状態変数を $\mathbf{x}$ とした状態方程式，出力方程式における $\mathbf{A}$，$\mathbf{B}$，$\mathbf{C}$ の各行列を求めることができる．

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}u \\ \quad y = \mathbf{C}\mathbf{x} \end{cases} \tag{3.1}$$

関数 SPMWRITE は，使用するモード数と，入出力点の節点番号およびそれぞれの作用方向を指定する必要がある．使用するモード数は抽出した 18 次までのモード全てとした．

次に，システムへの入出力点を設定する．解析モデル上では，任意の点に力を入力することができる．しかしながら，実際にはモータの固定子および可動子には作用/反作用の力が作用するため，現実的には制約条件が必要となる．システムを制御対象として考えた場合，制御対象への入力はモータへの駆動力である．すなわち，モータの可動子および固定子に対して入力点をそれぞれ設定し，逆方向に同じ大きさの力を入力することでモータの作用/反作用の力をモデル化した．また同様に，リニアスケールによる位置検出においても，スケール側とヘッド側それぞれに対して，位置信号を出力するように設定するとともに，両者の X 方向の差分量をセンサ情報として出力することした．

以上の条件で状態空間行列を出力すると，式(3.2)～(3.3)の状態方程式を得る．

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_N & \mathbf{I}_N \\ \boldsymbol{\Omega}_N & \mathbf{0}_N \end{bmatrix}, \mathbf{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{N\times 1} \\ \mathbf{b}_{N\times 1} \end{bmatrix}, \mathbf{C}_s = [\mathbf{c}_{1\times N} \quad \mathbf{0}_{1\times N}] \tag{3.2}$$

$$\boldsymbol{\Omega}_N = diag[0 \quad -{\omega_2}^2 \quad -{\omega_3}^2 \quad \cdots] \tag{3.3}$$

ここで，ω_i は固有角振動数である．また，得られた伝達特性を Fig. 3-11 に示す．ここで，モーダル解析では，式(3.3)に表すように減衰項が現れない．そこで，解析によって得られたシステム行列 **A** にモード減衰を付与した．Fig. 3-11 では，FEM 解析によって得られた伝達特性が実測した伝達特性(Fig. 3.1)と概ね同等の特性となっていることが確認できる．しかしながら，アーム部の固有振動周波数は，実測結果が 122 Hz と 355 Hz であるのに対し，140 Hz と 379 Hz と若干の差がある．これは，材料定数や拘束条件などに起因して解析誤差を生じているものと推測される．

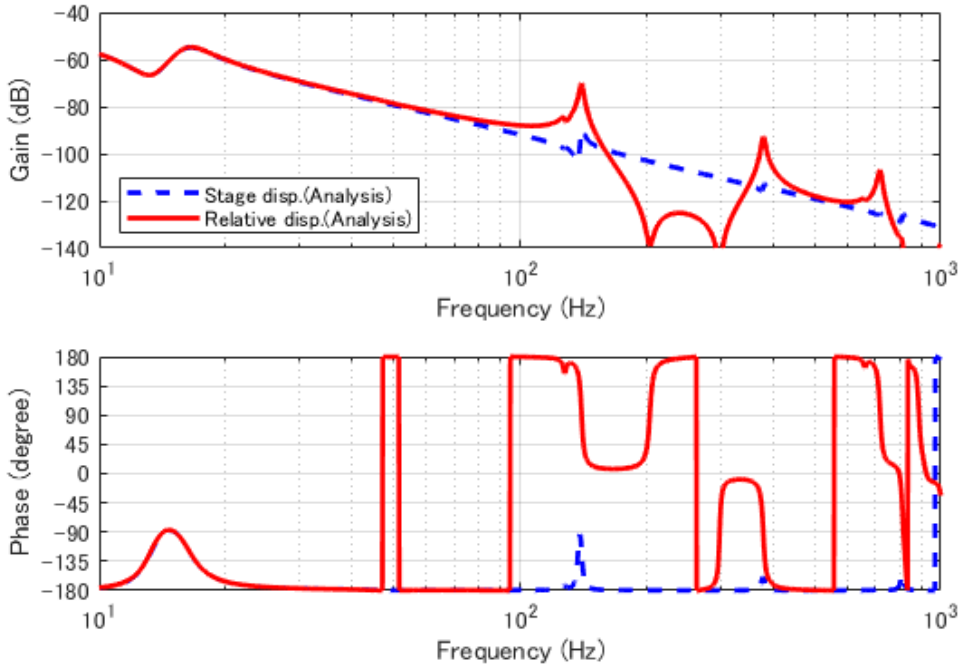


Fig. 3-11 周波数特性（解析結果）

3.4 まとめ

本章では，制御対象である原理評価ステージシステムについて，実験と解析を用いてモデル化を行った．

実験システム同定として，正弦波加振により，制御対象のステージの駆動力とステージ変位間，および駆動力と相対変位間の周波数特性を取得した．ここで，相対変位までの周波数特性は，制御には直接用いず，推定の妥当性評価にのみ用いることとする．

次に，ANSYS を用いて，FEM モーダル解析により同じくステージ変位および相対変位までの伝達特性を導出した．ここでは，伝達特性の概形は一致したものの，材料定数や拘束条件などに起因する解析誤差により，アーム部の固有振動周波数は一致しない結果を得た．

第 4 章　制御系設計

本章では，前章で示した制御対象に対して，相対変位を推定するオブザーバおよびそれを用いた制御系を提案する．

4.1 システムの可観測性

相対変位を推定するオブザーバを構築するために，まずシステムの可観測性について確認する．本論文で対象とする相対位置決めシステムにおいては，位置決め対象物を弾性体として扱うため，システム次数は無限となる．そこで，システムの可観測性を確認するために，Fig. 4-1 に示す簡易モデルを考える．Fig. 4-1 の簡易モデルは，２章で示した原理評価ステージシステムを模擬したものであり，弾性アーム部については１自由度のバネマス系として考える．また，減衰の効果は無視できるものとする．Fig. 4-1 では，質量 m_1 のベースがばね定数 k_1 のばねで地面に結合され，質量 m_2 のアーム先端部がばね定数 k_2 のばねでベースに固定されている．質量 m_3 のトップテーブルとベースにはモータ力 F が逆方向に作用する．ここで，ベース，アーム先端部，トップテーブルそれぞれの絶対変位を x_1，x_2，x_3 とする．このとき，ステージ変位 y_s と相対変位 y_r は，それぞれ次式で表せる．

$$\begin{cases} y_s = x_3 - x_1 \\ y_r = x_3 - x_2 \end{cases} \tag{4.1}$$

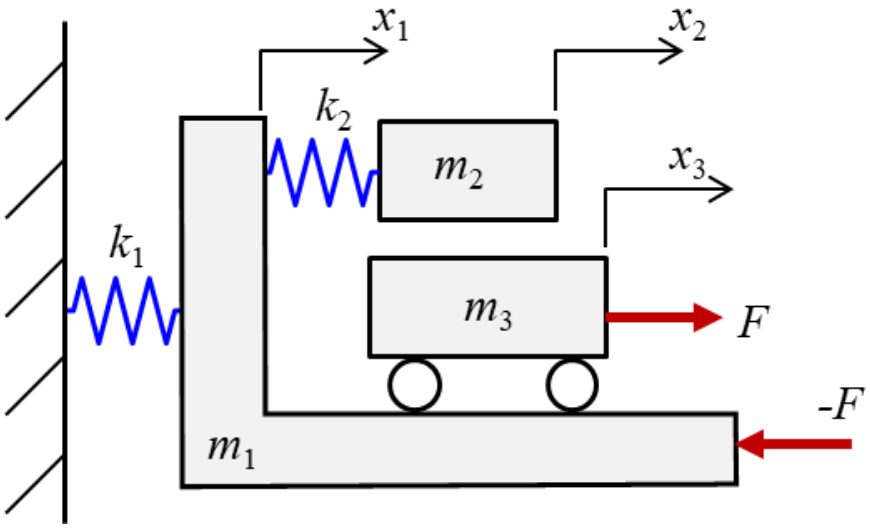


Fig. 4-1 簡易物理モデル

この簡易モデルにおける運動方程式は,

$$\begin{cases} m_1\ddot{x_1} + (k_1 + k_2)x_1 - k_2x_2 = -F \\ m_2\ddot{x_2} - k_2x_1 + k_2x_2 = 0 \\ m_3\ddot{x_3} = F \end{cases} \tag{4.2}$$

と書ける．これを状態方程式に書き直すと,

$$\begin{cases} \dot{\boldsymbol{X}}_m = \mathbf{A}_m\mathbf{X}_m + \mathbf{B}_m u \\ y_s = \mathbf{C}_m\mathbf{X}_m \end{cases} \tag{4.3}$$

となる．ここで,

$$\mathbf{X}_m = [x_1 \quad x_2 \quad x_3 \quad \dot{x}_1 \quad \dot{x}_2 \quad \dot{x}_3]^T \tag{4.4}$$

$$\mathbf{A}_m = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{3\times3} & \boldsymbol{I}_3 \\ \boldsymbol{\Omega}_m & \mathbf{0}_{3\times3} \end{bmatrix}, \mathbf{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{3\times1} \\ \boldsymbol{K}_m \end{bmatrix} \tag{4.5}$$

$$\mathbf{C}_m = [-1 \quad 0 \quad 1 \quad \mathbf{0}_{1\times3}] \tag{4.6}$$

$$\boldsymbol{\Omega}_m = \begin{bmatrix} -\frac{k_1+k_2}{m_1} & \frac{k_2}{m_1} & 0 \\ \frac{k_2}{m_2} & -\frac{k_2}{m_2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \tag{4.7}$$

$$\boldsymbol{K}_m = \left[-\frac{1}{m} \quad 0 \quad \frac{1}{m_3}\right]^{\mathrm{T}} \tag{4.8}$$

である．なお，出力は制御系に利用可能なステージ変位 y_s のみなっている点に注意されたい.

このとき，システムの可観測行列 $\boldsymbol{M}_o$ は以下となる.

$$\boldsymbol{M}_o = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 \\ p_1 & p_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & p_1 & p_2 & 0 \\ p_3 & p_4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & p_3 & p_4 & 0 \end{bmatrix} \tag{4.9}$$

$$p_1 = \frac{k_1+k_2}{m_1} \tag{4.10}$$

$$p_2 = -\frac{k_2}{m_1} \tag{4.11}$$

$$p_3 = -\left(\frac{k_1+k_2}{m_1}\right)^2 - \frac{k_2^2}{m_1 m_2} \tag{4.12}$$

$$p_4 = \frac{k_2(k_1+k_2)}{m_1^2} + \frac{k_2^2}{m_1 m_2} \tag{4.13}$$

このシステムが可観測である必要十分条件は，可観測行列 $\boldsymbol{M}_o$ がフルランクであることである．そして，その条件は可観測行列の簡約化によって求められ，

$$k_1 \neq 0 \text{ かつ } k_2 \neq 0 \tag{4.14}$$

となる．

このうち，$k_1 \neq 0$ の条件は，除振マウントの支持剛性がゼロでない，すなわちベースが地面に対して正の剛性で結合されている条件である．また，$k_2 \neq 0$ の条件は，アーム先端部の支持剛性がゼロでない，すなわち，アーム先端部がベースに対して正の剛性で結合されている条件である．これらの条件は，本論文で対象とする原理評価ステージシステムに対して成り立っている．よって，システムは可観測であり，状態変数を推定するオブザーバが構築可能である．また，より一般に，相対位置決めを必要とする多くのシステムについて可観測性は成立すると考えられる．

4.2 相対変位推定オブザーバ

4.2.1 プラントモデルの構築

相対変位を推定するオブザーバを構築するためには，相対変位までの伝達モデルを構築する必要がある．前節で用いた簡易モデルを用いることも可能であるが，今回は，より厳密に共振モード重ね合わせによる伝達モデルを構築する．以下その手順を説明する．

まず，既知であるステージ変位までの伝達特性をモデル化する．一般に，推力からステージ変位までの伝達関数は，剛体モードと共振モードの重ね合わせとして式(4.15)でモデル化することができる．

$$G(s) = \frac{1}{ms^2} + \sum_{i=2}^{N} \frac{\alpha_i}{s^2+2\zeta_i\omega_i s_i+\omega_i{}^2} \tag{4.15}$$

ここで，m はステージの可動質量，ω_i，ζ_i，α_i は，それぞれ i 番目の共振モードに対する固有振動数，減衰係数，レジデュー，N はモデルに考慮する共振モード数である．

式(4.15)中の各パラメータは，Fig. 3-1 におけるステージ変位までの伝達特性（既知）からパラメータを同定することができる．同定したステージ変位までの伝達モデルを図 4-1 の青破線で示す．ここで，N=4 とし，剛体モードに加えて 3 個のモードを重ね合わせる形でステージ変位のモデルを構築した．

式(4.15)を，各共振モード振幅 q_i を状態量として状態方程式に書き直すと，式(4.16)となる．

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}u \\ y = \mathbf{C}\mathbf{x} \end{cases} \tag{4.16}$$

ここで，

$$\mathbf{x} = [q_1 \quad \cdots \quad q_N \quad \dot{q}_1 \quad \cdots \quad \dot{q}_N]^T \tag{4.17}$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{N\times N} & \boldsymbol{I}_N \\ \boldsymbol{\Omega}_N & \boldsymbol{Z}_N \end{bmatrix}, \mathbf{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{N\times 1} \\ \boldsymbol{K}_N \end{bmatrix}, \mathbf{C}_s = [1 \quad \cdots \quad 1 \quad \mathbf{0}_{1\times N}] \tag{4.18}$$

$$\boldsymbol{\Omega}_N = \mathbf{diag}[0 \quad -{\omega_2}^2 \quad -{\omega_3}^2 \quad \cdots] \tag{4.19}$$

$$\boldsymbol{Z}_N = \mathbf{diag}[0 \quad -2\zeta_2\omega_2 \quad -2\zeta_3\omega_3 \quad \cdots], \tag{4.20}$$

$$\boldsymbol{K}_N = \left[\frac{1}{m} \quad \alpha_2 \quad \alpha_3 \quad \cdots\right]^{\mathrm{T}} \tag{4.21}$$

である．

ここで，式(4.4)は同定モデルしたステージ変位までの伝達モデルである．一方，式(3.2)において示したように，ステージ変位までの伝達特性と相対変位までの伝達特性を含めたステージシステムは，1 入力 2 出力の状態方程式として記述することができる．言い換えれば，システムが相対変位量に関して可観測性を満足する場合，ステージ変位を出力するプラントと相対変位を出力するプラントは，それぞれシステムの状態量およびシステム行列を共有し，それらの違いは出力行列 $\mathbf{C}$ のみによって生じると考えられる．すなわち，ステージ変位を出力する出力行列 $\mathbf{C}_s$ を既知として，相対変位を出力する出力行列 $\mathbf{C}_r$ を求めることができれば，通常の状態オブザーバから推定される状態量を用いて，相対変位を推定することが可能となる．

さらに，式(4.18)で示したように状態方程式を構成した場合，それぞれの状態量は，各共振モードのモード振幅となるため，出力行列 $\mathbf{C}_s$ と $\mathbf{C}_r$ の係数比は，各モード形状の振幅比となる．そこで，相対変位の出力行列 $\mathbf{C}_r$ を式（4.22）で定義すると，それぞれの共振モードに対してモード形状によって定まる係数 α_{ri} を決定すればよいことになる．

$$\mathbf{C}_r = [\alpha_{r1} \quad \cdots \quad \alpha_{rN} \quad \mathbf{0}_{1\times N}] \tag{4.22}$$

4.2.2 出力行列の係数設計

次に，式 (4.22) における係数 α_{ri} の決定方法について考える．係数 α_{ri} には，いくつかの決定方法が考えられる．例えば，加速度センサなどを用いて共振周波数での振幅比により係数 α_{ri} を決定できる．本研究では，有限要素法 (FEM) によるモーダル解析結果を用いることを提案する．FEM によるモーダル解析では，共振周波数と振動モード形状を得ることができるが，この振動モード形状から，ステージ変位および相対変位の振幅比 α_{ri} を決定することが可能である．繰り返しになるが，Fig. 3-6 中に示した FEM 解析での各モードの共振周波数は，Fig. 3-1 の実測結果と厳密には一致せず，そのままモデルを構築することはできない．一方，本手法では，既知であるステージ変位への伝達特性に対して同定を行った固有振動数と FEM 解析から得られたモード振幅比を用いることで相対変位までの伝達モデルを構築することができる．

4.2.3 同定モデルの検証

得られた相対変位に関する出力行列 $\mathbf{C}_r$ を用いて，推定される相対変位までの伝達特性を Fig. 4-2 の赤線に示す．Fig. 3-1 および Fig. 4-2 から，相対変位までの伝達特性のみを抽出して比較した結果を Fig. 4-3 に示す．Fig. 4-3 より，モデル化していない摩擦特性による低周波数での位相変化と，モデル化において無視した高次の共振ピークを除き，本手法により同定した相対変位の伝達特性は，実験で得られた相対変位の伝達特性とよく一致していることが確認できる．ここで，Fig. 4-2 および Fig. 4-3 の相対変位の伝達特性は，Fig. 3-1 の実測の特性を同定したものではなく，既知であるステージ変位の伝達特性と出力行列 $\mathbf{C}_r$ のみを用いて推定されていることに注意されたい．しかしながら，Fig. 4-2 ではそのモードでの振幅比のみを抽出してモデル化に用いているため，十分高い推定精度を得ることができる．

以上により，提案する相対変位推定オブザーバは，式(4.16)に基づいて状態オブザーバを構成し，推定された状態量と出力行列 $\mathbf{C}_r$ を用いて相対変位量を推定し，その相対変位量に基づくフィードバック制御系を構築することで相対変位量を制御することが可能となる．状態フィードバック制御系のブロック線図を Fig. 4-4 に示す．

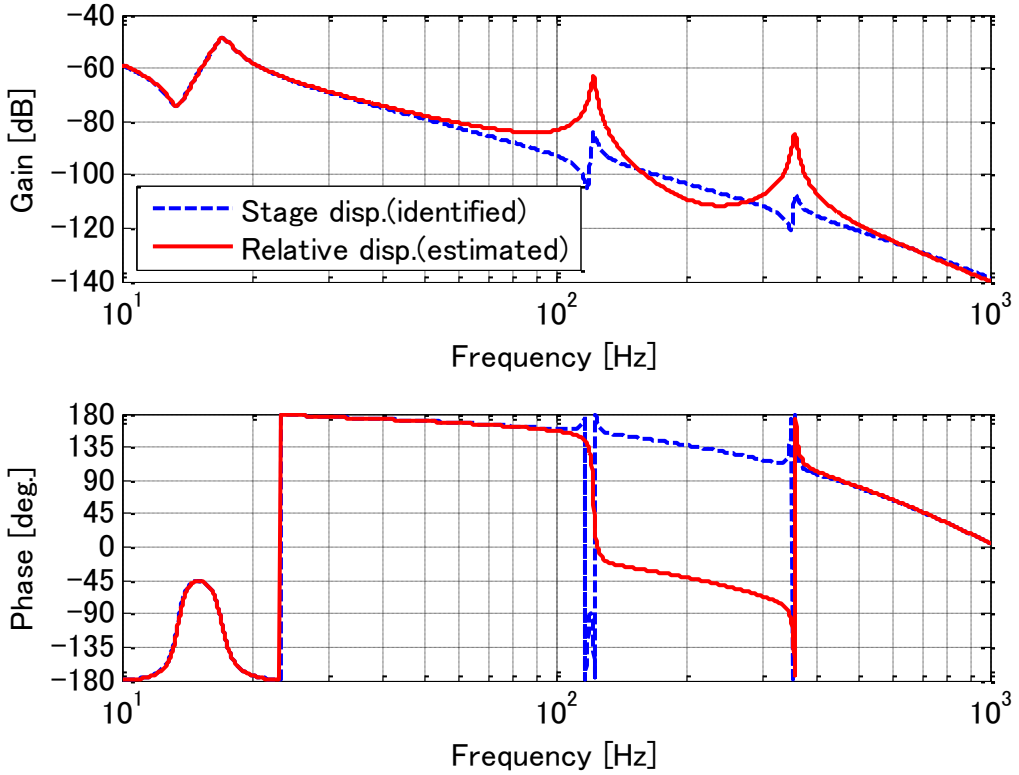


Fig. 4-2 周波数特性（同定/推定モデル）

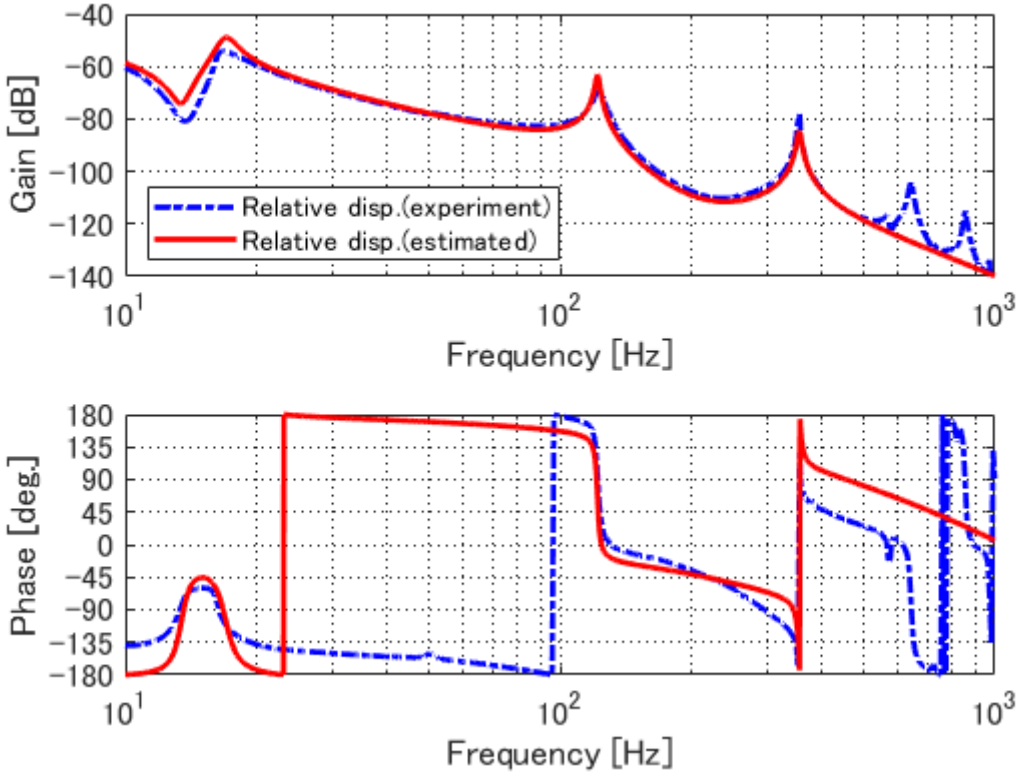


Fig. 4-3 周波数特性の比較（実験結果/推定モデル）

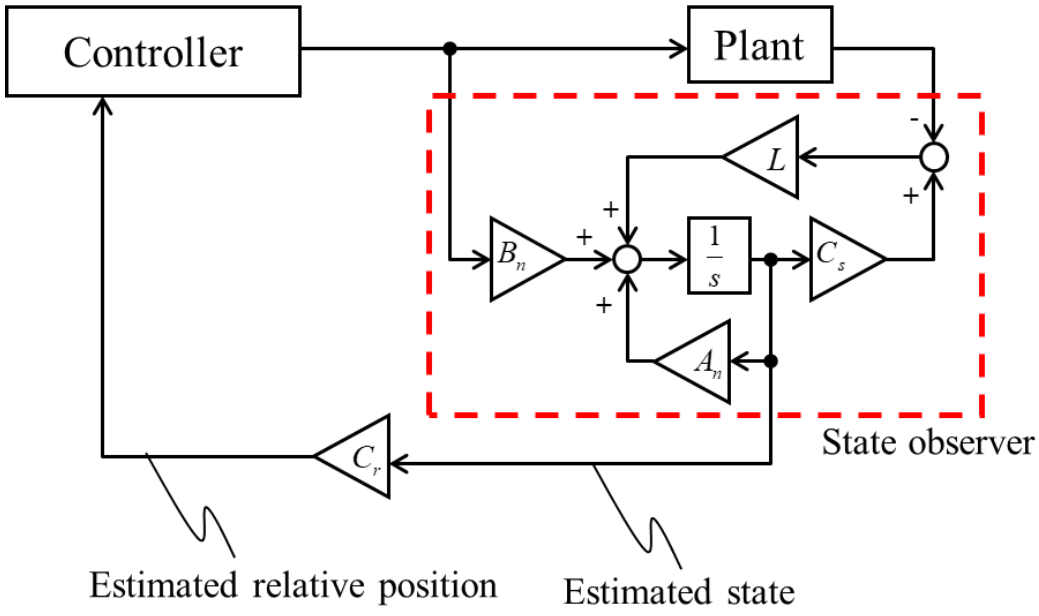


Fig. 4-4 相対変位推定オブザーバの構成

4.3 SRC 型フィードバック制御系

次に，相対変位推定オブザーバを用いたフィードバック制御系の更なる改良について述べる．いま，Fig. 4-3 に示すように，相対変位推定オブザーバによってシステムの状態量および相対変位量を推定可能となった．そこで，全状態フィードバック系を設計することが可能である．一方で，産業分野での適用性を考慮すると，よりロバスト性を保ちながら簡便かつ調整容易な制御系が求められる．そこで，本研究では，弾性構造物に対する位置決め制御手法として，SRC 型フィードバック制御器を提案する．

Fig. 4-2 に示したステージ変位と相対変位への伝達特性は，片方が反共振を持ち，もう片方が反共振を持たずに連成する共振ピークの特性となっている．これは，２つの質量が弾性結合された，いわゆる２慣性系と呼ばれるシステムにおける，駆動側および負荷側への伝達特性と等価な特性となっている．すなわち，位置決めターゲットの弾性振動を考慮した位置決めシステムの伝達特性は，ステージ上に２慣性を持つシステムと等価に振る舞うと言える．このことは，相対変位に着目した制御システムを構築したことにより得られた，新たな知見である．従来，２慣性系に対して，自己共振相殺制御(SRC)が提案され，有効性が確認されている[68][69]．特に，マイナーループである速度ループに SRC を適用し，位置ループは相対変位への偏差を 0 にするような制御系を構築することで，共振相殺による安定性の向上と，相対変位の最小化を実現できるものと考えられる．そこで，本研究でも速度ループに SRC を適用した SRC 型フィードバック制御系を構築する．

提案する相対変位推定オブザーバを用いた SRC 型フィードバック制御器の設計プロセスは以下の通りである．

(1) 式(4.2)に基づいて，ステージ変位を用いた状態推定オブザーバを構築する．

(2) 相対変位を出力行列 $\mathbf{C}_r$ を用いて算出し，位置フィードバック信号として

用いる．

(3) 速度フィードバック信号は出力行列 $\mathbf{C}_{src}$ を用いて算出する．

ここで，行列 $\mathbf{C}_{src}$ は，SRC を適用した出力行列である．いま，ステージ変位と相対変位の伝達特性は，２慣性系の特性と同様であることから，ステージ変位を駆動側変位，相対変位を負荷側変位と考えれば，これらを特定の比率で組み合わせることにより，共振モードを極零相殺することができる．このとき出力行列 $\mathbf{C}_{src}$ は，式(4.23)で書ける．

$$\mathbf{C}_{src} = \gamma \times \mathbf{C}_s + (1-\gamma) \times \mathbf{C}_r \tag{4.23}$$

ここで，γ は共振相殺のための設計パラメータであり，周波数特性を見ながら共振影響が最小となるように設計することができる．本論文では，140 Hz の弾性アームの共振モードを相殺するため，γ=1.2 と設計した．

構築した制御系のブロック図を Fig. 4-5 に示す．コントローラは，状態オブザーバに基づく P-PI の二重ループ構造となっており，速度ループ（インナーループ）に SRC 信号を，位置ループ（アウターループ）に相対変位をそれぞれフィードバックしている．

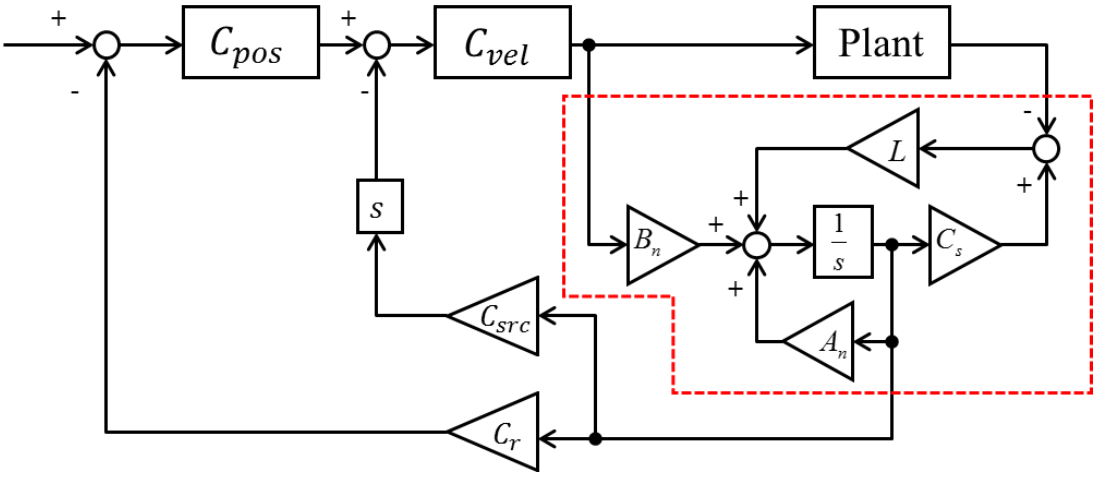


Fig. 4-5 相対変位推定オブザーバの構成

4.4 まとめ

本章では，原理評価ステージシステムに対して，相対変位を推定するオブザーバおよびそれを用いた制御系を提案した．

まず，システムの可観測性を確認し，状態変数を推定するオブザーバが構築可能なことを示した．

次に，同定実験から得られたステージ変位までの伝達特性をモデル化した数式モデルを導出するとともに，FEM モーダル解析から得られたモード振幅比を用いて相対変位に対する出力行列の係数を決定した．得られたモデルを用いて推定された相対変位までの伝達特性が，実験により仮想的に得られた相対変位までの伝達特性とよく一致していることを確認した．これにより，構築した相対変位推定オブザーバは，検出可能なセンサ情報（ステージ変位）のみを用いて，検出できない位置決め対象の相対変位量を推定可能となることを確認した．

さらに，得られた相対変位までの伝達特性が，２慣性系の伝達特性と同等であることを示すとともに，それに適したフィードバック制御器として SRC 型フィードバック制御器を提案した．ここでは，コントローラは，状態オブザーバに基づく P-PI の二重ループ構造となっており，速度ループに SRC 信号を，位置ループに相対変位をそれぞれフィードバックする構成とした．

提案制御系は，産業分野の位置決め装置に多く適用されている二重ループ制御系[69]を用いて構成している点，および相対変位推定オブザーバは従来の状態推定オブザーバをベースに構築されるシンプルな構成である点が特長である．これにより，本提案手法は，産業分野の制御系に適用が容易であるという大きな利点を持ち，既存の制御系に追加する形で，相対位置決めを実現する制御系を構築することが可能である．

第 5 章　提案制御系の検証

本章では，提案した制御系の効果をシミュレーションおよび原理評価システムを用いた実験によって検証する．

5.1 オブザーバの評価

5.1.1 状態フィードバック制御系

まず，提案した相対変位推定オブザーバの評価のため，単純な状態フィードバック制御器を用いた数値シミュレーションを行った．状態フィードバック制御系のブロック図を Fig. 5-1 に示す．数値シミュレーションでは，以下の 3 つの条件それぞれの制御系を構成し，比較した．

(a) 相対変位を直接利用した場合

(b) ステージ変位を直接利用した場合

(c) 提案した相対変位推定オブザーバを利用した場合

ここで，(a)は，実際の装置システムでは検出不可能な相対変位を制御に利用しているため，理想状態の比較対象とした．そして，(b)が従来手法，(c)が提案手法であり，全てのシステムに対し，得られるステージ変位および相対変位によって結果を評価した．ステージの駆動条件を Table 5-1 に示し，駆動プロファイルを Fig. 5-2 に示す．Fig. 5-2(a) は理想位置のプロファイルであり，(b)は速度および加速度のプロファイルである．シミュレーション評価結果を Fig. 5-3 に示す．

Fig. 5-3(a)では，相対変位を FB 信号として用いているため，青破線で示す

ステージ変位の位置偏差は振動的であるのに対し，赤線で示す相対変位の位置偏差は 0 に収束している．これは，相対変位が直接観測可能な理想条件においては，フィードバック制御系は相対変位を目標位置に追従させることができるということを示している．しかしながら，実際には本研究では相対変位を直接観測できない場合を考えており，その場合は Fig. 5-3(b)に示す結果となる．Fig. 5-3(b)では，ステージ変位の位置偏差 0 に収束しているものの，着目すべき相対変位は振動的となっており，目標位置への収束に時間を要している．一方，提案した相対変位推定オブザーバを用いた Fig. 5-3(c)では，ステージ変位の位置偏差(青破線)が振動的である一方，相対変位の位置偏差(赤線)は速やかに 0 に収束している．これは，Fig. 5-3(a)の理想状態における結果と同等である．しかしながら，(c)では検出可能はステージ変位のみを用いている．すなわち，提案した相対変位推定オブザーバによって，ステージ変位のみを用いながら，相対変位を直接観測したのと同等の制御性能が得られている．

ここで，Fig. 5-3 では，停止後振動の主成分は，マウント部分の共振周波数である 14 Hz であることが確認できる．すなわち，相対変位の推定にはアームの共振周波数である 122 Hz に着目していたのに対し，Fig. 5-3 に示すシミュレーション結果では，14 Hz の誤差要因が支配的となっている．この要因を考察するため，各システムの目標位置から相対変位までの閉ループ特性を Fig. 5-4 に示す．Fig. 5-4(a)より，各システムは概ね 50 Hz 程度までゲインが 0 dB 付近となっており，低周波数領域での良好な制御特性が得られていることが確認できる．しかしながら，ゲイン応答をより拡大した Fig. 5-4(b)では，相対変位を FB しているシステム(a)と(c)と比較して，システム(b)のゲインが 14 Hz 付近で約 0.4 dB のゲインを持っていることが確認できる．これは，ステージ変位を FB しているシステム(b)においては，マウント共振周波数の 14 Hz において，ごくわずかに制御性能が低下することを示す．Fig. 5-3 に示す停止直後の応答では，ステージの駆動反力によってマウント上のステージ構造全体が 0.1 mm 程度で大きく振動している状態であり，このわずかな制御性能の低下が停止後の誤差応答を支配していると考えられる．

以上より，提案した相対変位推定オブザーバによって，ステージ変位のみを用いながら，相対変位を直接観測したのと同等の制御性能を得ることができることが確認された.

Table 5-1 ステージ駆動条件

Move distance	50 mm
Velocity pattern	Trapezoid
Acceleration	2 m/s^2
Maximum velocity	0.2 m/s

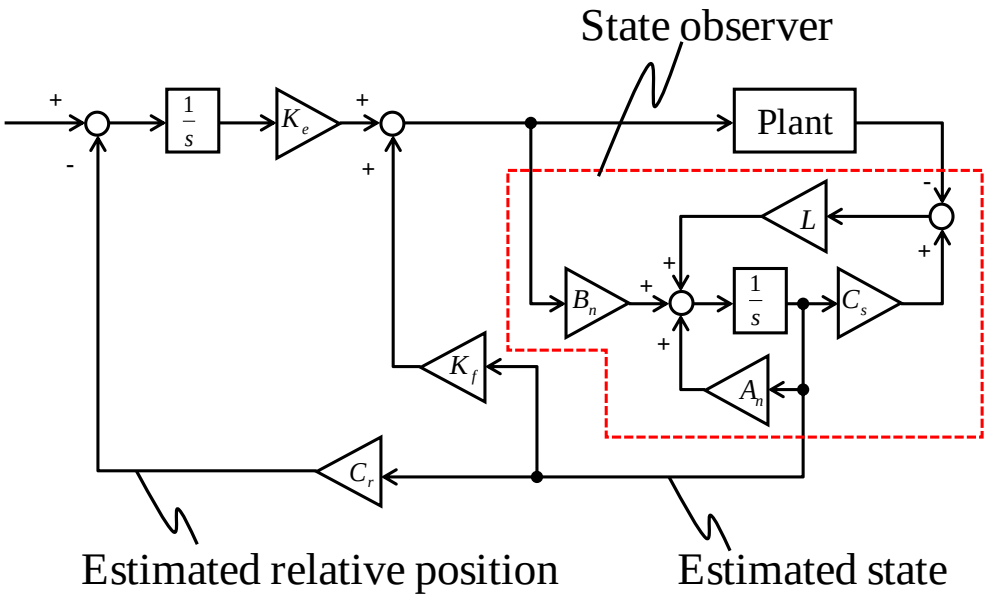
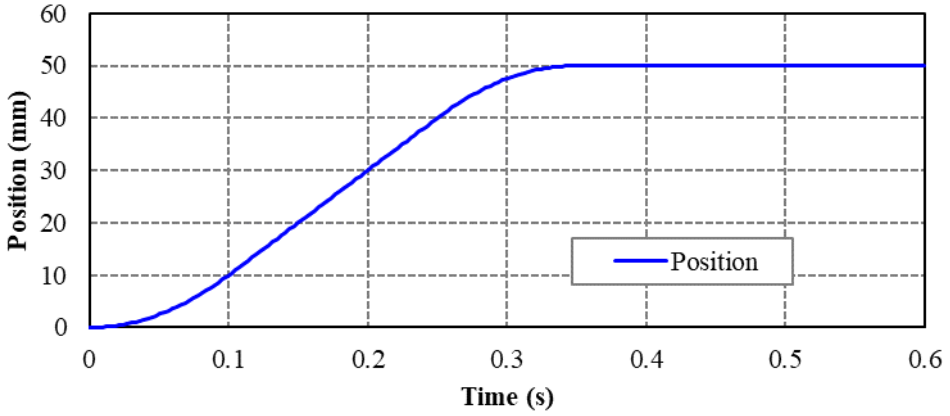
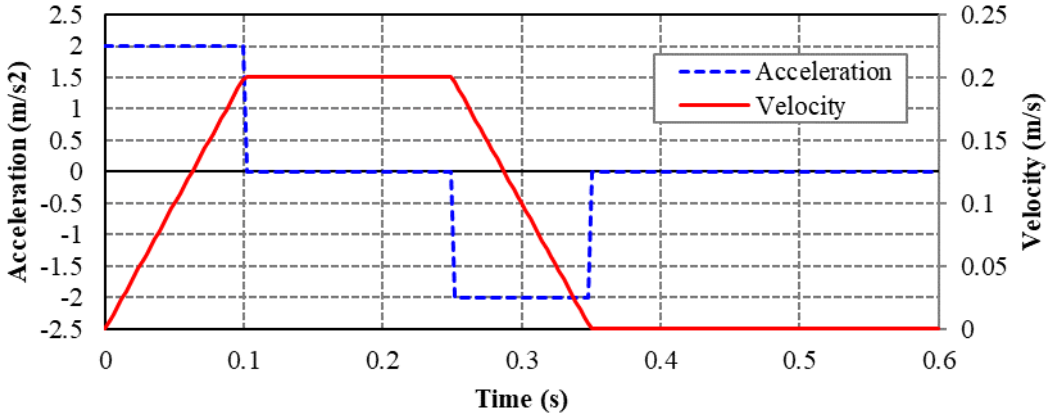


Fig. 5-1 状態フィードバック制御系

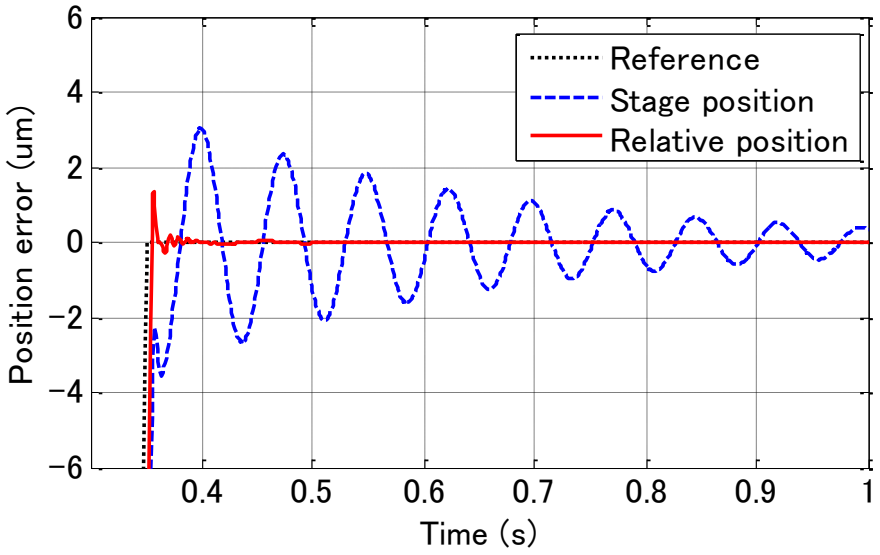


(a) 位置指令

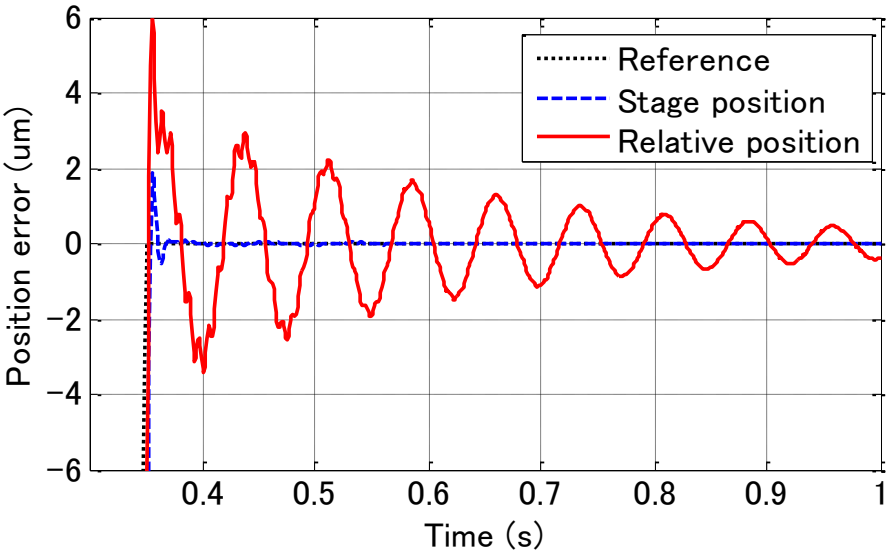


(b) 速度指令（青），加速度指令（赤）

Fig. 5-2 ステージ駆動プロファイル（50 mm 移動）

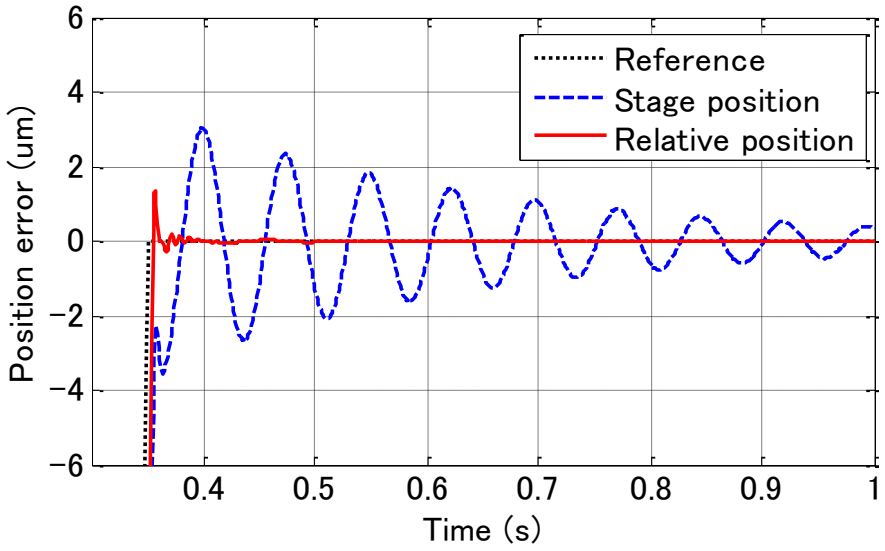


(a) 相対変位フィードバック（理想ケース）



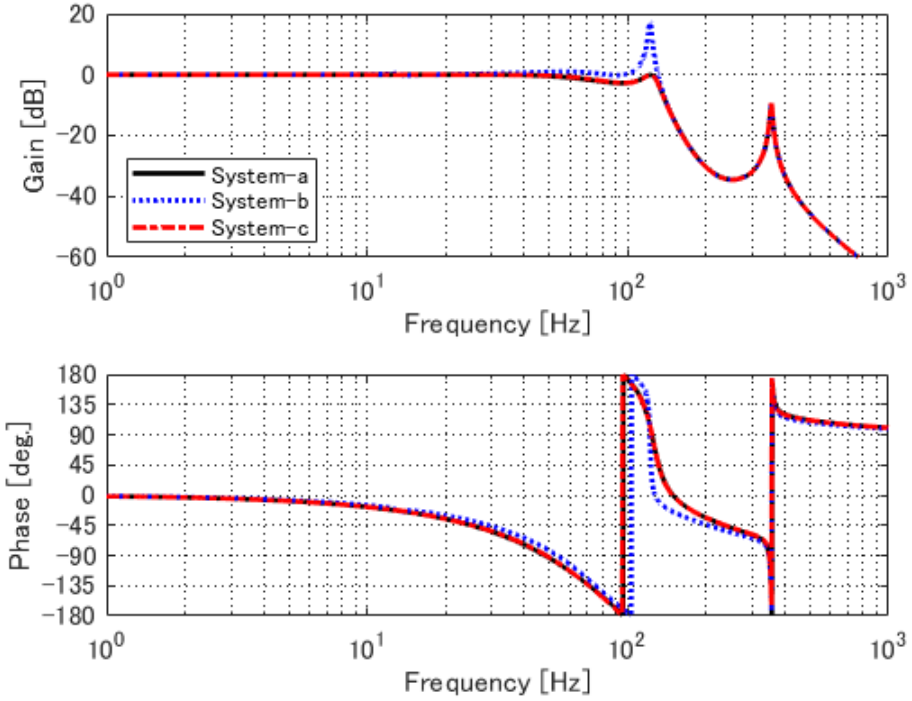
(b) ステージ変位フィードバック（従来型）

Fig. 5-3　応答シミュレーション結果

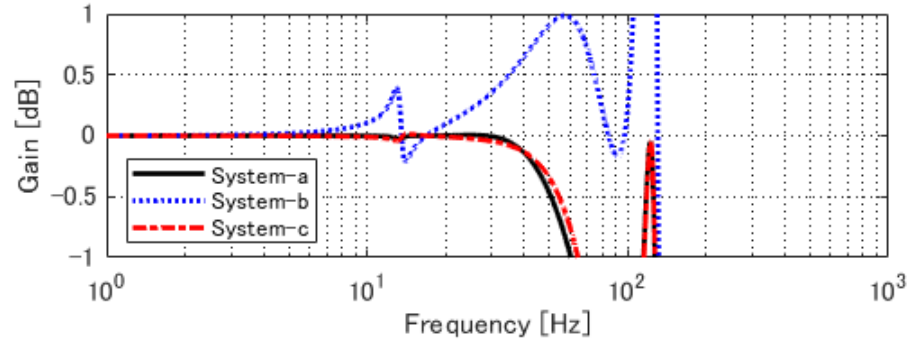


(c) 相対変位オブザーバ（提案型）

Fig. 5-3　応答シミュレーション結果



(a) ボード線図全体



(b) ゲイン拡大図

Fig. 5-4　各システムの閉ループ特性

5.1.2 係数変動に対するロバスト性評価

次に，提案した相対変位推定オブザーバのロバスト性についてシミュレーションにより評価する．

まず，式(4.22)に示したモード振幅比を示す係数 α_{ri} の推定精度に対する感度を評価する．係数 α_{ri} の推定誤差に対するロバスト性を評価するため，誤差係数 K を用いて，新たな出力行列 C'_r を式(5.1)にて定義した．

$$\begin{aligned}\mathbf{C}'_r &= K \cdot \mathbf{C}_r \\ &= K \cdot [\alpha_{r1} \quad \cdots \quad \alpha_{rN} \quad \mathbf{0}_{1\times N}].\end{aligned} \tag{5.1}$$

誤差係数 K の影響をシミュレーションで評価するため，制御対象の正しい出力行列 C_r の代わりに，誤差を含んだ出力行列 C'_r を用いて相対変位推定オブザーバを構築し,その応答を比較した.誤差係数 K に対する依存性評価結果を Fig. 5-5 に示す．Fig. 5-5 では，誤差係数 K は，0.5 から 2.0 までの 0.5 刻みで変化させた．また，黒破線は従来手法であるステージ変位を FB したシステムの応答（Fig. 5-3(b)と同じ）である．Fig. 5-5 では，当然ながら誤差が最小となる誤差係数 K=1 が最も良好なステージ性能を示し，K=1 から離れるにつれて振動的になることが確認できる．Fig. 5-6 に誤差係数 K の推定誤差に対する感度を示す．Fig. 5-6 は横軸に誤差係数 K，縦軸に位置偏差量として，時刻 0.4 秒から 1.0 秒の相対変位の位置偏差信号の振幅の 3σ を示す．Fig. 5-6 より，ステージ変位の振幅（青線）は係数 K によってほとんど変化しないが，相対変位の振動振幅(赤線)は，K=1 を最小として大きく変化することがわかる．

本研究では，係数 α_r は，FEM モーダル解析において，モード振幅の比として導出している．一般に，FEM の解析誤差は 10%程度未満と考えられる．特に，今回のようにモード振幅の比率に限れば，数%程度の精度で推定が可能であると考えられる．よって，係数 α_r の推定誤差により相対制御システムの性能が低下する場合はあるものの，従来手法に対して十分な優位性を有していると考えられる．

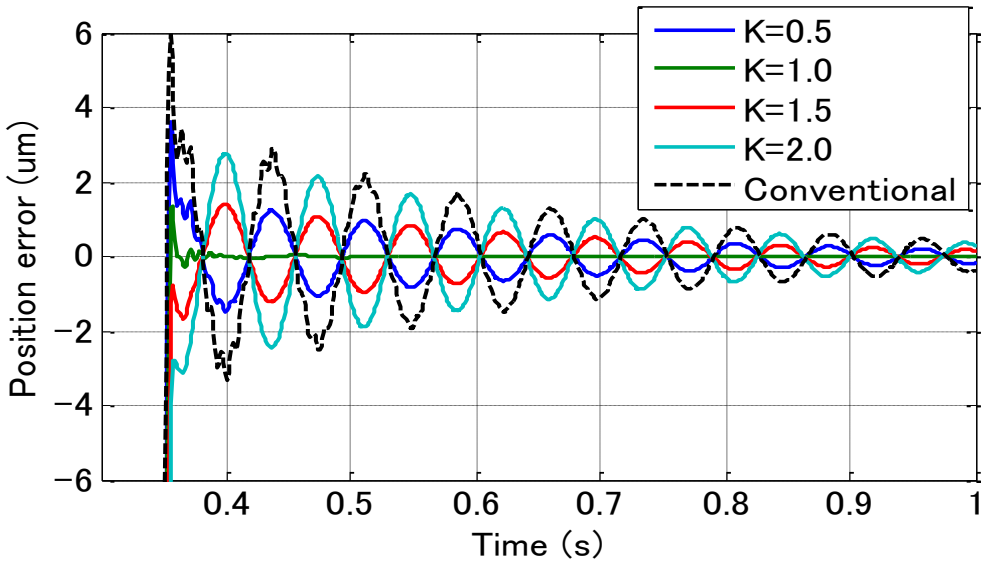


Fig. 5-5　誤差係数 K に対する依存性評価結果

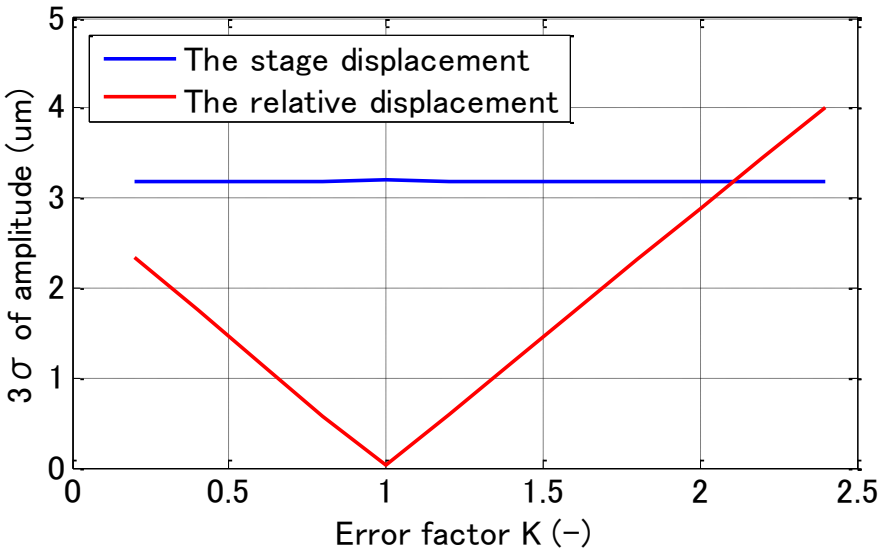
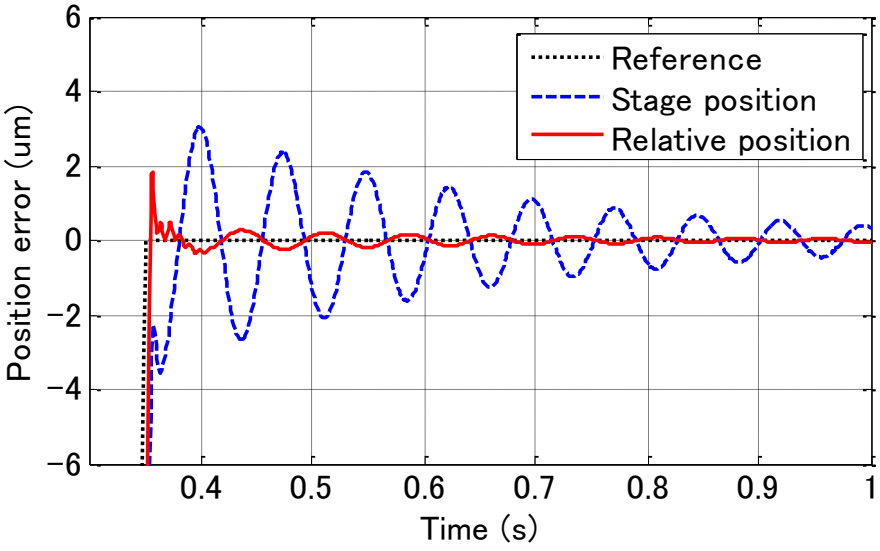


Fig. 5-6　誤差係数 K に対する感度

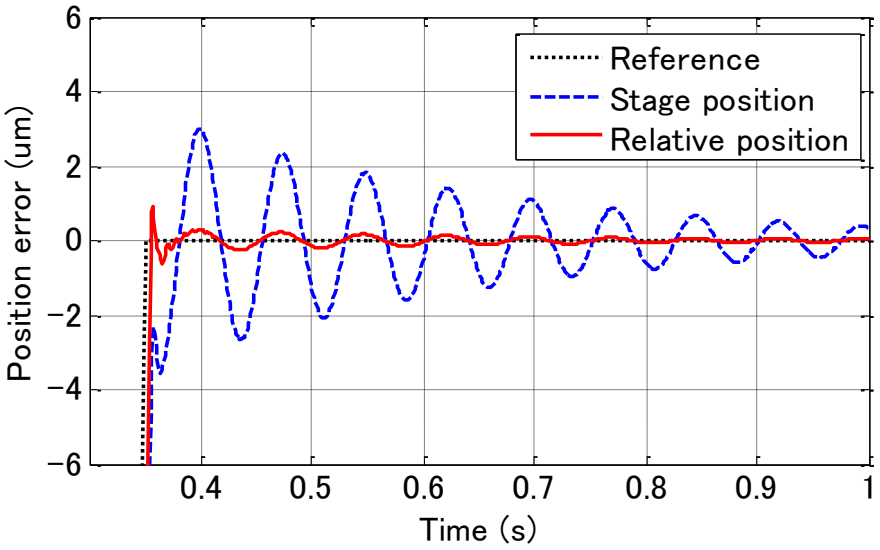
5.1.3 周波数変動に対するロバスト性評価

次に，弾性アームの周波数変動に対するロバスト性について評価する．本手法では，弾性アームの共振周波数は，3.1 節に示したように実験結果から同定するため，同定直後の周波数誤差は小さいと考えらえる．しかしながら，位置決め対象は複雑な構造体であることも多く，機械的・電気的な経時変化により特性が変化することも考えられるため，システムは弾性アームの周波数変動に対してロバストである必要がある．

提案した制御システムのロバスト性を数値シミュレーションで確認した．シミュレーションでは，制御対象プラント内の弾性アームの共振周波数を±5%，±10%と変化させた．ここで，オブザーバとコントローラの両方の設計に用いるノミナルモデルは変更されないことに注意されたい．ステージの駆動条件を Table 5-1 に示す．結果を Fig. 5-7 および Fig. 5-8 に示す．Fig. 5-7 および Fig. 5-8 では，Fig. 5-3(c)に示したノミナルモデルでの結果と比較して，全てのモデルの応答が悪化している．しかしながら，±10%の周波数変動を与えたモデルでの応答（Fig. 5-8）においても，ステージ変位のみを単純に FB する従来の制御系よりも優れた結果を示している．したがって，提案手法における，特性の経年変化を模擬した周波数変動に対するロバスト性を確認した．

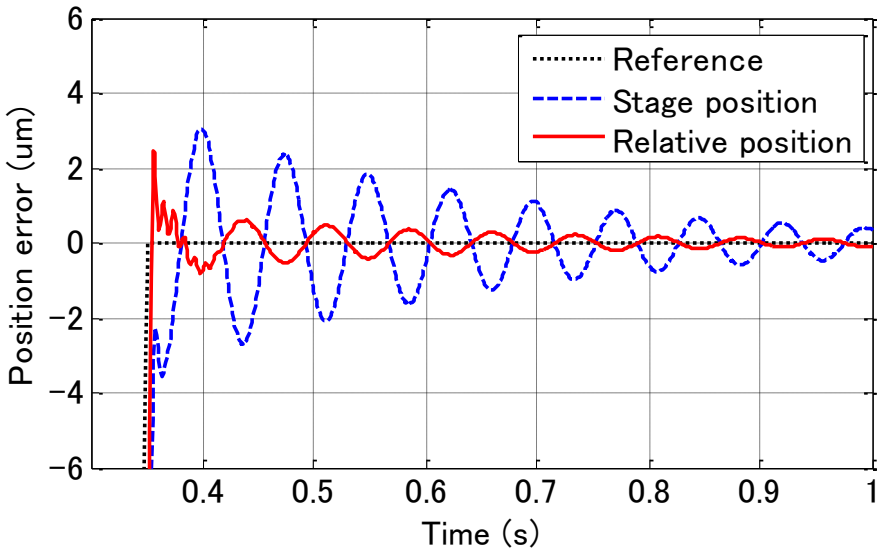


(a) 共振周波数シフト：-5%

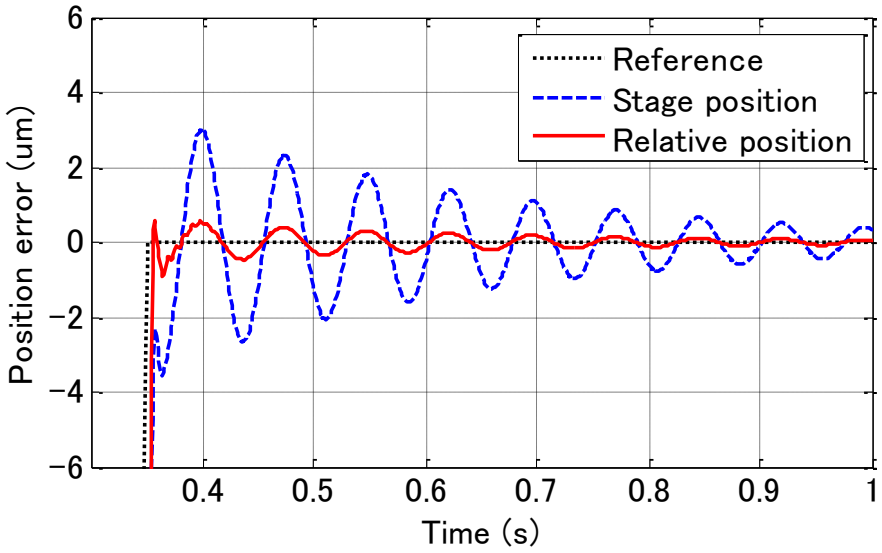


(b) 共振周波数シフト：+5%

Fig. 5-7 周波数変動対する感度 1



(a) 共振周波数シフト：-10%



(b) 共振周波数シフト：+10%

Fig. 5-8 周波数変動対する感度 2

5.2 位置決めシミュレーション評価

5.2.1 評価システム

提案した，相対変位推定オブザーバと SRC 型フィードバック制御系の効果を検証するため，以下の 4 つの条件においてそれぞれ制御系を設計し，比較を行った．

システム 1：ステージ変位を位置ループおよび速度ループに FB する場合

システム 2：相対変位を位置ループおよび速度ループに FB する場合

システム 3：位置ループに相対変位を，速度ループにステージ変位を FB する場合

システム 4：位置ループに相対変位を，速度ループに SRC を適用する場合（提案法）

ここで，システム 1 が従来手法としてステージ変位のみを用いた系である．また，システム 2 は，実際の装置システムでは検出不可能な相対変位を制御に利用しているため，理想状態の比較対象とする．システム 3 が提案オブザーバを用いて従来通りの制御系を構築した場合である．システム 4 は，システム 3 に加えて提案する SRC 型フィードバック制御系を適用した場合である．

以降では，これらの評価システムに対してシミュレーションおよび実験による評価を行う．

5.2.2 制御パラメータの設計

それぞれのシステムにおいて独立に，ナイキスト線図における安定性が同程度になるように制御パラメータを設計した．設計した制御パラメータを Table 5-2 に示す．ここで，システム 2 に対してのみ，相対変位が速度ループに適用されていることにより，共振ピークでのゲインを抑制するためノッチフィルタを適用した．得られた制御特性を Fig. 5-9 から Fig. 5-11 に示す．

Fig. 5-9 から Fig. 5-11 において，システム 1 は，古典的な方式であり，ステージ変位を位置制御に適用している．そのために，相対変位は目標軌道に追従できないことが想定される．一方，システム 2-4 においては，相対変位が位置制御に用いられているため，相対変位が目標軌道に追従するように制御することが可能である．しかしながら，Fig. 5-9 に示すように，システム 2 の制御帯域は他のシステムに比べて低くなっている．これは，ノッチフィルタによる位相遅れの影響である．システム 3 は，産業分野でよく用いられる，いわゆる P-PI 制御器となっている．これは，マイナーループの FB に用いるステージ変位はピークゲインが低く安定性が確保しやすいため，システム 2 と比較して良好な性能を得ることができる．提案手法であるシステム 4 は，システム 3 よりも高い制御帯域を実現しており，概ねシステム 1 と同程度の制御性能を達成している．これは，SRC によって共振モードを相殺したことによる効果である．

Table 5-2 制御パラメータ

	P-Kp	**V-Kp**	**V-Ki**	**Notch filter**
System 1	180	30	5655	No
System 2	100	18	1357	Yes
System 3	150	20	3770	No
System 4	150	25	6283	No

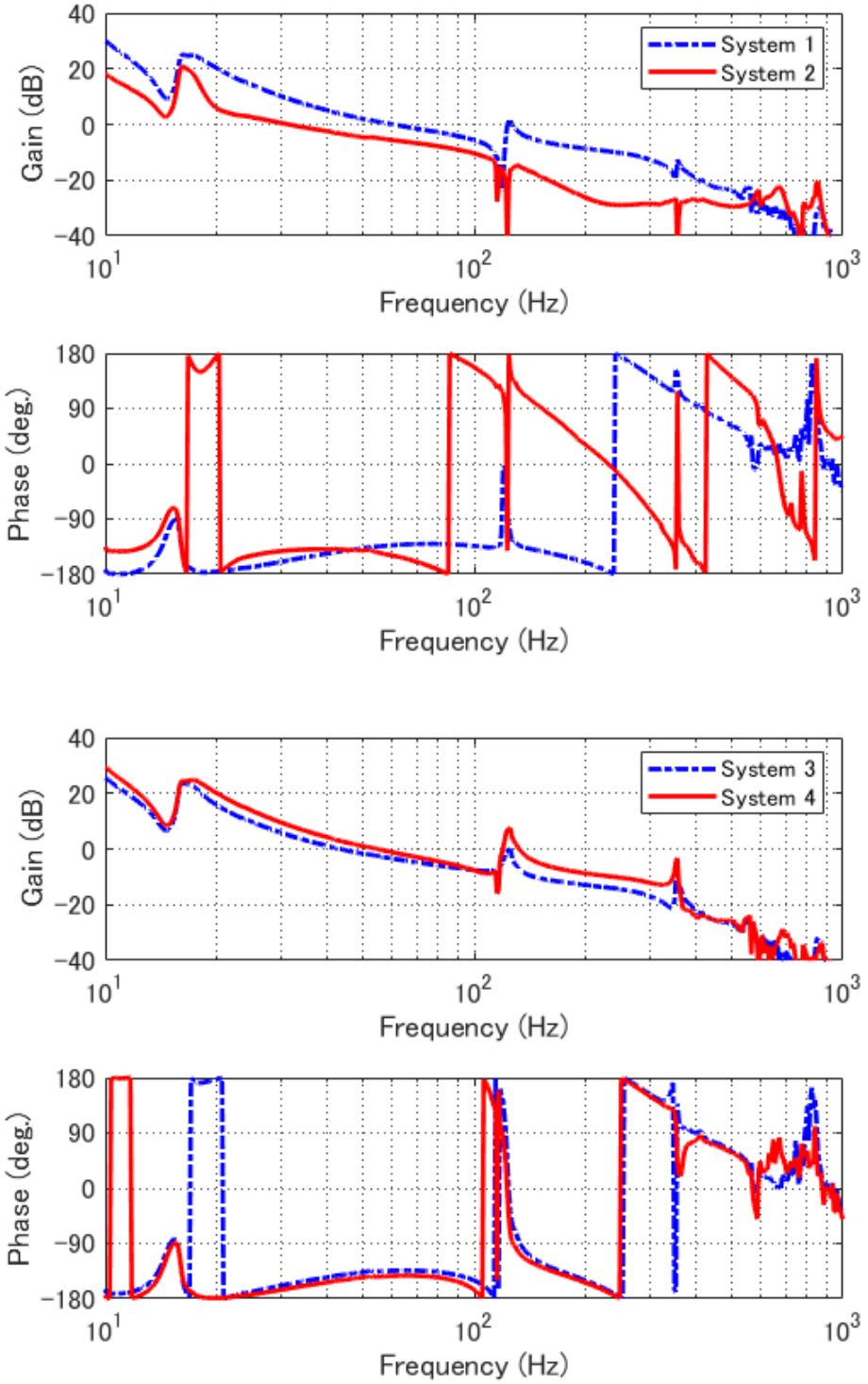


Fig. 5-9 制御特性（開ループ特性）

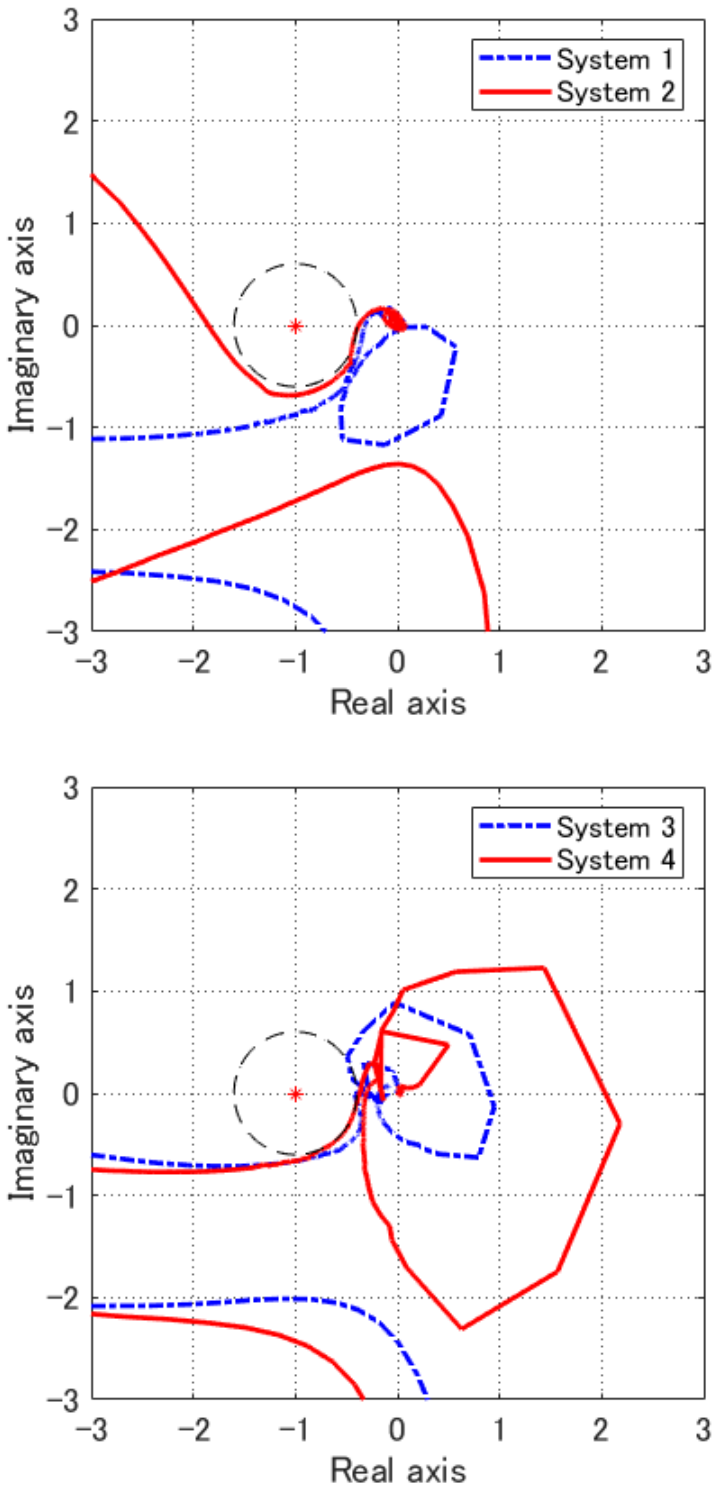


Fig. 5-10 制御特性（ナイキスト線図）

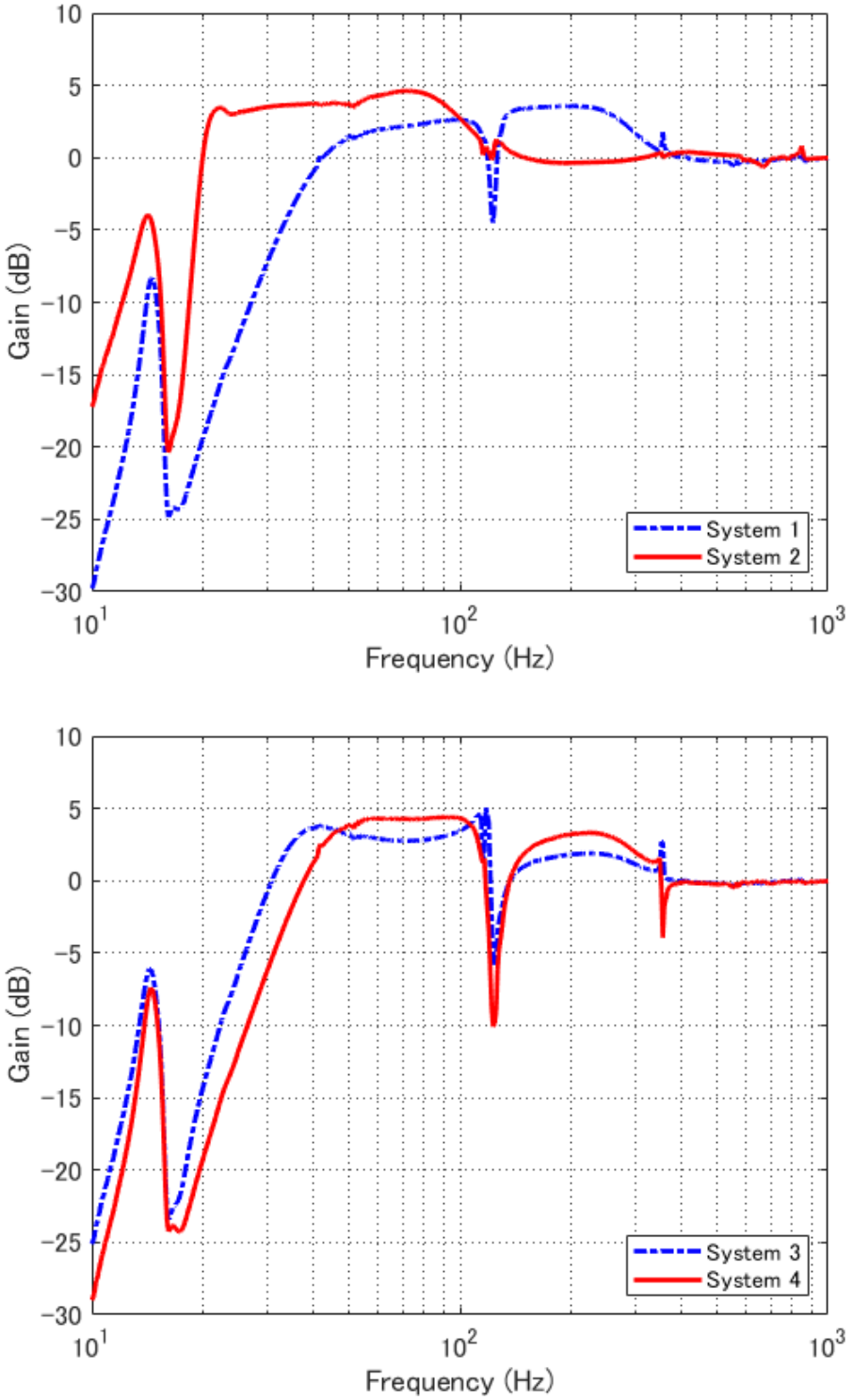


Fig. 5-11 制御特性（感度関数）

5.2.3 時間応答評価

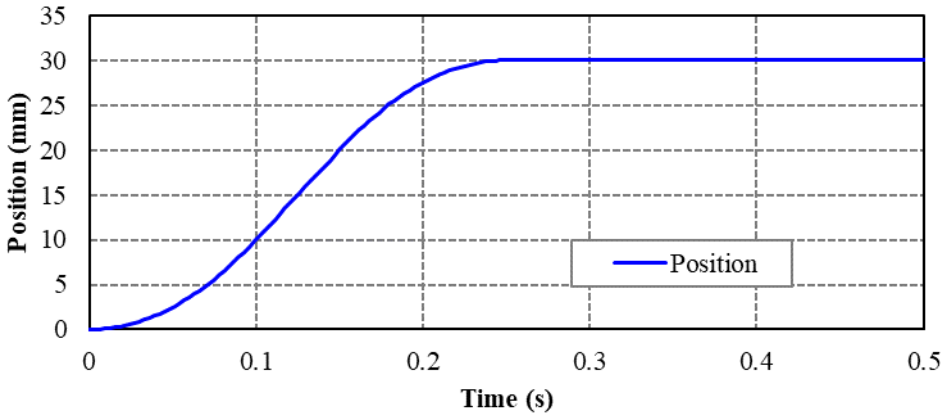
次に，ステージ駆動特性をシミュレーションにおいて評価した．ステージの駆動条件を Table 5-3 に示し，生成されるプロファイルを Fig. 5-12 に，シミュレーション結果を Fig. 5-13 に示す．

システム 1 では，位置応答は移動後速やかに目標位置に整定していることが確認できる．これは従来方式であり，ステージ変位を FB することで速度ループの安定性が高いことによる影響である．一方，システム 2 はシステム 1 と比較して遅れが大きく，整定時の振動も大きい．これは，速度ループに相対変位を用いることで，制御帯域が他のシステムに比べて低くなっていることによる影響である．一方，システム 3 では，システム 1 と同様に良好な位置決め性能が得られていることが確認できる．これは，位置ループに相対変位を用いながら，速度ループに安定性の高いステージ変位を用いたことによる効果である．また，システム 4 では，さらに速度ループの安定性を高めるために SRC 信号を用いることで，わずかながらシステム 3 に対して応答が改善していることが確認できる．

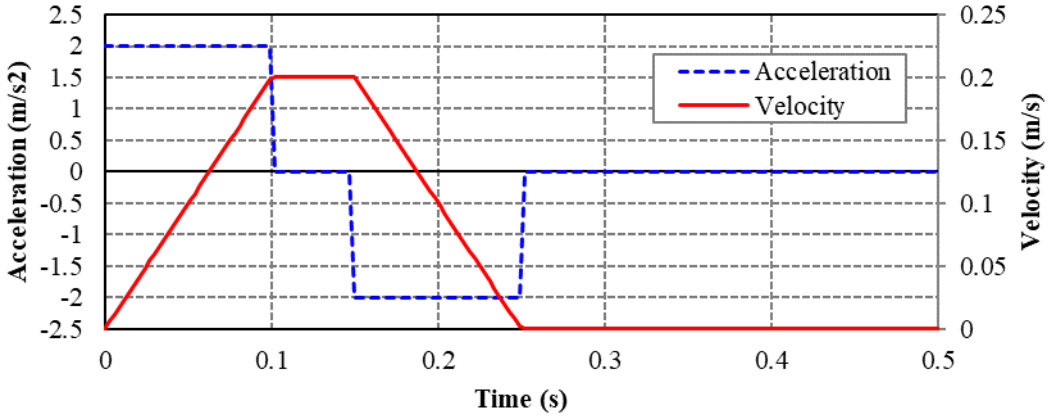
以上により，提案する制御系において，相対変位における制御性能向上がシミュレーションによって確認された．

Table 5-3 ステージ駆動条件

Move distance	30 mm
Velocity pattern	Trapezoid
Acceleration	2 m/s^2
Maximum velocity	0.2 m/s

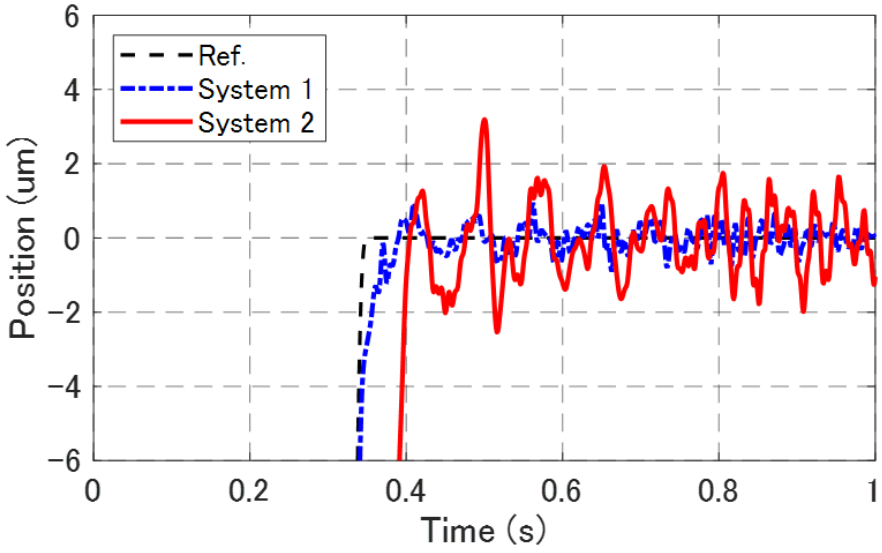


(a) 位置指令

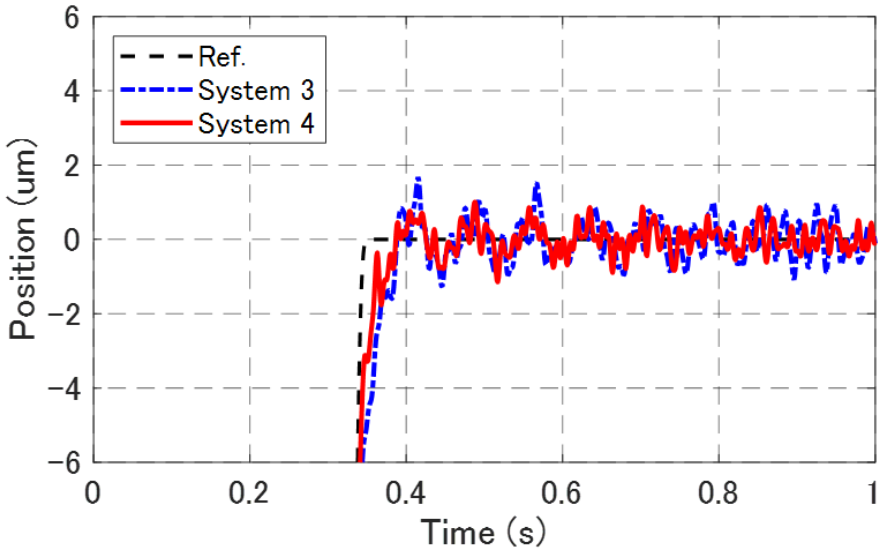


(b) 速度指令（青），加速度指令（赤）

Fig. 5-12 ステージ駆動プロファイル（50 mm 移動）



(a) システム 1，システム 2



(b) システム 3，システム 4

Fig. 5-13 ステージ駆動評価（シミュレーション）

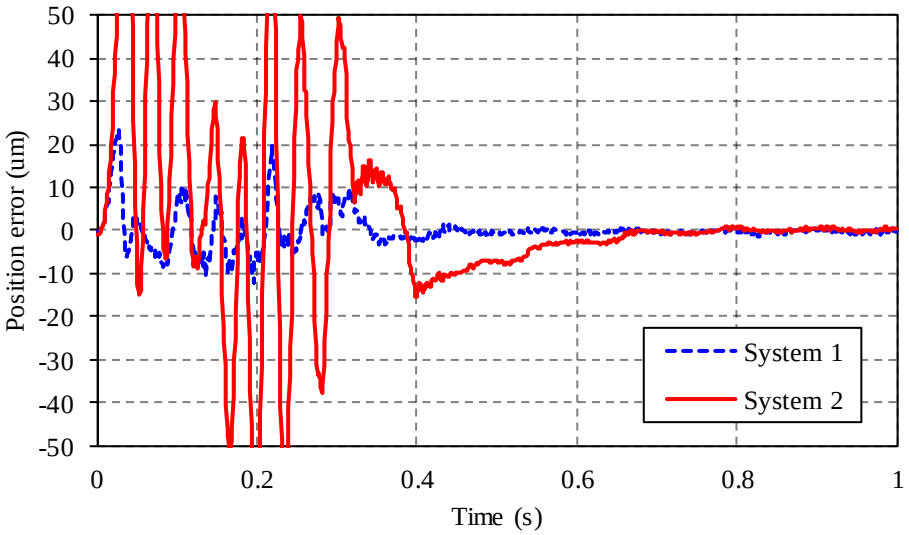
5.3 実験評価

原理評価システムを用いた実験結果について述べる．制御ゲイン，評価条件および駆動パラメータは前節のシミュレーション評価と同じとした．結果を Fig. 5-14 および Fig. 5-15 に示す．

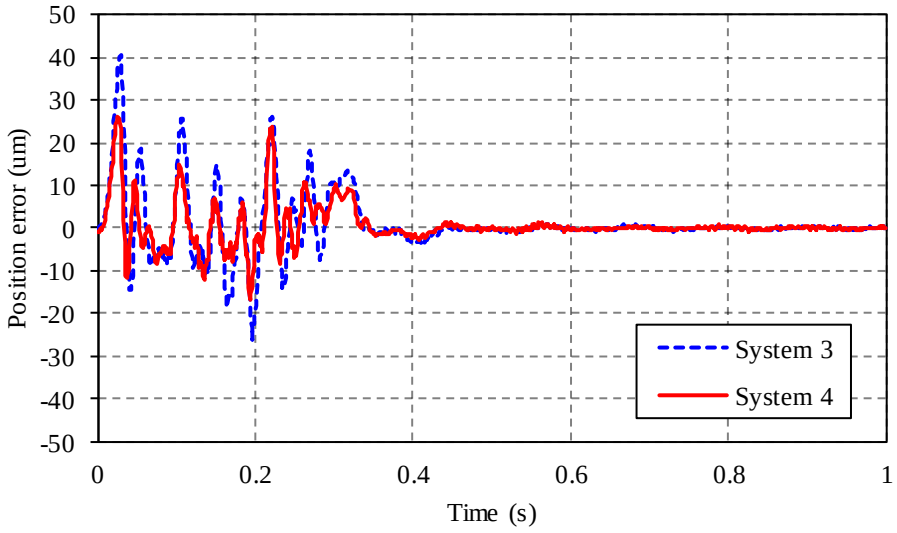
Fig. 5-14 は，相対変位における目標位置と差分（位置偏差）を示し，Fig. 5-15 は同じく相対変位における位置決め応答である．Fig. 5-14 より，システム 2 において，他のシステムと比較して移動中の位置偏差が大きくなっている．同様に，Fig. 5-15 においてもシステム 2 では整定時にオーバーシュートが大きく，整定が遅れていることが確認できる．一方，提案制御系であるシステム 4 においては，システム 3 と比較してわずかに移動中の位置偏差と整定時振動が抑制されていることが確認できる．これは，より共振ピークが小さく安定度の高いシステム 1 とほぼ同程度の性能となっている．システム 1 では，原理上相対変位に追従できないため，提案手法により，相対変位に追従しながらより位置決め性能の高い制御系を実現することを確認した．

Fig. 5-15 の位置決め応答より，位置指令が目標位置に到達する時刻(345 ms)から相対変位が目標位置±2 um 以内に収束するまでの時間を整定時間と定義し，各システムの整定時間を比較した結果を Table 5-4 に示す．相対変位を制御しているシステム 2～4 において，システム 2 ではオーバーシュートによって 307 ms の整定時間を要している．一方，提案するシステム 3 および 4 では，システム 1 と同程度の整定時間となっている．相対位置を制御する従来手法としてシステム 2 と比較対象とすると，提案手法のシステム 4 では，整定時間を 77%低減している．ここで，提案システムの整定時間は，例えば文献[52]に示されたステージシステムの整定時間と同程度である．この結果より，本手法より相対変位を高精度に制御すると同時に，高速な位置決めを実現することを確認した．

以上により，提案する制御系において，相対変位における制御性能向上が原理評価ステージシステムを用いた実験によって確認された．

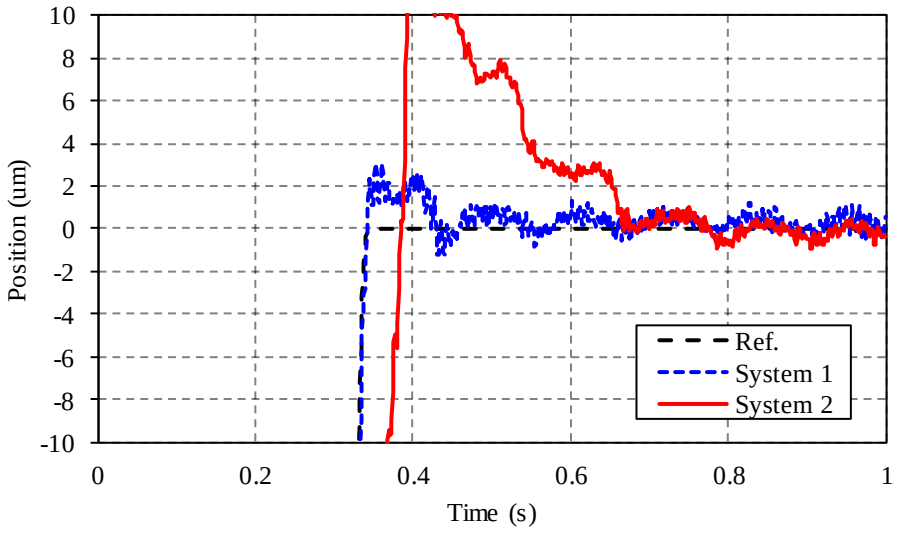


(a) システム 1，システム 2

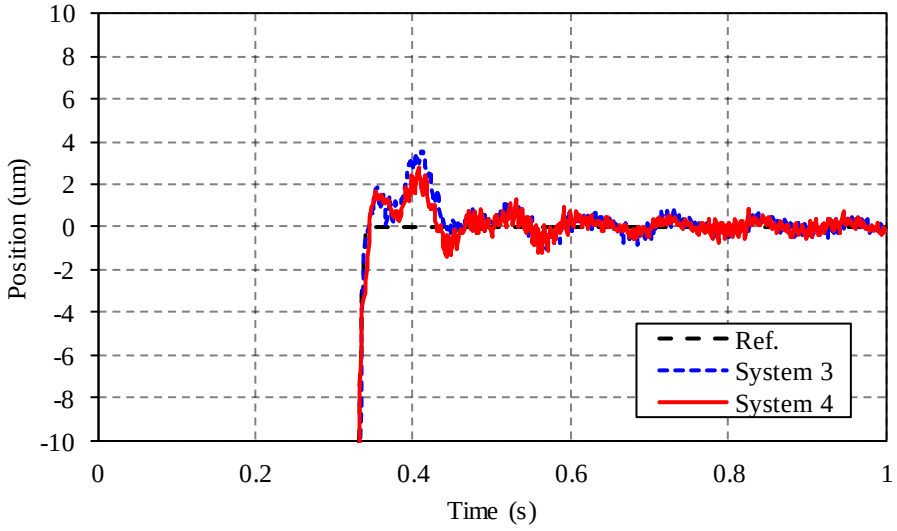


(b) システム 3，システム 4

Fig. 5-14 ステージ駆動評価（実験結果，位置偏差）



(a) システム 1，システム 2



(b) システム 3，システム 4

Fig. 5-15 ステージ駆動評価（実験結果，整定波形）

Table 5-4 ステージ駆動評価（整定時間）

System name	Settling time
System 1	66 ms
System 2	307 ms
System 3	78 ms
System 4	72 ms

5.4 本研究の適用性

本研究では，従来研究とは異なるコンセプトとして相対位置決めを提案し，産業分野における位置決めシステムのスケールモデルである原理評価ステージを用いて制御系の検討および評価を行った．原理評価ステージシステムにおいては，センサの分解能やモータ推力の制約により，駆動速度や位置精度は１章で示した半導体露光装置の例と比較して低い水準である．しかしながら，本研究で着目する相対位置決めに関する目的は，産業上の実システムにおいても共通である．また，構造がより複雑な装置システムにおいては，センサ情報とシステム性能の乖離度が大きくなることから，本研究のコンセプトである相対位置決めは，産業分野の位置決めシステムにおいて，より高い効果を発揮する考え方である．

また，原理評価ステージにおける弾性アームは位置決め対象の柔軟構造物を模した構造体であり，産業上の実システムにおける位置決め対象物と比較して単純な振動モードとなる．しかしながら，そのモデル構築手順であるステージ特性の実験同定と FEM 解析は，産業上に実システムにおいても同様に行われる手法である．すなわち，本研究の提案手法である相対変位推定とそれを抑制する制御系は，産業上の実システムにおいても適用可能であり，本研究と同様に位置決め性能の向上効果が得られると考えられる．

さらに，提案制御系では，相対変位推定オブザーバは従来の状態推定オブザーバをベースに構築されるシンプルな構成であるとともに，産業分野の位置決め装置に多く適用されている二重ループ制御系を用いて構成することで産業分野の制御系に適用が容易であるという大きな利点を持つ．

以上のことから，本研究で原理評価ステージを用いて得られた成果は，実際の産業分野において非常に有効な手法になると考えられ，今後産業分野での適用が期待される．

5.5 まとめ

本章では，提案した制御系の効果をシミュレーションおよび原理評価システムを用いた実験によって検証した．

シミュレーションにより提案した相対変位推定オブザーバの効果とロバスト性を検証し，従来のステージ変位のみのフィードバックと比較して大幅に性能向上し，理想状態として設定した相対変位を直接観測可能な場合と同程度の良好なシステム性能を実現することを確認した．さらに，出力行列および周波数変動に対しても十分なロバスト性を有することを確認した．

提案した相対変位推定オブザーバおよび SRC 型フィードバック制御系を原理評価ステージシステムに適用し，得られたシミュレーション結果および実験結果より，提案する制御系の有効性を確認した．実験評価において，従来手法と比較して提案手法では，整定時間を 77%低減していることを確認した．また，提案システムの整定時間は，例えば文献[52]に示されたステージシステムの整定時間と同程度であり，本手法より相対変位を高精度に制御すると同時に，高速な位置決めを実現することを確認した．

本研究のコンセプトである相対位置決めは，より構造が複雑な位置決めシステムにおいて，高い効果を発揮する考え方である．本研究の制御系は，産業上の実システムにおいても適用可能であるとともに，本研究においてスケールモデルである原理評価ステージを用いて得られた位置決め性能向上は，実システムにおいても同様に高い効果が得られると考えられる．提案制御系は，シンプルな構成であるとともに，産業分野の位置決め装置に多く適用されている二重ループ制御系を用いて構成することで産業分野の制御系に適用が容易であるという大きな利点を持ち，今後産業分野での適用が期待される．

第 6 章　結論

本論文では，精密ステージに代表される位置決めシステムを対象に，装置システムの本質的な性能を目的とし，ステージと位置決め対象となる構造体の間の相対位置決め精度の向上について検討した．装置システムの性能を決める位置決めターゲットと位置決めステージの相対変位に着目し，相対変位を抑制するための制御システムの提案を行うとともに，提案手法の有効性を原理評価ステージシステムに対する数値シミュレーションおよび実験により検証した．本手法は，実験結果と FEM 解析結果を融合させた実用的な技術であり，非常にシンプルかつ運用性の高い制御器を実現可能であり，今後産業分野での適用が期待される．

以下に，本研究で得られた結果を示す．

(1) 相対位置決めを必要とする装置システムを定義した．特に，システム本来の目的である位置決め対象物への相対位置決め精度の向上は，ナノメートルオーダの精密位置決めや，構造体振動が無視できないような柔軟構造物に対して有効なアプローチである．

(2)相対位置決め装置を模擬する原理評価ステージシステムを構築した．ここで，原理評価ステージシステムにおいては，位置決め対象物として弾性アームとし，サブミクロンオーダの高速高精度な位置決めの評価を行う制御対象として構築した．

(3) 原理評価ステージシステムの特性を実験システム同定により測定した．

また，CAD モデルを用いて FEM 解析モデルを構築し，モーダル解析結果からモーダルパラメータを抽出することにより，実測と同様の伝達特性が得られることを確認した．

(4) 検出可能なセンサ情報（ステージ変位）のみを用いて，検出できない位置決め対象の相対変位量を推定するオブザーバを構築した．ステージ変位と相対変位に関する制御対象プラントは，互いに状態変数を共有することから，実験的に同定された観測可能なステージ変位までの伝達特性をオブザーバに用いるプラントモデルとし，出力行列のみを定義すれば良い．さらに，この出力行列は，モード振幅の比によって決まるため，FEM 解析によって精度よく導出することが可能であることを示した．

(4) 弾性構造物に対する相対位置決め特性が，２慣性系の伝達特性と同等であることを示すとともに，それに適したフィードバック制御器として SRC 型フィードバック制御器を提案した．ここでは，コントローラは，状態オブザーバに基づく P-PI の二重ループ構造となっており，速度ループ（インナーループ）に SRC 信号を，位置ループ（アウターループ）に相対変位をそれぞれフィードバックする構成とした．

(5) シミュレーションにより提案した相対変位推定オブザーバの効果とロバスト性を検証し，従来のステージ変位のみのフィードバックと比較して大幅に性能向上し，理想状態として設定した相対変位を直接観測可能な場合と同程度の良好なシステム性能を実現することを確認した．さらに，出力行列および周波数変動に対しても十分なロバスト性を有することを確認した．

(6) 提案した相対変位推定オブザーバおよび SRC 型フィードバック制御系を原理評価ステージシステムに適用し，得られたシミュレーション結果および実験結果より，提案する制御系の有効性を確認した．実験評価において，従来手法

と比較して提案手法では，整定時間を 77%低減していることを確認した．また，提案システムの整定時間は，例えば文献[52]に示されたステージシステムの整定時間と同程度であり，本手法より相対変位を高精度に制御すると同時に，高速な位置決めを実現することを確認した．

(7) 本研究のコンセプトである相対位置決めは，より構造が複雑な位置決めシステムにおいて，高い効果を発揮する考え方である．本研究の制御系は，産業上の実システムにおいても適用可能であるとともに，本研究においてスケールモデルである原理評価ステージを用いて得られた位置決め性能向上は，実システムにおいても同様に高い効果が得られると考えられる．提案制御系は，シンプルな構成であるとともに，産業分野の位置決め装置に多く適用されている二重ループ制御系を用いて構成することで産業分野の制御系に適用が容易であるという大きな利点を持ち，今後産業分野での適用が期待される．

謝辞

本論文を執筆するにあたり，非常にお忙しい中，長期間に渡り見放さず幾多の御指導，御鞭撻を賜ると共に，投稿・発表論文の作成に関しても多大な御力添を頂きました，苫小牧工業高等専門学校校長・北海道大学客員教授 小林幸徳先生に深く感謝申し上げます.

本論文をまとめるにあたり，ご助言，ご指導を頂くとともに，労を惜しまず御協力を頂きました北海道大学大学院工学研究院准教授 江丸貴紀先生に深く御礼申し上げます.

本論文の作成にあたり，有益な御意見とご助言を頂きました同研究院教授 梶原逸朗先生，同研究院教授 佐々木克彦先生に対し深く謝意を表します.

また，社会人博士課程に進むにあたり，快く送り出していただいた株式会社日立製作所の上司・先輩をはじめとする皆様に感謝申し上げます.

最後に，時間的・経済的に本当に多くの苦労をかけた，妻と家族に深く感謝します.

2021 年 3 月

参考文献

[1] 大前力, 平井洋武, 涌井伸二, 情報システムにおける制御, コロナ社 (1999)

[2] 冨田良幸, 小島英嗣, 川地俊一, 小梁川靖, 大塚征司, FPD プロセス用超大型・超精密位置決めステージの研究開発, 精密工学会誌, Vol. 78, No. 2, pp. 117-121 (2012)

[3] 中尾修, 電子部品実装機の高速・高精度位置決め, 精密工学会誌, Vol. 62, No. 9, pp. 1259-1262 (1996)

[4] G. Moore, Cramming more components onto integrated circuits, Electronics Magazine, Vol. 38, No. 8, pp. 114-117 (1965)

[5] H. Butler, Position Control in Lithographic Equipment, IEEE Control Systems Magazine, Vol. 31, No. 5, pp. 28-47 (2011)

[6] 小澤眞二, 液晶ディスプレイ用リソグラフィー技術の現状, 電子情報通信学会論文誌 C, Vol. J84-C, No. 12, pp. 1227-1231 (2001)

[7] 涌井伸二, ステッパにおける精密位置決めステージの現状と将来, 精密工学会誌, Vol. 67, No. 2, pp. 202-206 (2001)

[8] A. J. Hazelton, S. Wakamoto, S. Hirukawa, M. McCallum, N. Magome, J. Ishikawa, C. Lapeyre, I. Guilmeau, S. Barnola, and S. Gaugiran, Double-patterning requirements for optical lithography and prospects for optical extension without double patterning, Journal of Micro/Nanolithography, MEMS, and MOEMS, Vol. 8, No. 1 (2009)

[9] 涌井伸二, 半導体露光装置の制御, 日本機械学会誌, Vol. 103, No. 977, pp. 250-253 (2000)

[10] K. Sakata, H. Fujimoto, A. Hara, and K. Saiki, Design fabrication

of high-precision stage and ultrahigh-speed nanoscale positioning, in American Control Conference, pp. 2254-2259 (2009)

[11] W. Ohnishi, H. Fujimoto, K. Sakata, K. Suzuki, and K. Saiki, Design and Control of 6-DOF High-Precision Scan Stage with Gravity Canceller, in American Control Conference, pp. 997-1002 (2014)

[12] R. M. Schmidt, G. Schitter, A. Rankers, and J. V. Eijk, The Design of High Performance Mechatronics, High-Tech Functionality by Multidisciplinary System Integration. IOS Press (2014)

[13] 堀内宰, 精密・超精密位置決めの高速化.ボールねじ対リニアモータ, 精密工学会誌, Vol. 67, No. 2, pp. 179-183 (2001)

[14] 二見茂, 精密・超精密位置決めの制御法, アンプの最近の動向, 精密工学会誌, Vol. 67, No. 2, pp. 179-183 (2009)

[15] K. Sakata, H. Fujimoto, A. Hara, T. Ohtomo, and K. Saiki, Design Fabrication and Control of 4-DOF High-Precision Stage, in 11th IEEE International Workshop on Advanced Motion Control, pp. 366-370 (2010)

[16] M. F. Heertjes, Variable Gains in Motion Control of Wafer Scanners, IEEJ Journal of Industry Applications, Vol. 5, No. 2, pp. 90-100 (2016)

[17] W. Gao et al., Measurement technologies for precision positioning, CIRP Annals, 64-773 (2015)

[18] 高偉, 最新エンコーダ技術と展望, 精密工学会誌, Vol. 82, No. 9, pp. 773-777 (2016)

[19] 超精密位置決めアンケート報告書, 精密工学会超精密位置決め専門委員会アンケート小委員会 (2015)

[20] 柴崎祐一, 半導体用露光装置における精密位置決め技術, 機械設計, Vol. 50, No. 8, pp. 36-41 (2006)

[21] W. Ohnishi, H. Fujimoto, K. Sakata, K. Suzuki, and K. Saiki, Decoupling Control Method for High-Precision Stages using Multiple Actuators considering the Misalignment among the Actuation Point, Center

of Gravity, and Center of Rotation, IEEJ Journal of Industry Applications, Vol. 5, No. 2, pp. 141-147 (2016)

[22] M. Binnard, Planar motor with linear coil arrays, United States Patent, No. US6452292 (2002)

[23] J. M. M. Rovers, J. W. Jansen, J. C. Compter, and E. A. Lomonova, Analysis method of the dynamic force and torque distribution in the magnet array of a commutated magnetically levitated planar actuator, IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol. 59, No. 5, pp. 2157-2166 (2012)

[24] Y. Choi and D. Gweon, A high-precision dual-servo stage using halbach linear active magnetic bearings, IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, Vol. 16, No. 5, pp. 925-931 (2011)

[25] 山口高司, メカトロニクスの勘どころ, 計測と制御, Vol. 46, No. 5, pp. 362-369 (2007)

[26] 大塚次郎, 超精密位置決め, 精密工学会誌, Vol. 75, No. 1, pp. 82-83 (2009)

[27] 大塚次郎, 精密・超精密位置決めの現状と将来予想, 精密工学会誌, Vol. 67, No. 2, pp. 179-183 (2009)

[28] 堤正臣, 工作機械における計測／制御技術の現状と動向, 計測と制御, Vol. 41, No. 11, pp. 765-768 (2002)

[29] 山口高司, 平田光男, 藤本博志, ナノスケールサーボ制御高速・高精度に位置を決める技術, 東京電機大学出版局 (2007)

[30] 安田正志, 環境振動と精密機器, 精密工学会誌, Vol. 74, No. 5 (2008)

[31] 前田肇, 杉江俊治, アドバンスド制御のためのシステム制御理論, 朝倉書店 (1995)

[32] 堀洋一, 大西公平, 応用制御工学, 丸善 (株) (1998)

[33] 藤本博志, 堀洋一, 山口高司, 中川真介, マルチレートサンプリングを用いた完全追従制御法による磁気ディスク装置のシーク制御, 電気学会論文誌

D, Vol. 120, No. 10, pp. 1157-1164 (2000)
[34] 大西亘, 藤本博志, 堀洋一, 坂田晃一, 鈴木一弘, 佐伯和明, 超精密ステージにおけるオイラーの運動方程式と物体座標系の回転の非線形性と軸間干渉を補償した姿勢制御法, 電気学会論文誌 D, Vol. 134, No. 3, pp. 293-300 (2014)
[35] 森貴彦, 不破勝彦, 神藤久, 前置フィルタを用いた周波数依存型最適サーボ系の構成, 電気学会論文誌 C, Vol. 127, No. 12, pp. 2057-2063 (2007)
[36] 森貴彦, フレキシブルアームに対するノッチフィルタを用いたサーボ系の設計法とその応用, 電気学会論文誌 C, Vol. 131, No. 11, pp. 1990-1999 (2011)
[37] 平田光男, 長谷川裕美, フィードバック型誤差モデルを用いた H∞ 制御によるハードディスク制御系の高帯域化, 電気学会論文誌 D, Vol. 128, No. 10, pp. 1211-1218 (2008)
[38] 廣瀬徳晃, 川福基裕, 岩崎誠, 平井洋武, 全域通過フィルタを用いたフィードバック補償による共振モードのロバスト制振制御, 電気学会論文誌 D, Vol. 129, No. 10, pp. 981-988 (2009)
[39] 熱海武憲, 有坂寿洋, 清水利彦, 山口高司, ハードディスク装置の機構共振制振サーボ技術, 日本機械学会 C 編, Vol. 68, No. 675, pp. 162-169 (2002)
[40] 熱海武憲, 中川真介, 山口高司, 濱田洋介, 共振特性を考慮したハードディスク装置の広帯域化サーボ技術, 日本機械学会 C 編, Vol. 67, No. 664, pp. 229-234 (2001)
[41] 熱海武憲, 仮想共振モードを用いたハードディスク装置のヘッド位置決め制御, 日本機械学会 C 編, Vol. 71, No. 706, pp. 124-129 (2005)
[42] 平田光男, 長谷川辰紀, 野波健蔵, 終端状態制御によるハードディスクのショートシーク制御, 電気学会論文誌 D, Vol. 125, No. 5, pp. 524-529 (2005)
[43] 平田光男, 城所隆弘, 上田伸治, 終端状態制御によるガルバノスキャナ

のナノスケールサーボ制御，電気学会論文誌 D，Vol. 129，No. 9，pp. 938-944 (2009)

[44] 平田光男，上野藤丸，多項式入力型 FSC によるハードディスク装置のシーク制御，電気学会論文誌 D，Vol. 130，No. 9，pp. 277-282 (2010)

[45] M. Hirata，F. Ueno，Final-State Control Using a Time Symmetrical Polynominal Input，The 11th IEEE International Workshop on Advanced Motion Control，pp. 536-541 (2010)

[46] 矢崎雄馬，藤本博志，堀洋一，坂田晃一，原篤史，佐伯 和明，粗微動間連結分離機構を有する精密位置決めステージの終端状態制御法を用いた整定時間短縮法，電気学会論文誌 D，Vol. 135，No. 3，pp. 227-236 (2015)

[47] 藤本博志，堀洋一，河村篤男，マルチレートフィードフォワード制御を用いた完全追従制御法，計測自動制御学会論文集，Vol. 36，No. 9，pp. 766-772 (2000)

[48] 福島啓介，藤本博志，中川真介，制振 PTC による磁気ディスク装置のショートスパンシーク制御，電気学会論文誌 D，Vol. 126，6，pp. 706-712 (2006)

[49] 坂田晃一，藤本博志，下山隆司，佐伯和明，制振 PTC を用いた大型超精密ステップステージの高速・高精度位置決め制御，計測自動制御学会第 7 回制御部門大会，065-3-1 (2007)

[50] 佐伯和明，下山隆司，坂田晃一，藤本博志，完全追従制御法を用いた大型ステージのモデルの妥当性検証と精密位置決め制御，電気学会論文誌 D，Vol. 130，No. 8，pp. 1022-1028 (2010)

[51] 岩崎誠，前田佳弘，川福基裕，平井洋武，非線形摩擦のモデル化と摩擦補償による位置決め制御系の高精度化，電気学会論文誌 D，Vol. 126，No. 6，pp. 732-740 (2006)

[52] 前田佳弘，岩崎誠，転がり摩擦に基づく位置決め整定時における遅い応答の発生要因の考察と補償，電気学会論文誌 D，Vol. 129，No. 12，pp. 1218-1225 (2009)

[53] 浅海博圭，藤本博志，可変自然長ばねモデルと外乱オブザーバに基づく

ボールねじ駆動ステージの非線形摩擦補償，電気学会論文誌 D，Vol. 129，No. 11，pp. 1101-1108 (2009)

[54] 竹村征，藤本博志，NC 工作機械用ボールねじ駆動ステージにおけるサンプル点間応答を考慮した転がり摩擦補償，平成 24 年電気学会産業計測制御研究会，IIC-12-007，pp. 35-40 (2012)

[55] S. Arimoto, S. Kawamura, and F. Miyazaki, Bettering Operation of Robots by Learning, Journal of Robotic Systems, Vol. 1, No. 2, pp. 123-140 (1984)

[56] H. Hashimoto, P.-H. Yang, and K. Hirano, Precision and Settling Time Improvement for the Wafer Stage of Lithography Scanners with Iterative Learning Control, in 1st International Conference on Positioning Technology, pp. 91-96 (2004)

[57] J. van Zundert and T. Oomen, On inversion-based approaches for feedforward and ILC, Mechatronics, Vol. 50, No. September, pp. 282-291 (2018)

[58] P.-H. Yang and S.-L. Koo, Control systems and methods applying iterative feedback tuning for feed-forward and synchronization control of microlithography stages and the like, United States Patent, No. US20100222898 (2013)

[59] M. F. Heertjes, B. V. D. Velden, and T. Oomen, Constrained Iterative Feedback Tuning for Robust Control of a Wafer Stage System, IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol. 24, No. 1, pp. 56-66 (2016)

[60] 大西亘，藤本博志，坂田晃一，大型超精密位置決めステージのモデルベースト制御技術，電気学会論文誌 D，Vol. 140，No. 4，pp. 272-280 (2020)

[61] Hironori Ogawa, Motohiro Takahashi, Takanori Kato, Development of Precise Control System for Compact Magnetic-levitation Stage System, Proceedings of 21st IFAC World Congress (2020)

[62] 小川博紀, 小山昌宏, 小林孝司, 水落真樹, 機構特性変動を考慮した精密位置決め制御系のモデルベース開発, IIP2011 日本機械学会 情報・知能・精密機器部門講演会 講演論文集, No. 11-9, pp. 113-116 (2011)
[63] 小川博紀, 小林 幸徳, 影山 巧弦, 江丸 貴紀, 柔軟構造物に対する精密ステージの相対位置決め制御, 日本機械学会 年次大会 講演論文集, No. 16-1, S1610204 (2016)
[64] Hironori Ogawa, Yukinori Kobayashi, Kougen Kageyama, Takanori Emaru, and Masaki Odai, Evaluation of Positioning Control System using Relative Displacement Observer for Precise Positioning Stages, Proceedings of IEEE/SICE International Symposium on System Integration, No. 16656236 (2016)
[65] Hironori Ogawa, Yukinori Kobayashi, Takanori Emaru, Relative positioning control of flexible structure for precise positioning stage, JSME Mechanical Engineering Journal, Vol. 7, No.2, pp.1-10 (2020)
[66] 小川博紀, 小山昌宏, 小林孝司, 水落真樹, 構造振動を考慮したステージ制御系のモデルベース設計, 第51回自動制御連合講演会 CD-ROM論文集, No. 633 (2008)
[67] 小川博紀, 小山昌宏, 小林孝司, 郡司芳郎, モデルベース開発手法の精密ステージ制御系への適用, 第52回自動制御連合講演会 CD-ROM論文集, C5-3 (2009)
[68] K. Sakata, H. Asaumi, K. Hirachi, K. Saiki, and H. Fujimoto, Self Resonance Cancellation Techniques for a Two-Mass System and Its Application to a Large-Scale Stage, IEEJ Journal of Industry Applications, Vol. 3, No. 6, pp. 455-462 (2014)
[69] 大西亘, 自己共振相殺制御をマイナーループに持つ P-PI 制御系の周波数応答を用いた設計法の一提案, 電気学会産業応用部門メカトロニクス制御研究会, MEC-18-003 (2018)
[70] 高橋, 露光装置技術発展の系統化調査 第6集, 独立行政法人国立科学博

物館 (2006)
[71] 日立ハイテクノロジーズ, ステージ装置およびそれを用いた荷電粒子線装置, 特開 2015-162396 (2015)
[72] Hironori Ogawa, Masahiro Koyama, Yoshiro Gunji, Development of Precise Positioning System by Using Phase Stabilization, MIPE2012, Santa Clara, California, USA (2012)
[73] 小川博紀, 小田井正樹, 井上智博, 弾性変形を考慮した機構-制御連成解析技術の開発, 第 56 回自動制御連合講演会 CD-ROM 論文集, No. 939 (2013)