

博士論文

産業機械のサーボ系開発における
モデルベース手法の活用

Applications of Model-Based Method in Development
of Servo Systems of Industrial Machinery

平成31年3月

長野 鉄明

目次

第 1 章 序論	1
1.1 研究の背景	1
1.2 研究の目的	3
1.3 本論文の構成	4
1.4 各章と発表論文との関係	5
第 2 章 関連研究と課題	6
2.1 産業機械のサーボ制御系の特質	6
2.1.1 産業機械のサーボ制御系の構成	6
2.1.2 産業機械メーカーと制御機器メーカー	7
2.1.3 サーボアンプの制御系の構成	7
2.1.4 制御機器と機械の組み合わせ検証	8
2.2 産業機械のサーボ制御系開発に関する関連研究	10
2.2.1 産業機械のサーボ制御系の開発手法	10
2.2.2 産業機械のサーボ制御系における振動抑制制御	13
2.3 産業機械のサーボ制御系における課題	14
2.3.1 産業機械のサーボ制御系で発生する機械振動	14
2.3.2 速度制御帯域よりも高い周波数の機械振動の抑制における課題	14
2.3.3 速度制御帯域よりも低い周波数の機械振動の抑制における課題	16
2.4 産業機械のサーボ制御系の開発手法における課題	18
2.4.1 産業機械におけるサーボ制御系の課題	18
2.4.2 制御機器メーカーにおけるサーボ制御系開発の課題	19
2.5 課題と各章の関係	20
第 3 章 産業機械のサーボ系の振動抑制フィルタの自動調整方式の開発	21
3.1 はじめに	21
3.2 ノッチフィルタによる機械振動抑制の課題	22
3.3 適応 FIR フィルタによる振動抑制 FIR フィルタの自動調整	24
3.3.1 制御系の構成	24
3.3.2 振動抑制 FIR フィルタの特徴と効果	26
3.3.3 振動抑制 FIR フィルタのタップ数について	27
3.3.4 適応 FIR フィルタの適応アルゴリズム	28
3.4 検証結果と考察	28
3.4.1 シミュレーション結果	28
3.4.2 実験結果	32
3.4.3 考察	40

3.5	第3章のまとめ	40
第4章	産業機械のアクティブ架台制振機構の開発と小型化・軽量化設計	42
4.1	はじめに	42
4.2	架台振動抑制における課題	43
4.2.1	架台振動のアクティブ制振方式における課題	43
4.2.2	指令ノッチフィルタによる架台振動抑制における課題	44
4.3	提案するアクティブ制振機構とその設計方法	44
4.3.1	提案法におけるシステム構成	44
4.3.2	機械のモデル化と提案法における制御系の構成	45
4.3.3	付加質量の軽量化と動作範囲の縮小	47
4.3.4	付加質量の動作範囲と残留振動率の関係の定量化	47
4.4	検証結果と評価・考察	49
4.4.1	実験装置	49
4.4.2	従来法による実験結果	50
4.4.3	提案法によるアクティブ制振機構の設計	52
4.4.4	提案法による実験結果	52
4.4.5	評価と考察	56
4.5	第4章のまとめ	57
第5章	産業機械のサーボ系開発のためのモデルベース手法の提案とその適用	58
5.1	はじめに	58
5.2	産業機械のサーボ制御システムの従来の検証手法とその課題	59
5.2.1	産業機械のサーボ制御システムの構成	59
5.2.2	従来の検証手法の課題	60
5.3	提案する産業機械のサーボ制御系のモデルベース手法	61
5.3.1	モデルの作成とモデルライブラリの構築	62
5.3.2	MILS 検証	64
5.3.3	HILS 検証システム	64
5.4	提案手法の適用結果と考察	67
5.4.1	5軸搬送ロボットへの適用	67
5.4.2	スタッカークレーンへの適用	72
5.4.3	プレス機械への適用	77
5.4.4	機械モデルの精度およびサーボ制御系の開発検証期間の短縮について	81
5.5	第5章のまとめ	82
第6章	結論	83
6.1	本研究の成果	83
6.2	産業機械のサーボ系の振動抑制フィルタの自動調整方式の開発	83
6.3	産業機械の架台振動抑制のためのアクティブ制振機構の小型化・軽量化	84

6.4 産業機械のサーボ系開発のためのモデルベース手法の提案とその適用	84
6.5 今後の展望	85
謝辞	87
参考文献	88
第1章分	89
第2章分	80
第3章分	91
第4章分	92
第5章分	94
第6章分	96
発表論文	97
学会誌論文	97
国際会議論文	97

第1章 序論

1.1 研究の背景

工場で使用される産業機械のサーボ制御には、コントローラ、サーボアンプ、サーボモータといった制御機器が使用されている。コントローラは上位からの作業指示を受けて各サーボアンプに動作指令を出力し、サーボアンプはその指令に基づいてサーボモータを制御するという構成となっている。機械メーカー自身が制御機器を内製化している産業用ロボットと、専用の制御機器が製品化されている工作機械を除くと、大多数の産業機械では、制御機器メーカーが汎用品として製品化している制御機器が使われている[1]。コントローラ、サーボアンプ、サーボモータの3つを汎用品として製品化している国内の制御機器メーカーは10社程度であり、その上位4社で国内シェアの8割以上を占めている[2]。一方、産業機械には多種多様な装置があり、機械メーカーが加盟する多くの工業会[3]～[9]がある。機械メーカーの数は制御機器メーカーの数には数十倍の差がある。このように、産業機械のサーボ制御系は、制御対象である機械と、制御機器を設計するメーカーが異なっているという特徴がある。そのため、制御機器メーカーの数に比べて機械メーカーの数ははるかに多く、制御機器は汎用製品であり、あるメーカーの制御機器が、競合関係にある異なる機械メーカーで使われることもあれば、1つの機械メーカーで、競合関係にある制御機器メーカーの製品を使う場合もある。

機械メーカーでの制御機器の選定は、通常、試作機械が完成した段階で行われる。制御機器の選定は、一般的にはカタログや販売代理店との打ち合わせで行われる場合もある。制御機器メーカーによる競争形式で制御機器の選定が行われる場合もある。前者の場合、機械装置の立ち上げと制御パラメータの設定や調整が行われる。後者の場合、制御機器メーカーが制御パラメータの調整や制御方式の改良を行い、動作検証結果に基づいて制御機器メーカーが決まる。なお、この機械と制御機器を組み合わせた動作検証を、制御機器の分野では一般に実機検証と呼ぶ。

産業機械には高生産性が求められるので、サーボ制御系は、高速、高応答、高加減速化を重視した特性に調整される。そのため、上述の実機検証において機械の振動が問題となる場合が多い。

例えば、産業機械で広く使われているボールネジ駆動方式では、速度応答帯域より高い領域で発生する機械振動がしばしば問題となる。これは、近年のサーボアンプの高性能化によってより高応答な応答設定が可能となったことによる。この振動はサーボアンプに装備された振動抑制フィルタで抑制できるが、コントローラからの指令パターンの変更、潤滑状態や摩耗状態の変化がきっかけとなって振動が発生する場合がある。その場合、機械をいったん停止して振動抑制フィルタを再調整する必要が生じる。この指令パターンの変更は、近年のスマート工場化における変種変量生産に対応して発生することが多い。また、このボールネジの特性には個体差があるため、同じ機械でも機台毎に個別の初期調整が必要となっている。

また、生産性向上のための高加減速化あるいは小型軽量化を図ると、機械の共振特性が励起されやすくなる。特にリニアサーボモータ駆動や実装機のように高加減速レートの機械装置の場合は、可動部の駆動反力によって可動部が載っている架台が振動する。この架台振動は、位置決め性能だけでなく、床面を伝わって他の装置にも影響を及ぼすことがある。

さらに、近年の汎用コントローラの高性能化・高機能化を受けて、ロボットメーカーではない機械メーカーが、従来専用機械で構成していた周辺作業機械を変種変量生産に対応して多関節ロボット化する事例や、コストダウンのために自社機械に組込んでいるパラレルリンクロボットを内製化する等の取組みが増加している。ロボット場合、アーム先端の動作は各軸の合成動作となるため、実機検証での各軸のサーボモータの応答波形とアーム先端の振動を対応付けて、振動の原因を特定して制御機器を適切に調整することは容易ではない。その場合、機械メーカーと制御機器メーカーと共同で実機検証を行う場合もある。

あるいは、例えば大型機械であるプレス機械の省エネ制御の開発においては、運動エネルギーと電気エネルギーの授受において、機械系と電気系の連成現象が発生する。そのため、現象の把握が難しいということに加え、機械が大型で制御機器側も高圧大電流を扱うため装置保護や安全面から制約を受け、制御方式の設計・検証に時間を要するという課題がある。

代表的な産業機械である半導体・液晶パネル製造装置、包装機械、搬送機械は、ポイント・ツー・ポイント（Point-To-Point、以下 PTP）位置決め制御による部品やワークの移載を目的としており、工作機械のような外力を受けないため機械剛性を重視した設計[10]が必要とされていなかった。そのため、高加減速化や小型軽量化を図ろうとした場合、振動問題が発生することが多い。

従来より、制御機器メーカーでは、サーボモータの制御方式の開発において、制御装置の機能や制御対象をモデル化し、それらのモデルを用いて開発を進めるモデルベース開発（Model Based Development、以下 MBD）の手法であるモデル・イン・ザ・ループ・シミュレーション（Model-the-Loop-Simulation、以下 MILS）検証、ラピッド・コントロール・プロトタイプング（Rapid-Control-Prototyping、以下 RCP）検証、ハードウェア・イン・ザ・ループ・シミュレーション（Hardware-In-the-Loop-Simulation、以下 HILS）検証を用いて開発の効率化と設計品質の向上を図ってきた [10]-[13]。しかしながら、それらはサーボモータのトルク、電圧、電流、速度の制御に注目したものであった、モータ軸に連結される機械負荷としては、1 軸駆動の 3 慣性共振系程度の比較的単純な機械モデルを使用していた。そのため上述のような機械振動問題に対して MILS 検証や HILS 検証は十分な対応ができておらず、実機検証の比重が大きなものとなっている。

以上、産業機械のサーボ制御系の現状について整理すると以下となる。

(1) 制御機器は、制御機器メーカーの汎用製品が使われるため、制御と機械の組合せ

検証が実機検証で初めて行われ、この段階で様々な問題が発見され対策に時間がかかる場合がある。

- (2) 高応答化、指令パターンの変化、経年変化によってボールネジ駆動系で振動が発生する場合がある。初期調整も含め振動抑制フィルタの調整に時間を要している。
- (3) ワークの移載が主体の機種では、剛性を重視した設計がなされない傾向があるため。高加減速動作や機械の小型軽量化で架台振動が発生する場合がある。
- (4) ロボットメーカーではない機械メーカーが、汎用の制御機器を使って開発するロボットを内製化する事例が増えている。アーム振動が発生すると機械メーカーと制御機器メーカーが共同で対策を行う場合がある。
- (5) 大型機の実機検証では、装置保護や安全面で制約受けるので、検証に時間がかかる。

1.2 研究の目的

本論文では、以上の背景を受けて

- (1) 産業機械のボールネジ駆動系で発生する振動のための振動抑制フィルタの自動調整方式の開発
- (2) 産業機械の架台振動の抑制制御方式の開発と数式モデルに基づいた設計式の導出
- (3) 産業機械のサーボ制御系の開発に適したモデルベース手法の提案と産業機械への適用

の3つを研究の目的とする。

具体的には、(1)は、ボールネジ駆動系で発生する振動に対して振動抑制フィルタの自動調整化の実現により、機械メーカーにおける機台毎の初期調整に要する時間を省くとともに、工場内で稼働中に発生した場合にも自動調整により、機械を停止させることなく運転の継続を可能にする技術である。開発にはモデルベース手法として独自のRCP検証装置を用いることで設計検証サイクルの効率化を図る。

(2)は、チップ部品実装機装、半導体製造装置等の高加減速化、小型軽量化で発生する架台振動を抑制して生産性向上に寄与するアクティブ制振技術である。数式モデルに基づいて設計式を導出したので、振動抑制性能、装着する機械の諸元に応じて、適切なアクティブ制振装置の設計を迅速に行える。

(3)は、機械を作るメーカーと制御機器のメーカーが異なるという産業機械のサーボ制御系の特質に適した独自のモデルベース手法の提案である。すなわち、制御機器の選定段階で機械メーカーから提示される主要諸元から作成した機械モデルと、制御機器のモデルを用いたMILS検証を行い、その結果を反映した実際のコントローラ、サーボアンプの制御ユニットと、機械、パワー回路、モータのモデルを組み合わせる独自のHILS検証システムを用いて動作検証を行うモデルベース手法である。手案手法を実

際の産業機械に適用しその効果を検証する。

なお、本論文におけるモデルとは、制御装置の機能を数式や MATLAB/Simulink 等のブロック図等で表現した制御装置のモデル、およびモータ、パワー回路、機械などの制御対象の物理現象を数式や MATLAB/Simulink 等のブロック図等で表現した制御対象のモデルを指す。その具体的な内容については、後述の該当箇所述べる。

1.3 本論文の構成

本論文は第 1 章から第 6 章で構成される。各章の要点は以下の通りである。

第 1 章「序論」

本研究の背景と目的、各章の概要と関係性、各章と発表論文との関係について述べた。

第 2 章「関連研究と課題」

工場で使われる産業機械とそのサーボ制御系の特質について論じ、ついで、産業機械のサーボ制御系開発に関する関連研究について論じる。そして、産業機械のサーボ制御系の特質に関係して生じる振動抑制制御における調整や設計手法に関わる課題、産業機械のサーボ制御系の特質に対応した開発・検証手法の構築と活用に関わる課題について制御機器メーカーの観点から論じる。

第 3 章「産業機械のサーボ系の振動抑制フィルタの自動調整方式の開発」

産業機械のサーボ制御系における速度制御帯域よりも高い周波数の機械振動に対する振動抑制フィルタの自動調整方式について論じる。特に、産業機械で広く使われているボールネジ駆動装置で発生する機械振動を対象として、変種変量生産に伴う指令パターンの変化などをきっかけとして発生する高周波振動に対し、振動抑制フィルタを速やかに調整して振動を抑制する自動調整方式について論じる。また、制御アルゴリズムの開発検証に、独自に製作したサーボモータ制御用の RCP 検証装置を用いることで、設計検証サイクルの効率的な実施を図る。

第 4 章「産業機械のアクティブ架台制振機構の開発と小型化・軽量化設計」

産業機械の架台振動を抑制するためのアクティブ制振機構の小型軽量化を目的として、新たな制御系の構成とその設計手法について論じる。すなわち、付加質量に対する推力指令を、可動部の推力指令に付加質量の位置制御系の出力を重畳したものとする制御系構成とし、制御系全体を数式モデル化してモデルに基づいて可動部と付加質量の大きさ、動作範囲、位置制御応答、制振効果のトレードオフを定量的に検討可能な設計式を導出する手法である。そして提案手法で設計したアクティブ制振機構を実際の電子機器組み立て装置に搭載して実験を行い、実験結果の設計諸元との比較と提案手法の有効性について考察を行う。

第5章「産業機械のサーボ制御系のためのモデルベース手法の提案とその適用」

産業機械のサーボ系開発に適したモデルベース手法の提案と、提案手法の適用効果について論じる。すなわち、制御機器の選定段階で機械メーカーから提示される機械の主要諸元から作成した機械モデルと、制御機器のモデルを用いた制御方式の MILS 検証と、実際のコントローラ、サーボアンプの制御ユニットと、機械、パワー回路、モータの各モデルを組み合わせる独自の HILS 検証システムを用いて、サーボ制御系の動作検証を効率的に行うモデルベース手法を提案し、5軸搬送ロボット、スタッカークレーン、プレス機械への適用結果について論じる。

第6章「結論」

本研究の成果として、第3章から第5章までの各章の成果の総括を行い、今後の展望について述べる。

1.4 各章と発表論文との関係

第3章～第5章と発表論文との関係を以下に示す。

振動抑制：
自動調整化

第3章 「産業機械のサーボ系の振動抑制フィルタの
自動調整方式の開発」

- ・論文誌[1]:長野「サーボ系の機械振動抑制FIRフィルタの自動調整」

振動抑制：
アクティブ制振

第4章 「産業機械のアクティブ架台制振機構の開発と
小型化・軽量化設計」

- ・論文誌[2]:長野・石川「産業機械の架台振動抑制のためのアクティブ制振機構の小型・軽量化方式」

開発手法：
提案・構築
と適用

第5章 「産業機械のサーボ制御系のための
モデルベース手法の提案とその適用」

- ・論文誌[3]:長野・原川・岩瀬・石川・小泉「産業機械のサーボ制御システムのためのモデルベース開発手法」
- ・論文誌[4]:T.Nagano,et al.”Model Based Development using Hardware In the Loop Simulation for Servo Press Machine”
- ・国際会議[1]: T.Nagano,et al.” Model Based Development Using Hardware-in-the-Loop Simulation for Drive System in Industrial Machine”
- ・国際会議[2]: T.Nagano,et al.” Model Based Development for Servo Systems in Industrial Machines”

第2章 関連研究と課題

本章では、まず工場で使われる産業機械とそのサーボ制御系の特質について述べる。ついで、産業機械のサーボ制御系開発に対する関連研究について述べる。そして、産業機械のサーボ制御系の特質に関係して生じる振動抑制制御における調整や設計手法に関わる課題、産業機械のサーボ制御系の特質に対応した開発・検証手法の構築と活用に関わる課題について制御機器メーカーの観点から論じる。

2.1 産業機械のサーボ制御系の特質

2.1.1 産業機械のサーボ制御系の構成

図 2.1 に産業機械で使用されるサーボ制御系の一般的な構成を示す[1]-[4]。①は作業指示や加工データに従って位置指令や速度指令などを生成するコントローラ、②は指令に基づいて③のサーボモータの制御を行うサーボアンプ、④はサーボアンプへの電力供給や、モータの減速時等に発生する回生エネルギーを電源側に回生する機能を有するコンバータから構成される。①のコントローラとしては、用途に応じてプログラマブルロジックコントローラ（PLC：Programmable Logic Controller）やモーションコントローラ[5]が使用され、作業指示や加工データは情報ネットワークを介して受信する。サーボモータ③には、モータ本体に装着されたエンコーダと呼ばれる位置検出器によって位置が検出される。本章では、①～④のコントローラ、サーボアンプ、サーボアンプ、コンバータを含めて制御機器と呼ぶ。

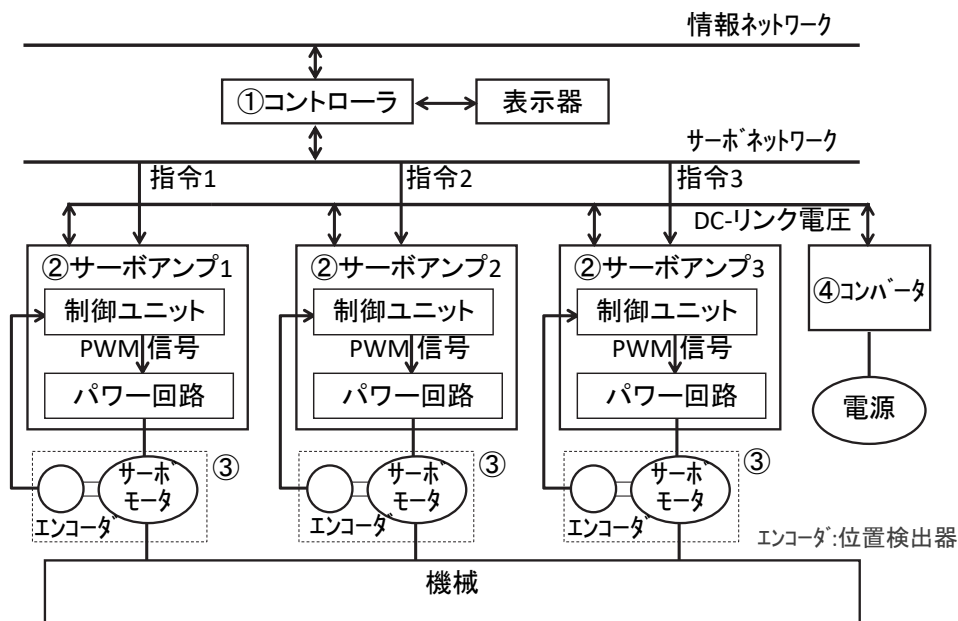


図 2.1 産業機械のサーボ制御系の構成

2.1.2 産業機械メーカーと制御機器メーカー

産業機械は、機械メーカーによって製品化されている装置であり、機械本体の設計や全体のシステム設計は機械メーカーが行うが、制御機器は制御機器メーカーから産業機械向けに製造している汎用製品[6]を購入するのが一般的である。表 2.1 に示すように、産業機械には多種多様な装置があり、機械メーカーが加盟する多くの工業会がある。ここで、ロボットと工作機械も産業機械に分類されるが、前者は機械メーカーで制御機器が内製化され、後者は、工作機械専用の数値制御装置やサーボアンプが制御機器メーカーから製品化されているため、本論文では産業機械に含めないものとする。

一方、コントローラ、サーボアンプ、サーボモータの3つを製品化している国内の制御機器メーカーは10社程度であり、その上位4社で国内シェアの8割以上を占めており[6]、メーカー数は、機械メーカーに比べるとはるかに少ない。また、制御機器を内製化している機械メーカーの割合は5%程度、サーボアンプを内製化している割合は数%であり[7]、ほとんどの機械メーカーは制御機器メーカーから、制御機器を調達していると言ってよい。そのため競合関係にある機械メーカーで、同じ制御機器メーカーの製品が使われている場合もあれば、1つの機械メーカー内で、競合関係にある制御機器メーカーの製品が使われる場合もある。図 2.2 に機械メーカーにおける機械設計から制御機器の選定・購入までの一般的な流れを示す。

以上のように、産業機械では、制御対象に相当する機械を作るメーカーと、制御部に相当する制御機器を作るメーカーが異なっているという特徴がある。

2.1.3 サーボアンプの制御系の構成

図 2.3 にサーボアンプの一般的な制御系の構成を示す。位置制御がP制御、速度制御がPI制御をベースとし、モータや機械など制御対象の特性あるいは用途に応じて、指令ノッチフィルタ、振動抑制フィルタ、前置補償器などが付加される。産業機械の位置制御は、ワークをA点からB点まで移動するといったポイント・ツー・ポイント(Point to Point, 以下 PTP)の位置決め制御が大半であるという特徴がある[8]。また、産業機械で使用されるサーボ系は、様々な産業機械への対応、現場での制御パラメータ調整の容易さや自動調整化への対応といった観点から、慣性モーメントの推定値に基づく制御ゲインの自動調整機能等を搭載したPI制御をベースとした2自由度制御方式[9]-[11]に分類される方式が現在でも主流である[12][13]。

表 2.1 産業機械の種類と対応する工業会

食品機械	日本食品機械工業会(FOOMA): www.fooma.or.jp
鍛圧機械	日本鍛圧機械工業会(JFMA): j-fma.or.jp
物流機械	日本物流システム機器協会(JIMH): www.jimh.or.jp
包装機械	日本包装機械工業会(JPMA): www.jpmma.or.jp
半導体製造装置	日本半導体製造装置協会(SEAJ): www.seaj.or.jp
印刷機械	日本印刷産業機械工業会(JPMA-NET): jpma-net.or.jp
産業機械全般	日本産業機械工業会(JSIM): www.jsim.or.jp

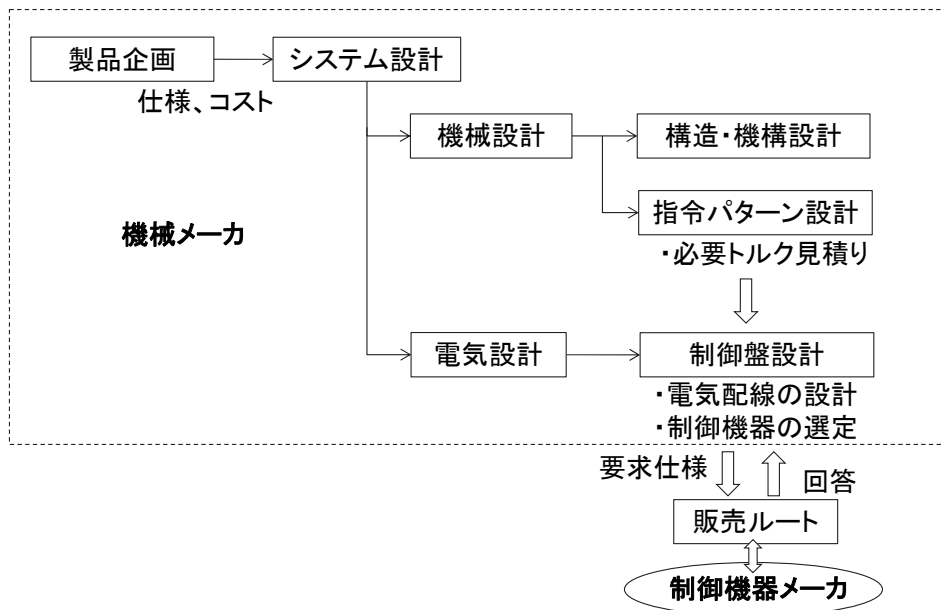


図 2.2 機械メーカーにおける設計から制御機器の選定・購入までの流れ

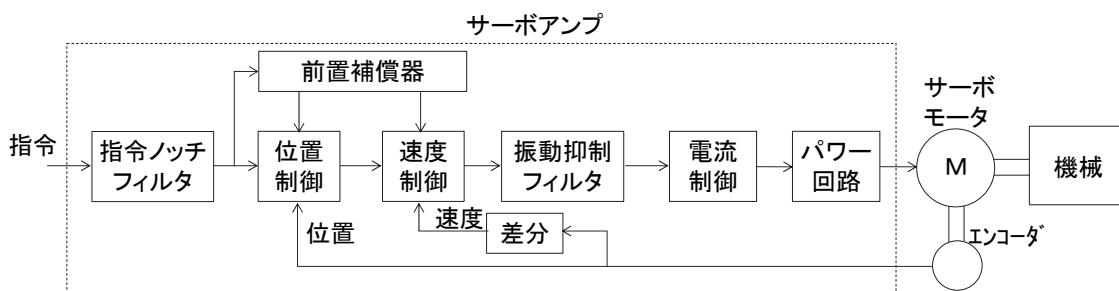


図 2.3 サーボアンプの制御系の構成

2.1.4 制御機器と機械の組み合わせ検証

機械メーカーは、制御機器を購入後、立ち上げと呼ばれる機械と制御機器を組合せた動作検証を行う。したがって、産業機械の場合、制御と機械の組み合わせ検証は、最初から実機を用いた検証いわゆる実機検証となる。この実機検証では、機械メーカーの技術者が、サーボアンプの制御モードの選択、応答設定や各種パラメータの調整を行う。

この制御機器と機械の組み合わせ検証は、上述のように基本的に機械メーカーで実施されるが、高速・高精度・高応答化を狙ったハイエンド機の場合、この段階で初めて問題となる機械振動も多く、サーボ制御系の調整や対策に時間を要することが多い。このような場合、制御機器メーカーの技術者が現地に出向いて調整を行うことがある。また、サーボアンプの調整作業や新規な制御方式による振動対策は、複数の制御機器メーカーによる競争形式で行われる場合もある。

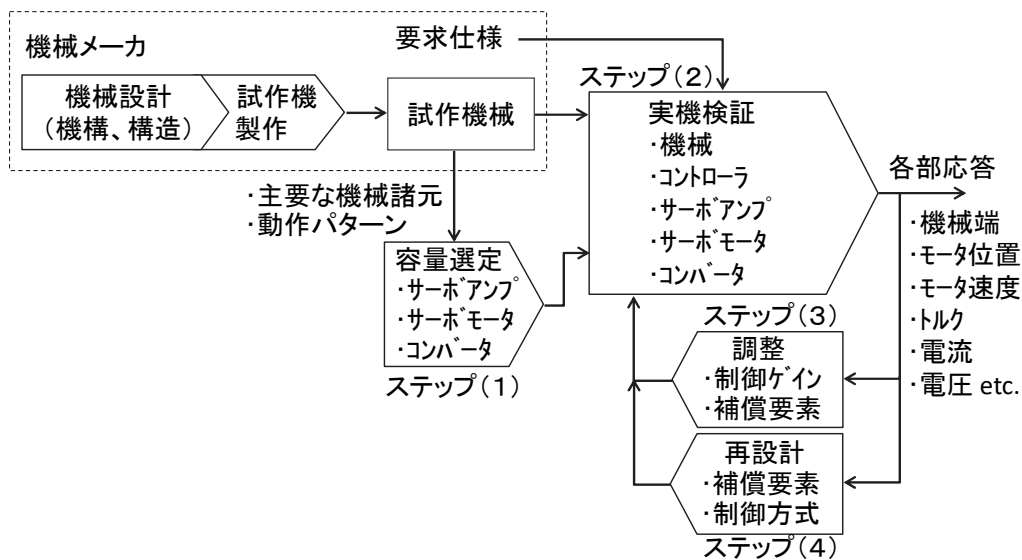


図 2.4 産業機械のサーボ制御系における制御機器と機械の組合せ検証の流れ

図 2.4 に、制御機器メーカーによる制御機器と機械の組み合せた検証の流れを示す。作業は以下の 4 つのステップで構成される。

ステップ (1) : 機械メーカーから試作機械の完成段階で示される主要な機械諸元（主要部材の長さ，質量，慣性モーメント）および動作パターンに基づいて，サーボアンプ，サーボモータ，コンバータの出力定格容量の選定と基本的な制御パラメータの設定を行う。

ステップ (2) : 試作機械に制御機器を接続し，サーボアンプを比較的緩やかな応答設定で装置を立上げる。

ステップ (3) : 徐々に応答設定を高めて行く過程で各軸のサーボモータの位置や速度波形，あるいは機械の特定部分の応答波形を見ながら補償要素の選択やパラメータ調整を行う。

ステップ (4) : 上記 (3) で要求仕様を満足できない場合は，新しい補償要素の開発や標準方式の改良を行う。

制御機器メーカーには，より短期間での対策実施と，より高い機械装置性能を達成することが求められる。

2.2 産業機械のサーボ制御系開発に関する関連研究

ここでは、制御機器メーカーにおいて、サーボ制御系の開発に使用されている開発手法とツールについて述べる。

2.2.1 産業機械のサーボ制御系の開発手法

(1) 制御系の数式モデルに基づく設計手法

制御装置と制御対象からなる制御系全体が数式モデルで表現でき制御パラメータと応答との定量的関係性が求められれば、制御系設計の方針が明確になる。特に製品設計においては、制御対象や制御機器のパラメータを使って設計式が定量的に表現できるため普遍的な設計が可能となる。

(2) 連成シミュレーション

近年、構想、設計、試作、検証といった開発プロセスを、複数分野のモデルを用いて実施する制御系の設計検証手法であるモデルベース開発 (Model Based Development, 以下 MBD) が、自動車分野を中心に普及拡大しつつある[14]-[19]。制御機器メーカーでは、従来から MATLAB/Simulink を用いて、あるいは回路シミュレータや電磁界解析ツールと連携することにより、制御機器の制御器モデルと、サーボモータ、パワー回路、機械の物理モデルとを組合せた制御、電気、機械の複数分野が相互に関係する連成シミュレーションを実施してきた[20]。

(3) モデル・イン・ザ・ループ・シミュレーション (MILS) 検証

図 2.5 に示すようなパソコン上での制御アルゴリズムのシミュレーション検証は、古くから行われている。前述の連成シミュレーションも図 2.4 の形式で実施される。MBD ではこの形式をモデル・イン・ザ・ループ・シミュレーション (Model-In-the-Loop-Simulation, 以下 MILS) 検証[17]-[19]と呼んでいる。制御技術者が、Simulink を使って制御、電気回路や機械のモデルを作成する。機械モデルは、単純な 2 慣性共振系モデルや自社内の実験装置などを模擬したモデルがあり、目的や設計段階に応じて使い分けられる。

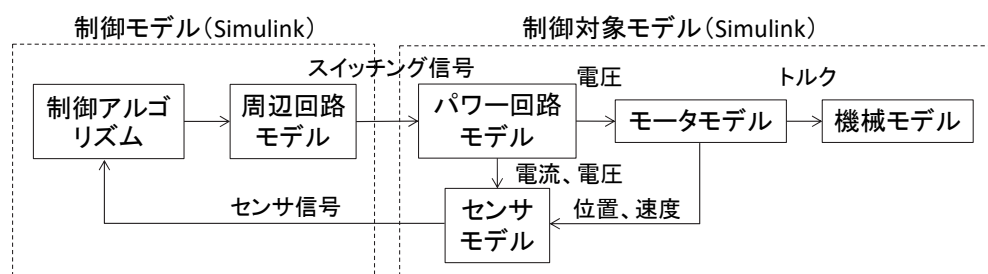


図 2.5 サervoモータ制御における MILS 検証の構成

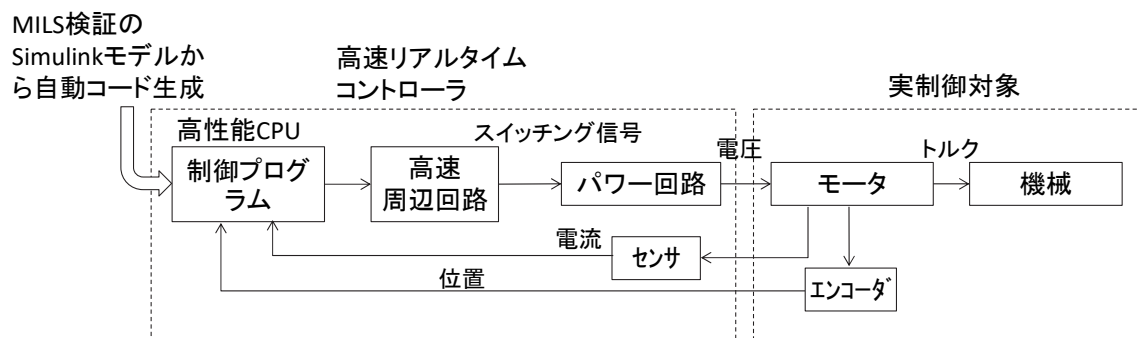


図 2.6 サーボモータ制御における RCP 検証の構成

(4) ラピッド・コントロール・プロトタイプング (RCP) 検証

また、制御機器メーカーでは、製品よりも大幅に高性能な CPU と高速スイッチングが可能なパワー回路を備えた高速リアルタイムコントローラを用いることによって、複雑な制御アルゴリズムで実際のサーボモータを駆動可能な検証装置を開発している [21]。また、MATLAB/Simulink の制御ブロックから高速リアルタイムコントローラの制御プログラム (C 言語) が自動的に生成される機能を利用することでパソコン上の MILS 検証からシームレスに実機検証に移行することができ、効率的な制御アルゴリズムの検証が可能となっている。図 2.6 にその構成を示す。このような検証手法は、MBD においては、ラピッド・コントロール・プロトタイプング (Rapid-Control-Prototyping, 以下 RCP) 検証[17]-[19]と呼ばれる。

(5) ハードウェア・イン・ザ・ループ・シミュレーション (HILS) 検証

さらに、制御機器メーカーでは、高圧・大電流のパワー回路、モータ、負荷機械を使用しなくても制御アルゴリズムを製品に実装した状態での検証を可能とするために、パワー回路モデル、サーボモータモデル、機械モデルを内蔵したリアルタイムシミュレータと、実際のサーボアンプの制御ユニットとを組み合わせた検証装置を開発している[22][23]。図 2.7 にその構成を示す。このような検証手法は、ハードウェア・イン・ザ・ループ・シミュレーション (Hardware-In-the-Loop Simulation, 以下 HILS) 検証[17]-[19]と呼ばれる。実際のパワー回路やモータを使わないので、動作条件、設置場所、安全面で制約を受けることなく、サーボアンプやコントローラのマイコンに実装した制御アルゴリズムの検証が行うことができる。

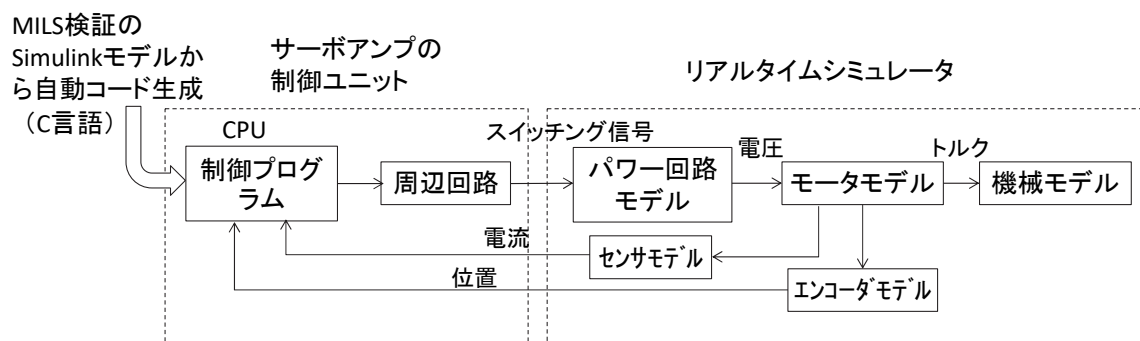
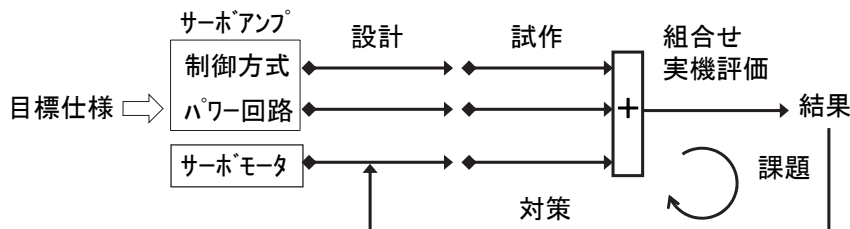


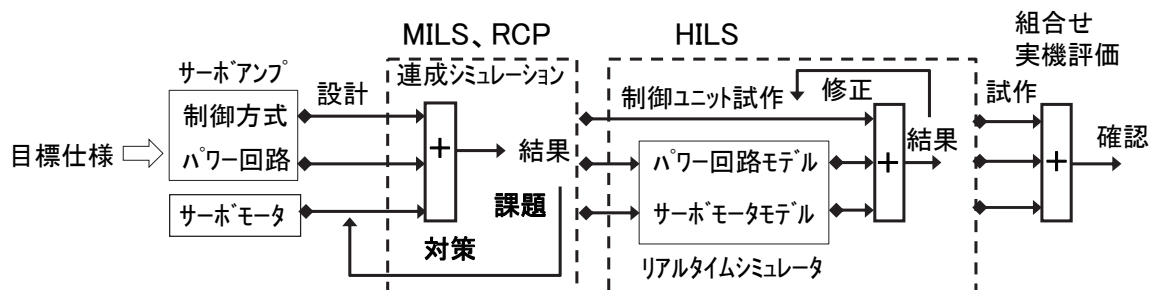
図 2.7 サーボモータ制御における HILS 検証の構成

(6) MILS, RCP, HILS 検証用いた手法

図 2.8 は、サーボアンプとサーボモータを新規に開発する場合の開発・検証の流れを示す。同図(a)に示すように、MILS, RCP, HILS 検証を適用しない検証の場合は、サーボアンプとサーボモータを組合せた実機評価が主体であり、根本的な問題が発生した場合、設計の上流にまで遡って対策を行う必要があり時間を要する場合がある。最近では、同図(b)に示すように、MILS, RCP, HILS 検証を適用して段階的に検証を行うことによって、開発検証期間の短縮が図られている[24]-[26]。



(a) MILS/RCP/HILS 検証を使用しない場合



(b) MILS/RCP/HILS 検証を使用した場合

図 2.8 MILS/RCP/HILS 検証を用いたサーボアンプの開発・検証の流れ

2.2.2 産業機械のサーボ制御系における振動抑制制御

産業機械は、伝達機構や構造部材の剛性が原因となる共振特性が複数存在し、その共振特性とサーボアンプの応答設定あるいは位置指令に含まれる周波数成分との関係で機械振動が発生する。これらの機械振動は、生産性向上のための高応答化・高加減速化や、機械の小型・軽量化を図ろうとする場合に発生する。

図 2.3 に示したサーボ制御系においてフィードバック制御系の速度応答については、高い場合で 1000 rad/s 程度に設定される。位置応答は、速度応答の 3 分の 1 から 4 分の 1 程度に設定される。位置の目標値応答は、フィードバック制御系と同等あるいは数倍に設定される。

速度応答よりも高い周波数領域（概ね 100 Hz から 150 Hz 以上）にある機械共振のゲインピークが原因で発生する機械振動に対しては、一般に図 2.2 のように速度制御器の後段に挿入されたローパスフィルタやノッチフィルタの特性をパラメータテーブルから選択することによって振動を抑制する。この振動抑制フィルタを 4 次の FIR フィルタで構成しその係数を適応フィルタによって自動調整する方式[24]が提案され、製品化[26]されている。また、ハードディスクや露光装置のサーボ制御において制御ループ内に置かれたノッチ深さが固定された 1 つの IIR (Infinite Impulse Response) ノッチフィルタのノッチ周波数を自動調整する手法が提案されている[29]-[31]。

一方、加減速レートを高くした場合に、速度応答よりも低い周波数領域（概ね数 Hz から数十 Hz 程度）にある機械共振が励起されることで発生する場合がある。この機械振動に対しては、位置指令に指令ノッチフィルタを用いることが一般的に行われる。この振動は、サーボモータによって駆動される可動部が搭載されている架台に、可動部が駆動されることによって反力が加わることが原因である。この共振特性は、架台自体や架台と床面間の支持構造の剛性が原因であることが多い。

また、速度応答と重なる周波数域にある共振特性に対しては、図 2.3 に示した前置補償器内で振動抑制が行われる。これは、前述のように産業機械の場合、PTP の位置決め制御が大半であり、機械振動が指令変化によって引き起こされる場合が多いためである。基本的には振動周波数と慣性モーメントに基づいてパラメータが設定される。なお、上述の低い周波数域にある共振特性も含めて振動抑制が行われる場合もある[32]-[34]。

ところで、2.1.3 で述べたように、産業機械で使用されるコントローラやサーボアンプは制御機器メーカーの汎用品であるため、機械メーカーにおいて、それぞれの機械の振動特性に応じて指令ノッチフィルタや振動抑制フィルタを個々個別に調整する必要がある。機械メーカーでは、コントローラやサーボアンプに接続したパソコンでサーボモータの位置偏差や速度波形を観測しながら調整が行われる。

その中で、運転中に慣性モーメントを推定して位置や速度の制御ゲインを自動調整するオートチューニングと呼ばれる機能や、サーボモータの速度に現れる振動周波数

成分から指令ノッチフィルタのノッチ周波数を自動的に調整する機能をもったサーボアンプが製品化され、調整時間の短縮化が図られている[25][26][32]-[37]。また、機械学習によりサーボアンプの2自由度制御のゲインを、産業機械の用途に応じた応答に自動調整する手法も提案されている[38]。

2.3 産業機械のサーボ制御系における課題

2.3.1 産業機械のサーボ制御系で発生する機械振動

産業機械には様々な構造がありそれに応じた共振特性を持っているため、一般的に振動抑制を論じるのは難しいが、概ね二つのケースに分けて産業機械のサーボ系の振動抑制を論じることができる。基本的に機械は、動作指令に含まれる周波数成分対し機械の各部の動作が追従できるように設計される。すべての周波数成分に対して追従することは不可能なので、ダンピングが悪い低次の共振周波数が、動作指令に含まれる主たる周波数成分よりも高くなるような動的な剛性を確保できるように設計される。一方、機械の小型化・軽量化、動作の高速化・高応答化・高精度化、そして低コスト化といった市場要求から、前述の条件を満足する設計ができない場合がしばしばある。

(1) 一つ目のケースは、例えば位置決め整定時の位置偏差の抑制のために速度フィードバックのループゲインを上げた場合に、高い周波数にあるダンピングが悪い機械共振モードの極が不安定化してしまうケースである。これは産業機械で広く使われているカップリングやボールネジの剛性に起因して発生するケースが多い。このケースでの振動周波数は、一般にフィードバック制御系の速度制御帯域よりも高い。

(2) 二つ目のケースは、生産性向上のために単位時間当たりの動作サイクル数を増加させるような場合であり、動作指令に含まれる周波数成分が高くなるため前述の条件を満足できなくなる。また、例えば、部品実装機の実装ヘッドの数を増やして単位時間当たりの実装速度を上げた場合、可動部質量が増加するため共振周波数が低下して前述の条件を満足できなくなる場合である。このケースでの振動周波数は、一般に速度制御帯域よりも低い。

本章では、一つ目のケースを速度制御帯域よりも高い周波数の機械振動、二つ目のケースを、速度制御帯域よりも低い周波数の機械振動と呼ぶ。なお、一つ目と二つ目のケースの中間の周波数の振動については、2.2.2 で述べたように前置補償器内での振動抑制機能が効果を発揮しているので本論文では議論の対象としない。

2.3.2 速度制御帯域よりも高い周波数の機械振動の抑制における課題

サーボモータとボールネジを用いたテーブル駆動系が一般的に用いられるが、カップリングやボールねじ等の伝達機構の剛性に起因した速度制御帯域よりも高い周波数の機械共振に起因する機械振動がしばしば問題となる。これに対しては、2.2.2 で述べたようにサーボアンプの速度制御器の後段にノッチフィルタを挿入して共振特

性のゲインを低減することで振動抑制が行なわれる。

図 2.9 に、共振周波数が 1000 rad/s にある 2 慣性共振に対して、速度制御帯域を 450 rad/s に設定した場合のボード線図を示す。速度閉ループでは 1400 rad/s に振動極のピークが現れている。

図 2.10 は、図 2.8 において速度制御後段のノッチフィルタのノッチ周波数として、機械共振周波数の 1000 rad/s、モータ速度波形に現れる周波数の 1400 rad/s をそれぞれ設定した場合のシミュレーション結果である。後者の場合、応答が不安定となっており、モータ速度に現れる振動周波数をノッチ周波数に設定しても効果が得られないことがわかる。このようなケースにおいては、専門知識を持たない技術者がノッチ

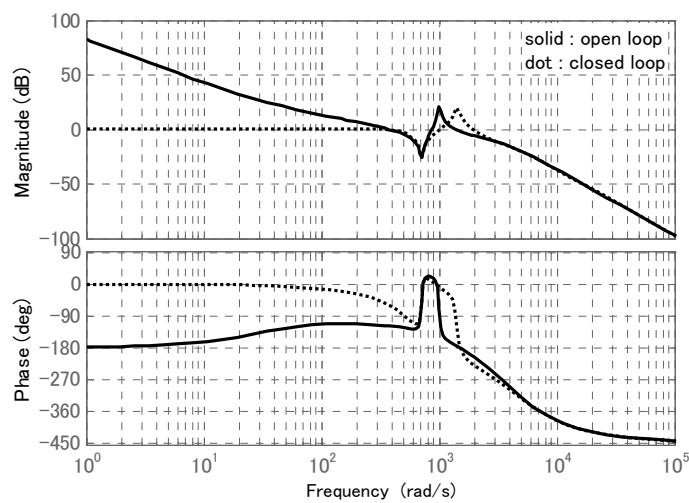
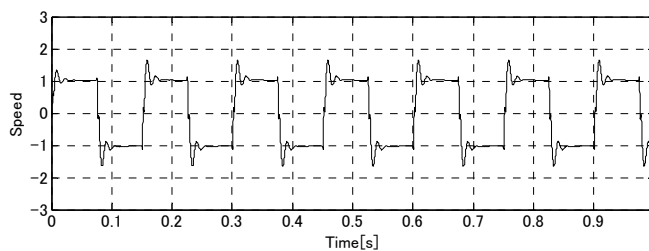
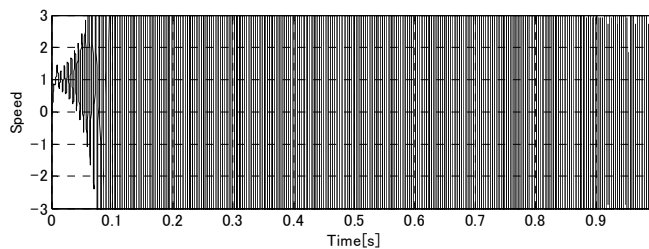


図 2.9 2 慣性共振系に対する速度制御系のボード線図



(a) ノッチ周波数を共振周波数に一致させた場合



(b) ノッチ周波数を速度の振動周波数に一致させた場合

図 2.10 図 2.9 でノッチフィルタを用いた場合のモータ速度応答 (シミュレーション)

フィルタを適切に調整することは難しい。

また、同一機種 of 機械同士でも、ボールネジ駆動系の共振特性（機械共振周波数、ダンピング）は、同じ機種でもボールネジの個体差、組み立て誤差、潤滑状態によるバラツキが存在し、またボールネジの摩耗によって徐々に共振周波数が低下するため、個別の調整が必要であり手間がかかるという課題もある。

さらに、最近のスマート工場化に伴う変種変量生産に対応した機械の運転パターンの変更をきっかけに、高域の振動が発生する事例が散見されており、生産現場でも振動発生時の自動調整が求められている。このような理由から、サーボアンプの重要な機能として振動抑制フィルタの調整の自動化が改めて求められている。

2.3.3 速度制御帯域よりも低い周波数の機械振動の抑制における課題

機械装置や生産ラインの生産性向上を目的として、(1)リニアサーボモータで位置決め制御する事例（図 2.11）、(2) 可動部に搭載するヘッド機構等の台数を増やす事例、(3)工場の単位床面積当たりの装置台数を増加させるために高さ方向を増やして設置面積を減らすいわゆるトルボーイ化の事例、が増えている。その場合、図 2.12 に示すように可動部の駆動反力により架台振動が発生しやすくなり、位置決め特性が劣化したり振動が床面を伝わって周辺装置に影響を及ぼしたりする場合がある。単面積当たりの建設コストの高いクリーンルーム内で使用される産業機械では、接地面積と質量の低減が求められる。(1)(2)(3)の手法は、可動部を駆動した場合の駆動反力に対する架台の質量や架台の剛性が相対的に減少する傾向となるため、架台振動が増大する原因となる。

制御側での対策としては、2.2.2 で述べたように位置指令に対しノッチフィルタを挿入し、架台振動を励起しないようにすることが多い。この場合、架台の振動周波数が一般に可動部の速度制御帯域よりも低いため、図 2.13 に示すように位置決めが遅くなる。図 2.2 において前置制御器によってこの遅れを補償することも可能であるが、推力ピーク値が増大するためサーボモータやサーボアンプの容量アップが必要となる。また、高次の共振を励起する場合もあり、さらに振動対策を行う必要が生じる。

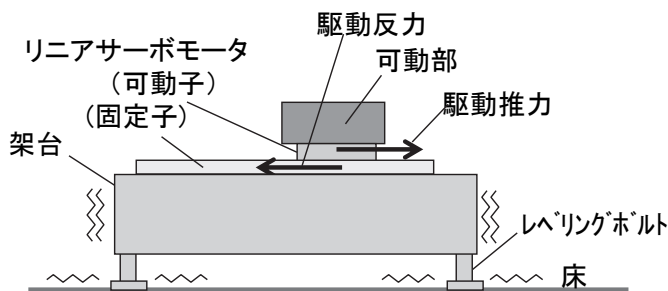
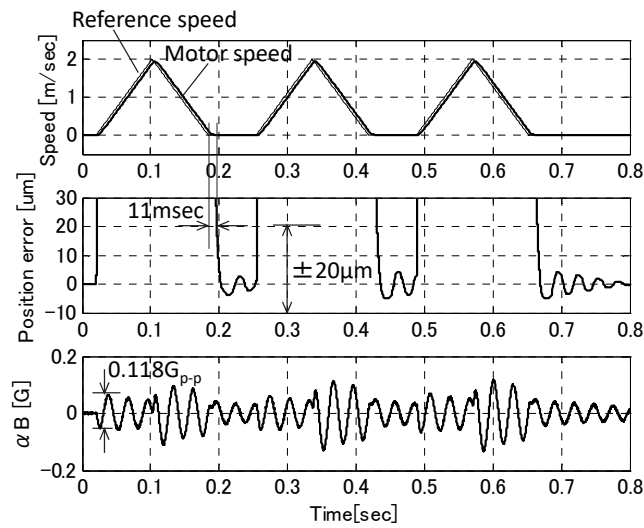


図 2.11 リニアサーボモータ駆動される機械



上：速度指令とモータ速度，中：可動部の位置偏差，下：架台の振動加速度

図 2.12 リニアサーボモータで駆動される実装機における架台振動

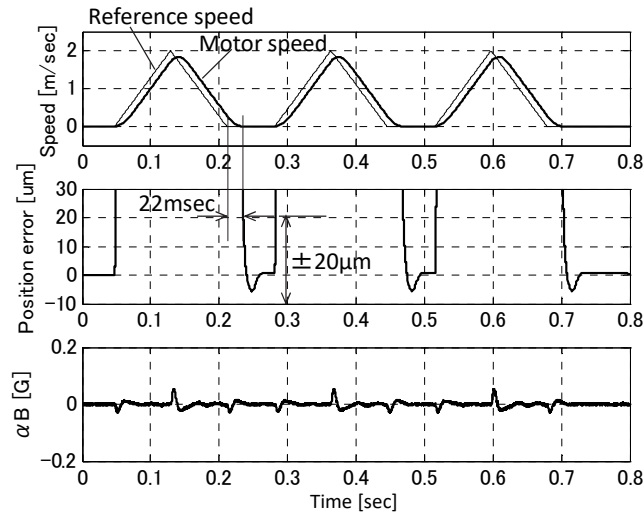
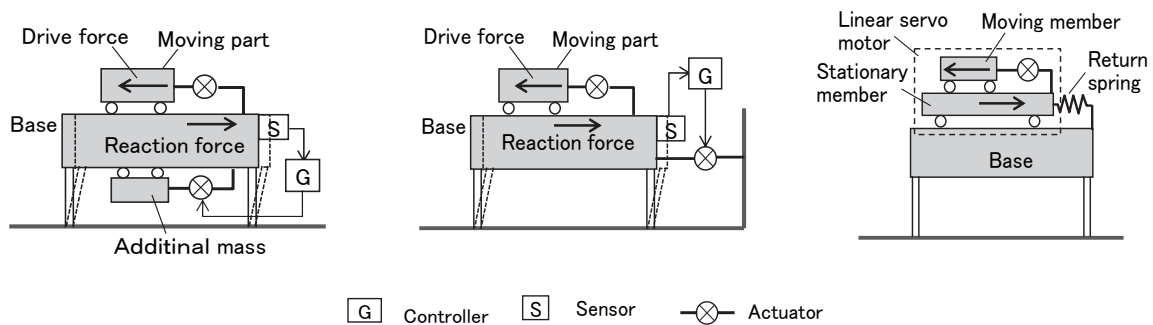


図 2.13 図 2.9 に対して指令ノッチフィルタを使用した場合

架台の振動対策として、図 2.14 のような、露光装置のような精密機械装置や除振台に用いられるアクティブ制振装置の適用が考えられる。しかしながら、それらの装置では、駆動反力や外乱の完全な相殺を目標とした設計が行われるため、位置決め動作や周辺装置に悪影響が出ないレベルまで駆動反力による架台振動を抑制できればよい産業機械に対してはオーバスペックであり、装着スペースやコスト面での採用が難しい。一方、アクティブ制振装置の制振効果と小型・軽量化は、図 2.15 のようなトレードオフの関係がある。したがって、駆動反力による架台振動に対して所定の制振効果を発揮しつつ、小型・軽量化が可能な産業機械に適したアクティブ制振装置の構成とその設計方法を確立する必要がある。



(a) アクティブマスダンパー (b) アクティブ振動絶縁 (c) 無反動リニアモータ

図 2.14 アクティブ制振装置の構成

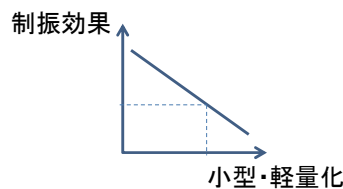


図 2.15 アクティブ制振装置の制振効果と小型・軽量化のイメージ

2.4 産業機械のサーボ制御系の開発手法における課題

2.4.1 産業機械におけるサーボ制御系の課題

機械メーカーが最終的に制御したい機械端の応答は、一般的に複数軸のサーボモータの動作の合成結果として与えられる。しかしながら、機械端と各軸のサーボモータの位置関係が線形でない場合や、二つのサーボ軸が干渉する場合は、制御パラメータの調整は試行錯誤的となり時間がかかる。特に大型機械の場合、準備、場所、安全性の面で実験に制約を受ける。また、機械、電気、制御が相互に関連する連成現象が発生する場合は、現象の把握とその対策に時間を要する。

特に、近年、ロボットメーカー以外の機械メーカーが、他社差別化とコスト低減を目的として自社機械の周辺作業用のロボットを内製化する試みが活発化している。図 2.15 にその一例を示す。特に多関節ロボットの場合は、一般的な 3 軸直交動作の機械に比べて制御設計や調整が煩雑で難しい。また、各関節の減速器の剛性の影響によりアーム先端の挙動が振動的になりやすい。このように、ロボットメーカーでない機械メーカーがロボットの内製化に取り組む場合、制御機器を提供する制御機器メーカーも含めて上述のような課題に対処する必要があるが生じている。

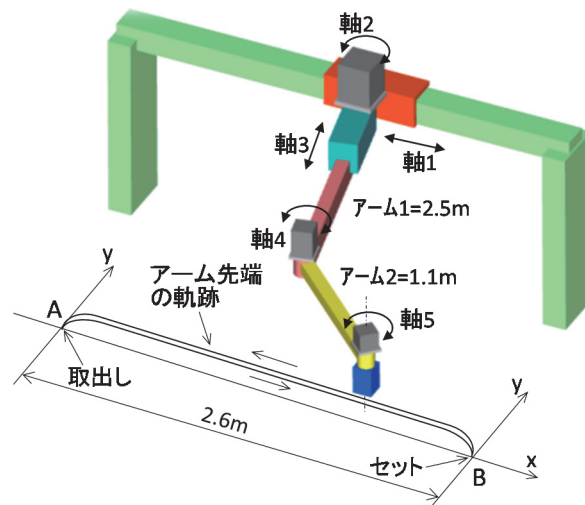


図 2.16 ロボットメーカーでない機械メーカーによる 5 軸搬送ロボット

2.4.2 制御機器メーカーにおけるサーボ制御系開発の課題

以上の課題を効率的に解決するために、2.2.1 で述べた自動車分野で行われているような設計上流段階からモデルに基づいて機械と制御が密に連携して開発プロセスを進める MBD を適用することが考えられる。しかしながら、制御機器が汎用製品であるため、互いに競合関係にある機械メーカーが、同じ制御機器メーカーの製品を使う場合もあれば、1つの機械メーカーで、競合関係にある2つの制御機器メーカーの製品を使う場合もある。したがって、産業機械のサーボ系開発に、設計上流から機械メーカーと制御機器メーカーが連携した MBD による開発プロセスを適用することは、企業機密の観点から実現は難しいと言える。

一方、2.2.1 で述べたように、従来から制御機器メーカーは、MBD で使われる MILS, RCP, HILS 検証と呼ばれる手法に独自の工夫を加えたものを用いてサーボアンプの制御開発を行っている。しかしながら、それらの検証は、図 2.3～図 2.5 のようにサーボモータ自体のトルク、速度、位置制御の高応答化・高性能化・高速回転化を主眼としたものであり、そこで使用される機械モデル、あるいは実験装置については2慣性、3慣性共振系を模擬した装置やボールネジによるテーブル駆動装置など比較的単純なものが用いられている。

したがって、制御機器メーカーにおいては、2.4.1 で述べたサーボ制御系の課題に対処するに十分な開発手法を備えているとは言い難い。産業機械のサーボ制御系の特質の適した開発手法の拡充と構築が必要であり、自動車分野で適用されている MBD とは異なったスタイルのモデルベース手法を用いて産業機械のサーボ制御系の設計・検証の効率化を図る必要がある。

2.5 課題と各章の関係

上述した各課題と各章との対応関係を示す。

課題 1：産業機械のサーボ制御系における速度制御帯域よりも高い周波数の機械振動に対する振動抑制フィルタの自動調整化の実現

第 3 章において、振動抑制フィルタの適応 FIR フィルタによる自動調整化について論じている。制御アルゴリズムの開発検証には、モデルベース手法として RCP 検証を用いている。

課題 2：産業機械におけるサーボ制御系の速度制御帯域よりも低い周波数の架台振動抑制のためのアクティブ制振方式および制振性能と小型化、軽量化とのトレードオフ設計の提案

第 4 章において、アクティブ制振機構の新たな制御方式の提案を行い、制振性能と、小型化・軽量化のトレードオフを定量的に検討可能とする設計式を、サーボ制御系の数式モデルに基づいたモデルベース手法を用いて導出することについて論じている。

課題 3：産業機械のサーボ制御系に適したモデルベース手法の提案と適用による、実機検証の前段階でのサーボ制御系の設計検証の実施

第 5 章において、産業機械のサーボ制御系に適したモデルベース手法の提案と適用について論じている。すなわち、制御機器の選定段階で機械メーカーから提示される機械の主要諸元から作成した機械モデルと、制御機器のモデルを用いた MILS 検証を使って制御方式の開発検証を行い、その結果を反映した実際のコントローラ、サーボアンプの制御ユニットと、機械、パワー回路、モータのモデルを組み合わせる独自の HILS 検証システムを用いて、実機検証前段階でサーボ制御系の設計検証を可能とするモデルベース手法について論じている。

第 3 章 産業機械のサーボ系の振動抑制フィルタの自動調整方式の開発

本章では、産業機械のサーボ制御系における速度制御帯域よりも高い周波数の機械振動に対する振動抑制フィルタの自動調整化方式について論じる。特に、産業機械で広く使われているボールネジ駆動系を対象に、潤滑や摩耗状態の変化、変種変量生産に伴う指令パターンの変化などをきっかけとして発生する高周波振動に対し、振動抑制フィルタを速やかに調整して振動を抑制する自動調整方式について論じる。また、制御アルゴリズムの設計検証には、独自に製作したサーボモータ制御用のラピッド・コントロール・プロトタイピング (Rapid-Control-Prototyping, 以下 RCP) 検証装置を用いて行う。

3.1 はじめに

サーボモータとそれを駆動するサーボアンプは、産業機械で広く用いられており、利用分野の拡大や生産設備の技術進化に伴い、機器メーカーでは様々な取り組みが行われてきた[1]-[6]。産業機械ではサーボモータとボールネジを用いたテーブル駆動系が一般的に用いられるが、カップリングやボールねじ等の伝達機構や機械構造の剛性に起因した機械共振が存在する。これらは概ね 150 Hz 以上の領域に存在するが、ダンピングが悪いため制御帯域から離れていても振動的になり易く、テーブル位置や荷重による共振周波数の変化、潤滑や組立・設置状態による機台間の特性ばらつきが存在する。サーボアンプでは、速度制御帯域より高域の機械共振に対しては、実装面の容易性からも制御ループ内にノッチフィルタを挿入して振動抑制を図る場合が多い。

しかし、モータ速度に現れる振動周波数と機械共振周波数が一致しない場合や、より高次の機械共振が励起される場合があり、ノッチフィルタの調整を難しくしている。特に近年、変種変量生産に対応した機械の運転パターンの変更をきっかけに振動が発生する事例が散見されており、生産現場では振動発生時の機械振動抑制の自動調整が、サーボアンプの重要な機能として改めて求められている。

このノッチフィルタの自動調整化については、2 慣性共振系に対し制御ループ内に配置されたノッチ深さが固定の 2 次 IIR(Infinite Impulse Response)ノッチフィルタのノッチ周波数を自動調整する方式 [7][8]、対象に含まれる 2 次振動系の減衰係数と固有振動周波数を同定して 2 次 IIR ノッチフィルタのパラメータを設定する方式[9][10]、2 慣性共振系に対し速度指令からモータ速度までの伝達特性が規範モデルに一致するように 2 次 IIR ノッチフィルタのパラメータを自動調整する方式[11]、3 慣性共振系に対して、直列接続された 2 つの 2 次 IIR ノッチフィルタを第 1 の機械共振モードが発生する条件で 1 つ目のノッチフィルタを自動調整し、ついで第 2 の機械共振モードが発生する条件で 2 つ目のノッチフィルタを自動調整する方式 [12]、が提案されている。文献[7]-[12]は、対象の機械共振モードの数が 1 または 2 であることを前提に、IIR

ノッチフィルタを1つまたは2つ準備して自動調整動作を行うものである。また文献[12]では、2つの機械共振を同時に自動調整することはないとしている。

一方、筆者らは、速度制御器の後段に置いた振動抑制 FIR(Finite Impulse Response)フィルタを、適応フィルタ[12]を用いて自動調整する方式を提案[14][15]し、製品化を行った[16]。文献[14][15]では、1つの機械共振モードに対して、FIR フィルタがノッチフィルタ特性に自動調整されることを示した。

本章では、筆者らが提案した文献[14][15]をベースに、①制御器や検出器の位相遅れが原因で発生する高域振動への対応、②二つの機械共振モードへの対応、③小振幅動作時の調整時間増加の抑制、が可能な適応フィルタを用いた振動抑制 FIR フィルタの自動調整方式を提案する。すなわち、速度指令に対し所定の応答を示す信号を適応フィルタの参照信号とし、それにサーボモータ速度の振動成分を加算した信号を適応 FIR フィルタの入力とし、その出力が参照信号に近づくように NLMS(Normarized Least Mean Square)アルゴリズムによってフィルタ係数を逐次調整する。次いで、そのフィルタ係数を、速度制御器の後段に置いた振動抑制 FIR フィルタに逐次設定することにより振動抑制 FIR フィルタの自動調整を行うものである。そして、シミュレーションと実験により評価を行う。

なお、信号処理分野では、高次（数十から数百）の FIR フィルタについては、その設計手法や特性について詳しく論じられているが、本章で取り扱う低次の FIR フィルタについてはゲインや位相特性についての解説がなされていないため、3.3.2 および 3.3.3 で低次の FIR フィルタが係数に応じてノッチフィルタ特性や位相進み特性を示すことを示した。

3.2 ノッチフィルタによる機械振動抑制の課題

図 3.1 に、検討の対象とするノッチフィルタを備えた速度制御系の構成を示す。速度制御器は、デジタル制御であるが、連続系 PI 制御器で簡略化した。 J は、モータ軸換算の機械系全体の慣性モーメント、 ω_{sc} は、機械系を慣性モーメント J の剛体とした場合の速度応答の設計値（開ループ交差周波数）であり、 ω_{pi} は PI 折れ点周波数である。無駄時間 T_{d1} は、速度制御周期 0.5 ms の半分と演算遅れ 0.1 ms の合計値 0.35 ms である。サーボモータは 3 相交流モータであるが、ベクトル制御と電流制御が行われているので、トルク指令値 T_m^* からモータトルク T_m までの応答を、2次系と無駄時間 T_{d2} で近似した。後述する実験装置の特性に基づいて、 $\omega_{cc}=4000$ rad/s、 $\zeta=0.8$ とし、 T_{d2} は電流制御の制御周期 0.1 ms の半分と演算遅れ 0.1 ms の合計値 0.15 ms とした。無駄時間 T_{d3} は速度検出の遅れの 0.25 ms である。機械系 $G_M(s)$ はモータトルク T_m からモータ速度 ω_m までの伝達関数を表す。なお、産業機械では、一般的に速度制御系の外側に位置制御系が設けられるが、ここでの振動現象には直接影響しないため省略した。

図 3.2 は、図 3.1 において、機械系 $G_M(s)$ の伝達関数を(1)式の 2 慣性共振系として

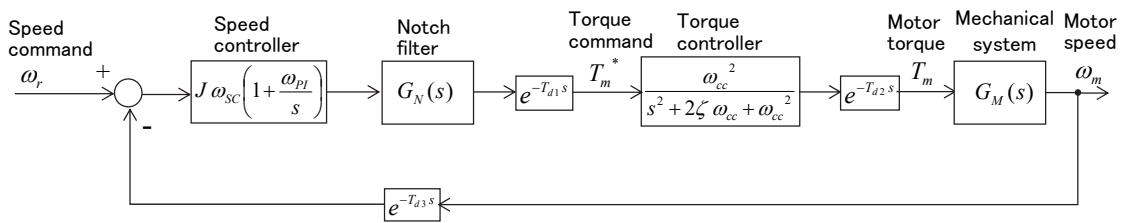
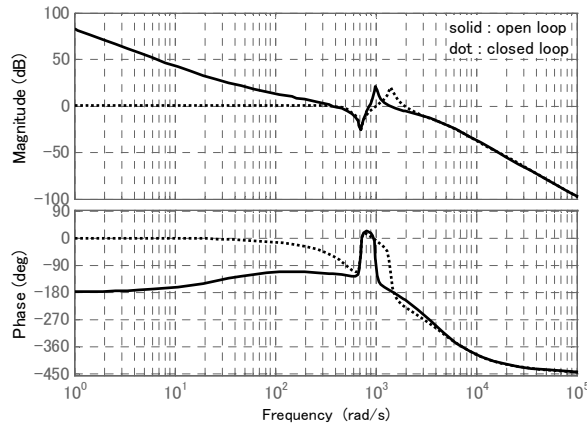
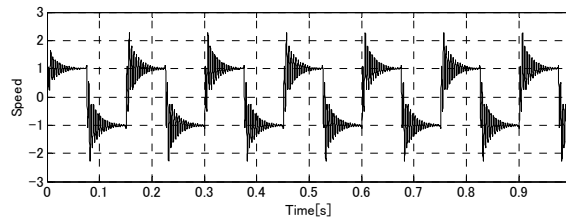


図 3.1 ノッチフィルタを有する速度制御系



(a) ボード線図



(b) モータ速度 (シミュレーション)

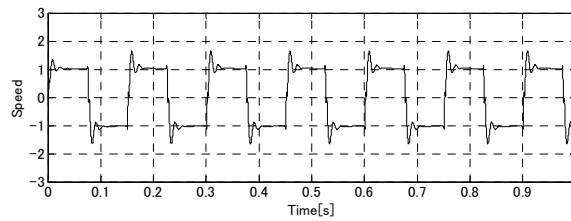
図 3.2 ノッチフィルタがない場合のボード線図と速度応答波形

ノッチフィルタ $G_N(s)$ を省略した場合のボード線図と、速度指令を矩形波状に与えた場合のモータ速度のシミュレーション結果である。

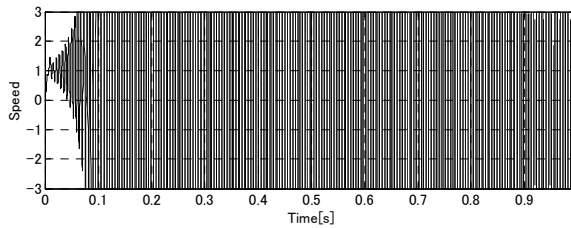
$$G_M(s) = \frac{\omega_p^2}{J\omega_z^2} \frac{s^2 + 2\zeta_z \omega_z s + \omega_z^2}{s^2 + 2\zeta_p \omega_p s + \omega_p^2} \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 $\omega_{SC}=450$ 、 $\omega_{PI}=30$ 、共振周波数 $\omega_p=1000$ rad/s、反共振周波数 $\omega_z=707$ rad/s、ダンピング $\zeta_p=\zeta_z=0.02$ とした。速度応答波形には、閉ループボード線図のゲインピーク周波数 1400 rad/s に対応した、顕著な振動が発生している。

図 3.3 は、図 3.2 の振動的な状態に対して、(2)式の IIR ノッチフィルタを、適用した場合のシミュレーション結果である。



(a) Notch frequency ω_n is matched to resonance frequency ω_p .



(b) Notch frequency ω_n is set to vibration frequency 1400rad/s in Fig.3.2(b).

図 3.3 ノッチフィルタを用いた場合の速度応答.

$$G_N(s) = \frac{s^2 + 2g_n\zeta_n\omega_n s + \omega_n^2}{s^2 + 2\zeta_n\omega_n s + \omega_n^2} \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 ω_n : ノッチ周波数、 ζ_n : ノッチ帯域幅、 g_n : ノッチ深さ

図 3.3 (a)は、(2)式の ω_n を共振周波数 1000 rad/s に一致させ、 $\zeta_n=0.5$ 、 $g_n=0.02$ と設定した場合であり、良好に速度振動が抑制されていることがわかる。図 3.3(b)は、モータ速度に現れている振動周波数 1400 rad/s をノッチ周波数 ω_n に設定した場合であるが、応答が不安定となっている。これは、モータ速度に現れる振動周波数からノッチ周波数を適切に設定することは、一般にできないことを意味する。一方、機械の運転を止めて診断や調整を行うことは、専門知識や計測器を必要とするだけでなく生産性が低下するため、振動抑制フィルタの自動調整の高性能化が求められる。

3.3 適応 FIR フィルタによる振動抑制 FIR フィルタの自動調整

3.3.1 制御系の構成

基本的な構成は、従来事例[14]に基づいている。すなわち、図 3.1 の速度制御器の後段のノッチフィルタを振動抑制 FIR フィルタで置き換え、速度ループとは別に配置した振動抑制 FIR フィルタと同じ構造の FIR フィルタを持つ適応 FIR フィルタで振動抑制 FIR フィルタ係数を逐次調整して行く構成である。ただし、従来事例では、参照信号は、速度指令とは振幅、周期、位相とも独立であったが、本論文では、3.1 で述べた課題③を改善するために、フィルタ係数を調整する適応アルゴリズムを変更する。詳細は以下に述べる。

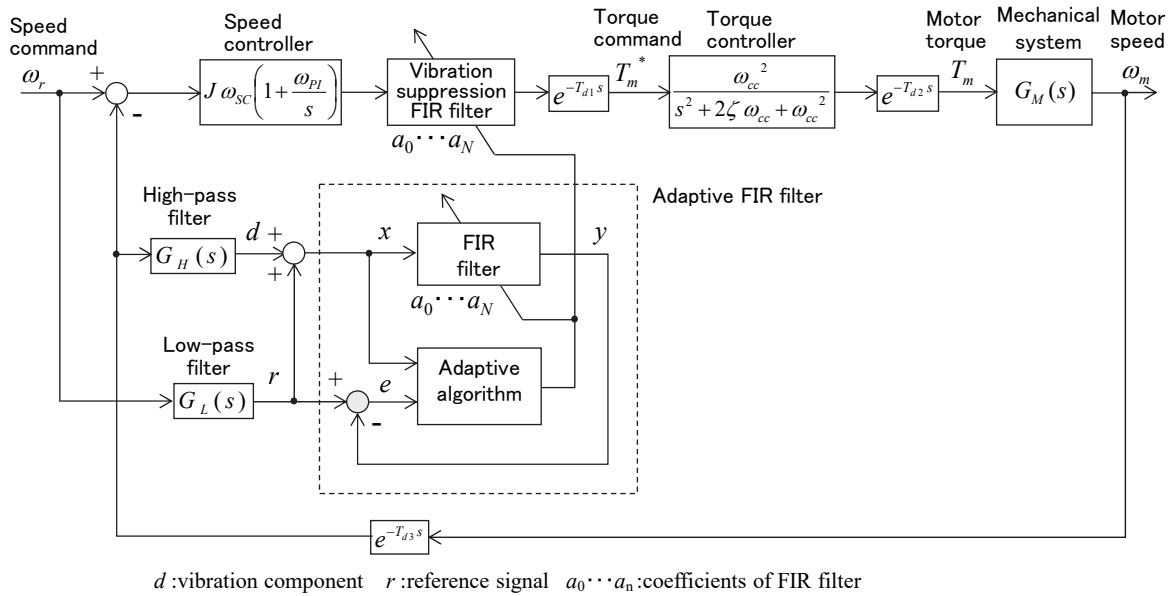


図 3.4 提案手法を適用した速度制御系の構成

図 3.4 に、サーボモータの速度制御系に提案法を適用した場合の構成を示す。同図において、速度指令 ω_r をローパスフィルタ $G_L(s)$ に通したものを、適応 FIR フィルタの参照信号 r とする。また、モータの速度信号 ω_m をハイパスフィルタ $G_H(s)$ に通すことによって ω_m に含まれる振動成分 d を抽出する。ここで、 $G_L(s)$ 、 $G_H(s)$ は (3) 式、(4) 式で与え、その遮断周波数は速度制御の目標応答 ω_{sc} と同じ値とする。これにより、参照信号 r は速度指令に同期しかつ所定の目標応答 ω_{sc} の 1 次遅れ信号となり、振動成分 d は目標応答以上の除去すべき振動成分を多く含む信号となる。

$$G_L(s) = \frac{\omega_{sc}}{s + \omega_{sc}} \dots\dots\dots (3)$$

$$G_H(s) = \frac{s}{s + \omega_{sc}} \dots\dots\dots (4)$$

次いで、(5) 式のように参照信号 r に振動成分 d を加算した信号を適応 FIR フィルタの入力信号 x とする。これにより、 x は、速度指令 ω_r に対する 1 次遅れ信号である r に除去すべき振動成分 d が重畳した信号となる。

$$x = r + d \dots\dots\dots (5)$$

適応 FIR フィルタ部の FIR フィルタは信号 x を入力しその出力 y と参照信号 r との誤差 e が減少するように、後述する適応アルゴリズムによって FIR フィルタの係数 $a_0 \sim$

a_N を調整する．参照信号 r に振動成分 d を重畳させた信号 x が，参照信号 r に近づくので FIR フィルタは，参照信号 r を通過させ振動成分 d を除去する特性を持つことになる．そこで速度制御器の後段の振動抑制フィルタを FIR フィルタと同じ構造とし適応アルゴリズムにより調整されたフィルタ係数を逐次設定して行くことで，運転中の振動周波数の変動も含めて振動を除去することができる．なお，本構成とは異なり速度制御器の後段の直接振動抑制フィルタを適応フィルタで置き換えることが考えられるが，トルク指令としての参照信号をどのように与えればよいかという問題が発生する．本構成によればその問題を解決することができる．

3.3.2 振動抑制 FIR フィルタの特徴と効果

3.2 で述べたように，機械共振のゲインピークと制御系の位相遅れの影響で振動が発生するため，振動抑制 FIR フィルタは，ゲイン抑制と位相進みの両方の特性に対応できることが望ましい．ところで，デジタル信号処理の分野では，タップ数が数十から百を超える FIR フィルタを設計の対象としており，本論文で取り扱う比較的低次のものについては，特に検討がなされていないように思われる．そこで，低次の FIR フィルタの特性について確認する．まず，タップ数 N の FIR フィルタの漸化式は (6) 式で表される[12]．

$$y(k) = \sum_{i=0}^{N-1} a_i(k)x(k-i) \dots\dots\dots (6)$$

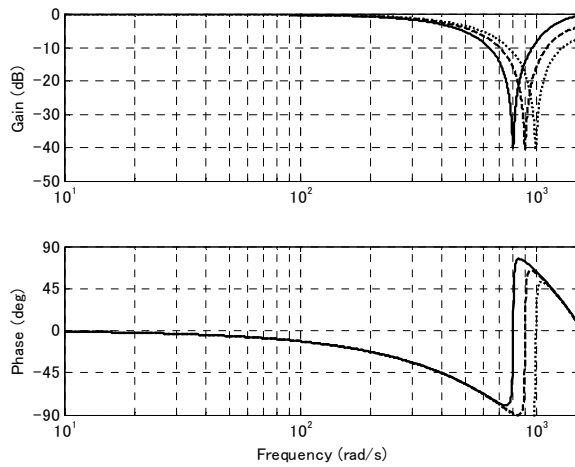
ここで， $N=3$ の 3 タップの FIR フィルタを考える．例えば，サンプリング周期が T_s ，波数 ω_{n1} でのゲインが $g_{n1}(<1)$ ，直流ゲインが 1 という条件($a_0+a_1+a_2=0$)を与えるとき，ノッチ周波数 ω_{n1} ，ノッチ深さ g_{n1} であるノッチフィルタとなる係数 $a_0 \sim a_2$ が，(7)，(8)式のように求まる．**図 3.5(a)**は， $T_s=2\text{ms}$ ， $\omega_{n1}=800, 900, 1000 \text{ rad/s}$ ， $g_{n1}=0.01(-40\text{dB})$ とし， $a_0 \sim a_2$ を(7)，(8)式で与えた場合のボード線図である．

$$\alpha_1 = \frac{\cos^2(\omega_{n1} T_s)}{2 \sin\left(\frac{\omega_{n1} T_s}{2}\right) \left\{ \sin\left(\frac{\omega_{n1} T_s}{2}\right) - \sin\left(\frac{3\omega_{n1} T_s}{2}\right) \right\}} \dots\dots\dots (7)$$

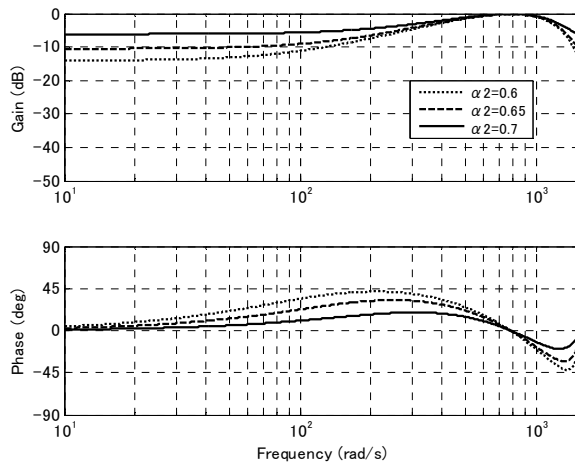
$$a_0 = \frac{1}{2} - \alpha_1 + \frac{g_{n1}}{2} + \alpha_1 g_{n1}, \quad a_1 = 2\alpha_1(1 - g_{n1}), \quad \dots\dots\dots (8)$$

$$a_2 = a_0 - g_{n1}$$

また，直達成分 $x(k)$ と連続系の微分に相当する差分成分 $x(k) - x(k-1)$ ， $x(k) - x(k-2)$ との線形和により位相進み特性を与えることができる．**図 3.5(b)**は，一例としてフィルタ係数を $a_0 = a_2$ ， $a_1 = 0$ ， $a_2 = -1 + a_2$ ， $a_2 = 0.6, 0.65, 0.7$ とおいた場合のボード線図であり，位相進み特性となっている．このように，低次の FIR フィルタであっても，係



(a) $T_s=2 \text{ ms}$, $\omega_{n1}=800, 900, 1000 \text{ rad/s}$, $g_{n1}=0.01$, $a_0 \sim a_2$ は(7)式, (8)式で与えた



(b) $a_0 = a_2$, $a_2 = -1 + a_2$, ($\alpha_2 = 0.6, 0.65, 0.7$)

図 3.5 2 タップの FIR フィルタのボード線図

数の調整によりノッチフィルタ特性や位相進み特性を実現できることがわかる。

3.3.3 振動抑制 FIR フィルタのタップ数について

サンプリング周期 T_s , N タップの FIR フィルタにおいては, $y(k)=(1-\gamma)x(k)+\gamma x(k-N)$, ($0 < \gamma < 1$)とした場合に最小のノッチ周波数 ω_{n_min} が得られ, $y(k)=(1-\gamma)x(k)+\gamma x(k-1)$ とした場合に最大のノッチ周波数 ω_{n_max} が得られる. 具体的には(9)式となる.

$$\omega_{n_max} = \frac{\pi}{T_s}, \quad \omega_{n_min} = \frac{\pi}{(N-1)T_s} \dots\dots\dots (9)$$

また、FIR フィルタを位相進み特性として用いる場合、FIR フィルタは(10)式の範囲で位相進み特性を示す。

$$\omega_{n_min} < \omega < \omega_{n_max} \dots\dots\dots (10)$$

以上のように想定される振動抑制の周波数範囲に応じて FIR フィルタのタップ数 N とサンプリング周期 T_s を設定すればよい。対象となる振動周波数の範囲については、サーボアンプのメーカ側で概ね把握できているので、提案法をサーボアンプに実装する際に支障とはならないと考える。

3.3.4 適応 FIR フィルタの適応アルゴリズム

従来事例で採用した LMS アルゴリズムは演算量が少ないが、振動成分が減少すると収束速度が低下するという性質がある。ここでは NLMS アルゴリズムを採用し収束速度の改善を図る。(11)式にフィルタ係数の調整式を示す。 σ_x^2 は入力信号 x の分散であり(12)式で与えられる。 β は正の定数であり、値が大きいほど調整速度が速い。ただし、NLMS アルゴリズムの収束条件として $0 < \beta < 2$ の制約がある[12]。

$$a_i(k+1) = a_i(k) + \frac{\beta}{\sigma_x^2} (r(k) - y(k))x(k-i) \dots\dots\dots (11)$$

$$\sigma_x^2 = \frac{1}{n+1} \sum_{i=0}^n [x(k-i) - \bar{x}]^2 \dots\dots\dots (12)$$

ここで、2章で述べたように対象とする速度制御系は位置制御の中で用いられ、サーボモータは所定の動作範囲内で位置決め制御されるので、その平均速度は零となる。したがって、入力信号 x の平均値も零とみなせるので、(12)式は、(13)式で簡略化できる。

$$\sigma_x^2 = \frac{1}{n+1} \sum_{i=0}^n [x(k-i)]^2 \dots\dots\dots (13)$$

3.4 検証結果と考察

3.4.1 シミュレーション結果

本節では、図 3.4 において機械系 $G_M(s)$ が慣性モーメント J の剛体とみなせる場合と、(1)式の 2 慣性系である場合についてシミュレーション検証を行う。表 3.1 に、制御対象の特性、制御器の応答設定、適応 FIR フィルタおよび振動抑制 FIR フィルタの仕様を示す。タップ数 $N=17$, $T_s=0.25$ ms なので、(9), (10)式の ω_{n_max} , ω_{n_min} は、12566, 785 rad/s であり、以下のシミュレーションで現れる振動周波数はこの範囲に含まれ

表 3.1 シミュレーション条件

Controlled object	
(1) Rigid body	
(2) 2mass system	
Resonance frequency ω_p	1000 rad/s
Anti-resonance frequency ω_z	709 rad/s
Damping coefficient ζ_p, ζ_z	0.02
Speed controller	PI control
(1) ω_{sc}, ω_{PI}	1200 rad/s, 40 rad/s
(2) ω_{sc}, ω_{PI}	450 rad/s, 30 rad/s
Time-delay T_{d1}, T_{d2}, T_{d3}	0.35, 0.15, 0.25 ms
Torque(current) control system	2'nd order system
Cut off frequency ω_{cc}	4000 rad/s
Damping coefficient ζ_{cc}	0.8
Adaptive FIR filter	
Sampling time T_s	0.25 ms
Number of taps N	17
Adaptive algorithm	NLMS
Parameter β	0.05
Vibration suppression filter	
FIR filter	
Sampling time	0.25 ms
Number of taps N	17

る. フィルタの係数の初期値は, ゲイン 1 の直達要素となるように $a_0=1, a_1 \sim a_{16}=0$ と設定した. なお, (11)式の β は, シミュレーションで何通りか試して $\beta=0.05$. とした.

(1) 機械系が剛体である場合

図 3.6 に示すように, 機械自体には振動要素はないが, 制御器等の位相遅れにより閉ループ系は 1500 rad/s 付近にゲインピークを持つ振動系となっている.

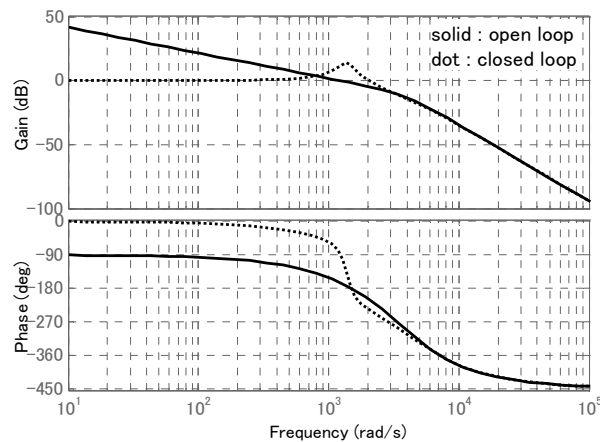
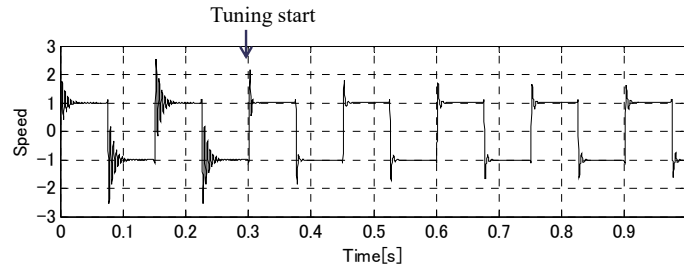
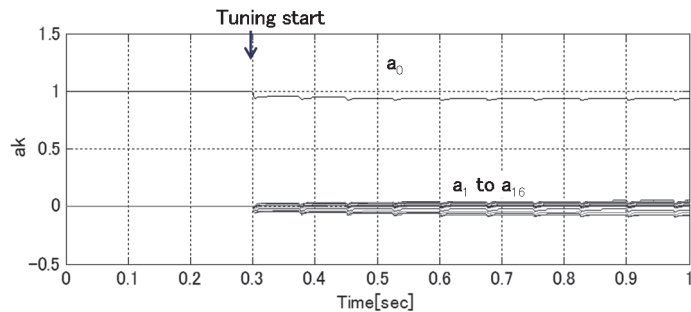


図 3.6 ノッチフィルタがない場合の速度制御系のボード線図

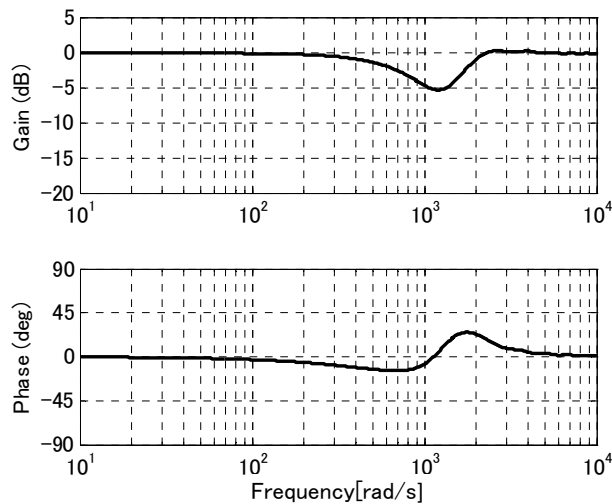
図 3.7 にシミュレーション結果を示す。同図(b)(c)から自動調整が始まると速度振動が速やかに抑制されることがわかる。同図(d)は自動調整が収束した時点でのフィルタ係数から求めた振動抑制 FIR フィルタのボード線図であり、 1000 rad/s 以上での位相進み量が多くなっていることがわかる。



(b) 矩形波状の指令に対するモータ速度の応答



(c) 振動抑制フィルタのフィルタ係数.



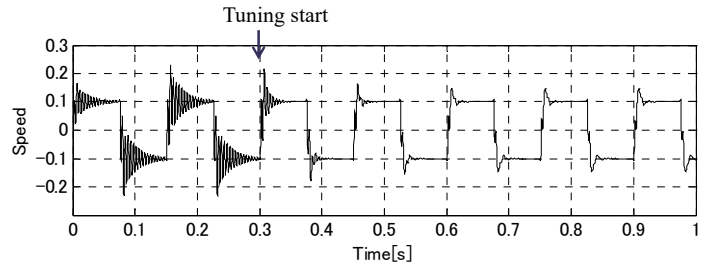
(d) 自動調整後の振動抑制フィルタのボード線図

図 3.7 提案手法による振動抑制フィルタの自動調整 (シミュレーション)

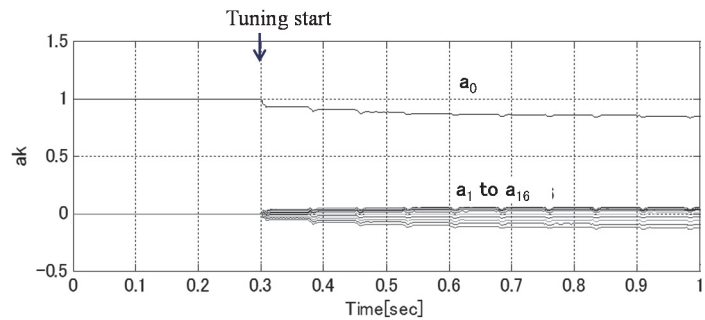
(2) モータと負荷機械が 2 慣性共振系である場合

図 3.8 に矩形波状の速度指令を与えた場合のシミュレーション結果を示す。同図(a)(b)から、自動調整により振動が抑制されることがわかる。同図(c)は自動調整が収

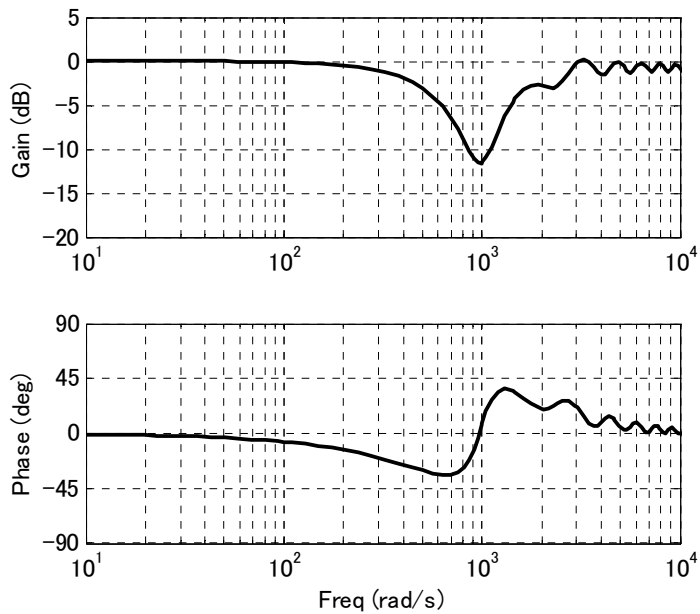
束した時点での振動抑制フィルタのボード線図である．図 3.2(a)に示したように閉ループ系は 1400 rad/s にゲインピークを持つ振動系であるが，振動抑制フィルタは，機械共振周波数 1000 rad/s でノッチ特性となり， 1400 rad/s 付近で位相進みとなっていることがわかる．



(a) 矩形波状の指令に対するモータ速度の応答



(b) 振動抑制フィルタのフィルタ係数



(c) 自動調整後の振動抑制フィルタのボード線図

図 3.8 提案手法による振動抑制フィルタの自動調整 (シミュレーション結果)

3.4.2 実験結果

(1) 機械系が2つの機械共振を持つ場合

表 3.2 と図 3.9 に、実験装置の構成と仕様を示す。この装置は、産業機械で一般的に使われているサーボモータとボールねじによるテーブル駆動を模擬したものである。テーブル端部に錘をオフセットさせて装着することによって、テーブルを支持している直動軸受のばね剛性によるテーブルの水平面内の回転振動（ヨーイング振動）が発生するようにした。この振動は、実際の機械でもよく生じる振動モードである。さらに、カップリングとボールねじのねじり剛性による軸ねじり振動も存在する。

表 3.2 実験装置の仕様

Servo Motor	Mitsubishi® HG-KR23
Rated power	200 W
Rated speed	3000 r/min
Rated torque	0.64 Nm
Moument of inertia	$2.21e-5 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
Encoder resolution	2^{18} pulse/rev
Coupling	
Tortional stiffness	4000 Nm/rad
Moument of inertia	$1.15e-5 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
Ball screw	
Diameter	0.015 m
Length	0.82 m
Effective stroke	0.70 m
Lead	0.01 m/rev
Moment of inertia	$3.18e-5 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
Moving table	
Mass (with offset weight)	2.25 kg

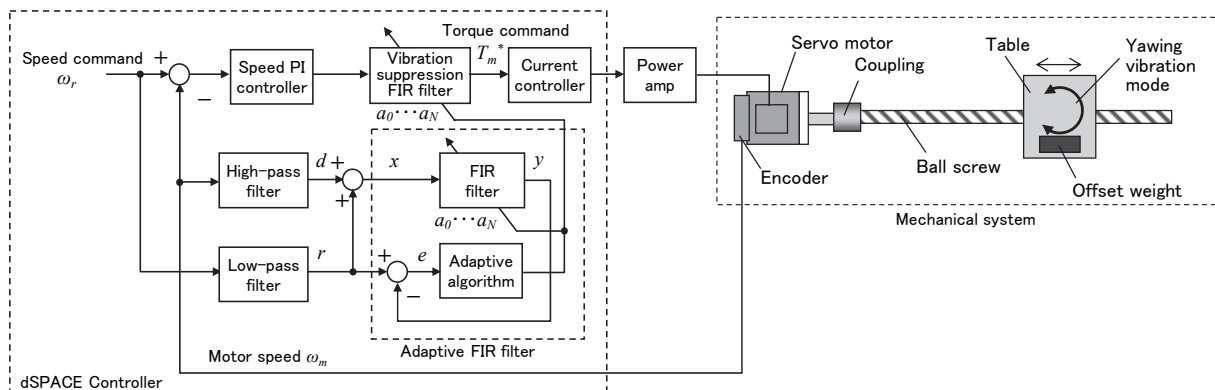


図 3.9 実験装置の構成

表 3.3 に、速度制御とトルク制御の応答設定、および適応 FIR フィルタと振動抑制 FIR フィルタの仕様を示す。速度制御の応答 ω_{sc} は、振動抑制フィルタなしでは応答が徐々に発散する設定となっている。なお、 β の値、フィルタ係数の初期値は前節のシミュレーションと同一値とした。

図 3.10 は、実験検証のために製作したラピッド・コントロール・プロトタイピング (Rapid-Prototyping-Control : RCP) 検証装置の構成を示す。この RCP 検証装置は、Simulink で作成した制御ブロック図から直接制御演算が実行可能な高速リアルタイムコントローラを備えているため、Simulink 上での制御アルゴリズムを修正してから制御の再実行までが短時間で行えるので、設計検証のサイクルを効率よく繰り返すことができる。

表 3.3 速度制御器と適応 FIR フィルタの仕様

Servo control system	
dSPACE® real-time controller DS1006 system	
Speed PI controller	
ω_{sc} , ω_{PI}	735 rad/s , 70 rad/s
Sampling time T_s	100 μ s
Current PI controller	
Sampling time	50 μ s
Cut-off frequency	6000 rad/s
Vibration suppression FIR filter	
Number of taps N	17
Sampling time	100 μ s
Adaptive FIR filter	
Adaptive algorithm	NMLS
Number of taps N	17
Parameter β	0.05
Sampling time	100 μ s

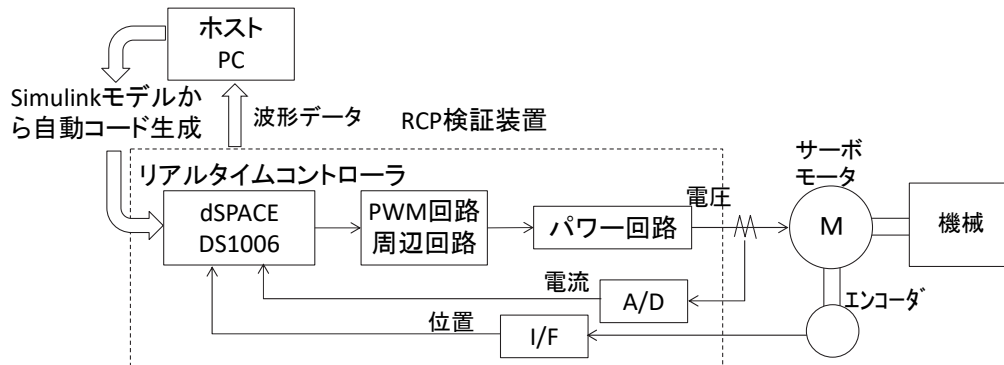


図 3.10 サーボモータの制御に使用した RCP 検証装置の構成

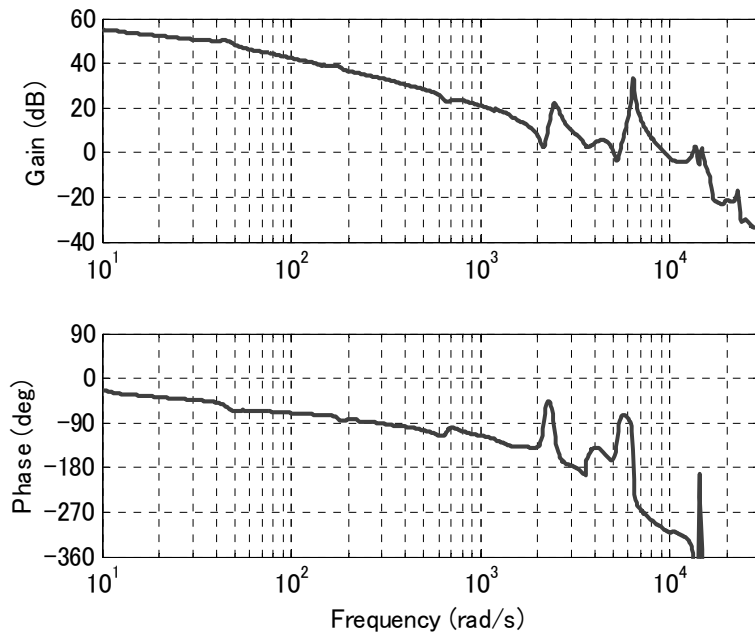


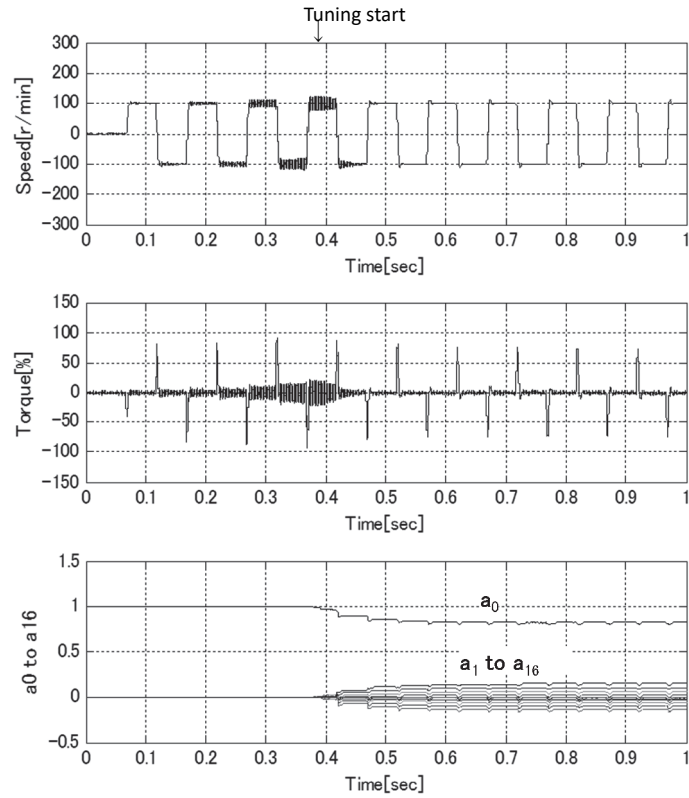
図 3.11 トルク指令からモータ速度までのボード線図 (図 3.8 の実験装置での実測値)

図 3.11 に、実験装置におけるトルク指令からモータ速度の検出信号までの周波数特性の実測値を示す。2400 rad/s 付近のゲインピークは、テーブルのヨーイング振動によるものであり、6500 rad/s 付近のゲインピークは、カップリングとボールねじのねじり剛性によるものである。二つの共振モードを持つ 3 慣性系の特性を示していると言える。また、2000 rad/s 以上での位相遅れの増加は、制御器や検出器の影響である。なお、タップ数 $N=17$ 、 $T_s=0.1$ ms なので、(9)、(10)式の ω_{n_max} 、 ω_{n_min} は、31416、1963 rad/s であり、実験装置の振動周波数と適合している。

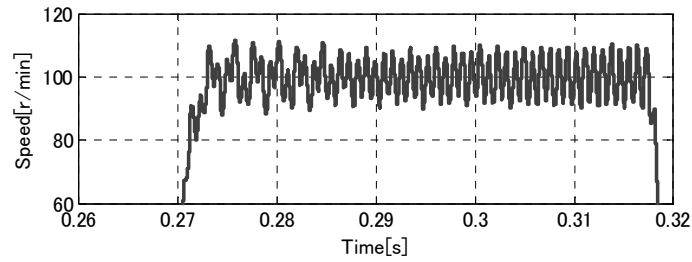
図 3.12 に、速度指令を振幅 ± 100 r/min の矩形波状に与えた場合の応答を示す。自動調整が始まると振動が速やかに抑制されていることがわかる。また、同図(b)の拡大図において、0.27 s から 0.29 s 区間を見ると上述の 2 つの機械共振の振動成分が混在していることがわかる。

図 3.13 は、自動調整が収束した時点のフィルタ係数から求めた振動抑制フィルタのボード線図である。2 つの機械共振に対応した特性に調整されたことがわかる。

図 3.14 は、テーブルの動作速度が数 mm/s という極低速の動作を想定して、速度指令振幅を図 3.11 の 1/10 の ± 10 r/min (テーブル速度は 1.67 mm/s) とした場合の応答である。良好に振動が抑制されている。



(a) 上段：モータ速度 中段：トルク指令 下段：フィルタ係数



(b) 自動調整前のモータ速度波形の拡大

図 3.12 実験結果

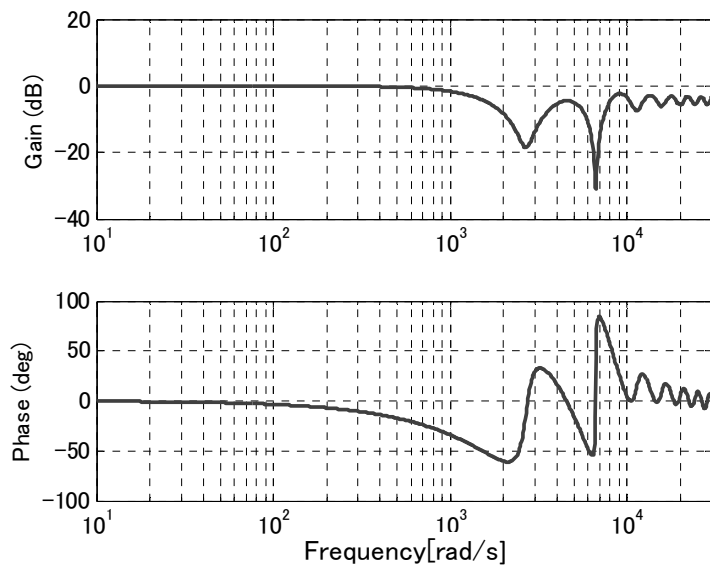


図 3.13 自動調整後の振動抑制 FIR フィルタのボード線図（実測値）

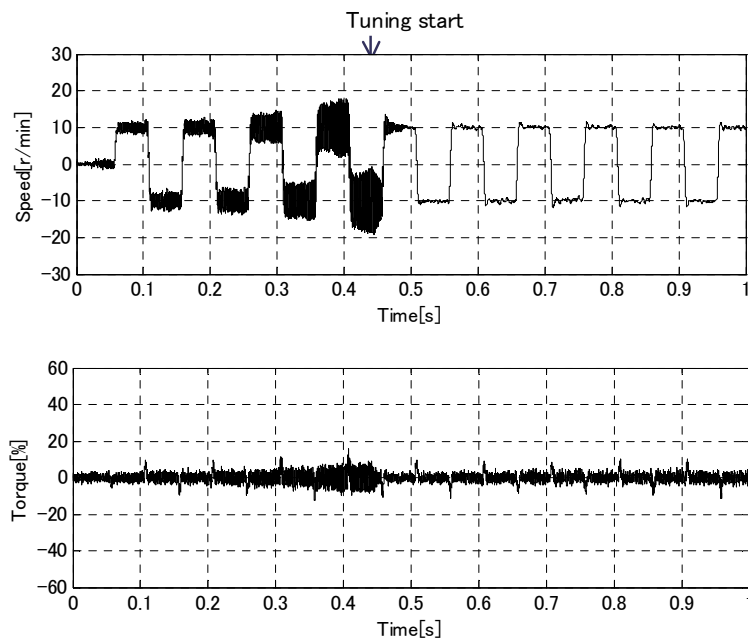


図 3.14 速度指令の大きさを図 3.11 の 1/10 に設定した場合（実験結果）。

図 3.15 は、速度パターンを滑らかなパターンから、途中で矩形波状に変更した場合の実験結果である。滑らかなパターンでは振動が生じていないが、矩形波状に切替えると振動が発生している。これは、機械系に存在する何らかの非線形性によるものと思われる。なお、1.4 s 付近で自動調整を開始することで振動は抑制されている。

図 3.16 は、従来事例で示した速度指令とは独立に参照信号 r を生成する手法を適用した場合の実験結果を示す。 r の生成法以外は、図 3.11 と同一の条件である。参照信

号 r は、速度指令と振幅と周期が同一で、位相だけが異なるものを用いた。速度指令の変化タイミングでフィルタ係数が変動しており、速度応答の立ち上がり部分に応答のばらつきや若干の振動の発生が認められる。

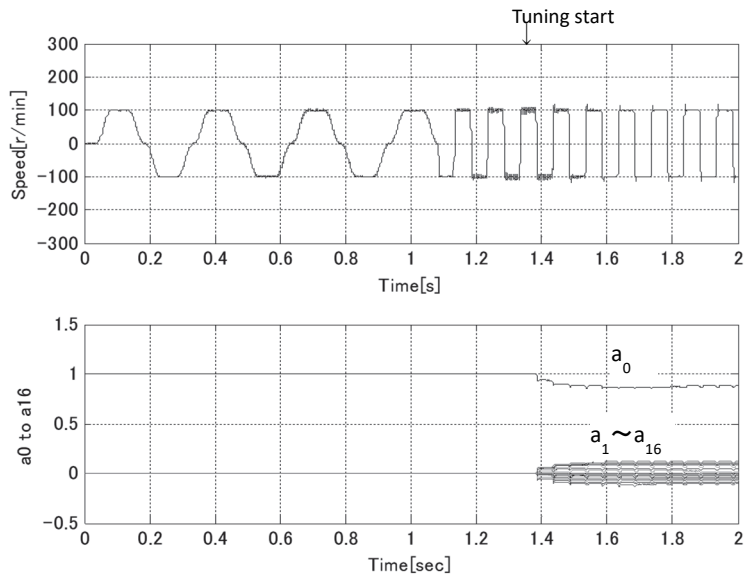


図 3.15 実験結果

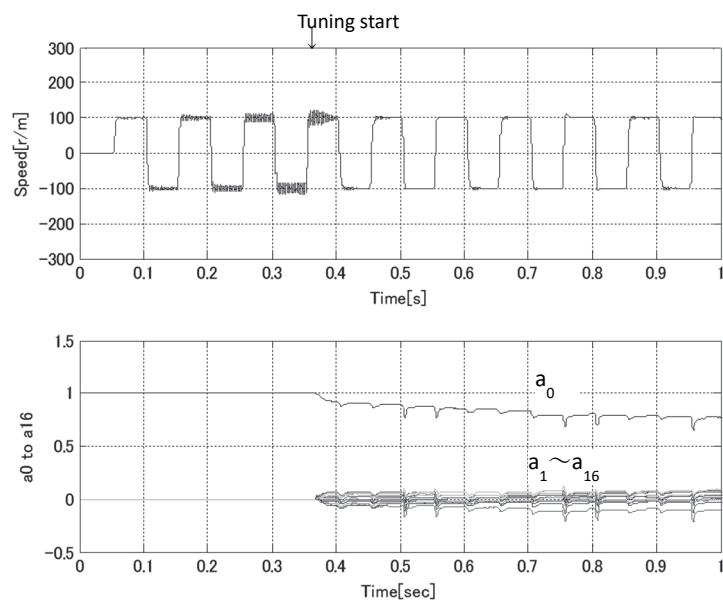


図 3.16 参考文献(13)の手法を用いた場合の実験結果

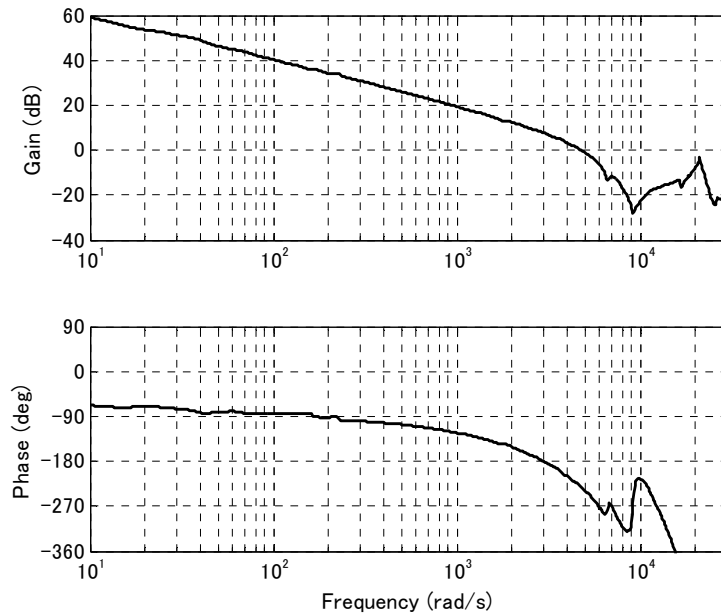
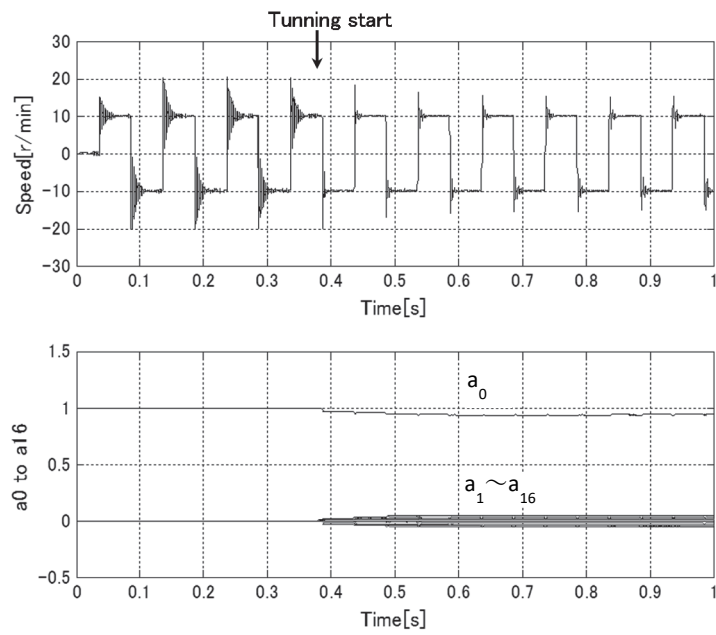


図 3.17 負荷円板をモータ軸に直結した場合のトルク指令からモータ速度までのボード線図
(実測値)

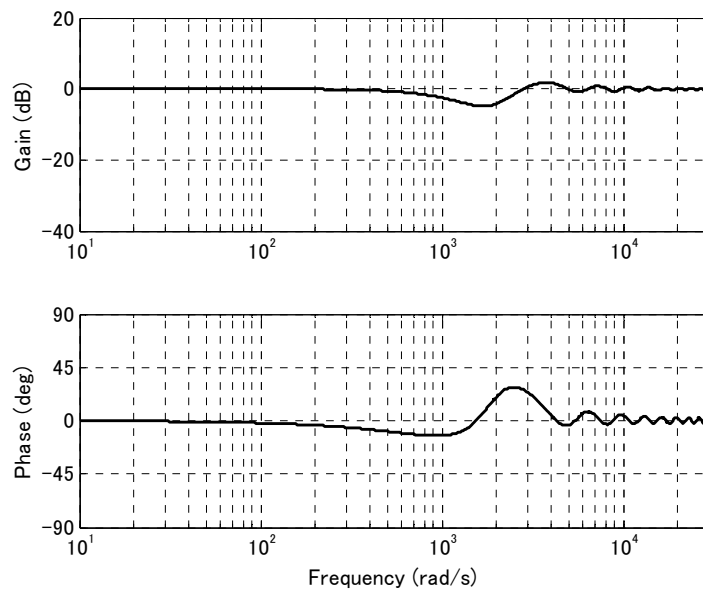
(2) 位相遅れが要因で振動的である場合

サーボモータに負荷円板を直結した場合の実験結果について述べる。モータ、制御装置、適応フィルタの構成は、表 3.2、表 3.3 と同じである。図 3.17 は、モータトルク指令から、モータ速度の検出信号までのボード線図である。約 3000 rad/s で位相余裕が零になっている。また、モータ軸のねじり剛性による機械共振があるが、トルク制御応答の帯域によりゲインが低下しているため、この実験には影響はない。

図 3.18(a)は、速度応答 ω_{sc} を 2700 rad/s に設定した場合の応答波形である。自動調整により振動が抑制されることがわかる。図 3.18(b)は、自動調整の収束時点でのフィルタ係数から求めた振動抑制フィルタのボード線図である。2500 rad/s 付近を中心に位相進みとなっていることがわかる。なお、トルク制限値を超えないよう速度指令振幅を ± 10 r/m としている。



(a) 上段：モータ速度 下段：振動抑制フィルタのフィルタ係数



(b) 自動調整後の振動抑制 FIR フィルタのボード線図

図 3.18 実験結果

3.4.3 考察

(1) 位相余裕の改善について

3.4.1 (1)のシミュレーション結果図 3.7 および 3.4.2 (2)の実験結果図 3.17 において、位相余裕が零の付近で FIR フィルタが位相進み特性に調整され、振動が抑制されることを確認できた。

(2) 二つの機械共振の同時抑制への対応

3.4.2 (1)の図 3.11～図 3.13 に示した実験結果において、二つの機械共振に対応したノッチフィルタとなるように FIR フィルタが調整され良好に振動が抑制されることを確認できた。

(3) 小振幅動作時の収束速度の改善

3.4.2 (1)の図 3.12 と図 3.14 に示した実験結果の比較において、小振幅動作において、NLMS アルゴリズムを適用した本提案法では、フィルタ係数調整の収束速度が低下しないことを確認できた。

(4) 適応フィルタの参照信号の生成方法の改善

3.4.2 (1)の図 3.16 に示した従来事例の構成による実験結果では、速度指令の変化タイミングでフィルタ係数の変動、速度応答のばらつき、および若干の振動発生が認められる。これは、参照信号 r が一定の期間に速度指令信号が変化するため、その際速度変化が振動と認識されフィルタ係数が修正されることがその要因と考えられる。一方、本論文では、速度指令信号から参照信号を生成したので、図 3.14 に示すようにフィルタ係数や速度応答のばらつきが認められず、その改善効果が確認できた。ただし、図 3.4、図 3.9 の構成において参照信号 r は速度指令 ω_r から作成するので、停止状態では参照信号 r は零となって振動が発生しても、適切な調整が行えないことは明らかである。対策としては、従来事例のように参照信号 r を速度指令 ω_r とは独立に与えるように切り替えることが考えられるが、これについては本論文の範囲を超えるため、今後の検討課題としたい。

3.5 第3章のまとめ

本章では、産業機械のボールネジ駆動系で発生する高域の振動を抑制するために、適応 FIR フィルタを用いた振動抑制 FIR フィルタの自動調整方式を提案した。併せて、これまで解説がなされていなかった FIR フィルタの振動抑制作用としてのノッチ特性と位相進み特性についてタップ数、サンプリング時間、有効に作用する周波数範囲との関係を式で示した。

そして、シミュレーションおよび実験で、従来事例での課題を改善できることを確認した。制御系の構成や調整アルゴリズムの設計検証は、産業機械のボールネジ駆動系の振動特性を模擬した実験装置と、実験用に製作したモータ制御用 RCP 検証を組み合わせた実験を主体に実施し、二つの機械共振の同時抑制や、位相余裕の改善による振動抑制に対応できることを確認した。

提案方式は、自動調整化による調整時間の短縮だけでなく、振動抑制の能力の向上により高応答化や指令パターンの変更にも対応可能であるので、生産性の向上にも貢献するものである。

第4章 産業機械のアクティブ架台制振機構の開発と小型化・軽量化設計

本章では、産業機械の水平方向の架台振動の抑制を対象としたアクティブ制振機構の小型軽量化を図るために、付加質量の制御系の構成とその設計手法を提案する。提案法の特徴は、可動部の推力指令に付加質量の位置制御入力を重畳したものを付加質量の推力指令とするアクティブ制振機構の小型軽量化において、付加質量の大きさ、動作範囲、位置制御応答、制振効果のトレードオフを定量的に検討できる設計式を導出することである。設計式の導出にはサーボ制御系全体の数式モデルに基づくモデルベース手法を適用する。そして、提案法で設計したアクティブ制振機構を電子機器組み立て装置に搭載し、実験によってその有効性を確認する。

4.1 はじめに

産業機械の生産性向上のための高速・高精度化において機械振動の抑制が課題となっており様々な取り組みがなされている。近年、架台に搭載された加工テーブル等の可動部を高加減速・高応答化を目的としてリニアモータで位置決め制御する事例が増えている。その際、可動部の駆動反力により架台振動が発生し、位置決め特性が劣化したり振動が床面を伝わって周辺装置に影響を及ぼしたりする場合がある。一般に可動部の応答帯域より架台振動の周波数は低いため、これを励起しないように指令ノッチフィルタを用いると位置決めが遅くなるという問題がある。一方、架台の剛性強化や重量化は、設置面積の増大や床面の強化工事が必要となるため生産現場では受け入れられ難い。この課題に対し、機械振動モデルに基づくフィードフォワード補償[1]-[4]、位置指令生成法[5]、あるいはそれら組合せた方式[6]等の可動部の位置決め制御に対する架台振動の抑制方式が提案されている。

一方で、建物やエレベータ等の振動抑制を目的としたアクティブマスダンパー[7]-[9]が実用化されており、半導体露光装置のような高精度な機械装置においては、床面からの振動を遮断するアクティブ除振台[10]-[12]や、リニアモータの可動子と固定子が逆方向に動くことで駆動反力を相殺する制振機構[12]-[14]が適用されている。建物の制振に使用されるアクティブマスダンパーでは、想定を超えた地震に対して付加質量が動作範囲を逸脱し衝突するのを防止するために、可変ゲイン等の非線形制御が提案されている[15]-[18]。

ところで、一般の産業機械では位置決め特性や周辺装置に悪影響が出ないレベルまで架台振動を抑制できればよいという用途が多くある。例えば、ピック&プレイス装置、電子機器組み立て装置、検査装置などであり、可動部が水平方向に高頻度に動作する際に架台振動が発生する。振動抑制の目安は設置環境によって異なるが、文献[3]の実際の産業機器における振動抑制の二つの事例では、架台振動は1/5、1/7に減少している。これを参考にすると、その目安は1/5から1/10程度と考える。

以上のような一般産業機械の水平方向の架台振動に対し、筆者らは、文献[1]-[6]のような可動部の位置制御系における制振ではなく、アクティブ制振機構を使った改善を指向する。アクティブ制振機構には、設置スペースや導入コストの面から小型軽量化が求められる。アクティブ制振は、原理的に付加質量の大きさとその動作範囲がトレードオフの関係にある。また、付加質量の動作範囲の逸脱は、制振効果の消失だけでなく衝突による損傷、過大な振動の原因となるため回避する必要がある。

4.2 架台振動抑制における課題

本節では、各種アクティブ制振方式の特徴、従来の指令ノッチフィルタによる制振における課題、および一般産業機械への付加質量によるアクティブ制振の適用時の課題について述べる。

4.2.1 架台振動のアクティブ制振方式における課題

図 4.1 に、架台振動抑制の各種方式を示す。(a)は、架台上の可動部の運動に伴う駆動反力による架台振動を検知して付加質量を駆動し、その駆動反力を利用して制振する方式、(b)は、可動部の駆動反力による振動を検知して架台と固定部間のアクチュエータで制振する方式である。(a)、(b)はフィードバック制御のため高ゲイン化した場合、高次の機械共振を励起する恐れがある。また(b)は、架台に推力を加えるための強固な固定点の設置工事が必要となる。(c)は、リニアモータの可動子と固定子が互いに逆方向に運動することで駆動反力を相殺する方式であり、戻りバネによって固定子は緩やかに中央位置に復帰する。戻りバネを使用するため小型精密な短いストロークの機械に用途が限定される。

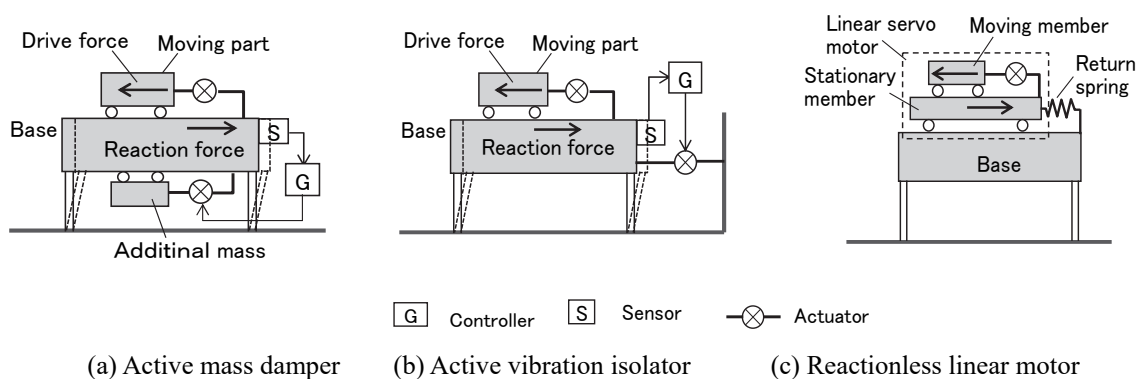


図 4.1 アクティブ制振装置の構成

4.2.2 指令ノッチフィルタによる架台振動抑制における課題

振動抑制の一般的な手法として位置指令にノッチフィルタを適用する手法がある。架台振動を抑制する場合は、ノッチ周波数を架台の固有振動周波数に一致させることで制振効果が得られる。ただし、このノッチフィルタによる振動抑制は、位置指令から振動周波数の成分がノッチフィルタによって除去されるため、可動部を駆動する可動部の応答が遅くなるという課題が知られている。

4.2.3 付加質量によるアクティブ制振における課題

一般の産業機械の架台振動の抑制を対象とした場合、アクティブ制振機構は小型軽量であることが望ましいが、単に付加質量 M_2 を軽量化しただけでは、可動部を一方方向に断続的に動作させた場合、 M_2 が容易に許容動作範囲に達し制振効果が得られなくなる。一方向送りに対応できない場合、機械の運転プログラム作成の自由度が制限されることになり使い易さや生産性向上の妨げとなる。

以上のように、指令ノッチフィルタ方式は位置決め応答性の低下という課題があり、アクティブ制振機構では、小型軽量化による制振効果の制約といった課題がある。一方、本論文が対象とする一般産業機械では、露光装置のような振動抑制の完全性は要求されず、ある程度の振動は許容される。したがって、一般産業機械にアクティブ制振機構を適用する上では、必要とされる制振効果と小型・軽量化というトレードオフを容易に設定できる制御方式と、そのトレードオフを定量的に検討可能な設計手法が必要である。

4.3 提案するアクティブ制振機構とその設計方法

本節では、一般産業機械に搭載するアクティブ制振機構の小型軽量化と振動低減の両立を図るための制御系の構成と、要求仕様を満足させるための機械諸元と制御ゲインの設計方法について述べる。

4.3.1 提案法におけるシステム構成

図 4.2 に、提案法における制御システムの基本構成を示す。可動部 M_1 および付加質量 M_2 の位置は、リニアスケールを用いて架台に対する相対位置として制御周期毎に検出する。また、速度は位置信号を差分することで検出する。サーボアンプ 1 とリニアモータ 1 で、架台に対する相対位置指令 x_{1B}^* に基づいて可動部 M_1 の相対位置の制御を行い、サーボアンプ 2 とリニアモータ 2 および付加質量 M_2 からなるアクティブ制振機構を使って、架台 M_B の振動抑制を行う。サーボアンプ 2 は、光サーボネットワーク [19] を介してサーボアンプ 1 から獲得した可動部 M_1 の推力 F_1 に基づいて可動部 M_2 の推力 F_2 をフィードフォワード制御する。図 1(a) の振動センサに基づくフィードバック制御方式に比べて、可動部 M_1 の加減速時の過渡的な振動の抑制や振動センサが不要という利点がある。

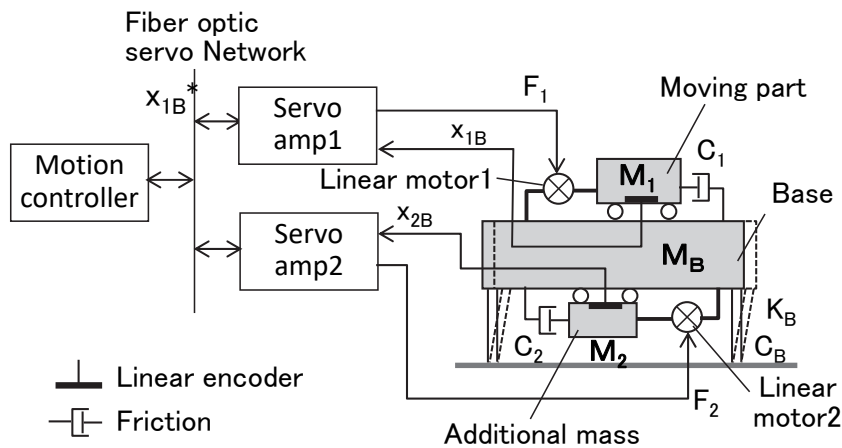


図 4.2 提案手法を用いた場合のシステム構成

4.3.2 機械のモデル化と提案法における制御系の構成

図 4.3 に、図 4.2 に示したアクティブ制振機構を含む機械部分をモデル化したブロック図を示す。架台、可動部、付加質量とも質点系とし、それぞれ水平方向に運動するものとする。架台に対する相対位置をリニアエンコーダで検出し、サーボアンプ 1 で可動部 M_1 を駆動する際に発生する架台 M_B の振動を、サーボアンプ 2 で負荷質量 M_2 を駆動することで抑制するものである。同図で、 M_1 は可動テーブルの質量、 M_2 はアクティブ制振機構の付加質量、 M_B は架台の質量、 K_B 、 C_B は架台の床面との間の水平方向の等価バネ定数と摩擦係数、 C_1 、 C_2 はそれぞれ M_1 と M_B 、 M_2 と M_B 間の摩擦係数、 ω_B は架台の固有振動周波数、 a_B は架台の水平方向の振動加速度である。

ここで、付加質量 M_2 の位置制御系を設計する上で、機械モデルに関して以下の簡略化を行う。架台の振動減衰は一般的に悪いので C_B は零とおく。また付加質量には外力が印可されないため摩擦の少ない軽荷重用のガイドレールが使用できるので C_2 も零とみなせるので、その位置制御は位置 P 速度 P 制御の構成とする。

図 4.4 に上述の簡略化した機械モデルに提案するアクティブ制振を適用した制御系の構成を示す。可動部 M_1 の位置制御は規範モデルを用いた 2 自由度位置制御[20]とし、フィードフォワード制御部は、理想剛体に対する駆動推力 F_a^* ($=M_1 a_a$) と、モデル速度 v_a で可動部 M_1 が動作した場合の粘性摩擦力の計算値 $C_1 v_a$ との合算値をフィードバック制御部に供給する。この時、 $C_1 v_a$ は、実際の粘性摩擦と相殺するので、可動部 M_1 には F_a^* が印加されることになる。

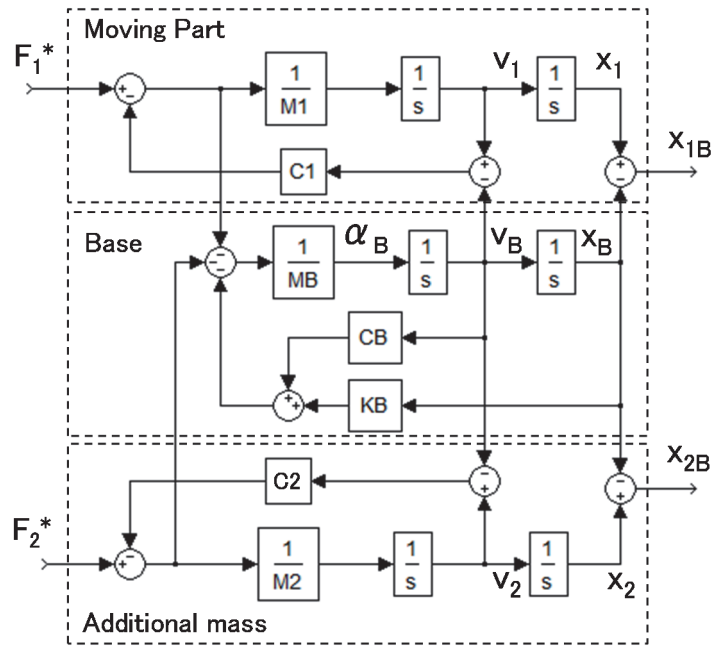


図 4.3 アクティブ制振機構を含んだ機械系のブロック図

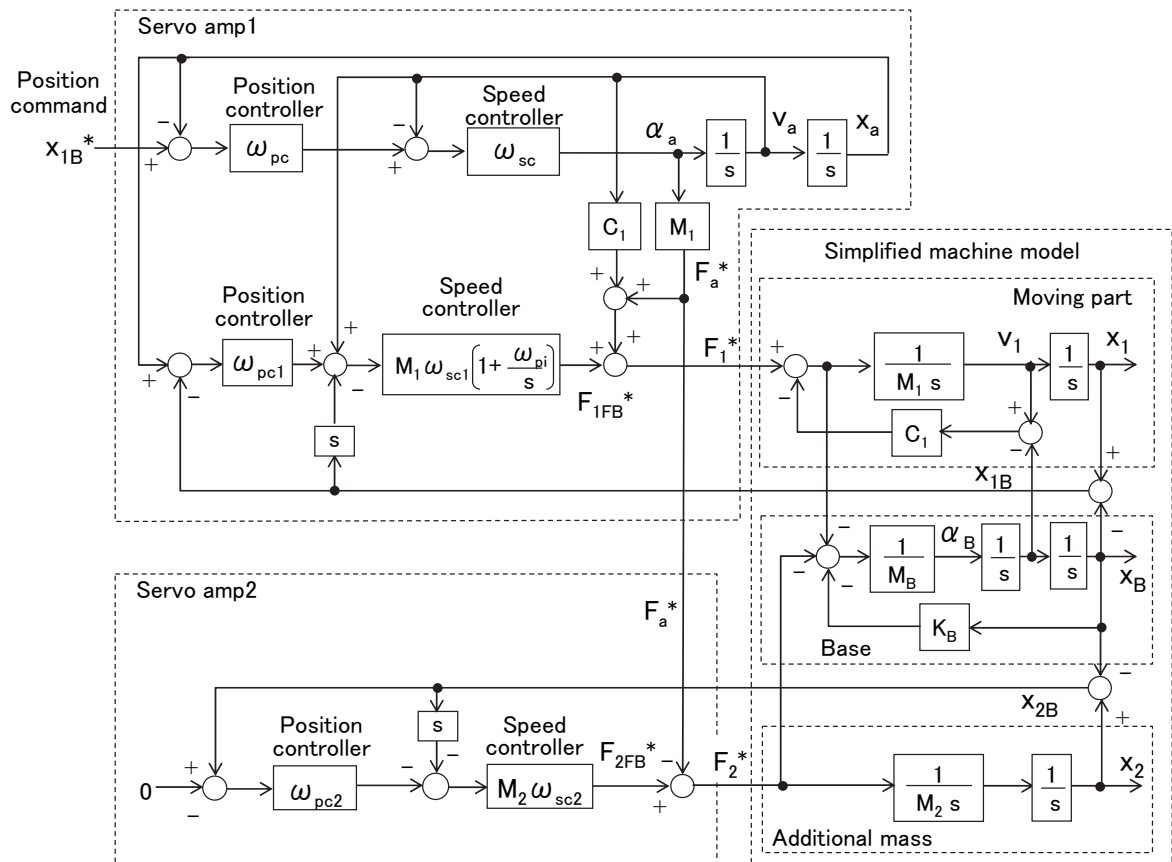


図 4.4 提案するアクティブ制振方式を用いた制御系のブロック図

また、架台振動の制振は、フィードフォワード部の推力指令 F_a^* の逆極性値でアクティブ制振機構のリニアモータ 2 を駆動することで行う。この時、付加質量 M_2 が許容動作範囲を超えて衝突しないようにするため、 M_2 が中央位置に復帰するように位置 P 速度 P のフィードバック制御を行い、その制御出力 F_{2FB}^* と $(-F_a^*)$ を合算して新たな推力指令 F_2^* としリニアモータ 2 を駆動する。以上のように付加質量 M_2 への推力指令は、可動部 M_1 への位置指令 x_{1B}^* に基づくモデル推力指令 F_a^* を使用するので、架台振動を検出してフィードバック制御で制振を行う方式に比べて、可動部動作に伴う過渡的な振動の抑制能力が高いと考える。

4.3.3 付加質量の軽量化と動作範囲の縮小

付加質量 M_2 を単に軽量化するだけでは、振動抑制のために質量減少に反比例した長い動作範囲が必要となる。特に産業機械では、可動部が一方向に断続的に移動する動作モードが一般的に使われるため注意が必要である。ここで、図 4.4 において付加質量 M_2 の位置制御系において位置および速度の応答 ω_{pc2} , ω_{sc2} を高くすると M_2 は速やかに中央に復帰し動作範囲が縮小するが、 M_2 の位置制御系から見ると外乱となる推力成分 $(-F_a^*)$ がより抑制されてしまうため制振効果が低下してしまう。

以上のように、一般産業機械の場合は設置環境や周辺機器への影響を考慮した上で架台振動が問題となる場合にアクティブ制振機構を後付で実装することになるため、図 4.4 の提案する制御系の構成において、付加質量、位置制御応答、動作範囲、および制振効果のトレードオフを定量的に考慮し適切に設計することが重要である。

4.3.4 付加質量の動作範囲と残留振動率の関係の定量化

ここでは、付加質量に最も大きな動作範囲が要求される可動部の一方向連続送りに対し、付加質量の大きさ、付加質量の位置制御応答とその最大変位、架台振動の低減率の関係を定量化し、アクティブ制振機構のトレードオフ設計を効率的に行えるようにする。

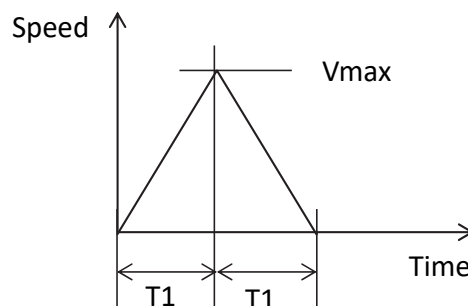


図 4.5 可動部の速度パターン

まず、付加質量 M_2 に最大変位を発生させる可動部 M_1 の速度パターンを図 4.5 で定義する。 V_{\max} が最大速度、 T_1 が加減速時間である。このような速度三角波パターンは産業機械で一般的に用いられ、位置制御の場合はこの速度パターンを積分したものを位置指令として用いる。

付加質量 M_2 の最大変位を求めるために推力 F_a^* から相対位置 x_{2B} までの伝達関数を考える。 架台質量 M_B は付加質量 M_2 に対し十分に大きくその変位 x_B は M_2 の絶対変位 x_2 の取り得る範囲に対し十分小さいとみなせる。この仮定の下、図 4.4 において推力 F_a^* から x_{2B} までの伝達関数は(1)式で近似できる。なお、実際の装置設計では、最大変位にマージンを加えたものを付加質量の許容動作範囲とするので、(1)式における近似は実用上支障ないと言える。

$$\frac{x_{2B}}{F_a^*} = \frac{-1}{M_2 (s^2 + \omega_{sc2}s + \omega_{sc2} \omega_{pc2})} \dots\dots\dots (1)$$

ここで、可動部 M_1 を図 4.5 の三角波速度パターンで動作させるのに必要な推力 F_a^* は、振幅値 $M_1 V_{\max}/T_1$ の矩形波となるから、この時の M_2 の変位 x_2 の時間応答を求めると式(2)~(4)となる。

$$x_2(t) = k_1 [1 - (at + 1)e^{-at}], 0 \leq t < T_1 \dots\dots\dots (2)$$

$$x_2(t) = -k_1 [1 - (at + 1)(2e^{T_1} - 1)e^{-at}], T_1 \leq t < 2T_1 \dots\dots\dots (3)$$

$$x_2(t) = k_1 [(at + 1)(2e^{T_1} - e^{2T_1} - 1)e^{-at}], 2T_1 \leq t \dots\dots\dots (4)$$

$$\text{ここで、 } k_1 = \frac{M_1 V_{\max}/T_1}{M_2 a^2}, \quad \omega_{sc2} = 4\omega_{pc2}, \quad a = 2\omega_{pc2}$$

x_2 の最大変位では、式(3)の右辺の時間微分が零になることを利用して M_2 の最大変位 $x_{2B\max}$ を求めると次式となる。

$$x_{2B\max} = k_1 [1 - (aT_2 + 1)\exp(-aT_2) - 2\{1 - (a(T_2 - T_1) + 1)\exp(-a(T_2 - T_1))\}] \dots\dots\dots (5)$$

$$\text{ただし、 } T_2 = \frac{T_1}{1 - \exp(-aT_1)/2}$$

次に、可動部 M_1 を駆動する際の架台の振動加速度 α_B を求めるために、推力 F_a^* から α_B までの伝達関数を求めると次式となる。

$$\frac{\alpha_B}{F_a^*} = -\frac{s^2}{M_B (s^2 + \omega_B^2)} \frac{\omega_{sc2}s + \omega_{sc2} \omega_{pc2}}{s^2 + \omega_{sc2}s + \omega_{sc2} \omega_{pc2}} \dots\dots\dots (6)$$

したがって、推力 F_a^* を可動部質量 M_1 に与えた場合の架台加速度 α_B の時間応答は、式(7)~式(12)で与えられる。

$$\alpha_B(t) = y(t), 0 \leq t < T_1 \dots\dots\dots (7)$$

$$\alpha_B(t) = y(t) - 2y(t - T_1), T_1 \leq t < 2T_1 \dots\dots\dots (8)$$

$$\alpha_B(t) = y(t) - 2y(t - T_1) + y(t - 2T_1), 2T_1 \leq t \dots\dots\dots (9)$$

ここで、

$$y(t) = -R_1 \sin(\omega_B t + \varphi) - R_2 (Ct - A)e^{-at} \dots\dots\dots (10)$$

$$R_1 = \frac{M_1 V_{\max}}{M_B T_1} \sqrt{A^2 + B^2} \dots\dots\dots(11)$$

$$R_2 = \frac{M_1 V_{\max}}{M_B T_1} \dots\dots\dots(12)$$

ただし、 $A = \frac{4a^4}{(a^2 + \omega_B^2)^2}$, $B = \frac{2a\omega_B(3a^2 + \omega_B^2)}{(a^2 + \omega_B^2)^2}$, $C = -\frac{2a^3}{a^2 + \omega_B^2}$, $\varphi = \tan^{-1}\left(\frac{A}{B}\right)$, $a = 2\omega_{pc2}$

式(10)の第1項が、架台の固有振動モードによる振動加速度成分であり、その振幅 R_1 は式(11)より与えられる。また、アクティブ制振を行わない場合の架台加速度 α_B の振幅を $R_{1\max}$ とおくと次式となる。

$$R_{1\max} = \frac{M_1 V_{\max}}{M_B T_1} \dots\dots\dots(13)$$

ここで、アクティブ制振を行った場合と行わない場合の振動振幅の比を、残留振動率 β とし次式で定義する。

$$\beta = \frac{R_1}{R_{1\max}} = \sqrt{A^2 + B^2} \dots\dots\dots(14)$$

以上のように本提案によれば、付加質量 M_2 とその位置制御ゲイン ω_{pc2} をパラメータとして、式(5)、式(14)で付加質量 M_2 の最大変位 $x_{2B\max}$ と架台の固有振動モードの残留振動率 β を求めることで、対象機械に応じたアクティブ制振機構の仕様設計が可能となる。

4.4 検証結果と評価・考察

本節では、従来法として振動対策を行わない場合、指令ノッチフィルタを用いる場合、付加質量の位置制御のないアクティブ制振法の3つを考え、これらと提案法を実験により比較した結果について述べる。具体的には、電子機器組み立て装置にそれぞれを適用した場合の実験結果を示し、提案法の有効性の確認と考察を行う。

4.4.1 実験装置

図 4.6 と表 4.2 に、実験に使用した機械装置の諸元と外観を示す。可動部は、左右2台のリニアモータによって架台上を移動する。アクティブ制振機構は、リニアモータで付加質量を駆動する構造となっている。また、架台振動は架台上の加速度センサで測定する。また、表 4.3 に制御系の設定を示す。

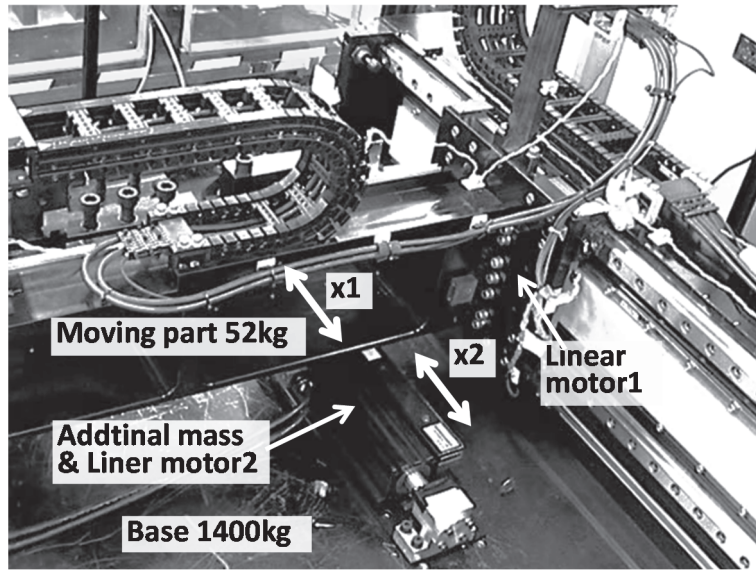


図 4.6 実験装置

表 4.1 実験装置の諸元

可動部	
M_1 (リニアモータ含む)	52 kg
リニアモータの推力	max1200N
可動範囲	$\pm 600\text{mm}$
付加質量	
M_2 (リニアモータ含む)	15 kg
リニアモータの推力	max1560N
可動範囲	$\pm 265\text{mm}$
架台	
M_B	1400 kg
固有振動数	36Hz

表 4.2 制御装置の応答設定

可動部 M_1 の制御			
ω_{pc}	225 rad/s	ω_{pc1}	223 rad/s
ω_{sc}	900 rad/s	ω_{sc1}	680 rad/s
		ω_{p11}	120 rad/s
付加質量 M_2 の制御			
ω_{pc2}	5 rad/s	ω_{sc2}	$4 \omega_{pc2}$
可動部の速度パターン (図 4.5)			
V_{max}	2 m/s	T_1	81.6 ms

4.4.2 従来法による実験結果

実験では、図 4.5 の速度パターンで $V_{max}=2 \text{ m/s}$ 、 $T_1=81.6 \text{ ms}$ とし 50 ms の停止期間において一方向に 163 mm ずつ可動部を断続的に移動させた。この 163 mm は、実験に

使用した装置が実際の生産ラインで使用される場合の 1 回の動作での最大変位である。

図 4.7 に架台の振動抑制対策を行わない場合の実験結果を示す。同図(a)の振動対策を行わない場合は顕著な架台振動が発生していることがわかる。可動部 M_1 の位置偏差が $\pm 20 \mu\text{m}$ の整定幅に入るまでの時間（以下、整定時間）は 11 ms である。

次に、図 4.8 に位置指令 x_{1B}^* をノッチフィルタに通して用いた場合の実験結果を示す。ノッチ周波数は架台の固有振動周波数 36 Hz に設定した。架台振動は十分抑制されているが、整定時間が図 4.7 の 2 倍の 22 ms になっており、位置応答が低下していることがわかる。

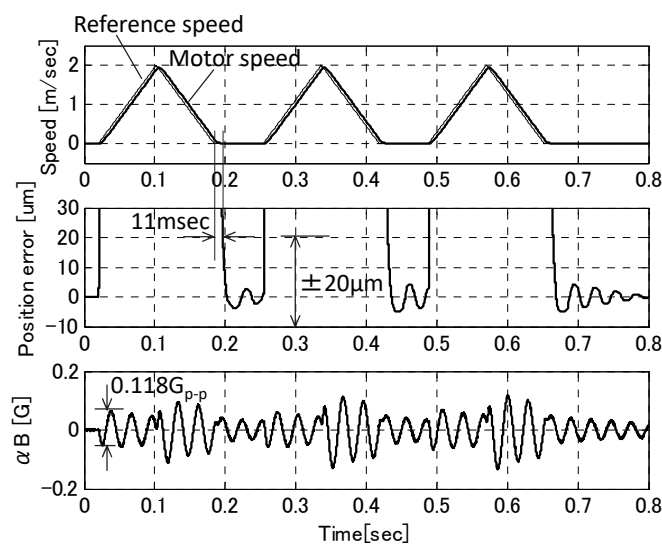


図 4.7 実験結果（振動抑制なし）

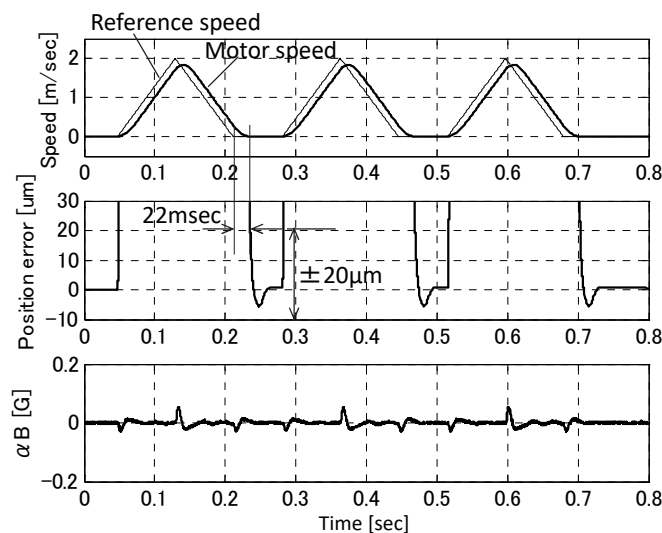
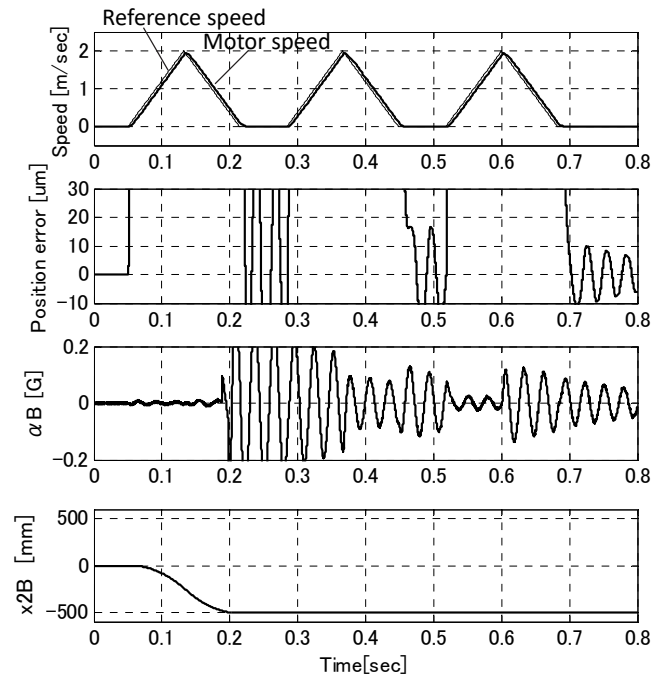


図 4.8 実験結果（指令ノッチフィルタによる振動抑制）



(上から 可動部速度, 可動部位置, 架台の振動加速度, 架台の位置)

図 4.9 実験結果 (付加質量の位置制御を行わない場合)

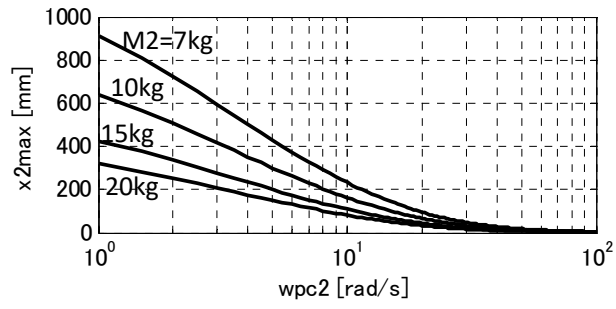
図 4.9 は, 付加質量 M_2 の位置制御は行わない状態で, M_2 を M_1 と逆極性の推力 $-F_a^*$ で駆動した場合の実験結果である. 実験では, 付加質量 M_2 は, 片端に寄せておき反対側の 500 mm 地点に衝突に備えてショックアブソーバを配置し, さらにその手前 480 mm 点に達したら推力を遮断するようにした. 同図から 0.2 s 付近で, ショックアブソーバに付加質量 M_2 が衝突していることがわかる. ただし, 衝突するまでは架台振動を抑制できている.

4.4.3 提案法によるアクティブ制振機構の設計

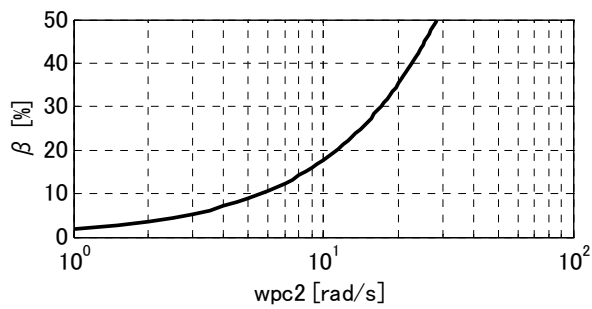
図 4.10 は, 式(5), 式(14)に付加質量 M_2 とその位置制御応答 ω_{pc2} をパラメータとして, 図 4.5 の速度パターンに対する M_2 の最大変位 x_{2max} と架台の残留振動率 β の関係をプロットしたグラフを示す. 同図から, 要求される制振効果, 付加質量の許容動作範囲を考慮して, 付加質量 M_2 とその位置制御応答 ω_{pc2} を設計できることがわかる.

4.4.4 提案法による実験結果

実験では, アクティブ制振機構のリニアモータの可動範囲 ± 250 mm から動作範囲を ± 200 mm とし, 架台の残留振動率 β の目標値を 10% と設定した. そして, この仕様を満足するため図 4.10 に基づいて, 付加質量とその位置制御応答をそれぞれ $M_2=15$ kg, $\omega_{pc2}=5$ rad/s と設定した. なお, 可動部 M_1 の位置制御は, 図 4.7, 図 4.9 と同じ構成で, 応答設定も同一である.

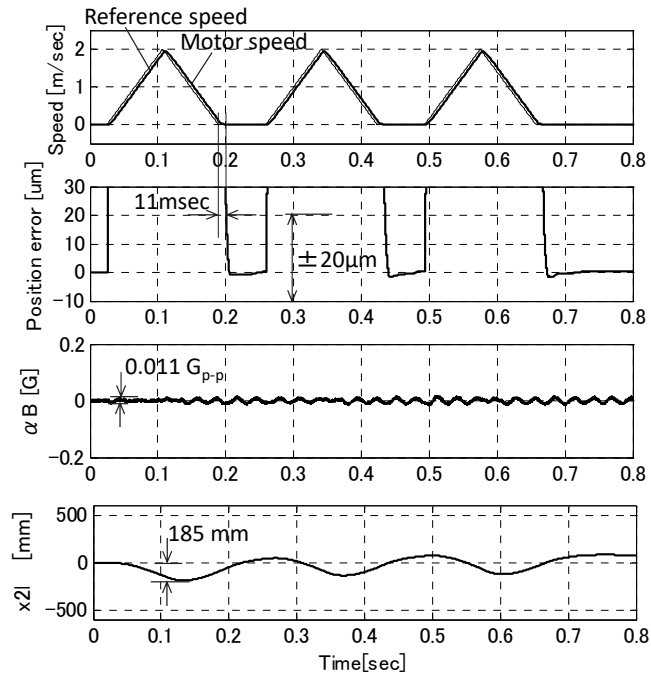


(a) ω_{pc2} と付加質量 M_2 最大変位 x_{2max} との関係



(b) ω_{pc2} と残留振動率 β の関係

図 4.10 位置制御応答 ω_{pc2} , 付加質量 M_2 の最大変位 x_{2max} および残留振動率 β の関係

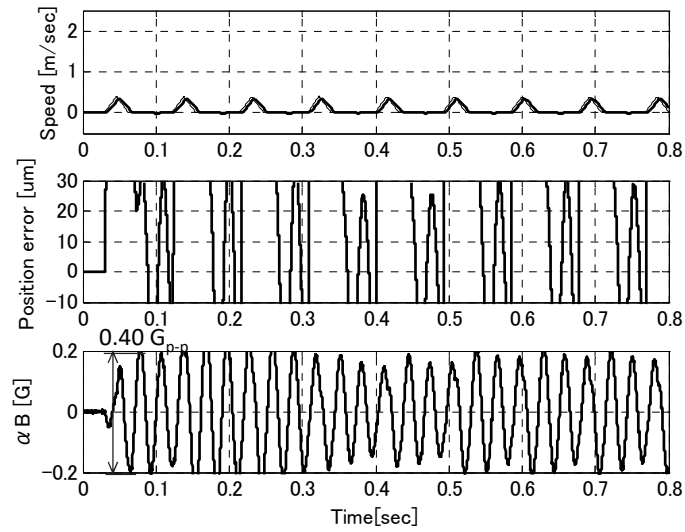


(上から 可動部 M1 の速度, 可動部 M1 の位置, 架台の振動加速度, 付加質量の位置)

図 4.11 実験結果 (提案手法による振動抑制)

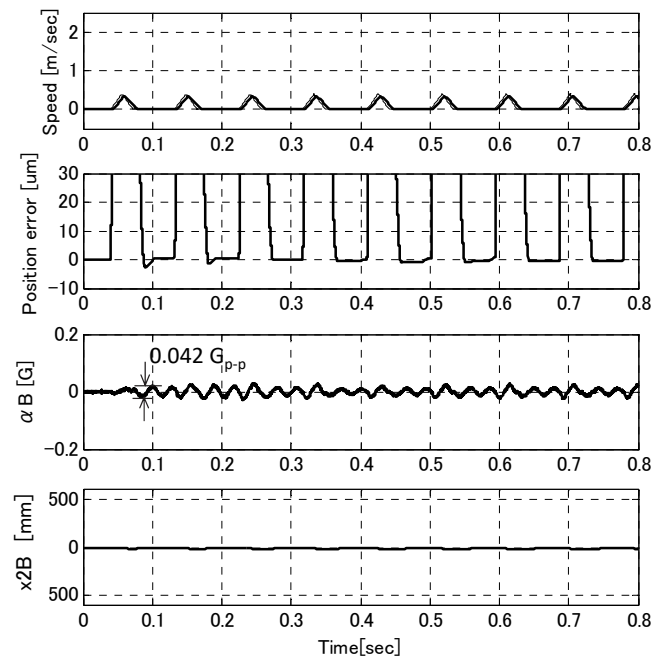
図 4.11 に、図 4.7, 4.8, 4.9 と同様に可動部 M_1 を動作させた場合の応答波形を示す。最大変位 $x_{2\max}$ は 185 mm, 残留振動率 β は制振を行わない図 4.7 の 10%程度であり設計仕様を満足していることがわかる。また、整定時間は 11 ms であり図 4.8 の指令ノッチ方式の 1/2 となっている。

図 4.12 は、可動部を 5 mm 毎に断続移動させた場合の実験結果である。(a)が振動対策を行わない場合、(b)が提案法を適用した場合である。良好な振動抑制効果が得られており、整定時間も指令ノッチ方式の 1/2 となっている。



(上から：可動部の速度，可動部の位置，架台の振動加速度)

(a) 振動抑制がない場合



(上から 可動部の速度，可動部の位置，架台の振動加速度，架台の位置)

(b) 提案手法

図 4.12 実験結果 (可動部の 5 mm の連続送り動作)

4.4.5 評価と考察

ここでは、従来法と提案法の実験結果について評価と考察を行う。

(1) 指令ノッチ方式

図 4.8 に示したように、架台振動の制振効果は高いものの、可動部 M_1 の整定時間が、制振を行わない図 4.7 の 2 倍の 22 ms に増加している。本実験に使用した電子機器組み立て装置では要求される位置決め特性から可動部の速度応答は 900 rad/s に設定したが、これよりも架台の固有振動周波数 36 Hz (=226 rad/s) が低いため、可動部側で制振制御を行うと整定時間の増加を招く。このような事象は一般の産業機械で起こり得るものであり、高速化の課題となっている。

(2) 付加質量の位置制御を行わないアクティブ制振方式

図 4.9 に示したように、付加質量が可動部の約 1/3 であるため可動部の 1 回目の動作で、付加質量がショックアブソーバに衝突してしまっている。ただし、衝突するまでは、良好な制振特性が得られている。この方式は、制振効果は高いが小型軽量化には適していないと言える。なお、衝突前の区間で振動が完全に抑制できていない理由としては、実験装置の架台が完全な剛体ではなく、かつ可動部とアクティブ制振機構の二つのリニアモータの設置箇所が離れていることなどが影響していると思われる。

(3) 提案法

図 4.11 において最大変位 x_{2Bmax} 、残留振動率 β とともに図 4.10 の設計値に良く一致した結果が得られている。また、可動部の位置決め整定時間は 11 ms であり、図 4.8 の指令ノッチ方式の 1/2 に改善されている。

図 4.12 の 5 mm の断続移動においても提案法の架台振動 a_B の振幅レベルは約 1/10 となっており設計仕様通りの特性を示している。また、図 4.11、図 4.12 において、提案法では架台振動が抑制されたことにより、可動部 M_1 の位置偏差波形における振動やオーバーシュートが十分に減少していることがわかる。

図 4.13 に付加質量 $M_2=10\text{ kg}$ 、 15 kg 、 M_2 の位置制御応答 $\omega_{pc2}=5, 10\text{ rad/s}$ の条件で実験した場合の ω_{pc2} と最大変位 x_{2Bmax} 、残留振動率 β の関係をプロットした結果を示す。併せて図 4.10 にプロットした式(5)の $M_2=15\text{ kg}$ 、 10 kg での理論曲線を示した。実験結果は理論値と良く一致していることがわかる。これは、<3・3>節におけるアクティブ制振機構を含む機械装置のモデル化とそれに基づいて導出した付加質量の最大変位 x_{2Bmax} と残留振動率 β を与える式(5)、式(14)が妥当であることを示している。

以上(1)~(3)から、提案法で設計したアクティブ制振機構は、電子機器組み立て装置を使った実機検証において、設定した範囲内で付加質量が動作し、設定した振動抑制効果が得られていること、および可動部の応答遅れや振動が生じないことが確認された。これらは、提案する付加質量の位置制御系を備えたアクティブ制振機構の制御系構成および小型軽量化と制振効果のトレードオフ設計法の有効性を示している。

なお、設計に必要な定数は、可動部の質量 M_1 、その速度パターン (V_{max} , T_1)、およ

び架台の振動周波数 ω_B であるが、これらは容易に知り得るものである。また、小型軽量化と制振効果のトレードオフの設計パラメータは、架台の残留振動率 β 、付加質量の許容変位 x_{2Bmax} 、付加質量 M_2 とその位置制御応答 ω_{pc2} の四つであり、いずれも制御器や機械装置に係る具体的な諸量であり実際の設計や現場での取り扱いが容易である。

また、可動部質量 M_1 の設定誤差は、架台振動の抑制効果や付加質量 M_2 の動作範囲の設計値の誤差につながるが、現在市販されているサーボアンプに一般的に装備されている質量の推定機能を用いることで、サーボアンプ 1 からサーボアンプ 2 に伝達されるモデル推力指令 F_a^* は実使用上支障のないレベルに補正可能と考える。

さらに、可動部 M_1 の整定時間は、基本的にその位置制御系の応答設定で決まる。一方、本提案法の設計パラメータである付加質量の最大変位 x_{2max} や架台の残留振動率 β には、応答に関するパラメータを含まれないため、整定時間を目標仕様として与えることはできない。ただし、シミュレーションや実機検証で、架台振動の影響が大きく位置偏差の整定幅への収束が遅いことがわかった場合、残留振動率 β を小さく設定することによって整定特性を改善することが可能である。このような調整法の理論的解析と、その効果の定量的な評価は、今後の課題としたい。

4.5 第 4 章のまとめ

産業機械の架台振動を抑制するためのアクティブ制振機構の小型軽量化を目的として、新たな制御系の構成とその設計手法を提案した。すなわち、付加質量に対する推力指令を、可動部の推力指令に付加質量の位置制御系の出力を重畳したものとする制御系構成とした。ついで、制御系全体を数式モデル化して、モデルに基づいて可動部と付加質量の大きさ、動作範囲、位置制御応答、制振効果のトレードオフを定量的に検討可能な設計式を導出した。

そして提案方式を用いて設計したアクティブ制振機構を電子機器組み立て装置に搭載して実験を行った結果、付加質量が設計値の範囲内で動作し、かつ設計値通りの架台の振動抑制効果が得られること、および可動部の応答遅れや振動が発生しないことを確認した。

設計に必要なデータは、架台質量、架台の振動周波数、架台振動振幅の目標低減率、アクティブ制振機構の可動部に許容される可動範囲、であり機械メーカーから入手は容易である。様々な仕様の機械に対しても、短時間で設計を行うことが可能であり、設計の効率化に貢献できる。

第 5 章 産業機械のサーボ系開発のためのモデルベース手法の提案とその適用

本章では、産業機械のサーボ系開発に適したモデルベース手法の提案と、提案手法の適用効果について論じる。すなわち、制御機器の選定段階で機械メーカから提示される機械の主要諸元から作成した機械モデルと、制御機器のモデルを用いた制御方式の MILS (Model-In-the-Loop Simulation) 検証と、実際のコントローラ、サーボアンプの制御ユニットと、機械、パワー回路、モータの各モデルを組み合わせる独自の HILS (Hardware-In-the-Loop Simulation) 検証システムを用いて、サーボ制御系の動作検証を効率的に行うモデルベース手法を提案し、5 軸搬送ロボット、スタッカークレーン、プレス機械への適用結果について論じる。

5.1 はじめに

近年、構想、設計、試作、検証といった開発プロセスを、数理モデルに基づいて実施する制御系の設計検証手法であるモデルベース開発 (Model Based Development, 以下 MBD) が、自動車分野を中心に普及拡大しつつある[1]。自動車の場合は、自動車メーカ (OEM) が定めた目標仕様に基づいて、設計の上流段階から車体、エンジン、電装系などの開発部門あるいは大手サプライヤー (Tier1) が連携していわゆる V 字プロセスに沿って MBD が実施される。経済産業省は、現状一部大手の自動車メーカ (OEM) と大手サプライヤー (Tier1) で実施されている MBD が、Tier2 以下の中小サプライヤーを含めた業界全体への浸透が今後の自動車分野での課題であるとしている[2]-[4]。

一方、工場や各種施設で使用される様々な産業機械[5]-[10]は、機械メーカの製品であるが、駆動制御に用いるサーボ制御機器は一般的に FA (Factory Automation) 機器メーカの汎用製品が使用される。機械メーカによるサーボ制御機器の選定は、試作機械が完成した段階で機械と制御機器を組み合わせた実機検証において、複数の制御機器メーカによる競争形式で行われることが多い。そのため制御機器メーカは、新規制御方式の開発や制御パラメータの最適化といった作業を効率的に行い、より短期間でより高いレベルで機械メーカの要求仕様を満足する必要がある。実機検証では、機械、電気、制御が相互に関連する連成現象[11]が発生するため、現象の把握とその対策に時間を要することが多い。また、サーボ制御機器に汎用品を用いるため、自動車のような設計上流段階からの機械設計部門と制御設計部門が密に連携した MBD の適用は困難とならざるを得ない。このような特質をもつ産業機械のサーボ制御システム開発に対応した MBD の提案や適用事例は、報告されていない。

本章では、以上のような産業機械のサーボ制御システムの開発検証における課題を解決するためのモデルベース手法を提案する。本手法の骨子は次項である。

(1) 制御機器メーカが実機検証の前段階で入手可能な機械の基本諸元に基づいた機

械モデルの作成と、機械，モータ，電気回路のモデルを含むモデルライブラリの構築。

- (2) 上記モデルを用いた MILS 検証による制御設計とパラメータ調整の実施。
- (3) 実際の制御機器と、機械，モータ，電気回路のモデルを実装したリアルタイムシミュレータとを組み合わせた HILS 検証によるサーボ制御システム全体の動作検証の実施。

本手法を 5 軸の大型搬送ロボットのサーボ制御システムに適用しその評価を行った。

本章においては，5.2 で，産業機械のサーボ制御システムの従来の検証手法とその課題について述べ，5.3 で，産業機械のサーボ制御システムのモデルベース手法の提案を行う。5.4 で，提案手法の 5 軸の大型搬送ロボット，スタッカークレーン，プレス機械への適用結果を示し提案手法の有効性について考察を行う。なお，

5.2 産業機械のサーボ制御システムの従来の検証手法とその課題

5.2.1 産業機械のサーボ制御システムの構成

図 5.1 に産業機械のサーボ制御システムの代表的な構成を示す。サーボ制御システムは，制御機器メーカーが汎用品として製造するコントローラ①，複数台のサーボアンプ②とサーボモータ③，コンバータ等④から構成される。コントローラは，機械が所望の動作を行うように各軸を駆動するサーボアンプに対してサーボモータの位置や速度の指令を出力し，サーボアンプはコントローラからの指令に従って，サーボモータの位置，速度，トルクを制御する。コンバータは，商用電源を直流電圧に変換しサーボアンプに電力供給するとともに，省エネのためにサーボアンプから還ってくる機械の運動エネルギーを商用電源に回生する。なお，サーボアンプには，標準の制御方式のほかに外乱抑制，振動抑制，軸間同期などの補償要素が何種類か用意されており

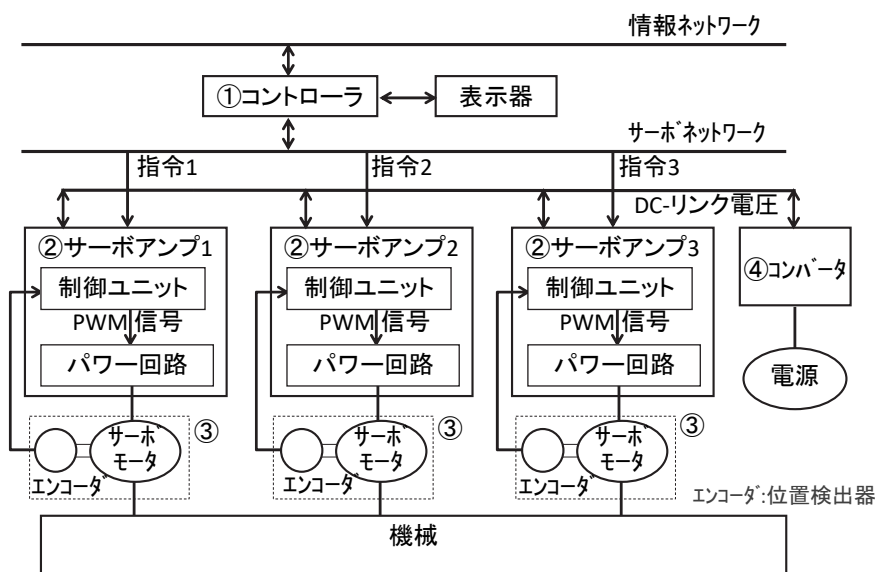


図 5.1 産業機械のサーボ制御システムの構成例

必要に応じて適宜選択される。本章では、①～④のコントローラ、サーボアンプ、サーボアンプ、コンバータを含めて制御機器と呼ぶ。

5.2.2 従来の検証手法の課題

図 5.2 に、制御機器メーカーによる機械と制御機器を組み合わせた実機検証の流れを示す。検証作業は以下の3つのステップで構成される。

ステップ (1) : 機械メーカーから試作機械の完成段階で示される主要な機械諸元（主要部材の長さ、質量、慣性モーメント）および動作パターンに基づいて、サーボアンプ、サーボモータ、コンバータの出力定格容量の選定と基本的な制御パラメータの設定を行う。

ステップ (2) : 試作機械に制御機器を接続し、サーボアンプを比較的緩やかな応答設定で装置を立上げる。

ステップ (3) : 徐々に応答設定を高めて行く過程で各軸のサーボモータの位置や速度波形、あるいは機械の特定部分の応答波形を見ながら補償要素の選択やパラメータ調整を行う。

ステップ (4) : 上記 (3) で要求仕様を満足できない場合は、新しい補償要素の開発や標準方式の改良を行う。

機械メーカーが最終的に制御したい機械端の応答は、一般的に複数軸のサーボモータの動作の合成結果として与えられるが、機械端と各軸のサーボモータの位置とが線形関係にない場合や構造的に二つのサーボ軸が干渉する場合は、制御パラメータの調整は試行錯誤的となり時間がかかる。このように、制御機器メーカーにとっては、実機検証段階において、より短期間で要求仕様の達成や、所定期間内でのより高い性能を実現することが重要となってくる。

近年、制御機器メーカーが提供するコントローラの機能・性能向上により、従来専用機械で構成していた周辺作業機械を変種変量生産に対応して多関節ロボット化する

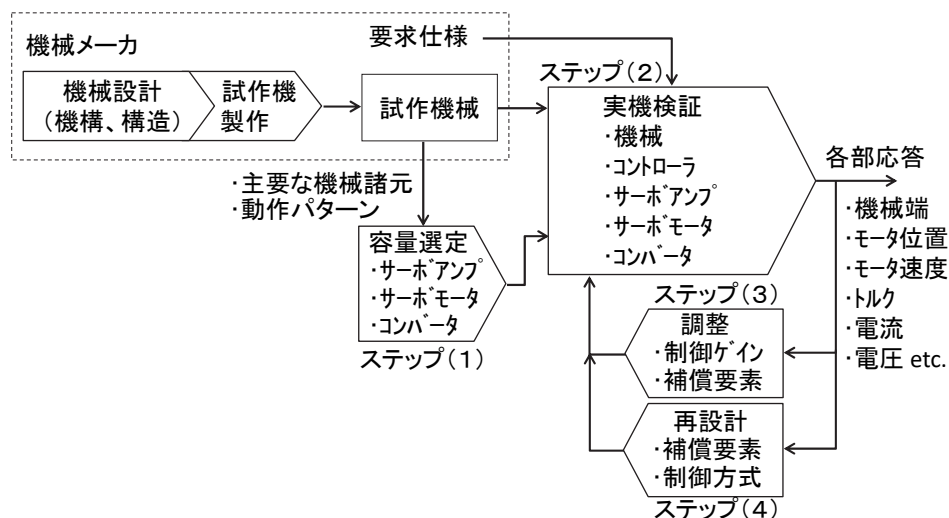


図 5.2 従来の産業機械のサーボシステムにおける実機検証の流れ

事例や、コストダウンのために自社機械に組込んでいるパラレルリンクロボットを内製化する等の取組みが増加している。多関節ロボットの場合、アーム先端の動作は各軸サーボモータ動作の合成であってかつモータとアーム先端の動作も線形関係にならないため、一般的な3軸直交動作の機械に比べて制御設計や調整が煩雑で難しくなることが知られている。また、各関節の減速器の剛性の影響によりアーム先端の挙動が振動的になりやすいことも知られている。このように、ロボットメーカーでない機械メーカーがロボットの内製化に取り組む場合、制御機器を提供する制御機器メーカーも含めて上述のような課題に対処する必要がある。

また、近年の通信販売等の普及拡大による物流量の増加に対応するため、自動倉庫で物品の搬送を行うスタッカークレーンの高速化・高加減速化が求められている。その場合に発生する機械振動の抑制が課題となっている。スタッカークレーンは高さの大きいもので40m程度あるため、実機検証が容易に実施できないという課題がある。さらに、プレス機械の省エネ制御の開発においては、機械と電気の連成現象が発生するため現象の把握が難しいということに加え、機械が大型で制御機器側も高圧大電流を扱うため装置保護や安全面から制約を受け、制御方式の設計・検証に時間を要するという課題がある。

以上の理由から、5.4では5軸の大型搬送ロボット、スタッカークレーン、プレス機械のサーボ制御を本提案手法の適用事例として取り上げる。

5.3 提案する産業機械のサーボ制御系のモデルベース手法

MBD手法にはいくつかの形態があるが[12]-[16]、提案するモデルベース手法ではMILS(Model In the Loop Simulation)検証およびHILS(Hardware In the Loop Simulation)検証を用いる。MILS検証は、制御モデルと制御対象のモデルを用いてパソコン上でオフラインシミュレーションを行い、HILS検証は、制御対象のモデルを実装したリアルタイムシミュレータと実際の制御装置とを接続してリアルタイムシミュレーションを行う手法である。

図5.3に示すように、機械メーカーから引き合いがあった場合、制御機器メーカーは概ね以下の手順で検証を行う。

- (1)モデルの作成：MILS検証およびHILS検証に必要な機械、サーボアンプ（制御部、パワー回路部）、サーボモータ、コンバータ、電源のモデルをライブラリとして予め準備しておく。制御機器メーカーは、機械に関しては詳細なデータは入手できないため、後述する各種の産業機械の特徴的な挙動を模擬可能なモデルを作成する。
- (2)MILS検証：サーボアンプの標準の制御方式と補償要素の組合せとパラメータ調整で要求仕様を実現できるかどうかを、(1)のモデルを使用したMILS検証で判断する。実現が難しいと判断された場合は、新規の補償要素や制御方式を検討しMILS検証で評価を行う。

(3)HILS 検証：(2)で検討した制御方式，指令パターンをサーボアンプ，コントローラ

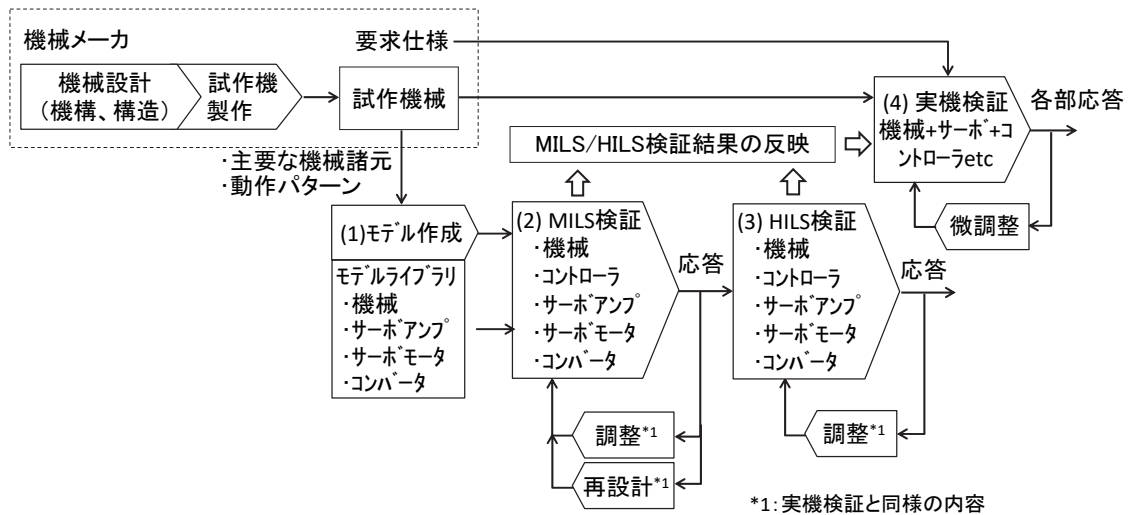


図 5.3 提案するモデルベース手法を用いた産業機械のサーボ制御システムの検証の流れ

の制御プログラムに実装し，サーボ制御システム全体で動作検証を行う．各種動作において問題となる挙動はないか，トルク，電流，電圧などが所定範囲に収まっているか等を確認する．また，制御器あるいは制御部に実際の製品を使うので，停電，モータの故障，通信線の断線等の非常時の保護協調動作の検証を行うことも可能である．(4)実機検証：(2)(3)で調整した制御パラメータについての機械モデルの誤差等の影響を修正するための微調整と，要求仕様を満足しているかどうかの確認作業を行う．

以下，上記(1)(2)(3)の内容の詳細について述べる．

5.3.1 モデルの作成とモデルライブラリの構築

サーボアンプの制御部のモデルは，MATLAB/Simulink [17]を使って作成し，サーボアンプのパワー回路部，コンバータ，電源等の電気回路モデルは，MATLAB/Simulinkの電力系のモデリングツールである Simscape Power Systems [18]を用いて作成する．サーボモータのモデルは，必要な精度に応じて MATLAB/Simulink または電磁界解析結果から Simulink モデルを生成可能な JMAG-RT [19]を用いて作成する．また，機械モデルは，マルチドメインのモデリングツールであって Simulink モデルを生成可能な SimulationX [20]を用いて作成する．

機械モデルに関しては，機械メーカーから詳細な設計データは入手できないため制御機器の容量選定のために提示される主要諸元（主要部材の寸法，質量，慣性モーメント）および動作パターンなどから，限られた時間で機械モデルを作成する必要がある．そこで，代表的な産業機械のテンプレートモデルを予め作成してライブラリに登録し

ておき，主要諸元や動作パターンに基づいてパラメータの設定やモデルの一部修正を行うことで，機械モデルが得られるようにした．入手データと時間の制約から機械モデルで模擬できる現象は，目標仕様への影響が大きい現象に限定している．例えば機械振動であれば，高応答化に影響の大きい低域の1次の振動モードを模擬する．一般的に高次の振動モードはサーボアンプの振動抑制フィルタや，機械の局所的な改良によって対処が比較的容易である．

図 5.4 に，SimulationX 用いて機械モデル（3D マルチボディモデル）を作成する手順を示す．まず，SimulationX の標準要素（部材，回転／直動ジョイント，ばね，摩擦，減速器等）を複数組合せて代表的な機構モデルを作成し機構モデルライブラリに登録する．次いで機構モデルと標準要素を組合せて産業機械のモデルを作成し，Simulink の s-function モデル形式に変換した上で機械モデルライブラリに登録する．サーボアンプのパワー回路，サーボモータ，コンバータおよび電源のモデルについても，それぞれ対応するモデルライブラリに登録する．なお，サーボアンプおよびサーボモータについては，今回使用した制御機器メーカ[18]の定格出力 50W～55kW のサーボアンプとサーボモータをモデル化している．

図 5.5 は，以上のように作成したモデルからなる各種のモデルライブラリを組み込んだ状態の独自の Simulink ライブラリを示している．

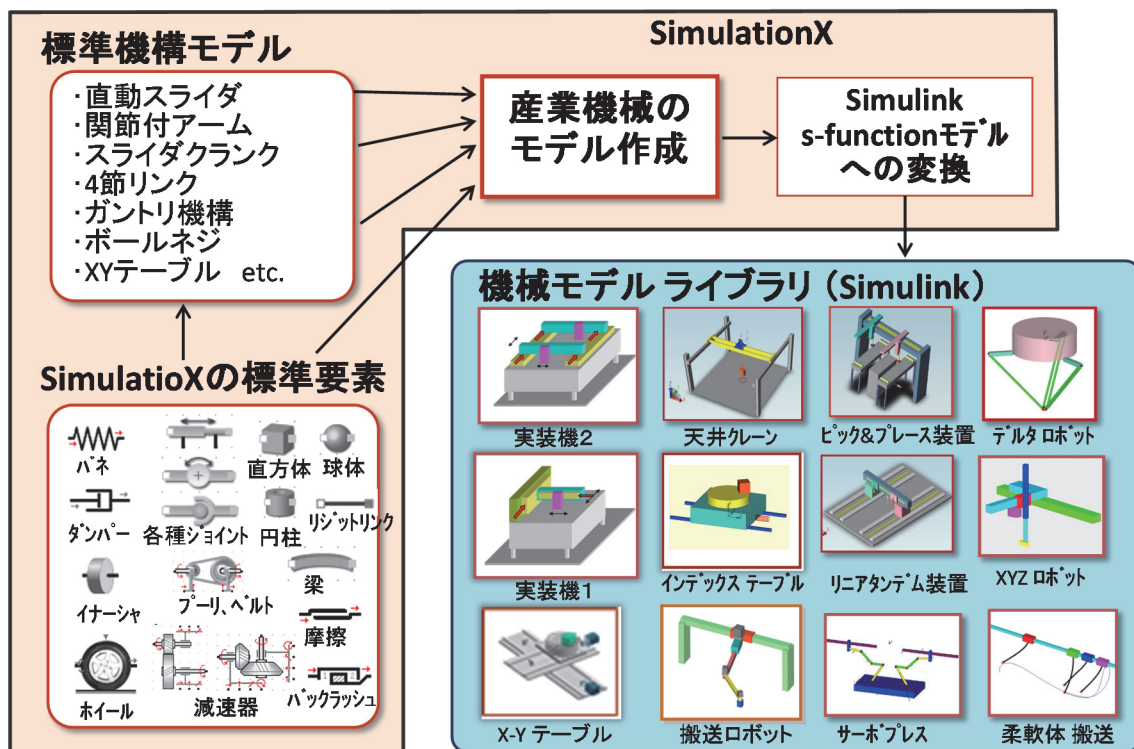


図 5.4 モデリングツール SimulationX 用いて機械モデルを作成する手順

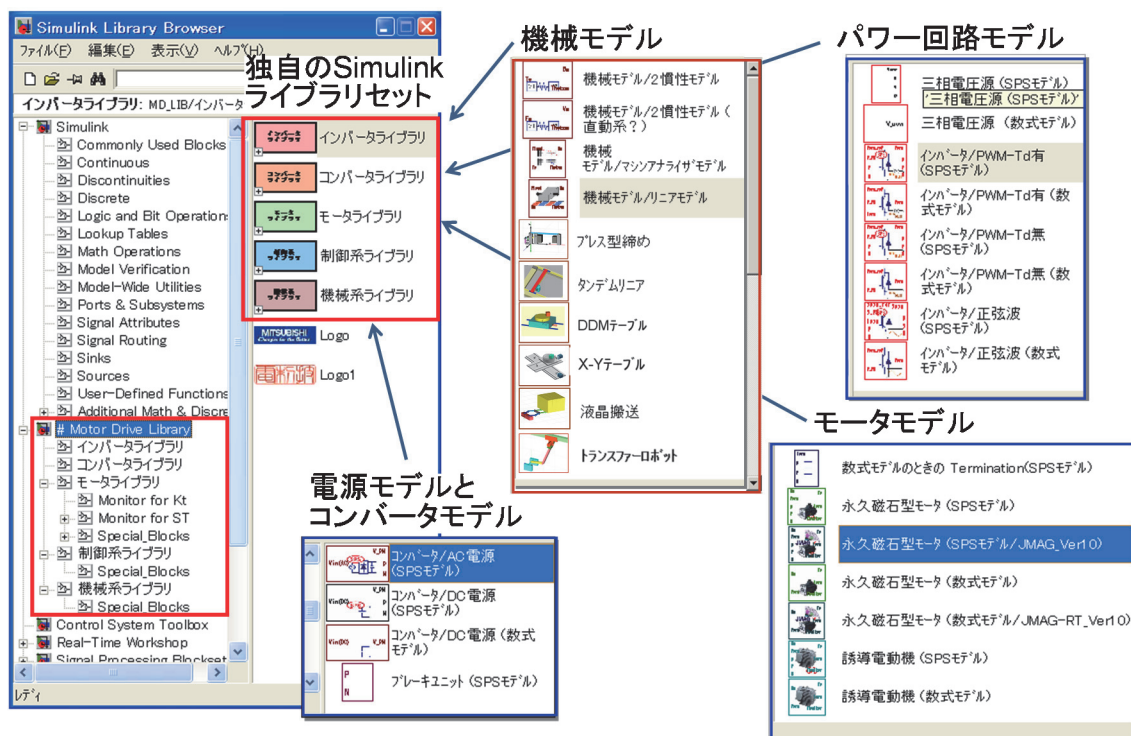


図 5.5 独自作成した機械，電気回路，モータ，制御系のモデルライブラリを組み込んだ Simulink ライブラリ

5.3.2 MILS 検証

図 5.6 に，Simulink を使った MILS 検証時の画面を示す．図 5.5 の Simulink ライブラリに登録されている制御モデル，機械モデル，パワー回路，電源およびコンバータモデルを組み合わせることで，産業機械のサーボ制御系の Simulink プログラムを効率的に作成することができる．このとき検証の目的や対象とする現象に応じて組み合わせるモデルを適宜選択する．例えば，機械振動の抑制制御が目的の場合，検討の基本段階では，モータや電気回路は理想動作すると仮定して簡易的なモデルを使用することもできる．このように，パソコンを使った MILS 検証によって，制御方式の設計や制御パラメータの調整を効率的に行うことができる．

5.3.3 HILS 検証システム

図 5.7 に，提案する MBD 手法における HILS 検証システムの構成を示す．システムは，実際のコントローラ，実際のサーボアンプの制御ユニット基板，サーボアンプのパワー回路，コンバータ，電源，サーボモータおよび機械のモデルを実装したリアルタイムシミュレータとホスト PC を接続した構成となっている．各モデルは，図 5.5 に示した Simulink モデルをリアルタイムシミュレータの実行コードに変換した形で実装される[19]．ただし，スイッチング動作を伴うパワー回路とサーボモータの位置を検出するエンコーダのモデルは FPGA(Field Programmable Logic Array) に実装されている．各モデルの動作は以下ようになる．

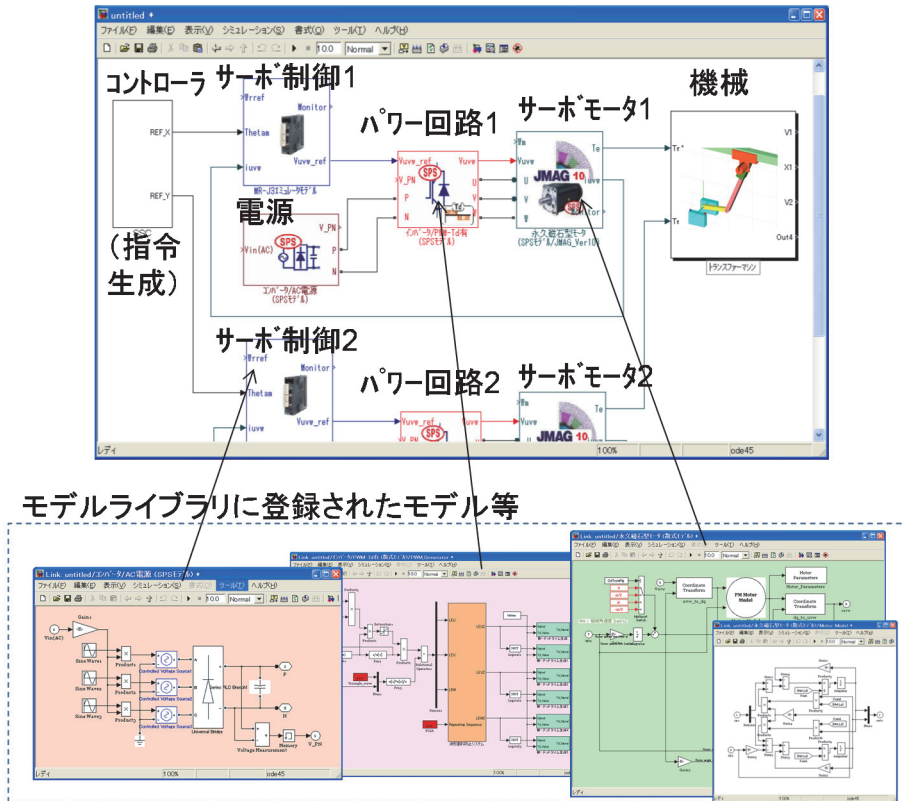


図 5.6 MILS 検証の Simulink 画面例

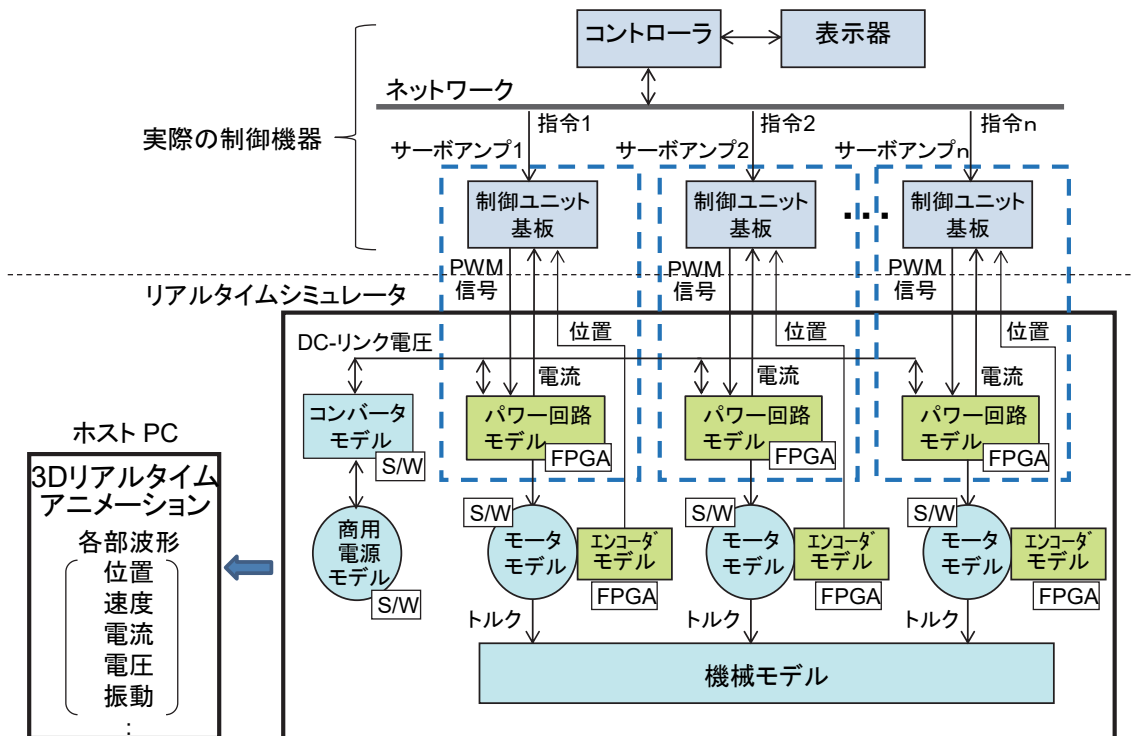


図 5.7 提案するサーボ制御システムのための HILS 検証システムの構成

- (1)パワー回路モデル:サーボアンプからの PWM(Pulse Width Modulation)信号を, FPGA を用いてリアルタイムシミュレータの計算周期 $10\ \mu\text{s}$ 間での平均電圧に変換する. PWM 信号のスイッチングはリアルタイムシミュレータの計算周期とは非同期で発生するため, FPGA において $20\ \text{ns}$ 周期でサンプリングし $10\ \mu\text{s}$ 間での平均電圧に変換している. なお, PWM 信号生成のキャリア周波数は $10\ \text{kHz}$ である. ここではサーボアンプ ($50\ \text{W}\sim 55\ \text{kW}$) のパワー回路をモデル化している.
- (2)モータモデル:パワー回路モデルからの $10\ \mu\text{s}$ 間での平均電圧に基づいて電流およびトルクを発生する. ここでは表面磁石タイプと埋込磁石タイプの回転型サーボモータ, およびリニアサーボモータをモデル化したものである.
- (3)エンコーダモデル:モータ位置信号に基づいて FPGA を用いてエンコーダ信号を模擬して, 製品と同じく $50\ \mu\text{s}$ 周期でサーボアンプに出力する.
- (4)電流センサモデル:D/A 変換器を使って電流検出信号を模擬して, サーボアンプに出力する.
- (5)電源モデル:瞬時停電などの現象も含めた商用電源系統の動作を模擬する.
- (6)機械モデル:モータトルクや外乱に対する機械各部の動作を模擬する. 計算周期は $200\ \mu\text{s}$ が標準設定である.

以上のように提案手法における HILS 検証システムでは, コントローラやサーボアンプの制御ユニット基板は, 実際の機械, モータ, パワー回路を制御しているのと同様な挙動を示すことになる. また, 実際のパワー回路, モータ, 機械を使用しないで, 電源環境, 設置場所, 安全面での制約を受けずに様々な運転条件や負荷条件に対して机上での検証が可能である.

図 5.8 は, 上述のリアルタイムシミュレータとホスト PC 間での信号やデータの授受を示したものである. ホスト PC はリアルタイムシミュレータからの情報に基づいて, 機械モデルのリアルタイム 3D アニメーションや各部の波形を表示することができる

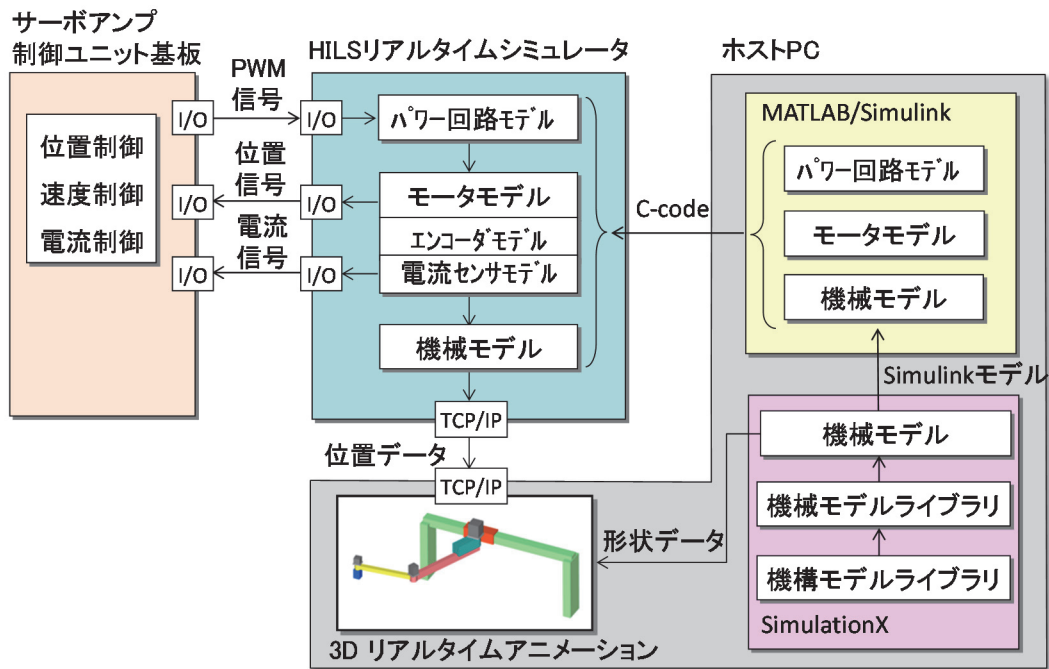


図 5.8 リアルタイムシミュレータとホスト PC の処理内容とその関係

5.4 提案手法の適用結果と考察

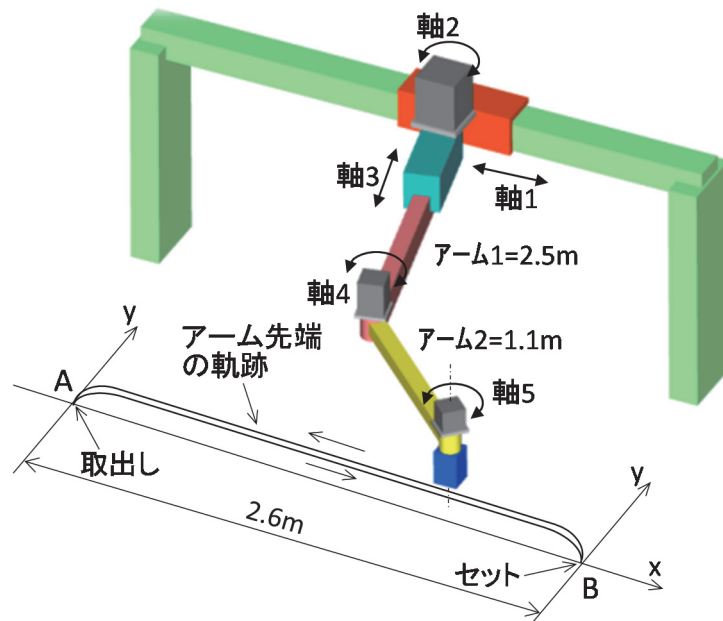
5.4.1 5 軸搬送ロボットへの適用

ここでは、図 5.9 に示す装置間のワーク搬送に用いる大型の 5 軸搬送ロボットへの適用事例について述べる。この事例では、制御機器メーカーはサーボモータとサーボアンプおよびコントローラを機械メーカーに供給し、機械メーカーはアーム先端が所望の動作をするように各軸のサーボモータの位置指令パターンを作成しコントローラに格納する。ロボットは A 点でワークを取出し、B 点で次の装置にワークをセットする動作を繰り返し行う。

機械メーカーの要求仕様は、上述のワークの搬送動作を毎分 18 回から毎分 25 回に 40%引き上げた場合でも、ワークの取り出しやセット時のアーム先端のオーバーシュート量は従来同等であり、かつモータトルクも許容値以下という条件を満足する制御方式を 1 ヶ月間で開発することであった。そこで、図 5.3 に示す提案手法の流れに沿って、最初に MILS 検証によってオーバーシュートの原因の把握とそれを抑制する制御方式の開発検証を行い、次に HILS 検証を用いて機械メーカーに納入するサーボ制御システムでの動作検証を行った。以下、その詳細について述べる。

(1) モデルの作成 3D-CAD 図面等の入手は困難であるが、サーボモータ、サーボアンプおよびコンバータの出力容量を算出するために必要な、機械の動作パターン、主要な構造部材の概略形状や質量、各軸の減速器のデータは機械メーカーから提示される。図 5.10 に、これらのデータと 3.2 で述べたように図 5.4 の機構ライブラリにあるアーム機構とスライダ機構および標準要素を組合せて作成した搬送ロボットのモデ

ルを示す。軸 2, 4, 5 の減速器のねじり剛性値には, カタログ値を使用した。



- 軸1: スライド軸, 22kW リニアサーボモータ × 2台
- 軸2: 肩関節, 7kW サーボモータ+ 減速器
- 軸3: 直動軸, 12kW サーボモータ+ ボールネジ
- 軸4: 肘関節, 5kW サーボモータ+ 減速器
- 軸5: 手首, 3.5kW サーボモータ+ 減速器

図 5.9 装置間搬送 5 軸ロボット

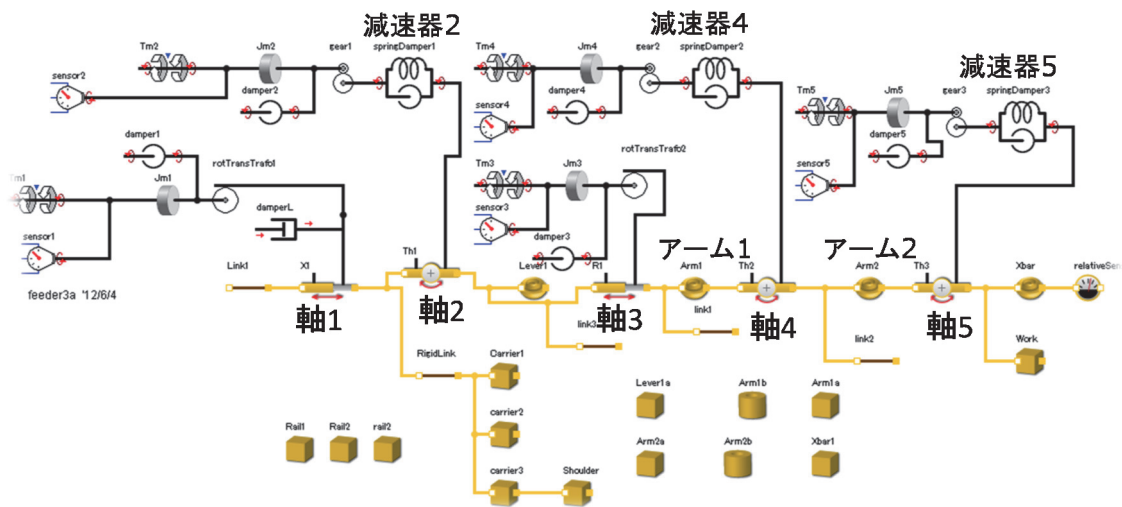


図 5.10 SimulationX で作成した装置間搬送ロボットモデルのブロック図

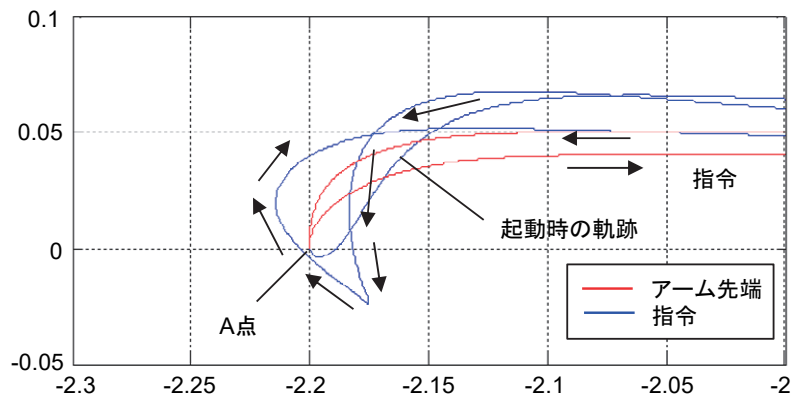
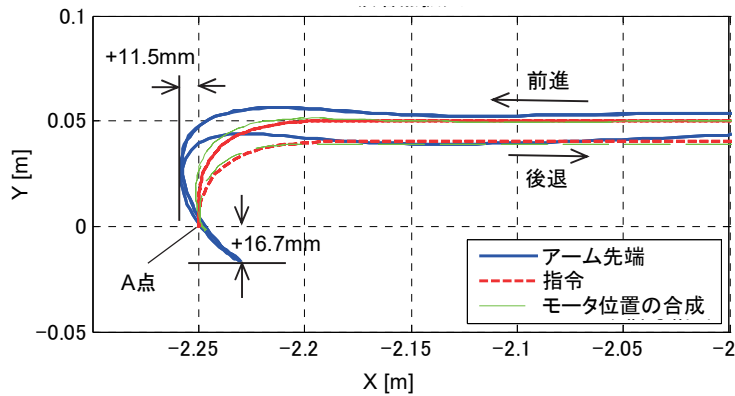


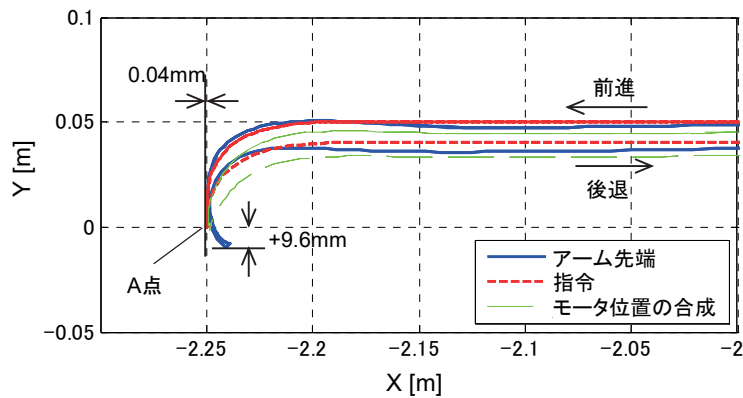
図 5.11 MILS 検証において軸 2 の減速器の剛性が低い場合のアーム先端の軌跡

(2) MILS 検証 (1)で作成した機械モデルと図 5.5 の Simulink ライブラリのモータ，制御系を組み合わせると MILS 検証を行った結果，軸 2 のサーボモータが位置指令通りに動作しても軸 2 の減速器のねじり剛性によってアーム先端の軌跡に誤差が生じ，その誤差は 1 分間当たりの動作回数が高くなるほど増加することを確認した．図 5.11 は，MILS 検証において軸 2 の減速器の剛性値をわざとカタログ値の 70 %に設定した場合の応答波形であり，前進時および後進時の指令とアーム先端軌跡の偏差が大きく軸 2 の減速器の剛性値の影響が大きいことがわかる．そして，種々の制御方式を MILS 検証で検討した結果，軸 2 の位置指令パターンから算出した角加速度に応じて位置指令を補正する方式を新たに開発し，補正パラメータの調整を MILS 検証で行った．

(3) HILS 検証 次に HILS 検証結果について説明する．ここで示す HILS 検証結果は実機検証前に採取したものである．図 5.12 に，毎分 25 回の搬送動作を行った場合の HILS 検証による取出し点 A 点付近のアーム先端の軌跡（青），指令軌跡（赤）および各軸のモータ位置信号から合成した軌跡（緑）を示す．同図(a)の指令補正制御を行わない場合は，モータ位置信号の合成軌跡は指令軌跡に追従しているが，アーム先端軌跡と指令との誤差が大きいことがわかる．また，同図(b)の指令補正制御を行った場合は，モータ位置信号の合成軌跡が指令軌跡に対し偏差を持つことによって，アーム先端軌跡が指令軌跡に追従していることがわかる．



(a) 位置指令補正制御なし



(b) 位置指令補正制御あり

図 5.12 HILS 検証における吸着点付近の指令の軌跡とアーム先端の軌跡

表 5.1 取出し点 (A 点) でのアーム先端のオーバーシュート量の比較

	位置指令補正なし		位置指令補正あり	
	X方向	Y方向	X方向	Y方向
HILS検証	+11.5mm	+16.7mm	+0.04mm	+9.6mm
実機検証	+11mm	+11mm	+0.1mm	+4.4mm

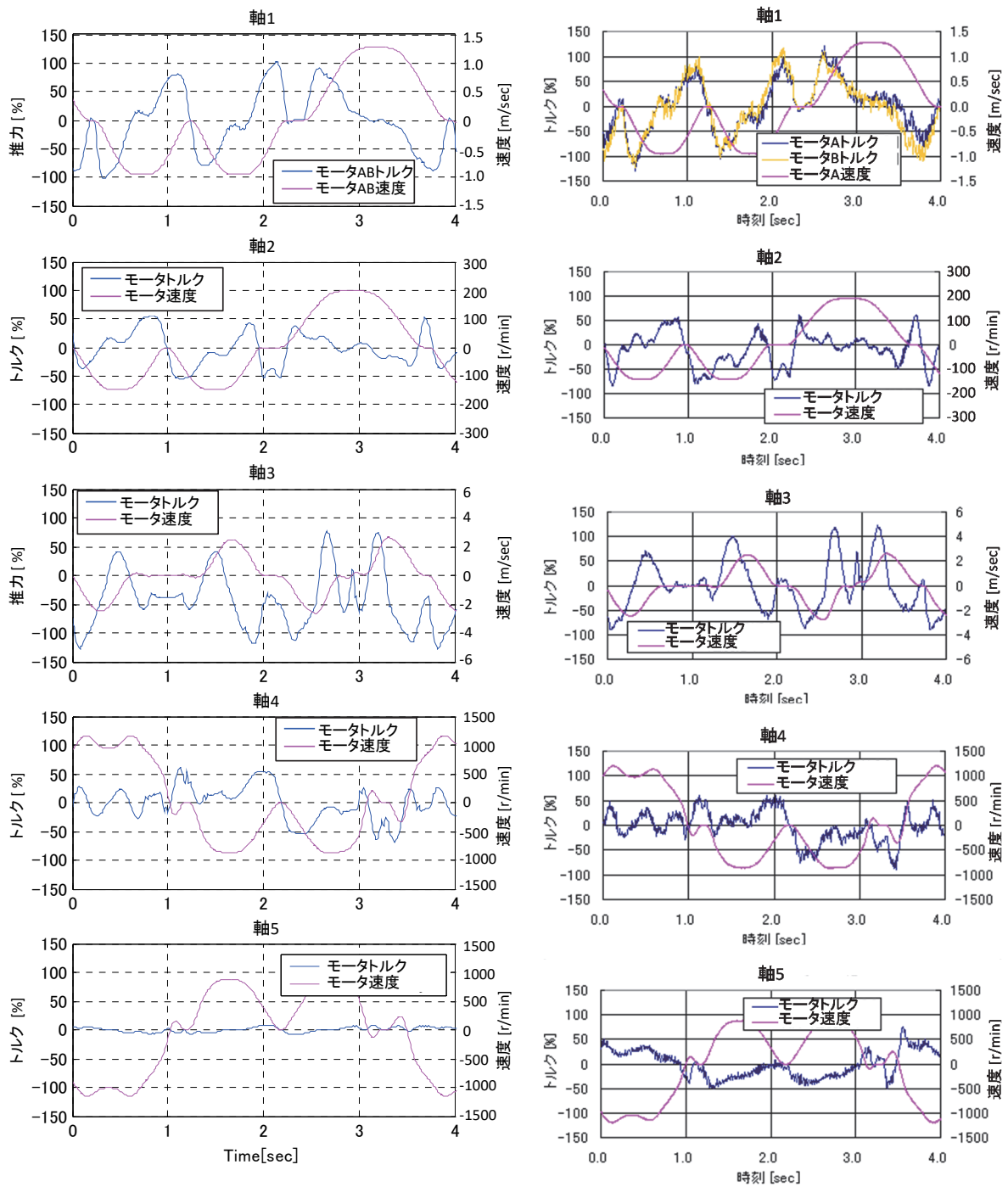
(4) HILS 検証と実機検証の比較

実機検証では、アーム先端の軌跡データを計測する計測手段がなかったため、A 点近傍に設置した 2 つの近接センサを用いてアーム先端の X 方向、Y 方向の挙動を計測した。表 5.1 は、HILS 検証と実験検証における停止点でのアーム先端のオーバーシュート量を示す。実機検証とほぼ同等のオーバーシュート量となっている。

図 5.13 に、HILS 検証と実機検証で採取した毎分 25 回動作時の軸 1～軸 5 のモータ速度とモータ電流波形を示す。HILS 検証結果は、実機検証前に採取したものである。全体両者の波形はおおよそ一致していることがわかる。2.0～2.3 s が A 点付近での動作波形に該当する。図 5.13(a)の軸 1 の実機検証波形においてトルク波形が 2 つあるのは、図 5.9 に示したように 2 台のモータで並列駆動しており、両者の特性に差異があるためと思われる。図 5.13(b)の HILS 検証波形では、軸 1 の 2 つの駆動系は同一モデルを使用し、力の作用点も同一としているので、両者の速度波形とトルク波形は一致し重なっている。実機検証では、両者に差異があるためトルク波形に差異が認められる。なお、速度波形は片方のモータ速度を表示している。また、軸 5 の手首軸においてモータトルクの大きさに差異があるのは、軸 5 の減速器の減速比の設定ミスであることが実機検証後に判明した。ただし、手首軸はアーム先端に位置するので、アーム先端の軌跡には、ほとんど影響がないことを機械メーカーに確認している。

(5)検証期間について

以上の検証作業は、1 ヶ月（実働 22 日）の要求期限に対し、実働 16 日間で完了した。その内訳は以下のようなものである。①SimulationX を用いた機械モデル作成に 5 日、②MILS 検証によるオーバーシュート要因の把握に 2 日、③HILS 検証システムの立上げに 1 日を要した。①、②、③の作業は並行して行った。④MILS 検証を用いた位置指令補正制御方式の開発とそのパラメータ調整、および位置・速度制御のパラメータ調整に 7 日間を要した。⑤位置指令補正制御アルゴリズムのコントローラへの実装と HILS 検証に 1 日間を要した。⑥実機検証は、装置の立ち上げに 1 日間、MILS 検証で決定したパラメータを微調整とデータ採取に 1 日間を要した。



(a) HILS 検証

(b) 実機検証

図 5.13 全軸のサーボモータの速度とトルク波形の比較

5.4.2 スタッカークレーンへの適用

自動倉庫で使われるスタッカークレーンの振動抑制方式の設計検証への適用事例について述べる。ここでは、MILS 検証を実施した後の HILS 検証の結果について述べる。図 5.14 に、自動倉庫で使われるスタッカークレーンの構成を示す。スタッカークレーンは、車体とマストと、荷台から構成され、車輪を使ってレール上を走行し、荷台をマストに沿って上げ下げする。荷台の上の荷物は、荷台に設置された移載装置に

よって、棚に移載される。以上の動作は、サーボモータを使って行われる。

スタッカークレーンの搬送効率を上げるには、各動作における最高速度の増大と加速／減速時間の短縮が必要となる。しかしその場合、停止時のマストの振動が増大し、振動が収まるまでの待ち時間が発生するため搬送効率が低下する。また、マスト振動による車輪荷重が変動によって、スリップが起きやすくなり、車輪やレールの摩耗を早めるおそれがある。

(1) スタッカークレーンの機械モデル

図 5.15 に SimulationX で作成したスタッカークレーンの機械モデルを示す。走行、荷台の昇降、荷物の移載の基本動作に加えて、マストの振動、車輪のスリップを模擬できる。このクレーンのモデルは、機械の主要な部材の質量や寸法、およびモータやギヤ等に関する仕様に基づいて作成した。マストの振動周波数は、キャリッジが最上部にある状態で機械メーカーから提示された 3 Hz となるようにマスト基部のばね定数を調整した。また、車輪のスリップ特性は、自動車タイヤのスリップモデルを採用した。検証対象としたスタッカークレーンは、高速搬送用でマスト高さ約 8 m であり、前後の駆動輪をそれぞれ 15 kW のサーボモータで独立の駆動する方式である。

このスタッカークレーンのモデルは、図 5.7 に示したリアルタイムシミュレータ内の機械モデル部分に実装される。走行用のサーボアンプの制御ユニット基板は、コントローラから速度指令を受け取り、サーボモータの速度が、速度指令に追従するように制御する。その際のマストの振動を抑制するにはいくつかの方法が考えられるが、ここでは、コントローラ内においてマストの振動を励起する周波数成分を含まない速度指令を生成して、それをサーボアンプに与える方法を用いた。

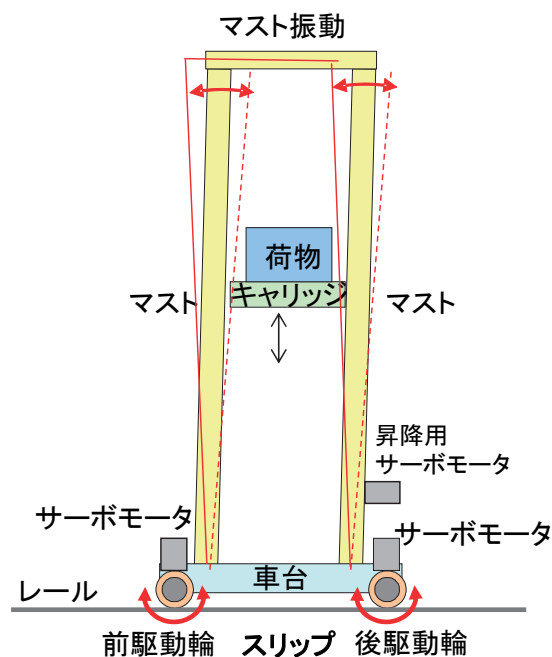


図 5.14 スタッカークレーンの基本的な構造

(2) マスト振動の抑制方式

図 5.16 に、速度指令生成のブロック図を示す。まず、移動位置に応じて、トップ速度と加減速時間を設定した台形波パターンを作成する。ついで、このパターンをマストの固有振動周波数成分を除去する振動抑制フィルタに入力すると、新たな速度指令信号が得られる。ここで、荷台の高さによって変化するマストの振動周波数に対応するため、荷台の高さに応じて振動抑制フィルタの特性が変化している。コントローラの制御プログラム（C言語）上では、従来の台形波パターン生成の関数の後段に、振動抑制フィルタ関数として実装した。

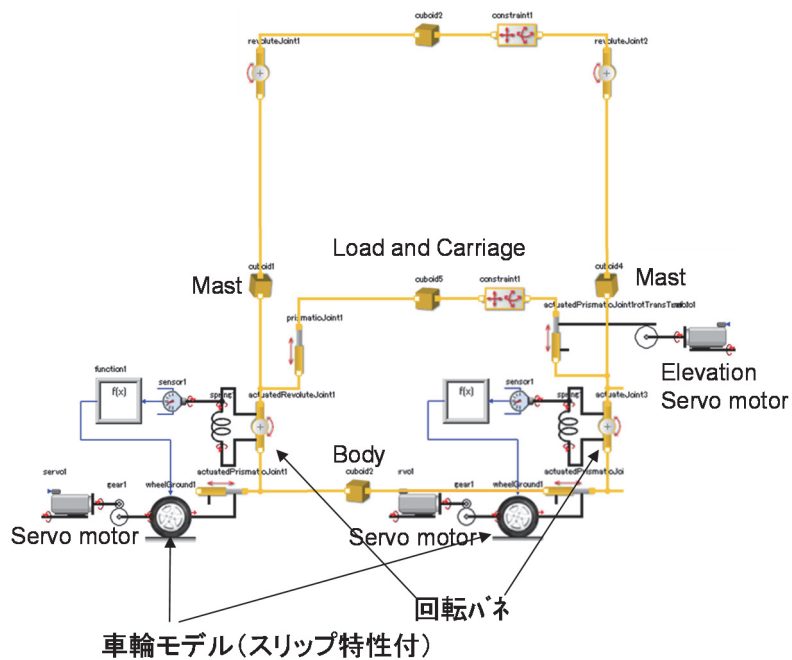


図 5.15 SimulationX で作成したスタッカークレーンの機械モデル

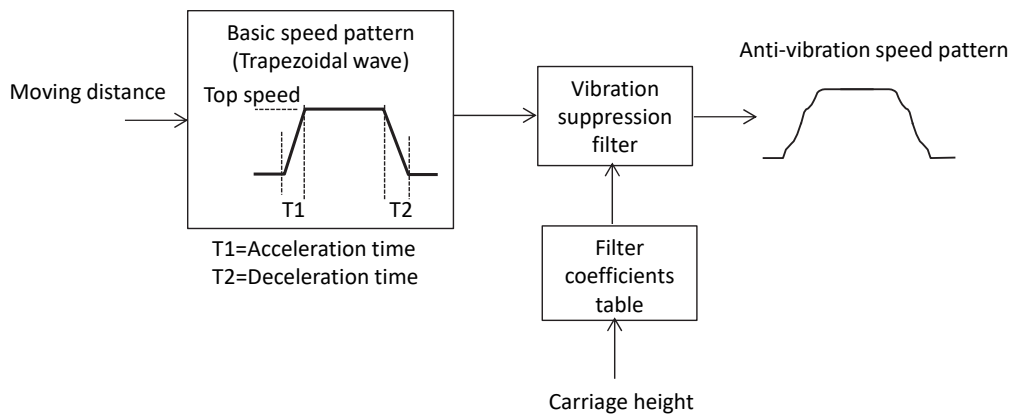


図 5.16 振動抑制速度指令生成部の構成

(3) HILS 検証

HILS 検証において、実際の機器として用意したものは、コントローラとしてのプログラマブルロジックコントローラ（以下、PLC）、操作端末として使われる表示器、サーボアンプの制御ユニット基板、リアルタイムシミュレータ、およびリアルタイムシミュレータから出力される波形データをモニタするホスト用パソコンである。またリアルタイムシミュレータに実装するモデルとして用意ものは、電源、サーボアンプのパワー回路、サーボモータ、エンコーダ、走行路に設置される近接センサである。表示器から、走行、昇降、移載の指示が与えられると、コントローラはサーボアンプに対して速度指令を出力する。その時の、ホスト用パソコンの画面上では、各部の波形や、図 5.17 に示すような 3D のリアルタイムアニメーションでスタッカークレーンの動作をモニタできる。このように、サーボモータやクレーンの応答波形に基づいて、振動抑制フィルタのパラメータの調整を行う。振動抑制フィルタのパラメータは、スタッカークレーンの振動周波数や、荷台の高さに応じて、容易に調整できる。また、途中で指示を変更する場合や、緊急停止などの様々な条件でのサーボ制御系の評価が可能である。

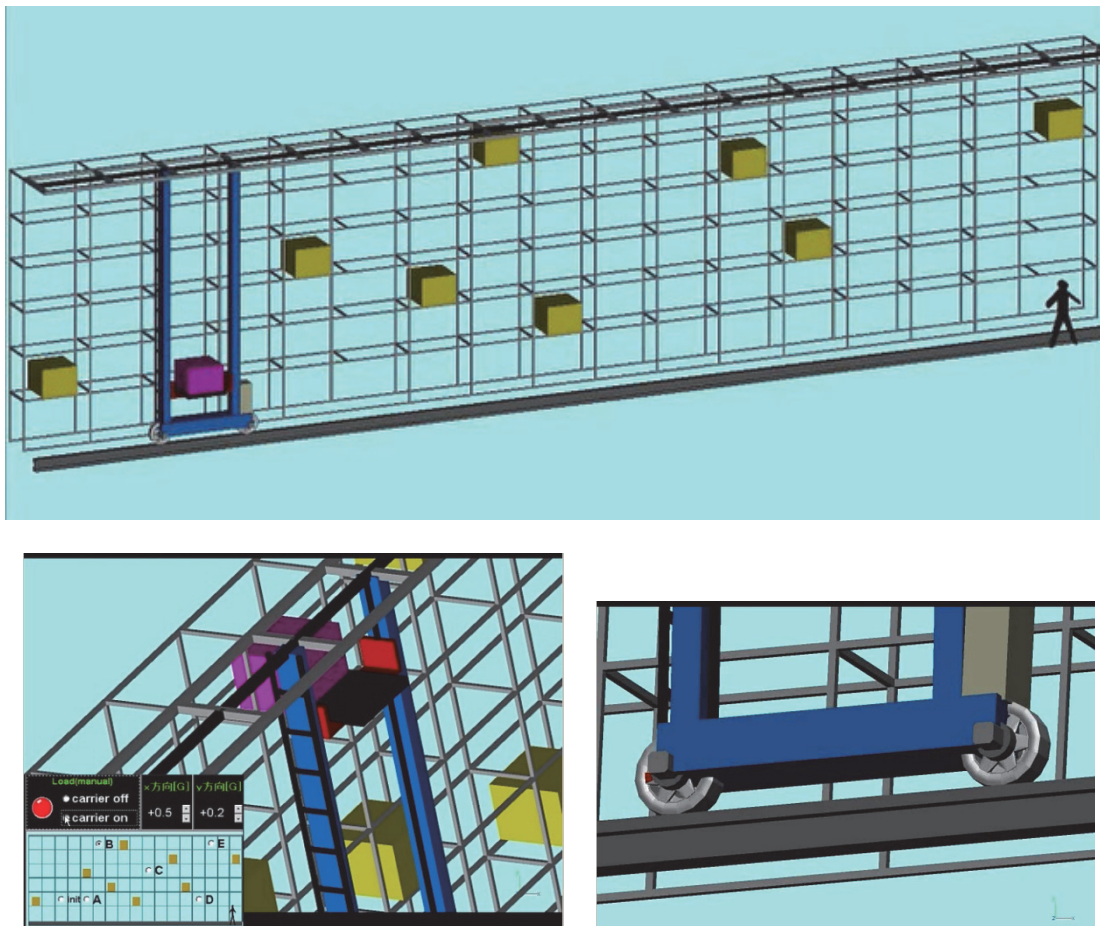


図 5.17 ホストパソコン上でのスタッカークレーンの 3D アニメーションの表示例

(4) HILS 検証と実験結果の比較

図 5.18, 図 5.19 に, HILS 検証システムおよび実際のスタックークレーンでの応答波形を示す. HILS 検証結果は, 実機検証前に採取したものである. 図 5.18 は, 制振速度パターンを用いない場合の波形であり, マストの振動の影響で, モータトルクおよびスリップ速度の振動が大きくなっていることがわかる. なお, スリップ速度の実測値は, 車体速度を計測する専用のローラエンコーダとサーボモータの速度との差として計測したものである. 図 5.19 は, 制振速度パターンを用いた場合の波形であり, 図 5.18 に対しトップ速度, 加減速レートが2倍になっておりにもかかわらず, マスト振動が抑制され, モータトルクやスリップ速度の振動が現れていないことがわかる. また, いずれの場合も HILS 検証では実機での現象が概ね模擬されていると言える.

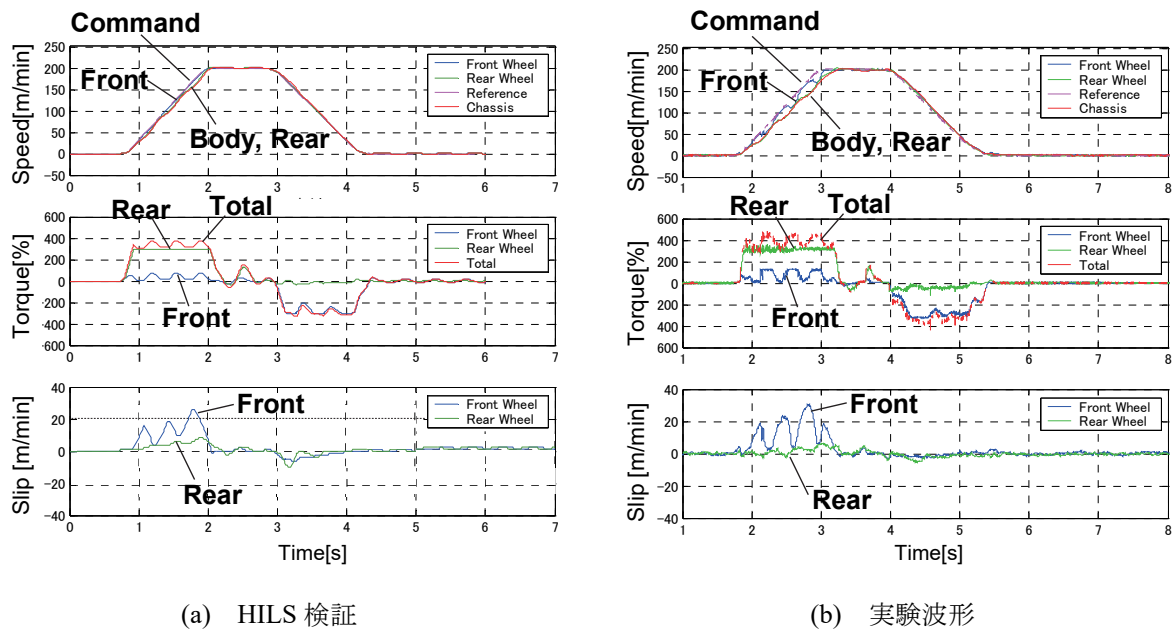
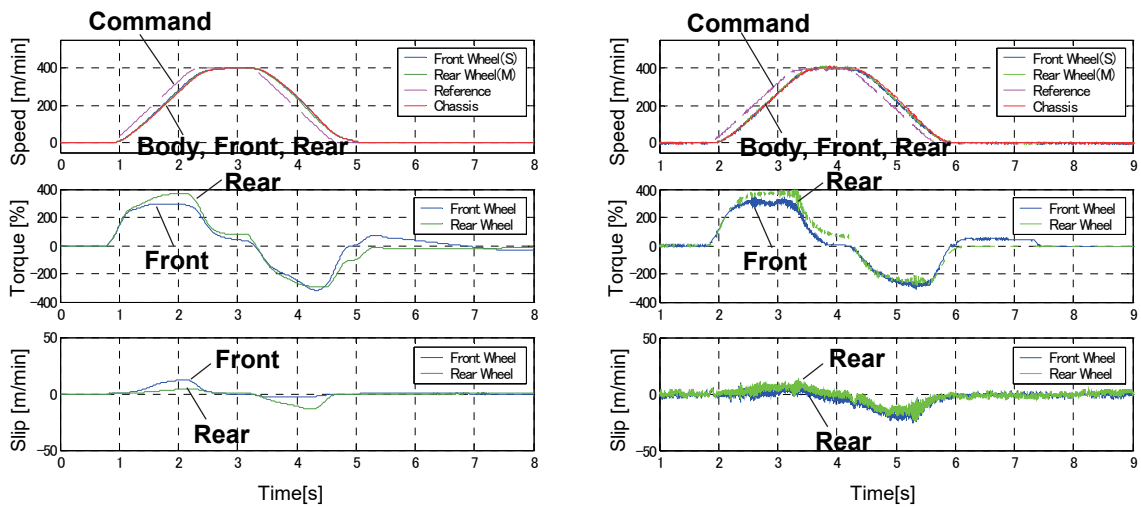


図 5.18 振動抑制を行わない場合 (トップ速度 : 200 m/min, 加減速レート : 0.2 G)



(a) HILS 検証

(b) 実験波形

図 5.19 振動抑制を行った場合（トップ速度：400 m/min，加減速レート：0.4 G）

5.4.3 プレス機械への適用

75KW のサーボモータで駆動されるクランクプレスにおいて、ブレーキチョップによる抵抗放電による損失を発生することなくプレス動作時の過電圧発生を抑制可能な制御方式の開発に適用した事例について述べる。ここでは、MILS 検証を実施した後の HILS 検証の結果について述べる。

(1) クランクプレスのサーボ制御系の構成

図 5.20 に、金属部品のプレス成型に用いられるクランクプレス機の構造の模式図を示す。サーボモータと減速器でフライホイールを回転させると、スライダ・クランク機構によってスライダが上下する。その時、スライダに設置された上金型と、ボルスターに支持された下金型がかみ合うことによってプレス加工が行われる。

図 5.21 に、サーボ制御系の構成を示す。このシステムで使われる、コントローラ、サーボアンプ、サーボモータ、コンバータといった制御機器は、制御機器メーカーの汎用製品である。ここで、コンバータは、交流電源を直流電圧（に変換してサーボアンプに電力供給するとともに、モータの回生動作時に機械から還ってくる運動エネルギーを一時的に平滑コンデンサに蓄電する機能ももつ。

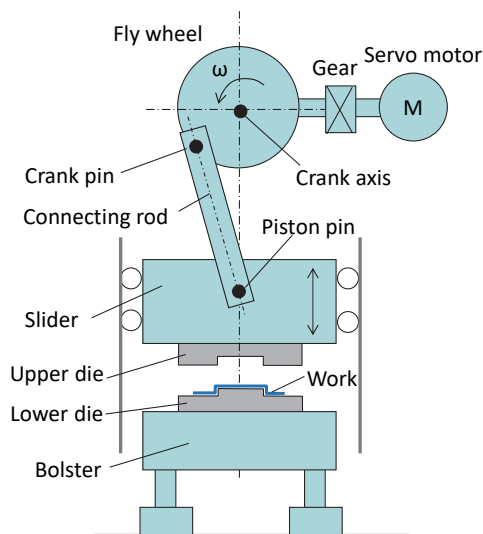


図 5.20 クランクプレスの構造模式図

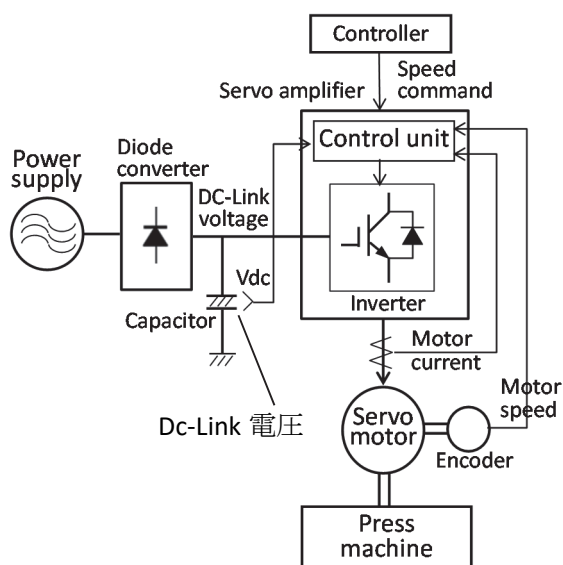


図 5.21 クランクプレスのサーボ制御系の構成

(2) クランクプレス機のモデル化

図 5.22 に、機械メーカーから提示された表 2 の基本緒元に基づいて SimulationX で作成したクランクプレス機のモデルを示す. 図 5.22 のモデルでは、下死点の上側 10 mm から定格の加圧力 (3000 kN) が発生するように設定している. このモデルは、図 5.6 に示したリアルタイムシミュレータ内の機械モデル部分に実装されている.

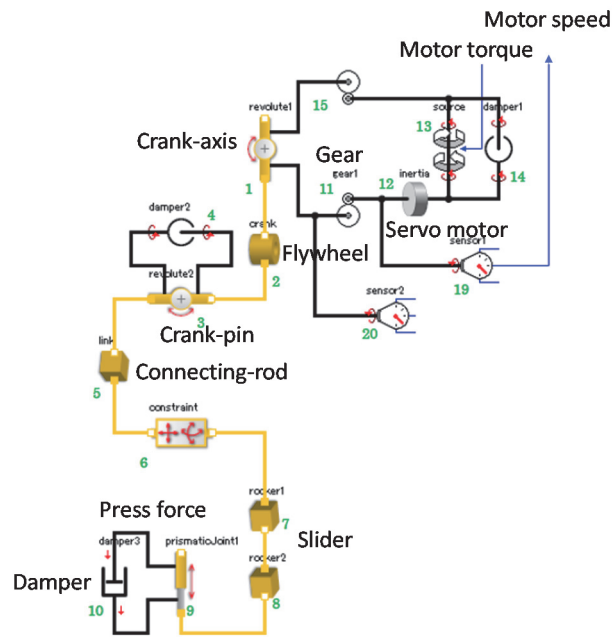


図 5.22 SimulationX で作成したクランクプレスのモデル

(3) DC リンク電圧の過電圧抑制制御

プレス動作が始まると、プレス力が外乱となってモータ速度がいったん低下する。サーボモータは一定速度となるように制御されるので、しばらくして、プレス力がなくなると、モータ速度はいったんオーバーシュートしてから速度指令値に落ち着く。この時に、機械系の運動エネルギーが、サーボアンプに回生されるため、DC リンク電圧（平滑コンデンサの電圧）が上昇する。DC リンク電圧の過電圧エラーによるプレス機の停止を防止するため、従来は、抵抗で電力を消費するブレーキチョップ装置を別置する必要があった。回生電力を回生コンバータで商用電源系統に還す方法もあるが、ピーク電力が大きく商用電源電圧の変動が大きくなるため採用できない。

図 5.23 に示す DC リンク電圧に基づいてトルク指令を補償することで、ブレーキチョップ装置を使わずに過電圧の抑制が可能な制御方式を、MILS 検証を用いて設計した。

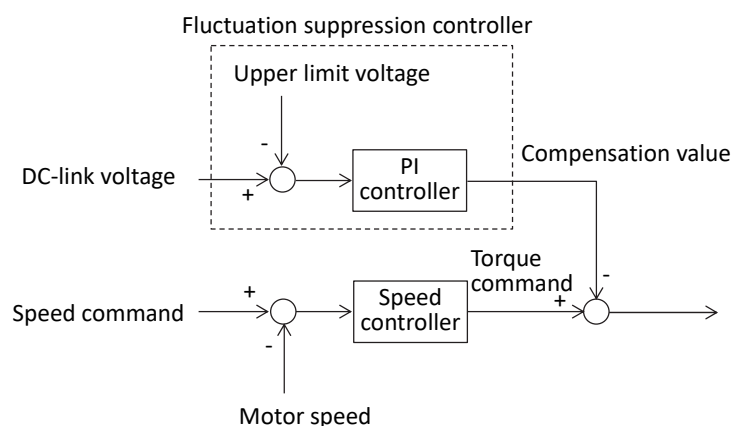


図 5.23 過電圧抑制制御の構成

(4) 検証結果と考察

図 5.24, 図 5.25 に, HILS 検証システムと機械メーカーでの実証実験での応答波形を示す. 左側が HILS での波形, 右側が実際の組合せ試験での波形である. HILS 検証の波形は, 組合せ試験の前に測定したものである. 図 8 は, 提案する変動抑制制御を用いない場合の波形で, DC リンク電圧は, ブレーキチョップ装置によって, 上限電圧以下に抑制されているが, モータ電流の変動の変動が大きくなっている. 図 9 は, ブレーキチョップを使用する代わりに, 提案する変動抑制制御を用いた場合の波形である. ブレーキチョップを使用していないにもかかわらず DC リンク電圧は上限値以下に抑制され, またモータ電流の変動も小さくなっている. また, HILS と実機試験の波形は, 両者は概ね一致している. 両者の差異は, 機械モデルとプレス力モデルの誤差に起因すると思われる.

(5) 検証期間について

以上の検証作業は, 1 ヶ月 (実働 22 日) の要求期限に対し, 実働 16 日間で完了した. その内訳は以下のようなものである. ①SimulationX を用いた機械モデル作成に 5 日, ②MILS 検証によるオーバーシュート要因の把握に 2 日, ③HILS 検証システムの立上げに 1 日を要した. ①, ②, ③の作業は並行して行った. ④MILS 検証を用いた位置指令補正制御方式の開発とそのパラメータ調整, および位置・速度制御のパラメータ調整に 7 日間を要した. ⑤位置指令補正制御アルゴリズムのコントローラへの実装と HILS 検証に 1 日間を要した. ⑥実機検証は, 装置の立ち上げに 1 日間, MILS 検証で決定したパラメータを微調整とデータ採取に 1 日間を要した.

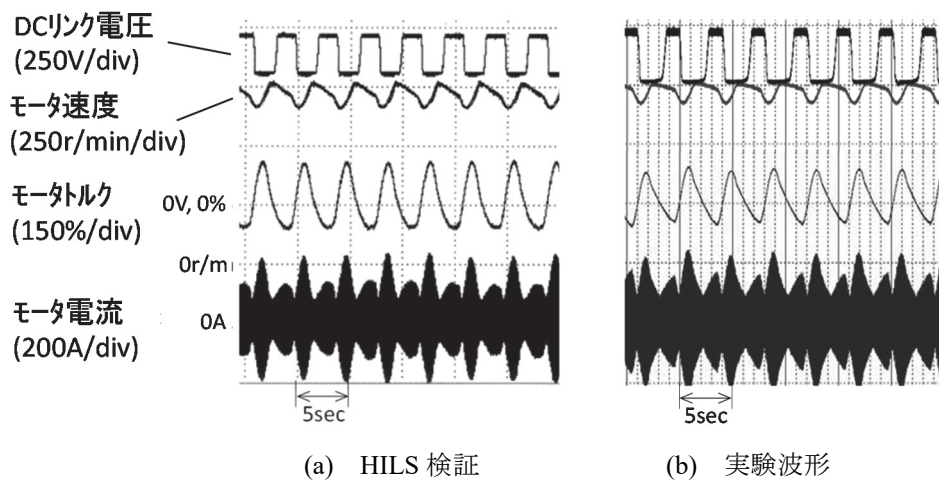


図 5.24 従来のブレーキチョップによる DC-Link 電圧の過電圧抑制制御

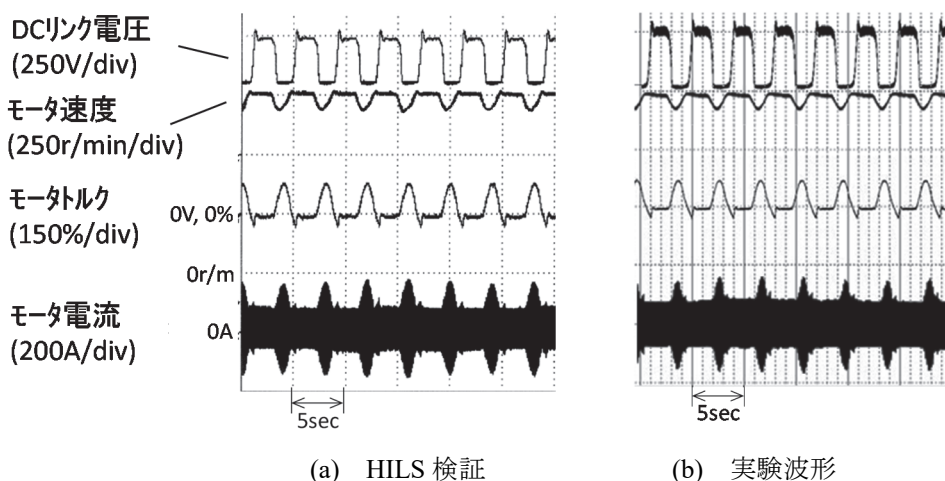


図 5.25 提案手法を用いた DC-Link 電圧の過電圧抑制制御

5.4.4 機械モデルの精度およびサーボ制御系の開発検証期間の短縮について

4.1 で述べたように、機械モデルは、対象機械の特徴的な挙動を模擬できる構成とし、機械メーカーから提示される機械の主要諸元からそのパラメータを設定した。これらの機械モデルを使った MILS や HILS 検証で調整した制御パラメータに基づいて実機検証を行った結果、短期間で要求仕様を満足することができたこと、および注目している挙動を概ね再現できていたことから、作成した機械モデルは制御系開発に対しては必要な精度を保有していると判断できる。したがって、主要部材のサイズや質量あるいは振動周波数、ばね定数等の機械諸元を変更した場合の制御性能への影響を、機械メーカー側にフィードバックすることも可能と思われる。

サーボ制御系の開発検証期間の短縮については、同一対象で従来手法と提案手法との比較は実施困難なため、筆者らの主観的な見解となるが、4.1 の適用事例について

は少なくとも 30 %の期間短縮できたと考える。

5.5 第 5 章のまとめ

産業機械のサーボ制御系では、制御機器として制御機器メーカーの汎用製品が使われるため、制御と機械の組合せ検証が実機検証で行われ、この段階で機械振動問題等が発見され対策に時間を要するという課題があった。この課題に対し、機械メーカーによる制御機器の選定段階で機械メーカー側から提示される機械の主要諸元から作成した機械モデルと、制御機器のモデルを用いた制御方式の MILS 検証と、実際のコントローラ、サーボアンプの制御ユニットと、機械、パワー回路、モータの各モデルを組み合わせる独自の HILS 検証システムを用いて、サーボ制御系全体の動作検証が可能なモデルベース手法を提案・構築した。併せて、提案するモデルベース手法の実施に必要な、機械モデルの作成方法、モデルライブラリ（機械、サーボモータ、パワー回路、等）の内容についても具体的に論じた。

提案手法を、5 軸搬送ロボットおよびスタッカークレーンの振動抑制による動作速度の向上、およびプレス機械での過電圧抑制によるエネルギー損失レス化に適用した。その結果、機械メーカーにおける実機検証作業はパラメータの調整に留まり、短期間で目標仕様の達成ができた。開発着手から完了まで、従来の実機検証主体の方法に比べて 30%以上の期間短縮が実現できたと推察する。

また、実機検証結果の応答波形は、事前の HILS 検証結果と概ね一致しており機械モデルの妥当性と制御系の検証に十分な精度を有していることを確認した。プレス機械の HILS 検証では、制御、機械、電気の連成現象を取り扱えることを確認した。

以上のように、提案する産業機械のサーボ制御系のためのモデルベース手法を用いることで、実機検証で起きうる問題点を事前に把握して対策を行うことが可能となり、開発期間の短縮および設計・検証の品質の向上に貢献できる。

第 6 章 結論

6.1 本研究の成果

本研究では，制御機器メーカーの立場から産業機械のサーボ制御系の開発に焦点を当てて，産業機械に適したモデルベース手法の構築に取り組んだ．具体的には，

- (1) 産業機械のサーボ制御系における速度制御帯域よりも高い周波数の機械振動に対する振動抑制フィルタの自動調整方式の開発
- (2) 産業機械のサーボ制御系の速度制御帯域よりも低い周波数の架台振動抑制のためのアクティブ制振方式の開発および制振性能と小型化，軽量化とのトレードオフ設計可能な設計式の導出
- (3) 産業機械のサーボ制御系に適したモデルベース手法の提案と構築，および複数の産業機械への適用により実機検証の前に問題点を把握し対策することが可能であり，これにより開発期間の短縮化を図れることを確認

である．(1)(2)は直接的には，産業機械の生産性向上のための振動抑制に関するものであるが，(1)は第3章で述べたように，独自にサーボモータ制御用に開発したモデルベース手法の一つである RCP 検証装置を用いて制御方式の開発検証を行っている．また(2)は第4章で述べたようにサーボ制御系全体をモデル化し，そのモデルに基づいて設計式を導出している．

それぞれの成果および今後の展望について以下に記す．

6.2 産業機械のサーボ系の振動抑制フィルタの自動調整方式の開発

産業機械のサーボ制御系における速度制御帯域よりも高い周波数の機械振動が発生する．例えば，産業機械で広く使われているボールネジ駆動系を対象に，潤滑や摩擦状態の変化，変種変量生産に伴う指令パターンの変化などをきっかけとして振動抑制フィルタの調整が不適合となり振動が発生する．また，ボールネジの特性の個体差や機械の組立差異があるため同一機種でも個別の振動抑制フィルタの調整が必要とされる．この課題に対して，適応 FIR フィルタを用いた速度制御器後段の置いた振動抑制 FIR フィルタの自動調整方式を提案した．

そして MILS 検証と RCP 検証シミュレーションおよび実験で，従来事例での課題を改善できることを確認した．制御系の構成や調整アルゴリズムの設計検証は，産業機械のボールネジ駆動系の振動特性を模擬した実験装置と，実験用に製作したモータ制御用 RCP 検証を組み合わせた実験を主体に実施し，二つの機械共振の同時抑制や，位相余裕の改善による振動抑制に対応できることを確認した．

併せて、これまで解説がなされていなかった FIR フィルタの振動抑制作用としてのノッチ特性と位相進み特性についてタップ数，サンプリング時間，有効に作用する周波数範囲との関係を式で示した。

提案方式により，自動調整化による調整時間の短縮だけでなく，高応答化や指令パターンの変更にも対応可能となるので生産性の向上にも貢献できる。

6.3 産業機械の架台振動抑制のためのアクティブ制振機構の小型化・軽量化

産業機械においては高加減速化，高背化による設置面積の低減，可動部のヘッド機構の多重化により生産性の向上を図ろうとすると，架台に対する可動部からの駆動反力の影響が相対的に増大し，架台振動が発生しやすくなるという課題がある。この架台振動を抑制するためのアクティブ制振機構の小型軽量化を目的として，新たな制御系の構成とその設計手法を提案した。すなわち，付加質量に対する推力指令を，可動部の推力指令に付加質量の位置制御系の出力を重畳したものとする制御系構成とした。ついで，制御系全体を数式モデル化して，モデルに基づいて可動部と付加質量の大きさ，動作範囲，位置制御応答，制振効果のトレードオフを定量的に検討可能な設計式を導出した。

そして提案方式を用いて設計したアクティブ制振機構を電子機器組み立て装置に搭載して実験を行った結果，付加質量が設計値の範囲内で動作し，かつ設計値通りの架台の振動抑制効果が得られること，および可動部の応答遅れや振動が発生しないことを確認した。

設計に必要なデータは，架台質量，架台の振動周波数，架台振動振幅の目標低減率，アクティブ制振機構の可動部に許容される可動範囲，であり機械メーカーから入手は容易である。設計式をサーボ制御系の数式モデルに基づいて導出しているので，様々な仕様の機械に対しても，短時間で設計を行うことが可能であり設計の効率化に貢献できる。

6.4 産業機械のサーボ系開発のためのモデルベース手法の提案とその適用

産業機械のサーボ制御系では，制御機器として制御機器メーカーの汎用製品が使われるため，制御と機械の組合せ検証が実機検証で行われ，この段階で機械振動問題等が発見され対策に時間を要するという課題があった。この課題に対し，機械メーカーによる制御機器の選定段階で機械メーカー側から提示される機械の主要諸元から作成した機械モデルと，制御機器のモデルを用いた制御方式の MILS 検証と，実際のコントローラ，サーボアンプの制御ユニットと，機械，パワー回路，モータの各モデルを組み合わせる独自の HILS 検証システムを用いて，実機検証前にサーボ制御系全体の動作検証が可能なモデルベース手法を提案・構築した。併せて，提案するモデルベース手

法の実施に必要な、機械モデルの作成方法、モデルライブラリ（機械、サーボモータ、パワー回路、等）の内容についても具体的に論じた。

提案手法を、5軸搬送ロボットおよびスタックークレーンの振動抑制による動作速度の向上、およびプレス機械での過電圧抑制によるエネルギー損失レス化に適用した。その結果、機械メーカーにおける実機検証作業はパラメータの調整に留まり、短時間で目標仕様の達成ができた。開発着手から完了まで、従来の実機検証主体の方法に比べて30%以上の時間短縮が実現できたと推察する。

また、実機検証結果の応答波形は、事前のHILS検証結果と概ね一致しており機械モデルの妥当性と制御系の検証に十分な精度を有していることを確認した。プレス機械のHILS検証では、制御、機械、電気の連成現象を取り扱えることを確認した。

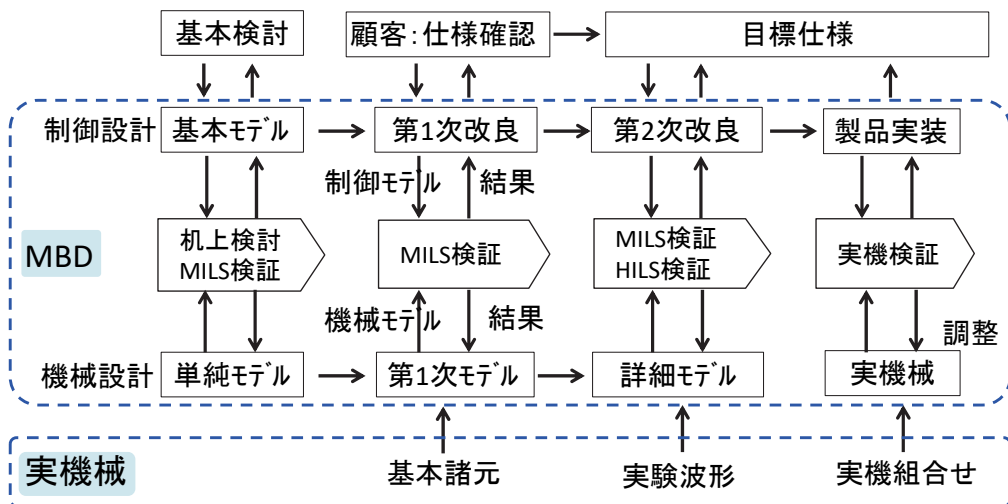
提案手法で用いるHILS検証では、高電圧大容量のモータを使用する大型機械が対象であっても、実際のパワー回路、モータ、機械を使わないので、S/W技術者が、安心してコントローラやサーボアンプに実装した制御プログラムの動作検証を行うことができる。また、電源環境、設置場所、安全面での制約がないので、机上で検証が行える。さらに、実際のコントローラとサーボアンプの制御ユニットを用いているので、停電、サーボモータの故障など、非常時の制御機器間での保護協調動作の検証も可能である。

産業機械のサーボ制御系の開発に提案するモデルベース手法を用いることで、実機検証で起きうる問題点を事前に把握して対策を行うことが可能となり、開発期間の短縮および設計・検証の品質の向上に貢献できると考える。

6.5 今後の展望

本研究で提案したモデルベース手法は、制御機器メーカーにおいて、制御機器の新製品開発、制御装置と機械による実機検証前の課題の把握と対策の実施、実機検証で新たに判明した問題点の原因把握と対策、競合メーカーとの技術コンペティション、機械メーカーとの商談時の技術PR、等で活用されている。HILS検証装置は、モータ制御ソフトウェアの品質評価の自動試験にも活用されている[1]。

今後は、様々な産業機械への適用拡大を推進すると共に、機械モデルの登録数の拡充や検証装置の台数拡充により使いやすい開発環境を整えて行く必要がある。また、**図 6.1** に示すように、将来的には提案手法をベースにした機械メーカーとの設計上流段階からの協働作業、あるいは秘匿化した制御モデルを配布することにより、機械メーカー内でのMILS検証を可能とすることなどが考えられる。制御機器メーカーと機械メーカーで相乗効果が生まれる仕組みを作って開発検証効率を向上させて行く必要がある、



*1: モデルはMTALAB/Simulinkにて内部構造を秘匿化する

図 6.1 提案手法をベースにした制御機器メーカーと機械メーカー間で協働作業イメージ

謝辞

本論文をまとめるにあたり，東京電機大学名誉教授 小泉寿男 先生，東京電機大学ロボット・メカトロニクス学科 教授 石川 潤 先生，同教授 畠山省四朗 先生，同教授 岩瀬将美 先生，同准教 釜道紀浩 先生には，御多忙の中多くの時間を割いてご指導，ご助言を賜りましたこと厚く感謝申し上げます．小泉先生には，論文誌への最初の投稿，国際会議での発表に始まり本論文の執筆を完遂するにあたり終始暖かい激励と多くのご指導を賜りましたこと心より感謝申し上げます．

三菱電機に在職中，本研究を開始する機会を与えてくださった三菱電機システムサービス(株) 常務取締役 加知光康 博士（元三菱電機名古屋製作所開発部長），研究活動にご理解とご支援を頂いた三菱電機(株)名古屋製作所・事業戦略プロジェクト 高田士郎 部長（前開発部長）に深く感謝申し上げます．

本研究の推進において多く議論と助言を頂いた三菱電機(株)名古屋製作所・事業戦略プロジェクト 原川雅哉 主幹に感謝申し上げます．研究内容について議論と助言を頂いた三菱電機(株)先端総合技術研究所・駆動制御システム技術部・モーション制御Gの池田英俊 課長と関係各位，三菱電機(株)名古屋製作所・FAエンジニアリング第四G 寺田 啓 課長，三菱電機(株)本社・広報部 早坂恵美子 主幹（元名古屋製作所・開発部），三菱電機(株)名古屋製作所・開発部電子制御技術グループ 葉石敦夫 主幹に感謝申し上げます．実験や実機評価等でご支援を頂いた三菱電機(株)名古屋製作所・開発部電子制御技術グループ，同・ドライブシステム部，同・インバータシステム部，および三菱電機エンジニアリング(株)名古屋事業所の関係各位に感謝申し上げます．本研究のベースとなる産業機械とそのサーボシステムについて示唆に富む貴重なご意見を頂いた三菱電機FA産業機器(株) 常務取締役 堤 清介氏（元三菱電機(株) 技師長）はじめ関係各位に感謝申し上げます．

最後に，論文作成を陰ながら支えてくれた妻 雪穂に感謝します．

参考文献

第 1 章分

- [1] 日本電機工業会：「2017 年度「サーボの使用状況に関する調査」報告書」，(2018)
- [2] 富士経済：「2017 年 注目メカトロニクスパーツ市場実態総調査」，(2017)
- [3] 日本産業機械工業会(JSIM): www.jsim.or.jp (2018 年 10 月 30 日参照)
- [4] 日本食品機械工業会(FOOMA): www.fooma.or.jp (2018 年 10 月 30 日参照)
- [5] 日本鍛圧機械工業会(JFMA): j-fma.or.jp (2018 年 10 月 30 日参照)
- [6] 日本物流システム機器協会(JIMH): www.jimh.or.jp (2018 年 10 月 30 日参照)
- [7] 日本包装機械工業会(JPMA): www.jpmma.or.jp (2018 年 10 月 30 日参照)
- [8] 日本半導体製造装置協会(SEAJ): www.seaj.or.jp (2018 年 10 月 30 日参照)
- [9] 日本印刷産業機械工業会(JPMA-NET): jpma-net.or.jp (2018 年 10 月 30 日参照)
- [10] 長野鉄明：「MATLAB ベース統合開発環境でのモータ駆動制御方式の開発」，MATLAB EXPO，(2004)
- [11] 寺田 啓，内田則行，原川雅哉，都出結花利：「駆動制御機器の連成シミュレーション」，三菱電機技報，Vol.79, No.11 , pp.23-26 (2005)
- [12] 長野鉄明：「制御，主回路，モータのリアルタイムシミュレーションと HILS」，(株)日本総研ソリューションズ，第 4 回次世代の電磁界シミュレーションセミナー，(2006)
- [13] 長野鉄明：「サーボモータと駆動制御系のシミュレーション」，産業技術サービスセンター，精密位置決め事典，第 7 章 4 節，pp.425-pp.430 (2008)

第 2 章分

- [1] 三菱電機：www.mitsubishielectric.co.jp/fa/products/drv/servo/index.html (2018 年 10 月 30 日参照)
- [2] 安川電機：www.e-mechatronics.com/product/servo/index.html (2018 年 10 月 30 日参照)
- [3] パナソニック：www3.panasonic.biz/ac/j/motor/fa-motor/ac-servo/index.jsp (2018 年 10 月 30 日参照)
- [4] ファナック：www.fanuc.co.jp/ja/product/servo/index.html (2018 年 10 月 30 日参照)
- [5] 三菱電機：「FA コントローラ・駆動制御機器の最新動向」, 三菱電機技報, Vol.88, No.4 (2014)
- [6] 富士経済：「2017 年 注目メカトロニクスパーツ市場実態総調査」, 2017 年 10 月 3 日
- [7] 日本電機工業会：「2017 年度「サーボの使用状況に関する調査」報告書」, 2018 年 3 月 26 日
- [8] 長野鉄明：「汎用位置決め制御のソフトウェア」, 精密工学会, 超精密位置決め専門委員会定例講演前刷集 No.2002-5(3) (2002)
- [9] 小山正人, 長野鉄明：「規範モデルを用いた電動機の 2 自由度位置制御」, 電気学会論文誌 D, 114-2, 137/143 (1994)
- [11] K.Matsuse, S.Saito, S. Tadakuma: “History of Motor Drive Technologies in Japan, Part 1”, IEEE Industry Applications Magazine, Vol.19, Issue 6 , pp.10-17 (2013)
- [14] 加藤利次, 辻 公壽, 市原純一: 自動車開発での MBD 活用の推進-総論-, 自動車技術会 2017 年春季大会学術講演会論文予稿集, No.22-17, 585/590 (2017)
- [15] 経済産業省：「次世代自動車等の開発加速化に係るシミュレーション基盤構築事業」, www.meti.go.jp/main/yosan/yosan_fy2018/pr/en/seizou_taka_02.pdf (2018 年 10 月 30 日参照)
- [16] 経済産業省：「平成 29 年度製造基盤技術実態等調査 (モデルベース開発に係る自動車産業への影響に係る調査)」, http://www.meti.go.jp/meti_lib/report/H29FY/000496.pdf (2018 年 10 月 30 日参照)
- [17] dSPACE Japan 監修：「モデルベース開発 -モデリング, プラント・モデル, コントロール・モデル」, 日経 BP 社 (2013)
- [18] 山本 透 編著：「実習で学ぶモデルベース開発 -『モデル』を共通言語とする V 字開発プロセス」, コロナ社 (2018)
- [19] スキルマネジメント協会監修：「モデルベース開発とエンジニア育成の最前線」, TechShare (2014)
- [20] 寺田 啓, 内田則行, 原川雅哉, 都出結花利：「駆動制御機器の連成シミュレーション」, 三菱電機技報, Vol.79, No.11, pp715-718 (2005)
- [21] 長野鉄明：「MATLAB ベース統合開発環境でのモータ駆動制御方式の開発」, MATLAB EXPO (2004)
- [22] M.Hrakawa,H.Yamazaki,T.Nagano,S.Abourida,C.Dufour,J.Bélanger "Real-Time Simulation of a Complete PMSM Drive at 10 μ s Time Step", International Power

- Electronics Conference Niigata, (2005)
- [23] 長野鉄明：「制御，主回路，モータのリアルタイムシミュレーションと HILS」，(株)日本総研ソリューションズ，第4回次世代の電磁界シミュレーションセミナー，(2006)
- [24] 長野鉄明：「サーボモータと駆動制御系のシミュレーション」，産業技術サービスセンター，精密位置決め事典，第7章4節，pp.425-pp.430 (2008)
- [25] 金井健太郎，日比野慎也，大河原 繁，原川雅哉，吉村 学，庄 暁杰：「ハードウェア模擬環境を活用した開発上流におけるソフトウェア品質向上」，三菱電機技報，Vol.87, No.4, PP.17-21 (2013)
- [26] X. Zhuang, R.Terabe, S.Hibino, T.Ozaki, M.Harakawa, T.Nagano, "Hardware-In-the-Loop Simulation of a Machine Model with Real-Time Animation", The 2014 International Power Electronics Conference, pp.2638-2643 (2014)
- [27] 池田英俊，長野鉄明：「サーボモータのセルフチューニング制御」，計測と制御，39-10, pp.643-646 (2000)
- [28] Y. Ikawa, T. Nagano "New Technologies in MR-J2 "Super" Series General-Purpose AC Servos", Mitsubishi Electric Advance, Vol.90/June (2000)
- [29] 松井義弘：共振機械系制御のための適応ノッチフィルタ，電気学会産業応用部門大会，395/398 (2006)
- [30] 木坂正志：周波数追従型ピークフィルタを使った適応ノッチフィルタ，電気学会産業計測制御研究会，IIC-06-136，27/30 (2006)
- [31] 小木・塚原：適応ノッチフィルタの開発および XY ステージへの適用，住友重機械技報，176，7/12(2011)
- [32] 松本浩輝・長野鉄明・寺田 啓・磯田隆司：「汎用 AC サーボの制振制御機能」，三菱電機技報，Vol.77, No.6, pp.37-41 (2003)
- [33] 吉田收志，金子貴之，平井洋武：「高速・高精度を実現する制御系設計技術」，富士時報，Vol.77, No.6, pp.48-51 (2004)
- [34] 久保務，大久保整，久松純也：「AC サーボドライバ Σ -7 の開発」，技報安川電機，Vol.78, No.2, pp.57-61(2014)
- [35] 川尻清成，池田英俊，榎本和幸，土屋文昭，吉田憲平：「次世代 AC サーボアンプ "MR-J4 シリーズ"・サーボモータ "HG シリーズ"」，三菱電機技報，Vol.86, No.4, pp.7-10(2012)
- [36] 今田祐介，鈴木健一，園田大輔，藤原弘：「AC サーボの高速・高精度位置決めと簡単調整を実現する制御技術の開発」，パナソニック技報，Vol.60, No.2, pp.54-59 (2014)
- [37] Kouki Matsuse, Suzuo Saito, Susumu Tadakuma "History of Motor Drive Technologies in Japan, Part 1 (Fig.8)", IEEE Industry Application Magazine, Nov|Dec 2013 (2013)
- [38] 野田 哲男，長野 陽，永谷 達也，堂前 幸康，長野 鉄明，田中 健一，小笠原 司：「機械学習の枠組みに基づく能動型探索アルゴリズムのサーボパラメータ調整問題への適用性の検討」，計測自動制御学会論文集，Vol.53, No.3, pp.217-228 (2017)

第 3 章分

- [1] 松本浩輝, 長野鉄明, 寺田 啓, 磯田隆司:「汎用 AC サーボの制振制御機能」, 三菱電機技報, Vol.77, No.6, pp.37-41 (2003)
- [2] T.Miyazaki, M.Ozaki : New AC Servo Amplifier MR-J3 series, Mitsubishi Electric ADVANCE,112,2/4 (2005)
- [3] 川尻清成, 池田英俊, 榎本和幸, 土屋文昭, 吉田憲平:「次世代 AC サーボアンプ “MR-J4 シリーズ”・サーボモータ “HG シリーズ”」, 三菱電機技報, Vol.86, No.4, pp.7-10(2012)
- [4] 酒井・井本: 汎用インバータ・サーボシステムの最新技術, 富士時報, 85-3, 12/16(2012)
- [5] 久保・大久・久松: AC サーボドライバ Σ -7 の開発, 技報安川電機, 78-2, 57/61(2014)
- [6] 今田祐介, 鈴木健一, 園田大輔, 藤原弘:「AC サーボの高速・高精度位置決めと簡単調整を実現する制御技術の開発」, パナソニック技報, Vol.60, No.2, pp.54-59 (2014)
- [7] 松井義弘:共振機械系制御のための適応ノッチフィルタ, 電気学会産業応用部門大会, 395/398 (2006)
- [8] 木坂正志:「周波数追従型ピークフィルタを使った適応ノッチフィルタ」, 電気学会産業計測制御研究会, IIC-06-136, 27/30 (2006)
- [9] J.Levin, P.Ioannou : Multirate Adaptive Notch Filter with an Adaptive Bandwidth Controller for Disk Drives, Proc. of American Control Conference, 4407/4412 (2008)
- [10] 米国特許: Patent No.:US8,392,000 “ADAPTIVE NOTCH FILTER”
- [11] 多田圭佑, 宮崎敏昌:「適応フィルタを用いた 2 慣性共振系の負荷トルク軸トルク振動抑制の一手法」, 電気学会研究会資料, MD2014(65-73), 21-26, (2014)
- [12] 小木・塚原:「適応ノッチフィルタの開発および XY ステージへの適用」, 住友重機械技報, 176, 7/12(2011)
- [13] 飯国洋二: 適応信号処理アルゴリズム, 培風館(2000)
- [14] 池田英俊, 長野鉄明:「サーボモータのセルフチューニング制御」, 計測と制御, 39-10, 643/646 (2000)
- [15] 日本国特許: 第 2504307 号「電動機の世界速度制御装置」
- [16] Y. Ikawa, T. Nagano “New Technologies in MR-J2 “Super” Series General-Purpose AC Servos”, Mitsubishi electric advance, Vol.90/June (2000)

第 4 章分

- [1] ハサン ジダン、辻 輝生, Shunang-Hui Hao, 小黒龍一:「Feedforward 制御による機台振動抑制制御」, 電気学会論文誌 D, Vol.120, No.5, pp.404-409 (2000)
- [2] 大川不二夫, 本田英己, 小林 順, 久保山幸司, 小黒龍一:「ロバストなモデル追従制御による機台振動系の振動抑制」, 機械学会論文誌 C, Vol.68, No.688, pp.1127-1132 (2002)
- [3] 松本浩輝, 長野鉄明, 寺田 啓, 磯田隆司:「汎用 AC サーボの制振制御機能」, 三菱電機技報, Vol.77, No.6, pp.37-41(2003)
- [4] 山本暁洋, 宮河秀和, 浜松 弘, 後藤聡, 中村政俊:「機台振動の抑制を図ったリニアモータ駆動テーブルの高速位置決め制御」, 精密工学会誌, Vol.70, No.5, pp.645-650(2004)
- [5] 川瀬大介, 岩崎 誠, 川福基裕, 平井洋武:「LMI を用いた位置指令生成による機台振動抑制を考慮した高速高精度位置決め制御」, 電気学会論文誌 D, Vol.128, No.6, pp.750-757(2008)
- [6] 伊藤和晃, 永田 良, 岩崎 誠, 松井信行:「機台振動抑制を考慮した GA によるロバスト高速・高精度位置決め制御系設計」, 電気学会論文誌 D, Vol.124, No.6, pp.607-615 (2004)
- [7] 吉田和夫:「構造物の振動制御の動向」, 電気学会論文誌 C, Vol.118, No.3, pp.293-296 (1998)
- [8] 坂本光雄:「建築におけるアクティブコントロール」, 電気学会論文誌 D, Vol.119, No.7, pp.926-931 (1998)
- [9] 平井正昭:「エレベータの機械振動を低減するアクティブ制振装置」, 電気学会論文誌 D, Vol.129, No. 10, pp.6 (2009)
- [10] 涌井伸二:「精密位置決めにおけるアクティブ除振装置の役割」, 精密工学会誌, Vol.73, No.4, pp.405-409 (2007)
- [11] 野口保行:「アクティブ除振・制振による精密機器の微振動制振技術」, 精密工学会誌, Vol.73, No.4, pp.410-413 (2007-4)
- [12] 河合知彦, 蛭原建三:「高速無反動シャトルユニットの研究」, 2006 年度精密工学会春季大会 学術講演論文集, pp.1035-1036 (2006)
- [13] 中元一雄, 桶谷三雄, 松本真一:「無振動機構を有する高加速度・高精度ツインリニアモータ駆動加工機の性能と超精密加工事例」, 型技術者会議講演論文集, pp.86-87 (2006)
- [14] SHINKAWA LTD.:”3D-NRS Technology:(three-dimensional non reaction servo system)”, www.shinkawa.com/en/technology/core.html (2018 年 10 月 30 日参照)
- [15] A.Nishitani, Y.Nitta, and N.Yamada : ”Variable Gain-Based Structural Control Considering the Limit of AMD Movement”, Proceedings of the 35th Conference on Decision and Control, pp.185-190 (1996)
- [16] I.Nagashima and Y.Shinozaki : ”Variable gain feedback control technique of active mass damper and its application hybrid structural control”, Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 26, pp.815-838 (1997)
- [17] 蔭山満, 奥田浩文, 稲葉学:「可変ゲインを用いた AMD ストローク・サチュレーション制御に関する研究」, 第 5 回運動と振動の制御シンポジウム講演論文集, 97-31, pp.46-49 (1997)
- [18] 西村秀和, 尾家直樹, 高木清志:「アクチュエータの制約を考慮に入れたアクティブ動吸振器

- による構造物の振動制御」, 機械学会誌 C, Vol.66, No.641, pp.53-59 (2000-1)
- [19] 加知光康, 長野鉄明:「FA システムにおけるトータル生産性向上のための光絶縁型高速サーボネットワーク」, 電気学会論文誌 C, Vol.133, No.11, pp.2089-2097 (2013-11)
- [20] 小山正人, 長野鉄明:「規範モデルを用いた電動機の 2 自由度位置制御」, 電気学会論文誌 D, Vol.114, No.2, pp.137-143 (1994-2)
- [21] 日本国特許: 特許第 4869353 号「免振制御システム」

第5章分

- [1] 加藤 利次, 辻 公壽, 市原 純一: 自動車開発での MBD 活用の推進 (総論), 自動車技術会 2017 年春季大会学術講演会論文予稿集, No.22-17, 585/590 (2017)
- [2] 経済産業省:次世代自動車等の開発加速化に係るシミュレーション基盤構築事業, www.meti.go.jp/main/yosan/yosan_fy2018/pr/en/seizou_taka_02.pdf (2018) (2018 年 10 月 30 日参照)
- [3] 経済産業省:「平成 29 年度製造基盤技術実態等調査 (モデルベース開発に係る自動車産業への影響に係る調査)」, http://www.meti.go.jp/meti_lib/report/H29FY/000496.pdf (2018 年 10 月 30 日参照)
- [4] 経産省ニュースリリース 2018 年 4 月 4 日: 自動車産業におけるモデル利用のありかたに関する研究会今後の方針『SURIAWASE2.0 の深化』, www.meti.go.jp/press/2018/04/20180404003/20180404003.html (2018 年 10 月 30 日参照)
- [5] 日本食品機械工業会(FOOMA): www.fooma.or.jp (2018 年 10 月 30 日参照)
- [6] 日本鍛圧機械工業会(JFMA): j-fma.or.jp (2018 年 10 月 30 日参照)
- [7] 日本物流システム機器協会(JIMH): www.jimh.or.jp (2018 年 10 月 30 日参照)
- [8] 日本工作機械工業会(JMTBA): www.jmtba.or.jp (2018 年 10 月 30 日参照)
- [9] 日本包装機械工業会(JPMA): www.jpmma.or.jp (2018 年 10 月 30 日参照)
- [10] 日本半導体製造装置協会(SEAJ): www.seaj.or.jp (2018 年 10 月 30 日参照)
- [11] 角田鎮男, 西山修二, 谷川弘典, 末貞貴弘: 電気系と機械系が複合した複雑システムのモデル化, シミュレーション, 29(1), 21/22 (2010)
- [12] dSPACE Japan 監修:「モデルベース開発 –モデリング, プラント・モデル, コントロール・モデル」, 日経 BP 社 (2013)
- [13] 山本 透 編著:「実習で学ぶモデルベース開発 –『モデル』を共通言語とする V 字開発プロセス」, コロナ社 (2018)
- [14] L. Miková, M. Kelemen, I. Virgala, T. Lipták: Model Based Design of Embedded Systems, Journal of Automation and Control, Vol. 5, No. 2, 64/68(2017)
- [15] 下村美那, 辻本圭史, 森田康志, 大依 仁: ロケット電子制御システムへのモデルベース開発手法の適用, IHI 技報, Vol.54, No.1, 34/40(2014)
- [16] R. K. Shenoy: Model Based Design Approach For Automotive Applications, MATLAB EXPO 2014 India(2014)
- [17] MATLAB/Simulink: jp.mathworks.com (2018 年 10 月 30 日参照)
- [18] Simscape Power Systems:jp.mathworks.com/products/simpower.html (2018 年 10 月 30 日参照)
- [19] JMAG-RT: www.jmag-international.com/products/jmag-rt/index.html (2018 年 10 月 30 日参照)
- [20] SimulationX: www.simulationx.com (2018 年 10 月 30 日参照)

[21] 三菱電機 AC サーボ: www.mitsubishielectric.co.jp/fa/products/drv/servo/index.html (2018年10月30日参照)

[22] Simulink Coder: jp.mathworks.com/products/simulink-coder.html (2018年10月30日参照)

第 6 章分

- [1] 金井健太郎, 日比野慎也, 大河原 繁, 原川雅哉, 吉村 学, 庄 暁杰:「ハードウェア模擬環境を活用した開発上流におけるソフトウェア品質向上」, 三菱電機技報, Vol.87, No.4, PP.17-21 (2013)

発表論文

学会誌論文

- [1] 長野鉄明, 計測自動制御学会論文集, Vol.54, No.1, pp.129-137 (2018)
- [2] 長野鉄明, 石川 潤 : 「産業機械の架台振動抑制のためのアクティブ制振機構の小型・軽量化方式」, 電気学会論文誌 D, Vol.136, No.5, pp.319-327 (2016)
- [3] 長野鉄明, 原川雅哉, 岩瀬将美, 石川 潤, 小泉寿男 : 「産業機械のサーボ制御システムのためのモデルベース開発手法」, 日本シミュレーション学会論文誌, Vol.10 ,No.3, pp.77-87 (2018)
- [4] Tetsuaki Nagano, Masaya Harakawa, Koji Akiyama, Masami Iwase, Jun Ishikawa, Hisao Koizumi, “Model Based Development using Hardware In the Loop Simulation for Servo Press Machine”, Journal of Mechanical Engineering and Automation, Vol.8, No.3, pp.78-83 (2018)

国際会議論文

- [1] Tetsuaki Nagano, Masaya Harakawa, Masami Iwase, Jun Ishikawa, Hisao Koizumi, “Model Based Development Using Hardware-in-the -Loop Simulation for Drive System in Industrial Machine“, The 5th International Conference on Mechatronics, Electronics and Automation Engineering (ICMEAE), ICMEAE2018-106 (2018)
- [2] Tetsuaki Nagano, Masaya Harakawa, Masami Iwase, Jun Ishikawa, Hisao Koizumi, “Model Based Development for Servo Systems in Industrial Machines“, The International Conference on Electrical Engineering 2016 (ICEE2016), D2-6 (2016)