

博士論文

ダンパを適用したPZT精密位置決め機構の
制御に関する研究

2015年

櫻田 陽

目次

第1章	序論	1
1.1	研究背景と目的	1
1.1.1	精密位置決め機構	1
1.1.2	精密位置決め機構へ適用したダンパ	4
1.1.3	研究目的	6
1.2	本論文の構成	7
第2章	精密位置決め機構について	8
2.1	精密位置決め機構の特徴	8
2.2	精密位置決め機構の基礎特性	11
2.2.1	2次遅れ系のモデル	13
2.3	本章の結言	14
第3章	ダンパを有するPZT精密位置決め機構の特性解析	15
3.1	精密位置決め機構の制御系設計	15
3.1.1	PIDコントローラの設計法	15
3.1.2	PIDゲインの決定法	16
3.1.3	実験装置の構成	17
3.1.4	過渡応答	17
3.2	高次モデルの同定とダンパの影響解析	18
3.2.1	高次モデルの同定	18
3.2.2	ゲイン低減部のモデル	20
3.2.3	ダンパの影響解析	21
3.3	オーバーシュートを抑制するコントローラ設計	24
3.3.1	コントローラの改善	24
3.3.2	実験検証	25
3.4	本章の結言	25
第4章	ダンパを有するPZT精密位置決め機構のモデル化と制御	27
4.1	ゲインの低減部の新たなモデル化について	27
4.1.1	位相遅れ要素	27
4.1.2	モデル化の結果	28
4.2	位置決め装置の制御	29
4.2.1	ゲインの低減部を考慮したコントローラ設計法	29
4.2.2	実験結果	30
4.3	負荷質量を有する場合の制御性能	32

4.3.1	周波数特性とモデル化	32
4.3.2	実験結果	33
4.4	本章の結言	35
第5章	XY ステージへの応用	36
5.1	XY ステージの機構と特性	36
5.2	1 軸の精密位置決め機構を直交に配置した XY ステージの実験結果	41
5.3	XY ステージの走査動作による温度変化	43
5.4	本章の結言	44
第6章	結言	47
	参考文献	48
	謝辞	53
	研究業績	53

目 次

2.1	Overview and schematic diagram of the 12.5 μm type.	8
2.2	Overview and schematic diagram of the 50 μm type.	9
2.3	Overview and schematic diagram of the 100 μm type.	9
2.4	Overview and schematic diagram of the 300 μm type.	10
2.5	Cross-section view of the displacement expansion mechanism with the dampers.	11
2.6	FEM analysis of 100 μm type precise positioning mechanism	11
2.7	Hysteresis curve of 100 μm type precise positioning mechanism	12
2.8	Basic characteristic experiment composition	12
2.9	The comparison of the frequency responses of a measurement result and a second order lag system	14
3.1	Desired gain property of open-loop transfer function	16
3.2	Experimental system for a precise positioning mechanism	17
3.3	Transient response of a precise positioning mechanism with a damper	18
3.4	Input-output signal applied to system identification of a high order model	19
3.5	The comparison of frequency responses of a measurement result and a high order model	19
3.6	Gain plots of $1/d(z)$ and $n(z)/1$ of a high order model	20
3.7	Step responses of a control system composed with a high order model and a PID controller	21
3.8	Frequency response of a closed loop transfer function	22
3.9	Gain plots of $1/g(z)$ and $f(z)/1$ of a closed loop transfer function	23
3.10	Bode diagrams of a PID controller $C(z)$ and a PID with phase lead compensation $C(z)K(z)$	24
3.11	Step responses of a control system with phase lead compensation	25
4.1	Gain property of high-order phase-lag element for modelling gain reduction in the low-frequency range	28
4.2	Frequency responses of the models $P_{dk}(s)$	29
4.3	Frequency responses of controllers $C_{dk}(s)$	30
4.4	Frequency responses of open-loop transfer functions	30
4.5	Frequency responses of closed-loop transfer functions	31
4.6	Step responses of control systems	32
4.7	Precise positioning device with load	33
4.8	Frequency responses of device with load	33
4.9	Frequency responses of model with a load of 7.06 g	34

4.10	Step responses of control system with a load of 7.06 g	34
5.1	Overview and schematic diagram of the 100 μm type XY stage	36
5.2	A plan of the 100 μm type XY stage	37
5.3	3D FEM analysis of the 100 μm type XY stage for maximum working distance	38
5.4	3D FEM analysis of the 100 μm type XY stage for modal analysis	38
5.5	Overview and schematic diagram of the 100 μm type XY stage	39
5.6	The comparison of frequency responses of a measurement result and a high order model for the 100 μm type XY stage	39
5.7	Frequency responses of open-loop transfer functions	41
5.8	Step responses of control systems for the 100 μm type XY stage	42
5.9	Lissajous circle of 100 μm diameter for planar motion	43
5.10	Scanning movement for the 100 μm type XY stage	44
5.11	Temperature change by the scan movement for the 100 μm type XY stage .	45
5.12	Step responses of AFM scanning movement for the 100 μm type XY stage .	46

表 目 次

2.1	Specification of the precise positioning devices.	10
2.2	Experimental equipment in basic characteristic experiment	13
3.1	Coefficients of high order model	20
3.2	Coefficients of high order model	23
4.1	Stability margins of control systems	31
4.2	Stability margins of control systems	32
4.3	Transient characteristic of control system with a load of 7.06 g	34
5.1	Transient characteristic of control system for XY stage	43

第1章 序論

1.1 研究背景と目的

1.1.1 精密位置決め機構

産業界の発展と共にものづくりの根幹をなす精密位置決め精度と分解能は年々向上し、現在も更なる進歩を遂げている。NC 工作機械やロボット駆動用のサーボモータ、磁気ディスク記録評価装置ヘッドアクセス用のモータの開発など、近年はこれらに加えて、新しい駆動原理のアクチュエータの探索と、新しい駆動源を利用した種々の機構のアクチュエータ開発が活発に行われている。

従来までの位置決め機構は、DC サーボモータとネジ(すべりネジ, ボールネジ等)の組み合わせで、ステージの支持は転がり(ローラー)やすべり軸受の両者が併用して用いられることが多かった^{[1]-[3]}。その後、技術の発展とともに、高速高精度な位置決めを達成するには、(1) メカニズム (2) 変位センサ (3) 制御の3項目が重要であることが認識されるようになってきた^[4]。

(1) メカニズム

メカニズムを設計するうえで最も重要で大きなウェイトをしめるのがメカニズムそのものの剛性であり、その剛性を高めることでメカニズムの共振周波数を高くし、制御性能を高めるよう設計する。しかし、共振周波数を高めることにより共振ピークも高くなり、制御も難しくなる^{[5][6]}。高精度な位置決め機構について、駆動源として金属線コイルを用いたボイスコイルモータ式、積層型圧電素子($\text{PbZrO}_3\text{-PbTiO}_3$, 以下PZTと略記する)を用いた方式がある。ボイスコイルモータのコイル単体は、比較的安価に作成可能であり、軸受の長さに付随して動作範囲を長くすることが可能である。しかし、高精度かつ長い軸受を作成することが難しく、位置決め制御を行う操作量である電流は、コイルが発熱による特性変化の影響を受ける。PZTは、ボイスコイルモータに比べ、単位体積当たりの発生力が大きく、制御量である電圧を可変にすることにより、非常に高精度な位置決めが可能である。しかし、伸長する方向のPZTの長さの1000分の1程度の変位となるため、変位量に応じて変位拡大機構を用いることになる。最終的な位置決め性能から、粗動ステージの精度を考慮し、方式が選択されている。

(2) 変位センサ

フィードバック用変位センサの性能の高精度化は、位置決めには不可欠である。レーザ測長器は周囲温度、湿度の補正も加えれば、非常に良いセンサとなるが、これをサブナノメートルの分解能まで実現するには光路の空気流の温度ゆらぎを防ぐのに大変な努力が必要となる。最終的には真空中で用いるのが最も望ましいとされている。それに対し、リニアスケールを用いたリニアエンコーダ式のセンサは精度でレーザ測長

器に劣るものの、環境の影響を受けにくく、使用頻度が増加している。また、光ファイバを用いたセンサは、精度でリニアスケールに劣るものの、光ファイバを介して測定対象物に光を照射し、その反射光を検出することにより変化を高速で非接触に測定することができる。光を利用して測定するため、測定対象物に全く負荷を与えることなく、かつ磁界や電界から影響を受けることが少ない利点がある。しかし、それぞれのセンサにおいても測長分解能を小さくすると測長速度が電子回路の関係上遅くならざるを得ないトレードオフの関係が現状の技術的な問題点といえる^{[7]-[10]}。

(3) 制御

ここ 20 年間で最も進歩したのはコントローラであり、アナログ方式からデジタル方式となり、サンプリング周波数を高く設定できるようにハードウェアの進化が進んでいる^[11]。制御手法は、現代制御理論、ファジー制御、ニューラルネットなど多くの手法が提案されているが、古典制御を用いることも多い。古典制御の一手法である PID 制御のコントローラにおいても多くの手法が提案されており、要求される仕様により選択されている。また、高精度化と同時に求められているのが高速化である。ナノスケールの位置決め分解能を達成しようとするとき、位置決め装置の最高速度は、フィードバック用変位センサにより制限されることが多く、位置決め装置の精度と分解能の向上には、多くの技術革新が伴い、これからも発展が期待されている^{[63],[64]}。

高速に動作し、高精度な位置決め技術が必要とされる分野として、半導体産業や磁気記録分野が挙げられる。これらの分野では、半導体に作成される回路や磁気記録メディアの磁気状態の評価に高度な位置決め技術が用いられている。

磁気記録装置(以下、HDD: Hard Disk Drive と略記する)は、パーソナルコンピュータやネットワークサーバなどの基幹ストレージ装置として、また家庭内では VTR に代わる映像レコーダとして、データの大容量化と入出力の高速化が図られている。データの大容量化に伴い、高密度に記録された磁気記録メディアの特性を検査する場合、エアースピンドルへの磁気記録メディアの取り付け誤差や温度ドリフトによる形状誤差によって、回転速度に依存する偏心誤差が主な要因となる RRO (Repeatable Run Out) が発生する。また、エアースピンドルの回転精度、ディスクフラッタや風乱等により、振幅は小さく周期が短く回転周期や速度に依存しない NRRO (Non Repeatable Run Out) が存在し、RRO の周期的な外乱に重畳する。したがって、振幅が大きく周期的な外乱に追従しながら、振幅は小さいが高速で非同期に発生する外乱を抑制し、正確に記録トラックへ追従することが要求され、高速に動作し、高精度な位置決めを行いながら、大きな変位を動作可能な精密位置決め機構が求められており、研究開発が進められている。

また、半導体に作成される回路の検査では、IBM・チューリッヒ研究所にて、ゲルト・ビーニツヒ (G. Binnig) とハインリッヒ・ローラー (H. Rohrer) の両氏によって作り出された、非常に鋭く尖った探針を導電性の物質の表面または表面上の吸着分子に近づけ、流れるトンネル電流から表面の原子レベルの電子状態、構造などを観測する世界で初めての実験装置により高精度な表面観測が実現された。表面状態の探索にトンネル電流を使うことから走査型トンネル顕微鏡(以下、STM: Scanning Tunneling Microscope と略記する)と呼ばれ、この装置により、原子像観察 (Si の 7x7 構造) に成功した事例が始まりとされる^[12]。この発明によって STM は原子を観る手法として脚光を浴び、その後、有機・高分子材料、無機材料、生体、半導体、エレクトロニクス、マグネティクス、記録媒体等の多岐にわたり、多くの種

類の表面状態を拡大観察する顕微鏡が用いられている。そして、現在では、大きな動作範囲を確保しながら、高速かつナノメートルスケールの高精度な位置決めが可能な多くの種類の顕微鏡の開発競争が行われている。このような測定表面を試料ステージにてナノメートルレベルでステップを制御できるステージの用途に対して、PZTの微小な変位を拡大する変位拡大機構を組み合わせた装置が用いられる場合が多い^{[13],[14]}。

これまで様々な目的に適合するように、機構の大きさや構造を有するPZT精密位置決め機構に関する研究開発が行われ、実用化されてきた^{[15],[16]}。STMにはいくつか種類があり、先端を尖らせた探針を用いて、物質の表面をなぞるように動かし、原子間力を検出して表面状態を拡大観察する顕微鏡が、半導体に作成される回路の検査に用いられており、走査型プローブ顕微鏡（以下、SPM：Scanning Probe Microscopyと略記する）と呼ばれている。装置構成は、測定対象を移動させる試料ステージと、試料表面に近づけ局所的な相互作用を検出する探針、そしてこれらを制御するコントローラからなる。光の波長に依存する光学顕微鏡に比べて空間分解能が非常に高く、原子以下のレベルの表面凹凸を観察できる利点を有している^{[17],[18]}。

半導体素子は、シリコンウェハと呼ばれる円形の基板に製作される。6インチウェハの不具合を特定する場合、直径152.4 mmの円形のウェハに対し、まずはレーザセンサにより大まかに不具合の場所を数百 nmの範囲まで特定する^[18]。その後、SPMにウェハを設置し、数 μm の範囲で試料ステージを動作させ、不具合の特定を行う。その際、ウェハの設置バラツキ等により、SPMの試料ステージは、探針の位置まで不具合の場所を移動させるために100 μm の動作範囲が要求されている。現状、市販されているSPMにおいて、100 μm の動作範囲を実現するものは存在するが、検査のための動作時間が1往復に対し、およそ2秒の時間を必要としている。その動作速度において、1 $\mu\text{m} \times 1\mu\text{m}$ の領域を1 nmの精度で動作する場合、動作時間は約17分となり、半導体露光装置の停止する時間において、SPMの検査時間が非常に大きく、この試料ステージの高速化が求められている。この試料ステージの高速化を行う次世代のSPMの動作速度は、往復する時間がおおよそ0.01秒、周波数として100 Hz、動作時間は数分が求められており、要求仕様に対し、実用化されている一般的なX-Y平面の位置決め機構は、2つの1軸動作のステージを直交に重ねるか、コラム側とベッド側に各軸を直交に配置し、上下に対向させる形体が主なものとなっている。したがって、同一平面内の移動ではないことから、高精度な位置決めに不可欠なアッペの原理に従うことが構造的に難しいと考えられる。更に、2つの軸を重ねた場合は、一方の軸が、もう一方の軸の全重量を支えながら移動するために高速化が困難な上、必然的にステージの重心が各軸の位置で常に変化するので、制御性が良いとは言えない。そのため、本研究では、HDDの検査装置に用いた精密位置決め機構を検査対象の試料を設置する中央ステージに平行バネにて連結し、直交に配置した1軸の精密位置決め機構を用いた、同一平面内を高速に走査する精密位置決め機構の検討を進めている。

要求仕様を実現するため、高速化を行う精密位置決め機構上の改善によって制御系の制御帯域を拡張しようとする、機構の共振周波数を更に高域に上げる必要がある。そのためには、機構の機械剛性を高めることにより、高い共振周波数を実現することが可能となる。しかし、同時に共振ピークも高めてしまうことになり、制御により抑制できない大きな共振ピークとなる可能性がある。あるいは、減衰性能を高めて共振ピークを下げ、開ループ伝達関数の周波数応答の特性において、ゲイン交差周波数（制御帯域）を越えてシステムが不安定とならないように設計することになる。一方、制御系の設計によって改善しようとする場合、一般的なPID制御器では狭帯域のノッチフィルタなどで反共振特性を持たせ、制御対象

の共振特性を相殺する手法が一般的である。しかし、同時に位相遅れを発生させるため、抜本的に制御性能を上げることはできない可能性がある。また、ロバストな制御性能を有する H_∞ などで周波数整形し、位相特性に影響を与えずに反共振特性で共振ピークを相殺することも可能である。しかし、制御系の次数が高く複雑化する傾向にあり、制御系の次数によっては、高速で計算能力はある DSP (Digital Signal Processor) の演算能力では実現することができない可能性がある。更に、本研究の適用するアプリケーションの場合、 H_∞ などのロバストな制御器は、PID 制御器のようにヒトが経験的または感覚的に調整することが困難であるため、これらの一般的な普及を阻んでいる現状がある。また、磁気記録評価装置のデータのリードとライトを行うヘッドや、半導体に作成される回路の検査のプローブなど、負荷質量の取り付けなどにより機構特性が変化して共振周波数が変化し、設計した制御系では制御性能が確保できないことが懸念される [19]–[24]。

以上のことから、精密位置決め機構の減衰性能を向上させ、共振ピークを下げることは、制御帯域を上げ、位置決め動作の高速化を実現するために必要な抜本的な改善であり、効果的な対策である。

精密位置決め機構について以下にまとめる。

- (1) 高精度な位置決めを実現するには、機構の高速化と、フィードバック制御用変位センサの高精度化と、制御系のコントローラの高速化は、重要である。
- (2) 高速化を行う精密位置決め機構の制御系の制御帯域を拡張しようとする、ゲイン余裕や位相余裕の確保のため機構の共振周波数を更に高域に上げる必要がある。
- (3) 機構の機械剛性を高めることにより、高い共振周波数を実現することが可能となるが、共振ピークも高めてしまうことになる。
- (4) 共振ピークを高めてしまうと、制御により抑制できない大きな共振ピークとなる可能性がある。
- (5) 負荷質量の取り付けなどにより機構特性が変化して共振周波数が変化し、設計した制御系では制御性能が確保できない可能性がある。

1.1.2 精密位置決め機構へ適用したダンパ

精密位置決め機構では、従来までの機械的な対策として、固定部と支持部分との間にゴムや紙などを減衰材として挟み込み、部品同士や締結ネジ面間の接触摩擦によって、アクチュエータ内部の振動を熱エネルギーに変換することで共振ピークを減衰させている [25]–[28]。また、精密位置決め機構の固定部の締結力を弱めると支持部分の接触摩擦が増加し、共振による振動は熱エネルギーとなって減衰するため、共振ピークを下げることも可能だが、その反面、一般に共振周波数も下がってしまう可能性があった。そのため、本質的な手法ではないものの効果的な方法として固定ネジの締め付けトルクを管理し、共振周波数を高く維持しながら共振ピークをできるだけ下げる手法が、1つの有効な方法となっていた。しかし、このような手法で発生する減衰性能は、期待するほど大きなものではなく、必要以上に共振ピークを上げないための調整程度に過ぎないといえる。また、固定部に減衰材等の弾性体または粘弾性体 (Visco Elastic Material, 以下 VEM と略記する) を挟み込むことは、固定面を基準とする取り付けの場合、アプリケーションによっては、位置決めや軌道生成の精度に影響するた

め、精密位置決めを目標とする機構の固定方法としては望ましいものではない。また、機構の動作を拘束するような付加的な機構は、たとえ減衰性能が上がったとしても最大変位を減少させたり、共振周波数を低域に移動させたりする可能性が大きいいため、共振ピークの減少と引き換えに別の問題が発生するのが一般的である。そこで、最大変位を減少させないように、変位方向に対してせん断方向に減衰力が働くよう精密位置決め機構の可動部の表面にダンパを張り付けた。

本研究の動作方向に対してせん断方向に働くダンパ構造は、構造設計の免震の概念と同様であり、大型構造物のビル等が地震力によって破壊することを防止及び抑制し、なるべく地震力を受けない（免れる）ような設計概念で、構造体内部に地震力を吸収する装置を組み込むことで構造物の破壊を防止する。特に近年の大型建築物などでは免震を考慮し、いくつかの技術を組み合わせることで安全性を高めており、この免震の技術の一つに振動に対してせん断に働くトラス構造のような部分に粘弾性を組み込み、振動エネルギーを熱エネルギーに変換する機構がある^{[29],[30]}。この機構の概念を精密位置決め機構の変位拡大機構の共振ピークを減少させるために適用したのが本研究を進めるきっかけとなる特許であり、秋田県と秋田大学の共願で成立している^{[31]–[33]}。

ダンパは、VEMと拘束板からなり、VEMを介して拘束板にて変形を拘束し、機構可動部の振動エネルギーを熱エネルギーに変換して、精密位置決め機構の共振ピークを低減するダンパを付加することを検討する。これまで、試行錯誤によりダンパを貼り付け、アクチュエータの周波数特性および変位特性を測定したところ、変位拡大機構により得られる変位量を低下させることなく、高い共振周波数を維持できていることが確認できている。しかし、ダンパ適用前の精密位置決め機構は、ほぼ理想的な2次遅れ系の特性を有していたが、ダンパ適用後のアクチュエータは低周波域に比べると共振ピーク手前まで、ゲイン特性が徐々に下がる非線形性を有しており、アクチュエータの変位量が大きくなるとゲインの低減量も大きくなった。ダンパを適用した後では、2次遅れ系の特性と比較し、モデル化誤差も大きくなった。この影響は、シミュレーションより位置決めの際のオーバーシュートが大きくなる原因にもなっていると考えられ、問題となっている。

共振ピークを低減させるダンパの問題点について以下にまとめる。

- (1) 制御性能改善のため共振ピークを下げるには、機械的な対策として、固定部と支持部分との間に減衰材等のダンパを挟み込み、接触摩擦によって、機構の振動を熱エネルギーに変換することで共振ピークを減衰させることが有効である。
- (2) ダンパにより、共振ピークを下げることも可能だが、機構の最大変位を減少させる可能性がある。
- (3) 最大変位を減少させないように、精密位置決め機構の変位方向に対してせん断方向に減衰力が働くようダンパを付加することを検討を進める。
- (4) 精密位置決め装置は、国内外の多くの研究機関において、動作範囲を向上させるための研究開発が行われているが、高速化を目指した研究はほとんどなく、またダンパを適用して共振特性を改善する研究も行われていない。
- (5) ダンパを適用したことにより、変位量の減少が懸念され、低周波域のゲインの低減現象は、ダンパの非線形性が現れており、線形のモデル化にて制御性能を向上できない可能性がある。

- (6) モデル化誤差の影響は、シミュレーションより位置決めの際のオーバーシュートが大きくなる原因にもなっている。
- (7) ダンパを有する精密位置決め装置に磁気ヘッドやセンサなどの負荷質量を取り付けた場合、実際の現場で使用するためには、負荷質量を取り付けた際の特徴を明らかにし、これを制御系に適用する必要がある。

1.1.3 研究目的

そこで本研究では、これらの問題を解決するため、以下の目的より、ダンパを有する精密位置決め機構の制御に関して研究を進める。

- (1) 精密位置決め機構の制御性能を改善するためにダンパを張り付けた結果、シミュレーションよりオーバーシュートが大きくなる現象が発生したため、その検証と解析を行う。
- (2) 制御対象の周波数特性のゲインの低減を考慮した考慮したコントローラ設計法について検討し、実験によりその有効性を検証する。
- (3) ダンパを有する精密位置決め装置に磁気ヘッドやセンサプローブなどの負荷質量を取り付けた場合、実際の現場で使用するためには、負荷質量を取り付けた際の特徴を明らかにし、これを制御系に適用する。
- (4) 制御対象のモデル化誤差を減少するようにコントローラ設計および評価を行い、実験によりその有効性を検証する。
- (5) XY ステージへの応用を検討し、SPM の試料ステージに向けた 2 軸の平面を動作する PZT 精密位置決め機構について、実験によりのそ有効性を検証する。

1.2 本論文の構成

本論文は、メカニズムを構成する振動を抑制するダンパにおいて、制御対象および制御手法の研究について6章から構成されており、以下に各章の概要を示す。

第1章では、ナノスケールでの位置決めに用いられている装置の現状について述べ、本研究の精密位置決め機構の特徴、本研究の目的について述べる。

第2章では、精密位置決め機構の概要として、形状、大きさ、材質などについて、また、適用したダンパについてもその構造と材質について述べる。1軸のダンパを適用した精密位置決め機構の基礎特性として、測定した周波数応答をダンパを適用しない場合と比較し、ダンパを適用すると周波数応答の低域にゲインが低減する現象が生じることを述べる。

第3章では、精密位置決め機構の制御手法として、PID制御法により位置決め制御を行うが、2次遅れ系によるモデル化とそのモデルを用いて設計したコントローラにより位置決め制御を行った場合の結果についても述べる。つぎに、位置決め制御法により得られた結果の問題点、すなわち位置決め応答には、シミュレーションに見られなかったオーバーシュートが生じたため、現状のまま実際の現場で適用すると、予期しない事態が生じる可能性が高い。このため、周波数応答におけるゲインの低減部まで含めた次数の高いモデル化を行い、極・ゼロ点解析や過渡応答シミュレーションを行い、ダンパの適用がオーバーシュートの要因であることを明らかにする。さらに、極・ゼロ点解析で求めた伝達関数から、過渡応答を改善するコントローラを導出し、実際の実験により性能検証した結果についても述べる。

第4章では、第3章で検討した制御系設計手法が、実際の現場では適用が困難であることを述べ、位置決め機構のゲインの低減部を、位相遅れ要素で近似的にモデル化し、現場技術者が調整すべきパラメータは、位相遅れ要素の折れ点周波数の一つのみとした点に特徴があること、これを調整することにより制御性能も向上することを述べる。

第5章では、第4章までに検討した1軸の精密位置決め機構を2軸の平面に応用展開し、適用するコントローラを実験結果の性能検証について述べる。

第6章では、本研究の結果のまとめと今後の展望について述べる。

第2章 精密位置決め機構について

本章では、精密位置決め機構の概要として、形状、大きさ、材質などについて、また、適用したダンパについてもその構造と材質について述べ、使用した実験装置について述べる。

2.1 精密位置決め機構の特徴

高速で高精度な性能を実現する精密位置決め機構としては、多くの駆動源が用いられているが、PZTの微小な変位量を拡大する機構と組み合わせて用いられる場合が多い^{[34]–[49]}。これまで磁気記録評価装置におけるトラッキングアクチュエータとして、Fig. 2.1に示すような位置決め機構を開発してきた^{[50][51]}。この機構は、変位拡大機構とPZTを組み合わせた機構で、PZTの微小な変位を平行バネとヒンジで構成されるこの機構によって拡大してd点に出力するものである。この機構はa点が支点、b点が力点、c点が作用点であり、変位拡大率は $ab : ac$ となる。Fig. 2.1の位置決め機構はPZTにAE1005D16DF、($5.3 \mu\text{m}/150 \text{V}$, NEC TOKIN)が用いられ、変位拡大率は $ab : ac = 2.0 : 9.5$ となり、幾何学的には4.75倍の出力を得られる機構となっているが、変位拡大機構がPZTの変位を抑制してしまう、変位方向のビームがたわむことによって変位量をロスするといったことがあるため、実際の変位拡大率は約3.29倍であった。また、この機構は既に実用化されており、その際の仕様は最大変位量 $12.75 \mu\text{m}$ 、共振周波数 4.92kHz 、ゲイン交差周波数 2kHz であった。さらに、現行の磁気記録評価装置への取り付けを可能とし動作範囲を $30 \mu\text{m}$ まで拡張した構造の位置決め機構も開発した^[52]。しかし、Fig. 2.1の機構ではPZTが平行バネの中に配置されているため、大きさや形状をこれらが互いに制限してしまうという問題があったため、変位量の拡大が困難であった。そこで、Fig. 2.2に示すようにPZTを平行バネの外に配置し、

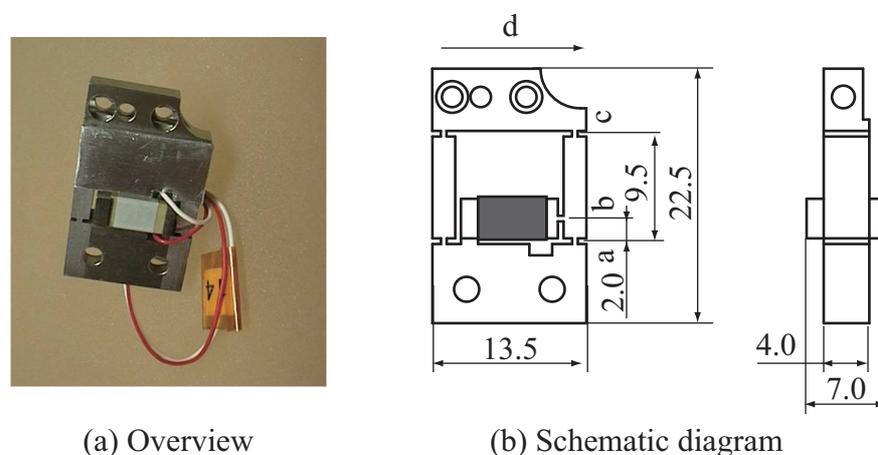
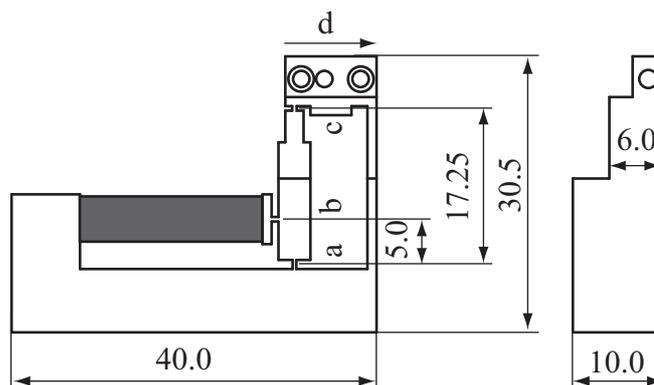


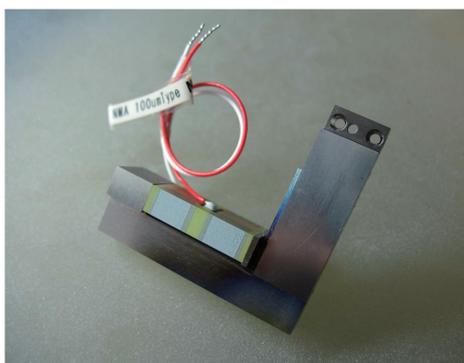
Fig. 2.1 Overview and schematic diagram of the $12.5 \mu\text{m}$ type.



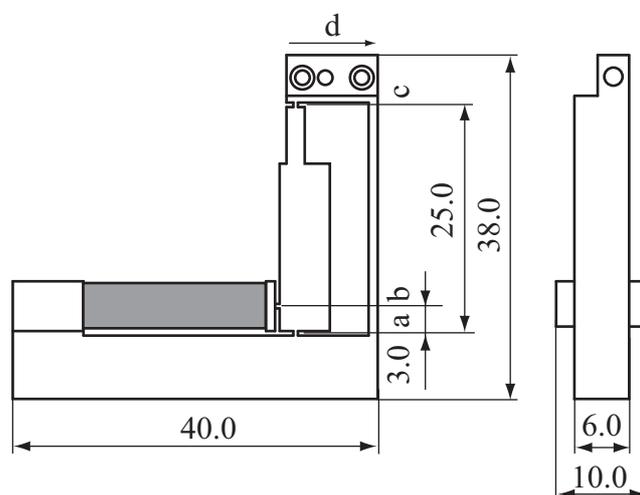
(a) Overview



(b) Schematic diagram

Fig. 2.2 Overview and schematic diagram of the 50 μm type.

(a) Overview



(b) Schematic diagram

Fig. 2.3 Overview and schematic diagram of the 100 μm type.

最大変位量を 50 μm へ拡大することに成功した^[53]. また, 磁気記録評価装置以外の分野にも適用範囲を広げるため, Fig. 2.3 に示す最大変位量が 100 μm や, Fig. 2.4 に示す 300 μm に拡張した構造などについて検討してきた^[54]. Table 2.1 に各精密位置決め機構の構造とその仕様を示す.

これらはいずれも共振周波数を数 kHz に保ったまま最大変位量を拡張するように設計したものであり, 機構の弾性変形を利用して位置決めを行う. このため, 高速に動作させようとすると共振ピーク値も非常に高いため, 負荷質量の取り付けなどにより機構特性が変化して共振周波数に変化し, 設計した制御系では制御性能が確保できないことが懸念されていた.

そこで, VEM と拘束板からなるダンパを変位拡大機構の動作方向に対し, せん断方向に働くようフレームに貼り付け, 共振ピーク値の低減を図っている^[55]. これにより, PID コントローラを用いたフィードバック制御による位置決め制御系のゲイン交差周波数が 1 kHz 以上の特性を実現することができた. しかし, ダンパを適用することにより周波数特性におけ

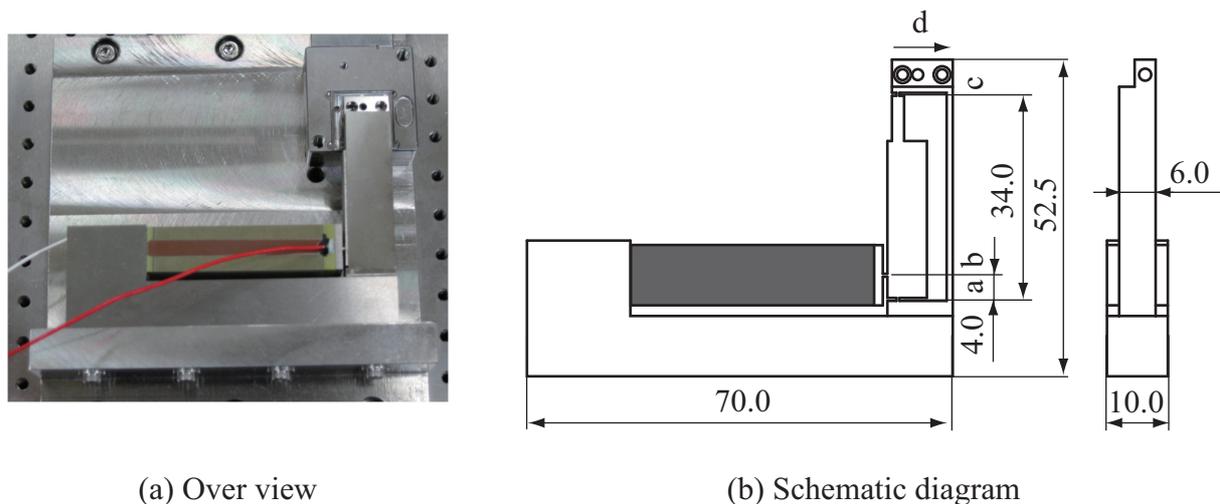


Fig. 2.4 Overview and schematic diagram of the 300 μm type.

Table 2.1 Specification of the precise positioning devices.

Types		12.5 μm	50 μm	100 μm	300 μm
PZT	Models	AE0406D05H06D	AE0505D16	AE1005D16DF	AE0505D16DF
	Sizes	6.5×3.8×6 mm	5×5×20 mm	5×10×20 mm	10×10×40 mm
	Max. working distances	5.3 $\mu\text{m}/150\text{ V}$	17.4 $\mu\text{m}/150\text{ V}$	17.52 $\mu\text{m}/150\text{ V}$	42.1 $\mu\text{m}/150\text{ V}$
Amplifier mechanism	Materials	SUS304	Ti-6Al-4V		
	Density	$8.03 \times 10^3\text{ kg/m}^3$	$4.43 \times 10^3\text{ kg/m}^3$		
	Young's modulus	197 GPa	109 GPa		
	Magnifications	4.75 (ab:ac=2.0:9.5)	3.45 (ab:ac=5.0:17.25)	8.33 (ab:ac=3.0:25.0)	8.5 (ab:ac=4.0:34.0)

る共振周波数より低域側に、ゲイン特性が数 dB 低減する現象が確認できており、その大きさは位置決め装置の変位量が大きくなるほど大きくなった。ここで粘弾性とは、粘性及び弾性両方を合わせた性質のことで、基本的にすべての物質が持つ性質である。どちらか片方の性質が、ある一定の条件において高く現れ、もう片方の性質を無視出来るほど小さい場合、片方の性質だけで弾性体また粘性体と呼ぶことがある。本論文で用いるダンパは、精密位置決め機構を高速に動作させる際の周波数に依存して特性が変化することが確認できており、粘性及び弾性の特性間を動作周波数に応じて遷移する性質ということで粘弾性と表記する。

Fig. 2.5 にダンパを張り付けた精密位置決め機構とその断面図を示す。ダンパには、大協技研工業製のシート状の VEM (IVY481027, 厚さ 360 μm) を使用し、変位拡大機構の上下面に張り付けた。変位拡大機構に振動を発生させた際、VEM はせん断変形を行い振動を抑制する。さらに、VEM の持つ弾性により変位拡大機構の剛性が上がり、共振周波数を高くすることができる。拘束板には、ステンレス製 (SUS304, 厚さ 0.05 mm) を使用し、VEM を変位拡大機構と挟み込むように取り付けられている。拘束板を用いることにより、VEM のせん断変形を大きくさせ、変位拡大機構に生じる振動を大きく減衰させることができる。変位拡大機構の外側に設置された PZT の微小な変位が、屈曲ヒンジを有する左側のビームと

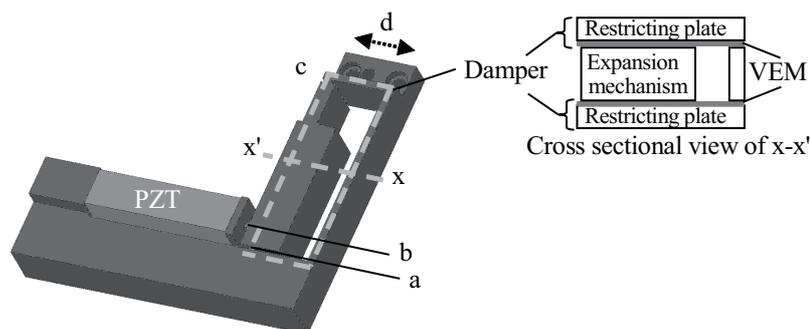


Fig. 2.5 Cross-section view of the displacement expansion mechanism with the dampers.

右側の柔軟ビームを平行に配置したテコ機構によって拡大して d 点に出力するものである。この機構は a 点が支点、b 点が力点、c 点が作用点であり、変位拡大率は $ab : ac$ となる。PZT に AE1005D16DF, ($5 \times 10 \times 20$ mm, $17.52 \mu\text{m}/150$ V, NEC TOKIN) が用いられ、変位拡大率は $ab : ac = 3.0 : 25.0$ となり、幾何学的には 8.3 倍の出力を得られる機構となっている。

2.2 精密位置決め機構の基礎特性

最大変位量が $100 \mu\text{m}$ の位置決め機構について、有効性を検証するため、Fig. 2.6 に示す FEM による構造解析を行った。解析の結果、1 次モードの共振周波数は 2.27 kHz, 最大変位量は、 $102.6 \mu\text{m}$ であることが分かった。FEM による構造解析結果との比較を行うために、初めに本精密位置決め機構の最大変位量を確認するため、PZT に周期 0.25 Hz の台形波を印加した。その結果を Fig. 2.7 に位置決め機構の変位特性を示す。150 V の電圧を印加した時、ダンパを貼り付ける前の状態は $114.4 \mu\text{m}$, 位置決め機構にダンパを貼り付けた状態は $116.5 \mu\text{m}$ の最大変位量を確認した。PZT の変位量と変位拡大率から、設計上は $145.9 \mu\text{m}/150$ V の最大変位量があり、一方、FEM による構造解析結果と測定した変位量の差の原

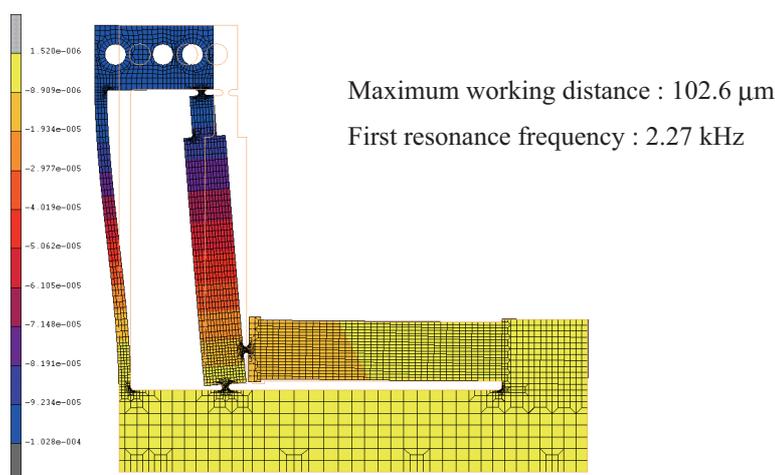


Fig. 2.6 FEM analysis of $100 \mu\text{m}$ type precise positioning mechanism

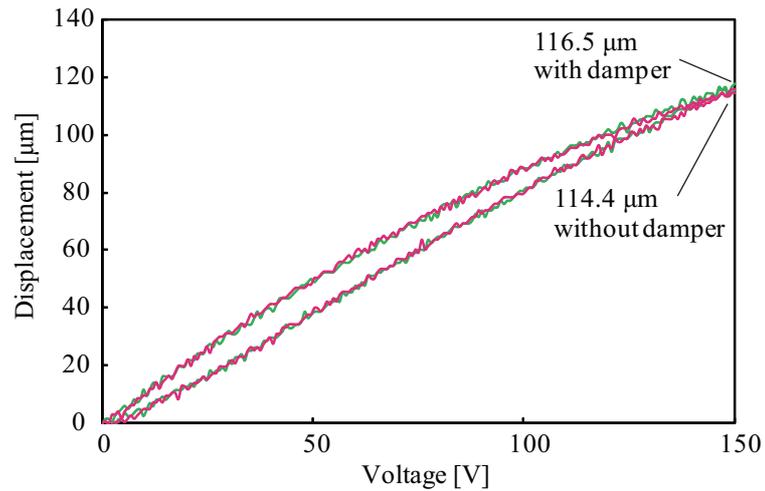


Fig. 2.7 Hysteresis curve of 100 μm type precise positioning mechanism

因は、PZTの変位に伴う平行リンク機構のビームのたわみや、PZTの支持部、弾性ヒンジ部に微小な変形、加工誤差があるためと考える。また中間電圧の75 Vにおいて、最大変位に対して、ダンパがない場合とある場合ともに約9.6% (11.3 μm)の入力電圧の昇降に応じた履歴を含む変位特性が得られた。この特性は、PZTそのものが持つヒステリシス特性が変位に現れたものとする。

つぎに本機構のモデルを作成するため、Fig. 2.8に示す構成にてダイナミックシグナルアナライザ (Agilent, 35670A) と光ファイバ式変位計 (MTI-2000, プローブ: MTI2032RX, センサ感度: 0.0039 $\mu\text{m}/\text{mV}$, 計測出力ノイズ: 30 mV_{pp}) を用いて、PZTに印加される入力電圧に対する本機構の出力変位を測定した。なお、構成の詳細はTable 2.2に示す。次に周波数応答について、Fig. 2.9 (Measurement result) に結果を示す。PZTに75 Vのオフ

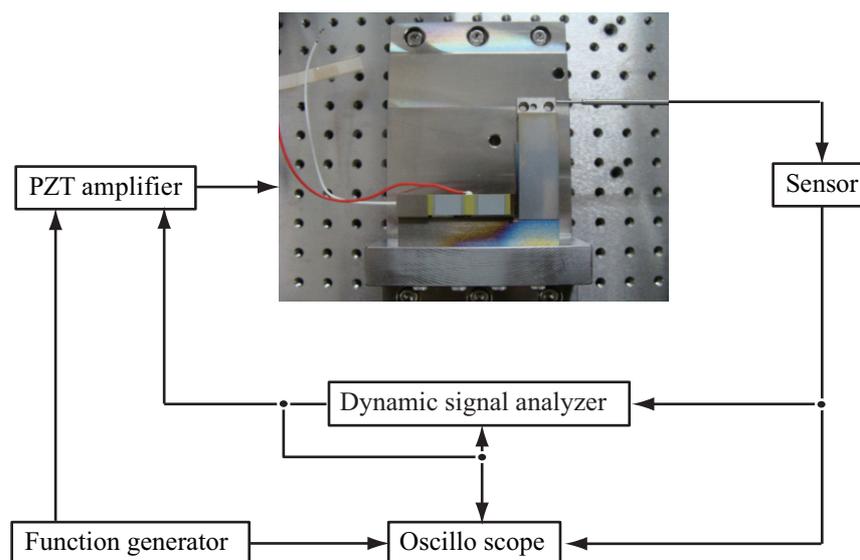


Fig. 2.8 Basic characteristic experiment composition

Table 2.2 Experimental equipment in basic characteristic experiment

Equipments	Models	Manufacturers	Other specifications
Optical fiber sensor	MTI2000	MTI Instruments	Resolution:0.0039 $\mu\text{m}/\text{mV}$
Dynamic signal analyzer	35670A	Agilent Technologies	
Amplifier	PZT-01N	MED Ltd.	Voltage Gain:15
Function generator	AFG3252	Tektronix Inc.	
Oscilloscope	54831B	Agilent Technologies	

セット電圧を予め印加しておき、ダイナミックシグナルアナライザより振幅 50 mV_{pk} 、周波数範囲 $10 \text{ Hz} \sim 25 \text{ kHz}$ のスイープサイン波を出力させて、PZT アンプで増幅し、PZT に入力する。この時、位置決め機構で発生した変位を光ファイバ式変位計で計測し、ダイナミックシグナルアナライザから出力した信号と光ファイバ式変位計で計測した変位の出力を、ダイナミックシグナルアナライザに入力し、FFT(Fast Fourier transform) 解析を行う事で周波数応答を求めた。なお、ゲイン線図において 0 dB は、入力電圧の振幅が 1 mV のとき、出力電圧が 1 mV (変位量は $0.0039 \mu\text{m}$) であることを表している。

図より共振周波数が 4.823 kHz であることがわかる。FEM による構造解析結果と測定した共振周波数の差の原因は、PZT の変位に伴う平行リンク機構のビームのたわみや、PZT の支持部、弾性ヒンジ部に微小な変形、加工誤差により剛性が設計時と変わったためと考える。また、低域から共振周波数までの帯域において、約 5.8 dB のゲインの低減が見られたが、 0.01 kHz より低域の特性を測定した結果、ほぼ一定値のゲインであることを確認した。ダンパを適用しない場合、この機構は減衰特性をほとんど有しない特性となるため、このようなゲインの低減は見られなかった。このため、Fig. 2.9 に見られるような周波数に依存したゲインの低減は、ダンパを貼り付けたことによる影響と考えられる。

2.2.1 2次遅れ系のモデル

PZT 精密位置決め機構を制御するコントローラを設計するため、Fig. 2.9 の周波数特性の結果からモデル化を行った。図より、 4.823 kHz に共振ピークを有する特性であったため、次式に示す2次遅れ系のモデルとした。

$$P(s) = \frac{K\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (2.1)$$

ここで、 $K = 0.5580$ はゲイン、 $\zeta = 0.1352$ は減衰係数、 $\omega_n = 4823 \times 2\pi \text{ rad/s}$ は固有角周波数を表し、測定結果に一致するように係数の値を調整して決定した。このモデルの周波数応答を、Fig. 2.9 (Second order lag system) に示す。図より共振周波数付近の特性はよく一致しているが、低域から共振周波数付近のゲインの低減部、および約 8 kHz 以上の高域において、測定結果と差があることがわかる。

これまで行われてきた研究の中で、このような現象を確認し、位置決め性能に与える影響を明らかにした研究は行われておらず、本現象を解明し、高速高精度制御法について検討することは、ナノスケールでの位置決め技術向上に大きく貢献できるものと考えられる。そこ

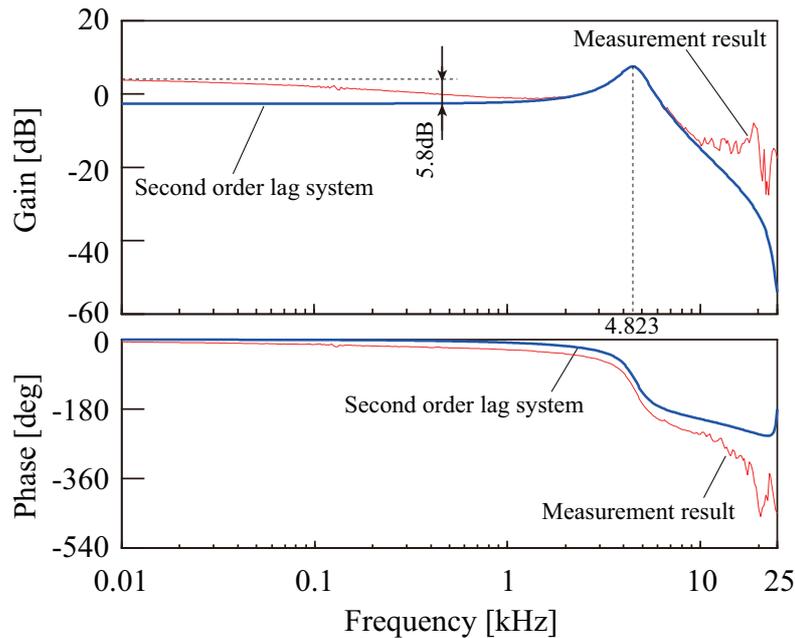


Fig. 2.9 The comparison of the frequency responses of a measurement result and a second order lag system

で本論文では、精密位置決め機構に、ダンパを適用した場合に生じる現象をモデル化して位置決め性能へ与える影響を明らかにし、さらに制御性能を高めるための実用的な制御手法について検討する。

2.3 本章の結言

本章では、PZT 精密位置決め機構の特徴、ダンパを適用することによる基礎特性について検討を行った。

1. PZT 精密位置決め機構は、PZT の微小な変位量を拡大することで機構により必要な変位を実現した。
2. ゲイン交差周波数をなるべく高くするために、精密位置決め機構の共振周波数を数 kHz に保ったまま、最大変位量を拡張するよう設計を検討した。
3. 高い共振周波数を確保するように設計した場合、共振ピーク値も非常に高いため、VEM と拘束板からなるダンパを変位拡大機構に適用し、共振ピークの低減を図った。
4. ダンパを適用することにより、周波数特性における共振周波数より低域側に、ゲイン特性が数 dB 低減する現象および、最大変位量の差はないことを確認した。
5. 制御するコントローラを設計するために 2 次遅れ系のモデルとした場合、共振周波数付近の特性はよく一致しているが、低域から共振周波数付近のゲインの低減部、および約 8 kHz 以上の高域において、測定結果と差があることを確認した。

第3章 ダンパを有するPZT精密位置決め機構の特性解析

これまでPZTを変位拡大機構の内側に配置した構造^[56]，動作範囲を30 μm まで拡張した構造^[57]，PZTを変位拡大機構の外側に配置して動作範囲を50 μm まで拡張した構造^[58]，磁気記録評価装置以外の分野にも適用範囲を広げるため，100 μm まで動作を拡張した構造などについて検討してきた．これらは共振周波数を数kHzに保ったまま最大変位量を拡張するよう設計したものであり，共振ピーク値も非常に高いため，ダンパを変位拡大機構に貼り付け，共振ピーク値の低減を図っている^[59]．しかし，ダンパを適用することにより周波数特性における共振周波数より低域側に，ゲイン特性が数dB低減する現象が確認できた．そこで本章では，このゲイン特性の低減がダンパを適用したことによるものであることを，次数の高いモデルを同定して解析することにより明らかにする．また，このゲイン特性の低減が過渡特性に与える影響についても考察を行い，結果として位置決めの際のオーバーシュートの原因になっていることを明らかにする．さらに，オーバーシュートを改善する制御系について検討を行い，その効果を実験的に確認する．

3.1 精密位置決め機構の制御系設計

3.1.1 PIDコントローラ的设计法

本章では，位置決め機構を制御するためのコントローラ設計を行った．コントローラは，つぎの不完全微分型PIDコントローラとした^[65]．

$$\begin{aligned} C(s) &= L_1 \left(K_P + \frac{K_I}{s} + \frac{K_D s}{s + \alpha} \right) \\ &= L_1 \left\{ \frac{(K_P + K_D)s^2 + (K_P\alpha + K_I)s + K_I\alpha}{s(s + \alpha)} \right\} \end{aligned} \quad (3.1)$$

ここで， K_P ， K_I ， K_D は，それぞれ比例ゲイン，積分ゲイン，微分ゲインであり， α は微分器のローパスフィルタのカットオフ周波数， L_1 は以下で述べるようにゲイン交差周波数を調整するゲインである．PIDコントローラのゲインの決定法は様々な方式が提案されているが，本研究では，開ループ伝達関数のモデルマッチング問題を考え，位置決め機構の持つ共振ピークを相殺しながら，任意のゲイン交差周波数を実現するように式(2.1)の伝達関数に含まれる物理パラメータ K ， ω_n ， ζ より決定する．

Fig. 3.1は，開ループ伝達関数の周波数応答の望ましい形を示している．ここでは，実線の $F_1(s)$ について考える． $F_1(s)$ は，低域では -20 dB/dec，高域では -40 dB/decの傾きを持つようにしたものである．なお，ゲイン交差周波数においてゲインの傾きが急峻であるとす

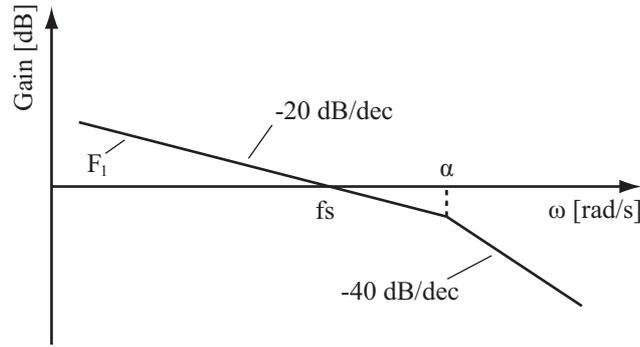


Fig. 3.1 Desired gain property of open-loop transfer function

ると、ゲインと位相の関係より位相遅れが生じて、系の安定に不可欠な位相余裕が低下してしまう。したがって、ゲイン交差周波数付近の傾きが -20 dB/dec であるためには、 $f_s < \alpha$ を満たさなくてはならない。位置決め機構は、Fig. 2.9 に示すように約 5 kHz に共振ピークを有しているため、通常はノッチフィルタを用いてこれを抑制する。しかし、ノッチフィルタの導入は、コントローラの次数を増やすことになるため、本研究では共振ピークを相殺しながら、Fig. 3.1 の $F_1(s)$ の特性を持つようにゲインを決定する。この手法を、ループ整形法という。

3.1.2 PID ゲインの決定法

位置決め機構の共振ピークを式 (3.1) で与えられる PID コントローラで相殺し、Fig. 3.1 のようにループ整形をするためには、次式が成り立てば良い^[60]。

$$(K_P + K_D)s^2 + (K_P\alpha + K_I)s + K_I\alpha = \frac{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2}{K\omega_n^2} \quad (3.2)$$

式 (3.2) の各係数を比較することにより、 K_P 、 K_I 、 K_D は以下のように一意に定めることができる。

$$K_P = \frac{2\zeta\alpha - \omega_n}{\alpha^2 K \omega_n} \quad (3.3)$$

$$K_I = \frac{1}{\alpha K} \quad (3.4)$$

$$K_D = \frac{\alpha^2 - 2\zeta\omega_n\alpha + \omega_n^2}{\alpha^2 K \omega_n^2} \quad (3.5)$$

このとき、Fig. 3.1 に示す開ループ伝達関数 $F_1(s)$ は次式のように表すことができる。

$$F_1(s) = \frac{L_1}{s(s + \alpha)} \quad (3.6)$$

この開ループ伝達関数 $F_1(s)$ が、指定したゲイン交差周波数 f_s を実現するためには、 f_s におけるゲインが 0 dB、すなわち、

$$|F_1(jf_s)| = \sqrt{\frac{L_1^2}{f_s^4 + f_s^2\alpha^2}} = 1 \quad (3.7)$$

が成り立てば良い。ここで、 j は虚数単位を表す。この式よりゲイン L_1 は次式となる。

$$L_1 = \sqrt{f_s^2 + \alpha^2} \quad (3.8)$$

式 (3.2)~(3.5), (3.8) より, 設計者が決定するゲイン交差周波数 f_s を実現できるように, 式 (3.1) の PID コントローラのゲインを, 位置決め機構の物理パラメータ K , ω_n , ζ より決定することができる。式 (3.1) の PID ゲインは, ゲイン交差周波数 f_s が 1 kHz となるように決定した。設計した式 (3.1) のコントローラは, 実験で用いる DSP (Digital Signal Processor) に実装するためサンプリング周波数 50 kHz でプレワーブ法を用いて離散化した。

3.1.3 実験装置の構成

Fig. 3.2 に実験装置の構成を示す。精密位置決めのためのセンサ信号は, AD 変換器 (Analog Devices 社製 AD7874BR, 最大変換周波数: 25 kHz, 分解能: 12 bit) を介して DSP (MTT 製, TI: DSP6067) に取り込まれ, 制御演算が行われる。

アクチュエータへの指令は, DA 変換器 (Analog Devices 社製 DAC8412FPC, 最大変換周波数: 120 kHz, 分解能: 12 bit) を介して, 駆動アンプ (MED 製: PZT-01N) で 15 倍に電圧増幅され, 積層型圧電素子に印加される。一方, 目標値応答におけるステップ信号は, ファンクションジェネレータ (テクトロニクス株式会社, AFG3252) により生成し, AD 変換器で離散化して DSP に取り込んだ。なお, 使用した DSP には入出力特性に約 1.3 サンプル分のむだ時間が存在するため, これを 2 サンプルの遅れとしてシミュレーションに考慮した。

3.1.4 過渡応答

Fig. 3.3 に実装したコントローラを用いて行った $1.0 \mu\text{m}$ のステップ応答実験の結果を示す。図中の細線が実験結果を, 実線がシミュレーション結果である。図より, 立ち上がり時間 (応答が定常値の 10% から 90% になるまでに要する時間) は $t_r=0.13 \text{ ms}$, 遅れ時間 (ステップ応答が定常値の 50% に達するまでの時間) は $t_d=0.14 \text{ ms}$ であった。一方, シミュ

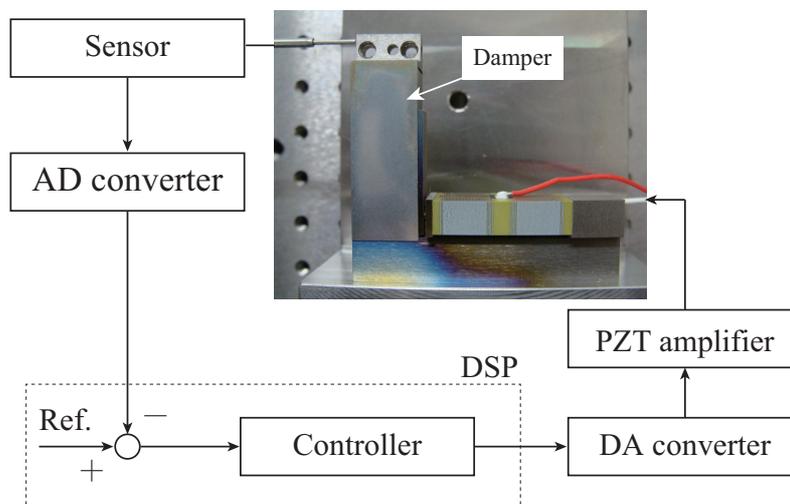


Fig. 3.2 Experimental system for a precise positioning mechanism

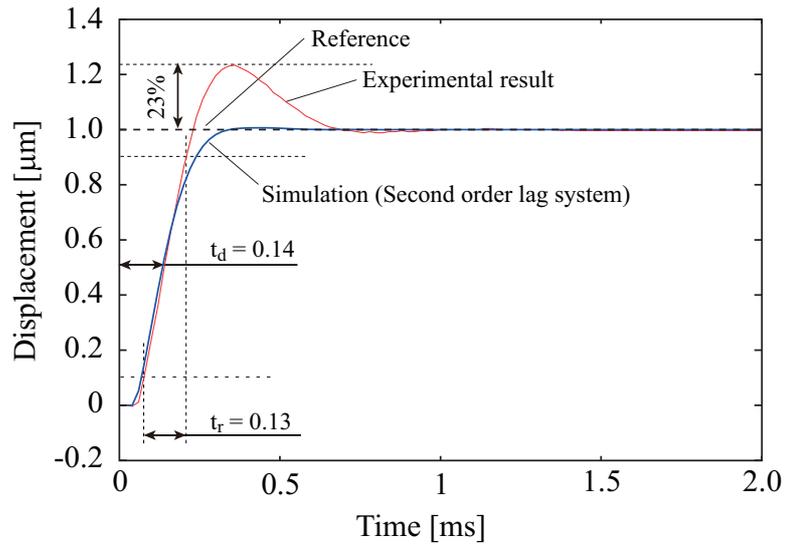


Fig. 3.3 Transient response of a precise positioning mechanism with a damper

レーションではオーバーシュートすることなく目標値に一致しているが，実験では約 23 % のオーバーシュートが見られた．この差が生じた原因は，低域の約 5.8 dB のゲインの低減を考慮したかどうかの差であると考え，2次遅れ系より次数の高いモデルを作成して解析することとした．

3.2 高次モデルの同定とダンパの影響解析

3.2.1 高次モデルの同定

Fig. 2.9 に示したように，2次遅れ系によるモデル化では，共振周波数付近の特性は表現できたが，低域のゲインの低減部をモデル化することができなかった．そこで，モデルの次数を高くすることにより，ゲインの低減部も表現できると考え，次数の高いモデルの同定を行った．本研究では，高次モデルの同定には，入出力信号よりつぎの離散時間状態方程式を求める部分空間同定法を用いた^[61]．

$$x_{k+1} = Ax_k + Bu_k \quad (3.9)$$

$$y_k = Cx_k \quad (3.10)$$

ここで， k は次数， x_k は k 次元の列ベクトルの状態変数， u_k は k 次元の行ベクトルの入力， y_k は k 次元の列ベクトルの出力， A は k 行 k 列の行列の状態変数の係数， B は k 次元の列ベクトルの入力の係数， C は k 次元の行ベクトルの状態変数の係数を示す．

Fig. 3.4 に高次モデルの同定に用いた入出力信号の波形を示す．本研究では，10 Hz から 25 kHz の周波数帯域の成分を含むバースト正弦波を入力信号としこれを精密位置決め機構に与えた際の変位を出力信号とした．式 (3.9), (3.10) で与えられる状態空間モデルの次数を

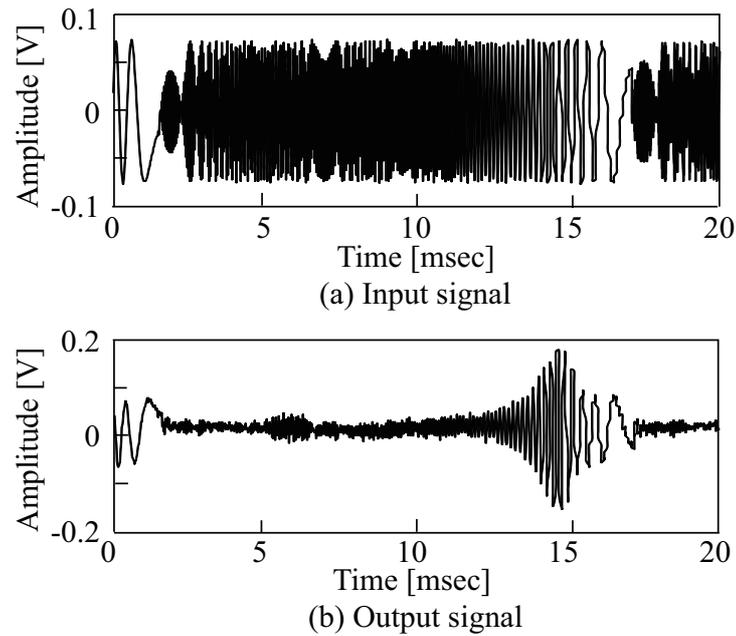


Fig. 3.4 Input-output signal applied to system identification of a high order model

試行錯誤した結果，9次のモデルの周波数応答が測定結果と良く一致していたので，高次モデルの次数は9とした．Fig. 3.5 に高次モデル（High order model）の周波数応答を示す．図中の実線が高次モデルの特性，細線が測定結果であり，比較のため2次遅れ系の特性を点線で示した．図より，共振周波数付近の特性は，2次遅れ系と同様に高次モデルの特性も良く一致しており，高次モデルでは低域におけるゲインの低減も表現できた．また，高次モデル

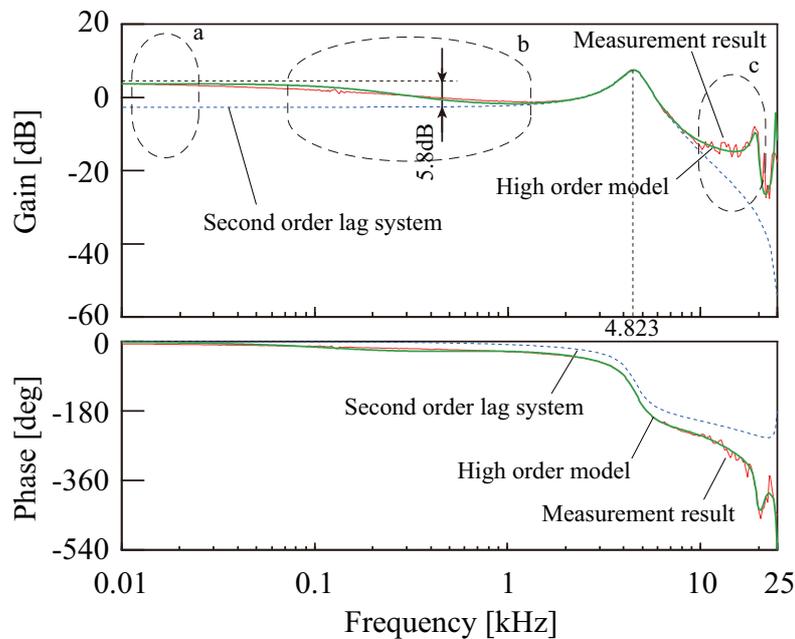


Fig. 3.5 The comparison of frequency responses of a measurement result and a high order model

では共振周波数より高域の特性も良く一致していることが確認できた。

3.2.2 ゲイン低減部のモデル

そこで, Fig. 3.5 に見られる低周波域のゲインの低減部や高周波域の特性をどのようにモデル化したのかを解析する. これを行うため, 式 (3.9), (3.10) で表される高次モデルを次式の伝達関数に変換した.

$$P_k(z) = \frac{n(z)}{d(z)} = \frac{\sum_{i=1}^9 n_i z^{-i}}{1 + \sum_{i=1}^9 d_i z^{-i}} \quad (3.11)$$

ここで $n(z)$ と $d(z)$ は, それぞれ, 分子多項式と分母多項式を表し, その係数を Table 3.1 に示す. Fig. 3.6 に式 (3.13) で表した高次モデルの分母多項式を用いた伝達関数 $1/d(z)$ と, 分子多項式を用いた伝達関数 $n(z)/1$ に分けた場合のゲイン特性を示す. これらを足し合わせれば, Fig. 3.6 中の点線で示す高次モデルのゲイン特性に一致する. Fig. 3.5 中に破線で示した a~c の部分は, Fig. 3.6 より以下のように解釈できる.

Table 3.1 Coefficients of high order model

i	a_i	b_i
1	0.3149	-0.03849
2	-1.808	0.1604
3	-0.3815	0.5063
4	1.598	0.121
5	0.3314	-0.4292
6	-1.001	-0.1837
7	-0.09495	0.0901
8	0.2511	-0.04952
9	-0.1449	-0.07662

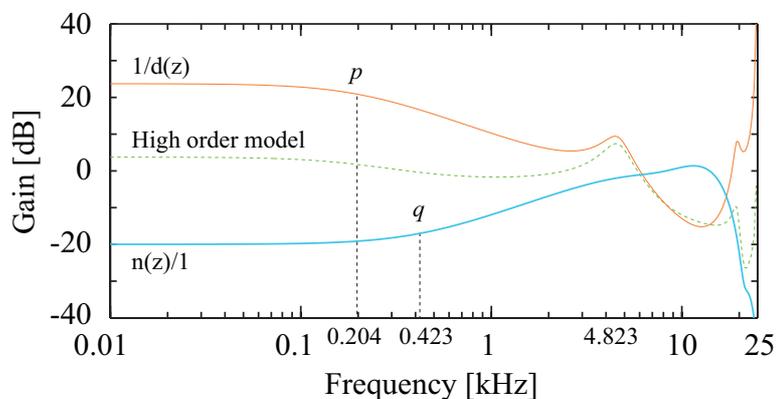


Fig. 3.6 Gain plots of $1/d(z)$ and $n(z)/1$ of a high order model

- (1) aの部分：共振周波数付近の特性を合わせるように求めた2次遅れ系では，測定結果に対して差が見られた．共振周波数付近の特性を合わせるように求めた2次遅れ系では，測定結果に対して差が見られた．しかし，高次モデルでは分子側伝達関数 $n(z)/1$ のゲインが-20.0dB，分母側伝達関数 $1/d(z)$ のゲインが+23.7dBであり，これらを足し合わせるにより，+3.7dBとなり測定結果にほぼ一致していることが確認できる．
- (2) bの部分：低域より約5.8 dBゲインが低減しているが，この部分は Fig. 3.6 に見られるように，分母側伝達関数 $1/d(z)$ における1次遅れ系（折れ点周波数 $p=0.204$ kHz）と，分子側伝達関数 $n(z)/1$ における1次進み系（折れ点周波数 $q=0.423$ kHz）の特性が足し合わされて表現されていることが確認できる．
- (3) cの部分：高域では，複数の1次，2次遅れ系や1次進み系などの伝達関数が含まれており，これらが足し合わされることにより測定値に良く一致したモデルを求めることができた．以上の結果より，共振ピーク値を低減させるために導入したダンパの影響により生じる低域のゲインの低減部は，高次モデルにより表現できたといえる．

3.2.3 ダンパの影響解析

つぎに，測定結果とほぼ一致した高次モデルを求めることができたので，このモデルを用いて過渡応答の評価を行った．Fig. 3.7 に2次遅れ系のモデルを高次モデルに置き換えて行ったフィードバック制御系の過渡応答のシミュレーション結果を示す．図中の細線は実験結果を，実線はシミュレーション結果を示す．図より，2次遅れ系のモデルでは，実験で生じるオーバーシュートを再現することができなかったが，高次モデルに置き換えた場合の結果では，実験結果と同様にオーバーシュートが生じていることが確認できる．また，そのオーバーシュート量も実験結果に比較的良く一致していることから，高次モデルを用いてオーバーシュートの原因を明らかにする．過渡応答は閉ループ伝達関数により求められるため，

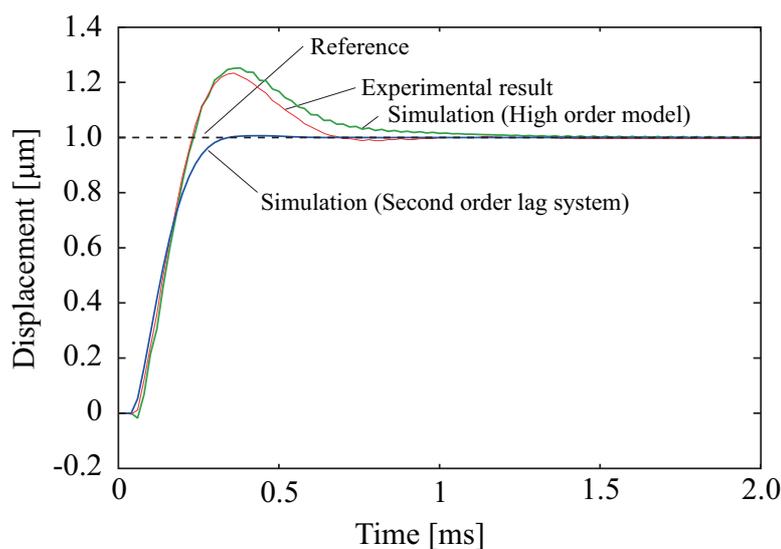


Fig. 3.7 Step responses of a control system composed with a high order model and a PID controller

Fig. 3.8 に次式で表される閉ループ伝達関数 $F(z)$ のボード線図を示す。

$$F(z) = \frac{P_h(z)C(z)}{1 + P(z)C(z)} \quad (3.12)$$

ここで、 $C(z)$ は式 3.1 のコントローラを離散化した際の伝達関数を表す。図中の細線は実験による測定結果を、実線は高次モデル $P_h(z)$ に対する結果を、比較のため 2 次遅れ系のモデル $P(z)$ を用いた場合の結果を点線で示す。図より、2 次遅れ系のモデルで構成される制御系では、低域から約 1 kHz の帯域においてゲインは 0 dB であり、1 kHz から高域において徐々にゲイン特性が小さくなっていく様子がわかる。これにより、2 次遅れ系のモデルで構成される制御系には、周波数特性に共振ピークがないため、Fig. 3.7 のステップ応答においてもオーバーシュートが見られないと考えられる。

一方、 $P(z)$ を高次モデルとした場合の結果は、測定値に良く一致しているが、約 1 kHz 付近に約 2 dB の共振ピークを有していた。このため、Fig. 3.7 に示すように過渡応答にオーバーシュートが生じたと考えられる。さらに、この約 2 dB の共振ピークが生じた原因を考察するため、式 3.12 の $F(z)$ の極を求めたが、約 1 kHz に共振特性を示す極は存在しなかった。そこで、Fig. 3.6 と同様に、式 3.12 で表される閉ループ伝達関数の分子多項式 $f(z)$ と分母多項式 $g(z)$ を次式のように表した。

$$F(z) = \frac{f(z)}{g(z)} = \frac{\sum_{i=1}^{13} f_i z^{-i}}{1 + \sum_{i=1}^{13} g_i z^{-i}} \quad (3.13)$$

ここで、各係数は Table 3.2 に示す通りである。また、これらの多項式 $f(z)$ と $g(z)$ を用いた分子伝達関数 $f(z)/1$ と分母伝達関数 $1/g(z)$ のゲイン特性を求め、その結果を Fig. 3.9 に示す。なお、これらのゲイン特性を足し合わせると、図中の点線で示した閉ループ伝達関数のゲイン特性となる。図より分母伝達関数 $1/g(z)$ のゲイン特性には、約 1 kHz に共振特性が

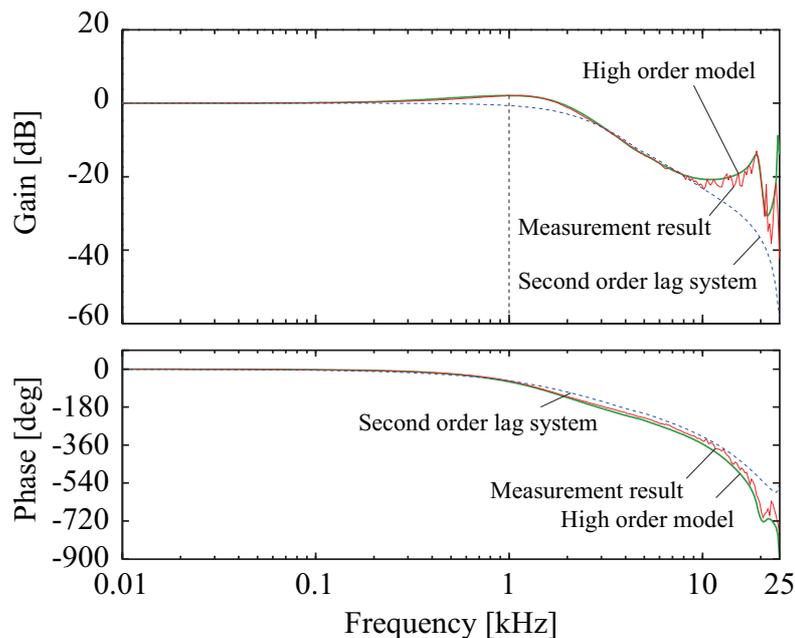
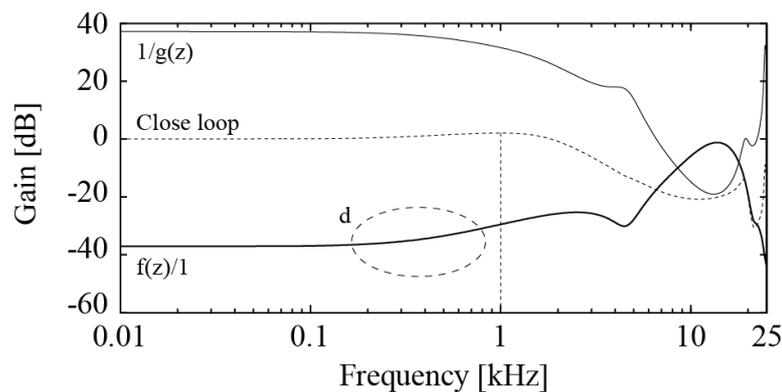


Fig. 3.8 Frequency response of a closed loop transfer function

Table 3.2 Coefficients of high order model

i	g_i	f_i
1	-0.8999	0
2	-1.976	0
3	1.865	0.01773
4	1.774	-0.1013
5	-1.587	-0.1042
6	-1.302	0.2420
7	1.105	0.08698
8	0.4192	-0.2676
9	0.4649	-0.005337
10	0.07164	0.1583
11	0.003821	0.03493
12	0.03542	-0.03524
13	-0.02977	0.02977

Fig. 3.9 Gain plots of $1/g(z)$ and $f(z)/1$ of a closed loop transfer function

存在しないことが確認できる．しかし，図中の破線丸印で示した d の部分では，周波数が高くなるにつれてゲイン特性が大きくなっていくことが確認でき，その結果として約 1 kHz に共振ピークを作り出す原因になっていると考えられる．この d の部分の特性は，式 (6) で表される閉ループ伝達関数の分子多項式 $f(z)$ に起因するものであり，これは高次モデルの分子多項式 $f(z)$ の特性 ($f(z)$ のゼロ点の影響) がそのまま表れていることになる．つまり，Fig. 3.6 に示したように，ダンパを貼り付けたことにより生じるゲインの低減部は， p と q の折れ点周波数を持つ伝達関数で表されたが，この部分の特性が Fig. 3.9 の d の部分に表れており，結果としてダンパを貼り付けた影響がオーバーシュートの原因となっていると考えられる．

3.3 オーバーシュートを抑制するコントローラ設計

3.3.1 コントローラの改善

一般的に過渡応答の改善は、フィードフォワードコントローラにより行われることが多いが、現場技術者への技術移転を想定し、本研究では制御系の構造を大きく改良することなく、オーバーシュートを改善するコントローラについて検討する。前章より、オーバーシュートの原因がダンパの影響であることが明らかになり、Fig. 3.6 に示す折れ点周波数 p と q がダンパの特性を表現していることから、この折れ点周波数を持つ1次進み系および1次遅れ系の伝達関数のそれぞれ逆数を $C(z)$ にかけて補償することとした。この操作は、フィードバックコントローラ $C(z)$ に位相進み補償を行ったことに相当する^[62]。すなわち、位相進み補償器の伝達関数を $K(z)$ と表すと次式のようになり、フィードバックコントローラは $C(z)K(z)$ となる。

$$K(z) = \frac{1 - 0.9747z^{-1}}{1 - 0.9482z^{-1}} \quad (3.14)$$

Fig. 3.10 にコントローラのボード線図を示す。図中の点線がPIDコントローラ、実線が位相進み補償を行ったPIDコントローラの特徴である。図より、位相進み補償を行ったPIDコントローラの特徴では、Fig. 3.5 の高次モデルにおけるゲインの低減部の帯域の位相が、PIDコントローラより進んでいることが確認できる。

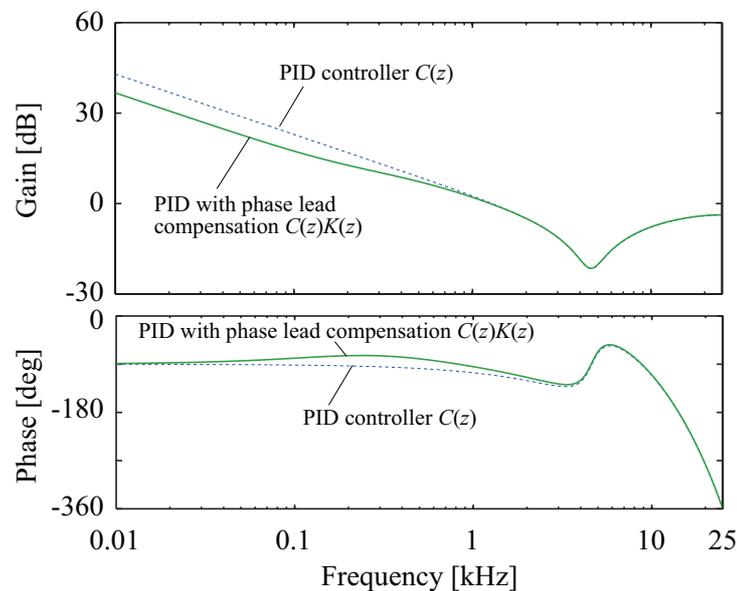


Fig. 3.10 Bode diagrams of a PID controller $C(z)$ and a PID with phase lead compensation $C(z)K(z)$

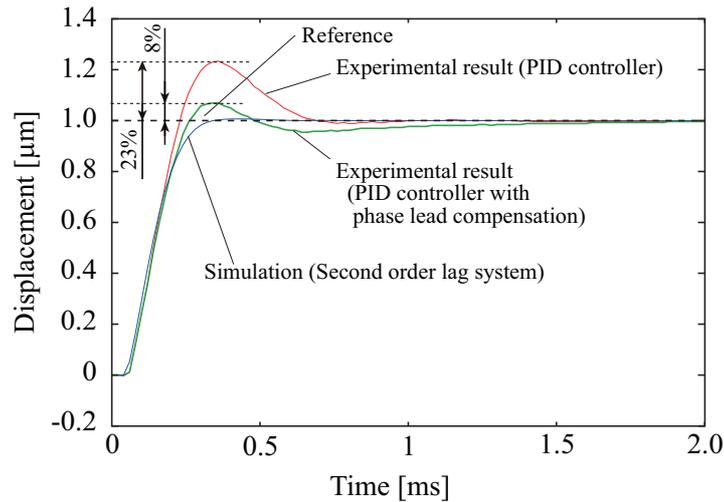


Fig. 3.11 Step responses of a control system with phase lead compensation

3.3.2 実験検証

Fig. 3.11 に位相進み補償を行ったコントローラ $C(z)K(z)$ を用いた場合の $1.0 \mu\text{m}$ のステップ応答実験の結果を示す。なお、同図には結果の比較のため、位相進み補償を行わない場合の結果の他、位相進み補償を行った場合のシミュレーション結果も重ねて示した。図より、PID コントローラのみの場合ではオーバーシュートが 23%、整定時間（目標値変化の $\pm 5\%$ で評価）は 0.68 ms であったが、位相進み補償を行った PID コントローラの場合ではオーバーシュートは 8% まで、整定時間は 0.4 ms まで低減することができ、大幅に位置決め性能を向上させることができた。なお、オーバーシュートが 8% 残る結果となったが、同図中のシミュレーション結果にも同じ大きさのオーバーシュートが見られることから、位相進み補償を行ったことにより、オーバーシュートが生じたものと考えられる。

3.4 本章の結言

本論文では、研究開発を行っている PZT 精密位置決め機構に対して、共振ピークを低減するダンパを適用した場合の影響について解析を行った結果、つぎのような結論を得た。

1. ダンパを適用した PZT 精密位置決め機構の周波数特性は、共振周波数より低域にゲインが数 dB 低減する帯域が存在することが測定結果から確認した。
2. 2次遅れ系のモデルでは、共振周波数付近の特性はモデル化することができたが、低域や高域では測定結果と差があった。しかし、高次モデルでは、共振周波数付近の特性のみでなく、ダンパを適用したことによるゲインの低減部や高域の特性まで測定結果に良く一致させることができた。
3. 高次モデルを用いて制御系の解析を行うことにより、実験時に生じるオーバーシュートは、ダンパを適用したことが原因であることを明らかにした。

4. オーバーシュートを改善するため、ゲインの低減部を表現する伝達関数の逆数，すなわち位相進み補償を行ったPIDコントローラを用いて実験を行ったところ，補償前ではオーバーシュートが23%もあったが，補償後では8%まで抑えることができ，大幅な特性改善を実現することができた。

第4章 ダンパを有するPZT精密位置決め機構のモデル化と制御

前章の1次の位相遅れ要素のみでは、ゲイン低減部のモデル化精度に限界があったため、オーバーシュートは改善できたが、逆にアンダーシュートを生じさせることになった。また、位置決め装置の最大変位量が異なるとゲインの低減量が異なるため、十分な制御性能を保証することは困難である。

そこで本研究では、高次の位相遅れ要素により、ゲインの低減部をモデル化する方法を提案し、その有効性を実験で検証することを目的とする。さらに、負荷質量を取り付けると共振周波数が増えるが、この場合にも簡易的に適応が可能なループ整形法に基づくコントローラ設計法について検討を行い、その有効性を実験で示す。本章で用いる精密位置決め機構は、前章の同様に Fig. 2.3 の 100 μm 型精密位置決め機構を用いる。また、制御対象 $P(s)$ も同様に式 (2.1) を用いる。

4.1 ゲインの低減部の新たなモデル化について

4.1.1 位相遅れ要素

本章では、Fig. 2.9 に見られるゲインの低減部を、位相遅れ要素で近似してモデル化を行う。前章では、1次の位相遅れ要素でゲインの低減部を表現し、これを制御系設計に反映させて制御を行ったが、その結果、オーバーシュートは改善されたものの、アンダーシュートが発生した。一方、研究開発を行っている精密位置決め機構には、最大変位量が 100 μm 以外のものもあり、最大変位量が異なる様々な装置にも対応するため、1次の位相遅れ要素を複数掛け合わせて、ゲイン低減部を階段状に近似し、モデル化する方法を提案する。Fig. 4.1 に複数の位相遅れ要素を掛け合わせた伝達関数のゲイン特性を示す。これを式で表すと次式となる。

$$D_k(s) = \prod_{i=1}^k \frac{\sqrt[k]{\beta}(T_{kn}s + 1)}{\sqrt[k]{\beta}T_{kn}s + 1} \quad (4.1)$$

ここで、 k は位相遅れ要素の数、 n はその番号、 $1/T_{kn}$ は折れ点周波数、 β はゲイン低減量を表す。なお、 $\sqrt[k]{\beta}$ とした理由は、ゲイン線図では対数値を表示するため、ゲインの低減量を k 分割して階段状に近似できると考えたためである。各パラメータの決め方は、次の通りである。

1. ゲインの低減量 β は、Fig. 3.5 の b 領域のゲインの最も低い値を基準 (0 dB) として求める。

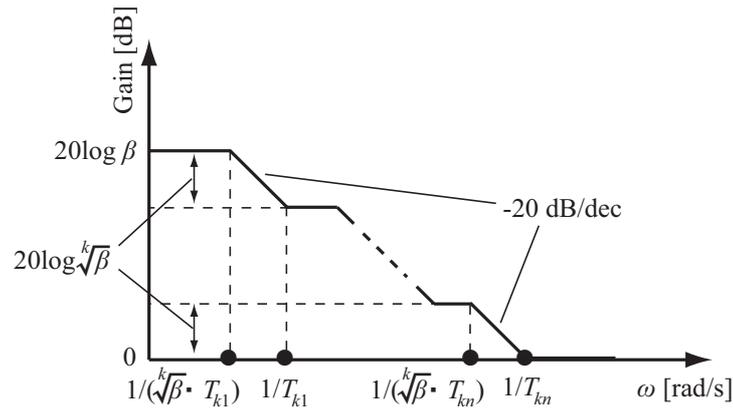


Fig. 4.1 Gain property of high-order phase-lag element for modelling gain reduction in the low-frequency range

2. 位相遅れ要素の数 k は、折れ点周波数 $1/T_{kn}$ を決めながら、測定結果に対する差が小さくなるように決定する。

式 (4.1) により、ダンパを貼り付けたことにより生じるゲインの低減部をモデル化することができるため、これを式 (2.1) に掛け合わせ、ダンパを有する PZT 精密位置決め機構のモデルとすることができる。すなわち、次式となる。

$$P_{dk}(s) = D_k(s) \times P(s) \quad (4.2)$$

4.1.2 モデル化の結果

本章では、式 (4.2) で表される精密位置決め機構のモデル化の方法を提案したが、その有効性を確認するため、位相遅れ要素の数を 1 つにした場合 ($k = 1$) と 2 つに使用した場合 ($k = 2$) について精度を検証した。

(1) $k = 1$ の場合

式 (4.1) において、位相遅れ要素を 1 つにした場合、モデル $P_{d1}(s)$ は次式のようにになる。

$$D_1(s) = \frac{\beta(T_{11}s + 1)}{\beta T_{11}s + 1} \quad (4.3)$$

$$P_{d1}(s) = D_1(s) \times P(s) \quad (4.4)$$

ここで、 β は Fig. 4.2 より、1 Hz での計測値と q 点のゲインの高低差が 7.2 dB (共振ピークの影響で低域側のゲインより 0.2 dB 高い) であるため、2.34 とした。また、折れ点周波数 $1/T_{11}$ は、測定値との差が小さくなるように $600 \times 2\pi$ とした。

(2) $k = 2$ の場合

式 4.1 において、位相遅れ要素を 2 つにした場合、モデル $P_{d2}(s)$ は次式のようにになる。

$$D_2(s) = \frac{\sqrt{\beta}(T_{21}s + 1)}{\sqrt{\beta}T_{21}s + 1} \times \frac{\sqrt{\beta}(T_{22}s + 1)}{\sqrt{\beta}T_{22}s + 1} \quad (4.5)$$

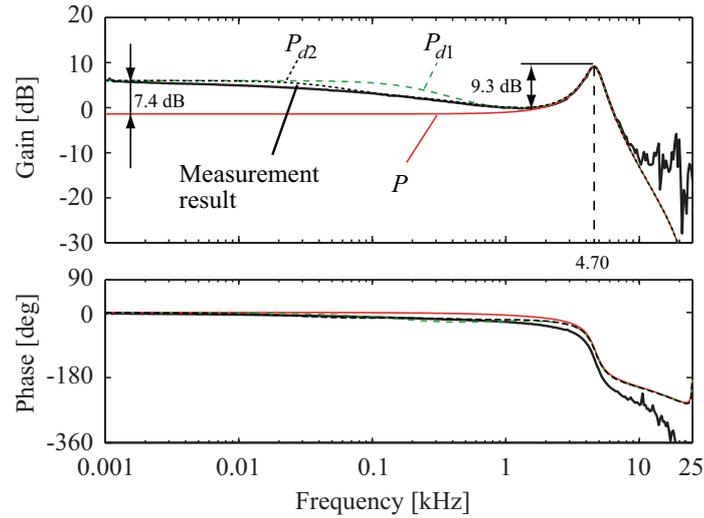


Fig. 4.2 Frequency responses of the models $P_{dk}(s)$

$$P_{d2}(s) = D_2(s) \times P(s) \quad (4.6)$$

ここで、 β は $k = 1$ の場合と同じ値とし、2つの折れ点周波数はそれぞれ $1/T_{21} = 80 \times 2\pi$ 、 $1/T_{22} = 800 \times 2\pi$ とした。Fig. 4.2 に式 (4.4)、(4.6) のモデルの周波数応答を示す。図より、式 (4.4) の1つの位相遅れ要素でモデル化した場合には、位相遅れ要素のゲインの傾きにより、約 0.1 kHz で大きな差が生じたが、式 (4.6) の2つの位相遅れ要素でモデル化した場合には、測定結果にほぼ一致した結果が得られ、本手法の有効性が確認できた。

4.2 位置決め装置の制御

制御対象は、前章と同様の式 (2.1) の2次遅れ要素 $P(s)$ に対するコントローラ的设计法を行い、精密位置決め機構を制御するためのコントローラは、前章と同様の直結フィードバック系とし、コントローラ $C(s)$ は、前章と同様の式 (3.1) の不完全微分型 PID コントローラとした。

4.2.1 ゲインの低減部を考慮したコントローラ设计法

次に、本節ではダンパを貼り付けたことにより生じる低域のゲインの低減部を考慮したコントローラ的设计法について述べる。前節では、望ましい開ループ伝達関数 $L(s)$ を実現するようにループ整形法でコントローラ设计を行ったが、この特性を保持した制御系とすることが望ましい。すなわち、ゲインの低減部は、式 (4.1) によりモデル化することができたため、次式のように式 (4.1) の逆数を式 (3.1) の PID コントローラ $C(s)$ にかけて補償することによりコントローラ设计を行う。

$$C_{dk}(s) = \frac{C(s)}{D_k(s)} \quad (4.7)$$

ここで、 $D_k(s)$ は位相遅れ要素であるため、制御としては位相進み補償を行ったことになる。

4.2.2 実験結果

本研究では、ループ整形法によりコントローラを設計するが、その有効性を実験により確認する。初めに、式 (2.1) の PID コントローラは、ゲイン交差角周波数 f_s を $1,000 \times 2\pi$ rad/s, 10 kHz 以上の高次共振の影響を抑制するため、微分器のカットオフ周波数 α を $10,000 \times 2\pi$ rad/s として設計した。その結果、得られた PID ゲインは、 $K_P = -1.078 \times 10^{-10}$, $K_I = 1.872 \times 10^{-5}$, $K_D = 1.457 \times 10^{-9}$, また、 $L_g = 3.968 \times 10^8$ となった。

次に、ゲインの低減部を位相遅れ要素でモデル化した際のコントローラは、式 (4.7) を用いて設計した。なお、実験では、設計した式 (2.1), 式 (4.7) のコントローラをプリワープ法で離散化し、DSP に実装して位置決め性能を検証した。Fig. 4.3 にコントローラのボード線図を示す。図より、 $C_{d1}(s)$, $C_{d2}(s)$ のゲイン特性は、 $C(s)$ と比較して低域で低くなっており、また、位相進み補償を行っているため、位相が進んでいることがわかる。これは、ループ整形法の特徴が保持されるように設計されたためである。Fig. 4.4 に開ループ伝達関数の

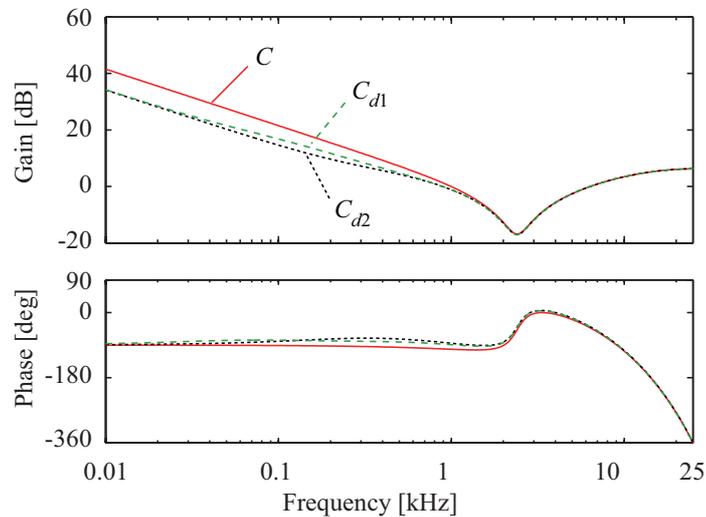


Fig. 4.3 Frequency responses of controllers $C_{dk}(s)$

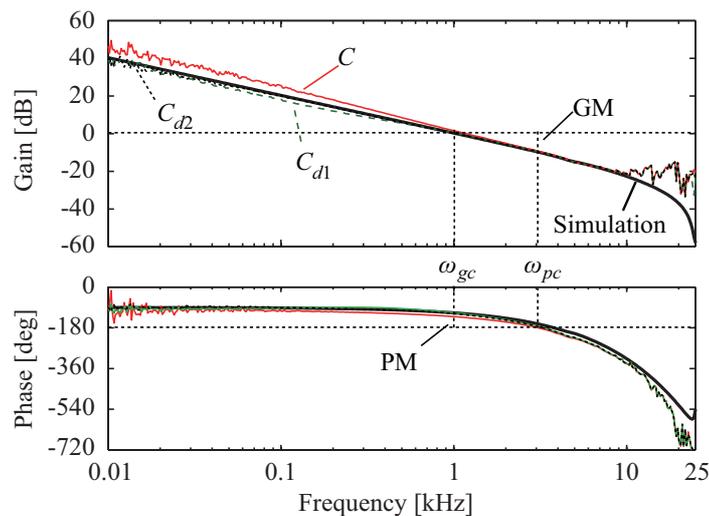


Fig. 4.4 Frequency responses of open-loop transfer functions

Table 4.1 Stability margins of control systems

	GM[dB]	PM[deg]	ω_{gc} [kHz]	ω_{pc} [kHz]
Simulation	12.0	65.6	1.03	3.82
$C(s)$	9.38	45.1	1.18	3.08
$C_{d1}(s)$	10.5	65.8	1.03	3.33
$C_{d2}(s)$	10.3	61.7	1.03	3.27

周波数応答の実験とシミュレーションの比較を、Table 4.1 に安定余裕の比較を示す。シミュレーションでは、ゲイン交差周波数は設計通りの 1 kHz、ゲイン余裕 (GM) は 12 dB、位相余裕 (PM) は 65.6 deg であった。これに対して、実験の PID 制御 (コントローラ $C(s)$) の場合には、DSP が持つ 2 サンプルの遅れの影響もあり、位相余裕が約 20 deg 小さくなった。一方、ゲインの低減部を考慮した制御 (コントローラ $C_{d1}(s)$, $C_{d2}(s)$) の実験結果では、位相進み補償を行っているため、位相余裕が 45 deg から 60 deg 以上までに回復していることがわかる。

Fig. 4.5 に閉ループ伝達関数の周波数応答の比較を示す。図より、実験の PID 制御の場合では、1.16 kHz に 2.41 dB の共振ピークが見られたが、ゲインの低減部を考慮した制御の場合では、このような共振ピークがなくなり、シミュレーションにほぼ一致した特性を実現できた。以上の結果から、本研究で提案したモデル化および制御系設計法の有効性が確認できた。Fig. 4.6 に目標値を $1 \mu\text{m}$ とした場合のステップ応答を、Table 4.2 にステップ応答の評価値を示す。なお、本位置決め装置を新しく開発される磁気ヘッドやメディアを評価する磁気記録評価装置へ適用することを想定し、目標値は幅 5 nm のトラックを 200 本分評価するように $1 \mu\text{m}$ とした。図より、シミュレーションでは、オーバーシュートやアンダーシュートが発生せず望ましい位置決め応答を実現できたが、PID 制御では、Fig. 4.5 に 2.41 dB の共振ピークが見られたため、24.4% のオーバーシュートが生じた。一方、ゲインの低減部

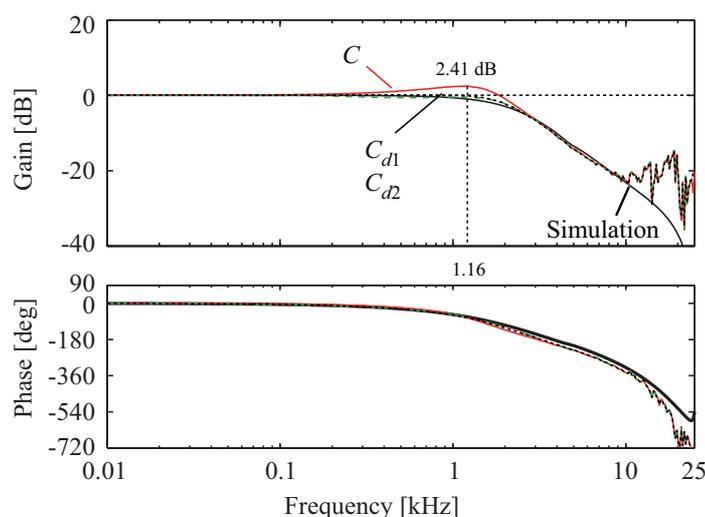


Fig. 4.5 Frequency responses of closed-loop transfer functions

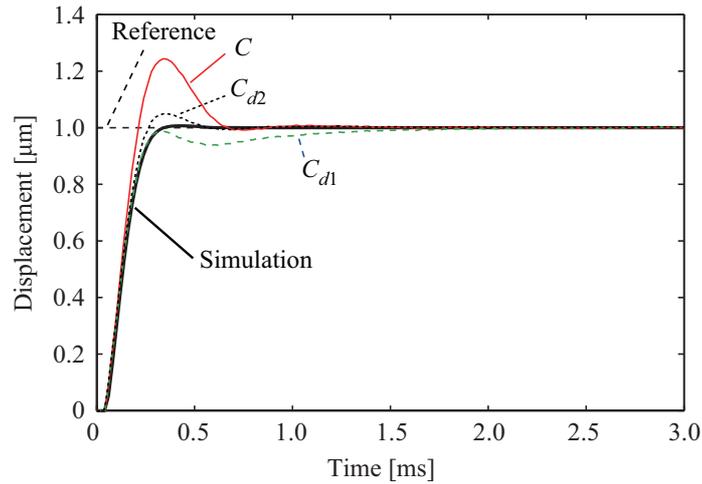


Fig. 4.6 Step responses of control systems

Table 4.2 Stability margins of control systems

	Rise Time[ms]	Overshoot[%]	Undershoot[%]	Settling time($\pm 3\%$)[ms]
Simulation	0.16	—	—	0.30
$C(s)$	0.14	24.4	—	0.62
$C_{d1}(s)$	0.18	—	6.4	0.98
$C_{d2}(s)$	0.16	4.89	—	0.46

を考慮した制御では、コントローラ $C_{d1}(s)$ の場合では、6.4%のアンダーシュートが発生し、その結果、整定時間が長くなったが、コントローラ $C_{d2}(s)$ の場合では、4.89%までオーバーシュートを改善しながら、整定性能も向上させることができ、本手法の有効性が確認できた。

4.3 負荷質量を有する場合の制御性能

実際の現場では、精密位置決め機構の先端部に負荷質量を取り付けるため、本章では負荷質量を取り付けた場合の周波数特性を示し、共振周波数のみを変更する簡易的な制御系設計で制御した実験結果について述べる。

4.3.1 周波数特性とモデル化

Fig. 4.7 に負荷質量を取り付けた精密位置決め機構を示す。負荷は、1枚0.8gのステンレス製のプレートとし、これを図に示すように位置決め装置先端部に上下対象になるように取り付けた（写真は上下に各2枚ずつ取り付けた様子）。本研究では、金属プレートを4枚と8枚とした場合について検討するが、その重さは金属プレートにボルトやナットの質量も加えると、それぞれ3.74g、7.06gである。Fig. 4.8 に負荷質量を取り付けた場合の周波数応答

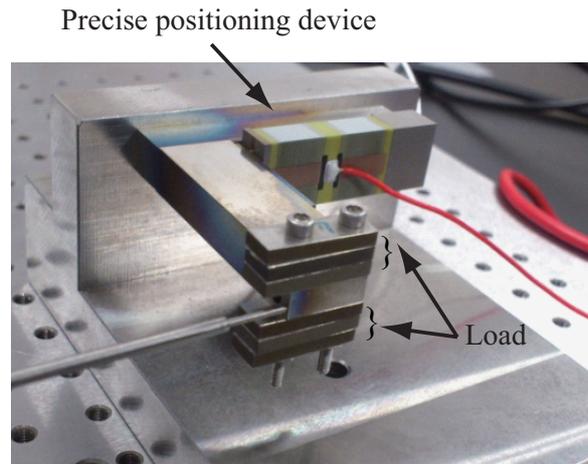


Fig. 4.7 Precise positioning device with load

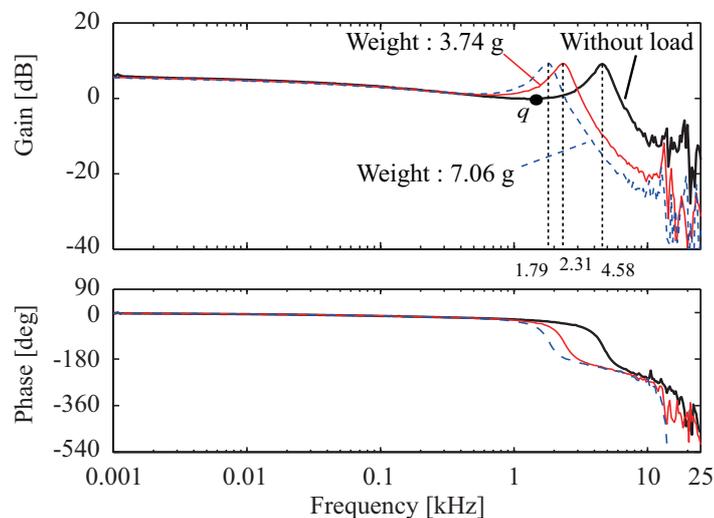


Fig. 4.8 Frequency responses of device with load

を示す。図中の Without load は、負荷を取り付けない場合の結果であり、Fig. 2.9 に示す測定結果と同じ応答である。図より、負荷質量を大きくすると、共振周波数が下がることがわかるが、低域のゲイン低減部や減衰係数などは、負荷質量を取り付けてもほとんど変わらなかった。本研究では、負荷として金属プレート 8 枚を取り付けた場合の制御性能を検証した。

上記で述べたように、負荷質量は共振周波数を変化させるが、他の係数はほとんど変化しないものと考えた。すなわち、式 (2.1) の固有角周波数を $\omega_n = 1,800 \times 2\pi \text{ rad/s}$ へ変更した。Fig. 4.9 に式 (4.2) の位相遅れ要素の数を $k = 1, 2$ にした場合のモデル $P_{dk}(s)$ の周波数応答を示す。本研究では、固有角周波数のみを変更したが、図に示すように、モデル $P_{d2}(s)$ では、測定結果に非常に良く一致した結果が得られた。

4.3.2 実験結果

位置決め制御は、式 (4.7) のコントローラを用いて行ったが、負荷質量を取り付けた場合のモデル化において固有角周波数のみを変更したため、ループ整形の特性を保持するように

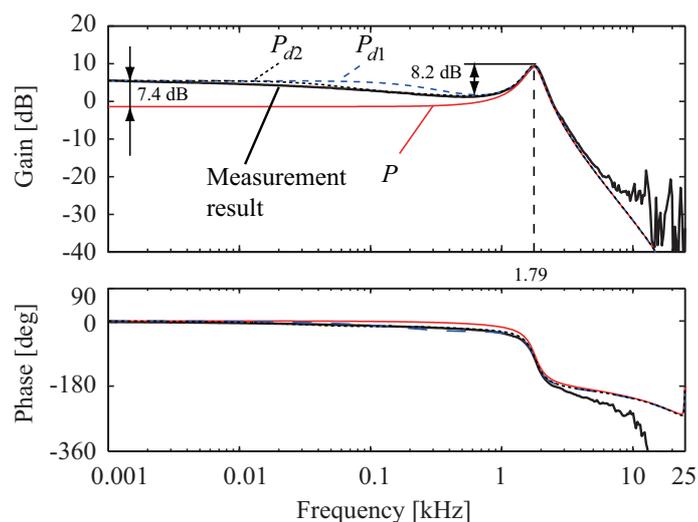


Fig. 4.9 Frequency responses of model with a load of 7.06 g

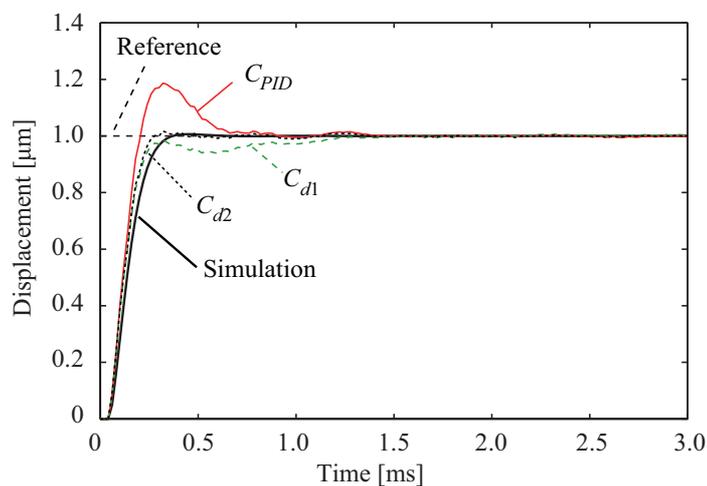


Fig. 4.10 Step responses of control system with a load of 7.06 g

Table 4.3 Transient characteristic of control system with a load of 7.06 g

	Rise Time[ms]	Overshoot[%]	Undershoot[%]	Settling time(± 3%)[ms]
Simulation	0.16	—	—	0.32
$C(s)$	0.12	18.7	—	0.60
$C_{d1}(s)$	0.16	—	6.16	0.84
$C_{d2}(s)$	0.16	—	—	0.26

式(3.4), 式(3.5)より K_P と K_D の値を変更した. Fig. 4.10 に位置決め制御を行った際のステップ応答を, Table 4.3 に過渡応答の評価値を示す. これらの結果より, コントローラ $C(s)$ の場合では, 約 18.7% のオーバーシュートが見られた. また, コントローラ $C_{d1}(s)$ の場合では, オーバーシュートが抑制されているが, 6.16% のアンダーシュートが発生した.

一方, $C_{d2}(s)$ では, オーバershootやアンダershootが見られず, ほぼシミュレーションに一致した結果が得られた. 以上の結果より, 本研究で提案したモデル化およびコントローラ設計法を用いることにより, 負荷質量を取り付けても良好な制御性能を得ることができたといえる.

4.4 本章の結言

本章では, ダンパを有する PZT 精密位置決め機構のモデル化とその制御法について検討した. 得られた結果をまとめると, 以下のようになる.

1. ダンパを貼り付けたことにより生じるゲインの低減現象について, 高次の位相遅れ要素で近似する方法を提案し, 最大変位量 $100 \mu\text{m}$ の PZT 精密位置決め機構に対して, 共振特性も含め, 高精度にモデル化できることを示した.
2. ダンパを有する PZT 精密位置決め機構の制御法として, 提案したループ整形法に基づく PID コントローラの設計法を拡張した位相進み補償法が, 簡易で指定通りの制御性能を実現できることを実験により示した.
3. 先端部に負荷質量を取り付けた PZT 精密位置決め機構では, 共振周波数のみ変動したが, 適用した PID コントローラ設計法では, 簡易的に対応でき, その有効性を実験で示した.

第5章 XYステージへの応用

本章では、PZTを組みこみ平行バネとてこ機構で構成される精密位置決め機構の技術を用い、近年、走査領域の拡大と高速な走査及び位置決め精度の向上が要求されているSPMに応用するため、前章までの1軸の精密位置決め機構を直交に配置した、同一平面内を高速に走査するXYステージを検討し、その基本構造と制御性能について述べる。

5.1 XYステージの機構と特性

Fig. 5.1 に1軸の精密位置決め機構を直交に配置したXYステージの外観写真と簡単な構造図、Fig. 5.2 に詳細な図面を示す。実用化されている一般的なXY平面の位置決め機構は、2つの1軸動作のステージを直交に重ねるか、コラム側とベッド側に各軸を直交に配置し、上下に対向させる形体が主なものとなっている^{[66]–[68]}。したがって、同一平面内の移動ではないことから、高精度な位置決めに必要なアッペの原理に従うことが構造的に難しい。更に、2つの軸を重ねた場合は、一方の軸が、もう一方の軸の全重量を支えながら移動するために高速化が困難な上、必然的にステージの重心が各軸の位置で常に変化するので、必然的に制御性が良いとは言えない。そこで、本章で用いるXYステージは、中央ステージの隣り合った2辺の平行リンクを介し、可動領域100 μm 仕様の精密位置決め機構を原型とする2つのアクチュエータがX軸とY軸に対応して配置されている。また、一方の対角にステージを支持しながらステージに与圧を与える四角型支持バネが配置されている。同一平面で互いに直交する動作はそれぞれの軸に対してせん断力として働くため、ステージには直線運動と共

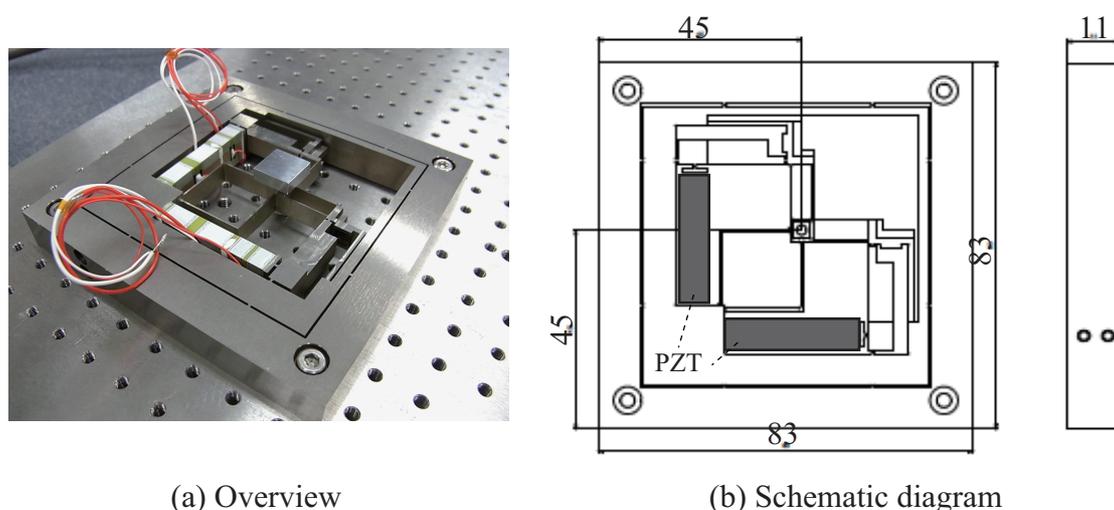


Fig. 5.1 Overview and schematic diagram of the 100 μm type XY stage

に回転運動が生じる。しかし、平行リンクを介すことで回転力は制御可能な並進運動に変換されるので、X軸とY軸のアクチュエータが連成することで抑制することを可能とする。ここで、1軸の精密位置決め機構を基本とするアクチュエータ部は積層型圧電素子 ($5 \times 10 \times 20$ mm, $17.4 \mu\text{m}/150\text{V}$, $5 \times 10 \times 10$ mm, $9.1 \mu\text{m}/150\text{V}$, NEC TOKIN Corp.) と平行バネやてこ機構を組み合わせた変位拡大機構で構成されている。平行バネの外側にてこ機構を配置することで、変位拡大機構と積層型圧電素子が、互いの形状や大きさに制約されない設計となっているため、大きな変位量と高い共振周波数の両立を可能としている。また、1軸の

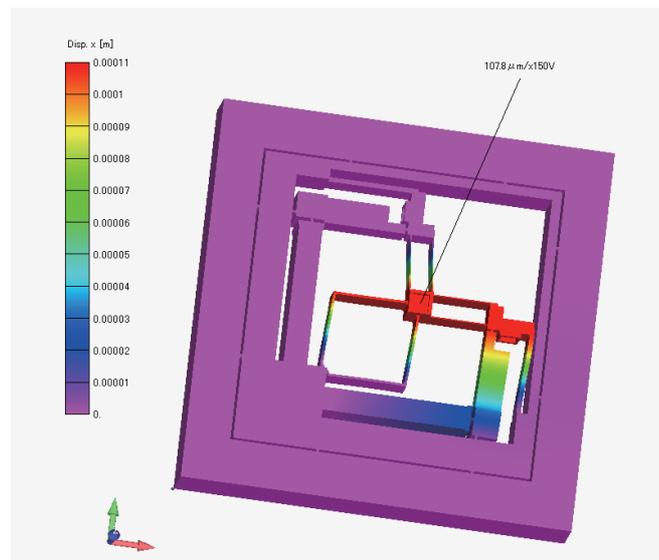
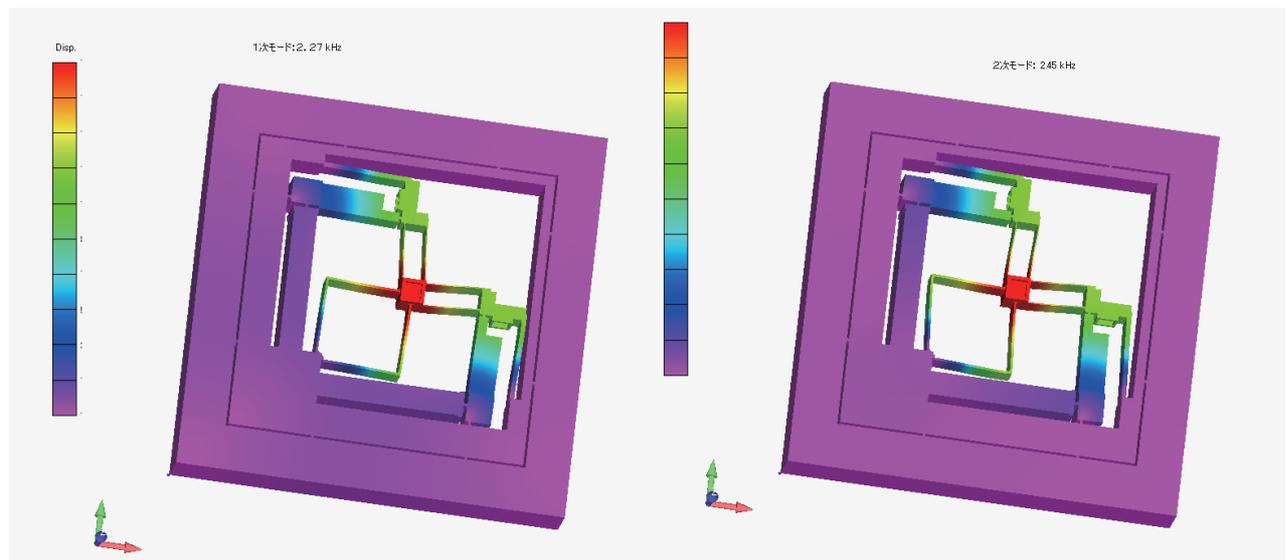


Fig. 5.3 3D FEM analysis of the $100 \mu\text{m}$ type XY stage for maximum working distance



(a) First mode

(b) Second mode

Fig. 5.4 3D FEM analysis of the $100 \mu\text{m}$ type XY stage for modal analysis

精密位置決め機構は、40 dB に達する鋭い共振ピークを有するが、前章での研究と同等に拘束板 (SUS304, 厚さ : 50 mm) と VEM (IVY810 改 27, 大協技研工業) で構成される減衰機構で抑制した。

この機構の有効性を検証するため、Fig. 5.3 と Fig. 5.4 に示す FEM による構造解析を行った。解析の結果、最大変位量は、 $102.6 \mu\text{m}$ 、1 次モードの共振周波数は 2.27 kHz、2 次モードの共振周波数は 245 kHz であることが分かった。FEM による構造解析結果との比較を行い、本章の XY ステージの変位特性を調べるため、各軸に最大許容電圧 (150V) を印加し、最大変位量の測定を行った。この測定では、変位センサは、MTI Instruments 社製の MTI2000、分解能は $0.136 \mu\text{m}/\text{mV}$ (X 軸)、 $0.140 \mu\text{m}/\text{mV}$ (Y 軸) を用いた。その結果を、Fig. 5.5 に示す。X 軸方向に $112.4 \mu\text{m}$ 、Y 軸方向は $117.9 \mu\text{m}$ となることを確認した。FEM による構造

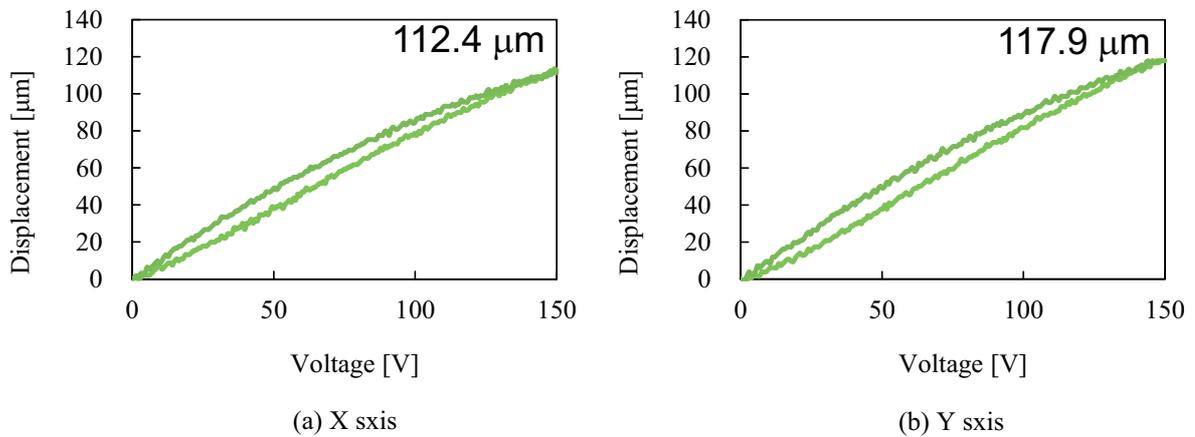


Fig. 5.5 Overview and schematic diagram of the $100 \mu\text{m}$ type XY stage

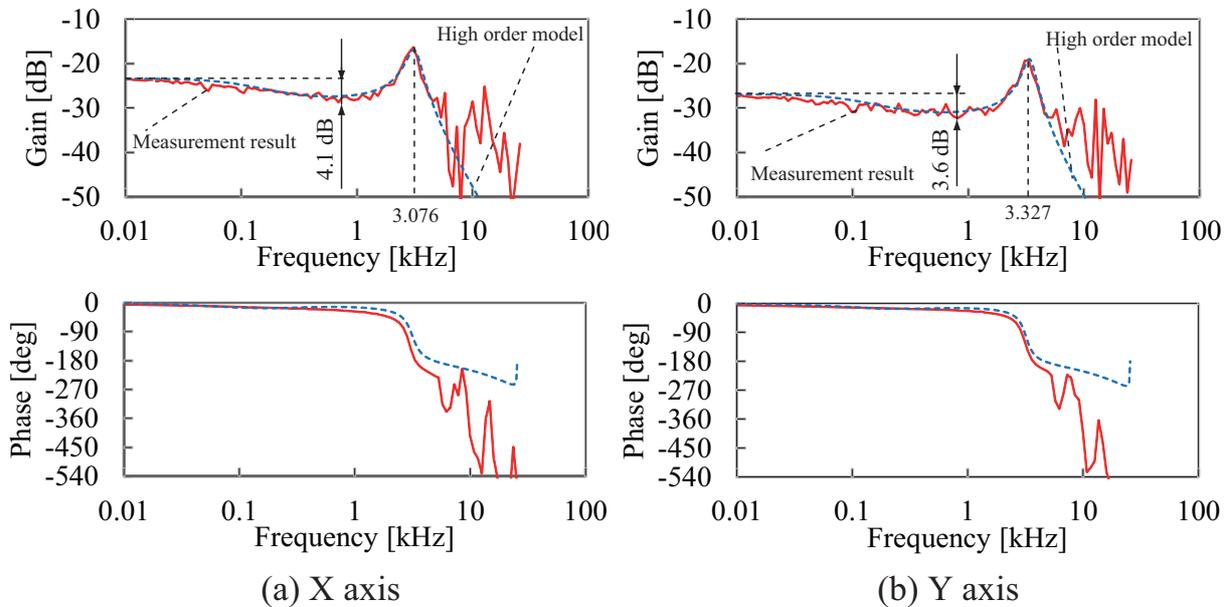


Fig. 5.6 The comparison of frequency responses of a measurement result and a high order model for the $100 \mu\text{m}$ type XY stage

解析結果と測定した変位量の差の原因は、PZT の仕様書に記載されている変位のばらつきの $\pm 20\%$ の範囲内であり、事前の想定内と考えている。

次に、XY ステージのモデル化を行うため、Fig. 5.6 に X 軸、Y 軸の周波数特性を示す。X 軸方向の共振周波数は 3.076 kHz、Y 軸方向は 3.327 kHz であった。FEM による構造解析結果と測定した共振周波数の差の原因は、PZT の変位に伴う平行リンク機構のビームのたわみや、PZT の支持部、弾性ヒンジ部に微小な変形、加工誤差により剛性が設計時と変わったためと考える。周波数特性は、両軸共に共振が一つの 2 次遅れ要素と表すことができ、各軸共に前章までのゲインの低減部のモデル化の手法の位相遅れ要素を 1 つにした場合の式 (4.3) と位相遅れ要素を 2 つにした場合の式 (4.5) を x 軸と y 軸に用いた。

$$P_x(s) = \frac{K_x \omega_{nx}^2}{s^2 + 2\zeta_x \omega_{nx} s + \omega_{nx}^2} \quad (5.1)$$

$$P_y(s) = \frac{K_y \omega_{ny}^2}{s^2 + 2\zeta_y \omega_{ny} s + \omega_{ny}^2} \quad (5.2)$$

$$D_{1x}(s) = \frac{\beta_x (T_{11x} s + 1)}{\beta_x T_{11x} s + 1} \quad (5.3)$$

$$D_{1y}(s) = \frac{\beta_y (T_{11y} s + 1)}{\beta_y T_{11y} s + 1} \quad (5.4)$$

$$D_{2x}(s) = \frac{\sqrt{\beta_x} (T_{21x} s + 1)}{\sqrt{\beta_x} T_{21x} s + 1} \times \frac{\sqrt{\beta_x} (T_{22x} s + 1)}{\sqrt{\beta_x} T_{22x} s + 1} \quad (5.5)$$

$$D_{2y}(s) = \frac{\sqrt{\beta_y} (T_{21y} s + 1)}{\sqrt{\beta_y} T_{21y} s + 1} \times \frac{\sqrt{\beta_y} (T_{22y} s + 1)}{\sqrt{\beta_y} T_{22y} s + 1} \quad (5.6)$$

$$C_{dkx}(s) = \frac{C(s)}{D_{kx}(s)} \quad (5.7)$$

$$C_{dky}(s) = \frac{C(s)}{D_{ky}(s)} \quad (5.8)$$

ここで、各パラメータについて X 軸は、ゲイン $K_x = 0.0398$ 、減衰係数 $\zeta_x = 0.141$ 、共振周波数 $\omega_{nx} = 3100 \times 2\pi$ 、位相遅れ要素を 1 つにした場合の位相補償係数 $\beta_x = 1.7$ 、折れ点周波数 $1/T_x = 200 \times 2\pi$ 、位相遅れ要素を 2 つにした場合の位相補償係数 $\beta_x = 1.7$ 、折れ点周波数 $1/T_{21x} = 60 \times 2\pi$ 、折れ点周波数 $1/T_{22x} = 600 \times 2\pi$ 、Y 軸は、ゲイン $K_y = 0.0266$ 、減衰係数 $\zeta_y = 0.119$ 、共振周波数 $\omega_{ny} = 3350 \times 2\pi$ 、位相遅れ要素を 1 つにした場合の位相補償係数 $\beta_y = 1.7$ 、折れ点周波数 $1/T_y = 200 \times 2\pi$ 、位相遅れ要素を 2 つにした場合の位相補償係数 $\beta_y = 1.7$ 、折れ点周波数 $1/T_{21y} = 60 \times 2\pi$ 、折れ点周波数 $1/T_{22y} = 600 \times 2\pi$ とした。Fig. 5.6 の点線で示すように測定値に対して合わせ込みを行い、ほぼ正確にモデル化できていることを確認した。

コントローラは、前章までの不完全微分型 PID コントローラとし、各軸に対し独立で設計した。また、ゲイン交差周波数が 100 Hz となるように各パラメータを調整し、コントローラのサンプリング周波数は 50 kHz とした。

5.2 1軸の精密位置決め機構を直交に配置したXYステージの実験結果

Fig. 5.7 に X 軸, Y 軸の開ループ伝達関数の周波数特性を示す. 図に示される実線は実験結果を, 点線はシミュレーション結果を示している. ここで, コントローラのゲイン交差周波数は設計目標の 100 Hz に対し, X 軸が 105 Hz, Y 軸が 101 Hz であった. また, X 軸ではゲイン余裕 23.3 dB (位相交差周波数 1025 Hz), 位相余裕 70.6 deg (ゲイン交差周波数 105 Hz), Y 軸ではゲイン余裕 22.3 dB (位相交差周波数 1066 Hz), 位相余裕 77.1 deg (ゲイン交差周波数 101 Hz) となり, 設計目標を実現できた.

次に X-Y 平面内の位置決め性能を評価するため, 1 nm のステップ応答になるよう指令電圧をそれぞれ X 軸と Y 軸に与えた. Fig. 5.8 に結果を示す. ここで, (a) は PID コントローラのみ, (b) は PID コントローラに位相遅れ要素を 1 つ加えた場合のコントローラ, (c) は PID コントローラに位相遅れ要素を 2 つ加えた場合のコントローラである. また, 左側は X 軸に 1nm の指令電圧を与えた場合のステップ応答, 右側は Y 軸に 1nm の指令電圧を与えた場合のステップ応答で, それぞれ 1nm の指令電圧を与えていない軸は, 制御開始位置を保持するように制御している. Table 5.1 に過渡応答の評価値を示す. これらの結果より, x 軸と y 軸に差は見られなかった. また, PID コントローラのみの場合では, オーバーシュートとアンダーシュートが発生し, 各軸の相互干渉の変動が大きい. 位相遅れ要素を 1 つ加えた場合のコントローラの場合では, $C(s)$ と比較しオーバーシュートとアンダーシュートは減少し, 相互干渉の変動も小さくなった. 位相遅れ要素を 2 つ加えた場合のコントローラの場合では, オーバーシュートは残るがアンダーシュートが無くなり, 相互

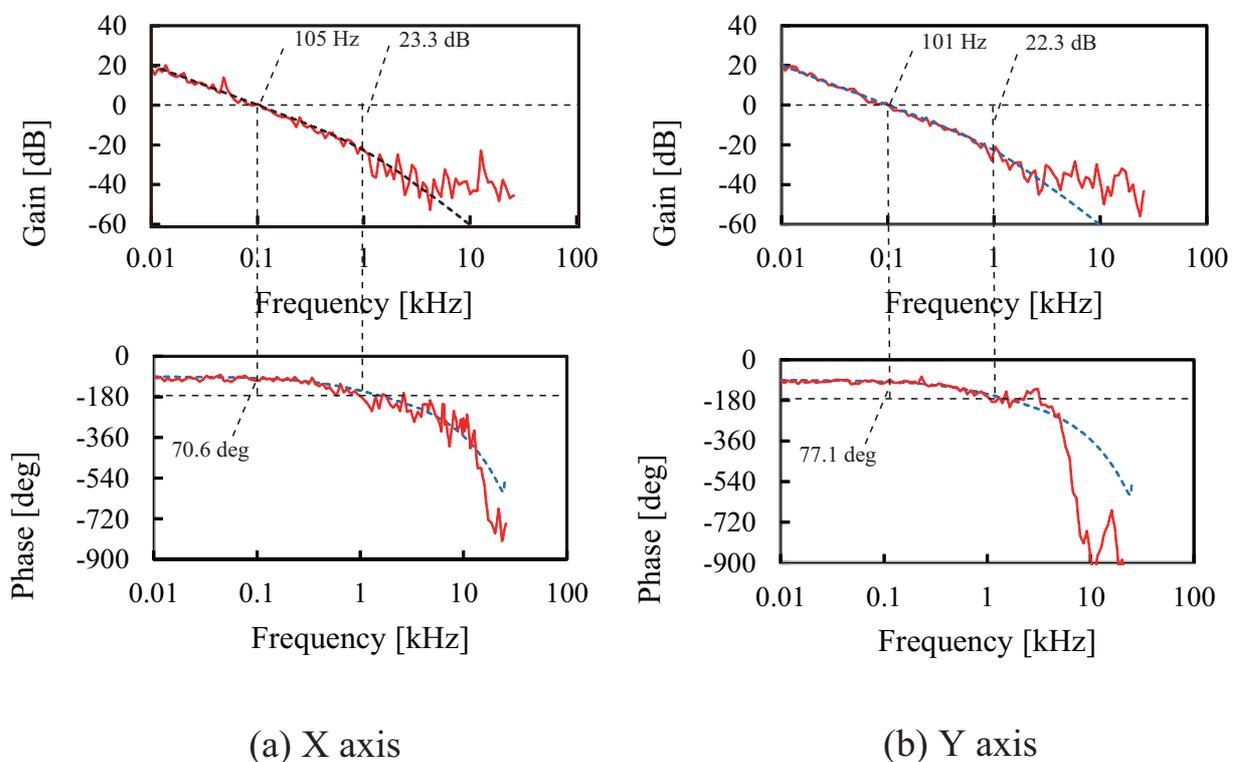


Fig. 5.7 Frequency responses of open-loop transfer functions

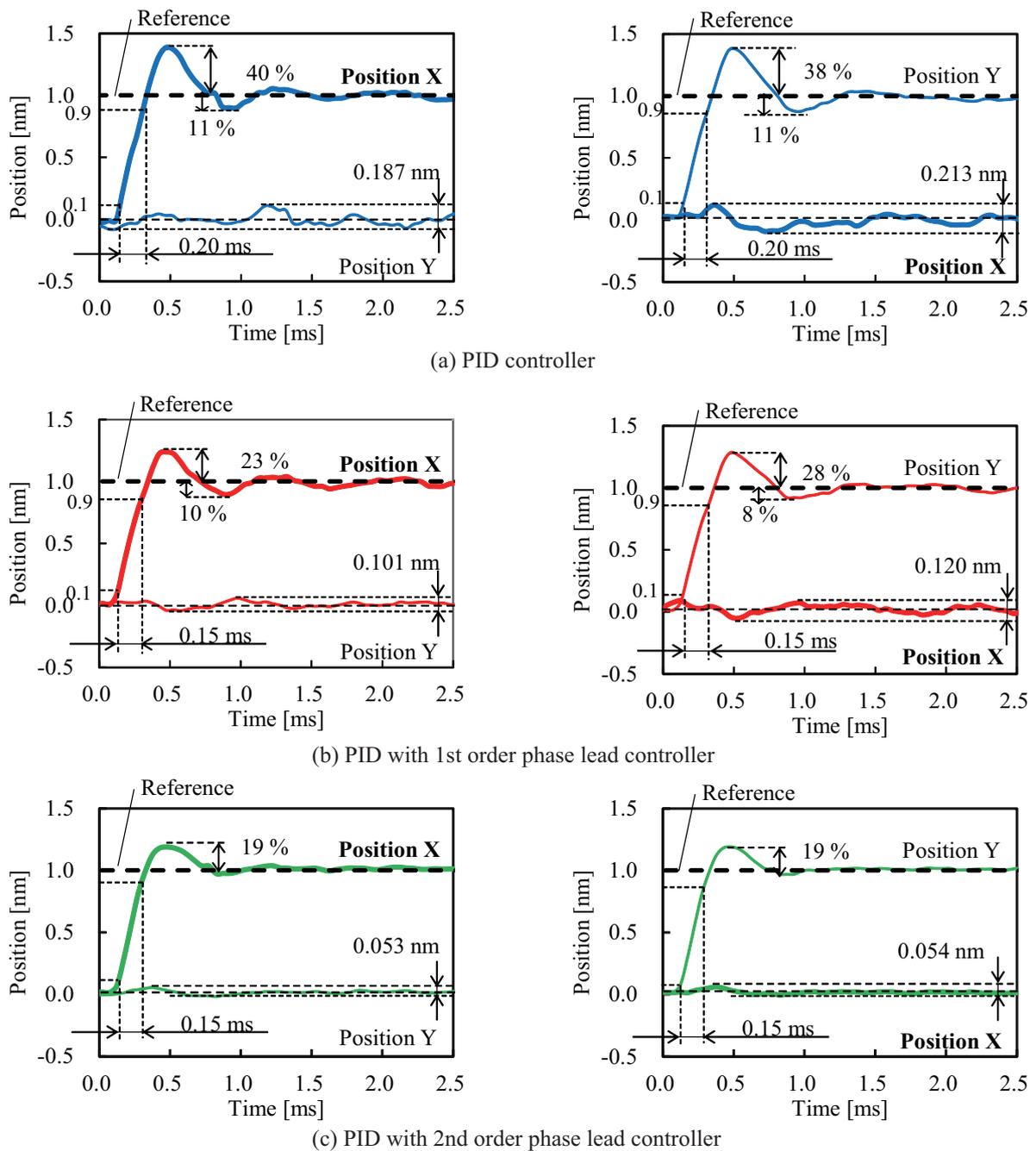


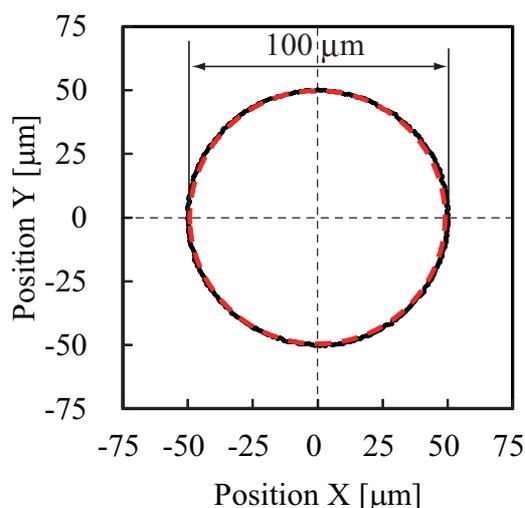
Fig. 5.8 Step responses of control systems for the 100 μm type XY stage

干渉の変動が3つのコントローラの中で最も小さくなった。以上の結果より、本研究で提案したモデル化およびコントローラ設計法を用いることにより、XYステージにおいても、良好な制御性能を得ることができたといえる。

更に X-Y 平面内の位置決め性能を評価するため、直径 100 μm になるよう 1 Hz の正弦波と同期する余弦波の指令電圧をそれぞれ X 軸と Y 軸に与えた。2 軸同時に動作することで、直径 100 μm のリサージュ円を描き、その真円度の度合で XY 平面内における位置決め精度を評価した。Fig. 5.9 の結果から基準となる真円 (点線) に対しほぼ均一に分布しており、XY の同一平面内で高精度な位置決めが実現できることを確認した。同一の XY 平面内において

Table 5.1 Transient characteristic of control system for XY stage

	Rise Time[ms]	Overshoot[%]	Undershoot[%]	mutual interference[nm]
$C_x(s)$	0.20	40.0	11.0	0.187
$C_y(s)$	0.20	38.0	11.0	0.213
$C_{d1x}(s)$	0.15	23.0	10.0	0.101
$C_{d1y}(s)$	0.15	28.0	8.0	0.120
$C_{d2x}(s)$	0.15	19.0	—	0.053
$C_{d2y}(s)$	0.15	19.0	—	0.054

Fig. 5.9 Lissajous circle of 100 μm diameter for planar motion

高速で高精度な位置決めを可能とする1軸の精密位置決め機構を直交に配置したXYステージを提案した。X軸とY軸は同等の周波数特性や制御特性を確認した。1 Hzの直径100 μm のリサージュ円では、真円度からX-Y平面で正確な動作を確認できた

5.3 XYステージの走査動作による温度変化

1軸の精密位置決め機構を直交に配置したXYステージのアプリケーションとして、SPMを検討している。SPMは、先端を尖らせた探針を用いて、試料の表面をなぞるように動かす走査動作を行い、原子間力を検出して表面状態を拡大観察する顕微鏡であるが、その試料を設置し走査動作を行うステージに本研究のXYステージを適用することを目指している。Fig. 5.10にXYステージが走査動作する模式図を示す。XYステージ上に測定サンプルが設置され、X方向とY方向がそれぞれ100 μm の平面を走査する場合、点線のようにXYステージは走査動作を行う。一辺100 μm を256分割し、1往復2秒の動作時間と仮定するとその動作時間は、およそ8分半(512秒)となる。この時間、XYステージを動作させ続けた場合、ダンパは振動を抑制し続けることから、ダンパの発熱によるXYステージの特性変化が懸念された。

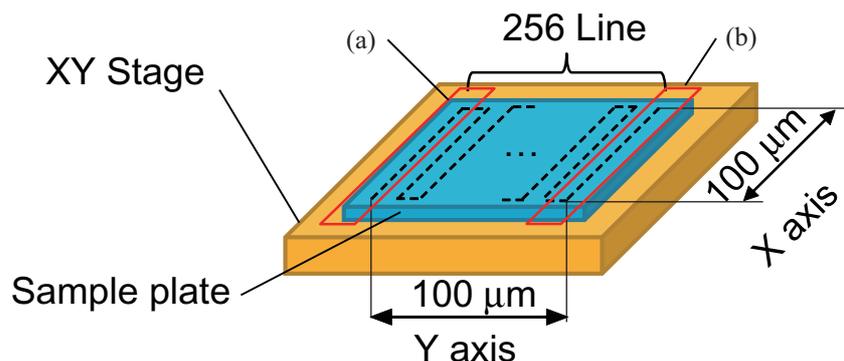


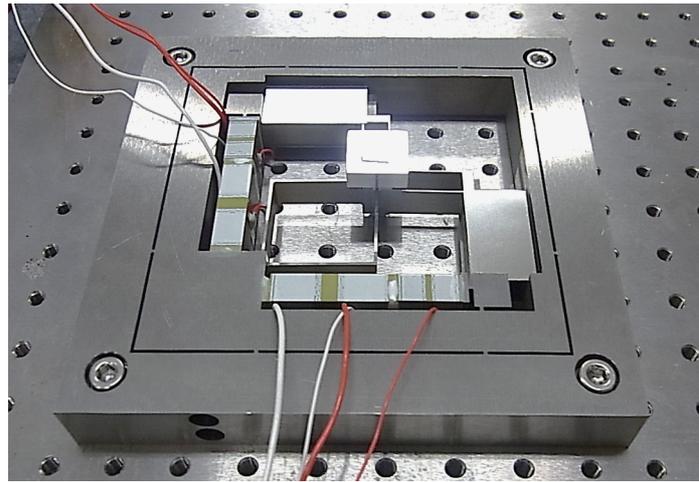
Fig. 5.10 Scanning movement for the 100 μm type XY stage

そこで、SPMの走査動作を目標値とし、測定時間は余裕を持たせ、XYステージを10分動作させた場合の表面温度計測を行った。温度計測には、APISTE社製の赤外線サーモグラフィFSV-200-H16を用いた。また、測定環境は、室温 23°C 、湿度50%の恒温恒湿の部屋にて実験を行った。その結果をFig. 5.11に示す。Fig. 5.11(a)はXYステージの設置した際の写真、Fig. 5.11(b)は測定前のサーモグラフィ図、Fig. 5.11(c)は10分動作後のサーモグラフィ図である。測定エリアを4つ設定した。サーモグラフィ内の1-Arと2-Arのエリアはダンパを張り付けた部分、3-Arと4-Arのエリアは積層型圧電素子の部分の最高温度と最低温度を示している。Fig. 5.11(b)の測定前のサーモグラフィの最高温度と最低温度の平均値から、XYステージはおおよそ 23°C 付近にあることを確認した。Fig. 5.11(b)とFig. 5.11(c)の最高温度を比較すると1-Arで 0.4°C 、2-Arで 1.2°C 、3-Arで 0.8°C 、4-Arで 0.8°C の温度差となり、大きな温度上昇は確認されなかった。また、Fig. 5.12(a)に示す測定開始直後及びFig. 5.12(b)に示す測定終了直後について、懸念された位置決め性能は、立ち上がり時間およびオーバーシュート共に差は無かった。

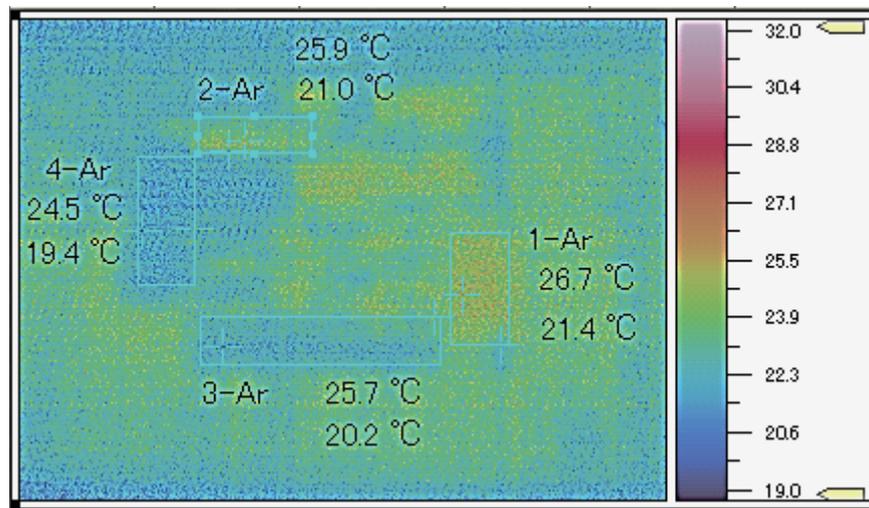
5.4 本章の結言

本章では、1軸のダンパを有するPZT精密位置決め機構を直交に配置したXYステージのモデル化とその制御法について検討した。得られた結果をまとめると、以下のようになる。

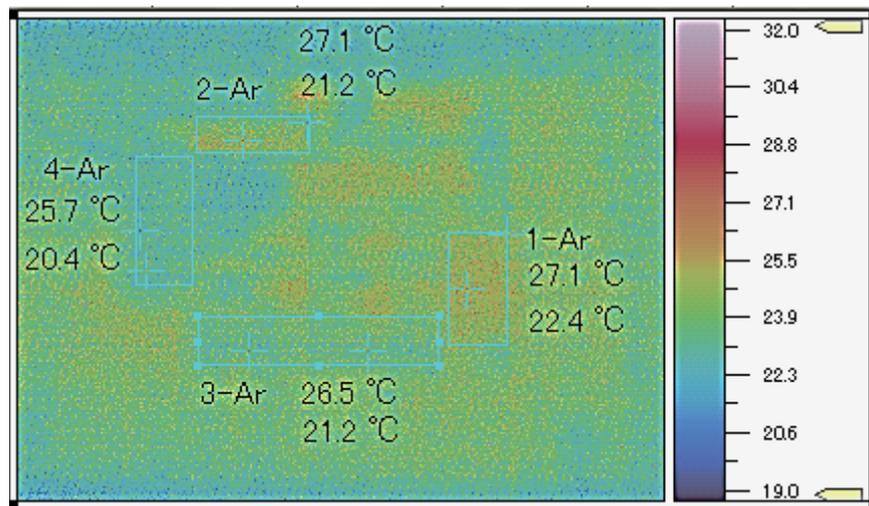
- (1) 1軸のダンパを有するPZT精密位置決め機構を直交に配置した新たなXYステージを提案し、各軸 $100\ \mu\text{m}$ の変位量と高い共振周波数を実現した。
- (2) ダンパを貼り付けたことにより生じるゲインの低減現象について、XYステージにおいても、同様の現象が発生することを確認した。
- (3) XYステージの加工誤差等によって、XY軸の1次モードの共振周波数の変化による、相互干渉の影響は無いことを確認し、XY軸共に共振が一つの2次遅れ要素と表すことができ、各軸共に前章までのモデル化の手法を用いることが可能であることを示した。
- (4) XYステージの制御法として、提案したループ整形法に基づくPIDコントローラ的设计法を拡張した位相進み補償法について、XY軸に対しそれぞれ独立してコントロー



(a) XY-Stage



(b) 0 minutes



(c) 10 minutes

Fig. 5.11 Temperature change by the scan movement for the 100 μm type XY stage

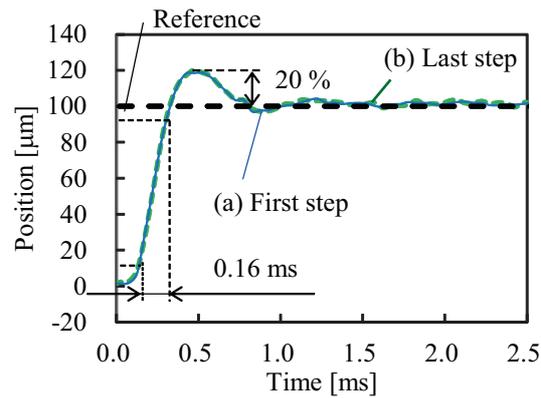


Fig. 5.12 Step responses of AFM scanning movement for the 100 μm type XY stage

ラを設計し、指定通りの制御性能を実現できることを実験により示した。

- (5) 正弦波と同期する余弦波の指令電圧をそれぞれ X 軸と Y 軸に与えることにより、2 軸同時に制御を行い、直径 100 μm のリサーージュ円から、XY 平面内における位置決めが精度よく行われていることを実験で示した。
- (6) XY ステージの応用先として検討している SPM の走査動作を続けることによるダンパの温度上昇及び、懸念された位置決め性能は、温度上昇も少なく、立ち上がり時間とオーバーシュート共に差は無かった。

第6章 結言

本研究では、PZT 精密位置決め機構に対して、共振ピークを低減するダンパを適用した場合の影響について解析を行い、オーバーシュートを改善するコントローラを設計し、その有効性を検討した。さらに、1軸の精密位置決め機構を直交に配置したXYステージに対して、XY軸にそれぞれ独立してコントローラを設計し、その有効性を検討した、

本論文の各章の結果をまとめると以下のようになる。

- 第2章 精密位置決め機構について

PZT 精密位置決め機構の概要として、形状、大きさ、材質などについて、また、適用したダンパについてもその構造と材質について述べ、使用した実験装置について述べた。ダンパを適用したPZT 精密位置決め機構の周波数特性を測定し、共振周波数より低域にゲインが数dB低減する帯域が存在することが測定結果から確認した。2次遅れ系のモデルでは、共振周波数付近の特性はモデル化できることを確認した。

- 第3章 ダンパを有するPZT 精密位置決め機構の特性解析

周波数特性の測定結果に対し、2次遅れ系でモデル化した場合、低域や高域では測定結果と差があり、高次モデルの場合では、共振周波数付近の特性のみでなく、ダンパを適用したことによるゲインの低減部や高域の特性まで測定結果に良く一致させることができた。高次モデルを用いて制御系の解析を行うことにより、実験時に生じるオーバーシュートは、ダンパを適用したことが原因であることを明らかにした。オーバーシュートを改善するため、ゲインの低減部を表現する位相進み補償を行ったPIDコントローラを用いて実験を行ったところ、大幅な特性改善を実現することができた。

- 第4章 ダンパを有するPZT 精密位置決め機構のモデル化と制御

ダンパを貼り付けたことにより生じるゲインの低減現象について、高次の位相遅れ要素で近似する方法を提案し、最大変位量 $100\ \mu\text{m}$ のPZT 精密位置決め機構に対して、共振特性も含め、高精度にモデル化できることを示した。ダンパを有するPZT 精密位置決め機構の制御法として、提案したループ整形法に基づくPIDコントローラの設計法を拡張した位相進み補償法が、簡易で指定通りの制御性能を実現できることを実験により示した。先端部に負荷質量を取り付けたPZT 精密位置決め機構では、共振周波数のみ変動したが、適用したPIDコントローラ設計法では、簡易的に対応でき、その有効性を実験で示した。

- 第5章 XYステージへの応用

ダンパを貼り付けたことにより生じるゲインの低減現象について、1軸のダンパを有するPZT 精密位置決め機構を直交に配置したXYステージにおいても、同様の現象が発生したことを確認した。XY軸の1次モードの共振周波数の変化による、相互干渉

の影響は少ないことを確認し，XY 軸共に共振が一つの 2 次遅れ要素として前章までのモデル化の手法を用いることが可能であることを示した．XY ステージの制御法として，著者らが提案したループ整形法に基づく PID コントローラの設計法を拡張した位相進み補償法が，XY 軸に対しそれぞれ独立して設計し，指定通りの制御性能を実現できることを実験により示した．正弦波と同期する余弦波の指令電圧をそれぞれ X 軸と Y 軸に与えることにより，2 軸同時に制御を行い，直径 100 μm のリサージュ円から，XY 平面内における位置決めが精度よく行われていることを実験で示した．

以上より，ナノスケールでの位置決めに必要なとされている広い動作範囲と制御帯域の向上を目指す PZT 精密位置決め機構に対して，ダンパを適用しても制御性能を低下させることなく，位置決めを実現する方法を明らかにした．今後，様々な応用分野において，本位置決め装置が求められ，導入されて行くことが予想され，これらの分野へ著しく貢献できると期待できる．

今後の課題をまとめると以下の項目が挙げられる．

- 現場技術者への簡便な技術移転を考慮し，様々な最大変位量と 1 次モードの共振周波数に対する一般化コントローラの可能性を検討し，位置決め性能についての評価が必要である．
- PZT 精密位置決め機構および XY ステージのオーバーシュートやアンダーシュートの許容範囲と立ち上がり時間等の要求仕様から，1 次モードの共振周波数とゲインの低減量を明確にし，その周波数特性を実現可能なダンパの設計指針として確立する．
- 周波数特性のゲインの低減量の許容範囲が設定された場合，その特性を実現可能な拘束板と VEM の力学モデルを構築し，その際の粘弾性材の選定方法を明確にする．
- 最終的に PZT 精密位置決め機構および XY ステージの要求仕様から，制御性能を維持しながら，共振ピークを抑制しつつ，ゲインの低減量を抑えるような機械系と制御系の統合化設計の設計指針の確立が課題となる．

参考文献

- [1] 大岩孝彰, 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, (2007)
- [2] 牧野内進, 半導体露光装置ステージ技術の歴史, 精密工学会超精密位置決め専門委員会定例会講演前刷集 2007, (2007)
- [3] 田中克敏, 超精密加工に独自性と高付加価値を求めて (精密加工セミナー資料), 静岡県浜松工業技術センター, (2002)
- [4] 大塚二郎, ナノテクノロジーと超精密位置決め技術, 工業調査会, (2006)
- [5] 田中淑晴, 大岩孝彰, 大塚二郎, 精密工学会誌, 72 巻, 4 号, p.465, (1997)
- [6] 高橋徹, リニアガイドの技術動向, 2006 年度精密工学会春季大会シンポジウム資料「転がり機械要素の最新技術動向」, pp.97-102, (2008)
- [7] 大塚二郎, サブナノレベルの超精密位置決め技術の現状, 機械の研究, 59 巻, 3 号, pp.333-342, (2007)
- [8] シグマテック株式会社 (www.sigma-tech.co.jp/)
- [9] 金弘中, 高加速度直線駆動装置—トンネルアクチュエータ, 日本応用磁気学会誌, 29 巻, 3 号, pp.199-204, (2005)
- [10] 伊藤優一, 新型リニアアクチュエータとリニアモーションボールガイドを用いたサブナノメートル分解能位置決め, 2008 年度精密工学会春季大会, F77, p.521-522, (2008)
- [11] 二見茂, 精密・超精密のためのコントローラ概論, 精密工学会超精密位置決め専門委員会定例会講演前刷集 2006, pp.1-10, (2006)
- [12] G. Benning And H. Rohrer, "Scanning tunneling microscopy", Surf. Sci. 126, pp.236-244, (1983)
- [13] G. Binnig, C. F. Quate, and Ch. Gerber, "Atomic Force Microscope", Phys. Rev. Lett. 56, pp.930-933, (1986)
- [14] 日本ロボット学会 (編) : ロボット工学ハンドブック, コロナ社, (1990)
- [15] 佐々木彰, 山田浩史, 深谷次助, 岩田太, 加藤久季, 青山尚之, 宮尾正大, 村上健司, 石川賢司, 野村卓志, 山口豪, 荻野實携 : レーザービーム偏向による走査型トンネル顕微鏡圧電素子の変位測定, 光学, 22 巻, 2 号, pp.95-101, (1992)
- [16] 小坂光二, 江頭義也, 岩淵哲也, 奥寺智, 永本恵市, 原田崇, 遠藤泰史, 橋口弘幸, 森園靖弘, 中田明良, 久保田弘, 大見忠弘 : 非共振型超音波モータ駆動超精密ステージの開発とそれを応用した超精密 XY ステージの開発, 精密工学会超精密位置決め専門委員会, 第 1 回例会前刷集, pp.13-22, (2002)
- [17] 重川秀実, 吉村雅満, 坂田亮, 河津, 走査プローブ顕微鏡と局所分光, 裳華房, (2005)

- [18] Yoshiaki Sugimoto, Pablo Pou, Masayuki Abe, Pavel Jelinek, Ruben Perez, Seizo Morita and Oscar Custance, "Chemical identification of individual surface atoms by atomic force microscopy", *Nature* 446, pp.64-67, (2007)
- [19] 日本テキサス・インスツルメンツ (株) : 入門 DSP のすべて, 技術評論社, (1998)
- [20] 足立修一 : MATLAB による制御工学, 東京電機大学出版局, (1999)
- [21] 野波健蔵 : MATLAB による制御理論の基礎, 東京電機大学出版局, (1998)
- [22] 杉江俊治, 藤田政之 : システム制御工学シリーズ 3 フィードバック制御入門, コロナ社, (1999)
- [23] 松尾芳樹 : デジタル制御, 株式会社昭晃堂, (2001)
- [24] 増淵正美 : 機械工学基礎講座 17 自動制御, 朝倉書店, (1976)
- [25] Ahid D. Nashif, David I. G. Jones, John P. Henderson, *Vibration Damping*, John Wiley & Sons, Inc., (1985)
- [26] D. Ross, E. E. Ungar, and E. M. Kerwin : *Damping of plate flexural vibration by means of viscoelastic laminae*, ASME, New York, pp. 49-87, (1959)
- [27] 杉本明男, 宇津野秀夫, 田中後光 : 制振鋼板を用いた動吸振器に関する研究 第1報, RKU モデルを用いた動吸振器設計手法, 日本機械学会論文集 (C編) 57巻, 544号, pp.3777-3781, (1991)
- [28] 宇津野秀夫, 田中後光, 杉本明男, 井上喜雄 : 粘弾性三層型制振材料の動特性予測に関する研究 第3報 (制振鋼板製成形品への適用), 日本機械学会論文集 (C編) 59巻, 566号, pp.2944-2949, (1993)
- [29] 石川和久, 村松佳孝, 三須基規, 山本雅史 : 免震層変位抑制型粘弾性ダンパーの開発, 昭和電線レビュー Vol. 54, No. 1, pp.46-49, (2004)
- [30] T. Kinoshita, M. Ohsaki and T. Nakajima, *Topology optimization of compliant mechanisms for vertical seismic isolation of spatial structures*, *J. Int. assoc. for Shell and Spatial Struct.*, Vol. 50(2), pp. 89-96, (2009)
- [31] 森英季, アクチュエータの減衰方法及びアクチュエータ, 特許 3612670, (2004)
- [32] 渋谷嗣, 森英季, 長縄明大, 大日方五郎, 変位拡大装置, 特許 5025949, (2012)
- [33] 渋谷嗣, 森英季, 宮脇和人, 長縄明大, 作動変換型変位拡大装置, 特許 5487462, (2014)
- [34] 大塚二郎 : ナノテクノロジーと超精密位置決め技術 工業調査会, (2005)
- [35] 大塚次郎, 羽山定治, 大橋康二 : 精密・超精密位置決め の現状と将来予想, 精密工学会誌 67 (2), pp.173-178, (2001)
- [36] 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 67 (2), pp.179-183, (2001)
- [37] 岡村博司 : C&E 基礎解説シリーズ 3 ハード・ディスク装置の構造と応用, CQ 出版社, (2002)
- [38] 山口高司 : メカトロニクス制御の勘どころ, 計測と制御, Vol.46, No.5, pp.362-369, (2007)
- [39] 重川秀実, 吉村雅満, 坂田亮, 河津, 走査プローブ顕微鏡と局所分光, 裳華房, (2005)
- [40] 古谷克司, 岩附信行 : 圧電アクチュエータ技術の動向と将来展望, 精密工学会大会学術講演会講演論文集 2003, pp.624-625, (2003)

- [41] 古谷克司：圧電アクチュエータとその応用デバイス，精密工学会大会学術講演会講演論文集 2009，pp.941-942，(2009)
- [42] 日本ロボット学会（編）：ロボット工学ハンドブック，コロナ社，(1990)
- [43] 荻野重人，浅海暁：高分解能アクチュエータ用高剛性変位拡大機構の開発，埼玉県産業技術総合センター研究報告，第7巻，(2009)
- [44] Takeshi YANO, Sze Keat CHEE, Kazuo YAKUWA, Saburo HARADA, Toshiro HIGUCHI: A New Type of Mechanical Transformer with High Stroke Magnification Ratio, ACTUATOR 2008, 11th International Conference on New Actuators, pp.71-74, (2008)
- [45] 岡本英之，宮永和明，奥山栄樹，村岡幹夫：ハニカム構造を利用した変位増幅圧電アクチュエータ，材料力学部門講演会講演論文集，2004，pp. 71-72，(2004)
- [46] W.G May, Jr : Piezoelectric Electromechanical Translation Apparatus, US Pat, 3902084, (1975)
- [47] 樋口俊郎，渡辺 正浩，工藤 謙一：圧電素子の急速変形を利用した超精密位置決め機構，精密工学会誌 54 (11)，pp.2107-2112，(1988)
- [48] 吉田龍一，岡本泰弘：マイクロ圧電アクチュエータ，精密工学会誌 68 (5)，pp.645-648，(2002)
- [49] 古谷克司，太田徳幸，古田 淳：電流パルス駆動によるアザラシ型位置決め機構の高分解能化，精密工学会誌 74 (4)，pp.411-415，(2008)
- [50] 森英季，畠野衛，相川進一，高木均，渋谷嗣，大内一弘：PZT と変位拡大機構を用いた高精度トラッキングアクチュエータ，映像情報メディア学会技術報告，26，pp. 23-28，(2002)
- [51] A. Naganawa, S. Mori, H. Tada, Y. Shibuya, G. Obinata, and K. Ouchi :Finite Element Method Analysis and Control of Micro Actuator with Piezoelectric Element for Spinstand, Microsyst. Technol., Vol.11, No.8-10, p.606-611, (2005)
- [52] 長縄明大，古谷将人，森英季，櫻田陽，渋谷嗣，大日方五郎：高速高精度な位置決めを実現するナノモーションアクチュエータ，日本 AEM 学会誌，18 巻，2 号，pp.86-92，(2010)
- [53] Shigeki Mori, Masato Furuya, Akihiro Naganawa, Yotsugi Shibuya, Goro obinata and Kazuhiro Ouchi: : Nano-motion actuator with large working distance for precise track following, Microsystem Technology, Vol. 13, pp. 873-881, (2006)
- [54] 櫻田 陽，森 英季，佐藤 雄大，長縄 明大，渋谷 嗣，大日方 五郎：300 μ m の変位量を有する圧電素子型アクチュエータの高速高精度制御，IIP 情報・知能・精密機器部門講演会講演論文集 2008，pp.3-6，(2008)
- [55] Shigeki Mori, Hirohiko Tada, Akihiro Naganawa, Goro Obinata and Kazuhiro Ouchi: Damping Effect on Precise Track Following for Nano-Motion Actuator, IEEE Transactions on Magnetics, Vol. 41, No. 2, pp. 842-848, (2005)
- [56] 森英季，畠野衛，相川進一，高木均，渋谷嗣，大内一弘：PZT と変位拡大機構を用いた高精度トラッキングアクチュエータ，映像情報メディア学会技術報告，26，pp. 23-28，(2002)
- [57] 長縄明大，古谷将人，森英季，櫻田陽，渋谷嗣，大日方五郎：高速高精度な位置決めを実現するナノモーションアクチュエータ，日本 AEM 学会誌，18 巻，2 号，pp.86-92，(2010)
- [58] Shigeki Mori, Masato Furuya, Akihiro Naganawa, Yotsugi Shibuya, Goro obinata and Kazuhiro Ouchi: Nano-motion actuator with large working distance for precise track following, Microsystem Technology, Vol. 13, pp. 873-881, (2006)

- [59] Shigeki Mori, Hirohiko Tada, Akihiro Naganawa, Goro Obinata and Kazuhiro Ouchi: Damping Effect on Precise Track Following for Nano-Motion Actuator, IEEE Transactions on Magnetics, Vol. 41, No. 2, pp. 842-848, (2005)
- [60] 長縄明大, 平元和彦, 古谷将人, 渋谷嗣, 森英季: ナノモーションアクチュエータに対する PID 制御器の設計, 日本機械学会論文集 C 編, 75 巻 754 号, pp.1770-1776, (2009)
- [61] 足立修一: MATLAB による制御のための上級システム同定, 東京電機大学出版局, (2004)
- [62] 杉江俊治, 藤田政之: フィードバック制御入門, コロナ社, (1999)
- [63] 大日方五郎: 制御工学-基礎からのステップアップ-, 朝倉書店, (2003)
- [64] 足立修一: 制御のための上級システム同定, 東京電機大学出版局, (2004)
- [65] 長縄明大, 平元和彦, 古谷将人, 渋谷嗣, 森英季: ナノモーションアクチュエータに対する PID 制御器の設計, 日本機械学会論文集 (C 編)75 巻 754 号, (2009)
- [66] エフ・ケーニヒスベルガー, 塩崎 進: 「工作機械の設計原理」, 養賢堂, (1971)
- [67] 星鐵太郎: 機械加工の振動解析, 工業調査会, (1990)
- [68] 松原厚, 茨木創一, 濱村実, 藤田純, 甲斐義章, 梅本雅資: ベース振動の影響を受ける NC 工作機械送り系 (第 1 報) - ベース振動を考慮した送り系のモデリングとサーボ解析 -, 精密工学会誌, Vol.70, No.4 , pp89-93, (2004)

謝辞

本研究をまとめるにあたり、日頃よりお世話になった方々へ感謝の意を表します。

本研究内容をまとめる機会と柔軟な思考を構築するよう一貫して大変丁寧なご指導とご助言頂きました秋田大学大学院工学資源学研究科長縄明大教授に深く感謝致します。

秋田大学大学院工学資源学研究科土岐仁教授には、有意義かつ暖かいご指導を頂きましたことを感謝致します。

秋田大学大学院工学資源学研究科渋谷嗣教授には、研究を遂行するにあたりFEM解析結果の提供と常々有意義なご教授を頂き、ここに深謝致します。

秋田大学大学院工学資源学研究科村岡幹夫教授には、多くのご指導とご激励を頂きましたことを感謝致します。

秋田大学砂子田勝昭名誉教授には、研究を進めるにあたり粘弾性の知見と多くのご指導を頂きましたことに感謝の意を表します。

議論を通じて多くの知見を与えてくださった、秋田県産業技術センター森英季主席研究員に謝意を表します。

精密位置決め機構の製作及び実験環境の整備にご協力頂いた小林無線工業株式会社伊藤晃喜課長、江藤真人氏に感謝致します。

研究活動の様々な面でご協力頂いた秋田大学技術職員の小松和三氏、長縄研究室学生の後輩諸君に感謝致します。

多岐にわたり様々な面で温かいご理解とご協力を頂いた秋田県産業技術センター研究員及び職員の方々に感謝致します。

最後に本研究に携わることができたことと、お世話になった方々に感謝すると共に、支えてくれた家族に感謝の意を込めまして、謝辞とさせていただきます。

研究業績

レフェリー制のある学術雑誌

- 1. 櫻田陽, 坂元亮太, 長縄明大, 渋谷嗣, 森英季 : ダンパを有する PZT 精密位置決め装置のモデル化と制御, 日本 AEM 学会誌, Vol.23(1), pp.229-236, (2015)
- 2. 櫻田陽, 長縄明大, 池上雅, 森英季 : ダンパを有する PZT 精密位置決め機構の特性解析, 日本 AEM 学会誌, Vol.20(1), pp.286-293, (2012)
- 3. Miyawaki, K., Mori, S., Sakurada, A., Naganawa, A., Kimura, Y., Shibuya, Y. and Obinata, G. : Precise Positioning Control of an Elastic Support Mechanism with Voice Coil Motor, Journal of System Design and Dynamics 5, Vol.4, pp.513-522, (2011)
- 4. Shibuya, Y., Mori, S., Naganawa, A., Sakurada, A. and Sunakoda, K. : Finite element viscoelastic model based on fractional derivative and its application to nano-motion actuator, NONLINEAR STUDIES, Vol. 18, No. 4, pp. 655-664, (2011)
- 5. Mori, S., Sato, Y., Sakurada, A., Naganawa, A., Shibuya, Y. and Obinata, G. : 2D NANO-MOTION ACTUATOR FOR PRECISE TRACK FOLLOW, Journal of Advanced Mechanical Design, Systems and Manufacturing, Vol.4, No.1, pp.301-314, (2010)
- 6. 長縄明大, 古谷将人, 森英季, 櫻田陽, 渋谷嗣, 大日方五郎 : 高速高精度な位置決めを実現するナノモーションアクチュエータ, 日本 AEM 学会誌, Vol.18(2), pp.162-168, (2010)
- 7. Mori, S., Sato, Y., Sakurada, A., Naganawa, A., Shibuya, Y. and Obinata, G. : Nano-Motion Stage for High Speed and Precision Positioning on an X-Y plane, IEEE TRANSACTIONS ON MAGNETICS Vol.45, No.11, pp.4972-4978, (2009)
- 8. 宮脇和人, 関允貴, 長縄明大, 森英季, 櫻田陽, 渋谷嗣, 大日方五郎 : 弾性支持ばね機構の変位量に基づくカフィードバック制御に関する研究, 日本機械学会論文集 (C 論) 74 巻 744 号 154 頁~156 頁, (2008)

国際会議

1. Sakurada, A., Arakawa, R., Mori, S., Naganawa, A., Shibuya, Y. and Obinata, G. : Highly precise positioning X-Y stage for scanning probe microscopy, Proceedings of the 2015 ASME-ISPS /JSME-IIP Joint International Conference on Micromechatronics for Information and Precision Equipment, WeA-2-04, (2015)
2. Sakurada, A., Mori, S., Naganawa, A., Shibuya, Y. and Obinata, G. : Nano-Motion Stage of Precise Positioning on In-Plane Motion, Proceedings of SICE Annual Conference 2013, pp.2136-2137, (2013)
3. Sakamoto, R., Naganawa, A., Sakurada, A., Mori, S., Shibuya, Y. and Obinata, G. : Modeling and Control of a Precise Positioning Device with a Damper, Proceedings of SICE Annual Conference 2013, pp.2144-2148, (2013)
4. Arakawa, R., Sakurada, A., Mori, S., Naganawa, A., Shibuya, Y. and Obinata, G. : Piezoelectric Actuator Applied to Precise Positioning with Large Inertial Mass, Proceedings of SICE Annual Conference 2013, pp. 2149-2150, (2013)
5. Osaka, T., Naganawa, A., Sakurada, A., Shibuya, Y. and Mori, S. : Two-degrees-of-freedom control of a precise positioning device with a piezoelectric element, Proceedings of SICE Annual Conference 2012, pp. 1195-1199, (2012)
6. Mori, S., Sakurada, A., Naganawa, A., Shibuya, Y. and Obinata, G. : Translational Actuator for Precision Positioning with High Speed Motion 2012 Asia-Pacific Magnetic Recording Conference (APMRC2012), DB2, Digest of APMRC 2012.
7. Sakurada, A., Mori, S., Naganawa, A., Shibuya, Y. and Obinata, G. : Precise Positioning Stage with High Response Speed, Proceedings of the 2012 ASME-ISPS /JSME-IIP Joint International Conference on Micromechatronics for Information and Precision Equipment, pp.273-275, (2012)
8. Sakamoto, R., Naganawa, A., Sakurada, A., Ikegami, M. and Mori, S. : CONTROL OF A PRECISE POSITIONING DEVICE WITH A DAMPER, Proceedings of the 2012 ASME-ISPS /JSME-IIP Joint International Conference on Micromechatronics for Information and Precision Equipment pp.379-381, (2012)
9. Sakurada, A., Sunakoda, K., Naganawa, A., Shibuya, Y. and Mori, S. : APPLYING FRACTIONAL CALCULUS METHOD TO EVALUATION OF DAMPING IN TESTING APPARATUS OF HARD DRIVE SYSTEMS, Proceedings of the 2009 ASME Pressure Vessels and Piping Conference CD-ROM, PVP2009-77833, (2009)
10. Mori, S., Sato, Y., Sakurada, A., Naganawa, A., Shibuya, Y. and Obinata, G. : 2D NANO-MOTION ACTUATOR FOR PRECISE TRACK FOLLOW, Proceedings of the 2009 JSME-IIP/ASME-ISPS Joint Conference on Micromechatronics for Information and Precision Equipment, pp.293-294, (2009)

11. Mori, S., Sato, Y., Sakurada, A., Naganawa, A., Shibuya, Y. and Obinata, G.: Nano-Motion Stage for High Speed and Precision Positioning on an X-Y plane, Asia-Pacific Magnetic Recording Conference 2009 (APMRC2009), DIGEST OF APMRC 2009 DA-1, (2009)
12. Miyawaki, K., Mori, S., Sakurada, A., Naganawa, A., Kimura, Y., Shibuya, Y. and Obinata, G.: High Precise Positioning Control for Block Spring Motor, IEEE International Symposium on Micro-NanoMechatronics and Human Science MHS2008,435-440, (2008)
13. Shibuya, Y., Mori, S., Naganawa, A., Sakurada, A. and Sunakoda, K. : Finite Element Viscoelastic Model Based on Fractional Derivative and its Application to Nano-Motion Actuator, World Congress of Nonlinear Analysts WCNA2008, (2008)
14. Sunakoda, K., Sakurada, A., Naganawa, A., Mori, S. and Shibuya, Y. : Application of Fractional Method to Nano-Motion Actuator, World Congress of Nonlinear Analysts WCNA2008, (2008)
15. Miyawaki, K., Mori, S., Sakurada, A., Kimura, Y., Naganawa, A., Shibuya, Y. and Obinata, G. : Force Feedback Control for Block Spring Motor, MHS2007 and Micro-Nano COE CD-ROM WA1-2-3, pp.570-575, (2007)

口頭発表

1. 櫻田陽, 荒川亮, 森英季, 長縄明大, 渋谷嗣:同一平面内を高速位置決めするXYステージの基礎特性日本機械学会 2015 年度年次大会 CD-ROM 論文集, S1620204, (2015)
2. 荒川亮, 櫻田陽, 森英季, 長縄明大, 渋谷嗣, 大日方五郎:ランジュバン型振動子による超音波発生機構のための圧電素子振動特性 2014 年度精密工学会春季大会・講演論文集 CD-ROM, D04 pp.173-174, (2014)
3. リョウシン, 坂元亮太, 長縄明大, 渋谷嗣, 櫻田陽, 荒川亮, 森英季:ダンパを有する精密位置決め装置の力学モデルについて 2014 年度精密工学会東北支部学術講演会論文集, ☒-04, pp.37-38, (2014)
4. 荒川亮, 櫻田陽, 森英季, 江藤真人, 長縄明大, 渋谷嗣, 大日方五郎:積層型圧電素子を用いた並進機構における効果的な放熱方法 2014 年度精密工学会春季大会・講演論文集 CD-ROM, N81 pp.1113-1114, (2014)
5. 大澤諒, 櫻田陽, 長縄明大, 渋谷嗣, 森英季:ダンパを有する圧電素子型 XY ステージの制御系設計計測自動制御学会東北支部第 283 回研究集会 (2013.10.25), 資料番号 283-8, (2013)
6. 櫻田陽, 荒川亮, 森英季, 長縄明大, 渋谷嗣, 大日方五郎:積層型圧電素子を用いたアクチュエータにおける位置決め精度による縦真直への影響 2013 年度精密工学会秋季大会・講演論文集 CD-ROM, I09, pp.449-450, (2013)

7. 荒川亮, 櫻田陽, 森英季, 長縄明大, 渋谷嗣, 大日方五郎: アクチュエータ高精度化のための圧電素子の振動解析, 日本機械学会 2013 年度年次大会 CD-ROM 論文集, S162015, (2013)
8. 荒川亮, 櫻田陽, 森英季, 長縄明大, 渋谷嗣, 大日方五郎: 圧電素子の振動挙動に基づくアクチュエータの高精度化, 2013 年度精密工学会秋季大会・講演論文集 CD-ROM, L38 pp.789-790, (2013)
9. 櫻田陽, 森英季, 江藤真人, 長縄明大, 渋谷嗣, 大日方五郎: 積層型圧電素子を用いたアクチュエータにおける強制冷却の効果, 2012 年度精密工学会秋季大会講演論文集, pp.29-30, (2012)
10. 荒川亮, 櫻田陽, 森英季, 長縄明大, 渋谷嗣, 大日方五郎: 高応答型・高精度トラッキングアクチュエータ (構造の最適化と基礎特性), 日本機械学会 2012 年度年次大会 CD-ROM 論文集 S162017, (2012)
11. 櫻田陽, 森英季, 長縄明大, 渋谷嗣, 大日方五郎: 並進機構を用いた積層型圧電アクチュエータの位置決め性能 (第 3 報) - 位置決め制御性能の向上 -, 2012 年度精密工学会秋季大会講演論文集, pp.273-274, (2012)
12. チャンズンフイ, 長縄明大, 戸嶋邦貴, 櫻田陽, 森英季: 積層型圧電素子を用いた荷重付加装置の制御日本機械学会 2012 年度東北学生会第 42 回卒業研究発表講演会講演論文集, pp.38-39, (2012)
13. 坂元亮太, 長縄明大, 櫻田陽, 森英季: ダンパを有する精密位置決め装置のモデリング日本機械学会 2012 年度東北学生会第 42 回卒業研究発表講演会講演論文集, pp.42-43, (2012)
14. 櫻田陽, 森英季, 長縄明大, 渋谷嗣, 大日方五郎: 並進機構を用いた積層型圧電アクチュエータの位置決め性能 (第 2 報) - モード解析と主共振周波数の向上 -, 2011 年度精密工学会秋季大会講演論文集, pp.697-698, (2011)
15. 櫻田陽, 森英季, 長縄明大, 渋谷嗣, 大日方五郎: 密閉型並進機構を用いたトラッキング用アクチュエータ, 日本機械学会 2011 年度年次大会 CD-ROM 論文集 S163013, (2011)
16. 森英季, 櫻田陽, 長縄明大, 渋谷嗣, 大日方五郎: 並進機構を用いた積層型圧電アクチュエータの位置決め性能, 2011 年度精密工学会春季大会講演論文集 CD-ROM, pp.479-480, (2011)
17. 池上雅, 櫻田陽, 長縄明大, 砂子田勝昭, 渋谷嗣, 森英季, 大日方五郎: PZT 精密位置決め機構におけるダンパの影響について, 2010 年度精密工学会秋季大会講演論文集, pp.839-840, (2010)
18. 櫻田陽, 長縄明大, 砂子田勝昭, 渋谷嗣, 森英季: ダンパを有する PZT 精密位置決め機構のモデル化と制御, 日本機械学会 2010 年度東北支部大会講演論文集 No.2010-2, 317, pp.99-100, (2010)

19. 本庄郁朗, 長縄明大, 櫻田陽, 森英季, 畠野衛, 渋谷嗣, 大日方五郎: スピンスタンド用トラッキング・アクチュエータの位置決め制御, 日本機械学会 2010 年度年次大会講演論文集 (5) pp.89-90, (2010)
20. 櫻田陽, 長縄明大, 砂子田勝昭, 渋谷嗣, 森英季: ダンパを有する PZT 位置決め機構の高精度制御, 電気学会 産業計測制御研究会資料 IIC - 10 - 167, pp.43-48, (2010)
21. 櫻田陽, 森英季, 長縄明大, 渋谷嗣, 大日方五郎: 同一平面内を高速位置決めする Nano-Motion Stage, 第 22 回「電磁力関連のダイナミクス」シンポジウム・講演論文集, 19A2-2, pp.36-39, (2010)
22. 櫻田陽, 森英季, 長縄明大, 渋谷嗣, 大日方五郎: 圧電型アクチュエータにおける駆動電圧に重畳するノイズの影響, 2010 年度精密工学会春季大会講演論文集 CD-ROM, pp.439-440, (2010)
23. 森英季, 櫻田陽, 畠野衛, 長縄明大, 渋谷嗣, 大日方五郎: スピンスタンド上で DTM を評価するトラッキングアクチュエータ, 日本機械学会 2009 年度年次大会講演論文集 (5), pp.219-220, (2009)
24. 櫻田陽, 森英季, 長縄明大, 渋谷嗣, 大日方五郎: 目標値への移動と追従性を考慮した圧電型アクチュエータの駆動方式, 2009 年度精密工学会秋季大会講演論文集 CD-ROM, pp.851-852, (2009)
25. 櫻田陽, 森英季, 長縄明大, 渋谷嗣, 大日方五郎, 砂子田勝昭: 圧電素子と変位拡大機構を用いたアクチュエータの減衰機構, 第 21 回「電磁力関連のダイナミクス」シンポジウム講演論文集, pp.407-410, (2009)
26. 櫻田陽, 佐藤雄大, 森英季, 長縄明大, 渋谷嗣, 大日方五郎: 同一平面内を高速・高精度に移動する圧電型アクチュエータ, 2009 年度精密工学会春季大会講演論文集 CD-ROM, I34, pp.647-648, (2009)
27. 佐藤雄大, 櫻田陽, 森英季, 宮脇和人, 長縄明大, 渋谷嗣, 大日方五郎: 平面位置決めを実現するナノモーションステージ, 日本機械学会 2008 年度年次大会講演論文集 (5), pp.305-306, (2008)
28. 関允貴, 宮脇和人, 長縄明大, 森英季, 櫻田陽, 渋谷嗣, 大日方五郎: 弾性支持バネ機構の変位量に基づくカフィードバック制御, 2008 年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集, pp.517-518, (2008)
29. 櫻田陽, 森英季, 佐藤雄大, 長縄明大, 渋谷嗣, 大日方五郎: 300 μm の変位量を有する圧電素子型アクチュエータの高速高精度制御, 日本機械学会 IIP2008 情報・知能・精密機器部門講演会講演論文集, No.08-3, pp.3-5, (2008)
30. 関允貴, 森英季, 宮脇和人, 長縄明大, 櫻田陽, 渋谷嗣, 大日方五郎: 負荷質量を有する弾性支持機構の精密位置決め制御, 2007 年度精密工学会秋季大会講演論文集, pp.143-144, (2007)

31. 森英季, 佐藤雄大, 長縄明大, 櫻田陽, 安藤大樹, 渋谷嗣, 大日方五郎: 走査記録再生を行う Nano-motion Stage, 日本機械学会 2007 年度年次大会講演論文集 (5), pp.321-322, (2007)
32. 木村有紀, 櫻田陽, 森英季, 宮脇和人, 長縄明大, 渋谷嗣, 大日方五郎: 弾性支持機構を用いたボイスコイルモータのカフィードバック制御, 2007 年度精密工学会春季大会講演論文集, pp.709-710, (2007)
33. 森英季, 櫻田陽, 佐藤雄大, 安藤大樹, 長縄明大, 大日方五郎: 圧電素子と菱形変位拡大機構を用いたアクチュエータの高精度制御, IIP2007 情報・知能・精密機器部門 (IIP 部門) 講演論文集, pp.271-274, (2007)
34. 木村有紀, 櫻田陽, 森英季, 長縄明大, 宮脇和人, 渋谷嗣, 大日方五郎: 弾性支持機構を用いたボイスコイルモータの高精度位置決め, 2006 年度精密工学会秋季大会講演論文集, pp.855-856, (2006)
35. 櫻田陽, 古谷将人, 森英季, 長縄明大, 渋谷嗣, 大日方五郎: ナノモーション・アクチュエータにおける減衰機構の設計, 日本機械学会 2006 年度年次大会講演論文集 (5), pp.645-646, (2006)