



HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	ソフトアクチュエータを応用した構造加振/振動制御技術の構築
Author(s)	比留田, 稔樹
Degree Grantor	北海道大学
Degree Name	博士(工学)
Dissertation Number	甲第14877号
Issue Date	2022-03-24
DOI	https://doi.org/10.14943/doctoral.k14877
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/94569
Type	doctoral thesis
File Information	Toshiki_Hiruta.pdf



令和 3 年度 博士論文

ソフトアクチュエータを応用した

構造加振/振動制御技術の構築

**Novel Application of Soft Actuators to Vibration Excitation
and Vibration Control**

指導教員 梶原 逸朗 教授

北海道大学大学院 工学院

人間機械システムデザイン専攻

知的構造システム研究室

比留田 稔樹

令和 4 年 3 月 24 日

目次

目次.....	i
第1章 緒論.....	1
1.1 研究背景と目的.....	1
1.2 モデルベース振動制御手法のアプローチ.....	4
1.2.1 モード解析に基づくモデル化.....	4
1.2.2 制御理論.....	5
1.3 ソフトアクチュエータの研究動向.....	6
1.4 農業分野における青果物の品質評価手法.....	6
1.5 本論文の構成.....	7
第2章 振動制御手法.....	9
2.1 緒言.....	9
2.2 ソフトアクチュエータ.....	9
2.2.1 圧電フィルムアクチュエータ.....	9
2.2.2 誘電エラストマーアクチュエータ(DEA).....	10
2.3 多入力1出力系のシステム同定に基づくモデル化.....	11
2.3.1 一般粘性減衰系.....	11
2.3.2 多点偏分反復法.....	16
2.3.3 可観測正準系に基づいた実現.....	21
2.4 制御系設計.....	23
2.4.1 コンプライアンス状態空間モデル.....	23
2.4.2 評価応答および観測出力の導出.....	24
2.4.3 離散化に伴う位相遅れの補償.....	24
2.4.4 制御対象の状態空間表現.....	25
2.4.5 一般化制御対象.....	26
2.4.6 H_∞ 制御系設計.....	27
2.5 結言.....	27
第3章 PVDF フィルムを用いた膜構造の振動制御.....	28
3.1 緒言.....	28
3.2 対象構造物.....	29
3.2.1 膜構造.....	29
3.2.2 制振用アクチュエータ.....	30
3.3 振動試験方法.....	31
3.3.1 LIB に基づく非接触レーザー加振法.....	31
3.3.2 レーザー加振による周波数応答解析.....	32

3.3.3 振動試験システム	33
3.3.4 膜構造に対するレーザー加振の有効性検証	35
3.4 振動モード形状の抽出	37
3.5 振動制御実験	39
3.5.1 システム同定に基づくモデル化	39
3.5.2 制御系設計	44
3.5.3 結果および考察	49
3.6 結言	52
第4章 DEAを用いた真空環境における膜構造の振動制御	53
4.1 緒言	53
4.2 対象構造物	54
4.2.1 真空チャンバ内の膜構造	54
4.2.2 制振用アクチュエータ	55
4.3 振動試験	57
4.3.1 LAに基づく非接触レーザー加振法	57
4.3.2 振動試験システム	58
4.4 振動モード形状の抽出	60
4.5 振動制御実験	64
4.5.1 システム同定に基づくモデル化	64
4.5.2 制御系設計	70
4.5.3 結果および考察	73
4.6 結言	77
第5章 DEAを用いた曲面を有する構造物の振動制御	78
5.1 緒言	78
5.2 対象構造物	79
5.2.1 パイプ構造	79
5.2.2 制振用アクチュエータ	80
5.3 振動試験方法	81
5.4 振動モード形状の抽出	83
5.4.1 数値解析モデルに基づくモード解析	83
5.4.2 実験モード解析	86
5.5 振動制御実験	88
5.5.1 システム同定に基づくモデル化	88
5.5.2 制御系設計	91
5.5.3 結果および考察	93
5.6 結言	96

第6章 DEA加振に基づく振動計測による果物の硬さ評価.....	98
6.1 緒言.....	98
6.2 青果物の硬さ評価手法.....	99
6.2.1 弾性指標.....	99
6.2.2 最小二乗法に基づく曲線近似.....	100
6.3 りんごの硬さ計測.....	101
6.3.1 対象青果物.....	101
6.3.2 加振用アクチュエータ.....	101
6.3.3 振動試験システム.....	103
6.3.4 DEA加振に基づく振動計測の有効性の評価.....	105
6.3.5 結果および考察.....	107
6.4 洋ナシの硬さ計測.....	110
6.4.1 対象青果物.....	110
6.4.2 加振用アクチュエータ.....	111
6.4.3 振動試験システム.....	113
6.4.4 結果および考察.....	115
6.4.5 硬度計による硬さ計測.....	121
6.5 結論.....	123
第7章 結論.....	125
7.1 結論.....	125
7.2 今後の課題.....	127
参考文献.....	129
研究業績.....	136
謝辞.....	138

第1章 緒論

1.1 研究背景と目的

機械構造物が有する諸問題を解決するため、振動抑制技術に関する技術が数多く開発されている。振動抑制技術は、機械構造物に生じた振動がその性能の劣化や材料の損傷、締結部品の緩みなどに繋がることを防ぐために適用される。対象となる機械構造物の構成や、使用される用途および環境、振動が人間や産業、周囲に及ぼす影響、解決したい振動の周波数など、目的に応じた様々な振動制御手法がこれまでに提案されている。振動制御手法は主にパッシブ制振、セミアクティブ制振およびアクティブ制振に分類される。パッシブ制振については、対象構造物に制振材を取り付けることにより対象構造物の運動エネルギーを消散する方法や、対象構造物に動吸振器を取り付けることにより対象の振動を緩和する方法などがある[1]。さらには、対象構造物に圧電素子などを取り付け、適切な設計がなされたコイル、抵抗およびコンデンサから構成される回路を圧電素子に接続することで、対象構造物の振動による運動エネルギーを電気エネルギーに変換し消散する方法がある。この回路はシャント回路と呼ばれている[2]。このシャント回路を適切にスイッチングすることで、圧電素子が振動を積極的に抑制するようになり、セミアクティブ制振となる[3]。一方でアクティブ制振は、対象構造物にアクチュエータを取り付け、コントローラを設計し、積極的に対象の運動エネルギーを消散するようにアクチュエータにエネルギーを注入する手法である。この制振手法はパッシブ制振やセミアクティブ制振と比較し、大きな制振効果を得られることが期待できる。アクティブ制振にはモデルベースによる設計手法がよく用いられている。これは対象構造物の特性を計測・解析し、得られたモデルに基づいて制振を行うためのコントローラを設計する手法である。コントローラ設計手法の例として H_∞ 制御理論に基づく方法[4, 5]や、 H_2 制御理論に基づく方法[6]、 H_2/H_∞ 混合制御[7]、 μ 設計[8]などが挙げられ、目的や要求する性能によって採用する手法が決定される。例えば、対象の特性の変動に対してロバストな振動制御を行うには、ロバスト制御である H_∞ 制御理論や μ 設計の適用が提案される。近年では、対象のモデルに依らないモデルフリーによる振動制御技術も開発されている[9]。これらの制御手法は、パソコンなどで用いられるハードディスクのヘッドの振動制御に関する研究[10]から、人工衛星の振動制御の研究[11]まで幅広い機械構造物に対して適用が検討されている。

アクティブ制振を有効に行うためのアクチュエータ開発も今日では活発に行われている。特にソフトアクチュエータは従来のアクチュエータでは適用が難しかった構造物

の振動制御を可能とし、従来では成し遂げられなかった構造物の性能向上や長寿命化に大きく貢献することが期待できる。ソフトアクチュエータは一般に柔軟で軽量な特徴[12–14]を有しており、柔軟構造物や曲面を有する構造物の振動制御に有効であることが考えられる。

代表的な柔軟構造物として膜構造[15]が挙げられる。膜構造とは非常に薄い膜材料とその他部材を組み合わせた構造物であり、ドームやスタジアムなどの建築構造において大型の屋根として用いられているほか、ソーラーセイルに代表される宇宙構造物にも用いられている。ソーラーセイルは折り畳まれた状態でロケットなどにより宇宙空間に運搬され、その後展開して活動する大型の宇宙構造物である。膜構造で構成されたソーラーセイルは軽量であり、折り畳んで運搬することが可能であるため衛星の打ち上げコストの削減に貢献している。打ち上げの例としては 2010 年 5 月に JAXA により開発され打ち上げられたソーラーセイル「IKAROS」[16]や、惑星協会によって開発され、スペース X 社のロケットにより 2019 年 6 月に打ち上げられた「LightSail 2」[17]などが挙げられる。特に LightSail 2 は 2021 年 11 月現在、宇宙空間で様々な実証実験を行っているところである。このように膜構造を利用した人工衛星は開発され続けており、宇宙開発の将来の一端を担っている。

曲面を有する構造物[18]では、非常によく見られる構造物としてパイプ構造が挙げられ、水道やガスの配管など生活において身近に確認することができる。鉄道や自動車などの乗り物において空気圧や油圧を伝えるためのパイプが数多く使用されており、工場などでは様々な大きさの配管が張り巡らされているのを目にすることができる。さらに、海底では天然ガスや石油を輸送することを目的にパイプラインが用いられている。パイプ構造は身近なところから、人が目にすることのない海底にまで用いられており人間の生活を便利で豊かにすることに貢献している。また、他の曲面を有する構造物の例として、飛行機や新幹線の先頭車両などが挙げられ、自動車も車体などあらゆる部分で曲面を有している。通信に用いられるパラボラアンテナも代表的な曲面構造物である。

これらの柔軟構造物や曲面を有する構造物は人間の生活を支えているものや、将来の技術の発展を担うものばかりである。しかしあらゆる構造物には振動が発生することがあり、しばしばその機能に悪影響を与える。例えばソーラーセイルでは生じた振動はその姿勢制御に影響を与えることが考えられるし、パラボラアンテナでは通信の精度に影響を及ぼすことが考えられる。パイプ構造においては、発生した振動は騒音の原因になり、最悪の場合材料の破損に繋がることも考えられる。ソフトアクチュエータ用いたアクティブ制振はこれらの課題を解決することに貢献できる技術である。ソフトアクチュ

エータは柔軟構造物に取り付けても構造物の柔軟性を損なうことがなく、曲面構造物に対してはあらゆる形状の曲面に対応して取り付けが可能であり、また確実に力を伝達することができる。

ソフトアクチュエータは振動制御ばかりでなく、それを振動子として扱うことで対象に加振力を与えることができる。これにより、新たな振動計測技術を提案することが可能となる。振動計測技術は対象の状態を解析するために非常に重要[19]であり、機械構造物の動特性評価をはじめ、損傷検知技術や締結部分の緩み検知などに応用されている[20–22]。振動制御においても、その有効性を評価するために振動計測技術は重要となる。工業において振動計測技術は様々なところで役立っているが、この技術は農業の分野にも応用が可能であり、研究が行われている。農業生産の分野において青果物の品質を機械的に測定する技術の開発の一つに振動計測が用いられている。

農業の分野では担い手の高齢化や不足などから、近年では農業の機械化や自動化に関する検討が活発に行われ、実用化されているものもある。トラクターや収穫機などは自動運転技術が開発[23]され、日本ではヤンマーやクボタなどのメーカーが実際に販売をしている。ドローンの普及に伴い、それを応用した農薬散布やほ場センシングなどが行われている[24]。農作物の品質評価手法も機械化が進んでおり、光センサーにより桃などの青果物の糖度を計測する技術が提案[25]され実用化されている。しかし、青果物の選定には人の力に頼っている部分が多くあり、さらなる技術の開発が望まれている。振動試験に基づく青果物の品質の評価手法はこの問題を解決する一つの方法として提案されており、特にメロンや洋ナシなどの追熟という過程を有する青果物に対して有効であるとされている。実際に、それらの青果物に対し加振器を適用した振動試験方法が提案されており、その有効性が示されている[26, 27]。加振器は寸法や質量の面でやや大きい機械構造物であり、これをソフトアクチュエータに置き換えることにより試験装置の小型化や持ち運びなどの意味で利便性が向上する。ソフトアクチュエータの柔軟性は様々な形状の青果物に適用可能であり、今後の農業の機械化と自動化に貢献することができると考えられる。

以上に述べたことから、ソフトアクチュエータを振動制御技術および振動計測技術に適用することで、これらの技術の応用範囲を拡大することが可能となる。そこで本研究では、まずソフトアクチュエータを適用した振動制御に関する検討として、柔軟構造物である膜構造の振動制御および曲面構造物であるパイプ構造の振動制御を行う。これらの技術を実現するにあたりアクティブ制振技術を適用することを検討し、適切な振動制御が行えるような制御系の設計手法を示す。そして、その有効性を振動試験により検証

する．特に膜構造においては，実際に宇宙構造物として用いられている例があることから真空環境での振動試験も行う．さらに，外乱加振にレーザー加振技術を適用することで再現性の高い振動試験を実現する．次に，ソフトアクチュエータを適用した振動計測技術に関する検討として，ソフトアクチュエータ加振に基づく振動試験を農業の分野に応用することを提案し，青果物の品質評価を行う．青果物の品質評価手法について示し，振動試験装置を構築する．そして，振動試験を行うことで提案する手法の有効性を検証する．また，複数の対象の品質を調査することによる統計的な検討や，貯蔵に伴う品質の変化のモデル化を行う．

1.2 モデルベース振動制御手法のアプローチ

本研究では対象構造物の振動制御を行うにあたり，対象のモデルに基づいて設計したコントローラを用いることによるアクティブ制振を適用する．対象のモデル化は実験モード解析に基づいて行い，状態空間モデルの形式に変換する．得られた状態空間モデルを用いて，所望の制御効果を得るための制御理論を用いてコントローラを設計する．

1.2.1 モード解析に基づくモデル化[19]

モード解析は機械構造物のモード特性や周波数応答を解析し，その性質を知るために有効な手法である．機械構造物の多くは多自由度系で構成されており，生じる振動には複数の固有モードが含まれている．それぞれの固有モードは直交性を有しており，多自由度系の運動方程式を非連成化することができる．これにより，多自由度微分方程式で構成された力学モデルを，複数の独立した微分方程式に分解することが可能である．そして，周波数応答は各固有モードの重ね合わせとして表現することができ，不要な高周波成分を簡単に省略することができる．これは制御系設計において非常に重要であり，機械構造物の特性を状態空間モデルにより表現する際にその次数を有限にし，また設計者の思想に基づいた制御を行うことが可能となる．

本研究では実験モード解析による手法に基づき対象の状態空間モデルを求める．実験モード解析ではまず対象の機械構造物に対し振動試験を行い，高速フーリエ変換(Fast Fourier transform: FFT)などにより周波数応答を解析する．次に，得られた周波数応答に対してモード特性を同定する．同定方法は1自由度法や多自由度法などがある．多自由度法では特に偏分反復法に基づく方法がよく用いられている．そして，モード特性を用いることにより対象の状態空間モデルを得ることが可能となる．

1.2.2 制御理論

アクティブ制振を行うためには、設計思想や要求する制振性能を満たす制御理論を適用して適切なコントローラを設計する必要がある。これまでに様々な制御理論が提案されているが、ここではモデルベース振動制御において用いられている代表的な制御理論について簡潔に述べる。

(1) H_2 制御[6, 28]

H_2 制御はシステムを内部安定にして、対象のモデルに入力される外乱と出力である制御量の間の H_2 ノルムを最小化するコントローラを設計する手法である。また、 H_∞ 制御と組み合わせた H_2/H_∞ 混合制御が提案されており、振動制御において H_2 制御により応答を効果的に抑制し、 H_∞ 制御によりロバスト安定性を保証する手法である[7]。

(2) H_∞ 制御[28, 29]

H_∞ 制御理論はロバスト制御手法の一つであり、対象のモデルの不確かさや変動に対しロバスト安定性を保証するコントローラを設計する。そして外乱抑圧問題を取り扱うことができ、対象のモデルに入力される外乱と出力である制御量の間の H_∞ ノルムを最小化することを考える。 H_∞ 制御の解法はいくつか提案されており、リカッチ方程式に基づく解法や線形行列不等式に基づく解法などがある。 H_∞ 制御理論を応用した振動制御手法はこれまでに数多く提案されており、例えば中村らはハードディスクのヘッドの振動制御を行い[10]、Jiang らは人工衛星に搭載されているソーラーパネルの制振を行っている[11]。また、Golovin らはクレーンの振動制御を行っている[4]。

本研究では H_∞ 制御理論を膜構造やパイプ構造の振動制御に適用する。これにより、周囲の環境の影響を受けやすい膜構造の振動制御や高周波帯域を含むパイプ構造物の振動制御に対して安定した制御を行うことが可能となる。

(3) μ 設計[28, 29]

μ 設計もロバスト制御手法の一つである。 H_∞ 制御理論との違いとして、こちらはロバスト性能を保証するコントローラが設計可能である。構造的摂動を有する対象のモデルに対し D-K イタレーションに基づいてコントローラを設計する[8]。本手法はロバスト性能問題を取り扱うことができるが、 H_∞ 制御理論よりも設計が複雑となる。

1.3 ソフトアクチュエータの研究動向[12, 30]

柔軟で軽量なソフトアクチュエータは、ロボットの開発や人工筋肉、振動制御を含む様々なアプリケーションを目的として開発されている。その多くは高分子材料で構成されており、材料によって基本的な動作原理が異なる。本研究ではソフトアクチュエータとしてポリフッ化ビニリデン(Polyvinylidene difluoride: PVDF)アクチュエータと誘電エラストマーアクチュエータ(Dielectric elastomer actuator: DEA)を適用する。

PVDF アクチュエータは圧電材料の一つであり動作原理は圧電効果と逆圧電効果に基づく[31]。PVDF はセンサーとしても非常に高い性能を有しており[32]、圧力センサーなどとして実用化されている。

DEA はエラストマーと呼ばれるゴム状の材料と柔軟な電極で構成されており、非常に高い伸縮性を有している。動作原理は電圧を印加した際に発生するマクスウェル応力[33, 34]に基づいており、通常 DEA を動作させるには数 kV の電圧を必要とするが、その変形量は大きく、高い応答速度を有する。エラストマーに用いられる材料には様々なものが提案されているが、主にアクリル樹脂に基づくものとシリコン樹脂に基づくものがある[14]。特にシリコン樹脂の一種として、ポリジメチルシロキサン(polydimethylsiloxane: PDMS)は DEA に関する研究において近年よく用いられている[35]。

DEA および PVDF をロボットアームにおけるグリップに応用する研究も行われており、ソフトロボティクス技術を進展させるものとして注目されている[36, 37]。これらの他にも近年注目されているソフトアクチュエータは多くあり、イオン導電性高分子(Ionic polymer metal composite: IPMC)アクチュエータもその一つである。IPMC は高分子電解質ゲルで構成されており、電圧を印加することで屈曲変形を起こす。数 V の低電圧で駆動し、水中での動作も可能である[30]。また、釣糸人工筋と呼ばれる糸状のソフトアクチュエータの開発が行われている。これはナイロン糸をコイル状にねじることで構成されており、温度変化により変形が生じる[38]。

1.4 農業分野における青果物の品質評価手法[25, 39]

青果物の品質評価手法は、農業の機械化や自動化が進むにつれ様々なものが提案されている。人間が感じる青果物の外観や食感、味覚や香りといった感覚の代わりとなる指標を用いて評価しようとするものである。例えば、光学的な方法を用いることにより、桃などの果実の糖度を測定する技術が開発されており、その甘さを測定することが提案されている。X 線を用いることにより、青果物の中身の空洞や腐敗している部分を特定する技術も開発されている[40]。そして、青果物の硬さを評価するために振動試験を適

用することが検討されている．これは単に青果物の硬さを知るのみでなく，硬さと熟度の相関が知られている青果物に対してその味覚を評価することに繋がる[26]．青果物の硬さは従来，マグヌス・テイラー硬度計などを用いて対象を破壊することにより計測されてきたが，振動試験による硬さの計測は対象を破壊せず，評価後に青果物をそのまま消費者に届けることが可能である．

本研究では DEA 加振に基づく青果物の振動試験方法提案し，振動試験装置の小型化，将来的な実用化を目指す．

1.5 本論文の構成

本論文は 7 章からなり，以下のような構成となっている．

第 1 章「緒論」では本研究の研究背景および目的について述べ，各章において適用する技術の概要について示す．

第 2 章「振動制御手法」では，まず振動試験に適用するソフトアクチュエータの動作原理について述べる．次に，振動制御においてモデルベースによるアクティブ制振を行うため，実験モード解析に基づく対象のモデル化手法について述べる．得られたモデルを用いて制御系を構築し， H_{∞} 制御理論に基づくコントローラを設計する．

第 3 章「PVDF フィルムを用いた膜構造の振動制御」では，柔軟構造物である膜構造の振動制御を実現するため，PVDF アクチュエータを制振用アクチュエータとしたアクティブ制振を適用する．振動試験においては，レーザー加振技術を適用することで高周波における膜構造の振動を評価する．膜構造の振動特性をモデル化し制御系を構築することにより， H_{∞} 制御理論に基づくコントローラを設計する．設計したコントローラを用いて，振動制御実験を行い提案する振動制御手法の有効性を検証する．

第 4 章「DEA を用いた真空環境における膜構造の振動制御」では，柔軟な膜構造が有する幅広い周波数帯域に存在する共振ピークを抑制するため，高い伸縮性と応答速度を有する DEA を制振用アクチュエータとしたアクティブ制振を適用する．制振効果の検証は振動試験に基づき，大気環境と真空環境にてそれぞれ遂行する．振動試験において，真空環境で適用可能な非接触レーザー加振法を膜構造への外乱加振として適用する．振動制御実験により，DEA を用いた振動制御は大気環境および真空環境の膜構造に対して有効であることを示す．

第 5 章「DEA を用いた曲面を有する構造物の振動制御」では，パイプ構造を対象構造物として，DEA を制振用アクチュエータとしたアクティブ制振を適用する．DEA の寸法および貼付位置を検討するため，対象構造物に関するモード解析を行う．対象構造

物をモデル化することによりコントローラを作成し、振動制御実験に適用することで、DEAを用いた曲面を有する構造物の振動制御の有効性を示す。

第6章「DEA加振に基づく振動計測による果物の硬さ評価」では青果物の硬さ評価のためのDEA加振に基づく振動試験手法を提案する。振動試験に基づく青果物の硬さに関する評価手法を示し、りんごおよび洋ナシが有する硬さの評価を行う。振動試験にはDEAによる加振力を用いる。それぞれの青果物の貯蔵に伴う硬さの変化を検証し、提案する手法について青果物の品質評価に対する有効性を検証する。

第7章「結論」では本研究で得られた結果と、解決すべき課題について述べる。

第2章 振動制御手法

2.1 緒言

本研究ではソフトアクチュエータを用いた振動制御及び振動計測の有効性を振動試験に基づき検証する。本章ではまず、振動試験に適用するソフトアクチュエータの動作原理について述べる。次に振動制御に関して、モデルベースによるアクティブ制振を行うための、対象のモデル化手法について述べる。対象の力学モデルを一般粘性減衰系として扱い、コンプライアンス周波数応答関数を導出する。コンプライアンス周波数応答関数に含まれるモード特性を同定するため、振動試験によって得られた周波数応答に対して多点偏分反復法を適用する。そして得られたモード特性を用いて、対象の状態空間モデルを導出する。最後に一般化制御対象を作成し、 H_∞ 制御理論を適用することでアクティブ制振のためのコントローラを設計する。また、制振性能を調整するために用いる重みについても本章で説明する。

2.2 ソフトアクチュエータ

振動試験において、柔軟構造物及び曲面を有する構造物に対して振動制御及び加振を有効に行うため、ソフトアクチュエータを適用する。ソフトアクチュエータには圧電フィルムアクチュエータと、誘電エラストマーアクチュエータ(DEA)の2種類を提案する。いずれも高分子アクチュエータの一つであり、軽量さと高い柔軟性を有している。さらにDEAにおいては、高い伸縮性や応答速度を有していることから本研究で扱う対象構造物に対してより効果的な振動制御及び加振効果が得られることが期待できる。

2.2.1 圧電フィルムアクチュエータ

圧電フィルムアクチュエータを構成するための材料として、PVDFフィルムを用いた。PVDFフィルムは圧電材料の一つであり、式(2.1)および式(2.2)に示す関係を有している[31]。

$$D = dT + \varepsilon E \quad (2.1)$$

$$S = sT + d^T E \quad (2.2)$$

ここで、 $\mathbf{D}$ 、 $\mathbf{S}$ はそれぞれ圧電材料に発生する電気変位、ひずみである。 $\mathbf{T}$ 、 $\mathbf{E}$ はそれぞれ圧電材料に加えられる応力と電界である。また、 $\mathbf{d}$ 、 $\boldsymbol{\varepsilon}$ 、 $\mathbf{s}$ はそれぞれ圧電ひずみ定数、誘電定数、弾性コンプライアンスである。式(2.1)は圧電効果とよばれ、式(2.2)は逆圧電効果と呼ばれる。特に、逆圧電効果について圧電材料に電界を加えることによって電界に比例したひずみ、 $\mathbf{S} = \mathbf{d}^T \mathbf{E}$ が発生し、材料を取り付けた対象構造物に加振力を与えることが可能となる。

PVDF フィルムの逆圧電効果に基づく動作原理を Fig. 2.1 に示す。図に示すような分極処理をされた PVDF フィルムに電圧を印加することにより、面内方向と面外方向にそれぞれひずみが発生する。本研究ではこの面内方向に発生するひずみによる力を振動制御に応用する。

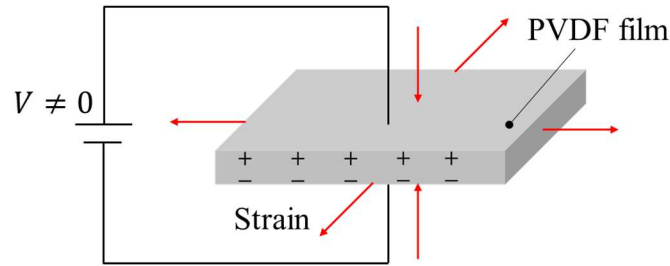


Fig. 2.1. Schematic figure of PVDF actuator.

2.2.2 誘電エラストマーアクチュエータ(DEA)

DEA の動作原理を Fig. 2.2 に示す。DEA はエラストマーと柔軟な電極によって構成されている(Fig. 2.2(A))。電極はエラストマーの両面に塗布されており、電圧を印加することにより以下に示すマクスウェル応力 P がエラストマーの厚さ方向に圧縮応力として発生する(Fig. 2.2(B))[33]。

$$P = \varepsilon_0 \varepsilon_r \left(\frac{V}{d} \right)^2 \quad (2.3)$$

ここで、 ε_0 、 ε_r はそれぞれ真空の誘電率と比誘電率である。 d 、 V はそれぞれ電極間の距離と印加電圧である。式より、発生する応力は印加する電圧の2乗に比例し、電極間距離の2乗に反比例することが分かる。エラストマーの非圧縮性の性質から、厚さ方向に働くマクスウェル応力 P に対して、面内方向にひずみが発生する。本研究における振動

試験では、この面内方向のひずみによって発生する力を用いて、対象構造物の加振及び振動制御を行う。

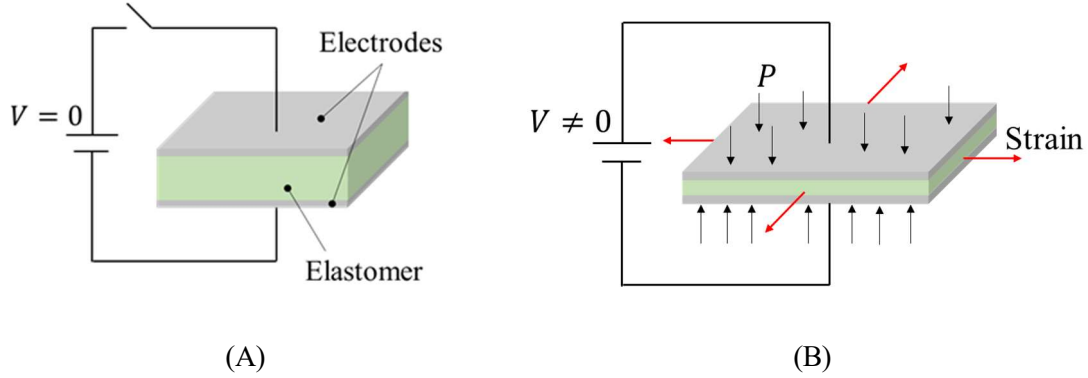


Fig. 2.2. Activation mechanism of DEA.

2.3 多入力1出力系のシステム同定に基づくモデル化

本研究では、対象が有する振動モードに対して制御系設計を行うため、各振動モードの特性を持ったシステムとして対象のモデル化を行う。そこで、制御対象のモード特性である固有振動数、モード減衰比、モード留数を実験モード解析の手法により同定し、得られたモード特性から状態空間モデルを導出する。実験モード解析では一般粘性減衰系としてモード解析を行う。

2.3.1 一般粘性減衰系[19, 41]

粘性減衰を有する N 自由度システムの運動方程式は、次式で表すことができる。

$$\mathbf{M}_N \ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}_N \dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}_N \mathbf{x} = \mathbf{B}_s \mathbf{f} \quad (2.4)$$

ただし、 $\mathbf{x} \in \mathbf{R}^N$ 、 $\mathbf{f} \in \mathbf{R}^m$ は変位ベクトル、および入力ベクトルであり、 $\mathbf{M}_N$ 、 $\mathbf{C}_N$ 、 $\mathbf{K}_N \in \mathbf{R}^{N \times N}$ はそれぞれシステムの質量行列、減衰行列および剛性行列である。 $\mathbf{B}_s$ は入力に関する係数行列で、 m 点の入力点を定義する。ここで

$$\mathbf{D} = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_N & \mathbf{M}_N \\ \mathbf{M}_N & \mathbf{0} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{E} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_N & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & -\mathbf{M}_N \end{bmatrix}, \quad \mathbf{y} = \begin{bmatrix} \mathbf{x} \\ \dot{\mathbf{x}} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{p} = \begin{bmatrix} \mathbf{B}_s \mathbf{f} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

と定義すると，式(2.4)は以下のように定義できる．

$$\mathbf{D}\dot{\mathbf{y}} + \mathbf{E}\mathbf{y} = \mathbf{p} \quad (2.6)$$

さらにベクトル $\mathbf{y}$ を以下のようにおく．

$$\mathbf{y} = \Phi e^{\lambda t} \quad (2.7)$$

$\mathbf{p} = \mathbf{0}$ として，式(2.7)を式(2.6)に代入すると，

$$(\lambda \mathbf{D} + \mathbf{E})\Phi = \mathbf{0} \quad (2.8)$$

となり，一般固有値問題となる．これから求められる $2N$ 個の固有値，および複素固有ベクトルは，以下のように表される N 組の共役な対となる．

$$(\lambda_r, \bar{\lambda}_r), (\phi_r, \bar{\phi}_r), r = 1, 2, \dots, N \quad (2.9)$$

固有値 $\lambda_r, \bar{\lambda}_r$ を対角に並べた行列をそれぞれ $\Lambda, \bar{\Lambda}$ とするモード行列は

$$\Phi = \begin{bmatrix} \{\phi\} & \{\bar{\phi}\} \\ \{\phi\}\Lambda & \{\bar{\phi}\}\bar{\Lambda} \end{bmatrix} \quad (2.10)$$

と表すことができる．ただし， $\{\phi\}, \{\bar{\phi}\}$ は固有ベクトルを並べた行列である．モード行列は式(2.6)における行列 $\mathbf{D}$ と $\mathbf{E}$ に対するモードの直交性を有しており， $\mathbf{D}$ に対してモード行列が正規化するように固有値問題を解くと，

$$\Phi^T \mathbf{D} \Phi = \begin{bmatrix} I_N & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & I_N \end{bmatrix}, \quad \Phi^T \mathbf{E} \Phi = \begin{bmatrix} -\Lambda & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & -\bar{\Lambda} \end{bmatrix} \quad (2.11)$$

となる．そして物理座標 $\mathbf{y}$ を以下のようにモード座標 $\boldsymbol{\eta}$ に変換する．

$$\mathbf{y} = \Phi \boldsymbol{\eta}(t) = \begin{bmatrix} \{\phi\} & \{\bar{\phi}\} \\ \{\phi\} \Lambda & \{\bar{\phi}\} \bar{\Lambda} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \boldsymbol{\eta}'(t) \\ \bar{\boldsymbol{\eta}}'(t) \end{Bmatrix} \quad (2.12)$$

式(2.12)を式(2.6)に代入して，前から Φ^T をかけて整理すると，

$$\begin{bmatrix} I_N & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & I_N \end{bmatrix} \dot{\boldsymbol{\eta}}(t) + \begin{bmatrix} -\Lambda & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & -\bar{\Lambda} \end{bmatrix} \boldsymbol{\eta}(t) = \Phi^T \mathbf{p} \quad (2.13)$$

となり，非連成化した運動方程式となる．

入力点における励振力

$$\mathbf{f} = \mathbf{F} e^{\lambda t} \quad \text{または} \quad \mathbf{p} = \mathbf{P} e^{\lambda t} \quad (2.14)$$

に対する出力点における応答 $\mathbf{z} \in R^o$ が

$$\mathbf{z} = \mathbf{C}_s \mathbf{X} e^{\lambda t} \quad \text{または} \quad [\mathbf{C}_s \quad \mathbf{0}] \mathbf{y} = [\mathbf{C}_s \quad \mathbf{0}] \mathbf{Y} e^{\lambda t} \quad (2.15)$$

で表されとする．ただし， $\mathbf{C}_s$ は出力に関する係数行列で， o 点の出力点を定義する．
この場合，式(2.15)において，時間の関数が $e^{\lambda t}$ であるから，

$$\boldsymbol{\eta}(t) \rightarrow \{\boldsymbol{\eta}\} e^{\lambda t} \quad (2.16)$$

と置き換える．ただし， $\{\boldsymbol{\eta}\}$ は時間に無関係な定数ベクトルである．これより，式(2.13)では

$$\dot{\boldsymbol{\eta}}(t) \rightarrow \lambda \{\boldsymbol{\eta}\} e^{\lambda t} \quad (2.17)$$

と置き換えればよいので， $\mathbf{Y} = \Phi \{\boldsymbol{\eta}\}$ の関係をを用いると，式(2.13)は

$$\mathbf{Y} = \Phi \left(\lambda \begin{bmatrix} I_N & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & I_N \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\Lambda & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & -\bar{\Lambda} \end{bmatrix} \right)^{-1} \Phi^T \mathbf{P} \quad (2.18)$$

となる．式(2.18)を用いると出力 $\mathbf{z}$ は,

$$\begin{aligned}\mathbf{z} &= [\mathbf{C}_s \quad \mathbf{0}] \mathbf{Y} e^{\lambda t} \\ &= [\mathbf{C}_s \quad \mathbf{0}] \begin{bmatrix} \{\boldsymbol{\phi}\} & \{\bar{\boldsymbol{\phi}}\} \\ \{\boldsymbol{\phi}\} \boldsymbol{\Lambda} & \{\bar{\boldsymbol{\phi}}\} \bar{\boldsymbol{\Lambda}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{e} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \bar{\mathbf{e}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \{\boldsymbol{\phi}\}^T & \boldsymbol{\Lambda} \{\bar{\boldsymbol{\phi}}\}^T \\ \{\boldsymbol{\phi}\}^T & \bar{\boldsymbol{\Lambda}} \{\bar{\boldsymbol{\phi}}\}^T \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{B}_s \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix} \mathbf{f} \\ &= \mathbf{C}_s (\{\boldsymbol{\phi}\} \mathbf{e} \{\boldsymbol{\phi}\}^T + \{\bar{\boldsymbol{\phi}}\} \bar{\mathbf{e}} \{\bar{\boldsymbol{\phi}}\}^T) \mathbf{B}_s \mathbf{f}\end{aligned}\quad (2.19)$$

と書き換えられる．ここで， $\mathbf{e}$ および $\bar{\mathbf{e}}$ はそれぞれ

$$\mathbf{e}_r = \frac{1}{\lambda - \lambda_r}, \quad \bar{\mathbf{e}}_r = \frac{1}{\lambda - \bar{\lambda}_r}, \quad r = 1, 2, \dots, N \quad (2.20)$$

を対角要素とする N 次元対角行列である．点 i を振幅 u_i で加振した際の，点 l における応答振幅 z_l をとるように， $\mathbf{B}_s$ と $\mathbf{C}_s$ を調整して固有ベクトルの点 i と点 l の成分を取り出すと，

$$G_{li} = \frac{z_l}{u_i} = \sum_{r=1}^N \left\{ \frac{\phi_{ri} \phi_{rl}}{\lambda - \lambda_r} + \frac{\bar{\phi}_{ri} \bar{\phi}_{rl}}{\lambda - \bar{\lambda}_r} \right\} \quad (2.21)$$

となる．角振動数 ω の定常励振の場合は， $\lambda = j\omega$ となる．また，モード減衰率 σ_r と減衰固有角振動数 ω_{dr} を用いると固有値は以下のように書き表すことができる．

$$\lambda_r = -\sigma_r \pm j\omega_{dr} \quad (2.22)$$

ここで，モード減衰率 σ_r と減衰固有振動数 ω_{dr} は

$$\sigma_r = \Omega_r \xi_r, \quad \omega_{dr} = \Omega_r \sqrt{1 - \xi_r^2} \quad (2.23)$$

で定義され， Ω_r ， ξ_r はそれぞれ固有角振動数とモード減衰比である．式(2.22)を式(2.21)に代入するとコンプライアンス周波数応答関数は，

$$\begin{aligned}
 G_{li}(\omega) &= \sum_{r=1}^N \left\{ \frac{\phi_{ri}\phi_{rl}}{j(\omega - \omega_{dr}) + \sigma_r} + \frac{\bar{\phi}_{ri}\bar{\phi}_{rl}}{j(\omega + \omega_{dr}) + \sigma_r} \right\} \\
 &= \sum_{r=1}^N \left\{ \frac{U_{rli} + jV_{rli}}{j(\omega - \omega_{dr}) + \sigma_r} + \frac{U_{rli} - jV_{rli}}{j(\omega + \omega_{dr}) + \sigma_r} \right\}
 \end{aligned} \tag{2.24}$$

となる．ここで， U_{rli} ， V_{rli} は実数でモード留数と呼ばれる変数で，以下のように定義する．

$$\phi_{ri}\phi_{rl} = U_{rli} + jV_{rli} \tag{2.25}$$

式(2.24)において，一部の固有モードのみを採用する場合，採用モード数を n とすると，

$$G_{li}(\omega) = \sum_{r=1}^n \left\{ \frac{U_{rli} + jV_{rli}}{j(\omega - \omega_{dr}) + \sigma_r} + \frac{U_{rli} - jV_{rli}}{j(\omega + \omega_{dr}) + \sigma_r} \right\} + \frac{C_{li}}{\omega^2} + D_{li} \tag{2.26}$$

となり， C_{li} ， D_{li} はそれぞれ慣性拘束，剰余コンプライアンスであり，省略した固有モードの影響を補正するための定数である．式(2.13)を整理すると，以下のように状態方程式と同様な形式で記述できる．

$$\begin{aligned}
 \dot{\eta} &= \begin{bmatrix} \Lambda & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \bar{\Lambda} \end{bmatrix} \eta + \begin{bmatrix} \{\phi\}^T & \Lambda\{\bar{\phi}\}^T \\ \{\phi\}^T & \bar{\Lambda}\{\bar{\phi}\}^T \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} B_s f \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix} \\
 &= \begin{bmatrix} \Lambda & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \bar{\Lambda} \end{bmatrix} \eta + \begin{Bmatrix} \{\phi\}^T \\ \{\bar{\phi}\}^T \end{Bmatrix} B_s u \\
 &= A\eta + Bf
 \end{aligned} \tag{2.27}$$

また，物理座標 $\mathbf{x}$ に関する出力方程式記述すると

$$\mathbf{z} = [\mathbf{C}_s \quad \mathbf{C}_s] \begin{bmatrix} \{\phi\} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \{\bar{\phi}\} \end{bmatrix} \eta = \mathbf{C}_s [\{\phi\} \quad \{\bar{\phi}\}] \eta = \mathbf{C}\eta \tag{2.28}$$

となる．これより伝達関数は

$$\begin{aligned}
 G(\lambda) &= C(\lambda I - A)^{-1} \\
 &= C_s [\{\phi\} \quad \{\bar{\phi}\}] \begin{bmatrix} e & 0 \\ 0 & \bar{e} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\phi\}^T \\ \{\bar{\phi}\}^T \end{Bmatrix} B_s \\
 &= C_s (\{\phi\}e\{\phi\}^T + \{\bar{\phi}\}\bar{e}\{\bar{\phi}\}^T) B_s
 \end{aligned} \tag{2.29}$$

となり，式(2.19)によって得られる伝達関数と一致することが分かる．

2.3.2 多点偏分反復法[41, 42]

計測によって得られた周波数特性に対し，カーブフィッティングを適用し，前項で述べた一般粘性減衰系のモード特性を同定する．同定方法は多点分離反復法を用いる．これは，減衰固有角振動数とモード減衰率を線形パラメータと考え，それらを独立未知数とする．そして，その他の同定すべきパラメータは，独立未知数が決定されれば従属的に決定される線形パラメータとして同定を行う．以下にモード特性同定のアルゴリズムを示す．

Step1：振動実験

振動実験を実施し，点 i 加振における点 l の周波数応答を計測する．このとき得られた周波数応答を $h_{li}(\omega_k)$ と表す．ここで， $k = 1, 2, \dots, N_f$ は周波数サンプリング点数である．また，同定対象周波数帯域内に存在する共振峰の数，すなわち採用するモード数を n とする．

また，減衰固有角振動数 ω_{dr} とモード減衰率 σ_r は，全ての周波数応答を利用して同定するため，全ての周波数応答を加算した非線形パラメータ同定用の周波数応答 $h_{sum}(\omega_k)$ を作成する．

Step2：初期値設定

同定を開始するために，初期値（減衰固有角振動数 $\omega_{dr}^{(0)}$ ，モード減衰率 $\sigma_{dr}^{(0)}$ ）を設定する．

Step3：線形パラメータの同定

これ以降は s 回目の反復計算プロセスとして記述する。 $(s-1)$ 回目の結果の減衰固有振動数 $\omega_{dr}^{(s-1)}$ とモード減衰率 $\sigma_{dr}^{(s-1)}$ を式(2.24)の分母の項に代入し、分子の線形パラメータを重み付最小二乗法で求める。なお、表記の都合上、剰余項については省略する。式(2.24)を各周波数サンプリング点、各モード、および実数と虚数について分解して記述すると、

$$\begin{aligned}
 & \begin{pmatrix} \text{Re} \left\{ \begin{matrix} h_{li}(\omega_1) \\ h_{li}(\omega_2) \\ \vdots \\ h_{li}(\omega_{N_f}) \end{matrix} \right\} \\ \text{Im} \left\{ \begin{matrix} h_{li}(\omega_1) \\ h_{li}(\omega_2) \\ \vdots \\ h_{li}(\omega_{N_f}) \end{matrix} \right\} \end{pmatrix} \\
 &= \begin{bmatrix} \frac{\sigma_1^{(s-1)}}{a_1(\omega_1)} + \frac{\sigma_1^{(s-1)}}{b_1(\omega_1)} & \dots & \frac{\sigma_n^{(s-1)}}{a_n(\omega_1)} + \frac{\sigma_n^{(s-1)}}{b_n(\omega_1)} & \left| \begin{matrix} \frac{p_1(\omega_1)}{a_1(\omega_1)} - \frac{q_1(\omega_1)}{b_1(\omega_1)} & \dots & \frac{p_n(\omega_1)}{a_n(\omega_1)} - \frac{q_n(\omega_1)}{b_n(\omega_1)} \\ \frac{p_1(\omega_2)}{a_1(\omega_2)} - \frac{q_1(\omega_2)}{b_1(\omega_2)} & \ddots & \frac{p_n(\omega_2)}{a_n(\omega_2)} - \frac{q_n(\omega_2)}{b_n(\omega_2)} \\ \vdots & & \vdots \end{matrix} \right. \\ \frac{\sigma_1^{(s-1)}}{a_1(\omega_2)} + \frac{\sigma_1^{(s-1)}}{b_1(\omega_2)} & \ddots & \frac{\sigma_n^{(s-1)}}{a_n(\omega_2)} + \frac{\sigma_n^{(s-1)}}{b_n(\omega_2)} & \left| \begin{matrix} \frac{p_1(\omega_{N_f})}{a_1(\omega_{N_f})} - \frac{q_1(\omega_{N_f})}{b_1(\omega_{N_f})} & \dots & \frac{p_n(\omega_{N_f})}{a_n(\omega_{N_f})} - \frac{q_n(\omega_{N_f})}{b_n(\omega_{N_f})} \end{matrix} \right. \\ \vdots & & \vdots & \vdots \\ \frac{\sigma_1^{(s-1)}}{a_1(\omega_{N_f})} + \frac{\sigma_1^{(s-1)}}{b_1(\omega_{N_f})} & \dots & \frac{\sigma_n^{(s-1)}}{a_n(\omega_{N_f})} + \frac{\sigma_n^{(s-1)}}{b_n(\omega_{N_f})} & \left| \begin{matrix} \frac{p_1(\omega_{N_f})}{a_1(\omega_{N_f})} - \frac{q_1(\omega_{N_f})}{b_1(\omega_{N_f})} & \dots & \frac{p_n(\omega_{N_f})}{a_n(\omega_{N_f})} - \frac{q_n(\omega_{N_f})}{b_n(\omega_{N_f})} \end{matrix} \right. \\ -\frac{p_1(\omega_1)}{a_1(\omega_1)} - \frac{q_1(\omega_1)}{b_1(\omega_1)} & \dots & -\frac{p_n(\omega_1)}{a_n(\omega_1)} - \frac{q_n(\omega_1)}{b_n(\omega_1)} & \left| \begin{matrix} \frac{\sigma_1^{(s-1)}}{a_1(\omega_1)} - \frac{\sigma_1^{(s-1)}}{b_1(\omega_1)} & \dots & \frac{\sigma_n^{(s-1)}}{a_n(\omega_1)} - \frac{\sigma_n^{(s-1)}}{b_n(\omega_1)} \\ \frac{\sigma_1^{(s-1)}}{a_1(\omega_2)} - \frac{\sigma_1^{(s-1)}}{b_1(\omega_2)} & \ddots & \frac{\sigma_n^{(s-1)}}{a_n(\omega_2)} - \frac{\sigma_n^{(s-1)}}{b_n(\omega_2)} \\ \vdots & & \vdots \end{matrix} \right. \\ -\frac{p_1(\omega_2)}{a_1(\omega_2)} - \frac{q_1(\omega_2)}{b_1(\omega_2)} & \ddots & -\frac{p_n(\omega_2)}{a_n(\omega_2)} - \frac{q_n(\omega_2)}{b_n(\omega_2)} & \left| \begin{matrix} \frac{\sigma_1^{(s-1)}}{a_1(\omega_2)} - \frac{\sigma_1^{(s-1)}}{b_1(\omega_2)} & \dots & \frac{\sigma_n^{(s-1)}}{a_n(\omega_2)} - \frac{\sigma_n^{(s-1)}}{b_n(\omega_2)} \\ \vdots & & \vdots \end{matrix} \right. \\ \vdots & & \vdots & \vdots \\ -\frac{p_1(\omega_{N_f})}{a_1(\omega_{N_f})} - \frac{q_1(\omega_{N_f})}{b_1(\omega_{N_f})} & \dots & -\frac{p_n(\omega_{N_f})}{a_n(\omega_{N_f})} - \frac{q_n(\omega_{N_f})}{b_n(\omega_{N_f})} & \left| \begin{matrix} \frac{\sigma_1^{(s-1)}}{a_1(\omega_{N_f})} - \frac{\sigma_1^{(s-1)}}{b_1(\omega_{N_f})} & \dots & \frac{\sigma_n^{(s-1)}}{a_n(\omega_{N_f})} - \frac{\sigma_n^{(s-1)}}{b_n(\omega_{N_f})} \end{matrix} \right. \end{bmatrix} \begin{pmatrix} U_{1li}^{(s)} \\ \vdots \\ U_{nli}^{(s)} \\ V_{1li}^{(s)} \\ \vdots \\ V_{nli}^{(s)} \end{pmatrix}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 p_r(\omega_k) &= \omega_k - \omega_{dr}^{(s-1)}, q_r(\omega_k) = \omega_k + \omega_{dr}^{(s-1)}, \\
 a_r(\omega_k) &= \left(\sigma_r^{(s-1)} \right) + \left(\omega_k - \omega_{dr}^{(s-1)} \right)^2, b_r(\omega_k) = \left(\sigma_r^{(s-1)} \right) + \left(\omega_k + \omega_{dr}^{(s-1)} \right)^2
 \end{aligned} \tag{2.30}$$

となる．上式を簡略化して表現すると以下のように記述できる．

$$\{\mathbf{h}_{li}\} = \mathbf{X}_{li}\{\mathbf{v}_{li}\} \quad (2.31)$$

一般にサンプリング周波数点数は，ベクトル $\mathbf{v}_{li}$ の構成未知数より多いので，以下に示す最小二乗法で解くことができる．

$$\{\mathbf{v}_{li}\} = \mathbf{X}_{li}^+ \{\mathbf{h}_{li}\} \quad (2.32)$$

ただし， $\mathbf{X}_{li}^+$ は疑似逆行列で，

$$\mathbf{X}_{li}^+ = (\mathbf{X}_{li}^T \mathbf{X}_{li})^{-1} \mathbf{X}_{li}^T \quad (2.33)$$

で定義される．ここで，

$$W_{lik} = \left| \frac{1}{h_{lik}} \right|^{\frac{1}{2}}, k = 1, 2, \dots, N_f \quad (2.34)$$

を対角要素とする， N_f 次元周波数重み行列 $\mathbf{W}_{li}$ を作成する．この周波数重み行列を用いて，式(2.31)を以下のように書き換える．

$$\mathbf{W}_{li}\{\mathbf{h}_{li}\} = \mathbf{W}_{li}\mathbf{X}_{li}\{\mathbf{v}_{li}\} \quad (2.35)$$

これより，式(2.35)を最小二乗法で解くと，

$$\{\mathbf{v}_{li}\} = (\mathbf{W}_{li}\mathbf{X}_{li})^+ \mathbf{W}_{li}\{\mathbf{h}_{li}\} = (\mathbf{X}_{li}^T \mathbf{W}_{li}^T \mathbf{W}_{li} \mathbf{X}_{li})^{-1} \mathbf{X}_{li}^T \mathbf{W}_{li}^T \mathbf{W}_{li}\{\mathbf{h}_{li}\} \quad (2.36)$$

となり， s 回目の反復計算における線形パラメータを同定できる．

Step4：非線形パラメータの更新

減衰固有角振動数 $\omega_{dr}^{(s)}$ とモード減衰率 $\sigma_{dr}^{(s)}$ は非線形項であるため、そのままでは最小二乗法を適用することができない。そこで、未知項 γ_h を初期値 γ_{hs} とそれからの増分の和 $\Delta\gamma_h$ として、以下のように定義する。

$$\gamma_h = \gamma_{hs} + \Delta\gamma_h \quad (2.37)$$

式(2.26)を $\Delta\gamma_h$ に関してテイラー展開して、近似的に 1 次項までとれば、

$$G(\omega, \gamma_h) = G(\omega, \gamma_{hs}) + \sum_{h=1}^{2n} \frac{\partial G_{li}}{\partial \gamma_h}(\omega, \gamma_{hs}) \Delta\gamma_h = h_{li} \quad (2.38)$$

と表すことができる。ここで、式(2.38)中の偏微分は

$$\begin{aligned} \frac{\partial G_{li}}{\partial \omega_{dr}}(\omega) &= \frac{jU_{rli}^{(s)} - V_{rli}^{(s)}}{\{j(\omega - \omega_{dr}^{(s-1)}) + \sigma_r^{(s-1)}\}^2} - \frac{jU_{rli}^{(s)} + V_{rli}^{(s)}}{\{j(\omega + \omega_{dr}^{(s-1)}) + \sigma_r^{(s-1)}\}^2} \\ \frac{\partial G_{li}}{\partial \sigma_r}(\omega) &= \frac{-U_{rli}^{(s)} - jV_{rli}^{(s)}}{\{j(\omega - \omega_{dr}^{(s-1)}) + \sigma_r^{(s-1)}\}^2} - \frac{-U_{rli}^{(s)} + jV_{rli}^{(s)}}{\{j(\omega + \omega_{dr}^{(s-1)}) + \sigma_r^{(s-1)}\}^2} \end{aligned} \quad (2.39)$$

となる。周波数応答関数が $\Delta\gamma_h$ の 1 次関数で表されたので、最小二乗法を適用する。ただし、更新する非線形パラメータは、全ての応答での共通項なので、式(2.38)、式(2.39)における周波数応答 G 、 h にはすべての周波数応答の和を用いる。その場合は、応答によって異なるパラメータの和をとればよい。すなわち、式(2.38)、式(2.39)を以下のようにまとめる。

$$G_{sum}(\omega, \gamma_{dr}) = \sum_{l=1}^o \sum_{i=1}^m (G_{li}(\omega, \gamma_{hs})) + \sum_{h=1}^{2n} \frac{\partial G_{li}}{\partial \gamma_h}(\omega, \gamma_{hs}) \Delta\gamma_h = h_{sum}(\omega) \quad (2.40)$$

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial G_{sum}}{\partial \omega_{dr}}(\omega) &= \frac{j \sum_{l=1}^o \sum_{i=1}^m U_{rli}^{(s)} - \sum_{l=1}^o \sum_{i=1}^m V_{rli}^{(s)}}{\{j(\omega - \omega_{dr}^{(s-1)}) + \sigma_r^{(s-1)}\}^2} - \frac{j \sum_{l=1}^o \sum_{i=1}^m U_{rli}^{(s)} + \sum_{l=1}^o \sum_{i=1}^m V_{rli}^{(s)}}{\{j(\omega + \omega_{dr}^{(s-1)}) + \sigma_r^{(s-1)}\}^2} \\
 \frac{\partial G_{sum}}{\partial \sigma_r}(\omega) &= \frac{-\sum_{l=1}^o \sum_{i=1}^m U_{rli}^{(s)} - j \sum_{l=1}^o \sum_{i=1}^m V_{rli}^{(s)}}{\{j(\omega - \omega_{dr}^{(s-1)}) + \sigma_r^{(s-1)}\}^2} - \frac{-\sum_{l=1}^o \sum_{i=1}^m U_{rli}^{(s)} + j \sum_{l=1}^o \sum_{i=1}^m V_{rli}^{(s)}}{\{j(\omega + \omega_{dr}^{(s-1)}) + \sigma_r^{(s-1)}\}^2} \quad (2.41)
 \end{aligned}$$

非線形パラメータの増分は以下のように表され、重み付最小二乗法を解くことで得られる。

$$\begin{aligned}
 &\left\{ \begin{array}{l} \text{Re} \left\{ \begin{array}{l} h_{sum}(\omega_1) - G_{sum}(\omega_1, \gamma_{hs}) \\ h_{sum}(\omega_2) - G_{sum}(\omega_2, \gamma_{hs}) \\ \vdots \\ h_{sum}(\omega_{N_f}) - G_{sum}(\omega_{N_f}, \gamma_{hs}) \end{array} \right\} \\ \text{Im} \left\{ \begin{array}{l} h_{sum}(\omega_1) - G_{sum}(\omega_1, \gamma_{hs}) \\ h_{sum}(\omega_2) - G_{sum}(\omega_2, \gamma_{hs}) \\ \vdots \\ h_{sum}(\omega_{N_f}) - G_{sum}(\omega_{N_f}, \gamma_{hs}) \end{array} \right\} \end{array} \right\} \\
 &= \left[\begin{array}{c|c} \text{Re} \left[\begin{array}{ccc} \frac{\partial G_{sum}}{\partial \omega_{d1}}(\omega_1) & \cdots & \frac{\partial G_{sum}}{\partial \omega_{dn}}(\omega_1) \\ \frac{\partial G_{sum}}{\partial \omega_{d1}}(\omega_2) & \ddots & \frac{\partial G_{sum}}{\partial \omega_{dn}}(\omega_2) \\ \vdots & & \vdots \\ \frac{\partial G_{sum}}{\partial \omega_{d1}}(\omega_{N_f}) & \cdots & \frac{\partial G_{sum}}{\partial \omega_{dn}}(\omega_{N_f}) \end{array} \right] & \text{Re} \left[\begin{array}{ccc} \frac{\partial G_{sum}}{\partial \sigma_1}(\omega_1) & \cdots & \frac{\partial G_{sum}}{\partial \sigma_n}(\omega_1) \\ \frac{\partial G_{sum}}{\partial \sigma_1}(\omega_2) & \ddots & \frac{\partial G_{sum}}{\partial \sigma_n}(\omega_2) \\ \vdots & & \vdots \\ \frac{\partial G_{sum}}{\partial \sigma_1}(\omega_{N_f}) & \cdots & \frac{\partial G_{sum}}{\partial \sigma_n}(\omega_{N_f}) \end{array} \right] \\ \hline \text{Im} \left[\begin{array}{ccc} \frac{\partial G_{sum}}{\partial \omega_{d1}}(\omega_1) & \cdots & \frac{\partial G_{sum}}{\partial \omega_{dn}}(\omega_1) \\ \frac{\partial G_{sum}}{\partial \omega_{d1}}(\omega_2) & \ddots & \frac{\partial G_{sum}}{\partial \omega_{dn}}(\omega_2) \\ \vdots & & \vdots \\ \frac{\partial G_{sum}}{\partial \omega_{d1}}(\omega_{N_f}) & \cdots & \frac{\partial G_{sum}}{\partial \omega_{dn}}(\omega_{N_f}) \end{array} \right] & \text{Im} \left[\begin{array}{ccc} \frac{\partial G_{sum}}{\partial \sigma_1}(\omega_1) & \cdots & \frac{\partial G_{sum}}{\partial \sigma_n}(\omega_1) \\ \frac{\partial G_{sum}}{\partial \sigma_1}(\omega_2) & \ddots & \frac{\partial G_{sum}}{\partial \sigma_n}(\omega_2) \\ \vdots & & \vdots \\ \frac{\partial G_{sum}}{\partial \sigma_1}(\omega_{N_f}) & \cdots & \frac{\partial G_{sum}}{\partial \sigma_n}(\omega_{N_f}) \end{array} \right] \end{array} \right] \left\{ \begin{array}{l} \Delta \omega_{d1} \\ \vdots \\ \Delta \omega_{dn} \\ \hline \Delta \sigma_1 \\ \vdots \\ \Delta \sigma_n \end{array} \right\} \quad (2.42)
 \end{aligned}$$

これより、 s 回目の反復計算における非線形パラメータは

$$\begin{aligned}\omega_{dr}^{(s)} &= \omega_{dr}^{(s-1)} + \Delta\omega_{dr} \\ \sigma_r^{(s)} &= \sigma_r^{(s-1)} + \Delta\sigma_r\end{aligned}\tag{2.43}$$

より得られる．

Step5：同定結果の評価

同定したすべてのパラメータによって得られる周波数のフィット具合を定量的に評価する．評価量は、誤差の2乗ノルムとし、以下のように定義する．

$$J^{(s)} = \sum_{l=1}^o \sum_{i=1}^m \sum_{k=1}^{N_f} \left(W_{li}(k, k) (h_{li}(\omega_k) - G(\omega_k)) \right)^2 \tag{2.44}$$

この評価量が前ステップとほぼ同様の値に、なった場合、得られた非線形パラメータから Step4 での計算から線形パラメータを算出し、反復計算を終了する．収束が不十分である場合は Step4 に戻り、再度計算を行う．ここで、収束条件は以下のようにした．

$$\frac{J^{(s)}}{J^{(s-1)}} > 0.999 \tag{2.45}$$

これより、実測した周波数応答と適合するような、式(2.26)中の各モード特性が求められる．

2.3.3 可観測正準系に基づいた実現

式(2.26)において、以下のように変数を定義する．ただし、出力点 l に関して、 $o = 1$ 、つまり出力が1つのみであるとする．

$$\begin{aligned}\alpha_r &= \sigma^2 + \omega_{dr}^2, \beta_r = 2\sigma_r \\ \chi_{rli} &= 2(\sigma_r U_{rli} - \omega_{dr} V_{rli}), \delta_{rli} = 2U_{rli}\end{aligned}\tag{2.46}$$

この変数を用いて伝達関数を記述すると、式(2.26)において $s = j\omega$ とすればよいので

$$G_{li}(\omega) = \sum_{r=1}^n \left\{ \frac{\delta_{rli}s - \chi_{rli}}{s^2 + \beta_r s + \alpha_r} \right\} - \frac{C_{li}}{s^2} + D_{li} \quad (2.47)$$

となる．ここで、 r 次のモードに関して、可観測正準系[43]に基づいて状態空間表現で表すと、

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{q}}_{e,r} &= \mathbf{A}_{e,r} \mathbf{q}_{e,r} + \mathbf{B}_{e,r} \mathbf{f} \\ &= \begin{bmatrix} 0 & -\alpha_r \\ 1 & -\beta_r \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \xi'_{1,r} \\ \xi'_{2,r} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \chi_{rli} \\ \delta_{rli} \end{Bmatrix} \mathbf{f} \\ \mathbf{y}_{e,rl} &= \mathbf{C}_{e,rl} \mathbf{q}_{e,r} \\ &= \begin{bmatrix} 0 & 1 \end{bmatrix} \mathbf{q}_{e,r} \end{aligned} \quad (2.48)$$

となる．行列 $\mathbf{A}_{e,r}$ 、 $\mathbf{C}_{e,rl}$ はどの入力に対しても常に等しいので、すべての入力をまとめることができる．また、入力 $\mathbf{f}$ を外部入力 $\mathbf{w} \in R^d$ に分けて考えると、式(2.48)は

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{q}}_{e,r} &= \mathbf{A}_{e,r} \mathbf{q}_{e,r} + \mathbf{B}_{1e,r} \mathbf{w} + \mathbf{B}_{2e,r} \mathbf{u} \\ &= \begin{bmatrix} 0 & -\alpha_r \\ 1 & -\beta_r \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \xi'_{1,r} \\ \xi'_{2,r} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \{\chi_{rli}\} \\ \{\delta_{rli}\} \end{bmatrix} \mathbf{w} + \begin{bmatrix} \{\chi_{rl(d+1)}\} \\ \{\delta_{rl(d+1)}\} \end{bmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{y}_{e,rl} &= \mathbf{C}_{e,rl} \mathbf{q}_{e,r} \\ &= \begin{bmatrix} 0 & 1 \end{bmatrix} \mathbf{q}_{e,r} \end{aligned} \quad (2.49)$$

となる．全モードについて結合した n 自由度のコンプライアンス状態方程式は、以下のよう表すことができる．

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{q}}_e &= \mathbf{A}_e \mathbf{q}_e + \mathbf{B}_{1e} \mathbf{w} + \mathbf{B}_{2e} \mathbf{u} \\ &= \left[\begin{array}{cc|cc} \mathbf{A}_{e,1} & \mathbf{0} & & \\ & \ddots & & \\ \mathbf{0} & \mathbf{A}_{e,n} & & \\ \hline & & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ & & 1 & 0 \end{array} \right] \begin{Bmatrix} \mathbf{q}_{e,1} \\ \vdots \\ \mathbf{q}_{e,n} \\ \xi'_{c1} \\ \xi'_{c2} \end{Bmatrix} + \left[\begin{array}{c} \mathbf{B}_{1e,1} \\ \vdots \\ \mathbf{B}_{1e,n} \end{array} \right] \mathbf{w} + \left[\begin{array}{cc} \mathbf{B}_{2e,1} \\ \vdots \\ \mathbf{B}_{2e,n} \end{array} \right] \mathbf{u} \\ \mathbf{y}_{e,rl} &= \mathbf{C}_{e,l} \mathbf{q}_e + \mathbf{D}_{1e,l} \mathbf{w} + \mathbf{D}_{2e,l} \mathbf{u} \\ &= [\mathbf{C}_{e,1l} \quad \cdots \quad \mathbf{C}_{e,nl} \mid 0 \quad -1] \mathbf{q}_e + [\mathbf{D}_{1l} \quad \cdots \quad \mathbf{D}_{ld}] \mathbf{w} + [\mathbf{D}_{l(d+1)} \quad \cdots \quad \mathbf{D}_{l(d+p)}] \mathbf{u} \end{aligned} \quad (2.50)$$

これまでの操作により、一般粘性減衰系の状態空間表現を得ることができる．

2.4 制御系設計[10]

2.4.1 コンプライアンス状態空間モデル

本研究では、実験モード解析において制御帯域内のモードおよびそれより高い周波数帯域にあるモードを採用する．制御系設計の際に高次のモードの影響を考慮した設計を行うが、削減したモードの影響は無視できるものとして、式(2.26)における剰余項 C_{li} 、 D_{li} とともに0とする．外乱を $\mathbf{w}$ ，アクチュエータによる制御入力を $\mathbf{u}$ ，外乱入力数 d ，制御入力数 p ，評価応答数 b ，観測出力数 k のシステムに関して、 r 次のモードの状態空間を改めて以下のように定義する．

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{q}}_{e,r} &= \mathbf{A}_{e,r}\mathbf{q}_{e,r} + \mathbf{B}_{1e,r}\mathbf{w} + \mathbf{B}_{2e,r}\mathbf{u} \\ \mathbf{y}_{ez,r} &= \mathbf{C}_{ez,r}\mathbf{q}_{e,r} \\ \mathbf{y}_{ey,r} &= \mathbf{C}_{ey,r}\mathbf{q}_{e,r}\end{aligned}\tag{2.51}$$

$$\mathbf{A}_{e,r} \in \mathbf{R}^{2 \times 2}, \mathbf{B}_{1e,r} \in \mathbf{R}^{2 \times d}, \mathbf{B}_{2e,r} \in \mathbf{R}^{2 \times p}, \mathbf{C}_{ez,r} \in \mathbf{R}^{b \times 2}, \mathbf{C}_{ey,r} \in \mathbf{R}^{k \times 2}$$

ここで、センサーによる出力について、評価応答を $\mathbf{y}_{ez,r}$ ，観測出力(フィードバック出力)を $\mathbf{y}_{ey,r}$ とする．本研究では、観測出力は評価応答としても用いるので、 $\mathbf{C}_{ez,r} = \mathbf{C}_{ey,r}$ となる． n 次モードを採用したシステムのコンプライアンス状態方程式 $\mathbf{P}(s)$ は、以下のようになる．

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{q}}_e &= \mathbf{A}_e\mathbf{q}_e + \mathbf{B}_{1e}\mathbf{w} + \mathbf{B}_{2e}\mathbf{u} \\ &= \begin{bmatrix} \mathbf{A}_{e,1} & & \mathbf{0} \\ & \ddots & \\ \mathbf{0} & & \mathbf{A}_{e,n} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{q}_{e,1} \\ \vdots \\ \mathbf{q}_{e,n} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \mathbf{B}_{1e,1} \\ \vdots \\ \mathbf{B}_{1e,n} \end{Bmatrix} \mathbf{w} + \begin{Bmatrix} \mathbf{B}_{2e,1} \\ \vdots \\ \mathbf{B}_{2e,n} \end{Bmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{y}_{ez} &= \mathbf{C}_{ez}\mathbf{q}_e + \mathbf{D}_{1ez}\mathbf{w} + \mathbf{D}_{2ez}\mathbf{u} \\ &= [\mathbf{C}_{ez,1} \quad \cdots \quad \mathbf{C}_{ez,n}]\mathbf{q}_e + [\mathbf{0}]\mathbf{w} + [\mathbf{0}]\mathbf{u} \\ \mathbf{y}_{ey} &= \mathbf{C}_{ey}\mathbf{q}_e + \mathbf{D}_{1ey}\mathbf{w} + \mathbf{D}_{2ey}\mathbf{u} \\ &= [\mathbf{C}_{ey,1} \quad \cdots \quad \mathbf{C}_{ey,n}]\mathbf{q}_e + [\mathbf{0}]\mathbf{w} + [\mathbf{0}]\mathbf{u}\end{aligned}\tag{2.52}$$

ここで、

$$\mathbf{W}_{Mr} = \begin{bmatrix} w_{Mr} & 0 \\ 0 & w_{Mr} \end{bmatrix}, r = 1, 2, \dots, n\tag{2.53}$$

を対角要素とする、 $2n$ 次元モード重み行列 $\mathbf{W}_M$ を定義する．これより、評価応答に関する出力方程式を

$$\begin{aligned}
y_{ezw} &= \mathbf{C}_{ezw} \mathbf{q}_e + \mathbf{D}_{1ez} w + \mathbf{D}_{2ez} u \\
&= \mathbf{C}_{ez} \mathbf{W}_M \mathbf{q}_e + \mathbf{D}_{1ez} w + \mathbf{D}_{2ez} u \\
&= [\mathbf{C}_{ez,1} \mathbf{W}_{M1} \quad \cdots \quad \mathbf{C}_{ez,n} \mathbf{W}_{Mn}] \mathbf{q}_e + [\mathbf{0}] w + [\mathbf{0}] u
\end{aligned} \tag{2.54}$$

とすることにより、モードごとに重みづけを行った評価応答を得ることができる。これより、コントローラの次数を増加させることなく、各モードに着目した振動制御が実現できる。

2.4.2 評価応答および観測出力の導出

システム同定より得られたコンプライアンス状態方程式に対して、振動制御実験ではレーザードップラー振動計(Laser Doppler vibrometer: LDV)出力をフィードバック信号とした制御を行うため、観測出力を速度応答により記述する必要がある。また、評価応答も速度応答とする。そこで、以下に示すプロパーな近似微分器を変位出力(コンプライアンス)に乗じることにより、速度出力(モビリティ)に変換し、システムを記述する。

$$F_{\text{vel}} = \frac{f_1 s}{s + f_1} \tag{2.55}$$

ここで、 f_1 は制御帯域より十分高い周波数とし、本研究では $f_1 = 5.0 \times 10^5$ とした。式(2.55)で記述した近似微分器の状態方程式におけるシステム行列を $\mathbf{A}_{\text{vel}}$ 、 $\mathbf{B}_{\text{vel}}$ 、 $\mathbf{C}_{\text{vel}}$ 、 $\mathbf{D}_{\text{vel}}$ とする。

2.4.3 離散化に伴う位相遅れの補償

実験に用いるデジタルコントローラの内部の計算遅延によって生じる位相遅れ特性をモデル化する。あらかじめサンプリングに伴う位相遅れ特性をモデルに考慮することにより、実システムにおける性能劣化を防ぐことができる。離散系の遅れをサンプリング時間 L の無駄時間として表したときの、1次のPade近似は

$$F_{\text{pade}}(L) = e^{-sL} \cong \frac{2 - Ls}{2 + Ls} \tag{2.56}$$

となり、これをサンプリングに伴う位相遅れ特性として用いる．Pade 近似モデルの状態方程式におけるシステム行列を $\mathbf{A}_{\text{pade}}$ 、 $\mathbf{B}_{\text{pade}}$ 、 $\mathbf{C}_{\text{pade}}$ 、 $\mathbf{D}_{\text{pade}}$ とする．

2.4.4 制御対象の状態空間表現

制御対象の全体システム $\mathbf{P}'(s)$ のブロック線図を Fig. 2.3 に示す． $\mathbf{P}(s)$ はシステム同定によって得られる式(2.52)に基づく制御対象の変位の状態空間モデルを示している．制御入力 $\mathbf{u}$ をアクチュエータによる制御入力とする．外乱 $\mathbf{w}$ は、その作用を未知として制御入力に加えられる雑音と仮定する．すなわち、 $\mathbf{w}$ は $\mathbf{u}$ と等価なものであると考え、式(2.52)において、 $\mathbf{B}_{1e} = \mathbf{B}_{2e}$ とすることによって、状態方程式の作成を行う．評価応答を $\mathbf{z}$ 、計測点の速度応答を観測出力 $\mathbf{y}$ とし、それぞれの出力は近似微分器を 1 つずつ乗じることにより変位応答を速度応答としている． $\mathbf{P}'(s)$ の状態方程式は以下のように表すことができる．

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{q}}_P &= \mathbf{A}_P \mathbf{q}_P + \mathbf{B}_{1P} \mathbf{w} + \mathbf{B}_{2P} \mathbf{u} \\ &= \begin{bmatrix} \mathbf{A}_{\text{pade}}(L) & \mathbf{B}_{\text{pade}}(L) \mathbf{C}_{\text{vel}} & \mathbf{0} & \mathbf{B}_{\text{pade}}(L) \mathbf{D}_{\text{vel}} \mathbf{C}_{ey} \\ \mathbf{0} & \mathbf{A}_{\text{vel}} & \mathbf{0} & \mathbf{B}_{\text{vel}} \mathbf{C}_{ey} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{A}_{\text{vel}} & \mathbf{B}_{\text{vel}} \mathbf{C}_{ezw} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{A}_e \end{bmatrix} \mathbf{q}_P \\ &\quad + \begin{bmatrix} \mathbf{B}_{\text{pade}}(L) \mathbf{D}_{\text{vel}} \mathbf{D}_{1ey} \\ \mathbf{B}_{\text{vel}} \mathbf{D}_{1ey} \\ \mathbf{B}_{\text{vel}} \mathbf{D}_{1ez} \\ \mathbf{B}_{1e} \end{bmatrix} \mathbf{w} + \begin{bmatrix} \mathbf{B}_{\text{pade}}(L) \mathbf{D}_{\text{vel}} \mathbf{D}_{2ey} \\ \mathbf{B}_{\text{vel}} \mathbf{D}_{1ey} \\ \mathbf{B}_{\text{vel}} \mathbf{D}_{1ez} \\ \mathbf{B}_{1e} \end{bmatrix} \mathbf{u} \quad (2.57) \\ \mathbf{y}_{ez} &= \mathbf{C}_{1P} \mathbf{q}_P + \mathbf{D}_{11P} \mathbf{w} + \mathbf{D}_{12P} \mathbf{u} \\ &= [\mathbf{0} \quad \mathbf{0} \quad \mathbf{C}_{\text{vel}} \quad \mathbf{D}_{\text{vel}} \mathbf{C}_{ezw}] \mathbf{q}_P + [\mathbf{D}_{\text{vel}} \mathbf{D}_{1ez}] \mathbf{w} + [\mathbf{D}_{\text{vel}} \mathbf{D}_{2ez}] \mathbf{u} \\ \mathbf{y}_{ey} &= \mathbf{C}_{2P} \mathbf{q}_P + \mathbf{D}_{21P} \mathbf{w} + \mathbf{D}_{22P} \mathbf{u} \\ &= [\mathbf{C}_{\text{pade}}(L) \quad \mathbf{D}_{\text{pade}}(L) \mathbf{C}_{\text{vel}} \quad \mathbf{0} \quad \mathbf{D}_{\text{pade}}(L) \mathbf{D}_{\text{vel}} \mathbf{C}_{ey}] \mathbf{q}_P \\ &\quad + [\mathbf{D}_{\text{pade}}(L) \mathbf{D}_{\text{vel}} \mathbf{D}_{1ey}] \mathbf{w} + [\mathbf{D}_{\text{pade}}(L) \mathbf{D}_{\text{vel}} \mathbf{D}_{2ey}] \mathbf{u} \end{aligned}$$

なお、むだ時間について、デジタルコントローラのサンプリング周波数を f_s として、 $L = 1/2f_s$ と設定する．

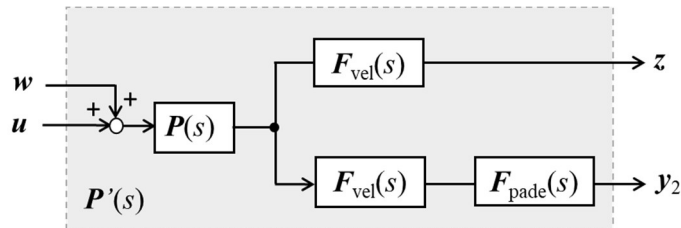


Fig. 2.3. Block diagram of the controlled object.

2.4.5 一般化制御対象

出力フィードバック系における一般化制御対象を Fig. 2.4 に示す. $\mathbf{Q}$, $\mathbf{R}$ はそれぞれ評価応答 $\mathbf{z}$, 制御入力 $\mathbf{u}$ にかかる行列で, 以下のように定義する.

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} w_{z1}^{1/2} & & \mathbf{0} \\ & \ddots & \\ \mathbf{0} & & w_{zb}^{1/2} \end{bmatrix}, \mathbf{R} = \begin{bmatrix} w_{u1}^{1/2} & & \mathbf{0} \\ & \ddots & \\ \mathbf{0} & & w_{ub}^{1/2} \end{bmatrix} \quad (2.58)$$

これより, 制御量 $\mathbf{y}_1$ を以下に定める 2 次評価形式とする.

$$\mathbf{y}_1 = \begin{Bmatrix} \mathbf{Q}\mathbf{z} \\ \mathbf{R}\mathbf{u} \end{Bmatrix} \quad (2.59)$$

また, $\mathbf{K}(s)$ はコントローラである. これより一般化制御対象 $\mathbf{G}(s)$ の状態方程式は, 以下のように表すことができる.

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{q}}_P &= \mathbf{A}_G \mathbf{q} + \mathbf{B}_{1G} \mathbf{w} + \mathbf{B}_{2G} \mathbf{w} \\ &= \mathbf{A}_P \mathbf{q} + \mathbf{B}_{1P} \mathbf{w} + \mathbf{B}_{2P} \mathbf{w} \\ \mathbf{y}_1 &= \mathbf{C}_G \mathbf{q} + \mathbf{D}_{11G} \mathbf{w} + \mathbf{D}_{12G} \mathbf{u} \\ &= \begin{bmatrix} \mathbf{Q}\mathbf{A}_P & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \mathbf{q} + \begin{bmatrix} \mathbf{Q}\mathbf{D}_{11P} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \mathbf{w} + \begin{bmatrix} \mathbf{Q}\mathbf{D}_{12P} \\ \mathbf{R} \end{bmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{y}_{ey} &= \mathbf{C}_G \mathbf{q} + \mathbf{D}_{21G} \mathbf{w} + \mathbf{D}_{22G} \mathbf{u} \\ &= \mathbf{C}_{2P} \mathbf{q}_P + \mathbf{D}_{21P} \mathbf{w} + \mathbf{D}_{22P} \mathbf{u} \end{aligned} \quad (2.60)$$

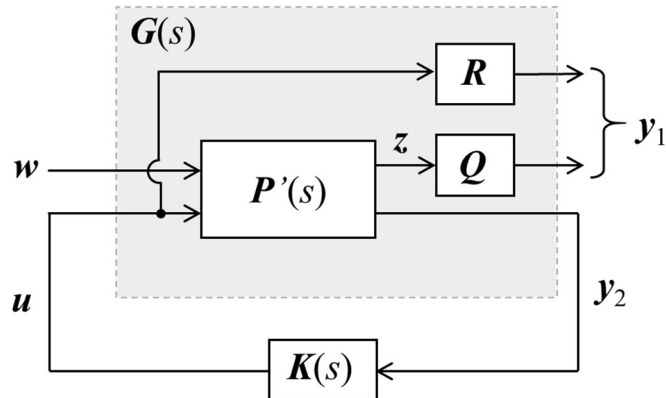


Fig. 2.4. Block diagram of the generalized plant.

2.4.6 H_∞ 制御系設計

本研究で対象とするシステムに関して、膜構造は振動特性が変動しやすく、パイプ構造では高周波数帯域の振動制御が必要となる。それぞれの振動制御を安定して行うためには振動制御システムに高いロバスト性が要求される。そこで本研究では、 H_∞ 制御理論 [28, 29] に基づいて制御系設計を行う。 H_∞ 制御では、周波数領域における制御量の最大ピーク、すなわち最悪応答を抑制する制御系を設計する。なお、コントローラは MATLAB の Robust Control Toolbox を使用して設計した。Fig. 2.4 におけるコントローラ $\mathbf{K}(s)$ は、線形行列不等式 (Linear Matrix Inequality: LMI) に基づいて、外乱 $\mathbf{w}$ から制御量 $\mathbf{y}_1$ までの H_∞ ノルムを最小にする、次の H_∞ 制御問題により設計される。

$$\min. \|\mathbf{T}_{y_1 w}\| \quad (2.61)$$

ただし、 $\mathbf{T}_{y_1 w}$ は外乱 $\mathbf{w}$ から、制御量 $\mathbf{y}_1$ までの伝達関数行列である。

2.5 結言

本章ではソフトアクチュエータの動作原理と、振動制御実験を行うための制御系設計方法について述べた。ソフトアクチュエータには PVDF アクチュエータおよび DEA をそれぞれ用いることを提案し、それらの動作原理を示した。振動制御にはモデルベースによるアクティブ振動制御を適用することを示し、制御対象のモデルの構築について、システム同定によって得られたモード特性を用いて状態空間モデルの作成を行った。振動試験では LDV による出力をフィードバック信号とするため、変位応答に近似微分器を直列に乗じることにより速度応答とした。また、システムの離散化に伴う時間遅れを補償するため、Pade 近似を観測出力に乗じた。作成した一般化プラントを示し、制振効果を調整するための制御量重みについて述べた。そして、 H_∞ 制御理論を適用することによりロバスト安定性を保証したコントローラを設計した。

第3章 PVDF フィルムを用いた膜構造の振動制御

3.1 緒言

膜構造とは非常に薄い膜材料とそれを支える部材により構成されており、外部から張力を与えられることによりその形状を維持している。柔軟かつ軽量な特徴を有していることから大規模な構造物を構築するのに適しており、地上構造物から宇宙構造物まで幅広い分野に適用されている。地上構造物ではスポーツの試合などで用いられるような大型スタジアムの屋根や、鉄道駅などの大空間における天井などに用いられる。一方で宇宙構造物では大型の人工衛星と知られるソーラーセイルや、展開型アンテナなどに用いられる[16, 17, 44, 45]。ここで宇宙構造物に着目すると、膜構造が外力を受けた際に生じた振動はその姿勢制御の安定性や、運動制御に関する精度などの性能の低下を引き起こす恐れがある。このような問題を解決するには、膜構造に振動制御を適用することが有効である。

膜構造を対象構造物とした振動制御手法はこれまでも提案されている。Ferhat と Sultan[46]は、圧電素子(Lead zirconate titanate: PZT)を用いた膜構造のアクティブ制振の有効性を数値解析に基づいて検討し、Renno ら[47]は帯状の膜構造を対象構造物とした振動制御を、Macro fiber composite (MFC)を制振用アクチュエータとしてシミュレーションにより検証した。Liu ら[48]はボイスコイルモーター(Voice coil motors: VCMs)を用いて膜構造の張力を制御することにより、その膜面の振動制御ができることを実験的に証明した。さらに球状の膜構造に対する振動制御手法も提案されており、Choura[49]は空気圧により風船のように膨らむ膜構造である空気膜構造に生じる振動を、内部の空気圧を制御することにより抑制できることを示した。

柔軟構造物である膜構造にアクティブ制振を適用する際には、その軽量さや柔軟性を維持しつつアクチュエータを取り付ける必要がある。さらに、発生する振動の特性に応じてアクチュエータの形状を自由に決定できるものが望ましい。そこで、本章では膜構造の振動制御に適用するアクチュエータとして PVDF フィルムを用いる。圧電フィルム的一种である PVDF フィルムは、その逆圧電効果[31]を利用することによりアクチュエータとして応用することが可能である[50, 51]。そして柔軟かつ軽量な特性を有しており、形状を決定する際の自由度が高いことから膜構造のアクティブ制振に適している。

本研究では膜構造の振動制御を実験的手法により検討する。振動試験において膜構造の振動を正確に評価するには、Nd: YAG レーザーを用いた非接触レーザー加振を適用することが有効である。非接触レーザー加振は理想的なインパルスによる加振力を発生し、

対象の振動を高周波帯域まで励起することが可能である．非接触レーザー加振にはレーザーアブレーション(Laser ablation: LA)に基づく手法[21, 52–55]とレーザーブレイクダウン(Laser-induced breakdown: LIB) [20]に基づく手法がある．前者は対象にレーザーを照射することで加振力を得る方法であり，後者は空気中でレーザーを集光し衝撃波を発生させる方法である．非接触レーザー加振は振動試験において，対象の動特性評価による損傷検知[20, 52, 53]やボルトの緩み検知[21]に有効であることが示されている．

本章では PVDF アクチュエータを制振用アクチュエータとして膜構造の振動制御を行う．まず，対象構造物である膜構造の構成と，PVDF アクチュエータの作成方法を示す．次に，振動試験において膜構造に外乱加振を行うための非接触レーザー加振法とその原理について示す．そして，レーザー加振技術を適用した膜構造の振動試験システムを構築する．膜構造のアクティブ制振を行うための制御系設計にあたり，膜構造の振動特性を実験モード解析の手法により同定してモデル化する．同定した対象のモデルを用いて制御系を構築し， H_∞ 制御理論に基づくコントローラを設計する．設計したコントローラを用いて振動制御実験を行い，提案する振動制御手法の有効性を検証する．

3.2 対象構造物

3.2.1 膜構造

振動制御を行う対象構造物は Fig. 3.1 に示す膜構造である．膜はポリイミドフィルム(東レ・デュポン, Kapton, 厚さ: 50 μm)を材料としており，寸法は 200 mm $\times$ 200 mm である．質量は 3.0 g である．膜構造は非常に薄い膜材料に対して適切な張力を与えることによって構成される構造物である．本研究では，膜材料に張力を与えるため膜構造の四辺隅に，それぞれ重り付きのワイヤーを取り付け，膜材料に 6.9 N の張力を与える．

膜材料の底面には PVDF アクチュエータが貼付されており，振動制御において制御入力加わることにより制振力を発生する．また，振動計測にはレーザードップラー振動計(Laser Doppler vibrometer: LDV)を用いるため，膜材料の表面にはリフレクターを貼付している．

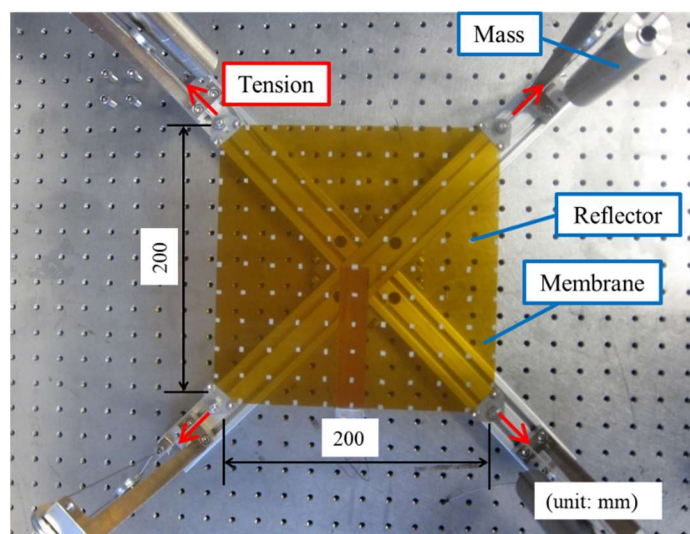


Fig. 3.1. Target membrane structure.

3.2.2 制振用アクチュエータ

制振用アクチュエータとして，2.2.1 節にて示した PVDF フィルムによって構成される PVDF アクチュエータを適用する．PVDF アクチュエータの構成および寸法を Fig. 3.2 に示す．アクチュエータには厚さ $80\text{ }\mu\text{m}$ の PVDF フィルム(クレハ，KF ピエゾフィルム)を用いており，電圧を印加して動作させるために，フィルム両面に導線をそれぞれ取り付ける．ここで，フィルム表面と導線を導通させるため接触部には導電性塗料(藤倉化成，ドータイト D-550)を塗布した後，弾性接着剤(セメダイン，EP001K)により接着する．

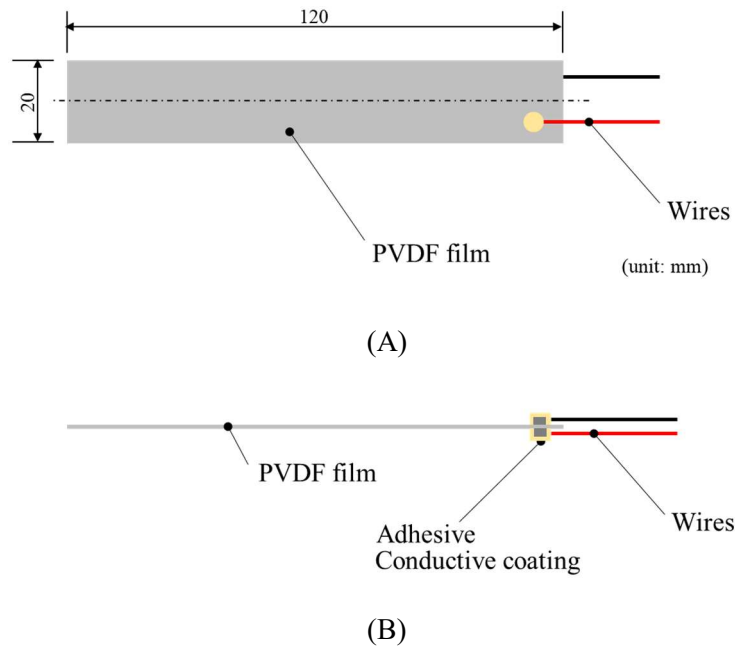


Fig. 3.2. Dimensional geometry of the PVDF actuator. (A) Top view. (B) Front view.

3.3 振動試験方法

3.3.1 LIBに基づく非接触レーザー加振法[20]

対象構造物である膜構造は非常に柔軟な構造物であるため、インパルスハンマーなどに代表される従来の加振方法を適用した振動試験では、高周波における周波数応答を正確に評価することが困難である。そこで、高周波成分を適切に評価するための膜構造の加振方法として、高出力 YAG パルスレーザーを用いたレーザーブレイクダウン(Laser-induced breakdown: LIB)を振動試験に適用する。

LIB とは、レーザービームを気体中に集光すると多光子吸収過程により原子・分子が複数の光子を吸収して電子を放出し、カスケード過程によりプラズマを形成させる現象である。このプラズマエネルギーの一部が消費されることで生成された衝撃波が、LIB による音源となる。LIB による点音源を用いた音響加振システムの原理を Fig. 3.3 に示す。本研究ではレーザービームを集光させるために凸レンズを用いる。LIB による点音源はほぼ理想的なインパルス波形であり、適切なレーザービームの出力、焦点深度、スポット半径を設定することにより再現性を確保することができる。

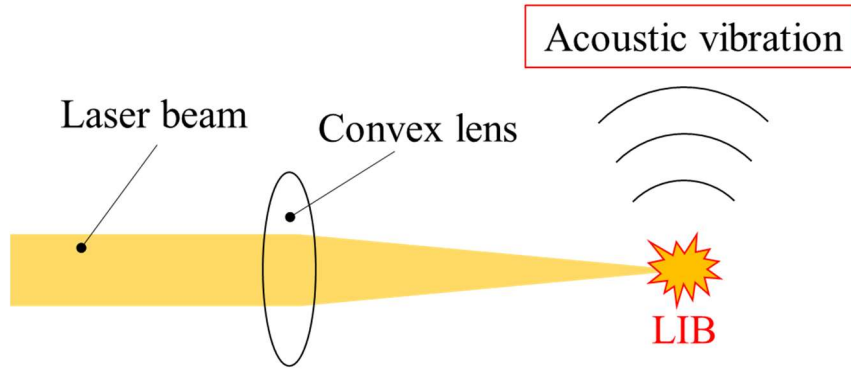


Fig. 3.3. Acoustic excitation system based on the LIB.

3.3.2 レーザー加振による周波数応答解析[56]

理想的なインパルス入力に対し，出力のフーリエ変換は系の伝達関数を表す．入力の時刻歴応答を $f(t)$ ，出力の時刻歴応答を $x(t)$ とすると，それぞれのフーリエ変換 $F(\omega)$ および $X(\omega)$ は以下のように記述される．

$$F(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t) e^{-j\omega t} dt \quad (3.1)$$

$$X(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-j\omega t} dt \quad (3.2)$$

一方，出力 $x(t)$ はインパルス応答関数 $h(t)$ と入力 $f(t)$ の畳み込み積分で求めることができる．

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} h(t - \tau) f(\tau) d\tau \quad (3.3)$$

式(3.3)のフーリエ変換は畳み込み積分の性質より式(3.4)のようになる．

$$X(\omega) = H(\omega) F(\omega) \quad (3.4)$$

ここで $H(\omega)$ はシステムの周波数応答関数である． $f(t)$ はインパルス力であるとみなすことができ，理想的な状態ではディラックのデルタ関数であると考えられるため， $f(t)$ のフーリエ変換は $F(\omega) = 1$ となる．よって，式(3.4)は次のように表される．

$$X(\omega) = H(\omega) \quad (3.5)$$

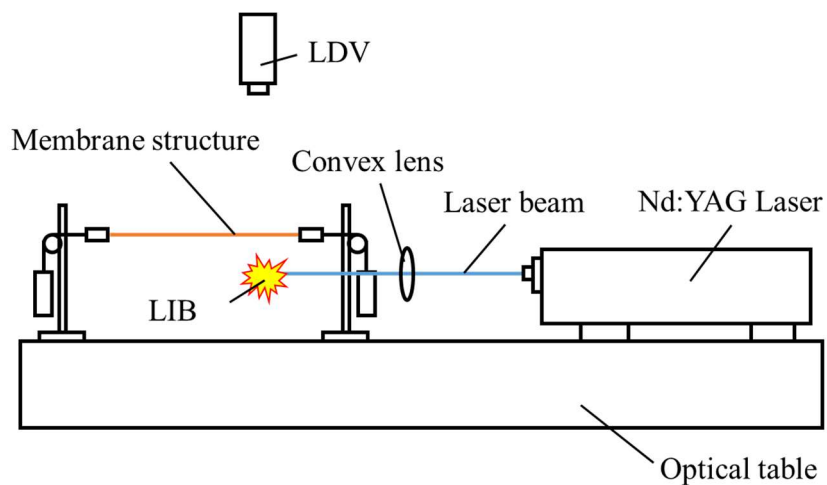
式(3.5)より，出力の時刻歴応答 $x(t)$ のフーリエ変換は周波数応答関数となることが分かる．LIBによる入力理想的なインパルス力であると確認されているため，これらのレーザー加振により得られる周波数スペクトルは，力の大きさに関して非正規化の周波数応答関数とみなすことができる．レーザー加振法では，加振力特性の再現性が極めて高いことから，出力の周波数スペクトルにより，対象の周波数特性を評価することができる．

3.3.3 振動試験システム

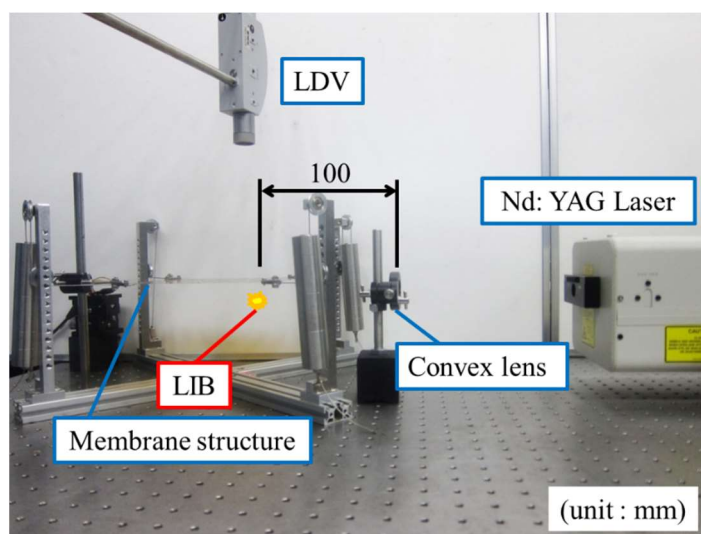
振動制御実験を行うための振動試験システムを Fig. 3.4 に示す．実験装置は Nd: YAG レーザー(Continuum, Surelite III), 凸レンズ(焦点距離: 100mm), 膜構造, LDV(Polytec, NLV-2500), および FFT アナライザ(A/D: National Instruments, NI PXI-4472B, Software: キヤテック, CAT-System)で構成される．ここで，Nd: YAG レーザーにより生成されるレーザーの波長，1 パルスあたりの最大出力およびパルス幅は，それぞれ 1064 nm, 1 J および 5 ns である．Nd: YAG レーザーは光学定盤上に固定されており，生成されたレーザー光は凸レンズで集光され LIB に基づく加振力が発生する．この加振力が膜構造に作用することで，高周波成分を含む振動が発生する．そして，膜構造上部に設置した LDV により，計測点における膜面垂直方向の振動速度を計測する．LDV からの出力される速度信号は FFT アナライザに入力され，解析される周波数スペクトルにより振動特性が評価できる．またレーザー加振において発生するプラズマ光が LDV による振動計測に影響を及ぼすことを防ぐため，膜構造の下方で LIB を発生させる．また，提案する振動試験システムは LIB に基づく加振源と LDV を用いた計測方法を適用していることから，完全非接触での振動計測を実現している．

Fig. 3.5 に振動試験における膜面上の加振点，計測点の位置および PVDF アクチュエータの貼付位置を示す．PVDF アクチュエータは弾性接着材を塗布することで，膜面に

貼付した。また、アクチュエータを 20 mm ほど膜材料から外側にはみ出させることにより、導線接着部が膜面に触れることを防ぐ。また、加振点において LIB による加振源は膜面の垂直方向 20 mm 下方で発生させる。



(A)



(B)

Fig. 3.4. Experimental system for the LIB. (A) Schematic diagram of the system. (B) Image of the system.

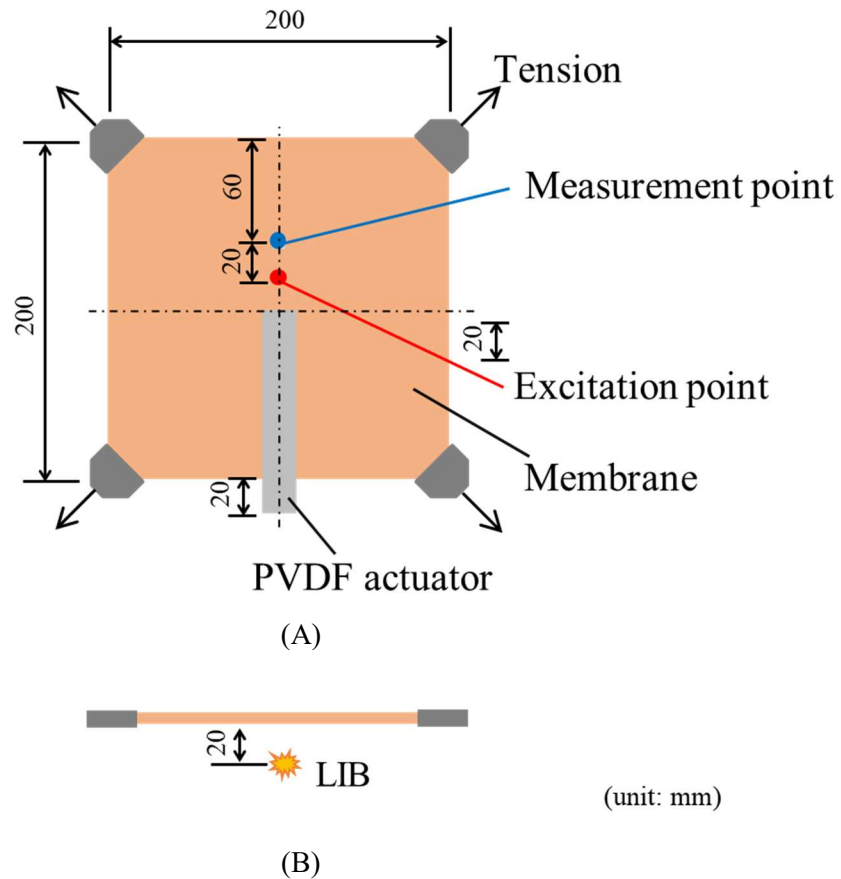


Fig. 3.5. Schematic of the membrane structure for the vibration experiment. (A) Top view. (B) Front view.

3.3.4 膜構造に対するレーザー加振の有効性検証

膜構造の振動試験において、レーザー加振を適用することの有効性を検証する。LIBに基づくレーザー加振と Fig. 3.6 に示すインパルスハンマーによる加振をそれぞれ適用して、膜構造の振動に関する応答の比較を行う。振動試験システムは3.3.3節で示したものを適用し、それぞれの加振方法において加振点および計測点は膜面上で同一とする。LDVの感度は10 mm/s/Vとする。FFTアナライザの解析周波数は1000 Hzであり、サンプリング点数は8192点である。

Fig. 3.7, Fig. 3.8 に LIB およびインパルスハンマー(小野測器, GK-2110)によって加振された膜構造の周波数スペクトルを示す。加振力の校正を行っていないため、それぞれの結果で応答の大きさは異なる。インパルスハンマーによって加振された膜構造の周波数スペクトルは100 Hz 辺りまで明瞭な共振ピークが現れているのに対し、LIBによる加振の結果は100 Hz 以上の周波数帯域においても共振ピークが明瞭に現れている。こ

の結果より、膜構造に対して LIB 加振を用いた振動試験を行うことにより、振動制御実験において高周波を含む周波数応答の適切な評価が可能であることが示された。



Fig. 3.6. Impulse hammer.

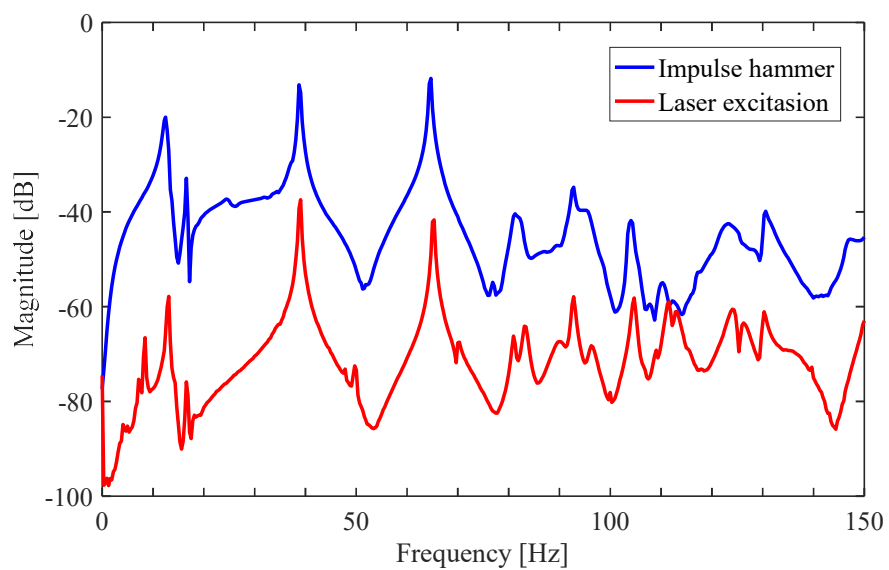


Fig. 3.7. Frequency spectra of the velocity of the membrane excited by the LIB and the impulse hammer.

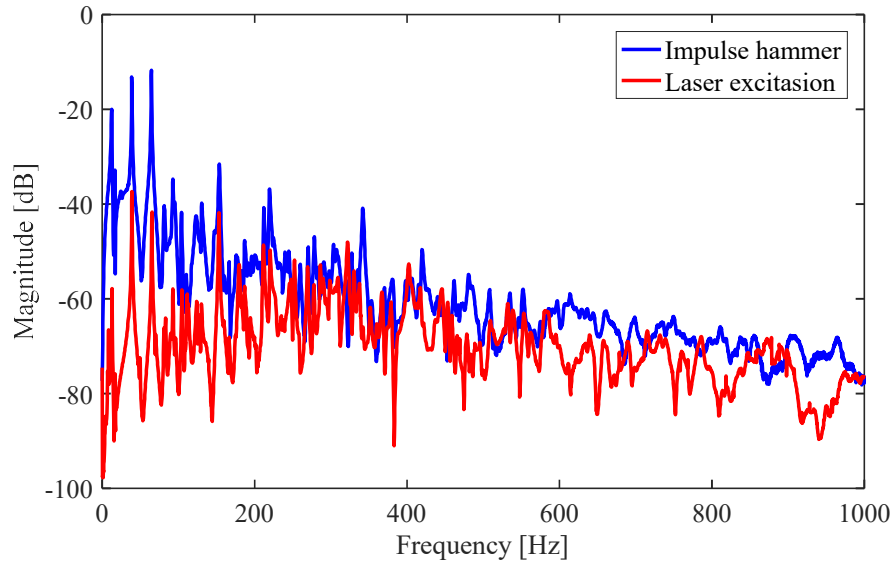


Fig. 3.8. Frequency spectra of the velocity of the membrane excited by the LIB and the impulse hammer.

3.4 振動モード形状の抽出

実験モード解析の手法により膜構造の振動モード形状を抽出する。LIBによる加振に基づいて多点計測を行うことにより得られた周波数スペクトルから、各計測データのゲインおよび位相情報を用いる。実験モード解析には3.3.3節で示した振動試験システムを用いるが、多点計測を行うため計測点が異なる。Fig. 3.9に実験モード解析における加振点及び計測点を示す。計測点数は11×11点の合計121点であり、1点ずつ振動計測を行い、各点の計測終了時に計測点を移動し次の計測を行う。また、実験モード解析を行うにあたり、加振源の入力信号とセンサーの出力信号を用いて伝達関数を求める必要があるが、LIBによる加振力は計測が困難である。そのため全ての計測において、加振点での振動の計測を行いこれを参照点として、式(3.4)の特性を利用することにより計測点と参照点の振動応答から伝達関数を求める。

実験モード解析による膜構造のモード形状の抽出結果をFig. 3.10に示す。各モード形状は膜構造の弾性モードであり、面外方向の変形を表している。抽出した振動モード形状について、1次モードは膜構造の中心部において変形量が大きく、境界付近では変形量が小さい。2次モード振動に対しては、境界付近の変形量が大きく中心部では変形量が小さい。高次モードになるほど複雑なモード形状を示す傾向がある。

モード解析に基づくアクチュエータの最適な貼り付け位置を議論するとき、対象の有限要素モデルを用いたひずみエネルギーや可制御グラミアンなどの分布が必要となる。

しかしながら、膜構造の正確な有限要素モデルの構築は困難であり、今後の課題とすべきところである。本振動モード形状の抽出結果はアクチュエータ配置および振動制御を行うにあたり、参考情報として用いる。

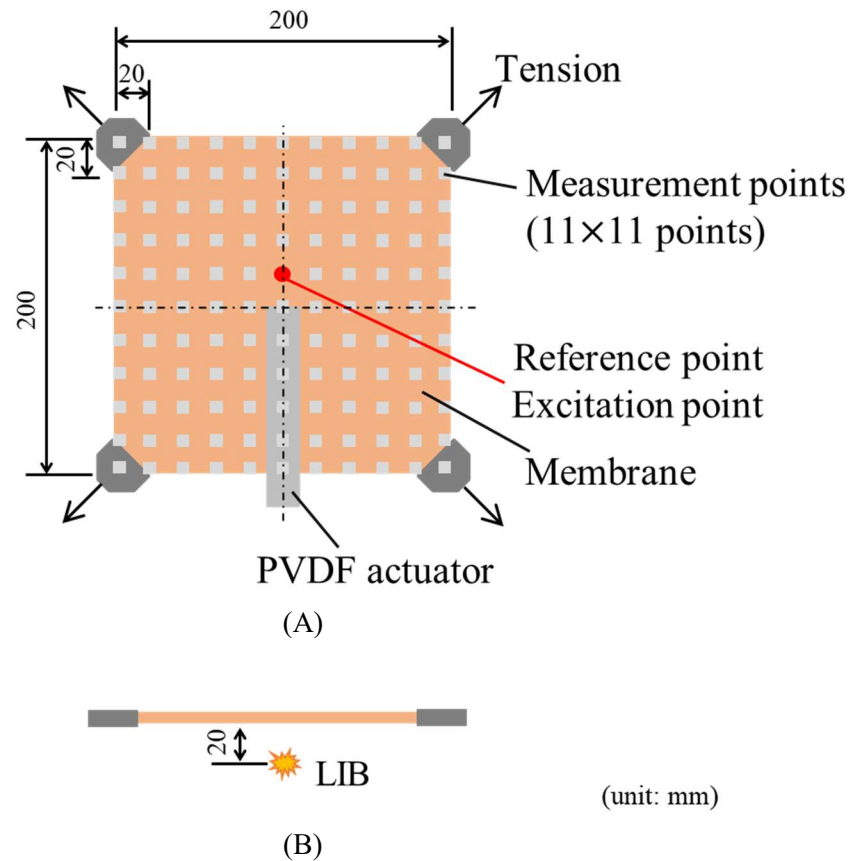


Fig. 3.9. Positions of the measurement points and the reference point of the experimental modal analysis. (A) Top view of the membrane. (B) Front view of the membrane.

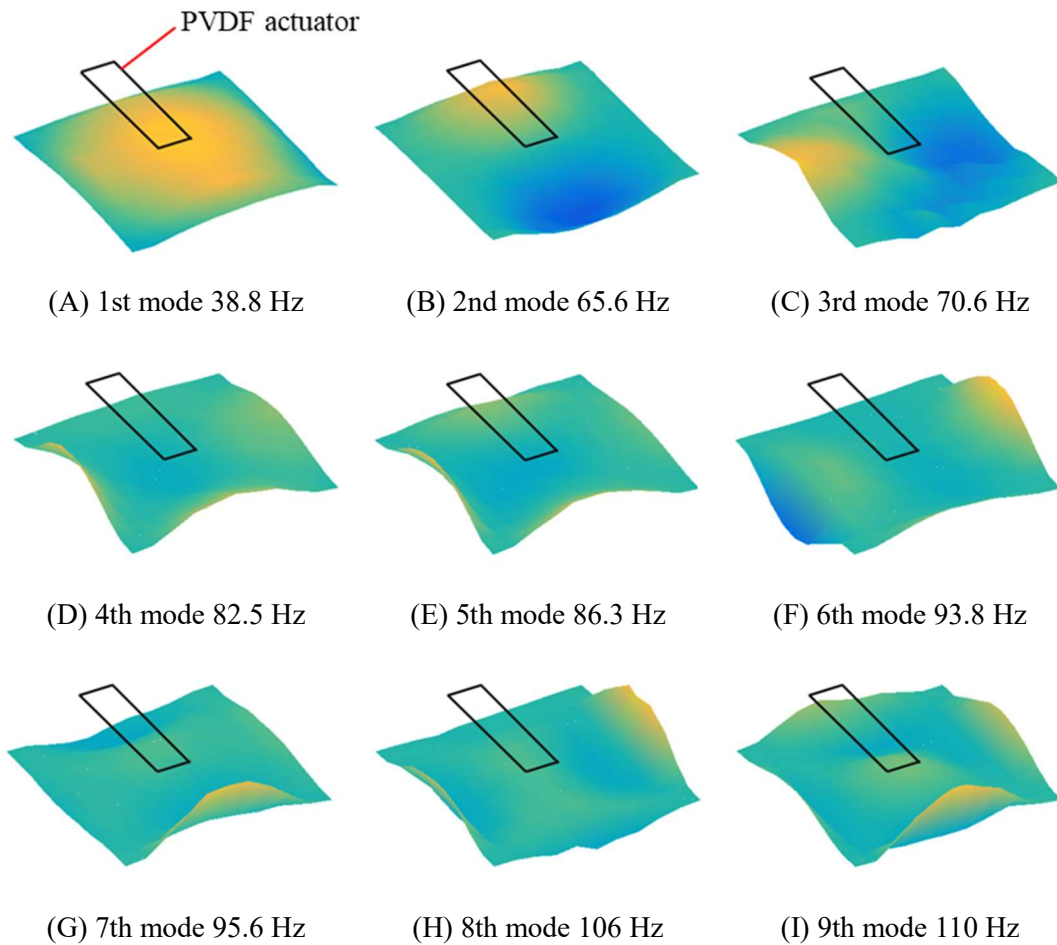


Fig. 3.10. Mode shapes and natural frequencies of the membrane structure with the DEA obtained from the experimental modal analysis.

3.5 振動制御実験

3.5.1 システム同定に基づくモデル化

(1) 振動特性解析

制御系設計のために、システム同定に基づき対象構造物のモデル化を行う。システム同定を行うにあたり、まず膜構造の振動特性の解析を行う。振動特性解析のための振動計測システムを Fig. 3.11 に示す。PVDF アクチュエータの貼付位置と計測点は Fig. 3.5 と同様である。信号発生器により入力信号であるスイープ波を生成し、電圧アンプを用いて増幅した信号を PVDF アクチュエータに入力することで膜構造を加振する。スイープ波の振幅は 1 V、周波数は 1–1000 Hz であり、スイープ時間は 3.2 s である。電圧アンプのゲインは 100 倍である。すなわち、増幅後のスイープ波の振幅は 100 V である。膜構造の垂直方向の振動は LDV によって計測される。LDV から膜構造の振動の速度信号

が出力され、FFT アナライザに入力される。また、増幅前の入力信号も同時に FFT アナライザに入力され、周波数応答を解析する。得られた膜構造の周波数特性を Fig. 3.12 に示す。150 Hz までの共振ピークが明瞭に表れており、PVDF アクチュエータの発生力が有効に伝達できている。これより、この周波数帯域では可制御であることが分かる。

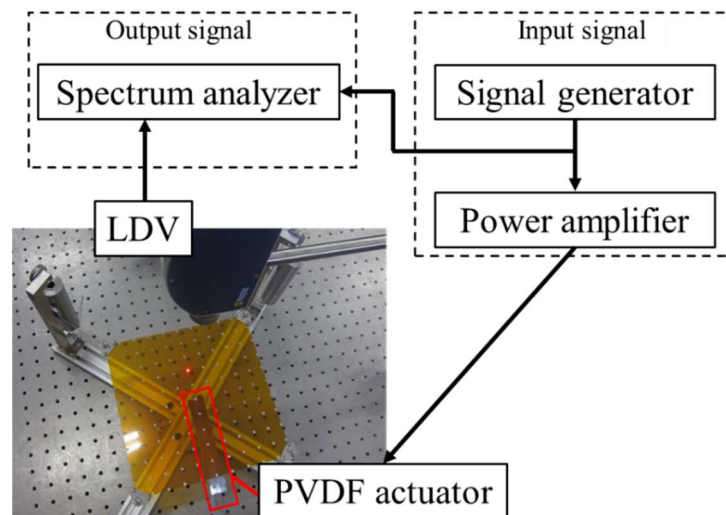


Fig. 3.11. Vibration test system for system identification.

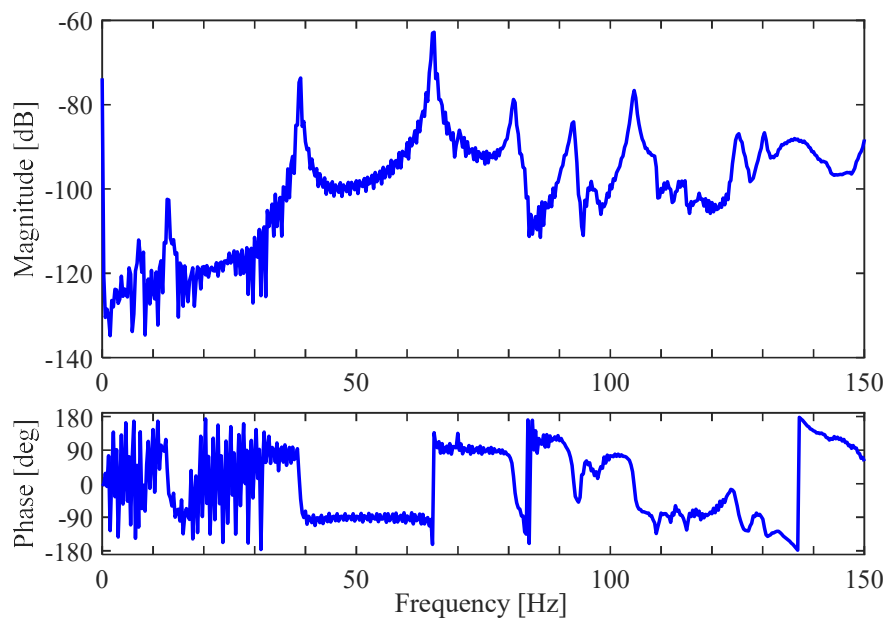


Fig. 3.12. Open-loop frequency response between the input signal and the velocity output.

(2) 状態空間モデルの作成

2.3節と2.4節で述べた手法に基づき、2入力1出力モデルとしてシステム同定を行う。Fig. 3.12で示した周波数応答に対して、2.3節で述べた多点偏分反復法を適用してカーブフィッティングを行った結果をFig. 3.13に示す。対象振動モードは1-7次モードである。Table 3.1に同定した減衰固有振動数とモード減衰比を示す。Fig. 3.13より良好なフィッティングを行えていることが確認できる。また、対象周波数帯域よりも低い周波数において大きな共振ピークが存在していることが確認できるが、これは膜材料の変形を伴わない剛体モードであることが実験モード解析によって確認できているため、同定は行っていない。なお、剛体モードの振動は膜に張力を与えているワイヤーの弾性振動が支配的であると考えられる。

膜構造へのアクティブ制振を行うにあたり、対象の振動モードを定める。1次、2次モードをそれぞれ単一モード制振の対象とし、さらに両方のモードを対象とした複数モード同時制振を行う。制振対象モードに有効な制御系を設計するため、式(2.53)におけるモード重みを設定する。1次モード制振では、 $w_{M1} = 1.0$, $w_{M2}-w_{M7} = 1.0 \times 10^{-4}$ とし、2次モード制振では、 $w_{M2} = 1.0$, $w_{M1}, w_{M3}-w_{M7} = 1.0 \times 10^{-4}$ とする。1次、2次モード同時制振では $w_{M1}-w_{M2} = 1.0$, $w_{M3}-w_{M7} = 1.0 \times 10^{-4}$ と設定する。Fig. 2.3に示した外乱 w から評価応答 z までの周波数応答について、1次モード制振に関してFig. 3.14、2次モード制振に関してFig. 3.15、1次、2次モード同時制振に関してはFig. 3.16に示す。それぞれの図より、モード重みを導入したことでシステム同定モデルの周波数応答について、それぞれの制振対象モードの共振ピークのみが出現している。これより、制御系設計時にそれぞれのモードに対して有効な制御効果が得られるコントローラの設計が可能となる。

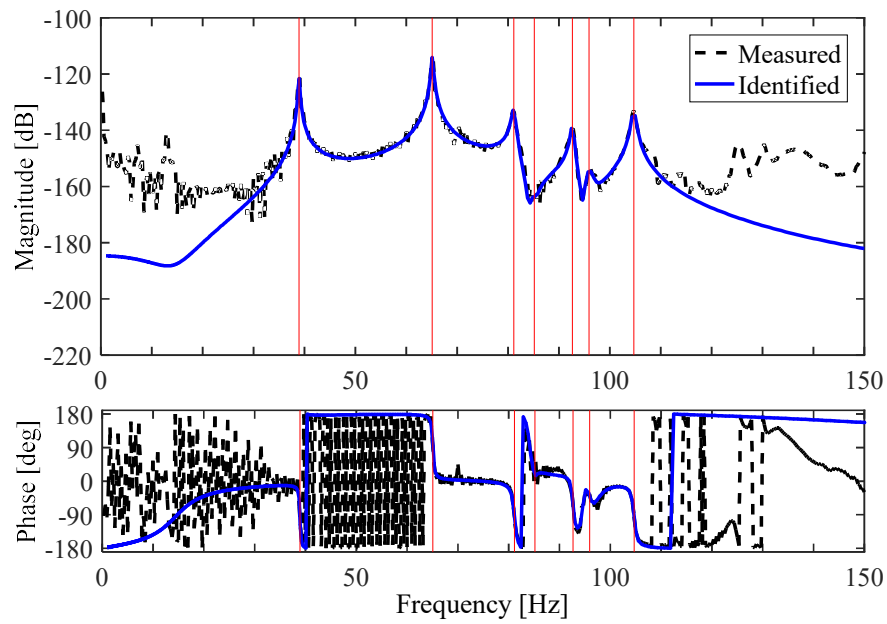


Fig. 3.13. Result of the system identification obtained by the curve fitting using the multi-point deviance iteration method.

Table 3.1. Identified modal parameters of the control object

Order	1st	2nd	3rd	4th	5th	6th	7th
ω_{dr} [Hz]	38.9	65.0	81.1	85.1	92.7	95.9	105
$\xi_r (\times 10^{-4})$	37.2	29.5	44.0	78.3	33.8	75.9	36.4

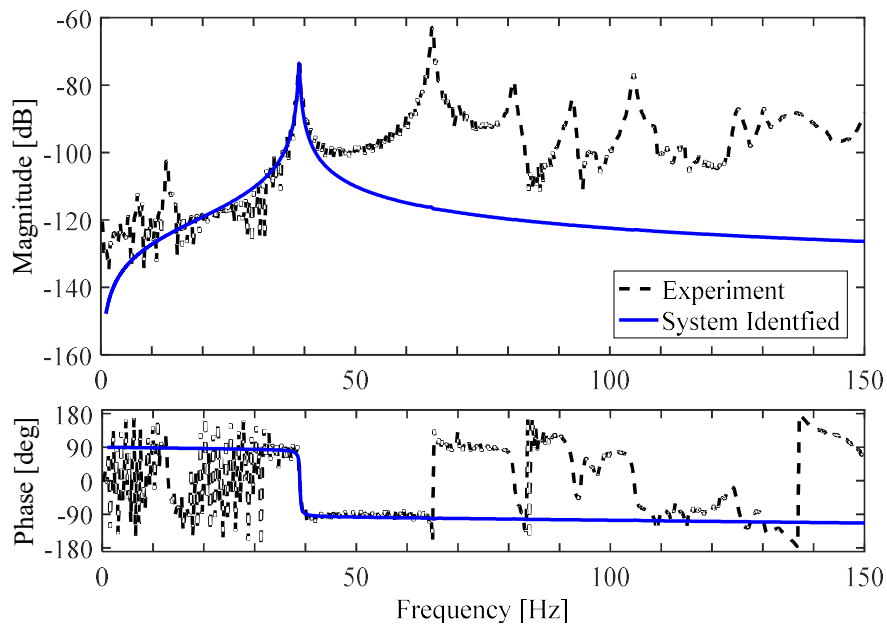


Fig. 3.14. Frequency response between the external disturbance $\mathbf{w}$ and controlled response $\mathbf{z}$ for 1st mode control.

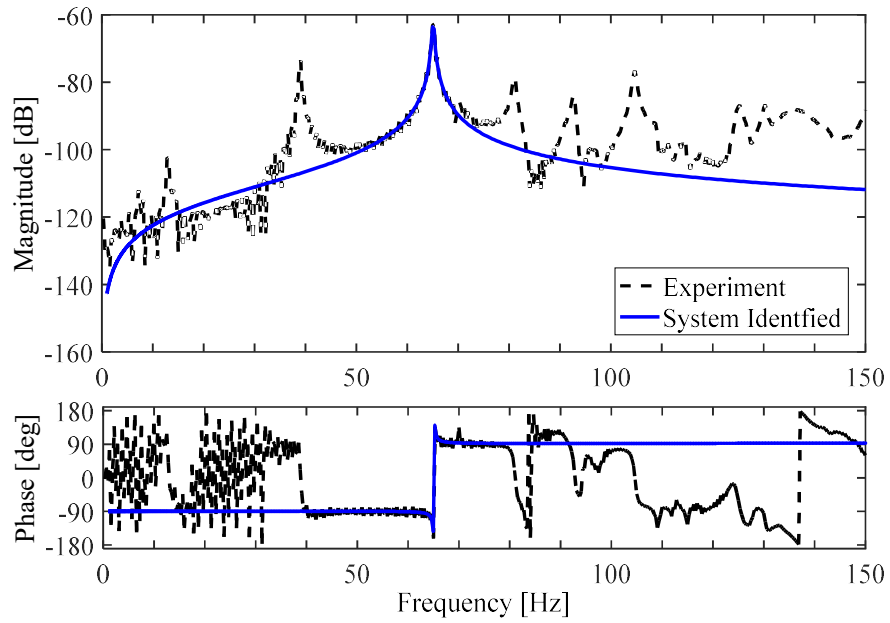


Fig. 3.15. Frequency response between the external disturbance w and controlled response z for 2nd mode control.

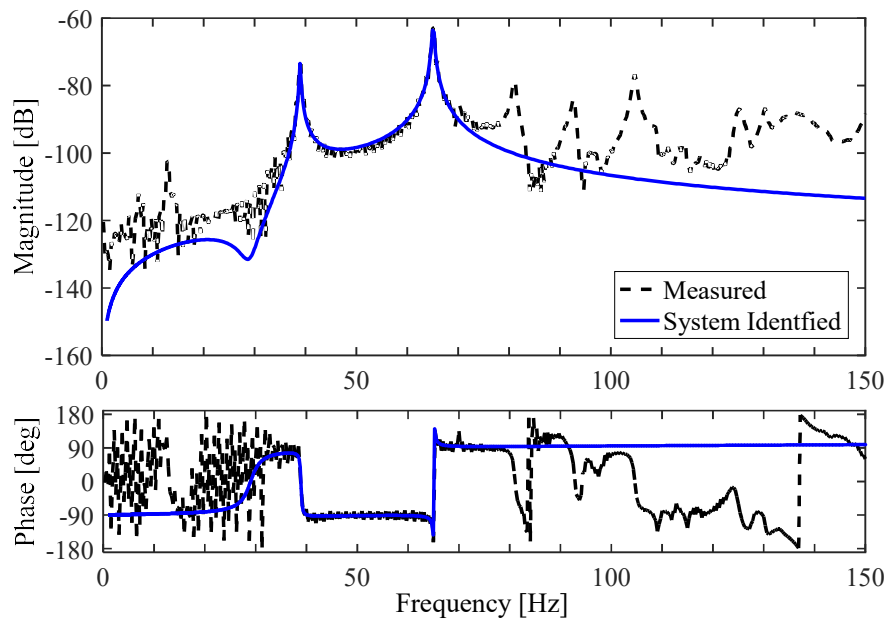


Fig. 3.16. Frequency response between the external disturbance w and controlled response z for 1st and 2nd modes control.

3.5.2 制御系設計

制御系は2.4節で述べた H_∞ 制御理論に基づいて、出力フィードバック系として設計する．設計にあたり、Fig. 2.4 で示した一般化制御対象に対し、Fig. 3.17 のように周波数重み関数 $\mathbf{W}$ を加える．周波数重み関数 $\mathbf{W}$ の状態方程式におけるシステム行列を $\mathbf{A}_W$, $\mathbf{B}_W$, $\mathbf{C}_W$, $\mathbf{D}_W$ とすると、式(2.60)で表される一般化制御対象 $\mathbf{G}$ の状態方程式は、以下のように書き直される．

$$\begin{aligned}
 \dot{\mathbf{q}}_P &= \mathbf{A}_G \mathbf{q} + \mathbf{B}_{1G} \mathbf{w} + \mathbf{B}_{2G} \mathbf{w} \\
 &= \begin{bmatrix} \mathbf{A}_P & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{A}_W \end{bmatrix} \mathbf{q} + \begin{bmatrix} \mathbf{B}_{1P} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \mathbf{w} + \begin{bmatrix} \mathbf{B}_{2P} \\ \mathbf{B}_W \end{bmatrix} \mathbf{w} \\
 \mathbf{y}_1 &= \mathbf{C}_G \mathbf{q} + \mathbf{D}_{11G} \mathbf{w} + \mathbf{D}_{12G} \mathbf{u} \\
 &= \begin{bmatrix} \mathbf{Q} \mathbf{A}_P & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{R} \mathbf{C}_W \end{bmatrix} \mathbf{q} + \begin{bmatrix} \mathbf{Q} \mathbf{D}_{11P} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \mathbf{w} + \begin{bmatrix} \mathbf{Q} \mathbf{D}_{12P} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \mathbf{u} \\
 \mathbf{y}_{ey} &= \mathbf{C}_G \mathbf{q} + \mathbf{D}_{21G} \mathbf{w} + \mathbf{D}_{22G} \mathbf{u} \\
 &= \mathbf{C}_{2P} \mathbf{q}_P + \mathbf{D}_{21P} \mathbf{w} + \mathbf{D}_{22P} \mathbf{u}
 \end{aligned} \tag{3.6}$$

高周波帯域に重みをつけることで、システム同定時に考慮していない高周波帯域のモードに対するロバスト重みとして考慮するため、周波数重み関数 $\mathbf{W}$ は、以下の伝達関数 W で表されるハイシェルフフィルタを用いた．

$$W = A_h \frac{A_h s^2 + (2\pi f_{\text{cfh}}/Q_h)s + (2\pi f_{\text{cfh}})^2}{s^2 + A_h^{1/2}(2\pi f_{\text{cfh}}/Q_h)s + A_h(2\pi f_{\text{cfh}})^2} \tag{3.7}$$

ここで、 A_h はゲイン、 f_{cfh} は中心周波数、 Q_h はクオリティファクタでフィルタの勾配を決定する．各パラメータは $Q_h = 60$ dB, $f_{\text{cfh}} = 200$ Hz, $Q_h = 0.8$ とした． W の周波数応答を Fig. 3.18 に示す．

制御量重みに関して、1次モード制振においては $w_{z1} = 1.0$, $w_{u1} = 1.0 \times 10^{-10}$, 2次モード制振においては、 $w_{z1} = 2.0$, $w_{u1} = 1.0 \times 10^{-10}$, 1次, 2次同時モード制振では $w_{z1} = 1.0$, $w_{u1} = 1.0 \times 10^{-10}$ と設定した．システム同定モデルに対し、一般化プラントにおける外乱 $\mathbf{w}$ とシステム同定モデルの変位出力間の閉ループ周波数応答とコントローラの周波数応答を1次モード制振に関しては Fig. 3.19, Fig. 3.20, 2次モード制振に関しては Fig. 3.21, Fig. 3.22, 1次, 2次同時モード制振に関しては Fig. 3.23, Fig. 3.24 にそれぞれ示す．Fig. 3.19 より1次モードの共振ピークの応答が 26 dB 低減しており、Fig. 3.21 より2次モードの共振ピークの応答が 27 dB 低減していることが確認でき、単一モードを対象とした振動制御では振動を有効に抑制できることが確認できる．さらに、Fig. 3.23

より 1 次, 2 次モードの共振ピークの応答が同時にそれぞれ 18 dB, 29 dB 低減させられている. これより, 設計したコントローラは 1 次, 2 次モード同時制御においても振動が有効に抑制できることが確認できる. これらのコントローラを振動制御実験に適用することで, 振動試験においても有効な制振効果が得られることが期待できる.

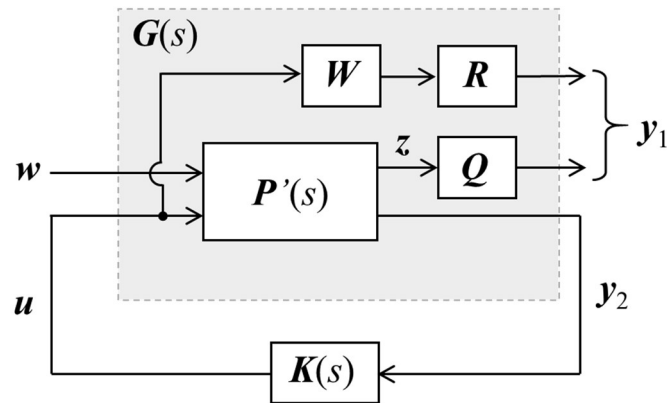


Fig. 3.17. Block diagram of the generalized plant.

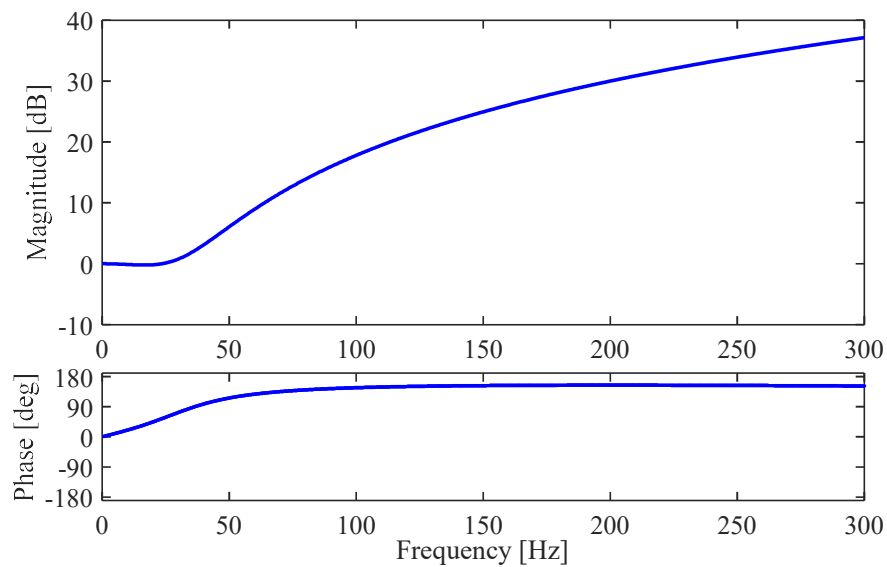


Fig. 3.18. Frequency response of the frequency weighted function.

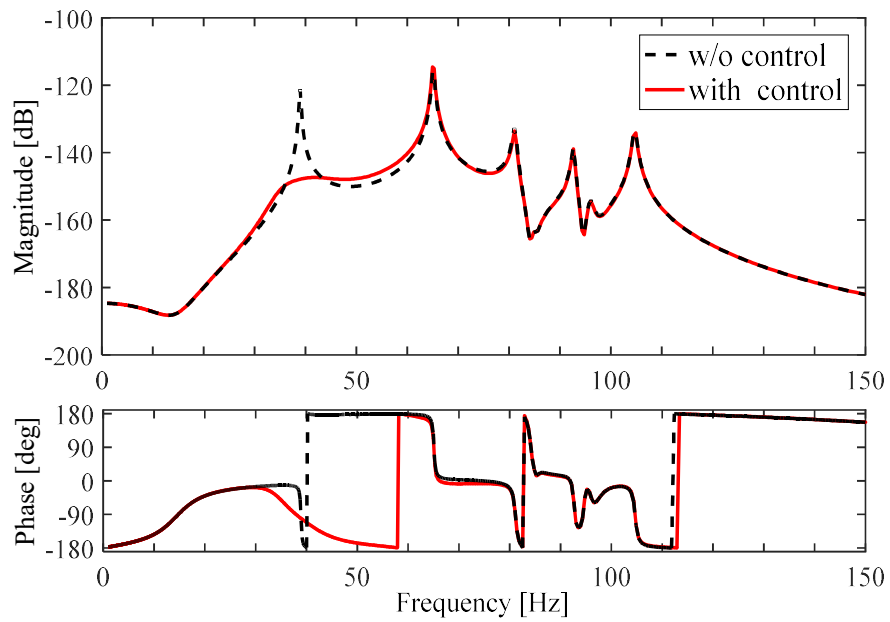


Fig. 3.19. Calculated closed-loop frequency response of the displacement versus the external disturbance for the 1st mode control.

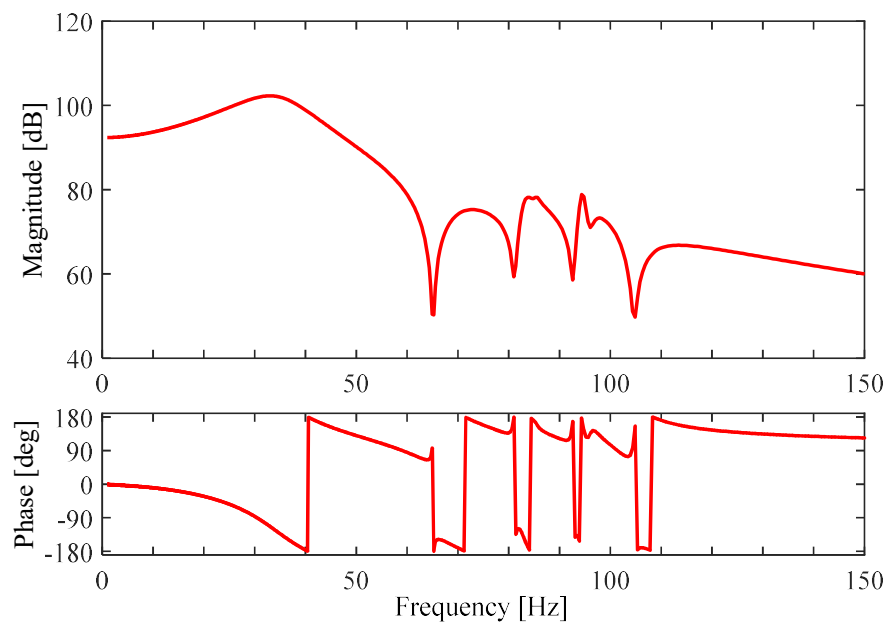


Fig. 3.20. Frequency response of the controller for the 1st mode control.

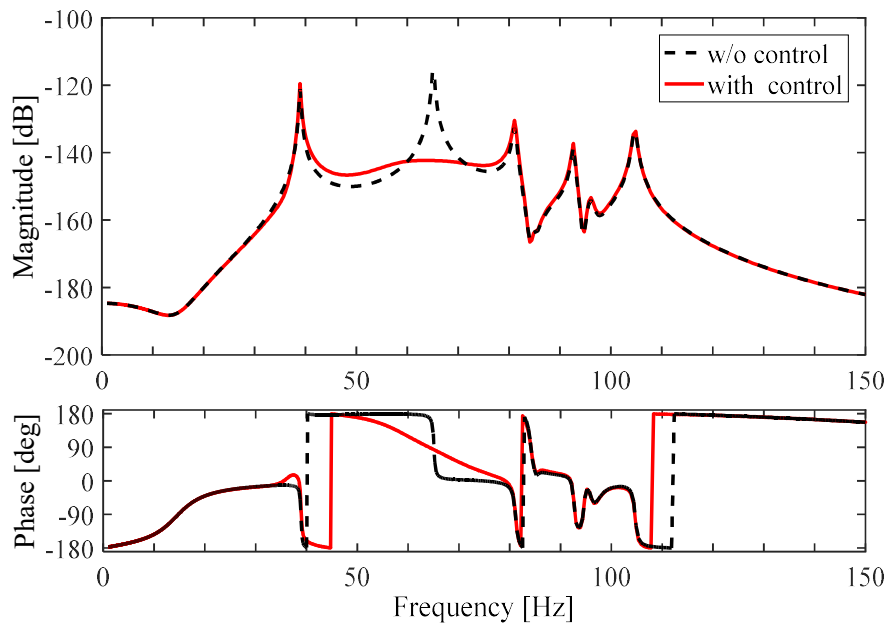


Fig. 3.21. Calculated closed-loop frequency response of the displacement versus the external disturbance for the 2nd mode control.

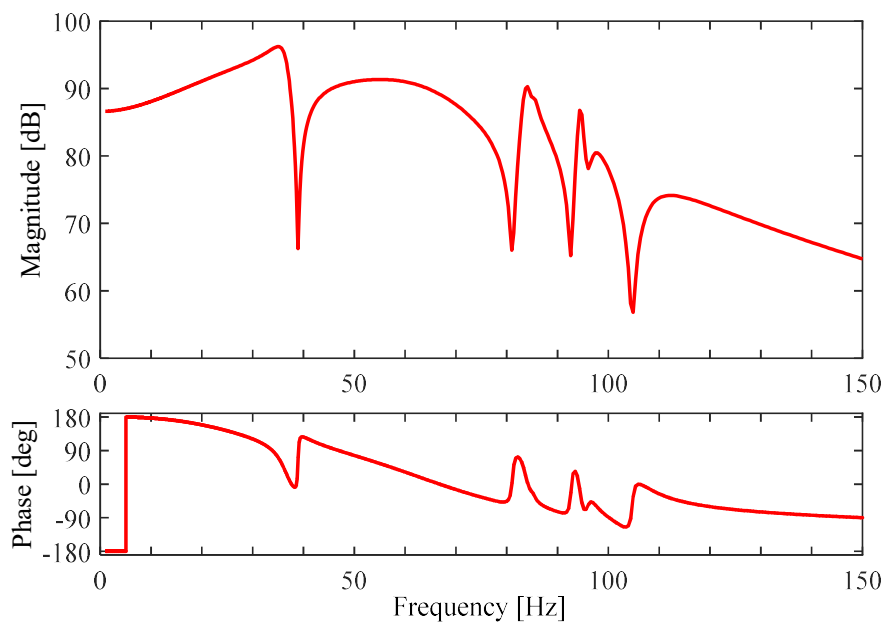


Fig. 3.22. Frequency response of the controller for the 2nd mode control.

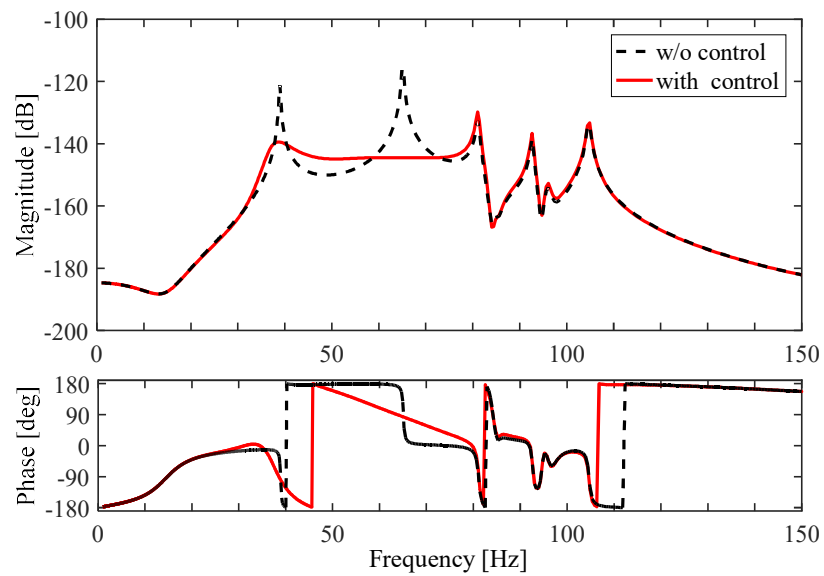


Fig. 3.23. Calculated closed-loop frequency response of the displacement versus the external disturbance for the 1st and 2nd modes control.

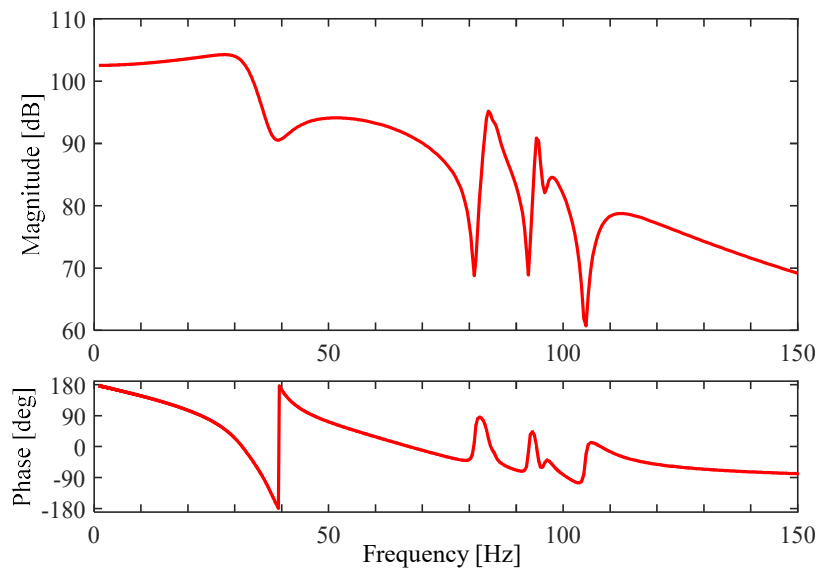


Fig. 3.24. Frequency response of the controller for the 1st and 2nd modes control.

3.5.3 結果および考察

3.5.2 節で設計したコントローラを用いて振動制御実験を行う。それぞれのコントローラは、振動試験に適用するにあたり1次ホールド(三角近似)で離散化している。振動試験システムは3.3.3 節で示したものをを用いる。適用する振動制御システムの概略をFig. 3.25 に示す。レーザー加振に基づく外乱により発生した膜構造の振動は、LDV によって計測される。LDV より出力される信号はA/D 変換器でデジタル信号に変換され、直流成分を除去するためのデジタルハイパスフィルタを通り、離散コントローラに入力される。また、同時にFFT アナライザにもLDV より出力される信号を入力する。離散コントローラ内で計算された制御信号は、システム同定において考慮していない高周波帯域で安定させるための2次のデジタルバンドパスフィルタを介してD/A 変換器でアナログ信号に変換され、デジタルコントローラから出力される。出力された制御信号は高周波帯域で安定させるためのアナログローパスフィルタを通り、電圧アンプにより増幅され、アクチュエータを駆動することで振動制御を行う。振動制御システムの諸元をTable 3.1 に示す。

1次モード制振、2次モード制振、1次、2次同時モード制振についての振動制御実験結果を、それぞれFig. 3.26–3.28 に示す。Fig. 3.26 より1次モードの共振ピークの応答が約20 dB 低減していることが確認できる。制御後の1次モード付近の周波数応答の乱れが確認できるが、これはシステム同定時の誤差や、PVDF アクチュエータに取り付けられている導線の振動などによる影響であると考えられる。Fig. 3.27 より2次モード振動のピークの応答が約20 dB 低減していることが確認できる。これら2つの結果より、PVDF アクチュエータを適用することにより膜構造の振動制御が、単一モード制振において有効であることが確認できる。Fig. 3.28 より1次モードの共振ピークの応答が15 dB 低減し、2次モードの共振ピークの応答が25 dB 低減していることが確認できる。これより、1次、2次同時制振においてもPVDF アクチュエータを適用した膜構造の振動制御が有効であると確認できた。以上の結果より、振動試験において提案する振動制御方法は柔軟構造物である膜構造の制振に対して有効であることが示された。

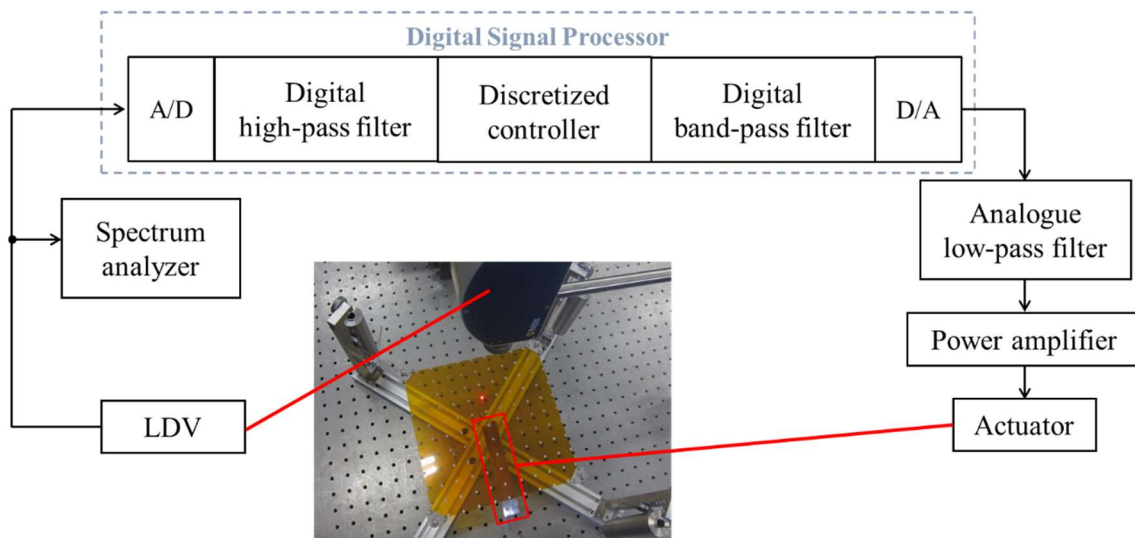


Fig. 3.25. Vibration control system.

Table 3.1. Configuration of the vibration control system.

Spectrum analyzer	Product	National Instruments, NI PXI-4472B
	Frequency range	0–1 kHz
	Sampling points	8192
	Overlap	30 samples
DSP	Product	Quanser, WinCon 5.2
	Sampling frequency	80 kHz
Analogue LPF	Product	nF Corporation, 3611
	Cut-off frequency	1 kHz
Digital BPF	Order	2
	Bandwidth	5–300 Hz
Digital HPF	Order	1
	Cut-off frequency	2 Hz
Power amplifier	Product	MESS-TEK, M-2601
	Gain	×100
LDV	Product	Polytec, NLV-2500
	Output signal	Velocity
	Sensitivity	10 mm/s/V

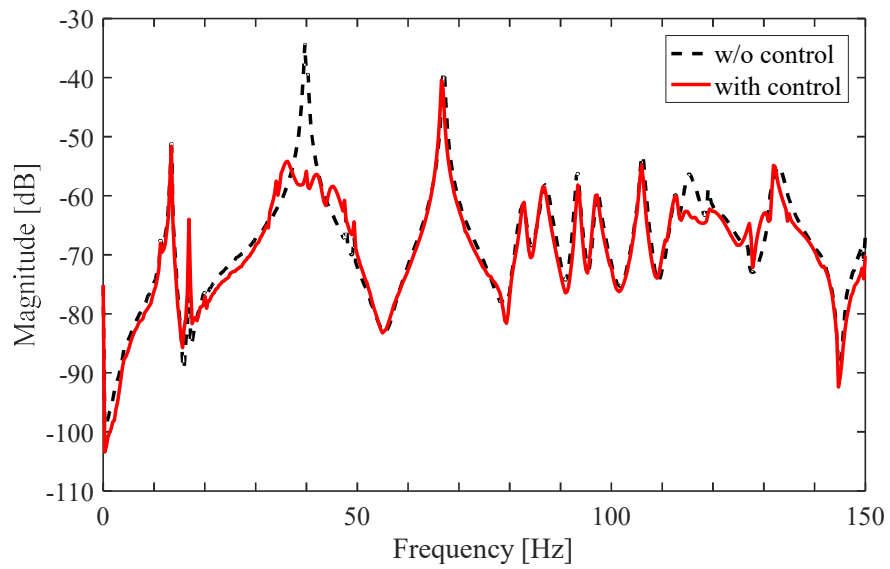


Fig. 3.26. Measured frequency spectra of the velocity response of the membrane for 1st mode control.

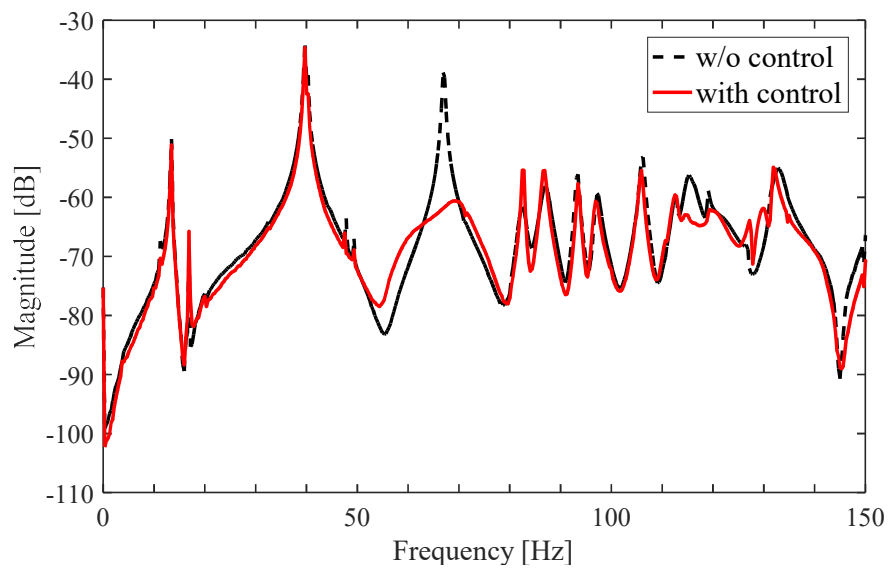


Fig. 3.27. Measured frequency spectra of the velocity response of the membrane for 1st mode control.

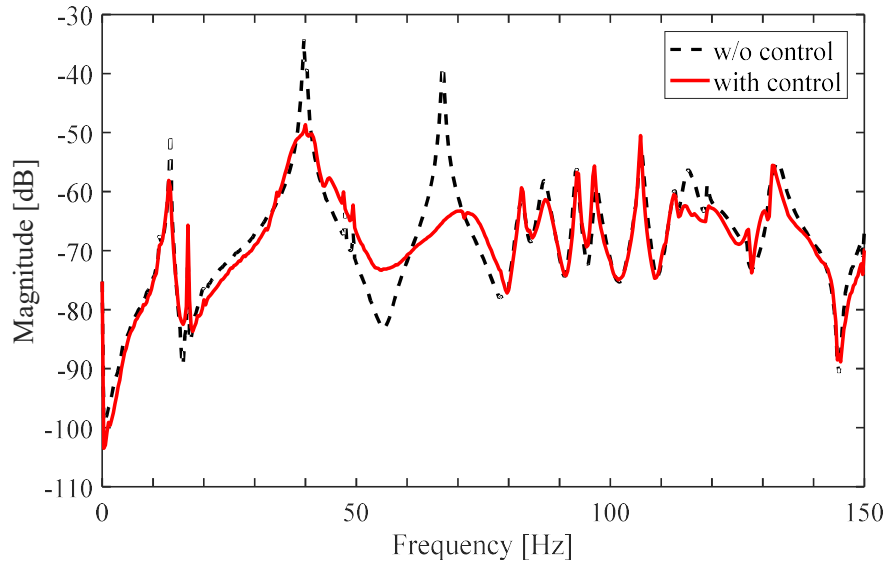


Fig. 3.28. Measured frequency spectra of the velocity response of the membrane for 1st and 2nd modes control.

3.6 結言

本章では柔軟な膜構造の振動を抑制するため、同じく柔軟な PVDF フィルムを制振用アクチュエータとしたアクティブ制振を適用した。制振効果の検証は振動試験に基づいて行った。振動試験において、LIB に基づく非接触レーザー加振法を膜構造への外乱加振として適用することで、再現性の高い振動試験を実現し、高周波における膜構造の周波数スペクトルの評価を可能とした。さらに、非接触で振動が計測できる LDV を用いたことにより完全非接触な振動試験を実現した。膜構造のアクティブ制振を行うため、対象構造物をモデル化することによりコントローラを作成した。PVDF 入力による振動試験を膜構造に対して行い、得られた周波数応答に実験モード解析を適用することで対象構造物の状態空間モデルを得た。状態空間モデルを用いて制御系を構築し、 H_∞ 制御理論に基づいてコントローラを設計した。

振動制御実験は単一モード制振および複数モード同時制振に対して適用され、1 次モード制振では 1 次モードの共振ピークの応答が 20 dB 低減し、2 次モード制振においても 2 次モードの共振ピークの応答が 20 dB 低減した。さらに 1 次、2 次モード同時制振では、1 次、2 次モードの共振ピークの応答がそれぞれ 15 dB、25 dB 低減した。以上より、提案する PVDF アクチュエータを用いた振動制御は膜構造に対して有効であることが示された。

第4章 DEA を用いた真空環境における膜構造の振動制御

4.1 緒言

第3章において、PVDF アクチュエータを膜構造に適用することで膜構造のアクティブ制振を実現した。しかしながら、逆圧電効果により動作する PVDF フィルムは変形量が小さく[30]、発生力や制振可能な周波数帯域に制限があることが考えられる。そこで、本章では膜構造の振動制御に用いる制振用アクチュエータとして、誘電エラストマーアクチュエータ(Dielectric elastomer actuator: DEA)を適用する。

DEA とは、ゴム状の薄いポリマーが柔軟な電極によって挟まれた構造をしており、電圧を印加することでマクスウェル応力に基づいた力を発生して駆動する[33, 34, 57–59]。DEA は、PVDF フィルムと同様に軽量で柔軟な特徴を有しているが、加えて高い伸縮性を有しており変形量が大きく、応答速度が速い[33, 34, 60]。また、電気的エネルギーを機械的エネルギーに変換する効率も高い。DEA の柔軟性や発生力を応用することで人工筋肉が開発の検討ができるとされている[30, 61–63]。そして、これらの特徴を有する DEA を様々な機械構造物に応用する研究が進められている。Shintake らはロボットアームに適用できるグリップを DEA により構築し、約 80 g の質量を有する対象を持ち上げられることを示した[64]。対象の持ち上げには Electroadhesion による電氣的な吸着力を用いている[65–67]。Cacucciolo らは DEA を適用した柔軟なポンプを開発しており[68]、Anderson らは DEA により駆動力を得るモーターを開発した[69]。Wang らは DEA の動作に基づく折り紙アクチュエータを構築した[70]。さらに、Hosoya らは空気圧によって DEA を球形に膨らませた風船型のスピーカを開発した[71,72]。DEA はアクティブ制振における制振用アクチュエータとしても用いることができる。Zhao らは円環状の DEA の中央にアクリル板を取り付け、板に生じる振動を DEA により制御した[73]。Sarban らは長方形の DEA をチューブ状に巻き、一軸方向の振動のアクティブ制振を行った[74]。Kajiwara らは片持ち平板に DEA を取り付け、 H_{∞} 制御理論を適用することにより、200 Hz までの周波数におけるアクティブ制振を実現した[75]。

膜構造は宇宙空間において、ソーラーセイルなどの人工衛星に利用されており[16,17]、さらに大型のアンテナの構築に応用することも検討されている[44]。真空環境である宇宙空間では地上での大気環境と比較して、膜構造に生じた振動の減衰やその共振周波数などが異なると考えられ、そのような環境下での振動制御の有効性を検証する必要がある。

る．そこで本章では DEA を用いた膜構造の振動制御を，真空環境における振動試験に基づきその有効性を検証する．また，真空環境において DEA が制振用アクチュエータとして適切に動作することを検証する．

本章の構成について，まず対象構造物である膜構造の構成および真空環境を実現するための真空チャンバの構成を示す．次に DEA の作成方法について述べる．本章で用いる DEA は予ひずみ与えたエラストマーを積層して構成しており，予ひずみの与え方についても示す．次に，振動試験において真空環境の膜構造に外乱加振を行うための，非接触レーザー加振法とその原理について示す．そして，レーザー加振技術を適用した膜構造の振動試験システムを構築する．膜構造のアクティブ制振を行うための制御系設計にあたり，膜構造の振動特性を実験モード解析の手法により同定してモデル化する．同定した対象のモデルを用いて制御系を構築し， H_∞ 制御理論に基づくコントローラを設計する．設計したコントローラを用いて，振動制御実験を行い提案する振動制御手法の有効性を検証する．また振動試験において，大気環境と真空環境における膜構造の周波数特性の比較を行う．

4.2 対象構造物

4.2.1 真空チャンバ内の膜構造

対象構造物は 3.2.1 節で示した構成と同様の膜構造である(Fig. 4.1(A))．真空環境において振動試験を行うため，膜構造は Fig. 4.1(B)に示すように真空チャンバ内部に設置してある．膜はポリイミドフィルム(東レ・デュポン, Kapton, 厚さ: 50 μm)を材料としており，寸法は 200 mm $\times$ 200 mm である．質量は 3.0 g であり，四辺隅に 6.9 N の張力が与えられている．膜材料の裏面には 4.2.2 節で示す構成の DEA が貼付されており，振動制御において制御入力加わることにより制振力を発生する．また，振動計測には LDV を用いるため，膜材料の表面にはリフレクターを貼付している．膜構造は非常に軽量で柔軟な構造物であることから，大気環境において周囲の空気による質量と減衰の影響を受けやすい．真空チャンバを用いて大気の影響を取り除くことで，膜構造の共振周波数や振動の大きさなどの振動特性が変化すると考えられる．

真空チャンバは上部に開閉可能なフタが取り付けられており，フタを開くことで対象構造物および振動試験に用いる器材の設置を行い，フタを閉じた状態で真空ポンプを作動させ内部を真空状態にする．圧力ゲージによって真空チャンバ内部の気圧を測定することができる．本研究では，0.001 MPa を真空環境として扱う．また，真空ポンプによる振動と真空チャンバ内部の気流が対象構造物に影響することを防ぐため，圧力ゲージ

が 0.001 MPa を示したときに真空ポンプを停止させる．真空チャンバは密封されているため，真空環境を維持することが可能である．

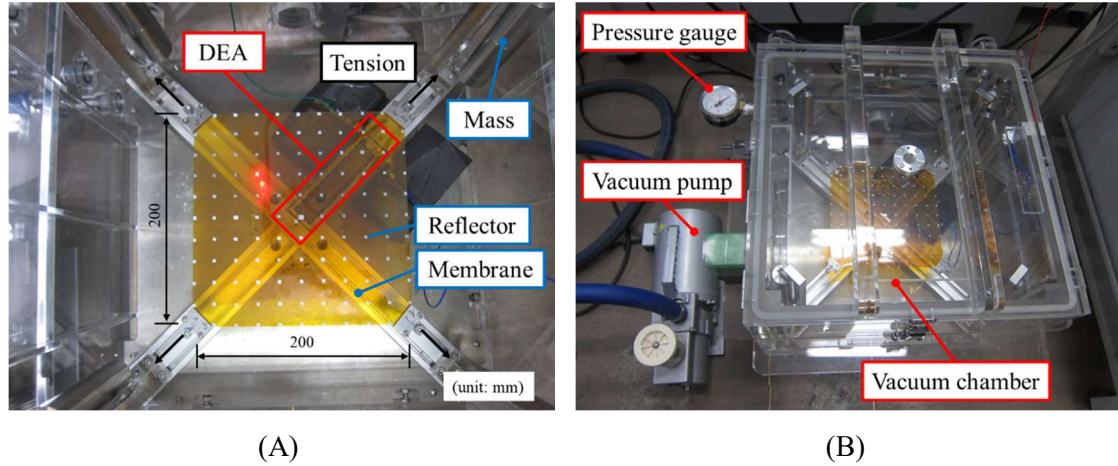


Fig. 4.1. Target structure in the vacuum chamber. (A) Membrane structure. (B) Setup of the vacuum chamber.

4.2.2 制振用アクチュエータ

制振用アクチュエータとして DEA を適用する．DEA は 2.2.2 節で示した原理に基づき動作する．本研究ではエラストマーおよび柔軟な電極を積層することにより DEA を構成する．エラストマーの材料には厚さ 0.5 mm のアクリル(3M, VHB-4905J)を，電極にはカーボンナノチューブ(Carbon nanotubes: CNTs)を適用する．使用するアクリルエラストマーは表面に粘着性を有しており，接着剤などを用いずに貼付および積層することが可能である．エラストマーには Fig. 4.2 に示す方法により予ひずみを与える．予ひずみは 80 mm × 80 mm のエラストマー(Fig. 4.2(A))をエクspanderを用いて 320 mm × 320 mm に引き延ばす(Fig. 4.2(B))．ここで，エラストマーの長さ方向，幅方向，厚さ方向のひずみをそれぞれ λ_1 , λ_2 , λ_3 とすると，材料の非圧縮性から各ひずみは以下の関係で表される[58]．

$$\lambda_1 \lambda_2 \lambda_3 = 1 \quad (4.1)$$

これより， $\lambda_1, \lambda_2 = 4$ となるため $\lambda_3 = 1/16$ となり，予ひずみが与えられたエラストマーの厚さは約 31 μm となる．エラストマーの厚さが減少するため，式(2.3)の関係により同

じ値の印加電圧に対して発生するマクスウェル応力が増加する．また，予ひずみを与えることにより絶縁耐力や機械的な安定性が向上することが報告されている[33]．

積層した DEA の構成を Fig. 4.3 に示す．対象に貼付される最下層には予ひずみを与えていないエラストマー(Elastomer A)を用いる．Elastomer A の上面に CNT を塗布した後，予ひずみを与えたエラストマー(Elastomer B)を貼付する．その上面にも CNT を塗布することで，Elastomer B は電極に挟まれた状態となる．よって，電圧を印加すると Elastomer B にはマクスウェル応力が発生し，対象構造物に力を加えることが可能となる．最後に，Elastomer B の上面の電極を保護するために，予ひずみを与えたエラストマー(Elastomer C)を貼付する．また，各電極には導線としてアルミシートをそれぞれ貼付する．作成した DEA の寸法を Fig. 4.4 に示す．

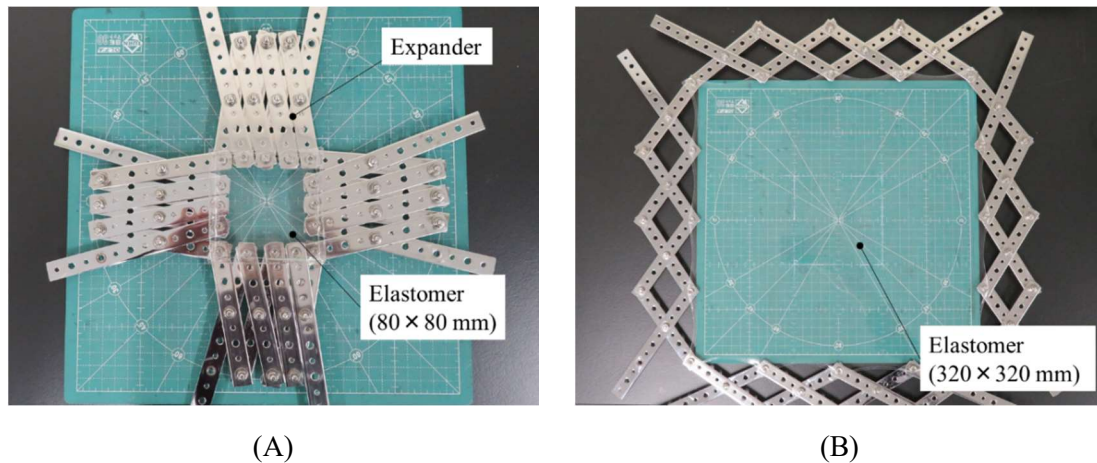


Fig. 4.2. Procedure of pre-stretching the elastomer. (A) Elastomer with initial dimension. (B) Pre-stretched elastomer.

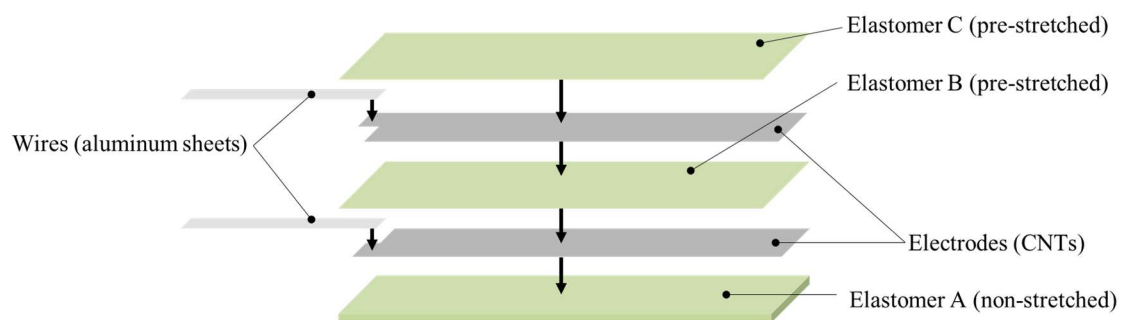


Fig. 4.3. Fabrication procedure of the laminated DEA.

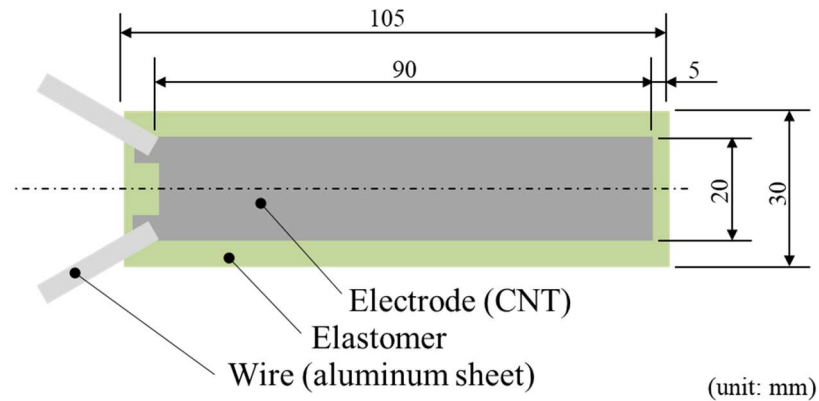


Fig. 4.4. Dimensions of the elastomer and the electrode of the proposed DEA.

4.3 振動試験

4.3.1 LA に基づく非接触レーザー加振法[21, 52–55]

3 章では膜構造を対象とした振動試験に，LIB に基づく非接触レーザー加振法を膜構造に適用した．LIB はレーザー光を凸レンズで集光し，その焦点において発生するプラズマによる衝撃波を利用した音響加振である．しかし，真空環境での振動試験では音響加振の適用が困難であるため，対象にレーザー光を照射するレーザーアブレーション (Laser ablation: LA) を本章の振動試験における外乱加振として適用する．

LA による加振システムを Fig. 4.5 に示す．高エネルギーのレーザー光を物体に照射した際に，物体の表面から原子，分子，イオンなどが放出される．これらがレーザー光を吸収することで高温のプラズマが発生し，物体から大量の粒子群が放出される．質量 Δm の粒子群が速度 v で放出されたとき，その力積 Δmv が対象に加わり，これが LA によるインパルス力となる．本研究では，レーザー光を凸レンズで集光させることにより，膜構造に取り付けたアルミプレート上の 1 点で LA を発生させる．アルミプレートは，膜構造が LA により損傷することを防ぐために取り付けられている．LA による加振力は LIB と同様に再現性が高く，理想的なインパルス入力であるため，3.3.2 節で示した関係に基づいて出力の周波数スペクトルによる振動特性の評価が可能となる．

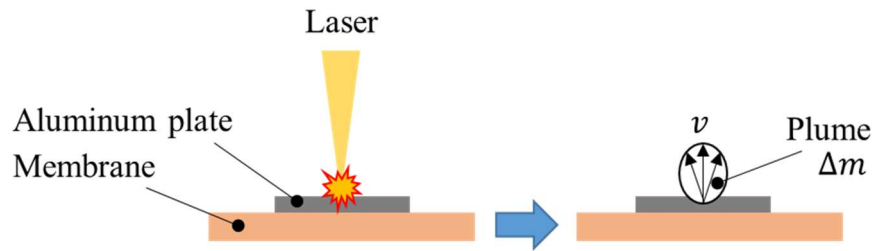
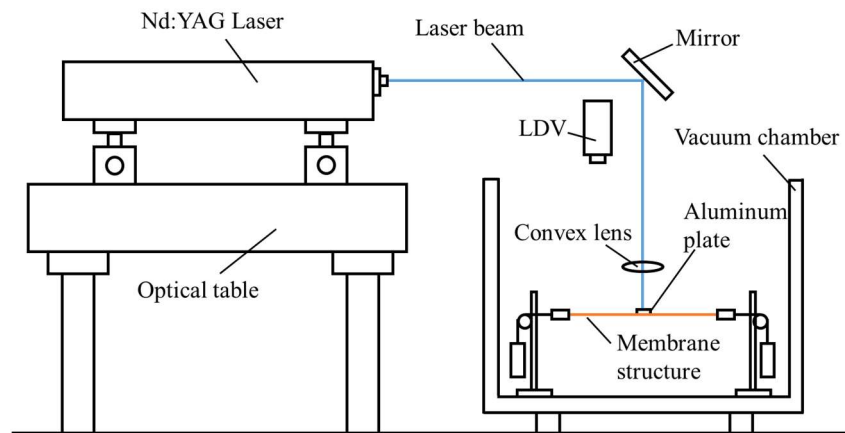


Fig. 4.5. Laser ablation mechanism.

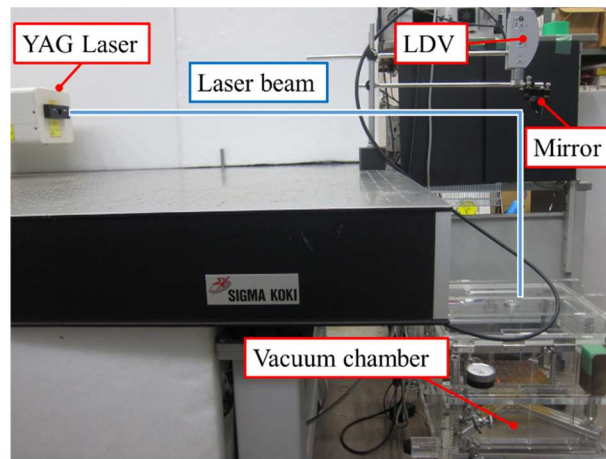
4.3.2 振動試験システム

振動制御実験を行うための振動試験システムを Fig. 4.6 に示す．実験装置は Nd:YAG レーザー(Continuum, Surelite III), 凸レンズ(焦点距離: 100mm), 膜構造, LDV(Polytec, NLV-2500), および FFT アナライザ(A/D: National Instruments, NI PXI-4472B, Software: キャテック, CAT-System)で構成される．Nd:YAG レーザーにより生成されるレーザーの波長, 1 パルスあたりの最大出力およびパルス幅は, それぞれ 1064 nm, 1 J および 5 ns である．Nd:YAG レーザーは光学定盤上に固定されており, YAG レーザーから生成されたレーザー光はミラーを経由して, 膜構造に対して垂直に照射される．そして, 凸レンズで集光されたレーザー光が膜面に取り付けられたアルミプレートに照射されることで LA に基づく加振力が発生する．この加振力が膜構造に作用することで, 高周波成分を含む振動が発生する．膜構造上部に設置した LDV により, 計測点における膜面法線方向の振動速度を計測する．真空チャンバは透明な材料で構成されているため, 真空チャンバの外部からにおいても LDV による膜構造の振動の計測が可能である．なお, 本章では比較検討のため, 振動制御実験を大気環境と真空環境にてそれぞれ行うが, 振動試験システムの構成は同一である．

Fig. 4.7 に振動試験における膜面上の加振点, 計測点の位置, DEA の貼付位置およびアルミプレートの取付位置を示す．DEA は, 材料が有する粘着性を利用して膜材料の底面に貼付した．アルミプレートは両面テープを用いて膜材料の上面に貼付した．



(A)



(B)

Fig. 4.6. Setup for the control experiment with the laser excitation. (A) Schematic diagram of the system. (B) Image of the system.

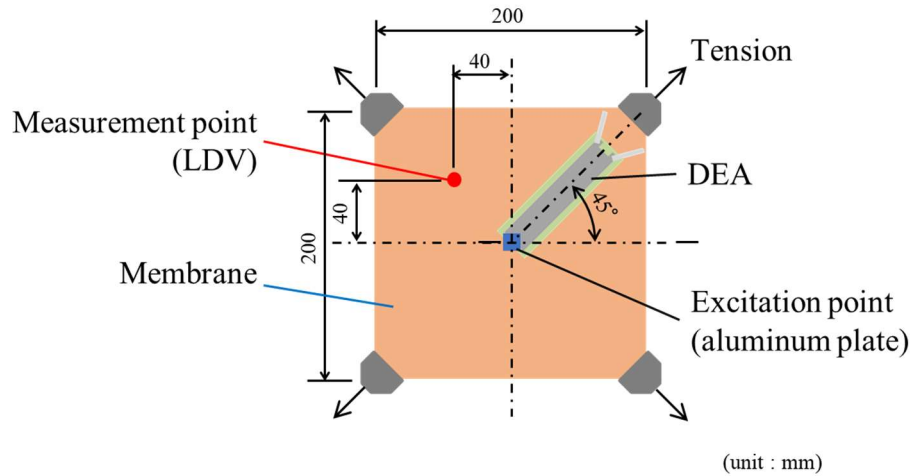


Fig. 4.7. Dimensional geometry of the membrane structure with the DEA, measurement point positions, and the excitation point positions.

4.4 振動モード形状の抽出

3.4 節と同様の実験モード解析に基づく手法により膜構造の振動モード系を抽出する。LA による加振に基づいて多点計測を行うことにより得られた周波数スペクトルから、各計測データのゲインおよび位相情報を用いる。実験モード解析には 4.3.2 節で示した振動試験システムを用いるが、多点計測を行うため計測点が異なる。Fig. 4.8 に実験モード解析における加振点および計測点を示す。対象の膜構造は DEA を貼付していないものと DEA を貼付したものの 2 種類を対象とし、比較を行う。計測点数は 11×11 点の合計 121 点であり、1 点ずつ振動計測を行い、各点の計測終了時に計測点を移動し次の計測を行う。また、実験モード解析を行うにあたり、加振源の入力信号とセンサーの出力信号を用いて伝達関数を求める必要があるが、LA による加振力は計測が困難である。そのため全ての計測において、参照点として加振点での振動の計測を行い、式(3.4)の特性を利用することにより計測点と参照点の振動応答から伝達関数を求める。なお、真空環境の膜構造の実験モード解析は真空チャンバの構造上、一部の計測点における測定が難しいため、大気環境のみでの測定・モード形状抽出とする。

実験モード解析による DEA を貼付していない膜構造のモード形状の抽出結果を Fig. 4.9 に示す。各モード形状は膜構造の弾性モードであり、面外方向の変形を表している。抽出した振動モード形状より、1 次モードについては膜構造の中心部において変形量が大きく、境界付近では変形量が小さい。3 次、6 次、7 次モードはそれぞれ四辺が同位相

で変形している．また，8 次モードと 9 次モードは互いに点対称なモードであることが分かる．

実験モード解析による DEA を貼付した膜構造のモード形状の抽出結果を Fig. 4.11 に示す．Fig. 4.10 と比較すると 3 次モード以上において DEA を貼付しない場合と貼付した場合のモード形状が同一次数のモードでそれぞれ異なる．DEA を貼付したことにより，その質量および減衰の影響を受けたことが原因であると考えられる．特に，Fig. 4.9 において確認できた四辺が同位相で変形しているモードについて，Fig. 4.10 では確認できる数が減少した．これは，DEA の貼付位置により膜構造上で力学的な特性に偏りが生じたことが原因と考えられる．また，Fig. 4.10 と Fig. 4.11 におけるそれぞれの 1 次モードと 2 次モードのモード形状は類似しているが，DEA の質量および減衰の影響により共振周波数が異なる．

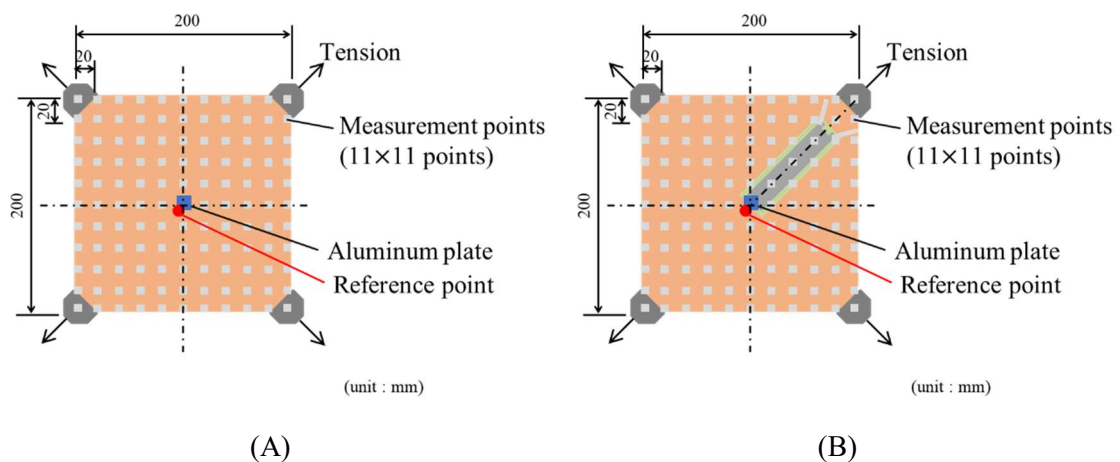


Fig. 4.8. Positions of the measurement points and the reference point of the experimental modal analysis. (A) Membrane structure without the DEA. (B) Membrane structure with the DEA.

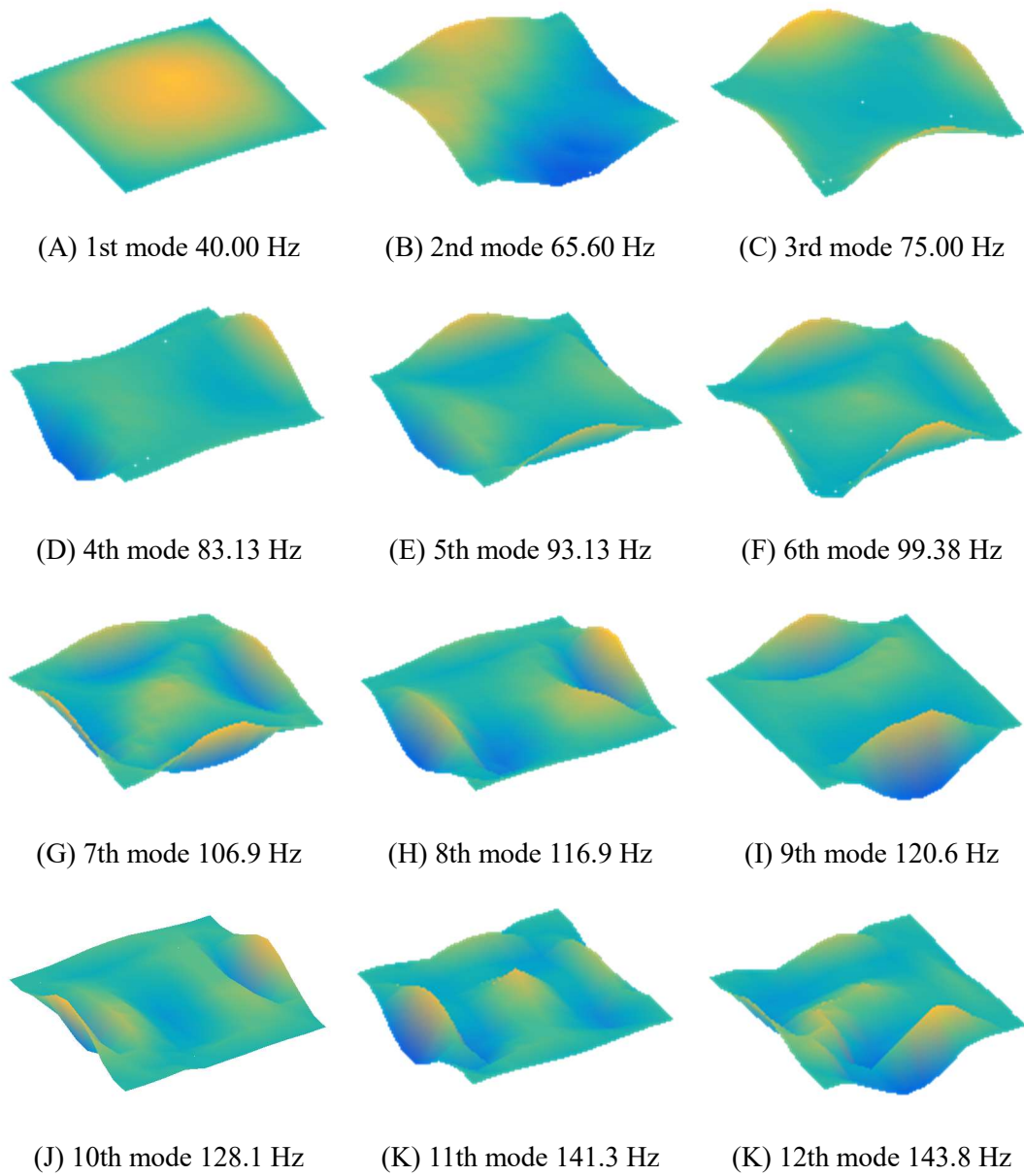


Fig. 4.9. Mode shapes and natural frequencies the membrane structure without the DEA obtained from the experimental modal analysis in an atmospheric environment.

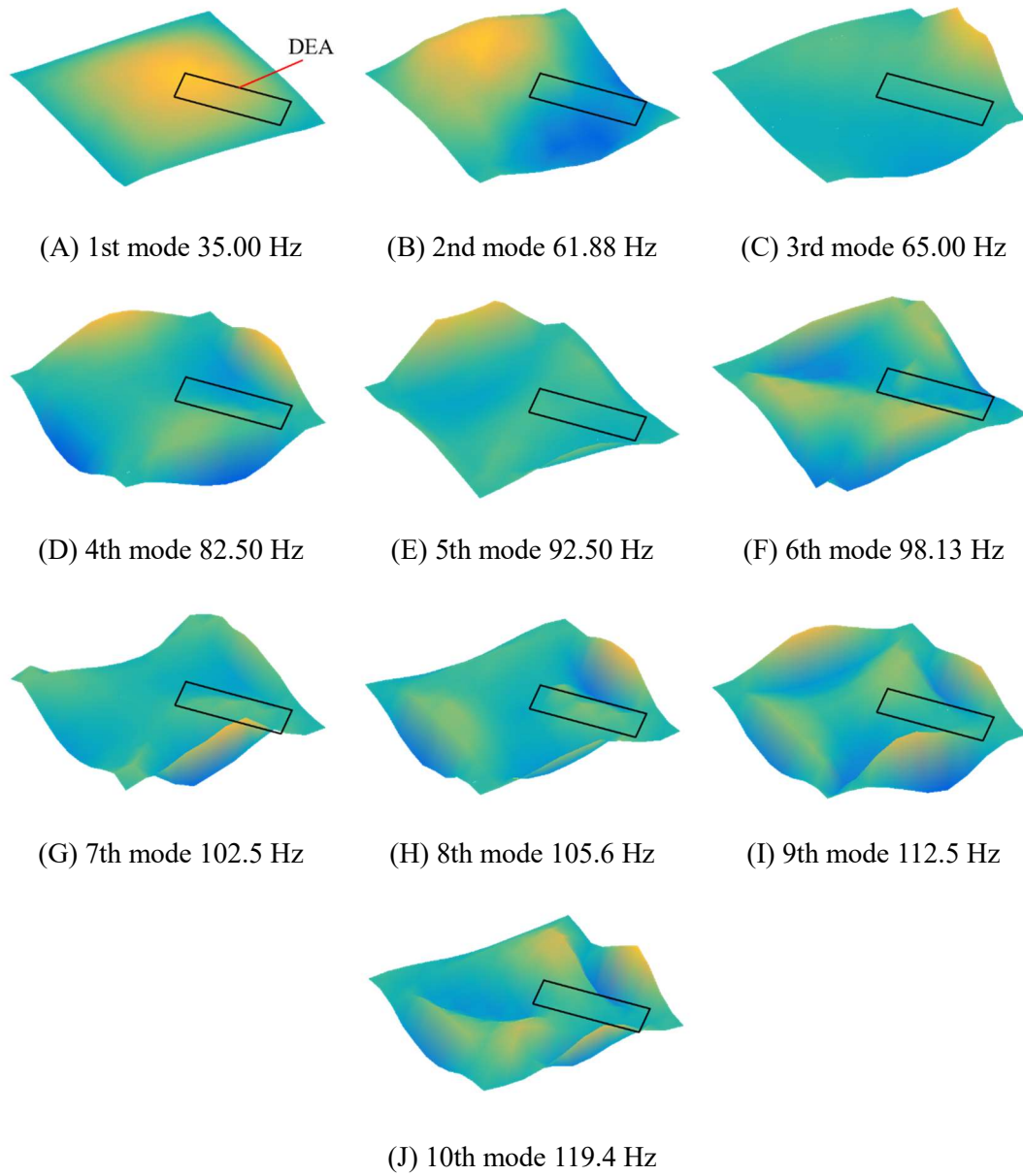


Fig. 4.10. Mode shapes and natural frequencies of the membrane structure with the DEA obtained from the experimental modal analysis in an atmospheric environment.

4.5 振動制御実験

4.5.1 システム同定に基づくモデル化

(1) 振動特性解析

制御系設計のために、対象構造物のシステム同定を行う。システム同定を行うにあたり、まず膜構造の振動特性の解析を行う。振動特性解析のための振動計測システムを Fig. 4.11 に示す。DEA の貼付位置と計測点は Fig. 4.7 と同様である。信号発生器により入力信号であるスイープ波を生成し、電圧アンプを用いて増幅した信号を DEA に入力することで膜構造を加振する。スイープ波の振幅は 1 V で周波数は 1–2000 Hz であり、スイープ時間は 1.6 s である。電圧アンプのゲインは 1000 倍である。すなわち、増幅後のスイープ波の振幅は 1000 V である。また、電圧アンプにより増幅した信号に 1100 V の直流電圧を加えている。DEA の動作原理は式(2.3)に示したマクスウェル応力に基づくものであり、電圧の 2 乗に比例した応力を発生する。DEA の動作が入力電圧 0 V を境界にして反転するため、直流電圧を付加することによりこれを防ぐ。LDV を用いて、膜構造の垂直方向の振動を計測する。LDV から膜構造の振動の速度信号が出力され、FFT アナライザに入力される。また、増幅前の入力信号も同時に FFT アナライザに入力され、周波数特性を解析する。計測は大気および真空の環境にてそれぞれ行う。

得られた膜構造の周波数特性を Fig. 4.11 に示す。それぞれの環境において膜構造の周波数応答における共振ピークが明瞭に現れており、DEA による加振力が対象に有効に伝わっていることが分かる。これより、振動制御実験においても対象に有効な制振力を伝達することが可能であると考えられる。ここで、大気環境における結果と真空環境における結果を比較すると、同一の対象構造物であるが周波数応答が異なることが確認できる。例えば大気環境の結果における 35 Hz 付近の共振ピークが、真空環境の結果においては 45 Hz 付近に存在しており、共振周波数が増加している。また、他の振動モードにおいても同様の傾向が確認できる。これは、膜構造に加わっていた大気による質量が減少したことが原因であると考えられる。

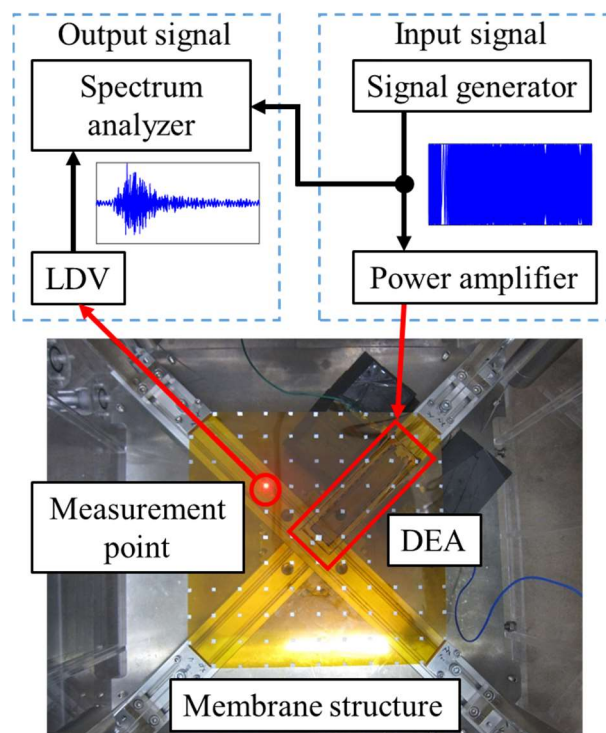


Fig. 4.11. Vibration test system for the system identification.

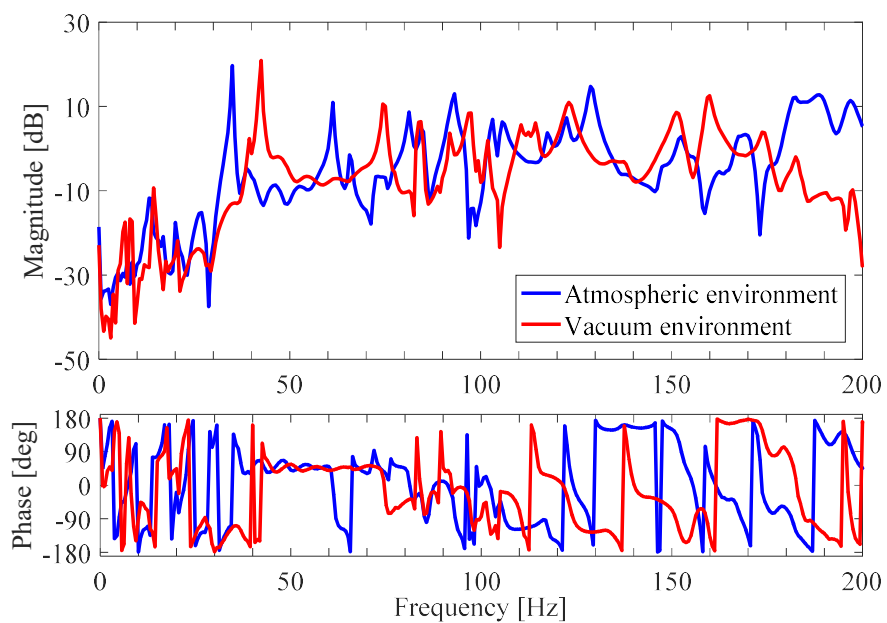


Fig. 4.12. Open-loop frequency responses between the input signal and the velocity output in both atmospheric and vacuum environments.

(2) 状態空間モデルの作成

2.3節と2.4節で述べた手法に基づき、2入力1出力モデルとしてシステム同定を行う。Fig.4.12で示した周波数応答に対して、2.3節で述べた多点偏分反復法を適用してカーブフィッティングを行った結果をFig.4.13およびFig.4.14に示す。Fig.4.13は大気環境の膜構造における結果であり、Fig.4.14は真空環境の膜構造における結果である。対象振動モードについて、膜構造の剛体モードおよび弾性モードを対象として、大気環境の膜構造については1次剛体モードおよび1-12次弾性モード、真空環境の膜構造については、1,2次剛体モードおよび1-14次弾性モードとする。Table 4.1, Table 4.2にそれぞれの環境の膜構造に関する周波数応答に対して同定した減衰固有振動数とモード減衰比を示す。剛体モードは本来膜材料の弾性変形を伴わないモードであり、DEAによる振動制御は適用できないモードである。しかし本研究で用いる膜構造では、剛体モードは膜構造に張力を与えているワイヤーの弾性モードが支配的であり、膜材料がその一部としてわずかに変形している。これにより、DEAの動作によって発生した面内方向のひずみに基づく曲げモーメントが膜構造に有効に作用するため、剛体モードを振動制御における対象振動モードに含めることが可能となる。Fig.4.10より、大気環境の膜構造において1次弾性モードは35Hzにおいて確認できたが、Fig.4.13より1次弾性モードよりも低い周波数において共振ピークが確認できる。これは、振動制御においてDEAの動作により制振する力を、剛体モードに対して与えることが可能であることを示している。同様にFig.4.14より42Hzにおける共振ピークが1次弾性モードであると考えられるが、それよりも低い周波数帯域において、剛体モードと考えられる共振ピークが確認できる。

膜構造へのアクティブ制振を行うにあたり、各振動モードへの制振効果を調整するため、式(2.53)に示したモード重みを設定する。ここで各剛体モードの次数を $r_{\text{solid}} = s_1, s_2 \dots, s_n$ とし、各弾性モードの次数を $r_{\text{elastic}} = e_1, e_2 \dots, e_n$ とする。大気環境の膜構造に対する制振においては、 $w_{\text{Ms1}} = 5.0$, $w_{\text{Me1}} = 1.0$, $w_{\text{Me2}} = 2.0$, $w_{\text{Me3}} = 4.0$, $w_{\text{Me4}} - w_{\text{Me10}} = 4.0$, $w_{\text{Me11}} = 1.5$, $w_{\text{Me12}} = 0.75$ とする。真空環境の膜構造に対する制振においては、 $w_{\text{Ms1}} = 7.0$, $w_{\text{Ms2}} = 1.0$, $w_{\text{Me1}} = 1.0$, $w_{\text{Me2}} = 2.0$, $w_{\text{Me3}}, w_{\text{Me4}} = 0.5$, $w_{\text{Me5}} = 4.0$, $w_{\text{Me6}} = 2.0$, $w_{\text{Me7}} - w_{\text{Me12}} = 1.0$, $w_{\text{Me13}} = 1.5$, $w_{\text{Me14}} = 0.75$ とした。Fig.2.3に示した外乱 w から評価応答 z までの周波数応答について、大気環境の膜構造に対する制振に関してFig.4.15、真空環境の膜構造に対する制振に関してFig.4.16に示す。それぞれの図より、モード重みを導入することでシステム同定モデルに関する周波数応答が整形されたことが確認できる。特に、モード重み導入前は応答が小さかった振動モードについて

て、モード重みによって応答が強調されたため、 H_∞ 制御理論に基づくコントローラを設計することで当該モードの応答が積極的に抑制されることが期待できる。

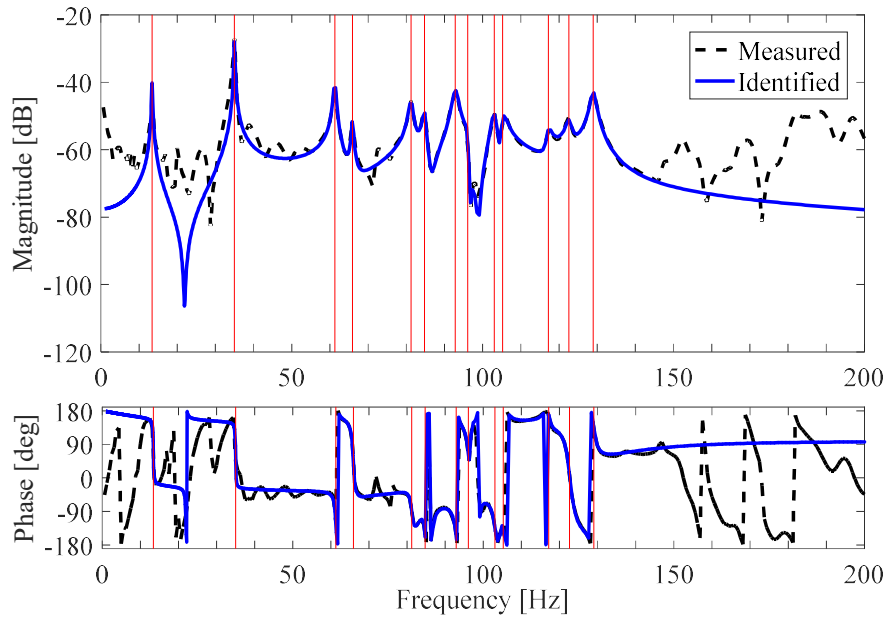


Fig. 4.13. Results of the system identification obtained by the curve fitting using the multi-point deviance iteration method in an atmospheric environment.

Table 4.1. Identified modal parameters of the controlled object in an atmospheric environment.

Order	Solid (wire) mode	Elastic modes											
	1st	1st	2nd	3rd	4th	5th	6th	7th	8th	9th	10th	11th	12th
ω_{dr} [Hz]	13.41	34.98	61.28	65.90	81.24	84.75	92.85	96.06	103.0	105.3	117.2	122.6	129.0
σ_r [$\times 10^{-3}$]	7.80	2.47	5.47	3.80	6.96	5.56	8.02	5.15	7.65	7.32	6.20	6.72	5.86

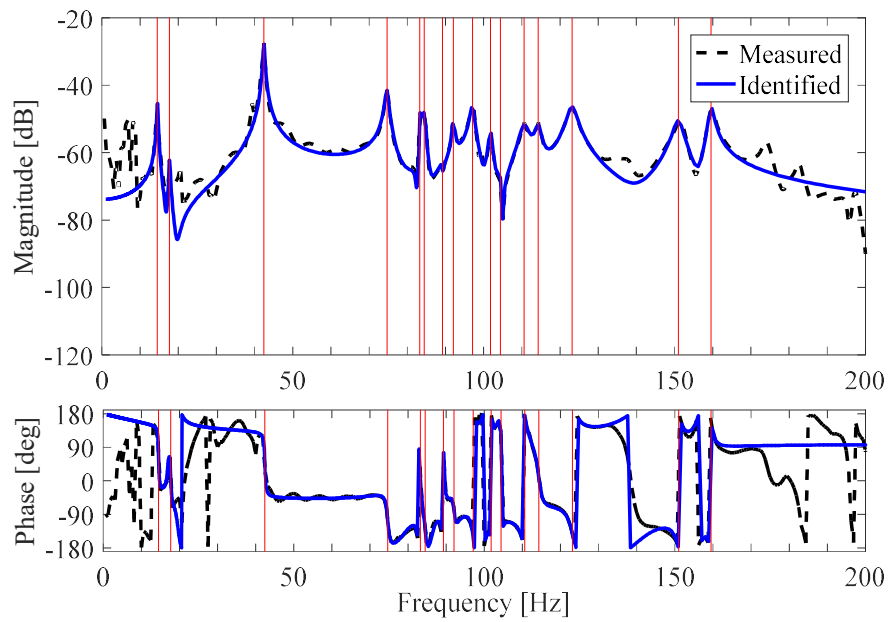


Fig. 4.14. Results of the system identification obtained by the curve fitting using the multi-point deviance iteration method in a vacuum environment.

Table 4.2. Identified modal parameters of the controlled object in a vacuum environment.

Order	Solid (wire) modes		Elastic modes													
	1st	2nd	1st	2nd	3rd	4th	5th	6th	7th	8th	9th	10th	11th	12th	13th	14th
ω_{dr} [Hz]	14.53	17.71	42.42	74.67	83.25	84.47	89.25	92.07	97.09	101.8	104.4	110.6	114.3	123.1	151.0	159.5
σ_r [$\times 10^{-3}$]	9.81	9.75	4.48	6.10	2.70	5.21	2.49	4.10	6.10	4.27	3.50	10.9	6.53	10.3	8.70	4.49

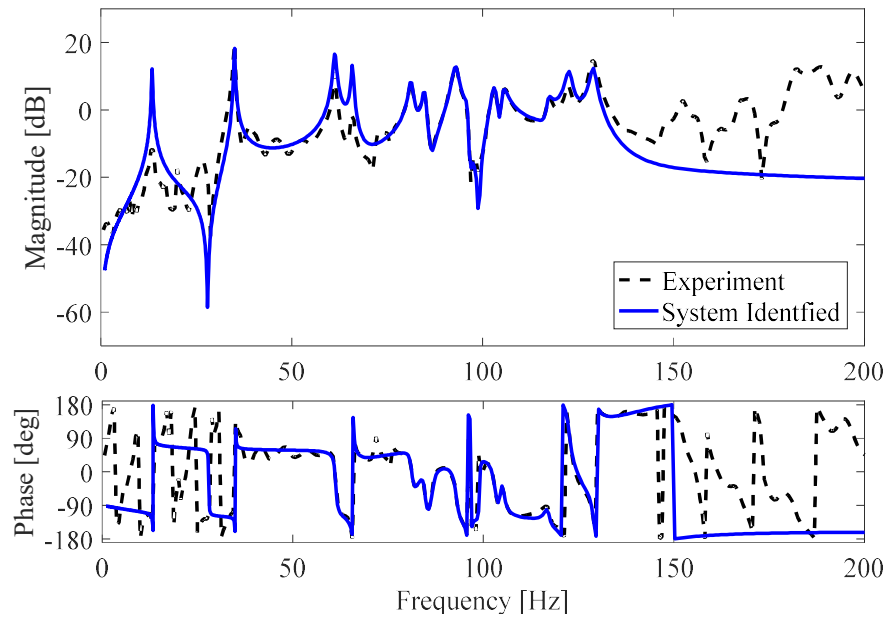


Fig. 4.15. Frequency response between the external disturbance w and controlled response z in an atmospheric environment.

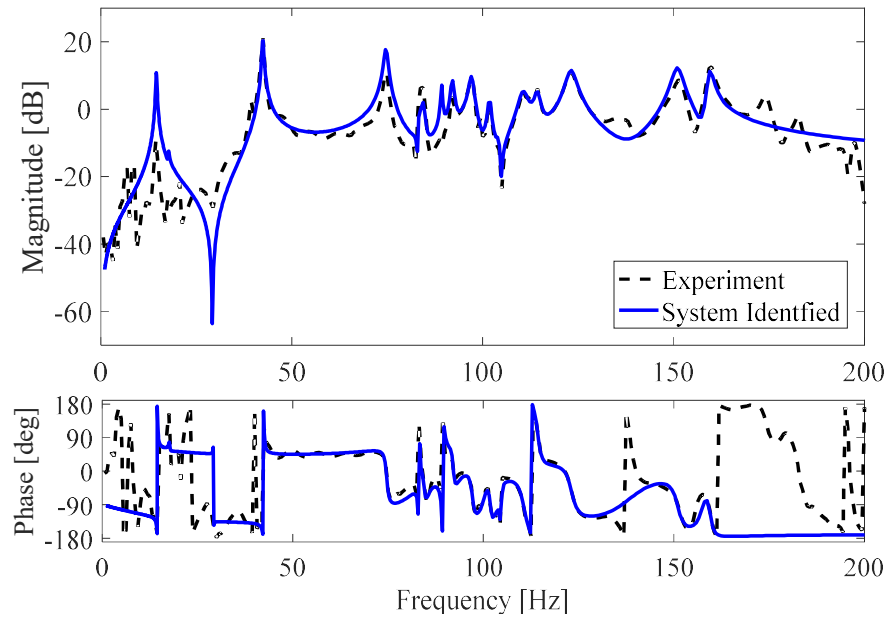


Fig. 4.16. Frequency response between the external disturbance w and controlled response z in a vacuum environment.

4.5.2 制御系設計

制御系は2.4節で述べた H_∞ 制御理論に基づく、出力フィードバック系として設計する。制御量重みに関して、大気環境の制振においては $w_z = 1.0 \times 10^{-1}$ 、 $w_u = 1.0 \times 10^0$ と設定し、真空環境の制振においては $w_z = 8.0 \times 10^{-2}$ 、 $w_u = 1.0 \times 10^0$ と設定した。それぞれの環境におけるシステム同定モデルに対し、一般化プラントにおける外乱 w とシステム同定モデルの変位出力間の閉ループ周波数応答とコントローラの周波数応答を大気環境に関しては Fig. 4.17, Fig. 4.18 に、真空環境に関しては Fig. 4.19, Fig. 4.20 にそれぞれ示す。Fig. 4.17 より、大気環境の結果について剛体モードの共振ピークが 8 dB 低減しており、弾性モードに関しては 1 次、2 次モードの共振ピークがそれぞれ、19 dB, 7 dB 低減、6 次モードの共振ピークが 8 dB 低減、12 次モードの共振ピークが 6 dB 低減したことが確認できた。また、他の制振対象モードにおいても制振効果が確認できている。一方で Fig. 4.19 より、真空環境の結果について剛体モードに関しては 1 次モードが 4 dB 低減し、弾性モードに関しては 1 次、2 次モードの共振ピークが 20 dB, 13 dB 低減、7 次モードの共振ピークが 3 dB、12–14 次モードの共振ピークがそれぞれ 5 dB ずつ低減した。他の制振対象モードにおいても制振効果が確認できている。

これより、それぞれの設計したコントローラは大気環境および真空環境の膜構造の振動を有効に抑制できることが確認できた。これらのコントローラを振動制御実験に適用することで、振動試験においても有効な制振効果が得られることが期待できる。

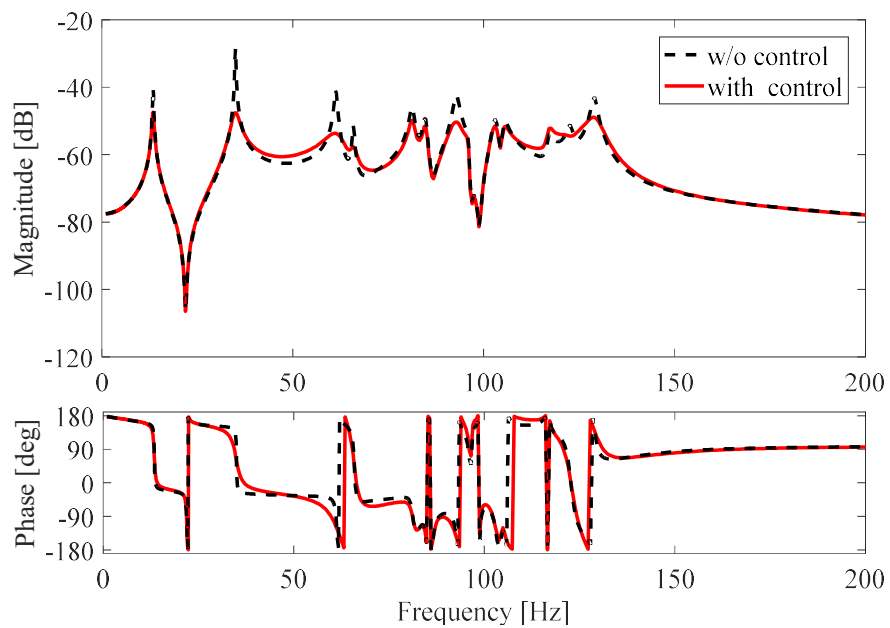


Fig. 4.17. Calculated closed-loop frequency response of the displacement versus the control input disturbance in an atmospheric environment.

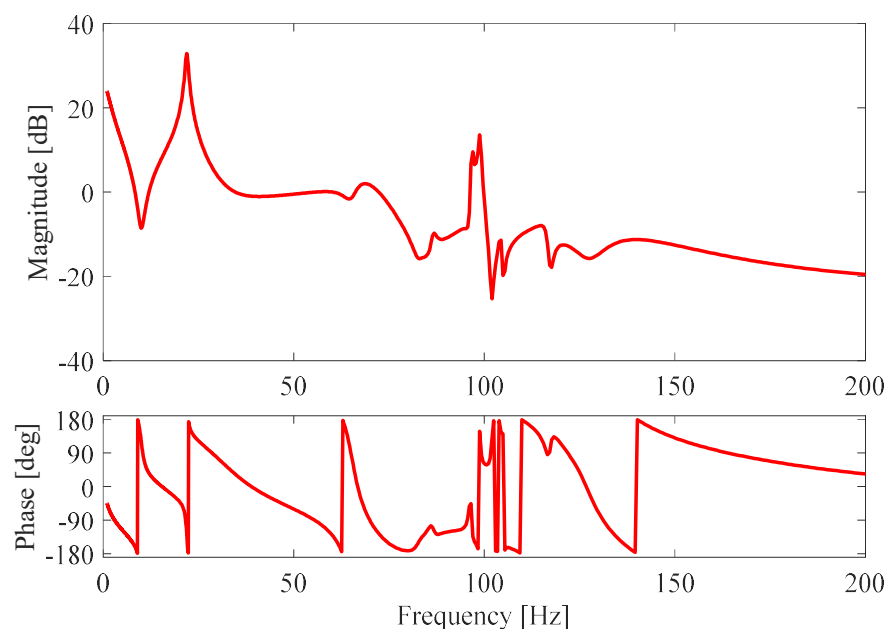


Fig. 4.18. Frequency response of the controller in an atmospheric environment.

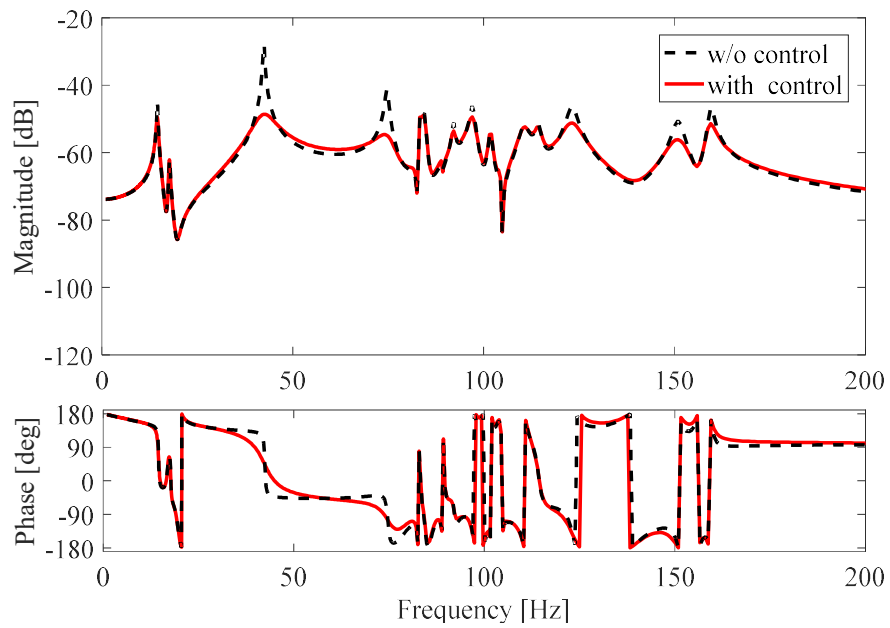


Fig. 4.19. Calculated closed-loop frequency response of the displacement versus the control input disturbance in a vacuum environment.

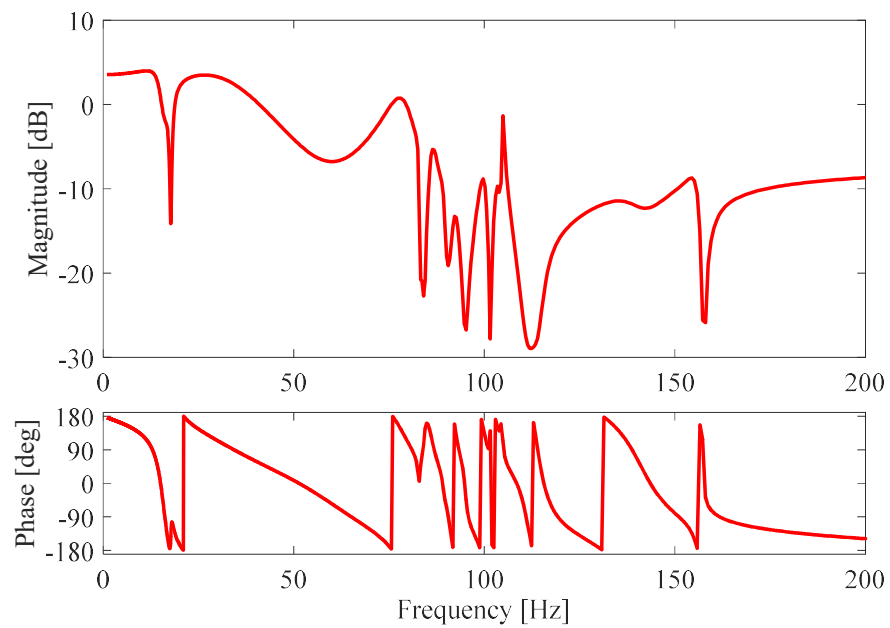


Fig. 4.20. Frequency response of the controller in a vacuum environment.

4.5.3 結果および考察

4.5.2 節で設計したコントローラを用いて振動制御実験を行う。それぞれのコントローラは、振動試験に適用するにあたり1次ホールド(三角近似)で離散化している。振動試験システムは4.3.2 節で示したものをを用いる。適用する振動制御システムの概略をFig.4.21 に示す。LAに基づく外乱により発生した膜構造の振動は、LDVによって計測される。LDVより出力される信号はA/D変換器でデジタル信号に変換され、直流成分を除去するためのデジタルハイパスフィルタを通り、離散コントローラに入力される。また、同時にFFTアナライザにもLDVより出力される信号を入力する。離散コントローラ内で計算された制御信号は、システム同定において考慮していない高周波帯域で安定させるためのデジタルバンドストップフィルタを介してD/A変換器でアナログ信号に変換され、デジタルコントローラから出力される。ここで、デジタルバンドストップフィルタは大気環境における振動試験と真空環境における振動試験で設計が異なる。出力された制御信号は高周波帯域で安定させるためのアナログローパスフィルタを通り、電圧アンプにより増幅され、アクチュエータを駆動し振動制御を行う。振動制御システムの諸元をTable 4.3 に示す。

大気環境での振動制御実験結果をFig.4.22 に、真空環境での振動制御実験結果をFig.4.23 に示す。Fig.4.22 より、大気環境の結果について剛体モードの共振ピークが4 dB 低減しており、弾性モードに関しては1次、2次モードの共振ピークがそれぞれ、17 dB, 7 dB 低減、6次モードの共振ピークが8 dB 低減、12次モードの共振ピークが3 dB 低減したことが確認できた。また、他の制振対象モードにおいても制振効果が確認できている。これらの制振効果は概ねFig.4.17 に示した制振シミュレーションで得られた結果と一致している。これより、DEAを用いた膜構造の振動制御の有効性が大気環境での振動試験により確認できた。

一方でFig.4.23 より、真空環境の結果について剛体モードに関しては1次モードが3 dB 低減し、弾性モードに関しては1次、2次モードの共振ピークが17 dB, 12 dB 低減、7次モードの共振ピークが3 dB, 13, 14次モードの共振ピークがそれぞれ2 dB ずつ低減した。他の制振対象モードにおいても制振効果が確認できている。これらの制振効果はFig.4.19 に示した制振シミュレーションで得られた結果と比較すると、剛体モードや高次の弾性モードで制振効果がわずかに低下している。これは、真空環境を仮定した振動試験を行っているが、真空チャンバの密封は理想的ではなく、試験中にわずかに内部の気圧が変動してしまったことなどが考えられる。以上より、真空環境においても

DEA を用いた膜構造の振動制御が有効であることが確認でき、本研究で提案する手法は膜構造の制振に対して有効であることが示された。

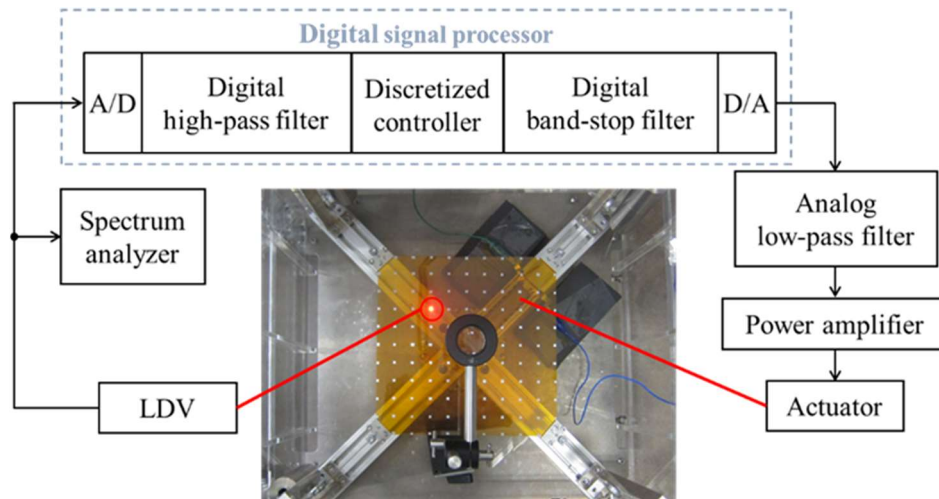


Fig. 4.21. Control system diagram.

Table 4.3. Configuration of the vibration control system.

Spectrum analyzer	Product	National Instruments, NI PXI-4472B
	Frequency range	0–2 kHz
	Sampling points	8192
	Overlap	15 samples
DSP	Product	Quanser, WinCon 5.2
	Sampling frequency	80 kHz
Analogue LPF	Product	nF Corporation, 3611
	Cut-off frequency	1 kHz
Digital BSP in an atmospheric environment	Order	2
	Bandwidth	170–220 Hz
Digital BSP in a vacuum environment	Order	2
	Bandwidth	300–600 Hz
Digital HPF	Order	2
	Cut-off frequency	3 Hz
Power amplifier	Product	nF Corporation, HVA-4321
	Gain	$\times 1000$
LDV	Product	Polytec, NLV-2500
	Output signal	Velocity
	Sensitivity	10 mm/s/V

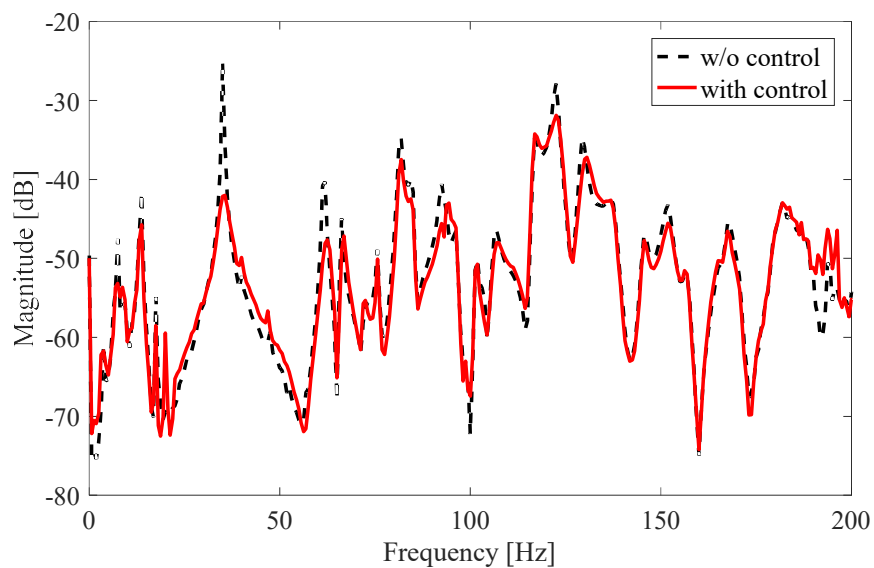


Fig. 4.22. Measured frequency spectra of the velocity response for the external disturbance due to laser ablation in the control experiment under an atmospheric environment.

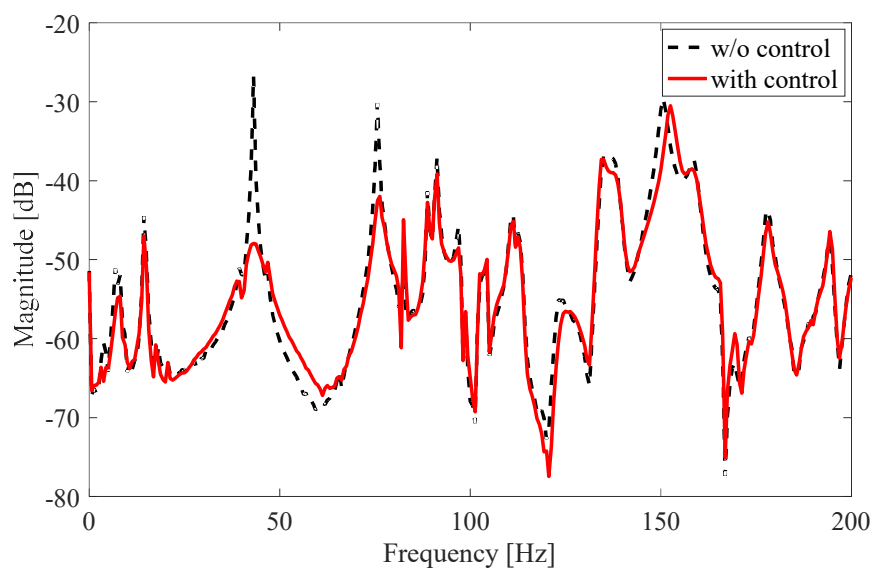


Fig. 4.23. Measured frequency spectra of the velocity response for the external disturbance due to laser ablation in the control experiment under a vacuum environment.

4.6 結言

本章では柔軟な膜構造が有する幅広い周波数帯域に存在する共振ピークを抑制するため、高い伸縮性と応答速度を有する DEA を制振用アクチュエータとしたアクティブ制振を適用した。制振効果の検証は振動試験に基づき、大気環境と真空環境にてそれぞれ行われた。振動試験において、真空環境で適用可能な LA に基づく非接触レーザー加振法を膜構造への外乱加振として適用した。LA により、再現性の高い振動試験を実現し、高周波における膜構造の周波数スペクトルの評価を可能とした。膜構造のアクティブ制振を行うため、対象構造物をモデル化することによりコントローラを作成した。DEA 入力による振動試験を膜構造に対して遂行し、得られた周波数応答に実験モード解析を適用することで対象構造物の状態空間モデルを得た。状態空間モデルを用いて制御系を構築し、 H_∞ 制御理論に基づいてコントローラを設計した。

振動制御実験について、大気環境および真空環境における膜構造に対して複数モード同時制振を適用した。大気環境での制振では1次モードと2次モードの共振ピークの応答の抑制が顕著であり、それぞれ 19 dB, 12 dB 低減した。また、真空環境での制振においても1次モードと2次モードの共振ピークの応答の抑制が顕著であり、それぞれ 20 dB, 13 dB 低減した。1次モードおよび2次モードの共振ピークに対する振動抑制効果が大きかった理由として、これらの振動モードに対して有効に発生力が作用するような DEA の貼付位置となっていたことが考えられる。一方で、高次モードにおいても制振効果は確認できたことから、DEA による発生力は幅広い周波数帯域に作用していることが分かる。以上より、提案する DEA を用いた振動制御は大気環境および真空環境の膜構造に対して有効であることが示された。

第5章 DEA を用いた曲面を有する構造物の 振動制御

5.1 緒言

機械的な剛性の向上や特定の用途に対する目的を達成するために、曲面を有する機械構造物が広く用いられている。例えば、自動車の車体や新幹線の先頭車両、飛行機などは曲面を有しており、構造の十分な強度の確保や、高速で走行または飛行する上での空気の流れの最適化、さらには人間の感性の意味で外観を考慮している。パラボラアンテナは、曲面を有することでその機能を果たしており、地上や宇宙空間で用いられている[76]。代表的な曲面構造物であるパイプ構造は、建築構造物や乗り物[77]などで用いられており、水や冷却液などを輸送し、空気圧や油圧などを伝達している。しかし、曲面を有する構造物に振動が発生するとそれらの機能に障害をきたし、目的の達成が困難になる。パラボラアンテナは高度な通信を安定して行う必要があるが、比較的柔軟な構造物であるため、振動が発生しやすく通信精度に影響を及ぼす[78]。パイプ構造では厚さが薄い構造を有しているものがよく用いられており、減衰が小さく、発生した振動はその安全性や機械構造物の信頼性に影響を及ぼす[79]。そこで、曲面を有する構造物に対し振動制御を適用することが、このような問題の解決に有効であると考えられる。

曲面を有する構造物の振動制御に関する先行研究[51, 78–82]として、Kumar らは片持ち固定の曲面を有する板の振動制御を PZT により行った[80]。Ray らはパイプの内部にアクティブ制振用の PZT とパッシブレイヤーを取り付け、振動試験によりその有効性を示した[81]。Sohn らは両端閉口のパイプ構造の振動制御を Macro fiber composite (MFC) によるアクティブ制振により実現した[82]。Hurlebaus らは自動車の車体の曲面を有する部分を対象に、PVDF フィルムを用いて振動制御を行っている[51]。

曲面を有する構造物に対してアクティブ制振を適用するにあたり、PZT などの剛性の大きいアクチュエータは曲面に合わせた成形が必要である。一方で PVDF フィルムなどフィルム状のアクチュエータは柔軟ではあるが、アンテナや球形の構造物に対して貼付する際にはフィルムにしわなどが発生し、発生力を有効に伝達することが難しい。そこで、本研究では高い伸縮性を有する DEA を曲面構造物の振動制御に適用し、発生力の有効な伝達による効果的な制振を行う。

本章の構成について、まず、代表的な曲面構造物であるパイプ構造を対象としてその構成を示し、それに適用する DEA の作成方法について述べる。次に、振動試験システ

ムを構築し、対象構造物の数値解析モデルおよび実験モード解析の結果に基づいて DEA の寸法および貼付位置を決定する。パイプ構造のアクティブ制振を行うための制御系設計にあたり、パイプの振動特性を実験モード解析の手法により同定してモデル化する。同定した対象のモデルを用いて制御系を構築し、 H_∞ 制御理論に基づくコントローラを設計する。設計したコントローラを用いて、振動制御実験を行い提案する振動制御手法の有効性を検証する。

5.2 対象構造物

5.2.1 パイプ構造

対象構造物は Fig. 5.1 に示すパイプ構造である。パイプは長さ 200 mm、外径 50 mm であり、厚さは 1.0 mm である。材料はポリ塩化ビニル(Polyvinyl chloride: PVC)である。パイプは、自由状態を仮定するためにエアクッションの上に設置されている。パイプの表面には 5.2.2 節にて示す構成の制振用 DEA が貼付されている。

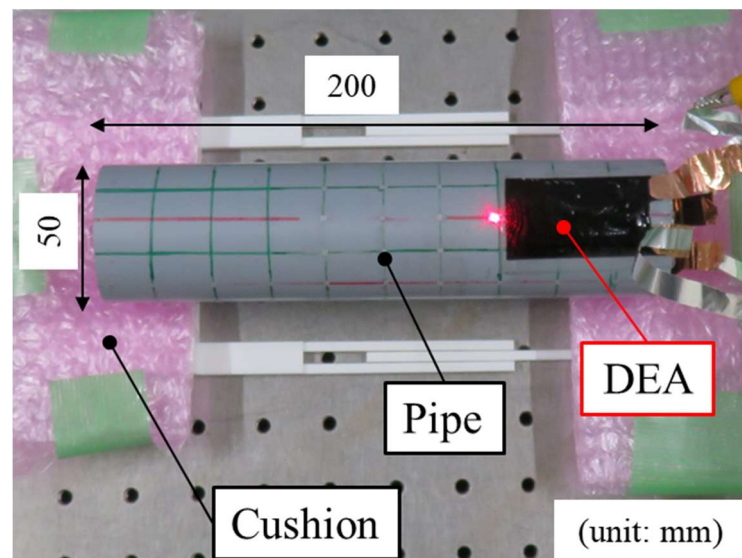


Fig. 5.1. Target structure on the cushion.

5.2.2 制振用アクチュエータ

制振用アクチュエータとして DEA を適用する。DEA は 2.2.2 節で示した原理に基づき動作する。本研究ではエラストマーおよび柔軟な電極を積層することにより DEA を構成する。エラストマーの材料には厚さ 50 μm のシリコーン(Dow Toray Co. Ltd., PDMS film 50micron thick)を用いるが、最下層の DEA のみ厚さ 0.5 mm のアクリル(3M, VHB-4905J)を用いる。アクリルエラストマーは表面に粘着性を有しており、接着剤などを用いずに対象構造物に貼付することが可能である。また、使用するシリコーンエラストマーは厚さが十分に薄く、安定した動作が可能な材料で構成されているため予ひずみは与えない。シリコーンエラストマーの積層には液状粘着剤(セメダイン, BBX)を用いた。電極にはカーボンナノチューブ(Carbon nanotubes: CNTs)を適用する。

積層した DEA の構成を Fig. 5.2 に示す。対象に貼付される最下層には予ひずみを与えていないアクリルエラストマー(Bottom layer)を用いる。Base layer の上面に CNT を塗布した後、シリコーンエラストマーを貼付する。その上面にも CNT を塗布することで、シリコーンエラストマーは電極に挟まれた状態となり、電圧を印加するとマクスウェル応力が発生し、対象構造物に力を加えることが可能となる。このシリコーンエラストマーを 1st active layer とする。さらに 1st active layer の上面にシリコーンエラストマーを貼付し、その上面に CNT を塗布することで 2nd active layer とする。同様に 3rd active layer を積層し、最後に 3rd active layer の上面の電極を保護するためにシリコーンエラストマー(Cover layer)を貼付する。動作する層を複数積層することにより、電圧印加時により大きな力が発生し、対象構造物の振動を有効に抑制することが期待できる。また、各電極には導線としてアルミシートをそれぞれ貼付する。作成した DEA の寸法を Fig. 5.3 に示す。また DEA の寸法は 5.3 節に示すモード解析において、得られたひずみエネルギーの結果に基づいて決定した。

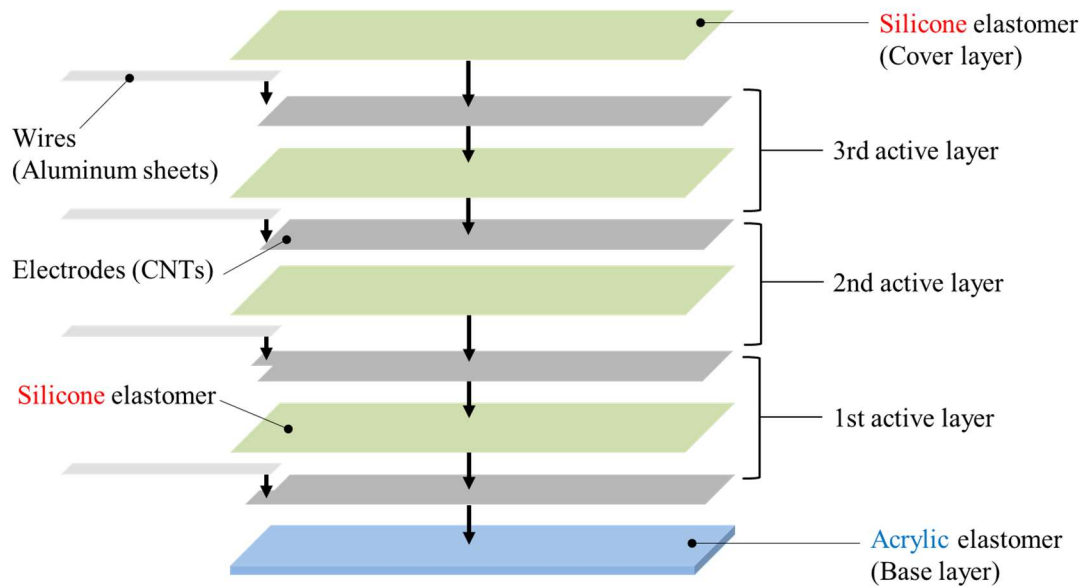


Fig. 5.2. Fabrication procedure of the laminated DEA.

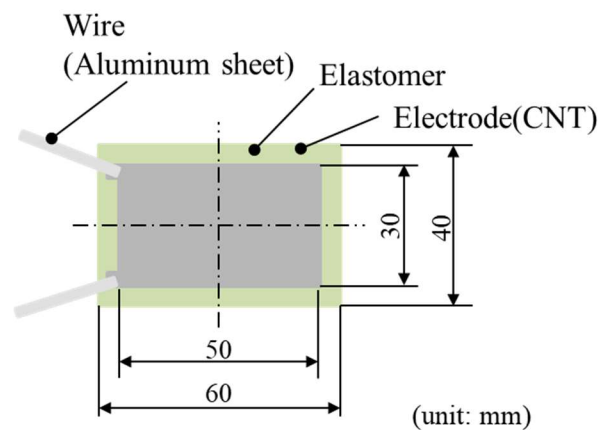


Fig. 5.3. Dimensions of the elastomer and the electrode of the proposed DEA.

5.3 振動試験方法

振動制御実験を行うための振動試験システムを Fig. 5.4 に示す。実験装置はパイプ、エアクッション、制振用および加振用 DEA, LDV (Polytec, NLV-2500), FFT アナライザ (A/D : National Instruments, NIPXI-4472B, Software : キャテック, CAT-System) で構成される。加振用 DEA は振動制御実験時に対象構造物に外乱を与えるために用いられ、構成および寸法は制御用 DEA と同様である。各 DEA の貼付の様子を Fig. 5.5 に示す。加振用 DEA はパイプの内面下部に貼付され、上面からみると制御用 DEA と加振用 DEA

の貼付位置が重なる．加振用 DEA を内面に貼付することで，パイプ内部で発生するノイズを仮定して外乱加振を行う．対象構造物の上部に設置した LDV により，計測点におけるパイプの半径方向の振動速度を計測する．

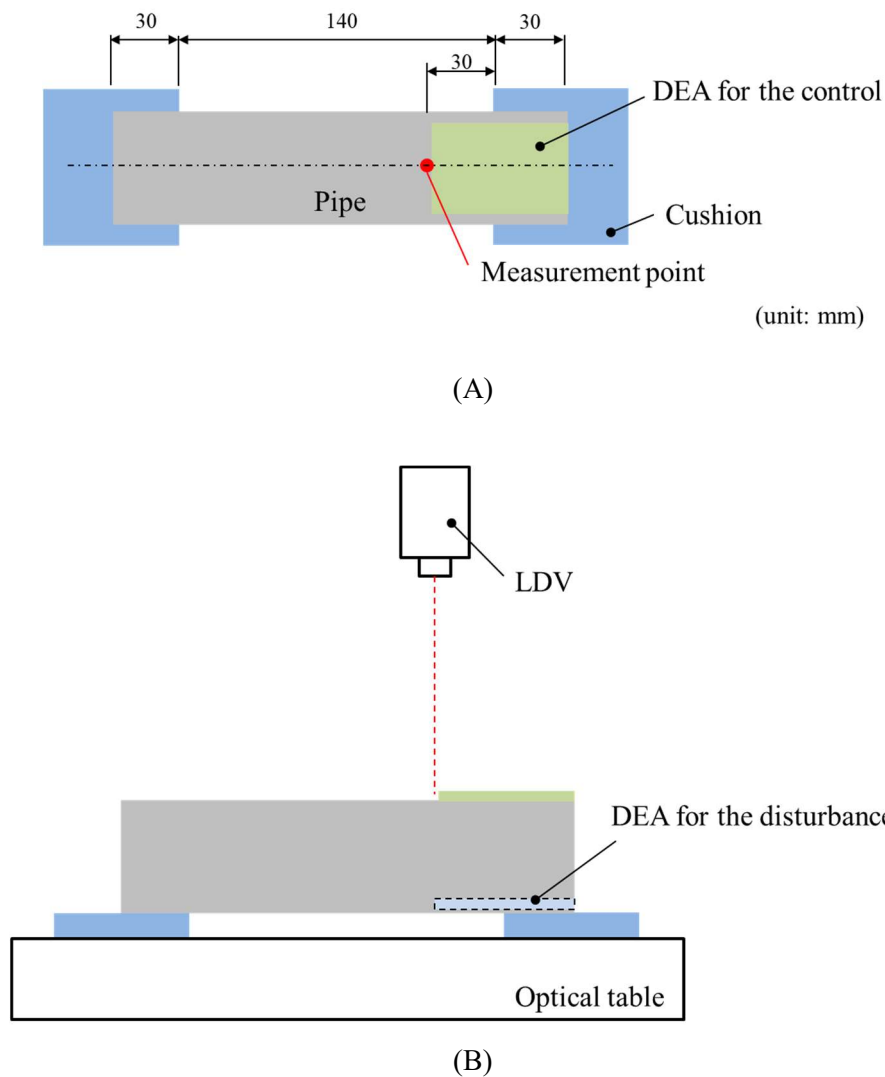


Fig. 5.4. Setup for the control experiment. (A) Top view and the location of the measurement point and the DEA for the control. (B) Front view and the location of the DEA for the disturbance.

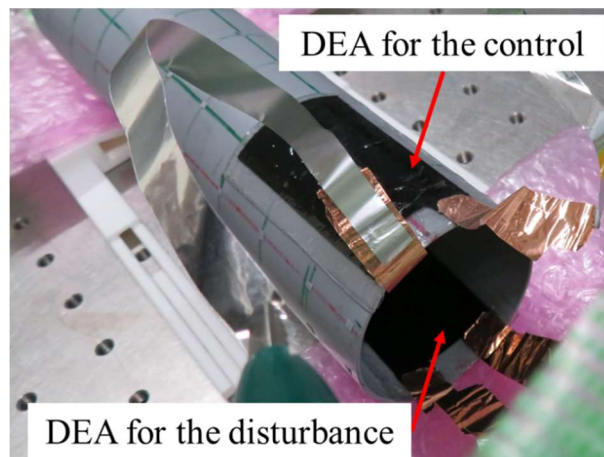


Fig. 5.5. DEAs on the target structure.

5.4 振動モード形状の抽出

5.4.1 数値解析モデルに基づくモード解析

DEA の貼付位置を検討するため、有限要素法(Finite element method: FEM)に基づく数値解析により、対象であるパイプ構造の各振動モードにおけるひずみエネルギーの分布を解析する。数値解析ソフト ANSYS を用いて、対象構造物と同じ寸法のパイプの有限要素モデルに対して数値解析を行った。作成した有限要素モデルを Fig. 5.6 に、またその諸元を Table 5.1 に示す。なお、作成した有限要素モデルは自由状態とした。

数値解析により得られた、対象の各振動モードにおけるひずみエネルギーの分布を Fig. 5.7 に示す。ひずみエネルギーの分布は、赤色で示された要素が大きなエネルギーを、青色で示された要素が小さなエネルギーを表している。このひずみエネルギーの分布に基づき、DEA の配置を考慮する。長方形の DEA の長手方向および幅方向の両端において制振力が作用するとして、それぞれの方向における DEA の一辺がひずみエネルギーの大きい箇所、それぞれの反対側の辺がひずみエネルギーの小さな箇所に接するように、DEA の寸法及び貼付位置を定める[75]。さらに、実験モード解析での結果をここで得られた結果と照らし合わせ、DEA の貼り付け位置を決定する。

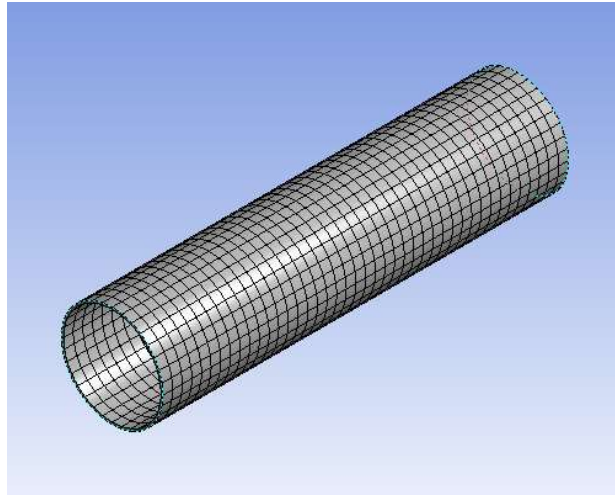


Fig. 5.6. Finite element model of the pipe.

Table 5.1. Configuration of the finite element model of the pipe.

Density	1300 kg/m ³
Young's modulus	0.3 GPa
Poisson's ratio	0.38
Nodal point	9568
Element	1344

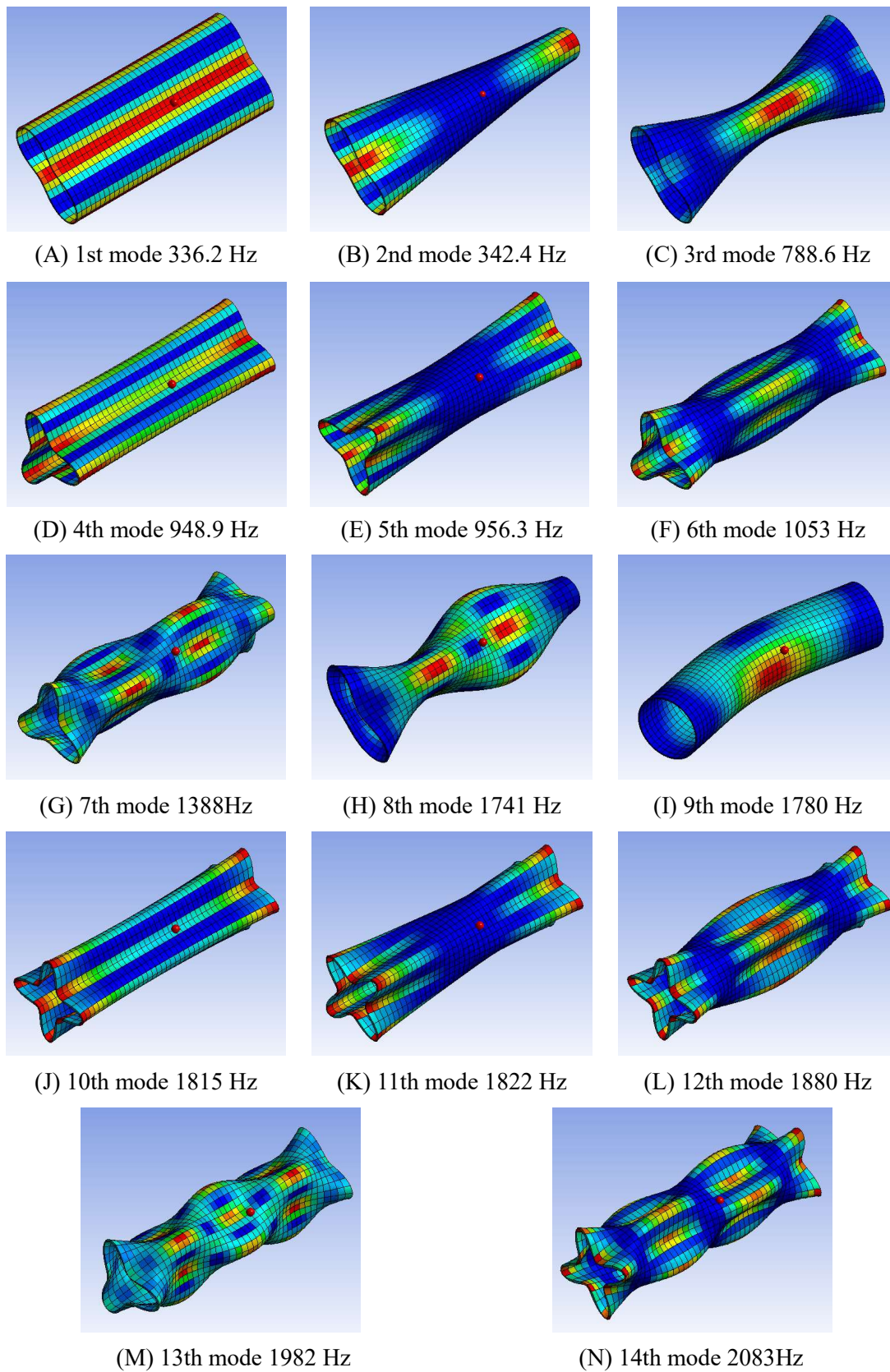


Fig. 5.7. Mode shapes and the stress energy of the target structure without the DEA obtained from the modal analysis based on the FEM.

5.4.2 実験モード解析

実験モード解析の手法に基づき、対象構造物であるパイプのモード形状抽出を行う。実験モード解析における振動試験方法を Fig. 5.8 に示す。パイプへの加振はインパルスハンマー(小野測器, GK-2110)を用いて行い、計測には加速度計(リオン, PV-08A)を用いる。インパルスハンマーより加振力が、加速度計より加速度信号が出力され、それぞれ FFT アナライザに入力されることで周波数応答が解析される。パイプには DEA は取り付けおらず、また Fig. 5.4 と同様にエアクッションの上に設置されている。実験モード解析での対象構造物の加振点及び計測点を Fig. 5.9 に示す。加振点は円周方向 0° – 180° において 30° 間隔で定める。また、長さ方向に対しては 20 mm 間隔で定め、合計で 77 点とする。エアクッションに設置されている対象構造物に対して、インパルスハンマーで加振することができない箇所が存在するため、円周方向に対して半周のみの計測となる。計測点は図に示す位置に固定し、加振点を移動させて振動試験を行う。振動モード形状は ME'scope を用いて、得られた周波数応答に対してカーブフィッティングを適用することにより抽出した。

得られた対象構造物のモード形状を Fig. 5.10 に示す。1 次モードや 3 次モードについて、パイプの長さ方向について片側のみが弾性変形している。しかし、ここで得られた 1 次モードは Fig. 5.7 で示した 2 次モードに近い形状を示しており、同様に実験モード解析により得られた 3 次モードは Fig. 5.7 で示した 5 次モードに近い形状を示している。これは、対象構造物の材料の不均一さや、完全に対称な構造ではないこと、エアクッションによる影響により、FEM と異なる結果が得られたと考えられる。一方で、2 次モードや 4 次モードに関してはそれぞれ Fig. 5.7 で示した 3 次モードと 6 次モードにモード形状が一致する。共振周波数に関しても、FEM により得られた結果と実験モード解析によって得られた結果でおおよそ近い値を示している。実験モード解析により得られたモード形状と、FEM により得られたひずみエネルギーの分布を参考に DEA の寸法及び貼り付け位置を決定した。DEA の寸法は Fig. 5.3 で示した通りである。

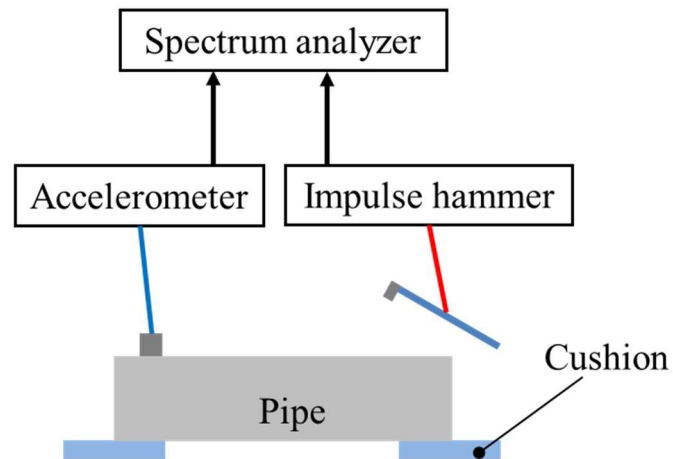


Fig. 5.8. Vibration experiment system for the experimental modal analysis.

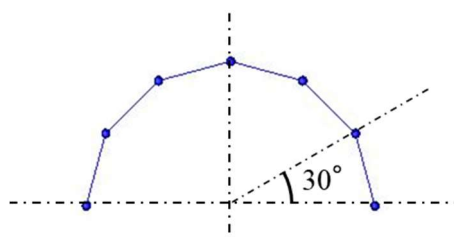
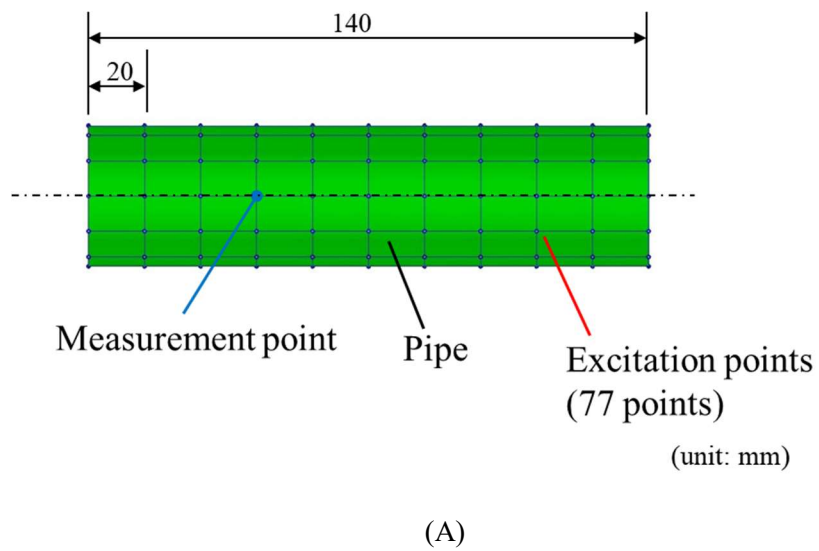


Fig. 5.9. Excitation points and measurement point for the experimental modal analysis. (A) Top view. (B) Side view.

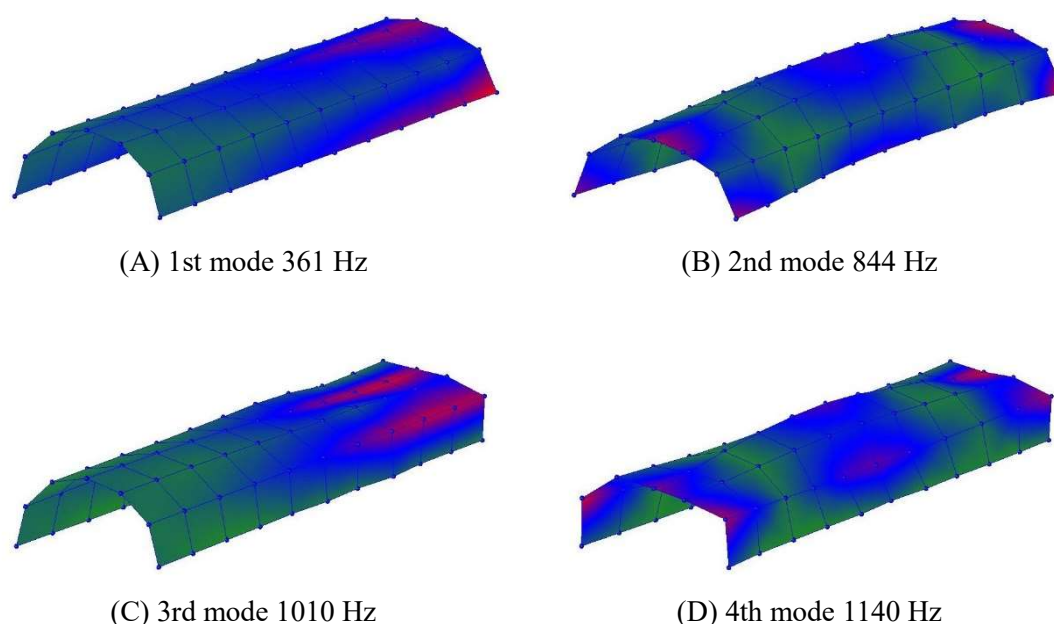


Fig. 5.10. Mode shapes and resonance frequencies of the target structure with the DEA obtained from the experimental modal analysis.

5.5 振動制御実験

5.5.1 システム同定に基づくモデル化

(1) 振動特性解析

制御系設計のために、対象構造物のシステム同定を行う。システム同定を行うにあたり、まずパイプの振動特性の解析を行う。振動特性解析のための振動計測システムを Fig. 5.11 に示す。DEA の貼付位置と計測点は Fig. 5.6 と同様である。信号発生器により入力信号であるスイープ波を生成し、電圧アンプを用いて増幅した信号を制振用 DEA に入力することでパイプを加振する。スイープ波の振幅は 0.5 V で周波数は 1–3000 Hz であり、スイープ時間は 1.6 s である。電圧アンプのゲインは 1000 倍である。すなわち、増幅後のスイープ波の振幅は 500 V である。また、電圧アンプにより増幅した信号に 600 V の直流電圧を加えている。DEA の動作原理は式(2.3)に示したマクスウェル応力に基づくものであり、電圧の 2 乗に比例した応力を発生する。DEA の動作が入力電圧 0 V を境界にして反転するため、直流電圧を付加することによりこれを防ぐ。LDV を用いて、パイプの半径方向の振動を計測する。LDV からパイプの振動の速度信号が出力され、FFT アナライザに入力される。また、増幅前の入力信号も同時に FFT アナライザに入力され、周波数特性を解析する。

得られた膜構造の周波数特性を Fig. 5.12 に示す。パイプの周波数応答における共振ピークが明瞭に現れており、DEA による加振力が対象に有効に伝わっていることが分かる。これより、振動制御実験においても対象に有効な制振力を伝達することが可能であることが考えられる。

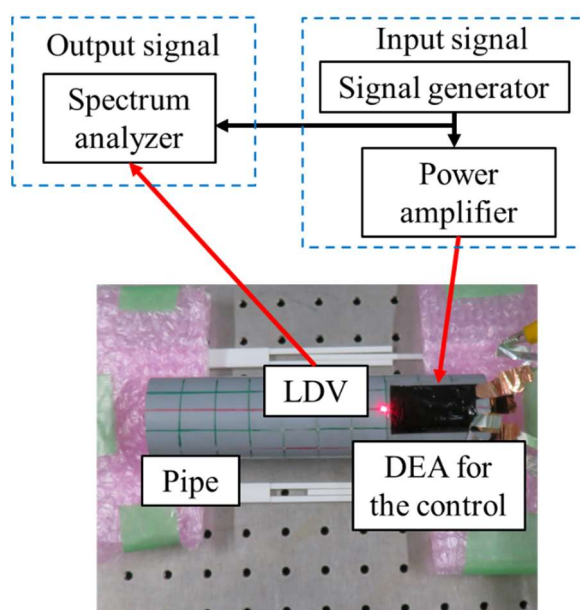


Fig. 5.11. Vibration test system for system identification.

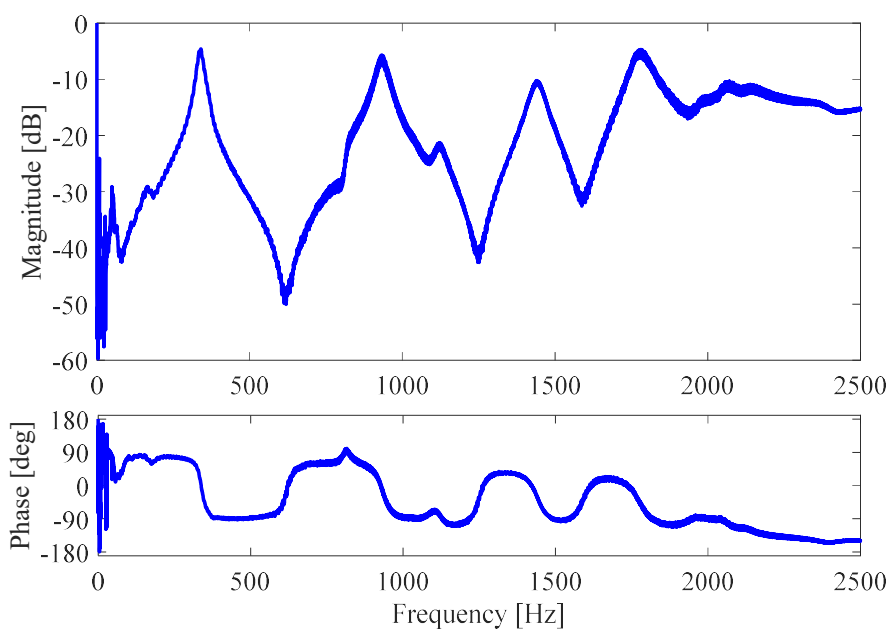


Fig. 5.12. Open-loop frequency responses between the input signal and the velocity output.

(2) 状態空間モデルの作成

2.3節と2.4節で述べた手法に基づき、2入力1出力モデルとしてシステム同定を行う。Fig. 5.12で示した周波数応答に対して、2.3節で述べた多点偏分反復法を適用してカーブフィッティングを行った結果をFig. 5.13に示す。対象振動モードは1-7次モードとする。Table 5.1に同定した減衰固有振動数とモード減衰比を示す。Fig. 5.13より良好なフィッティングを行えていることが確認できる。7次モードでは共振ピークの形状がなだらかなのであるが、これはDEAの材料が有する減衰特性及びパイプを支えているエアクッションによる減衰が影響していると考えられる。

状態空間モデルの作成に関して、本章ではモード重みを設定しない。すなわち、式(2.53)において、全ての r に対して $w_{Mr} = 1$ となる。Fig. 2.3に示した外乱 $\mathbf{w}$ から評価応答 $\mathbf{z}$ までの周波数応答をFig. 5.14に示す。特定の振動モードを強調せずに、制御系の設計を行う。

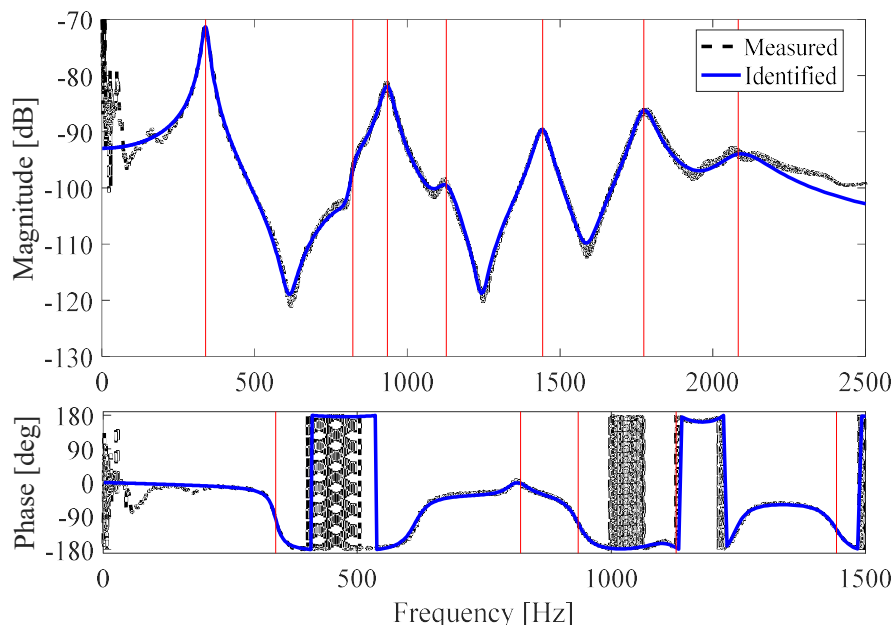


Fig. 5.13. Results of the system identification obtained by the curve fitting using the multi-point deviance iteration method.

Table 5.1. Identified modal parameters of the controlled object in an atmospheric environment.

Order	1st	2nd	3rd	4th	5th	6th	7th
ω_{dr} [Hz]	339.5	821.3	934.9	1127	1443	1774	2083
σ_r [$\times 10^{-3}$]	32.4	34.0	23.5	32.3	18.1	18.6	44.6

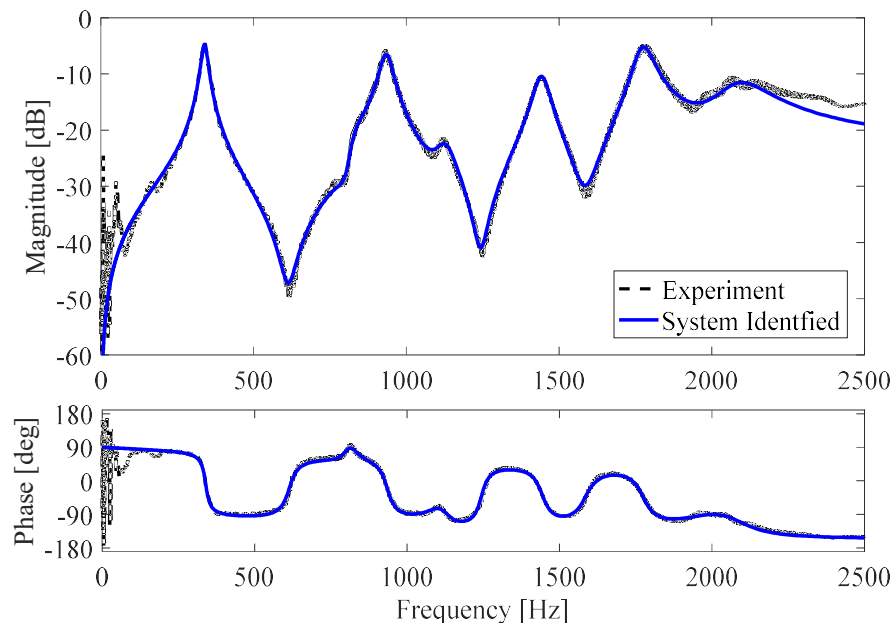


Fig. 5.14. Frequency response between the external disturbance $\mathbf{w}$ and controlled response $\mathbf{z}$.

5.5.2 制御系設計

制御系は2.4節で述べた H_∞ 制御理論に基づき、出力フィードバック系として設計する。制御量重みは $w_z = 1.0 \times 10^{12}$, $w_u = 1.0 \times 10^{13}$ と設定した。一般化プラントにおける外乱 $\mathbf{w}$ とシステム同定モデルの変位出力間の閉ループ周波数応答とコントローラの周波数応答を Fig. 5.15, Fig. 5.16 にそれぞれ示す。Fig. 5.15 より、1次、3次モードの共振ピークがそれぞれ、12 dB, 8 dB 低減、6次モードの共振ピークが 11 dB 低減したことが確認できる。また、他の制振対象モードにおいても制振効果が確認できている。

これより、設計したコントローラは対象構造物の振動を有効に抑制できることが確認できた。設計したコントローラを振動制御実験に適用することで、振動試験においても有効な制振効果が得られることが期待できる。

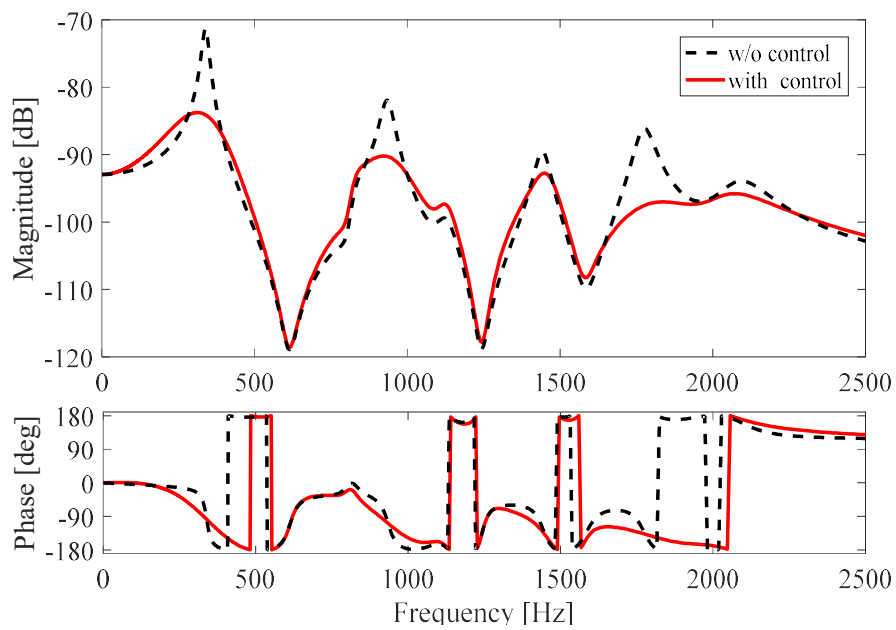


Fig. 5.15. Calculated closed-loop frequency response of the displacement versus the control input disturbance.

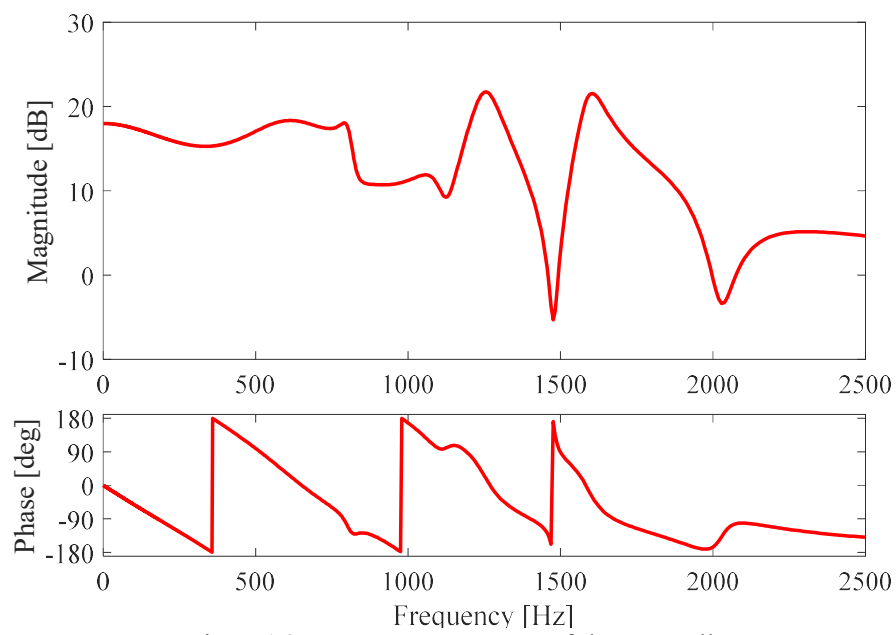


Fig. 5.16. Frequency response of the controller.

5.5.3 結果および考察

5.5.2 節で設計したコントローラを用いて振動制御実験を行う。それぞれのコントローラは、振動試験に適用するにあたり 1 次ホールド(三角近似)で離散化している。振動試験システムは 5.3 節で示したものをを用いる。適用する振動制御システムの概略を Fig. 5.17 に示す。対象構造物であるパイプに外乱を与えるため、信号発生器によりスイープ波を生成し、電圧アンプ B を用いて増幅した信号を加振用 DEA に入力する。ここで、増幅前の信号は同時に FFT アナライザに入力される。パイプの振動は LDV によって計測される。LDV より出力される信号は A/D 変換器でデジタル信号に変換され、直流成分を除去するためのデジタルハイパスフィルタを通り、離散コントローラに入力される。また、同時に FFT アナライザにも LDV より出力される信号を入力する。離散コントローラ内で計算された制御信号は、D/A 変換器でアナログ信号に変換され、デジタルコントローラから出力される。出力された制御信号は高周波帯域で安定させるためのアナログローパスフィルタを通り、電圧アンプ A により増幅され、アクチュエータを駆動し振動制御を行う。振動制御システムの諸元を Table 5.2 に示す。

振動制御実験結果を Fig. 5.18 に示す。1 次、3 次モードの共振ピークがそれぞれ、12 dB, 6 dB 低減、6 次モードの共振ピークが 5 dB 低減したことが確認できた。また、他の制振対象モードにおいても制振効果が確認できた。これらの制振効果は概ね Fig. 5.15 に示した制振シミュレーションで得られた結果と一致している。これより、DEA を用いたパイプの振動制御の有効性が振動試験により確認できた。以上より、本研究で提案する振動制御手法は、曲面を有する構造物の制振に対して有効であることが示された。

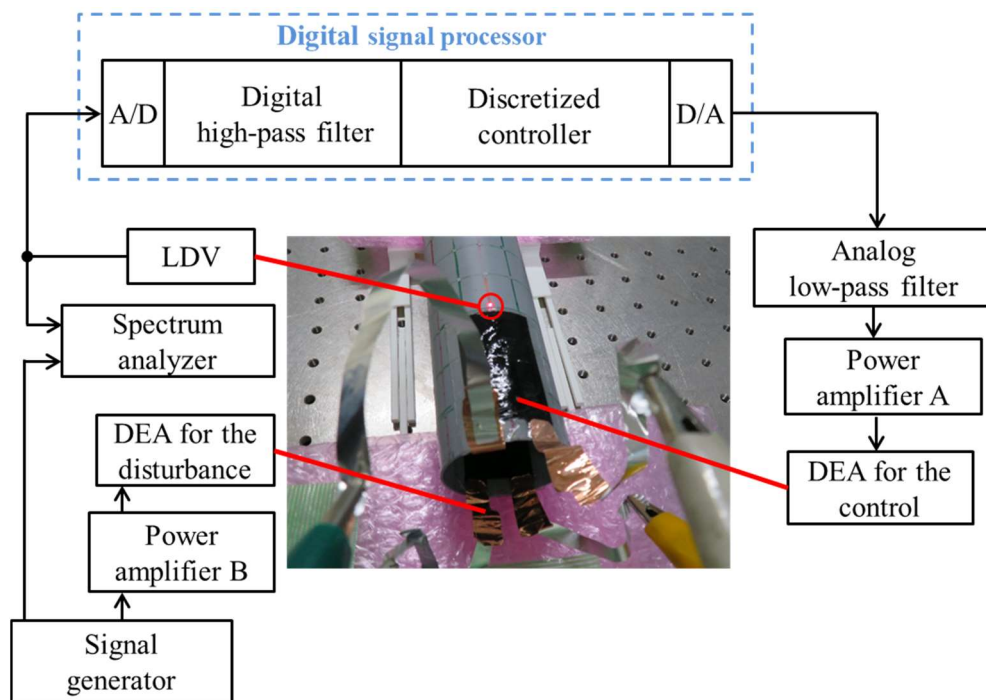


Fig. 5.17. Control system diagram.

Table 5.2. Configuration of the vibration control system.

Spectrum analyzer	Product	National Instruments, NI PXI-4472B
	Frequency range	0–5 kHz
	Sampling points	32768
	Overlap	15 samples
DSP	Product	Quanser, WinCon 5.2
	Sampling frequency	80 kHz
Analogue LPF	Product	nF Corporation, 3611
	Cut-off frequency	4 kHz
Digital HPF	Order	1
	Cut-off frequency	25 Hz
Power amplifier A, B	Product	nF Corporation, HVA-4321
	Gain	$\times 1000$
Signal generator	Product	33220A, Agilent Technologies
	Signal	Swept sine wave
	Amplitude	0.5 V
	Frequency range	1 Hz–3 kHz
	Sweep time	2.56 s
	Offset voltage	0.6 V
LDV	Product	Polytec, NLV-2500
	Output signal	Velocity
	Sensitivity	5 mm/s/V

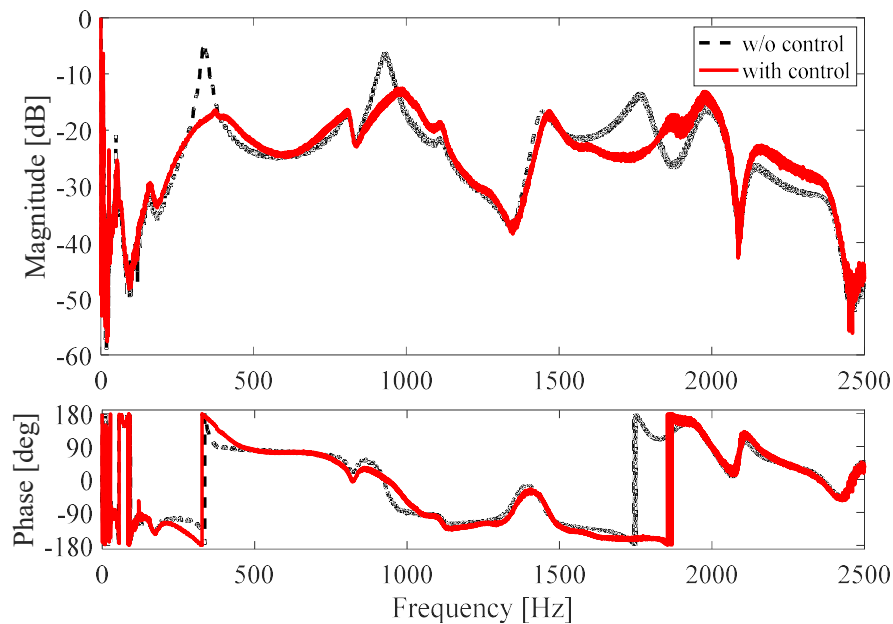


Fig. 5.18. Measured frequency responses between the disturbance input and the velocity output during the vibration control.

5.6 結言

本章では曲面を有する機械構造物の振動制御を実現するため、高い伸縮性を有するDEAを制振用アクチュエータとして対象に貼付してアクティブ制振を適用した。対象構造物はパイプ構造とし、制振効果は振動試験に基づいて検証した。DEAの積層構成について、対象に十分な大きさの力を伝達するため、マクスウェル応力が発生する層を複数にした。またDEAの寸法および貼付位置を検討するにあたり、対象の数値解析モデルに基づくひずみエネルギーおよび実験モード解析に基づくモード形状を用いた。パイプ構造のアクティブ制振を行うため、対象構造物をモデル化することによりコントローラを作成した。DEA入力による振動試験をパイプ構造に対して行い、得られた周波数応答について実験モード解析を適用することで対象構造物の状態空間モデルを得た。状態空間モデルを用いて制御系を構築し、 H_∞ 制御理論に基づいてコントローラを設計した。

振動制御実験は、複数モード同時制振に対して適用され、1次、3次モードの共振ピークがそれぞれ、12 dB、6 dB 低減、6次モードの共振ピークが5 dB 低減した。DEAの寸法および貼付位置を考慮したことにより、低次モードにおける共振ピークが有効に低減された。さらに、高次モードにおける共振ピークも低減し、1000 Hz以上の高周波帯域に対しても制振が有効であることが分かった。また、予ひずみを与えていないシリコ

ーンを材料とした DEA が, アクティブ制振に有効であることが確認できた. 以上より, 提案する DEA を用いた振動制御は曲面を有する構造物に対して有効であることが示された.

第6章 DEA 加振に基づく振動計測による果物の 硬さ評価

6.1 緒言

青果物の品質とは一般に人間の感覚によって評価されるものであり、外観や食感、味覚や香りなどがその指標となる。消費者は個々の青果物に対してこのような感覚によって青果物の評価を行うことが可能であるが、商用として扱う場合には大量の青果物の品質を安定して評価する必要がある。また食感や味覚による評価は対象青果物を商用として扱えなくする。そのため、高品質な青果物を消費者に届けるための機械的な品質評価手法の構築が求められている[39]。

機械的に青果物の品質を評価するための指標の一つに、青果物の硬さが挙げられる。硬さは青果物の共振周波数と関係があることが知られており、振動試験に基づいて評価することが可能である。青果物に対する振動試験の先行研究について、加振棒によるインパルス加振と、マイクロフォンによる計測を組み合わせることで、Belie らはりんごの硬さに関する自動的な計測装置を構築し[83]、Schotte はトマトの硬さを評価した[84]。Taniwaki らは加振器と LDV を組み合わせた振動試験により、貯蔵に伴うメロンの硬さの変化を計測した[27]。LDV は対象の振動を非接触に測定することが可能であり、対象に損傷を与えることがない。これと加振器を組み合わせた振動試験は他の青果物の硬さ評価にも適用されており、キウイ[85]やスイカ[86]、アボカド[87]やジャガイモ[88]などの例が報告されている。さらに Hosoya らは対象青果物の加振方法に非接触レーザー加振を適用し、LDV によって振動計測を行う完全非接触な振動試験手法を提案した[89]。

ところで、青果物の中には収穫後に熟し味覚などに関する品質が向上する、追熟という過程を有するものがある。追熟と青果物の硬さには相関があることが知られており、対象の熟度を知る目的で機械的に硬さを評価する手法が提案されている。追熟が発生する青果物の例として、メロンやアボカド、キウイなどが挙げられる[27, 85, 87]。また、洋ナシは追熟を発生する代表的な青果物の一つであり、貯蔵に伴う硬さの変化を機械的に計測する手法が考案されている。Terasaki らは、加振器と LDV を用いた振動試験により洋ナシの貯蔵に伴う硬さの変化の様子を示した[26]。Belie らは、硬度計を用いて計測した洋ナシの硬さと、振動試験により得られた硬さの相関を調査した[90]。Zhang らは PZT を加振用アクチュエータおよびセンサーとしてそれぞれ適用し、洋ナシの振動特性および硬さの評価を行った[91]。

本研究では青果物を対象とした振動試験装置の小型化を目指し、加振用アクチュエータに DEA を適用することを提案する。DEA は柔軟で高い伸縮性を有していることから様々な形状の青果物に密着して貼付でき、加振力を伝達することが可能であると考えられる。DEA は従来の加振器よりも小型であり、取り付けや加振時に対象を傷つけることがない。

本章においては、DEA を用いた青果物の硬さ評価をまずりんごに対して行い、その有効性を確認した後、追熟を発生する洋ナシに同様の振動試験手法を適用し、貯蔵に伴う硬さの変化を検証する。これらの検証にあたり、まず、振動試験に基づく青果物の評価手法を示す。加えて、貯蔵に伴う青果物の硬さの変化のモデル化手法を示す。次に、振動試験装置の構成を示す。また、対象の振動モードを確認するため、実験モード解析の手法に基づいてモード形状の抽出を行う。振動試験により得られた周波数応答より、対象の共振周波数を確認して硬さを評価する。さらに、それぞれの青果物の貯蔵に伴う硬さの変化を検証する。洋ナシに関しては、その変化の様子を最小二乗法に基づきモデル化する。さらに硬度計による洋ナシの硬さの計測を行い、提案する振動試験によって得られた硬さとの相関を調査する。

6.2 青果物の硬さ評価手法

6.2.1 弾性指標

本研究では DEA 加振に基づく振動試験により、青果物の周波数特性を解析し、得られた共振周波数の値を用いて青果物の硬さを評価する。青果物の硬さを評価するにあたり、式(6.1)に示す弾性指標 FI を用いる[92]。

$$FI = f^2 m^{2/3} \quad (6.1)$$

ここで、 f は対象青果物の共振周波数を表しており、球形の青果物では ${}_0S_2$ モード、それ以外の青果物では弾性 1 次モードに対応する。 m は対象青果物の質量である。ここで示した弾性指標は、硬度計によって得られた硬さの値との相関があることが知られている。

${}_0S_2$ モードは、球形の構造物がその赤道上で楕円形の変形を示すモードであることが知られている[89]。ここで、球形の振動モードを考えると伸縮運動を示す Spheroidal mode とねじれ変形を示す Torsional mode に分けられ、それぞれ、 ${}_jS_l^k$ と ${}_jT_l^k$ のように表される[93]。 k と l はそれぞれ球の経度及び緯度方向の赤道に平行な節線の数を表している。また、 j は球内部の節線である。ここで、本研究では青果物の経度方向の赤道に平行な節

線のみを考慮するため、 k は無視する。また、Torsional mode は半径方向の変形を伴わないため、取り扱わないこととする。

6.2.2 最小二乗法に基づく曲線近似

提案する DEA を用いた振動試験手法は非破壊検査であり、一つの青果物に対して貯蔵に伴う硬さの変化を評価することが可能である。同一品種の複数の青果物に対して、硬さの変化の様子をモデル化することにより、それぞれの青果物に共通した変化の傾向などを知ることができる。また、将来の機械学習などの人工知能を用いた青果物の品質評価への応用にも期待できる。本研究では対象青果物の貯蔵に伴う弾性指標の変化を近似するにあたり、2つの近似モデルを用いて曲線近似を行いそれぞれの近似結果を比較する。一つ目の近似モデルとして、以下に示す指数関数モデルを用いる[83, 91]。

$$S = S_0 e^{-\alpha t} \quad (6.2)$$

ここで、 S は t 日目における近似した弾性指標であり、 S_0 は計測結果により得られた0日目における弾性指標である。また、 α は定数であり式(6.4)で表される最小二乗法に基づいて決定される。次に、2つ目のモデルとして以下に示す Reciprocal モデルを用いる[90]。

$$S = S_0 \left(1 - \frac{t}{\beta + \gamma t} \right) \quad (6.3)$$

ここで、 β および γ は定数であり以下の式で表される最小二乗法を適用することにより決定される。

$$\min_t \sum_{i=0}^n (S_i - FI_i)^2 \quad (6.4)$$

ここで、 S_i と FI_i はそれぞれ i 日目における近似により得られた弾性指標と計測結果により得られた弾性指標である。最小二乗法に基づく曲線近似には MATLAB の Optimization Toolbox を適用した。各モデルを適用し、曲線近似により得られた弾性指標と計測結果により得られた弾性指標の相関を調べるため、以下に示す決定係数 R^2 を用いる。

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=0}^n (S_i - FI_i)^2}{\sum_{i=0}^n (S_i - \overline{FI})^2} \quad (6.5)$$

ここで, $\overline{FI}$ は 0 日目から n 日目までの FI_i の平均値である. 決定係数 R^2 が 1 に近づくほど近似結果と計測結果の間で高い相関を示す.

6.3 りんごの硬さ計測

6.3.1 対象青果物

振動試験において 4 個のりんごを計測対象にする. りんごは貯蔵に伴いその硬さが低下していくことが知られている. 対象の納入日は 2020 年 4 月 2 日であり, 品種はサンフジとジョナゴールドである. それぞれの品種を 2 個ずつ用意し, それぞれ San Fuji A, San Fuji B および Jonagold A, Jonagold B とする. 納入直後の質量はそれぞれ, 265.4 g, 259.7 g, 226.5 g, 230.5 g である. ここで, りんごの貯蔵に伴う硬さの変化を計測するため, りんごは冷蔵庫内にて低温で保存され, 振動試験時のみ常温環境となる.

6.3.2 加振用アクチュエータ

加振用アクチュエータとして DEA を適用する. DEA は 2.2.2 節で示した原理に基づき動作する. 本研究ではエラストマーおよび柔軟な電極を積層することにより DEA を構成する. エラストマーの材料には厚さ 50 μm のシリコーン(Wacker, Elastosil Film 2030)を用いるが, 最下層の DEA のみ厚さ 0.5 mm のアクリル(3M, VHB-4905J)を用いる. アクリルエラストマーは表面に粘着性を有しており, 接着剤などを用いずに対象構造物に貼付することが可能である. また, 使用するシリコーンエラストマーは厚さが十分に薄く, 安定した動作が可能な材料で構成されているため予ひずみは与えない. シリコーンエラストマーの積層には弾性粘着剤(セメダイン, EP001K)を用いた. 電極には CNT を適用する.

積層した DEA の構成を Fig. 6.1 に示す. 対象に貼付される最下層には予ひずみを与えていないアクリルエラストマー(Bottom layer)を用いる. Base layer の上面に CNT を塗布した後, シリコーンエラストマーを貼付する. その上面にも CNT を塗布することで, シリコーンエラストマーは電極に挟まれた状態となり, 電圧を印加するとマクスウェル

応力が発生し、対象構造物に力を加えることが可能となる。このシリコンエラストマーを 1st active layer とする。さらに 1st active layer の上面にシリコンエラストマーを貼付し、その上面に CNT を塗布することで 2nd active layer とする。同様の作業を繰り返し 8th active layer まで積層し、最後に 8th active layer の上面の電極を保護するためにシリコンエラストマー(Cover layer)を貼付する。動作する層を複数積層することにより、電圧印加時により大きな力が発生し、対象を有効に加振することが期待できる。また、各電極には導線としてアルミシートをそれぞれ貼付する。作成した DEA の寸法を Fig. 6.2 に示す。DEA の形状は円形とし、対象青果物を加振するにあたり、発生する加振力の指向性を排除する。DEA は Fig. 6.3 に示すようにりんごの赤道上に貼付される。

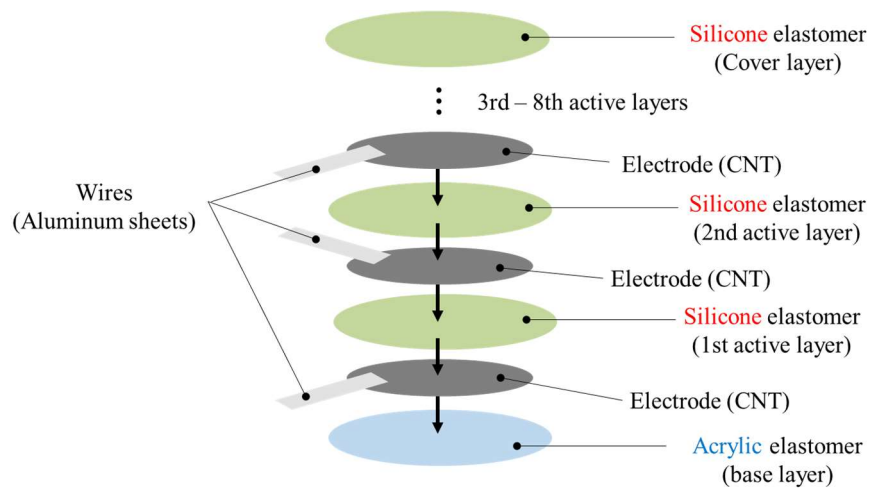


Fig. 6.1. Fabrication procedure of the laminated DEA.

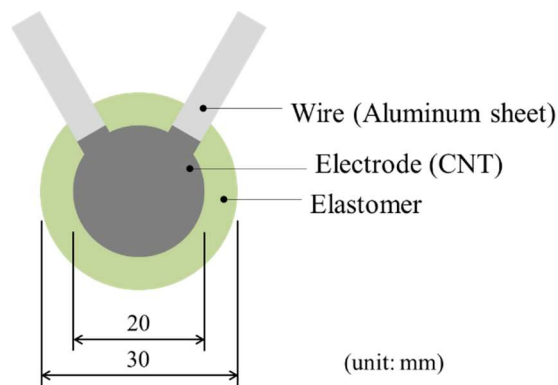


Fig. 6.2. Dimensions of the elastomers and electrodes of the proposed DEA.

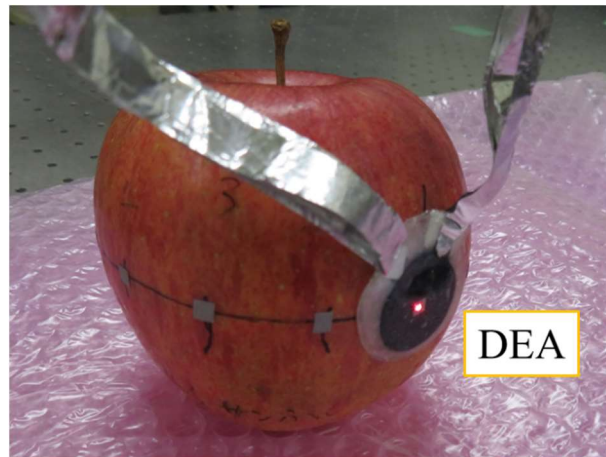


Fig. 6.3. DEA on the apple.

6.3.3 振動試験システム

りんごの周波数特性を解析するための DEA 加振に基づく振動試験システムを Fig. 6.4 に示す。また、DEA の貼付位置及び計測点を Fig. 6.5 に示す。各実験装置の諸元を Table 6.1 に示す。納入日を 0 日目として、振動試験は 0 日目、10 日目、30 日目にて行い、特に 0 日目においては、実験モード解析の手法に基づく振動モード形状の抽出を兼ねる。このため Fig. 6.2 に示す計測点は、0 日目のみりんごの赤道上に 30° 刻みで設定し、合計で 12 点となる。その他の計測日では計測点は 90° のみとなる。ここで、DEA 貼付位置は加振点として扱い、全ての計測で同様の位置である。振動モード形状は ME'scope を用いて、得られた周波数応答に対してカーブフィッティングを適用することにより抽出する。

まず対象のりんごは自由状態を仮定するために、エアクッション上に設置される。信号発生器により入力信号であるスイープ波を生成し、電圧アンプを用いて増幅した信号を加振用 DEA に入力することでりんごを加振する。LDV を用いて、りんごの表面に対して垂直方向の振動を計測する。LDV からりんごの振動の速度信号が出力され、FFT アナライザに入力される。また、増幅前の入力信号も同時に FFT アナライザに入力され、周波数特性を解析する。

ここで、DEA は各実験日に 1 つずつ用意する。すなわち、同一実験日では 1 つの DEA をりんごに貼付して振動試験を行い、試験終了後はそれを次の対象に取り付け再利用する。これを 4 つのりんごに対して行う。別の試験日では新たに同様の構成の DEA を用意する。DEA を構成しているエラストマーには予ひずみを与えられていないため、それによる復元力が発生せず、繰り返し使用することが可能となっている。

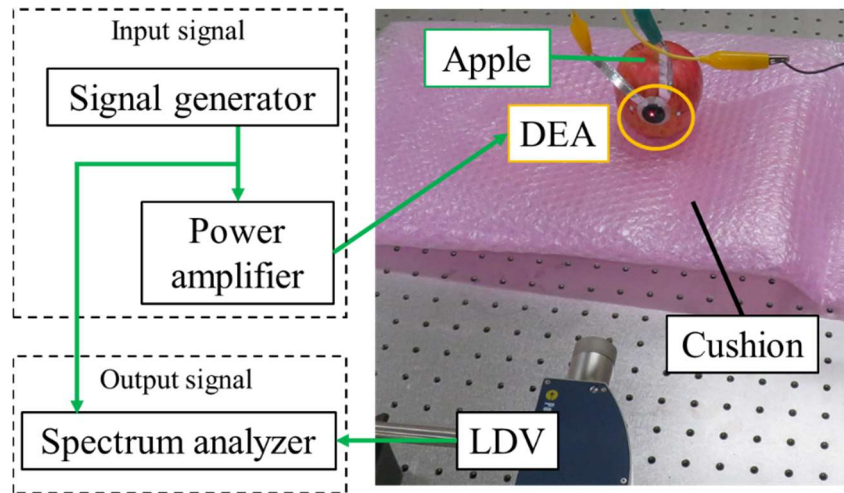


Fig. 6.4. Vibration experiment system.

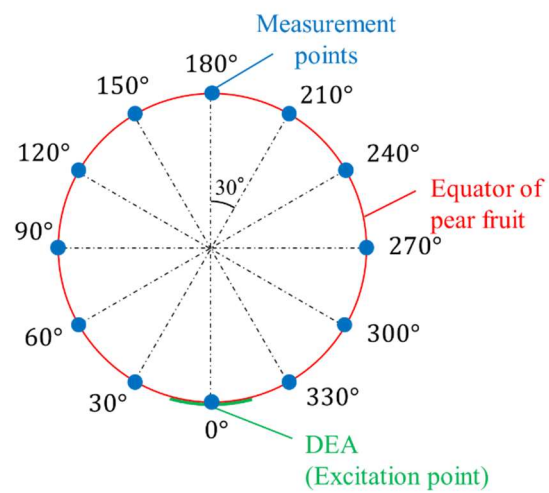


Fig. 6.5. Excitation point and measurement points on apples for experimental modal analysis.

Table 6.1. Configuration of the vibration control system.

Spectrum analyzer	Product	National Instruments, NI PXI-4472B
	Frequency range	0–4000 Hz
	Sampling points	16384
	Overlap	20 samples
Signal generator	Product	Agilent Technologies, 33220A
	Signal	Swept sine wave
	Sweep time	1.6 s
	Frequency range	1–4000 Hz
Power amplifier	Product	nF Corporation, HVA-4321
	Gain	×1000
LDV	Product	Polytec, NLV-2500
	Output signal	Velocity
	Sensitivity	5 mm/s/V

6.3.4 DEA 加振に基づく振動計測の有効性の評価

6.3.3 節で示した青果物に対する DEA 加振に基づく振動計測の有効性を評価するため、加振器を用いた振動試験を青果物に対して行い、得られた周波数応答を比較する。加振器を用いた振動試験システムを Fig. 6.6 に示す。また各装置の諸元を Table 6.2 に示す。入力信号として信号発生器によりスイープ波を生成し、電圧アンプを用いて増幅した信号を加振器に入力する。加振器はワイヤーにより吊るされており、加振棒を通じてりんごに加振力を与える。LDV を用いて、りんごの表面に対して垂直方向の振動を計測する。LDV からりんごの振動の速度信号が出力され、FFT アナライザに入力される。また、増幅前の入力信号も同時に FFT アナライザに入力され、周波数特性を解析する。また、りんごはエアクッションの上に設置されており、加振点および計測点はそれぞれ Fig. 6.5 で示した 0° と 90° である。

DEA 加振に基づく振動試験により得られたりんごの周波数スペクトルと、加振器を用いた振動試験により得られたりんごの周波数スペクトルの比較結果を Fig. 6.7 に示す。図は 0 日目の Sun Fuji A の結果ある。加振器による結果と比較して DEA 加振による結果は応答が小さいが、両結果共に共振ピークが明瞭に現れており、対象に加振力が有効に伝達していることが確認できる。これより、DEA 加振に基づく振動試験は、従来方法

と同様に対象青果物を加振することが可能であり、信頼できる周波数応答が得られることが分かる。

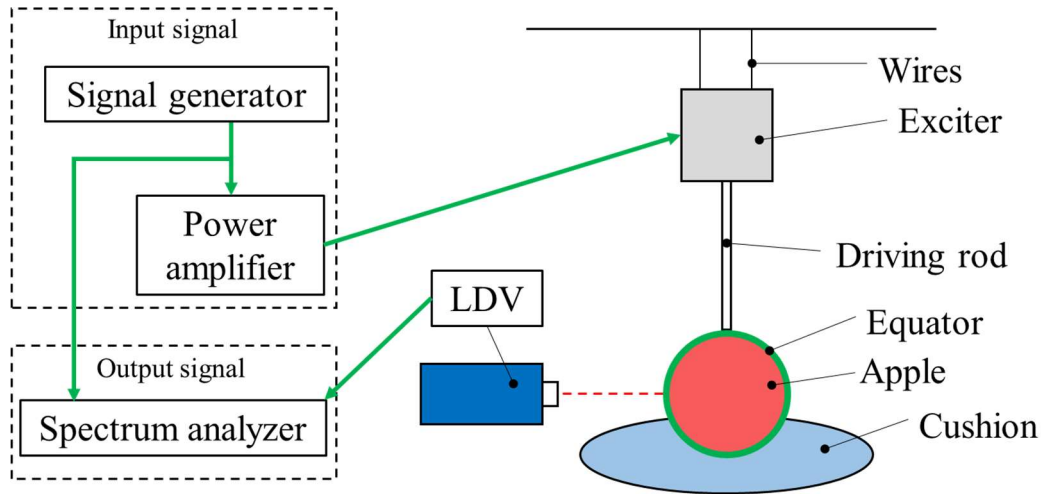


Fig. 6.6. Setup of the vibration experiment using the exciter.

Table 6.2. Configuration of the vibration experiment system.

Spectrum analyzer	Product	National Instruments, NI PXI-4472B
	Frequency range	0–4000 Hz
	Sampling points	16384
	Overlap	20 samples
Signal generator	Product	Agilent Technologies, 33220A
	Signal	Swept sine wave
	Sweep time	1.6 s
	Frequency range	1–4000 Hz
Exciter	Product	Labworks , ET-132-203
Power amplifier	Product	nF Corporation, HVA-4321
LDV	Product	Polytec, NLV-2500
	Output signal	Velocity
	Sensitivity	5 mm/s/V

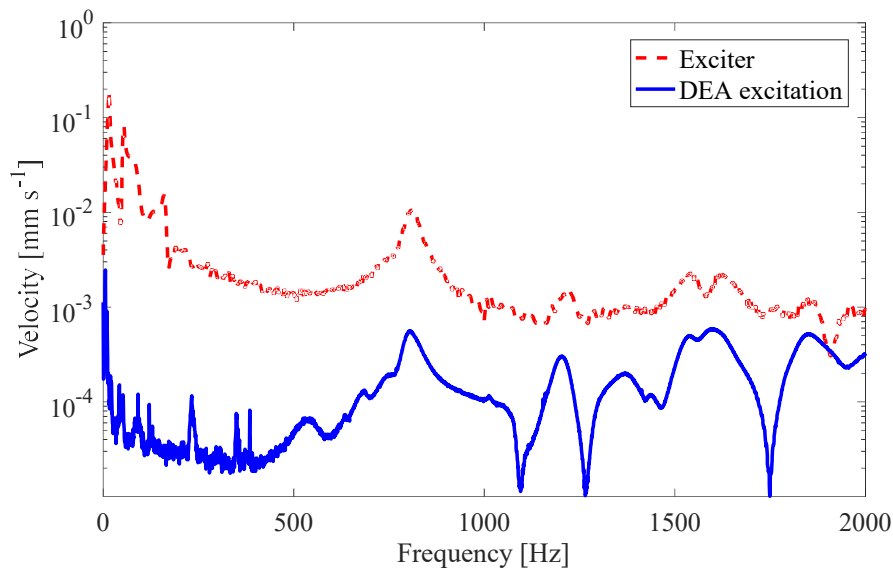


Fig. 6.7. Measured frequency spectra of the velocity of Sun Fuji A on the day 0 obtained from vibration experiments.

6.3.5 結果および考察

6.3.3 節で示した方法に基づき、それぞれのりんごに対して振動試験を行った。90°における計測点で得られた各りんごの 0 日目の周波数応答を Fig. 6.8 に示す。また、0 日目の Sun Fuji A の赤道線上におけるモード形状を Fig. 6.9 に示す。Fig. 6.8 よりそれぞれのりんごの周波数応答における共振ピークが明瞭に現れており、DEA による加振力が対象に有効に伝わっていることが分かる。各りんごの共振ピークに着目すると 800 Hz 付近において、応答が大きな共振ピークが現れていることが確認できる。Fig. 6.9 より、803.1 Hz において Sun Fuji A が赤道線上において楕円形のモード形状を示していることが確認できる。また、他の対象青果物でも同様の形状が確認できている。これより、800 Hz 付近で確認できた共振ピークは対象青果物の ${}_0S_2$ モードを示していることが分かる。これより、それぞれのりんごの ${}_0S_2$ モードにおける共振周波数を用いて式(6.1)に示した弾性指標を算出する。

Table 6.3, 6.4 に各りんごの貯蔵に伴う質量と ${}_0S_2$ モードの変化をそれぞれ示す。貯蔵に伴い各数値が減少していることが確認できる。これらの値をそれぞれ式(6.1)に代入し、得られた弾性指標を Fig. 6.10(A)に示す。図より、それぞれのりんごの弾性指標の値が貯蔵に伴い低下していることが確認できる。これは、りんごの硬さが貯蔵に伴い低下していることを示している。0 日目の弾性指標に着目すると Sun Fuji B の弾性指標が $31.0 \times$

$10^6 \text{ Hz}^2 \text{ g}^{2/3}$ となり最も大きく, Jonagold A の弾性指標が $25.4 \times 10^6 \text{ Hz}^2 \text{ g}^{2/3}$ となり最も小さい. Fig. 6.10(B)は0日目を基準とした弾性指標の値の減少率を表している. 図より, 2種類の弾性指標の減少傾向が確認できる. Jonagold Bは弾性指標の減少が大きく, 0日目から30日目までに18.5%減少している. 一方で, Sun Fuji Bは弾性指標の減少が小さく, 0日目から30日目までに11.6%減少している. 先行研究において Bilie らはジョナゴールドの0日目における弾性指標が $(32 \pm 4) \times 10^6 \text{ Hz}^2 \text{ g}^{2/3}$ となることを示している. また, 気温 1°C の貯蔵におけるりんごの弾性指標の変化を, 式(6.2)と同様の指数関数モデルを用いて $S = 32.506e^{-0.0039t} \times 10^6$ となることを示しており, このモデルによると30日間の貯蔵では約11%の減少となる[83]. これらの結果は本研究で得られた結果と類似しており, 提案する手法により青果物の硬さが有効に得られていることを示している.

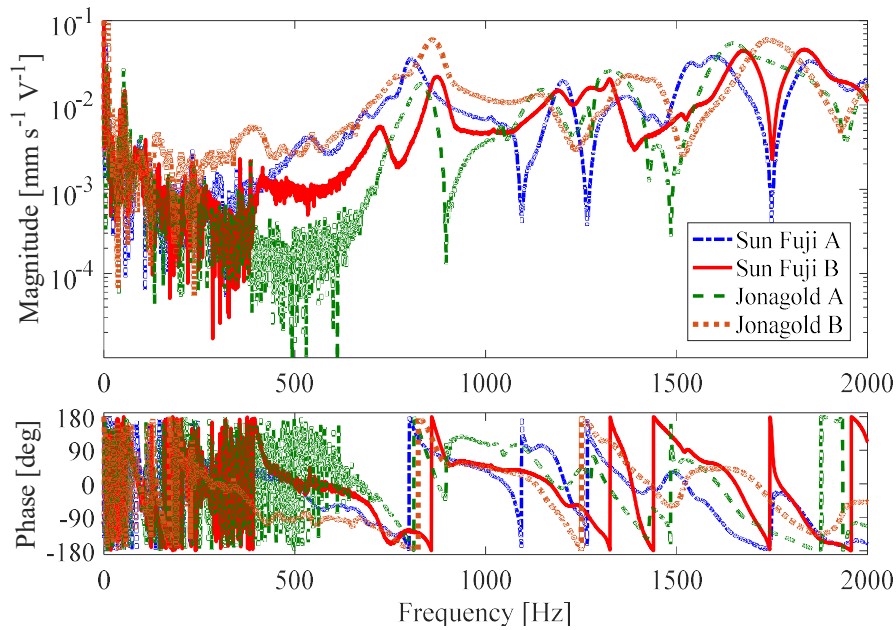


Fig. 6.8. Frequency responses of the apples on the day 0 between the input signal and the velocity output.

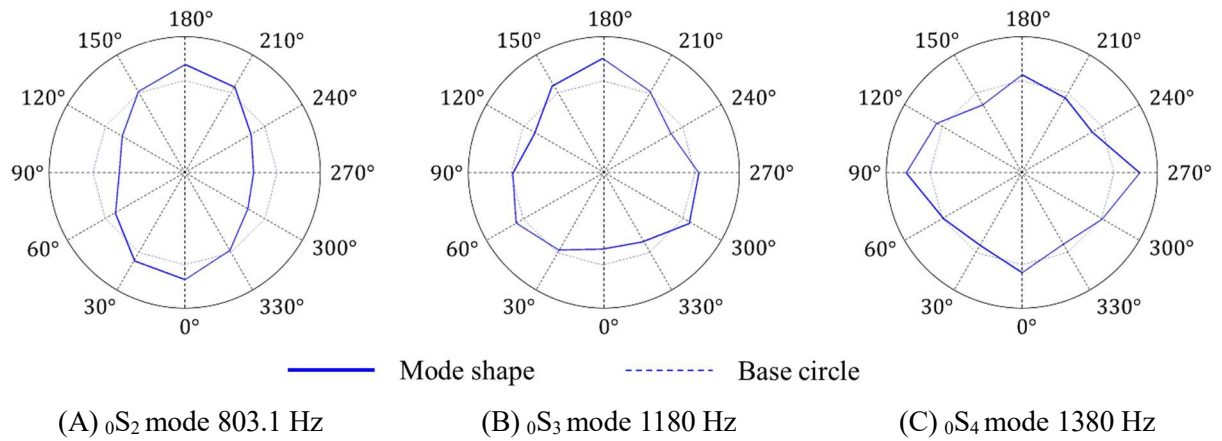


Fig. 6.9. Vibration mode shapes of Sun Fuji A obtained from experimental modal analysis.

Table 6.3. Mass of apples on the day 0, 10, and 30.

Apple	Mass [g]		
	Day 0	Day 10	Day 30
Sun Fuji A	265.4	263.2	258.4
Sun Fuji B	259.7	256.0	248.0
Jonagold A	226.5	225.1	222.3
Jonagold B	230.5	228.8	225.1

Table 6.4. Resonance frequencies at the ${}_0S_2$ mode of apples on the day 0, 10, and 30.

Apple	Frequency [Hz]		
	Day 0	Day 10	Day 30
Sun Fuji A	803.1	786.1	731.3
Sun Fuji B	873.1	861.9	833.8
Jonagold A	828.1	818.1	786.9
Jonagold B	858.8	836.9	781.3

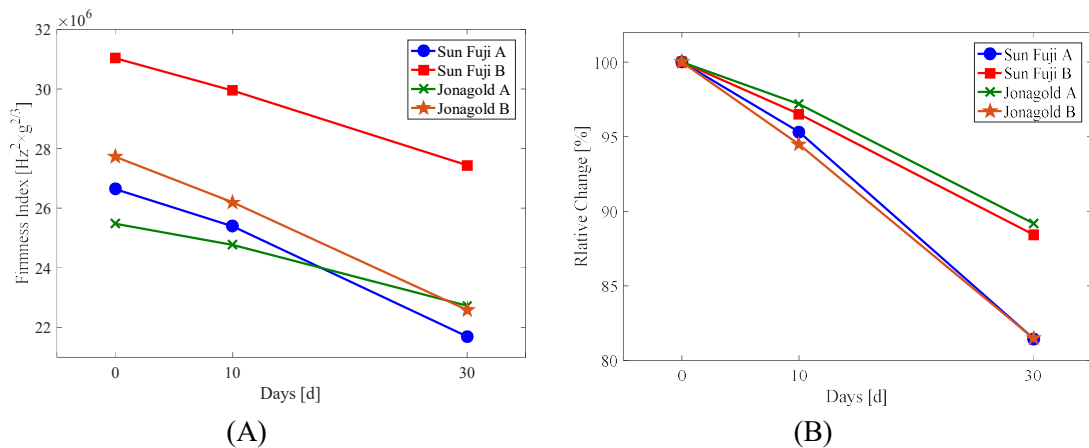


Fig. 6.10. Changes in the firmness indices during storage. (A) Values of the firmness indices.
(B) Relative changes in the firmness indices.

6.4 洋ナシの硬さ計測

6.4.1 対象青果物

振動試験において 11 個の洋ナシを計測対象にする．洋ナシは貯蔵に伴い追熟と呼ばれる過程を経て，その硬さが低下していくと同時に味覚などの意味での品質が向上することが知られている．すなわち，硬さの変化と熟度に相関があると考えられている．対象の品種はラ・フランス(佐藤農場，山形県)である．収穫日は全て 2020 年 10 月 13 日であり，2020 年 11 月 15 日まで気温 3℃で貯蔵された．納入日は 2020 年 10 月 16 日である．洋ナシの貯蔵に伴う硬さの変化を計測するため，納入後の洋ナシはインキュベータ (AS ONE, KMH-130)により気温 15℃で貯蔵される．振動試験時のみインキュベータから対象の洋ナシが取り出され，室温環境下となる．11 個の洋ナシを Fruit A–K とし，それぞれの納入直後の質量を Table 6.5 に示す．

Table 6.5. Mass of the pear fruit on the day 0.

Pear fruit	Mass [g]	Pear fruit	Mass [g]
A	319.6	G	327.9
B	321.7	H	330.6
C	322.0	I	330.8
D	324.6	J	336.3
E	325.0	K	341.5
F	325.9	-	-

6.4.2 加振用アクチュエータ

加振用アクチュエータとして DEA を適用する。DEA は 2.2.2 節で示した原理に基づき動作する。本研究ではエラストマーおよび柔軟な電極を積層することにより DEA を構成する。エラストマーの材料には厚さ 50 μm のシリコーン(Wacker, Elastosil Film 2030)を用いるが、最下層の DEA のみ厚さ 0.5 mm のアクリル(3M, VHB-4905J)を用いる。アクリルエラストマーは表面に粘着性を有しており、接着剤などを用いずに対象構造物に貼付することが可能である。また、使用するシリコーンエラストマーは厚さが十分に薄く、安定した動作が可能な材料で構成されているため予ひずみは与えない。シリコーンエラストマーの積層には弾性粘着剤(セメダイン, EP001K)を用いた。電極には CNT を適用する。

積層した DEA の構成を Fig. 6.11 に示す。対象に貼付される最下層には予ひずみを与えていないアクリルエラストマー(Bottom layer)を用いる。Base layer の上面に CNT を塗布した後、シリコーンエラストマーを貼付する。その上面にも CNT を塗布することで、シリコーンエラストマーは電極に挟まれた状態となり、電圧を印加するとマクスウェル応力が発生し、対象構造物に力を加えることが可能となる。このシリコーンエラストマーを 1st active layer とする。さらに 1st active layer の上面にシリコーンエラストマーを貼付し、その上面に CNT を塗布することで 2nd active layer とする。同様に 3rd active layer を積層し、最後に、3rd active layer の上面の電極を保護するためにシリコーンエラストマー(Cover layer)を貼付する。動作する層を複数積層することにより、電圧印加時により大きな力が発生し、対象を有効に加振することが期待できる。また、各電極には導線としてアルミシートをそれぞれ貼付する。作成した DEA の寸法を Fig. 6.12 に示す。DEA の形状は円形とし、対象青果物を加振するにあたり、発生する加振力の指向性を排除する。DEA は Fig. 6.13 に示すように、洋ナシの赤道上に貼付される。

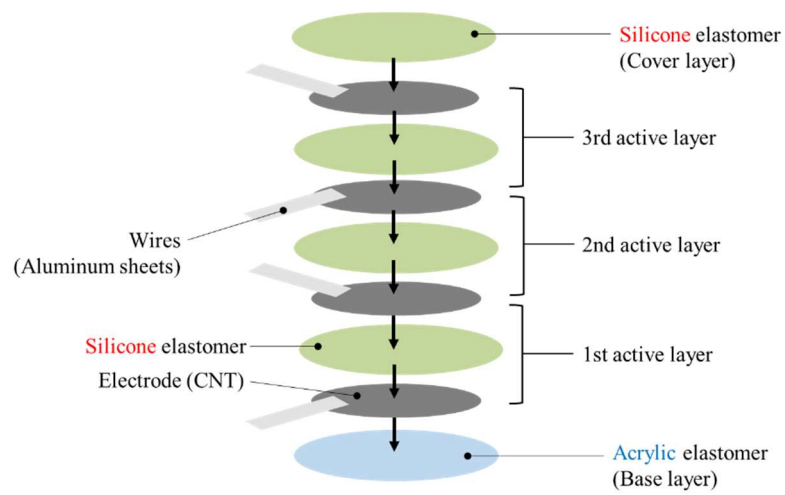


Fig. 6.11. Fabrication procedure of the laminated DEA.

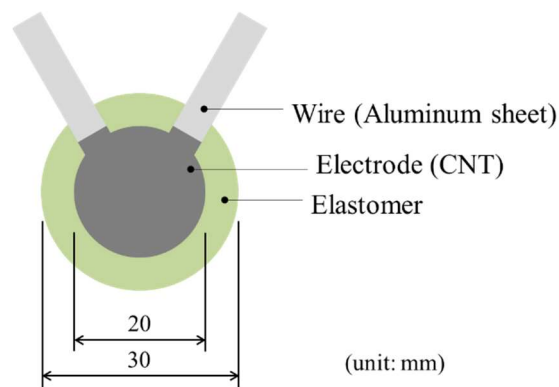


Fig. 6.12. Fabrication procedure of the laminated DEA.

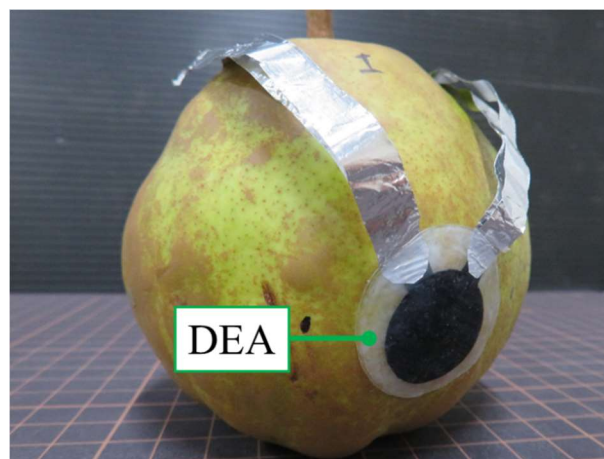


Fig. 6.13. DEA on the pear fruit.

6.4.3 振動試験システム

洋ナシの周波数特性を解析するための DEA 加振に基づく振動試験システムを Fig. 6.14 に示す。また、DEA の貼付位置および計測点を Fig. 6.15 に示す。各実験装置の諸元を Table 6.6 に示す。納入日を 0 日目として、振動試験は 0 日目から 14 日目まで毎日行う。0 日目においては、Fig. 6.14 のシステムを用いて実験モード解析の手法に基づく振動モード形状の抽出を Fruit B, J に対して行う。Fig. 6.15 に示す計測点は、振動モード形状抽出対象の洋ナシにおいては赤道上 30°刻みで設定され合計で 12 点となる。硬さ計測のための振動試験では、計測点は 180°のみとなる。ここで、DEA 貼付位置は加振点として扱い、全ての計測で同様の位置である。振動モード形状は ME'scope を用いて、得られた周波数応答に対してカーブフィッティングを適用することにより抽出する。

まず対象の洋ナシは自由状態を仮定するために、エアクッション上に設置されている。入力信号として信号発生器によりスイープ波を生成し、電圧アンプを用いて増幅した信号を加振用 DEA に入力することで洋ナシを加振する。LDV を用いて、洋ナシの表面に対して垂直方向の振動を計測する。LDV から洋ナシの振動の速度信号が出力され、FFT アナライザに入力される。また、増幅前の入力信号も同時に FFT アナライザに入力され、周波数特性を解析する。

ここで、各洋ナシに取り付けられている DEA は振動試験後も取り除かず、貼付された状態を維持する。また、対象の洋ナシには振動試験の他に、6.4.5 節で示す硬度計を用いた硬さ計測を行う。この試験は破壊試験であるため、計測された洋ナシはその後の振動試験の対象から除外する。

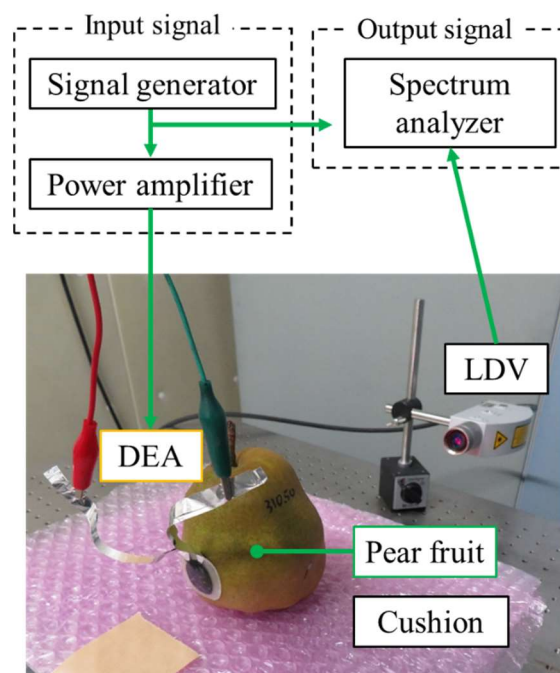


Fig. 6.14. Vibration experiment system.

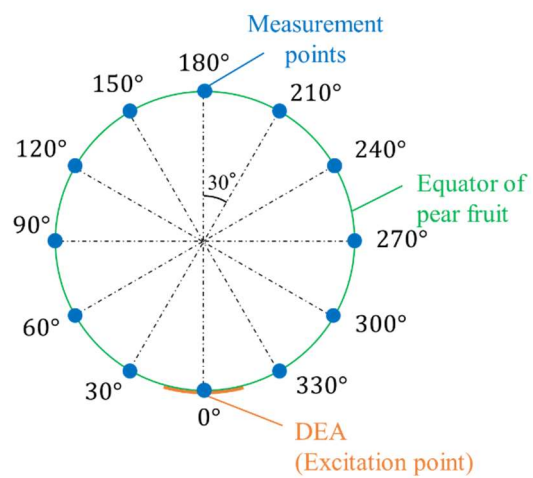


Fig. 6.15. Excitation point and measurement points on pear fruits for experimental modal analysis.

Table 6.6. Configuration of the vibration control system.

Spectrum analyzer	Product	National Instruments, NI PXI-4472B
	Frequency range	0–5000 Hz
	Sampling points	32768
	Overlap	20 samples
Signal generator	Product	Agilent Technologies, 33220A
	Signal	Swept sine wave
	Sweep time	2.56 s
	Frequency range	1–5000 Hz
	Amplitude	1.0 V
Power amplifier	Product	nF Corporation, HVA-4321
	Gain	×1000
	Amplitude of the amplified signal	1000 V
	Offset voltage	1100 V
LDV	Product	Polytec, NLV-2500
	Output signal	Velocity
	Sensitivity	5 mm/s/V

6.4.4 結果および考察

(1) 周波数特性に関する結果

6.4.3 節で示した方法に基づき、それぞれの洋ナシに対して振動試験を行った。180°での計測により得られた Fruit A, B, I, J の 0 日目の周波数特性を Fig. 6.16 に示す。また、0 日目の Fruit B, J の赤道上的におけるモード形状を Fig. 6.17 に示す。Fig. 6.16 よりそれぞれの洋ナシの周波数応答における共振ピークが明瞭に現れており、DEA による加振力が対象に有効に伝わっていることが分かる。各洋ナシの共振ピークに着目すると 700 Hz 付近において、応答が大きな共振ピークが現れていることが確認できる。Fig. 6.17 より、Fruit B, J がそれぞれ 674 Hz と 702 Hz において弾性変形するモード形状を示している。それぞれの洋ナシはこれらの周波数において最初に弾性変形を示したため、700 Hz 付近の共振ピークが弾性 1 次モードであることが考えられ、式(6.1)に代入する対象の周波数となる。ここで、Fruit B, J は弾性 1 次モードにおいて赤道上で楕円形のモード形状を示していることが確認できる。これは、Fig. 6.9 で示したりんごの s_2 モードに

おけるモード形状に類似している。また、2, 3 次弾性モードも、それぞれ Fig. 6.9 の ${}_0S_3$, ${}_0S_4$ モードと類似したモード形状を示すことが確認できた。

Fig. 6.18 に Fruit A, I の貯蔵に伴う周波数応答の変化を示す。図は 1 日ごとの弾性 1 次モード周辺の応答の変化を示しており、それぞれの洋ナシの貯蔵に伴い共振周波数が低下していることが確認できる。共振ピークの形状や応答の大きさは、貯蔵に伴い規則的に変化しているが、Fruit A では 8 日目以降、Fruit I では 10 日目以降から不規則な変化を示している。そして、それぞれの洋ナシの周波数応答は 14 日目において、共振ピークの応答が大きくなる傾向を示した。Fruit A では 13, 14 日目で共振周波数が大きく減少している。貯蔵では洋ナシは追熟の過程を経ているが、過度に貯蔵することは洋ナシの品質に大きな影響を与えていることが考えられる。

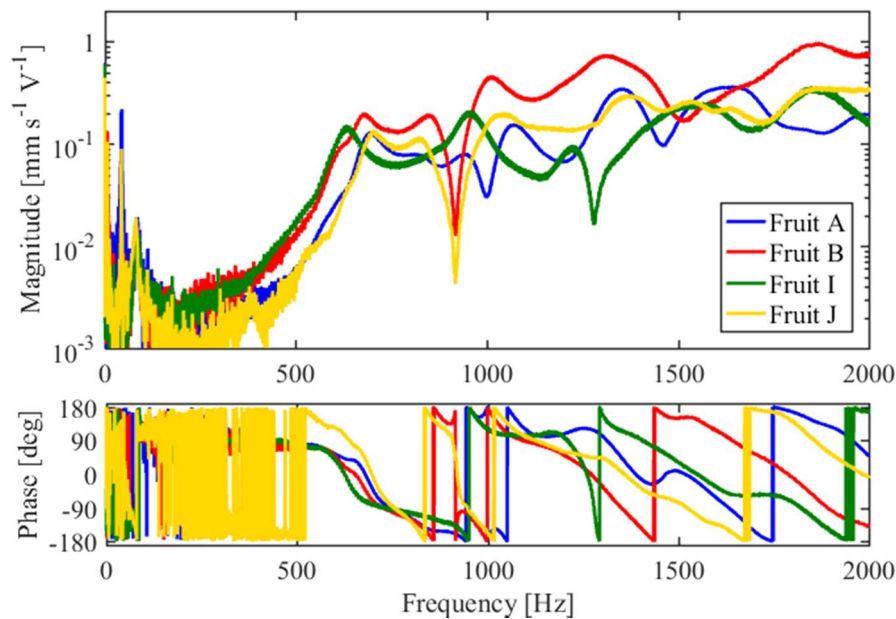


Fig. 6.16. Frequency responses of the pear fruits on the day 0 between the input signal and the velocity output.

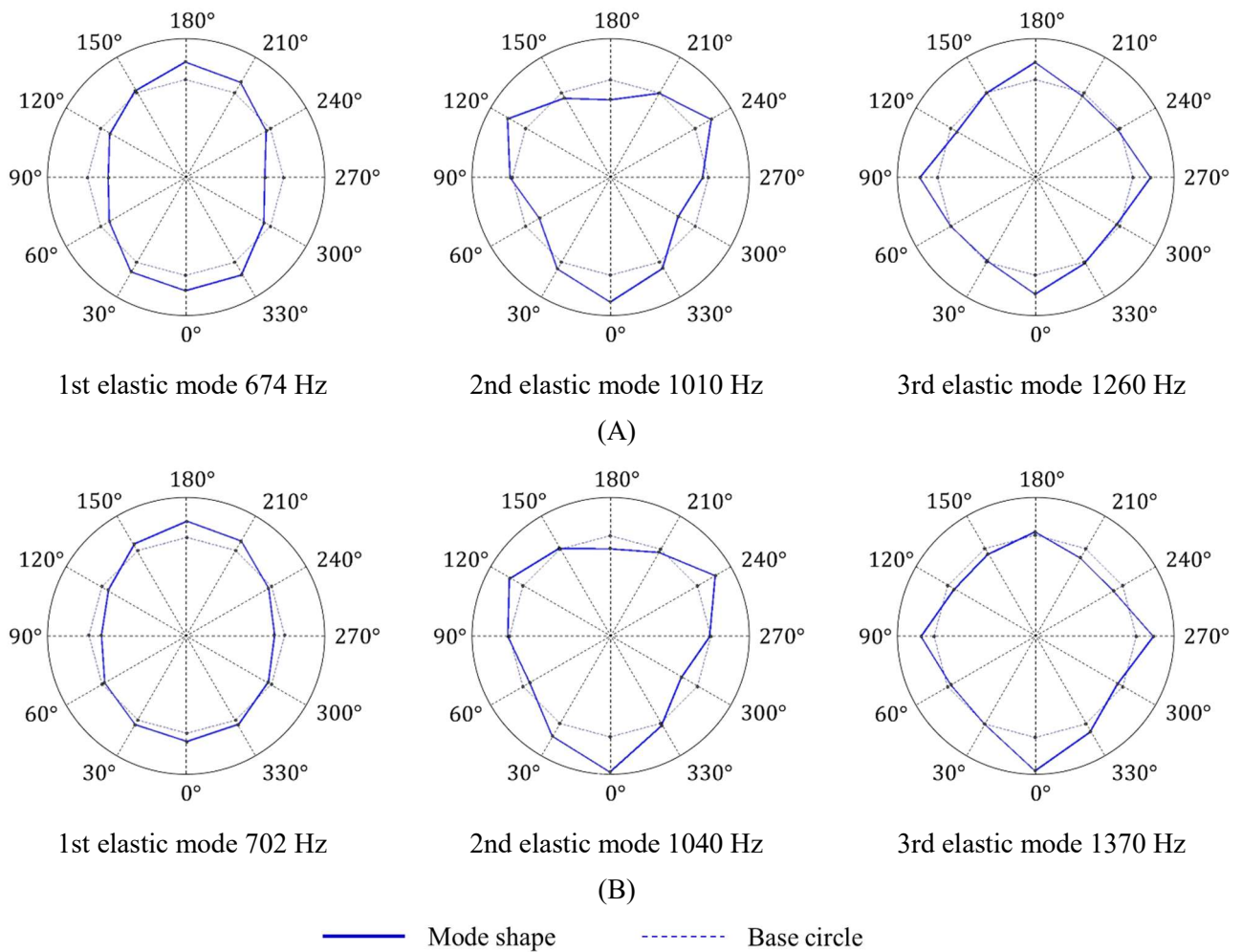


Fig. 6.17. Vibration mode shapes of the pear fruit obtained from experimental modal analysis.

(A) Fruit B. (B) Fruit J.

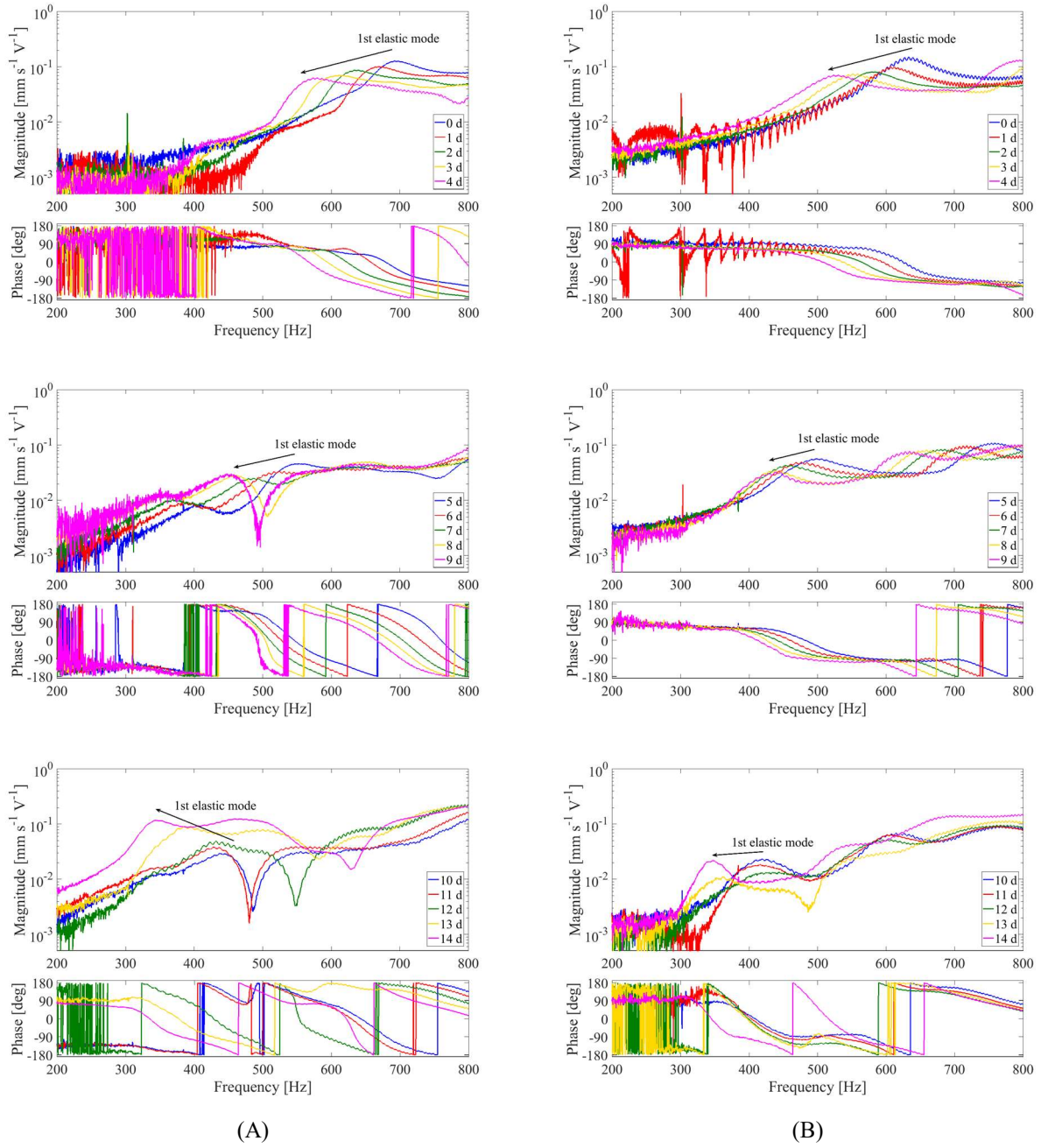


Fig. 6.18. Variations in the frequency responses around the resonance frequency at the 1st elastic mode during storage for (A) Fruit A and (B) Fruit I.

(2) 弾性指標に関する結果

全ての洋ナシに対して得られた弾性指標を Fig. 6.19 に示す。ここで、貯蔵中に硬度計を用いた破壊試験の対象となった洋ナシがあるため、洋ナシによって貯蔵日数が異なることを補足する。図より、0 日目のそれぞれの洋ナシの弾性指標は $(21.6 \pm 2.5) \times 10^6 \text{ Hz}^2 \text{ g}^{2/3}$ であり、それぞれの弾性指標の値は貯蔵に伴い低下していることが確認できる。これにより、洋ナシの硬さが貯蔵に伴い低下していることが分かる。貯蔵日数が経つにつれ、弾性指標の減少傾向は緩やかになっている。12 日目までの貯蔵においては、それぞれの洋ナシで類似した傾向が確認できた。一方で 13, 14 日目では 2 種類の弾性指標の減少傾向が確認できた。Fruit E, K では 12 日目までと同様に規則的な変化をしており、13, 14 日目ではわずかな弾性指標の変化を示している。Fruit A, I では 13, 14 日目では弾性指標が急激に低下し、13 日目を境にした 2 段階の減少傾向が確認できる。ここで、Fruit A と Fruit E に着目すると、Fruit A は 0 日目と 14 日目の弾性指標がそれぞれ $22.9 \times 10^6 \text{ Hz}^2 \text{ g}^{2/3}$ と $7.89 \times 10^6 \text{ Hz}^2 \text{ g}^{2/3}$ であり、65.5 % の減少を示している。同様に、Fruit E については $22.5 \times 10^6 \text{ Hz}^2 \text{ g}^{2/3}$ と $5.23 \times 10^6 \text{ Hz}^2 \text{ g}^{2/3}$ であり、76.8 % の減少を示している。これより、過熟により対象の洋ナシの硬さおよび品質が急激に変化することが確認できる。洋ナシの硬さの変化に関する先行研究について、Terasaki らによると、気温 20°C で貯蔵されたラ・フランスの 0 日目と 14 日目の弾性指標はそれぞれ $24.0 \times 10^6 \text{ Hz}^2 \text{ g}^{2/3}$ と $5.50 \times 10^6 \text{ Hz}^2 \text{ g}^{2/3}$ となったことを示しており [90]、77.1 % の減少を示している。これらの値は本研究で得られた結果と類似しており、提案する手法により有効に洋ナシの硬さの値が得られたことを示している。

14 日目まで計測を行った Fruit A, E, I, K に対して、6.2.2 節で示した最小二乗法を適用しカーブフィッティングを行うことにより、弾性指標の減少傾向のモデル化を行った。指数関数モデルと Reciprocal モデルを適用し、カーブフィッティングを行った結果を Fig. 6.20 に示す。それぞれのモデルにおける決定係数の平均を比較すると、指数関数モデルが $R^2 = 0.988$ であり、Reciprocal モデルが $R^2 = 0.990$ を示した。いずれのモデルも決定係数が非常に高く、良好なフィッティングができているが、Reciprocal モデルの方がわずかに高い相関を示した。しかしながら、それぞれのモデルにおいて、Fruit A および Fruit I で確認されるような 2 段階の減少傾向をモデル化することはできず、モデル化の精度を下げる要因になっている。この問題を解決することで、洋ナシや他の青果物を対象とした品質評価の将来的な自動化に繋がると考えられ、今後の課題となる。

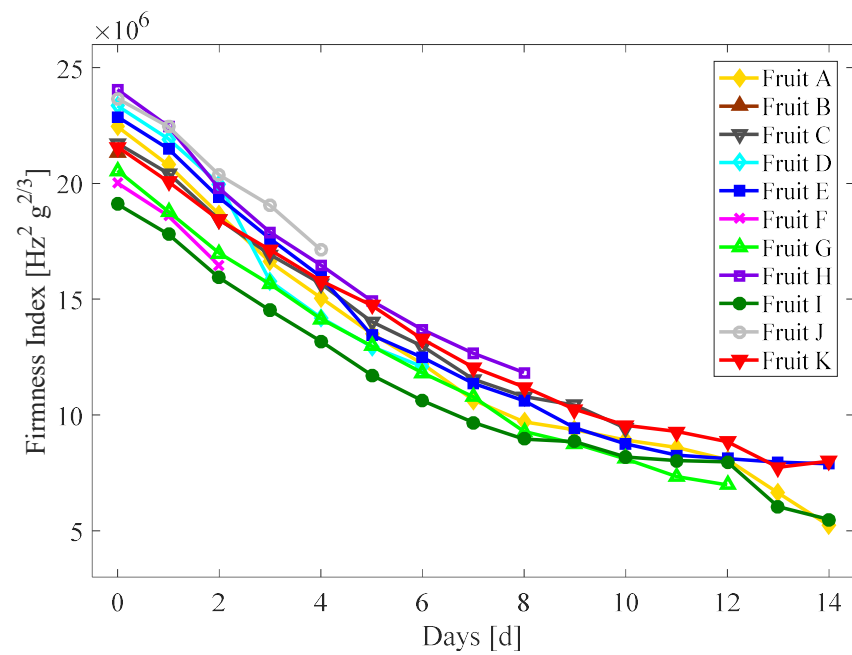


Fig. 6.19. Variations in the measured firmness indices of the 11 target fruits during storage.

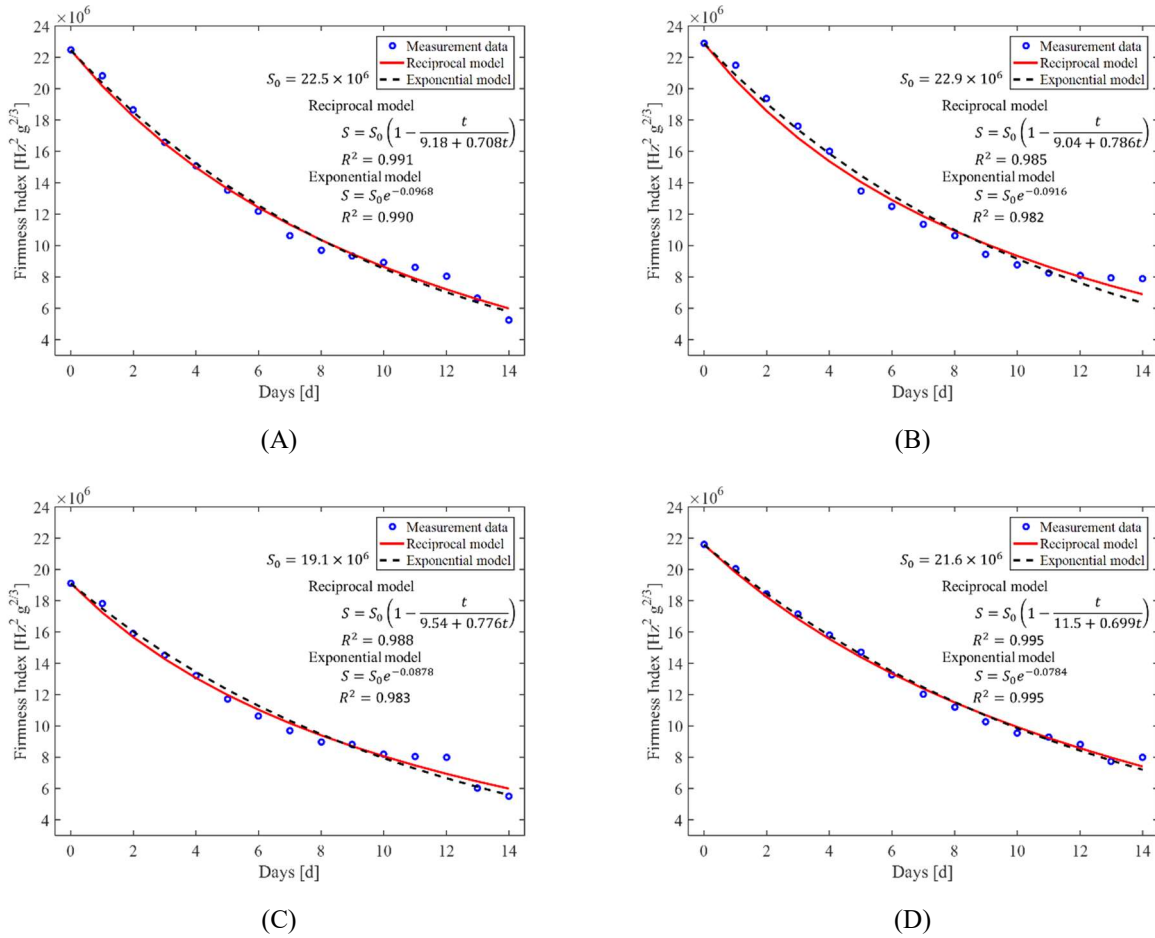


Fig. 6.20. Variations in the firmness indices of the fruits during storage. (A) Fruit A, (B) Fruit E, (C) Fruit I, and (D) Fruit K.

6.4.5 硬度計による硬さ計測

提案する手法により得られた弾性指標に基づく硬さと、実際の硬さの相関を調査するため、硬度計による貫入抵抗試験を行った。Fig. 6.21 に貫入抵抗試験の方法および計測点を示す。硬度計(藤原製作所, Firmness Tester KM-5)には円筒型のプローブが取り付けられており、プローブは直径 5 mm, 深さ 10 mm である。このプローブを対象に挿入することで硬さを計測する。また、計測点は Fig. 6.15 に示す 90°, 180°, 270° の 3 点であり、それぞれの計測点で得られた結果を平均する。各計測点では洋ナシの皮を切除しており、果実の硬度を直接計測する。洋ナシの弾性指標の変化との相関を調査するため、貫入抵抗試験は 0 日目から 1 日置きに遂行し、それぞれの試験日に 1 個の洋ナシを対象にして行う。洋ナシは Fruit A–K の中から無作為に選んだ。また、貫入抵抗試験を受けた洋ナシは、損傷を受けているためその後は振動試験の対象から除外する。

貫入抵抗試験により得られた洋ナシの硬さと振動試験により得られた洋ナシの弾性指標の相関を Fig. 6.22 に示す．図の中の青色の点はそれぞれの洋ナシの計測結果である．また赤色の直線はこれらの計測結果に対し，式(6.4)に示した最小二乗法に基づいて直線近似を適用した結果である．直線近似の結果に対し，計測結果は多少のばらつきは確認されるが決定係数が $R^2 = 0.683$ であることから，実際の洋ナシの硬さと弾性指標に基づく硬さには相関があることが確認できた．また，両者の相関についての先行研究として Zhang らは硬度計にマグヌス・テイラー硬度計を用いて調査を行い，直線近似の決定係数が $R^2 = 0.735$ であることを示した[91]．これは，本研究で得られた値と近い値となっている．以上より，提案する手法は洋ナシの硬さを適切に評価することが可能であることが確認できた．しかし，今後の課題として，両者の相関に関する評価の信頼性をさらに向上させるため，より多数の対象に対して貫入抵抗試験及び振動試験を行う必要がある．

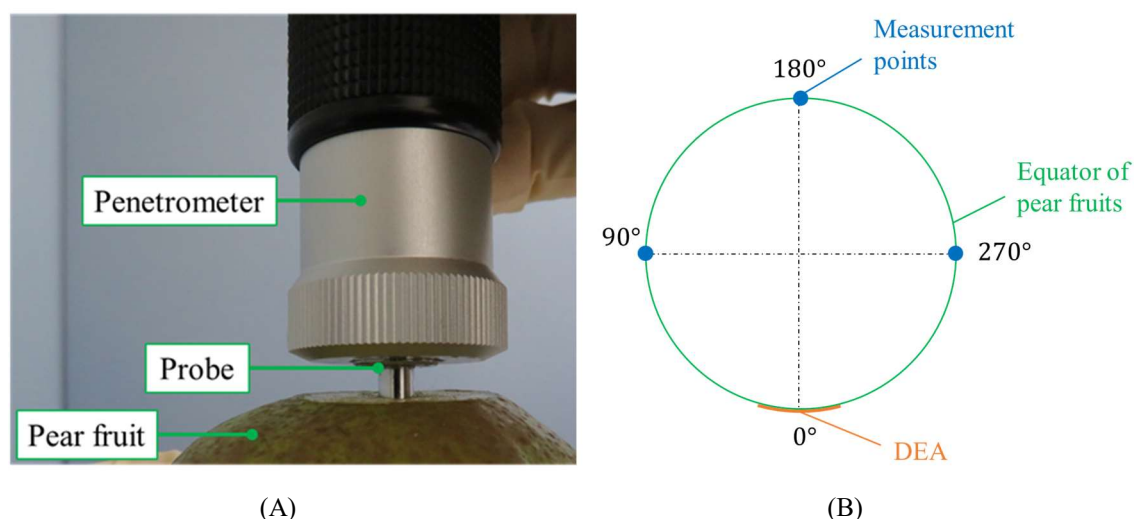


Fig. 6.21. Firmness measurement using the penetrometer. (A) Experimental setup. (B)

Measurement points.

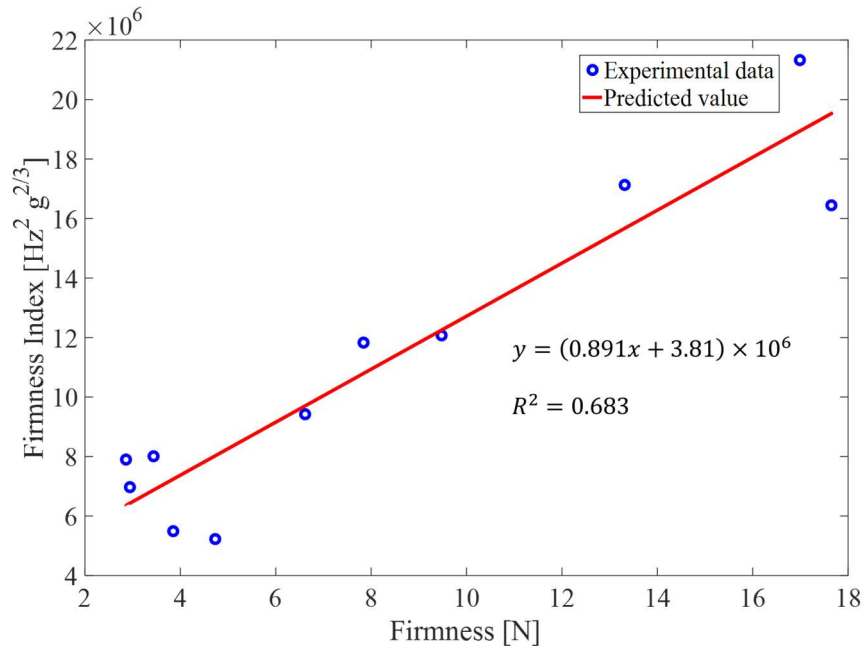


Fig. 6.22. Correlation between the firmness values obtained from the firmness measurement using the penetrometer and the firmness indices of the evaluated pear fruits.

6.5 結論

本章では青果物の硬さ評価のための DEA 加振に基づく振動試験手法を提案した。DEA は十分に薄く高い伸縮性を有しているため、曲面や複雑な形状を有する青果物に対しても密着して貼付することができる。DEA を用いた振動試験システムは小型化が可能であり、加振力を対象の青果物に有効に伝達することが可能である。適用した DEA の積層構成について、対象に十分な大きさの力を伝達するため、マクスウェル応力が発生する層を複数にした。対象青果物をりんごおよび洋ナシとして DEA 加振に基づく振動試験を行った結果、明瞭な周波数応答が得られた。また、弾性指標を用いた青果物の硬さ評価を行うため、りんごに関しては $_0S_2$ モードの共振周波数、洋ナシに関しては弾性 1 次モードの共振周波数を求めた。それぞれの振動モードを確認するために、実験モード解析に基づき対象の赤道上の振動モード形状の抽出を行った。

りんごを対象青果物とした検討においては、サンフジ 2 個とジョナゴールド 2 個を冷蔵庫内に貯蔵し、振動試験に基づき硬さの変化を求めた。モード形状抽出の結果、800 Hz 付近の振動モードにおいてりんごが楕円形の変形を示しており、 $_0S_2$ モードであることが確認された。それぞれのりんごの $_0S_2$ モードにおける共振周波数および質量を用い

て弾性指標を算出し、貯蔵に伴う硬さの変化を確認した。それぞれのりんごは概ね同様の弾性指標の値を示し、貯蔵に伴い減少する傾向であることを示した。

洋ナシを対象青果物とした検討においては、11 個のラ・フランスをインキュベータ内にて気温 15°C の環境で貯蔵し、振動試験に基づき硬さの変化を求めた。モード形状抽出の結果、700 Hz 付近において洋ナシが最初に弾性変形を示すモードを確認した。この弾性 1 次モードの共振周波数およびそれぞれの洋ナシの質量を用いて弾性指標を算出した。11 個の洋ナシにおける 0 日目の硬さは $(21.6 \pm 2.5) \times 10^6 \text{ Hz}^2 \text{ g}^{2/3}$ であり、貯蔵に伴いその値が減少することを確認した。また、減少傾向は日数の経過に伴い緩やかになることを確認した。さらに、0 日目から 14 日目まで貯蔵した洋ナシの硬さの変化に対し最小二乗法を適用して、指数関数モデルおよび Reciprocal モデルを用いてモデル化を行った。これらのモデルは、硬さの変化を良好に再現していることを確認した。最後に硬度計を用いて洋ナシの硬さを測定し、振動試験によって得られた弾性指標との相関を調査した。直線近似を適用した結果、両者には良好な相関があることが確認された。

以上より、提案する青果物の硬さ評価のための DEA 加振に基づく振動試験手法の有効性が示された。

第7章 結論

7.1 結論

本研究ではソフトアクチュエータを応用した構造加振および振動制御技術を提案し、その有効性を検証した。ソフトアクチュエータはその柔軟性から、振動制御に応用することで柔軟構造物や曲面構造物の振動問題を解決できることが期待されている。柔軟構造物である膜構造の有効な振動制御が実現できれば、ソーラーセイルなどの宇宙構造物の性能を向上させ今後の宇宙開発の発展が期待できる。曲面構造物に関しては、飛行機や車両などで用いられているパイプ構造の安全性向上に繋がる技術となる。さらに、ソフトアクチュエータによる加振力を用いることで対象の動特性評価システムに応用することが可能である。ソフトアクチュエータを適用した構造加振技術により、農業において青果物の小さな品質評価システムを構築できることが期待され、今後の農業の担い手の不足などの問題解決に貢献できる。これらの技術への発展的応用をするべく以下の検討を遂行した結果、提案するソフトアクチュエータを応用した構造加振および振動制御技術の有効性を明らかにした。

第1章では本研究の背景について述べ、ソフトアクチュエータを適用した構造加振および振動制御技術の必要性について示した。また、本研究で用いるモデルベースによるアクティブ制振技術、ソフトアクチュエータおよび、青果物の品質評価についての概要を簡潔に示した。

第2章では、ソフトアクチュエータの動作原理について述べ、第3-5章における振動制御実験を行うための制御系設計方法について述べた。ソフトアクチュエータとして PVDF フィルムアクチュエータおよび DEA を用いることを提案し、それぞれの動作原理を示した。振動制御にはモデルベースによるアクティブ振動制御を適用することを示し、システム同定によって得られたモード特性を用いて状態空間モデルの作成を行った。得られた状態空間モデルを用いて制御系を設計し、 H_∞ 制御理論に基づいてコントローラを設計することにより、ロバスト安定性を保証したコントローラを設計した。

第3章では柔軟な膜構造の振動を抑制するため、柔軟な PVDF フィルムを制振用アクチュエータとしたアクティブ制振を適用した。制振効果の検証は振動試験に基づいて行った。振動試験において、LIB に基づく非接触レーザー加振法を膜構造への外乱加振として適用することで、再現性の高い振動試験を実現し、高周波を含む膜構造の周波数スペクトルの評価を可能とした。さらに、非接触で振動が計測できる LDV を用いたことにより完全非接触な振動試験を実現した。膜構造のアクティブ制振を行うため、対象構

造物をモデル化することによりコントローラを作成した。PVDF 入力による振動試験を膜構造に対して行い、得られた周波数応答に対して実験モード解析を適用することで対象構造物の状態空間モデルを作成した。状態空間モデルを用いて制御系を構築し、 H_∞ 制御理論に基づいてコントローラを設計した。振動制御実験の結果、膜構造の単一モード制振および複数モード同時制振を実現したことから、提案する PVDF アクチュエータを用いた振動制御は膜構造に対して有効であることが示された。

第 4 章では柔軟な膜構造が有する幅広い周波数帯域に存在する共振ピークを抑制するため、高い伸縮性と応答速度を有する DEA を制振用アクチュエータとするアクティブ制振を適用した。制振効果の検証は振動試験に基づき、大気環境と真空環境にてそれぞれ行われた。振動試験において、真空環境で適用可能な LA に基づく非接触レーザー加振法を膜構造への外乱加振として適用した。LA により、再現性の高い振動試験を実現し、高周波を含む膜構造の周波数スペクトルの評価を可能とした。膜構造のアクティブ制振を行うため、対象構造物をモデル化することによりコントローラを作成した。DEA 入力による振動試験を膜構造に対して行い、得られた周波数応答に対して実験モード解析を適用することで対象構造物の状態空間モデルを作成した。状態空間モデルを用いて制御系を構築し、 H_∞ 制御理論に基づいてコントローラを設計した。振動制御実験について、大気環境および真空環境における膜構造に対して複数モード同時制振を適用した。両環境において、膜構造が有する共振ピークの応答が低周波から高周波にかけて抑制された。これより、提案する DEA を用いた振動制御は大気環境および真空環境の膜構造に対して有効であることが示された。

第 5 章では曲面を有する機械構造物の振動制御を実現するため、高い伸縮性を有する DEA を制振用アクチュエータとして対象に貼付してアクティブ制振を適用した。対象構造物はパイプ構造とし、制振効果は振動試験に基づいて検証した。また DEA の寸法および貼付位置を検討するにあたり、対象の数値解析モデルに基づくひずみエネルギーおよび実験モード解析に基づくモード形状を用いた。パイプ構造のアクティブ制振を行うため、対象構造物をモデル化することによりコントローラを作成した。DEA 入力による振動試験をパイプ構造に対して行い、得られた周波数応答に対して実験モード解析を適用することで対象構造物の状態空間モデルを得た。状態空間モデルを用いて制御系を構築し、 H_∞ 制御理論に基づいてコントローラを設計した。振動制御実験は、複数モード同時制振に対して適用され、その結果、低次および高次モードにおける共振ピークが低減し、1000 Hz 以上の高周波帯域に対しても制振が有効であることが示された。また、予ひずみを与えていないシリコーンを材料とした DEA が、アクティブ制振に有効であ

ることが確認できた．以上より，提案する DEA を用いた振動制御は曲面を有する構造物に対して有効であることが示された．

第6章では青果物の硬さ評価のための，DEA 加振に基づく振動試験手法を提案した．DEA は十分に薄く高い伸縮性を有しているため，曲面や複雑な形状を有する青果物に対しても密着して貼付することができる．DEA を用いた振動試験システムは小型化が可能であり，加振力を対象の青果物に有効に伝達することができる．十分な加振力を得るために複数の層を有する DEA を作成し，対象青果物をりんごおよび洋ナシとして振動試験を行った結果，明瞭な周波数応答が得られた．また，弾性指標を用いた青果物の硬さ評価を行うため，りんごに関しては s_2 モードの共振周波数，洋ナシに関しては弾性1次モードの共振周波数を求めた．それぞれの振動モードを確認するために，実験モード解析に基づき対象の赤道上の振動モード形状の抽出を行った．りんごを対象青果物とした検討においては，その弾性指標を算出し，貯蔵に伴う硬さの変化を確認した．それぞれのりんごは概ね同様の弾性指標の値を示し，貯蔵に伴い減少する傾向であることを示した．洋ナシを対象青果物とした検討においては，弾性指標を算出し，貯蔵に伴いその値が減少することを確認した．弾性指標の減少傾向は日数の経過に伴い緩やかになることを確認した．硬度計を用いた洋ナシの硬さと，振動試験によって得られた弾性指標との相関を調査した結果，両者には良好な相関があることが確認された．以上より，提案する青果物の硬さ評価のための DEA 加振に基づく振動試験手法の有効性が示された．

7.2 今後の課題

最後に，今後の課題と展望を以下にまとめる．

1. 本研究では DEA を用いた膜構造の振動制御が大気環境および真空環境において有効であることを示した．しかしながら，それぞれの環境での振動制御は異なる設計のコントローラを用いている．すなわち大気環境に適したコントローラと真空環境に適したコントローラの2つを用意しており，それぞれ適用している．しかし，実際に宇宙空間で用いられる膜構造の特性は，地上での実験モード解析により予め得ることは難しいと考えられる．これに対する課題として，気圧などによる膜構造の状態の変化に適応できる制御系の設計が必要である．もしくは，数値解析的に真空状態の膜構造の振動特性を正確に解析し，制御系の設計を行うことが必要である．
2. 曲面構造の振動制御については，本研究では基礎検討としてパイプ構造を対象構造物としたが，DEA の高い伸縮性を発揮するにはさらに複雑な形状の構造物の振動

制御を検討すべきである。例えば、3次元的な曲面を有する構造物としてパラボラアンテナ状の構造物が挙げられる。さらに自動車の車体なども複雑な形状を有しており、振動による騒音問題などの解決に貢献できると考えられる。

3. 青果物の硬さ評価では、エラストマーの粘着性を利用して DEA を対象に貼付し、振動試験を行った。しかし、実用化を考えると粘着性による貼付では DEA を繰り返し使用できず、利便性に劣る。今後は、エラストマーの粘着性に頼らない DEA の取り付け方法の提案が必要となる。さらに、農業では品質の自動評価が求められているため、提案する DEA を用いた振動試験手法について、振動計測のプロセスの自動化や得られた周波数応答から自動的に共振周波数を得られるシステムの開発が必要である。
4. 本研究での振動制御実験や青果物を対象とした振動試験において、DEA と LDV を組み合わせたシステムを適用している。しかし、LDV を用いたシステムは実験的検討には適しているが、実用化を考えると使用できる環境が限られ、また装置も高額なものとなる。そこで、DEA をセンサーとしても利用する Dielectric elastomer sensor (DES)[94]を適用し、さらにセルフセンシングシステム[95]の構築をするべきである。DES はその開発に関する研究が進んでおり、この適用は将来の課題である。

参考文献

- [1] 入江敏博, 小林幸徳, 機械振動学通論, 朝倉書店, (2006).
- [2] Ikegame, T., Takagi, K. and Inoue I., Exact solutions to H_∞ and H_2 optimizations of passive resonant shunt circuit for electromagnetic or piezoelectric shunt damper, Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 141, No. 4 (2019), 031015.
- [3] Qiu, J., Ji, H. and Zhu, K., Semi-active vibration control using piezoelectric actuators in smart structure, Frontiers of Mechanical Engineering, Vol. 4 (2009), pp. 242–251.
- [4] Golovin, I. and Palis, S., Robust control for active damping of elastic gantry crane vibrations, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 121 (2019), pp. 264–278.
- [5] Li, Y., Horowitz, R. and Evans, R., Vibration control of a PZT actuated suspension dual-stage servo system using a PZT sensor, IEEE Transactions on Magnetics, Vol. 39, No. 2 (2003), pp. 932–937.
- [6] Rotea, M.A., The generalized H_2 control problem, Automatica, Vol. 29, No. 2 (1993), pp. 373–385.
- [7] Yonezawa, H., Kajiwar, I., Sato, S., Nishidome, C., Sakata, M., Hatano, T. and Hiramatsu S., Vibration control of automotive drive system with nonlinear gear backlash, Vol. 141, No. 12 (2019), 121002.
- [8] Zhang, G., Zhang, Y. and Yu, F., μ -Synthesis controller design for a DC-motor-based active suspension with parametric uncertainties, Journal of Vibration and Control, Vol. 19, No. 4 (2012), pp. 585–604.
- [9] Yonezawa, H., Kajiwar, I. and Yonezawa, A., Experimental verification of model-free active vibration control approach using virtually controlled object, Journal of Vibration and Control, Vol. 26, No. 19-20 (2020), pp. 1656–1667.
- [10] Nakamura, S., Kajiwar, I. and Arisaka, T., Vibration control of hdd smart head actuator with pzt element, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol. 77, No. 775 (2011), pp. 847–857.
- [11] Jiang, J.P. and Li, D.X., Robust H_∞ vibration control for smart solar array structure, Journal of Vibration and Control, Vol. 17, No. 4 (2011), pp. 505–515.
- [12] 奥崎秀典, 長田義仁, ソフトアクチュエータの分類と研究動向, 精密工学会誌, Vol. 80, No. 8 (2014), pp 709–712.
- [13] Gorissen, B., Reynaerts, D., Konishi, S., Yoshida, K., Kim, J.W. and Volder, M., Elastic inflatable actuators for soft robotic applications, Vol. 29, No. 43 (2017), 1604977.
- [14] Romasanta, L.J., Lopez-Manchado, M.A. and Verdejo, R., Increasing the performance of dielectric elastomer actuators: A review from the materials perspective, Vol. 51 (2015), pp. 188–211.

- [15] Young, L., Ramanathan, S., Hu, J. and Pai, P., Numerical and experimental dynamic characteristics of thin-film membranes, *International Journal of Solids and Structures*, Vol. 42, No. 9–10 (2005), pp. 3001–3025.
- [16] 奥泉信克, 白澤洋次, 宮崎康行, 森治, 小型ソーラー電力セイル実証機 IKAROS の薄膜セイル展開挙動, *日本マイクログラビティ応用学会誌*, Vol. 29, No. 1 (2012), pp. 48–55.
- [17] Spencer, D., Betts, B., Bellardo, J., Diaz, A., Plante, B. and Mansell, J., The LightSail 2 solar sailing technology demonstration, *Advances in Space Research*, Vol. 67, No. 9 (2021), pp. 2878–2889.
- [18] Ulanov, A.M. and Bezborodov, S.A., Calculation method of pipeline vibration with damping supports made of the MR material, *Procedia Engineering*, Vol. 150 (2016), pp. 101–106.
- [19] 長松昭男, モード解析入門, コロナ社, (1993).
- [20] Kajiwar, I., Akita, R. and Hosoya, N., Damage detection in pipes based on acoustic excitations using laser-induced plasma, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 111 (2018), pp. 570–579.
- [21] Huda, F., Kajiwar, I., Hosoya, N. and Kawamura, S., Bolt loosening analysis and diagnosis by non-contact laser excitation vibration tests, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 40, No. 2 (2013), pp. 589–604.
- [22] Liu, Y., Goda, R., Samata, K., Kanda, A., Hu, N., Zhang, J., Ning, H. and Wu, L. An efficient algorithm embedded in an ultrasonic visualization technique for damage inspection using the AE Sensor excitation method. *Sensors*. Vol. 14, No. 11 (2014), pp. 20439–20450.
- [23] 松本圭司, 小倉康平, 西井康人, 農業分野での GNSS 活用事例, *日本ロボット学会誌*, Vol. 37, No. 7 (2019), pp. 598–602.
- [24] Mogili, U.M.R. and Deepak, B.B.V.L., Review on Application of Drone Systems in Precision Agriculture, *Procedia Computer Science*, Vol. 133 (2018), pp. 502–509.
- [25] 河野澄夫, 青果物の非破壊品質評価技術の現状, *日本食品保蔵科学会誌*, Vol. 24, No. 3 (1998), pp. 193–200.
- [26] Terasaki, S., Sakurai, N., Zebrowski, J., Murayama, H., Yamamoto, R. and Nevins, D.J., Laser Doppler vibrometer analysis of changes in elastic properties of ripening ‘La France’ pears after postharvest storage, *Postharvest Biology and Technology*, Vol. 42 (2006), pp. 198–207.
- [27] Taniwaki, M., Takahashi, M. and Sakurai, N., Determination of optimum ripeness for edibility of postharvest melons using nondestructive vibration. *Food Research International*. Vol. 42 (2009), pp. 137–141.
- [28] 野波健蔵, 西村秀和, 平田光男, MATLAB による制御系設計, 東京電機大学出版局, (1998).

- [29] 平田光男, 実践ロボスト制御, コロナ社, (2017).
- [30] 安積欣志, 人工筋肉へのソフトマテリアルの応用-電気駆動ソフトアクチュエータ-, 日本ロボット学会誌, Vol. 31, No. 5 (2013), pp. 448–451.
- [31] 圧電セラミック テクニカルハンドブック, 富士セラミックス.
- [32] Jiang, Y., Hamada, H., Shiono, S., Kanda, K., Fujita, T., Higuchi, K. and Maenaka, K., A PVDF-based flexible cardiorespiratory sensor with independently optimized sensitivity to heartbeat and respiration, *Procedia Engineering*, Vol. 5 (2010), pp. 1466–1469.
- [33] Pelrine, R., Kornbluh, R., Pei, Q. and Joseph, J., High-speed electrically actuated elastomers with strain greater than 100%, *Science*, Vol. 287 (2000), pp. 836–839.
- [34] Pelrine, R., Kornbluh, R. and Joseph, J., Electrostriction of polymer dielectrics with compliant electrodes as a means of actuation, *Sensors and Actuators A: Physical*, Vol. 64, No. 1 (1998), pp. 77–85.
- [35] Akbari, S. and Shea, H.R., An array of $100\ \mu\text{m} \times 100\ \mu\text{m}$ dielectric elastomer actuators with 80% strain for tissue engineering applications, *Sensors and Actuators A: Physical*, Vol. 186 (2012), pp. 236–241.
- [36] Imamura, H., Kadooka, K. and Taya, M., A variable stiffness dielectric elastomer actuator based on electrostatic chucking, *Soft Matter*, Vol. 13 (2017), pp. 3440–3448.
- [37] Cacucciolo, V., Shintake, J. and Shea, H., Delicate yet strong: characterizing the electro-adhesion lifting force with a soft gripper, 2019 2nd IEEE International Conference on Soft Robotics (RoboSoft), (2019), pp. 108–113.
- [38] Masuya, K., Ono, S., Takagi, K. and Tahara, K., Modeling framework for macroscopic dynamics of twisted and coiled polymer actuator driven by Joule heating focusing on energy and convective heat transfer, *Sensors and Actuators A: Physical*, Vol. 267 (2017), pp. 443–454.
- [39] Abbott, J.A., Quality measurement of fruits and vegetables, *Postharvest Biology and Technology*, Vol. 15, No. 3 (1999), pp. 207–225.
- [40] Looverbosch, T., Bhuiyan, H.R., Verboven, P., Dierick, M., Loo, D., Beenbouwer, J., Sijbers, J. and Nicolai, B., Nondestructive internal quality inspection of pear fruit by X-ray CT using machine learning, *Food Control*, Vol. 113 (2020), 107170.
- [41] 長松昭男, モード解析, 培風館, (1985).
- [42] 吉村卓也, 長松昭男, モード解析に関する研究 第9報 多点加振に対応した最尤法に基づく曲線適合方法の提案 その1, 日本機械学会論文集 C編, Vol. 56, No. 523 (1990).
- [43] 川田昌克, MATLAB/ Simulink による現代制御入門, 森北出版, (2011).
- [44] Xu, Y. and Guan, F.L., Structure design and mechanical measurement of inflatable antenna, *Acta Astronautica*, Vol. 76 (2012), pp. 13–25.

- [45] Jenkins, C.H. and Korde, U.A., Membrane vibration experiments: An historical review and recent results, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 295, Vol. 3–5 (2006), pp. 602–613.
- [46] Ferhat, I. and Sultan, C., System analysis and control design for a membrane with bimorph actuators, *AIAA Journal*, Vol. 53, No. 8 (2015), pp. 2110–2220.
- [47] Renno, J.M., Kurdila, A.J. and Inman, D.J., Switching sliding mode control for a membrane strip with MFC actuators, *Proc. SPIE 6926, Modeling, Signal Processing, and Control for Smart Structures*, (2008), 692609.
- [48] Liu, M., Huang, J. and Liu, M., Multiple-model switching control for vibration suppression of planar membrane structures, *Advances in Mechanical Engineering*, Vol. 11, No. 10 (2019), pp. 1–13.
- [49] Choura, S., Suppression of structural vibrations of an air-inflated membrane dam by its internal pressure, *Computers & Structures, Computers & Structures*, Vol. 65, No. 5 (1997), pp. 669–677.
- [50] Lu, Y., Amabili, M., Wang, J., Yang, F., Yue, H., Xu, Y. and Tzou, H., Active vibration control of a polyvinylidene fluoride laminated membrane plate mirror, *Journal of Vibration and Control*, Vol. 25, No. 19–20 (2019), pp. 2611–2626.
- [51] Hurlebaus, S., Stöbener, U. and Gaul, L., Vibration reduction of curved panels by active modal control, *Computers & Structures*, Vol. 86, No. 3–5 (2008), pp. 251–257.
- [52] Hosoya, N., Umino, R., Kajiwara, I., Maeda, S., Onuma, T. and Mihara A., Damage detection in transparent materials using non-contact laser excitation by nano-second laser ablation and high-speed polarization-imaging camera, *Experimental Mechanics*, Vol.56 (2016), pp. 339–343.
- [53] Hosoya, N., Umeno, R., Kanda, A., Kajiwara, I. and Yoshinaga, A., Lamb wave generation using nanosecond laser ablation to detect damage, *Journal of Vibration and Control*, Vol. 24, No. 24 (2016), pp. 5842–5853.
- [54] Hosoya, N., Kajiwara, I. and Umenai, K., Dynamic characterizations of underwater structures using non-contact vibration test based on nanosecond laser ablation in water: investigation of cavitation bubbles by visualizing shockwaves using the Schlieren method, *Journal of Vibration and Control*, Vol. 22, No.17 (2015), pp. 3649–3658.
- [55] Hosoya, N., Kajiwara, I., Umenai, K. and Maeda, S., Dynamic characterizations of underwater structures using noncontact vibration tests based on nanosecond laser ablation in water: evaluation of passive vibration suppression with damping materials, *Journal of Vibration and Control*, Vol. 24, No. 16 (2017), pp. 3714–3725.
- [56] Hosoya, N., Kajiwara, I. and Hosokawa, T., Vibration testing based on impulse response excited by pulsed-laser ablation: Measurement of frequency response function with detection-free input, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 331, No. 6 (2012), pp. 1355–1365.

- [57] Kofod, G. and Sommer-Larsen, P., Silicone dielectric elastomer actuators: Finite-elasticity model of actuation, *Sensors and Actuators A: Physical*, Vol. 122 (2005), pp. 273–283.
- [58] Akbari, S., Rosset, S. and Shea, H.R., Improved electromechanical behavior in castable dielectric elastomer actuators, *Applied Physics Letters*, Vol. 102 (2013), 071906.
- [59] Kovacs, G., During, L., Michel, S. and Terrasi, G., Stacked dielectric elastomer actuator for tensile force transmission, *Sensors and Actuators A: Physical*, Vol. 155, No. 2 (2009), pp. 299–307.
- [60] Li, Y., Oh, I., Chen, J., Zhang, H. and Hu, Y., Nonlinear dynamic analysis and active control of visco-hyperelastic dielectric elastomer membrane, *International Journal of Solids and Structures*, Vol. 152–153 (2018), pp. 28–38.
- [61] 千葉正毅, 和氣美紀夫, 誘電エラストマの基本物性と応用例, *精密工学会誌*, Vol. 80, No. 8 (2014), pp. 713–717.
- [62] Brochu, P. and Pei, Q., Advances in dielectric elastomers for actuators and artificial muscle, *Macromolecular Rapid Communications*, Vol. 31, No.1 (2010), pp. 10–36.
- [63] Li, B., Chen, H. and Zhou, J., Modeling of the muscle-like actuation in soft dielectrics: deformation mode and electromechanical stability, *Applied Physics A*, Vol. 110 (2013), pp. 59–63.
- [64] Shintake, J., Rosset, S., Schubert, B., Floreano, D. and Shea, H., Versatile soft grippers with intrinsic electroadhesion based on multifunctional polymer actuators, Vol. 28, No. 2 (2015), pp. 231–238.
- [65] Ruffatto, D., Shah, J. and Spenko, M., Increasing the adhesion force of electrostatic adhesives using optimized electrode geometry and a novel manufacturing process, *Journal of Electrostatics*, Vol. 72, No. 2 (2014), pp. 147–155.
- [66] Nakamura, T. and Yamamoto, A., Modeling and control of electroadhesion force in DC voltage, *ROBOMECH Journal*, Vol. 4 (2017), 18.
- [67] Guo, J., Bamber, T., Chamberlain, M., Justham, L. and Jackson, M., Optimization and experimental verification of coplanar interdigital electroadhesives, *Journal of Physics D: Applied Physics*, Vol. 49, No. 41 (2016), 415304.
- [68] Cacucciolo, V., Shintake, J., Kuwajima, Y., Maeda, S., Floreano, D. and Shea, H., Stretchable pumps for soft machines, *Nature*, Vol. 572 (2019), pp. 516–519.
- [69] Anderson, I.A., Hale, T., Gisby, T., Inamura, T., McKay, T., O'Brien, B., Walbran, S. and Calius, E.P., A thin membrane artificial muscle rotary motor, *Applied Physics A*, Vol. 98 (2010), 75.
- [70] Wang, J., Li, S., Gao, D., Xiong, J. and Lee, P.S., Reconfigurable and programmable origami dielectric elastomer actuators with 3D shape morphing and emissive architectures, *NPG Asia Materials*, Vol. 11 (2019), 11.

- [71] Hosoya, N. Baba, S. and Maeda, S., Hemispherical breathing mode speaker using adielectric elastomer actuator, *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 138 (2015), EL424.
- [72] Hosoya, N., Masuda, H. and Maeda, S., Balloon dielectric elastomer actuator speaker, *Applied Acoustics*, Vol. 148 (2019), pp. 238–245.
- [73] Zhao, Y., Guo, Q., Wu, S., Meng, G. and Zhang, W., Design and experimental validation of an annular dielectric elastomer actuator for active vibration isolation, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 134 (2019), 106367.
- [74] Sarban, R, Jones, R.W., Mace, B.R. and Rustighi. E., A tubular dielectric elastomer actuator: fabrication, characterization and active vibration isolation, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 25, No. 8 (2011), pp. 2879–2891.
- [75] Kajiwara, I., Kitabatake, S., Hosoya, N. and Maeda S., Design of dielectric elastomer actuators for vibration control at high frequencies, *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 157–158 (2019), pp. 849–857.
- [76] Yue, H., Lu, Y., Deng, Z., and Tzou, H., Distributed microscopic actuation analysis of paraboloidal membrane shells of different geometric parameters, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 103 (2018), pp. 1–22.
- [77] Koruk, H., Dreyer, J.T. and Singh, R., Modal analysis of thin cylindrical shells with cardboard liners and estimation of loss factors, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 45, No. 2 (2014), pp. 346–359.
- [78] Yue, H.H., Deng, Z.Q. and Tzou, H.S., Optimal actuator locations and precision micro-control actions on free paraboloidal membrane shells, *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, Vol. 13, No. 10 (2008), pp. 2298–2307.
- [79] Sun, L., Li, W., Wu, Y. and Lan, Q., Active vibration control of a conical shell using piezoelectric ceramics, *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, Vol. 36, No. 4 (2017), pp. 366–375.
- [80] Kumar, N. and Singh, S.P., Vibration control of curved panel using smart damping, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 30 (2012), pp. 232–247.
- [81] Ray, M.C., Oh, J. and Baz, A., Multi-parameter optimization of piezoelectric actuators for multi-mode active vibration control of cylindrical shells, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 426 (2018), 166–185.
- [82] Sohn, J.W., Choi, S.B., Kim, H.S., Vibration control of smart hull structure with optimally placed piezoelectric composite actuators, *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 53 (2011), pp. 647–659.
- [83] Belie, N., Schotte, S., Coucke, P. and Baerdemaeker, J., Development of an automated monitoring device to quantify changes in firmness of apples during storage, *Postharvest*

- Biology and Technology, Vol. 18, No. 1 (2000), pp. 1–8.
- [84] Schotte, S., Belie, N. and Baerdemaeker, J., Acoustic impulse-response technique for evaluation and modelling of firmness of tomato fruit, Vol. 17, No. 2 (1999), pp. 105–115.
- [85] Terasaki, S., Sakurai, N., Kuroki, S., Yamamoto, R. and Nevins, D.J., A new descriptive method for fruit firmness changes with various softening patterns of kiwifruit, Vol. 86 (2013), pp. 85–90.
- [86] Abbaszadeh, R., Moosavian, A., Rajabipour, A. and Najafi, G., An intelligent procedure for watermelon ripeness detection based on vibration signals, Journal of Food Science and Technology, Vol. 52 (2015), 1075–1081.
- [87] Landahl, S. and Terry, L., Non-destructive discrimination of avocado fruit ripeness using laser Doppler vibrometry, Vol. 194 (2020), pp. 251–260.
- [88] Blahovec, J., Kuroki, S. and Sakurai, N., Cooking kinetics of potato tubers determined by vibration techniques, Vol. 40, No. 5 (2007), pp. 576–584.
- [89] Hosoya, N., Masuda, H. and Maeda, S., Non-destructive firmness assessment of apples using a non-contact laser excitation system based on a laser-induced plasma shock wave, Postharvest Biology and Technology, Vol. 128 (2017), pp. 11–17.
- [90] Belie, N., Schotte, S., Lammertyn, J., Nicolai, B. and Baerdemaeker, J., Firmness changes of pear fruit before and after harvest with the acoustic impulse response technique, Journal of Agricultural Engineering Research, Vol. 77, No. 2 (2000), pp. 183–191.
- [91] Zhang, H., Wu, J., Zhao, Z. and Wang, Z., Nondestructive firmness measurement of differently shaped pears with a dual-frequency index based on acoustic vibration, Postharvest Biology and Technology, Vol. 138 (2018), pp. 11–18.
- [92] Cooke, J.R., An interpretation of the resonant behavior of intact fruits and vegetables, Transactions of the ASAE, Vol. 15, No. 6 (1972), pp. 1075–1080.
- [93] Cooke, J.R. and Rand, R.H., A mathematical study of resonance in intact fruits and vegetables using a 3-media elastic sphere model, Journal of Agricultural Engineering Research, Vol. 18, No. 2 (1973), pp. 141–157.
- [94] Han, M., Lee, J., Kim, J.K., An, H.K., Kang, S.W. and Jung, D., Highly sensitive and flexible wearable pressure sensor with dielectric elastomer and carbon nanotube electrodes, Sensors and Actuators A: Physical, Vol. 305 (2020), 111941.
- [95] Jung, K., Kim, K.J. and Choi, H.R., A self-sensing dielectric elastomer actuator, Sensors and Actuators A: Physical, Vol. 143, No. 2 (2008), pp. 343–351.

研究業績

学術論文

- (1) Zhang, Y., Hiruta, T., Kajiware, I. and Hosoya, N., Active vibration suppression of membrane structures and evaluation with a non-contact laser excitation vibration test, *Journal of Vibration and Control*, Vol. 23, No. 10 (2017), pp. 1681–1692.
- (2) Hiruta, T., Hosoya, N., Maeda, S. and Kajiware, I., Experimental validation of vibration control in membrane structures using dielectric elastomer actuators in a vacuum environment, *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 191 (2021), 106049.
- (3) Hiruta, T., Hosoya, N., Maeda, S. and Kajiware, I., Experimental evaluation of frequency response and firmness of apples based on an excitation technique using a dielectric elastomer actuator, *Sensors and Actuators A: Physical*, Vol. 330 (2021), 112830.
- (4) Hiruta, T., Sasaki, K., Hosoya, N., Maeda, S. and Kajiware, I., Firmness evaluation of postharvest pear fruit during storage based on a vibration experiment technique using a dielectric elastomer actuator, *Postharvest Biology and Technology*, Vol. 182 (2021), 111697.

国際会議論文

- (1) Zhang, Y., Hiruta, T., Kajiware, I. and Hosoya, N., Active vibration control of a membrane structure using PVDF actuator, *Proceedings of the 4th Korea-Japan Joint Symposium on Dynamics & Control* (2015, May), pp. 163–166.
- (2) Hiruta, T., Ishihara, H., Hosoya, N., Maeda, S. and Kajiware, I., Vibration control of membrane structures using multiple dielectric elastomer actuators, *2021 The 21st International Conference on Control, Automation and Systems (ICCAS 2021)* (2021, Oct), P0074.

国内会議論文

- (1) 比留田稔樹, 張月琳, 梶原逸朗, 細矢直基, 圧電フィルムを用いた膜構造のアクティブ振動制御, 第27回「電磁力関連のダイナミクス」シンポジウム講演論文集(2015年5月), pp. 335–340.
- (2) 比留田稔樹, 平原隼人, 梶原逸朗, 細矢直基, 前田真吾, 誘電エラストマーアクチュエータを用いた膜構造の振動制御, *Dynamics and Design Conference 2019* (2019年8月), No. 359.
- (3) 比留田稔樹, 細矢直基, 前田真吾, 梶原逸朗, 誘電エラストマーアクチュエータによる加振を用いたりんごの振動特性計測, 第62回自動制御連合講演会講演論文集(2019年11月), No. 1M2-03.

- (4) 比留田稔樹, 細矢直基, 前田真吾, 梶原逸朗, 誘電エラストマーアクチュエータ加振に基づくりんごの振動計測と硬さ評価, Dynamics and Design Conference 2020 (2020年9月), No. 355.
- (5) 石原宏基, 比留田稔樹, 細矢直基, 前田真吾, 梶原逸朗, マルチ誘電エラストマーアクチュエータを用いた膜構造の振動制御, Dynamics and Design Conference 2020 (2020年9月), No. 354.
- (6) 佐々木海詩, 比留田稔樹, 細矢直基, 前田真吾, 梶原逸朗, 誘電エラストマーアクチュエータを用いた曲面を有する機械構造物の振動制御, 第63回自動制御連合講演会講演論文集 (2020年11月), No. 2B2-3.

受賞

- (1) 2015年度日本機械学会 三浦賞
- (2) 第62回自動制御連合講演会 優秀発表賞

謝辞

本研究を進めるにあたり、終始温かい激励と懇切丁寧な御指導と御鞭撻を賜りました北海道大学大学院工学研究院、梶原逸朗教授、原田宏幸准教授に篤く感謝の意を表します。特に指導教員である梶原逸朗教授には研究や生活に関して多面的な御指導をいただきましたことを心より御礼申し上げます。

芝浦工業大学、細矢直基教授と前田真吾教授には本研究を共に進めていく中で、非常に有益な御助言や、御討論を賜りまして、大変お世話になりました。

また、平原隼人氏には DEA に関する技術を指導いただきましたことを感謝いたします。

本学で研究生活を行うにあたり、共同研究者である佐々木海詩氏と石原宏基氏をはじめ、知的構造システム研究室の皆様には、有益な御助言、御討論を賜り深く感謝いたします。

最後に、勉学に励む機会を与えて下さり、遠い地からいつも私を支えてくれた両親に心から感謝申し上げます。