

博士論文

音・振動のデザインによる  
エレベーターの快適性向上に関する研究  
A study on improvement of elevator comfort  
with noise and vibration design

横浜国立大学大学院  
工学府

上條 芳武  
Yoshitake KAMIJO

2020年6月



# 音・振動のデザインによる エレベーターの快適性向上に関する研究

|                               |    |
|-------------------------------|----|
| 第1章 緒言 .....                  | 1  |
| 1.1 研究背景と目的 .....             | 1  |
| 1.2 研究課題 .....                | 2  |
| 1.2.1 乗り心地の定量化 .....          | 2  |
| 1.2.2 振動発生要因のコントロール .....     | 3  |
| 1.2.3 騒音発生要因のコントロール .....     | 5  |
| 1.3 本論文の構成 .....              | 5  |
| 第2章 乗り心地の定量化 .....            | 7  |
| 2.1 はじめに .....                | 7  |
| 2.2 評価方法 .....                | 8  |
| 2.2.1 実験方法 .....              | 8  |
| 2.2.2 分析方法 .....              | 10 |
| 2.3 ドア方向乗車時の評価 .....          | 12 |
| 2.3.1 目的 .....                | 12 |
| 2.3.2 実験参加者 .....             | 12 |
| 2.3.3 エレベーター上昇時の分析 .....      | 12 |
| 2.3.4 エレベーター下降時の分析 .....      | 16 |
| 2.4 横方向乗車時の評価 .....           | 21 |
| 2.4.1 目的 .....                | 21 |
| 2.4.2 実験参加者 .....             | 21 |
| 2.4.3 エレベーター上昇時の分析（横方向） ..... | 22 |
| 2.4.4 エレベーター下降時の分析（横方向） ..... | 24 |
| 2.5 考察 .....                  | 27 |
| 2.6 まとめ .....                 | 28 |

|                             |    |
|-----------------------------|----|
| 第 3 章 振動発生要因のコントロール .....   | 29 |
| 3.1 はじめに .....              | 29 |
| 3.2 ゼロパワー制御を用いた磁気軸受 .....   | 30 |
| 3.2.1 磁気軸受の構成 .....         | 30 |
| 3.2.2 浮上位置一定の原理 .....       | 31 |
| 3.2.3 1 質点ゼロパワー制御 .....     | 32 |
| 3.2.4 2 質点ゼロパワー制御 .....     | 36 |
| 3.3 基本特性の検証実験 .....         | 42 |
| 3.3.1 浮上実験 (1 質点制御) .....   | 42 |
| 3.3.2 外力印加実験 (1 質点制御) ..... | 47 |
| 3.3.3 浮上実験 (2 質点制御) .....   | 52 |
| 3.3.4 外力印加実験 (2 質点制御) ..... | 56 |
| 3.4 考察 (1) .....            | 59 |
| 3.5 2 軸原理検証装置 .....         | 63 |
| 3.6 ジャイロ効果を考慮した運動方程式 .....  | 65 |
| 3.7 回転特性の検証実験 .....         | 77 |
| 3.7.1 駆動実験 (1 質点制御) .....   | 77 |
| 3.7.2 駆動実験 (2 質点制御) .....   | 78 |
| 3.8 考察 (2) .....            | 80 |
| 3.9 制御切換手法の検討 .....         | 80 |
| 3.9.1 制御切換の原理 .....         | 80 |
| 3.9.2 制御切換手法 .....          | 81 |
| 3.9.3 切換制御時の特性 .....        | 83 |
| 3.10 まとめ .....              | 84 |
| 第 4 章 騒音発生要因のコントロール .....   | 85 |
| 4.1 はじめに .....              | 85 |
| 4.2 実験モーダル解析 .....          | 86 |
| 4.2.1 対象モータ .....           | 86 |
| 4.2.2 固有振動特性 (4P6S) .....   | 87 |

|                               |     |
|-------------------------------|-----|
| 4.2.3 固有振動特性 (6P9S) .....     | 88  |
| 4.3 実稼働解析 .....               | 89  |
| 4.3.1 駆動実験 (4P6S) .....       | 89  |
| 4.3.2 駆動実験 (6P9S) .....       | 92  |
| 4.4 キャリア高調波電磁騒音の発生メカニズム ..... | 95  |
| 4.4.1 電磁-構造の連携解析 .....        | 95  |
| 4.4.2 理論定式化 .....             | 96  |
| 4.5 考察 .....                  | 97  |
| 4.6 分布巻 PMSM における検証 .....     | 97  |
| 4.6.1 固有振動特性 (4P24S) .....    | 97  |
| 4.6.2 駆動実験 (4P24S) .....      | 99  |
| 4.7 まとめ .....                 | 102 |
| 第 5 章 結言 .....                | 103 |
| 参考文献 .....                    | 105 |
| 謝辞 .....                      | 113 |



## 第1章 緒言

### 1.1 研究背景と目的

環境への配慮から機器の省エネルギー・高効率化が求められている。建物内の縦の移動手段であるエレベーターについても例外ではない。エレベーター巻上機における永久磁石同期電動機（Permanent Magnet Synchronous Motor；PMSM）に代表される高効率モータ、回生電力蓄電システムの採用などエレベーターシステム全体で様々な取り組みが行われている[1.1]。省エネルギー・高効率化はエレベーターに限らず様々な機器で求められているが、エレベーターにおけるそれ以外のキーワードとして、「安全」「安心」「快適性」がある。「安全」「安心」については東日本大震災を契機に、万一の備えに配慮する考え方がより一層強くなっている。「快適性」については様々な取り組みがなされており、目に見える形としては以下のようなものが挙げられる[1.2]。

#### ○ユニバーサルデザイン

- ・待ち時間を短くする仕組み
- ・低めに設置された、操作しやすい押しボタン
- ・操作性を高める、押しボタン形状の工夫
- ・手すりや鏡の設置

#### ○事故防止

- ・「開」と「閉」の誤操作を防ぐ押しボタン
- ・防犯カメラの設置

それ以外にエレベーターの快適性を表す指標としては、乗り心地がある。エレベーターは乗客が密閉された空間内で移動する交通手段であるため、乗客が不安を抱く原因となる振動や騒音をできるだけ小さくすることが要求されている。また、エレベーター走行時の快適性という点からも、振動や騒音はできるだけ小さい方が望ましい[1.3]。これまでに実施されている乗り心地向上のための振動や騒音の低減対策としては、以下のようなものが挙げられる。

#### ○振動（パッシブ）

- ・ローラーガイドの採用
- ・レールの加工・据え付け精度向上

#### ○振動（アクティブ）

- ・アクティブマスダンパー（AMD）方式[1.4][1.5]
- ・アクティブローラーガイド方式[1.6]

## ○騒音

- ・整風カバーの採用
- ・二重壁構造

いずれも振動や騒音の低減に関して有効な対策ではあるが、適切な活用ができないと、十分な性能が確保できないだけでなく、高コスト化も避けられない。そこで、乗り心地を定量的に評価する手法の構築が求められる。また、振動や騒音の発生要因に関する根本対策ではないため、据え付け条件や周囲環境によって性能にばらつきが出る可能性がある。そこで、発生した振動や騒音に対する事後対策ではなく、振動や騒音の発生要因そのものに対策できる手法の構築が求められる。

本研究ではこれらの課題を解決するために、エレベーターの快適性向上に関する要素技術開発を目的として、以下の3つに取り組む。

- 乗り心地の定量化
- 振動発生要因のコントロール
- 騒音発生要因のコントロール

## 1.2 研究課題

1.1 で挙げた3テーマについて、研究課題を述べる。

### 1.2.1 乗り心地の定量化

エレベーターの快適性を表す指標として乗り心地があるが、一般に輸送機器の駆動音・乗り心地、電気機器の動作環境等の快適性評価には振動加速度や音圧レベルが使用されている。エレベーターにおいても例外ではなく、快適な乗り心地を実現するには、振動加速度や音圧レベルを低減する手法を用いている[1.7]-[1.10]。エレベーター走行時の振動・騒音がかご内に伝搬することで、耳閉塞感およびかごの揺れが誘発され、乗り心地が低下する。対策として、振動加速度や音圧レベルを低減する方法は高コスト化の傾向にある。

一方、輸送機器全般において振動・騒音が快適性に与える影響については調査事例がいくつかある。自動車分野において、車両における乗り心地定量評価の研究としては、良路、悪路の総合評価値を、フロア上下加速度、シートクッション上下加速度、シートバック前後加速度の自乗和の平方根で表して[1.11]以来、いくつかの提案がなされている[1.12]。例えば、様々な路面で評価分析することにより、ゴツゴツ感(3~8Hz)とフワフワ感(0.2~3Hz)で乗り心地評価基準を示した文献がある[1.13]。鉄道分野においては、各種の乗り心地実験の結果をもとに、いくつかの乗り心地基準やガイドラインが策定されている。例えば、振動の

ピーク値から瞬時的な不快振動を求める「乗り心地係数」という地点乗り心地指標や、ISO2631をもとに、振動の実効値を算出して区間乗り心地を評価する「乗り心地レベル」などが広く知られている[1.14]。さらには、①近年の鉄道高速化に伴う高周波振動増加に対する乗り心地レベルの補正[1.15]-[1.17]、②様々な方向の振動が複合することによる影響の推定[1.18]など、鉄道の乗り心地のさらなる向上を目的とした、乗り心地の推定精度向上や、乗り心地評価結果の現場へのフィードバックに向けた取り組みも行われている[1.19]。

自動車、鉄道分野を中心に、振動・騒音の「質」を考慮し快適性を「定量化」しようとした研究がいくつかみられるが、それほど多くはない。これまでにエレベーターでは、乗り心地において周波数特性を考慮した評価が必要であることは、旧来より提案されている[1.20]が、それ以外の指標の影響および定量的な評価には至っていないのが現状である。そこで、本論文では、エレベーターにおいて、快適性を定量化する手法の確立により、エレベーターの乗り心地向上に影響するパラメータを推定する。これができれば、対策箇所を限定することができ、廉価なシステムでも快適な乗り心地を実現する方法の立案が期待できる。

## 1.2.2 振動発生要因のコントロール

エレベーターの重要部品の1つに巻上機がある。エレベーターの概略図を図1.1に示す[1.21]。乗客の乗るかごは、通常、巻上機を介してつるべ式につり合いおもりとロープで連結されている。そして左右にあるガイドレールに沿ってローラーガイドと呼ばれるガイド装置によって、水平方向に弾性支持されながら走行する構造となっている[1.22]。巻上機は、通常、モータ、シーブおよびブレーキが一体化された構造となっている[1.23]。巻上機の振動発生要因としてモータ軸の回転アンバランスがある。アンバランス振動がロープを伝わってかごに伝搬することで、かごの振動が励起される。そのため、ロープの挙動を予測するための振動解析も行われている[1.24]。したがって、巻上機に用いられる回転軸を支持する軸受には、低振動、低騒音、長寿命、高速性が要求される。さらに、回転軸に作用するラジアル荷重が大きいため、自動調心ころ軸受が多く用いられている。ころ軸受は一般にグリス潤滑で定期的なグリス交換が必要であるが、設計通りであれば疲労寿命に達するまで使用が可能である。しかしながら、予想以上に早い段階で損傷することがまれにある。また、損傷の要因は多岐にわたっており、真因究明が困難なのが現状である。

快適性はもちろんのこと、安全、安心の観点でもさらなる向上が必要と考えた時、回転軸を非接触支持する磁気軸受の検討が考えられる。磁気軸受は、機械接触による摩耗が生ぜず、機構の高い耐久性が期待できる[1.25]。また、制御により回転軸の位置をコントロールすることができるため、外乱により発生する振

動の低減が期待できる。さらに、潤滑剤が不要なため、メンテナンスの手間を大幅に低減できる。一般に使用されている磁気軸受は常電導吸引式である。回転軸の非接触状態を維持するためには、電磁石を常に励磁する必要がある。また外乱が加わると、より一層、電磁石コイルの電流が増加する。したがって、省エネルギー・高効率化の観点からさらなる低電力磁気浮上技術を適用した磁気軸受が求められる。そこで、本論文では、低電力磁気浮上技術を適用した磁気軸受を確立する。これができれば、高速回転による小形化が期待できるとともに、低振動による快適な乗り心地を実現するシステム立案が期待できる。

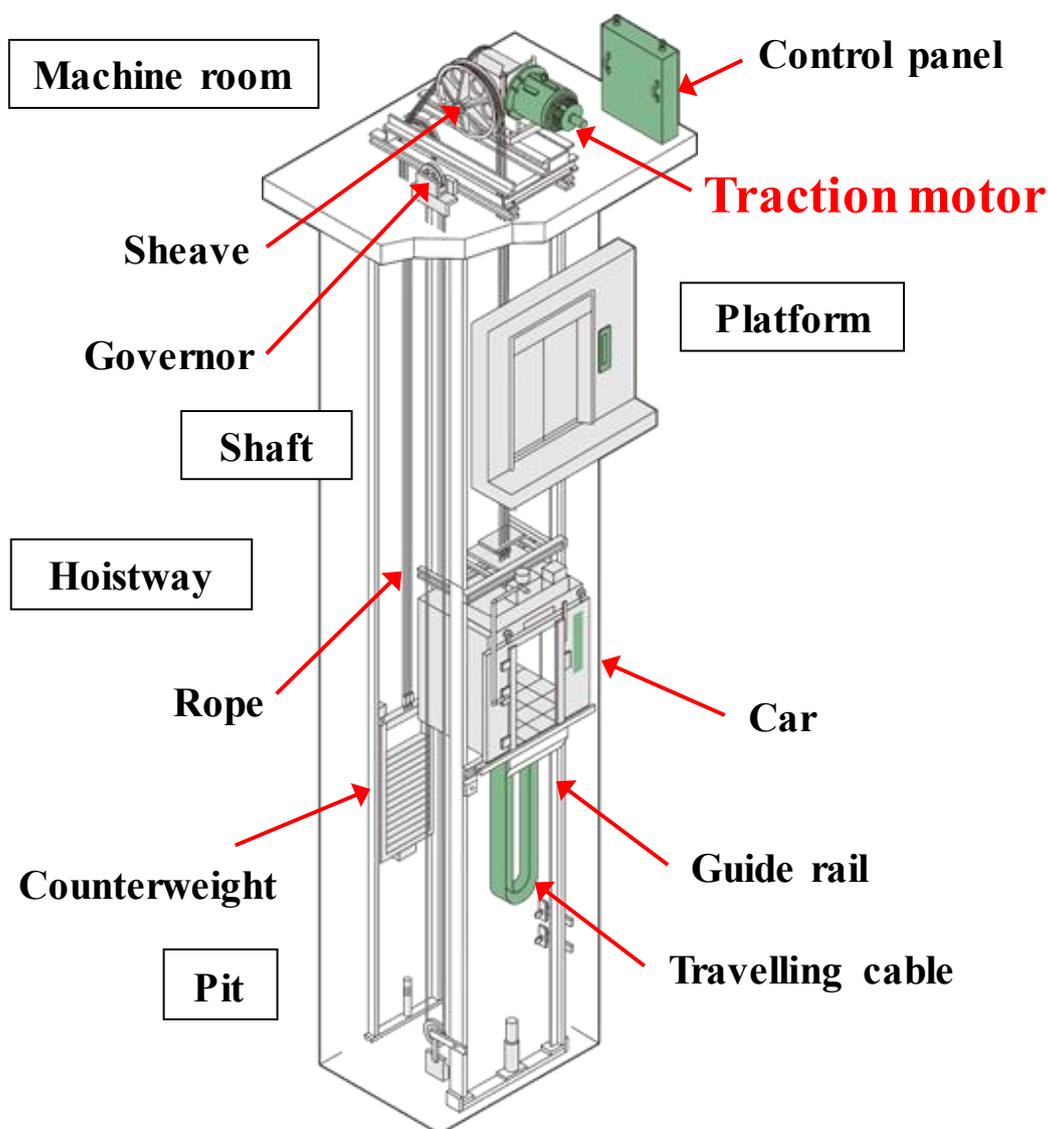


図 1.1 エレベーターの構造

### 1.2.3 騒音発生要因のコントロール

エレベーターの構造例を図 1.1 に示したが、これは機械室ありのタイプで高層ビルでの採用が多い型式である。それに対して、機械室レス型エレベーターは昇降機構がすべてエレベーターシャフト内に配置され、シャフト上部の機械室が不要な構造である。機械室がある場合には、機械室内に配置されている巻上機の騒音を遮蔽するために、機械室壁面に吸音材を配置している。それによって、機械室外への放射音を抑制し、かご内への巻上機騒音の影響を大幅に低減している。それに対して、機械室がない場合には、シャフト上部に巻上機が設置されていることが多いため、巻上機の振動や騒音が直接かご内に伝搬することで問題になることがある。

これまで、機械室ありタイプおよび機械室レス型エレベーター巻上機の固体伝搬振動および騒音対策については各種実施されている[1.26]-[1.28]。近年、大容量化と小形・軽量化の観点からエレベーター巻上機に PMSM を採用するのが主流になっている。本モータはインバータで可変速駆動することで省エネルギー・高効率の効果を発揮するが、インバータの出力波形に含まれる高調波成分と可変速で発生する側帯波成分による電磁騒音が問題になっている[1.29]。エレベーターに限らず、様々な分野で PMSM の採用が進んでいるが、大容量化と小形・軽量化の両立により、薄肉で振動しやすくなっている。エネルギー密度の観点からみた場合でも、誘導電動機（Induction Motor ; IM）と比較して、より小さな空間に大きな電界、磁界のエネルギーを閉じ込める構造になり、振動・騒音が大きくなる傾向にある。機械室レス型であればなおさら問題になる。

一般に、高調波電磁騒音の対策として、制御では、キャリア分散を採用している。しかしながら、制御的に煩雑になるためエレベーターでは採用していないのが現状である。そこで、本論文では、エレベーターで採用しているキャリア周波数一定制御の場合でも、キャリア高調波電磁騒音が低減できる構成を立案する。これができれば、低騒音による快適な乗り心地の実現が期待できる。

## 1.3 本論文の構成

本論文は、5章で構成されており、以下に各章の概要を示す。

第 1 章では、本研究の背景と目的を述べ、研究課題を明示することで本研究の位置づけを明確化している。

第 2 章では、エレベーターの乗り心地について、人間の主観評価と物理量による客観評価を結びつけることで、エレベーターの乗り心地に影響するパラメータを推定した結果について述べている。具体的には、実機のエレベーターを用いて定格速度および制御加速度の異なる制御方法で運転した時の官能評価デー

タおよび物理評価データを取得し、主成分分析により物理指標を抽出し、重回帰分析によって官能指標と関連付けることで、乗り心地を重回帰式により定量化している。また、エレベーターの振動が変化した時の乗り心地変化を明らかにすることで、乗り心地への影響が大きいパラメータを推定している。それによって、廉価なシステムでも快適な乗り心地を実現できるエレベーター構成の方向性を明らかにしている。

第 3 章では、エレベーターの快適性を向上するための振動発生要因のコントロールとして、低電力でモータ回転軸を非接触支持できる磁気軸受を検討している。具体的には、永久磁石と電磁石で構成された磁石ユニットを用いて、浮上体を安定した状態に保ちつつ電磁石への励磁電流をゼロに収束させるゼロパワー制御とばねの連成構造による磁気軸受を提案している。実機評価用の原理検証装置および制御系設計により磁気軸受で支持する回転軸の軸偏心量を評価することで、低電力で軸偏心量を抑制できる磁気軸受の構成を実証している。それによって、高速回転による小形化および低振動による快適な乗り心地を実現するシステム立案の可能性を示している。

第 4 章では、エレベーターの快適性を向上するための騒音発生要因のコントロールとして、キャリア周波数に起因する高調波電磁騒音の発生メカニズムを検討している。具体的には、集中巻 PMSM (4 極 6 スロット、6 極 9 スロット) をモチーフとして、振動・騒音の測定および評価からインバータのキャリア周波数と構造の固有振動モードの関係を明らかにしている。また、集中巻 PMSM と分布巻 PMSM (4 極 24 スロット) の特性を比較している。それによって、エレベーターで採用しているキャリア周波数一定制御におけるキャリア周波数の選択方法を明らかにすることで、低騒音による快適な乗り心地を実現するシステム立案の可能性を示している。

第 5 章では、本研究で得られたエレベーターの快適性向上に関する成果をまとめ、今後の展望を述べている。

## 第2章 乗り心地の定量化

### 2.1 はじめに

エレベーターの快適性に関する指標の1つである乗り心地において、乗客に快適な乗り心地を提供するために、振動や騒音などの低減技術の開発は重要である。一方、“乗り心地”という主観的な感覚をどのように数量化するのも重要な研究課題となる[2.1][2.2]。エレベーターの乗り心地を定量化する手法の確立は、廉価なシステムでも快適な乗り心地の実現が期待できる。

人間の主観評価の確からしさを表現するために、客観評価との相関が必要である。客観評価の指標として、振動や騒音などの物理指標だけでなく、心拍、脳波、皮膚電位、筋電位などの生理指標が乗り心地評価に用いられることがある[2.3]-[2.6]。しかしながら、生理量に変化があること＝乗り心地の快・不快とみなせるのか明らかでなく[2.7]、生理指標と乗り心地の相関は見出されていない[2.8]。騒音に関しては60 dB(A)を超えると「うるさい」とされるが、一般のエレベーターはそこまで騒音レベルが高いことはなく、超高速エレベーターなど限られた機種において特別な対策が必要な項目である。そこで本研究では、一般に最も乗り心地の定量化に用いられており、定量化した場合に、エレベーターシステムに反映することができる振動に着目する。

エレベーターの振動レベルがある値を超えると乗り心地が低下するとされている[2.9][2.10]。この中では、上下方向および水平方向それぞれについて振動レベルが規定されている。自動車や船舶などの乗り心地評価で最も問題となるのは上下方向の振動であるとされている。エレベーターでも上下振動の影響は重要であるが、水平方向の振動はエレベーターの形状、構造、制御パラメータに密接に関係しており、エレベーターにおいては重要である[2.11]。上下振動や水平振動の発生源特定、振動を低減する方法の提案はされている[2.12][2.13]が、そもそもの課題として、人間にとっての上下振動と水平振動の関係性、水平振動には前後振動、左右振動があるがそれらが人間にとって等感度かどうかなどは明らかになっていない。そこで本章では、人間の主観評価と振動加速度の測定による客観評価を結びつけることで、エレベーターの乗り心地に影響するパラメータを推定した結果について報告する[2.14]。

## 2.2 評価方法

### 2.2.1 実験方法

実験は、エレベーターの乗り心地に関して人間がどのように感じるかを主観的に評価するための官能指標と振動加速度の測定により客観的に評価するための物理指標の抽出を目的としている。

実験に際して、使用したエレベーターの仕様を表 2.1 に示す。エレベーターは、上昇・下降における定格速度および制御加速度が変更可能である。表 2.2 に実験で使用したエレベーターの制御方法を示す。エレベーターの運転は、上昇・下降それぞれにおいて運転開始→加速（一定）→定速（定格速度で一定）→減速（一定）→運転停止を 1 パターンとして、定格速度および制御加速度の異なる 9 種類の制御方法で運行した。昇降行程は 100 m で一定のため、加速、定速、減速の継続時間が制御方法ごとに異なる。実験参加者には制御方法を知らせず、順序効果をキャンセルするために実験参加者ごとに順番を変えてすべての制御パターンに 1 人ずつ乗車させた。乗車位置は、エレベーターかご内中央部とした。

官能指標の元となるデータの取得には、SD 法（Semantic Differential Method）を用いたアンケートが多くの研究で採用されており [2.15]-[2.17]、本研究でもアンケートを用いた。アンケートは、実験参加者がエレベーターに乗車後、上昇および下降のそれぞれの場合で乗り心地に関して 7 段階（1：非常に悪い、2：悪い、3：やや悪い、4：どちらでもない、5：やや良い、6：良い、7：非常に良い）で制御方法ごとに主観評価してもらった。

物理指標を抽出するための元となるデータの取得には、データロガー（キーエンス製：NR600）および 3 軸振動加速度計（共和電業製：AS-5TG）を用いた。振動加速度計はエレベーター走行時のかご挙動を把握するために、エレベーターかご内の床面中央（実験参加者の足元）に設置した。矢印の方向を振動加速度の+とし、ドア方向を前後方向として、エレベーターのガイドレール側を左右方向、天地を上下方向とした（図 2.1）。ここで、振動加速度を 3 軸で計測したのは、エレベーターかごの上下の挙動に対してだけでなく、エレベーターかごの前後、左右の挙動との組み合わせによって、実験参加者の乗り心地評価が変わる可能性があるためである。

表 2.1 エレベーターの仕様

|                        |                         |
|------------------------|-------------------------|
| Boarding capacity      | 15 people               |
| Loading capacity       | 1000 kg                 |
| Rated speed            | 240 m/min               |
| Travel                 | 100 m                   |
| Dimensions in the cage | 1600 mm×1500 mm×2300 mm |

表 2.2 エレベーターの制御方法

| Control | Rated speed<br>[m/min] | Control acceleration [m/s <sup>2</sup> ] |              |
|---------|------------------------|--|--------------|
|         |                        | Acceleration                             | Deceleration |
| No.1    | 120                    | 0.6                                      | 0.6          |
| No.2    | 120                    | 0.8                                      | 0.8          |
| No.3    | 120                    | 1.0                                      | 1.0          |
| No.4    | 180                    | 0.6                                      | 0.6          |
| No.5    | 180                    | 0.8                                      | 0.8          |
| No.6    | 180                    | 1.0                                      | 1.0          |
| No.7    | 240                    | 0.6                                      | 0.6          |
| No.8    | 240                    | 0.8                                      | 0.8          |
| No.9    | 240                    | 1.0                                      | 1.0          |

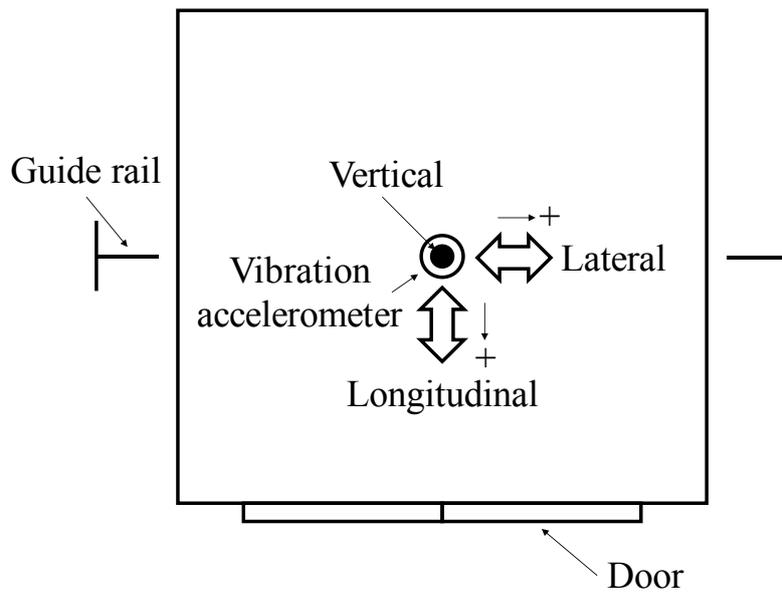


図 2.1 振動加速度計の方向（上面図）

### 2.2.2 分析方法

本項では実験により取得したデータの分析方法について述べる。アンケート結果については、実験参加者がつけた点数を制御方法ごとに平均した。振動加速度の測定結果については、運転開始から運転停止までの傾向を把握するために、運転開始→加速→定速（定格速度で一定）→減速→運転停止において、一般の振動状態監視、乗り心地評価で用いられる振動加速度の実効値（サンプリング周波数：500Hz）を、エレベーターの制御方法ごとに平均した。アンケート結果から得られた官能指標および振動加速度の測定結果から得られた物理指標を用いて、多変量解析により、エレベーターの乗り心地に影響を与えるパラメータの抽出を行った。図 2.2 に分析手法の手順を示す。図 2.2 に示すように、パラメータの抽出において、主成分分析を用いて物理指標（説明変数）の抽出を行い、重回帰分析を用いて官能指標（目的変数）と関連付けた。2.2.1 項で述べたように、エレベーターの乗り心地には、エレベーターかごの前後、左右、上下における振動加速度の組み合わせが影響していると考えている。そこで、主成分分析によって、前後、左右、上下加速度の 3 変数関数で表される物理指標を抽出した。

本研究で用いた主成分分析および重回帰分析の考え方について説明する。物理量（本研究では振動加速度）、物理指標がそれぞれ 2 つの場合を考える。例えば、物理量  $x$ ,  $y$  がある時、主成分分析による物理指標 1, 2 は物理量  $x$ ,  $y$  の合成関数で表され、図 2.3 に示す座標軸 ( $z_1$ ,  $z_2$ ) を示している。したがって、 $z_1$  の軸上に全部のデータが並べば、寄与率が 100%に相当する。

官能指標（目的変数）と物理指標（説明変数）の関係を、重回帰分析により定式化する。例えば、2つの説明変数  $X1$ ,  $X2$  とすると、目的変数  $Y$  の回帰式は係数  $a1$ ,  $a2$ ,  $a3$  を用いて、式(2.1)で記述できる。

$$Y = a1X1 + a2X2 + a3 \quad (2.1)$$

この式に  $X1$ ,  $X2$ ,  $Y$  の実測値を全データ（ $N$  個）の組み合わせについて代入することによって、 $N$  個の式ができる。これらの予測値と実測値の誤差がなるべく小さくなるように、最小二乗法によって係数  $a1 \sim a3$  を決定する。目的変数  $Y$  と説明変数  $X1$ ,  $X2$  の平均値を 0、標準偏差を 1 に標準化し、各変数を無次元化すると、 $a3=0$  となる。結果として、式(2.2)で記述できる。

$$Y = a1X1 + a2X2 \quad (2.2)$$

以上が実験方法および分析方法であり、2.3 節および 2.4 節に共通する評価方法である。

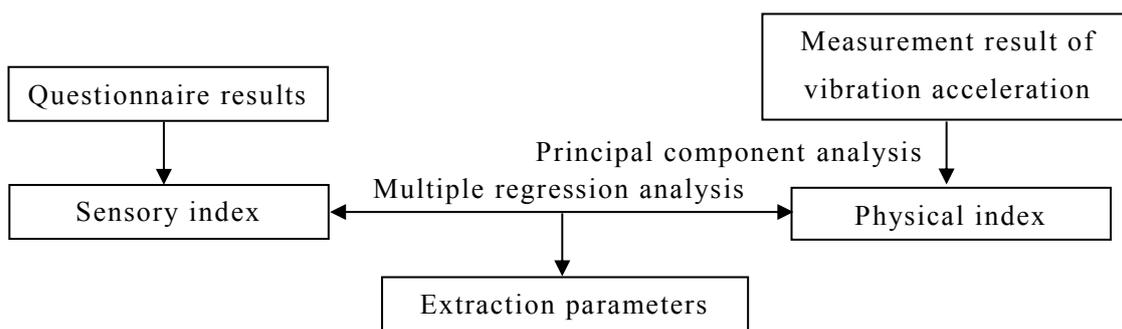


図 2.2 分析手順

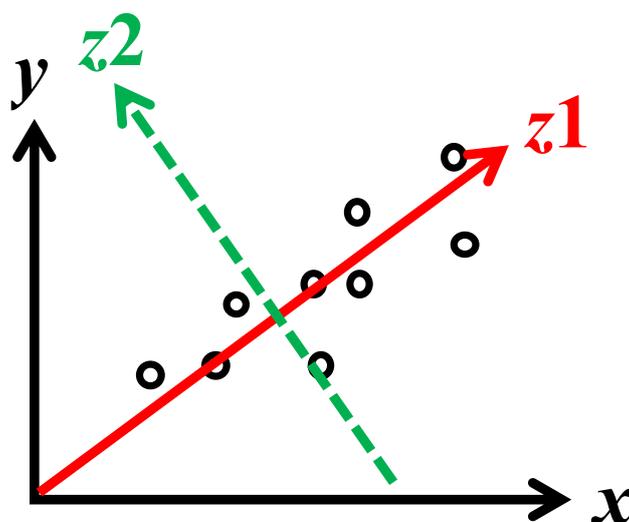


図 2.3 物理指標の考え方

## 2.3 ドア方向乗車時の評価

### 2.3.1 目的

エレベーターかご内の利用者は、操作盤に向かって立つ形が一般的である [2.18]ため、エレベーターかご内中央部に位置し、ドア方向乗車時の乗り心地評価をする。

### 2.3.2 実験参加者

実験参加者は、男性従業員 11 名（A～K）で年齢構成は 20 代が 2 名、30 代が 3 名、40 代が 3 名、50 代が 2 名、60 代が 1 名である。本実験に際して、横浜国立大学において、人を対象とする非医学系研究倫理専門委員会の承認を得ている。

### 2.3.3 エレベーター上昇時の分析

#### (1) アンケートの分析

表 2.3 に上昇時のアンケート集計結果を示す。Smirnov-Grubbs 検定により外れ値がないことを確認している。表 2.3 の平均値を見てみると、定格速度が同一のデータにおいて、No.3、No.6、No.9 の点数が低くなっている。この 3 条件とその他の条件を比較した結果、有意差が認められた ( $p < 0.05$ )。これらは制御加速度が大きい条件となっている。

表 2.3 上昇時のアンケート結果

| Control | A | B | C | D | E | F | G | H | I | J | K | Average | standard deviation |
|---------|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---------|--------------------|
| No.1    | 6 | 6 | 5 | 5 | 2 | 7 | 5 | 6 | 5 | 3 | 2 | 4.73    | 1.68               |
| No.2    | 4 | 4 | 4 | 5 | 5 | 6 | 4 | 7 | 5 | 3 | 5 | 4.73    | 1.10               |
| No.3    | 3 | 2 | 3 | 3 | 3 | 5 | 4 | 4 | 5 | 4 | 6 | 3.82    | 1.17               |
| No.4    | 6 | 6 | 5 | 4 | 2 | 6 | 6 | 7 | 4 | 2 | 3 | 4.64    | 1.75               |
| No.5    | 2 | 4 | 3 | 4 | 3 | 5 | 5 | 7 | 5 | 3 | 4 | 4.09    | 1.38               |
| No.6    | 3 | 3 | 3 | 3 | 4 | 6 | 4 | 3 | 5 | 3 | 3 | 3.64    | 1.03               |
| No.7    | 4 | 6 | 6 | 5 | 2 | 6 | 6 | 7 | 4 | 2 | 4 | 4.73    | 1.68               |
| No.8    | 5 | 4 | 3 | 4 | 4 | 7 | 5 | 4 | 4 | 3 | 2 | 4.09    | 1.30               |
| No.9    | 5 | 3 | 2 | 3 | 4 | 6 | 3 | 6 | 3 | 4 | 1 | 3.64    | 1.57               |

## (2) 振動加速度の分析

図 2.4 に上昇時の振動加速度波形の一例 (No.6) を、表 2.4 に上昇時の振動加速度の測定結果を示す。前後、左右方向は振動加速度値自体は小さいが、波形を比べてみると、様々なタイミングで変化が表れている。上下方向は、制御方法によって顕著に値が変化しており、エレベーター上昇時の制御加速度の変化が表れている。振動加速度の変化するタイミングは制御条件ごとに様々であり、またアンケート結果と評価を同一にするため、走行区間全体で振動加速度の実効値を計算している。

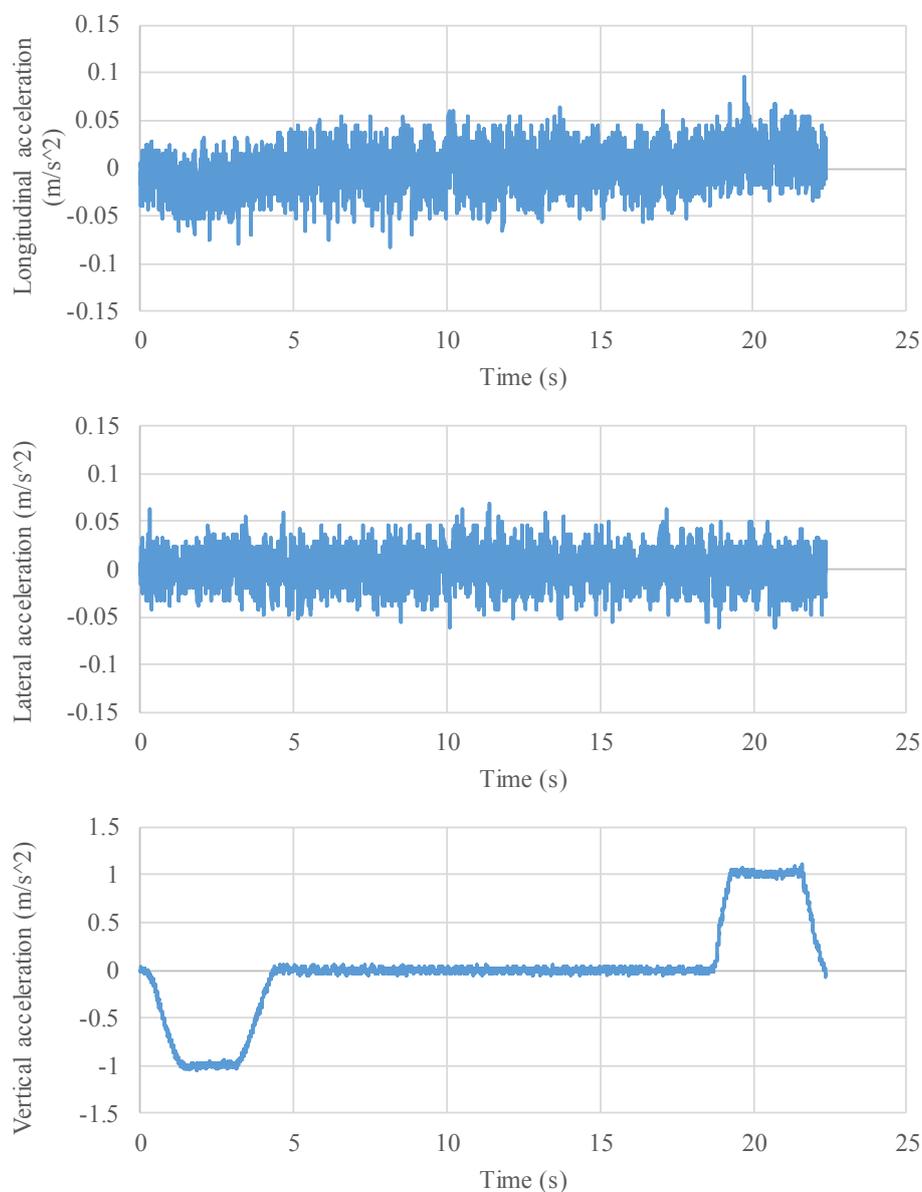


図 2.4 上昇時の振動加速度波形例

表 2.4 上昇時の振動加速度測定結果

| Control | Effective value of acceleration [m/s <sup>2</sup> ] |         |          |
|---------|---|---------|----------|
|         | Longitudinal  | Lateral | Vertical |
| No.1    | 0.0174  | 0.0162  | 0.266    |
| No.2    | 0.0176  | 0.0162  | 0.310    |
| No.3    | 0.0176  | 0.0162  | 0.322    |
| No.4    | 0.0186  | 0.0162  | 0.379    |
| No.5    | 0.0189  | 0.0163  | 0.444    |
| No.6    | 0.0189  | 0.0165  | 0.497    |
| No.7    | 0.0184  | 0.0170  | 0.468    |
| No.8    | 0.0186  | 0.0172  | 0.557    |
| No.9    | 0.0187  | 0.0173  | 0.630    |

(3) 振動加速度に対する物理指標の抽出

振動加速度（3 軸）に対する物理指標の抽出に際して、主成分分析した結果を表 2.5 に示す。上昇時振動加速度（3 軸）の組み合わせにより、主成分 1 と主成分 2 によって累積寄与率が 99 %となるため、主成分 1 を物理指標 1(A)、主成分 2 を物理指標 2(A)と定義する。ここで、物理指標は前後、左右、上下加速度の 3 変数関数で表される。この場合において、物理指標 1(A)、物理指標 2(A)と 3 つ（前後、左右、上下）の振動加速度基本指標は式(2.3)、(2.4)で定義できる。

$$\text{物理指標1}(A)=0.526X1+0.565X2+0.636X3 \quad (2.3)$$

$$\text{物理指標2}(A)=-0.771X1+0.632X2+0.076X3 \quad (2.4)$$

ここで、 $X1 \sim X3$  は平均値を 0、標準偏差を 1 に標準化した値で、 $X1$ ：前後加速度、 $X2$ ：左右加速度、 $X3$ ：上下加速度である。

物理指標 1(A)においては前後加速度、左右加速度、上下加速度が同程度の影響を持っており、物理指標 2(A)においては前後加速度と左右加速度の影響が強く、互いに逆方向の関係にあることが示唆された。

表 2.5 上昇時の主成分分析結果

|              | Main component 1 | Main component 2 | Main component 3 |
|--------------|------------------|------------------|------------------|
| Eigenvalue   | 2.429            | 0.548            | 0.023            |
| Ratio        | 81 %             | 18 %             | 1 %              |
| Accumulation | 81 %             | 99 %             | 100 %            |

(4) 官能指標と物理指標の関連付け

重回帰分析を用いて定式化した結果、式(2.5)が得られた。重相関係数は 0.523 であるが、分散分析の結果、有意差があるとはいえない ( $p>0.05$ )。今回の標本数で検出できる差は、認められなかったが、下降時の結果と比較するため、分析を進めることとする。ここで、官能指標(A)は、条件の異なるデータを比較するために、アンケート結果の平均値を 0、標準偏差を 1 に標準化した値である。

$$\text{官能指標}(A) = -0.331 \times \text{物理指標1}(A) + 0.114 \times \text{物理指標2}(A) \quad (2.5)$$

(5) 乗り心地に影響のあるパラメータの抽出

図 2.5 に上昇時振動加速度に対する官能指標と物理指標との関係図を示す。図 2.5 の■の各点は制御加速度の異なる 9 種類のエレベーター制御方法における結果を表しており、式(2.3)、(2.4)を用いてプロットしている。また、図 2.5 の等高線(点線)は式(2.5)を用いて官能指標が同一となるエレベーターの乗り心地を表したものであり、右斜め下に行くほど乗り心地が良いことを表している。結果、制御 No.1 (定格速度 120 m/min、制御加速度 0.6 m/s<sup>2</sup>) が最も乗り心地が良い評価となり、制御加速度が小さい方が乗り心地が良い可能性が示唆された。物理指標 1(A)は寄与率が 81 %と高く、乗り心地の総合評価ともいふべきものである。前後加速度、左右加速度、上下加速度が同程度の影響を持っているため、全体的に振動加速度を小さくする方が乗り心地が良いといえる。また、式(2.5)を用いて、最も乗り心地が良い条件である制御 No.1 のエレベーターかごの振動加速度が前後、左右、上下、それぞれ 10 %低減した場合の官能指標を同様のプロセスで計算し、●で表している。図 2.5 の結果から、前後方向の揺れが小さい方が乗り心地が良くなる傾向がみられ、上昇時のエレベーター乗り心地に影響を与えるパラメータとして前後加速度が有用である可能性が示唆された。物理指標 2(A)は寄与率が 21 %で、乗り心地の特徴量ともいふべきものであり、前後加速度の影響が強く出ているといえる。

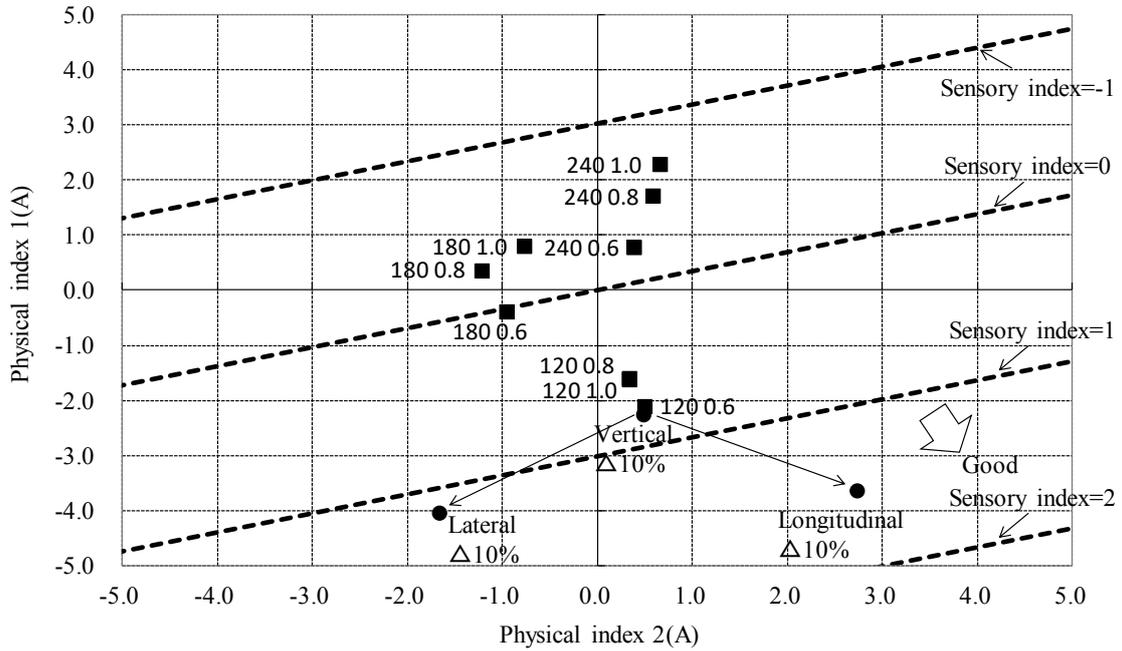


図 2.5 上昇時の加速度に対する官能指標と物理指標との関係

### 2.3.4 エレベーター下降時の分析

#### (1) アンケートの分析

表 2.6 に下降時のアンケート集計結果を示す。Smirnov-Grubbs 検定により外れ値がないことを確認している。表 2.6 の平均値を見てみると、定格速度が同一のデータにおいて、No.3、No.6、No.9 の点数が低くなっている。この 3 条件とその他の条件を比較した結果、有意差が認められた ( $p < 0.05$ )。これらは制御加速度が大きい条件となっている。

表 2.6 下降時のアンケート結果

| Control | A | B | C | D | E | F | G | H | I | J | K | Average | standard deviation |
|---------|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---------|--------------------|
| No.1    | 6 | 6 | 5 | 5 | 3 | 7 | 5 | 5 | 6 | 3 | 2 | 4.82    | 1.54               |
| No.2    | 4 | 5 | 4 | 4 | 5 | 6 | 4 | 5 | 5 | 3 | 5 | 4.55    | 0.82               |
| No.3    | 5 | 4 | 3 | 4 | 4 | 5 | 3 | 4 | 5 | 4 | 5 | 4.18    | 0.75               |
| No.4    | 6 | 7 | 4 | 5 | 2 | 5 | 5 | 7 | 4 | 2 | 3 | 4.55    | 1.75               |
| No.5    | 4 | 4 | 3 | 4 | 5 | 6 | 4 | 5 | 4 | 3 | 1 | 3.91    | 1.30               |
| No.6    | 3 | 2 | 2 | 3 | 4 | 5 | 3 | 3 | 3 | 3 | 2 | 3.00    | 0.89               |
| No.7    | 3 | 5 | 5 | 3 | 3 | 5 | 5 | 7 | 3 | 3 | 4 | 4.18    | 1.33               |
| No.8    | 4 | 3 | 3 | 3 | 4 | 6 | 5 | 3 | 4 | 4 | 2 | 3.73    | 1.10               |
| No.9    | 4 | 2 | 2 | 3 | 4 | 6 | 2 | 4 | 4 | 4 | 2 | 3.36    | 1.29               |

(2) 振動加速度の分析

図 2.6 に下降時の振動加速度波形の一例 (No.6) を、表 2.7 に下降時の振動加速度の測定結果を示す。上昇時と同様に前後、左右方向は振動加速度値自体は小さいが、様々なタイミングで変化が表れている。上下方向は、制御方法によって顕著に値が変化しており、エレベーター下降時の制御加速度の変化が表れている。振動加速度の変化するタイミングは様々であり、またアンケート結果と評価を同一にするため、走行区間全体で振動加速度の実効値を計算している。

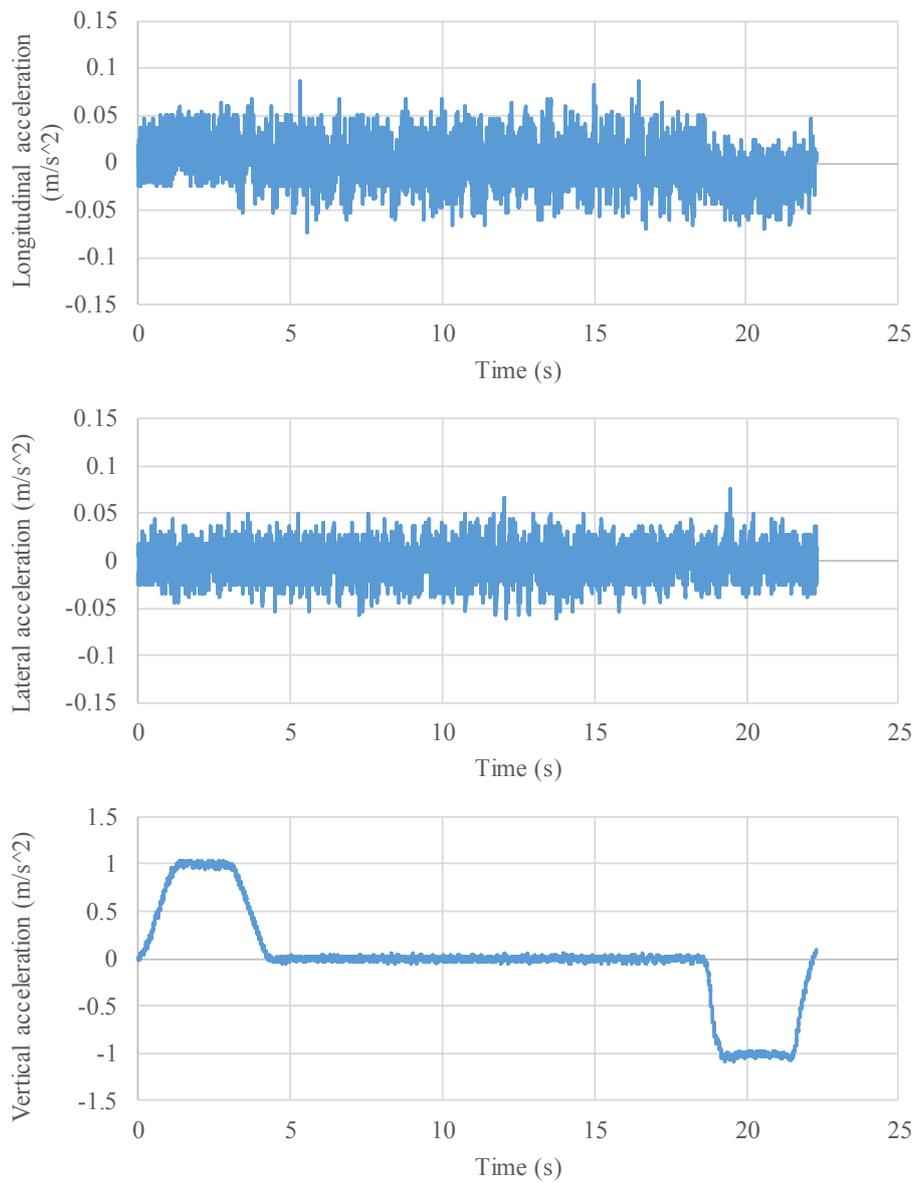


図 2.6 下降時の振動加速度波形例

表 2.7 下降時の振動加速度測定結果

| Control | Effective value of acceleration [m/s <sup>2</sup> ] |         |          |
|---------|---|---------|----------|
|         | Longitudinal  | Lateral | Vertical |
| No.1    | 0.0177  | 0.0165  | 0.266    |
| No.2    | 0.0178  | 0.0165  | 0.310    |
| No.3    | 0.0179  | 0.0163  | 0.343    |
| No.4    | 0.0195  | 0.0166  | 0.383    |
| No.5    | 0.0201  | 0.0168  | 0.448    |
| No.6    | 0.0204  | 0.0169  | 0.502    |
| No.7    | 0.0190  | 0.0180  | 0.473    |
| No.8    | 0.0193  | 0.0184  | 0.563    |
| No.9    | 0.0196  | 0.0187  | 0.637    |

(3) 振動加速度に対する物理指標の抽出

振動加速度（3軸）に対する物理指標の抽出に際して、主成分分析した結果を表 2.8 に示す。下降時振動加速度（3軸）の組み合わせにより、主成分 1 と主成分 2 によって累積寄与率が 99% となるため、主成分 1 を物理指標 1(B)、主成分 2 を物理指標 2(B) と定義する。ここで、物理指標は前後、左右、上下加速度の 3 変数関数で表される。この場合において、物理指標 1(B)、物理指標 2(B) と 3 つ（前後、左右、上下）の振動加速度基本指標は式(2.6)、(2.7)で定義できる。

$$\text{物理指標1}(B)=0.512X1+0.568X2+0.645X3 \quad (2.6)$$

$$\text{物理指標2}(B)=-0.784X1+0.615X2+0.082X3 \quad (2.7)$$

ここで、 $X1 \sim X3$  は平均値を 0、標準偏差を 1 に標準化した値で、 $X1$ ：前後加速度、 $X2$ ：左右加速度、 $X3$ ：上下加速度である。

物理指標 1(B)においては前後加速度、左右加速度、上下加速度が同程度の影響を持っており、物理指標 2(B)においては前後加速度と左右加速度の影響が強く、互いに逆方向の関係にあることが示唆された。

表 2.8 下降時の主成分分析結果

|              | Main component 1 | Main component 2 | Main component 3 |
|--------------|------------------|------------------|------------------|
| Eigenvalue   | 2.347            | 0.618            | 0.035            |
| Ratio        | 78 %             | 21 %             | 1 %              |
| Accumulation | 78 %             | 99 %             | 100 %            |

(4) 官能指標と物理指標の関連付け

重回帰分析を用いて定式化した結果、式(2.8)が得られた。重相関係数は 0.825 であり、有意差がある ( $p < 0.05$ )。ここで、官能指標(B)は、条件の異なるデータを比較するために、アンケート結果の平均値を 0、標準偏差を 1 に標準化した値である。

$$\text{官能指標}(B) = -0.513 \times \text{物理指標1}(B) + 0.323 \times \text{物理指標2}(B) \quad (2.8)$$

(5) 乗り心地に影響のあるパラメータの抽出

図 2.7 に下降時振動加速度に対する官能指標と物理指標との関係図を示す。右斜め下に行くほど乗り心地が良いことを表している。結果、制御 No.1 (定格速度 120 m/min、制御加速度 0.6 m/s<sup>2</sup>) が最も乗り心地が良い評価となり、上昇時と同様に、制御加速度が小さい方が乗り心地が良い可能性が示唆された。物理指標 1(B)は寄与率が 78 %と高く、乗り心地の総合評価ともいふべきものである。前後加速度、左右加速度、上下加速度が同程度の影響を持っているため、全体的に振動加速度を小さくする方が良いといえる。また、式(2.8)を用いて、最も乗り心地が良い条件である制御 No.1 のエレベーターかごの振動加速度が 10 %低減した場合の影響についてプロットしている。図 2.7 の結果から、前後方向の揺れが小さい方が乗り心地が良くなる傾向がみられた。したがって、上昇時と同様に、下降時のエレベーター乗り心地に影響を与えるパラメータとして前後加速度が有用である可能性が示唆された。物理指標 2(B)は寄与率が 21 %で、乗り心地の特徴量ともいふべきものであり、前後加速度の影響が強く出ているといえる。

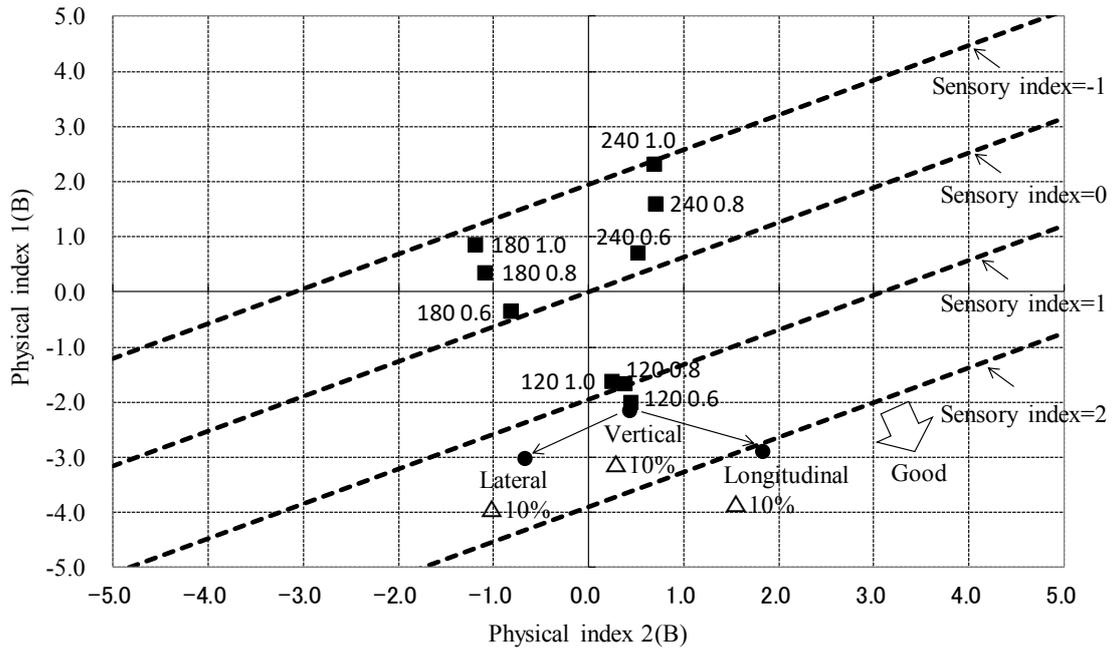


図 2.7 下降時の加速度に対する官能指標と物理指標との関係

## 2.4 横方向乗車時の評価

### 2.4.1 目的

前節までの結果から、エレベーターかごの前後加速度を小さくすれば乗り心地を改善できる可能性が示唆された。ただし、これはエレベーターのドア方向に乗車させた場合の結果であり、ここでの前後方向が実験参加者に対しての前後方向なのか、かごに対しての前後方向なのかの区別ができていない。そこで区別をするために、実験参加者をエレベーターかご中央部に横方向（ドア方向に対して左向きに  $90^\circ$ ）で乗車させた時の乗り心地評価をする。かご内は略四角形の形状であり、側面板に正対し、エレベーターの上昇／下降を支持するガイドレールが前後方向に位置する。

### 2.4.2 実験参加者

実験参加者は、ドア方向乗車実験参加者のうち、同意が得られた男性従業員 8 名で年齢構成は 20 代が 2 名、30 代が 1 名、40 代が 2 名、50 代が 2 名、60 代が 1 名である。本実験に際して、横浜国立大学において、人を対象とする非医学系研究倫理専門委員会の承認を得ている。

### 2.4.3 エレベーター上昇時の分析（横方向）

#### (1) アンケートの比較

表 2.9 に上昇時のアンケート集計結果を示す。Smirnov-Grubbs 検定により外れ値がないことを確認している。比較対象として、ドア方向乗車時のアンケート結果を並べている。表 2.9 の平均値を見てみると、定格速度が同一のデータにおいて、No.3、No.6、No.9 の点数が低くなっている。これらは制御加速度が大きい条件となっており、ドア方向乗車時と同様の傾向を示している。標準偏差を比べてみると、ドア方向乗車時と横方向乗車時で若干のばらつきがあり、統計的に有意な差があるか否かの保証が十分でない。そこで、9 種類の制御方法と 2 方向の乗車方向をそれぞれ要因とする、2 要因の分散分析をした結果、乗車方向には有意差がなく、制御方法には有意差 ( $p < 0.05$ ) がみられた。さらに、9 種類の制御方法の平均値について有意差があるか否かを検定するために、多重比較検定をした。結果、Tukey 法によるグルーピングによりグループ A (No.1、No.2、No.4、No.7 の 4 種類) とグループ B (No.3、No.6、No.9 の 3 種類) に有意差がみられた。グループ A の 4 種類の制御方法のうち 3 種類は制御加速度が  $0.6 \text{ m/s}^2$  で小さく、グループ B の 3 種類の制御方法はいずれも制御加速度が  $1.0 \text{ m/s}^2$  で大きいいため、制御加速度が小さい方が有意に乗り心地が良い結果が得られたといえる。

表 2.9 上昇時のアンケート結果

| Control | Door direction |                    | Lateral direction |                    |
|---------|----------------|--------------------|-------------------|--------------------|
|         | Average        | standard deviation | Average           | standard deviation |
| No.1    | 4.73           | 1.68               | 4.38              | 0.99               |
| No.2    | 4.73           | 1.10               | 4.38              | 1.09               |
| No.3    | 3.82           | 1.17               | 3.75              | 0.76               |
| No.4    | 4.64           | 1.75               | 4.88              | 0.69               |
| No.5    | 4.09           | 1.38               | 4.31              | 0.70               |
| No.6    | 3.64           | 1.03               | 3.63              | 0.69               |
| No.7    | 4.73           | 1.68               | 4.44              | 1.08               |
| No.8    | 4.09           | 1.30               | 4.50              | 1.16               |
| No.9    | 3.64           | 1.57               | 3.75              | 0.76               |

(2) 乗り心地に影響のあるパラメータの抽出

ドア方向乗車時と同様に横方向乗車時についても分析した。

振動加速度（3軸）に対する物理指標の抽出に際して、主成分分析した結果を表 2.10 に示す。上昇時振動加速度（3軸）の組み合わせにより、主成分 1 と主成分 2 によって累積寄与率が 97 %となるため、主成分 1 を物理指標 1(C)、主成分 2 を物理指標 2(C)と定義する。官能指標と物理指標の関係を定式化した結果、式(2.9)が得られた。重相関係数は 0.582 であるが、分散分析の結果、有意差があるとはいえない ( $p>0.05$ )。今回の標本数で検出できる差は認められなかったが、下降時の結果と比較するため、分析を進めることとする。ここで、官能指標(C)は、条件の異なるデータを比較するために、アンケート結果の平均値を 0、標準偏差を 1 に標準化した値である。

$$\text{官能指標}(C) = -0.350 \times \text{物理指標}1(C) - 0.145 \times \text{物理指標}2(C) \quad (2.9)$$

ここで、物理指標 1(C)、2(C)はそれぞれ式(2.10)、(2.11)で表される。

$$\text{物理指標}1(C) = 0.572X1 + 0.577X2 + 0.583X3 \quad (2.10)$$

$$\text{物理指標}2(C) = -0.786X1 + 0.589X2 + 0.187X3 \quad (2.11)$$

$X1 \sim X3$  は平均値を 0、標準偏差を 1 に標準化した値で、 $X1$ ：前後加速度、 $X2$ ：左右加速度、 $X3$ ：上下加速度である。

物理指標 1(C)においては前後加速度、左右加速度、上下加速度が同程度の影響を持っており、物理指標 2(C)において、前後加速度と左右加速度は、互いに逆方向の関係にあることが示唆された。

図 2.8 に上昇時振動加速度に対する官能指標と物理指標との関係図を示す。左斜め下に行くほど乗り心地が良いことを表している。結果、制御 No.1（定格速度 120 m/min、制御加速度 0.6 m/s<sup>2</sup>）が最も乗り心地が良い評価となり、ドア方向乗車時と同様に、制御加速度が小さい方が乗り心地が良い可能性が示唆された。また、式(2.9)を用いて、最も乗り心地が良い条件である制御 No.1 のエレベーターかごの振動加速度が 10 %低減した場合の影響についてプロットしている。図 2.8 の結果から、かごの左右方向（人間の前後方向）の揺れが小さい方が乗り心地が良くなる傾向がみられた。これは、人間の前後方向である点で、ドア方向乗車時と同様の傾向を示している。

表 2.10 上昇時の主成分分析結果

|              | Main component 1 | Main component 2 | Main component 3 |
|--------------|------------------|------------------|------------------|
| Eigenvalue   | 2.747            | 0.158            | 0.096            |
| Ratio        | 92 %             | 5 %              | 3 %              |
| Accumulation | 92 %             | 97 %             | 100 %            |

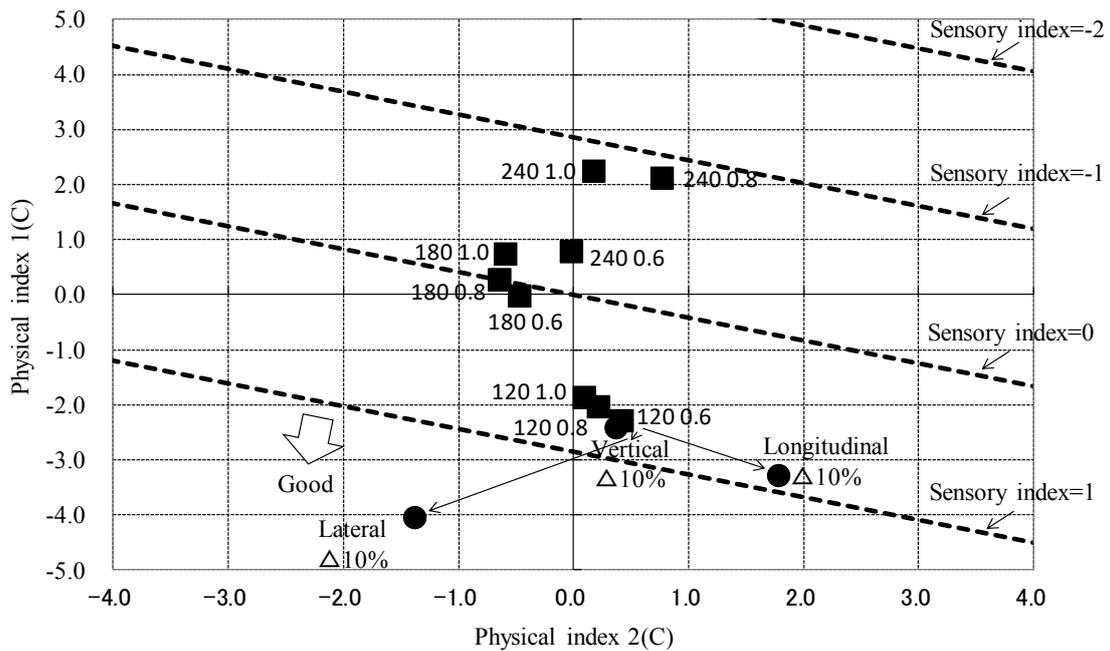


図 2.8 上昇時の加速度に対する官能指標と物理指標との関係

#### 2.4.4 エレベーター下降時の分析（横方向）

##### (1) アンケートの比較

表 2.11 に下降時のアンケート集計結果を示す。Smirnov-Grubbs 検定により外れ値がないことを確認している。比較対象として、ドア方向乗車時のアンケート結果を並べている。表 2.11 の平均値を見てみると、定格速度が同一のデータにおいて、No.3、No.6、No.9 の点数が低くなっている。これらは制御加速度が大きい条件となっており、ドア方向乗車時と同様の傾向を示している。上昇時と同様に標準偏差を比べてみると、ドア方向乗車時と横方向乗車時で若干のばらつきがあり、統計的に有意な差があるか否かの保証が十分でない。そこで、9 種類の制御方法と 2 方向の乗車方向をそれぞれ要因とする、2 要因の分散分析をした結果、乗車方向には有意差がなく、制御方法には有意差 ( $p < 0.05$ ) がみられた。さらに、多重比較検定をした結果、グループ A (No.1、No.2、No.4、No.7 の 4 種類) とグループ B (No.6、No.9 の 2 種類) に有意差がみられた。グループ A の

うち 3 種類は制御加速度が  $0.6\text{m/s}^2$  で小さく、グループ B の 2 種類の制御方法はいずれも制御加速度が  $1.0\text{m/s}^2$  で大きいため、制御加速度が小さい方が有意に乗り心地が良い結果が得られたといえる。

表 2.11 下降時のアンケート結果

| Control | Door direction |                    | Lateral direction |                    |
|---------|----------------|--------------------|-------------------|--------------------|
|         | Average        | standard deviation | Average           | standard deviation |
| No.1    | 4.82           | 1.54               | 4.75              | 0.89               |
| No.2    | 4.55           | 0.82               | 4.44              | 0.98               |
| No.3    | 4.18           | 0.75               | 3.81              | 0.75               |
| No.4    | 4.55           | 1.75               | 4.81              | 0.84               |
| No.5    | 3.91           | 1.30               | 3.88              | 0.64               |
| No.6    | 3.00           | 0.89               | 3.56              | 0.86               |
| No.7    | 4.18           | 1.33               | 4.56              | 0.56               |
| No.8    | 3.73           | 1.10               | 4.38              | 0.69               |
| No.9    | 3.36           | 1.29               | 3.13              | 0.69               |

(2) 乗り心地に影響のあるパラメータの抽出

振動加速度 (3 軸) に対する物理指標の抽出に際して、主成分分析した結果を表 2.12 に示す。下降時振動加速度 (3 軸) の組み合わせにより、主成分 1 と主成分 2 によって累積寄与率が 98 % となるため、主成分 1 を物理指標 1(D)、主成分 2 を物理指標 2(D) と定義する。官能指標と物理指標の関係を定式化した結果、式 (2.12) が得られた。重相関係数は 0.787 であり、有意差がある ( $p < 0.05$ )。ここで、官能指標 (D) は、条件の異なるデータを比較するために、アンケート結果の平均値を 0、標準偏差を 1 に標準化した値である。

$$\text{官能指標}(D) = -0.426 \times \text{物理指標}1(D) + 0.8 \times \text{物理指標}2(D) \quad (2.12)$$

ここで、物理指標 1(D)、2(D) はそれぞれ式 (2.13)、(2.14) で表される。

$$\text{物理指標}1(D) = 0.564X_1 + 0.589X_2 + 0.578X_3 \quad (2.13)$$

$$\text{物理指標}2(D) = 0.802X_1 - 0.224X_2 - 0.554X_3 \quad (2.14)$$

$X1 \sim X3$  は平均値を 0、標準偏差を 1 に標準化した値で、 $X1$ ：前後加速度、 $X2$ ：左右加速度、 $X3$ ：上下加速度である。

物理指標 1(D)においては前後加速度、左右加速度、上下加速度が同程度の影響を持っており、物理指標 2(D)において、前後加速度と左右加速度は、互いに逆方向の関係にあることが示唆された。

図 2.9 に下降時振動加速度に対する官能指標と物理指標との関係図を示す。右斜め下に行くほど乗り心地が良いことを表している。結果、制御 No.1（定格速度 120 m/min、制御加速度  $0.6 \text{ m/s}^2$ ）が最も乗り心地が良い評価となり、ドア方向乗車時と同様に、制御加速度が小さい方が乗り心地が良い可能性が示唆された。また、式(2.12)を用いて、最も乗り心地が良い条件である制御 No.1 のエレベーターかごの振動加速度が 10 %低減した場合の影響についてプロットしている。図 2.9 の結果から、かごの左右方向（人間の前後方向）の揺れが小さい方が乗り心地が良くなる傾向がみられた。これは、人間の前後方向である点で、ドア方向乗車時と同様の傾向を示している。かごの前後方向（人間の左右方向）の振動加速度を 10 %低減した場合、乗り心地が悪化する結果になっているが、これは人間の左右方向の感度が低いため、式(2.12)～式(2.14)の精度が悪くなったためと考える。エレベーター上昇時も乗り心地が悪化はしていないがほとんど良くなっていない。

表 2.12 下降時のアンケート結果

|              | Main component 1 | Main component 2 | Main component 3 |
|--------------|------------------|------------------|------------------|
| Eigenvalue   | 2.751            | 0.188            | 0.060            |
| Ratio        | 92 %             | 6 %              | 2 %              |
| Accumulation | 92 %             | 98 %             | 100 %            |

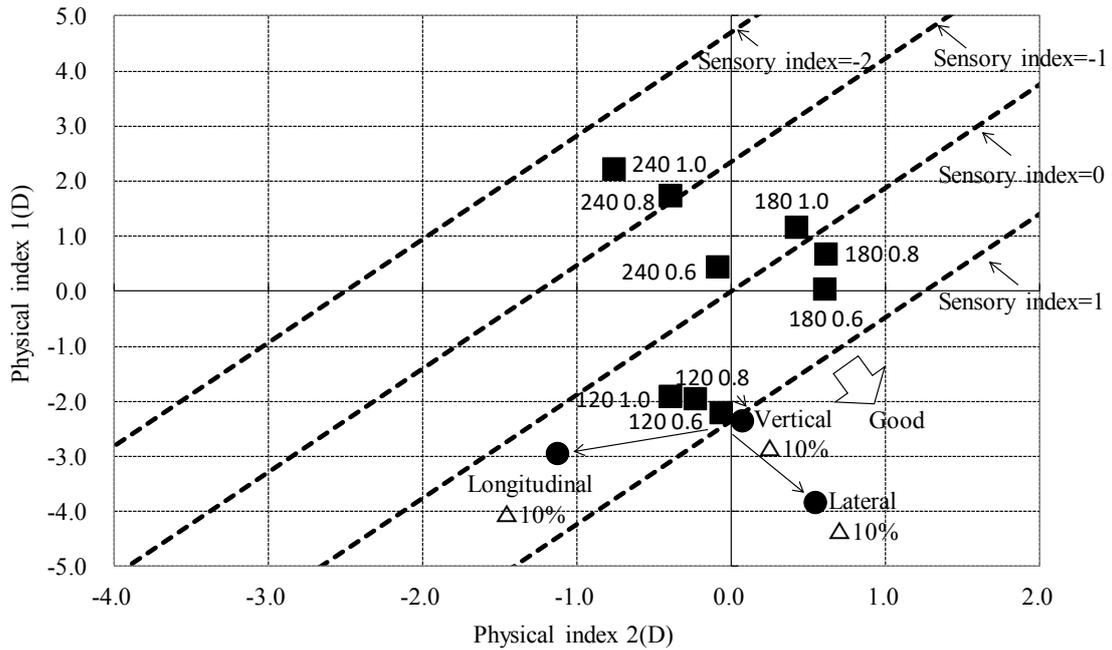


図 2.9 下降時の加速度に対する官能指標と物理指標との関係

## 2.5 考察

ドア方向および横方向乗車時において、上昇時、下降時ともにアンケート結果では、制御加速度が大きい No.3、No.6、No.9 の点数が特に低く出ている。一方、振動加速度に対する官能指標と物理指標との関係図を見てみると、同一速度条件の中では No.3、No.6、No.9 の評価値は低く出ているものの、この 3 条件の評価値が全体的に低く出ているわけではない。これは、速度に対する人間の感度を振動加速度だけでは十分に表現できていないことが考えられる。乗り心地向上の対策として速度を変えることは実機では難しいが、今後の課題として別の物理量による評価を追加検討することを考えていく。

また、乗り心地の特徴量として、人間の前後方向の揺れが小さい方が乗り心地が良い結果となっている。人間の形態的特性から考えた場合、立っている足の位置から、前後方向は、足のサイズ（母趾の付け根と踵部の距離で 20 cm 程度）、左右方向は、左右の足の間隔（肩幅程度で 30~40 cm）が影響し、前後方向の方が不安定であると考えられる。また、人間の骨格に着目すると、立位において骨盤の傾斜角度は通常 8~11° とされており [2.19]、前傾を保っている。結果として、人間の前後方向の感度が高くなっており、前後方向への変化が乗り心地に影響を与えているといえる。

## 2.6 まとめ

実機のエレベーターを用いて定格速度および制御加速度の異なる制御方法で運転した時の官能評価データ（アンケート）および物理評価データ（振動加速度）を取得し、主成分分析により物理指標を抽出し、重回帰分析によって官能指標と関連付けることで、乗り心地を重回帰式により定量化した。結果、制御加速度が小さい方が乗り心地が良い可能性が示唆された。エレベーターの制御加速度は目的階への到達時間に影響を及ぼすため、可能な範囲で制御加速度は小さくするのが望ましいといえる。また、乗り心地の特徴量として人間の前後方向加速度の低減が乗り心地への影響が大きいことが示唆された。ほとんどの乗客がドア方向乗車することを考えると、エレベーターかごの前後加速度が、乗り心地への影響が大きい、注目すべきパラメータであるといえる。例えば、レールの加工・据え付け精度を向上する場合には、かごの前後方向を重点的に対策し、アクティブ制振制御を適用する場合には、かごの前後方向のみを制御することで、なるべくコストをかけずに振動に起因するエレベーターの快適性向上が期待できる。それに加えて、振動の発生要因そのものを制御できる手法が構築できれば、振動ばらつきの少ないエレベーターシステムの構築が期待できる。

また、エレベーター運転時には振動とともに騒音が発生する。本研究では定格速度および制御加速度の異なる 9 種類の制御方法で運行したが、ドア方向および横方向乗車時において、上昇時、下降時ともに最も騒音レベルが低い条件は制御 No.1（定格速度 120 m/min、制御加速度  $0.6 \text{ m/s}^2$ ）、騒音レベルが高い条件は制御 No.9（定格速度 240 m/min、制御加速度  $1.0 \text{ m/s}^2$ ）であった。騒音レベルが高い条件でも 45 dB(A)以下で、一般的に「静か」とされる範囲であり、本実験では問題になるレベルではなかった。実際にアンケート取得時にも、特に騒音に関するコメントはみられなかった。騒音レベルが高い条件と低い条件において、騒音レベルの差は 5~6 dB であった。一般に、音響パワーが 1/2 になると、騒音レベルは 3 dB 低減し、聴感上明確に違いが出るとされている。したがって、騒音レベルが不快と感じるレベルまで卓越していた場合には、乗り心地の良い／悪いと騒音レベルには相関がみられる可能性がある。エレベーターにおいて高調波電磁騒音の対策として、インバータのキャリア周波数を高くして低騒音で運転を行っている[2.20]が、発熱とトレードオフの関係にあるため、キャリア周波数の上限は制限される。キャリア周波数を上げることなく騒音の発生要因そのものを制御できる手法が構築できれば、騒音ばらつきの少ないエレベーターシステムの構築が期待できる。

### 第3章 振動発生要因のコントロール

#### 3.1 はじめに

エレベーターの振動発生要因のコントロールとして浮上体（軸）を非接触支持する磁気軸受の適用を考える。省エネルギー・高効率化の観点から、永久磁石と電磁石の併用[3.1]、超電導磁石の利用[3.2]などが磁気支持方法として検討されている。本研究では、実現性およびコストを考慮して、永久磁石と電磁石の併用を基本構成とする。これまでに研究されている永久磁石と電磁石を併用した磁気軸受は、永久磁石でバイアス磁束を発生させて電磁石で制御する方式である。外力が作用していなければ低電力となるが、外力が作用している場合には常に電流を流し続ける必要がある。

低電力で磁気浮上を実現する手段として、永久磁石と電磁石で構成された磁石ユニットを用いて、浮上体を安定した状態に保ちつつ電磁石への励磁電流をゼロに収束させるゼロパワー制御[3.3]-[3.5]がある。このゼロパワー制御を用いた磁気浮上技術（図3.1）の適用例として、磁気浮上搬送装置[3.6]が実用化されており、エレベーター非接触案内装置[3.7]-[3.9]が開発された。そこで本研究では、ゼロパワー制御を用いた磁気軸受について検討する。ゼロパワー制御を適用する課題として、ゼロパワー制御を用いた磁気軸受では、軸に定常的な外力が作用すると、外力と永久磁石による磁力をバランスさせるために軸の浮上位置が変化する特性がある。そこで、軸の絶対位置変動を抑制するために、軸との磁気ギャップの変化に応じて可動する、ばね支持され磁石ユニットを備えた枠（可動枠）を設けて、ゼロパワー制御による磁気浮上とばねを連成させる。それによって、定常的な外力による浮上位置変化の抑制が可能になる。このような構成とすることによって、低電力で軸偏心量の少ない磁気軸受が期待できる。本章では、ゼロパワー制御を用いた磁気軸受の検討結果を報告する[3.10]-[3.12]。

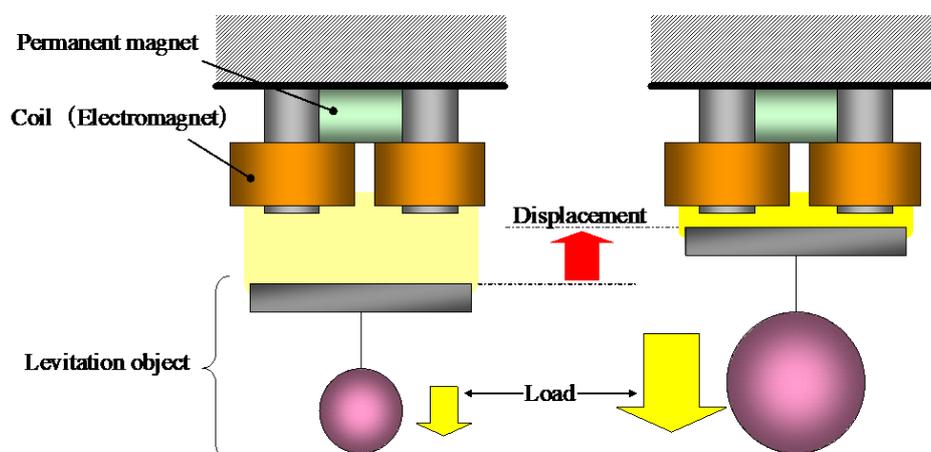


図 3.1 ゼロパワー制御を用いた磁気浮上技術

## 3.2 ゼロパワー制御を用いた磁気軸受

### 3.2.1 磁気軸受の構成

図 3.2 に本研究で提案する磁気軸受の基本構成を示す[3.13]。本磁気軸受では磁石ユニットを対向させて可動枠に取り付け、浮上体を磁石ユニット間に配置する。可動枠は、ばね支持されており、浮上体に作用する外力に応じて変位可能な構成としている。なお、図 3.2 には記載していないが、タッチダウン用の軸受は、固定枠に設置する構成とし、可動枠の動作と連動しない。本構成の磁気支持装置を浮上体である回転軸の上下方向および左右方向の 2 軸に対して設置することで、回転軸を 2 軸で制御する。

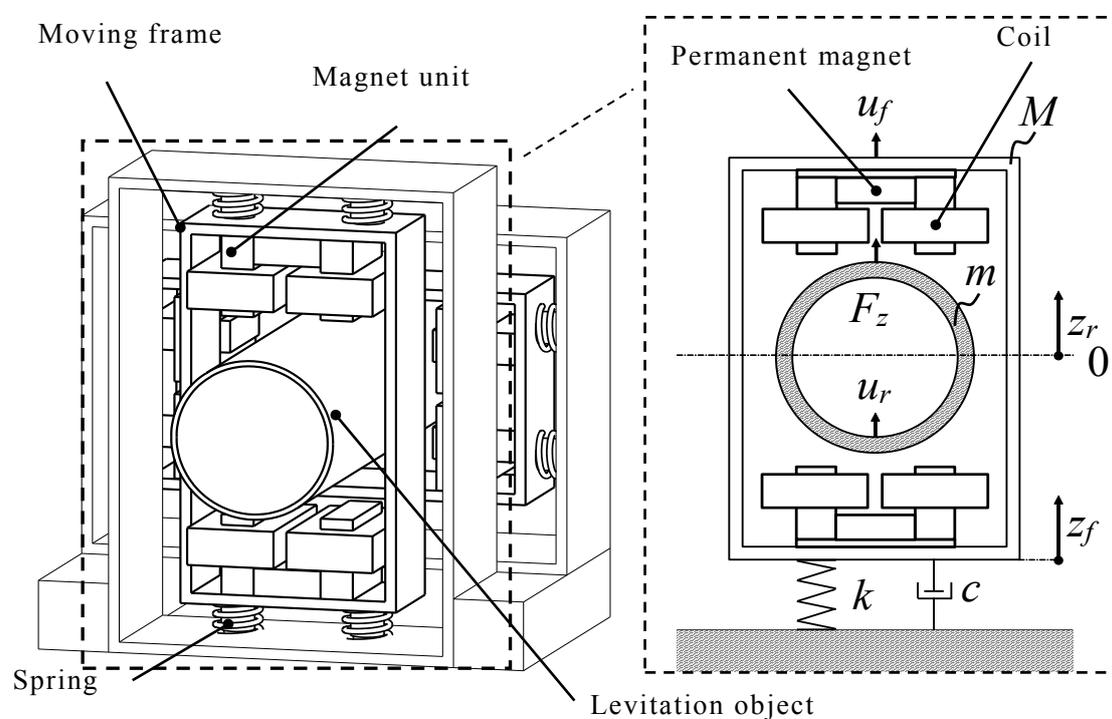


図 3.2 磁気軸受の構成

### 3.2.2 浮上位置一定の原理

図 3.2 のように磁気浮上系とばね系の連成モデルを定義すると、浮上体および可動枠に関する運動方程式は以下の式(3.1)、(3.2)で示すことができる。

$$m(\Delta\ddot{z}_r + \Delta\ddot{z}_f) = \frac{\partial F_z}{\partial z_r} \Delta z_r + \frac{\partial F_z}{\partial i_z} \Delta i_z + u_r \quad (3.1)$$

$$M\Delta\ddot{z}_f = -\frac{\partial F_z}{\partial z_r} \Delta z_r - \frac{\partial F_z}{\partial i_z} \Delta i_z - k\Delta z_f - c\Delta\dot{z}_f + u_f \quad (3.2)$$

ここで、 $z_r$  は浮上体と磁石ユニット間のギャップ、 $z_f$  は可動枠の絶対位置、 $m$  は浮上体の質量、 $M$  は可動枠の質量、 $F_z$  は定常状態において上下（左右）の磁石ユニットから受ける電磁力の合力、 $i_z$  は励磁電流、 $u_r$  は浮上体に作用する外力、 $u_f$  は可動枠に作用する外力、 $k$  はばね定数、 $c$  は減衰係数である。

$u_f = 0$  として、浮上体に外力  $u_r$  が作用する場合、浮上体の絶対位置の変動は  $\Delta z_r + \Delta z_f$  で表される。ゼロパワー制御を用いると、定常状態では  $i_z = 0$  となるため、式(3.1)、(3.2)より時間に関する微分項をゼロにして浮上体および可動枠の定常変位を導出すると、

$$\Delta z_r = -\frac{u_r}{\partial F_z / \partial z_r}, \quad \Delta z_f = \frac{u_r}{k} \quad (3.3)$$

となり、 $\Delta z_r + \Delta z_f$  は、

$$\Delta z_r + \Delta z_f = -\frac{u_r}{\partial F_z / \partial z_r} + \frac{u_r}{k} \quad (3.4)$$

となる。したがって、ばね定数  $k$  と磁気ばね定数  $|\partial F_z / \partial z_r|$  を一致させると、原理的には定常的な外力に対して浮上体の絶対位置が変動しないことになる。この原理を適用した研究例としては除振装置[3.14]があるが、浮上した回転体に適用した例はない。ただし、図 3.3 に示すように、磁石ユニットを上下（左右）に配置することによって線形性の高い領域が広範囲に存在するが、厳密には線形とはならないため、若干の変動が生じる。

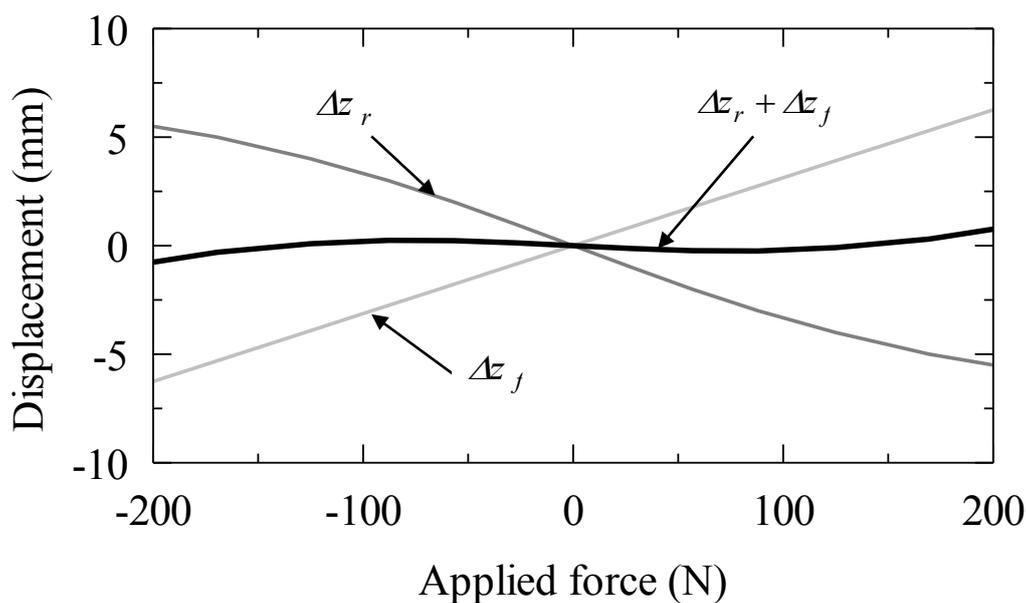


図 3.3 軸支持特性

### 3.2.3 1 質点ゼロパワー制御

図 3.4 にゼロパワー制御の構成を示す。操作量  $u$  は、センサから検出したギャップと励磁電流、ギャップの変化速度と軸に作用する外力にゲイン  $F_d$  を作用させるゲイン補償ループと、励磁電流の積分値にゲイン  $K$  を乗じてフィードバックする電流積分ループから演算され、各ゲインを適切に設計することにより安定化させる。なお、ギャップの変化速度と外力については、最小次元オブザーバを用いて推定する[3.15]。

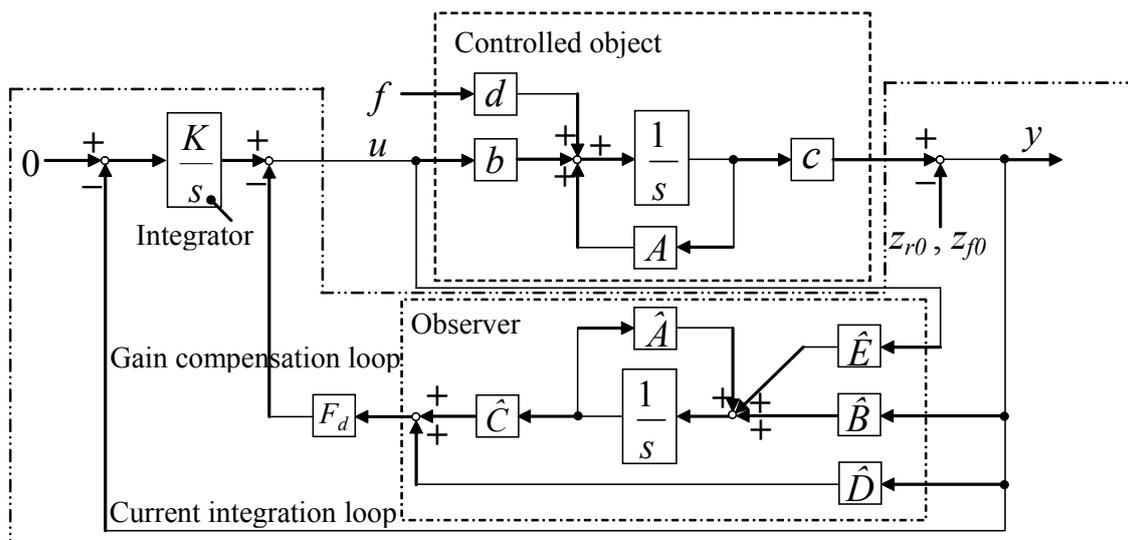


図 3.4 ゼロパワー制御のブロック線図

以下に、詳細な設計手法を説明する。制御系の簡素化のために、まずは軸のみを制御対象とする。軸の1質点制御の場合、可動枠については制御せず、ばねの受動動作によってのみ可動するものとする。

式(3.1)は、軸のみを制御対象とし、可動枠に関する項は無視できるとすると、

$$m\Delta\ddot{z}_r = \frac{\partial F_z}{\partial z_r} \Delta z_r + \frac{\partial F_z}{\partial i_z} \Delta i_z + u_r \quad (3.1)'$$

と書き換えられる。また電圧方程式は

$$e_z = R\Delta i_z + N \frac{\partial \phi_z}{\partial z_r} \Delta \dot{z}_r + L\Delta \dot{i}_z \quad (3.5)$$

となる。

ここで、 $e_z$ は励磁電圧、 $R$ はコイル抵抗、 $N$ はコイル巻き数、 $\phi_z$ は鎖交磁束、 $L$ はインダクタンスである。

式(3.1)'、(3.5)より状態方程式は次式で表される。

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + bu + df \\ y = cx \end{cases} \quad (3.6)$$

ここで、

$$x = \begin{pmatrix} \Delta z_r \\ \Delta \dot{z}_r \\ \Delta i_z \end{pmatrix}, \quad A = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 \\ a_{21} & 0 & a_{23} \\ 0 & a_{32} & a_{33} \end{pmatrix}, \quad b = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ b_{31} \end{pmatrix}, \quad c = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}, \quad d = \begin{pmatrix} 0 \\ d_{21} \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$a_{21} = \frac{1}{m} \frac{\partial F_z}{\partial z_r}, \quad a_{23} = \frac{1}{m} \frac{\partial F_z}{\partial i_z}, \quad a_{32} = -\frac{N}{L} \frac{\partial \phi_z}{\partial z_r}, \quad a_{33} = -\frac{R}{L}, \quad b_{31} = \frac{1}{L},$$

$$d_{21} = \frac{1}{m}$$

である。また  $u$ : 制御入力 (励磁電圧)、 $f$ : 外力である。

この時、図 3.4 の制御則は次式で表される。

$$u = -F_d \hat{x} - K \int y dt \quad (3.7)$$

ここで、

$$F_d = (F_1 \quad F_2 \quad F_3 \quad F_4), \quad \hat{x} = \begin{pmatrix} \Delta z_r \\ \Delta \dot{z}_{rh} \\ \Delta i_z \\ u_{rh} \end{pmatrix}, \quad K = (0 \quad K_3)$$

である。なお  $\hat{x}$  は最小次元オブザーバの出力であり、以下のように定義する。

$$\begin{cases} \dot{z}_{ob} = \hat{A}z_{ob} + \hat{B}y + \hat{E}u \\ \hat{x} = \hat{C}z_{ob} + \hat{D}y \end{cases} \quad (3.8)$$

ここで、 $z_{ob} = \begin{pmatrix} \Delta \dot{z}_{oh} \\ u_{oh} \end{pmatrix}$  である。

$\hat{A}, \hat{B}, \hat{C}, \hat{D}, \hat{E}$  は Gopinath の方法を用いて決定しており、正則変換行列は、

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \text{としている。この時、}$$

$$\hat{A} = \begin{pmatrix} -\alpha_1 & d_{21} \\ -\alpha_2 & 0 \end{pmatrix}, \quad \hat{B} = \begin{pmatrix} a_{21} + d_{21}\alpha_2 - \alpha_1^2 & a_{23} \\ -\alpha_1\alpha_2 & 0 \end{pmatrix}, \quad \hat{C} = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 1 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix},$$

$$\hat{D} = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ \alpha_1 & 0 \\ 0 & 1 \\ \alpha_2 & 0 \end{pmatrix}, \quad \hat{E} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

となる。ここで、 $\alpha_1, \alpha_2$  はオブザーバの極を決定するパラメータである。

式(3.6)、(3.7)、(3.8)を Laplace 変換して、状態変数について解くと、

$$X(s) = \left( sI - A + bF_d \hat{C} (sI - \hat{A})^{-1} \hat{B}c + b \left( F_d \hat{D} + \frac{K}{s} \right) c \right)^{-1} \left( x_0 - bF_d \hat{C} (sI - A)^{-1} z_0 + dF(s) \right) \quad (3.9)$$

となる。

$$\Phi(s) \stackrel{\text{def}}{=} \left( sI - A + bF_d \hat{C} (sI - \hat{A})^{-1} \hat{B}c + b \left( F_d \hat{D} + \frac{K}{s} \right) c \right)^{-1}$$

とすると、

$$\Phi(s) = \frac{1}{\Gamma(s)\Gamma_{ob}(s)} \begin{pmatrix} \phi_{11} & \phi_{12} & \phi_{13} \\ \phi_{21} & \phi_{22} & \phi_{23} \\ \phi_{31} & \phi_{32} & \phi_{33} \end{pmatrix} \quad (3.10)$$

と表すことができる。

本システムの特性方程式は、

$$\Gamma(s)\Gamma_{ob}(s) = 0 \quad (3.11)$$

である。

ここで、

$$\begin{aligned} \Gamma(s) = & s^4 + s^3(-a_{33} + b_{31}F_3) + s^2(-a_{21} - a_{23}a_{32} + a_{23}b_{31}F_2 + b_{31}K_3) \\ & + s(a_{21}a_{33} + a_{23}a_{32} + a_{23}b_{31}F_1 - a_{21}b_{31}F_3) - a_{21}b_{31}K_3 \end{aligned} \quad (3.12)$$

であり、 $\Gamma(s)=0$ は磁気浮上制御系の特性方程式である。

$$\Gamma_{ob}(s) = s^2 + s\alpha_1 + d_{21}\alpha_2 \quad (3.13)$$

であり、 $\Gamma_{ob}(s)=0$ はオブザーバの特性方程式である。また  $\phi_{mn}(m, n=1\sim 3)$  はそれぞれ  $s$  の多項式となる。式(3.11)から得られる特性根が  $s$  平面の左半面にあるように  $\alpha_1, \alpha_2$  およびフィードバックゲイン  $F_1, F_2, F_3, F_4$  を決定することによって、システムの安定を図る。

制御系の設計にはモデルマッチング法を用い、極配置モデルとしてはステップ入力に対してオーバーシュートが少なく、追従性の良い Bessel フィルタの特性方程式を用いる。4 次の Bessel フィルタの特性方程式は、磁気浮上制御系の収束半径を  $\sigma_z$  とすると、

$$(\sigma_z s)^4 + 10(\sigma_z s)^3 + 45(\sigma_z s)^2 + 105(\sigma_z s) + 105 = 0 \quad (3.14)$$

で与えられる。この特性方程式と式(3.12)の  $\Gamma(s)=0$  を比較する。

オブザーバの特性方程式に関しても同様に、2 次の Bessel フィルタの特性方程式を用いる。2 次の Bessel フィルタの特性方程式は、オブザーバの収束半径を  $\sigma_{ob}$  とすると、

$$(\sigma_{ob} s)^2 + 3(\sigma_{ob} s) + 3 = 0 \quad (3.15)$$

で与えられる。この特性方程式と式(3.13)の  $\Gamma_{ob}(s)=0$  を比較する。

これによって、 $\alpha_1, \alpha_2$  およびフィードバックゲイン  $F_1, F_2, F_3, F_4$  の値が収束半径の関数で定義される。

### 3.2.4 2 質点ゼロパワー制御

これまでに制御系の簡素化のため 1 質点制御を検討してきたが、ここでは制御系の安定化が期待できる軸と可動枠を制御対象とした 2 質点制御を検討する。前述の 1 質点制御では、状態量としては  $\Delta z_r$  と  $\Delta i_z$  をセンサで検出し、それらの値から  $\Delta \dot{z}_r$  と  $u_r$  を最小次元オブザーバを用いて推定した。それに対して、2 質点制御では、 $\Delta z_r$  と  $\Delta i_z$  に加えて  $\Delta z_j$  をセンサで検出し、この 3 つのセンサ出力から  $\Delta \dot{z}_r, \Delta \dot{z}_j, u_r, u_j$  を推定する。それ以外は、1 質点制御と同様の手法にてフィードバックゲインを算出する[3.16]。

以下に詳細を記述する。

式(3.1)、(3.2)、(3.5)より状態方程式は次式で表される。

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + bu + df \\ y = cx \end{cases} \quad (3.16)$$

ここで、

$$x = \begin{pmatrix} \Delta z_r \\ \Delta z_f \\ \Delta \dot{z}_r \\ \Delta \dot{z}_f \\ \Delta i_z \end{pmatrix}, \quad A = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ a_{31} & a_{32} & 0 & a_{34} & a_{35} \\ a_{41} & a_{42} & 0 & a_{44} & a_{45} \\ 0 & 0 & a_{53} & 0 & a_{55} \end{pmatrix}, \quad b = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ b_{51} \end{pmatrix},$$

$$c = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}, \quad d = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ d_{31} & d_{32} \\ 0 & d_{42} \\ 0 & 0 \end{pmatrix}, \quad f = \begin{pmatrix} u_r \\ u_f \end{pmatrix}$$

$$a_{31} = \left( \frac{1}{M} + \frac{1}{m} \right) \frac{\partial F_z}{\partial z_r}, \quad a_{32} = \frac{k}{M}, \quad a_{34} = \frac{c}{M}, \quad a_{35} = \left( \frac{1}{M} + \frac{1}{m} \right) \frac{\partial F_z}{\partial i_z},$$

$$a_{41} = -\frac{1}{M} \frac{\partial F_z}{\partial z_r}, \quad a_{42} = -\frac{k}{M}, \quad a_{44} = -\frac{c}{M}, \quad a_{45} = -\frac{1}{M} \frac{\partial F_z}{\partial i_z}, \quad a_{53} = -\frac{N}{L} \frac{\partial \phi_z}{\partial z_r},$$

$$a_{55} = -\frac{R}{L}, \quad b_{51} = \frac{1}{L}, \quad d_{31} = \frac{1}{m}, \quad d_{32} = -\frac{1}{M}, \quad d_{42} = \frac{1}{M}$$

である。また  $u$  : 制御入力 (励磁電圧) である。

この時、図 3.4 の制御則は次式で表される。

$$u = -F_d \hat{x} - K \int y dt \quad (3.17)$$

ここで、

$$F_d = (F_1 \quad F_2 \quad F_3 \quad F_4 \quad F_5 \quad F_6 \quad F_7) , \quad \hat{x} = \begin{pmatrix} \Delta z_r \\ \Delta z_f \\ \Delta \dot{z}_{rh} \\ \Delta \dot{z}_{fh} \\ \Delta i_z \\ u_{rh} \\ u_{fh} \end{pmatrix} , \quad K = (0 \quad 0 \quad K_3)$$

である。なお  $\hat{x}$  は最小次元オブザーバの出力であり、以下のように定義する。

$$\begin{cases} \dot{z}_{ob} = \hat{A}z_{ob} + \hat{B}y + \hat{E}u \\ \hat{x} = \hat{C}z_{ob} + \hat{D}y \end{cases} \quad (3.18)$$

$$\text{ここで、 } z_{ob} = \begin{pmatrix} \Delta \dot{z}_{roh} \\ \Delta \dot{z}_{foh} \\ u_{roh} \\ u_{foh} \end{pmatrix} \text{ である。}$$

$\hat{A}, \hat{B}, \hat{C}, \hat{D}, \hat{E}$  は Gopinath の方法を用いて決定しており、正則変換行列は、

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \text{ としている。この時、}$$

$$\hat{A} = \bar{A}_{22} - L\bar{A}_{12} = \begin{pmatrix} -\alpha_1 & a_{34} & d_{31} & d_{32} \\ 0 & a_{44} - \alpha_2 & 0 & d_{42} \\ -\alpha_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\alpha_4 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

$$\hat{B} = \hat{A}L + \bar{A}_{21} - L\bar{A}_{11} = \begin{pmatrix} a_{31} - \alpha_1^2 + d_{31}\alpha_3 & a_{32} + a_{34}\alpha_2 + d_{32}\alpha_4 & a_{35} \\ a_{41} & a_{42} + (a_{44} - \alpha_2)\alpha_2 + d_{42}\alpha_4 & a_{45} \\ -\alpha_1\alpha_3 & 0 & 0 \\ 0 & -\alpha_2\alpha_4 & 0 \end{pmatrix}$$

$$\hat{C} = T^t \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

$$\hat{D} = T^t \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ \alpha_1 & 0 & 0 \\ 0 & \alpha_2 & 0 \\ \alpha_3 & 0 & 0 \\ 0 & \alpha_4 & 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ \alpha_1 & 0 & 0 \\ 0 & \alpha_2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ \alpha_3 & 0 & 0 \\ 0 & \alpha_4 & 0 \end{pmatrix}$$

$$\hat{E} = -L\bar{B}_{11} + \bar{B}_{21} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

となる。ここで、 $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$  はオブザーバの極を決定するパラメータである。

式(3.16)、(3.17)、(3.18)を Laplace 変換して、状態変数について解くと、

$$X(s) = \left( sI - A + bF_d \hat{C} (sI - \hat{A})^{-1} \hat{B}c + b \left( F_d \hat{D} + \frac{K}{s} \right) c \right)^{-1} \left( x_0 - bF_d \hat{C} (sI - A)^{-1} z_0 + dF(s) \right) \quad (3.19)$$

となる。

$$\Phi(s) \stackrel{\text{def}}{=} \left( sI - A + bF_d \hat{C} (sI - \hat{A})^{-1} \hat{B}c + b \left( F_d \hat{D} + \frac{K}{s} \right) c \right)^{-1}$$

とすると、

$$\Phi(s) = \frac{1}{\Gamma(s)\Gamma_{rob}(s)\Gamma_{fob}(s)} \begin{pmatrix} \phi_{11} & \phi_{12} & \phi_{13} & \phi_{14} & \phi_{15} \\ \phi_{21} & \phi_{22} & \phi_{23} & \phi_{24} & \phi_{25} \\ \phi_{31} & \phi_{32} & \phi_{33} & \phi_{34} & \phi_{35} \\ \phi_{41} & \phi_{42} & \phi_{43} & \phi_{44} & \phi_{45} \\ \phi_{51} & \phi_{52} & \phi_{53} & \phi_{54} & \phi_{55} \end{pmatrix} \quad (3.20)$$

と表すことができる。

本システムの特性方程式は、

$$\Gamma(s)\Gamma_{rob}(s)\Gamma_{fob}(s) = 0 \quad (3.21)$$

である。

ここで、

$$\begin{aligned} \Gamma(s) = & s^6 + s^5(-a_{44} - a_{55} + b_{51}F_5) \\ & + s^4(-a_{31} - a_{42} - a_{35}a_{53} + a_{44}a_{55} + a_{35}b_{51}F_3 + a_{45}b_{51}F_4 - a_{44}b_{51}F_5 + b_{51}K_3) \\ & + s^3(-a_{34}a_{41} + a_{31}a_{44} + a_{35}a_{44}a_{53} - a_{34}a_{45}a_{53} + a_{31}a_{55} + a_{42}a_{55} + a_{35}b_{51}F_1 \\ & \quad + a_{45}b_{51}F_2 - a_{35}a_{44}b_{51}F_3 + a_{34}a_{45}b_{51}F_3 - a_{31}b_{51}F_5 - a_{42}b_{51}F_5 - a_{44}b_{51}K_3) \\ & + s^2(-a_{32}a_{41} + a_{31}a_{42} + a_{35}a_{42}a_{53} - a_{32}a_{45}a_{53} + a_{34}a_{41}a_{55} - a_{31}a_{44}a_{55} \\ & \quad - a_{35}a_{44}b_{51}F_1 + a_{35}a_{45}b_{51}F_1 - a_{35}a_{42}b_{51}F_3 + a_{32}a_{45}b_{51}F_3 + a_{35}a_{41}b_{51}F_4 \\ & \quad - a_{31}a_{45}b_{51}F_4 - a_{34}a_{41}b_{51}F_5 + a_{31}a_{44}b_{51}F_5 - a_{31}b_{51}K_3 - a_{42}b_{51}K_3) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& +s(a_{32}a_{41}a_{55} - a_{31}a_{42}a_{55} - a_{35}a_{42}b_{51}F_1 + a_{32}a_{45}b_{51}F_1 + a_{35}a_{41}b_{51}F_2 \\
& - a_{31}a_{45}b_{51}F_2 - a_{32}a_{41}b_{51}F_5 + a_{31}a_{42}b_{51}F_5 - a_{34}a_{41}b_{51}K_3 + a_{31}a_{44}b_{51}K_3) \\
& - a_{32}a_{41}b_{51}K_3 + a_{31}a_{42}b_{51}K_3
\end{aligned} \tag{3.22}$$

であり、 $\Gamma(s)=0$ は磁気浮上制御系の特性方程式である。

$$\Gamma_{rob}(s) = s^2 + s\alpha_1 + d_{31}\alpha_3 \tag{3.23}$$

であり、 $\Gamma_{rob}(s)=0$ は軸のオブザーバの特性方程式である。

$$\Gamma_{job}(s) = s^2 + s(-a_{44} + \alpha_2) + d_{42}\alpha_4 \tag{3.24}$$

であり、 $\Gamma_{job}(s)=0$ は可動枠のオブザーバの特性方程式である。また $\phi_{mn}(m, n=1\sim 5)$ はそれぞれ $s$ の多項式となる。式(3.21)から得られる特性根が $s$ 平面の左半面にあるように、 $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$ およびフィードバックゲイン $F_1, F_2, F_3, F_4, F_5, F_6, F_7$ を決定することによって、システムの安定を図る。

制御系の設計にはモデルマッチング法を用い、極配置モデルとしては Bessel フィルタの特性方程式を用いる。6 次の Bessel フィルタの特性方程式は、磁気浮上制御系の収束半径を $\sigma_z$ とすると、

$$(\sigma_z s)^6 + 21(\sigma_z s)^5 + 210(\sigma_z s)^4 + 1260(\sigma_z s)^3 + 4725(\sigma_z s)^2 + 10395(\sigma_z s) + 10395 = 0 \tag{3.25}$$

で与えられる。この特性方程式と式(3.22)の $\Gamma(s)=0$ を比較する。

オブザーバの特性方程式に関しても同様に、2 次の Bessel フィルタの特性方程式を用いる。2 次の Bessel フィルタの特性方程式は、軸に関するオブザーバの収束半径を $\sigma_{rob}$ 、可動枠に関するオブザーバの収束半径を $\sigma_{job}$ とすると、

$$(\sigma_{rob} s)^2 + 3(\sigma_{rob} s) + 3 = 0 \tag{3.26}$$

$$(\sigma_{job} s)^2 + 3(\sigma_{job} s) + 3 = 0 \tag{3.27}$$

で与えられる。この特性方程式と式(3.23)の $\Gamma_{rob}(s)=0$ 、式(3.24)の $\Gamma_{job}(s)=0$ を比較する。

これによって、 $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$ およびフィードバックゲイン $F_1, F_2, F_3, F_4, F_5, F_6, F_7$ の値が収束半径の関数で定義される。

### 3.3 基本特性の検証実験

#### 3.3.1 浮上実験（1 質点制御）

浮上位置一定の原理を検証するため、1 軸原理検証装置を用いる。1 軸原理検証装置の概略図を図 3.5、主な仕様を表 3.1 に示す。本来の磁気軸受では、上下・左右方向の 2 軸で支持する必要があるが、原理検証として単純化するために、片側を球面軸受で支持し、制御側は上下方向のみの 1 軸制御系として構成した。実験は軸を下側の磁石ユニットに吸着させた状態を初期状態とし、その状態から 1 質点制御による磁気浮上を行った。パラメータとしては  $\sigma_{ob} = 0.01$  で、 $\sigma_z = 0.05$ 、 $0.07$  の 2 パターンに設定した。調整ゲインはすべて 1 に設定し、収束半径のみで各種フィードバックゲインを決定した。なお、 $\sigma_z$  は設計ゲインでの安定浮上および  $\sigma_{ob}$  との関係性を考慮して決定した。表 3.2 に設計パラメータを、図 3.6、図 3.7 にそれぞれの収束半径における浮上開始時の挙動および励磁電流の応答を示す。図中において  $\Delta z_r$  は可動枠 - 軸間の変位、 $\Delta z_j$  は可動枠 - ベース間の変位を表しているため、 $\Delta z_r + \Delta z_j$  は軸 - ベース間の変位（軸の絶対位置変動）となる。変位の測定にはギャップセンサを用いている。

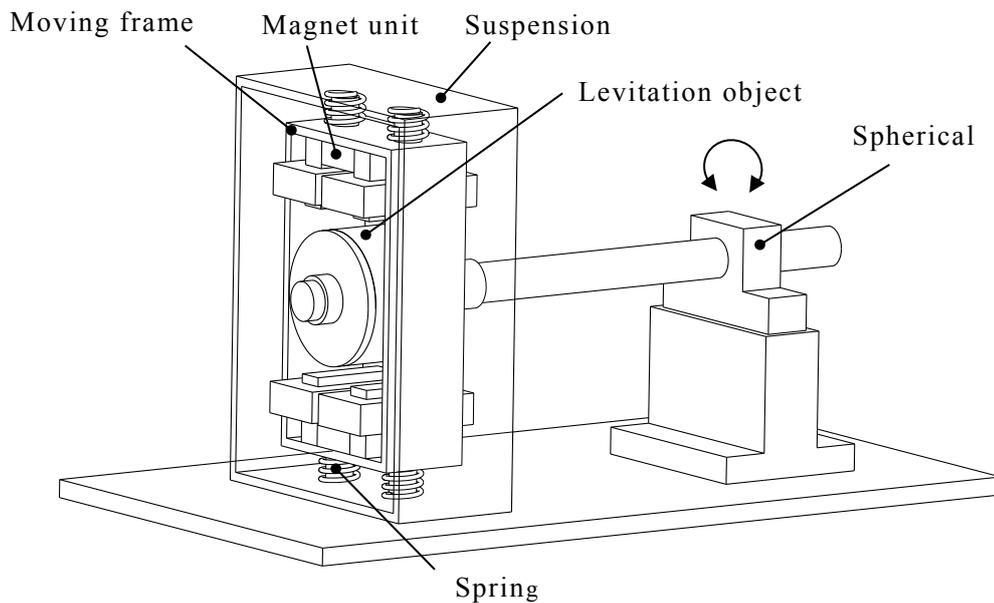


図 3.5 装置概略図

表 3.1 装置仕様 (1 軸)

|                  |                    |                         |
|------------------|--------------------|-------------------------|
| Magnet unit      | Outside dimension  | 152 mm × 172 mm × 85 mm |
|                  | Magnet material    | Nd-Fe-B                 |
|                  | Coil resistance    | 4.0 Ω                   |
|                  | Coil turns         | 400 turn                |
|                  | Nominal gap        | 10 mm                   |
| Mechanical parts | Constant of spring | 29.6 N/mm               |
|                  | Levitation mass    | 5.7 kg                  |

表 3.2 設計パラメータ

| $a_{21}$ | 3488   | 1/s <sup>2</sup>  | $\sigma_z = 0.05$ |          |      | $\sigma_z = 0.07$ |         |      |
|----------|--------|-------------------|-------------------|----------|------|-------------------|---------|------|
| $a_{23}$ | 4.526  | m/As <sup>2</sup> | $F_1$             | -17922   | V/m  | $F_1$             | -9376   | V/m  |
| $a_{32}$ | -25.24 | A/m               | $F_2$             | -305.45  | Vs/m | $F_2$             | -161.17 | Vs/m |
| $a_{33}$ | -39.81 | 1/s               | $F_3$             | 8.4502   | V/A  | $F_3$             | 5.4358  | V/A  |
| $b_{31}$ | 18.96  | A/Vs              | $F_4$             | -0.2248  | V/N  | $F_4$             | -0.1929 | V/N  |
| $d_{21}$ | 0.1270 | 1/kg              | $K_3$             | -254.048 | V/As | $K_3$             | -66.13  | V/As |

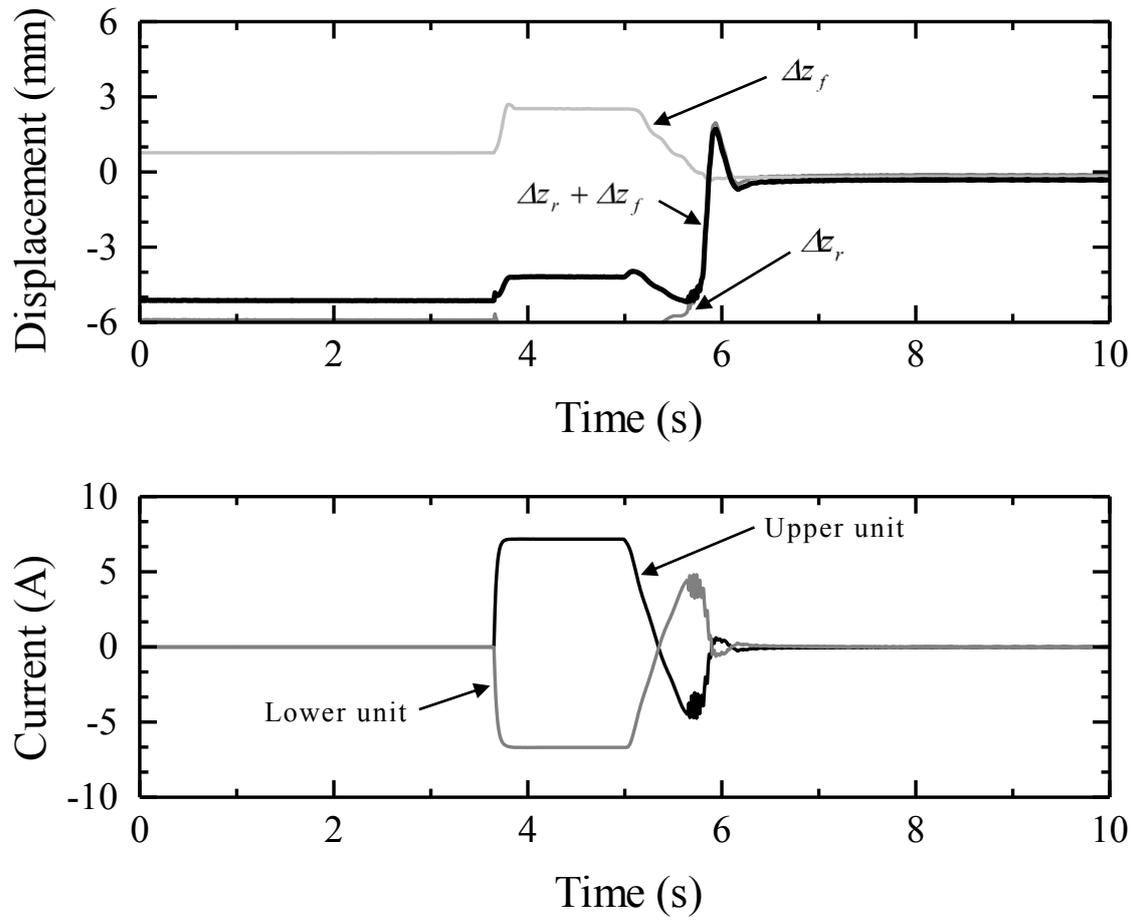


图 3.6 磁気浮上実験結果 ( $\sigma_{ob} = 0.01$ 、 $\sigma_z = 0.05$ )

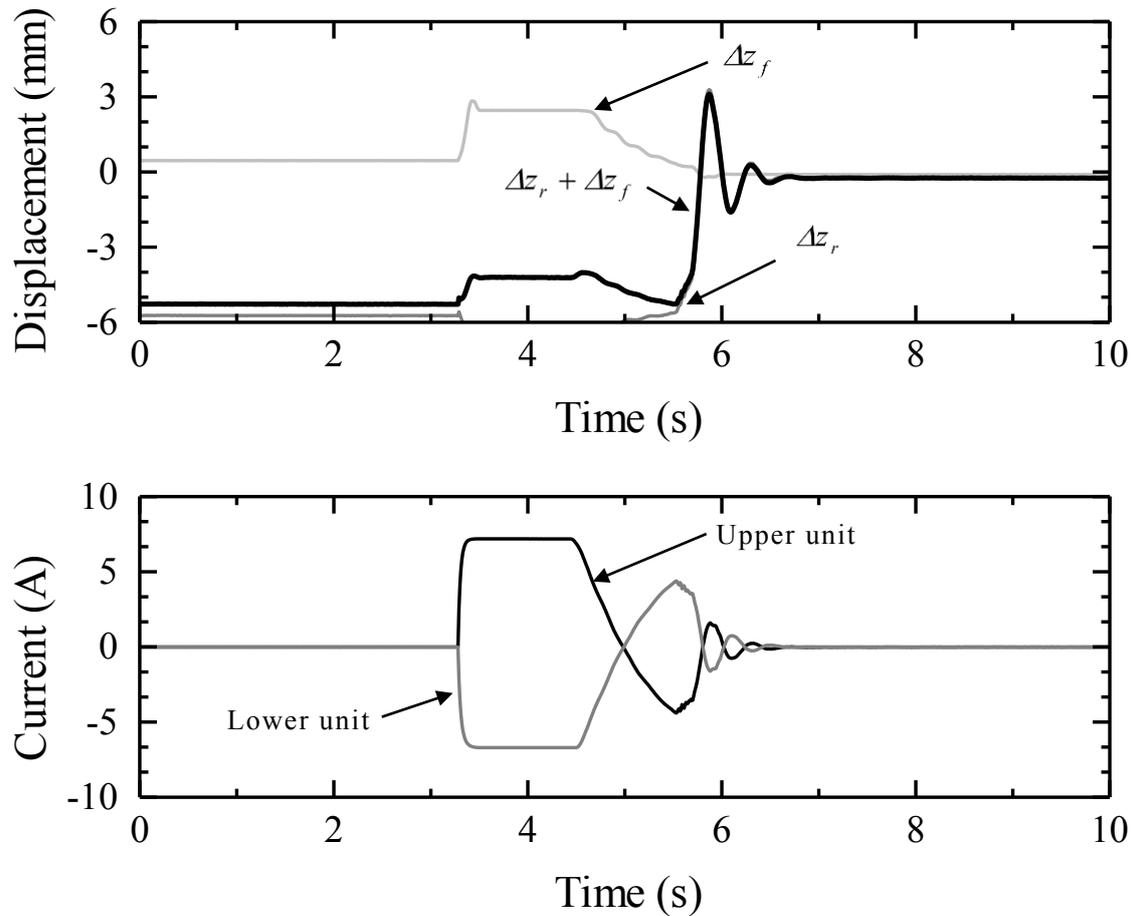


図 3.7 磁気浮上実験結果 ( $\sigma_{ob}=0.01$ 、 $\sigma_z=0.07$ )

図 3.6、図 3.7 の結果から、 $\sigma_z=0.07$  よりも  $\sigma_z=0.05$  の方がオーバーシュートが少なく、また収束性が良いことがわかる。これは収束半径を小さくすることで全体的にフィードバックゲインの値が大きくなり、制御の応答性が速くなるためである。ただ双方の結果において、次の 2 点がみられる。

1 点目は、浮上開始前に電流値が飽和していることである。これは制御によって制御電圧の上限値を制限しているからである。2 点目は、浮上開始直後に段差状の位置変化がみられることである。これは目標値の設定に問題があるといえる。具体的には、浮上／吸着においてそれぞれ変位目標値が異なることが要因であり、そのため吸着状態から浮上状態に移行する際に目標値が変化することで生じた問題である。そのため吸着時の目標値を適切に設定しなければ、目標値の変化が大きくなり挙動が不安定になる。そこで、吸着した状態の時の位置を吸着時の目標値に変更した。図 3.8、図 3.9 にその設定で再度浮上実験を行った結果を示す。この結果から目標値を適切に設定することで、 $\sigma_z=0.05$ 、 $0.07$  ともにオーバーシュートおよび収束性が改善していることがわかる。また不要なコイル

励磁が無くなるため、消費電流が低減している。

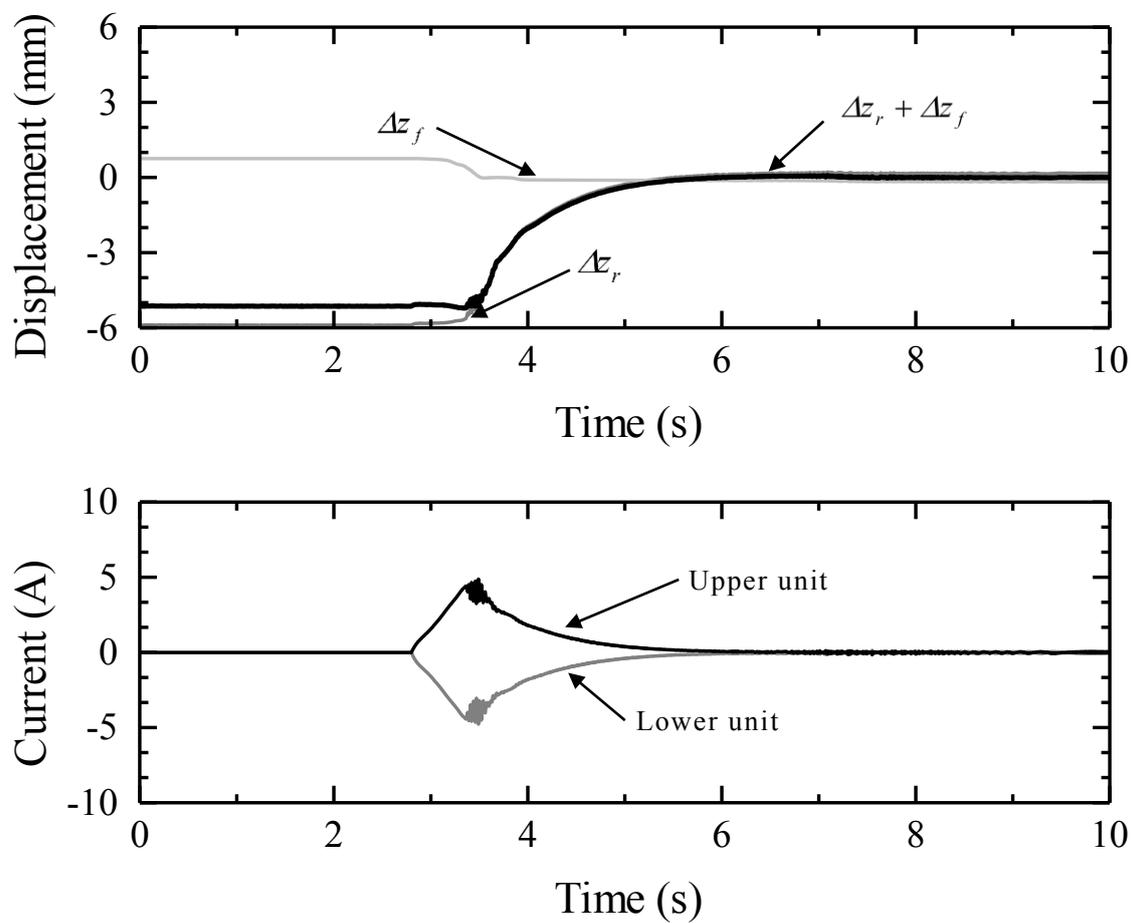


図 3.8 磁気浮上実験結果 (改善後) ( $\sigma_{ob} = 0.01$ 、 $\sigma_z = 0.05$ )

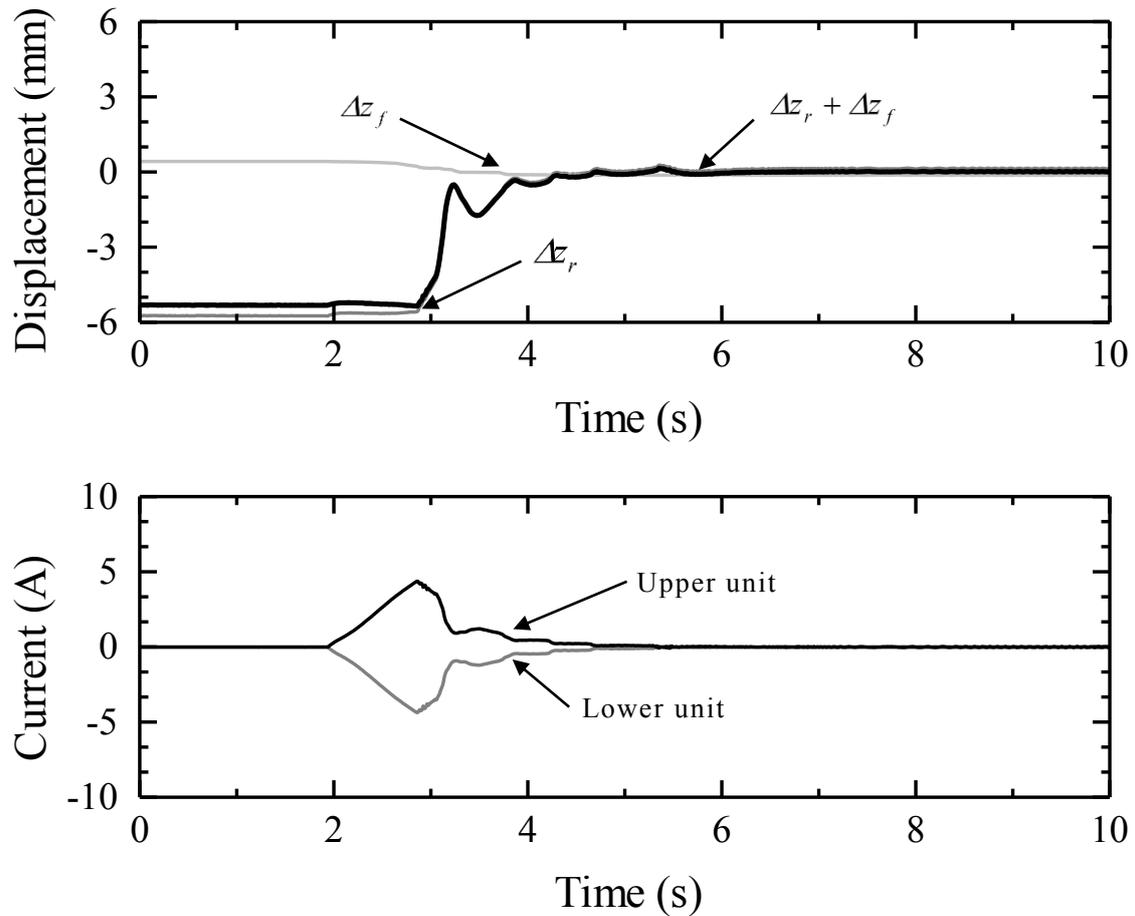


図 3.9 磁気浮上実験結果 (改善後) ( $\sigma_{ob} = 0.01$ 、 $\sigma_z = 0.07$ )

### 3.3.2 外力印加実験 (1 質点制御)

浮上時の収束安定性を検証するために、外力印加実験を行った。収束半径は浮上実験と同様に  $\sigma_{ob} = 0.01$  で、 $\sigma_z = 0.05$ 、 $0.07$  に設定した。図 3.10、図 3.11 に定常的な外力 (50 N) 印加時の挙動および励磁電流の応答を示す。外力を印加した瞬間には浮上位置が変化しているが、定常状態では浮上位置がゼロ近傍に収束していることがわかる。初期の磁気ギャップに対する変位量の割合 (軸偏心割合) は 5% 以下である。定常外力が印加された際に軸の絶対位置が完全にゼロにならない理由としては、前述した磁石ユニットの不完全線形性に加えて、摩擦による安定位置変動の影響が考えられる。1 軸原理検証装置において、摩擦要因としては非制御側の球面軸受、可動枠の上下運動をガイドするリニアガイド、可動枠を支持しているばね等が挙げられる。その中でも球面軸受の摩擦の影響は非常に大きいと考えられる。実際、球面軸受の摺動部を潤滑することによって改善がみられた。本来の磁気軸受は 2 点支持の完全磁気浮上を行うため、その場合には摩擦の影響が少なくなるといえる。摩擦の影響はみられるものの、理論的には浮

上位置一定の原理は妥当であるといえる。

実際に磁気軸受として使用する場合には、回転軸に対する連続的な外力に対応する必要があり、応答性が求められる。そこで図 3.12、図 3.13 に動特性として、ステップ状の外力 (50 N) を印加した時の挙動および励磁電流の応答を示す。結果、磁気浮上制御系の収束半径  $\sigma_z$  によって顕著に差がみられ、 $\sigma_z = 0.05$  の方が軸偏心割合および収束性の点で優れていることがわかる。したがって、設定する収束半径としては  $\sigma_{ob} = 0.01$ 、 $\sigma_z = 0.05$  の方が良いといえる。

さらなる動特性向上を目指すためには、各種フィードバックゲインを調整する必要がある。調整した結果、 $F_1 \times 1.3$ 、 $F_2 \times 1.3$ 、 $F_3 \times 1.5$ 、 $F_4 \times 1.0$ 、 $K_3 \times 1.0$  の時が最も動特性が良く、図 3.14 にその時の挙動および励磁電流の応答を示す。軸偏心割合としては 15 % 以下となり改善されたが、許容外力範囲として 100 N 程度までを想定しているため、軸偏心割合はさらに大きくなるといえる。

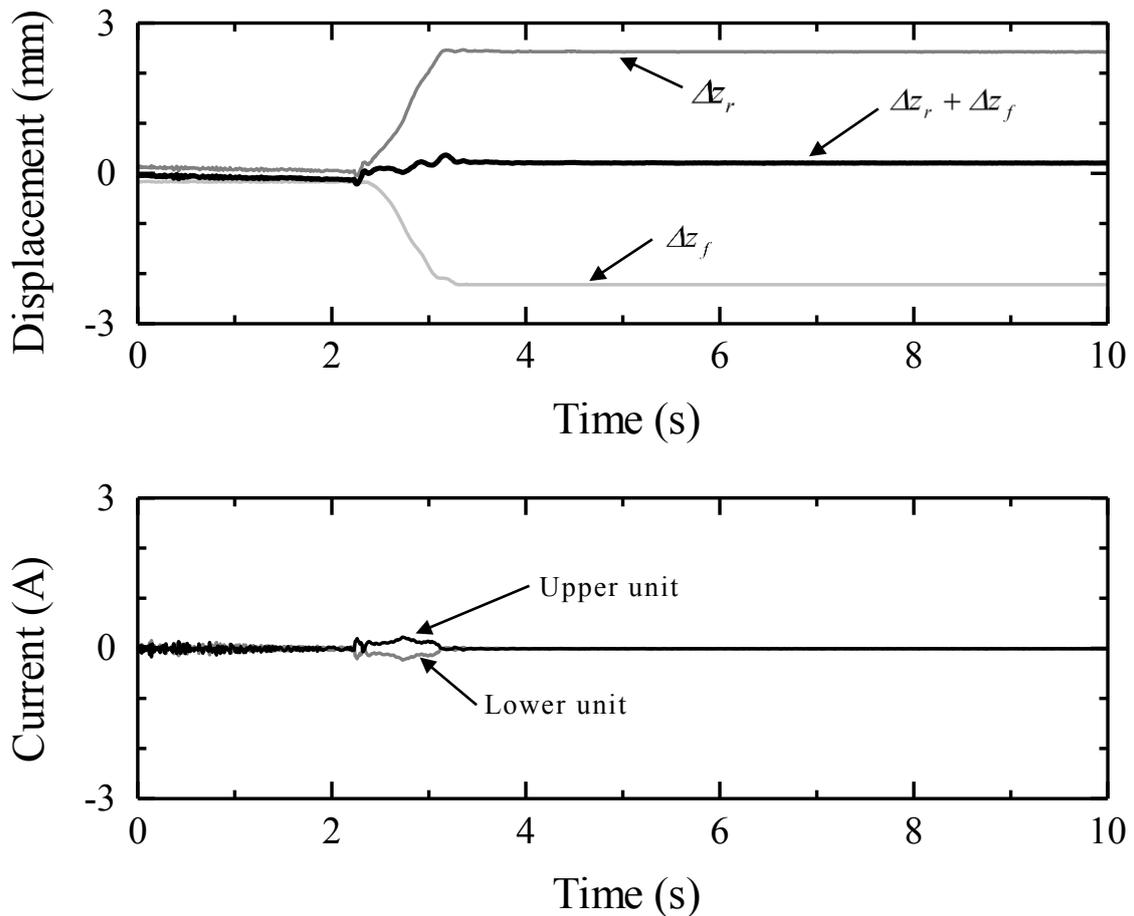


図 3.10 磁気浮上実験結果 (定常外力) ( $\sigma_{ob} = 0.01$ 、 $\sigma_z = 0.05$ )

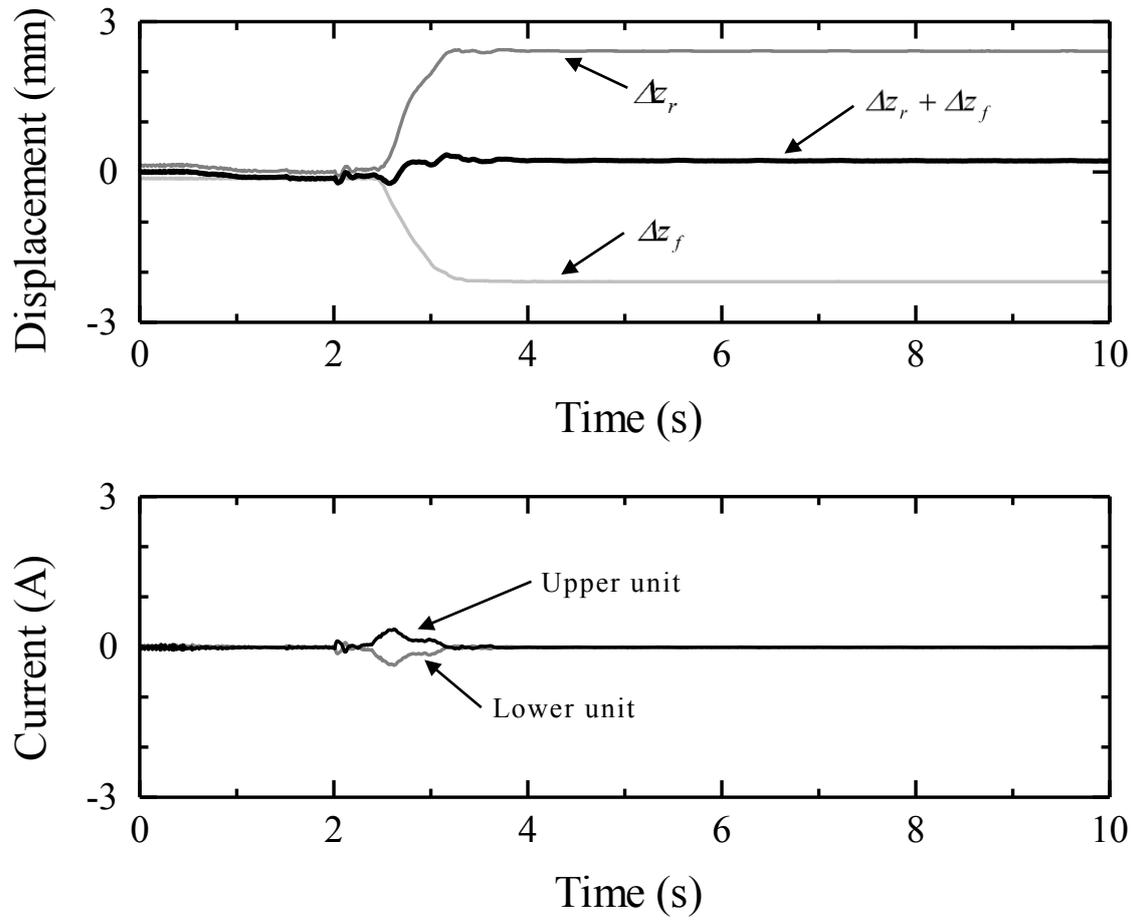


图 3.11 磁気浮上実験結果 (定常外力) ( $\sigma_{ob} = 0.01$ 、 $\sigma_z = 0.07$ )

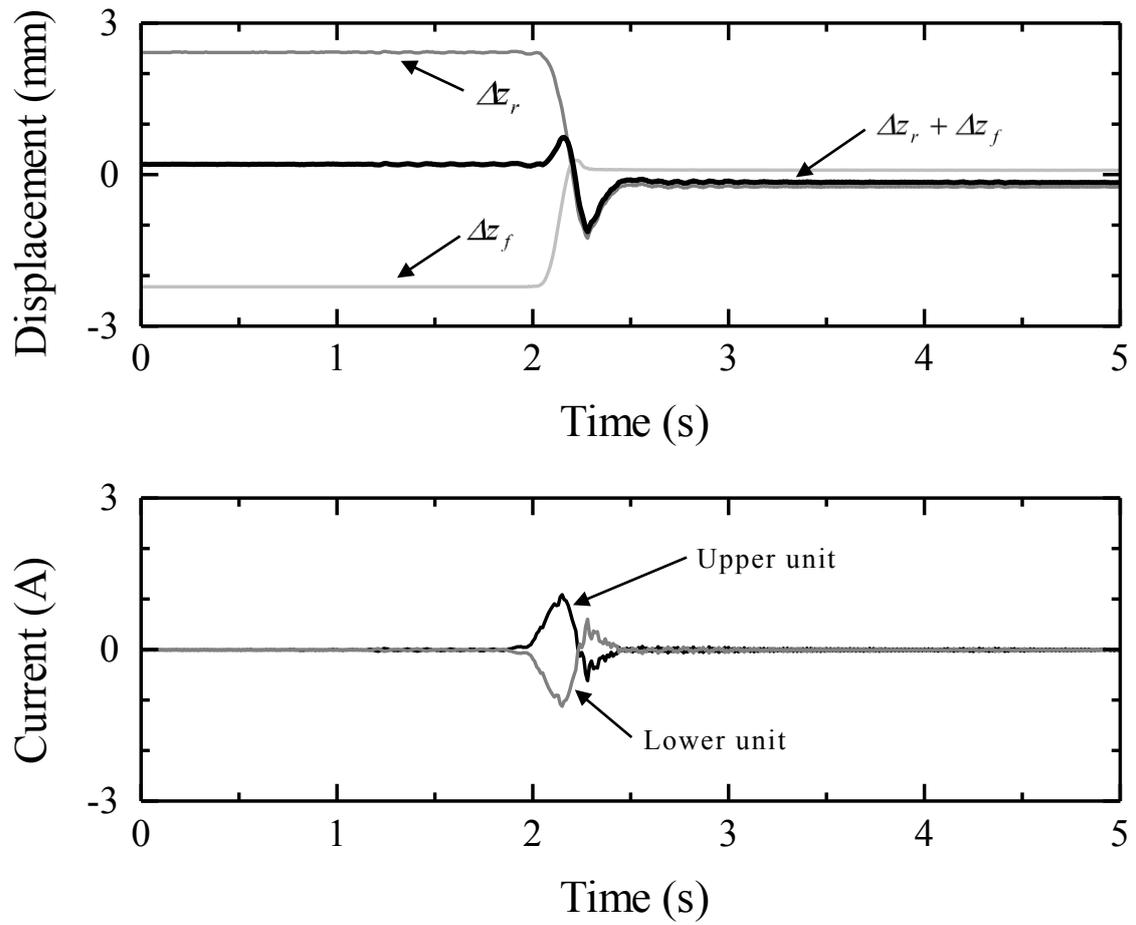


図 3.12 磁気浮上実験結果 (ステップ外力) ( $\sigma_{ob} = 0.01$ 、 $\sigma_z = 0.05$ )

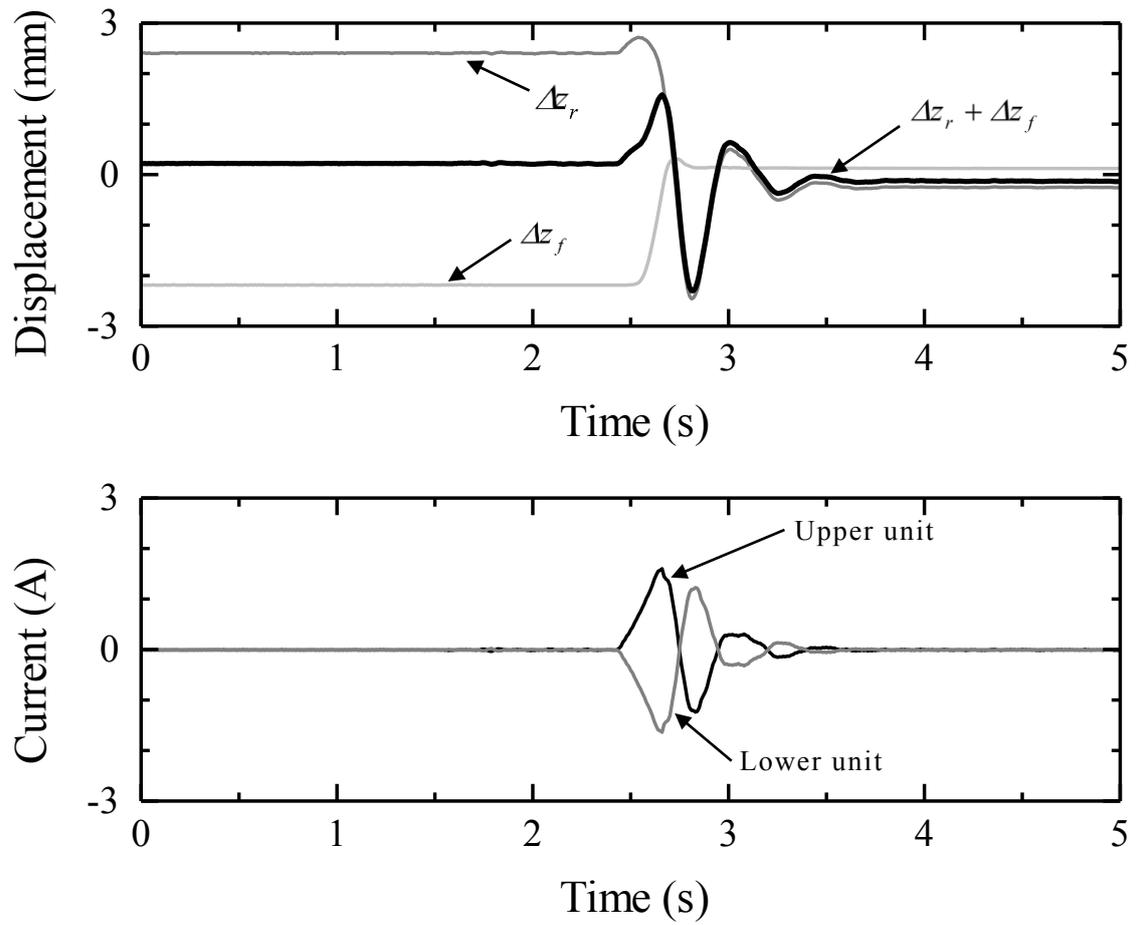


図 3.13 磁気浮上実験結果 (ステップ外力) ( $\sigma_{ob} = 0.01$ 、 $\sigma_z = 0.07$ )

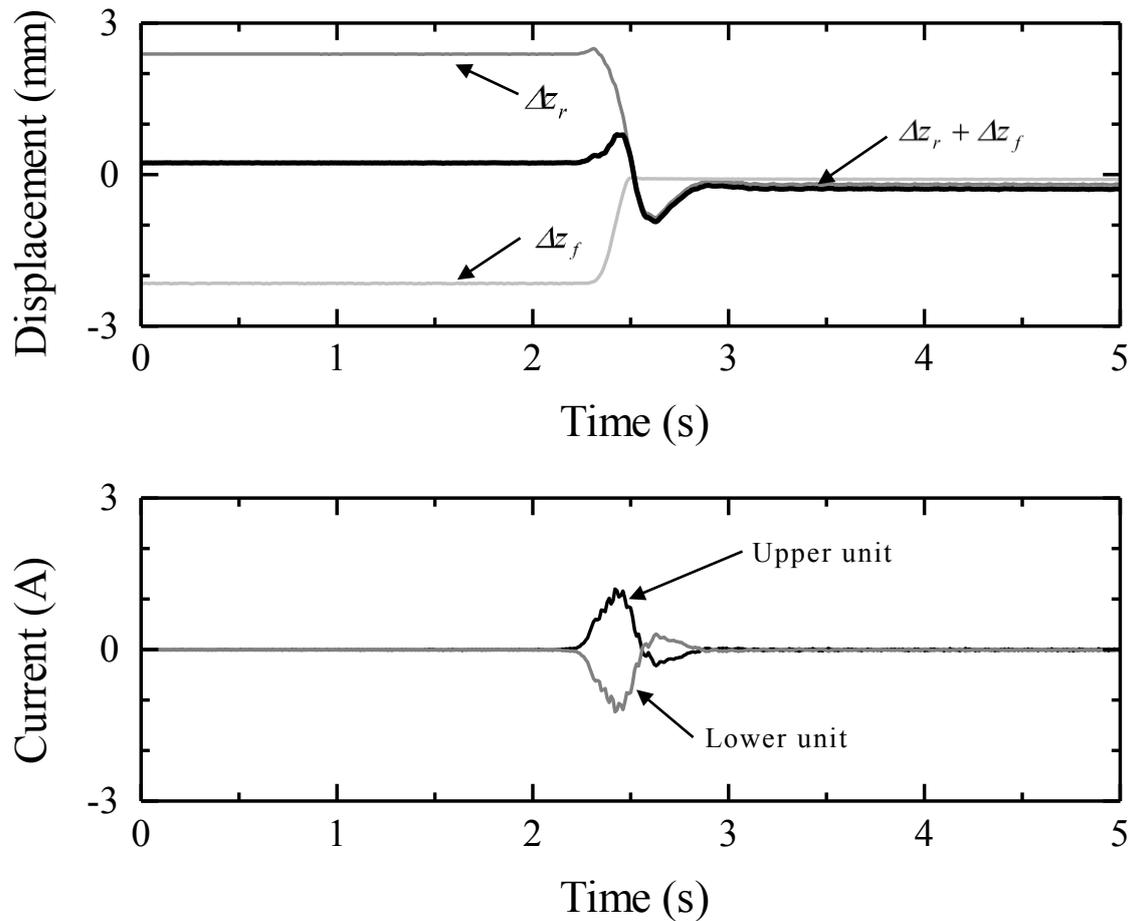


図 3.14 磁気浮上実験結果 (ステップ外力)  
 $(F_1 \times 1.3, F_2 \times 1.3, F_3 \times 1.5, F_4 \times 1.0, F_5 \times 1.0)$

### 3.3.3 浮上実験 (2 質点制御)

前述の 1 質点制御における実験と同様に、軸を下側の磁石ユニットに吸着させた状態を初期状態とし、その状態から 2 質点制御による磁気浮上を行った。パラメータとしては、 $\sigma_{rob} = \sigma_{job} = \sigma_{ob} = 0.016$  で、 $\sigma_z = 0.105, 0.108, 0.110$  の 3 パターンに設定した。調整ゲインは基本的にはすべて 1 に設定したが、軸および可動枠の変位ゲイン (それぞれ  $F_1, F_2$ ) と速度ゲイン (それぞれ  $F_3, F_4$ ) の比が等しくなるように微調整した。なお、 $\sigma_z$  は設計ゲインでの安定浮上および  $\sigma_{ob}$  との関係を考えて決定した。表 3.3 に設計パラメータを、図 3.15~図 3.17 にそれぞれの収束半径における浮上開始時の挙動および励磁電流の応答を示す。図中において  $\Delta z_r$  は可動枠-軸間の変位、 $\Delta z_f$  は可動枠-ベース間の変位を表しているため、 $\Delta z_r + \Delta z_f$  は軸-ベース間の変位 (軸の絶対位置変動) となる。変位の測定にはギャップセンサを用いている。この結果からわかるように、収束半径によらず、オーバーシュートが少なく安定した磁気浮上が実現できている。また、定常

状態（軸の位置が安定した状態）では励磁電流がゼロ近傍に収束していることがわかる。

表 3.3 設計パラメータ

|          |        |          | $\sigma_z = 0.105$ |        |      |       |              |
|----------|--------|----------|--------------------|--------|------|-------|--------------|
| $a_{31}$ | 4957   | $1/s^2$  | $F_1$              | -18646 | V/m  | $F_5$ | 7.901 V/A    |
| $a_{32}$ | 800    | $1/s^2$  | $F_2$              | -16246 | V/m  | $F_6$ | 0.073 V/N    |
| $a_{34}$ | 10.4   | 1/s      | $F_3$              | -286.4 | Vs/m | $F_7$ | 0.101 V/N    |
| $a_{35}$ | -6.431 | $m/As^2$ | $F_4$              | -302.5 | Vs/m | $K_3$ | -154.24 V/As |
| $a_{41}$ | -1468  | $1/s^2$  | $\sigma_z = 0.108$ |        |      |       |              |
| $a_{42}$ | -800   | $1/s^2$  | $F_1$              | -17021 | V/m  | $F_5$ | 7.608 V/A    |
| $a_{44}$ | -10.4  | 1/s      | $F_2$              | -13610 | V/m  | $F_6$ | -0.0017 V/N  |
| $a_{45}$ | 1.905  | $m/As^2$ | $F_3$              | -271.8 | Vs/m | $F_7$ | 0.0575 V/N   |
| $a_{53}$ | 25.24  | A/m      | $F_4$              | -292.9 | Vs/m | $K_3$ | -130.25 V/As |
| $a_{55}$ | -39.81 | 1/s      | $\sigma_z = 0.110$ |        |      |       |              |
| $b_{51}$ | 18.96  | A/Vs     | $F_1$              | -16062 | V/m  | $F_5$ | 7.422 V/A    |
| $d_{31}$ | 0.1270 | 1/kg     | $F_2$              | -12102 | V/m  | $F_6$ | -0.0427 V/N  |
| $d_{41}$ | 18.96  | A/Vs     | $F_3$              | -262.2 | Vs/m | $F_7$ | 0.0335 V/N   |
| $d_{42}$ | 0.1270 | 1/kg     | $F_4$              | -284.6 | Vs/m | $K_3$ | -116.67 V/As |

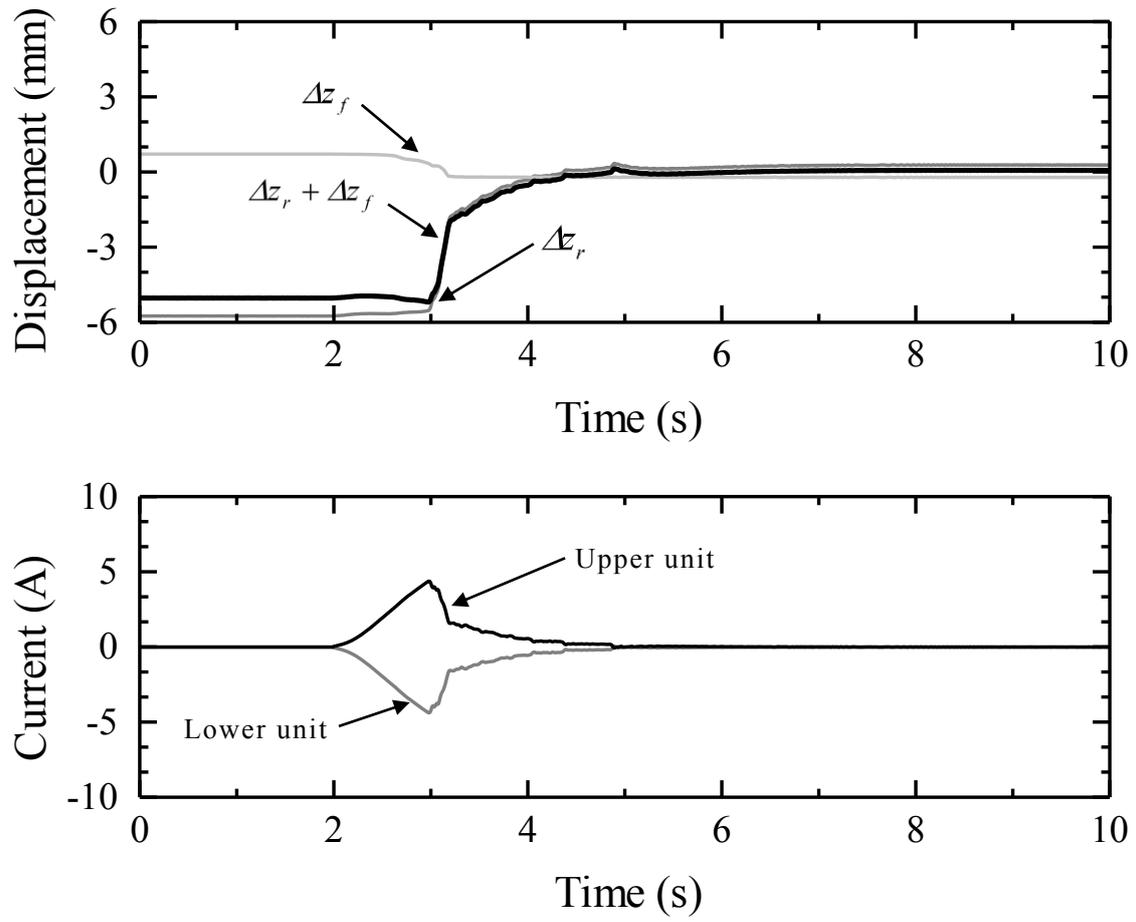


图 3.15 磁気浮上実験結果 ( $\sigma_{ob} = 0.016$ 、 $\sigma_z = 0.105$ )

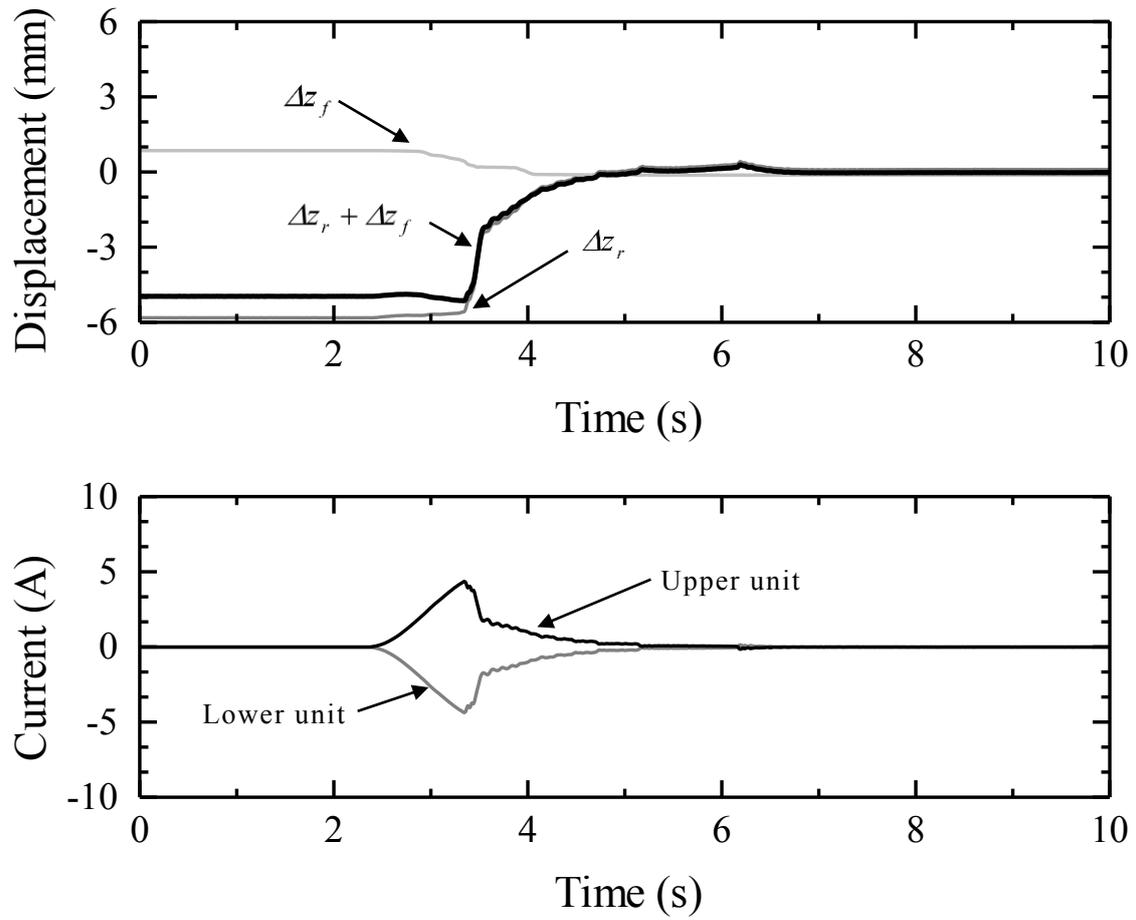


图 3.16 磁気浮上実験結果 ( $\sigma_{ob} = 0.016$ 、 $\sigma_z = 0.108$ )

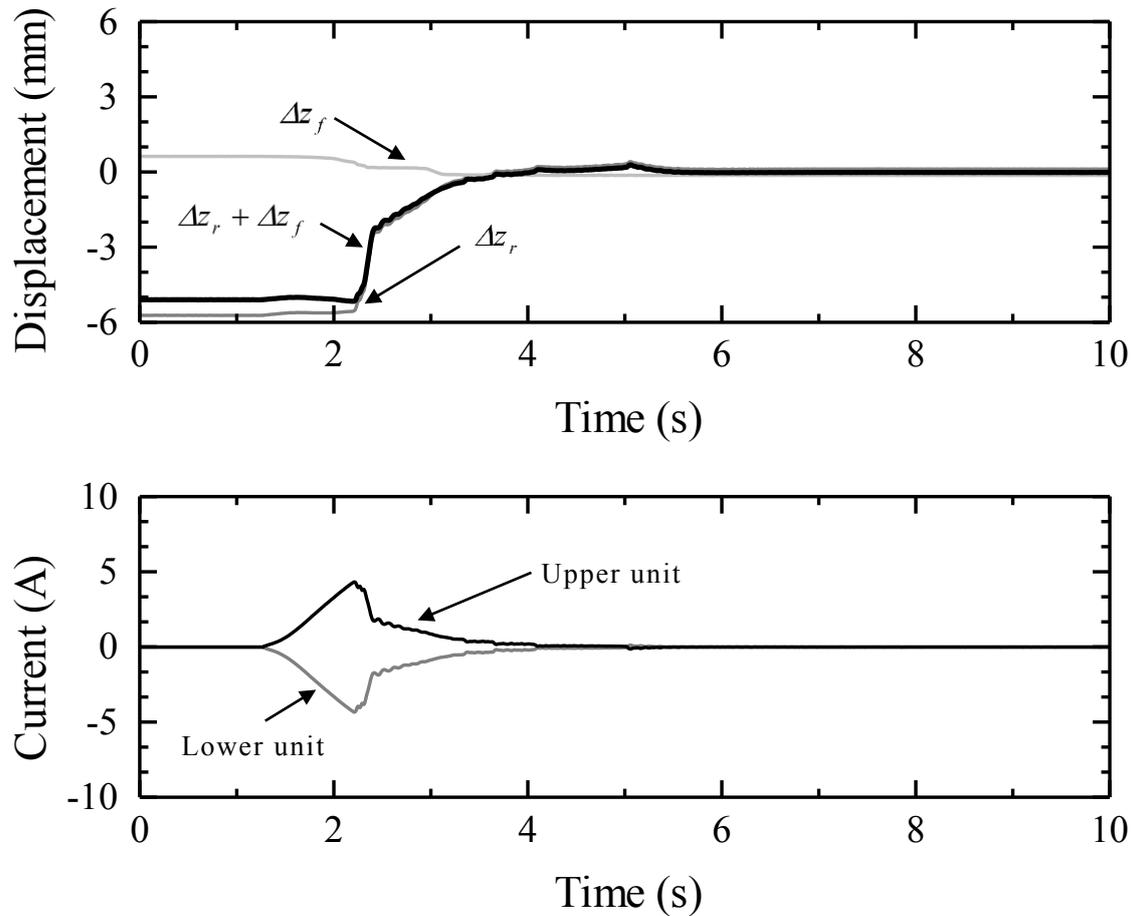


図 3.17 磁気浮上実験結果 ( $\sigma_{ob}=0.016$ 、 $\sigma_z=0.110$ )

### 3.3.4 外力印加実験 (2 質点制御)

1 質点制御と同様に、図 3.18～図 3.20 に動特性として、50 N 程度のステップ状の外力を印加した時の挙動および励磁電流の応答を示す。この結果から、磁気浮上制御系の収束半径  $\sigma_z$  によって顕著に差がみられ、 $\sigma_z=0.108$  が軸偏心割合および収束性の点で優れていることがわかる。一般に、収束半径は制御の応答性を決めており、値が小さいほど応答が速くなる。しかし、値が小さすぎると応答が過敏になり共振等の原因になる。したがって、収束半径には最適値が存在し、本システムで検証した中では  $\sigma_z=0.108$  が最適値であるといえる。この時、軸偏心割合は 10 % 以下に収まっている。

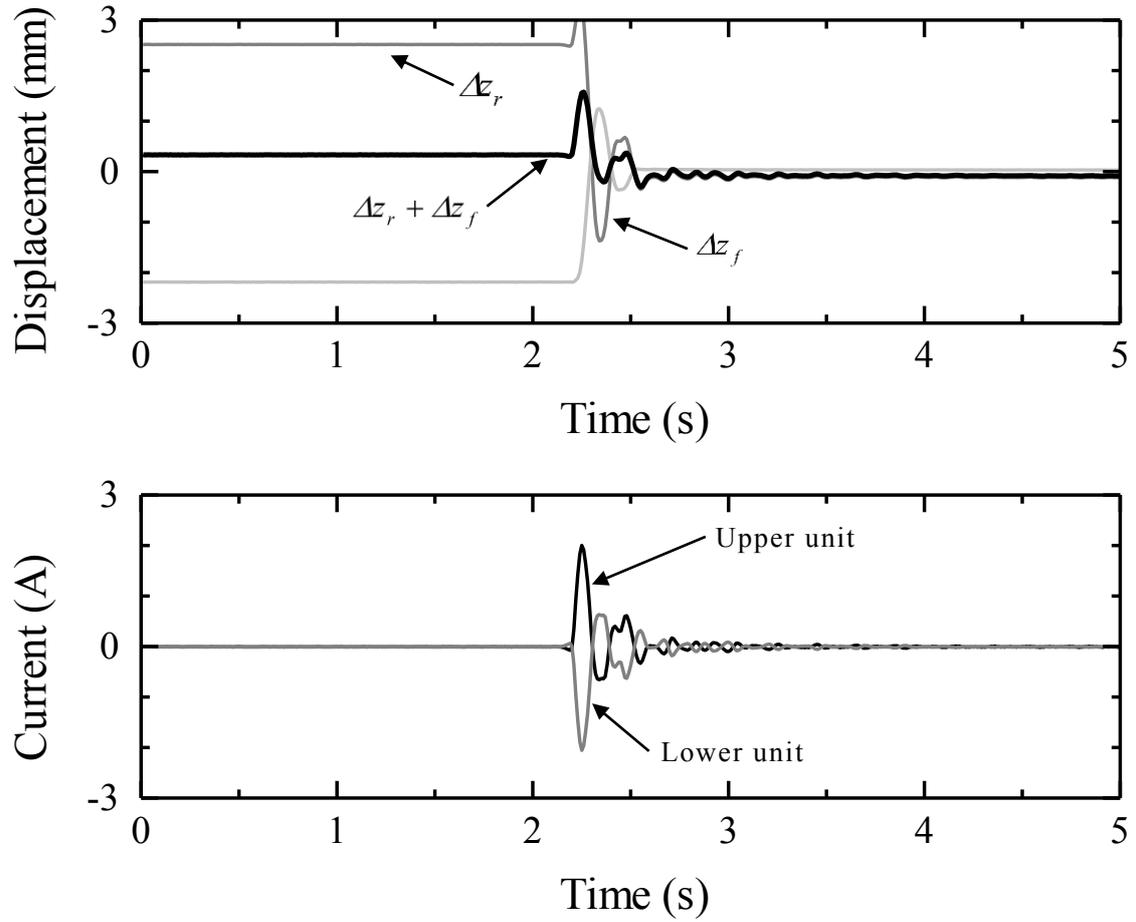


図 3.18 磁気浮上実験結果 (ステップ外力) ( $\sigma_{ob} = 0.016$ 、 $\sigma_z = 0.105$ )

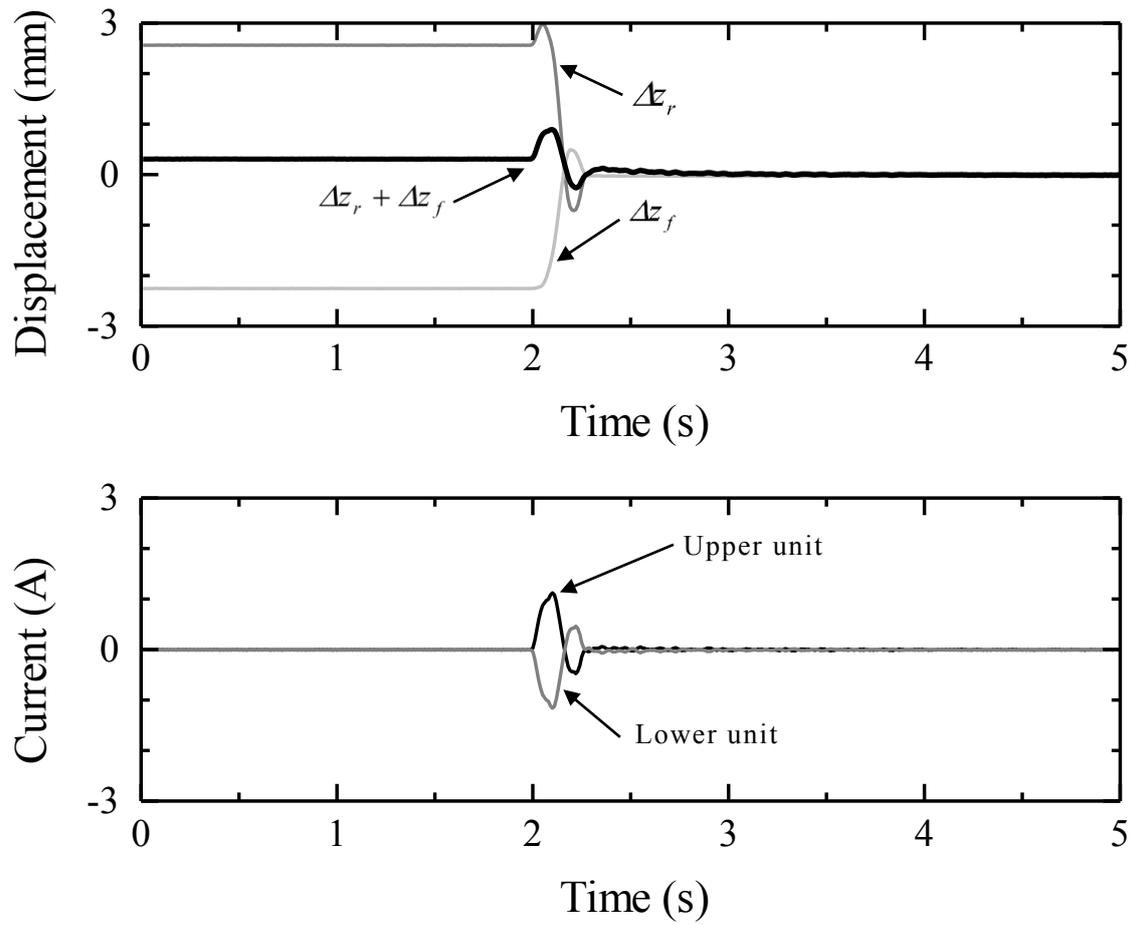


図 3.19 磁気浮上実験結果 (ステップ外力) ( $\sigma_{ob} = 0.016$ 、 $\sigma_z = 0.108$ )

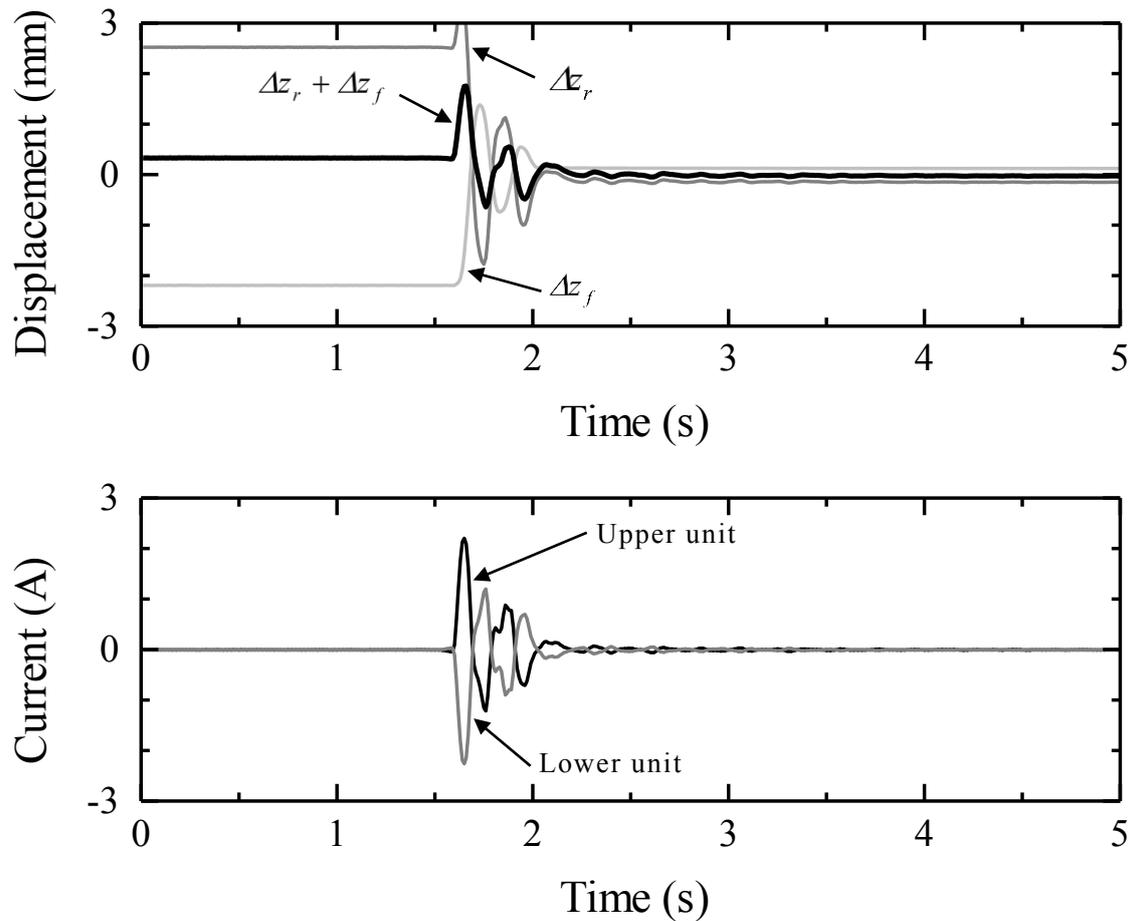


図 3.20 磁気浮上実験結果 (ステップ外力) ( $\sigma_{ob}=0.016$ 、 $\sigma_z=0.110$ )

### 3.4 考察 (1)

#### (1) ステップ外力に対する応答性 (動特性)

静特性に関しては、1 質点制御および 2 質点制御のどちらも、安定した状態ではゼロ近傍に収束するため違いはない。しかしながら、動特性に関しては制御モデルの違いが反映されている。図 3.21 に 1 質点制御 ( $\sigma_{ob}=0.01$ 、 $\sigma_z=0.05$ ) と 2 質点制御 ( $\sigma_{ob}=0.016$ 、 $\sigma_z=0.108$ ) における挙動および励磁電流の応答を比較した結果を示す。なお、1 質点制御に関しては、①収束半径のみで決定したフィードバックゲインを用いた場合、②フィードバックゲインを調整して最適化した場合の 2 種類を比較対象として用いている。この結果から、2 質点制御は 1 質点制御 (調整なし) と比べて、軸偏心割合が約 1/3 に低減していることがわかる。これは、軸と可動枠の両方を制御することによって、軸のみの制御で可動枠の動作が受動動作であった 1 質点制御に比べてロバスト性が向上したためである。1 質点制御では浮上制御時における軸の絶対位置が摩擦の影響でゼロから若干オフセットした位置に収束しているが、2 質点制御ではほぼゼロ近傍に収束してお

り、摩擦の影響を低減できていることから明らかである。また 1 質点制御を用いた場合には、モデル誤差が大きく、良好な性能を達成するためには、ゲイン調整が必要である。しかし、2 質点制御の場合は、モデル誤差が少なく、ゲイン調整をほとんど必要としない。したがって、収束半径のみを調整することによって、最適な制御系設計が可能となる。また調整パラメータが少ないため、制御系設計の時間短縮につながる。

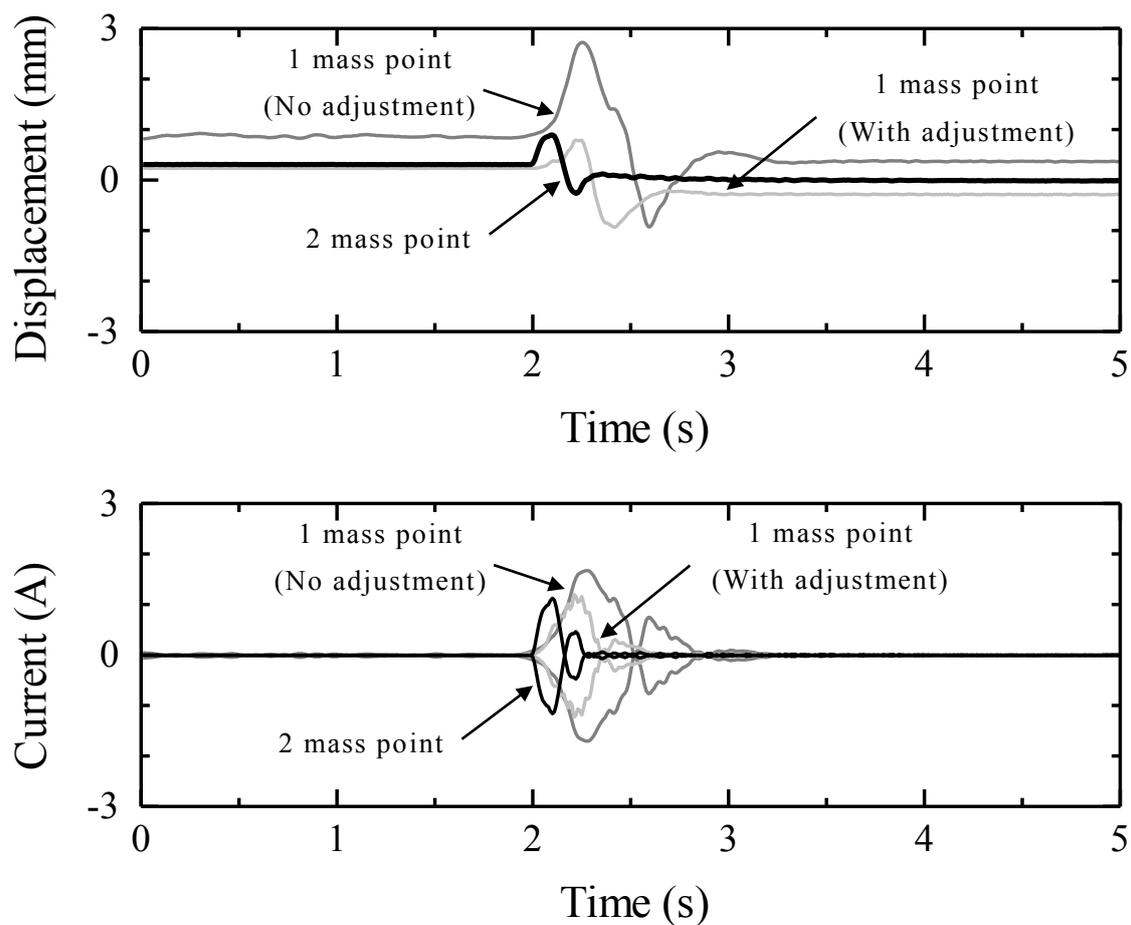


図 3.21 磁気浮上実験結果 (ステップ外力) (1 質点制御と 2 質点制御の比較)

## (2) 可動枠外力フィードバックの有用性

これまでに1質点制御に比べて、2質点制御の方が動特性が向上していることを確認した。そこでさらなる動特性向上を目指すために、2質点制御に関して可動枠に作用する外力をフィードバックすることを考える。ここでは、軸に作用するステップ外力の反作用成分に対してフィードバックすることになる。図 3.22 に  $\sigma_z = 0.108$  の時の挙動および励磁電流の応答を示す。可動枠に作用する外力をフィードバックしていない時の挙動および励磁電流を示している図 3.19 と比較しても、軸の絶対位置変動および励磁電流の振幅に大きな変化はみられず、現状の状態フィードバックではそれほど大きな効果がみられないことがわかる。しかし、連続的な外乱や特定の周波数帯域での外乱等には軸と可動枠の連成が非常に強く求められるので、効果を発揮する可能性はある。

また別の用途としては、地震対策が考えられる。例えば、地震によって可動枠が加振された場合、現状のシステムでは軸と可動枠が接触する可能性が高い。しかし、可動枠に外力が印加された時に軸と可動枠間のギャップを一定に保つようなフィードバックゲインを設定することによって、軸と可動枠間には常に所定のギャップが存在することになり、軸と可動枠の接触を回避できる可能性がある。これは軸と可動枠の両方を独立して制御していることによって可能となっている。

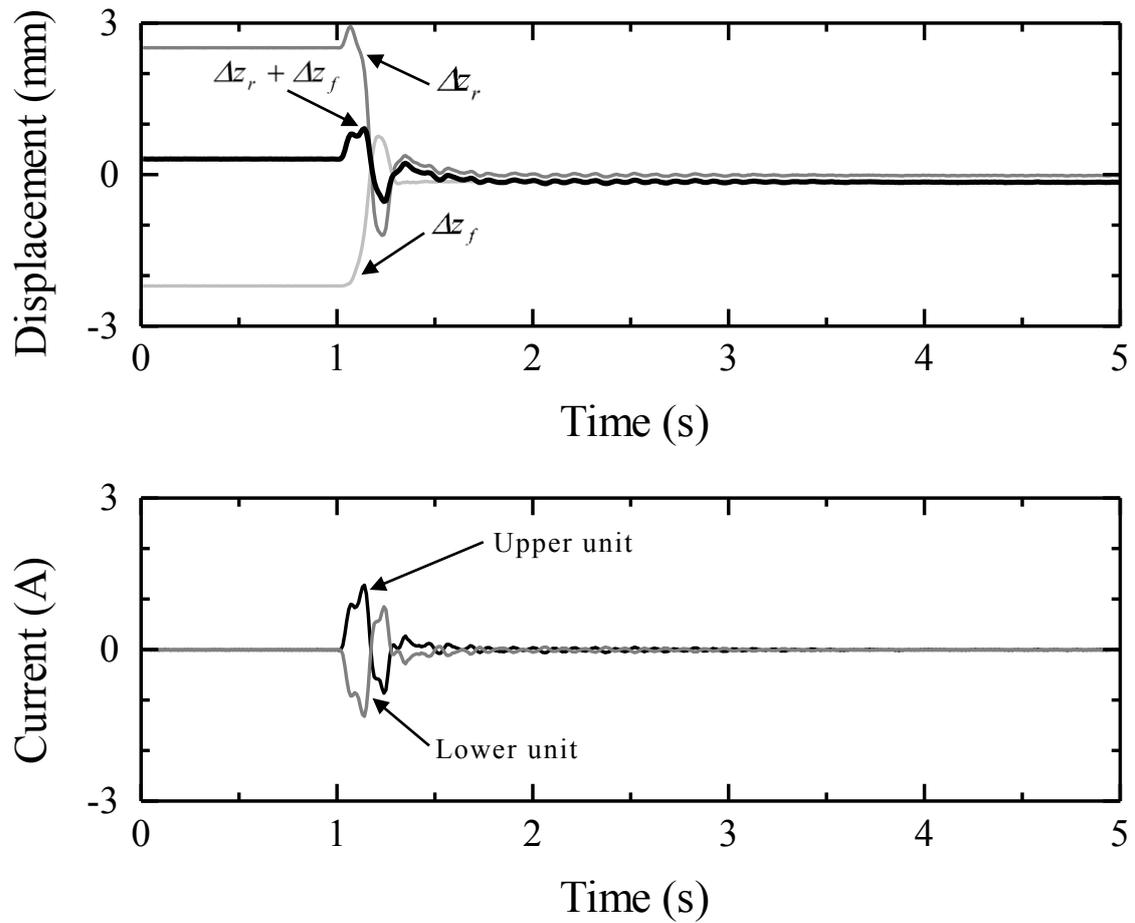


図 3.22 磁気浮上実験結果（ステップ外力）（可動枠外力フィードバック）

ここまでの、1軸原理検証装置を用いて基本特性検証を行ってきた。結果、安定した磁気浮上ができ、定常外力およびステップ外力に対する応答に関して良好な結果が得られた。そこで次の課題は、本研究の本題である磁気軸受としての特性検証（回転特性検証）である。しかしながら、1軸原理検証装置は上下の1軸制御であるため、回転特性を検証することができない。そこで、上下方向だけでなく左右方向も制御できる2軸原理検証装置を製作し、2軸制御を行った上で回転特性を評価する。

### 3.5 2軸原理検証装置

ゼロパワー制御を用いた磁気軸受の回転特性検証のためには、2軸制御型の原理検証装置を用いる必要がある。本構成を用いて磁気軸受として回転軸を上下／左右の2軸制御で非接触支持する場合には、各軸の制御および挙動が連成するのを避けるために、それぞれの軸方向の磁石ユニットおよび可動枠を独立に動作するように配置する必要がある。その際、互いの動作が干渉しないように設置位置をずらす必要があり、装置が軸方向に大型化する。また、設置位置をずらすことによって、軸に作用する磁力の作用点が異なり、場合によっては設置位置によって異なる制御パラメータを設定する必要が生じ、制御系設計の複雑化、安定性の低下を引き起こす可能性がある。そこで2軸制御を実現するために、可動枠をコの字型として上下／左右方向を同一平面上に配置した。図3.23に2軸原理検証装置の外観を示し、表3.4に設計仕様を示す。この構成によって、軸に作用する磁力の作用点が同一となり、上下／左右の制御系設計を同一にすることができる。図3.24に電磁界解析による吸引力特性の結果を示す。ゼロ点近傍では線形性が高く、励磁電流に応じて吸引力が可変できることがわかる。制御系設計の際には、 $x$ 、 $y$ 方向どちらもこの吸引力特性を用いることとする。

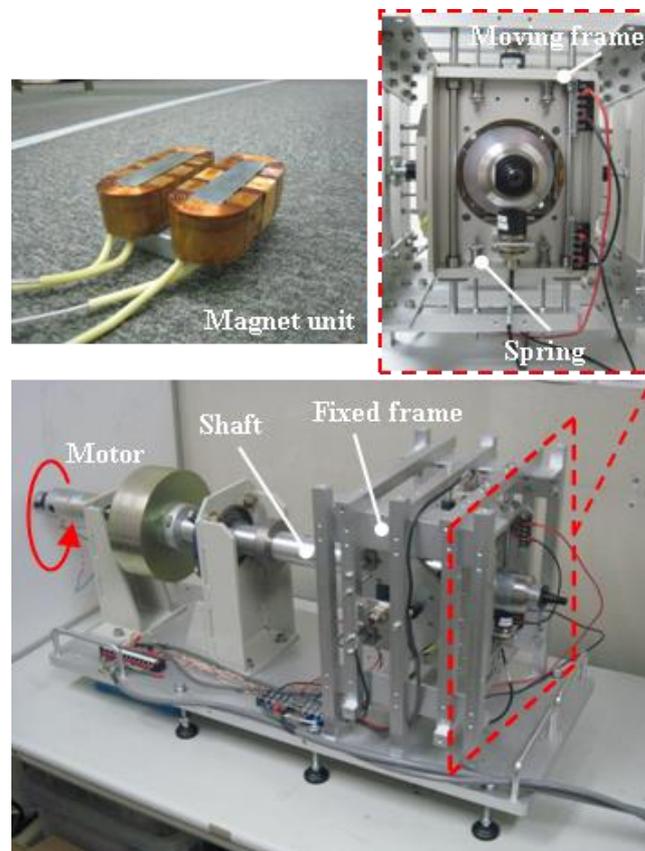


図 3.23 2軸原理検証装置

表 3.4 設計仕様

|                  |                    |                   |
|------------------|--------------------|-------------------|
| Magnet unit      | Outside dimension  | 87 mm×87 mm×40 mm |
|                  | Magnet material    | Nd-Fe-B           |
|                  | Coil resistance    | 1.3 Ω             |
|                  | Coil turns         | 250 turn          |
|                  | Nominal gap        | 4 mm              |
| Mechanical parts | Constant of spring | 39.8 N/mm         |
|                  | Levitation mass    | 5.8 kg            |

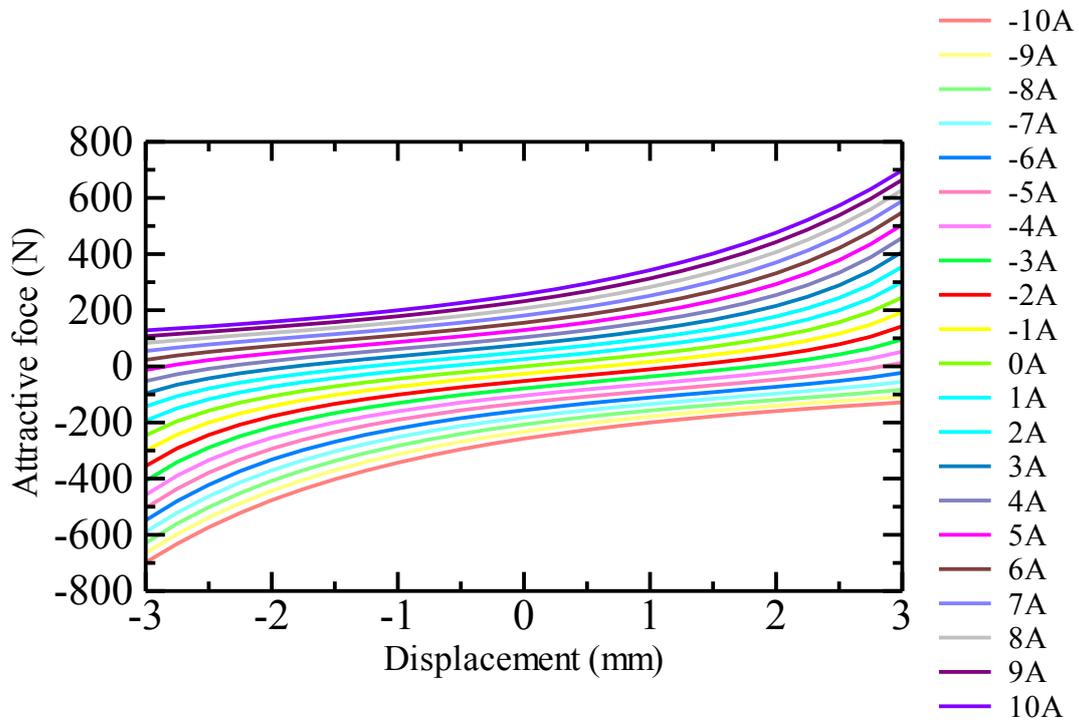
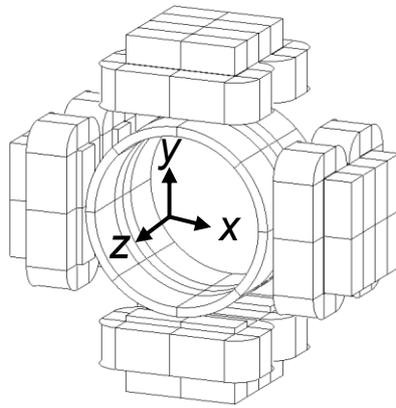


図 3.24 吸引力特性

### 3.6 ジャイロ効果を考慮した運動方程式

回転する軸において、特に高速回転領域では、ジャイロ効果の影響が顕著にみられる。そのため、回転軸を安定的に制御するには、運動方程式の中にジャイロ効果を含める必要がある。あらかじめ軸の回転に伴うジャイロ効果を制御対象モデルに組み込んでおくことにより、駆動周波数帯域が高速域になるほど、軸偏心割合の低減に効果があると考える。

以下に、ジャイロ効果を考慮した運動方程式に関して詳細を記述する。図 3.25 に 2 軸原理検証装置の模式図を示す。上側が側面図で、下側が上面図である。

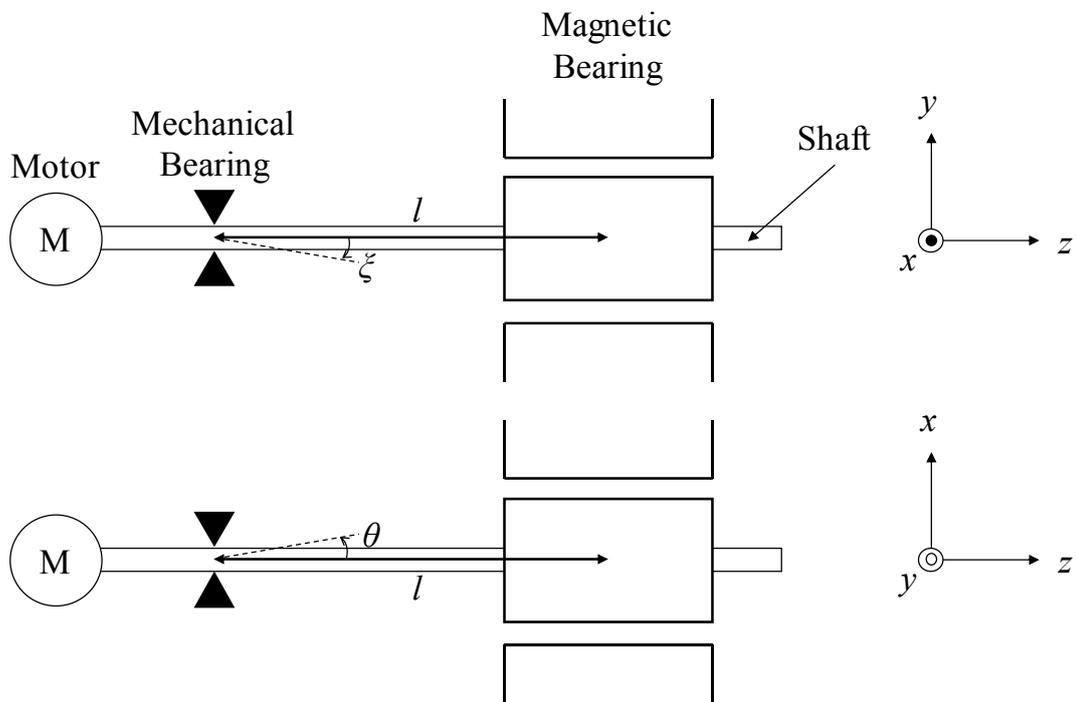


図 3.25 2 軸原理検証装置の模式図

軸の絶対角変位が十分小さいと仮定し、 $x$  方向および  $y$  方向の軸の絶対変位をそれぞれ  $x_r$ 、 $y_r$  とすると、

$$\begin{aligned} x_r &\cong l\theta \\ y_r &\cong -l\xi \end{aligned} \quad (3.28)$$

と表せる。ここで、 $l$  は支持点から軸受位置までの距離、 $\theta$  は  $y$  軸周りの絶対角変位、 $\xi$  は  $x$  軸周りの絶対角変位である。また、 $x$  方向および  $y$  方向の軸と可動枠の相対変位をそれぞれ  $x_{rf}$ 、 $y_{rf}$  とすると、

$$\begin{aligned} x_{rf} &= x_r - x_f \\ y_{rf} &= y_r - y_f \end{aligned} \quad (3.29)$$

と表せる。ここで、 $x_f$  は可動枠の  $x$  方向絶対変位、 $y_f$  は可動枠の  $y$  方向絶対変位である。

軸に関する運動方程式は、

$$\begin{aligned} I_r \ddot{\xi} + I_p \omega \dot{\theta} &= -(F_y + u_{yr}) l \\ I_r \ddot{\theta} - I_p \omega \dot{\xi} &= (F_x + u_{xr}) l \end{aligned} \quad (3.30)$$

と表せる。ここで、 $I_r$  は支持点周りの軸の慣性モーメント、 $I_p$  は軸の極慣性モーメント、 $\omega$  は軸の回転速度、 $F_x$  は  $x$  方向の電磁力、 $F_y$  は  $y$  方向の電磁力、 $u_{xr}$  は軸に作用する外力 ( $x$  方向)、 $u_{yr}$  は軸に作用する外力 ( $y$  方向) である。

式(3.30)に式(3.28)を代入すると、

$$\begin{aligned} -\frac{I_r}{l} \ddot{y}_r + \frac{I_p \omega}{l} \dot{x}_r &= -(F_y + u_{yr}) l \\ \frac{I_r}{l} \ddot{x}_r + \frac{I_p \omega}{l} \dot{y}_r &= (F_x + u_{xr}) l \end{aligned} \quad (3.31)$$

となる。ここで、軸受位置に集中質量があると仮定すると、

$$I_r = ml^2 \quad (3.32)$$

となる。ここで、 $m$  は軸受が支持する等価質量である。

式(3.31) に式(3.32)を代入して整理すると、

$$\begin{aligned} \ddot{x}_r &= -\frac{I_p \omega}{I_r} \dot{y}_r + \frac{1}{m} (F_x + u_{xr}) \\ \ddot{y}_r &= \frac{I_p \omega}{I_r} \dot{x}_r + \frac{1}{m} (F_y + u_{yr}) \end{aligned} \quad (3.33)$$

となる。

可動枠に関する運動方程式は、

$$\begin{aligned} M\ddot{x}_f + C\dot{x}_f + Kx_f &= -F_x + u_{xf} \\ M\ddot{y}_f + C\dot{y}_f + Ky_f &= -F_y + u_{yf} \end{aligned} \quad (3.34)$$

と表せる。ここで、 $M$ は可動枠の質量、 $C$ は減衰係数、 $K$ はばね定数、 $u_{xf}$ は可動枠に作用する外力（ $x$ 方向）、 $u_{yf}$ は可動枠に作用する外力（ $y$ 方向）である。

式(3.34)を整理すると、

$$\begin{aligned} \ddot{x}_f &= -\frac{K}{M}x_f - \frac{C}{M}\dot{x}_f - \frac{1}{M}F_x + \frac{1}{M}u_{xf} \\ \ddot{y}_f &= -\frac{K}{M}y_f - \frac{C}{M}\dot{y}_f - \frac{1}{M}F_y + \frac{1}{M}u_{yf} \end{aligned} \quad (3.35)$$

となる。

式(3.33)から式(3.35)を引いて、式(3.29)を用いて整理すると、

$$\begin{aligned} \ddot{x}_{rf} &= \frac{K}{M}(x_r - x_{rf}) + \frac{C}{M}(\dot{x}_r - \dot{x}_{rf}) - \frac{I_p \omega}{I_r} \dot{y}_r + \left(\frac{1}{m} + \frac{1}{M}\right)F_x + \frac{1}{m}u_{xr} + \frac{1}{M}u_{xf} \\ \ddot{y}_{rf} &= \frac{K}{M}(y_r - y_{rf}) + \frac{C}{M}(\dot{y}_r - \dot{y}_{rf}) + \frac{I_p \omega}{I_r} \dot{x}_r + \left(\frac{1}{m} + \frac{1}{M}\right)F_y + \frac{1}{m}u_{yr} + \frac{1}{M}u_{yf} \end{aligned} \quad (3.36)$$

となる。

平衡点近傍において、 $x$ 、 $y$ 方向それぞれの電圧方程式は、

$$\begin{aligned} e_x &= Ri_x + N \frac{\partial \phi_x}{\partial x_{rf}} \dot{x}_{rf} + Li_x \\ e_y &= Ri_y + N \frac{\partial \phi_y}{\partial y_{rf}} \dot{y}_{rf} + Li_y \end{aligned} \quad (3.37)$$

と表せるから、

$$\begin{aligned} \dot{i}_x &= -\frac{N}{L} \frac{\partial \phi_x}{\partial x_{rf}} \dot{x}_{rf} - \frac{R}{L} i_x + \frac{1}{L} e_x \\ \dot{i}_y &= -\frac{N}{L} \frac{\partial \phi_y}{\partial y_{rf}} \dot{y}_{rf} - \frac{R}{L} i_y + \frac{1}{L} e_y \end{aligned} \quad (3.38)$$

となる。

ここで対称性を考慮すると、

$$\begin{aligned}\frac{\partial \phi_x}{\partial x_{rf}} &= \frac{\partial \phi_y}{\partial y_{rf}} = k_v \\ \frac{\partial F_x}{\partial x_r} &= \frac{\partial F_y}{\partial y_r} = k_s \\ \frac{\partial F_x}{\partial i_x} &= \frac{\partial F_y}{\partial i_y} = k_i\end{aligned}$$

と表せる。

平衡点近傍では、

$$\begin{aligned}F_x &= \frac{\partial F_x}{\partial x_{rf}} x_{rf} + \frac{\partial F_x}{\partial i_x} i_x = k_s x_{rf} + k_i i_x \\ F_y &= \frac{\partial F_y}{\partial y_{rf}} y_{rf} + \frac{\partial F_y}{\partial i_y} i_y = k_s y_{rf} + k_i i_y\end{aligned}$$

と表せるため、式(3.33)、式(3.36)、式(3.38)をまとめると、

$$\begin{aligned}\ddot{x}_r &= \frac{1}{m} k_s x_{rf} + \frac{1}{m} k_i i_x - \frac{I_p \omega}{I_r} \dot{y}_r + \frac{1}{m} u_{xr} \\ \ddot{y}_r &= \frac{1}{m} k_s y_{rf} + \frac{1}{m} k_i i_y + \frac{I_p \omega}{I_r} \dot{x}_r + \frac{1}{m} u_{yr} \\ \ddot{x}_{rf} &= \frac{K}{M} x_r + \frac{C}{M} \dot{x}_r + \left\{ \left( \frac{1}{m} + \frac{1}{M} \right) k_s - \frac{K}{M} \right\} x_{rf} - \frac{C}{M} \dot{x}_{rf} + \left( \frac{1}{m} + \frac{1}{M} \right) k_i i_x - \frac{I_p \omega}{I_r} \dot{y}_r + \frac{1}{m} u_{xr} + \frac{1}{M} u_{xf} \\ \ddot{y}_{rf} &= \frac{K}{M} y_r + \frac{C}{M} \dot{y}_r + \left\{ \left( \frac{1}{m} + \frac{1}{M} \right) k_s - \frac{K}{M} \right\} y_{rf} - \frac{C}{M} \dot{y}_{rf} + \left( \frac{1}{m} + \frac{1}{M} \right) k_i i_y + \frac{I_p \omega}{I_r} \dot{x}_r + \frac{1}{m} u_{yr} + \frac{1}{M} u_{yf} \\ \dot{i}_x &= -\frac{N}{L} k_v \dot{x}_{rf} - \frac{R}{L} i_x + \frac{1}{L} e_x \\ \dot{i}_y &= -\frac{N}{L} k_v \dot{y}_{rf} - \frac{R}{L} i_y + \frac{1}{L} e_y\end{aligned}\tag{3.39}$$

となる。

ジャイロ効果を考慮すると、 $x$ 、 $y$  の干渉を考慮することとなり、制御系を設計する際にパラメータが大幅に増加する。そのため、軸の速度および可動枠の速度は、変位の擬似微分によって導出し、軸に作用する外力および可動枠に作用する外力のみ推定することとする。

式(3.39)より状態方程式は次式で表される。

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + bu + df \\ y = cx \end{cases} \quad (3.40)$$

$$x = {}^T (x_r \quad \dot{x}_r \quad x_{rf} \quad \dot{x}_{rf} \quad i_x \quad y_r \quad \dot{y}_r \quad y_{rf} \quad \dot{y}_{rf} \quad i_y)$$

$$u = \begin{pmatrix} e_x \\ e_y \end{pmatrix}, \quad f = \begin{pmatrix} u_{xr} \\ u_{xf} \\ u_{yr} \\ u_{yf} \end{pmatrix},$$

$$A = \begin{pmatrix} A_d & -A_c \\ A_c & A_d \end{pmatrix}, \quad b = \begin{pmatrix} b_d & 0 \\ 0 & b_d \end{pmatrix}, \quad c = \begin{pmatrix} c_d & 0 \\ 0 & c_d \end{pmatrix}, \quad d = \begin{pmatrix} d_d & 0 \\ 0 & d_d \end{pmatrix}$$

$$A_d = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a_{23} & 0 & a_{25} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} & a_{45} \\ 0 & 0 & 0 & a_{54} & a_{55} \end{pmatrix}, \quad A_c = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & a_k & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & a_k & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}, \quad b_d = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ b_{51} \end{pmatrix},$$

$$c_d = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}, \quad d_d = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ d_{21} & 0 \\ 0 & 0 \\ d_{41} & d_{42} \\ 0 & 0 \end{pmatrix}$$

$$a_{23} = \frac{1}{m}k_s, \quad a_{25} = \frac{1}{m}k_i, \quad a_{41} = \frac{K}{M}, \quad a_{42} = \frac{C}{M}, \quad a_{43} = \left(\frac{1}{m} + \frac{1}{M}\right)k_s - \frac{K}{M},$$

$$a_{44} = -\frac{C}{M}, \quad a_{45} = \left(\frac{1}{m} + \frac{1}{M}\right)k_i, \quad a_{54} = -\frac{N}{L}k_v, \quad a_{55} = -\frac{R}{L}, \quad a_k = \frac{I_p\omega}{I_r},$$

$$b_{s1} = \frac{1}{L}, \quad d_{21} = \frac{1}{m}, \quad d_{41} = \frac{1}{M}, \quad d_{42} = -\frac{1}{M}$$

である。なお、軸が回転しない場合には  $a_k = 0$  となる。

この時、図 3.4 の制御則は次式で表される。

$$u = -F_d \hat{x} - K \int y dt \quad (3.41)$$

ここで、

$$F_d = \begin{pmatrix} F_{x1} & F_{x2} & F_{x3} & F_{x4} & F_{x5} & F_{x6} & F_{x7} & F_{x8} & F_{x9} & F_{x10} & F_{x11} & F_{x12} & F_{x13} & F_{x14} \\ F_{y1} & F_{y2} & F_{y3} & F_{y4} & F_{y5} & F_{y6} & F_{y7} & F_{y8} & F_{y9} & F_{y10} & F_{y11} & F_{y12} & F_{y13} & F_{y14} \end{pmatrix}$$

$$, \quad \hat{x} = {}^T (x_r \quad \dot{x}_r \quad x_{rf} \quad \dot{x}_{rf} \quad i_x \quad y_r \quad \dot{y}_r \quad y_{rf} \quad \dot{y}_{rf} \quad i_y \quad u_{xrh} \quad u_{xfh} \quad u_{yrh} \quad u_{yfh}) ,$$

$$K = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & K_{x5} & 0 & 0 & 0 & 0 & K_{x10} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & K_{y5} & 0 & 0 & 0 & 0 & K_{y10} \end{pmatrix}$$

である。なお  $\hat{x}$  は最小次元オブザーバの出力であり、以下のように定義する。

$$\begin{cases} \dot{z}_{ob} = \hat{A}z_{ob} + \hat{B}y + \hat{E}u \\ \hat{x} = \hat{C}z_{ob} + \hat{D}y \end{cases} \quad (3.42)$$

$$\text{ここで、 } z_{ob} = \begin{pmatrix} u_{xroh} \\ u_{xfoh} \\ u_{yroh} \\ u_{yfoh} \end{pmatrix} \text{ である。}$$

$\hat{A}, \hat{B}, \hat{C}, \hat{D}, \hat{E}$  は Gopinath の方法を用いて決定する。

$$T = \begin{pmatrix} c & & & & 0 \\ & 1 & 0 & 0 & 0 \\ & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & & & 1 & 0 \\ & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}, \quad L = \begin{pmatrix} 0 & \alpha_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \alpha_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \alpha_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \alpha_4 & 0 \end{pmatrix},$$

$$A_f = \begin{pmatrix} A & d \\ 0 & 0 \end{pmatrix}, \quad b_f = \begin{pmatrix} b \\ 0 \end{pmatrix}$$

と定義する。

また、 $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$  はオブザーバの極を決定するパラメータであり、軸に関するパラメータを  $x, y$  方向それぞれの軸の速度項に、可動枠に関するパラメータを  $x, y$  方向それぞれの軸と可動枠の相対速度項に配置した。本制御系では速度は変位の擬似微分によって導出するため、オブザーバを設計するには既知の情報となる。これによって、軸と可動枠を分離して制御できる。この時、

$$\bar{A} = TA_f T^{-1} = \begin{pmatrix} \bar{A}_{11} & \bar{A}_{12} \\ \bar{A}_{21} & \bar{A}_{22} \end{pmatrix}$$

$$\bar{B} = Tb_f = \begin{pmatrix} \bar{B}_{11} \\ \bar{B}_{21} \end{pmatrix}$$

と表される。したがって、

$$\hat{A} = \bar{A}_{22} - L\bar{A}_{12} = \begin{pmatrix} -d_{21}\alpha_1 & 0 & 0 & 0 \\ -d_{41}\alpha_2 & -d_{42}\alpha_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -d_{21}\alpha_3 & 0 \\ 0 & 0 & -d_{41}\alpha_4 & -d_{42}\alpha_4 \end{pmatrix}$$

$$\hat{B} = \hat{A}L + \bar{A}_{21} - L\bar{A}_{11}$$

$$= \begin{pmatrix} 0 & -d_{21}\alpha_1^2 & -a_{23}\alpha_1 & 0 & -a_{25}\alpha_1 & 0 & a_k\alpha_1 & 0 & 0 & 0 \\ -a_{41}\alpha_2 & -a_{42}\alpha_2 - d_{41}\alpha_1\alpha_2 & -a_{43}\alpha_2 & -a_{44}\alpha_2 - d_{42}\alpha_2^2 & -a_{45}\alpha_2 & 0 & a_k\alpha_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -a_k\alpha_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & -d_{21}\alpha_3^2 & -a_{23}\alpha_3 & 0 & -a_{25}\alpha_3 \\ 0 & -a_k\alpha_4 & 0 & 0 & 0 & -a_{41}\alpha_4 & -a_{42}\alpha_4 - d_{41}\alpha_3\alpha_4 & -a_{43}\alpha_4 & -a_{44}\alpha_4 - d_{42}\alpha_4^2 & -a_{45}\alpha_4 \end{pmatrix}$$

$$\hat{C} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}^T$$

$$\hat{D} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & \alpha_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \alpha_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \alpha_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \alpha_4 & 0 \end{pmatrix}$$

$$\hat{E} = -L\bar{B}_{11} + \bar{B}_{21} = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix}$$

となる。

式(3.40)、(3.41)、(3.42)を Laplace 変換して、状態変数について解くと、

$$X(s) = \left( sI - A + bF_d \hat{C} (sI - \hat{A})^{-1} \hat{B}c + b \left( F_d \hat{D} + \frac{K}{s} \right) c \right)^{-1} (x_0 - bF_d \hat{C} (sI - A)^{-1} z_0 + dF(s)) \quad (3.43)$$

となる。

$$\Phi(s) \stackrel{\text{def}}{=} \left( sI - A + bF_d \hat{C} (sI - \hat{A})^{-1} \hat{B}c + b \left( F_d \hat{D} + \frac{K}{s} \right) c \right)^{-1}$$

とすると、

$$\Phi(s) = \frac{1}{\Gamma(s)\Gamma_{xob}(s)\Gamma_{yob}(s)} \begin{pmatrix} \phi_{11} & \phi_{12} & \phi_{13} & \phi_{14} & \phi_{15} & \phi_{16} & \phi_{17} & \phi_{18} & \phi_{19} & \phi_{110} \\ \phi_{21} & \phi_{22} & \phi_{23} & \phi_{24} & \phi_{25} & \phi_{26} & \phi_{27} & \phi_{28} & \phi_{29} & \phi_{210} \\ \phi_{31} & \phi_{32} & \phi_{33} & \phi_{34} & \phi_{35} & \phi_{36} & \phi_{37} & \phi_{38} & \phi_{39} & \phi_{310} \\ \phi_{41} & \phi_{42} & \phi_{43} & \phi_{44} & \phi_{45} & \phi_{46} & \phi_{47} & \phi_{48} & \phi_{49} & \phi_{410} \\ \phi_{51} & \phi_{52} & \phi_{53} & \phi_{54} & \phi_{55} & \phi_{56} & \phi_{57} & \phi_{58} & \phi_{59} & \phi_{510} \\ \phi_{61} & \phi_{62} & \phi_{63} & \phi_{64} & \phi_{65} & \phi_{66} & \phi_{67} & \phi_{68} & \phi_{69} & \phi_{610} \\ \phi_{71} & \phi_{72} & \phi_{73} & \phi_{74} & \phi_{75} & \phi_{76} & \phi_{77} & \phi_{78} & \phi_{79} & \phi_{710} \\ \phi_{81} & \phi_{82} & \phi_{83} & \phi_{84} & \phi_{85} & \phi_{86} & \phi_{87} & \phi_{88} & \phi_{89} & \phi_{810} \\ \phi_{91} & \phi_{92} & \phi_{93} & \phi_{94} & \phi_{95} & \phi_{96} & \phi_{97} & \phi_{98} & \phi_{99} & \phi_{910} \\ \phi_{101} & \phi_{102} & \phi_{103} & \phi_{104} & \phi_{105} & \phi_{106} & \phi_{107} & \phi_{108} & \phi_{109} & \phi_{1010} \end{pmatrix} \quad (3.44)$$

と表すことができる。

本システムの特性方程式は、

$$\Gamma(s)\Gamma_{xob}(s)\Gamma_{yob}(s) = 0 \quad (3.45)$$

である。

ここで、 $\Gamma(s)$ は高々12次の $s$ の多項式であり、 $\Gamma(s)=0$ は磁気浮上制御系の特性方程式である。

$$\Gamma_{xob}(s) = \Gamma_{xrob}(s)\Gamma_{xfob}(s) = (s + d_{21}\alpha_1)(s + d_{42}\alpha_2) \quad (3.46)$$

であり、 $\Gamma_{xob}(s)=0$ は $x$ 方向のオブザーバの特性方程式である。 $\Gamma_{xrob}(s)=0$ は軸のオブザーバ、 $\Gamma_{xfob}(s)=0$ は可動枠のオブザーバである。

$$\Gamma_{yob}(s) = \Gamma_{yrob}(s)\Gamma_{yfob}(s) = (s + d_{21}\alpha_3)(s + d_{42}\alpha_4) \quad (3.47)$$

であり、 $\Gamma_{yob}(s)=0$ は $y$ 方向のオブザーバの特性方程式である。 $\Gamma_{yrob}(s)=0$ は軸のオブザーバ、 $\Gamma_{yfob}(s)=0$ は可動枠のオブザーバである。また $\phi_{mn}(m, n=1\sim 10)$ はそれぞれ $s$ の多項式となる。式(3.45)から得られる特性根が $s$ 平面の左半面にあるように、 $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$ およびフィードバックゲイン $F_d$ を決定することによって、システムの安定を図る。

制御系の設計にはモデルマッチング法を用い、極配置モデルとしては Bessel フィルタの特性方程式を用いる。12 次の Bessel フィルタの特性方程式は、磁気浮上制御系の収束半径を  $\sigma$  とすると、

$$\begin{aligned}
 &(\sigma s)^{12} + 78(\sigma s)^{11} + 3003(\sigma s)^{10} + 75075(\sigma s)^9 + 1351350(\sigma s)^8 + 18378360(\sigma s)^7 \\
 &+ 192972780(\sigma s)^6 + 1571349780(\sigma s)^5 + 9820936125(\sigma s)^4 + 45831035250(\sigma s)^3 \\
 &+ 151242416325(\sigma s)^2 + 316234143225(\sigma s) + 316234143225 = 0
 \end{aligned}
 \tag{3.48}$$

で与えられる。この特性方程式と  $\Gamma(s)=0$  を比較する。

オブザーバの特性方程式に関しても同様に、1 次の Bessel フィルタの特性方程式を用いる。1 次の Bessel フィルタの特性方程式は、オブザーバの収束半径を  $\sigma_{ob}$  とすると、

$$\sigma_{ob}s + 1 = 0
 \tag{3.49}$$

で与えられる。この特性方程式と  $\Gamma_{xrob}(s)=0$ 、 $\Gamma_{yfob}(s)=0$ 、 $\Gamma_{yrob}(s)=0$ 、 $\Gamma_{xfob}(s)=0$  を比較する。

これによって、 $\alpha_1$ 、 $\alpha_2$ 、 $\alpha_3$ 、 $\alpha_4$  およびフィードバックゲイン  $F_d$  の値が収束半径の関数によって定義される。

実際のオブザーバおよび状態フィードバックを MATLAB/Simulink 上で構成すると、それぞれ図 3.26～図 3.30 のようになる。これは、式(3.41)、(3.42)をブロック図で書き表したものである。ここで、 $xy$  成分とは  $x$  方向のフィードバックゲインで  $y$  方向の寄与する成分である。

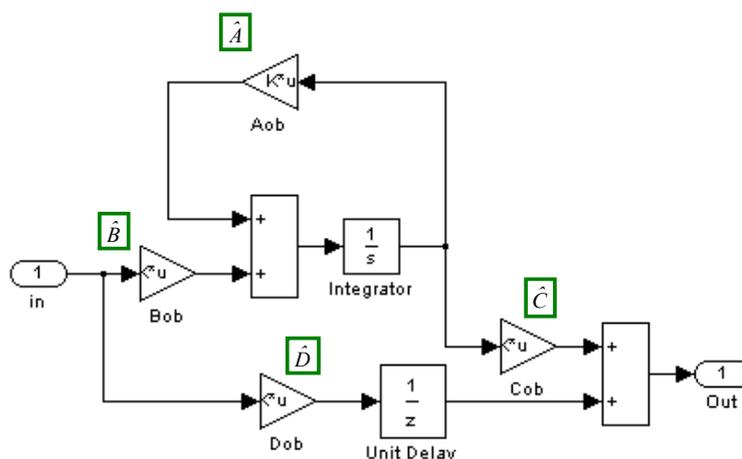


図 3.26 オブザーバの構成

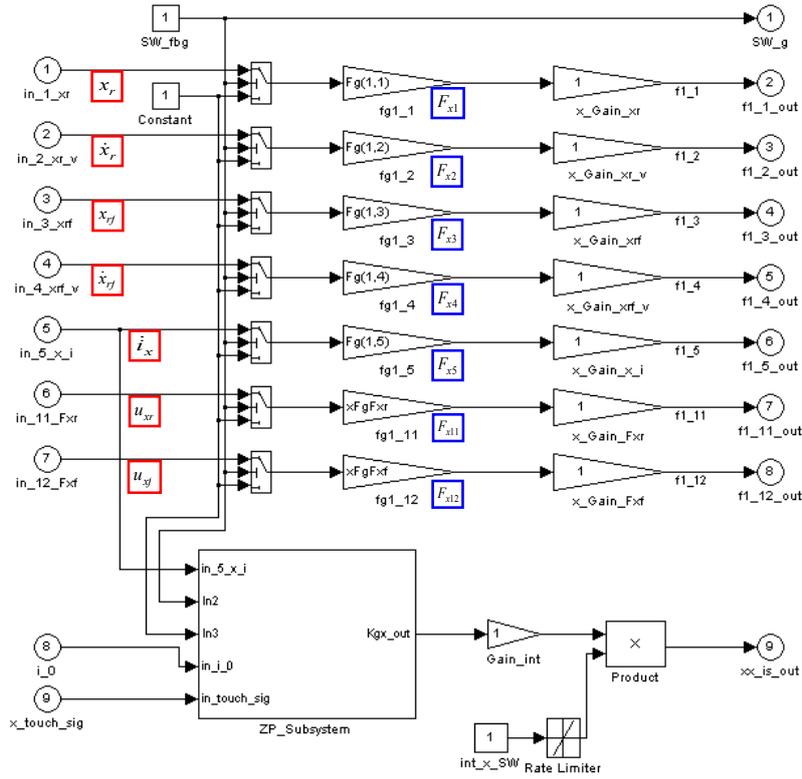


図 3.27 状態フィードバックの構成 (xx 成分)

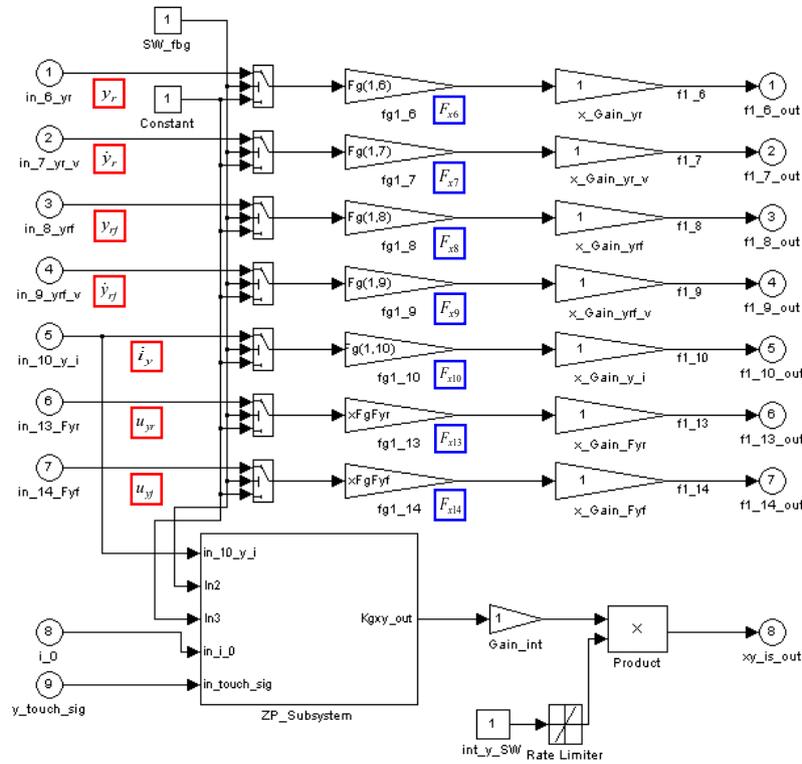


図 3.28 状態フィードバックの構成 (xy 成分)

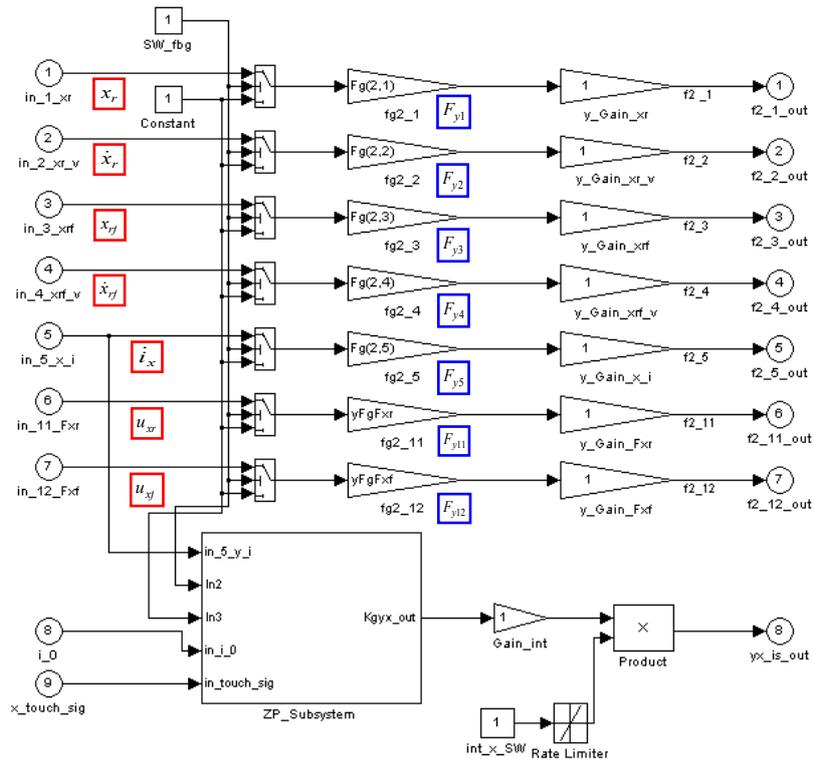


図 3.29 状態フィードバックの構成 (yx 成分)

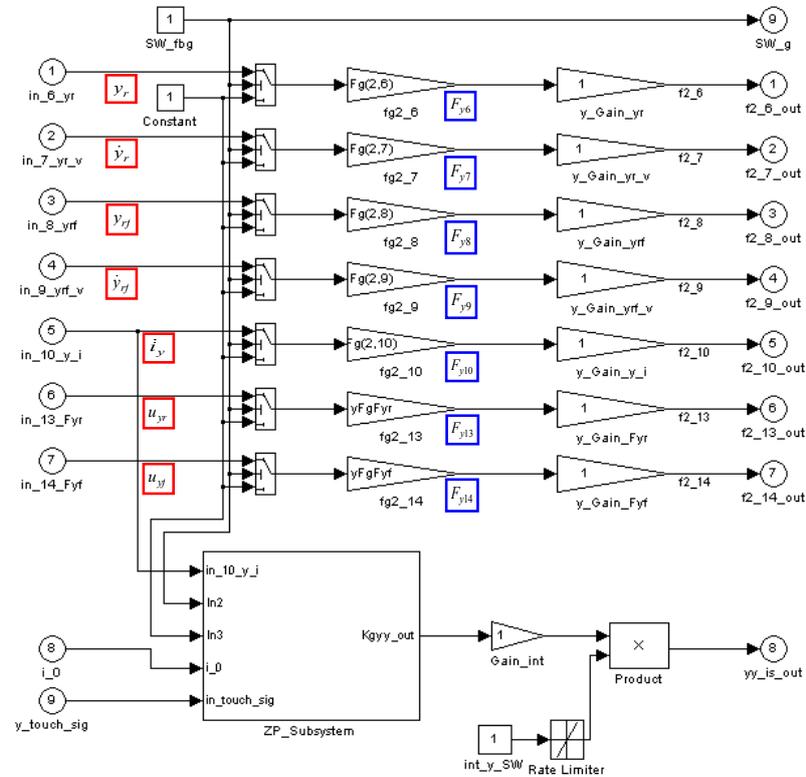


図 3.30 状態フィードバックの構成 (yy 成分)

### 3.7 回転特性の検証実験

2 軸原理検証装置を用いて、回転特性の検証実験を行う。実験は軸を  $-x$  方向、 $-y$  方向に移動させた状態（正面から見て左下）で磁石ユニットに吸着させた状態を初期状態とし、その状態から磁気浮上制御を開始し、磁気浮上を行う。

#### 3.7.1 駆動実験（1 質点制御）

1 質点制御において安定した磁気浮上を実現するため、パラメータに関しては収束半径によっては決定せず、マニュアル調整を行った。連続運転における軸の挙動を把握するために、回転数スイープにおける検証実験を行った。0 rpm から 1000 rpm まで徐々に回転数を上げてスイープしている。ここでは  $x$  方向のみに着目し、図 3.31 に軸の挙動を、図 3.32 に励磁電流の応答を示す。

挙動の特徴として、まず 500 rpm あたりに軸の偏心量が増加している領域があることがわかる。一般に磁気浮上系の固有振動数は 10 Hz (600 rpm) 程度である。本制御においてはフィードバックゲインを決定する際に収束半径を用いていないため設計値を導出することはできないが、磁気浮上系の固有振動数によるピークであると考ええる。本軸受は一般の磁気軸受と違い、固定枠の中に可動枠を配置した 2 重構造となっている。原理上、軸受剛性を上げることなく軸位置変動を抑制できるが、2 重構造のため可動枠の共振が存在する。本軸受における可動枠の固有振動数は、理論上 15 Hz (900 rpm) 付近に存在すると考える。しかしながら、磁気浮上系との連成により理論との完全なる一致は困難であり、本制御では 800 rpm 近傍の偏心量が増加している領域が可動枠の固有振動数であると考ええる。これ以降の運転領域においては、軸の曲げモード等が出てくる領域までは、軸偏心量が理論上一定となる現象が再現できていると考える。また励磁電流に関しても同様に、磁気浮上系の固有振動数および可動枠の固有振動数近傍で増加傾向にあるが、それ以降の運転領域においては、安定していることがわかる。

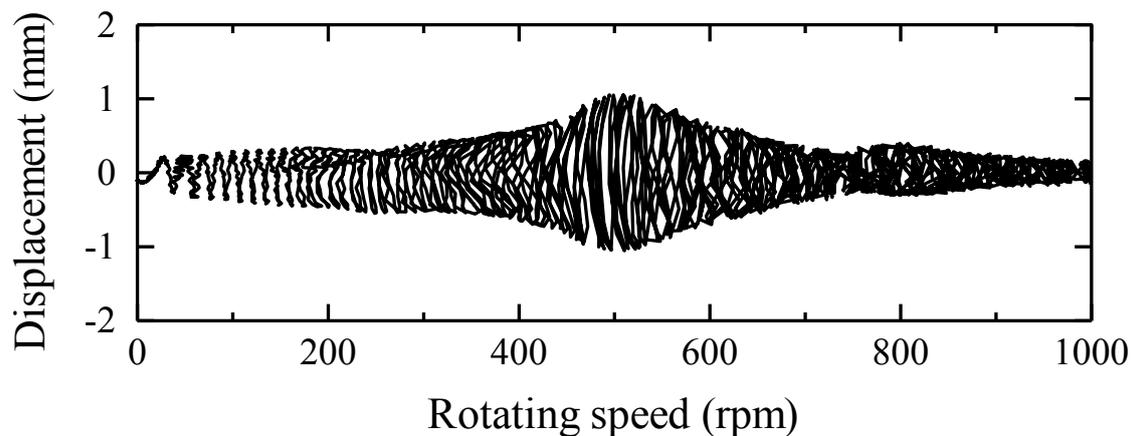


図 3.31 軸の挙動

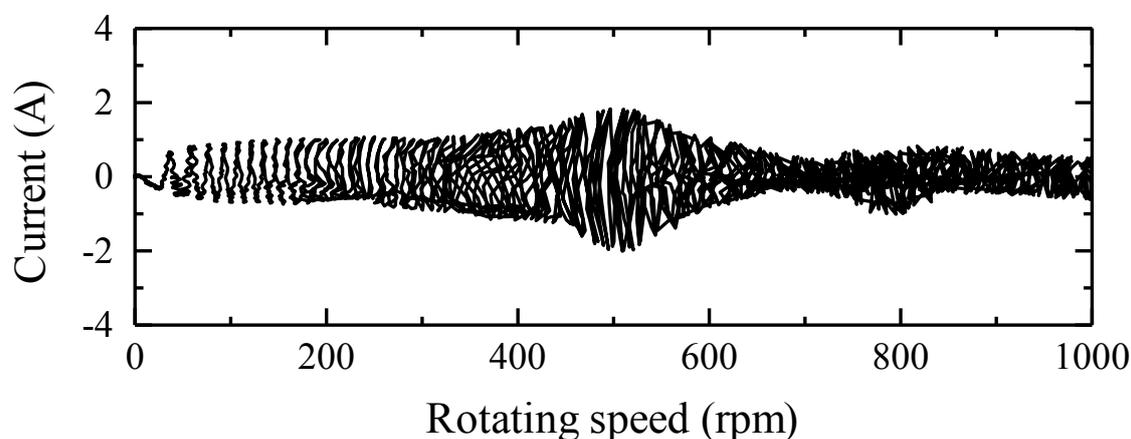


図 3.32 励磁電流の応答

### 3.7.2 駆動実験（2 質点制御）

2 質点制御に関しては、収束半径を用いてフィードバックゲインを導出する。パラメータとしては、オブザーバの収束半径  $\sigma_{ob} = 0.015$  で、磁気浮上系の収束半径  $\sigma = 0.09$  に設定した。ここで  $x$ 、 $y$  方向ともに同一の収束半径としている。1 質点制御と同様、連続運転における軸の挙動を把握するために、0 rpm～1000 rpm の範囲で回転数スイープした結果として、図 3.33 に軸の挙動を、図 3.34 に励磁電流の応答を示す。

挙動の特徴としては、運転領域において 1 質点制御に比べて全体的に軸の偏心量が低減されており、最大 0.4 mm である。本装置の初期ギャップは 4 mm に設定されているため、軸偏心割合は最大 10 %になる。2 質点制御では軸だけでなく可動枠も制御対象としているため、ロバスト性が向上し性能が向上していると考えられる。また 700 rpm 近傍で軸の絶対位置変動が増加しているのがわかる。

これは、磁気浮上系の固有振動数によるピークである。磁気浮上系の固有振動数は、制御の応答性によって決定される。制御ゲインを高く設定すると、応答性が上がり、固有振動数は高くなる。本制御系は、応答性と安定性を考慮して固有振動数が 11 Hz 近傍になるように設計を行った。したがって、ほぼ設計どおりの特性である。1 質点制御と同様に、800 rpm 近傍に可動枠の固有振動数がみられる。0 rpm～1000 rpm の範囲で励磁電流は最大 2 A である。励磁電流は可動枠の動作に依存するため、可動枠の動作が活発な領域で励磁電流が大きくなっている。実際に大きくなっている領域は、固有振動数を通過した後の領域である。2 質点制御では、1 質点制御に比べて可動枠を積極的に動作させるが、実際のところ可動枠自体は固有振動数を越えた領域ではほとんど動作しなくなる。したがって、2 質点制御をしているがために、可動枠を強制的に動作させる電流が流れていると考える。

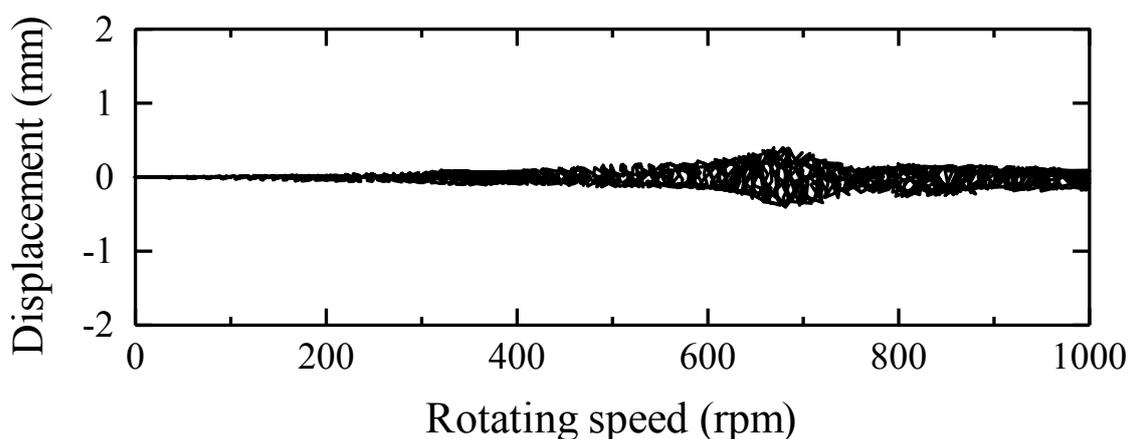


図 3.33 軸の挙動

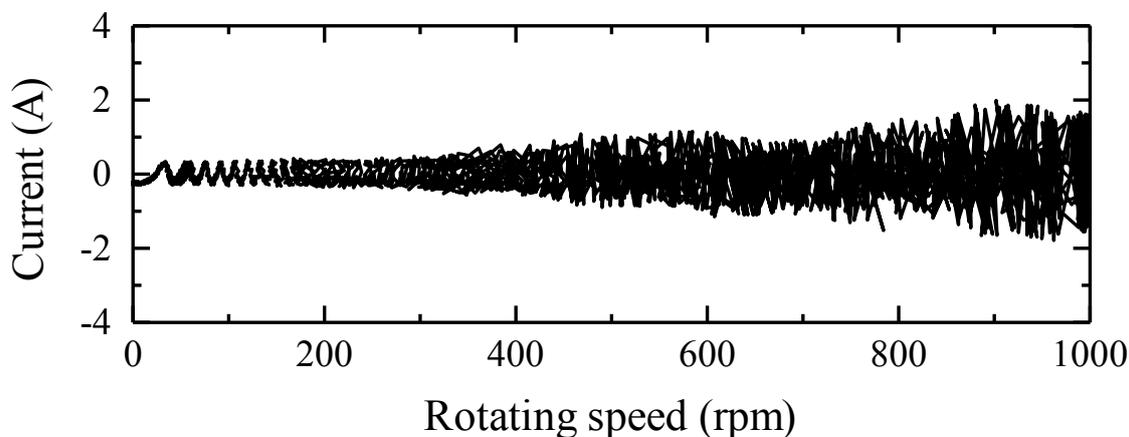


図 3.34 励磁電流の応答

## 3.8 考察 (2)

### (1) 回転時の軸の挙動比較

図 3.31 と図 3.33 より回転時の軸の挙動を比較した結果、0 rpm～1000 rpm の範囲で回転させた条件において、1 質点制御は軸偏心割合を 15 %以下、2 質点制御は 10 %以下に抑えられていることがわかる。この結果だけで評価すると、2 質点制御の方が 1 質点制御に比べて優れている。しかしながら、運転回転数の全領域で比較すると、磁気浮上系の固有振動数を越えると 1 質点制御では軸の挙動が安定し、軸偏心量はほぼ低い値で一定となっている。この値は 2 質点制御とそれほど変わらない。したがって、軸の挙動を制御する場合、運転領域によって制御の切換を行うことも選択肢として提案できる。

### (2) 回転時の消費電力比較

図 3.32 と図 3.34 より回転時の消費電力を比較した結果、0 rpm～1000 rpm の範囲で回転させた条件において、1 質点制御に比べて 2 質点制御の方が消費電力が大きい領域が広いことがわかる。特に、可動枠の固有振動数を越えて可動枠の動作が鈍くなると、可動枠を積極的に動作させるために電流を流す必要があり、ますます消費電力が大きくなっている。前述の結果からその領域においては、1 質点制御と 2 質点制御を比べても軸の偏心量にほとんど差がないため、1 質点制御を用いる方が消費電力の面で有利であるといえる。したがって、1 質点制御と 2 質点制御の効果的な切換が、消費電力低減に大きく寄与するといえる。

## 3.9 制御切換手法の検討

### 3.9.1 制御切換の原理

3.7 節の結果をまとめると、以下のようなになる。

#### <1 質点制御の特性>

- ・低回転領域においては、軸の位置変動が大きい、磁気浮上系の固有振動数および可動枠の固有振動数を通過すると軸の位置変動は安定する。
- ・低回転領域においては、励磁電流が大きくなるが、磁気浮上系の固有振動数および可動枠の固有振動数を通過すると励磁電流は安定する。

#### <2 質点制御の特性>

- ・0 rpm～1000 rpm の全運転領域において、軸の位置変動は小さく、安定している。
- ・可動枠の固有振動数を通過すると、励磁電流が上昇傾向にある。

以上の点を踏まえると、図 3.35 の制御切換が有効であると考えられる。

図 3.35 は可動枠の特性を示している。可動枠はばねで支持されているため、動作はばねの特性に依存する。したがって、力の伝達率を考えると、入力に対してばねが応答する領域（伝達率=1）までが除振領域となり、それ以降のばねの応答が低減する領域が防振領域となる。本特性を最大限に生かすには、除振領域において 2 質点制御で変位抑制に重点を置き、防振領域において 1 質点制御で電流抑制に重点を置くのが良いと考える。

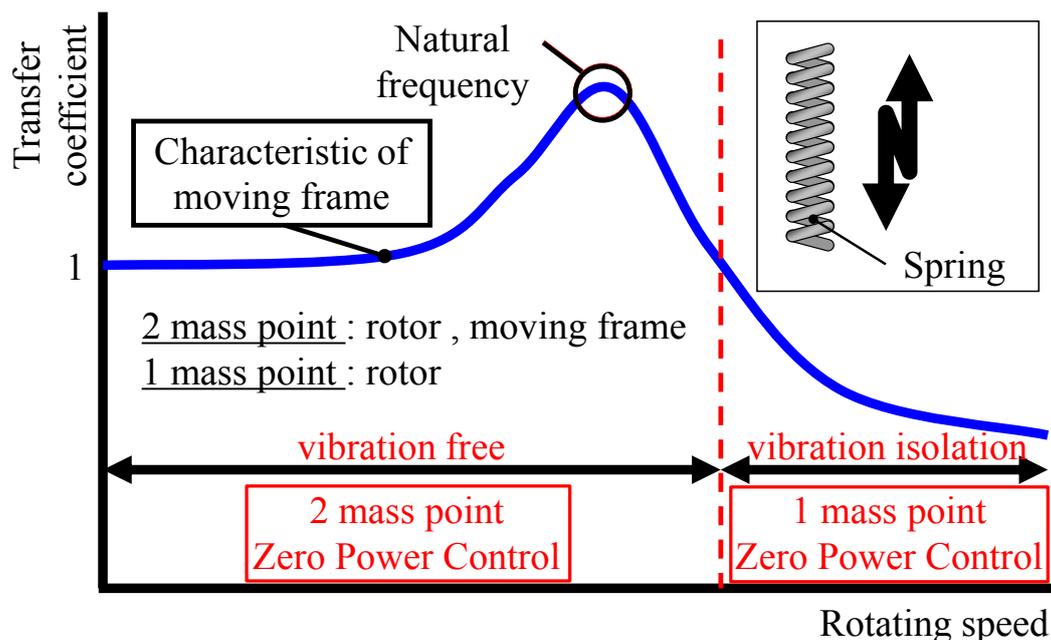


図 3.35 可動枠の特性

### 3.9.2 制御切換手法

最もシンプルな手法は、伝達率=1 近傍の回転数で 2 質点制御から 1 質点制御に瞬時に切り換える手法である。本切換は、0 or 1 であるため、制御と制御のつなぎ目が不連続となり、制御が不安定になりやすい。そこで制御と制御のつなぎ目をなめらかにつなぐ方法を検討する。1 質点制御と 2 質点制御は、制御の応答性が異なるために、切換ショックが生じる。したがって、制御の応答性の違いを補間するような切換を行えばよい。

そこで、1 質点制御と 2 質点制御の線形補間を考える。具体的には、2 質点制御から 1 質点制御に切り換える際に、0 or 1 で切り換えるのではなく、2 秒で 0 → 1 に変化させる。制御ブロックとしては、図 3.36 のようになる。従来制御の結果を図 3.37 に、本切換制御（線形補間切換制御）の結果を図 3.38 に示す。上側のグラフは入力を表しており、1 秒で 0 → 1 に変わるように設定している。それに対して下側のグラフは出力を表しており、2 本の線はそれぞれ 1 質点制御と 2 質点制御の割合を示している。従来制御の場合には、制御ゲイン×割合で計算す

ると、2 質点制御ゲイン×1 or 0 もしくは、1 質点制御ゲイン×0 or 1 となり、【出力制御ゲイン】 = 2 質点制御ゲインの状態 or 【出力制御ゲイン】 = 1 質点制御ゲインの状態となり不連続となる。それに比べて、線形補間切換制御の場合には、例えば入力が 0→1 に変化して 1 秒後には、【出力制御ゲイン】 = 2 質点ゲイン×0.5+1 質点ゲイン×0.5 となり、制御ゲインの値に大幅な変化が生じない。したがって、安定した切換が実現できると考える。

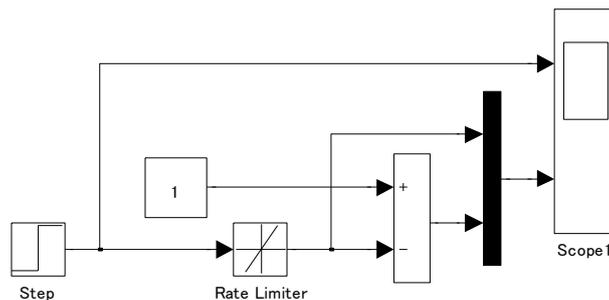


図 3.36 切換制御ブロック

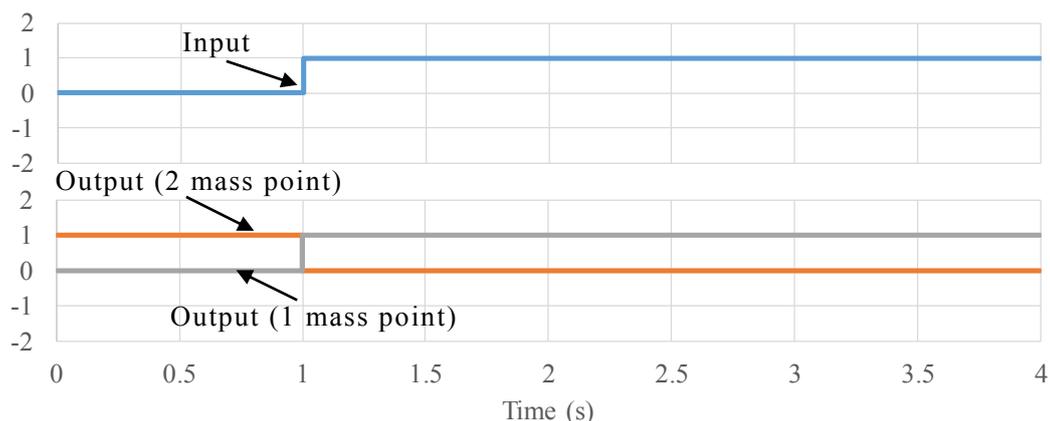


図 3.37 従来制御

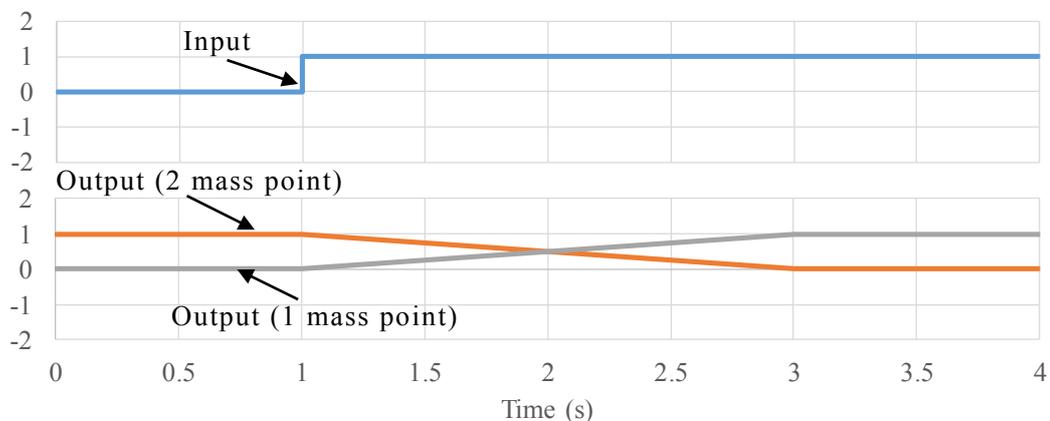


図 3.38 線形補間切換制御

### 3.9.3 切換制御時の特性

検討した線形補間切換制御を用いて、駆動実験を行った。切換は 800 rpm を超えたところで実施している。0 rpm～1000 rpm の範囲で回転数スイープした結果として、図 3.39 に軸の挙動を、図 3.40 に励磁電流の応答を示す。

挙動の特徴としては、全運転領域で軸の位置変動が安定（軸偏心割合：10%以下）しており、切換によるショックがないことがわかる。また励磁電流に関しては、2 質点制御単体でみられた高回転時の励磁電流の増大はみられず、安定している。したがって、切換制御をすることで、低電力で軸偏心量を抑制できている。

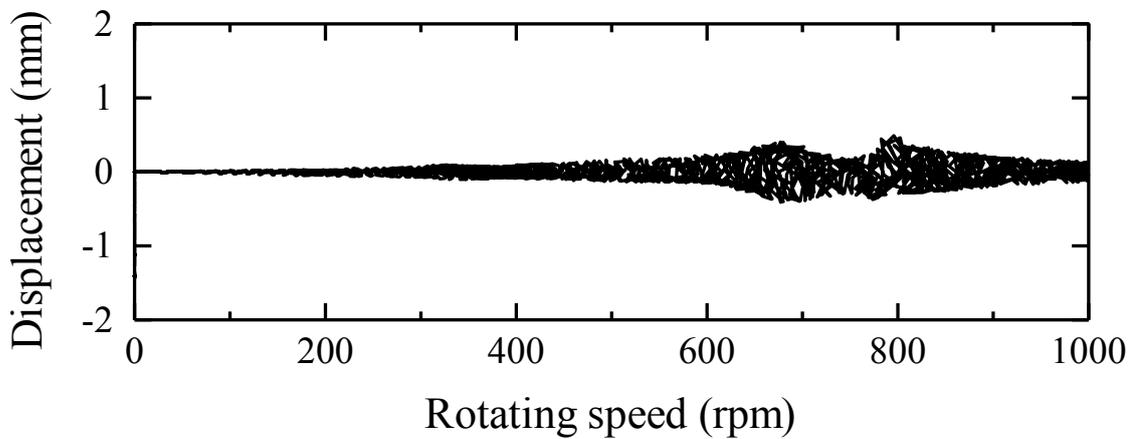


図 3.39 軸の挙動

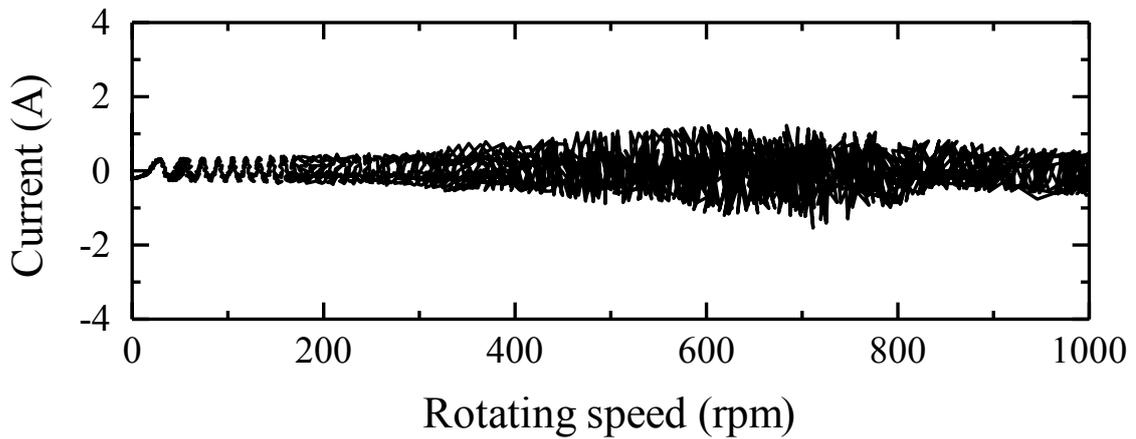


図 3.40 励磁電流の応答

### 3.10 まとめ

振動発生要因のコントロールとしてゼロパワー制御を用いた磁気軸受を検討した。磁気浮上とばねの連成挙動を把握するために、1軸原理検証装置を用いて基本特性の検証実験を行い、理論の妥当性を評価した。結果を以下に示す。

- 磁気浮上により、軸位置がゼロ近傍に収束し、浮上位置一定の原理が成立することを確認した。
- ステップ状の外力（50 N）に対する軸偏心割合が10%以下となり、システム全体でISO14839-2[3.17]で規定されている磁気軸受の振動に関する評価基準を満足した。

回転特性を検証するために、2軸原理検証装置を用いて回転特性の検証実験を行った。結果を以下に示す。

- 軸を回転させた場合でも安定した軸の非接触支持を実現した。
- 0 rpm～1000 rpmの全運転領域において、1質点制御では軸偏心割合を15%以下、2質点制御は10%以下に抑えられることを確認した。
- 運転領域に応じて1質点制御と2質点制御を切り換えることによって、低電力で軸偏心量を抑制できる構成を実現した。

以上より、ゼロパワー制御を用いた磁気軸受システムの構成は可能であるといえる。本磁気軸受システムは、ゼロパワー制御を用いた低電力磁気軸受であり、固定枠と可動枠の2重構造によって軸受剛性を上げることなく軸位置変動を抑制できる。またその構造上、地震波のような外部の振動を回転軸に伝達しない点で耐震性にも優れている。

エレベーター巻上機にゼロパワー制御を用いた磁気軸受を適用することで、現在幅広く適用されているころ軸受と違い、軸に変動荷重が作用した場合にもアクティブに制御可能となる。エレベーター乗車人数の変動は、外力として考慮することで対応できる。消費電力については、回転体の質量によって異なるため、単位質量当たりで評価すると、一般の磁気軸受では最高スペックでも0.15 W/N程度に対して、本磁気軸受は0.08 W/N程度である。これは、巻上機の出力に対して2.6%程度であり、それほど大きくはない。また特定の周波数成分のみをカットするノッチフィルタや変動荷重をキャンセルする位置で軸を支持するAutomatic Balancing System[3.18][3.19]などを組み合わせることで、外乱振動を低減するだけでなく、特定の周波数成分における振動の伝達を抑制することが可能となる。定量化された乗り心地を実現するための振動コントロール手法として選択肢が幅広く、有効であると考えられる。

## 第4章 騒音発生要因のコントロール

### 4.1 はじめに

エレベーター巻上機のモータでは PMSM が主流になっており、インバータで駆動している。一般に、パルス幅変調方式 (Pulse Width Modulation ; PWM) によって直流電圧を交流電圧に変換し、可変速駆動を実現している。そのため、インバータの出力波形にキャリア周波数に起因する高調波成分が発生し、電磁騒音となる (図 4.1)。電磁騒音は、ロータ (回転子) とステータ (固定子) 間のエアギャップ部に発生する磁束が時間的、空間的に変動することで、ロータとステータ間に作用する電磁力が変化し、ステータ振動が励起されることで発生する [4.1]。特に、この電磁力の周波数とステータの固有振動数が一致すると、共振により振動、騒音が大きくなる傾向にある [4.2]。

インバータによる電磁騒音については、これまで実験、解析の両面から検討されてきた。対策として、制御では、キャリア分散 [4.3]-[4.7] が広く適用されている。ただし、制御的に煩雑になるためエレベーターではキャリア分散を採用していないのが現状である。また、高周波領域の電磁騒音発生に関する実験結果を報告した事例 [4.8]、分布巻 PMSM を対象として PWM 方式に起因する電磁騒音の発生周波数や振動モードを報告した事例 [4.9]、インバータではないが、小形かご形誘導電動機を対象に電磁振動と騒音の発生メカニズムを報告した事例 [4.10]-[4.12] はあるが、キャリア周波数に起因する構造・電磁的な騒音発生メカニズムは明確にわかっていない。さらに、エレベーターで採用されているキャリア周波数一定制御におけるキャリア周波数の選択指針についても明確になっていない。そこで、本章では騒音発生要因のコントロールとして、振動モードと電磁力モードに着目したインバータのキャリア周波数に起因する高調波電磁騒音の発生メカニズムおよびキャリア周波数の選定方法について報告する [4.13]-[4.16]。

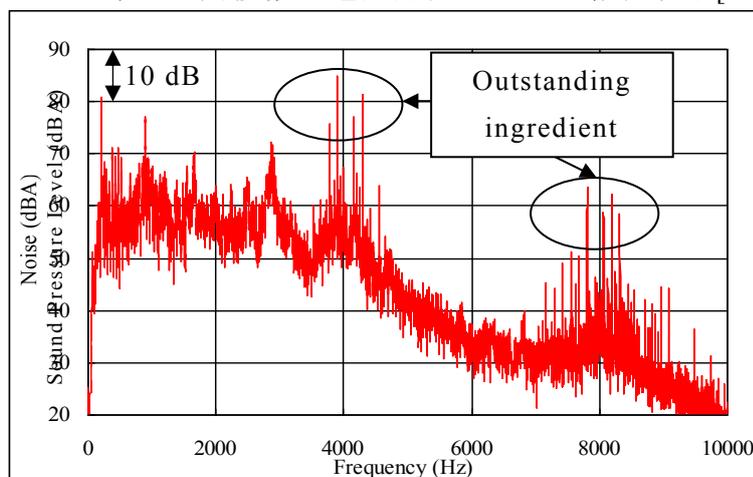


図 4.1 高調波電磁騒音

## 4.2 実験モーター解析

### 4.2.1 対象モーター

図 4.2 に実験で使用したモーターの構成に関する模式図を示す。モーターはロータとステータで構成され、ケースにステータが焼き嵌めされている。またケースの両端をベアリングブラケットで支持し、モーター単体での回転を実現している。表 4.1 にモーターの仕様を示す。対象は、4 極 6 スロット（以下、4P6S）および 6 極 9 スロット（以下、6P9S）の集中巻 PMSM とする。

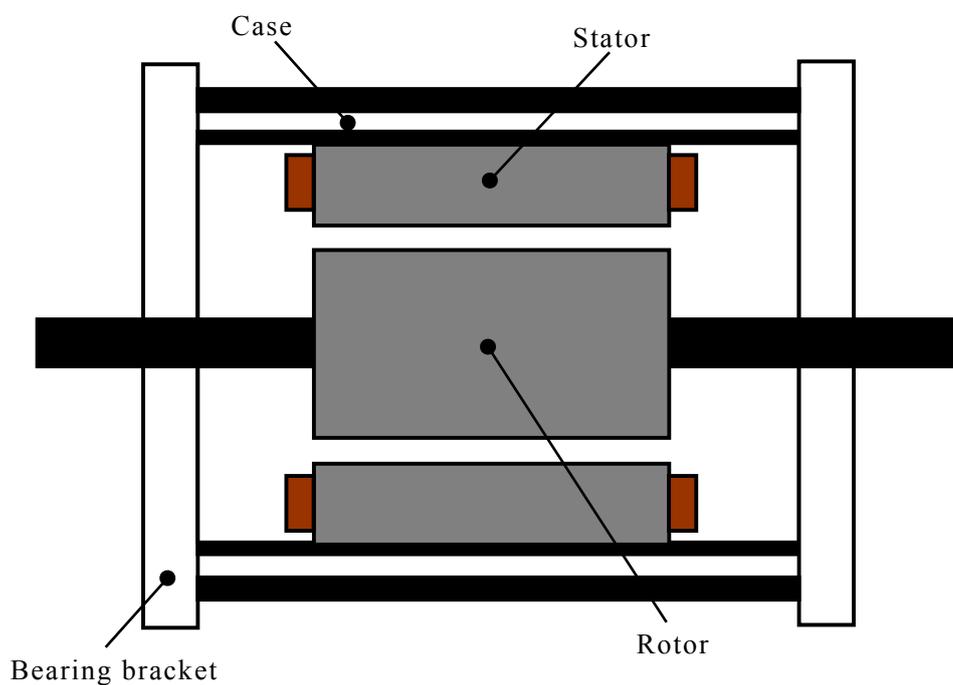


図 4.2 モーターの構成

表 4.1 モーターの仕様

|                          |                  |
|--------------------------|------------------|
| Outer diameter of stator | $\phi 110.52$ mm |
| Outer diameter of rotor  | $\phi 56.6$ mm   |
| Core length              | 55 mm            |
| Air gap                  | 0.7 mm           |

#### 4.2.2 固有振動特性 (4P6S)

測定に際して、ロータがある部分のケース周りに振動加速度ピックアップを計 20 点設置した。インパルスハンマーによるハンマリング試験を行うことにより、ステータの固有振動数を調査した。高調波成分の検証を行うため、20 kHz までデータを取得している。図 4.3 にハンマリング試験結果より抽出した固有振動モードを示す。2.8 kHz は楕円モード (N=2)、7.8 kHz は三角形モード (N=3)、10.2 kHz は四角形モード (N=4)、11.2 kHz は膨張・収縮モード (N=0) である。

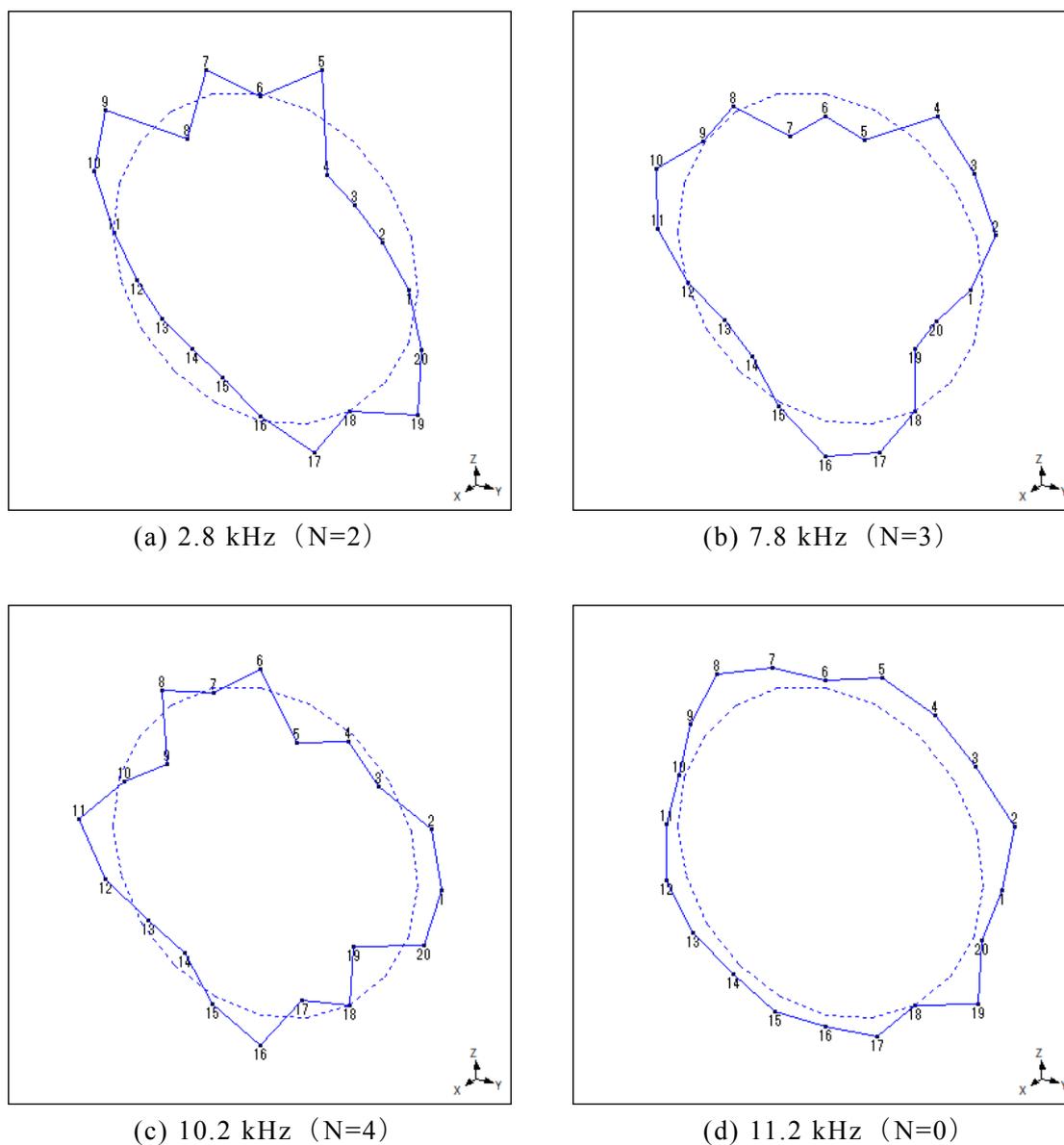


図 4.3 固有振動モード (4P6S)

### 4.2.3 固有振動特性 (6P9S)

測定に際して、ロータがある部分のケース周りに振動加速度ピックアップを計 24 点設置した。インパルスハンマーによるハンマリング試験を行うことにより、ステータの固有振動数を調査した。高調波成分の検証を行うため、20 kHz までデータを取得している。図 4.4 にハンマリング試験結果より抽出した固有振動モードを示す。2.0 kHz は楕円モード (N=2)、4.5 kHz は三角形モード (N=3)、8.1 kHz は四角形モード (N=4) である。

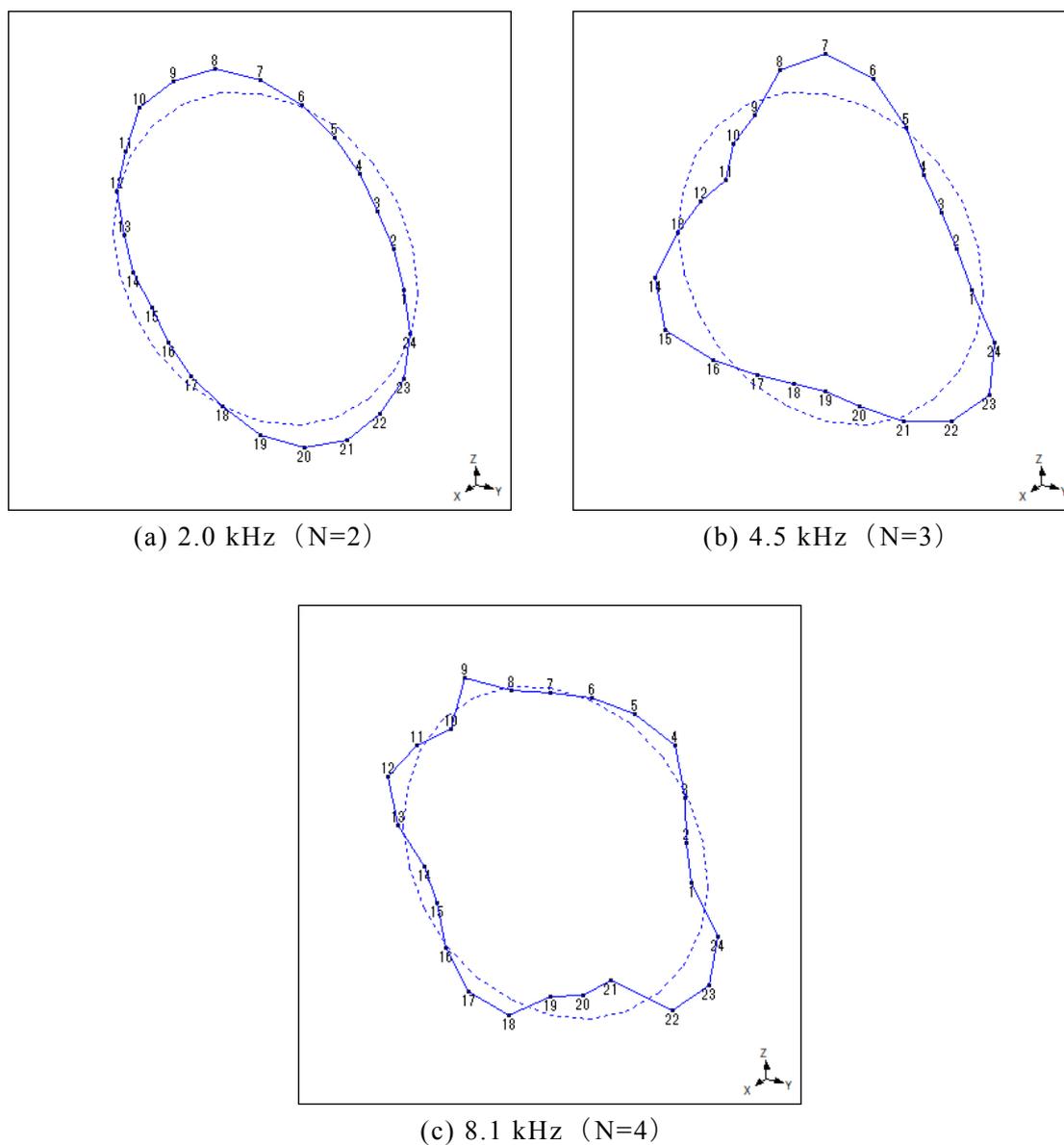


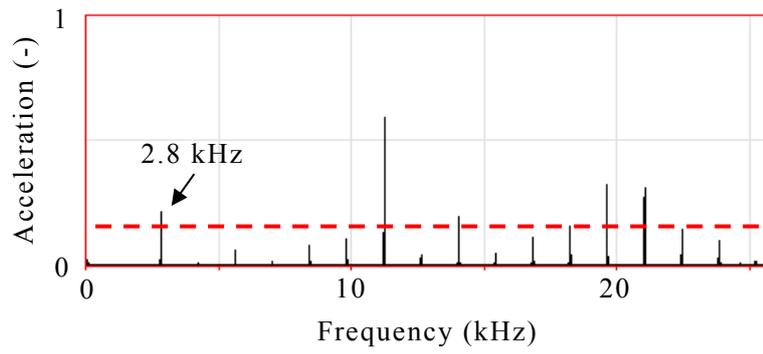
図 4.4 固有振動モード (6P9S)

### 4.3 実稼働解析

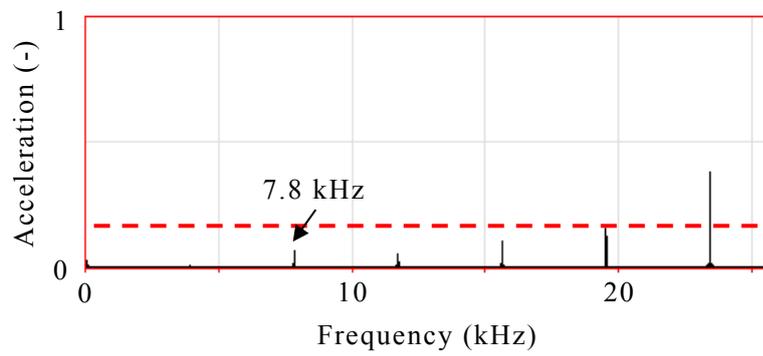
4.2 節では実験モダ解析によりモータ固有の振動特性を評価したが、本節では同一のモータを対象に実稼働時の評価をする。

#### 4.3.1 駆動実験 (4P6S)

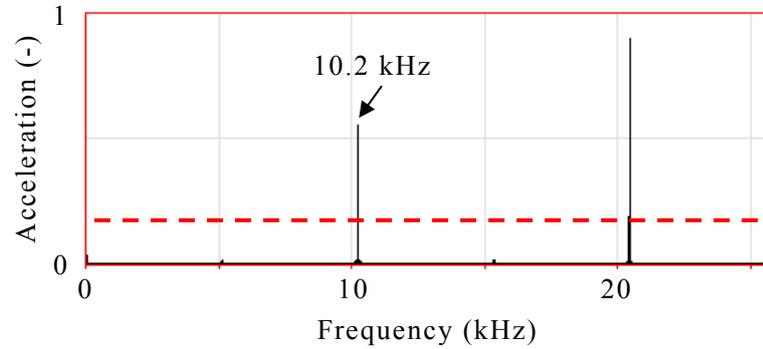
一般に騒音レベルが卓越するのは構造共振である。したがって、キャリア周波数成分に関しても構造の固有振動数と一致すると騒音レベルが卓越すると考える。そこでキャリア周波数成分により構造共振を励起することを検討する。理論的に変調率がゼロに近い時には、キャリア周波数の 2 倍成分が卓越する[4.17]ことが知られている。したがって、構造の固有振動数の 1/2 となるようにキャリア周波数を選択することによって、構造共振を励起することが可能となる。2.8 kHz (N=2)、7.8 kHz (N=3)、10.2 kHz (N=4)、11.2 kHz (N=0) の固有振動モードに対して、それぞれキャリア周波数を 1.4 kHz、3.9 kHz、5.1 kHz、5.6 kHz に設定し、駆動実験を行った。なお、回転数によるキャリア周波数の側帯波成分を発生させないために、運転周波数を 4 Hz としている。図 4.5 に振動加速度を周波数分析した結果を示す。キャリア周波数を cf、運転周波数を df とする。この結果からわかるように、振動加速度の主成分は、キャリア周波数の倍数成分である。その中で構造共振として励起されるキャリア周波数の 2 倍成分に着目すると、2.8 kHz (N=2)、10.2 kHz (N=4)、11.2 kHz (N=0) と一致した場合には卓越しているが、7.8 kHz (N=3) と一致した場合には成分として卓越していないことがわかる。また、図 4.6 に駆動時の振動モードを示す。この結果からわかるように、2.8 kHz (N=2)、10.2 kHz (N=4)、11.2 kHz (N=0) では固有振動モードと駆動時の振動モードの形状が一致している。しかしながら、7.8 kHz (N=3) では固有振動モードが駆動時の振動モードにはみられず、モードが消滅していることがわかる。したがって、4P6S の集中巻 PMSM においては、N=3 が駆動時には消滅し、周波数成分として卓越しないといえる。騒音レベルは振動加速度レベルと相関があり、振動加速度レベルが高いと、騒音レベルも高くなっている (図 4.7)。



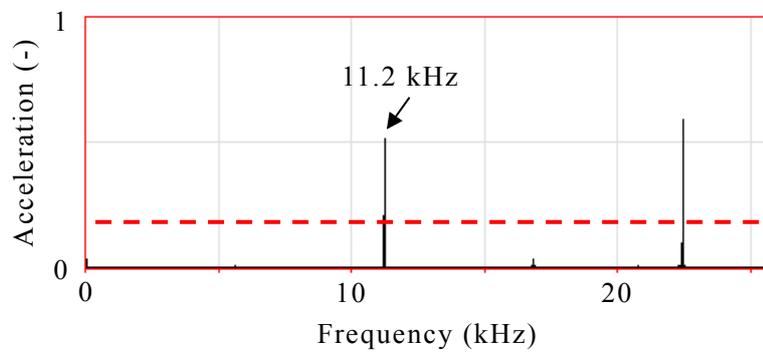
(a)  $cf = 1.4 \text{ kHz}$ ,  $df = 4 \text{ Hz}$



(b)  $cf = 3.9 \text{ kHz}$ ,  $df = 4 \text{ Hz}$

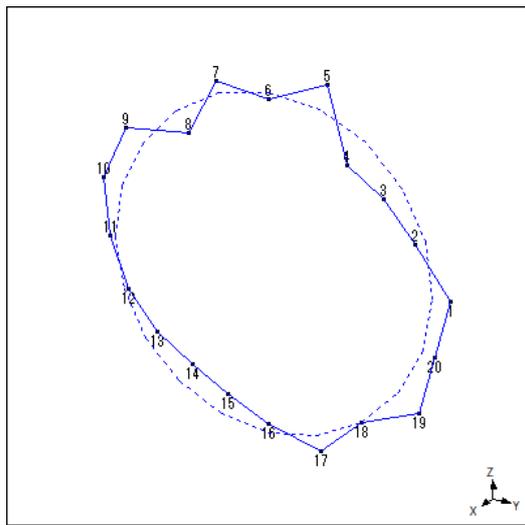


(c)  $cf = 5.1 \text{ kHz}$ ,  $df = 4 \text{ Hz}$

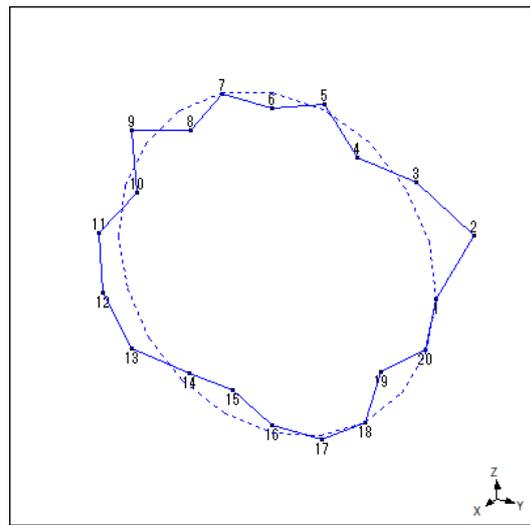


(d)  $cf = 5.6 \text{ kHz}$ ,  $df = 4 \text{ Hz}$

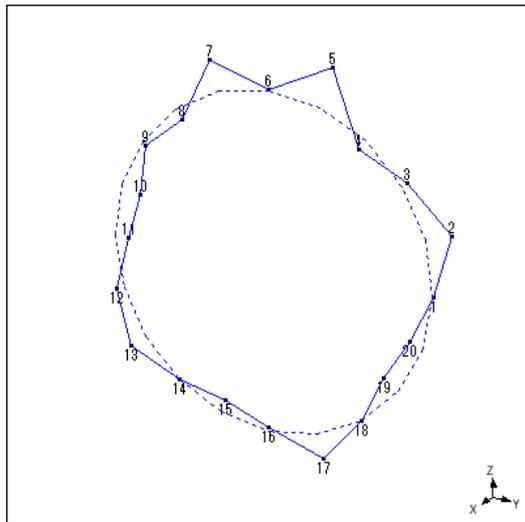
图 4.5 周波数分析結果 (4P6S)



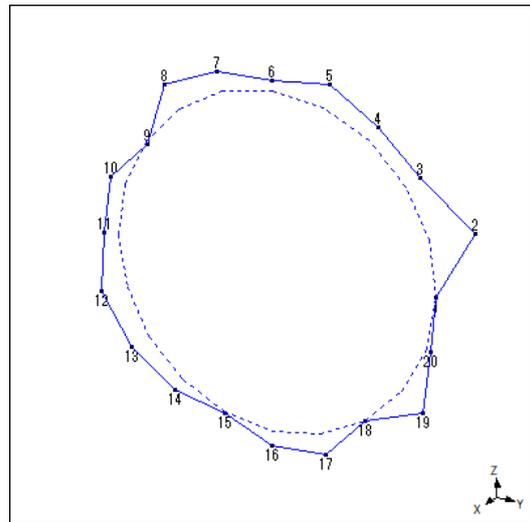
(a) 2.8 kHz



(b) 7.8 kHz



(c) 10.2 kHz



(d) 11.2 kHz

図 4.6 駆動時の振動モード (4P6S)

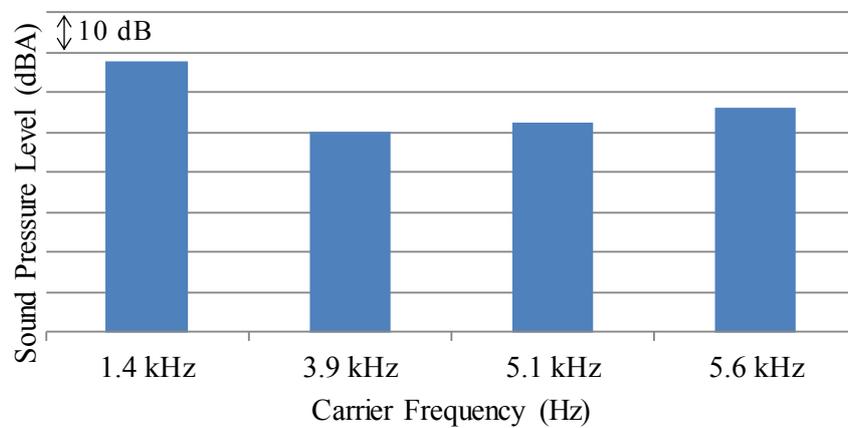
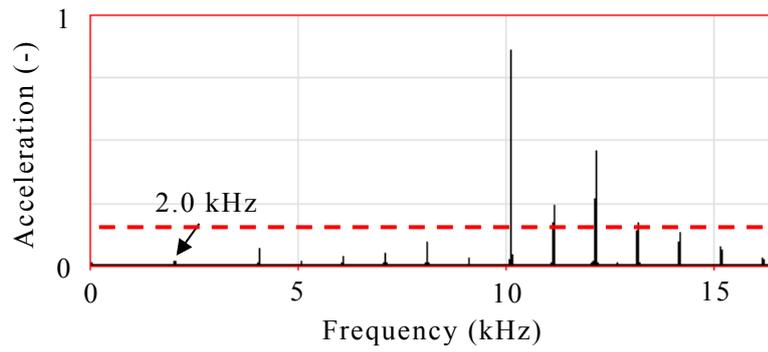


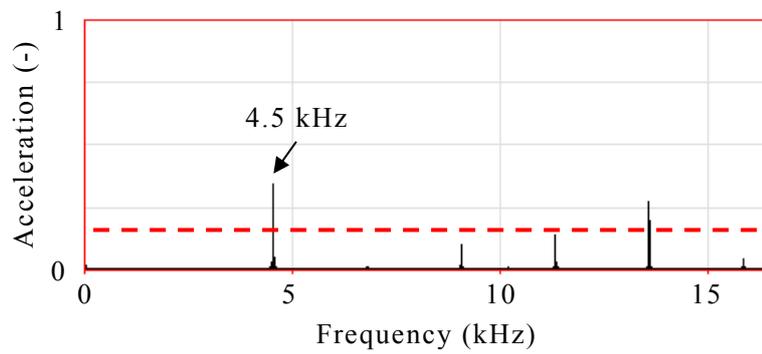
図 4.7 騒音レベル (4P6S)

#### 4.3.2 駆動実験 (6P9S)

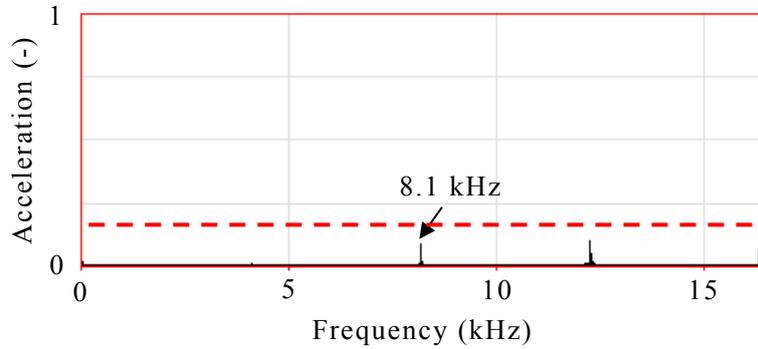
4P6Sと同様に、構造の固有振動数の1/2となるようにキャリア周波数を選択することによって、構造共振を励起することが可能となる。2.0 kHz (N=2)、4.5 kHz (N=3)、8.1 kHz (N=4)の固有振動モードに対して、それぞれキャリア周波数を1.0 kHz、2.25 kHz、4.05 kHzに設定して駆動実験を行った。4P6Sと同様に、運転周波数を4 Hzとしている。図4.8に振動加速度を周波数分析した結果を示す。この結果からわかるように、振動加速度の主成分は、キャリア周波数の倍数成分である。その中で構造共振として励起されるキャリア周波数の2倍成分に着目すると、4.5 kHz (N=3)と一致した場合には卓越しているが、2.0 kHz (N=2)、8.1 kHz (N=4)と一致した場合には成分として卓越していないことがわかる。また、図4.9に駆動時の振動モードを示す。この結果からわかるように、4.5 kHz (N=3)では固有振動モードと駆動時の振動モードの形状が一致している。しかしながら、2.0 kHz (N=2)、8.1 kHz (N=4)では固有振動モードが駆動時の振動モードにはみられず、モードが消滅していることがわかる。したがって、6P9SではN=2、N=4が卓越せず、4P6SではN=3が卓越せず、反対の特性を示している。騒音レベルは振動加速度レベルと相関があり、振動加速度レベルが高いと、騒音レベルも高くなっている(図4.10)。



(a)  $cf = 1.0 \text{ kHz}$ ,  $df = 4 \text{ Hz}$

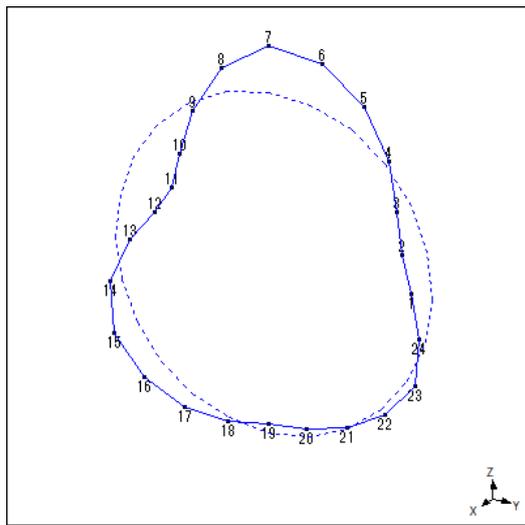


(b)  $cf = 2.25 \text{ kHz}$ ,  $df = 4 \text{ Hz}$

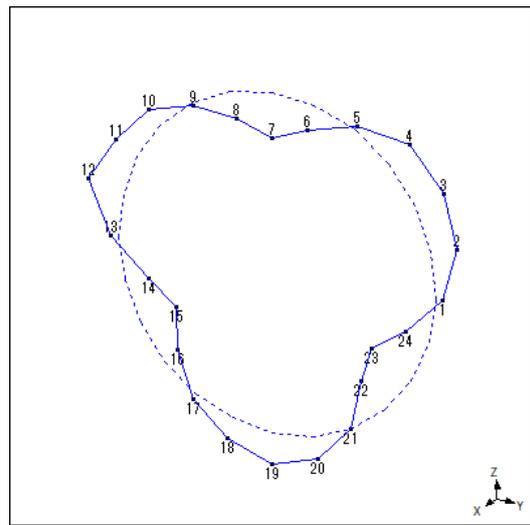


(c)  $cf = 4.05 \text{ kHz}$ ,  $df = 4 \text{ Hz}$

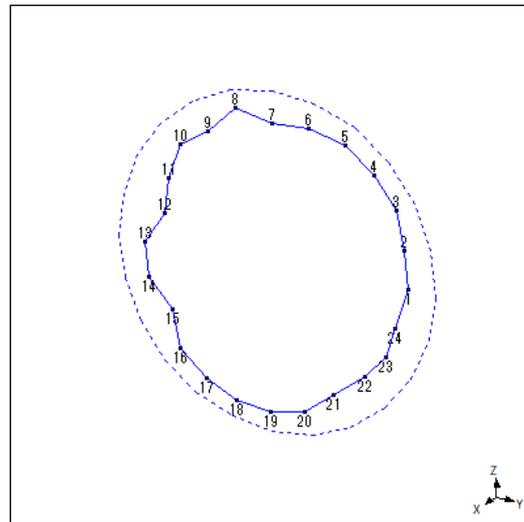
圖 4.8 周波数分析結果 (6P9S)



(a) 2.0 kHz



(b) 4.5 kHz



(c) 8.1 kHz

図 4.9 駆動時の振動モード (6P9S)

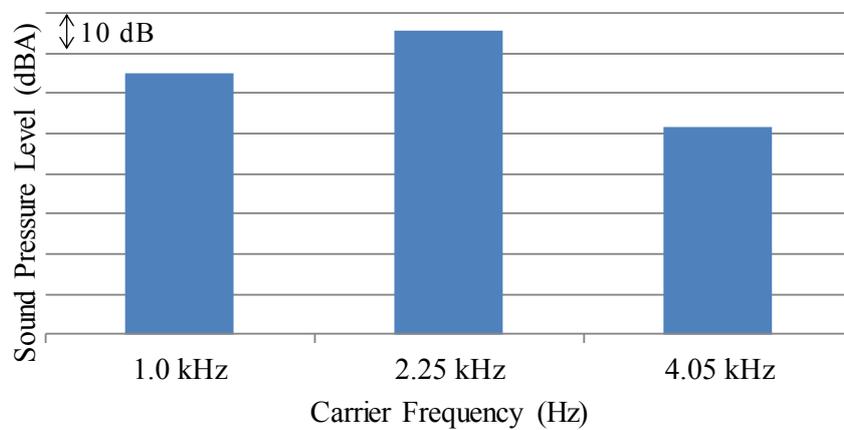


図 4.10 騒音レベル (6P9S)

#### 4.4 キャリア高調波電磁騒音の発生メカニズム

##### 4.4.1 電磁-構造の連携解析

ロータからステータに伝達する電磁力には、構造の固有振動モードと同様に電磁力モードが存在する。4極モータの場合、キャリア電磁力モード (M) としては、 $M=0$ 、 $M=2$  の発生が考えられる。これらはそれぞれ膨張・収縮モード、楕円モードを表している。これらのキャリア電磁力モードを考慮して、ステータテイスに電磁力分布を与えることによって、周波数応答解析を行う。図 4.11、図 4.12 にそれぞれ  $M=0$ 、 $M=2$  における電磁-構造の連携解析の結果を示す。図 4.11 より  $M=0$  を入力とした場合、 $N=2$ 、 $N=3$ 、 $N=4$  は現れずに  $N=0$  のみ卓越していることがわかる。また図 4.12 より  $M=2$  を入力とした場合、 $N=3$ 、 $N=0$  が現れずに  $N=2$ 、 $N=4$  が卓越していることがわかる。いずれの場合においても  $N=3$  は消滅している。これは実測結果と傾向が一致している。

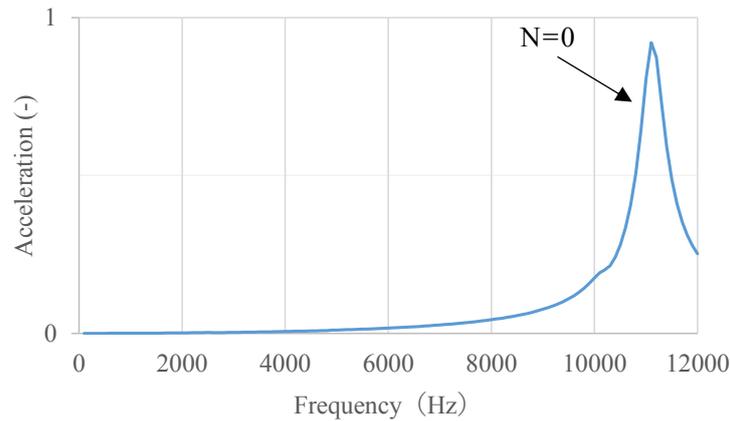


図 4.11 周波数応答解析結果 (M=0)

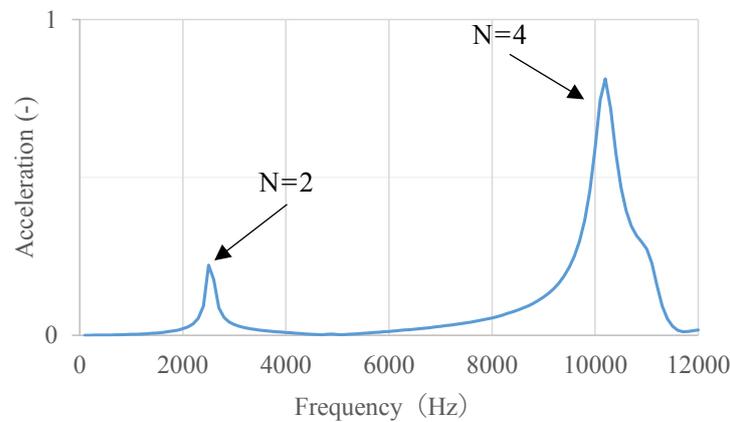


図 4.12 周波数応答解析結果 (M=2)

#### 4.4.2 理論定式化

これまでに、実測および解析によりキャリア高調波電磁騒音の発生メカニズムを検討してきた。そこでこれらを定式化することで、一般解を導出する。

図 4.13 に固有振動モード (N) を示す。それぞれを行列で表現すると、

$$N=2 \Rightarrow (1 \quad -0.5 \quad -0.5 \quad 1 \quad -0.5 \quad -0.5)$$

$$N=3 \Rightarrow (1 \quad -1 \quad 1 \quad -1 \quad 1 \quad -1)$$

$$N=4 \Rightarrow (1 \quad -0.5 \quad -0.5 \quad 1 \quad -0.5 \quad -0.5)$$

$$N=0 \Rightarrow (1 \quad 1 \quad 1 \quad 1 \quad 1 \quad 1)$$

となる。ここで、+の値は外向き、-の値は内向きを表している。

同様にキャリア電磁力モード (M) についてもそれぞれを行列で表現すると、

$$M=0 \text{ は、} \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{pmatrix} \text{ で表され、} M=2 \text{ は、} \begin{pmatrix} 1 \\ -0.5 \\ -0.5 \\ 1 \\ -0.5 \\ -0.5 \end{pmatrix} \text{ で表される。}$$

以上より、固有振動モード (N) とキャリア電磁力モード (M) の積として振動応答 (Z) を計算すると、

$$\begin{aligned} & \text{固有振動モード (N)} \times \text{キャリア電磁力モード (M)} \\ & = \text{振動応答 (Z)} \begin{cases} Z=0 & \text{消滅} \\ Z \neq 0 & \text{出現} \end{cases} \end{aligned}$$

といえる。

6P9S についても固有振動モードを  $1 \times 9$  の行列、電磁力モードを  $9 \times 1$  の行列に分解すれば同様の表現で記述できる。

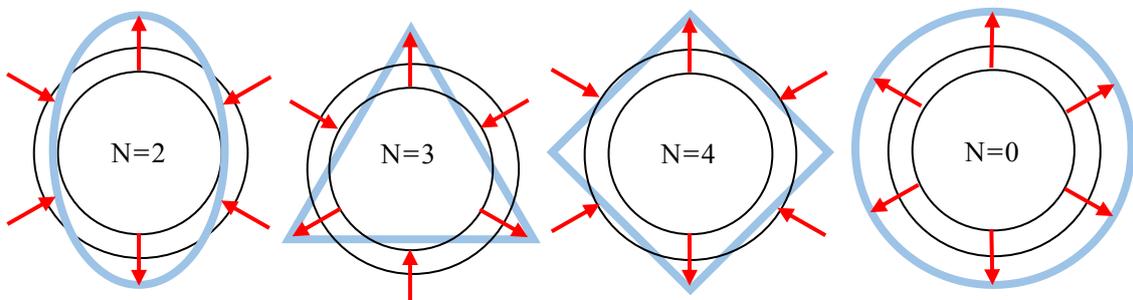


図 4.13 固有振動モード (N)

## 4.5 考察

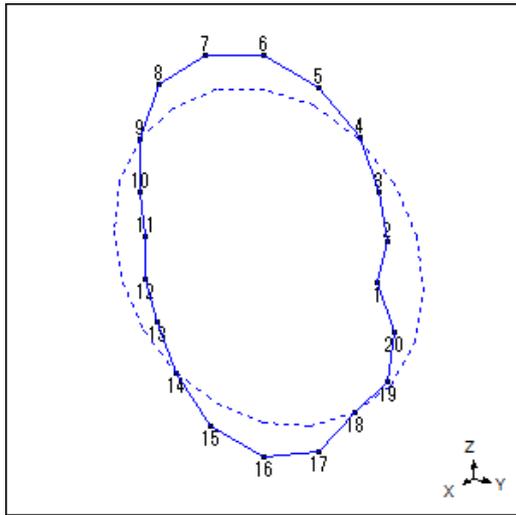
一般に、キャリア周波数を上げることによってキャリア高調波電磁騒音を低減している。しかしながら、高周波数になるほど発熱の問題が発生し、キャリア周波数の選択には制限があるのが現状である。また、実運用を考えた場合に、回転数に起因する側帯波成分が発生する。それらを加味すると、本研究成果で新たに示唆されることとしては、キャリア周波数を必要以上に上げることなく、キャリア周波数の基本周波数（中心周波数）を、4P6Sであれば $N=3$ 、6P9Sであれば $N=2$ 、 $N=4$ （どちらも選択可能であれば高周波数である $N=4$ ）に一致させることで、キャリア高調波電磁騒音を低減できることである。回転数が増えた場合にも中心周波数を基準に側帯波が発生するため、隣のモードと近接しない運転領域内では騒音低減が見込める。

## 4.6 分布巻 PMSM における検証

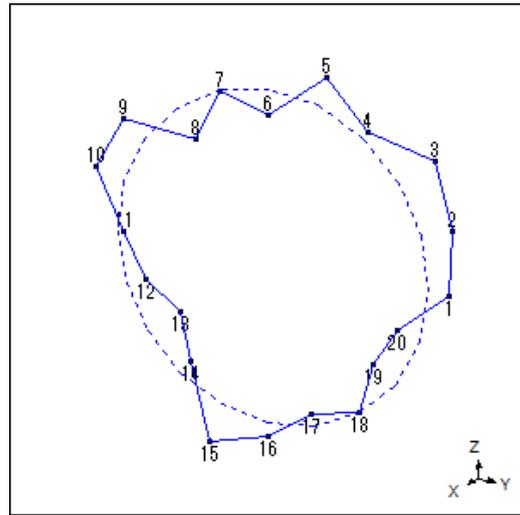
これまでに集中巻 PMSM を対象として、固有振動モードとキャリア電磁力モードの積として振動応答が記述できることを明らかにしてきた。エレベーター巻上機には、容量に応じて各種モータが採用されているが、現在主流となっているのは、分布巻 PMSM である。そこで本節では、集中巻 PMSM と分布巻 PMSM を比較することで、集中巻 PMSM と分布巻 PMSM の特性の違いを把握する。比較対象として、集中巻 PMSM は 4P6S、分布巻 PMSM は 4 極 24 スロット（以下、4P24S）を用いる。モータの構成は 4.2.1 項と同様で、実験モータ解析および実稼働解析を行う。

### 4.6.1 固有振動特性（4P24S）

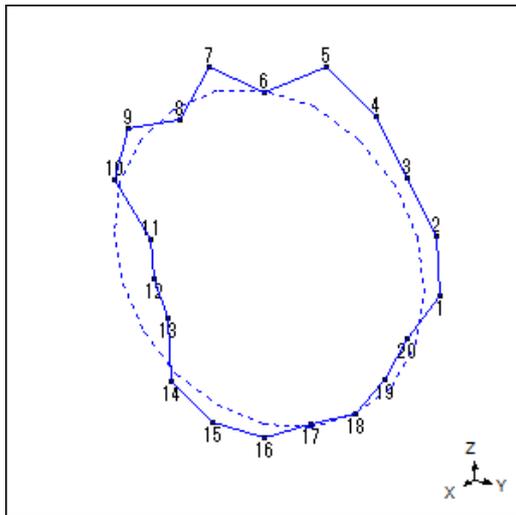
測定に際して、ロータがある部分のケース周りに振動加速度ピックアップを計 20 点設置した。集中巻モータと比べて、分布巻モータの場合、インパルスハンマーによるハンマリング試験では高周波側の振動応答レベルが低下しやすいため、モード判別が困難になる可能性がある。そこで、キャリア周波数を広帯域（1 kHz～6 kHz）としたキャリア分散制御を入力として、ステータの固有振動数を調査した。高調波成分の検証を行うため、20 kHz までデータを取得している。図 4.14 に固有振動数の測定結果より抽出した固有振動モードを示す。2.9 kHz は楕円モード( $N=2$ )、6.1 kHz は三角形モード( $N=3$ )、9.5 kHz は四角形モード( $N=4$ )、13.4 kHz は膨張・収縮モード ( $N=0$ ) である。



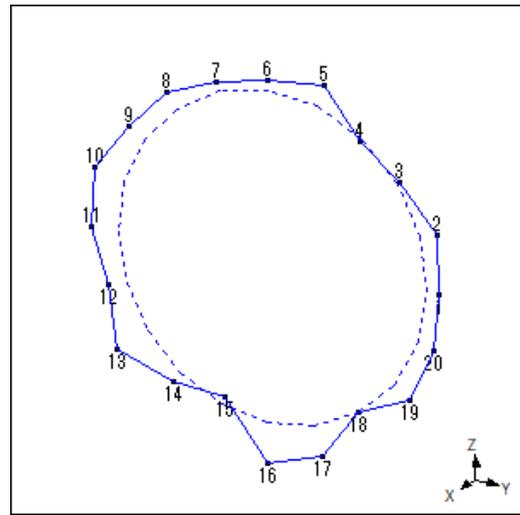
(a) 2.9 kHz (N=2)



(b) 6.1 kHz (N=3)



(c) 9.5 kHz (N=4)



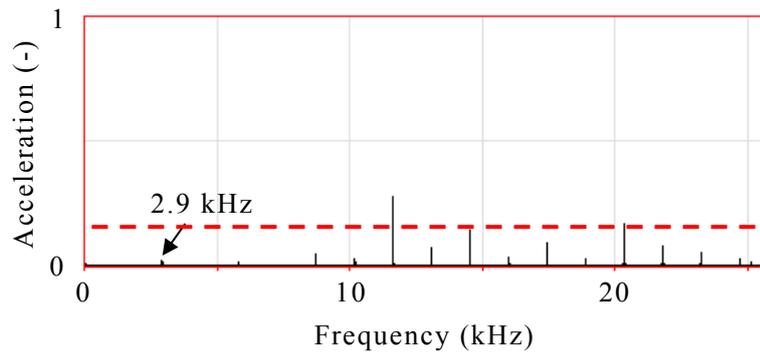
(d) 13.4 kHz (N=0)

図 4.14 固有振動モード (4P24S)

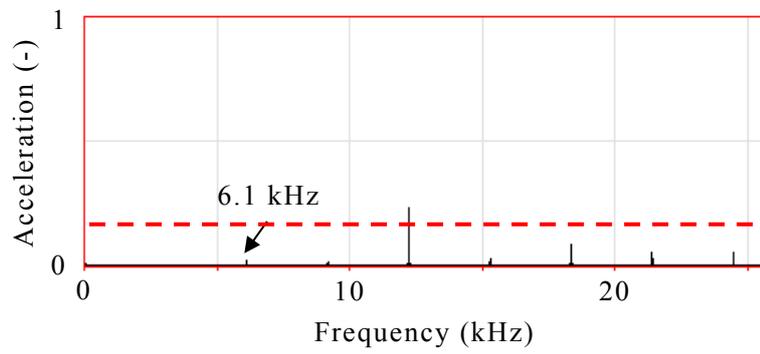
#### 4.6.2 駆動実験 (4P24S)

4P6Sと同様に、構造の固有振動数の1/2となるようにキャリア周波数を選択することによって、構造共振を励起することが可能となる。2.9 kHz (N=2)、6.1 kHz (N=3)、9.5 kHz (N=4)、13.4 kHz (N=0)の固有振動モードに対して、それぞれキャリア周波数を1.45 kHz、3.05 kHz、4.75 kHz、6.7 kHzに設定し、駆動実験を行った。なお、回転数によるキャリア周波数の側帯波成分を発生させないために、運転周波数を4 Hzとしている。図4.15に振動加速度を周波数分析した結果を示す。キャリア周波数をcf、運転周波数をdfとする。この結果からわかるように、振動加速度の主成分は、キャリア周波数の倍数成分であり、集中巻PMSMと同様である。その中で構造共振として励起されるキャリア周波数の2倍成分に着目すると、13.4 kHz (N=0)と一致した場合には卓越しているが、2.9 kHz (N=2)、6.1 kHz (N=3)、9.5 kHz (N=4)と一致した場合には成分として卓越していないことがわかる。4P6Sでは図中の基準線に対してN=3は同様に卓越しないが、N=2、N=4は卓越していたため特性が異なっている。また、図4.16に駆動時の振動モードを示す。この結果からわかるように、4P24Sでは卓越していない成分においても固有振動モードと駆動時の振動モードの形状がほぼ一致している。

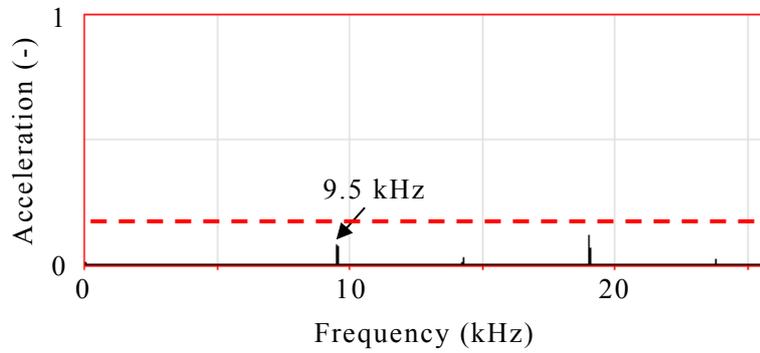
以上より、4P24Sの分布巻PMSMではN=0のみ振動が卓越し、4P6Sの集中巻PMSMでは卓越したN=2、N=4は卓越しないことが明らかとなった。したがって、分布巻の方が幅広くキャリア周波数を選択することが可能となる。



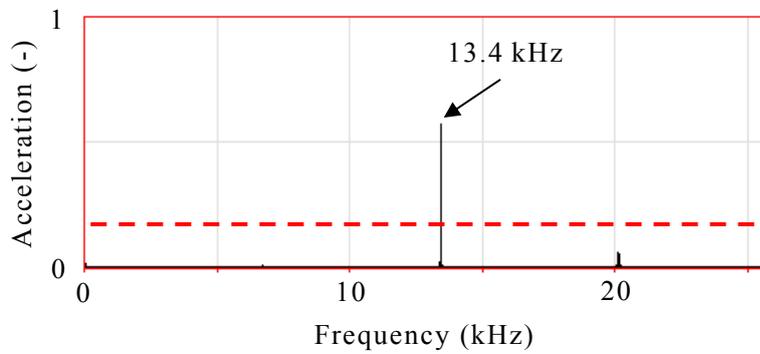
(a)  $cf = 1.45$  kHz,  $df = 4$  Hz



(b)  $cf = 3.05$  kHz,  $df = 4$  Hz

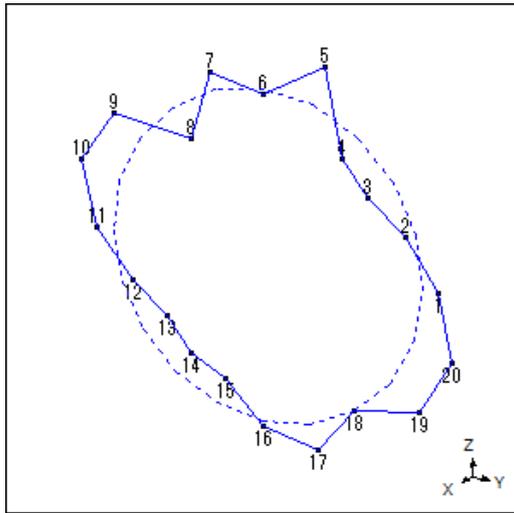


(c)  $cf = 4.75$  kHz,  $df = 4$  Hz

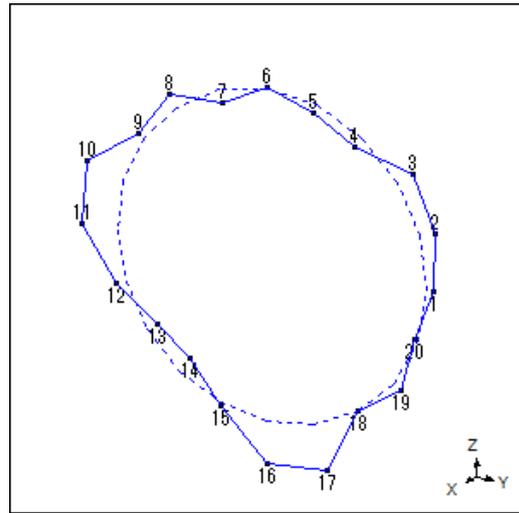


(d)  $cf = 6.7$  kHz,  $df = 4$  Hz

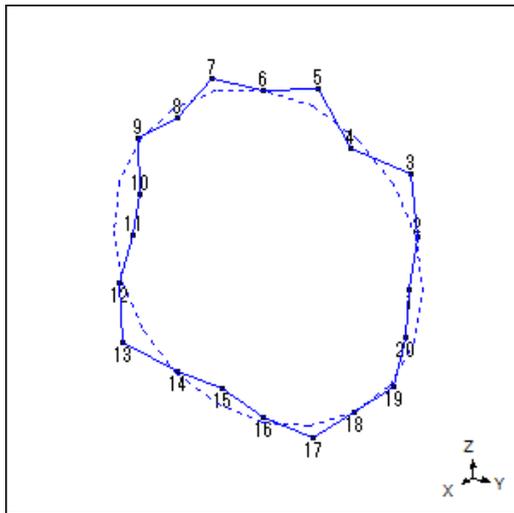
图 4.15 周波数分析結果 (4P24S)



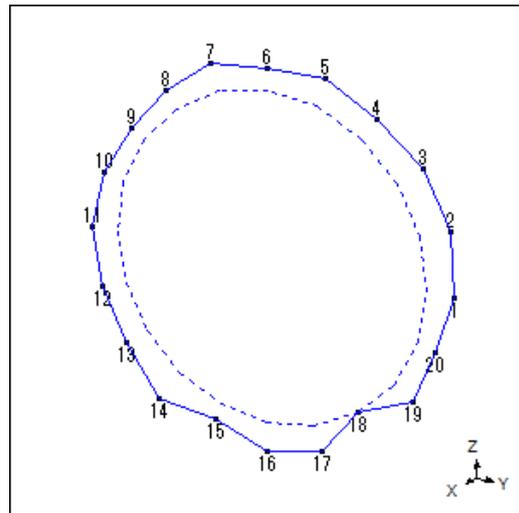
(a) 2.9 kHz



(b) 6.1 kHz



(c) 9.5kHz



(d) 13.4kHz

図 4.16 駆動時の振動モード (4P24S)

#### 4.7 まとめ

集中巻 PMSM (4P6S、6P9S) を用いてインバータによる高調波電磁騒音の発生メカニズムを振動・騒音の測定および評価により検討した。結果を以下に示す。

- 固有振動モード (N) とキャリア電磁力モード (M) の積で振動応答 (Z) が記述でき、4P6S では N=3 が消滅し、6P9S では N=2、N=4 が消滅することが明らかとなった。
- 振動加速度と騒音レベルに相関があり、構造共振の有無によって卓越周波数の騒音レベルに明確な差異が生じることを確認した。

以上より、キャリア周波数を必要以上に上げることなく、キャリア周波数の基本周波数 (中心周波数) を、4P6S であれば N=3、6P9S であれば N=2、N=4 (どちらも選択可能であれば高周波数である N=4) に一致させることで、キャリア高調波電磁騒音を低減できることが示唆された。

集中巻 PMSM と分布巻 PMSM の特性の違いを把握するために、極数が同一でスロット数が異なる 4P24S (分布巻) を用いて同様の測定および評価をすることで、4P6S (集中巻) と比較した。結果を以下に示す。

- 4P24S では N=0 のみ振動が卓越し、4P6S では卓越した N=2、N=4 は卓越しないことが明らかとなった。
- 4P24S では卓越しない成分においても固有振動モードと駆動時の振動モードの形状がほぼ一致することを確認した。

以上より、分布巻の方が幅広くキャリア周波数を選択可能であることが明らかとなった。

エレベーターで採用しているキャリア周波数一定制御の場合でも、電磁騒音が低減できる構成として、キャリア高調波電磁騒音の発生メカニズムおよび、キャリア周波数の選定方法を明らかにした。エレベーター巻上機のモータは分布巻 PMSM が主流であるため、幅広くキャリア周波数を選択することができる。N=0 と一致しない範囲で、可能な限りキャリア周波数を上げることがキャリア高調波電磁騒音低減には有効であることが示唆された。定量化された乗り心地を実現するための騒音コントロール手法として有効であると考えられる。

## 第 5 章 結言

エレベーターの快適性を表す指標としては、乗り心地がある。エレベーターは乗客が密閉された空間内で移動する交通手段であるため、乗客が不安を抱く原因となる振動や騒音をできるだけ小さくすることが要求されている。これまでに乗り心地向上のための振動や騒音の低減対策は各種なされてきた。いずれも振動や騒音の低減については有効な対策ではあるが、適切な活用ができないと、十分な性能が確保できないだけでなく、高コスト化も避けられない。そこで、乗り心地を定量的に評価する手法の構築が求められる。また、振動や騒音の発生要因に関する根本対策ではないため、据え付け条件や周囲環境によって性能にばらつきが出る可能性がある。そこで、発生した振動や騒音に対する事後対策ではなく、振動や騒音の発生要因そのものに対策できる手法の構築が求められる。

そこで、本研究ではこれらの課題を解決するために、エレベーターの快適性向上に関する要素技術開発を目的として、①乗り心地の定量化、②振動発生要因のコントロール、③騒音発生要因のコントロールに取り組んだ。その内容と結果を以下にまとめる。

第 2 章では、エレベーターの乗り心地について、人間の主観評価と物理量による客観評価を結びつけることで、エレベーターの乗り心地に影響するパラメータを推定した結果について述べた。実機のエレベーターを用いて定格速度および制御加速度の異なる制御方法で運転した時の官能評価データ（アンケート）および物理評価データ（振動加速度）を取得し、主成分分析により物理指標を抽出し、重回帰分析によって官能指標と関連付けることで、乗り心地を重回帰式により定量化した。結果、制御加速度が小さい方が乗り心地が良い可能性が示唆された。エレベーターの制御加速度は目的階への到達時間に影響を及ぼすため、可能な範囲で制御加速度は小さくするのが望ましいといえる。また、乗り心地の特徴量として人間の前後方向加速度の低減が乗り心地への影響が大きいことが示唆された。ほとんどの乗客がドア方向乗車することを考えると、エレベーターかごの前後加速度が、乗り心地への影響が大きい、注目すべきパラメータであるといえる。振動の発生要因そのものを制御できる手法が構築できれば、振動ばらつきの少ないエレベーターシステムの構築が期待できる。

また、エレベーター運転時には振動とともに騒音が発生する。本実験では問題になるレベルではなかったが、音響パワーが 1/2 になると、騒音レベルは 3 dB 低減し、聴感上明確に違いが出るとされている。騒音レベルが不快と感じるレベルまで卓越していた場合には、乗り心地の良い／悪いと騒音レベルには相関がみられる可能性がある。騒音の発生要因そのものを制御できる手法が構築できれば、騒音ばらつきの少ないエレベーターシステムの構築が期待できる。

第 3 章では、振動発生要因のコントロールとして、ゼロパワー制御を用いた磁気軸受を検討した。磁気浮上とばねの連成挙動を把握するために、原理検証装置を用いて浮上実験および外力印加実験を行い、理論の妥当性を明らかにした。また、回転特性の検証実験を行い、運転領域に応じて制御を切り換えることによって、低電力で軸偏心量を抑制できる構成を実現した。

エレベーター巻上機にゼロパワー制御を用いた磁気軸受を適用することで、現在幅広く適用されているころ軸受と違い、軸に変動荷重が作用した場合にもアクティブに制御可能となる。定量化された乗り心地を実現するための振動コントロール手法として有効であると考ええる。

第 4 章では、騒音発生要因のコントロールとして、振動モードと電磁力モードに着目したインバータのキャリア周波数に起因する高調波電磁騒音の発生メカニズムおよびキャリア周波数の選定方法について検討した。集中巻 PMSM を用いた振動・騒音の測定および評価をすることで、固有振動モード (N) とキャリア電磁力モード (M) の積で振動応答 (Z) が記述できることを明らかにした。キャリア周波数を必要以上に上げることなく、キャリア周波数の基本周波数 (中心周波数) を、モードを打ち消すように選択することで、キャリア高調波電磁騒音を低減できることが示唆された。また、集中巻 PMSM と分布巻 PMSM の特性を比較し、分布巻の方が幅広くキャリア周波数を選択することが可能となることを明らかにした。

エレベーターで採用しているキャリア周波数一定制御の場合でも、電磁騒音が低減できる構成として、キャリア高調波電磁騒音の発生メカニズムおよび、キャリア周波数の選定方法を明らかにした。定量化された乗り心地を実現するための騒音コントロール手法として有効であると考ええる。

本研究の成果により、エレベーターの快適性向上を定量的かつロバスト性の高いシステムで廉価に実現できる可能性が示唆された。乗り心地の定量化については、サンプル数の増加、容量・速度の異なるエレベーターでの検証をすることで汎用性を高め、振動や騒音発生要因のコントロールについては、エレベーターシステムをできる限り大型化することなく構成できれば、実現性がより高まっていくと考える。現在主流となっているトラクション式ギヤレスエレベーターが開発されてから 100 年以上が経過しているが、エレベーターの構成そのものは当時からほとんど変わっていない。本研究の成果を実機のエレベーターシステムに取り入れることで、新たなエレベーターシステムの構築に大いに貢献することを期待している。

## 参考文献

### 第 1 章

- [1.1] 坂野裕一：「エレベータにおける省エネルギー・CO<sub>2</sub>削減技術」，電気設備学会誌，Vol.26，No.6，pp.390-393 (2006)
- [1.2] 一般社団法人日本エレベーター協会：「エレベーターを快適にする装置」，<https://www.n-elekyo.or.jp/encyclopedia/comfort/elevator.html> (accessed 26 Jan. 2020)
- [1.3] 船井潔：「エレベーターの安全・快適技術」，IATSS Review，Vol.27，No.2，pp.115-123 (2002)
- [1.4] 豊嶋順彦，上村晃正，永井正夫，江春浩，鎌田崇義：「AMDによる超高速エレベータの振動制御（第1報，最適制御理論による検討）」，日本機械学会論文集C編，Vol.65，No.637，pp.3479-3485 (1999)
- [1.5] 豊嶋順彦，上村晃正，平井正昭，永井正夫，鎌田崇義：「AMDによる超高速エレベータの振動制御（第2報，実機模擬試験）」，日本機械学会論文集C編，Vol.66，No.647，pp.2181-2186 (2000)
- [1.6] 宇都宮健児，岡本健一，湯村敬，佐久間洋一：「消費電力低減を考慮した高速エレベーター用アクティブ制振装置の開発」，日本機械学会論文集C編，Vol.72，No.719，pp.2048-2055 (2006)
- [1.7] 濱田幸雄，大川平一郎，平松友孝，村石喜一：「エレベータ昇降音・振動特性とその低減方法に関する検討」，騒音制御，Vol.21，No.3，pp.198-205 (1997)
- [1.8] 宮迫計典：「高速エレベーターの走行による騒音・振動」，騒音制御，Vol.13，No.1，pp.22-26 (1989)
- [1.9] 杉山美樹：「超高速エレベータの騒音対策」，騒音制御，Vol.18，No.2，pp.76-80 (1994)
- [1.10] 荒川淳，宮田弘市：「乗り心地向上のためのエレベーター低振動化法」，日本機械学会論文集C編，Vol.66，No.651，pp.3547-3553 (2000)
- [1.11] 中村郁夫：「シートを考慮した乗心地評価についての一考察」，自動車技術会学術講演会前刷集，Vol.851，pp.119-124 (1985)
- [1.12] 花井利通：「自動車振動の乗り心地」，騒音制御，Vol.21，No.1，pp.13-16 (1997)
- [1.13] 武井一剛，石黒陸雄：「乗員の官能評価にもとづく乗り心地評価」，豊田中央研究所 R&D レビュー，Vol.30，No.3，pp.47-56 (1995)
- [1.14] 鈴木浩明：「快適さを測る— その心理・行動・生理的影響の評価」，日本出版サービス (1999)

- [1.15] C. Nakagawa, R. Shimamune, K. Watanabe, and E. Suzuki, “Fundamental study on effect of high frequency vibration on ride comfort”, *Journal of Mechanical Systems for Transportation and Logistics*, Vol.3, No.1, pp.287-293 (2010)
- [1.16] 中川千鶴, 島宗亮平, 高見創, 渡邊健, 横山義彦:「高周波振動を考慮した乗り心地評価法」, 鉄道総研報告, Vol.26, No.1, pp.33-38 (2012)
- [1.17] 中川千鶴:「高周波振動の影響を考慮した乗り心地評価法」, *Railway Research Review*, Vol.70, No.6, pp.8-11 (2013)
- [1.18] 中川千鶴:「複合振動に対する乗り心地の時間変化推定」, 人間工学特別号, Vol.49, pp.356-357 (2013)
- [1.19] 中川千鶴:「鉄道分野の振動乗り心地評価研究とその活用」, バイオメカニズム学会誌, Vol.41, No.1, pp.15-20 (2017)
- [1.20] 藤波和寛, 吉田秀久, 永井正夫, 鎌田崇義, 藤田善昭, 首藤正志, 海田勇一郎, 小林清:「高速エレベータの乗り心地評価法に関する研究」, 日本機械学会交通・物流部門大会講演論文集, Vol.13, pp.141-144 (2004)
- [1.21] 東芝エレベータ:「東芝エレベーターリニューアル」, [https://www.toshiba-elevator.co.jp/elv/catalog/pdf/elfresh6P\\_red\\_20171012.pdf](https://www.toshiba-elevator.co.jp/elv/catalog/pdf/elfresh6P_red_20171012.pdf) (accessed 13 Feb. 2020)
- [1.22] 豊嶋順彦:「昇降機の騒音・振動と乗心地」, 騒音制御, Vol.7, No.5, pp.273-278 (1983)
- [1.23] 田中和宏, 武田泰明, 野田伸一:「東京スカイツリー®向けエレベーターの最新技術」, 東芝レビュー, Vol.67, No.11, pp.16-19 (2012)
- [1.24] H. Kimura, T. Iijima, S. Matsuo, and Y. Fujita, “Vibration Analysis of Elevator Rope (Comparison between Experimental Results and Calculated Results)”, *Journal of System Design and Dynamics*, Vol.3, No.3, pp.420-428 (2009)
- [1.25] 進士忠彦:「磁気軸受 基礎と応用」, 精密工学会誌, Vol.78, No.12, pp.1054-1057 (2012)
- [1.26] 佐藤雅之, 青木勝美, 奈良俊彦:「エレベーターの振動騒音」, 騒音制御, Vol.9, No.1, pp.9-14 (1985)
- [1.27] 藤沢康仁:「機械室レス型エレベータの固体音対策・測定事例」, 騒音制御, Vol.29, No.3, pp.190-193 (2005)
- [1.28] 畑中健史:「エレベータ巻上機のための防振構造および防振方法、エレベータ巻上機のための動吸振器」, 特許公報, 特許第 6008791 号 (2016)
- [1.29] 霍斌, 宮下一郎, 曾根悟:「キャリア周波数変調 PWM 法とその低電磁音化の評価」, 電学論 D, Vol.18, No.2, pp.179-185 (1998)

## 第 2 章

- [2.1] 鈴木浩明：「車両の乗り心地と快適性」，日本船用機関学会誌，Vol.35, No.6, pp.352-360 (2000)
- [2.2] 山崎和秀：「乗り心地の評価」，日本音響学会誌，Vol.46, No.2, pp.157-162 (1990)
- [2.3] 細田龍介：「船舶システムにおける HUMAN PERFORMANCE の把握，推定に関する基礎研究」，平成 3 年度科学研究費補助金研究成果報告書 (1992)
- [2.4] 細田龍介，有馬正和：「船舶の乗り心地評価に関する研究（第 1 報）—表情評価モデルの作成—」，日本造船学会論文集，No.172, pp.717-728 (1992)
- [2.5] 細田龍介，有馬正和：「船舶の乗り心地評価に関する研究（第 2 報）—心理測定モデルの構築—」，日本造船学会論文集，No.173, pp.451-460 (1993)
- [2.6] 田中兼一，山本泰秀，伊福部達：「人間の運動感覚評価手法について」，自動車技術，Vol.46, No.9, pp.12-16 (1992)
- [2.7] 鈴木浩明：「鉄道車両の乗り心地評価に関する応用心理学的検討」，心理学評論，Vol.40, No.4, pp.432-456 (1997)
- [2.8] 小笠原春彦，大島昌明，倉又哲夫，小林俊顕：「列車の曲線通過時乗心地評価法の研究」，鉄道総研報告，Vol.4, No.3, pp.37-45 (1990)
- [2.9] ISO 8041:2005, “Human response to vibration – Measuring instrumentation” (2005)
- [2.10] GB/T 10058-2009, “Elevator technical conditions” (2009)
- [2.11] W. J. Fu, X. B. Liao, and C. M. Zhu, "Structural optimization to suppress elevator horizontal vibration using virtual prototype", *Journal of System Simulation*, Vol 17, No.6, pp.1500-1504 (2005)
- [2.12] G. P. Lorsche, “Analysis of elevator ride quality, vibration”, *Elevator World*, Vol.51, No.6, pp.108–113 (2003)
- [2.13] R. K. Roberts, “Elevator active guidance system having a coordinated controller”, US Patent 5652414 (1997)
- [2.14] 上條芳武，岩田宜之，高田一：「エレベータの乗り心地に影響するパラメータの推定」，日本機械学会論文集，Vol.86, No.881, DOI:10.1299/transjsme.19-00407 (2020)
- [2.15] 戸井武司：「音響利用による質感向上のための快音設計」，映像情報メディア学会誌，Vo.66, No.5, pp.379-384 (2012)
- [2.16] 安部由布子，鈴木綾子：「車内音に対する印象評価の分析」，鉄道総研報告，Vo.27, No.3, pp.5-10 (2013)

- [2.17] 若田忠之, 齋藤美穂:「香りの分類における心理学的検討ーSD法を用いた印象による香りの分類ー」, 日本感性工学会論文誌, Vol.13, No.5, pp.591-601 (2014)
- [2.18] 熊谷将一, 菊池孝幸, 曾我宗則:「昇降機の安全・安心・快適性の更なる向上への取組み」, 東芝レビュー, Vol.72, No.2, pp.7-10 (2017)
- [2.19] J. W. Day, G. L. Smidt, and T. Lehmann, “Effect of pelvic tilt on standing posture”, *Physical Therapy*, Vol.64, No.4, pp.510-516 (1984)
- [2.20] 吉岡真:「エレベーターのインバータ適用による高調波対策と省エネ対応」, 電気設備学会誌, Vol.37, No.4, pp.240-243 (2017)

### 第 3 章

- [3.1] E. H. Maslen, P. E. Allaire, M. D. Noh, and C. K. Sortore, “Magnetic bearing design for reduced power consumption”, *Journal of Tribology*, Vol.118, No.4, pp.839-846 (1996)
- [3.2] F. C. Moon, “Superconducting Levitation”, John Wiley & Sons, Inc. (1994)
- [3.3] 森下明平, 小豆沢照男 : 「常電導吸引式磁気浮上系のゼロパワー制御」, 電学論 D, Vol.108, No. 5, pp.447-454 (1988)
- [3.4] C. Henrikson, J. Lyman, and P. Studer, “Magnetically suspended momentum wheels for spacecraft stabilization”, AIAA Paper 74-128 (1974)
- [3.5] A. V. Sabnis, J. B. Dendy, and F. M. Schmitt, “A magnetically suspended large momentum wheel”, *Journal of Spacecraft and Rockets*, Vol.12, No.7, pp.420-427 (1974)
- [3.6] 森下明平 : 「磁気浮上搬送装置」, 計測と制御, Vol.38, No.2, pp.109-111 (1999)
- [3.7] 森下明平, 明石征邦 : 「ゼロパワー磁気浮上制御によるエレベータ非接触案内方式の検討」, 電気学会リニアドライブ研究会, LD-01-53, pp.17-22 (2001)
- [3.8] 森下明平, 伊東弘晃 : 「実機試験用エレベータ非接触案内装置の案内力制御の検討」, 電気学会リニアドライブ研究会, LD-04-101, pp.21-26 (2004)
- [3.9] 森下明平, 伊東弘晃, 浅見郁夫, 横林真 : 「エレベータ非接触案内装置における機械系共振と磁気浮上制御」, 電気学会リニアドライブ研究会, LD-08-85, pp.53-56 (2008)
- [3.10] 上條芳武, 森下明平, 伊東弘晃 : 「ゼロパワー制御を用いた磁気軸受の検討」, 平成 22 年電気学会全国大会, No.5, pp.242-243 (2010)
- [3.11] 上條芳武, 伊東弘晃, 丸山裕 : 「ゼロパワー制御を用いた磁気軸受の構成と軸支持特性」, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.79, No.808, pp.4963-4972 (2013)
- [3.12] Y. Kamijo, H. Ito, and Y. Maruyama, “Structures and characteristics of magnetic bearing with zero power controlled electromagnetic suspension”, in *Proc. ISMB14*, pp.780-784 (2014)
- [3.13] 上條芳武, 伊東弘晃, 香月健治 : 「磁気浮上装置」, 特許公報, 特許第 5611790 号 (2014)
- [3.14] 水野毅, 吉富亮一 : 「ゼロパワー磁気浮上を利用した除振装置の開発 (第 1 報, 基本原理と基礎実験)」, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.68, No.673, pp.2599-2604 (2002)
- [3.15] 森下明平, 小豆沢照男 : 「オブザーバによる外力補償を付加したゼロパワー磁気浮上制御」, 電気学会リニアドライブ研究会, LD-88-6, pp.1-10 (1988)

- [3.16] 上條芳武, 香月健治:「磁気浮上装置」, 特許公報, 特許第 5936918 号 (2016)
- [3.17] 金光陽一編:「回転機械設計者のための磁気軸受ガイドブック」, 日本工業出版 (2004)
- [3.18] エルムト・ハベルマン, モウリス・ブルネ, ピエール・ジョリイ:「磁気懸垂方式ローターに於ける同期妨害補償装置」, 公開特許公報, 昭 52-93852 (1977)
- [3.19] H. Habermann and M. Brunet, “The active magnetic bearing enables optimum damping of flexible rotor”, ASME Paper 84-GT-117 (1984)

## 第 4 章

- [4.1] S. J. Yang (齊藤文利 訳) : 「ロー・ノイズ・モーター電気機械の騒音の測定と抑制法」, 総合電子出版社 (1983)
- [4.2] 奥山吉彦, 森安正司 : 「インバータ駆動誘導電動機の電磁騒音」, 電学論 D, Vol.119, No. 10, pp.1192-1198 (1999)
- [4.3] A. M. Trzynadlowski, S. Legowski, and R. L. Kirlin, “Random pulse width modulation technique for voltage-controlled power inverters”, *International Journal of Electronics*, Vol.68, No.6, pp.1027-1037 (1990)
- [4.4] R. L. Kirlin, M. M. Bech, and A. M. Trzynadlowski, “Analysis of power and power spectral density in PWM inverters with randomized switching frequency”, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol.49, No.2, pp.486-499 (2002)
- [4.5] A. M. Trzynadlowski, F. Blaabjerg, J. K. Pedersen, R. L. Kirlin, and S. Legowski, “Random pulse width modulation techniques for converter-fed drive systems-A review”, *IEEE Transactions on Industry Applications*, Vol.30, No.5, pp.1166-1175 (1994)
- [4.6] R. L. Kirlin, S. Kwok, S. Legowski, and A. M. Trzynadlowski, “Power spectra of a PWM inverter with randomized pulse position”, *IEEE Transactions on Power Electronics*, Vol.9, No.5, pp.463-472 (1994)
- [4.7] C. B. Jacobina, A. M. N. Lima, E. R. C. da Silva, and A. M. Trzynadlowski, “Current control for induction motor drives using random PWM”, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol.45, No.5, pp.704-712 (1998)
- [4.8] D. Fodorean, M. M. Sarrazin, C. S. Martiș, J. Anthonis, and H. Van der Auweraer, “Electromagnetic and structural analysis for a surface mounted PMSM used for light EV”, *IEEE Transactions on Industry Applications*, Vol.52, No.4, pp.2892-2899 (2016)
- [4.9] 原崇文, 安島俊幸, 渡部眞徳, 星野勝洋 : 「電圧型インバータの PWM 方式による分布巻永久磁石同期モータの振動に関する検討」, 電学論 D, Vol.137, No.9, pp.704-712 (2017)
- [4.10] 石橋文徳, 小林和夫 : 「小形かご形誘導電動機の高調波磁束の実験的考察」, 電学論 D, Vol.110, No.8, pp.891-898 (1990)
- [4.11] 石橋文徳, 野田伸一, 森貞明 : 「小形誘導電動機の電磁振動について」, 電学論 D, Vol.112, No.3, pp.307-313 (1992)
- [4.12] 石橋文徳, 野田伸一 : 「誘導電動機の電磁場 - 振動・騒音場連系解析」, 日本 AEM 学会誌, Vol.7, No.1, pp.21-27 (1999)

- [4.13] 上條芳武, 谷口峻, 野田伸一, 松下真琴 : 「集中巻 PMSM におけるキャリア周波数の検討」, 平成 25 年電気学会全国大会, No.5, pp.34-35 (2013)
- [4.14] 上條芳武, 谷口峻, 松下真琴 : 「集中巻 PMSM におけるキャリア電磁騒音の発生メカニズムの検討」, 平成 26 年電気学会全国大会, No.5, pp.7-8 (2014)
- [4.15] 上條芳武, 谷口峻, 松下真琴 : 「分布巻 PMSM におけるキャリア電磁騒音の検討」, 平成 27 年電気学会全国大会, No.5, pp.57-58 (2015)
- [4.16] Y. Kamijo, S. Taniguchi, and M. Matsushita, “Proposal of electromagnetic noise-generating mechanism on carrier harmonics”, in *Proc. Inter-noise 2016*, pp.6469-6477 (2016)
- [4.17] 電気学会 半導体電力変換方式調査専門委員会 : 「半導体電力変換回路」, 電気学会 (1987)

## 謝辞

本研究を遂行ならびに本論文をまとめるにあたり、多くの方々からご支援を賜りましたことを心より感謝申し上げます。

終始懇切丁寧なご指導、ご鞭撻を賜りました横浜国立大学 大学院工学研究院 システムの創生部門 高田一教授（現中部大学）に厚く御礼申し上げます。また、学部、修士課程でご指導、ご鞭撻を賜り、高田一教授の退職に伴い、主査をお引き受けいただくとともに、本論文をまとめるにあたりご指導、ご助言を賜りました横浜国立大学 大学院工学研究院 システムの創生部門 佐藤恭一教授に深く感謝申し上げます。本論文の審査過程において数々のご指導、ご助言を賜りました眞田一志教授、前田雄介教授、尾崎伸吾准教授、加藤龍准教授に深謝の意を表します。

私は、株式会社東芝 電力・社会システム技術開発センターおよび東芝インフラシステムズ株式会社 インフラシステム技術開発センターにて本研究に従事しました。母校である横浜国立大学との共同研究および博士課程への進学の間を与えていただきました清水敏夫氏（現東芝三菱電機産業システム株式会社）、水野末良氏に心から感謝の意を表します。

第 2 章のエレベーターの乗り心地の定量化に関して、岩田宜之氏と共に研究を行いました。実験では横浜国立大学 高田研究室 山口大輝氏（現日本精工株式会社）にご協力いただきました。第 3 章のゼロパワー制御を用いた磁気軸受に関して、森下明平氏（現工学院大学）、伊東弘晃氏、丸山裕氏と共に研究を行いました。第 4 章のキャリア高調波電磁騒音に関して、谷口峻氏（現株式会社日立製作所）、野田伸一氏（現日本電産株式会社）、松下真琴氏と共に研究を行いました。これまでに交わした数々の議論のおかげで、本研究の成果に結びついたと確信しております。心より御礼申し上げます。

東芝インフラシステムズ株式会社 インフラシステム技術開発センター 電機応用・パワーシステム開発部の皆様には、研究活動に専念できる環境をご支援いただきました。横浜国立大学 高田研究室の皆様には温かく迎えていただき、研究室での活動を円滑に進めることができました。心より御礼申し上げます。

最後に、常に心の支えとなり、温かく見守り、励ましてくれた家族に心から感謝の意を表します。

上條 芳武