

大型ガントリー型リニアモータスライダのモデル化と制御系高性能化に関する研究

著者	小代 哲也
その他のタイトル	Modeling and high Performance Control System of Large-sized Gantry Type Liner Motor Slider
学位授与年度	平成30年度
学位授与番号	17104甲生工第333号
URL	http://hdl.handle.net/10228/00007200

大型ガントリ型リニアモータスライダのモデル化と 制御系高性能化に関する研究

小代 哲也

記号表

論文を理解するために、本論文で使用する記号の意味を以下に示す。ここで接尾辞 a は軸番号を示す。

A	: 定数
a_n	: ノッチフィルタのノッチの深さを定める係数
c_a	: ストライベック速度より遅い領域での摩擦特性を表す冪指数の係数
D	: ダンパ定数 [N/[m/s]]
F	: 各テーブルに入力される推力指令の合計値 [N]
F_a	: 各テーブルの推力指令 [N]
F_c	: 「干渉」による外乱 [N]
F_{ca}	: クーロン摩擦力 [N]
F_{da}	: 摩擦による外乱 [N]
F_{sa}	: 最大静止摩擦力 [N]
F_{va}	: 粘性摩擦係数 [N/[m/s]]
F_x	: 直動方向の推力 [N]
J_p	: 重心位置回りのピッチング方向の慣性モーメント [kgm ²]
J_{pn}	: 重心位置回りのピッチング方向のノミナル慣性モーメント [kgm ²]
J_y	: 重心位置回りのヨーイング方向の慣性モーメント [kgm ²]
J_{yn}	: 重心位置回りのヨーイング方向のノミナル慣性モーメント [kgm ²]
K	: ばね定数 [N/m]
K_i	: 積分ゲイン [1/s]
K_p	: 位置ループゲイン [1/s]
K_{pp}	: 重心位置回りのピッチング方向の速度ループゲイン [1/s]
K_{py}	: 重心位置回りのヨーイング方向の速度ループゲイン [1/s]
K_v	: 速度ループゲイン [1/s]
$K_{\theta p}$: 重心位置回りのピッチング方向のばね定数 [Nm/rad]
$K_{\theta y}$: 重心位置回りのヨーイング方向のばね定数 [Nm/rad]
l_{gp}	: 重心位置からテーブルの推力発生位置までの鉛直方向の長さ [m]
l_{gy}	: テーブル 1 の推力発生位置からテーブル 2 の推力発生位置までの長さ [m]
l_{gy1}	: 重心位置からテーブル 1 の推力発生位置までの長さ [m]
l_{sp}	: 重心位置からテーブルの位置センサまでの鉛直方向の長さ [m]
l_{sy}	: テーブル 1 の位置センサからテーブル 2 の位置センサまでの長さ [m]
l_{sy1}	: テーブル 1 の位置センサから重心位置までの長さ [m]
M	: 各テーブル質量の合計値 [kg]
M_a	: 各テーブル質量 [kg]

M_n	: 各テーブルのノミナル質量の合計値 [kg]
M_{na}	: 各テーブルのノミナル質量 [kg]
M_s	: 質量を表す定数 [kg]
O_s	: S_e の行き過ぎ量比率
Q	: ノッチフィルタのゲインをカットする帯域決定の係数
R^2	: 決定係数
s	: ラプラス演算子
S_e	: 「歪み」の影響を受ける前の軸間位置誤差 [m]
S_{e_end}	: S_e の収束値 [μm]
S_{es}	: S_e の立ち上がり行き過ぎ量 [μm]
t_s	: サンプリング周期 [s]
v_{fba}	: 各テーブルの速度応答 [m/s]
v_{ta}	: 「歪み」の影響を受ける前の各テーブルの速度 [m/s]
v_{sa}	: ストライベック速度 [m/s]
x	: トップバー上の重心位置の位置応答 [m]
x_{fba}	: 各テーブルの位置応答 [m]
x_r	: 位置指令 [m]
x_{ra}	: 制御方法 1 で用いる各テーブルに入力する位置指令 [m]
x_{ta}	: 「歪み」の影響を受ける前の各テーブルの位置 [m]
\dot{x}_{FFa}	: 制御方法 1 で用いる各テーブルの速度フィードフォワード指令 [m/s]
θ_p	: 重心位置回りのピッチング角度 [rad]
θ_y	: 重心位置回りのヨーイング角度 [rad]
τ_p	: 重心位置回りのピッチング方向のトルク [Nm]
τ_y	: 重心位置回りのヨーイング方向のトルク [Nm]
ω	: 固有角振動数 [rad/s]
ω_{HF}	: ハイパスフィルタの固有角振動数 [rad/s]
ω_d	: ノッチフィルタのデジタル角周波数 [rad/s]
ω_0	: ノッチフィルタのノッチ中心角周波数 [rad/s]
ζ	: 減衰係数

目次

第 1 章 序論.....	1
1.1 リニアモータの歴史と動向.....	1
1.2 従来の研究・課題.....	4
1.3 研究目的.....	4
1.4 各章の構成.....	5
第 2 章 実験機の構成と現状把握実験.....	6
2.1 実験機の構成.....	6
2.2 現状把握実験.....	9
2.2.1 実験条件.....	9
2.2.2 実験結果.....	10
2.2.3 考察.....	14
第 3 章 「歪み」と「干渉」を考慮したモデルと推力指令反発抑制方法.....	16
3.1 「歪み」と「干渉」を考慮したモデルの導出と「歪み」と「干渉」の同定.....	16
3.1.1 「歪み」と「干渉」を考慮したモデルの導出.....	16
3.1.2 「歪み」の同定.....	18
3.1.3 「干渉」の同定.....	18
3.2 モデルの検証.....	24
3.2.1 検証の仕様.....	24
3.2.2 検証結果.....	24
3.2.3 考察.....	27
3.3 推力指令反発抑制方法（制御方法 1）.....	28
3.3.1 制御方法の導出.....	28
3.3.2 検証実験の仕様.....	31
3.3.3 検証結果.....	32
3.3.4 考察.....	35
第 4 章 多自由度振動モデルと多自由度振動抑制方法.....	37
4.1 振動解析実験による多自由度振動モデルの導出.....	37
4.1.1 振動解析実験の仕様.....	37
4.1.2 実験結果.....	38
4.1.3 実験結果の考察と多自由度振動モデルの導出.....	42
4.2 多自由度振動抑制方法（制御方法 2）.....	43
4.2.1 制御方法の導出.....	43
4.2.2 検証実験の仕様.....	45
4.2.3 検証結果.....	46

4.2.4 考察.....	49
第5章 結論.....	50
参考文献.....	52
謝辞.....	55
付録.....	56
付録A ノッチフィルタ.....	56
付録B パワースペクトル図.....	57
付録C 「干渉」の同定実験結果のグラフ.....	59

第1章 序論

1.1 リニアモータの歴史と動向

日本では1980年に入ってから「メカトロニクス」という言葉が産業界において学術的な意味の関心を引き始めた^[1]。製造業は「メカトロニクス」指向の技術開発を加速させ、日本の産業界は世界の産業技術の発展に貢献してきた^[2]。「メカトロニクス」は「メカニクス」と「エレクトロニクス」を合成した造語であり、一般にはコンピュータを含めた制御装置が機械の近くにある、もしくは機械に組み込まれているような装置に用いられる^[3]。例としてマシニングセンタや半導体製造装置などが挙げられる。また、それらの直動機構としてボールねじスライダやリニアモータスライダが用いられている。

近年、生産性向上やクリーン性から、産業界では搬送装置や半導体製造装置等にリニアモータスライダが多用されている^[4-8]。リニアモータの起源は、1840年代にホウィートストーンが試作した物までさかのぼる。当時はリニアモータの用途があまり無かったが、1955年頃から開発が盛んになり、1965年頃から実用的なリニアモータ応用機器が出現し始めた^[9]。最近では、リニアモータ応用機器は普通に使われており、マシニングセンタ、レーザ加工機、ピストン旋盤等にも搭載されるようになった^[10]。Fig. 1.1 にリニアモータの市場規模推移を示す^[11]。Fig. 1.1 から景気などにより変動はしているが販売数量が増加傾向にあることが確認でき、今後はリニアモータを搭載した工作機械がさらに増加していくと考えられる。

リニアモータスライダの特徴をボールねじスライダと比較することで示す。リニアモータ

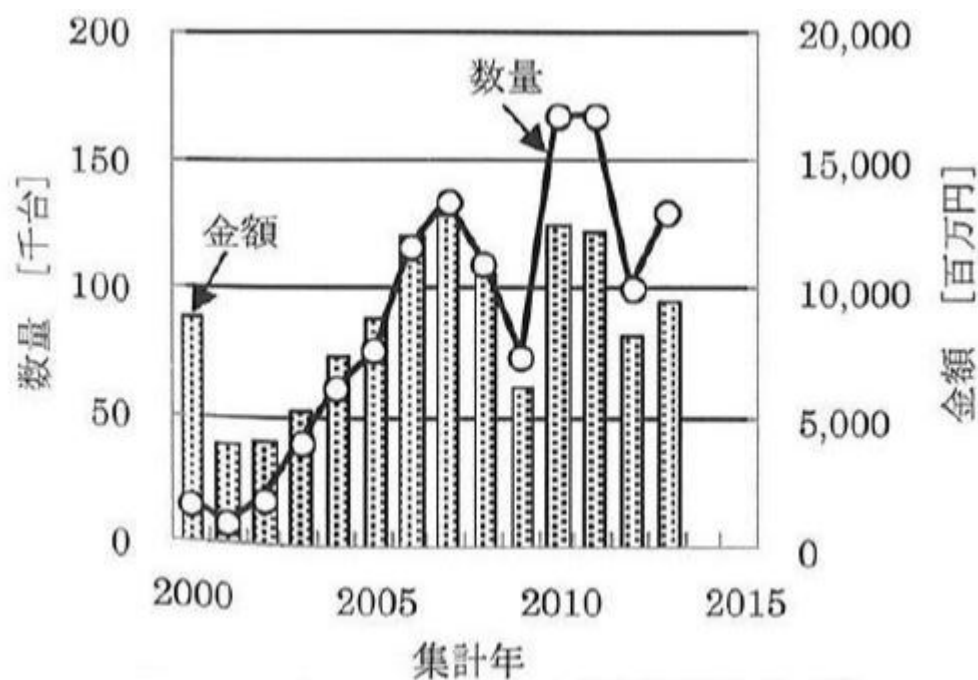


Fig. 1.1 Market trend of linear motors^[11]

スライダとボールねじスライダの最も異なる点は、リニアモータスライダが直接駆動機構であるのに対して、ボールねじスライダは間接駆動機構である点である。直接駆動機構であるリニアモータスライダには、ばね要素であるボールネジ・カップリング・減速機が存在しないため、ボールねじスライダに比べ制御が容易であり^[12-13]、騒音が少ない^[14]。また、リニアモータスライダにはボールねじスライダに存在するボールねじの制限から発生する許容回転速度が存在しないため、高速性に優れている^[15]。その一方で、間接駆動機構であるボールねじスライダは負荷外乱の影響をボールねじやカップリング等を介して間接的に受けるため、負荷外乱の影響を受け難い。しかし、直接駆動機構であるリニアモータスライダは負荷外乱の影響を直接受ける^[15]。クリーン性については、ボールねじスライダはモータが高速に回転することでボールねじなどの潤滑剤が発塵するのに対して、リニアモータスライダの接触部はリニアガイドだけであるため、クリーン性に優れており半導体製造装置などのクリーンルームでの使用に適している^{[8] [15]}。Table 1.1 に上記で述べたリニアモータスライダとボールねじスライダの比較を示す。上記のように、リニアモータスライダはボールねじスライダに対して優れた点が多い。そのため、リニアモータスライダは搬送装置^[7]や、液晶パネル製造装置に多用されている。特に液晶パネル製造装置については、その多くが日本より海外に輸出されている^[16]。

Table 1.1 Comparison of linear motor slider and ball screw slider

	Linear motor slider	Ball screw slider
Drive device	Direct drive device	Indirect drive device
Spring element	Not exist (Easy to control, high quietness)	Exist (Difficult to control, loud driving sound)
Rapidity	Easy to realize	Limitation of ball screw
Influence of load distortion	Easily influenced	Hardly influenced
Cleanliness	Contact only with linear guide	Dusting of lubricant of rotating part

近年産業界では上述のようにリニアモータスライダが多用されている。また、マシニングセンタ、大型液晶パネル製造装置にはガントリー型リニアモータスライダが使用されている^[17-21]。ガントリー型とは門型を意味し、以前より、同じガントリー型であるガントリクレーン (Fig. 1.2 参照) が効率よく荷役を行うことができるためコンテナ設備で使用されている^[22]。

ガントリー型リニアモータスライダが使用される例として液晶用コーティング樹脂塗布装置 (Fig. 1.3 参照) を説明する^[20]。パネルサイズが小さい第5世代(1100[mm]×1300[mm])まではパネルを回転させて樹脂を塗布するスピニングコートが使用されていた。しかし、液晶パネルの大型化により回転させることが困難となり、またコーティング樹脂のほとんどが無駄に

なるという欠点が大きな問題となっていた。そのため、第5世代以降はパネルをテーブルの上に固定し、樹脂を吐出するスリットダイを搭載したガントリーを移動させて塗布を行う方法が使用されるようになった。また、高重量の物を移動させるためには高出力化が要求される。単一のリニアモータスライダで高出力化を図ろうとする場合、大型のリニアモータを設計・製造することになり、界磁用永久磁石の取り扱い等の問題から特殊設計、個別製造対応とならざるを得ない。そのため、高コストとなり問題となる [12][15][23]。そこで、標準汎用のリニア



Fig. 1.2 Gantry crane^[22]



Fig. 1.3 Resin coating machine for liquid crystal panel^[20]

モータを同軸方向に複数用いるガントリ型リニアモータスライダを用いることにより、低コストで高出力化する方法が行われるようになった。

1.2 従来の研究・課題

ガントリ型リニアモータスライダは、複数軸のリニアモータによって駆動される。そのため、スライダの各リニアモータ可動子（テーブル）が同期して動作する必要があり、単軸の場合には見られなかった軸同士の干渉による振動問題が発生する^{[12][18]}。そのため、液晶パネル製造装置に代表されるような一方向に複数軸を有する工作機械を世界に先駆けて製造・輸出してきた日本において、同期制御の研究が進められている。例として、軸間の応答差とローパスフィルタを用いた方法^[24]、軸間の応答差と外乱オブザーバを用いた方法^[25-26]、軸同士の干渉をばねとダンパで表現し補償する方法^{[18][27]}、スライダ装置を剛体と見なし動特性に着目した方法^{[12][18]}が挙げられる。

しかし、大型ガントリ型リニアモータスライダになると位置センサの取り付け誤差や設置環境の制約による各軸の捩れなどの「歪み」^[28]、各スライダ同士の結合剛性の低下によって発生する「干渉」^[18]が新たな問題として、産業界では課題となっている。設置環境の影響を防ぐための方法として石定盤を設置して、その上にリニアモータスライダを設置する方法がある。しかし、大型のリニアモータスライダを設置する場合は石定盤も大型化し高コストになるため、現実的には実現困難である。そこで、制御則で対応することが検討されており、「歪み」を事前に測定し補償する方法^[28]、「歪み」と「干渉」をばねとダンパで再現し補償する方法^{[18][29]}が提案されている。しかし「歪み」や「干渉」が問題となるのは、スライダ設置現場である。そのため、その現場で改めてレーザ変位計等を用いた「歪み」の計測や、「干渉」対策のゲイン調整を行うことは事実上困難な場合が多い。そのため上述の方法は実用性に問題がある。一方でこの「歪み」や「干渉」の影響が実際にガントリ型リニアモータスライダの制御にどのような影響を与えるのか実験的に示した論文や、「干渉」を表すゲインの調整方法について述べられている論文は、現状見当たらない。

また、大型機になると装置の共振周波数が低くなりフィードバックゲインを高く設定する（以下ハイゲイン化）ことができないという問題がある。ハイゲイン化によって整定時間の短縮や外乱の影響を受け難くすることが可能になり、生産性の向上や品質の向上につながるため、実現することは重要な課題である^[30]。ハイゲイン化に関して、従来の研究ではリニアモータスライダのヨーイング方向の振動を考慮する制御方法^{[12][31]}が提案されているが、大型機の場合、多自由度振動を持つ場合があるため、1つの振動モードを考慮するだけでは十分でない。

1.3 研究目的

そこで本論文では 1.2 節で述べた大型ガントリ型リニアモータスライダの大型機特有の課題について取り扱い、これらの課題を考慮することで、制御性能が向上することを実験によ

り実証することを目的とする。

本論文では、まず「歪み」と「干渉」の影響を精度よく再現できる「歪み」と「干渉」を考慮したモデルの導出と現場で実現可能な簡易的な方法によるパラメータ同定の手法を提案する。次に、導出したモデルから「歪み」と「干渉」を考慮した実用的な制御方法（制御方法 1）を導出し、その効果を検証する。そして、ハイゲイン時に発生する大型ガントリー型リニアモータスライダの振動現象について解析を行い、解析結果から大型ガントリー型リニアモータスライダの多自由度振動モデルを導出する。最後に、導出した多自由度振動モデルから多自由度振動を抑制する制御方法（制御方法 2）を導出し、多自由度振動を考慮することで制御性能が向上することを示す。

1.4 各章の構成

第 2 章では、まず実験機である大型ガントリー型リニアモータスライダの構成について述べる。次に、現状把握実験を行う。実験では、連結時と非連結時の各場合でオープンループ制御実験と P-PI 制御（位置比例速度比例積分制御）実験を行う。実験結果より「歪み」と「干渉」の影響について確認する。

第 3 章では、まず第 2 章で確認した「歪み」と「干渉」の影響を再現できる「歪み」と「干渉」を考慮したモデルの導出を行い、現場で実現可能な簡易的な方法によるパラメータ同定の手法を提案する。次に、導出した「歪み」と「干渉」を考慮したモデルの妥当性を検証するために、MATLAB/Simulink[※]を用いたシミュレーション結果と実験結果を比較する。そして、導出した「歪み」と「干渉」を考慮したモデルから「歪み」と「干渉」の影響によって発生する推力指令の反発を抑制する方法を導出し、その効果を実験により検証する。最後に、ハイゲイン化によって大型ガントリー型リニアモータスライダが振動することを確認する。

第 4 章では、まず第 3 章で確認した振動問題を取り扱うために、大型ガントリー型リニアモータスライダの振動解析を行う。そして、解析結果から、多自由度振動を考慮した大型ガントリー型リニアモータスライダの多自由度振動モデルを導出する。最後に、導出した多自由度振動モデルから多自由度振動を抑制する制御方法を導出し、その効果を確認するために検証実験を行う。

第 5 章では、本論文についての結論と今後の展望を述べる。

※MATLAB/Simulink は Math Works 社の登録商法，以下同じ

第2章 実験機の構成と現状把握実験^[15]

本章では、実験機である大型ガントリ型リニアモータスライダの構成と制御課題を確認するための現状把握実験を行う。2.1節では、実験機の構成について述べる。2.2節では、大型ガントリ型リニアモータスライダの課題の確認を行うために、トップバーが無い時と有る時(以下非連結時と連結時)の場合で現状把握実験を行い、考察を行う。

2.1 実験機の構成

本節では、本論文で使用する実験機とその構成について説明する。実験で使用する大型ガントリ型リニアモータスライダの概観を Fig. 2.1 に、1本あたりのリニアモータスライダの仕様を Table 2.1 にそれぞれ示す。実験機は Fig. 2.1 に示すように、2本のリニアモータスライダを並列に固定し、アタッチメントとトップバーで互いのテーブルを連結している。この実験機のトップバーの重量は 2.42 [kg] であり、スライダ可動部分の総重量は 11.1 [kg] である。トップバーには、重心位置の移動やスライダ可動部分の総重量を変化させるために、円柱型の重りを固定することができる。Fig. 2.2 に重り装着時の大型ガントリ型リニアモータスライダ概観を示す。この時、重りの重量は 8.36 [kg] であり、スライダ可動部分の総重量は 19.46 [kg] となる。

実験機のシステム構成とコントローラの仕様を Fig. 2.3 と Table 2.2 にそれぞれ示す。Fig. 2.3 の点線部分が大型ガントリ型リニアモータスライダである。本研究の実験機は Personal Computer で推力指令を演算し、演算した推力指令を Servo Amplifier に入力することで Servo Amplifier が推力指令通りにリニアモータが駆動するように制御を行っている。

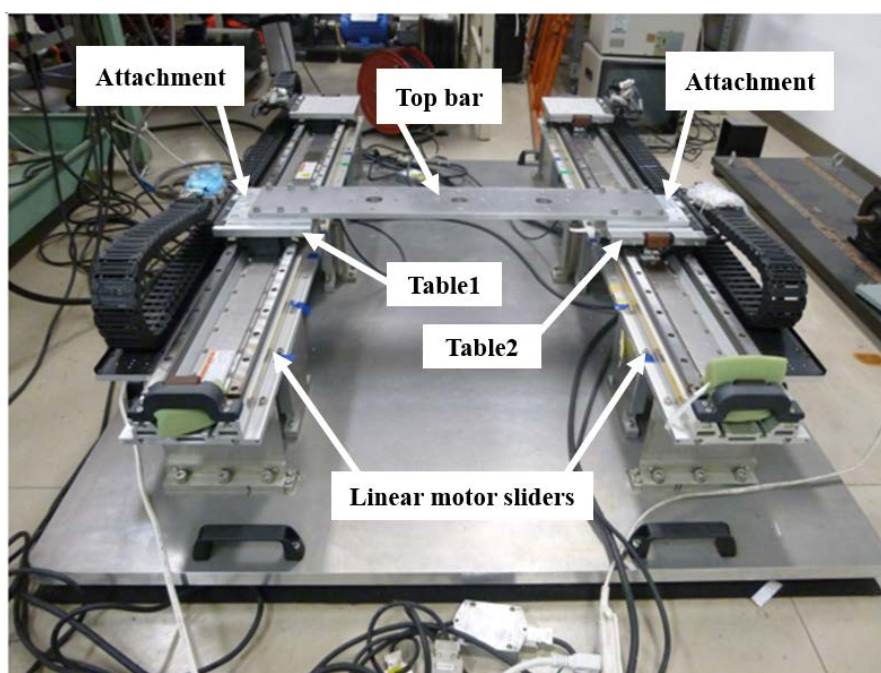


Fig. 2.1 Experimental equipment

Table 2.1 Specification of the linear motor slider

Linear slider	SGT1F32-107AH20-0(YASKAWA)
Linear motor	SGLFW-35A120A(YASKAWA)
Rated force	80 [N]
Max force	220 [N]
Resolution of a linear sensor	0.5 [$\mu\text{m}/\text{pulse}$]
Mass of a table	3.9 [kg]
Mass of an attachment	0.44 [kg]
Stroke	1070 [mm]
Distance between two sliders	500 [mm]

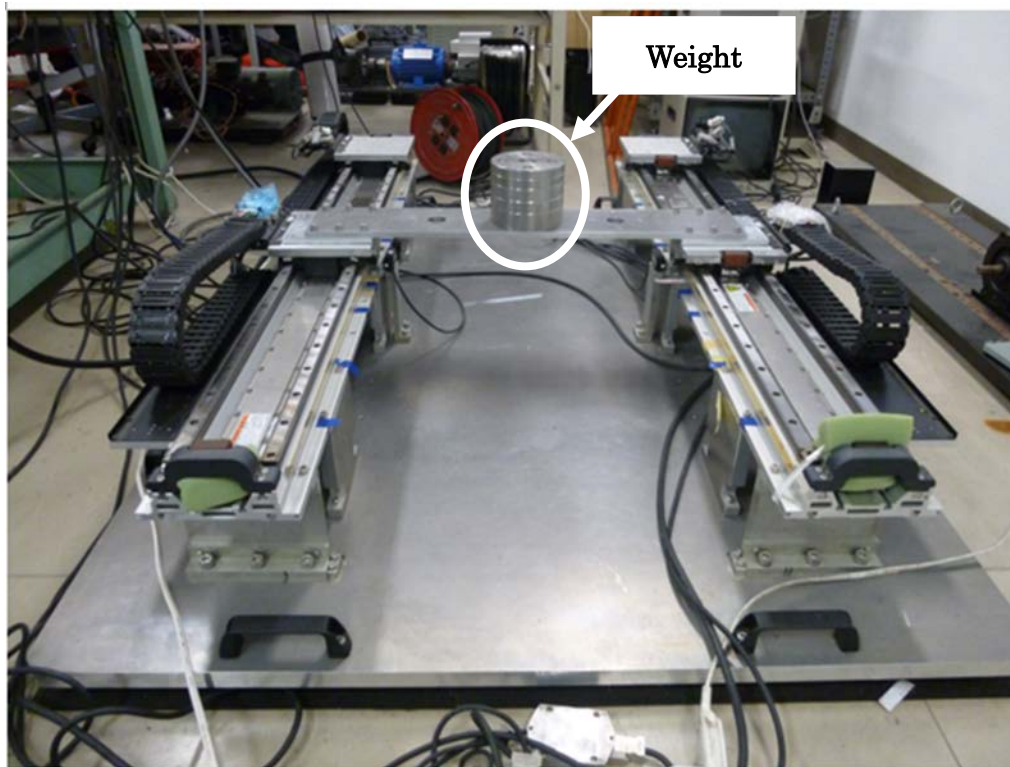


Fig. 2.2 Experimental equipment with weight

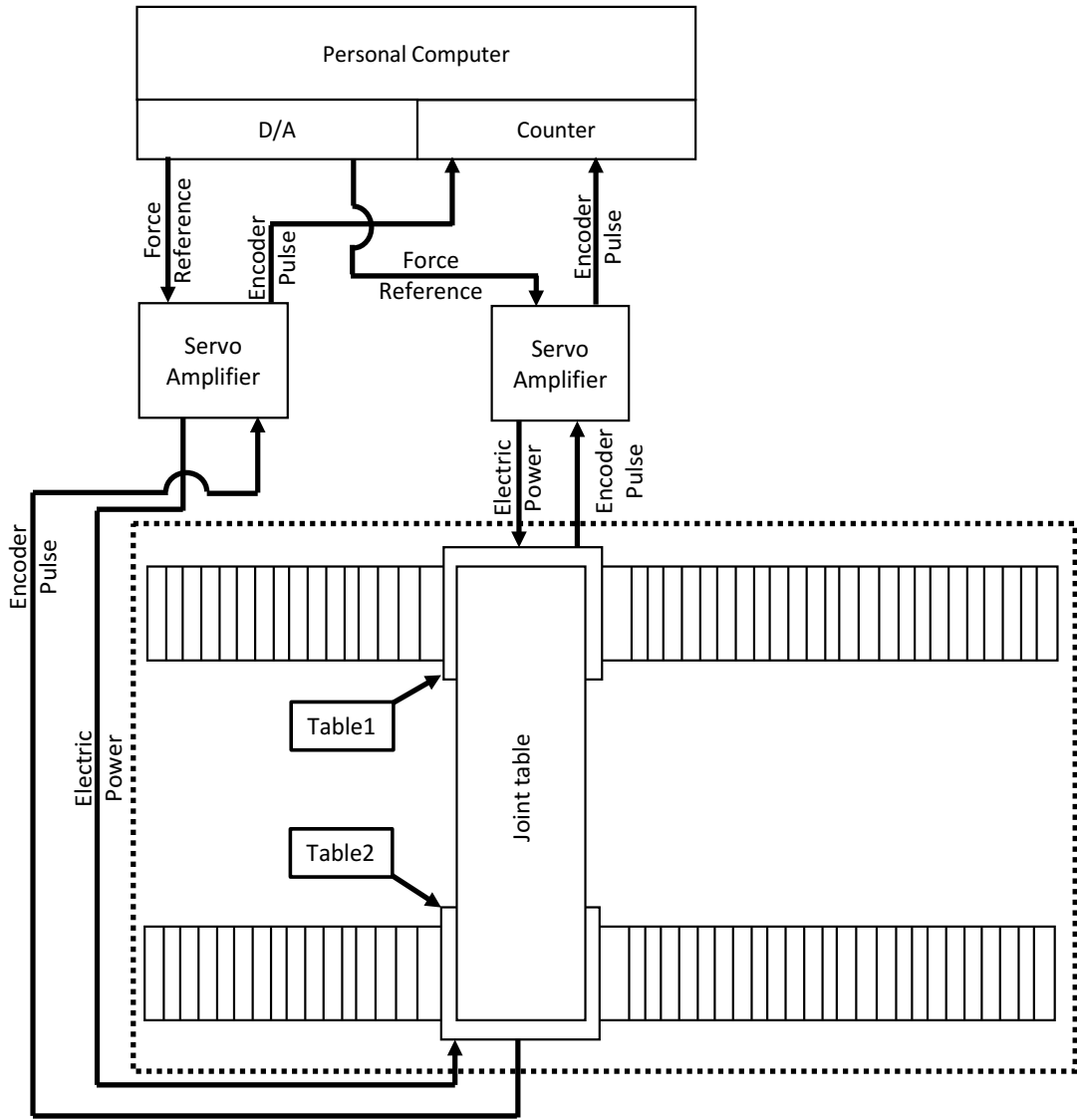


Fig. 2.3 Experimental system

Table 2.2 Specification of the controllers

Servo Amplifier		SGDH-02AE(YASKAWA)
Personal Computer	OS	RT-Linux(2.4.20-rt13.2-pre2)
	CPU	Intel(R)Pentium(R)4
	Memory	Mem·Total 1.04 [Gbyte]
D/A		PCI-3310(Interface) Resolution 16 [bit] Output voltage ± 5 [V] or ± 10 [V] (Switched)
Counter		PCI-6205c(Interface) Resolution 24 [bit] Max input frequency 8 [MHz]

2.2 現状把握実験

2.2.1 実験条件

現状把握実験では非連結時と連結時の各場合で、オープンループ制御実験と位置比例速度比例積分制御（以下 P-PI 制御）実験を行う。それに伴い、トップバーの重量が 2.42 [kg] であるので、非連結時と連結時ではほぼ同じ負荷が 2 つのテーブルに掛かるように 1.26 [kg] の重りを各テーブルに装着して実験を行う。

オープンループ制御実験では各テーブルに同時に 40 [N] のステップ状の推力指令を入力し、片方のテーブルが 0.6 [m] 移動した時点で推力指令が 0 [N] になるようにする。P-PI 制御実験では、P-PI 制御系を各スライダで構成した各軸制御系とした。P-PI 制御のブロック線図とそのパラメータの説明を Fig. 2.4 と Table 2.3 に示す。Fig. 2.4 中の接尾辞 a は軸番号を示し、 s はラプラス演算子である。さらに、P-PI 制御では 2 種類のパラメータを用いて実験を行う。Table 2.4 に実験条件を示す。フィードバックゲインのゲインバランスについては試行錯誤的に求めた。また、 M_{na} は連結時の場合は 5.55 [kg]、非連結時の場合は 5.6 [kg] とした。入力指令は Fig. 2.5 に示すように加減速度 2 [m/s²]、最高速度 0.1 [m/s] であり、片道 0.3 [m] の往復動作を行う位置指令である。

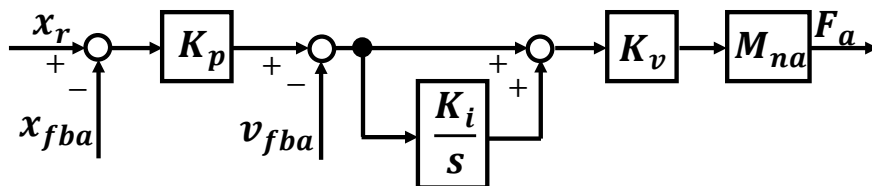


Fig. 2.4 Block diagram of P-PI controller

Table 2.3 Parameters list

x_r	Table position reference [m]
x_{fba}	Table position response [m]
v_{fba}	Velocity response [m/s]
F_a	Force reference [N]
K_p	Position loop gain [1/s]
K_i	Integral gain [1/s]
K_v	Speed loop gain [1/s]
M_{na}	Table nominal mass [kg]

Table 2.4 Experimental condition 1

Case	State	K_p	K_i	K_v
Case 1	Unlinked	25 [1/s]	100 [1/s]	100 [1/s]
Case 2	Unlinked	50 [1/s]	200 [1/s]	200 [1/s]
Case 3	Linked	25 [1/s]	100 [1/s]	100 [1/s]
Case 4	Linked	50 [1/s]	200 [1/s]	200 [1/s]

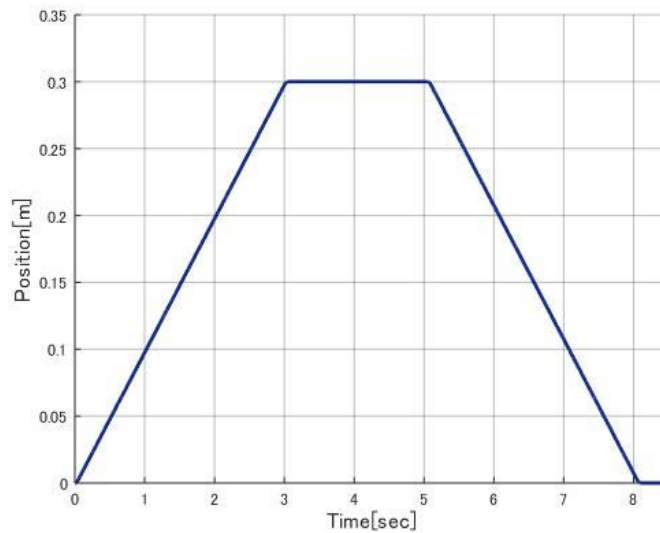


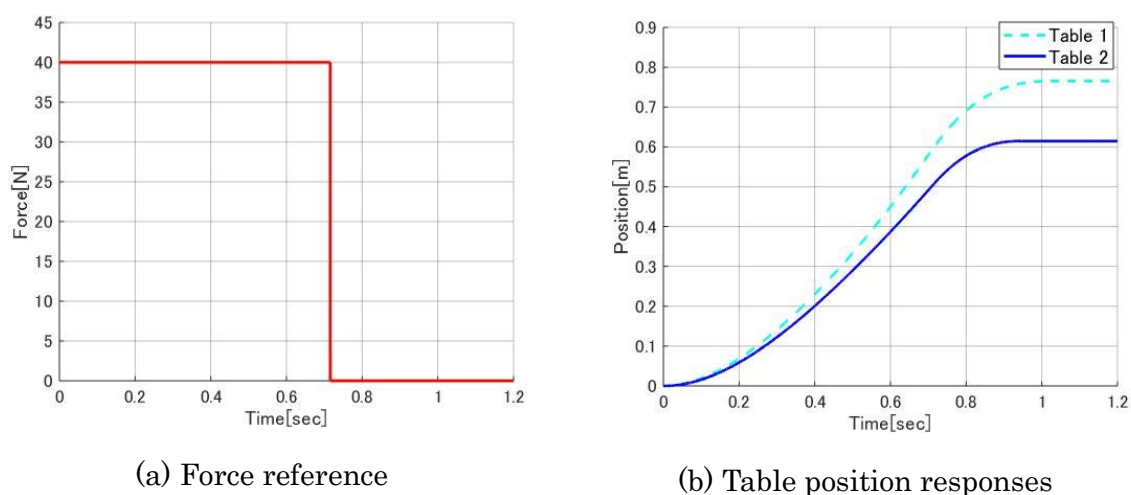
Fig. 2.5 Position reference

2.2.2 実験結果

オープンループ制御の実験結果を Fig. 2.6～Fig. 2.8 に示す. Fig. 2.6 (a)に非連結時の推力指令を示し, 各テーブルの位置応答と軸間位置誤差を Fig. 2.6 (b)と Fig. 2.6 (c)にそれぞれ示す. 軸間位置誤差はテーブル 1 の位置応答からテーブル 2 の位置応答を減算して算出した.

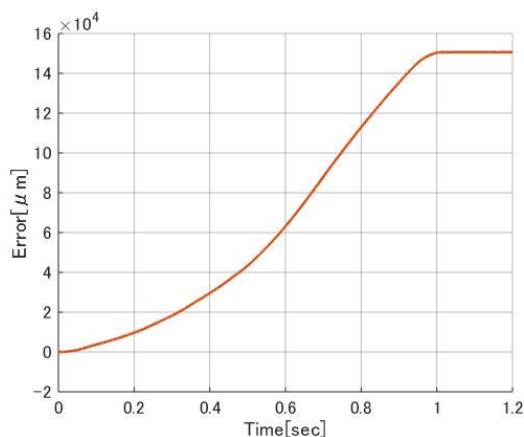
同様に, 連結時の推力指令を Fig. 2.7 (a)に示し, 各テーブルの位置応答と軸間位置誤差を Fig. 2.7 (b)と Fig. 2.7 (c)にそれぞれ示す. そして, Fig. 2.7 (c)の拡大図を Fig. 2.8 に示す.

P-PI 制御時の実験結果を Fig. 2.9~Fig. 2.12 に示す. Case 1 の場合の位置応答を Fig. 2.9 (a)に示し, テーブル 1, テーブル 2 の推力指令を Fig. 2.9 (b), 軸間位置誤差を Fig. 2.9 (c)にそれぞれ示す. Case 2 の場合のテーブル 1, テーブル 2 の推力指令を Fig. 2.10 (a), 軸間位置誤差を Fig. 2.10 (b)にそれぞれ示す. Case 3 の場合のテーブル 1, テーブル 2 の推力指令を Fig. 2.11 (a), 軸間位置誤差を Fig. 2.11 (b)にそれぞれ示す. Case 4 の場合のテーブル 1, テーブル 2 の推力指令を Fig. 2.12 (a), 軸間位置誤差を Fig. 2.12 (b)にそれぞれ示す. なお, 非連結時, 連結時の全ての場合で位置応答は Fig. 2.9 (a)と同様である為, ここでは割愛する.



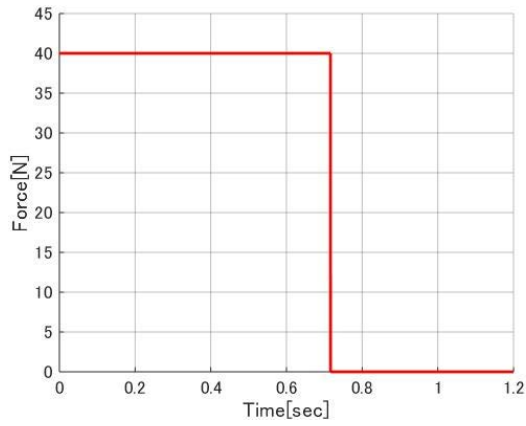
(a) Force reference

(b) Table position responses

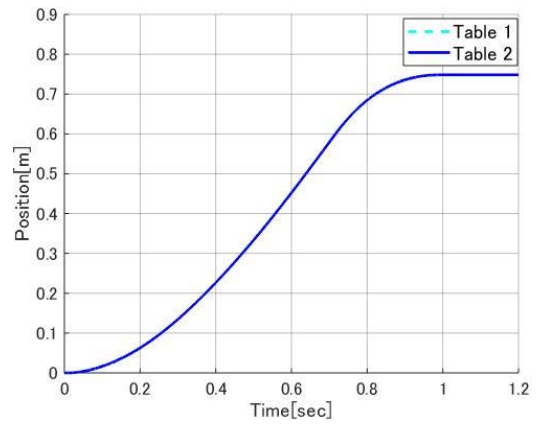


(c) Position error between each axis

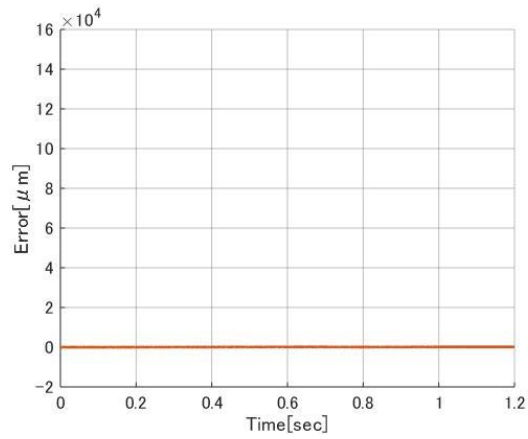
Fig. 2.6 Experimental result of open loop control on condition with unlinked



(a) Force reference



(b) Table position responses



(c) Position error between each axis

Fig. 2.7 Experimental result of open loop control on condition with linked

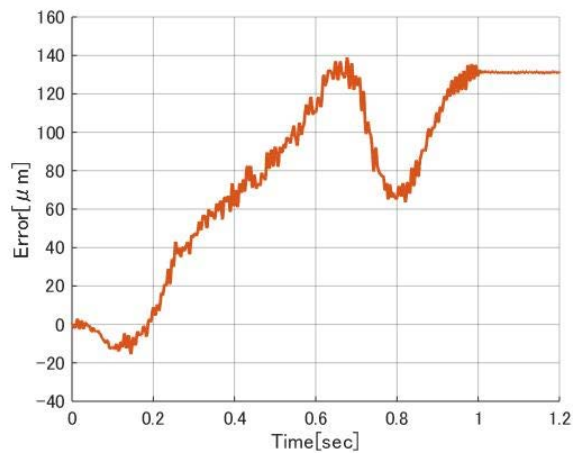
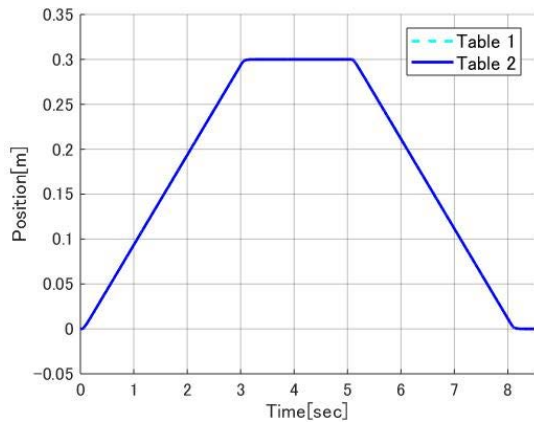
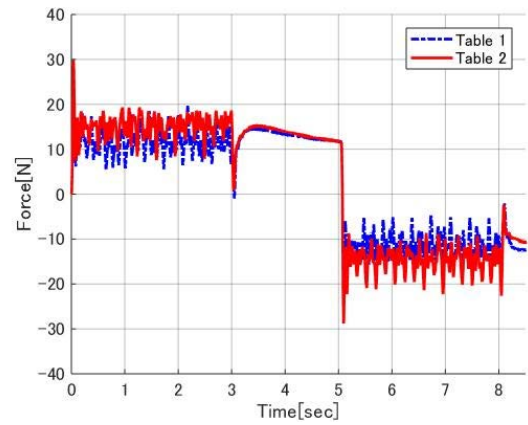


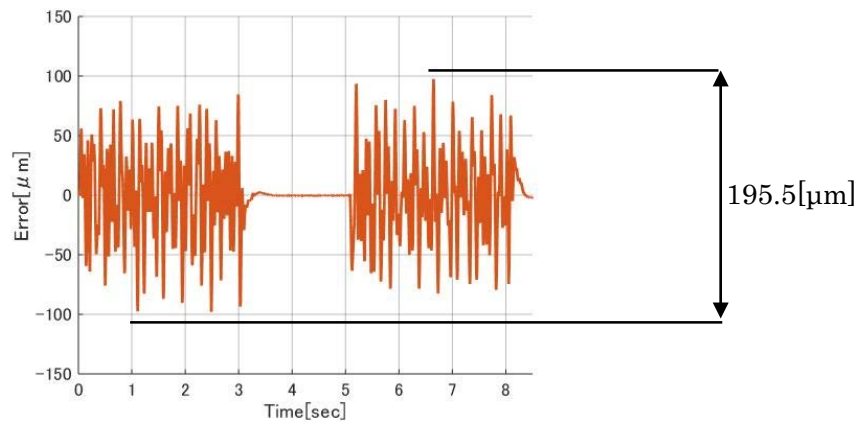
Fig. 2.8 Enlargement of Fig. 2.7 (c)



(a) Table position responses

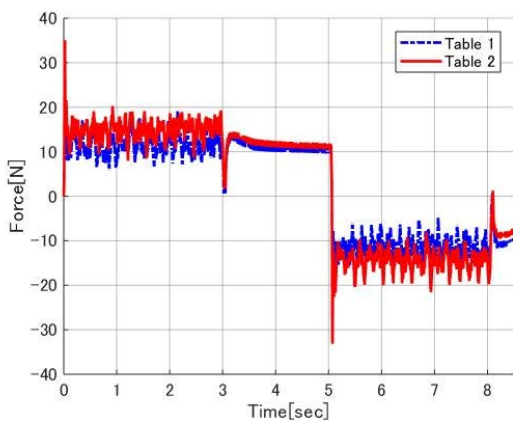


(b) Force references

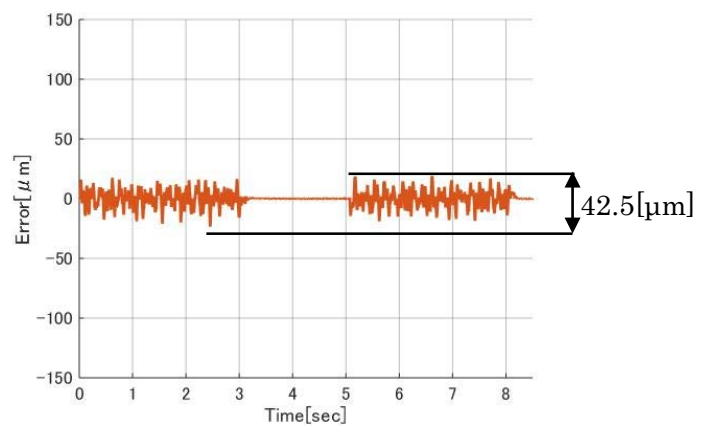


(c) Position error between each axis

Fig. 2.9 Experimental result of Case 1



(a) Force references



(b) Position error between each axis

Fig. 2.10 Experimental result of Case 2

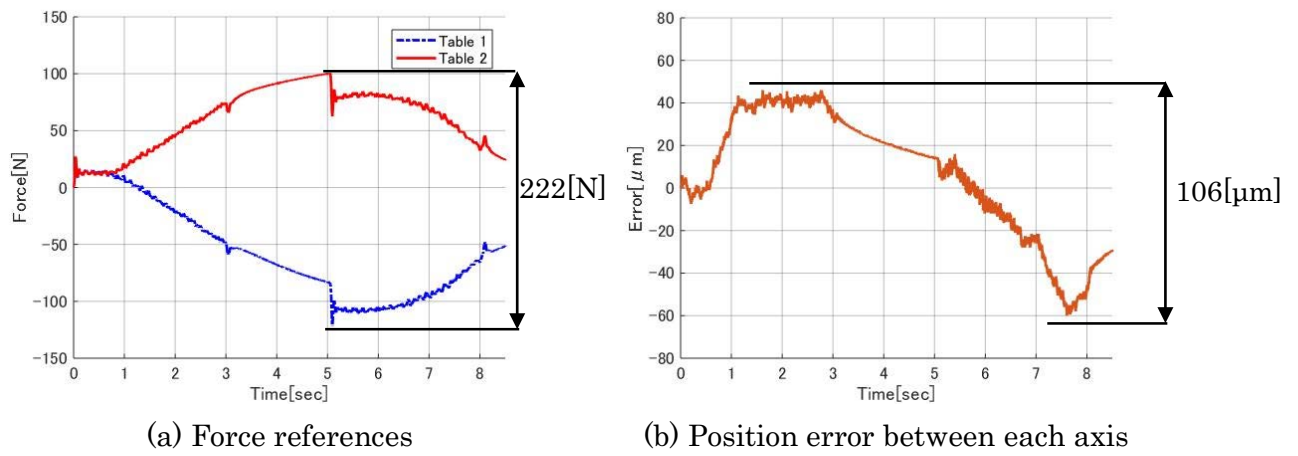


Fig. 2.11 Experimental result of Case 3

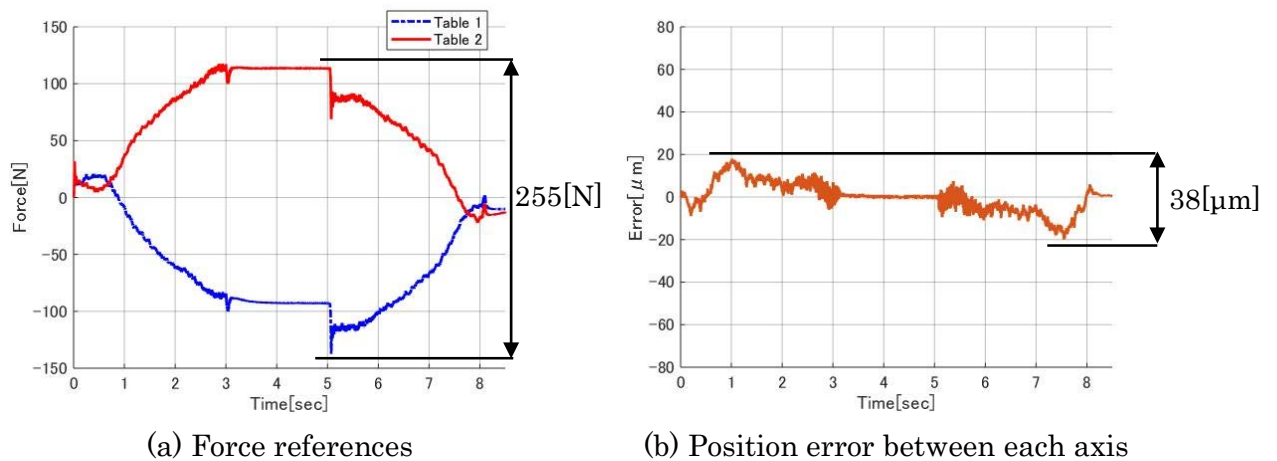


Fig. 2.12 Experimental result of Case 4

2.2.3 考察

ここでは現状把握実験の考察を行う．オープンループ制御実験では，Fig. 2.6 (c)と Fig. 2.7 (c) より，連結時の軸間位置誤差が非連結時の軸間位置誤差に比べ，非常に小さいことが確認できる．非連結時に軸間位置誤差が生じるのは，軸間の摩擦誤差の影響によるものと考えられる．一方，連結時の場合は摩擦誤差があるにも関わらず，テーブル間の連結によってテーブル同士が互いを拘束し合っているため，軸間位置誤差が小さくなっていると考えられる．また，Fig. 2.8 より，連結時の軸間位置誤差が何らかの挙動を表していることが確認できる．

P-PI 制御実験では非連結時の場合，Fig. 2.9 (b)と Fig. 2.10 (a)より，フィードバックゲインの大きさに関係なく同方向に同じような推力指令が表れており，Fig. 2.9 (c)と Fig. 2.10 (b)よりハイゲイン化により軸間位置誤差が減少していることが確認できる．一方，連結時の場

合, Fig. 2.11 (a)と Fig. 2.12 (a)より, 連結時の推力指令はゲインの大きさに関係なく互いに反対方向に発生しており, 互いが反発し合っていることが確認できる. また, ハイゲイン化することで軸間の推力指令の差が大きくなり, さらに Fig. 2.11 (b)と Fig. 2.12 (b)より軸間位置誤差が小さくなることが確認できる. 連結することにより推力指令が反発し合う原因として, 大型機特有の課題である位置センサの取り付け誤差やスライダの捩れなどの「歪み」^[28]によって発生している軸間位置誤差を小さくしようとして, テーブル同士の干渉により, 一方のテーブルから他方のテーブルへトップバーを介して反力が伝わるため, 推力指令が反発し合っていると考えられる. ハイゲイン化することで軸間の推力指令の差が大きくなる原因としては, ハイゲイン化することで外乱に対して強くなるため, 軸間位置誤差をさらに小さくしようとして, トップバーを介してテーブルへ加わる反力が大きくなったからだと考えられる. また, ハイゲイン化することで軸間位置誤差が小さくなることから, 結合剛性が低いことがわかる. よって, 連結が剛体結合ではなく弾性結合であると考ええる.

以上の結果より, 課題である「歪み」と「干渉」の影響を実験によって確認することができた. また, 連結が弾性結合であると実験結果より仮定した. 次章ではこれらの「歪み」と「干渉」の影響を再現できる「歪み」と「干渉」を考慮したモデルの導出とパラメータ同定手法を提案し, 導出した「歪み」と「干渉」を考慮したモデルから推力指令の反発を抑制する方法を導出する.

第3章「歪み」と「干渉」を考慮したモデルと推力指令反発抑制方法^{[15][32-34]}

本章では、前章で確認した実験機である大型ガントリ型リニアモータスライダの「歪み」と「干渉」の影響を再現できる「歪み」と「干渉」を考慮したモデルの導出を行い、推力指令の反発を抑制する方法について述べる。3.1節では、「歪み」と「干渉」を考慮したモデルの導出を行い、「歪み」と「干渉」の同定を行う。3.2節では、3.1節で導出した「歪み」と「干渉」を考慮したモデルの妥当性を検証する。3.3節では前章で導出した「歪み」と「干渉」を考慮したモデルから推力指令反発抑制方法を提案し、その効果を検証する。

3.1「歪み」と「干渉」を考慮したモデルの導出と「歪み」と「干渉」の同定

3.1.1「歪み」と「干渉」を考慮したモデルの導出

本項では、前章で確認した実験機である大型ガントリ型リニアモータスライダの「歪み」と「干渉」の影響を再現できる「歪み」と「干渉」を考慮したモデル（以下提案モデル）の導出を行う。提案モデルには、2つのテーブルが存在し、前章で確認した課題である「歪み」と「干渉」を考慮する必要がある。本論文で取り扱う「歪み」は位置センサの取り付け誤差や設置環境の制約による各軸の捩れなどの時間的に変化しない量である。そのため、「歪み」は静特性であり、テーブル1とテーブル2の間で反力が発生していない時の軸間位置誤差を「歪み」と定義する。また、「干渉」についてはテーブルを連結することによって発生する動特性である。従来、「歪み」と「干渉」をばねとダンパを用いて再現を試みるモデル^[18]（以下従来モデル）が提案されているが、「歪み」を定量的に取り扱っておらず、前章で確認した「歪み」と「干渉」の影響の再現性が低い。そこで、「歪み」を定量的に取り扱い、「干渉」は前章より干渉力が弾性結合によって発生すると仮定しているため、ばねとダンパで「干渉」を再現する。Fig. 3.1に導出する提案モデルの簡略化したブロック線図を示す。図中の x_{ta} は「歪み」の影響を受ける前のテーブル位置応答 [m]、 F_{da} は摩擦による外乱 [N]、 F_c は「干渉」による外乱 [N]を表す。Fig. 3.1に示すブロック線図では「歪み」の影響を受ける前のテーブル位置の軸間位置誤差 ($x_{t1} - x_{t2}$) を用いることで「干渉」の外乱 F_c が発生し^[18]、テーブル1の位置応答 x_{fb1} を用いることで「歪み」が発生する。

また、摩擦については、各テーブルを一定速度で駆動し、その際の速度と推力指令の関係から同定を行う。摩擦は、ストライベック効果など非線形な性質を持っていることが知られている^[35]。ストライベック効果は対象の速度の増加と共に摩擦力が一時的に減少する効果のことであり、指数関数でモデル化することができる^[35]。そこで、摩擦モデルを簡単にするために摩擦力が最も小さい速度をストライベック速度として測定し、ストライベック速度より遅い速度の領域では指数近似を行い同定する。また、ストライベック速度より速い速度の領域では一次近似を行い、粘性摩擦係数とクーロン摩擦力^[36]を同定する。さらに、テーブルが始動するまでは、摩擦による外乱が、推力指令と「干渉」による外乱との和に釣り合うようにした。摩擦の同定実験の際は、各テーブル同士の「干渉」を防ぐために、非連結時の状態で、実験を行う。制御方法としてはP-PI制御系を各スライダで構成し、一定速度で駆動する

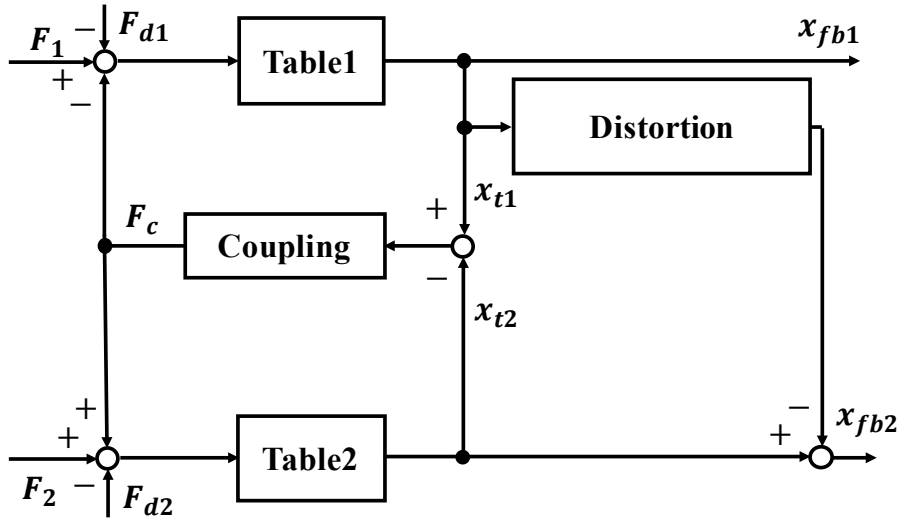
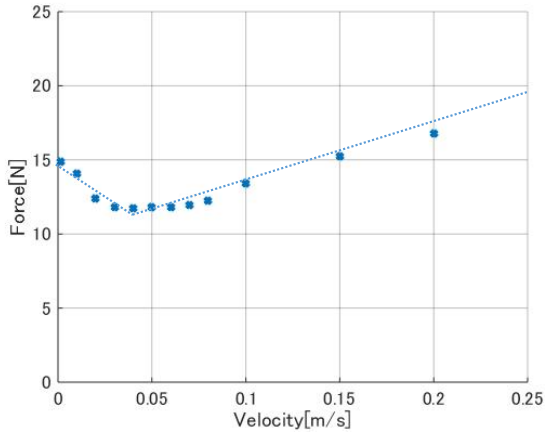
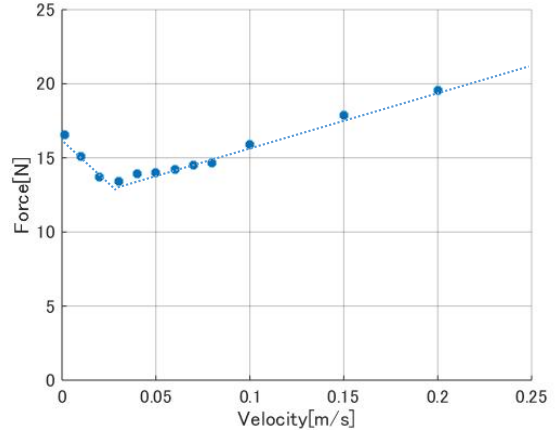


Fig. 3.1 Block diagram of proposed model



(a) Identification result of Table 1



(b) Identification result of Table 2

Fig. 3.2 Friction identification result

位置指令を入力する。なお、実験を複数回行い実験データの平均値をとることで同定精度を確保する。Fig. 3.2に摩擦の同定結果を示し、式 (3.1) に導出した摩擦モデルを示す。 F_{sa} は最大静止摩擦力 [N]、 v_{ta} はテーブル速度 [m/s]、 c_a はストライバック速度より遅い領域での摩擦特性を表す冪指数の係数、 v_{sa} はストライバック速度 [m/s]、 F_{va} は粘性摩擦係数 [N/[m/s]]、 F_{ca} はクーロン摩擦力 [N]をそれぞれ表す。Table 3.1 に同定した各パラメータを示す。

$$F_{da} = \begin{cases} F_a \mp F_{ca} & : \text{if } |F_a \mp F_{ca}| \leq F_{sa} \text{ at } v_{ta} = 0 \\ \text{sgn}(v_{ta})F_{sa}e^{-|v_{ta}|c_a} & : 0 < |v_{ta}| \leq v_{sa} \\ v_{ta}F_{va} + \text{sgn}(v_{ta})F_{ca} & : v_{sa} < |v_{ta}| \end{cases} \quad \dots (3.1)$$

Table 3.1 Parameters of friction

	Table 1	Table 2
F_{sa}	14.78 [N]	16.43 [N]
v_{sa}	0.04 [m/s]	0.03 [m/s]
c_a	-6.67	-7.42
F_{va}	34.09 [N/[m/s]]	36.68 [N/[m/s]]
F_{ca}	9.92 [N]	12.16 [N]

3.1.2 「歪み」の同定

本項では「歪み」の同定を行う。前項で述べたように、本論文で取り扱う「歪み」はテーブル1とテーブル2の間で反力が発生していない時の軸間位置誤差と定義している。そこでオープンループ制御を行うことで、反力が発生していない時の軸間位置誤差を測定する。Fig. 3.3に測定した軸間位置誤差を示す。Fig. 3.3はFig. 2.8の再掲である。Fig. 3.3から軸間位置誤差が振動していることが確認できる。そこで、測定した軸間位置誤差から動特性である振動を除去した後に「歪み」の近似を行う。振動の除去には、ノッチフィルタ（付録A参照）を用いて行う。除去する周波数については、軸間位置誤差のパワースペクトル図（付録B参照）よりピーク値の高い周波数である100 [Hz]と54 [Hz]を選定した。本論文では、発生する「歪み」はテーブル1の位置を基準として考え、任意のピッチで軸間位置誤差のプロットを行う。そして、プロットした隣り合う軸間位置誤差同士を一次近似直線で結び「歪み」を同定する。Fig. 3.4に同定した「歪み」を示す。本論文では各テーブルに同時に40 [N]のステップ状の推力指令を入力した場合の軸間位置誤差より同定を行い、0.01 [m]間隔でプロットした。Fig. 3.5に測定した「歪み」を再現する大型ガントリ型リニアモータスライダのブロック線図を示す。Fig. 3.5のApproximation of distortionにFig. 3.4の測定した「歪み」の近似式があり、テーブル1の位置を基に「歪み」が出力される。

3.1.3 「干渉」の同定

本項では「干渉」の同定を行う。3.1.1項で述べたように、本論文で取り扱う「干渉」はテーブルを連結することによって発生する動特性である。前章より干渉力は弾性結合によって発生すると仮定しているので、ばねとダンパで「干渉」を再現する^[18]。Fig. 3.6に「干渉」を考慮したガントリ型リニアモータスライダのブロック線図を示す。図中の S_e は「歪み」の影響を受ける前の軸間位置誤差 [m]、 M_a は各テーブル質量 [kg]、 K はばね定数 [N/m]、 D はダンパ定数 [N/[m/s]]を表す。また、本論文では「歪み」と「干渉」を制約条件の多い現場で取り扱う事を想定しているため、同定するパラメータは少ない方が望ましい。よって1組のばねとダンパで「干渉」の動特性を表す。

Fig. 3.6の K と D の同定手法について述べる。本論文では片方のテーブルに推力指令を入力することで同定を行う。今 $F_1=F$ 、 $F_2=0$ とすれば時、Fig. 3.6より式(3.2)～式(3.4)が導かれる。

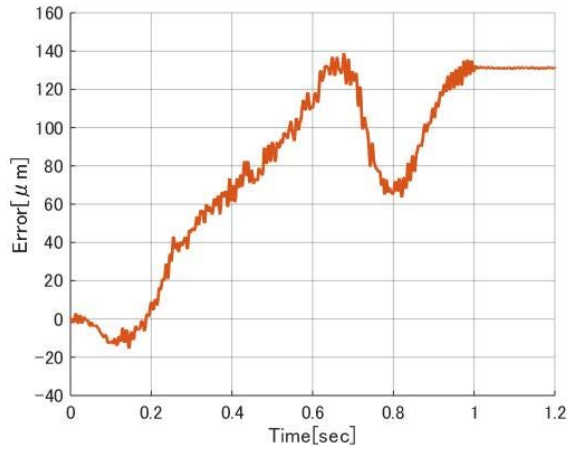


Fig. 3.3 Position error between each axis of open-loop control

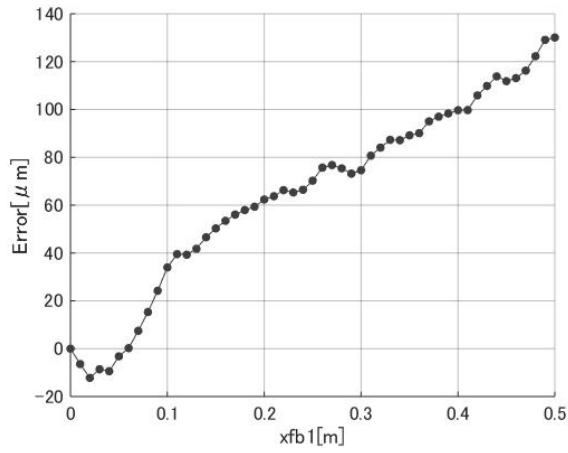


Fig. 3.4 Distortion of large-sized gantry type linear motor slider

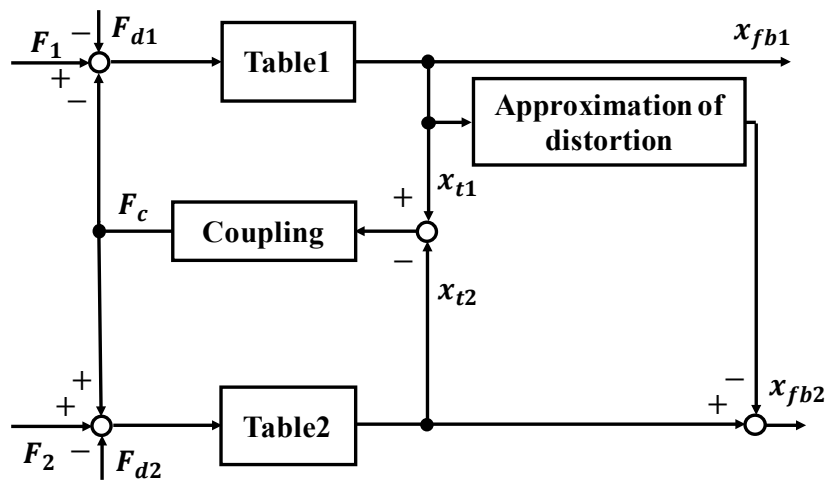


Fig. 3.5 Block diagram of large-sized gantry type linear motor slider with approximation of distortion

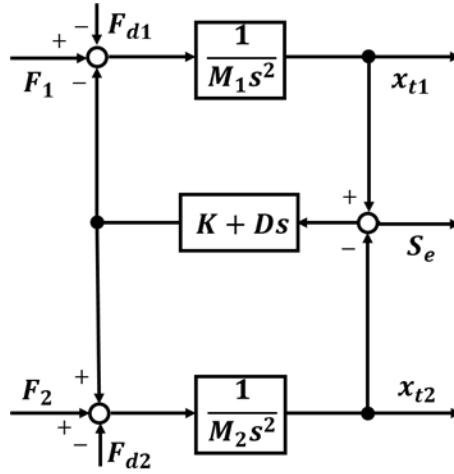


Fig. 3.6 Block diagram of gantry type linear motor slider with coupling

$$x_{t1} = \frac{1}{M_1 s^2} \{F - F_{d1} - S_e(K + Ds)\} \quad \dots (3.2)$$

$$x_{t2} = \frac{1}{M_2 s^2} \{S_e(K + Ds) - F_{d2}\} \quad \dots (3.3)$$

$$S_e = x_{t1} - x_{t2} \quad \dots (3.4)$$

式(3.4)に式(3.2)と式(3.3)を代入すると式(3.5)が導かれる。

$$S_e = \frac{1}{M_1 s^2} \{F - F_{d1} - S_e(K + Ds)\} - \frac{1}{M_2 s^2} \{S_e(K + Ds) - F_{d2}\} \quad \dots (3.5)$$

式(3.5)を S_e について解くと式(3.6)が導かれる。

$$S_e = \frac{\frac{1}{M_1} F + \frac{1}{M_2} F_{d2} - \frac{1}{M_1} F_{d1}}{s^2 + D \left(\frac{1}{M_1} + \frac{1}{M_2} \right) s + K \left(\frac{1}{M_1} + \frac{1}{M_2} \right)} \quad \dots (3.6)$$

今、 F をステップ指令、各リニアモータスライダは同じものを用いているので $F_{d1} = F_{d2}$ 、 $M_1 = M_2 = M_s$ と考えると、最終値の定理より式(3.7)が導かれる。ここで、 S_{e_end} は S_e の収束値を表す。

$$\begin{aligned}
S_{e_end} &= \lim_{s \rightarrow 0} s \left\{ \frac{\frac{1}{M_s}}{s^2 + \frac{2D}{M_s}s + \frac{2K}{M_s}} \cdot \frac{F}{s} \right\} \\
&= \frac{F}{2K} \quad \dots (3.7)
\end{aligned}$$

この式は F の一次方程式であるので、ステップ状の推力指令入力時の軸間位置誤差の収束値を計測すれば、 K の同定が可能であることがわかる。二次系の一般的な伝達関数 $G(s)$ を式(3.8)に示す。 A は定数、 ω は固有角振動数 [rad/s]、 ζ は減衰係数をそれぞれ表す。式(3.6)より軸間位置誤差は二次系であるので、式(3.8)より式(3.9)と式(3.10)が導かれる。

$$G(s) = \frac{A\omega^2}{s^2 + 2\zeta\omega s + \omega^2} \quad \dots (3.8)$$

$$\frac{D}{M_s} = \zeta\omega \quad \dots (3.9)$$

$$\frac{K}{M_s} = \frac{\omega^2}{2} \quad \dots (3.10)$$

さらに式(3.10)より式(3.11)が導かれる。

$$\omega = \sqrt{\frac{2K}{M_s}} \quad \dots (3.11)$$

式(3.9)と式(3.11)から式(3.12)が導かれる。

$$\begin{aligned}
D &= \zeta\omega M_s \\
&= \zeta\sqrt{2KM_s} \quad \dots (3.12)
\end{aligned}$$

式(3.12)より D の同定には ζ の同定が必要であることがわかる。 ζ は過渡応答中の行き過ぎ量比率より同定可能である。式(3.13)に行き過ぎ量比率 O_s の定義式を示す^[37]。応答の収束値 S_{e_end} と立ち上がり行き過ぎ量 S_{es} から算出され、 S_{es} と S_{e_end} の差に対する、 S_{e_end} の比率を表す。 S_{e_end} と S_{es} は軸間位置誤差のグラフより読み取る。

$$O_s = \frac{S_{es} - S_{e_end}}{S_{e_end}} \quad \dots (3.13)$$

式(3.14)に O_s と ζ の関係式を示す.

$$O_s = e^{-\left(\frac{\zeta\pi}{\sqrt{1-\zeta^2}}\right)} \quad \dots (3.14)$$

ζ は正の値であるので, 式(3.14)より式(3.15)が導かれる.

$$\zeta = \left| \ln O_s \sqrt{\frac{1}{(\ln O_s)^2 + \pi^2}} \right| \quad \dots (3.15)$$

以上より実験機である大型ガントリ型リニアスライダを Fig. 3.6 のブロック線図で表わす場合, 片方のテーブルにステップ状の推力指令を入力した時の軸間位置誤差の収束値と過渡応答中の行き過ぎ量比率より弾性結合のパラメータ K と D の同定が可能となる.

Fig. 3.7に40 [N]のステップ状の推力指令を使用した場合の軸間位置誤差のグラフを示す. 本論文では歪みの影響を除去した軸間位置誤差から K と D の同定を行う. そのため Fig. 3.4 を用いて Fig. 3.7 から歪みを除去する. さらに S_{e_end} については軸間位置誤差がほぼ一定値に収束している区間を決定し, その区間の平均値から算出する. また, 細かい振動を除去するために「歪み」の同定時と同様にノッチフィルタを用いて軸間位置誤差のパワースペクトル図(付録 B 参照)よりピーク値の高い周波数である 100 [Hz]と 54 [Hz]の周波数の振動を除去する. Fig. 3.8に Fig. 3.7の軸間位置誤差から「歪み」を除去した軸間位置誤差のグラフを示す. Fig. 3.8より S_{e_end} と S_{es} を測定する. また, S_{es} が発生しない場合は, その応答を臨界減衰の応答として考え, $\zeta = 1$ とする. さらに本論文では, 大きさ 50 [N], 60 [N]のステップ状の推力指令を用いて S_{e_end} の測定も行った(実験結果は付録 C 参照). また, 同定精度を確保するために複数回実験を行いその平均値を用いた. Fig. 3.9に S_{e_end} の大きさとステップ状の推力指令の大きさの関係を示す. また, Fig. 3.9のエラーバーは標準偏差である. Fig. 3.9より S_{e_end} の大きさの平均値を用いて一次近似を行い, その決定係数を式(3.16)に示す.

$$R^2 = 0.998 \approx 1 \quad \dots (3.16)$$

式(3.16)より決定係数が約 1 であるため, 一次近似が可能であることがわかり, 仮定した「干渉」のモデルが妥当であると考えられる. Table 3.2に同定した K , D , ζ の値をそれぞれ示す.

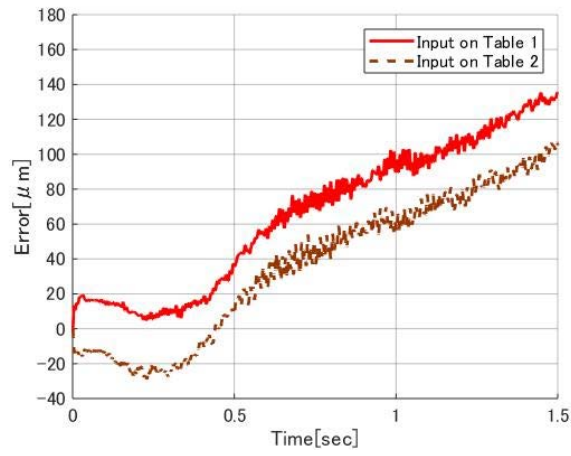


Fig. 3.7 Position error between each axis of 40 [N]

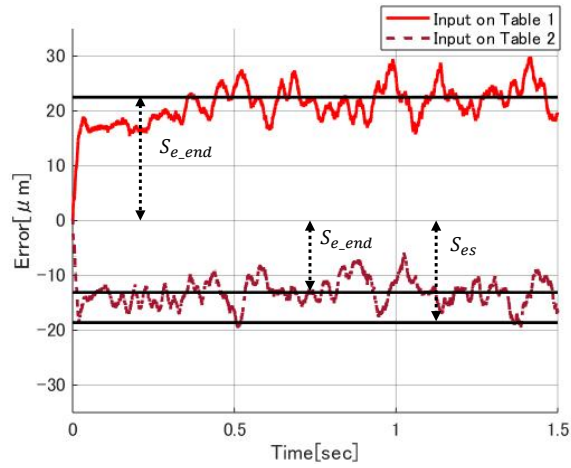


Fig. 3.8 Wipe out the distortion of Fig. 3.7

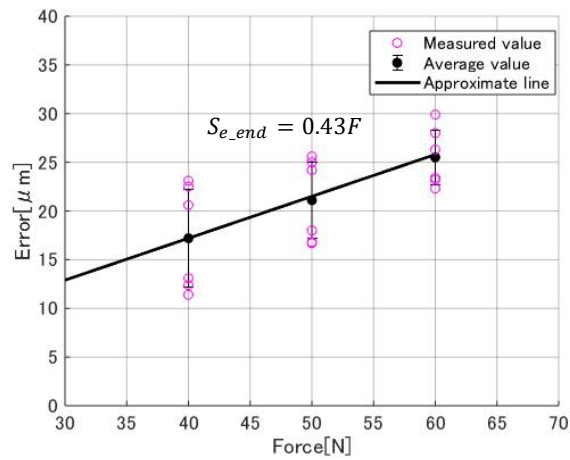


Fig. 3.9 Correlation between S_{e_end} and F

Table 3.2 Parameters of coupling

K	1.2×10^6 [N/m]
D	2.3×10^3 [N/[m/s]]
ζ	0.64

3.2 モデルの検証

3.2.1 検証の仕様

本項では検証の仕様について述べる。検証では、

- ① 各スライダの推力指令が「歪み」と「干渉」によって互いに反発する
- ② ハイゲイン化によって軸間位置誤差が減少、軸間の推力指令の差が増大する
- ③ 提案モデルは従来モデルに比べ再現性が高い

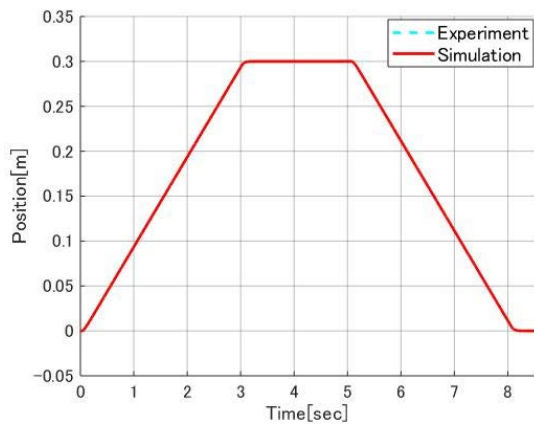
以上の3項目を確認する。よって、2.2.1項で述べたCase 3とCase 4の場合と同じ条件でシミュレーションを行う。また、シミュレーションは、MATLAB/Simulinkを用いて行い、①と②を検証するために、実験結果と提案モデルのシミュレーション結果の比較を行う。③の従来モデルとは、ばねとダンパを用いて「歪み」と「干渉」の双方を再現するモデル^[18]であり、提案モデルとの違いはFig. 3.1のDistortionの有無である。そこで本論文では、各パラメータは提案モデルと同じ値を使用し、従来モデルのシミュレーション結果と実験結果の比較を行うことで③を検証する。

3.2.2 検証結果

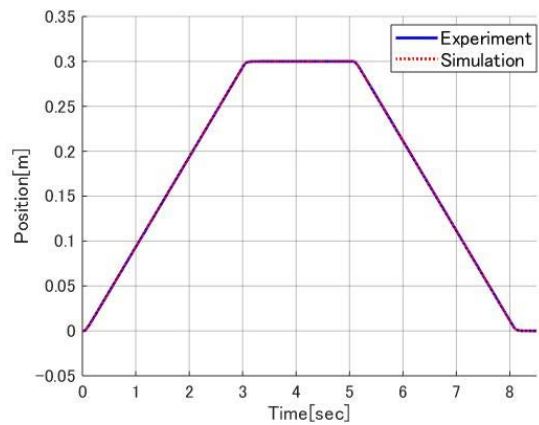
検証結果をFig. 3.10～Fig. 3.15に示す。Fig. 3.10～Fig. 3.12は実験結果と提案モデルのシミュレーション結果の比較を表し、Fig. 3.13～Fig. 3.15は実験結果と従来モデルのシミュレーション結果の比較をそれぞれ表す。

Fig. 3.10はCase 3の場合の実験結果と提案モデルのシミュレーション結果の比較を示している。Fig. 3.10(a)とFig. 3.10(b)は位置応答の比較、Fig. 3.10(c)とFig. 3.10(d)は、推力指令の比較と軸間位置誤差の比較をそれぞれ示している。Fig. 3.11はCase 4の場合の実験結果と提案モデルのシミュレーション結果の比較を示している。Fig. 3.11(a)とFig. 3.11(b)は、推力指令の比較と軸間位置誤差の比較をそれぞれ示している。Case 4の場合の位置応答の比較はFig. 3.10(a)とFig. 3.10(b)と同様である為、ここでは割愛する。Fig. 3.12にFig. 3.11(b)の拡大図を示す。

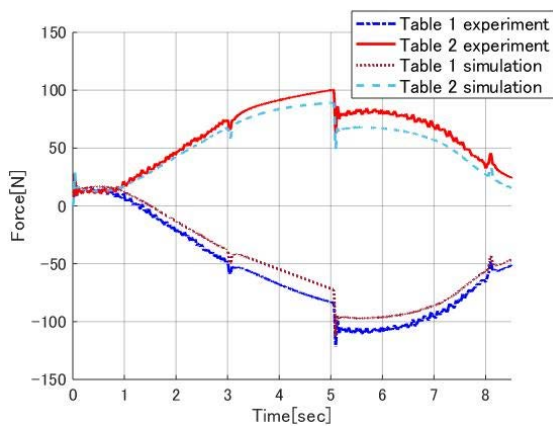
Fig. 3.13はCase 3の場合の実験結果と従来モデルのシミュレーション結果の比較を示している。Fig. 3.13(a)とFig. 3.13(b)は位置応答の比較、Fig. 3.13(c)とFig. 3.13(d)は、推力指令の比較と軸間位置誤差の比較をそれぞれ示している。Fig. 3.14はCase 4の場合の実験結果と従来モデルのシミュレーション結果の比較を示している。Fig. 3.14(a)とFig. 3.14(b)は、推力指令の比較と軸間位置誤差の比較をそれぞれ示している。Case 4の場合の位置応答の比較はFig. 3.13(a)とFig. 3.13(b)と同様である為、ここでは割愛する。Fig. 3.15にFig. 3.14(b)の拡大図を示す。



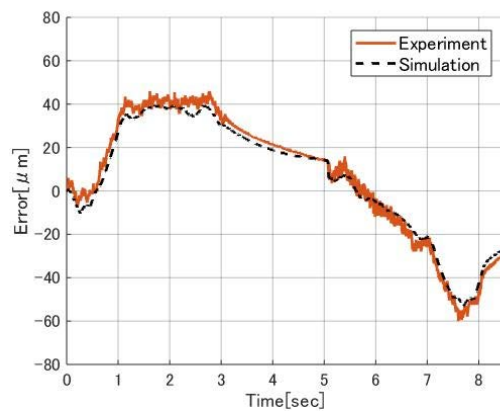
(a) Table 1 position response



(b) Table 2 position responses

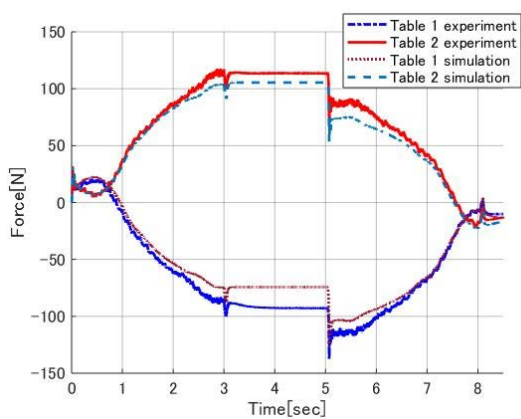


(c) Force references

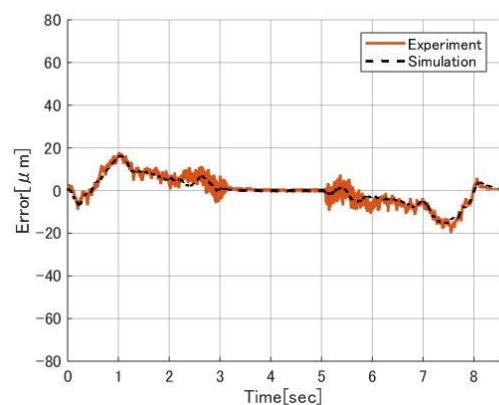


(d) Position error between each axis

Fig. 3.10 Comparison of experiment result and simulation result of proposed model for Case 3



(a) Force references



(b) Position error between each axis

Fig. 3.11 Comparison of experiment result and simulation result of proposed model for Case 4

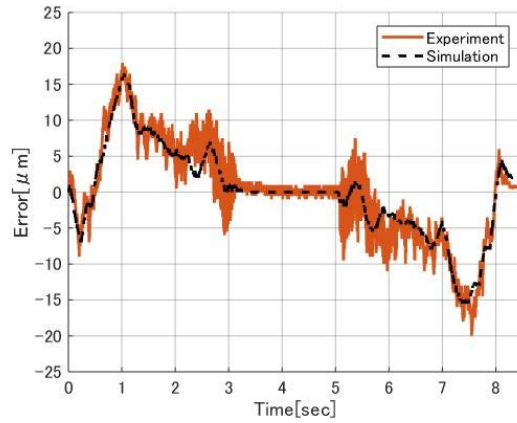
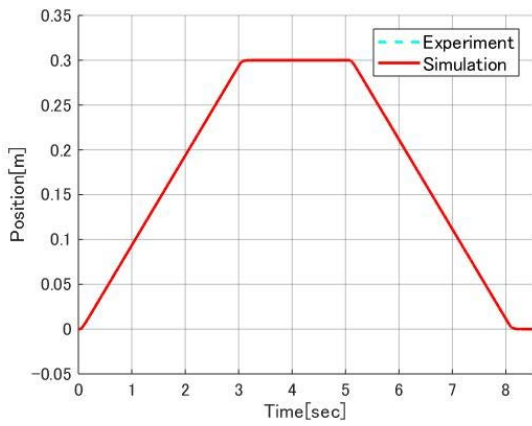
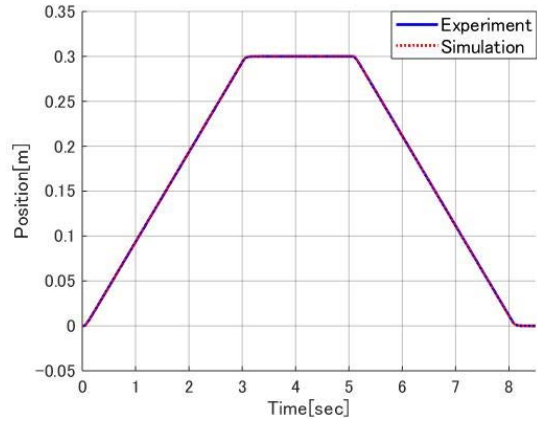


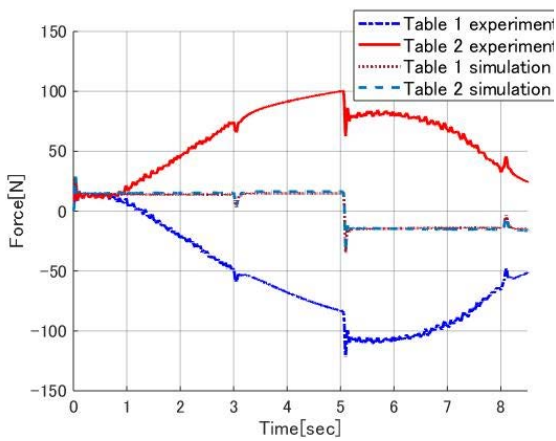
Fig. 3.12 Enlargement of Fig. 3.11 (b)



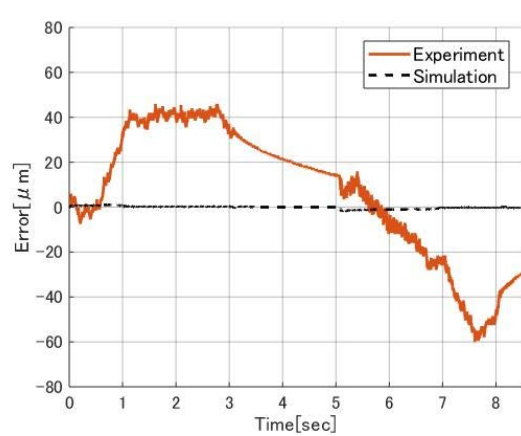
(a) Table 1 position response



(b) Table 2 position responses



(c) Force references



(d) Position error between each axis

Fig. 3.13 Comparison of experiment result and simulation result of conventional model for Case 3

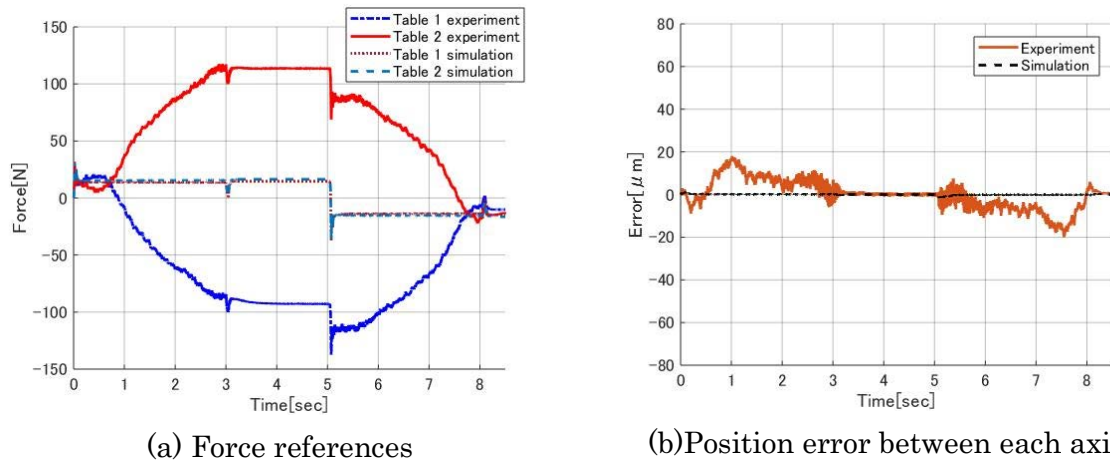


Fig. 3.14 Comparison of experiment result and simulation result of conventional model for Case 4

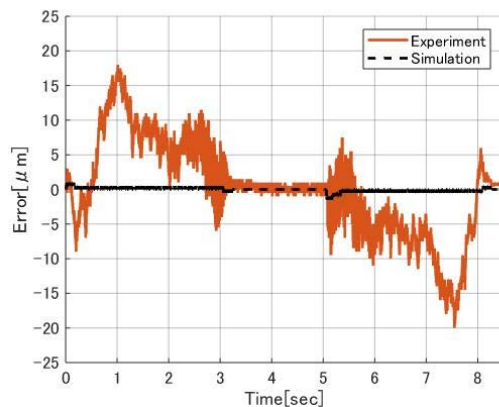


Fig. 3.15 Enlargement of Fig. 3.14 (b)

3.2.3 考察

ここでは検証結果についての考察を行う。推力指令比較のグラフ Fig. 3.10 (c)と Fig. 3.11 (a)から、実験結果とシミュレーション結果で推力指令の波高値が若干異なっているが、各テーブルの推力指令が互いに反発し合い、実験結果とシミュレーション結果で挙動が一致していることが確認できる。この結果より、提案モデルが課題である「歪み」と「干渉」を再現できたと判断する。また、推力指令の波高値が異なるのは、「干渉」のモデルで発生する干渉外乱の量が、提案モデルと実験機で異なるためであると考えられる。すなわち、提案モデルの干渉外乱は、軸間位置誤差と弾性結合のパラメータ K と D によって発生する。軸間位置誤差比較のグラフ Fig. 3.10 (d)と Fig. 3.12 から、軸間位置誤差が実験結果とシミュレーション結果で大体一致していることが確認できるので、同定した K と D の値が実際とは異なっているた

め、実験結果とシミュレーション結果で推力指令の値が異なると考えられる。また、Fig. 3.10 と Fig. 3.11 から、ハイゲイン化によって軸間の推力指令の差が大きくなり、軸間位置誤差が小さくなることが確認できる。このことから、導出したモデルの再現性が高い事が確認できる。しかし、Fig. 3.10 (d)と Fig. 3.12 から、実験結果の軸間位置誤差が振動していることが確認できる。振動は制御方法を導出する際の重要な課題であるが、本章は「歪み」と「干渉」を再現することが目的であるため、振動については次章で取り扱う。

Fig. 3.13 (c)と Fig. 3.14 (a)から、実験結果の推力指令が反発しているのに対して、シミュレーション結果には推力指令の反発が見られない。従来モデルと提案モデルの「干渉」のモデルは、同じ K と D のパラメータを用いている。そのため、推力指令の反発を再現するには、「歪み」を定量的に扱う必要があると考える。さらに Fig. 3.13 (d)と Fig. 3.15 から、従来モデルの軸間位置誤差は、明らかに実験結果の軸間位置誤差と異なる挙動であることが確認できる。提案モデルの軸間位置誤差は、従来モデルの軸間位置誤差に加え測定した「歪み」を加算しているため、同じ挙動を再現できているが、従来モデルは「歪み」を定量的に扱っていないため、実験結果と挙動が異なると考える。これらの事から、「歪み」を定量的に取り扱う提案モデルは、従来モデルに比べ再現性が高い事が確認できる。

以上の結果より、提案モデルが「歪み」と「干渉」を再現できることが確認できた。よって、大型ガントリ型リニアモータスライダ特有の課題である弾性結合による「干渉」だけでなく、「歪み」まで定量的に考慮することで、再現性の高い制御モデルが導出できたと判断する。次節では、「歪み」と「干渉」の影響によって発生する推力指令の反発を抑制する方法を導出し、その効果を検証する。

3.3 推力指令反発抑制方法（制御方法 1）

3.3.1 制御方法の導出

本項では、前節で確認した「歪み」と「干渉」によって発生する推力指令の反発を抑制する方法を導出する。Fig. 3.16 に前節で導出した提案モデルの簡略化したブロック線図を示す。Fig. 3.16 は Fig. 3.1 の再掲である。前章では「歪み」と「干渉」をばねとダンパで再現する従来モデル^[18]と Fig. 3.16 に示すように従来モデルに「歪み」を加えた提案モデルを比較し、従来モデルが推力指令の反発を再現できないのに対して、提案モデルは推力指令の反発を再現できることを示した。提案モデルと従来モデルの違いは Fig. 3.16 の Distortion の有無であるため、「歪み」が存在しない場合、推力指令の反発は発生しないことが確認された。しかし、実機に存在する「歪み」を制御で矯正することは、不可能なので、トップバー上の作業点を制御するアプリケーションでは推力指令の反発が発生しないようにするために、「歪み」即ち軸間位置誤差を抑制しないようにする必要がある。その為の方法として、従来の研究では「歪み」の測定データを用いる方法が提案されているが^[28]、「歪み」のデータは装置ごとに異なるため、事前に各装置の「歪み」を測定する必要がある、実用性に欠ける。そこで本論文では事前に「歪み」を測定することなく軸間位置誤差を考慮して、作業点となる重心位

置を制御する方法を提案する. Fig. 3.17 にヨーイング方向を考慮した大型ガントリ型リニアモータスライダのモデルを示す. 図中の x はトップバー上の重心位置 [m], l_{sy} はテーブル 1 の位置センサからテーブル 2 の位置センサまでの長さ [m], l_{sy1} はテーブル 1 の位置センサから重心位置までの長さ [m], τ_y は重心位置回りのヨーイング方向のトルク [Nm], θ_y は重心位置回りのヨーイング角度 [rad]を示す. Fig. 3.17 は直動方向の運動とヨーイング方向の運動の 2 つの方向の運動を示しており, 図中の θ_y が微小の時, 式(3.17)~式(3.19)が導出される [12].

$$\theta_y = \frac{x_{fb1} - x_{fb2}}{l_{sy}} \quad \dots (3.17)$$

$$x = x_{fb1} - l_{sy1}\theta_y \quad \dots (3.18)$$

$$x = x_{fb2} + (l_{sy} - l_{sy1})\theta_y \quad \dots (3.19)$$

位置比例速度比例積分制御 (以下 P-PI 制御) 系や位置比例速度積分比例制御 (P-IP 制御) 系等の PID 制御系は多くの産業用機械に適用されており [38-40], 一般的な方法であると言える. そのため, 本論文では P-PI 制御系を基に推力指令反発抑制方法を導出する. 式(3.20)に重心位置 x を制御する推力指令 F を示す.

$$F = M_n \left[K_v \{ K_p (x_r - x) - \dot{x} \} + K_i \int K_p \{ K_p (x_r - x) - \dot{x} \} dt \right] \quad \dots (3.20)$$

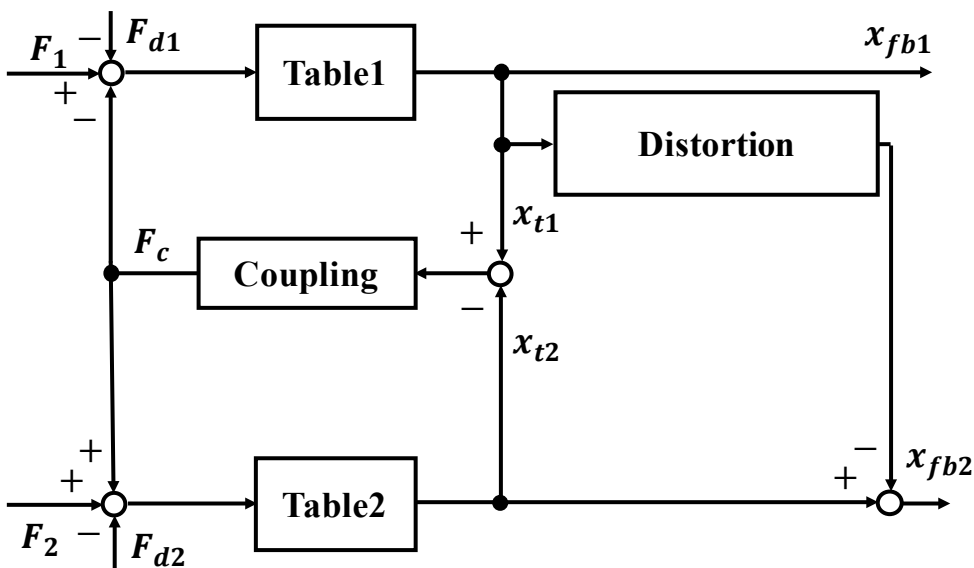


Fig. 3.16 Block diagram of proposed model

この時、 M_n は各テーブルのノミナル質量の合計値 [kg]である。式(3.20)は参考文献[12]の直動方向の制御則と同じであるが、参考文献[12]はヨーイング方向の制御も行い、 θ_y が0になるように制御を行っている。しかし、 θ_y を0に制御すると前述の通り「歪み」によって発生する反発力が発生してしまう。そこで制御方法1では、 θ_y を考慮しない。ここで $M_n = M_{n1} + M_{n2}$ 、 $F = F_1 + F_2$ であることを考慮して各軸の推力指令 F_1 と F_2 を式(3.21)と式(3.22)で構成することを考える。

$$F_1 = M_{n1} \left[K_v \{ K_p (x_r - x) - \dot{x} \} + K_i \int K_p \{ K_p (x_r - x) - \dot{x} \} dt \right] \cdots (3.21)$$

$$F_2 = M_{n2} \left[K_v \{ K_p (x_r - x) - \dot{x} \} + K_i \int K_p \{ K_p (x_r - x) - \dot{x} \} dt \right] \cdots (3.22)$$

さらに式(3.21)に式(3.18)を、式(3.22)に式(3.19)をそれぞれ代入し、式(3.23)と式(3.24)を導出する。

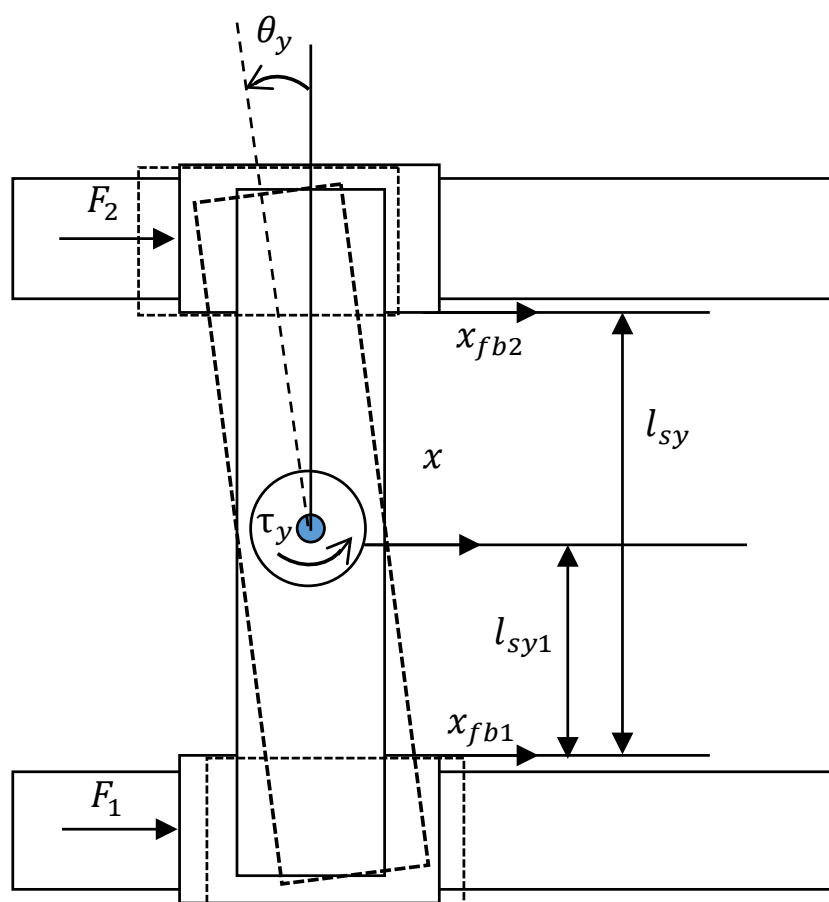


Fig. 3.17 Model of the large-sized gantry type linear motor slider with yawing direction [12]

$$F_1 = M_{n1} [K_v \{K_p(x_{r1} - x_{fb1}) - \dot{x}_{fb1} + \dot{x}_{FF1}\} + K_i \int K_v \{K_p(x_{r1} - x_{fb1}) - \dot{x}_{fb1} + \dot{x}_{FF1}\} dt] \quad \dots (3.23)$$

$$F_2 = M_{n2} [K_v \{K_p(x_{r2} - x_{fb2}) - \dot{x}_{fb2} + \dot{x}_{FF2}\} + K_i \int K_v \{K_p(x_{r2} - x_{fb2}) - \dot{x}_{fb2} + \dot{x}_{FF2}\} dt] \quad \dots (3.24)$$

この時

$$\left. \begin{aligned} x_{r1} &= x_r + l_{sy1} \theta_y \\ x_{r2} &= x_r - (l_{sy} - l_{sy1}) \theta_y \\ \dot{x}_{FF1} &= l_{sy1} \dot{\theta}_y \\ \dot{x}_{FF2} &= -(l_{sy} - l_{sy1}) \dot{\theta}_y \end{aligned} \right\} \quad \dots (3.25)$$

をそれぞれ表す。Fig. 3.18 に式(3.23)と式(3.24)でコントローラを構成した時のブロック線図を示す。Fig. 3.18 から、導出した制御方法 1 は、従来の各軸制御の P-PI 制御系に軸間位置誤差から算出した θ_y を用いて、位置指令の補正と速度フィードフォワードを加えていることがわかる。そのため、事前に「歪み」の測定が必要なく、制御方法 1 は実用的な制御方法である。

3.3.2 検証実験の仕様

検証実験では前項で導出した制御方法 1 の効果を検証する。検証方法としては 2.2 節で述べた各軸制御の P-PI 制御系（以下従来手法）を用いた場合の実験結果と制御方法 1 を用い

Table 3.3 Experimental condition 2

	K_p	K_i	K_v	Control Method
Case 5	50 [1/s]	200 [1/s]	200 [1/s]	Conventional Method
Case 6	50 [1/s]	200 [1/s]	200 [1/s]	Control Method 1
Case 7	75 [1/s]	300 [1/s]	300 [1/s]	Control Method 1
Case 8	117.5 [1/s]	470 [1/s]	470 [1/s]	Control Method 1

た場合の実験結果を比較することで検証を行う。実験条件を Table 3.3 に示す。また、通常の大型ガントリ型リニアモータスライダは、重心位置が平行ツインのリニアモータスライダに比べ、鉛直上向き方向に存在するため、Fig. 2.2 に示すように重りを設置した状態で検証実験を行う。

3.3.3 検証結果

Case 5 の場合の実験結果を Fig. 3.19 に示す。Fig. 3.19 (a)は重心位置の位置応答、Fig. 3.19 (b)はテーブル 1, テーブル 2 の速度応答、Fig. 3.19 (c)はテーブル 1, テーブル 2 の推力指令、Fig. 3.19 (d)は軸間位置誤差をそれぞれ示す。Case 6 の場合の実験結果を Fig. 3.20 に示す。Fig. 3.20 (a)はテーブル 1, テーブル 2 の推力指令、Fig. 3.20 (b)は軸間位置誤差をそれぞれ示す。速度応答については Fig. 3.20 (b)と同様であるためここでは割愛する。Fig. 3.21 に Case 6 と Case 7 の場合の重心位置の位置応答の比較を示し、Table 3.4 に整定時間を示す。本論文で用いる実験機は Table 2.1 に示すように各テーブルの位置センサの分解能は $0.5[\mu\text{m}]$ であるが、実験では重りをトップバーの中心に設置して行っているため、重心位置はトップバーの中心($l_{sy} = 2l_{sy1}$)になる。そのため、重心位置の位置応答を式(3.18)と式(3.19)を用いて計算すると重心位置の位置応答は $0.25[\mu\text{m}]$ 刻みになる。また、本論文では位置決め完了幅を $\pm 1.0[\mu\text{m}]$ とする。Case 7 の速度応答、推力指令、軸間位置誤差は Fig. 3.19 (b), Fig. 3.20 (a), Fig. 3.20 (b)とそれぞれ同様であるため、ここでは割愛する。Case 8 の場合の実験結果を Fig. 3.22 と Fig. 3.23 に示す。Fig. 3.22 (a)にテーブル 1, テーブル 2 の速度応答、Fig. 3.22 (b)にテーブル 1, テーブル 2 の推力指令、Fig. 3.22 (c)に軸間位置誤差をそれぞれ示し、Fig. 3.23 に Fig. 3.22 (a)の拡大図を示す。Case 8 の場合の重心位置の位置応答は Fig. 3.19 (a)と同様であるため、ここでは割愛する。

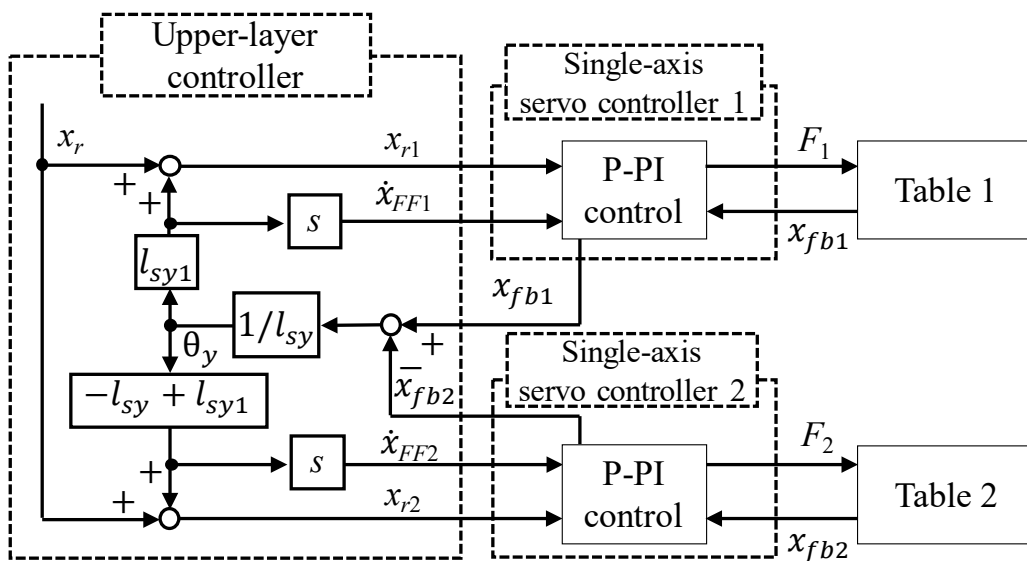
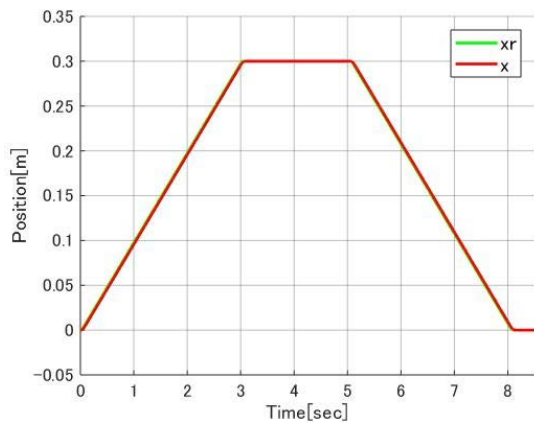
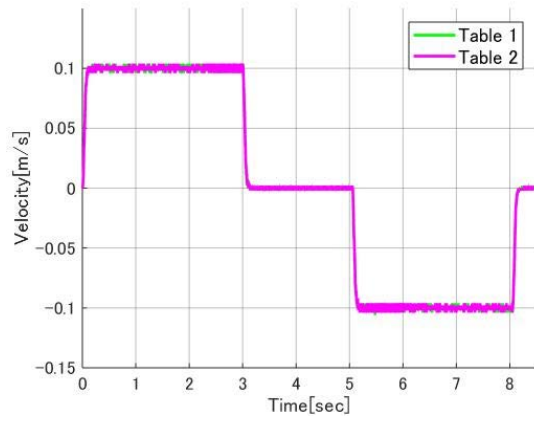


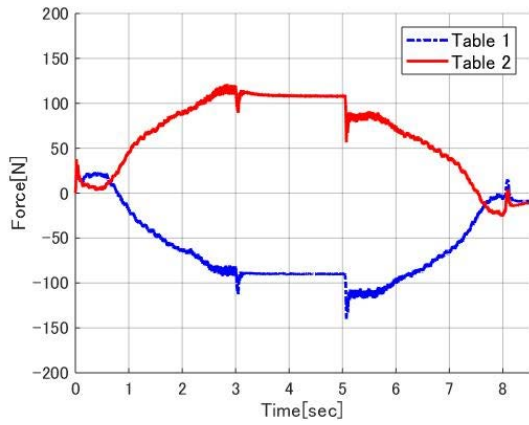
Fig. 3.18 Application example of the Control method 1^[32]



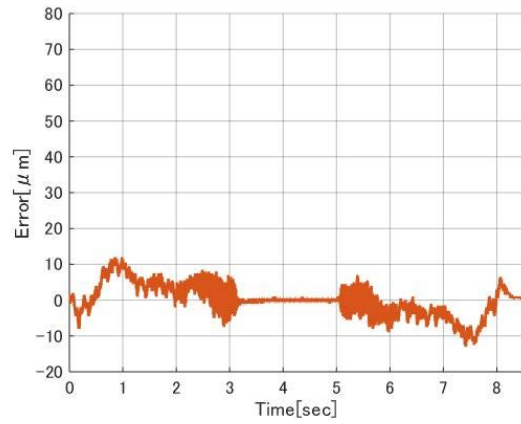
(a) Center of mass position response



(b) Velocity responses

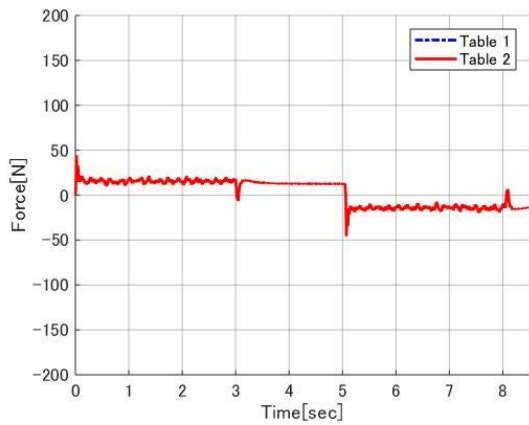


(c) Force references

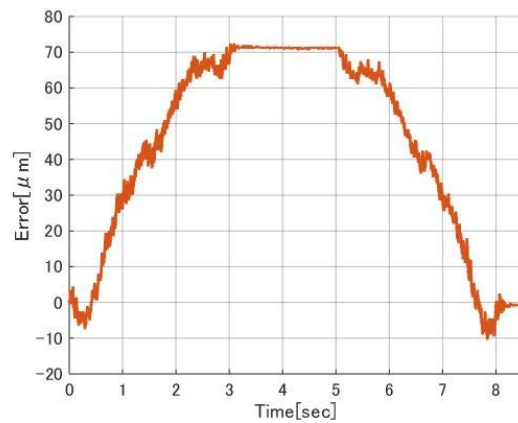


(d) Position error between each axis

Fig. 3.19 Experiment result of Case 5

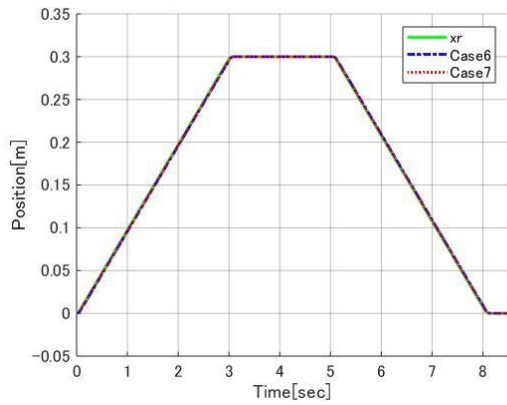


(a) Force references

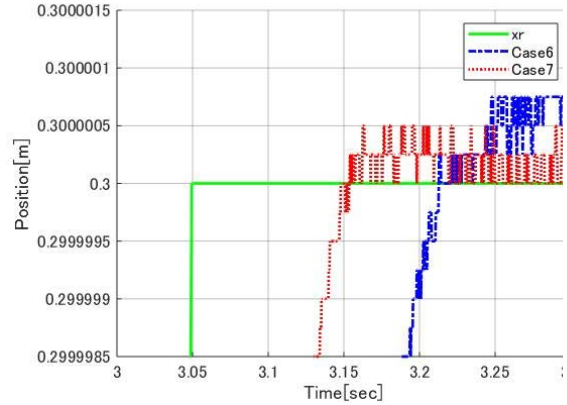


(b) Position error between each axis

Fig. 3.20 Experimental result of Case 6

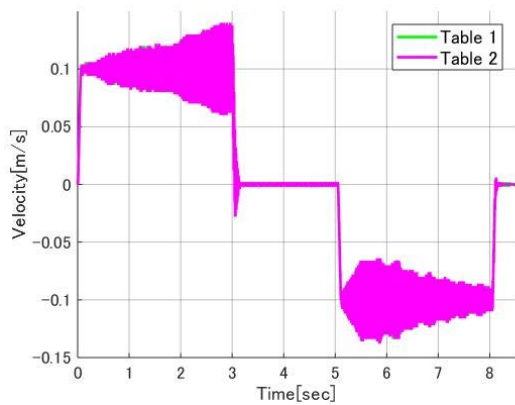


(a) Overall trace of the position

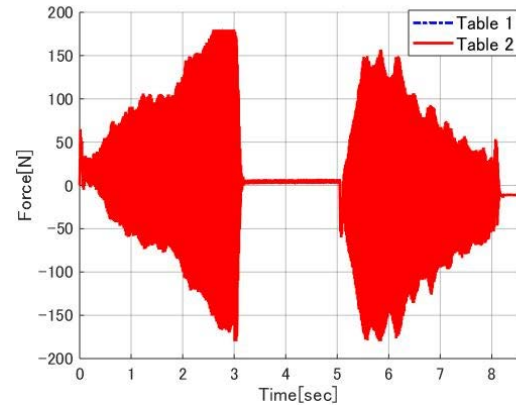


(b) Enlargement of (a)

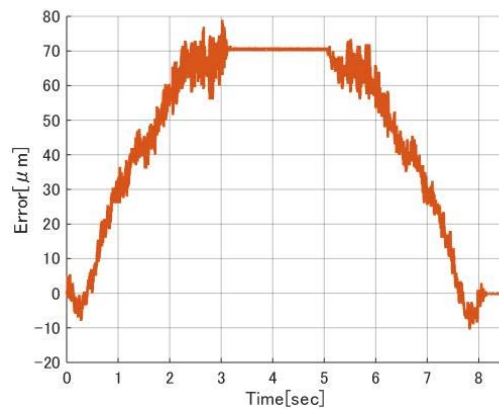
Fig. 3.21 Comparison of the center of mass position



(a) Velocity responses



(b) Force references



(c) Position error between each axis

Fig. 3.22 Experimental result of Case 8

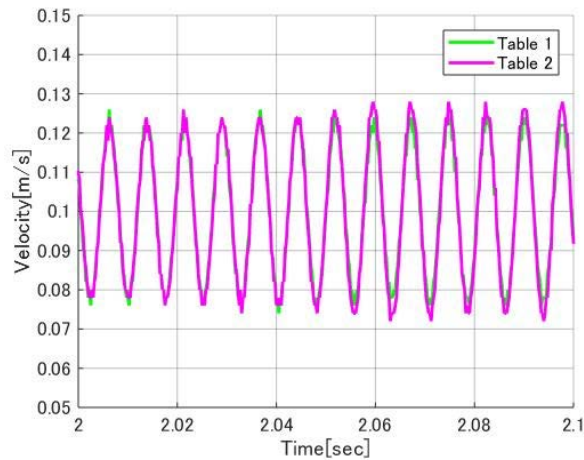


Fig. 3.23 Enlargement of Fig. 3.22 (a)

Table 3.4 Settling time of Case6 and Case7

Case	Settling time
Case 6	146.25 [ms]
Case 7	90.25 [ms]

3.3.4 考察

本項では、検証結果の考察を行う。推力指令のグラフ Fig. 3.19 (c)と Fig. 3.20 (a)から Case 5 の場合、前章で確認したように推力指令が反発しているが、Case 6 の場合は推力指令が反発せず、同方向に同じ推力指令が表れており、定格推力(80 [N])を超えることなく動作していることが確認できる。また、軸間位置誤差のグラフ Fig. 3.19 (d)と Fig. 3.20 (b)から、Fig. 3.19 (d)は軸間位置誤差を 0 に抑制しようとしているが、Fig. 3.20 (b)は軸間位置誤差を抑制せず、Fig. 3.4 の測定した「歪み」と同様の軌道を描いていることが確認できる。そのため、制御方法 1 を用いることで軸間位置誤差が 0 に抑制されない。以上の事から制御方法 1 は、推力指令の反発抑制に効果的である。さらに、推力指令が定格推力を超えていないため、フィードバックゲインを高く設定する（以下ハイゲイン化）ことが可能である。ハイゲイン化は整定時間の短縮や外乱の影響を受け難くすることが可能になるため、ハイゲイン化を行うことで、制御性能の向上を図ることができる。Fig. 3.21 と Table 3.4 から、ハイゲイン化を行うことで、位置指令への追従性が向上し、整定時間が短縮していることが確認できる。この事から、制御方法 1 を用いることでハイゲイン化が可能になり、制御性能が向上したことが確認される。

しかし、更なるハイゲイン化である Case 8 の場合、速度応答のグラフ Fig. 3.22 (a)と推力指令のグラフ Fig. 3.22 (b)は Fig. 3.19 (b)と Fig. 3.20 (a)とそれぞれで比較して、明らかに振動していることが確認できる。さらに、Fig. 3.23 から速度応答の振動周波数が 130 [Hz]であり、各テーブルが同位相で振動していることが確認できる。また、軸間位置誤差のグラフ Fig.

3.22 (c)は、Fig. 3.20 (b)と比べて、振動していることが確認できる。ここで、これらの振動について考察を行うために、それぞれの振動を高速フーリエ変換（以下FFT）する。Fig. 3.24とFig. 3.25にFFTの結果を示す。Fig. 3.24はFig. 3.22 (b)のFFT、Fig. 3.25はFig. 3.22 (c)のFFTの結果をそれぞれ示す。Fig. 3.24から130 [Hz]にピーク値が存在することが確認でき、Fig. 3.25から105 [Hz]と130 [Hz]にピーク値が存在することが確認できる。ここで、軸間位置誤差はヨーイング方向の応答であり、制御方法1はヨーイング方向の制御を行わないため、105 [Hz]はヨーイング方向の振動であると仮定する。また、Fig. 3.25の130 [Hz]については速度応答の同位相の振動周波数と同じであるため、同じ振動要素であると考えられる。しかし、130 [Hz]の振動についてはこれらの実験結果から振動の方向を特定することができない。そこで次章では、これらの大型ガントリ型リニアモータスライダの振動現象について取り扱う。

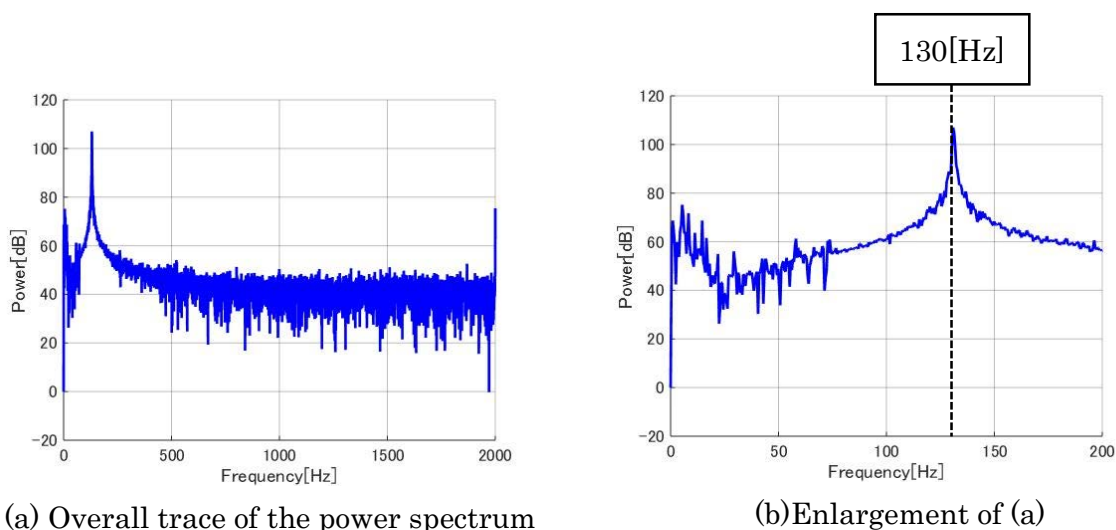


Fig. 3.24 Power spectrum of Fig. 3.22 (b)

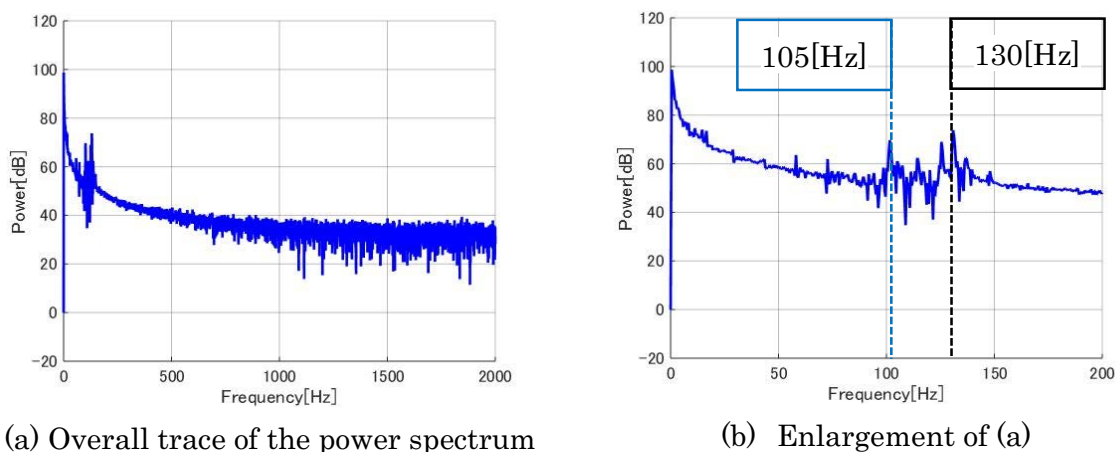


Fig. 3.25 Power spectrum of Fig. 3.22 (c)

第4章 多自由度振動モデルと多自由度振動抑制方法^[34]

本章では、前章で確認した大型ガントリー型リニアモータスライダの振動現象を取り扱う。4.1節では大型ガントリー型リニアモータスライダの振動特性を把握するために、振動解析実験を行い、多自由度振動モデルを導出する。4.2節では4.1節で導出した多自由度振動モデルから多自由度振動抑制方法を導出し、その効果を実験により検証する。

4.1 振動解析実験による多自由度振動モデルの導出

4.1.1 振動解析実験の仕様

本項では、前章で確認された振動問題を取り扱うために、大型ガントリー型リニアモータスライダの振動解析を行う。Fig. 4.1に振動解析実験を行う実験装置の外観を示す。本論文では振動解析にFFTアナライザを用いて行う。FFTアナライザはPC、加速度センサ、サーボアンプにそれぞれ接続されており、FFTアナライザがホワイトノイズをサーボアンプに入力し、リニアモータを駆動する。加速度センサの応答は、FFTアナライザが取得することで、ボード線図がPC上で作成される。Table 4.1にFFTアナライザと加速度センサの仕様を示す。Fig. 4.2に加速度センサの取り付け位置を示す。本論文では大型ガントリー型リニアモータスライダがヨーイング方向の振動要素を持つことを確認するために片方のテーブル（テーブル1）にホワイトノイズを入力し、Fig. 4.2のPoint 1, Point 2, Point 5, Point 6のスライダ装置の移動方向（以下 x 方向）の測定を行う。また、前節で確認した130 [Hz]の同位相の振動を解析するために、両方のテーブルにホワイトノイズを入力し、Fig. 4.2のPoint 3とPoint 4の鉛直方向（以下 y 方向）の測定を行う。

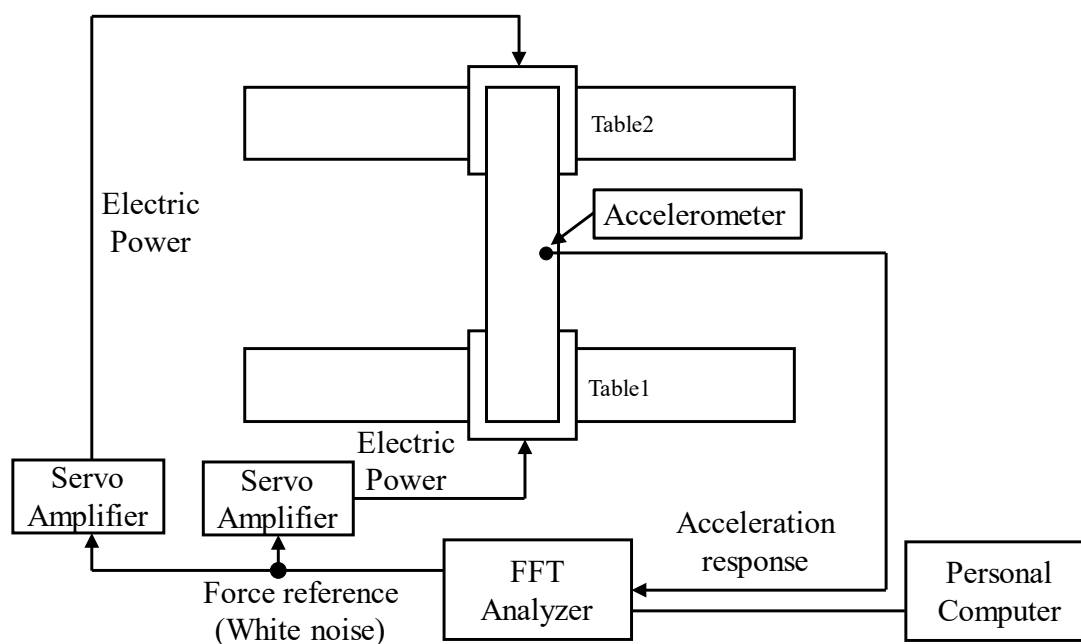


Fig. 4.1 Overview of the experimental system

Table 4.1 Specification of FFT analyzer and Accelerometer

FFT analyzer	OR24 (TOYO Corporation)
Output signal	White noise(Maximum Voltage: 1 [V])
Amplitude precision	0.15 [dB]
Phase precision	0.5 [°]
Frequency resolution	0.5 [Hz]
Accelerometer	352C65 (TOYO Corporation)
Measurement range	± 500 [m/s ² pk]
Broadband resolution	0.0015 [m/s ² rms]

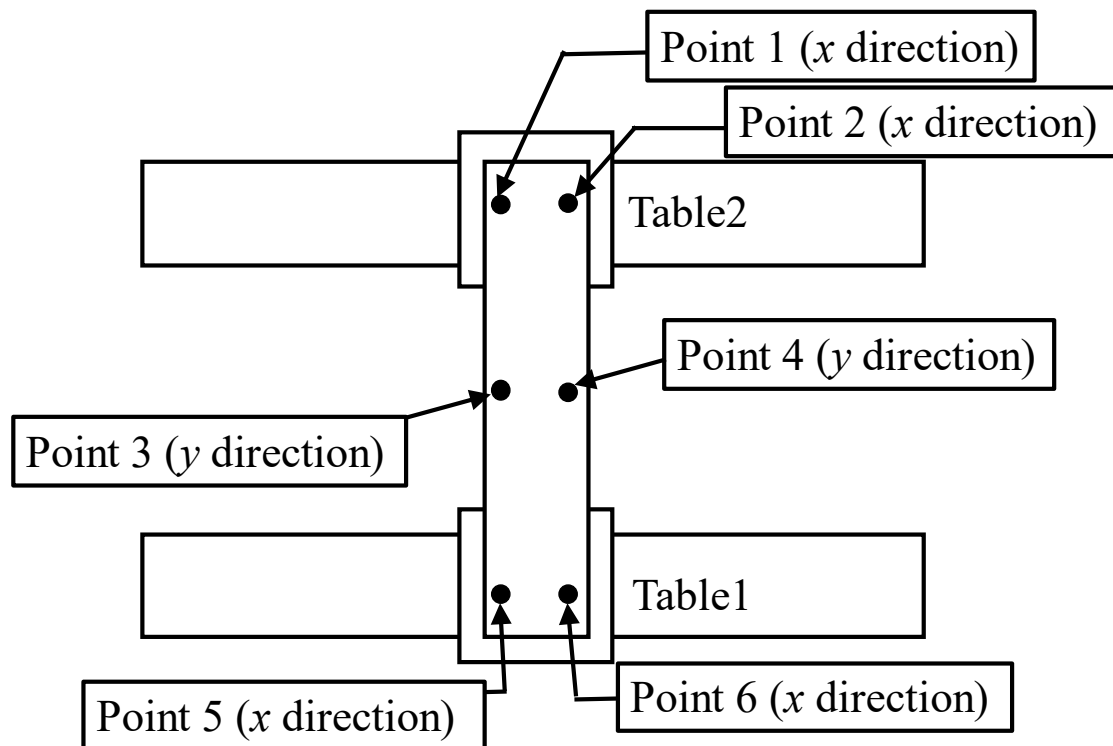
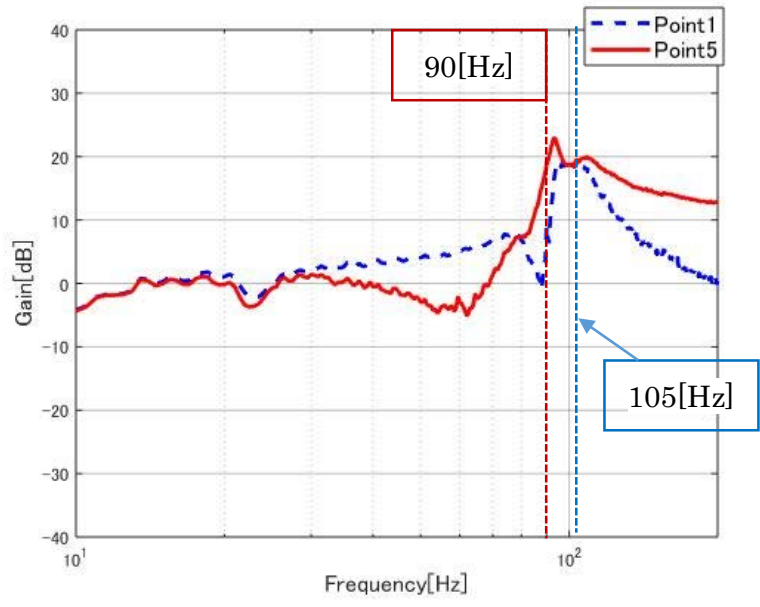


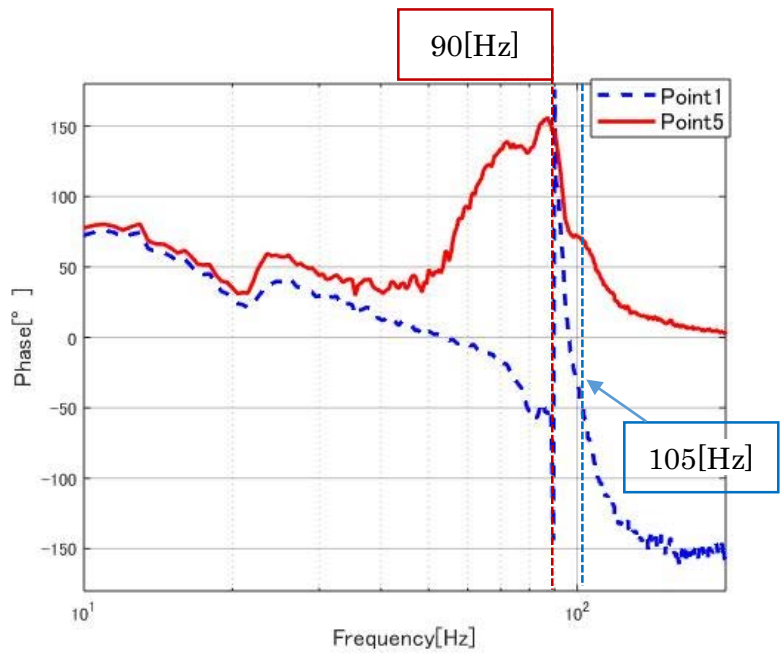
Fig. 4.2 Accelerometer installation position

4.1.2 実験結果

Fig. 4.3 と Fig. 4.4 に片方のテーブルにホワイトノイズを入力した場合の測定結果を示す。Fig. 4.3 は Point 1 と Point 5 のボード線図の比較、Fig. 4.4 は Point 2 と Point 6 のボード線図の比較をそれぞれ示す。Fig. 4.5 に両方のテーブルにホワイトノイズを入力した場合の Point 3 と Point 4 のボード線図の比較を示す。

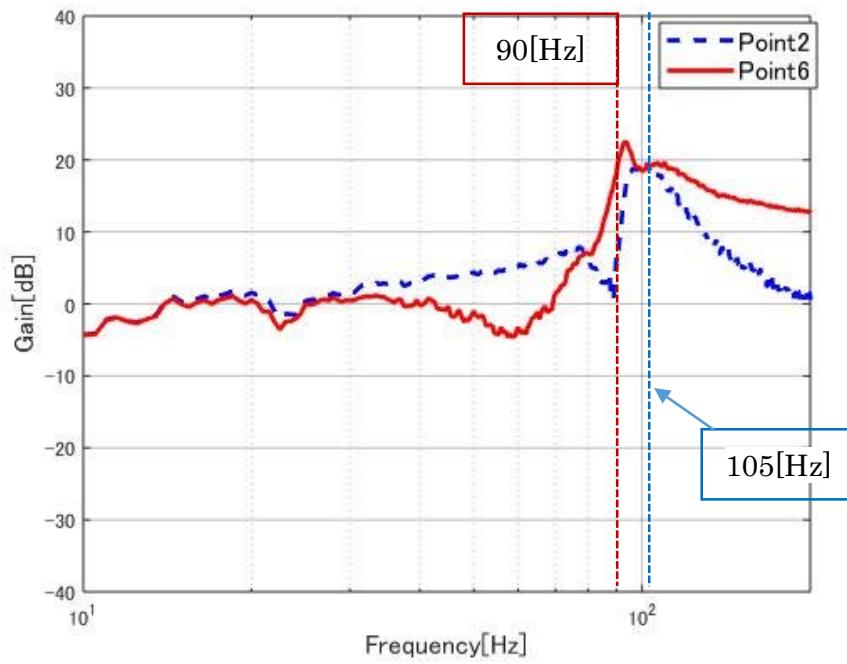


(a) Gain diagram

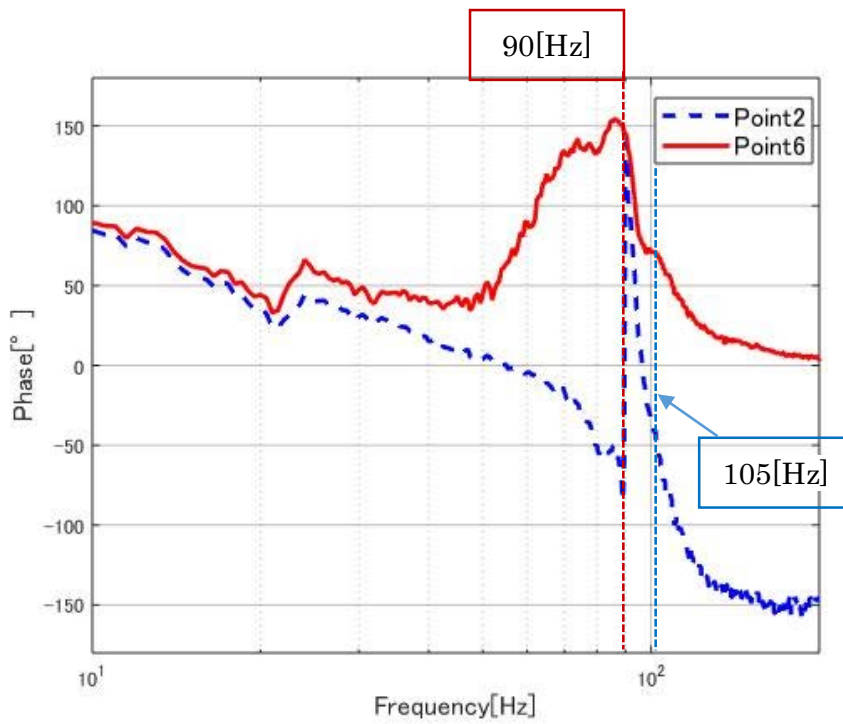


(b) Phase diagram

Fig. 4.3 Comparison of bode diagram of Point 1 and Point 5

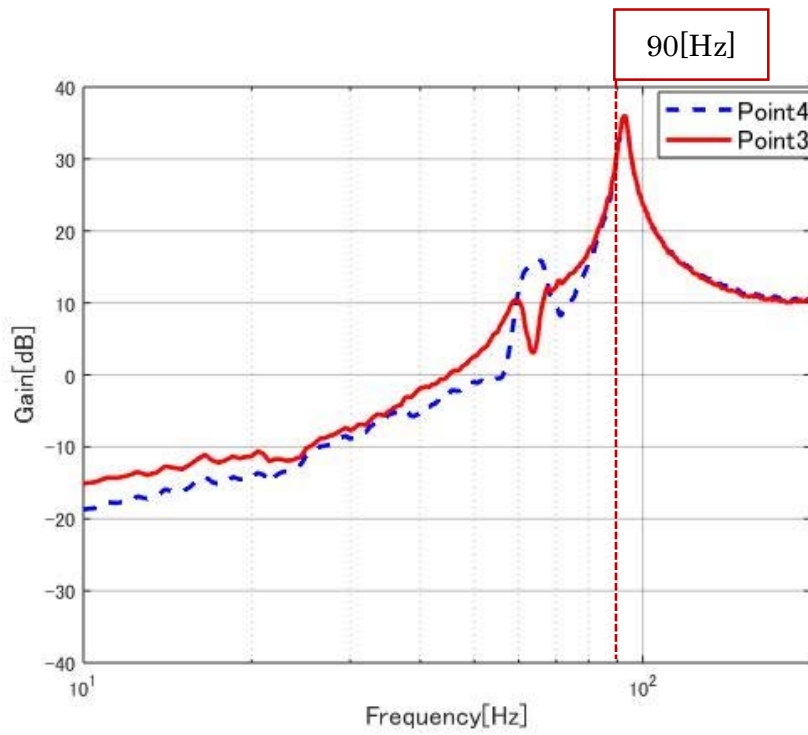


(a) Gain diagram

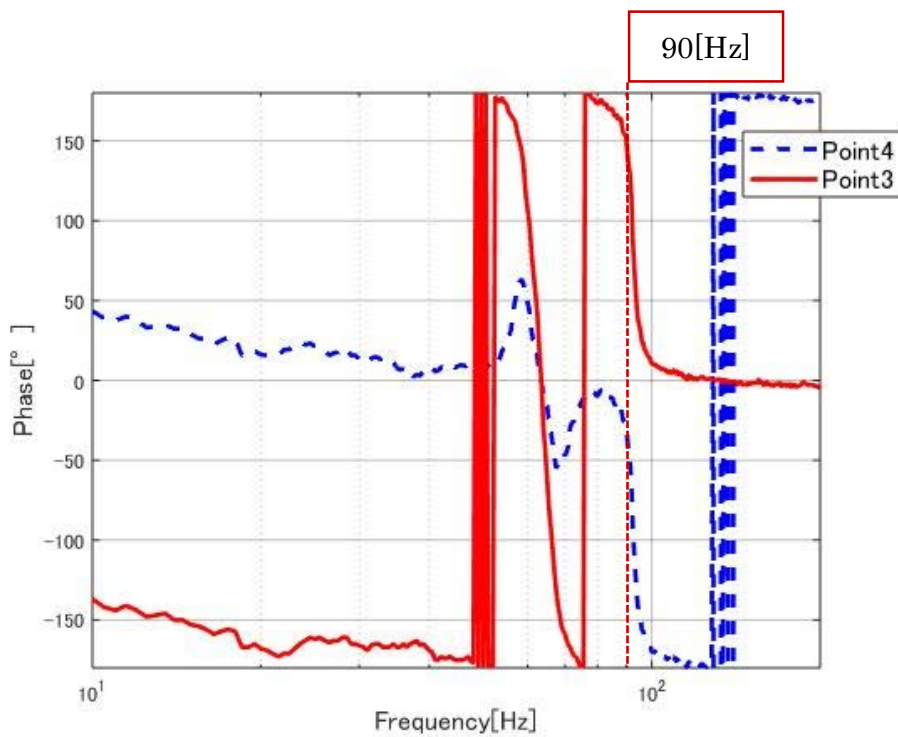


(b) Phase diagram

Fig. 4.4 Comparison of bode diagram of Point 2 and Point 6



(a) Gain diagram



(b) Phase diagram

Fig. 4.5 Comparison of bode diagram of Point 3 and Point 4

4.1.3 実験結果の考察と多自由度振動モデルの導出

本項では、前項の実験結果の考察を行い、大型ガントリー型リニアモータスライダの多自由度振動モデルの導出を行う。Fig. 4.3 (a)と Fig. 4.4 (a)から Point 1 と Point 2 は同じ挙動を描きながら 105 [Hz]付近にピークが存在することが確認でき、Point 5 と Point 6 は同じ挙動を描きながら 90 [Hz]と 105 [Hz]付近にピークが存在することが確認できる。また、Fig. 4.3 (b)と Fig. 4.4 (b)から Point 1 と Point 2 は同じ挙動を描きながら 90 [Hz]付近にピークが存在することが確認でき、Point 5 と Point 6 も同様に同じ挙動を描きながら 90 [Hz]と 105 [Hz]付近にピークが存在することが確認できる。これらのことから片方のテーブルに推力指令を入力した場合、テーブルの前後の位置に関係なく測定されるデータが同じ傾向であることが確認できる。さらに、Fig. 4.5 (a)から 90 [Hz]付近にピークが存在することが確認できる。この 90 [Hz]については Fig. 4.5 (b)から Point3 の位相が $150 [^\circ]$ と Point4 の位相が $-30 [^\circ]$ であるため、Point3 と Point4 で位相差が $180 [^\circ]$ 存在する。よって、この 90 [Hz] の振動はピッチング方向の振動であると考えられる。また、105 [Hz]については Fig. 4.3 (b) と Fig. 4.4 (b)から Point 1 と Point 5, Point 2 と Point 6 でそれぞれ位相差が存在するため、ヨーイング方向の振動であると考えられる。

以上の結果から大型ガントリー型リニアモータスライダにヨーイング方向の振動とピッチング方向の振動が存在することが確認できた。しかし 3.3 節で問題となっている同位相の振動が 130 [Hz]であるのに対してピッチング方向の振動は 90 [Hz]と周波数が異なる。測定により、大型ガントリー型リニアモータスライダにはピッチング方向の振動が確かに存在しているため、ピッチング方向の振動によって 130 [Hz]の振動が発生したと仮定する。

Fig. 4.6 に大型ガントリー型リニアモータスライダのヨーイング方向とピッチング方向の振動を考慮した多自由度振動モデルを示す。図中の l_{gy1} は重心位置からテーブル 1 の推力発生位置までの長さ [m]、 l_{gy} はテーブル 1 の推力発生位置からテーブル 2 の推力発生位置までの長さ [m]、 θ_p は重心位置回りのピッチング角度 [rad]と τ_p は重心位置回りのピッチング方向のトルク [Nm]、 l_{gp} は重心位置からテーブルの推力発生位置までは鉛直方向の長さ [m]、 l_{sp} は重心位置からテーブルの位置センサ取付位置までの鉛直方向の長さ [m]をそれぞれ表す。Fig. 4.6 から直動方向、ヨーイング方向、ピッチング方向の運動方程式を導出する。式(4.1)～式(4.3)に導出した運動方程式を示す。

$$F_x = Ms^2x \quad \dots (4.1)$$

$$\tau_y = (J_y s^2 + K_{\theta y})\theta_y \quad \dots (4.2)$$

$$\tau_p = (J_p s^2 + K_{\theta p})\theta_p \quad \dots (4.3)$$

この時 M はテーブル質量の合計値 [kg]、 $K_{\theta y}$ はヨーイング方向のばね定数 [Nm/rad]、 $K_{\theta p}$ はピッチング方向のばね定数 [Nm/rad]、 J_y はヨーイング方向の慣性モーメント [kgm²]、 J_p はピッチング方向の慣性モーメント [kgm²]をそれぞれ表す。

さらに x_{fb1} , x_{fb2} , τ_y , τ_p は θ_p と θ_y が微小の時, 式(4.4)~式(4.8)のように表される [31].

$$x_{fb1} = x + l_{sy1}\theta_y + l_{sp}\theta_p \quad \dots (4.4)$$

$$x_{fb2} = x - (l_{sy} - l_{sy1})\theta_y + l_{sp}\theta_p \quad \dots (4.5)$$

$$\tau_p = l_{gp}F \quad \dots (4.6)$$

$$\tau_y = l_{gy1}F_1 - (l_{gy} - l_{gy1})F_2 \quad \dots (4.7)$$

4.2 多自由度振動抑制方法 (制御方法 2)

4.2.1 制御方法の導出

本項では, 前節で導出した多自由度振動モデルから多自由度振動抑制方法 (以下制御方法 2)の導出を行う. 従来の研究ではオブザーバを用いることで振動を抑制する方法 [41][42]が多々

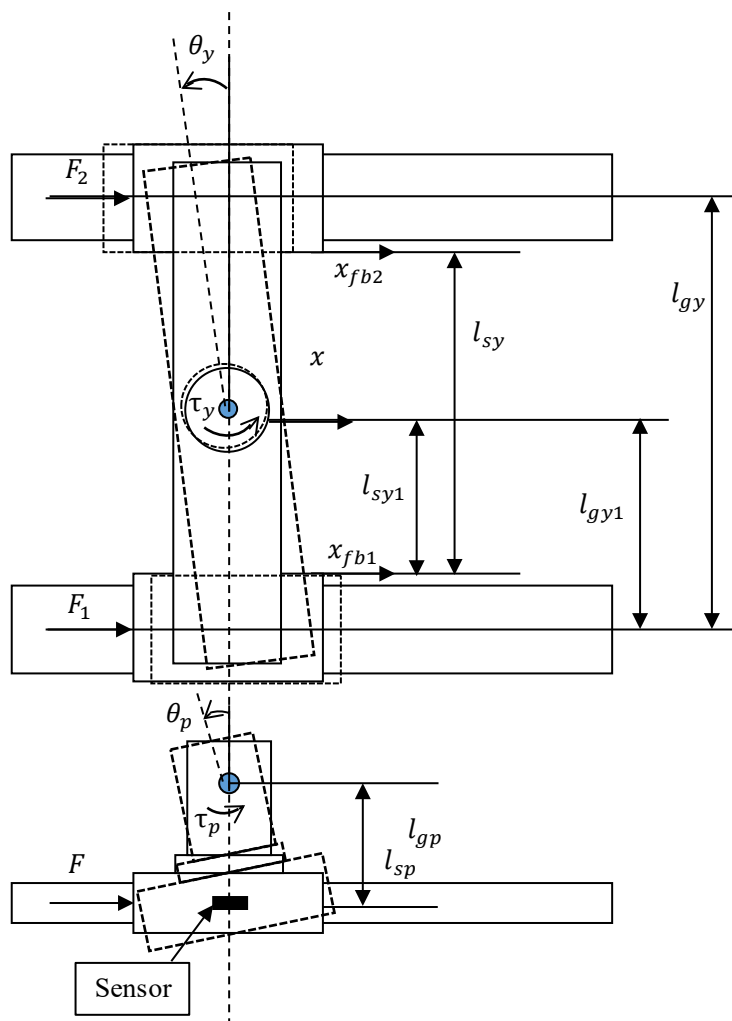


Fig. 4.6 Multi-degree of freedom vibration model of the large-sized gantry type linear motor slider

提案されている。しかし本論文では多自由度振動を考慮する事を目的としているため、簡単に設計可能なインピーダンス制御^[43-45]を参考に振動抑制方法を導出する。制御方法2は大型ガントリ型リニアモータスライダの直動方向、ヨーイング方向、ピッチング方向それぞれで制御を行う。本論文では、式(4.1)から直動方向が剛体系としているため、直動方向の応答 x についてはP-PI制御系を構成する。そしてヨーイング方向とピッチング方向については式(4.8)と式(4.9)に示すように、式(4.2)と(4.3)に速度フィードバックを加えることで減衰項を新たに付加する。

$$\tau_y - J_y K_{py} s \theta_y = (J_y s^2 + K_{\theta y}) \theta_y \quad \dots (4.8)$$

$$\tau_p - J_p K_{pp} s \theta_p = (J_p s^2 + K_{\theta p}) \theta_p \quad \dots (4.9)$$

この時、 K_{py} と K_{pp} は速度ループ比例ゲイン [1/s]を表す。

式(4.6)～式(4.9)から各テーブルに入力する推力指令は式(4.10)と式(4.11)のように表される。

$$F_1 = \frac{(l_{gy} - l_{gy1})}{l_{gy}} F_{xr} - \frac{1}{2l_{gp}} \tau_{pr} - \frac{1}{l_{gy}} \tau_{yr} \quad \dots (4.10)$$

$$F_2 = \frac{l_{gy1}}{l_{gy}} F_{xr} - \frac{1}{2l_{gp}} \tau_{pr} + \frac{1}{l_{gy}} \tau_{yr} \quad \dots (4.11)$$

この時

$$\left. \begin{aligned} F_{xr} &= M_n \left[K_v \{ K_p (x_r - x) - s x \} + \frac{K_i}{s} K_v \{ K_p (x_r - x) - s x \} \right] \\ \tau_{pr} &= J_{pn} K_{pp} s \theta_p \\ \tau_{yr} &= J_{yn} K_{py} s \theta_y \end{aligned} \right\} \dots (4.12)$$

J_{yn} はヨーイング方向のノミナル慣性モーメント [kgm²], J_{pn} はピッチング方向のノミナル慣性モーメント [kgm²]をそれぞれ表す。式(4.10)～式(4.12)から制御には x , θ_p , θ_y が必要である。Fig. 4.6 から x , θ_p , θ_y は式(4.13)～式(4.15)のように導出される。

$$x = x_{fb1} - l_{sy1} \theta_y - l_{sp} \theta_p \quad \dots (4.13)$$

$$\theta_y = \frac{x_{fb1} - x_{fb2}}{l_{sy}} \quad \dots (4.14)$$

$$\theta_p = \frac{x_{fb1} - x - l_{sy1} \theta_y}{l_{sp}} \quad \dots (4.15)$$

式(4.14)から θ_y は x_{fb1} と x_{fb2} から算出することができる。しかし x と θ_p については x_{fb1} と x_{fb2} だけでは算出することができない。ここで θ_p は重心点回りのピッチング角度であり、制御方法2は直動方向、ヨーイング方向、ピッチング方向それぞれで制御を行う。そのためピッチング方向の振動が抑制された場合には、直動方向である x の応答には影響を与えない。そこで、 x は θ_p を考慮しない近似式(4.16)から求める。

$$\begin{aligned} x &\approx x_{fb1} - l_{sy1}\theta_y \\ &= \frac{(l_{sy} - l_{sy1})x_{fb1} + l_{sy1}x_{fb2}}{l_{sy}} \end{aligned} \quad \dots (4.16)$$

また、 θ_p についてはハイパスフィルタを用いることで振動要素以外を除去し近似を行う。式(4.17)に θ_p の近似式を示す。

$$\begin{aligned} \theta_p &\approx \frac{x_{fb1} - l_{sy1}\theta_y}{l_{sp}} \times \frac{s}{s + \omega_{HF}} \\ &= \frac{(l_{sy} - l_{sy1})x_{fb1} + l_{sy1}x_{fb2}}{l_{sp}l_{sy}} \times \frac{s}{s + \omega_{HF}} \end{aligned} \quad \dots (4.17)$$

4.2.2 検証実験の仕様

本項では 4.2.1 項で導出した制御方法2の効果を検証する。検証方法としては 3.3 節で導出した制御方法1を用いた場合の実験結果と制御方法2を用いた場合の実験結果を比較することで検証を行う。Table 4.2 はヨーイング方向、ピッチング方向の速度ループ比例ゲインのパラメータ、Table 4.3 に実験条件を示す。Case 8 については Table 3.3 の再掲である。

Table 4.2 Parameters of velocity proportional gain

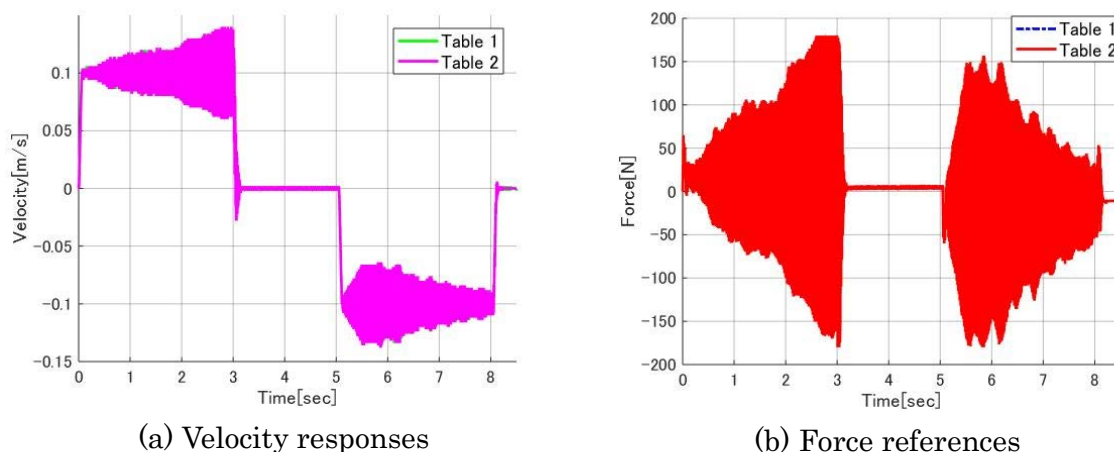
K_{py}	200 [1/s]
K_{pp}	200 [1/s]

Table 4.3 Experimental condition 3

	K_p	K_i	K_v	Control Method
Case 8	117.5 [1/s]	470 [1/s]	470 [1/s]	Control Method 1
Case 9	117.5 [1/s]	470 [1/s]	470 [1/s]	Control Method 2
Case 10	135 [1/s]	540 [1/s]	540 [1/s]	Control Method 2

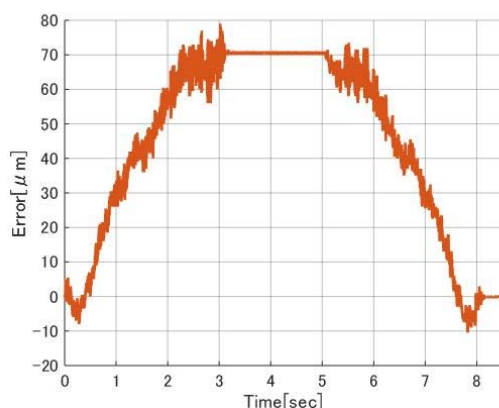
4.2.3 検証結果

Case 8 の場合の実験結果を Fig. 4.7 に示す. これらは Fig. 3.22 の再掲である. Fig. 4.7 (a)はテーブル 1, テーブル 2 の速度応答, Fig. 4.7 (b)はテーブル 1, テーブル 2 の推力指令, Fig. 4.7 (c)は軸間位置誤差をそれぞれ示す. Case 8 の重心位置についてはここでは割愛する. Case 9 の場合の実験結果を Fig. 4.8 に示す. Fig. 4.8 (a)がテーブル 1, テーブル 2 の速度応答, Fig. 4.8 (b)はテーブル 1, テーブル 2 の推力指令, Fig. 4.8 (c)は軸間位置誤差をそれぞれ示す. Case 9 の重心位置については後述する. Fig. 4.9 に, 推力指令のグラフ Fig. 4.7 (b) と Fig. 4.8 (b)のパワースペクトルの比較を示し, Fig. 4.10 に, 軸間位置誤差のグラフ Fig. 4.7 (c)と Fig. 4.8 (c)のパワースペクトルの比較を示す. Case 10 の場合の実験結果を Fig. 4.11 に示す. Fig. 4.11 (a)はテーブル 1, テーブル 2 の推力指令, Fig. 4.11 (b)は軸間位置誤差をそれぞれ示す. テーブル 1, テーブル 2 の速度応答については, Fig. 4.8 (a)と同様であるため, ここでは割愛する. そして, Fig. 4.12 に 3.3.2 項で述べた Table 3.3 の Case 7 と Case 9, Case 10 の場合の位置応答の比較を示し, Table 4.4 に整定時間を示す.



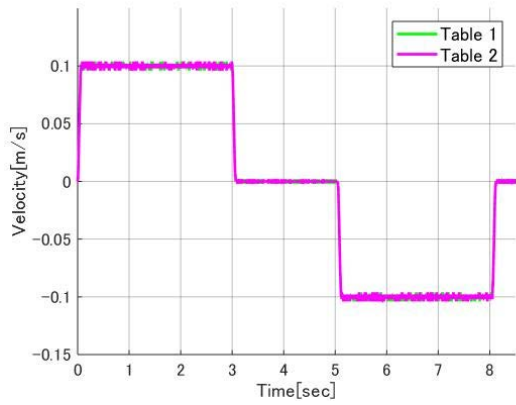
(a) Velocity responses

(b) Force references

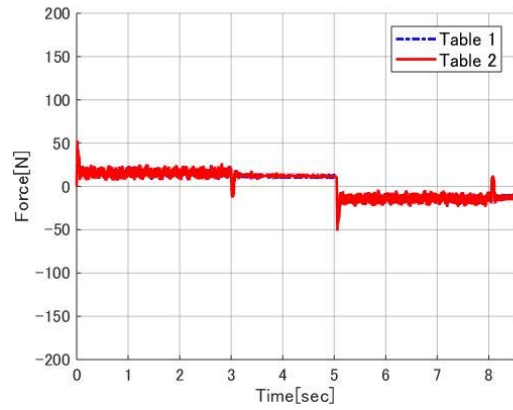


(c) Position error between each axis

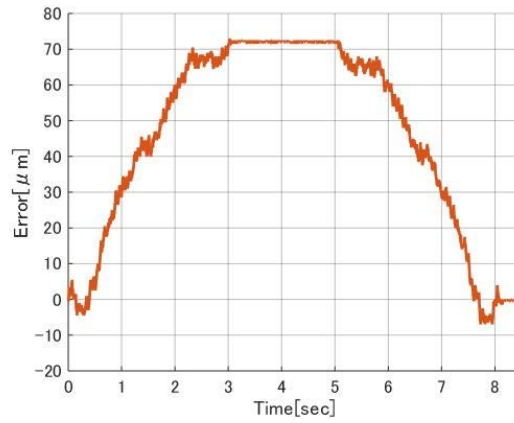
Fig. 4.7 Experimental result of Case 8



(a) Velocity responses

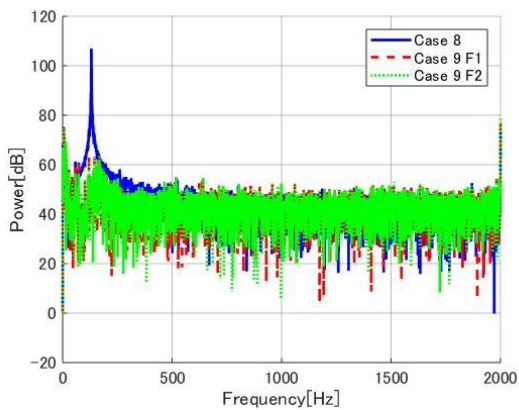


(b) Force references

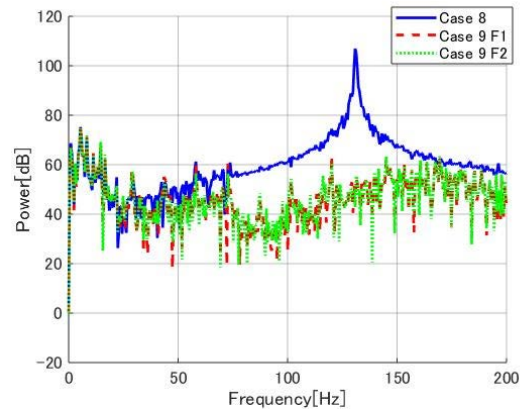


(c) Position error between each axis

Fig. 4.8 Experimental result of Case 9

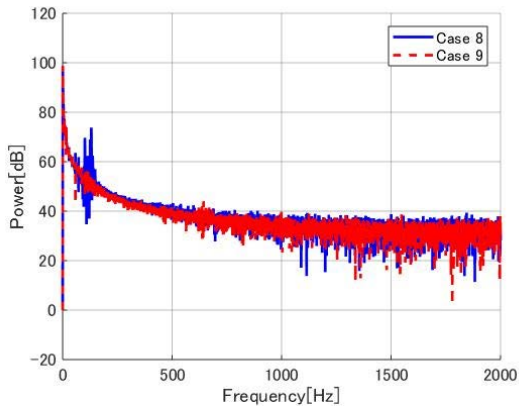


(a) Overall trace of power spectrum

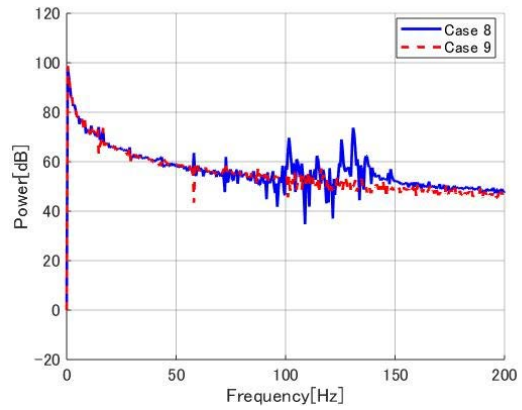


(b) Enlargement of (a)

Fig. 4.9 Comparison of power spectrum of Fig. 4.7 (b) and Fig. 4.8 (b)

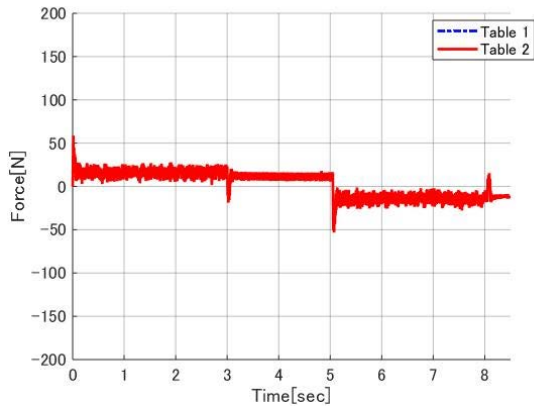


(a) Overall trace of power spectrum

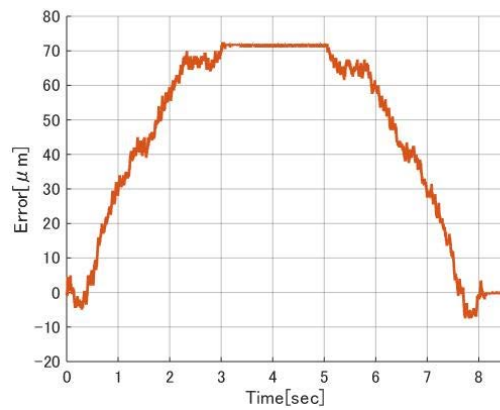


(b) Enlargement of (a)

Fig. 4.10 Comparison of power spectrum of Fig. 4.7 (c) and Fig. 4.8 (c)

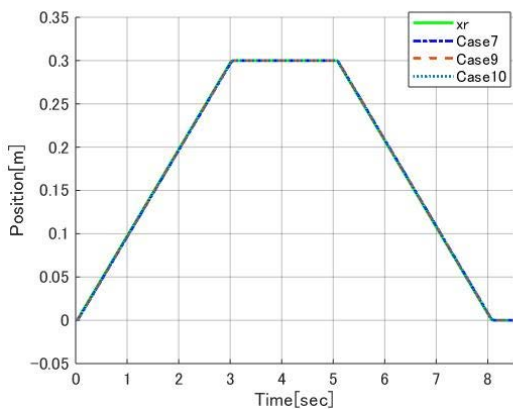


(a) Force references

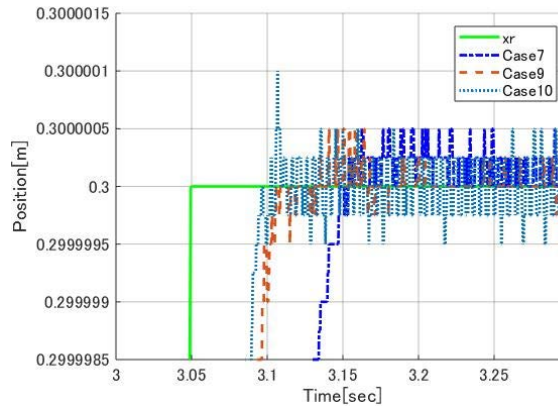


(b) Position error between each axis

Fig. 4.11 Experimental result of Case 10



(a) Overall trace of the position



(b) Enlargement of (a)

Fig. 4.12 Comparison of the center of mass position

Table 4.4 Settling time of Case 7 ,Case 9 and Case 10

Case	Settling time
Case 7	90.25 [ms]
Case 9	47.25 [ms]
Case 10	40.75 [ms]

4.2.4 考察

テーブル 1, テーブル 2 の速度応答のグラフ Fig. 4.7 (a)と Fig. 4.8 (a), テーブル 1, テーブル 2 の推力指令のグラフ Fig. 4.7 (b)と Fig. 4.8 (b), 軸間位置誤差のグラフ Fig. 4.7 (c)と Fig. 4.8 (c)をそれぞれで比較した時, 明らかに Case 9 は Case 8 に比べ振動が抑制されていることが確認できる. さらに Fig. 4.9 (b)の 130 [Hz]のピーク, Fig. 4.10 (b)の 105 [Hz]と 130 [Hz]のピークが Case 8 に比べ, Case 9 の方がピークが低い事が確認できる. これらの事から多自由度振動を考慮する制御方法 2 を用いることで, これらの振動を抑制することができたと考える. さらに, ハイゲイン化を行った場合の実験結果 Fig. 4.11 から, 制御方法 2 では, 更なるハイゲイン化を行った場合でも, 推力指令と軸間位置誤差が振動していないことが確認できる. このハイゲイン化によって Fig. 4.12 と Table 4.4 から位置指令への追従性が上がり整定時間を短縮することが可能になった. よって大型ガントリー型リニアモータスライダの制御性能が向上したと考える.

以上のことから, 大型ガントリー型リニアモータスライダはヨーイング方向の振動だけでなくピッチング振動を含めた多自由度振動を考慮することでハイゲイン化が可能になり, 制御性能が向上することが示された. よって大型ガントリー型リニアモータスライダの場合, 多自由度振動を考慮することが重要であると考えられる.

第5章 結論

近年産業界ではリニアモータスライダが多用されており，マシニングセンタや大型液晶パネル製造装置にはガントリ型リニアモータスライダが使用されている [17-21]．ガントリ型リニアモータスライダは，通常2軸のリニアモータによって駆動されるため，スライダの各リニアモータ可動子（テーブル）を同期させて制御する必要がある．そのため，従来ではガントリ型リニアモータスライダの同期制御の研究が進められてきた．しかし，大型液晶パネル製造装置等に代表される大型ガントリ型リニアモータスライダになると「歪み」と「干渉」が新たな問題として，産業界では課題となっている．これらの課題を解決するための方法は研究されてきたが，実用的な制御方法，「歪み」や「干渉」の影響が実際にガントリ型リニアモータスライダの制御に与える影響，「干渉」のパラメータ同定手法について述べられている論文は現状見当たらない．また，大型機になると低い共振周波数によってハイゲイン化ができない問題がある．さらに，大型機の場合は多自由度振動を持つ場合がある．

以上の事から，本論文では，まず大型ガントリ型リニアモータスライダ特有の課題である「歪み」と「干渉」の影響を精度よく再現できる「歪み」と「干渉」を考慮したモデルの導出と現場で実現可能な簡易的なパラメータの同定手法を提案した．そして，導出した「歪み」と「干渉」を考慮したモデルから推力指令の反発を抑制する実用的な方法を提案し，その効果を検証した．さらに大型ガントリ型リニアモータスライダの振動特性について解析を行い，スライダにはヨーイング方向とピッチング方向の多自由度振動が存在することを確認した．そして多自由度振動を考慮した制御を行うことでハイゲイン化が可能になり，制御性能が向上することを確認した．以下に，各章で得られた成果を示す．

第2章にて，本論文で使用した実験機である大型ガントリ型リニアモータスライダの構成と「歪み」と「干渉」の影響を確認するために現状把握実験を行った．実験結果から，「歪み」と「干渉」の影響によって，推力指令が反発することを確認し，テーブル同士の連結が弾性結合であると仮定した．

第3章にて，前章で確認した「歪み」と「干渉」の影響を再現する「歪み」と「干渉」を考慮したモデルの導出を行い，現場で実現可能な簡易的な方法によるパラメータの同定手法を提案した．導出した「歪み」と「干渉」を考慮したモデルは従来の弾性結合のパラメータのみで「干渉」と「歪み」を再現したモデルに比べ，「歪み」を定量的に取り扱っており，再現性が高い事を示した．そして，導出した「歪み」と「干渉」を考慮したモデルから，事前に「歪み」の測定を必要としない，「歪み」と「干渉」の影響によって発生する推力指令の反発を抑制する方法を導出し，その効果を実験により検証した．検証結果から，提案した推力指令反発抑制方法（制御方法1）は推力指令の反発を抑制し，ハイゲイン化による整定時間の短縮が可能になった．しかし，さらなるハイゲイン化を行うと新たに振動が発生した．

第4章にて，前章で確認した振動問題を取り扱うために，振動解析を行い，大型ガントリ型リニアモータスライダには，ヨーイング方向とピッチング方向の多自由度振動が存在することを確認した．そして，ヨーイング方向とピッチング方向の振動を考慮した大型ガントリ

型リニアモータスライダの多自由度振動モデルを導出し、導出した多自由度振動モデルから多自由度振動を抑制する制御方法（制御方法 2）を導出した。制御方法 2 の効果は実験により検証され、検証結果から多自由度振動を考慮した制御を行うことで更なるハイゲイン化が可能になり、整定時間の短縮が可能になった。これにより、大型ガントリ型リニアモータスライダの制御性能が向上したと判断でき、多自由度振動を考慮する事が重要であると示された。

本論文では上述のように、大型ガントリ型リニアモータスライダの「歪み」と「干渉」が制御に与える影響、「歪み」と「干渉」を精度よく再現できる「歪み」と「干渉」を考慮したモデルの導出と推力指令の反発を抑制する実用的な制御方法の提案、多自由度振動を考慮することで大型ガントリ型リニアモータスライダの制御性能が向上する事を述べた。よって、本論文は大型液晶パネル製造装置に代表される大型ガントリ型リニアモータスライダによる生産性の向上や品質の向上に貢献できると考える。また、本論文で取り扱った多自由度振動の問題は、大型ガントリ型リニアモータスライダだけでなく複数の共振周波数を持つ大型機や複数のモータで駆動するいわゆる多軸系の機構でも発生する。よって、本論文はそれらの機構の多自由度振動の抑制にも有用であるため、産業界のさらなる発展に資すると考える。

参考文献

- [1] 黒澤豊樹, “メカトロニクス技術の展開と今後のニーズ”, 精密機械, Vol. 49, No. 11, pp. 1475-1480, (1983)
- [2] 有本卓, “メカトロニクス教育と研究のあり方—メカトロニクス小委員会の活動サマリー—”, 学術の動向, Vol. 3, No. 3, pp. 46-48, (1998)
- [3] 本田英己, “直列ツインリニアスライダの位置決め制御に関する研究”, 九州工業大学, 平成 16 年度博士学位論文
- [4] H Yu, and B Fahimi, “Industrial servo applications of linear induction motors based on dynamic maximum force control”, 2010 Twenty-Fifth Annual IEEE Applied Power Electronics Conference and Exposition (APEC), pp. 1498–1502, (2010)
- [5] Y. Nakamura, K. Morimoto, and S. Wakui, “Position control of linear slider via feedback error learning”, 2011 Third Pacific-Asia Conference on Circuits, Communications and System (PACCS), pp. 1–4, (2011)
- [6] 山田貴啓, 藤崎敬介, “リニアインダクションモータによる薄鋼板の張力付与と加熱”, 電気学会論文誌 D, Vol. 127, No. 7, pp. 707-714, (2007)
- [7] 荻田充二, “(I) 産業用リニアドライブ技術の応用動向”, 電気学会論文誌 D, Vol. 119, No. 3, pp. 276-278, (1999)
- [8] 堀内宰, “精密・超精密位置決め的高速化—ボールねじ対リニアモーター—”, 精密工学会誌, Vol. 67, No. 2, pp. 179-183, (2001)
- [9] 正田英介, “リニアドライブ技術とその応用”, オーム社, (1991)
- [10] 内田裕之, 曾我部正豊, “精密工学におけるリニアモータ”, 精密工学会誌, Vol. 75, No. 2, pp. 242-245, (2009)
- [11] 産業用リニアドライブ技術の応用展開調査専門委員会, “最新！リニアモータ応用の状況 2015”, 電気学会論文誌 D, (2016)
- [12] 中島レイ, 郭双暉, 本田英己, 小黑龍一, 宮河秀和, 辻輝生, “ツインリニアドライブ機構を有するリニアスライダの位置決め制御”, 電気学会論文誌 D, Vol. 123, No. 3, pp. 278-285, (2003)
- [13] S. Watanabe, R. Oguro, J. Kobayashi, and F. Ohkawa, “A Decoupling Method for Serial Twin Linear Slider System with Machine Stand Vibration”, 2006 IEEE International Symposium on Industrial Electronics, pp. 3032–3037, (2006)
- [14] 大橋俊介, “2 相リニア磁気浮上搬送システムの浮上・推進に関する検討”, 電気学会論文誌 D, Vol. 126, No. 6, pp. 812-817, (2006)
- [15] 小代哲也, 本田英己, 鶴田和寛, 花本剛士, “大型ガントリ型リニアモータスライダの制御モデルに関する研究”, 電気学会論文誌 D, Vol. 137, No. 10, pp. 746-752, (2017)
- [16] 平野聡: 「産業界の動向」, 溶接学会誌, Vol. 75, No. 5, pp. 322, (2006)
- [17] F. Terasaki, J. Kobayashi, R. Oguro, and F. Ohkawa, “A positioning control of a serial

- twin linear slider system with machine stand vibration”, 2006 IEEE International Conference on Industrial Technology, pp. 2925–2930, (2011)
- [18] 曾我部正豊, 岩下平輔, 園田直人, 垣野義昭, “リニアモータ駆動におけるタンデム制御に関する研究”, 精密工学会誌, Vol. 73, No. 5, pp. 605-610, (2007)
- [19] 富田良幸, 小島英嗣, 川地俊一, 小梁川靖, 大塚征司, “FPD プロセス用超大型・超精密位置決めステージの研究開発”, 精密工学会誌, Vol. 78, No. 2, pp. 117-121, (2012)
- [20] 荻北一郎, 前田浩一, “ガントリータイプ精密テーブルの精密速度制御について”, 計測自動制御学会産業論文集, Vol. 5, No. 11, pp. 75-82, (2006)
- [21] MOTION TRUST HP, <http://www.motion-trust.co.jp/>
- [22] 吉田 肇, “甲板機械 (2)”, マリンエンジニアリング, Vol. 44, No. 1, pp. 79-84, (2009)
- [23] K. Sato, K. Tsuruta, T. Kikuchi, and H. Honda, “A robust adaptive control for parallel linear sliders using decoupling model”, 2008 SICE Annual Conference, pp. 848–853, (2008)
- [24] 田崎保興, 小林順, 大川不二夫, “ガントリー型リニアスライダの位置決め制御”, 日本機械学会九州支部講演論文集, C16, pp. 117-118, (2008)
- [25] 小代哲也, 本田英己, 鶴田和寛, “ツイン駆動リニアモータスライダの同期誤差抑制方法に関する研究”, 平成 27 年電気学会産業応用部門大会, Y-75, (2015)
- [26] T. Ojira, K. Tsuruta, and H. Honda, “Synchronization Error Suppression Control for Twin-drive Table System,” The 12th International Conference on Motion and Vibration MOVIC2014, 3A21, pp. 1–8, (2014)
- [27] 豊沢雪雄, 園田直人, “サーボ制御装置”, 特開 2001-273037, (2001)
- [28] 渡邊寛治, 済陽和彦, 清田直登, “ツイン同期制御方法”, 特開 2004-326252, (2004)
- [29] 園田直人, 岩下平輔, “一つの被駆動体を二つの電動機で駆動させる制御装置”, 特開 2013-31234, (2013)
- [30] S. Yamamoto, and S. Wakui, “Application of Robust Control Law for Linear Slider”, Int. J. of Automation Technology, Vol. 2, No. 1, pp. 34–42, (2008)
- [31] 宮河秀和, 山本暁洋, 浜松弘, 後藤聡, 中村政俊, “リニアモータの重心点速度推定オブザーバを用いた機械共振抑制高速位置決め制御”, 精密工学会誌, Vol. 68, No. 2, pp. 284-290, (2002)
- [32] T. Ojira, H. Honda, K. Tsuruta, and T. Hanamoto, “Study on control method of the large-sized gantry type linear motor slider with distortion”, 2016 19th International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS), pp. 1–4, (2016)
- [33] T. Ojira, H. Honda, T. Hanamoto, and K. Tsuruta, “Consideration on control method of the large-sized gantry-type linear motor slider”, 2017 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation (ICMA), pp. 1198–1203, (2017)

- [34] T. Ojio, T. Tachibana, H. Honda, H. Hamamatsu, K. Tsuruta, and T. Hanamoto, “Consideration of Multi-Degree of Freedom Vibration on Large-Sized Gantry Type Linear Motor Slider”, *J. of Robotics and Mechatronics (JRM)*, (2019), in press
- [35] 岩崎誠, 前田佳弘, 川福基裕, 平井洋武, “非線形摩擦のモデル化と摩擦補償による位置決め制御系の高精度化”, *電気学会論文誌 D*, Vol. 126, No. 6, pp.732-740, (2011)
- [36] 高木章二, “メカトロニクスのための制御工学”, コロナ社, (1993)
- [37] 野波健蔵, 西村秀和, “MATLAB による制御理論の基礎”, 東京電気大学出版局, (1998)
- [38] K. Tsuruta, T. Ojio, N. Ushimi, and T. Sakaki, “Vibration Suppression Compensator using Nonlinear Observer for Table Positioning Systems”, 2013 10th International Conference on Ubiquitous Robots and Ambient Intelligence (URAI), pp. 481 - 485, (2013)
- [39] 鶴田和寛, 佐藤和也, 牛見宣博, 藤本孝, “スライディングモードの補償機能を備えた高速・高精度位置制御”, *電気学会論文誌 D*, Vol. 128, No. 9, pp. 1114-1120, (2008)
- [40] 松原厚, “精密位置決め・送り系設計のための制御工学”, 森北出版株式会社, (2008)
- [41] 佐野洋基, 佐藤健太郎, 大石潔, 宮寄敏昌, “摩擦外乱オブザーバを拡張したクレーン振動抑制制御系のロバスト化の一検討”, *電気学会論文誌 D*, Vol. 132, No. 3, pp. 357-365, (2012)
- [42] 保坂元明, 村上俊之, “多重オブザーバ構成によるフレキシブルアームの防振制御”, *電気学会論文誌 D*, Vol. 124, No. 7, pp. 693-698, (2004)
- [43] P. Song, Y. Yu, and X. Zhang, “Impedance Control of Robots: An Overview”, 2017 2nd International Conference on Cybernetics, Robotics and Control (CRC), pp. 51–55, (2017)
- [44] T. Senoo, M. Koike, K. Murakami, and M. Ishikawa, “Impedance Control Design Based on Plastic Deformation for a Robotic Arm”, *IEEE Robotics and Automation Letters*, Vol. 2, No. 1, pp. 209–216, (2017)
- [45] F. Aghili, “Robust impedance control of manipulators carrying a heavy payload”, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 132, No. 5, (2010)
- [46] 涌井伸二, 野田あずさ, 秋山岳史, 赤津観, “逆ノッチフィルタを用いた速度センサの高帯域化”, *日本機械学会論文集 C*, Vol.70, No.700, pp3427-3433, (2004)

謝辞

九州工業大学大学院生命体工学研究科生命体工学専攻博士後期課程に入学し、本研究の遂行ならびに本論文作成にあたり、終始懇切なるご指導とご鞭撻を賜りました、九州工業大学大学院生命体工学研究科花本剛士教授に厚くお礼申し上げます。

また、本研究の遂行にあたり、終始懇切なるご指導とご鞭撻を賜りました九州工業大学大学院生命体工学研究科本田英己客員教授に深く感謝するとともに、厚くお礼申し上げます。

本研究の遂行にあたり、貴重なご意見とご助言を賜りました九州産業大学理工学部機械工学科鶴田和寛教授に厚くお礼申し上げます。

本研究の実験の実施にあたり、ご助力を賜りました北九州工業高等専門学校生産デザイン工学科知能ロボットシステムコース浜松弘教授に厚くお礼申し上げます。

学位論文の作成にあたり、リニアモータの技術動向に関して貴重なご意見と資料提供をいただきました株式会社安川電機開発研究所モータ・アクチュエータ開発部鹿山透部長、牧野省吾課長代理に厚くお礼申し上げます。

本論文をまとめるにあたり、有益なご助言、ご討論を賜りました九州工業大学大学院生命体工学研究科大村一郎教授、高嶋一登准教授に深く感謝いたします。

同部屋の研究室として、ご助言とご高配を賜りました九州工業大学大学院生命体工学研究科佐々木巖客員教授に厚くお礼申し上げます。

本研究を行うにあたり、温かいご理解とご配慮を賜りました九州工業大学大学院生命体工学研究科本田研究室、および佐々木研究室の皆様には深く感謝いたします。

最後に、これまで温かく応援してくれた友人、家族に深く感謝を申し上げます。

付録

付録 A ノッチフィルタ

ここでは 3.1 節で使用したノッチフィルタについて述べる. 式 (A.1) にノッチフィルタの伝達関数を示す [46]. ここで ω_0 , Q , a_n はそれぞれ, ノッチ中心角周波数 [rad/s], ゲインをカットする帯域決定の係数, ノッチの深さを定める係数である.

$$N_c(s) = \frac{s^2 + a_n s + \omega_0^2}{s^2 + (\omega_0/Q)s + \omega_0^2} \quad \dots (A.1)$$

ノッチフィルタは双一次変換を用いてデジタルフィルタに変換する. 式 (A.2) にデジタルノッチフィルタのパルス伝達関数を示す. ω_d , t_s はそれぞれデジタル角周波数, サンプルング周期である.

$$N_c(z) = \frac{z^{-2}\{4 - 2a_n t_s + (\omega_d t_s)^2\} + z^{-1}\{-8 + 2(\omega_d t_s)^2\} + 4 + 2a_n t_s + (\omega_d t_s)^2}{z^{-2}\{4 - 2\omega_d t_s/Q + (\omega_d t_s)^2\} + z^{-1}\{-8 + 2(\omega_d t_s)^2\} + 4 + 2\omega_d t_s/Q + (\omega_d t_s)^2} \quad \dots (A.2)$$

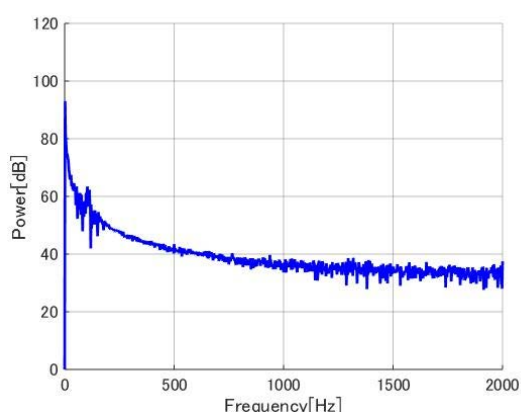
アナログ周波数とデジタル周波数との変間誤差を解消するために, プリワーピング処理を行う [46]. 式 (A.3) にプリワーピング処理の補正式を示す.

$$\omega_d = \frac{2}{t_s} \tan^{-1} \left(\frac{\omega_0 t_s}{2} \right) \quad \dots (A.3)$$

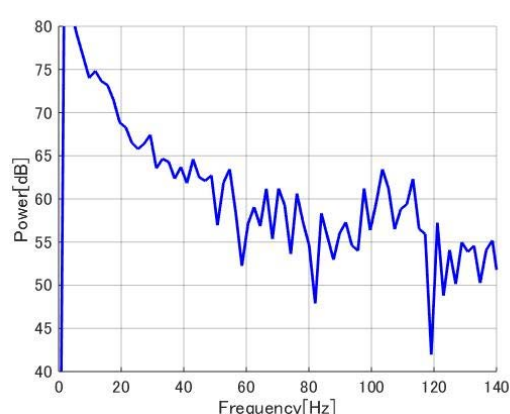
ノッチフィルタのパラメータは試行錯誤的に求め $Q = 1$, $a_n = 0$ とした.

付録 B パワースペクトル図

ここでは、3.1 節で用いたパワースペクトル図を示す。本研究では両方のテーブルまたは、片方のテーブルに 40 [N] のステップ状の推力指令を入力した場合の軸間位置誤差から作成する。Fig. B.1 に、両方のテーブルに同時にステップ状の推力指令を入力した場合のパワースペクトル図を示し、Fig. B.2 にテーブル 1 に 40 [N] のステップ状の推力指令を入力した場合、Fig. B.3 にテーブル 2 に 40 [N] のステップ状の推力指令を入力した場合のパワースペクトル図をそれぞれ示す。

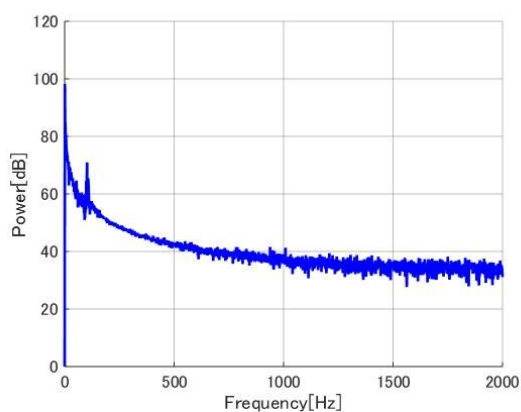


(a) Overall trace of power spectrum

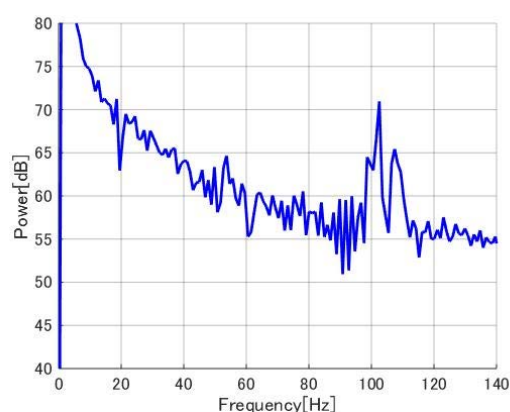


(b) Enlargement of (a)

Fig. B.1 Power spectrum of position error between each axis with input on Table 1 and Table 2

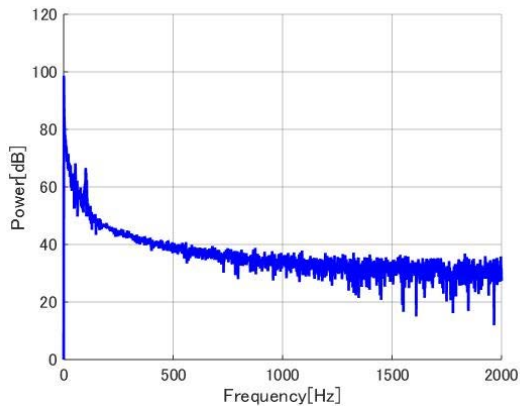


(a) Overall trace of power spectrum

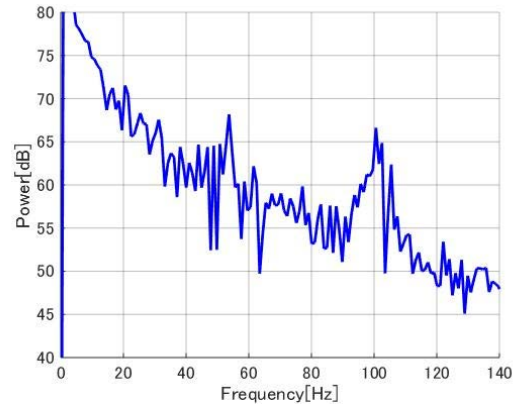


(b) Enlargement of (a)

Fig. B.2 Power spectrum of position error between each axis with input on Table 1



(a) Overall trace of power spectrum



(b) Enlargement of (a)

Fig. B.3 Power spectrum of position error between each axis with input on Table 2

付録 C 「干渉」の同定実験結果のグラフ

ここでは、3.1 節で割愛した 50 [N]、60 [N]、のステップ状の推力指令を用いた場合の実験結果を示す。Fig. C.1 に片方のテーブルに 50 [N] のステップ状の推力指令を使用した場合の軸間位置誤差の測定結果を示し、Fig. C.1 から「歪み」を除去した軸間位置誤差のグラフを Fig. C.2 に示す。同様に、Fig. C.3 に片方のテーブルに 60 [N] のステップ状の推力指令を使用した場合の軸間位置誤差の測定結果を示し、Fig. C.3 から「歪み」を除去した軸間位置誤差のグラフを Fig. C.4 に示す。

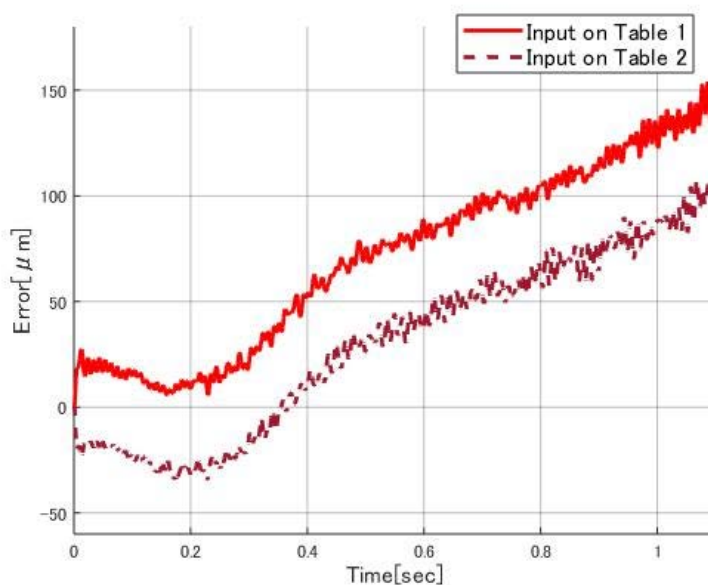


Fig. C.1 Position error between each axis of 50 [N]

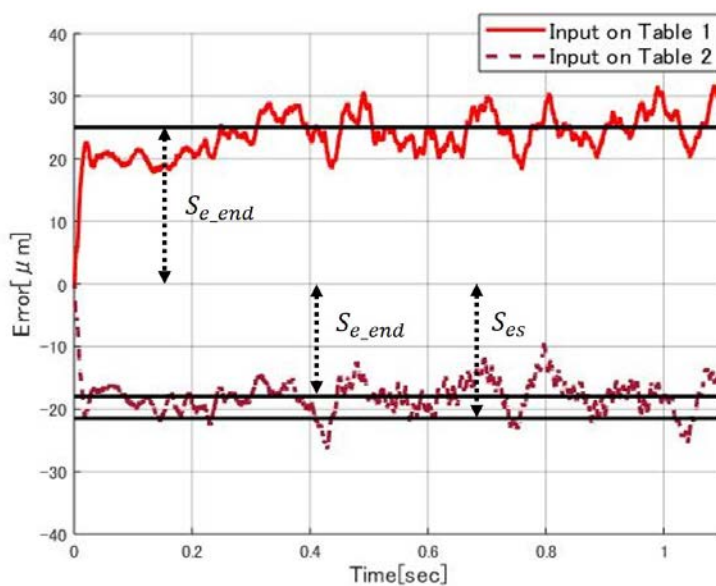


Fig. C.2 Wipe out the distortion of Fig. C.1

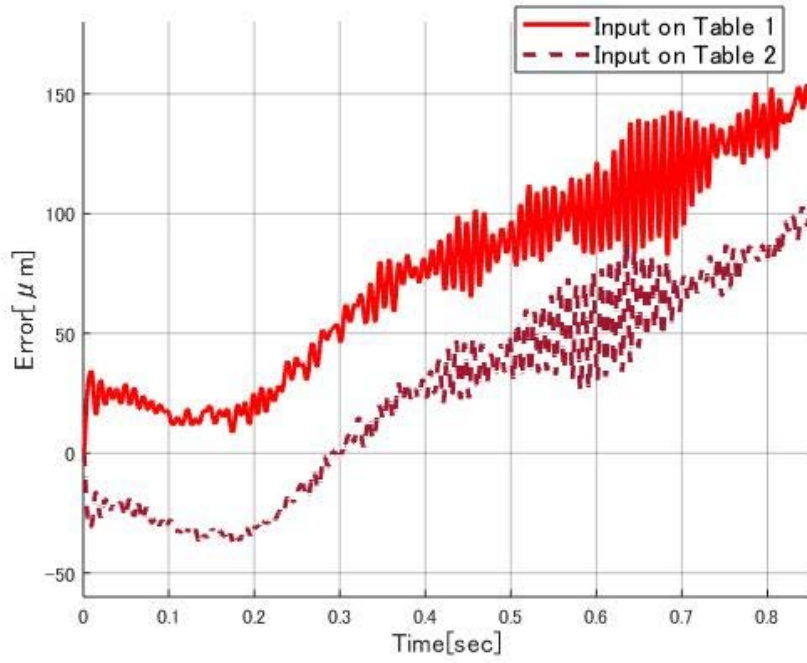


Fig. C.3 Position error between each axis of 60 [N]

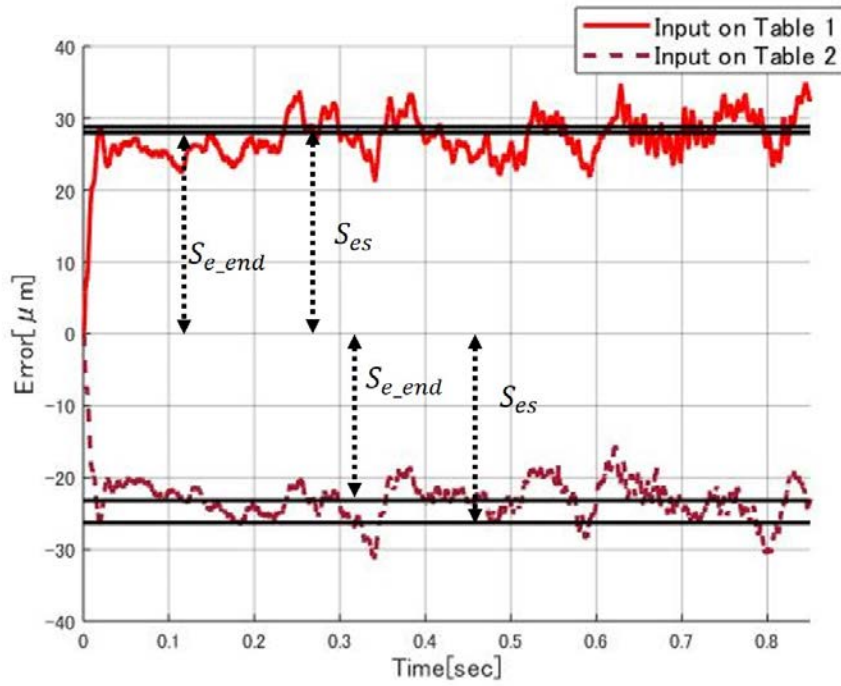


Fig. C.4 Wipe out the distortion of Fig. C.3