

自動車用ワイパシステムの振動抑制制御と
最適動作生成

(Vibration Suppression Control and
Optimal Motion Trajectory Generation
for Automotive Windshield Wiper Systems)

2020年7月

博士（工学）

配島 拓司

豊橋技術科学大学

2021年2月19日

機械工学専攻		学籍番号	第 179105 号	指導教員	内山 直樹
氏名	配島 拓司				佐藤 海二

論文内容の要旨 (博士)

博士学位論文名	自動車用ワイパシステムの振動抑制制御と最適動作生成
---------	---------------------------

(要旨 1,200 字程度)

自動車用ワイパシステムにおいて、自励振動であるびびり振動と、往復運動における反転位置の超過及び未達 (以下、共にオーバーラン) は、視界不良や騒音、さらには最悪の場合では製品の破損に繋がりが、しばしば市場で問題となる。従来はハードウェアの工夫により低減してきたが、昨今のフロントガラスの拡大化といった車両の変化に対応しつつ、これらの現象を抑えることは限界となりつつある。そのため、本研究では新しい方法として制御による低減を提案した。ここで、2つの現象は発生タイミングや要因が異なるため、各々に適切な制御を適用している。

フロントガラスとラバー間の摩擦の変動で生じるびびり振動の発生タイミングを予測することは困難であるため、発生源の状態を計測し制御する必要がある。発生源であるワイパアームへのセンサの搭載は信頼性やコストの観点から現実的ではないため、現状のワイパが持つセンサと、動特性モデルから推定した、非線形かつ、不連続となる摩擦特性を、速度に依存する項と、依存しない項に分離する方法を提案し、拡張カルマンフィルタを設計した。その結果、モデルの特性を変えることなく、びびり振動を含む状態の推定が可能となった。次に、往復運動のためのサーボ性と振動低減を両立する状態フィードバック制御系を設計するため、モード解析によりびびり振動となる1次モードとサーボ性を阻害する剛体モードを抽出した。これらのモードのみを制御するゲインを極配置法で算出した結果、安定性の低下に繋がるゲインの増大化を抑え、サーボ性と振動低減を両立する状態フィードバックゲインが得られた。さらに、状態フィードバック制御の構成を状態偏差系とすることで、サーボ性が大幅に改善した。

次に、オーバーランの低減に関して検討を行った。オーバーランの発生原因はびびり振動のように明確ではなく、モデル化が困難である。そのため、制御を用いずに最適な目標動作により低減する方法を適用した。目標動作において、設計者が最適動作を視覚的に理解でき、製品設計への活用を容易とするため、2つの変数で表現可能な方法を提案した。ここで、ワイパの目標動作は、車両からの要求や法規により定められる払拭周期と払拭範囲を守る必要がある。このために、正弦波を基本系とし、速度のピーク位置を調整可能な変数と、停止前の減速度合いを調整可能な変数の2つの変数で表現可能な方法を確立した。次に、最適動作の探索方法として、応答曲面法を適用した。応答曲面法による探索において、はじめに、マルチボディダイナミクスを用いて構築したワイパの動特性モデルを用いて、2変数を各21分割した441点のデータから、2次の応答曲面法により、最適値の探索が可能であることを確認した。さらに、計算効率を考慮し、最小限のデータ数について検討した結果、25点のデータで探索可能であることを確認した。最後に実験により、25点のデータと2次式では最適動作の探索精度が不十分だが、4次式とすることで精度が向上し、探索可能となることを確認した。

Date of Submission (month day, year) : February 19, 2021

Department of Mechanical Engineering	Student ID Number D179105	Supervisors Naoki Uchiyama Kaiji Sato
Applicant's name Takuji Haijima		

Abstract (Doctor)

Title of Thesis	Vibration Suppression Control and Optimal Motion Trajectory Generation for Automotive Windshield Wiper Systems
-----------------	---

Approx. 800 words

Vibration and over-run cause unclear view, noise and, in the worst case, a wiper system is broken. Conventionally, these phenomena are reduced by tuning of mechanical design in a trial and error manner. However, a new approach is expected due to the recent vehicle design requirements. Therefore, this study considers the control technology to reduce vibration and over-run by servo motor control. Because important factors such as occurred timing, causes are different, it is necessary to develop individual control technology for reducing them.

Vibration of wiper system is self-excited oscillation that is caused by the property of friction between rubber and windshield. Because the expectation in a timing to occur is difficult, measurement of vibration is necessary for to reduce it by control. However, installation of a new sensor is difficult for the reason that increase of cost, securement of reliability and so on. Therefore, estimation is suggested. Here, the dynamic model that replicates self-existed vibration is necessary. However, the property of friction is non-linear and discontinuous. For this issue, the equation of friction is divided into two portions depending on or independent of velocity. By the above method, it becomes possible that the Extended Kalman Filter is able to be applied without changing characteristics on the wiper model. After that, the state feed back control gain is designed for vibration reduction and reciprocal movement. Here, to design the controller efficiently and easily, two method of design are suggested. The first method focuses on the mode of the system for reducing movement of primary vibration mode. The second is using the pole-placement method to focus on the eigenvector. Finally, vibration reduction becomes possible by using the estimated value and the designed controller.

Next, this study considers the optimization of wiper's periodic motion to reduce over-run by servo motor control. Because the frictional property of a windshield surface is complicated and difficult to be modeled mathematically, this study applies the response surface method to minimize the magnitude of over-run including undershoot (Hereafter, only the term "over-run" is used). In order to visually understand the property of over-run, the motion trajectory should be described by two parameters so that the property of over-run can be illustrated graphically in a three-dimensional space versus these two parameters. Hence, this study presents a method to describe the motion trajectory of a wiper by two parameters, by which the peak velocity position and the velocity reduction ratio around the reversal position of motion can be explicitly adjusted. The effectiveness of the proposed approach is confirmed by simulation and experiment, in which the approximated response surface can be generated with practical number of experimental data.

要旨

自動車用ワイパシステムの振動抑制制御と最適動作生成

自動車用ワイパシステムにおけるびびり振動とオーバーランは視界不良や騒音、さらには最悪の場合に製品の破損に繋がる現象である。従来の対策は、ワイパの動特性モデルに基づきシステムの剛性を上げたり、リンクの設計で反転する位置を調整する、ラバーにコーティングして摩擦を下げる、などハードウェアの工夫により対処してきた。しかし、昨今の車両における軽量化や、空気抵抗を低減するデザインによるフロントガラスの拡大化に伴い、ワイパアームとブレードは薄肉、長尺化となり、剛性が低下し、慣性が増加している。さらに、フロントガラスへの撥水剤塗布による摩擦特性の変化といった要因も加わり、従来の対策では限界となってきた。そのため、ハードウェアによる対策に変わり、びびり振動とオーバーランというワイパの性能を低下させる要因を排除する技術が求められている。

本研究では制御によりびびり振動及び、オーバーランを低減する方法を提案する。近年のワイパは、駆動モータの回転をワイパアームの往復運動に変換するリンク機構の代わりに、省スペース等の利点から、モータ制御により往復運動を行うシステムが製品化されていることから、制御によるびびり振動の低減が期待される。なお、制御による低減方法において、びびり振動とオーバーランは、発生タイミングや発生要因が異なることから各現象毎に最適な方法を提案する。

びびり振動はフロントガラスとラバーの摩擦が原因で生じる自励振動であり、その周波数はシステムの慣性と剛性で決まる固有振動数のため一定であることが知られているが発生タイミングの予測は困難である。そのため、発生源であるアーム先端の状態を計測し、制御する必要がある。しかし、アームは車外に設置された部品であるため、センサの搭載は信頼性やコストの観点から現実的ではない。そこで、アクチュエータであるモータが持つセンサ情報から推定する必要がある。しかし、ワイパは非線形かつ、動作方向反転時に速度が 0rad/s になり不連続な摩擦特性を持つため、非線形システムの推定に用いられる推定器の中で比較的計算負荷の少ない拡張カルマンフィルタを適用できない。不連続な部分を連続関数により近似する従来方法として、 \tanh 関数を用いる方法があるが、線形化のための偏微分による計算値が大きくなり推定精度が悪化する。そこで、摩擦を速度に依存する項と依存しない項に分離する方法を提案する。これにより、モデル特性を変更することなく偏微分による計算値の増大化を抑え、びびり振動を含む状態量の高精度な推定が可能となった。

つぎに、拡張カルマンフィルタで得た推定値の活用に適した状態フィードバック制御を適用する。ワイパに求められる制御性能は、基本動作のためのサーボ性能と制振のためのレギュレータ性能であり、制御ゲインが増大化せずこれらを両立する制御設計の方法を提

案する。まず、動特性モデルの座標変換に基づくモード解析により、びびり振動となるモードと、サーボ性を低下する収束の遅いモードを特定し、これらを制御が必要なモードとした。これらの制御が必要なモードのみで構成する状態方程式を制御対象とし極配置法を用いることで状態フィードバックゲインの増大を防ぎ、びびり振動抑制と往復運動のためのサーボ性を両立する制御系の設計が可能となり、シミュレーションと実験で、効果を確認することができた。

続いて、オーバーランの低減に関する方法を検討する。ワイパの動特性から事前に対処可能なフィードフォワード制御があるが、オーバーランの発生原因はびびり振動のように明確ではなく、さらに車両の剛性も影響するためモデル化が困難である。一方、PI 制御系といったフィードバック制御では動特性モデルは必ずしも必要ではないが、制御のためのセンサの設置はコスト等の観点から現実的ではない。さらに、既存のモータ内蔵のセンサ情報を用いた状態推定オブザーバ等により推定する方法は、フィードフォワードと同様に動特性モデルが必要となり困難である。そこで、フィードフォワード制御等を用いずに、目標動作の修正により低減する方法を提案する。

目標動作の修正によるオーバーランの低減における課題は、目標動作の表現方法と、最適動作の探索方法である。目標動作の表現については、ワイパの設計者が容易に設計現場で使えることを考慮し、設計値とオーバーランの関係が視覚的に確認できるように 2 変数による目標動作の表現方法を提案する。ワイパの動作は払拭範囲と、往復運動周期の規定値を守ることが求められる。そこで、正弦波に基づき、目標動作の速度のピーク位置を調整するパラメータ α と、停止付近の減速度合いを調整するパラメータ β の 2 変数により目標動作を表現する方法を確立した。

最適動作の探索に対しては、オーバーランの観測値と 2 変数の関係を視覚化可能な応答曲面法を適用する。パラメータ α と β を各上下限の範囲で十分大きな数で分割した異なる目標動作を作成し、有限要素解析に基づく精密な動特性モデルで算出したオーバーラン値より推定した 2 次多項式の応答曲面により、オーバーランが最小となる最適な α と β の組み合わせが推定できていることを確認した。次に、パラメータ α と β を現実的な分割数に抑えた場合においても同等の推定結果が得られることを確認した。シミュレーション結果を基に、実験で応答曲面による推定精度を確認した結果、2 次多項式では精度が不十分であったが、4 次多項式にすることで推定精度が向上し、オーバーランが最小となる最適動作の生成に有効であることを示した。

びびり振動に関しては非線形摩擦を含むワイパの状態推定値を用いた状態フィードバック制御により低減が可能であり、オーバーランに対しては 2 変数による目標動作の表現方法と応答曲面法により最適動作の探索が可能であることが確認できたことから、品質低下となる要因を排除し、安心・安全な車社会を支える保安部品の 1 つであるワイパの価値向上への貢献する研究成果が得られた。

目次

第1章 緒言	1
1.1 自動車用ワイパの動向と課題	1
1.2 ワイパの振動抑制	4
1.2.1 ワイパのびびり振動	4
1.2.2 振動抑制制御に関する先行研究	5
1.2.3 振動抑制制御に関する本研究の目的と課題	6
1.3 ワイパの最適動作生成	8
1.3.1 ワイパのオーバーラン	8
1.3.2 オーバーラン低減に関する先行研究	8
1.3.3 オーバーラン低減に関する本研究の目的と課題	9
1.4 本論文の構成	10
第2章 ワイパの動特性モデルと非線形摩擦を含む状態の推定	11
2.1 非線形動特性モデル	12
2.1.1 非線形動特性モデルの構成	12
2.1.2 実験装置	14
2.1.3 非線形動特性モデルのパラメータの決定	16
2.1.4 非線形動特性モデルの同定結果	18
2.2 制御設計用の線形動特性モデル	24
2.3 状態推定オブザーバ	28
2.4 線形カルマンフィルタ	29
2.5 非線形カルマンフィルタ -拡張カルマンフィルタ-	30
2.6 推定性能の評価	33
2.6.1 シミュレーション	33
2.6.2 実験	43
2.6 まとめ	46

第3章 びびり振動低減とサーボ性を両立する制御系の設計	47
3.1 モード解析	48
3.2 状態フィードバック制御系の設計	55
3.2.1 偏差系への変換と積分器による拡大	55
3.2.2 極配置法による設計	55
3.3 制御性能の評価	57
3.3.1 シミュレーション	57
3.3.2 実験	60
3.3.3 実験における制御の再現性の確認	62
3.4 まとめ	64
第4章 最適動作によるオーバーラン低減	65
4.1 2変数による目標動作の表現方法	66
4.2 応答曲面による最適動作の探索	70
4.2.1 応答曲面法の設計	70
4.2.2 2変数による目標動作の表現と応答曲面法による最適動作の探索	71
4.2.3 実験による最適動作の探索	76
4.3 まとめ	80
第5章 結言	81
5.1 研究成果	81
5.2 今後の展望	83
参考文献	84
謝辞	

第1章 緒言

1.1 自動車用ワイパの動向と課題

ワイパは、ガラスに付着した水滴や汚れを除去し、乗員の視界を確保する重要な保安部品の1つであり、その一般的な構造を、図 1-1 に示す⁽¹⁾。



Fig. 1-1 Structure of typical wiper system⁽¹⁾

主な構成部品は、フロントガラス（以下、ガラス）と接触するワイパラバー（以下、ラバー）、ラバーを支えるアーム・ブレード、アクチュエータのモータとギア、モータの回転運動を往復運動に変換するリンクである。ラバーとアーム・ブレードの構造を図 1-2 に示す。

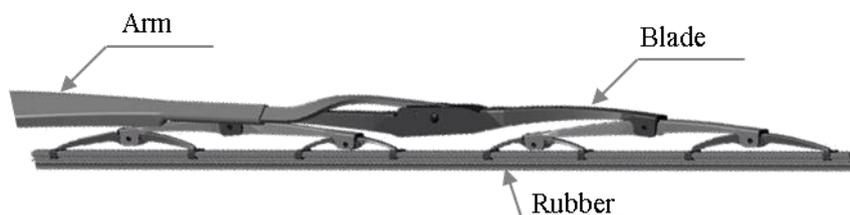


Fig. 1-2 Structure of typical arm-blade and rubber

ワイパは保安部品の1つであることから、ガラス面積に対する払拭しなければならない面積の比率や、往復運動の周期が法規化⁽²⁾されている。これ以外にも、例えば、高速走行時の走行風によるラバーの浮きや、ラバーとガラス間の隙間による拭き残し、急峻な速度の変

動、振動といった現象の抑制も性能として求められる。ワイパが製品として成立するには、これらの性能を満たすことが必要である。

従来は、ワイパの動特性を解析し、その動特性モデルを基にした設計⁽³⁾や、ラバーのコーティングによる摩擦低減⁽⁴⁾などのハードウェアの対策により、性能を確保してきた。しかし、昨今の車両は車室内の拡大や、空気抵抗を下げるため、図1-3の通りにガラスが傾斜して拡大する傾向にある。ガラスの拡大に伴い、ワイパのアーム・ブレードが長尺化して慣性が増加する。さらに、車両の軽量化に伴う、アームの薄肉化による剛性低下や、撥水剤の普及によりラバーとガラスの摩擦力も増加している。

その結果、性能を低下させる現象であるびびり振動とオーバーランが顕著になる問題が生じる。びびり振動は、ラバーとガラス間が有する、速度により変動する不連続な非線形の摩擦特性によって発生する⁽⁵⁾⁻⁽⁸⁾。びびり振動の発生に伴いアーム・ブレードはスティックスリップ現象を起こすため、ガラスからラバーが浮き、着地する運動を繰り返すため、拭き残しと騒音の原因となる。

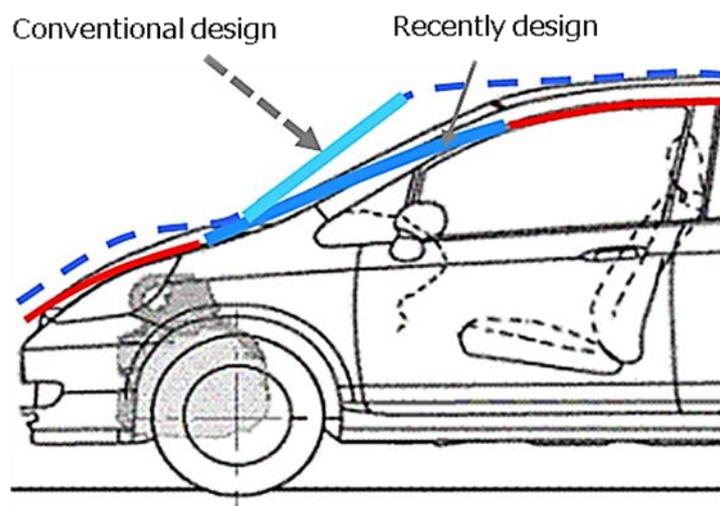


Fig. 1-3 Trend of wind-shield design

オーバーランは往復運動における進行方向を変える所定の位置（以下、反転位置）で止まらず、行き過ぎる現象である。反転位置まで到達しない現象も発生し、以降これを含めてオーバーランと定義する。

これらの現象に関して、前述のハードウェアの設計による対策は限界となってきた。そのため、ハードウェアによる対策が変わり、びびり振動とオーバーランというワイパの性能を低下させる要因を排除するソフトウェア技術が求められている。本研究では制御によりびびり振動及び、オーバーランを低減する方法を提案する。近年のワイパは、駆動モータの回転をワイパアームの往復運動に変換するリンク機構の代わりに、省スペース等の利点から、図1-4に示すモータ制御により往復運動を行うシステム⁽⁹⁾が製品化されていることか

らも、制御によるびびり振動やオーバーランの低減が期待される⁽¹⁰⁾⁽¹²⁾。なお、制御による低減方法において、びびり振動とオーバーランは、発生タイミングや要因が異なることから、各現象に対し最適な方法を提案する。

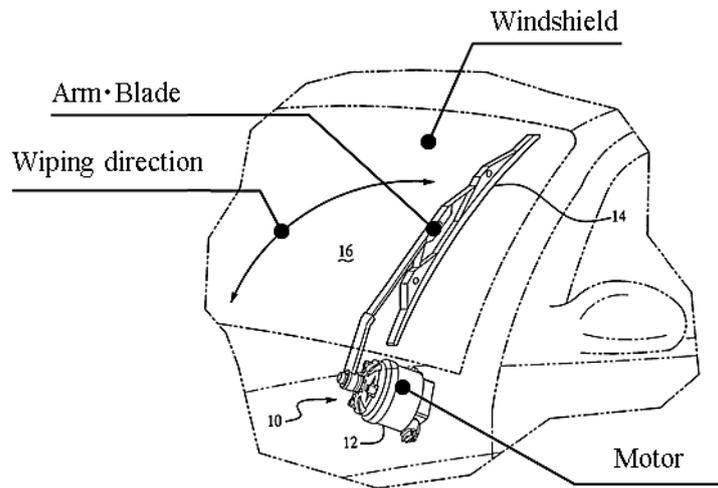


Fig. 1-4 Structure of controlled wiper system⁽¹⁰⁾

1.2 ワイパの振動抑制

1.2.1 ワイパのびびり振動

ガラスとラバー間の摩擦は図 1-5 の通り速度に依存して変化する特性であり，びびり振動は摩擦の変化が負の勾配となる領域で生じる自励振動である⁽⁵⁾⁻⁽⁸⁾。

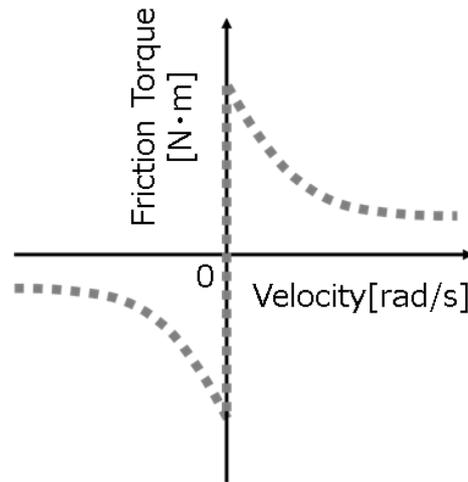


Fig. 1-5 Characteristic of friction between rubber and windshield

びびり振動の周波数はワイパシステムの動特性から定まり一定であることが知られている⁽⁸⁾。振幅は発生から徐々に大きくなるスティックスリップ現象の一種である。ガラス面からラバーが浮いて、着地する動作を繰り返すようになるため，図 1-6 に示す拭き残しや，着地時に発生する騒音に繋がり，視界不良や，運転意識の阻害といった問題を引き起こす。

← : ワイパとガラスが接触する場所

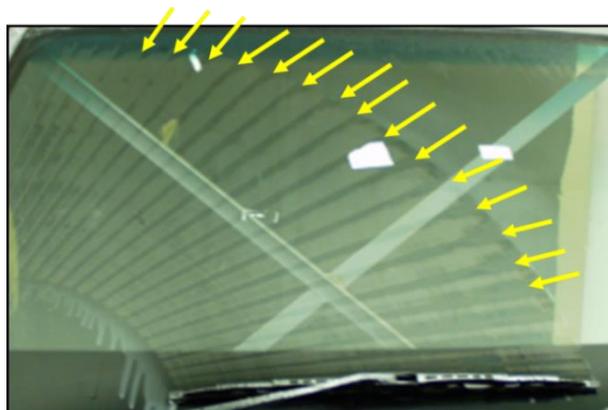


Fig. 1-6 Vibration makes caused by stick-slip motion

図 1-6 の矢印はスティックスリップ現象により浮いたラバーがガラスに接地した箇所であり、矢印間が拭き残しとなる。さらに、ラバーが接地した時の衝撃により車内に大きな音が伝わる。その結果、拭き残しによる視界不良や、騒音により運転意識が散漫となる等の大きな問題に繋がる。

1.2.2 振動抑制制御に関する先行研究

ワイパにおけるびびり振動の発生メカニズムは先行研究⁽⁵⁾⁻⁽⁸⁾により、図 1-5 の特性を示すガラスとラバー間の摩擦変動による自励振動であることが示されている。他にも、ワイパのラバー等各部品の構造を詳細に解析し現象を解明している研究⁽¹³⁾⁻⁽¹⁵⁾もある。さらに、びびり振動の低減において、ガラス面の法線方向に振動を加えて振動の発生を抑える方法⁽¹⁶⁾や、回転ダンパを追加する方法が研究⁽¹⁷⁾されてきた。しかし、ガラス面の法線方向に力を発生する装置の設置は、びびりの発生源であるアームが車外に設置されていることから困難であり、回転ダンパによる低速時の挙動悪化による目標位置の未達や、ダンパの劣化による再発といった問題を引き起こす。そのため、アームへの設置が必要な部品を使用しない方法として、振動の状態量を推定し制御する方法が必要である。

振動抑制制御のためにはワイパの動特性モデルが必要となる。動特性モデルの先行研究の多くは、現象解明のための部分的なモデルや⁽¹⁸⁾、有限要素法等による解析用のモデルであるため⁽¹⁸⁾⁻⁽¹⁹⁾、制御系設計への適用は困難である。一方、制御理論を適用するための動特性モデルの研究として文献⁽²⁰⁾⁻⁽²²⁾があるが、これらもブレードとラバーなどの一部分のモデル化であり、制御入力となるモータ等を考慮していない点で十分でない。

次にびびり振動を低減するための推定及び制御技術に関する先行研究に関して述べる。びびり振動を低減する制御法として、駆動モータの電流を観測値とした extended time delay feed-back 制御を用いる方法⁽²³⁾、ブラックボックスモデル構築し input shaping を用いる方法⁽²⁴⁾があるが、アクチュエータであるモータに着目した制御であり、自励振動の低減への適用は難しい。

ワイパ以外の制御で振動を低減している先行研究に関して述べる。目標動作などの動かし方を変える方法に着目すると、制御対象の共振の励起を避けることに基づくもの⁽²⁵⁾や、振動発生時に制御対象の運動速度を低下するもの⁽²⁶⁾、問題の周波数より高い周波数を入力に重畳するもの⁽²⁷⁾、予測した振動の周波数を入力に重畳するもの⁽²⁸⁾がある。しかし、ワイパにおいて、速度を低下させる方法や、高周波の重畳は、往復運動中の速度変動に繋がるため動作が不自然となり運転者の注意意識の低下に繋がること、騒音や電磁波(Electromagnetic Interference)の原因となるおそれがある。さらに、共振の励起を避ける方法は、目標動作が共振を励起する周波数成分を持つ場合に有効であるが、びびり振動は自励振動であり、目標動作が持つ周波数成分とは無関係に振動が発生してしまう。そのため、上述の通り、振動の情報をフィードバックして制御する必要があると判断する。振動の状態をフィードバックし制御する方法として、観測値に時間遅れ要素を乗じて入力にフィードバックする方法⁽²⁹⁾や、

質量・粘性・弾性からなるモデルを構築し極配置法で求めたゲインによる状態フィードバック制御(以下, 状態FB)を使用する方法⁽³⁰⁾⁻⁽³²⁾, 線形カルマンフィルタ(以下, KF)の推定値を最適レギュレータとして状態FBする方法⁽³³⁾, H^∞ 制御やスライディングモード制御により動特性の変化に対してもロバストに制振する方法⁽³⁴⁾⁻⁽³⁷⁾, 質量と弾性からなる, 2または3慣性体モデルのねじれ角を推定し, 状態FBとねじれ角補償により振動を抑える方法⁽³⁸⁾⁻⁽⁴⁰⁾, 動特性モデルの逆モデルにより推定した外乱をフィードバックし, プロパー化のためのフィルタにより安定化し制御する方法⁽⁴¹⁾, 動特性を表す伝達関数が指定した減衰率となるように設計したゲインで状態FBする方法⁽⁴²⁾, 振動の情報をフィードバックする方式⁽⁴³⁾, エンジンの振動を推定し状態FBで抑制する方法⁽⁴⁴⁾, 極配置法による振動抑制の設計を線形行列不等式により安定性を向上させる方法⁽⁴⁵⁾がある. これらの方法は,

- ・極配置法にて, 制御対象の振動に関する極を実軸上に配置しており, 安定性の低下につながる状態フィードバックゲイン(以下, SFゲイン)の増大化が考慮されていない.
- ・振動抑制に加えて必要となるワイパの往復運動のサーボ性について考慮されていない.
- ・自励振動ではなく, 共振を励起する際に生じる振動が対象である.
- ・振動抑制とサーボ制御にアクチュエータを要するが, ワイパにおけるアクチュエータはモータ1つのみであるが, これを考慮していない.
- ・振動の計測にセンサが必要となるが, 上述の通りワイバアームへのセンサの設置は困難であり, 推定器について考慮していない.

等の理由からワイパの制御としては適さないと考える.

最後に, 推定に関して, モータの振動抑制に用いる状態推定を最適制御により設計する方法⁽⁴⁶⁾, 指数関数で表した摩擦を有する質量・粘性・弾性からなる1慣性体モデルをKFで推定する方法⁽⁴⁷⁾や, ストライベック特性の摩擦を有するシステムに対し拡張カルマンフィルタ(以下, EKF)を適用した方法⁽⁴⁸⁾, クレーンの荷物の位置と速度をEKFで推定する方法⁽⁴⁹⁾がある. これらの方法は

- ・シミュレーション上での検証であり, ノイズの影響や摩擦の符号が切り替わる点への言及がなされていない.
- ・不連続性を有さないシステムが対象であったり, 符号関数を用いて不連続性や線形化のための偏微分の計算値の増大への言及がなされていないなど, 動作方向反転時に不連続となる摩擦特性を有するワイパへの適用は難しい.

等の理由から, 制御と同様にワイパのびびり振動の推定には適さないと考える.

1.2.3 振動抑制制御に関する本研究の目的と課題

前節の先行研究によりびびり振動は自励振動であり, 発生タイミングの予測は困難なため振動を観測しフィードバックする必要がある. しかし, 振動の発生源であるアーム先端へのセンサの設置は信頼性やコストの観点から困難である. さらに, ワイパの基本動作である往復運動に対し, 動作途中の急峻な加減速も許容されない. したがって, びびり振動を低減

する制御には、現状のワイパが有するセンサの情報と動特性モデルを用いて振動の情報を推定し、推定した情報によるフィードバック制御とすることで、びびり振動と往復運動のためのサーボ性を両立する制御法を提案する。

上記の制御において、前節の先行研究の調査結果を踏まえ、次の3点が課題となる。

課題1：推定器と制御器を設計するための動特性モデルの構築

課題2：不連続な非線形摩擦特性を有するシステムに適用可能な推定器の設計

課題3：制御器ゲインの増大による安定性の低下を回避しつつ、振動の低減と、ワイパの往復運動のためのサーボ性を両立する制御の設計

本研究では、上述の課題に対する解決策を提案する。

課題1に対しては、ワイパシステムを3つの慣性体の質量・粘性・弾性からなるモデルとし、推定に使用するモデルは、図1-5に示す摩擦特性を有した動特性モデルを用いる。一方、制御設計用モデルは線形理論を適用するため、摩擦を弾性体の負荷として表現した線形の動特性モデルを用いる。

課題2に対して、ワイパ動作の反転動作時に不連続となる摩擦特性を、速度に依存して変化する項と、速度に依存しない項に分離する。依存する項はモデルの動特性として表現し、速度に依存しない項は外生入力として扱うことで、微分が可能となることから、EKFによる推定器を設計する。

課題3に関しては、モード解析により線形の動特性モデルが1次モードと2次モード及び剛体モードで構成されていることを捉え、びびり振動の原因となる1次モードと、サーボ性を阻害する収束の遅い剛体モードのみを操作する制御系設計を行うことで制御器ゲインの増大を抑え、びびり振動の低減とサーボ性を両立する制御器を得る。

なお、本研究では動特性モデルや推定の精度、及び、制御の効果について、シミュレーションと実験による評価にて有効性を確認する。さらに、制御の効果は、ワイパの制御で一般的に用いられることが多いPI制御系との比較により示す。

1.3 ワイパの最適動作生成

1.3.1 ワイパのオーバーラン

ワイパはガラス面上を往復運動しており、アーム・ブレードは所定の位置で停止し、進行方向を変え、動き出す動作を繰り返す。反転位置は図 1-7 のようにピラー側と、ボディ側の 2 か所にあり、各々を上反転位置と下反転位置と称する。これは、アーム・ブレードとリンクの設計から決定される払拭範囲の端面である。

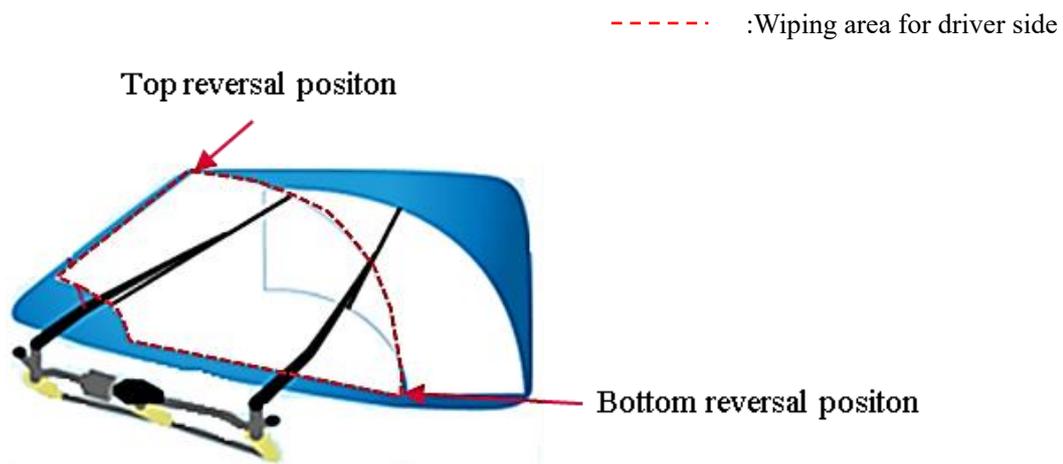


Fig. 1-7 Wiping area decided by vehicle design⁽²⁾

反転位置は、車両設計からの要求と法規⁽²⁾を反映したワイパの設計により決定される。しかし、実際の反転位置は設計で定めた場所とならず、アーム・ブレードの慣性、水の有無、撥水剤の付着状態により、行き過ぎや未達といった、所定の位置以外で反転する現象が発生する。行き過ぎの場合は、ピラーへの衝突による騒音の発生や、最悪の場合には破損となる。さらに、未達の場合は法規⁽²⁾で定められた払拭範囲を満たせなくなるといった大きな問題に繋がる。なお、本研究では行き過ぎと未達共にオーバーランと称する。

1.3.2 オーバーラン低減に関する先行研究

1.2.2 節で示したとおり、びびり振動に対する解析やモデル化の先行研究のほかにワイパにおけるその他の現象として高速走行時の浮き⁽⁵⁰⁾や、ラバーのガラスに対する圧力分布により払拭性に対する解析⁽³⁾の研究もなされている。一方、オーバーランを解析し、モデルを用いて低減を試みた学術的研究は著者が知る限り過去に存在しない。

ワイパにおけるオーバーランを低減する技術に関しては、追加部品によるリンクの変形抑制や、車速や位置に適したディプレッションアングルの調整により低減する方法⁽⁵¹⁾⁻⁽⁵²⁾、オーバーランの発生直後に、次の動作範囲を補正する方法⁽⁵³⁾⁻⁽⁵⁴⁾、加減速区間を車両で調整

した指令値に対し速度制御により追従させる方法⁽⁵⁵⁾が提案されている。これらの方法は一定の効果を得やすいが、実験的にオーバーランが最小となるようにトライ&エラーを繰り返す方法であり、設計における工数の増加等が課題となり、仕様の変更等への対応が困難である。

次にワイパ以外のオーバーラン低減の先行研究に関して示す。外乱の影響を低減するためオブザーバによる外乱補償を用いる方法⁽⁵⁶⁾、速度と慣性負荷を推定し、学習により停止位置を決める方法⁽⁵⁷⁾、速度や位置といった状態量から停止位置を予測し操作量を補正する方法⁽⁵⁸⁾⁻⁽⁶⁰⁾、モデル予測制御を用いる方法がある⁽⁶¹⁾。これらの方法において、制御の適用には数式モデルが必要となる。しかし、前述の通り、オーバーランの数式モデルは前例がなく、モデルの構築もワイパの動特性に加え、車両の剛性等の要因も加わるため容易ではない。さらに、文献(59)における学習のための試験運転や、文献(58)-(61)のような指令や操作に基づき動作させて必要に応じて制御が介入するといった動作は、ワイパの挙動の悪化に繋がり、運転者の注意がワイパに向いてしまうなどの問題が生じる。さらに、オーバーランの発生を予測するためのアーム・ブレードの速度やガラスの状態を観測するセンサの追加によるコストの増加にも繋がる恐れがある。

1.3.3 オーバーラン低減に関する本研究の目的と課題

オーバーランは反転前に十分に減速することで低減可能なことは感覚的に理解できる。しかし、低減が過ぎると目標位置に未達となり法規を満足できない問題や、先行研究にあるような動作中に制御が介入し動作を急変させるような制御でワイパの挙動が悪化し、運転者の注意がワイパに向いてしまう危険性がある。そこで、本研究ではワイパに最適な目標動作を生成し、不連続な動作を伴わずにオーバーランを低減する方法を提案する。最適な目標動作によるオーバーランの低減の実現には、次の2点の課題がある。

課題1：ワイパの制約を満たし、視覚的な設計を可能とする目標動作の表現方法

課題2：オーバーランの数式モデルを用いずに最適な目標動作を探索する方法

課題1において、ワイパは車両のフロントガラスの形状や法規⁽²⁾から決定する払拭範囲と往復運動の周期を変えることが出来ない。さらに、不連続な動作とならないことが求められる。さらに、設計者が、設計値とオーバーランの関係を視覚的に捉えた設計を可能とするため、目標動作の調整パラメータを2つとすることで、オーバーラン値と合わせた3次元のグラフを描くことが可能となる。以上の条件を踏まえ、本研究では正弦関数をベースとし、2つの調整変数で目標動作を生成可能な数式を確立する。

課題2においては、応答曲面法を用いた探索方法を提案する。応答曲面は少ない測定データを基に、システムの最適解を導出するための数学的かつ統計的な手法である。その利点として、設計のための実験回数を減らせる可能性があることと、応答曲面を描くことで、パラメータとオーバーランの関係が視覚的に捉えられることで設計者の活用が容易となることである。

1.4 本論文の構成

第 1 章では、本研究の背景を述べ、制御による振動とオーバーラン低減の先行研究について説明しワイパに適した制御を実現するための課題を明確にした。

第 2 章では、ワイパの動特性モデルと、制御ワイパの唯一のセンサであるギア出力軸の角変位の情報から、不連続で非線形な摩擦特性を持つワイパの状態を推定する。摩擦特性の関数を平滑化し微分可能とすることで適用可能となった EKF を設計し、シミュレーションと実験により推定精度の評価を行う。

第 3 章では、びびり振動の低減と、ワイパの往復動作のためのサーボ性を両立する制御器を設計する。SF ゲインの増大化を防ぐため、モード解析により制御が必要な振動となるモードと、サーボ性を阻害する収束の遅いモードのみを抽出し極配置法により設計する。さらにサーボ性を向上させるため、一般的な出力偏差系の状態 FB から、状態偏差系とし、シミュレーションと実験により制御性能を評価する。

第 4 章では、オーバーラン低減のための目標動作を 2 つの変数で表現する方法を示し、シミュレーション及び、実験で得たオーバーランの観測値から、オーバーランが最小となる変数の組み合わせを応答曲面法により探索する。シミュレーションにより応答曲面法の作成に最低限必要な実験回数を求め、実験により有効性を検証する。

第2章 ワイパの動特性モデルと

非線形摩擦を含む状態の推定

自励振動であるびびり振動はラバーとガラス間の摩擦変動により発生し、その発生タイミングは予測が難しいことから、フィードフォワード制御での低減は困難である。そこでフィードバック制御を適用するため、振動の情報を観測する必要がある。しかし、振動発生源であるアームは車外に設置された部品であるため、信頼性やコストの観点からセンサの設置は現実的に不可能である。そのため、ワイパで観測可能なギア出力軸の角変位(以下、ギア角変位)と動特性モデルによる推定が必須となる。

そこで、アーム先端で発生するびびり振動を推定するため、ワイパの非線形動特性モデルを構築する。さらに、ワイパの往復運動のためのサーボ性と、振動抑制を両立する制御は線形理論に基づき設計するため、線形動特性モデルを構築する。

一般的な推定器として、線形であれば、状態推定オブザーバ(以下、オブザーバ)とKF、非線形であれば、EKF⁽⁶²⁾、無香料カルマンフィルタが挙げられる⁽⁶³⁾。本研究では、オブザーバ、KF、およびEKFによる推定器を設計した。特に、EKFにおいて、不連続な非線形摩擦特性を速度に依存する項と、依存しない項に分離することでモデルにおいて不連続性を排除し、かつ線形化のための偏微分による計算値増大の問題を回避しびびり振動を含む状態の高精度な推定が可能となった。本章では非線形と線形の動特性モデルの構築、各推定器の設計、シミュレーション及び、実験による推定の性能評価の結果を示す。

2.1 非線形動特性モデル

2.1.1 非線形動特性モデルの構成

ワイパの動特性を、図 2-1 に示すモータ、ギア、アーム・ブレードの3つの慣性体で表現し式(2-1)~(2-5)の電圧方程式及び、運動方程式を得る。なお、記号の説明を表 2-1 に示す。

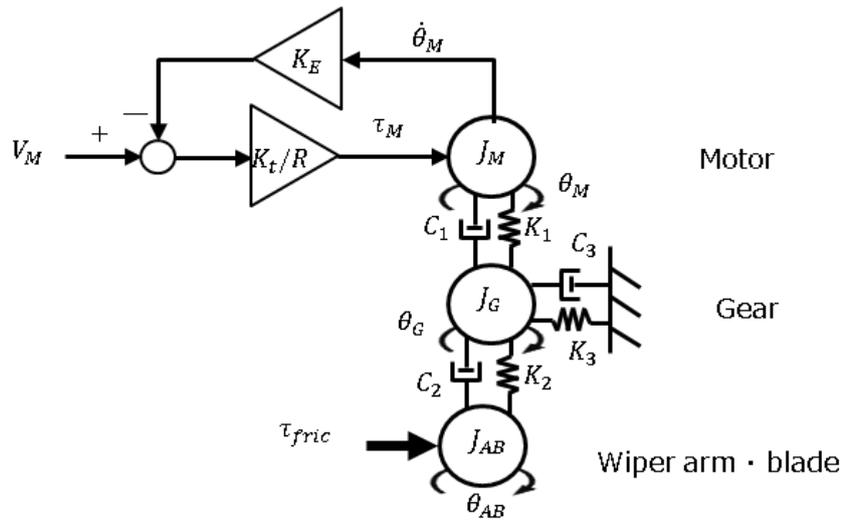


Fig. 2-1 Nonlinear dynamics model of wiper system

Table 2-1 Notations

Symbol	Definition	Unit
V_M	Input voltage for motor	V
τ_M	Torque generated by motor	N · m
θ_i ($i=M,G,AB$)	Angle of each inertial body	rad
$\dot{\theta}_i$ ($i=M,G,AB$)	Angular velocity of each inertial body	rad/s
R	Resistance of winding	Ω
K_e	Constant of back electromotive force	V · s/rad
K_t	Constant of torque	N · m/A
J_i ($i=M,G,AB$)	Inertia of each inertial body	Kg · m
C_n ($n=1,2,3$)	Viscosity between inertial bodies or inertial body and ground	N · m · s/rad
K_n ($n=1,2,3$)	Stiffness of between inertial bodies or inertial body and ground	N · m/rad

$$V_M = Ri + K_e \dot{\theta}_M \quad (2-1)$$

$$\tau_M = K_t i \quad (2-2)$$

$$\tau_M = J_M \ddot{\theta}_M + C_1(\dot{\theta}_M - \dot{\theta}_G) + K_1(\theta_M - \theta_G) \quad (2-3)$$

$$\begin{aligned} & C_1(\dot{\theta}_M - \dot{\theta}_G) + K_1(\theta_M - \theta_G) \\ & = J_G \ddot{\theta}_G + C_2(\dot{\theta}_G - \dot{\theta}_{AB}) + K_2(\theta_G - \theta_{AB}) + C_3 \dot{\theta}_G + K_3 \theta_G \end{aligned} \quad (2-4)$$

$$C_2(\dot{\theta}_G - \dot{\theta}_{AB}) + K_2(\theta_G - \theta_{AB}) = J_{AB} \ddot{\theta}_{AB} + \tau_{fric}(\dot{\theta}_{AB}) \quad (2-5)$$

ここで、 $\tau_{fric}(\dot{\theta}_{AB})$ はラバーとガラス間の摩擦力を表す。摩擦力 $|\dot{\theta}_{AB}| \geq \varepsilon$ [rad/s]の動作状態と、 $|\dot{\theta}_{AB}| < \varepsilon$ [rad/s]の停止状態に分けられ、動作中は式(2-6)となる。なお、 ε は動作状態と停止状態を判別する速度であり、微小な正数である。

$$\tau_{fric}(\dot{\theta}_{AB}) = \text{sgn}(\dot{\theta}_{AB})\{a_3 \exp(-a_2|\dot{\theta}_{AB}|) + a_1|\dot{\theta}_{AB}| + a_0\} \quad (2-6)$$

ここで、 sgn は符号を表す関数で、 a_0 、 a_1 、 a_2 、 a_3 は摩擦特性を表すパラメータである。ワイパの進行方向により作用する方向が変わるため、符号関数を用いる。

停止状態では $\dot{\theta}_{AB} = 0$ となるが、この時、式(2-5)の左辺で表されるモータ側からの力が最大静止摩擦力 τ_{fric_MAX} 未満の時は、これと釣り合うように摩擦力が働き、以下で与えられる。すなわち、

$$|K_2(\theta_G - \theta_{AB})| < \tau_{fric_max} \text{ のとき} \\ \tau_{fric} = -K_2(\theta_G - \theta_{AB}) \quad (2-7)$$

それ以外のときは、

$$\tau_{fric} = \tau_{fric_max}$$

となる。

2.1.2 実験装置

図 2-2 の模擬装置を用いて提案法の実験検証を行った。一般的なワイパの制御系設計法の提案を目的とするため、重力やガラス面の曲率、リンク機構特性などの個々のワイパ固有の条件を排除する構成とした。ガラスは平板として地面に水平に設置し、構成部品はモータ、ギア、ガラスと接触するラバー及び、ラバーを支えるアーム・ブレードのみとした。さらに、びびり振動が再現し易い環境とするため、ガラス面には市販の撥水剤を塗布している。なお、ギア角変位はギア内蔵のホール式エンコーダ(4096 パルス/回転)により計測し、マイコンとインバータを搭載した駆動用回路で制御を行う。

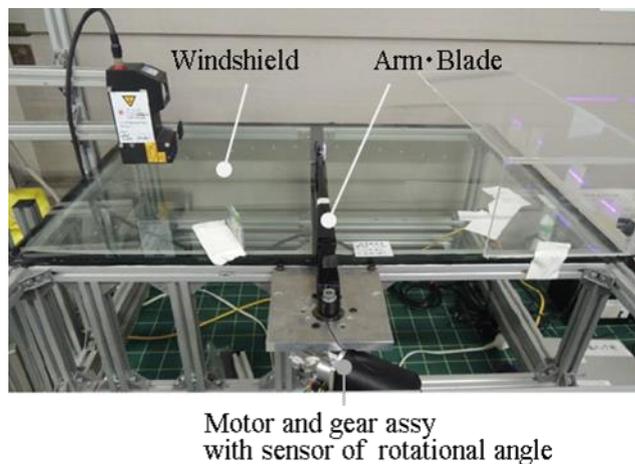


Fig. 2-2 Wiper system for experiment

図 2-3 に示す構成で、低減対象となるびびり振動を測定する。ギア内蔵センサで計測したギア角変位をフィードバックした PI 制御系で往復運動を行い、圧電式振動ピックアップでアーム先端の角加速度を測定する。

ここで、 θ_{tgt} は、ワイパの目標軌道、 θ_G は内蔵の角度センサで計測したギア角変位、 \ddot{x}_{AB} はアーム先端に取り付けた圧電式振動ピックアップによる計測値で、円弧状となるアームの動作の軌跡の接線方向の加速度、 l_A はアームの長さ、Plant は図 2-2 の実験装置である。

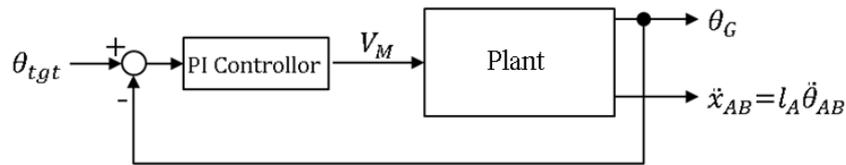


Fig. 2-3 Structure of PI control

$\theta_{tgt}(t) = 15 \sin(\pi t)$ [deg]として動作させた時の結果を図2-4に示す。

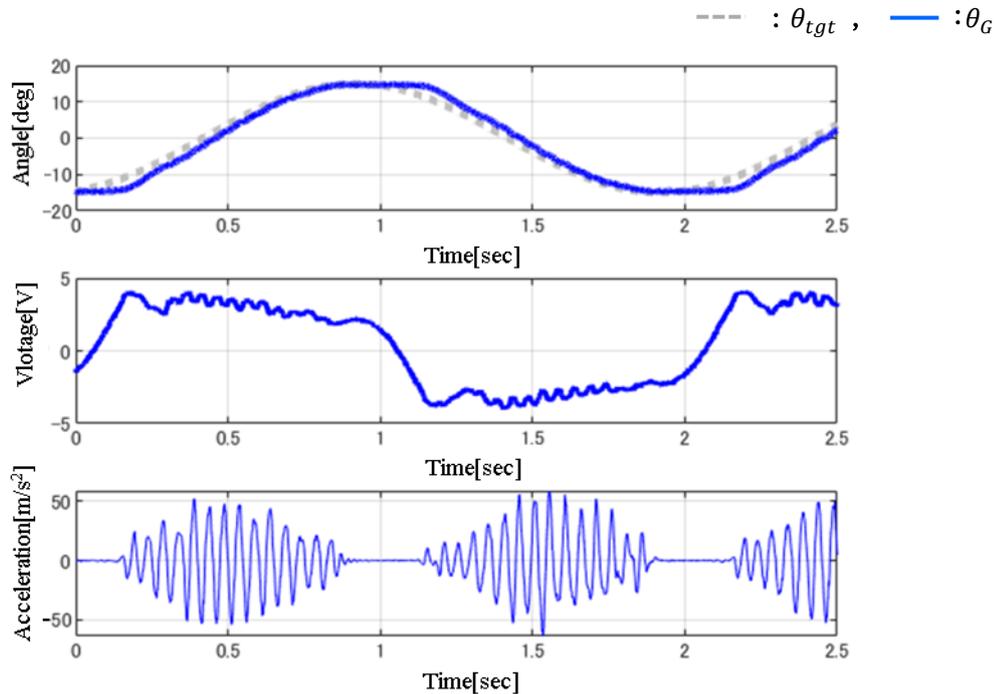


Fig. 2-4 Experiment results by PI control

Top : Rotational angle of gear output shaft

Middle: Voltage for motor input

Bottom: Acceleration of tip of arm

図2-4は30degの範囲を2.0secの周期で往復しており、市販のワイパに対し低速としている。その理由は、びびり振動が図1-4に示す摩擦特性が負勾配となる混合潤滑領域で起こるためである。混合潤滑領域は動き始めから低速の期間である。そのため、本研究では、びびり振動の再現性を高めるため、発生し易い低速での動作とした。図2-4の上段は、 θ_{tgt} と θ_G であり、制御のサーボ性を表す。1.1secの立ち上がり時に静止摩擦を超えて動き出すまでの遅れがあるが、全般的に良好な追従性を示している。中段はPI制御器の出力で、モータ印可電圧となる。ここで、振幅が小さいが約21Hzの成分が確認できる。これは、先端からの振動が伝わり、モータが振動して生じた逆起電力の影響である。下段はアーム先端角速度

\ddot{x}_{AB} で振動の発生が確認できる。さらに、アーム先端加速度 \ddot{x}_{AB} の FFT 波形を図 2-5 に示す。

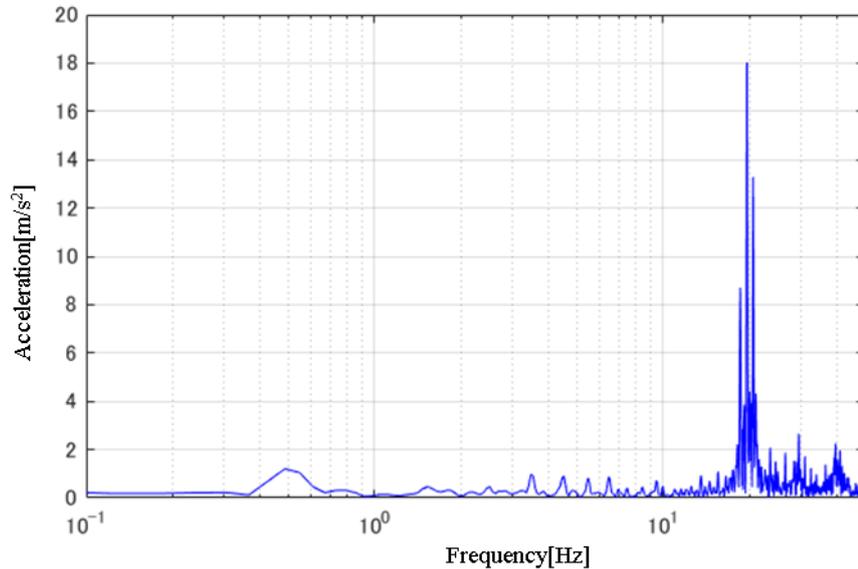


Fig. 2-5 FFT result of acceleration of arm tip

図 2-4 の下段と図 2-5 から約 21Hz の振動が確認できる。30Hz や 40Hz にもピークがあるが、21Hz に対し非常に小さいことから、視界不良や騒音発生の要因にならないと判断し、制御による抑制の対象外とする。以上より、本研究で実験に使用するワイパのびびり振動の周波数は 21Hz とした。

2.1.3 非線形動特性モデルのパラメータの決定

ワイパの動特性を表すための表 1 に示すパラメータと、非線形摩擦特性を表す式(2-6)の a_0 , a_1 , a_2 , a_3 を実験的に同定する。アーム先端に掛かる負荷を摩擦力とし、停止状態から、速度を変化させ摩擦特性を同定する。なお、一連の手順は先行研究で確立している手法⁽⁸⁾を用いる。

表 2-1 に示す動特性パラメータも、実験的に同定する。開ループ特性での同定では、M 系列や正弦スイープといった同定信号⁽⁶⁴⁾でワイパを動作させた場合、重力や、モータとギアの特性の左右差等により、初期位置から移動してガラス範囲内から外れてしまい、データ取得が困難な場合がある。また、左右差を考慮したオフセット信号を入力する方法があるが、適切な信号の選択が困難である。以上の問題点から、閉ループ同定を用いるが、同定結果に制御器の特性が含まれる問題があり、この影響を、最小限とする方法である 2 段階法⁽⁶⁵⁾を使用するため、図 2-6 に示す構成を用いて同定した。

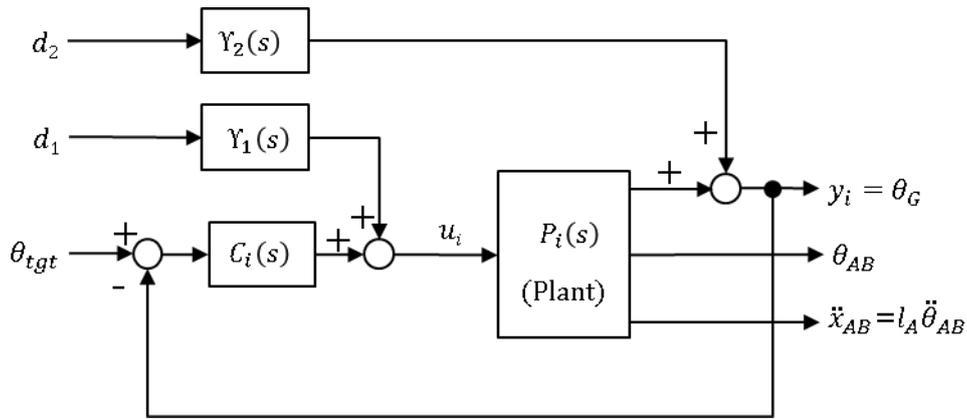


Fig. 2-6 Diagram for identification⁽⁶⁵⁾

ここで、 s はラプラス演算子、 u_i は Plant への制御入力、 d_1 と d_2 は同定のための付加信号、 y_i は観測信号、 $P_i(s)$ は Plant の伝達関数、 $C_i(s)$ は制御器の伝達関数、 $Y_1(s)$ と $Y_2(s)$ は d_1 と d_2 に動特性を持たせる伝達関数である。なお、本研究では付与信号は d_1 のみとし、 $d_2=0$ とした。

図 2-6 の u_i は式(2-8)の伝達関数で表される。

$$u_i = H_{us}(s)d_1 = \frac{Y_1(s)}{1 + C_i(s)P_i(s)} d_1 \quad (2-8)$$

2 段階法の step1 として、 d_1 に同定用信号を入力し、 $H_{us}(s)$ を同定する。次に step2 として、 $H_{us}(s)d_1$ を入力、 y_i を出力とした開ループとみなすことで、 $P_i(s)$ が同定できる。

同定実験において、 $\theta_{tgt} = 0\text{deg}$ 、 d_1 は振幅 1.0V で、周波数が図 2-7 の通り、初期値である 0.1 Hz から 50Hz まで、50sec まで一定の傾きで増加する正弦スイープ信号、 $C_i(s)$ は一般的な PI 制御、 $Y_1(s) = 1$ とした。

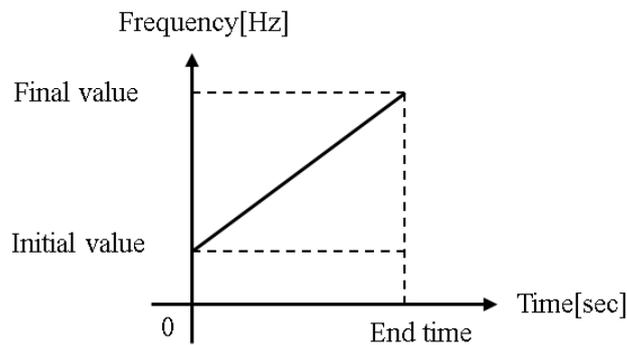


Fig. 2-7 Variation of frequency for time

ギア角変位 θ_G 、アーム先端角度の角変位 θ_B 、アーム先端の加速度 \ddot{x}_{AB} を計測し、ギア角速度 $\dot{\theta}_G$ とアーム先端角速度 $\dot{\theta}_B$ は式(2-9)より算出した。

$$\dot{\theta}(m) = \frac{\theta(m + \varphi) - \theta(m - \varphi)}{2\varphi\Delta t} \quad (2-9)$$

ここで、 m はサンプリング時点で、 φ は差分の間隔である。なお、式(2-8)では遅れを無くすために中央差分を用いている。時点 m に対し未来のデータを用いるため、オフラインにて処理する。

θ_G , θ_{AB} , $\dot{\theta}_G$, $\dot{\theta}_B$, \dot{x}_{AB} の5つの状態量を用いて、式(2-1)-式(2-5)の動特性モデルの出力と実験データが一致するようにパラメータを決定する。

2.1.4 非線形動特性モデルの同定結果

同定のためのデータの測定は文献(8)の方法を用いる。図 2-8 に示す円形の板ガラスの上にアーム・ブレードを設置させ、サーボモータによりガラスを一定速度で回転させた時にアームに掛かる荷重をひずみゲージにより測定し、摩擦力に換算する。速度を装置が動作可能な最低速度から徐々に上げていき、図 2-9 に示すように速度、摩擦力の関係をプロットする。なお、アーム・ブレードは土台に固定された支柱に設置する。次に、測定データと一致するように式(2-6)におけるパラメータ、 a_0 , a_1 , a_2 , a_3 を調整し近似曲線を得る。なお、縦軸は摩擦力、横軸はアーム先端角速度で、共に計測上の最大値で正規化している。

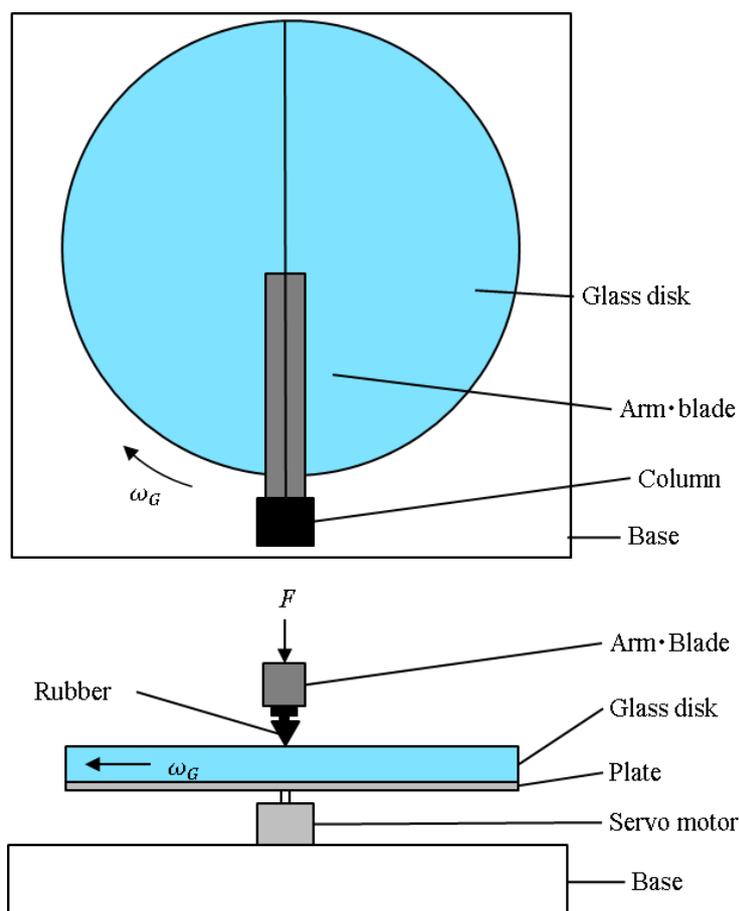


Fig. 2-8 Experimental apparatus for measuring friction⁽⁸⁾

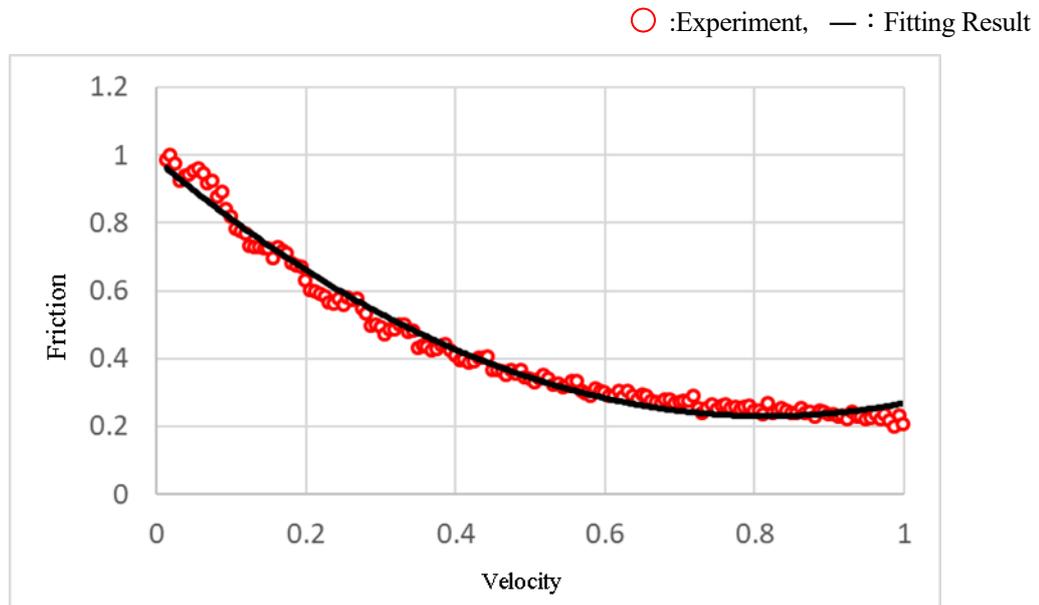


Fig. 2-9 Velocity-friction curve

次に式(2-1)-(2-5)の動特性モデルのパラメータを同定する。図 2-10 に 0-4.0sec(0.1-4.0Hz 相当)での実験データと、同定によりパラメータ値を決定したモデルの出力との比較を示す。なお、図 2-7 の関係により時間軸は励起周波数に一致している。また、アーム先端加速度の計測を圧電式振動ピックアップで行っていることから、モデルのアーム先端加角速度を式(2-10)により加速度に換算する。

$$\dot{x} = l_A \ddot{\theta} \quad (2-10)$$

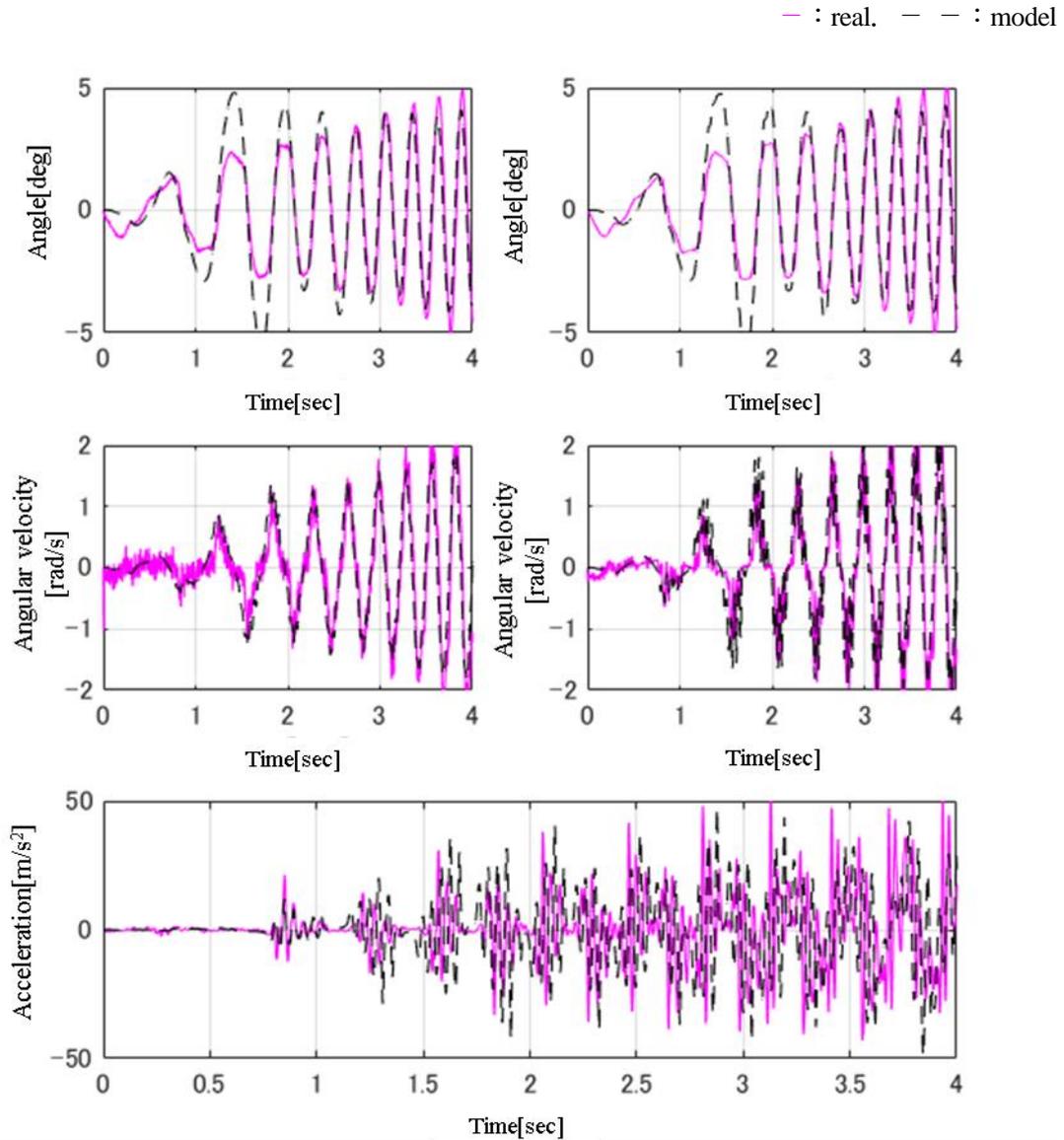


Fig. 2-10 Comparison results between experiment and identified model at 0~4sec

Upper left : Angle of gear, Upper right : Angle of tip of arm

Middle left : Angular velocity of gear, Middle right : Angular velocity of tip of arm,

Bottom : Acceleration of tip of arm

ここで、図 2-7 の関係により時間軸は励起周波数に一致している。図 2-10 において、ギア角変位、角速度及び、アーム先端の角度、角速度の位相は一致している。一方、0-2.0sec(0.1-2.0Hz 相当)において振幅の乖離がある。摩擦特性は前述のとおり、動特性とは別の装置で測定しているため、撥水剤の状態や、水の量により摩擦特性の差により乖離が生じたと考えられる。しかし、位相は一致していることから、びびり振動推定への影響は小さいと判断する。

次に、21.5-21.7sec(21.5-21.7Hz 相当)における比較結果を図 2-11 に示す。

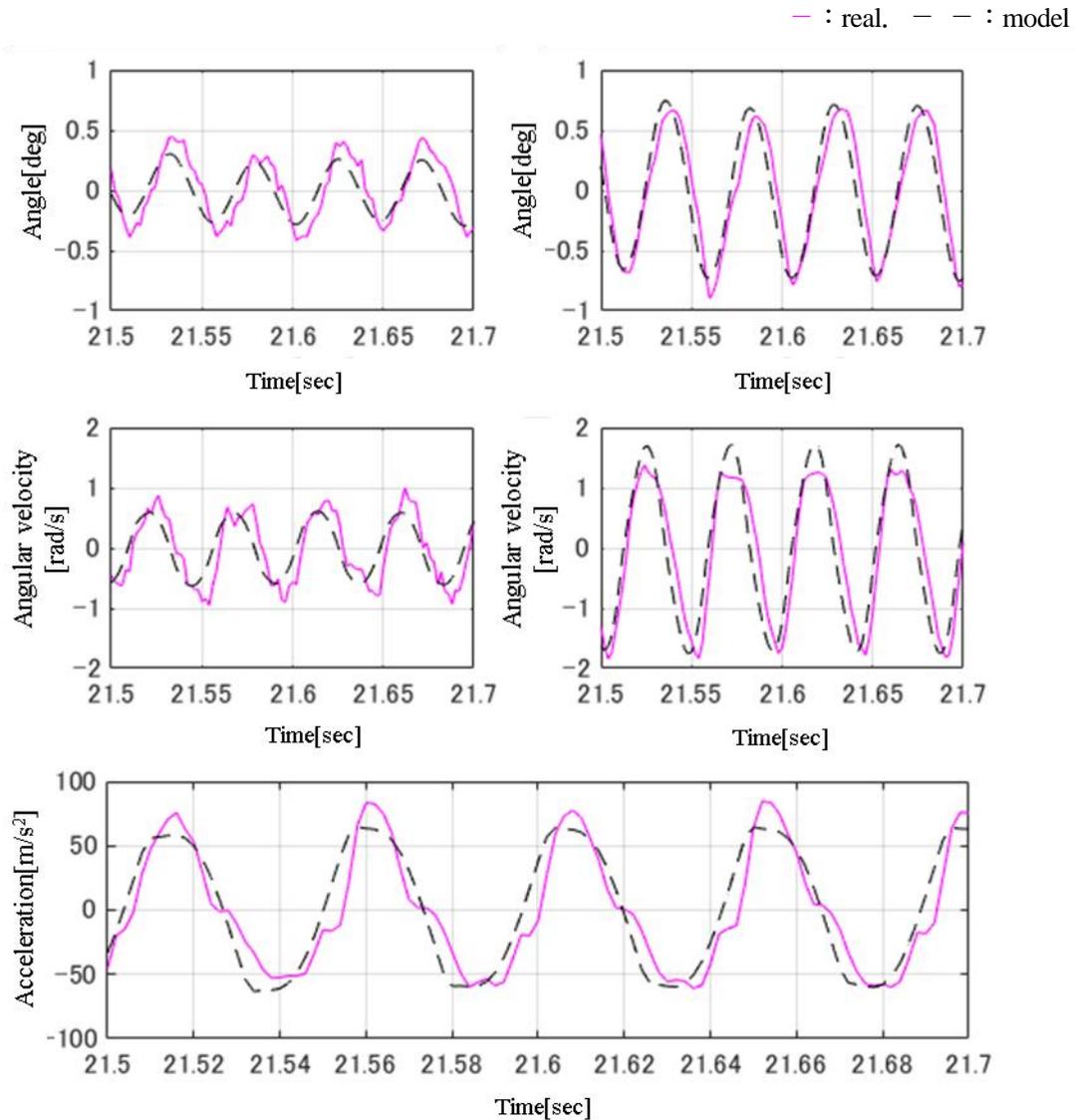


Fig. 2-11 Comparison results between experimental and identified model at 21.50~21.70sec

Upper left : Angle of gear, Upper right : Angle of tip of arm

Middle left : Angular velocity of gear, Middle right : Angular velocity of tip of arm,

Bottom : Acceleration of tip of arm

びびり振動の周波数となる 21Hz 付近において、振幅及び位相が一致していることから、ワイパの動特性を再現していることが確認できる。

さらに、同定用の実験データとモデルの出力におけるアーム先端加速度の FFT 波形の比較を図 2-12 に示す。

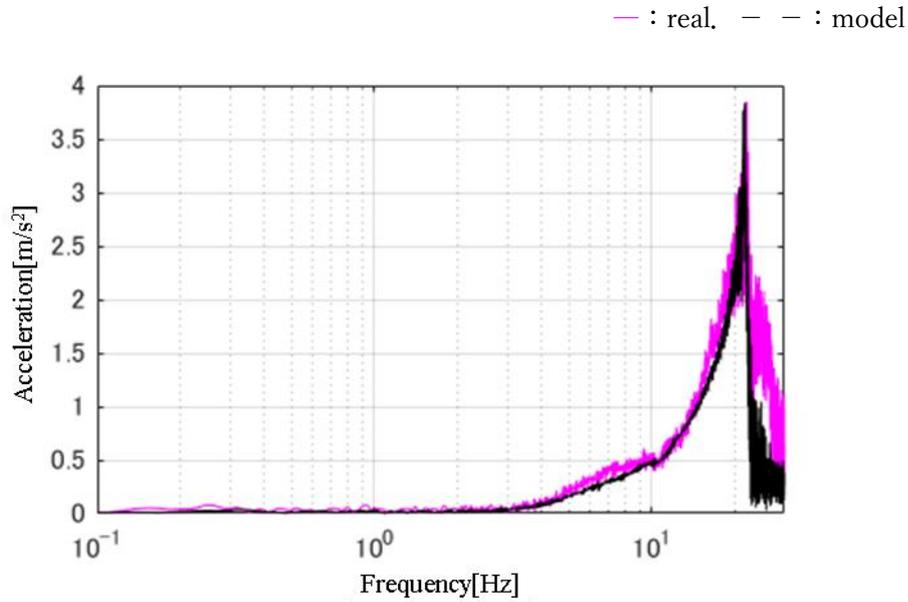


Fig. 2-12 FFT results of acceleration of arm tip

図 2-12 より 0.1-30Hz で 21Hz 以外の共振を持たないことが確認でき、図 2-9 – 図 2-11 に示す結果と合わせて、装置の動特性を表現できていると判断する。

次に、図 2-6 に示す制御系の構成において、 $\theta_{tgt} = 15\sin(\pi t)$ [deg]、 $d_1 = d_2 = 0V$ の時に発生するびびり振動の波形を式(2-1)-式(2-7)の動特性モデルを用いたシミュレーション結果と比較する。

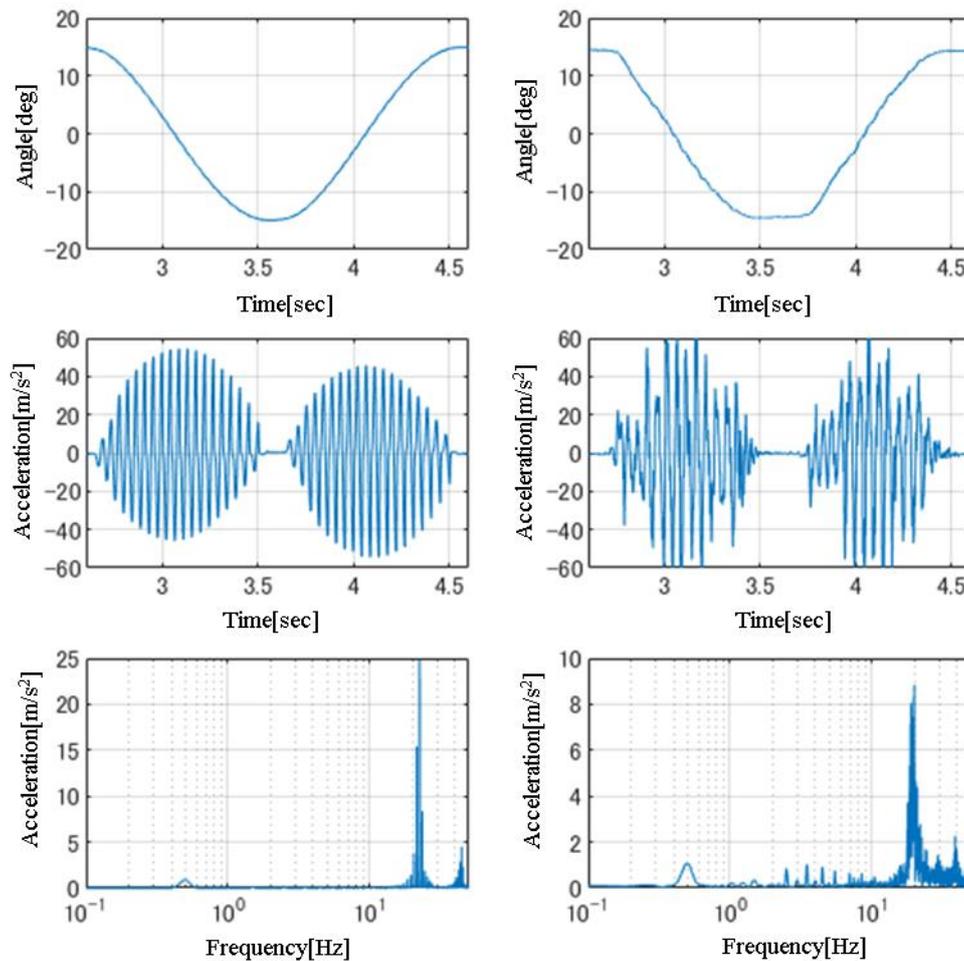


Fig. 2-13 Comparison results between experiment and simulation

Left: Simulation, Right: Experiment,

Top: Gear Angle, Middle: Acceleration of arm tip, Bottom: FFT of Acceleration of arm tip

図2-13の中段の通り、実験とシミュレーション共に21Hzの振動が発生しており、ピーク値について片振幅の最大値が実験で49.7m/s²、モデルで44.9m/s²と10.6%の誤差はあるが、同じ現象を生成していると判断できる。さらに、FFTの波形において21Hzにピーク値があることと、他の共振を生じていないことが確認できる。

以上から、動特性の一致と、びびり振動を再現できることから、構築した非線形摩擦を持つ動特性モデルはびびり振動を含めた状態推定用として十分な精度を有していると判断する。

2.2 制御設計用の線形動特性モデル

びびり振動を低減するための制御系設計については、有効性が広く知られている線形の理論に基づいて設計する。線形モデルの動特性は基本的に図 2-1 を用いることとするが、式(2-6)の非線形摩擦を使用できない。そこで、図 2-14 のように粘性と弾性を直列に接続した Maxwell モデルとして摩擦力を表現し⁽⁶⁶⁾制御系設計を行う。非線形性については後述する EKF により対応する。このモデルにより、式(2-11)と式(2-12)を得る。

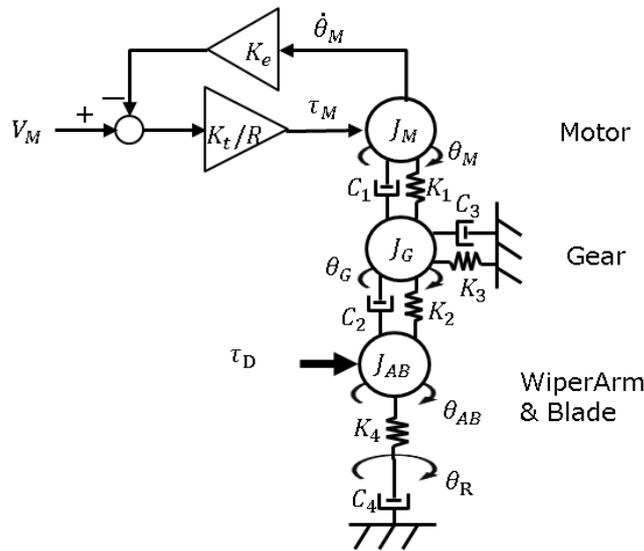


Fig. 2-14 Linear dynamics model of wiper System

$$C_2(\dot{\theta}_G - \dot{\theta}_{AB}) + K_2(\theta_G - \theta_{AB}) = J_{AB}\ddot{\theta}_{AB} + K_4(\theta_{AB} - \theta_R) \quad (2-11)$$

ここで $(\theta_{AB} - \theta_R)$ はアーム・ブレードとラバーの回転偏差、 θ_R はラバーの変形角度を表している。また、ラバーの動特性を式(2-12)とする。

$$C_4\dot{\theta}_R = K_4(\theta_{AB} - \theta_R) \quad (2-12)$$

ここで、 K_4 と C_4 はそれぞれ、アーム・ブレードとラバー間の剛性と粘性摩擦係数である。式(2-1)-(2-4)と式(2-11)-(2-12)で表される線形の動特性モデルの同定において、次に示す点を満たすようにパラメータ値を同定する。

- ①ワイパシステムの動特性を再現する
- ②実用上の周波数帯（今回は 50Hz 以下と定める）で装置と異なる共振を持たない

ここで、同定するパラメータは表 1 と C_4 、 K_4 であり、2.1.3 節と同じ条件の入力信号により測定したデータを使用する。なお、モデルの妥当性は、同定用のデータとモデルのシミュレーション結果との比較で評価することとし、びびり振動の制御に必要なアーム先端の加速度と、払

拭動作のためのサーボ制御に用いるギア角変位が重要であり、これら 2 つの状態量で比較する。なお、アーム先端加速度は、線形モデルの状態量に含まれないため、モデルのアーム先端角速度を式(2-9)と式(2-10)により加速度に変換する。

ギア角変位の応答について～8Hz 付近と共振周波数の 21Hz 付近の結果を各々図 2-15 と図 2-16 に示す。なお、図 2-7 より時間軸は励起周波数に一致する。

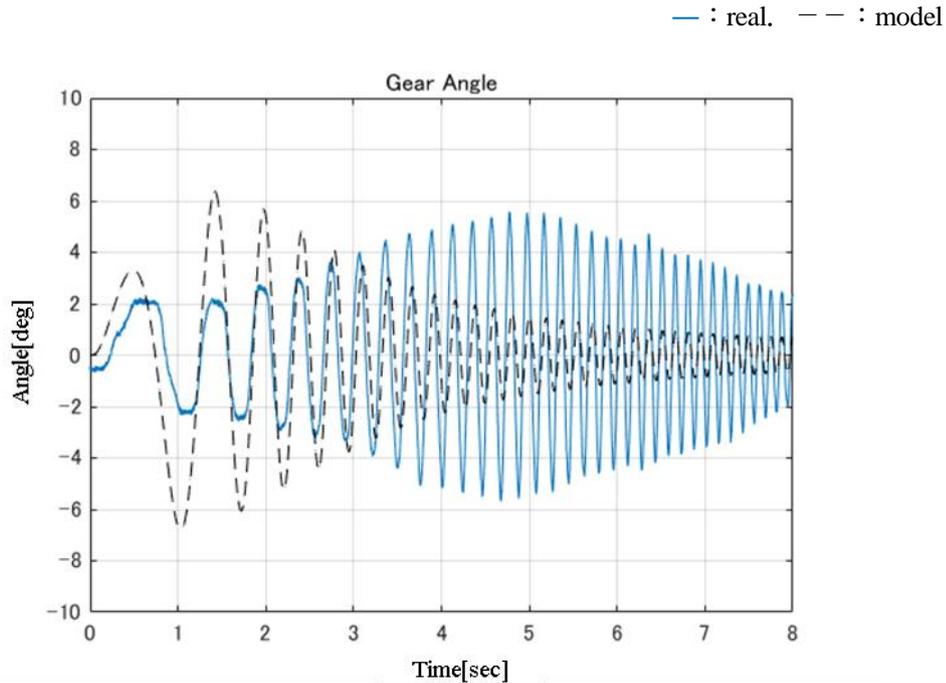


Fig. 2-15 Comparison results between experimental and identified model at 0~4sec

図 2-15 において、0-1sec(0.1-1.0Hz 相当)間は位相においても乖離が生じている。これは、式(2-6)に示す非線形摩擦と式(2-11)-(2-12)の Maxwell モデルの差が原因と考える。Maxwell モデルは速度が 0rad/s に近づくとつれ、ラバーの粘弾性によるトルクが 0 に近くなる。一方、非線形摩擦は速度が 0 に近づくとつれ大きくなる。0-1sec 間は低速で動いており摩擦の差の影響が大きいと考える。

次に 3.0sec(3.0[Hz]相当)以降において、実験では 3.5-4.5sec(3.5-4.5[Hz]相)は増加し、以降は収束するが、モデルの出力は減衰特性のみを示している。実験における振動のピークの周波数は図 2-2 の PI 制御ゲインにより変わる。一方、モデルでは同じ PI 制御との閉ループにおいても共振は生じていない。位相は一致していることから、モデルの乖離はゲイン特性にあり、制御設計で回避可能と判断する。

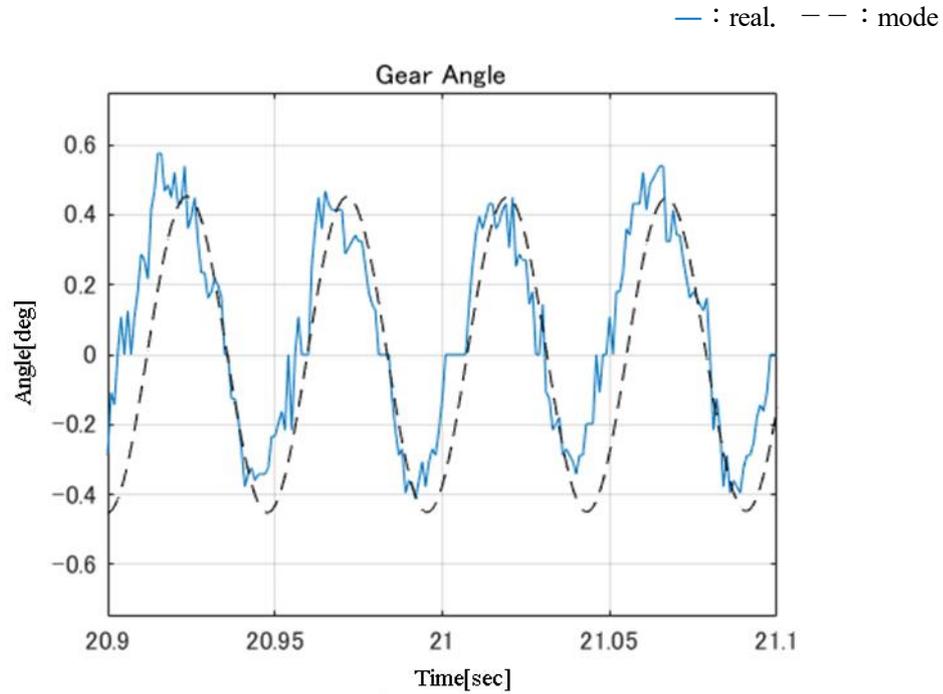


Fig. 2-16 Comparison results between experimental and identified model at 20.9~21.1sec

図 2-16 はびびり振動となる共振点の 21Hz 付近を示している。共振点においては振幅と位相共に一致しており、びびり振動を低減するためのモデルとして十分な特性を有すると判断する。

最後に、びびり振動の周波数(21Hz 付近)以外の共振点がモデルに存在しないか、図 2-16 のアーム先端加速度の FFT 波形で比較する。

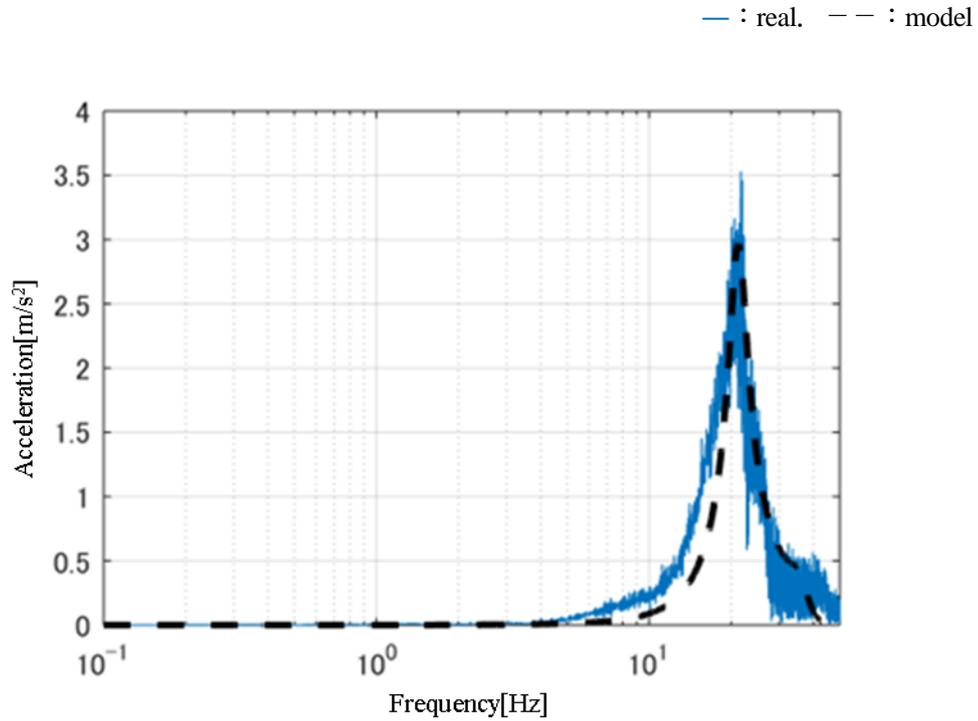


Fig. 2-17 Comparison results between experimental and identified model by FFT

図2-17より、共振点が一致しており、他の共振も生じていないことが確認できる。本モデルの主目的はびびり振動の抑制であり、低周波域で振幅の乖離はあるが、発散がないこと、位相特性が一致していること、共振点付近の精度が高く不要な共振も生じていないことから線形の制御設計用モデルとして十分な精度を持つと判断し、以降の制御系設計には本モデルを使用する。

2.3 状態推定オブザーバ⁽⁶⁷⁾

オブザーバの設計に 2.2 節に示す線形の動特性モデルを用いる。ここで、式(2-1)-式(2-4)及び、式(2-11)、式(2-12)から、式(2-13)の状態方程式を得る。

$$\dot{x} = Ax + Bu \tag{2-13}$$

$$y_e = C_e x$$

ここで、 $x = [\dot{\theta}_M, \theta_M, \dot{\theta}_G, \theta_G, \dot{\theta}_{AB}, \theta_{AB}, \theta_R]^T$, $u = V_M$, $y_e = [\dot{\theta}_G, \theta_G]^T$ である。

次に、オブザーバゲインを L とすると、推定値 \hat{x} の特性は式(2-14)および、図 2-18 となる。

$$\begin{aligned} \dot{\hat{x}} &= A\hat{x} + Bu - L\{C\hat{x} - y_e\} \\ &= (A - LC)\hat{x} + Bu + Ly_e \end{aligned} \tag{2-14}$$

状態量 x と推定値 \hat{x} の偏差 η の微分は式(2-15)となる。

$$\begin{aligned} \dot{\eta} &= \dot{\hat{x}} - \dot{x} \\ &= A\hat{x} + Bu - L\{C\hat{x} - y\} - \{Ax + Bu\} \\ &= (A - LC)(\hat{x} - x) \\ &= (A - LC)\eta \end{aligned} \tag{2-15}$$

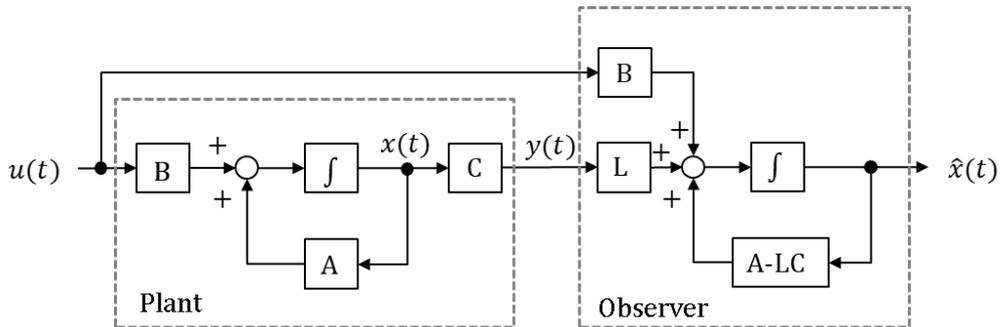


Fig. 2-18 Structure of state estimation observer

式(2-15)よりオブザーバのシステム行列となる $(A - LC)$ が漸近安定な行列ならば式(2-16)が成立し、真値と推定値が一致する。

$$\lim_{t \rightarrow \infty} e(t) = 0 \tag{2-16}$$

式(2-17)の評価関数を最小とするオブザーバゲイン L を得る。

$$J = \frac{1}{2} \int_0^{\infty} (\eta^T \sigma_1 \eta + u^T \sigma_2 u) dt \tag{2-17}$$

ここで σ_1 と σ_2 は各項の重みである。

2.4 線形カルマンフィルタ⁽⁶⁸⁾

KF の特徴の 1 つにノイズ除去性能がある⁽⁶⁸⁾。KF 適用時の動特性モデルはオブザーバと同じく線形の動特性モデルを用いる。KF には式(2-13)の離散系である式(2-18)の状態方程式を用いる。

$$\begin{aligned} x_d(k+1) &= A_d x_d(k) + B_d u_d(k) \\ y_e(k) &= C_e x(k) \end{aligned} \quad (2-18)$$

ここで、 k は時点を表し、 $x_d(k) = [\dot{\theta}_M(k), \theta_M(k), \dot{\theta}_G(k), \theta_G(k), \dot{\theta}_{AB}(k), \theta_{AB}(k), \theta_R(k)]^T$ 、 $u_d(k) = V_M(k)$ 、 $y_e(k) = [\dot{\theta}_G(k), \theta_G(k)]^T$ である。なお、離散化により式(2-13)の行列 A と B は A_d と B_d へと変換されるが、観測行列 C_e は変換されない。

KF の推定は、まず予測ステップとして事前状態推定値 $\hat{x}_d^-(k)$ と、事前誤差共分散行列 $P^-(k)$ を求める。

$$\hat{x}_d^-(k) = A_d \hat{x}_d(k-1) + B_d u_d(k-1) \quad (2-19)$$

$$P^-(k) = A_d P(k-1) A_d^T + \sigma_v^2 B_d B_d^T \quad (2-20)$$

ここで、 $P(k-1)$ は事後誤差共分散行列の前回値、 σ_v はシステムノイズの分散である。次に事前誤差共分散行列からルマンゲイン $g(k)$ を求める。

$$g(k) = \frac{P^-(k) C_e^T}{C_e P^-(k) C_e^T + \sigma_w^2} \quad (2-21)$$

ここで、 σ_w は観測ノイズの分散であり、ここで観測値を角速度 $\dot{\theta}_G(k)$ とギア角変位 $\theta_G(k)$ の 2 つとするため 2 行 2 列の行列となる。事前状態推定値とカルマンゲインにより、状態推定値 $\hat{x}_d(k)$ を得る。

$$\hat{x}_d(k) = \hat{x}_d^-(k) + g(k) \{y_e(k) - C_e \hat{x}_d^-(k)\} \quad (2-22)$$

最後に事後誤差共分散行列 $P(k)$ を算出する。

$$P(k) = \{I - g(k) C_e\} P^-(k) \quad (2-23)$$

ここで I は単位行列を表す。

2.5 非線形カルマンフィルタ -拡張カルマンフィルタ-

ワイパは式(2-6)の不連続な非線形摩擦を有しており、微分が行えず EKF が適用できない⁽⁶⁸⁾。そのため、従来技術では、符号を表す sgn 関数を \tanh 関数に置き換え、式(2-24)とする方法がある。

$$\tau_{fric}(\dot{\theta}_{AB}) = \tanh(\kappa\dot{\theta}_{AB})\{a_3 \exp(-a_2|\dot{\theta}_{AB}|) + a_1|\dot{\theta}_{AB}| + a_0\} \quad (2-24)$$

ここで、 κ は \tanh 関数の傾きを調整する係数である。この方法により不連続点を解消し、EKF の適用が可能となるが、 $\dot{\theta}_{AB}=0\text{rad/s}$ 近傍での線形化のための偏微分による計算値が大きくなり、センサノイズの影響を受け推定精度が悪化する。そこで、従来方法に代わる方法を提案する。

初めに、式(2-6)を次式の通りに分離する

$$\tau_{fric}(\dot{\theta}_{AB}) = \tau_{fric_s}(\dot{\theta}_{AB}) + \tau_{fric_d}(\dot{\theta}_{AB}) \quad (2-25)$$

ここで $\tau_{fric_s}(\dot{\theta}_{AB})$ は速度に依存しない項として式(2-26)とする。 $\tau_{fric_d}(\dot{\theta}_{AB})$ は速度に依存する項として式(2-27)の通り式(2-6)と式(2-26)との偏差となる。

$$\tau_{fric_s}(\dot{\theta}_{AB}) = \text{sgn}(\dot{\theta}_{AB})(a_3 + a_0) \quad (2-26)$$

$\dot{\theta}_{AB} > 0$ のとき

$$\tau_{fric_d}(\dot{\theta}_{AB}) = \tau_{fric}(\dot{\theta}_{AB}) - \tau_{fric_s}(\dot{\theta}_{AB}) = a_3\{-1 + \exp(-a_2\dot{\theta}_{AB})\} + a_1\dot{\theta}_{AB} \quad (2-27)$$

$\dot{\theta}_{AB} < 0$ のとき

$$\tau_{fric_d}(\dot{\theta}_{AB}) = \tau_{fric}(\dot{\theta}_{AB}) - \tau_{fric_s}(\dot{\theta}_{AB}) = -a_3\{-1 + \exp(a_2\dot{\theta}_{AB})\} + a_1\dot{\theta}_{AB}$$

式(2-27)において、 $\dot{\theta}_{AB} > 0$ のときの左極限と、 $\dot{\theta}_{AB} < 0$ のときの右極限は次式となる。

$\dot{\theta}_{AB} > 0$ のとき

$$\lim_{\dot{\theta}_{AB} \rightarrow +0} \tau_{fric_d}(\dot{\theta}_{AB}) = 0 \quad (2-28)$$

$\dot{\theta}_{AB} < 0$ のとき

$$\lim_{\dot{\theta}_{AB} \rightarrow -0} \tau_{fric_d}(\dot{\theta}_{AB}) = 0$$

式(2-28)における右極限と左極限との一致から、 $\tau_{fric_d}(\dot{\theta}_{AB})$ が連続であることが確認できる。次に、式(2-25)の $\dot{\theta}_{AB}$ による偏微分により次式を得る。

$$\frac{\partial \tau_{fric}(\dot{\theta}_{AB})}{\partial \dot{\theta}_{AB}} = \frac{\partial \tau_{fric_d}(\dot{\theta}_{AB})}{\partial \dot{\theta}_{AB}} + \frac{\partial \tau_{fric_s}(\dot{\theta}_{AB})}{\partial \dot{\theta}_{AB}}$$

$\dot{\theta}_{AB} > 0$ のとき

$$\frac{\partial \tau_{fric}(\dot{\theta}_{AB})}{\partial \dot{\theta}_{AB}} = -a_3 a_2 \exp(-a_2 \dot{\theta}_{AB}) + a_1$$

$$\lim_{\dot{\theta}_{AB} \rightarrow +0} \frac{\partial \tau_{fric}(\dot{\theta}_{AB})}{\partial \dot{\theta}_{AB}} = -a_3 a_2 + a_1$$

(2-29)

$\dot{\theta}_{AB} < 0$ のとき

$$\frac{\partial \tau_{fric}(\dot{\theta}_{AB})}{\partial \dot{\theta}_{AB}} = -a_3 a_2 \exp(-a_2 \dot{\theta}_{AB}) + a_1$$

$$\lim_{\dot{\theta}_{AB} \rightarrow -0} \frac{\partial \tau_{fric}(\dot{\theta}_{AB})}{\partial \dot{\theta}_{AB}} = -a_3 a_2 + a_1$$

以上より、 $\tau_{fric}(\dot{\theta}_{AB})$ は $\dot{\theta}_{AB} = 0$ で連続かつ一階偏微分可能である。図 2-19 に $\tau_{fric_d}(\dot{\theta}_{AB})$ と $\tau_{fric_s}(\dot{\theta}_{AB})$ 、式(2-29)の偏微分の結果を示す。図 2-19 より、偏微分値の極大化を防ぎ連続性を保持していることが確認できる。

— : $\tau_{fric_d}(\dot{\theta}_{AB}(t))$, - · - : $\tau_{fric_s}(\dot{\theta}_{AB}(t))$

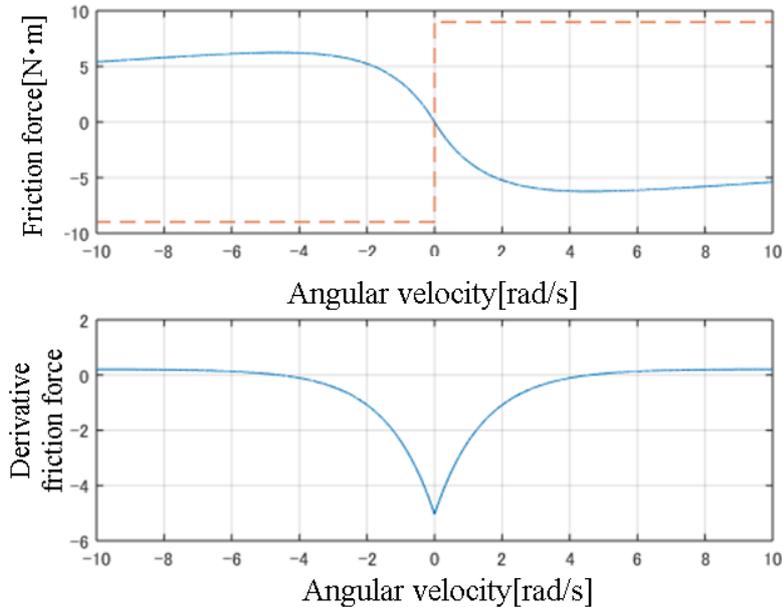


Fig. 2-19 Improved partial derivative of friction

Upper : Separated friction in Eq. (2-25) and (2-26)

Bottom : Partial differential value in separated friction model

次にワイパの動特性モデルから、EKFを設計する。式(2-1)-式(2-6)から式(2-30)の離散系の非線形方程式を得る。

$$\begin{aligned} x_k(l+1) &= f_p(x_k(l)) + b_p \xi(l) \\ y_k(l) &= h(x_k(l)) + \zeta(l) \end{aligned} \quad (2-30)$$

ここで、 l は時点を表し、 $x_k(l) = [\dot{\theta}_M(l), \theta_M(l), \dot{\theta}_G(l), \theta_G(l), \dot{\theta}_{AB}(l), \theta_{AB}(l)]^T$ 、 $f_p(x_k(l))$ はワイパの動特性と非線形摩擦の特性を表す状態遷移関数、 $\xi(l)$ はシステム雑音、 $\zeta(l)$ は観測雑音、 $b_p = [b_0, b_s]^T$ で、 $b_0 = [b_{01}, 0, 0, 0, 0, 0]^T$ 、 $b_s = [0, 0, 0, 0, b_{s5}, 0]^T$ とし、 $b_{01} = k_t/J_M R$ 、 $b_{s5} = 1/J_{AB}$ である。また、 $y_k(l) = [\dot{\theta}_G(l), \theta_G(l)]^T$ であり、この2つの観測値に観測雑音を仮定する。

EKFに用いる非線形方程式を式(2-30)とし、一般的な手順⁽⁶⁸⁾に基づき推定する。まず、式(2-31)より事前状態推定値 $\hat{x}_k^-(l)$ を算出し、式(2-30)の右辺を式(2-32)の通りに線形近似する。

$$\hat{x}_k^-(l) = f_p(\hat{x}_k(l-1)) \quad (2-31)$$

$$A_p(l-1) = \left. \frac{\partial f_p(x)}{\partial x} \right|_{x=\hat{x}_k(l-1)} \quad (2-32)$$

$$C_p(l) = \left. \frac{\partial h(x)}{\partial x} \right|_{x=\hat{x}_k^-(l)}$$

つぎに、以下の式(2-33)により事前誤差共分散行列 $P^-(l)$ を求め、式(2-34)でカルマンゲイン $g(k)$ 、式(2-35)で制御に使用する状態推定値 $\hat{x}_k(l)$ を求める。最後に式(2-36)の事後誤差共分散行列 $P(l)$ を求める。

$$P^-(l) = A_p(l-1)P(l-1)A_p^T(l-1) + \sigma_v^2(l-1)b_p b_p^T \quad (2-33)$$

ここで、 σ_v^2 はシステムノイズの分散である。

$$g(l) = \frac{P^-(l)C_p^T(l)}{C_p(l)P^-(l)C_p^T(l) + \sigma_w^2} \quad (2-34)$$

ここで、 σ_w^2 は観測ノイズの分散である。

$$\hat{x}_k(l) = \hat{x}_k^-(l) + g(l)\{y_k(l) - h(\hat{x}_k^-(l))\} \quad (2-35)$$

$$P(l) = \{I - g(l)C_p(l)\}P^-(l) \quad (2-36)$$

2.6 推定性能の評価

2.6.1 シミュレーション

図 2-20 に示す制御系を構築し，2.3 節-2.5 節で導出したオブザーバ，KF，EKF の推定の性能をシミュレーションにて確認する．

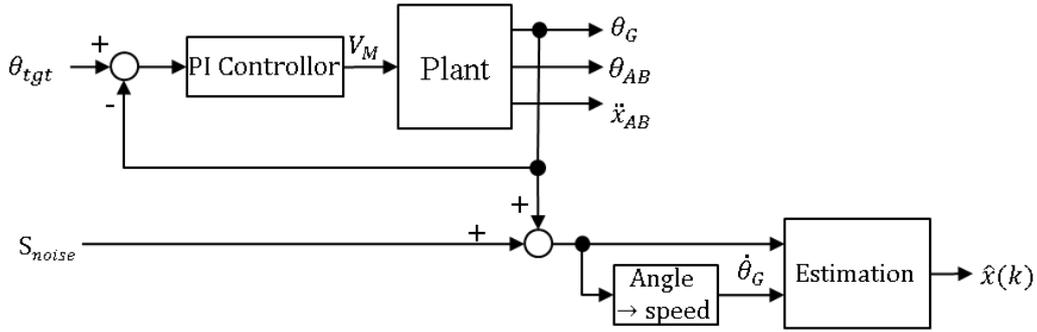


Fig. 2-20 Simulation model for verification of observers

Plant は式(2-1)-式(2-7)で表される非線形の動特性モデルである．位置指令値を $\theta_{tgt} = 15\sin(\pi t)$ [deg/s]とし，観測値にはギア角変位と，ギア角変位から式(2-37)で求めたギア角速度を用いる．なお，実験においてもギア角速度は同じ方法で求める．

$$\dot{\theta}(m) = \frac{\theta(m) - \theta(m - \varphi)}{\varphi \Delta T} \quad (2-37)$$

ここで， m はサンプリング時点で， φ は差分の間隔である．実験におけるノイズの影響を考慮するため，観測値のギア角変位に実際の装置の動作を想定したセンサノイズ S_{noise} を重畳する．

初めに図 2-19 の $S_{noise} = 0$ としてシミュレーションを行い，オブザーバ，KF，EKF の全状態量の推定結果，特にびびり振動の影響が大きく反映されるアーム先端角速度推定値において Plant の各状態量との比較により評価する．なお，定量的に比較するため，式(2-38)に示す Plant の状態量 x と推定値 \hat{x} との誤差平均値を用いる．

$$Err_mean = \frac{1}{m_n} \sum_{m=1}^{m_n} |x(m) - \hat{x}(m)| \quad (2-38)$$

m_n は各測定値の最後のデータの番号であり，データの総数となる．なお，Plant の計算周期は 0.1ms とし，推定器や速度換算及び，データのサンプリング周期は 1ms とする．

図 2-21 に 2.3 節で設計したオブザーバによる全状態量の推定結果を示し，図 2-22 にびびり振動の影響が最も確認できるアーム先端角速度推定値の詳細を示す．

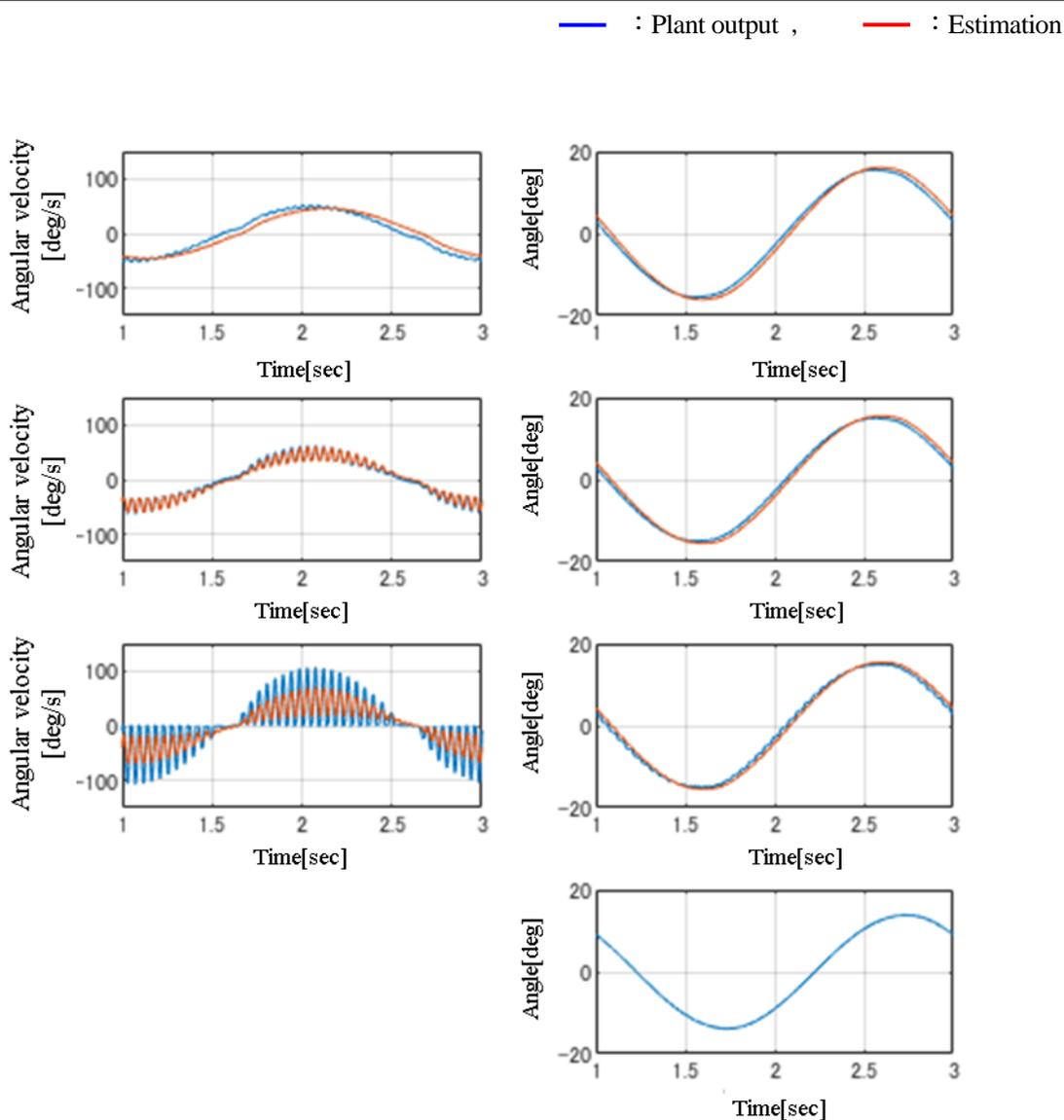


Fig. 2-21 Estimation results by observer without noise

Left of first row : Motor angular velocity, Right of first row : Motor angle
 Left of second row : Gear angular velocity, Right of second row : Gear angle
 Left of third row : Arm angular velocity, Right of third row : Arm angle
 Right of fourth row : Rubber angle

ここで、線形動特性モデルは摩擦を Maxwell モデルで代用したために、ラバーの変位が追加され、非線形の動特性モデルである Plant に対し状態量の数が多くなっている。表 2-2 に各状態量の誤差平均値を示す。

Table 2-2 Error mean of estimation values by observer without noise

State Value	Error mean value	Unit	State Value	Error mean value	Unit
$\dot{\theta}_M$	8.2204	deg/s	θ_M	0.9038	deg
$\dot{\theta}_G$	2.9465	deg/s	θ_G	0.7791	deg
$\dot{\theta}_{AB}$	14.411	deg/s	θ_{AB}	0.7657	deg

さらに、びびり振動の影響が大きいアーム角速度の詳細を図 2-22 に示す。

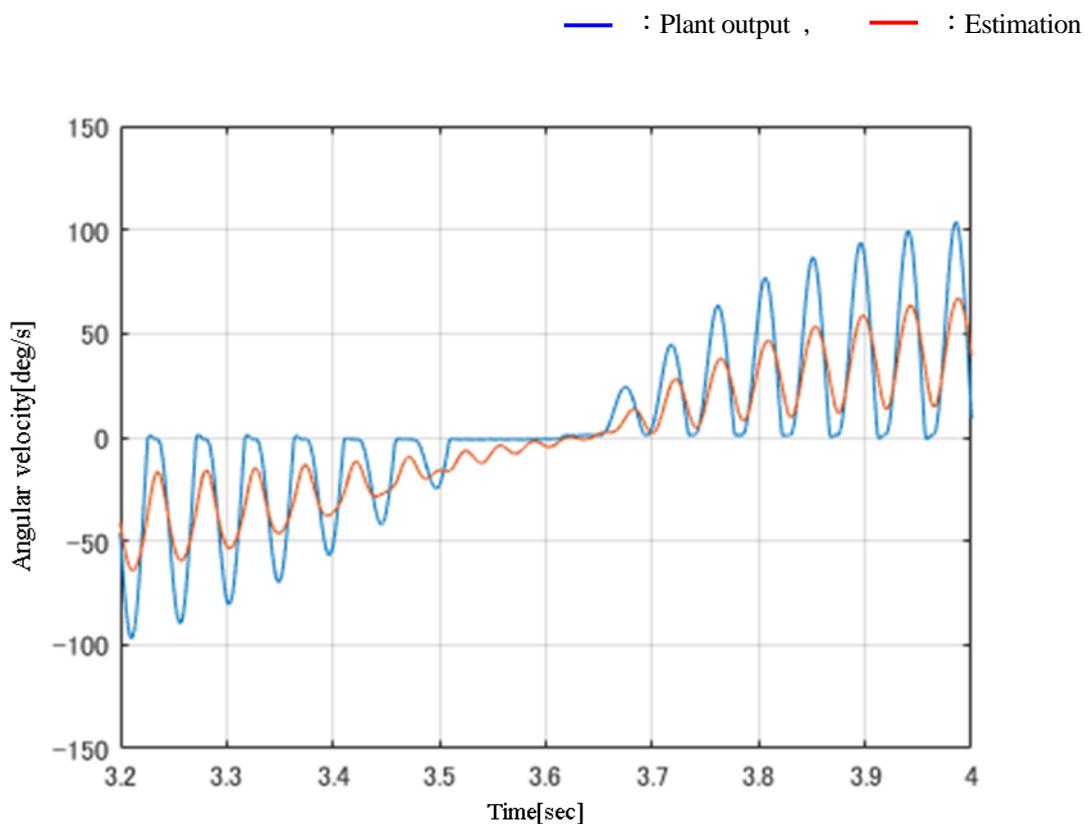


Fig. 2-22 Simulation comparison results of arm angular velocity and its estimation by observer without noise

図 2-22 から、振幅に差はあるが振動が推定できていることを確認できる。しかし、3.5-3.65sec は反転時にワイパが停止している状態であるが推定値は停止していない。Plant の摩擦特性は図 1-5 に示すものであり、速度が 0rad/s に近づくにつれ摩擦力は大きくなるが、オブザーバに使用する線形の動特性モデルでは 0N・m に近づく。このモデル誤差により、低速時に停止せず推定誤差が生じたと考えられる。

次に図 2-23 に KF による全状態量の推定結果を示す。

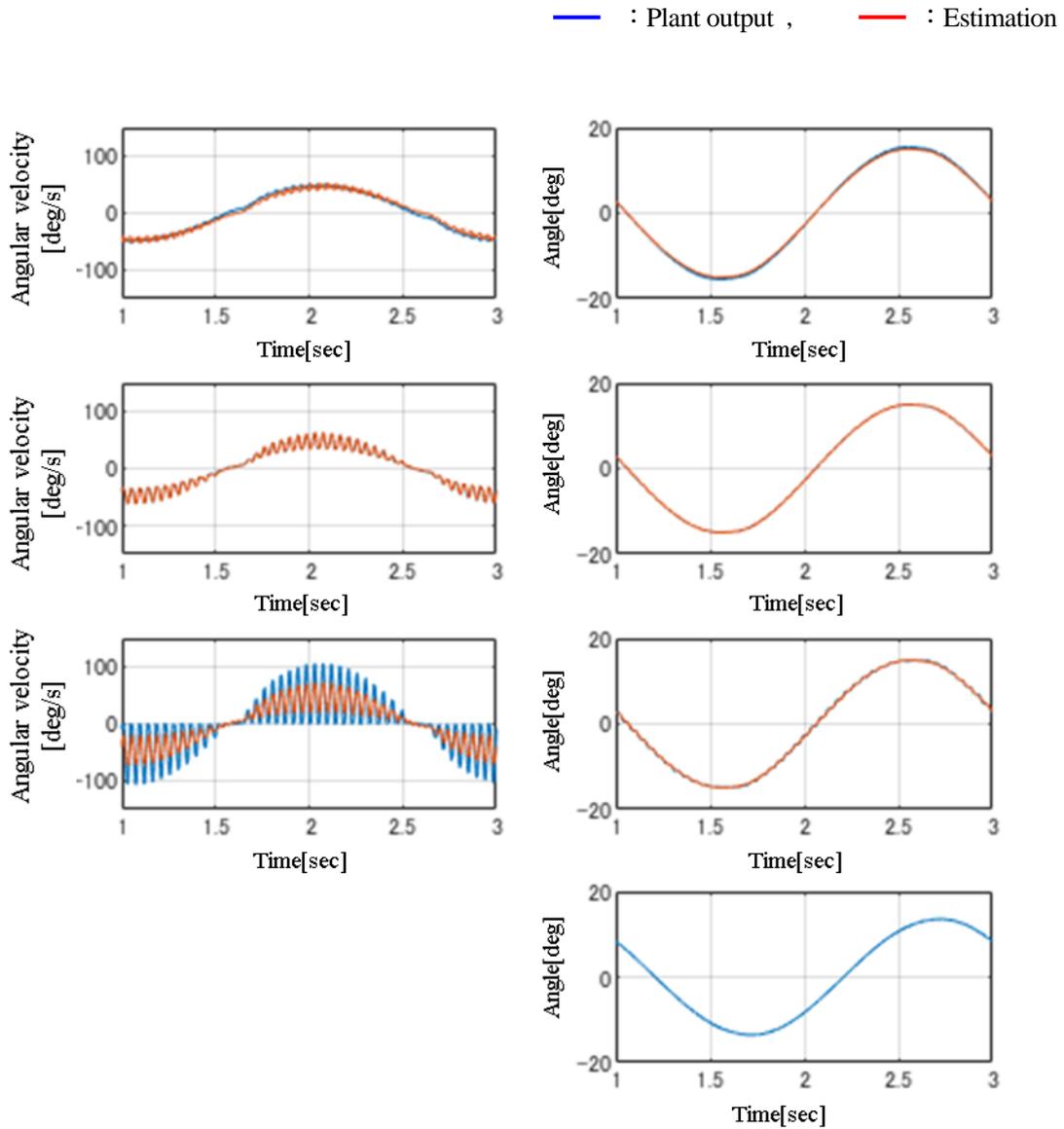


Fig. 2-23 Estimation results by KF without noise

Left of first row : Motor angular velocity, Right of first row : Motor angle
 Left of second row : Gear angular velocity, Right of second row : Gear angle
 Left of third row : Arm angular velocity, Right of third row : Arm angle
 Right of fourth row : Rubber angle

表 2-3 に各状態量の誤差平均値を示す。

Table 2-3 Error mean of estimation values by KF without noise

State Value	Error mean value	Unit	State Value	Error mean value	Unit
$\dot{\theta}_M$	4.2371	deg/s	θ_M	0.2909	deg
$\dot{\theta}_G$	0.7921	deg/s	θ_G	0.0164	deg
$\dot{\theta}_{AB}$	13.431	deg/s	θ_{AB}	0.1163	deg

さらに、びびり振動の影響が大きいアーム先端角速度の詳細を図 2-24 に示す。

— : Plant output , — : Estimation(conventional)

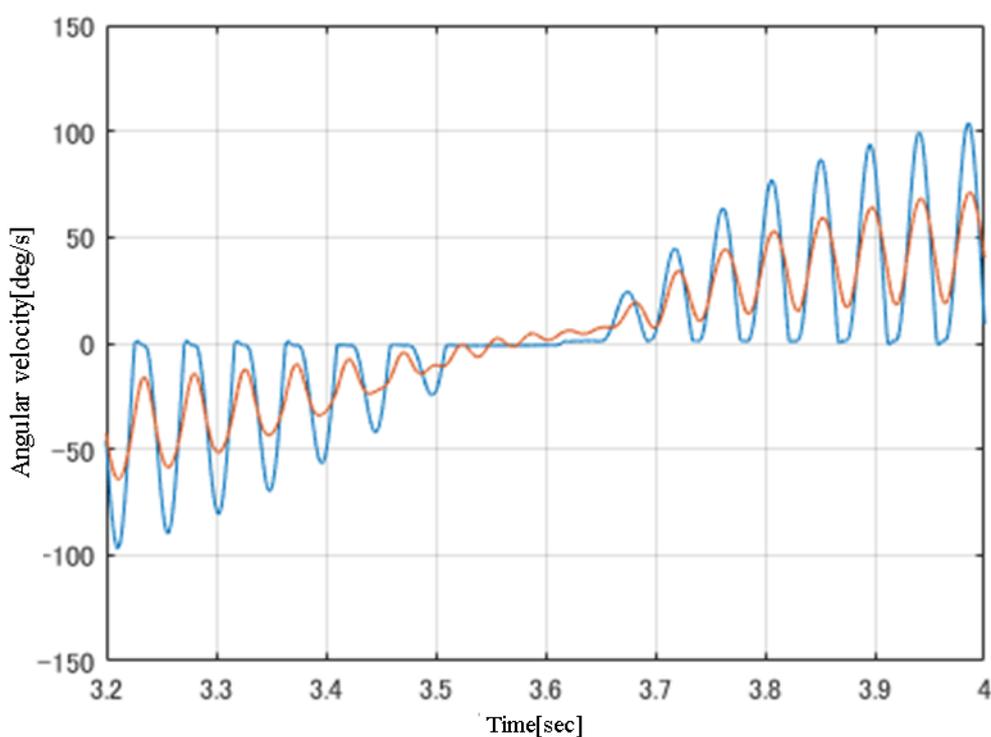


Fig. 2-24 Simulation comparison results of arm angular velocity and its estimation by KF without noise

オブザーバに対して、誤差平均値が平均 67%低減していることから、精度が向上していると判断する。しかし、びびり振動の影響が大きいアーム先端角速度は他の状態量に対し 13%程度と改善率が低い。この理由として、図 2-23 の 3.5-3.65sec の停止状態での推定は改善しているが、振動の乖離はオブザーバと同程度であり、KF においても、振動の推定は難しいことが確認できる。

図 2-25 に EKF による全状態量の推定結果を示す。摩擦の不連続性を考慮して式(2-23)に示

す \tanh 関数を用いたモデルにより設計した EKF と、式(2-25)-式(2-26)の通り分離した提案する EKF の結果を示す。なお、前者の EKF を従来法、後者を提案法と称する。

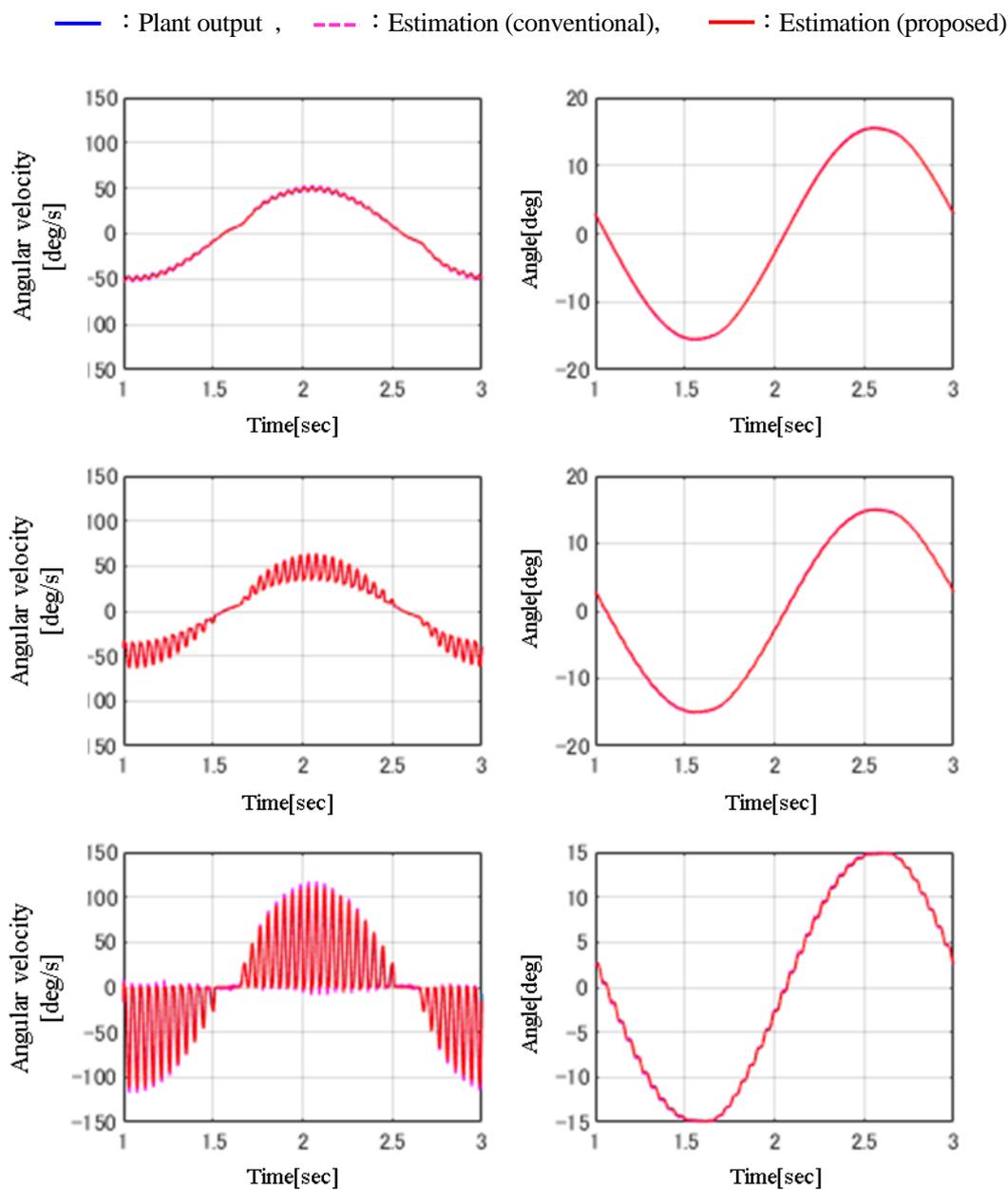


Fig. 2-25 Estimation results by EKF without noise

Left of first row : Motor angular velocity, Right of first row : Motor angle
 Left of second row : Gear angular velocity, Right of second row : Gear angle
 Left of third row : Arm angular velocity, Right of third row : Arm angle
 Right of fourth row : Rubber angle

表2-4 に従来法のEKF, 表2-5 に提案法のEKF で推定した各状態量の誤差平均値を示す,

Table 2-4 Error mean of estimation values by conventional EKF without noise

State Value	Error mean value	Unit	State Value	Error mean value	Unit
$\dot{\theta}_M$	0.6610	deg/s	θ_M	0.0803	deg
$\dot{\theta}_G$	1.2287	deg/s	θ_G	0.0829	deg
$\dot{\theta}_{AB}$	6.9575	deg/s	θ_{AB}	0.1019	deg

Table 2-5 Error mean of estimation values by proposed EKF without noise

State Value	Error mean value	Unit	State Value	Error mean value	Unit
$\dot{\theta}_M$	0.5440	deg/s	θ_M	0.0110	deg
$\dot{\theta}_G$	0.9391	deg/s	θ_G	0.0025	deg
$\dot{\theta}_{AB}$	4.2881	deg/s	θ_{AB}	0.0292	deg

さらに, びびり振動の影響が大きいアーム角速度の結果を図2-26に示す.

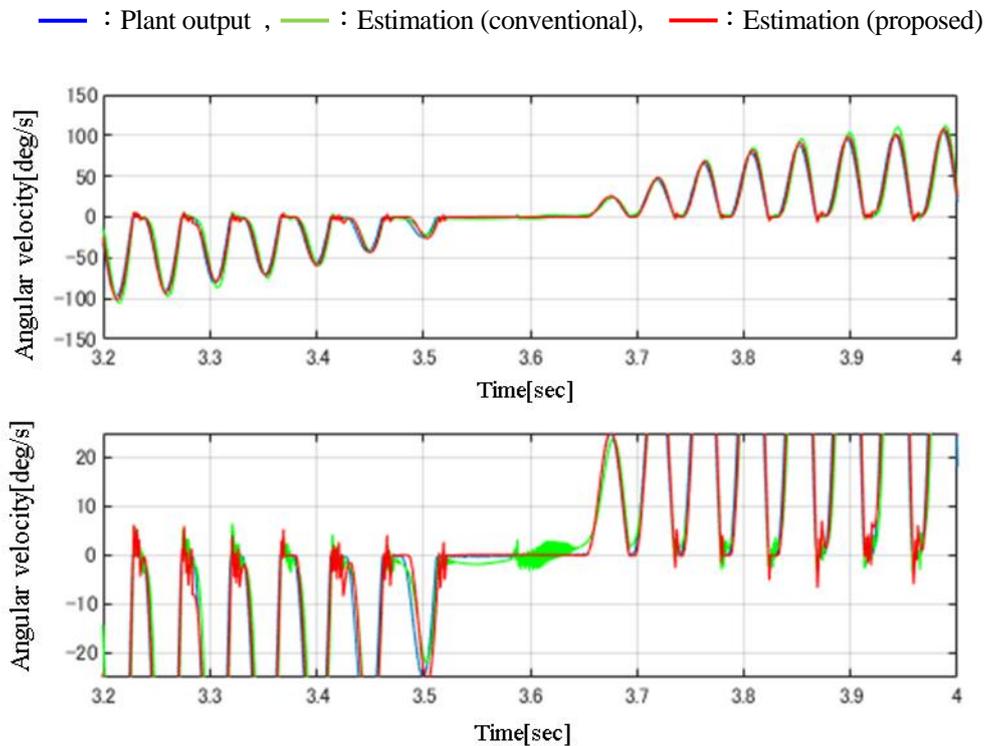


Fig. 2-26 Simulation comparison results of arm angular velocity and its estimation by EKF without noise

Top : Overall display , Bottom : Partial display

KF に対して、誤差が平均で 42% 低減しており精度が向上している。さらに、びびり振動の影響が大きいアーム先端角速度は 41% 程度の改善が得られ、振幅、位相共に良好である。速度 0rad/s 近傍に着目した図 2-26 の下図のように、従来法の EKF では速度 0rad/s 近傍で振動が発生している。これは、速度 0rad/s 付近での式(2-7)の場合分けの処理による不連続性が原因である。一方、提案の EKF ではこの振動は生じていない。以上から、提案の EKF による改善が確認できる。

次に、 S_{noise} を実験で用いるセンサの 2LSB 誤差 に相当する 0.176deg を最大片振幅とするランダム信号を入力した場合のシミュレーション結果を示す。

表 2-6 にノイズ重畳時のオブザーバにおける各状態量の誤差平均値を示す。

Table 2-6 Error mean of estimation values by conventional observer with noise

State Value	Error mean value	Unit	State Value	Error mean value	Unit
$\dot{\theta}_M$	8.2320	deg/s	θ_M	0.9039	deg
$\dot{\theta}_G$	51.669	deg/s	θ_G	0.7793	deg
$\dot{\theta}_{AB}$	16.062	deg/s	θ_{AB}	0.7665	deg

アーム先端角速度の結果を図 2-27 に示す。

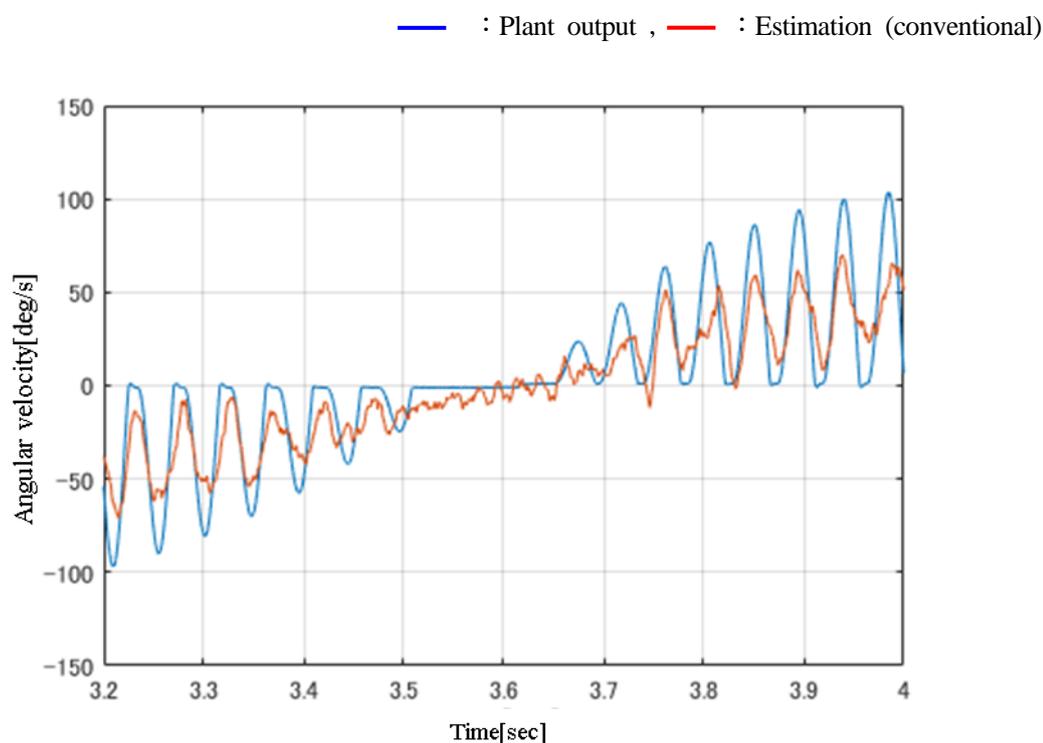


Fig. 2-27 Simulation comparison results of arm angular velocity and its estimation by observer with noise

図2-27より推定値にノイズの影響を受け、例えば3.5-3.65sec間のように発生していない振動を発生していること、3.65-3.75secにおいて、びびり振動の波形が異なることが確認できる。特にギア角速度の誤差平均はノイズの影響を受け0.0518rad/sから0.9018rad/sと大幅に悪化している。これは、ギア角速度はオブザーバでの観測値であり、ギア角変位より式(2-37)の差分で算出する際にノイズの影響を大きく受けたためと考えられる。

次にノイズ重畳時のKFによる各状態量の誤差平均値を表2-7に示す。

Table 2-7 Error mean of estimation values by conventional KF with noise

State Value	Error mean value	Unit	State Value	Error mean value	Unit
$\dot{\theta}_M$	46.360	deg/s	θ_M	0.3845	deg
$\dot{\theta}_G$	17.280	deg/s	θ_G	0.0339	deg
$\dot{\theta}_{AB}$	15.215	deg/s	θ_{AB}	0.1213	deg

アーム先端角速度の結果を図2-28に示す。

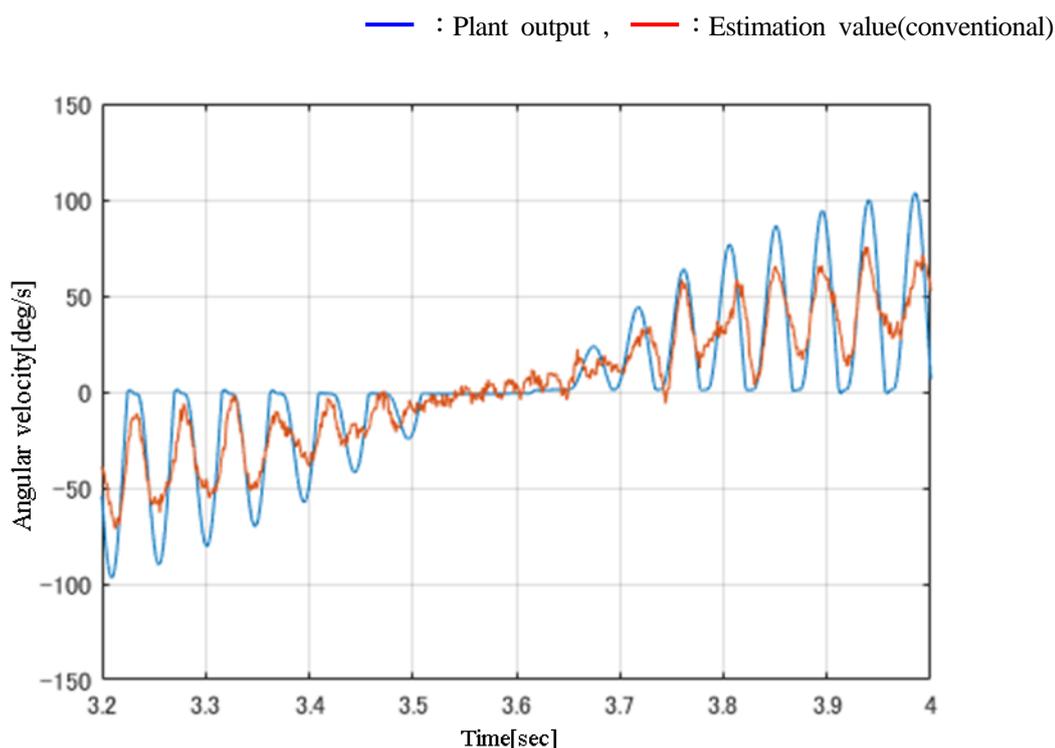


Fig. 2-28 Simulation comparison results of arm angular velocity and its estimation by KF with noise

図2-28より、オブザーバと同様にノイズの影響を受けて、3.5-3.65sec間のような発生していない振動を推定している。さらに、誤差平均も悪化している。

最後にノイズ重畳時のEKFの推定結果を示す。表2-8に従来法のEKF、表2-9に提案法の

EKF で推定した各状態量の誤差平均値を示す,

Table 2-8 Error mean of estimation values by conventional EKF with noise

State Value	Error mean value	Unit	State Value	Error mean value	Unit
$\dot{\theta}_M$	1.4640	deg/s	θ_M	0.1864	deg
$\dot{\theta}_G$	31.114	deg/s	θ_G	0.1893	deg
$\dot{\theta}_{AB}$	20.497	deg/s	θ_{AB}	0.2247	deg

Table 2-9 Error mean of estimation values by proposed EKF with noise

State Value	Error mean value	Unit	State Value	Error mean value	Unit
$\dot{\theta}_M$	1.2960	deg/s	θ_M	0.0236	deg
$\dot{\theta}_G$	2.6014	deg/s	θ_G	0.0172	deg
$\dot{\theta}_{AB}$	7.6096	deg/s	θ_{AB}	0.0464	deg

さらに、アーム角速度の詳細を図 2-29 に示す。

— : Plant output , — : Estimation(conventional), — : Estimation(proposed)

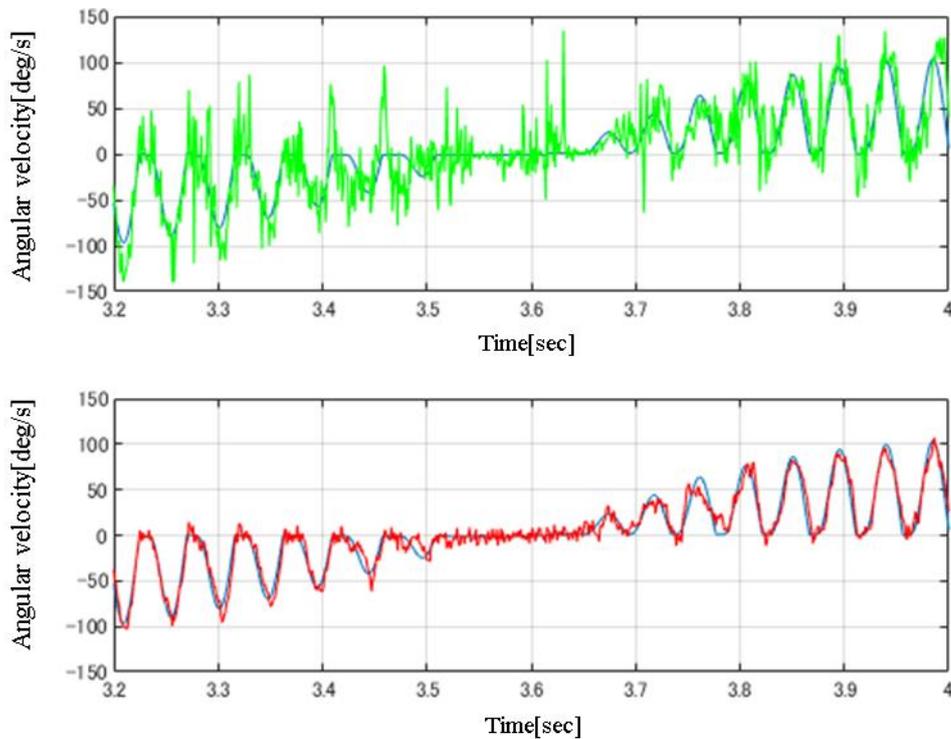


Fig. 2-29

Simulation comparison results of arm angular velocity and its estimation by EKF with noise

図 2-29 の 3.45sec や 3.6-3.65sec において、従来法の EKF はノイズの影響を大きく受け、推定精度が低下している。一方、提案法の EKF は影響が非常に小さく、精度よく推定できている。さらに、誤差平均においても、例えばギア角速度はオブザーバで 51.696deg/s、KF で 17.289deg/s、従来法の EKF で 31.114 deg/s に対し提案法の EKF は 2.602deg/s と非常に小さい。

以上の結果から、ノイズ重畳時において、オブザーバと KF はノイズの影響を受けて推定精度が低下していることから制御への適用は不可能と判断する。EKF においても、従来法はノイズの影響を大きく受け、精度が低下している。一方、提案法はノイズの影響が小さく、びびり振動も精度よく推定できていることが確認できる。

2.6.2 実験

シミュレーションにより、センサノイズが重畳された状況下でのびびり振動の推定は提案法の EKF が有効であることを確認した。推定値はびびり低減の制御に使用するため、実機における有効性を確認する。図 2-20 における Plant を 2.1.2 節に示す実験装置とし、指令値等の条件はシミュレーションと同じとする。ただし、実験では観測値にはノイズが含まれているため $S_{noise} = 0$ とする。びびり振動の再現性を高めるため、ガラス表面には市販の撥水剤を塗布し、散水する。びびり振動の測定は、2.1.2 節と同様にアーム先端に取り付けた圧電式振動ピックアップで計測する。ここで、加速度は推定していないため、アーム先端角速度の推定値を式(2-10)と式(2-37)からアーム先端加速度に換算する。EKF の計算及び、データのサンプリング周期はシミュレーションと同じ 1ms とする。なお、実験ではシミュレーションで有効性を確認した提案法の EKF の推定のみを実施した。図 2-30 にびびり振動発生時のアーム先端角速度の推定値と、換算により求めたアーム先端加速度の推定値、アーム先端加速度の観測値を示す。

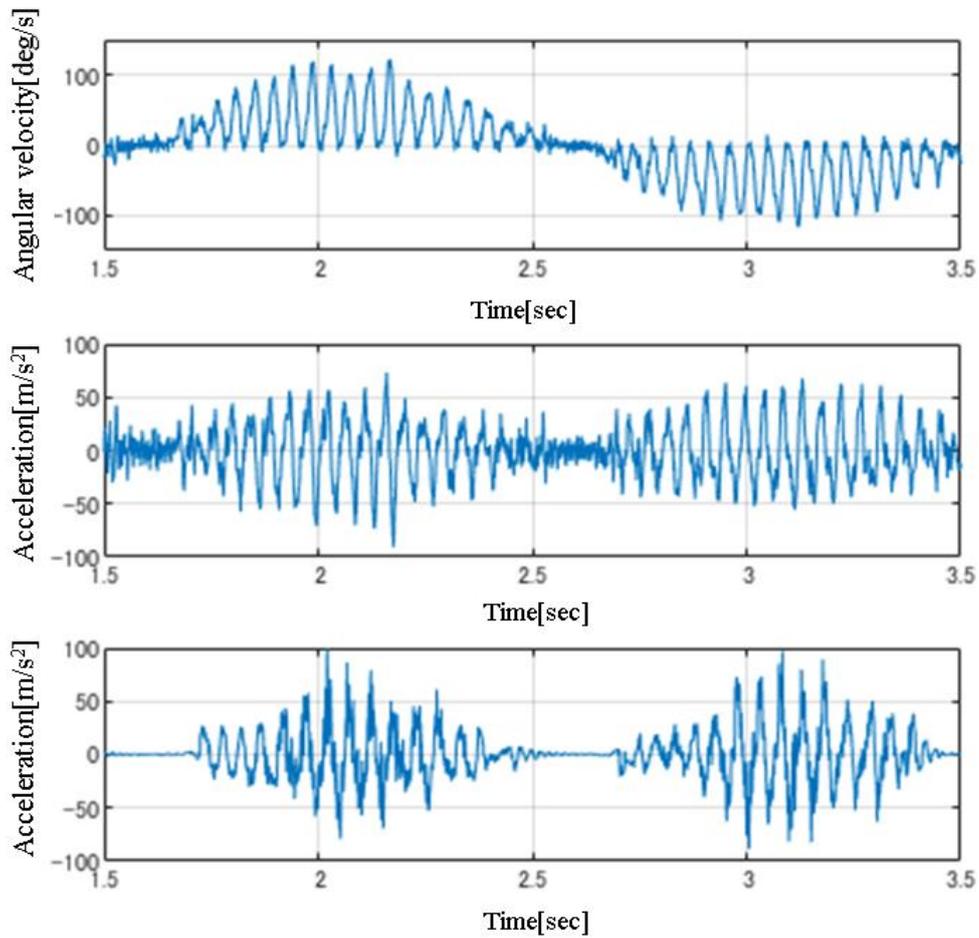


Fig.2-30 Experimental results of state estimation by the proposed method

Upper : Estimated value by EKF

Middle: Acceleration calculated by eq. 2-10 and eq. 2-37

Bottom : Acceleration of tip arm (experimental data)

アーム先端角速度の推定値はシミュレーションと同様にノイズの影響が小さいことが確認できる。ここで、アーム先端加速度の推定値と計測値の比較を容易にするためを、図 2-31 に 2 つを重ねた波形を示す。

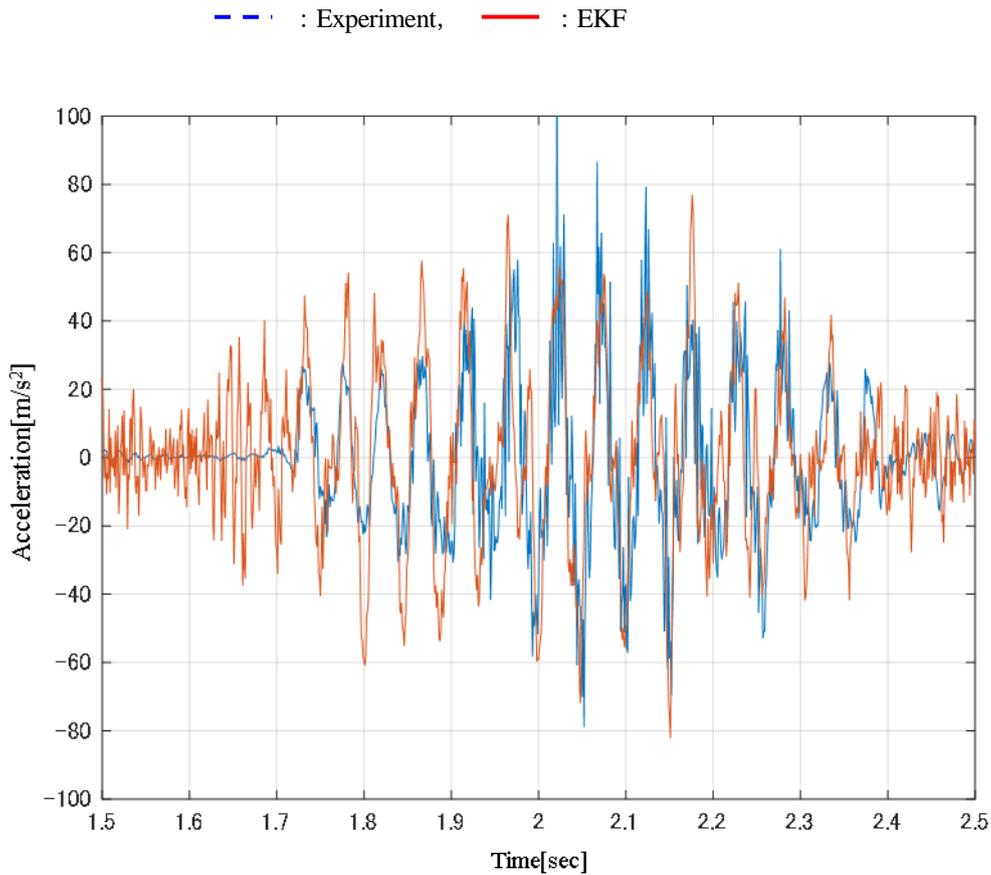


Fig. 2-31 Comparison of acceleration of tip arm between experimental data and EKF

振動開始となる 1.5~1.7sec は振幅に乖離があるが、1.7sec 以降は振幅と位相共に一致しており、精度よく推定できていることが確認できる。

1.5~1.7sec の急峻なノイズは、アーム先端角速度の推定値から式(2-37)の差分で求めた際に増幅したノイズであり、図 2-30 上段のアーム先端角速度では確認できないことから制御適用時への影響は低いと考える。

以上の結果より、提案する EKF はびびり振動を精度良く推定でき、制御への適用が可能であると判断する。

2.6 まとめ

視認性向上や空気抵抗の低減の目的等から自動車のフロントガラスが拡大され、ワイパシステムについても高度な制御系設計が期待されている。本研究では、特に低速時におけるびびり振動を抑制しつつ、目標往復動作への追従性を有する制御系設計法を提案した。アーム先端で生じるびびり振動を制御で低減するには、振動の情報が必要であるが、計測のために新たなセンサを用意することは、アームが車外に露出している部品であるため耐故障性やコストの観点から現実的でない。そこで、ワイパの動特性モデルと、制御ワイパの唯一のセンサであるギア角変位の情報から、不連続で非線形な摩擦特性を持つワイパの状態を推定した。摩擦特性を、速度に依存する項と、依存しない項に分離して、依存しない項はシステムの外生入力とし、依存する項のみを動特性モデルに組み込むことで、関数が平滑化され微分可能となり、EKFが適用可能となる。さらに、不連続性を除去する従来技術として \tanh 関数を使用した際に生じる線形化のための偏微分による計算値の増加による悪影響を受けない推定が可能となった。その結果、ノイズ重畳時のシミュレーションにおいてアーム先端角速度の誤差平均値は状態推定オブザーバで 16.068deg/s 、KFで 15.215deg/s 、従来法のEKFで 20.497deg/s に対し、提案法のEKFは 7.6096deg/s と各推定器に対し50-63%程度の改善を確認できた。さらに、実験においても、提案法のEKFで振幅と位相共に精度よく推定できていることが確認できた。

第3章 びびり振動低減とサーボ性を両立する制御系の設計

ワイパにおける制御目標は、ガラス面上を往復動作させるためのサーボ性と、びびり振動を低減するレギュレータ性の両立である。サーボ性は、ワイパの往復動作の上限から $\sim 1\text{Hz}$ の帯域、びびり振動は 21Hz 付近と周波数帯域が異なる。一般的な状態FBでは時間領域での設計となり、周波数帯域を考慮した設計が困難である。このため、制御対象のモードに着目し、びびり振動となるモードの影響のみを抑制することで振動低減とサーボ性の両立を試みる。さらに、状態FBにおけるサーボ系は、一般に指令値と観測値との偏差の積分制御による出力偏差系であるが、比例項を持つPI制御系と比較して追従性が制限される場合がある。このため、全ての状態量の指令値を設定し、状態偏差系に変換することで追従性を向上する。

3.1 モード解析

状態FBでは、制御系が望ましい収束性を有するよう、理論上は極を任意に指定できるが、制御対象の特性を大きく変更した場合には、SFゲインが過度に大きくなり、現実の装置での制御入力の上限を満たさない場合や、安全性確保のための安定性の観点から望ましくない場合が想定される。このため、本研究ではモード解析⁽⁶⁹⁾⁻⁽⁷⁰⁾を行い、びびり振動に対応するモードを明確にすることで、この影響のみを抑制する制御系設計を行いSFゲインの増大を避ける方法を提案する。

モード解析により、状態量ではなく、モードに着目した制御を行うことで、状態量に対する設計では困難であった振動抑制とサーボ性の両立が可能となる。制御設計用モデルとして用いる図2-14の線形動特性モデルのモードの候補は図3-1となる。

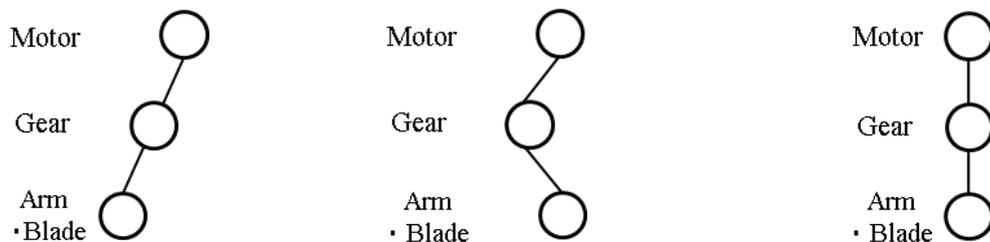


Fig. 3-1 Expected modes of three inertia system

Left : Primary mode, Center :Secondary mode, Right : Rigid mode

図3-1の1次モードは、3つの慣性体の変位方向が同じで、かつアーム・ブレードまたはモータの変位量が最も大きくなるモードであり、2次モードは中央のギアの変位方向のみが異なるモードである。剛体モードは、3つの慣性体が同量の変位となるモードである。3つの慣性体で構成されるシステムの動作はいずれかのモードの組み合わせで表現することが可能である。ここで、制御対象であるびびり振動は、アーム先端が発生源であり、2.1.2節の実験結果からもアーム先端が大きく変動する1次モードであることが確認できる。

制御系設計に使用する線形動特性モデルの電圧方程式と運動方程式である式(2-1)-式(2-4)と式(2-11)-式(2-12)で構成される式(3-1)の行列 A の固有ベクトルで構成された変換行列 V を用いて、 $x = Vz$ とし、式(3-2)を得る。

$$\dot{x} = Ax + Bu \tag{3-1}$$

$$y_c = C_c x$$

ここで、 $x = [\dot{\theta}_M, \theta_M, \dot{\theta}_G, \theta_G, \dot{\theta}_{AB}, \theta_{AB}, \theta_R]^T$, $u = V_M$, $y_c = \theta_G$ である。

$$\dot{z} = V^{-1}AVz + V^{-1}Bu \tag{3-2}$$

なお、 $V^{-1}AV$ は固有値 λ_i を対角成分に有する対角行列となる。式(3-2)における z はモード変数ベクトルであり、その初期値 $z(0)$ は状態量 x の初期値 $x(0)$ より式(3-3)で表される⁽⁷⁰⁾。

$$z(0) = V^{-1}x(0) \quad (3-3)$$

式(3-2)と式(3-3)から z の各成分である z_i の応答は次式となり、

$$z_i = \exp(\lambda_i t) z_i(0) \quad (3-4)$$

変換行列 V の各列ベクトルを $v_1 \sim v_n$ (n は状態変数の次元で $n=7$)とすると、 x は

$$x = Vz, \quad V = [v_1 \quad v_2 \quad \cdots \quad v_n] \quad (3-5)$$

と表され、式(3-3)-式(3-5)より次の関係を得る。

$$\begin{aligned} x &= V\Lambda V^{-1}x(0) \\ &= [v_1 \exp(\lambda_1 t) \quad v_2 \exp(\lambda_2 t) \quad \cdots \quad v_n \exp(\lambda_n t)] \times V^{-1}x(0), \\ \Lambda &= \text{diag}\{\exp(\lambda_i t)\}, i = 1, 2, \dots, n \end{aligned} \quad (3-6)$$

ただし、 $\text{diag}\{\}$ は $\{\}$ 内の対角要素を有する対角行列を意味する。式(3-6)より状態量は $v_i \exp(\lambda_i t)$ の線形結合であり、固有値と固有ベクトルに依存する。上式の v_i は複素数を有するが、モードの影響の実数解析を行うため、新たに $z = Qw$ の変換を行う行列 Q を定義し式(3-7)を得る。

$$\dot{w} = Q^{-1}V^{-1}AVQw + Q^{-1}V^{-1}Bu \quad (3-7)$$

$V^{-1}AV = A'$, $Q^{-1}V^{-1}AVQ = A''$ とし、 A' 内の複素数部分を抜粋した

$$A'_i = \begin{bmatrix} -\alpha + \beta j & 0 \\ 0 & -\alpha - \beta j \end{bmatrix} \quad (3-8)$$

を実数化した行列

$$A''_i = \begin{bmatrix} -\alpha & -\beta \\ \beta & -\alpha \end{bmatrix} \quad (3-9)$$

に変換する行列 p は式(3-10)となる。

$$Q = \begin{bmatrix} q_{11} & q_{12} \\ q_{21} & q_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{\sqrt{2}} & \frac{1}{\sqrt{2}}j \\ \frac{1}{\sqrt{2}} & -\frac{1}{\sqrt{2}}j \end{bmatrix} \quad (3-10)$$

式(3-5)に $z = Qw$ を代入し、変換行列 VQ を T とすると最終的に次の関係を得る。

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{bmatrix} = [t_1 \quad t_2 \quad \cdots \quad t_n] \begin{bmatrix} w_1 \\ w_2 \\ \vdots \\ w_n \end{bmatrix} \quad (3-11)$$

ただし、 t_i は変換行列 T の各列ベクトルであり、各モード w_i の各状態量への影響を表す。

図2-14の動特性モデルにおいて、2.2節の同定により得たパラメータを式(3-1)に代入し、表3-1の固有値を得た。

Table 3-1 Eigen values of wiper dynamics model

Parameter	Value	Natural frequency[Hz]
λ_1	$-16.89+233.1j$	37.1
λ_2	$-16.89-233.1j$	
λ_3	$-10.89+133.6j$	21.2
λ_4	$-10.89-133.6j$	
λ_5	-23.83	-
λ_6	0	-
λ_7	-6.94	-

ただし、 j は虚数単位である。ここで、表3-1より複素数となるのは v_1-v_4 のため、変換行列 Q は式(3-12)となる。

$$Q = \begin{bmatrix} \frac{1}{\sqrt{2}} & \frac{1}{\sqrt{2}}j & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{\sqrt{2}} & -\frac{1}{\sqrt{2}}j & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{\sqrt{2}} & \frac{1}{\sqrt{2}}j & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{\sqrt{2}} & -\frac{1}{\sqrt{2}}j & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3-12)$$

式(3-12)より変換行列 T は次式となる。

$$T = \begin{bmatrix} v_{11} & v_{12} & v_{13} & v_{14} & v_{15} & v_{16} & v_{17} \\ v_{21} & v_{22} & v_{23} & v_{24} & v_{25} & v_{26} & v_{27} \\ v_{31} & v_{32} & v_{33} & v_{34} & v_{35} & v_{36} & v_{37} \\ v_{41} & v_{42} & v_{43} & v_{44} & v_{45} & v_{46} & v_{47} \\ v_{51} & v_{53} & v_{53} & v_{54} & v_{55} & v_{56} & v_{57} \\ v_{61} & v_{63} & v_{63} & v_{64} & v_{65} & v_{65} & v_{67} \\ v_{71} & v_{72} & v_{73} & v_{74} & v_{75} & v_{76} & v_{77} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{1}{\sqrt{2}} & \frac{1}{\sqrt{2}}j & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{\sqrt{2}} & -\frac{1}{\sqrt{2}}j & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{\sqrt{2}} & \frac{1}{\sqrt{2}}j & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{\sqrt{2}} & -\frac{1}{\sqrt{2}}j & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3-13)$$

$$= \begin{bmatrix} v_{11} \frac{1}{\sqrt{2}} + v_{12} \frac{1}{\sqrt{2}} & v_{11} \frac{1}{\sqrt{2}}j - v_{12} \frac{1}{\sqrt{2}}j & \cdots & v_{17} \\ v_{21} \frac{1}{\sqrt{2}} + v_{22} \frac{1}{\sqrt{2}} & v_{21} \frac{1}{\sqrt{2}}j - v_{22} \frac{1}{\sqrt{2}}j & \cdots & v_{27} \\ v_{31} * \frac{1}{\sqrt{2}} + v_{32} \frac{1}{\sqrt{2}} & v_{31} \frac{1}{\sqrt{2}}j - v_{32} \frac{1}{\sqrt{2}}j & \cdots & v_{37} \\ v_{41} * \frac{1}{\sqrt{2}} + v_{42} \frac{1}{\sqrt{2}} & v_{41} \frac{1}{\sqrt{2}}j - v_{42} \frac{1}{\sqrt{2}}j & \cdots & v_{47} \\ v_{51} * \frac{1}{\sqrt{2}} + v_{52} \frac{1}{\sqrt{2}} & v_{51} \frac{1}{\sqrt{2}}j - v_{52} \frac{1}{\sqrt{2}}j & \cdots & v_{57} \\ v_{61} * \frac{1}{\sqrt{2}} + v_{62} \frac{1}{\sqrt{2}} & v_{61} \frac{1}{\sqrt{2}}j - v_{62} \frac{1}{\sqrt{2}}j & \cdots & v_{67} \\ v_{71} * \frac{1}{\sqrt{2}} + v_{72} \frac{1}{\sqrt{2}} & v_{71} \frac{1}{\sqrt{2}}j - v_{72} \frac{1}{\sqrt{2}}j & \cdots & v_{77} \end{bmatrix}$$

式(3-13)において v_{i1} と $v_{i2}(i=1,2,\dots,7)$ は共役複素数のため、変換行列 T の列ベクトル t_1 は列ベクトル v_1 の実部、変換行列 T の列ベクトル t_2 は列ベクトル v_1 の虚部を表す。固有値 λ_3 と λ_4 に対応する固有ベクトル v_3 と v_4 も同様である。

次に変換行列 Q による実部と虚部の分離の妥当性を示す。式(3-5)において、モード z_i と状態量 x_i の関係は次式となる。

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_7 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} v_{11} & v_{12} & \cdots & v_{17} \\ v_{21} & v_{22} & & v_{27} \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ v_{71} & v_{72} & \cdots & v_{77} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \\ \vdots \\ z_7 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} v_{11}z_1 + v_{12}z_2 + \cdots + v_{17}z_7 \\ v_{21}z_1 + v_{22}z_2 + \cdots + v_{27}z_7 \\ \vdots \\ v_{71}z_1 + v_{72}z_2 + \cdots + v_{77}z_7 \end{bmatrix} \quad (3-14)$$

式(3-14)より、 v_{1i} は各々状態量 x_i に対応している。そのため、 v_{1i} 、 v_{3i} 、 v_{5i} は速度に、 v_{2i} 、 v_{4i} 、 v_{6i} 、 v_{7i} は角変位に対応している。図3-2に列ベクトル v_1 と v_2 の各要素を複素平面上にプロットする。ここで、列ベクトル v_1 と v_2 の最大値に関して正規化したものとする。

← : v_{i1} (列ベクトル v_1 の各要素), ←----- : v_{i2} (列ベクトル v_2 の各要素)

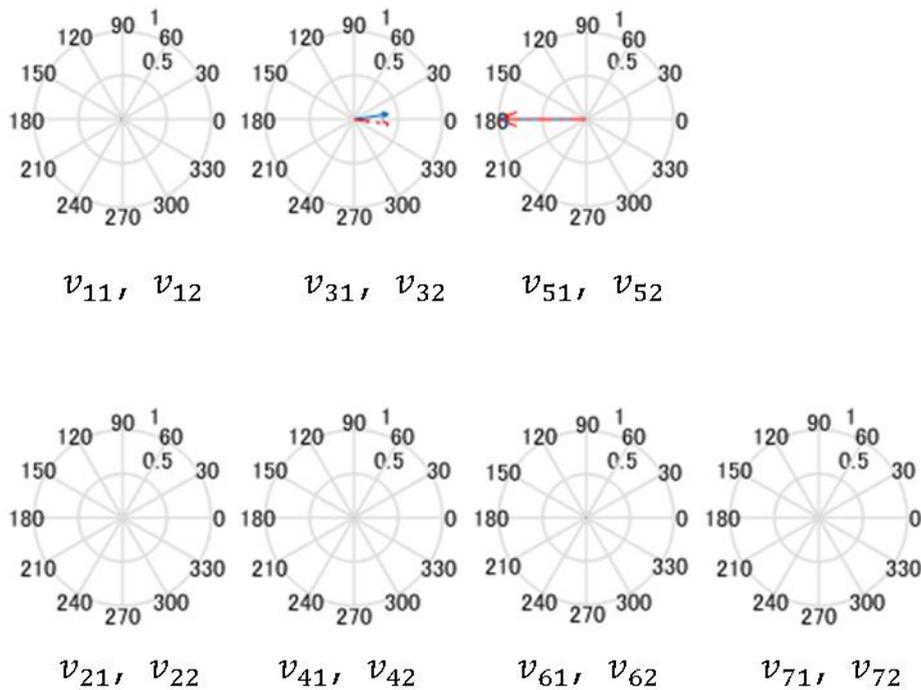


Fig. 3-2 Plots on the complex plane of each element of the column vector v_1 and v_2

図3-2において、 v_{1i} 、 v_{2i} 、 v_{4i} 、 v_{6i} 、 v_{7i} はプロット上に確認できない程大きさが小さく、列ベクトル v_1 、 v_2 は v_{3i} 、 v_{5i} が支配的となっている。 v_{3i} の位相は $\pm 8.76\text{deg}$ 、 v_{5i} の位相は 180.0deg と実成分が支配的である。変換行列 Q により列ベクトル v_1 、 v_2 の実部が列ベクトル

ル t_1 , 虚部が t_2 にそれぞれ分離されるが, 上述の通り虚部の影響は小さいため, モード解析には実部のみを用いる.

次に, 図 3-3 に列ベクトル v_3 と v_4 の各要素を複素平面上にプロットする. ここで, 列ベクトル v_3 と v_4 の最大値に関して正規化したものとする.

← : v_{i1} (列ベクトル v_1 の各要素), ← : v_{i2} (列ベクトル v_2 の各要素)

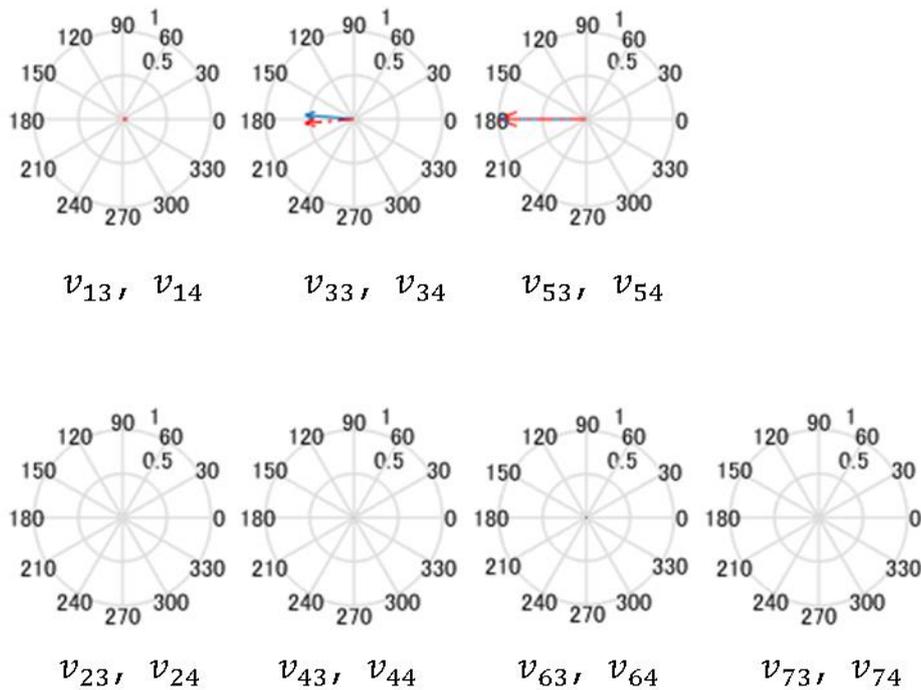


Fig. 3-3 Plots on the complex plane of each element of the column vector v_3 and v_4

図 3-3 のプロットも図 3-2 と同様に, 列ベクトル v_1, v_2 は v_{3i}, v_{5i} が支配的となっており, v_{3i} の位相は $\pm 175.0\text{deg}$, v_{5i} の位相は 180.0deg と実成分が支配的である. そのため, z_3, z_4 に対するモードの解析も実部のみを用いる.

同定結果より得られた固有ベクトルを用いて, モード毎の状態量への影響を表す式(3-11)の列ベクトルの各要素の大きさを, 各要素の最大値に関して正規化した値をまとめたもの(以下, 影響度とよぶ.)を図 3-4 に示す. 共役の複素数となる固有値に対応する 2つのモードは同じであるため, λ_1 と λ_2 に対応する w_1 と w_2 は両モードの最大値で正規化する. また, w_3 と w_4 も同様である. なお, 図 3-4 の横軸は各状態量, 縦軸は影響度である.

第3章 びびり振動低減とサーボ性を両立する制御の設計

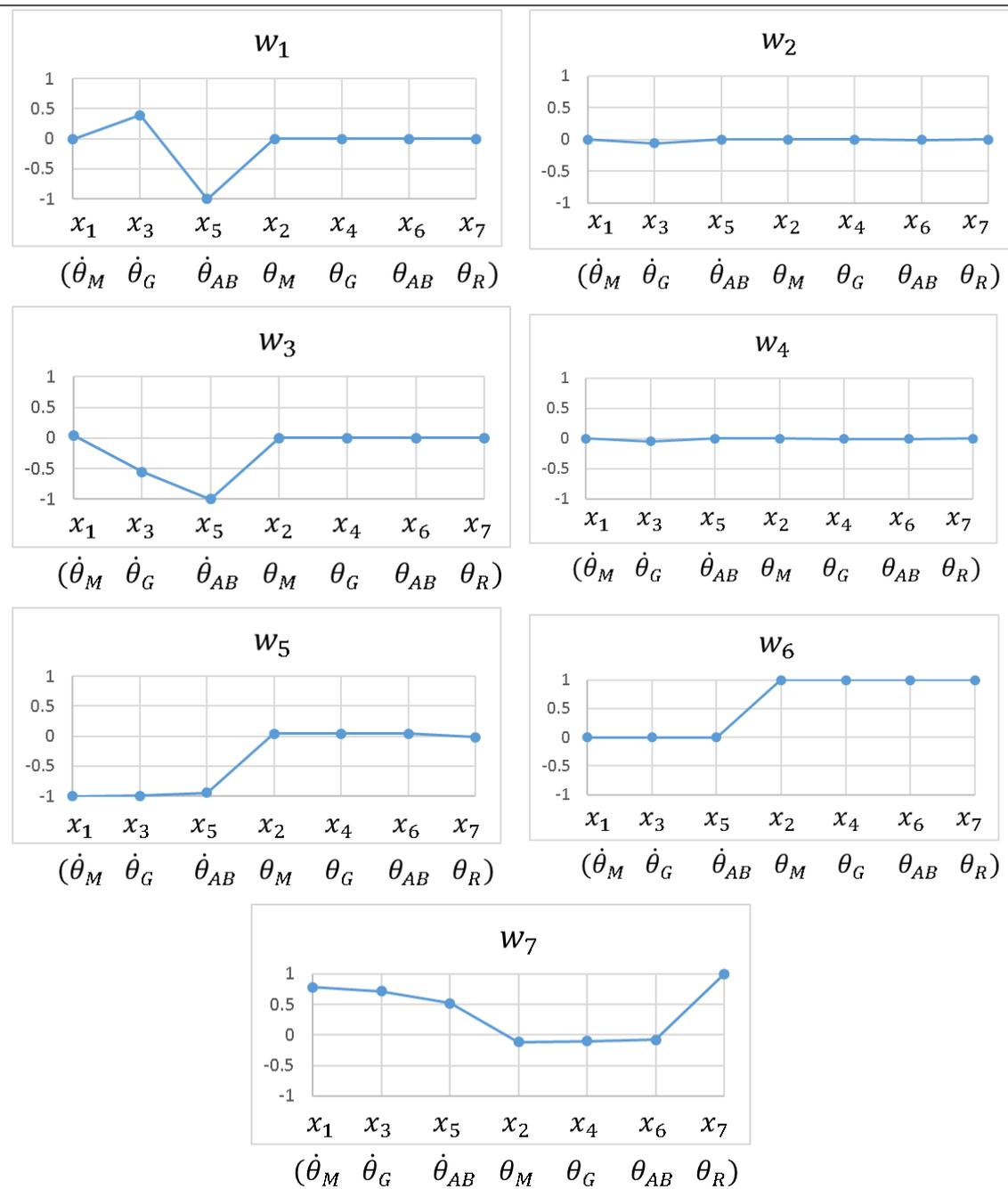


Fig. 3-4 Results of mode analysis

例えば w_1 は、角変位である x_2, x_4, x_6, x_7 に影響なく、角速度 x_3 と x_5 に対しては逆方向に作用する2次モードであることが確認できる。 w_3 は、アーム先端が最も大きく動く1次モードを示しており、表2から対応する固有値が21Hzであることから、びびり振動を表している。さらに、 w_5 は角速度に関するものが同時に、 w_6 は角変位に関するものが同時に影響する剛体モードである。 w_7 はモータからトルクが作用し、ラバーが変形しつつ動作するモードを示している。

第3章 びびり振動低減とサーボ性を両立する制御の設計

以上の解析から、びびり振動抑制のためには w_3 の影響の低減、サーボ性向上には剛体モードであり、対応する固有値の大きさが小さい、つまり収束が遅くサーボ性を阻害する w_6 と w_7 の収束性を向上することで、両者の両立が可能と判断できる。

3.2 状態フィードバック制御系の設計

3.2.1 偏差系への変換と積分器による拡大

びびり振動抑制と目標往復運動への追従性向上を目的とするため、状態FBに加えて、後者の目標値を考慮したサーボ系の設計が必要になる。状態FBに基づくサーボ系は一般に、出力(本制御対象ではギア角変位)と目標値との誤差の積分器を含む出力偏差系として構成されるが、出力の目標値に応じた理想的な状態量が存在するため、これも指定する状態偏差系を構成することにより、サーボ性能を一層向上できると考える。本節ではこの設計法について述べる。

実数モード空間に変換された式(3-7)を制御対象とし、以下の目標となる状態方程式を定義する。

$$\dot{w}^* = Q^{-1}V^{-1}AVQw^* \quad (3-15)$$

ここで、 $w^* = [w_1^*, w_2^*, \dots, w_n^*]^T$ であり、要素は各モードの目標値である。式(3-7)と式(3-15)の偏差より、以下の状態偏差系を得る。

$$\dot{e} = Q^{-1}V^{-1}AVQe + Q^{-1}V^{-1}Bu(t) \quad (3-16)$$

ここで、 $e = [(w_1 - w_1^*), (w_2 - w_2^*), \dots, (w_n - w_n^*)]^T$ は偏差ベクトルである。全状態量の偏差系を対象とした状態FB制御系の設計が可能となるため、極配置法により各偏差の収束性を任意に指定でき、サーボ性能の向上が期待できる。さらに計測可能な出力に関する積分制御器を付加し、これへの追従性を向上する。この目標値を r 、観測値を $y = C_c x = \theta_G$ とし、その偏差は式(3-17)で定義し、式(3-16)と合わせて式(3-18)の拡大系を得る。

$$\delta = \int (r - \theta_G) dt \quad (3-17)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{e} \\ \dot{\delta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q^{-1}V^{-1}AVQ & 0 \\ -C_c & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e \\ \delta \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} Q^{-1}V^{-1}B \\ 0 \end{bmatrix} u \quad (3-18)$$

なお、出力偏差系は式(3-1)と式(3-17)より、式(3-19)となる。

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{\delta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & 0 \\ -C_c & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ d \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix} u \quad (3-19)$$

3.2.2 極配置法による設計

極配置法に基づき、式(3-19)を対象に、びびり振動の低減とサーボ性向上を両立するSFゲインを求める。式(3-7)において対角正準系に変換されており、状態量に関して非干渉の構造となるため、制御が必要なモードのみの選択が可能である⁽⁷⁰⁾。 $x_e = [e, \delta]^T$ 、 $A_e = [[Q^{-1}V^{-1}AVQ, -C_c]^T, [0, 0]^T]$ 、 $B_e = [Q^{-1}V^{-1}B, 0]^T$ とし、式(3-19)を次式で表す。

$$\dot{x}_e = A_e x_e + B_e u \quad (3-20)$$

x_{e1} を制御モード、 x_{e2} を非制御モードとして式(3-20)を分離し、式(3-21)を得る。

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_{e1} \\ \dot{x}_{e2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{e1} & 0 \\ 0 & A_{e2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{e1} \\ x_{e2} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_{e1} \\ B_{e2} \end{bmatrix} u \quad (3-21)$$

式(3-21)から第1ブロックを抽出し、SFゲイン $F_{e1} = [f'_1, f'_2, \dots, f'_s, \dots, f'_{n-o}]$ を算出する。ここで、 o は式(3-21)の第2ブロックの次元、 f'_s は拡大系で追加した積分器に対応するゲインである。式(3-21)の第2ブロックは、モード解析の結果からびびり振動抑制とサーボ性向上に貢献しないと判断したモードであり、対応するSFゲイン F_{e2} は o 次元の行零ベクトルとなる。つぎに F_{e1} と F_{e2} を結合し、式(3-18)に対するSFゲイン F は次式となる。

$$F = [f'_1, f'_2, \dots, f'_{n-o}, 0 \dots 0, f'_s] \quad (3-22)$$

なお、式(3-18)への適合のため f'_s は末に配置する。式(3-7)に対応するSFゲインは式(3-22)から f'_s を除いたものとなり、式(3-1)に対するSFゲイン F_{FB} を式(3-23)の変換により求める。

$$\begin{aligned} F_{FB} &= [f'_1, f'_2, \dots, f'_{n-o}, 0 \dots 0] Q^{-1} V^{-1} \\ &= [f_1, f_2, \dots, f_{n-1}] \end{aligned} \quad (3-23)$$

式(3-21)の積分ゲイン f'_s は、式(3-24)の関係から変換は不要である。

$$y_c = C_c e = C_c V Q w \quad (3-24)$$

モード解析の結果と表3-1から、びびり振動に対応するモード3と対になるモード4、サーボ性を向上するためのモード6、7、さらに出力偏差に関するモードの計5個のモードを制御するものとした。これらに対応する式(3-21)の A_{e1} の固有値を、表3-2のように複素平面内の負の方向に移動するように、極配置法を用いてSFゲインを算出した。この後、式(3-23)の変換により状態量 x に対するSFゲインを得た。

Table 3-2 Desired eigen values for pole-placement method

Parameter	Original	Assigned
λ'_1	-10.89+133.6j	-35.89+133.6j
λ'_2	-10.89-133.6j	-35.89-133.6j
λ'_3	0	-10
λ'_4	-6.94	-9.94
λ'_5	0	-8

3.3 制御性能の評価

3.3.1 シミュレーション

図 3-5 に示す状態偏差系の状態 FB 系を構築し、3.2 節で導出した状態偏差系に基づく制御系の性能を一般的な PI 制御系と比較する。ここで、PI 制御系の構成は図 2-3 の通りとする。

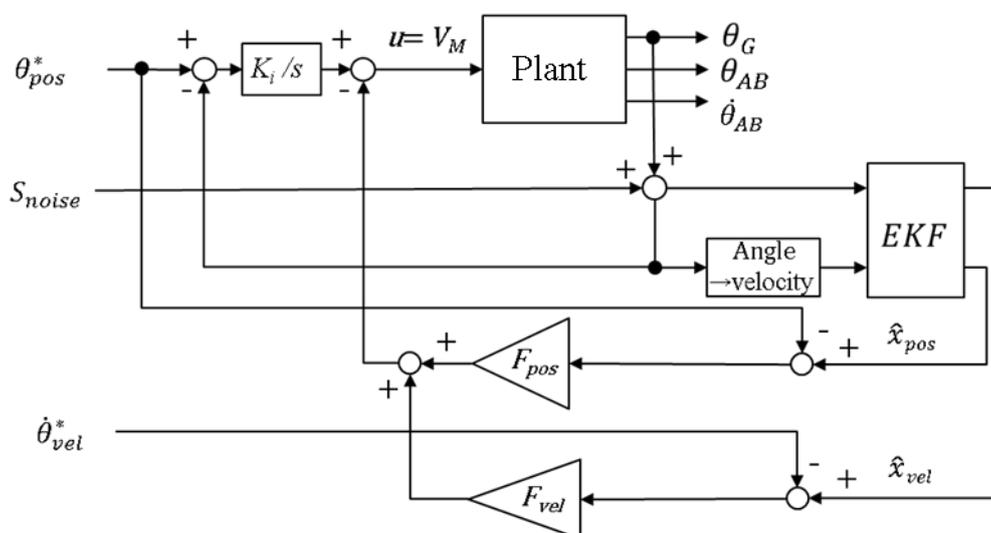


Fig. 3-5 Block diagram of state FB control system

Plant は式(2-1)-式(2-7)で表される非線形の動特性モデルである。制御に使用する状態量は 2.5 節に示した提案法の EKF による推定値とし、 $\hat{x}_{pos} = [\hat{\theta}_M, \hat{\theta}_G, \hat{\theta}_{AB}, \hat{\theta}_R]$ 、 $\hat{x}_{vel} = [\hat{\theta}_M, \hat{\theta}_G, \hat{\theta}_{AB}]$ 、制御ゲイン $F_{pos} = [f_2, f_4, f_6, f_7]$ 、 $F_{vel} = [f_1, f_3, f_5]$ 、指令値は $\theta_{pos}^* = [\theta_M^*, \theta_G^*, \theta_{AB}^*, \theta_R^*]$ 、 $\dot{\theta}_{vel}^* = [\dot{\theta}_M^*, \dot{\theta}_G^*, \dot{\theta}_{AB}^*]$ である。なお、EKF では式(2-11)-(2-12)の Maxwell モデルにおける θ_R を含まないため、 $\hat{\theta}_R = \hat{\theta}_{AB}$ として制御する。 $\hat{\theta}_R$ は w_7 において、剛体モードとして作用していることから問題ないと判断した。計測可能な出力はギア角変位とし、積分ゲイン K_i は式(3-22)の f'_s である。なお、実際の装置の動作を想定し、ギア角変位にセンサノイズ S_{noise} を重畳する。ここで、 S_{noise} は実験で用いるセンサの 2LSB 誤差 に相当する 0.176deg を最大片振幅とするランダム信号である。

さらに、サーボ性向上のための状態偏差系の効果を確認するため、図 3-6 に示す出力偏差系の動作も確認する。

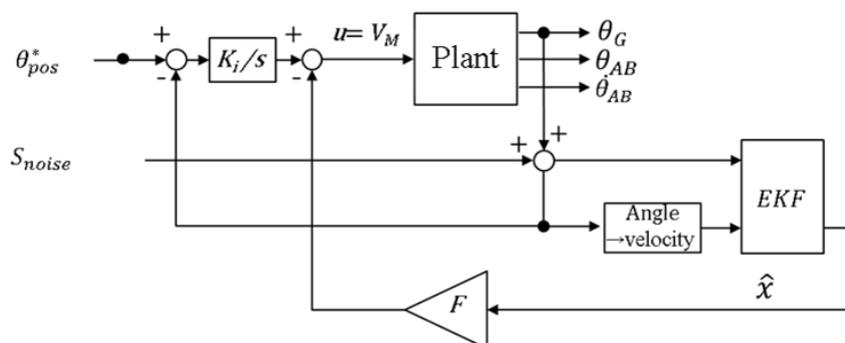


Fig. 3-6 Block diagram of output error state FB

Plant, θ_{pos}^* , EKF, 積分ゲイン K_i は図 3-5 に示す状態偏差系のシミュレーションと同じとし, SF ゲイン F は式(3-23)の F_B である.

図 3-5 の状態偏差系と図 3-6 の出力偏差系のシミュレーションは共に, Plant の計算周期を 0.1ms, 推定器や速度への計算, SF ゲインの計算及び計測値のサンプリング周期は 1ms とする.

速度指令値を $\dot{\theta}_{vel}^* = (60\pi/T)\sin(2\pi t/T)$ [deg/s], 位置指令値を $\theta_{pos}^* = \int \dot{\theta}_{vel}^* dt$ [deg]とした時のギア角変位と制御入力, アーム先端加速度としたシミュレーション結果を図 3-7 示す. 指令値の振幅は後述の実験で使用する図 2-2 に示す装置で動作可能な上限とし, 周期 T は 2.0sec と 4.0sec とした. 一般的なワイパの動作には周期の短い Hi モードと長い Lo モードがあるが, びびり振動は低速時に発生し易い. 本研究では, 実環境におけるバッテリーの劣化によるモータ速度の低下を想定し, T が約 1.4sec の Lo モードより遅い 2.0sec の周期で動作させた. さらに厳しい条件での効果も確認するため 4.0sec の周期も実施した. なお, EKF への入力となるギア角速度は, ギア角変位から式(2-37)の差分で換算した値を用いる. 上段のサーボ性能を以下の誤差平均により評価した.

$$Err_mean = \frac{1}{m_n} \sum_{m=1}^{m_n} |\theta_{pos}^*(m) - \theta_G(m)| \quad (3-25)$$

ただし, m はサンプリング時点である. m_n は各測定値の最後のデータの番号であり, データの総数となる.

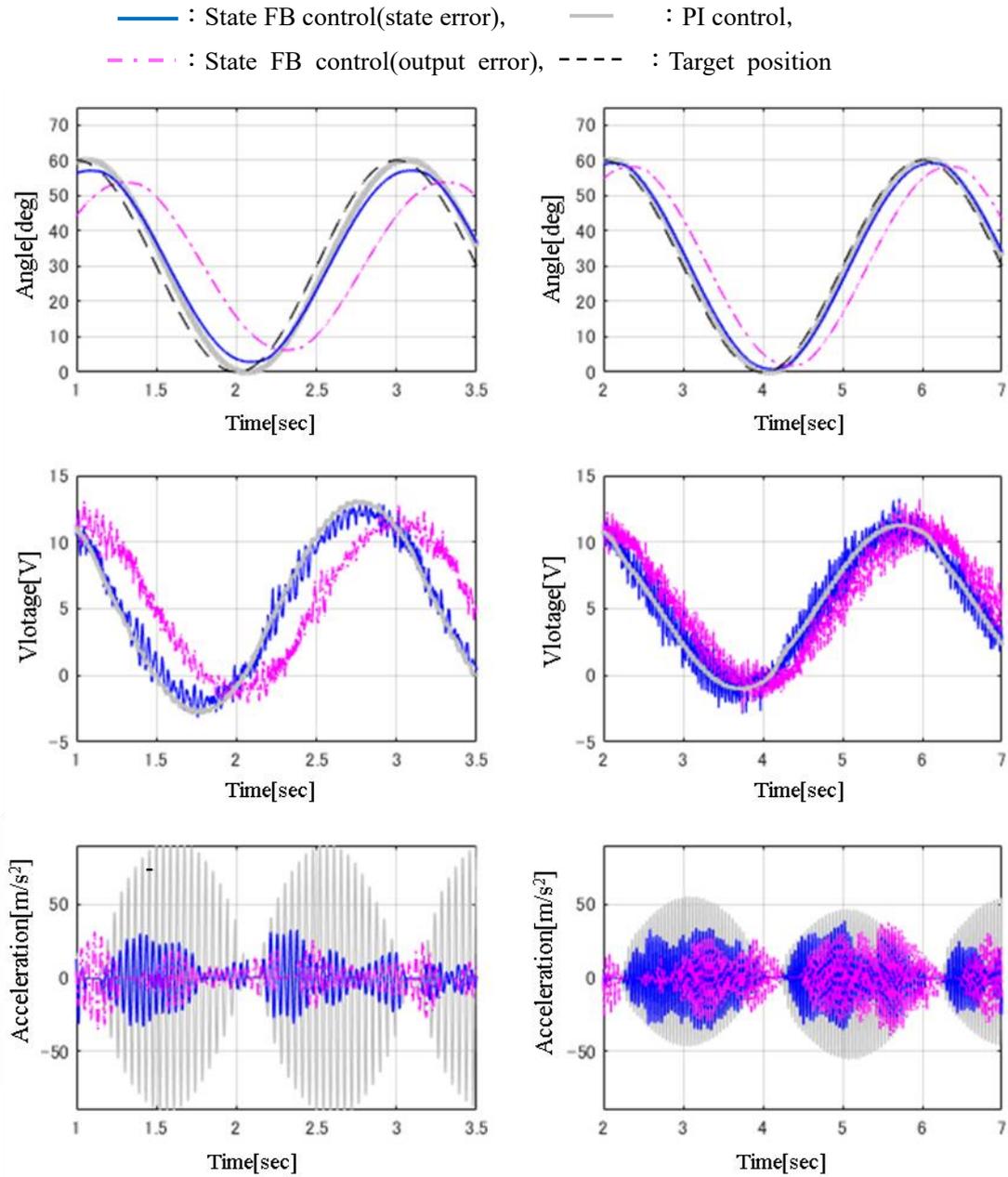


Fig. 3-7 Simulation results

Left: 2.0sec period, Right: 4.0sec period

Top: Gear angle

Middle: Control input

Bottom: Acceleration at arm tip

$T=2.0\text{sec}$ における誤差平均は PI 制御系で 3.64deg , 状態偏差系 4.01deg , 出力偏差系 16.5deg であり, $T=4.0\text{sec}$ では, それぞれ 1.82deg , 2.33deg , 10.2deg となり, 状態偏差系とすることで, 出力偏差系より追従性が大きく改善し, びびり振動を考慮しない PI 制御系と同等の追

従性が得られている。一方、出力偏差系では指令値の変化に追いつかず、払拭範囲が狭くなり、搭乗者の視認性にも影響を及ぼす。

中段は制御入力であるモータに印加される電圧であり、自動車用バッテリー電圧に合わせて上限を 13.5V とした。SF ゲインを過大とすることなく制御系設計が可能であるため、いずれも制限を満たしていることが確認できる。

下段はアーム先端の加速度である。T=2.0sec 時に PI 制御系の片振幅の最大値は 89.9m/s²、状態偏差系は 23.7m/s² で 73.6%低減、出力偏差系は 31.3m/s² で 65.2%低減している。T=4.0sec 時は PI 制御系で 55.3m/s²、状態偏差系は 37.4m/s² で 32.3%の低減、出力偏差系は 37.6m/s² で 32.0%低減している。

3.3.2 実験

図 3-6 における Plant を図 2-2 に示す装置とし、制御の構成、指令値はシミュレーションと同じとする。びびり振動の再現のし易さから、ガラス面には市販の撥水剤を塗布し、散水する。びびり振動は、アーム先端に張り付けた圧電式振動ピックアップで測定する。

実験において、シミュレーションと同様に、状態偏差系の状態 FB 系と PI 制御系の実験結果の比較を図 3-8 に示す。なお、出力偏差系はシミュレーション結果において明らかにサーボ性能が低下していたため、安全性や装置の損傷に配慮し、実験を実施していない。

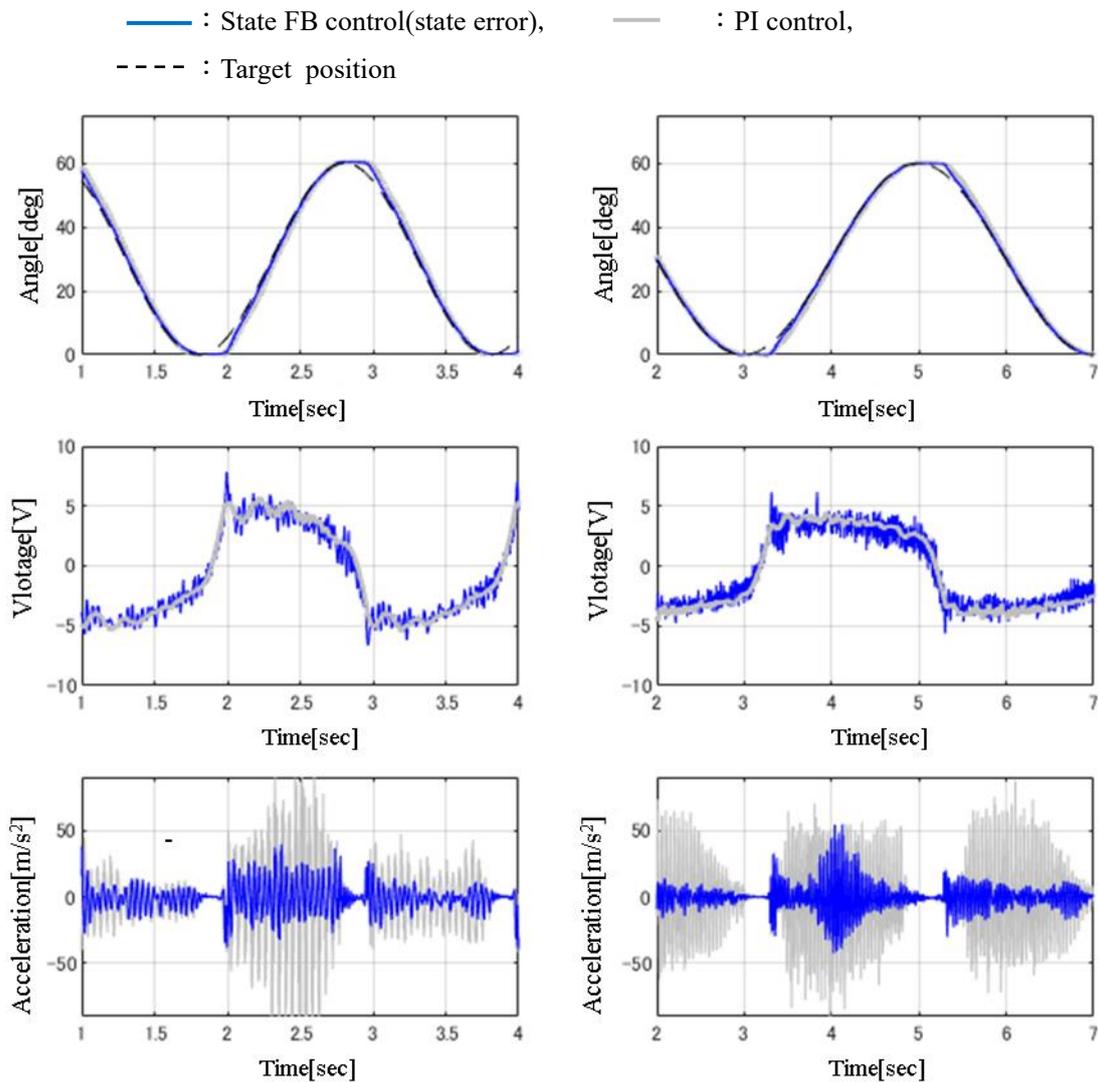


Fig. 3-8 Experimental results

Left: 2.0sec period, Right: 4.0sec period

Top: Gear angle

Middle: Control input

Bottom: Acceleration at arm tip

図 3-8 の上段から $T=2.0\text{sec}$ での誤差平均は PI 制御系 : 2.70deg , 状態偏差系 : 1.88deg , $T=4.0\text{sec}$ では, それぞれ 1.71deg , 1.12deg となり, シミュレーションと同様に高い追従性を実現した.

アーム先端の加速度の最大片振幅は, $T=2.0\text{sec}$ では PI 制御系 88.5m/s^2 で状態偏差系 36.1m/s^2 と 59% 低減し, $T=4.0\text{sec}$ では, それぞれ 65.9m/s^2 , 54.2m/s^2 で 17.8% 低減しており, 振動低減においてもシミュレーションと同様の効果を得た. ただし, $T=4.0\text{sec}$ における状態偏差系は, 時刻 4.0sec 付近のみ大きく振動が残っているが, その他の時刻では 10m/s^2 程度

まで低減している。

中段の制御入力では、上限の 13.5V を超える過大な入力がないことを確認でき、制御ゲインが適切に設定されたと考える。

3.3.3 実験における制御の再現性の確認

制御の効果の再現性を確認するため、 $T=4.0\text{sec}$ と 2.0sec の指令に対し、PI 制御系と状態偏差系において各 10 サイクルの実験を 5 回行い、合計 50 サイクル分のデータを収集する。次に、1 サイクル毎にアーム先端加速度の FFT を求め、図 3-9 の通り 21Hz のピーク値を求める。

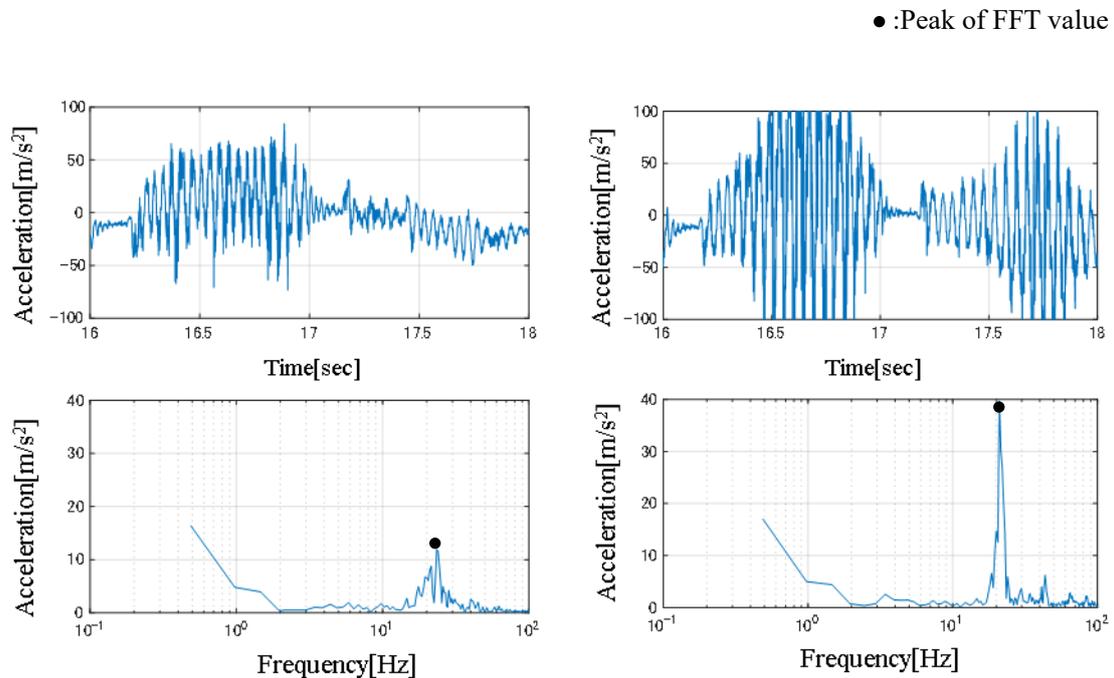


Fig. 3-9 FFT results of 1 cycle acceleration data

Left : State FB control(state error) , Right : PI control

図 3-9 の通り、1 サイクルにびびり振動は複数回発生するため、各々のピーク値による効果の確認はノイズの影響もあるため難しい。そのため、1 サイクルのデータ毎に FFT を行い、びびり振動の周波数である 21Hz の値を比較する。

動作周期と制御毎の各 50 サイクル分の FFT から求めた平均値、最大値、最小値を図 3-10 にまとめる。

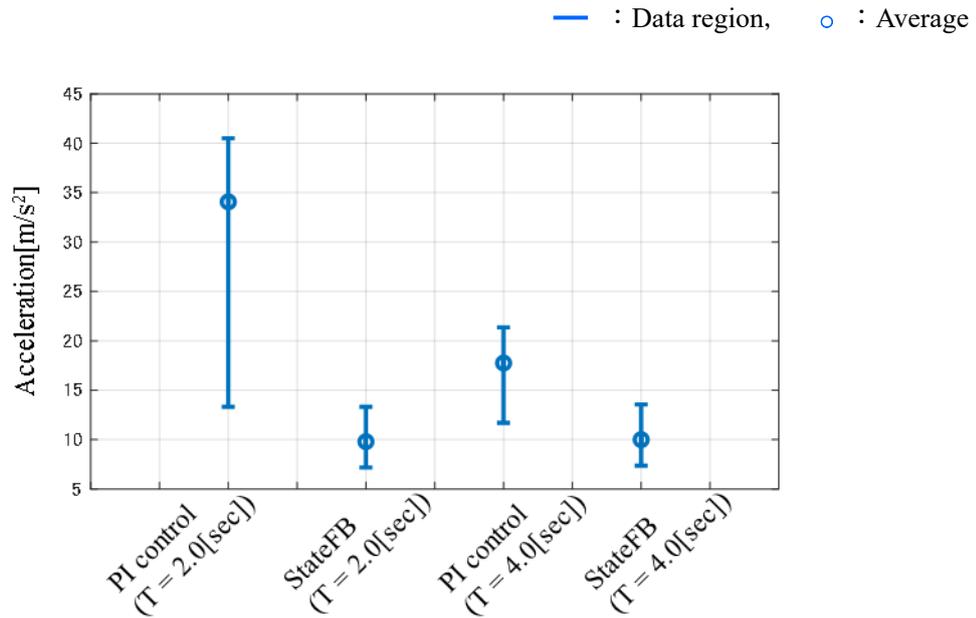


Fig. 3-10 Summary of average , maximum and minimum values

図 3-10 において、 $T=2.0\text{sec}$ の PI 制御系の平均値が 34.07m/s^2 、分散が $33.76(\text{m/s}^2)^2$ 、状態偏差系の平均が 9.79m/s^2 、分散が $1.79(\text{m/s}^2)^2$ である。PI 制御系の分散が大きい理由は、図 3-8 の左下段の時刻 3-4sec 間のように、びびり振動の小さい状態が発生することによる

$T=4.0\text{sec}$ の PI 制御系の平均値が 17.75m/s^2 、分散が $2.40(\text{m/s}^2)^2$ 、状態偏差系の平均が 9.99m/s^2 、分散が $2.01(\text{m/s}^2)^2$ である。PI 制御系に対し $T=2.0\text{sec}$ では平均値で 71%低減、 $T=4.0\text{sec}$ では平均値で 43%の低減である。 $T=4.0\text{sec}$ では $T=2.0\text{sec}$ より相対的な効果が低減しており、シミュレーションと同様の傾向である。ただし、実用の Lo モードを想定した場合には、 $T=2.0\text{sec}$ の結果でも十分に低速であり、往復動作の追従性を維持し、制御入力の大きさも適当であることから実用性が高いと判断する。

3.4 まとめ

第2章で提案した摩擦特性の非線形性を考慮した拡張カルマンフィルタに基づく、状態FB系の設計法を提案した。まず、制御系設計のために、ガラス面とラバー間の摩擦特性をラバーの反力として表現した Maxwell モデルを用いたワイパの動特性モデルを構築した。つぎに、モード解析により制御が必要なモードを特定し、びびり振動の低減と往復動作のサーボ性向上に有効なモードのみを対象とする制御系設計を行うことで、SFゲインの増大を避け、安全性とバッテリー電圧の制限を考慮することが可能となった。さらに、観測可能な出力の目標値のみならず、状態量の目標値を指定する状態偏差系を設計することでサーボ性能を大きく向上できた。実験において、PI制御系に対し、誤差平均値が33%低減し、びびり振動についても1サイクルが2.0secでは平均で71%、4.0secでは43%の低減が可能となり、実用に十分な性能を確認した。

第4章 最適動作によるオーバーラン低減

1.3節で述べたワイパのオーバーランはワイパの動特性に加え、車両の剛性等も影響するため、数式による動特性モデルの構築が困難である。そこで、動特性モデルを用いるフィードバック制御ではなく、目標動作の修正により低減する方法を提案する。ワイパ動作の反転直前に十分減速することで行き過ぎ量の低減は可能である。しかし、減速度合いが大きい場合、反転位置に到達する前に停止してしまい払拭が不十分となることから、最適な減速が求められる。本研究では設計者がオーバーラン低減のためのワイパの動作を実験的に調整できる表現方法を提案する。

最適な目標動作によるオーバーラン低減の課題は、ワイパに適した目標動作の表現方法と、最適動作の探索方法の2点である。1点目に対しては、車両からの要求や法規により要求される払拭範囲と周期を保持しつつ、2つの変数で動作を調整可能な方法を提案する。2点目はシミュレーションと実験によるデータから、応答曲面法⁽⁷¹⁾⁻⁽⁷⁵⁾によるオーバーランの大きさの近似応答曲面にて、これが最小となる最適動作を探索する。応答曲面法を用いる利点として、少ない測定データで最適解を導出可能であることと、調整変数によるオーバーランの変化が視覚的に確認可能なため、設計者が理解し易いという利点がある。

本章では提案する2変数により調整可能な目標動作の表現方法と、シミュレーションにて応答曲面法による目標動作の探索が可能であることを確認し、応答曲面の多項式化により少ない実験回数でも精度よく最適解を探索可能であることを確認した内容を述べる。

4.1.2 変数による目標動作の表現方法

応答曲面法による最適動作の探索において、設計変数が2つの場合、3次元のグラフを作成でき、設計者が視覚的に設計変数とオーバーランの関係を理解し易い利点がある。その利点を活かすため、本節では2変数による目標動作の設計方法を示す。

2つの変数を α と β とし、 α の役割は目標動作の角速度が最大となる位置の調整であり、 β は反転位置付近の減速と、角速度の最大値の比率を変更するものとした。ここで、ワイパの目標動作は車両からの要求と法規により定められる2つの制約がある⁽²⁾。1つは図4-1に示す払拭範囲である。

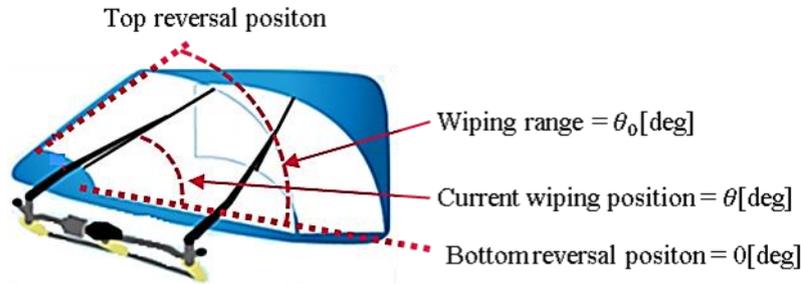


Fig. 4-1 Wiping range

図4-1のように、往復運動のための反転位置はAピラー側（以下、上反転位置）とボディ側（以下、下反転位置）の2か所であり、ハードウェアの設計により決定される。アームが下反転位置に到達した時の角度を0degとし、上反転位置に到達した時の角度は θ_0 である。この θ_0 が払拭範囲を表し、1つ目の制約である。2つ目は、往復動作の角周波数であり、 ω とする。以上の制約を満たし、 α と β を調整する。なお、 α の範囲は $-0.1 \leq \alpha \leq 0.1$ 、 β の範囲は $0 \leq \beta \leq 1$ となる。範囲外の数値では、反転位置到達前に進行方向が変わるなど、ワイパに適さない挙動となるため、本研究では検討しない。

初めに、目標動作の時間を調整するための変数 χ を導入する。

$$\begin{cases} \chi = t + \alpha \sin \omega t \\ \dot{\chi} = 1 + \alpha \omega \cos \omega t \end{cases} \quad (4-1)$$

次に、 χ を変数とした調和関数により角変位の関数を定義し、その微分と共に式(4-2)に示す。

$$\begin{cases} \theta = \frac{1}{2} \theta_0 (1 - \cos \omega \chi) \\ \dot{\theta} = \frac{1}{2} \theta_0 \omega \sin \omega \chi \end{cases} \quad (4-2)$$

反転位置付近の減速を調整するため、 β と γ というパラメータを導入して式(4-2)を変換し、式(4-3)を得る。

$$\begin{aligned}\dot{\phi} &= \gamma\{1 - \beta \cos 2\omega\chi\}\dot{\theta} \\ &= \gamma\dot{\theta}(1 - \beta) + 2\gamma\beta\dot{\theta}\sin^2\omega\chi\end{aligned}\tag{4-3}$$

ここで、 ϕ をワイパの目標動作速度を表す関数とし、式(4-2)を式(4-3)に代入して

$$\dot{\phi} = \gamma(1 - \beta)\dot{\theta} + \gamma\beta\theta_0\omega\sin^3\omega\chi\tag{4-4}$$

を積分することにより、次式の角変位の目標動作を得る。

$$\begin{aligned}\phi &= \gamma(1 - \beta) \int \dot{\theta} dt + \gamma\beta\theta_0\omega \int \sin^3(\omega\chi) \frac{d\chi}{dt} dt \\ &= \frac{1}{2}\gamma(1 - \beta)\theta_0 - \frac{1}{2}\gamma(1 + \beta)\theta_0\cos\omega\chi + \frac{1}{3}\gamma\beta\theta_0\cos^3\omega\chi + \Gamma\end{aligned}\tag{4-5}$$

ここで Γ は積分定数であり、 ϕ の初期値 $\phi(0) = 0$ から次式を得る。

$$\Gamma = -\frac{1}{2}\gamma(1 - \beta)\theta_0 + \frac{1}{2}\gamma(1 + \beta)\theta_0 - \frac{1}{3}\gamma\beta\theta_0 = \frac{2}{3}\gamma\beta\theta_0\tag{4-6}$$

式(4-5)と式(4-6)より

$$\begin{aligned}\phi &= \frac{1}{2}\gamma(1 - \beta)\theta_0 - \frac{1}{2}\gamma(1 + \beta)\theta_0\cos(\omega\chi) + \frac{1}{3}\gamma\beta\theta_0\cos^3\omega\chi + \frac{2}{3}\gamma\beta\theta_0 \\ &= \gamma\left\{\frac{1}{2}(1 - \beta) - \frac{1}{2}(1 + \beta)\cos\omega\chi + \frac{1}{3}\beta\cos^3\omega\chi + \frac{2}{3}\beta\right\}\theta_0\end{aligned}\tag{4-7}$$

境界条件 $\phi = \theta_0$ 、 $\omega\chi = \pi$ により式(4-8)を得る。

$$\phi = \gamma\left\{\frac{1}{2}(1 - \beta) + \frac{1}{2}(1 + \beta) - \frac{1}{3}\beta + \frac{2}{3}\beta\right\}\theta_0 = \theta_0\tag{4-8}$$

したがって、

$$\gamma = \frac{3}{3 + \beta}\tag{4-9}$$

が必要である。式(4-9)を式(4-7)に代入し、時間微分により、式(4-1)と共に、次のワイパの動作動作を表す関数を得る。

$$\phi = \frac{3}{3 + \beta}\left\{\frac{1}{6}(3 + \beta) - \frac{1}{2}(1 + \beta)\cos\omega\chi + \frac{1}{3}\beta\cos^3\omega\chi\right\}\theta_0\tag{4-10}$$

$$\dot{\phi} = \frac{1}{2} \frac{3}{3+\beta} \theta_0 \omega \dot{\chi} \sin \omega \chi (1 - \beta \cos 2\omega \chi) \quad (4-11)$$

$\alpha = 0$, $\theta_0 = 1$ とし, β を 0, 0.5, 1 とした時の目標動作 ϕ と $\dot{\phi}$ の例を図 4-2 に示す.

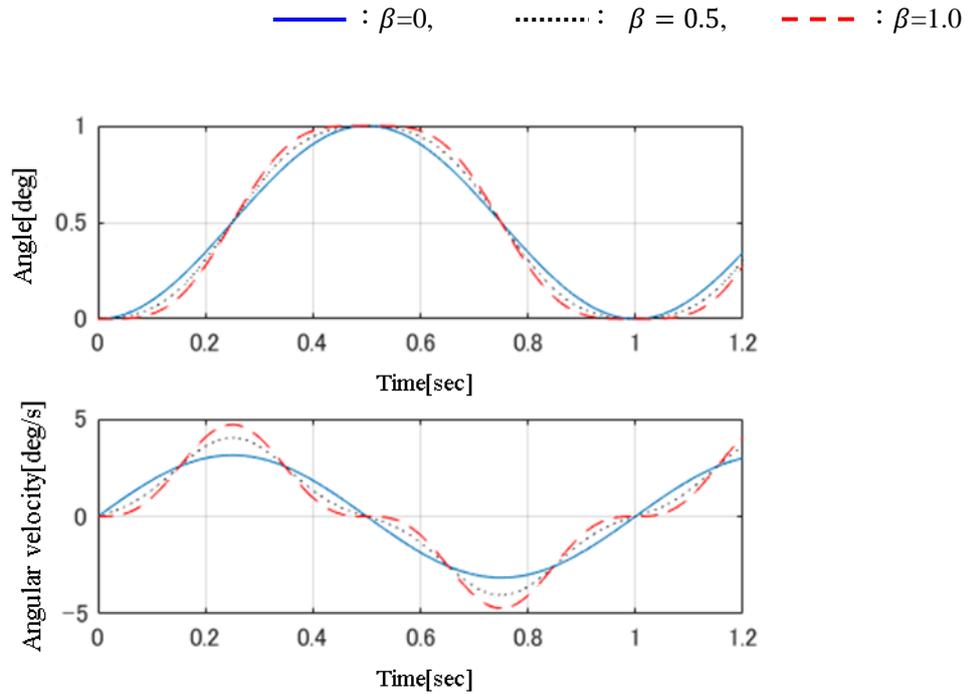


Fig. 4-2 Effect of parameter β to velocity profile
upper : angle, lower : velocity

図 4-2 において, 0.5sec の $\phi = 1$ が上反転位置で, 1.0sec の $\phi(t) = 0$ が下反転位置である. 0sec が $\beta=0$ では, α も 0 であることから, $\dot{\phi}$ は正弦波となっている. 次に β が大きくなると反転位置到達前の減速が大きくなる. さらに減速に伴い, 速度の最大値が増加する. これは, 払拭範囲と総移動時間を一定とするためである. 以上より, β の調整により, 反転位置付近の減速度合いを調整することが可能となる.

次に変数 α を変えた時の目標動作 ϕ と $\dot{\phi}$ の例を図 4-3 に示す. ただし, $\beta = 1.0$, $\theta_0 = 1$ とし, α を-0.1, 0, 0.1とした.

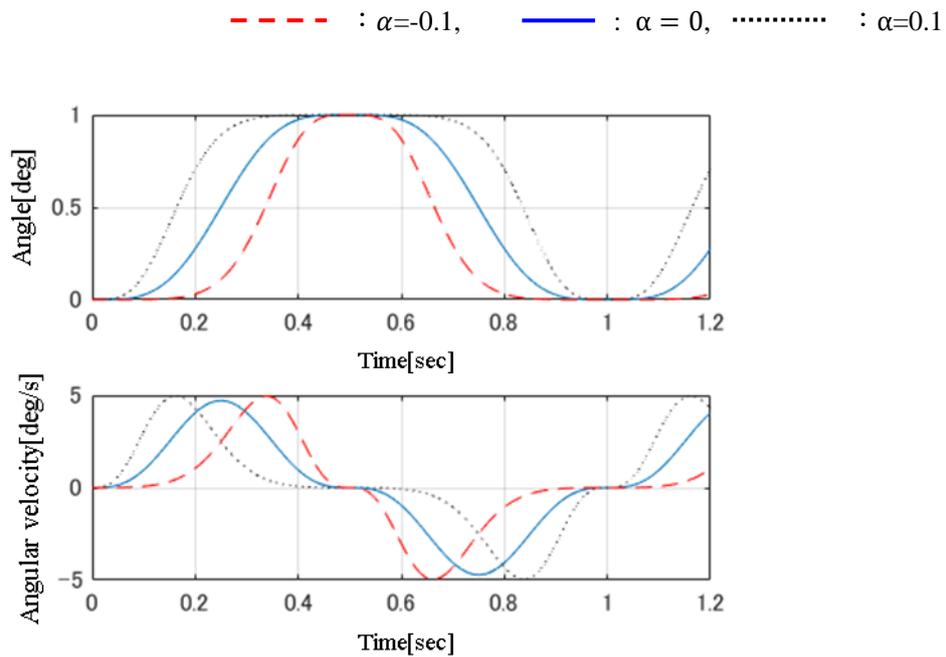


Fig. 4-3 Effect of parameter α to velocity profile
(upper : angle, lower : velocity)

図 4-3 において $\alpha=0$ の時は図 4-2 の破線のグラフと同じであり、0.25sec や 0.75sec の反転位置間の中間で速度が最大となる。 α を負とすると、正速度の最大値と負の最大値が共に上反転位置に近くなる。 α を正とすると、逆側への変化となる。このことは、ワイパが下反転位置から上反転位置に向かう時と、上反転位置から下反転位置に向かう時で重力や走行風の影響で特性が異なることへの対応に有効である。以上より、 α により速度のピーク位置の調整が可能となる。

4.2 応答曲面による最適動作の探索

ガラスとラバー間の摩擦特性は雨量や撥水剤により変化することから、オーバーランの特性を表した数式モデルの構築は容易ではない。したがって、本研究では、目標動作の設計変数である α と β を調整して得た測定データからオーバーラン特性を表す応答曲面法を適用して式(4-10)-(4-11)の最適動作を探索する。

4.2.1 応答曲面法的设计

応答曲面法は可能な限り少ない測定データを基に、対象のシステムにおける最適解を導出するための数学的かつ、統計的な手法である⁽⁷⁴⁾⁻⁽⁷⁷⁾。応答を y 、入力変数を x_1, \dots, x_k と仮定し、次式を得る。

$$y = f(x_1, \dots, x_k) + e \quad (4-12)$$

ここで、 e は実データと応答曲面の近似値との誤差である。入力変数を $x_1 = \alpha$ と $x_2 = \beta$ 、応答 y をオーバーランの値と仮定する。応答曲面法において、関数 f は次の多項式で表される。

$$y = c_0 + c_1x_1 + c_2x_2 + c_{11}x_1^2 + c_{22}x_2^2 + c_{12}x_1x_2 + \text{higer order terms} + e \quad (4-13)$$

ここで、 $c_0, c_1, c_2, c_{11}, c_{22}, c_{12}, \dots$ は実験的に決定する係数である。 n 個の応答 y_1, \dots, y_n と入力 $x_{11}, x_{12}, x_{21}, x_{22}, \dots, x_{n1}, x_{n2}$ に対し、次式のように拡張可能である。

$$Y = XC + E$$

$$Y = [y_1, \dots, y_n]^T$$

$$Y = XC + E$$

$$E = [e_1, \dots, e_n]^T \quad (4-14)$$

$$X = \begin{bmatrix} x_{11} & x_{12} & \dots & x_{11}x_{12} & \dots \\ x_{21} & x_{22} & \dots & x_{21}x_{22} & \dots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ x_{n1} & x_{n2} & \vdots & x_{n1}x_{n2} & \dots \end{bmatrix}$$

ここで $C = [c_0, c_1, c_2, c_{11}, c_{22}, c_{12}, \dots]^T$ はデータから決定する定数で、 e_1, \dots, e_n は実測と応答曲面による近似値との偏差である。

係数 C は、式(4-15)に示す誤差 e_i の最小二乗関数により算出する。

$$\begin{aligned} \Phi &= \sum_{j=1}^n E^2 \\ &= E'E = (Y - XC)^T(Y - XC) \end{aligned} \quad (4-15)$$

式(4-15)を展開すると ϕ は式(4-16)となる.

$$\begin{aligned}\phi &= Y^T Y - C^T X^T Y - Y^T X C + C^T X^T X C \\ &= Y^T Y - C^T X^T Y - Y^T X C + C^T X^T X C \\ &= Y^T Y - 2C^T X^T Y + C^T X^T X C\end{aligned}\tag{4-16}$$

これから最小二乗の推定量を求める. 式(4-16)を C について微分し式(4-17)を得る.

$$\frac{\partial \phi}{\partial C} = -2X^T Y + 2X^T X C = 0\tag{4-17}$$

式(4-17)より式(4-15)を最小化する必要条件である(4-18)を得る.

$$C = (X^T X)^{-1} X^T Y\tag{4-18}$$

4.2.2 2変数による目標動作の表現と応答曲面法による最適動作の探索

応答曲面法の有効性を確認するため, 有限要素法に基づくワイパの動特性モデル^{(3),(78)-(80)}を使用する. シミュレーション結果の例を図4-4に示す. シミュレーションにおいて, 変数 α と β の範囲は $-0.1 \leq \alpha \leq 0.1$, $0 \leq \beta \leq 1$ であり, 各範囲内での組み合わせにより, 異なる441通りの目標動作を作成した. 動特性モデルより得られる図4-4の結果からオーバーランを求め, 図4-5に441点のプロットと441点のデータから作成した応答曲面を示す.

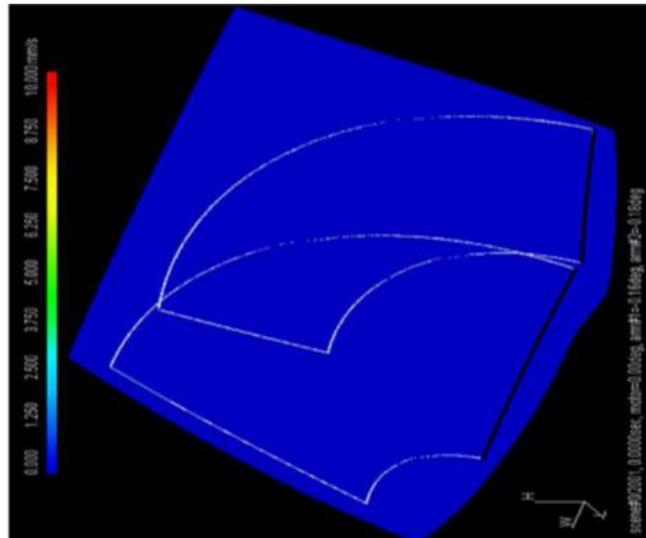


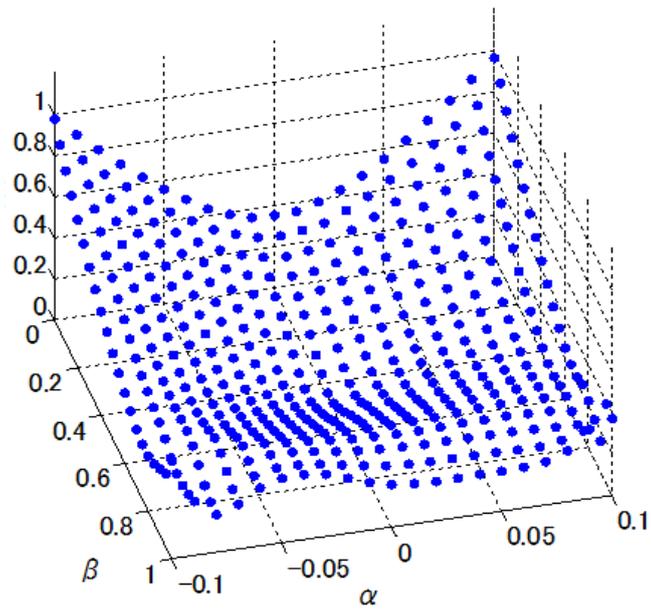
Fig. 4-4 Example of simulation results

図4-5(a)は, 変数 α と β で, 441通りの異なる組み合わせを作り, 式(4-10)に代入して得た目標動作における上反転位置と下反転位置のオーバーランの2乗平均値を正規化した値のプロットであり, 図4-5(b)は441点の結果から式(4-19)に示す2次多項式より近似した応答

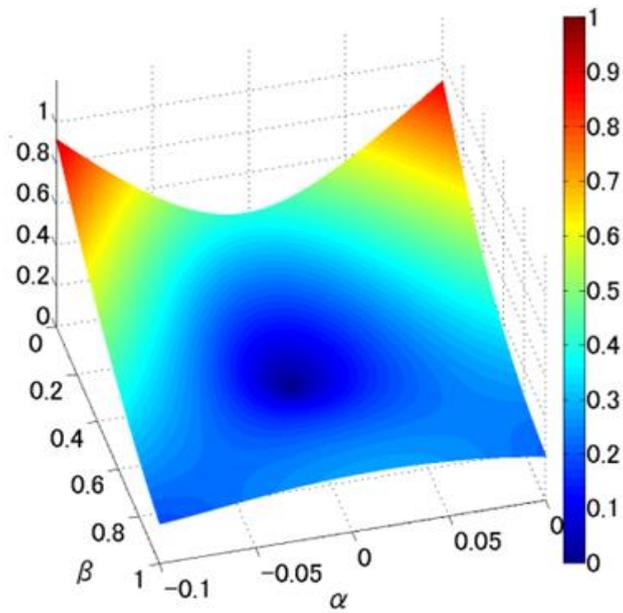
曲面を示す.

$$y = c_0 + c_1x_1 + c_2x_2 + c_{11}x_1^2 + c_{22}x_2^2 + c_{12}x_1x_2 \quad (4-19)$$

ここで, 式(4-19)の係数 $C = [c_0, c_1, c_2, c_{11}, c_{22}, c_{12}]$ は式(4-18)より算出する.



(a) Plots of simulation results

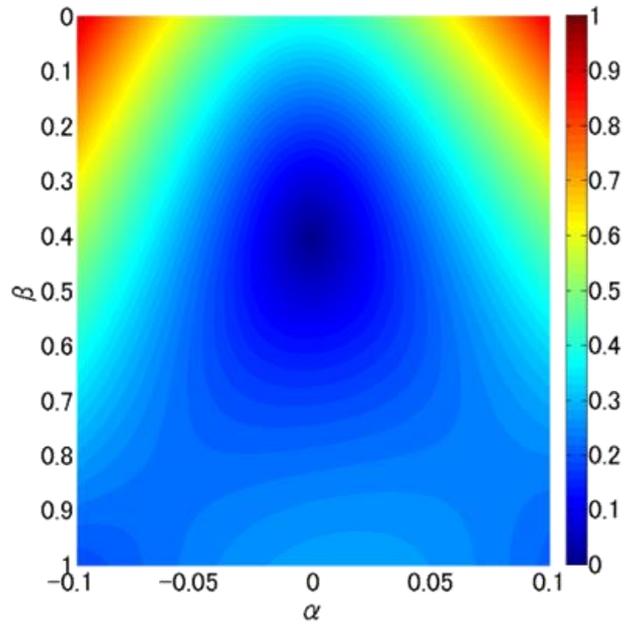


(b) Approximate response surface

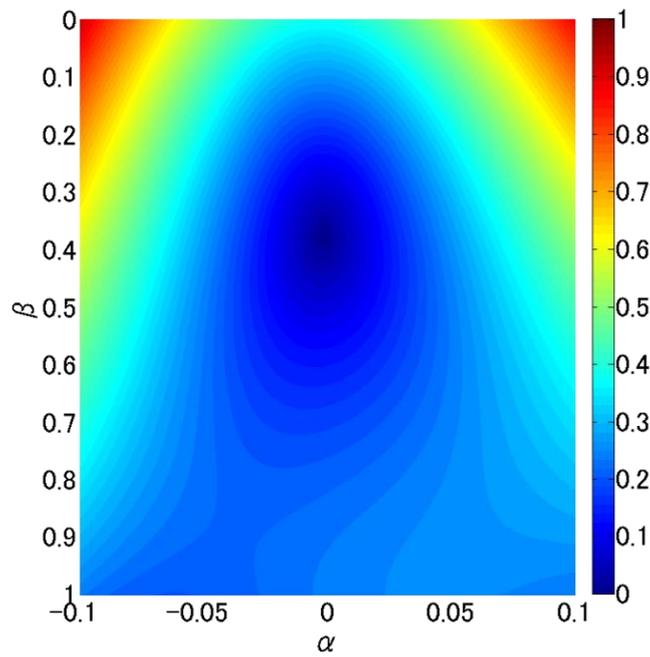
Fig. 4-5 Simulation results with 441 plots
(Vertical axis is the normalized over-run)

図4-5より、 $\alpha = 0$ 、 $\beta = 0.5$ でオーバーランが最小となることが期待できる。

実験データを応答曲面法に適用する際は、実験時間の短縮や、実験回数の低減が要求される⁽⁷⁶⁾⁻⁽⁷⁷⁾。したがって、変数 α と β の範囲内での分割数を21から5とし、25点の異なる組み合わせでも目標動作を作成した。図4-6にシミュレーションにおける、441点と25点のデータで作成した応答曲面の比較を示す。



(a) Generated with 441 plots



(b) Generated with 25 plots

Fig. 4-6 Comparison of approximate response surfaces with different number of plots
(Color denotes the normalized over-run)

図 4-6 の比較より、441 点と 25 点で作成した各応答曲面の差はないことから、応答曲面

を作成するための実験データ数を 25 と設定した。以上より、実験では 25 点の異なるパラメータの組み合わせとする。

4.2.3 実験による最適動作の探索

図 4-7 に示す装置を用いて、4.2.2 節で決定したデータ数における応答曲面の精度を実験にて検証する。

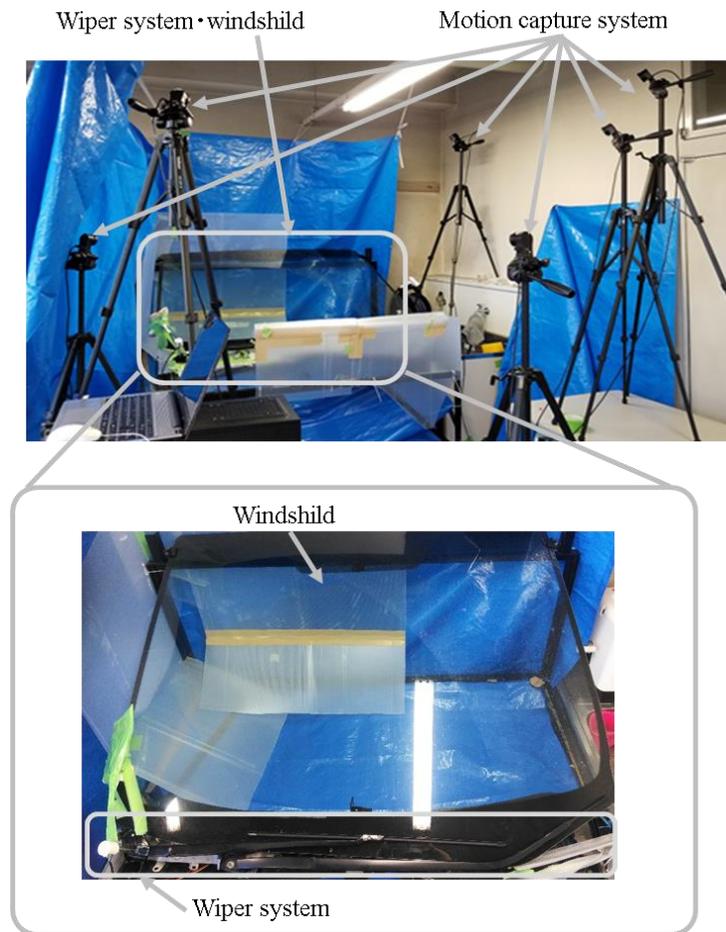


Fig. 4-7 Experimental system

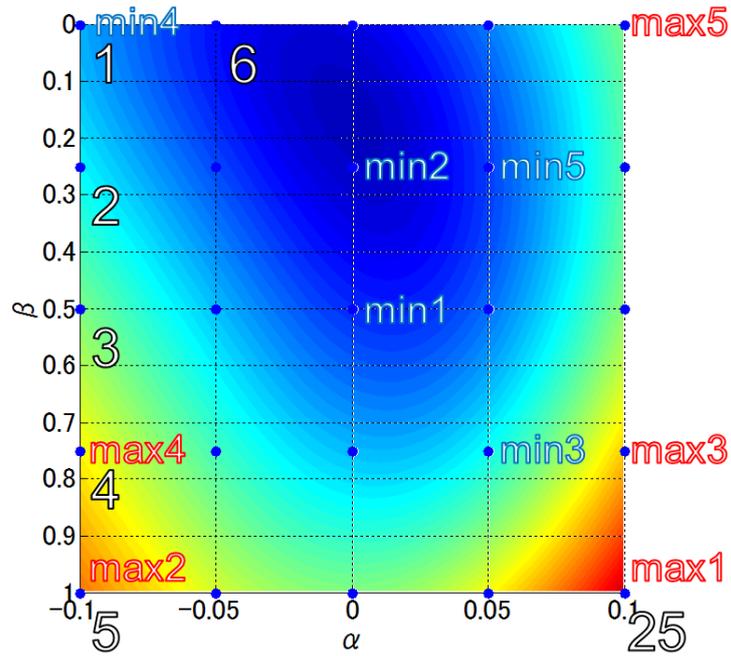
図 4-7 の装置は、鉄製フレームに市販のガラス及び、ワイパを搭載している。ギア出力軸の角変位を、ギア内蔵のホール式エンコーダ（分解能：4096 パルス/回転）で計測する。 α と β の調整で生成した目標動作を、リンク機構の運動学⁽³⁾に基づきギア出力軸の目標動作に変換し、ギア出力軸の角変位の計測値により PID 制御で追従させる。なお、モータ制御は、マイコンとインバータを搭載した制御回路で行う。さらに、オーバーランの測定は、モーションキャプチャシステム（分解能：1mm、サンプリング時間：10ms）で行う。

実験データから近似した応答曲面を図 4-8 に示す。図 4-8(a)は 2 次多項式、図 4-8(b)は式

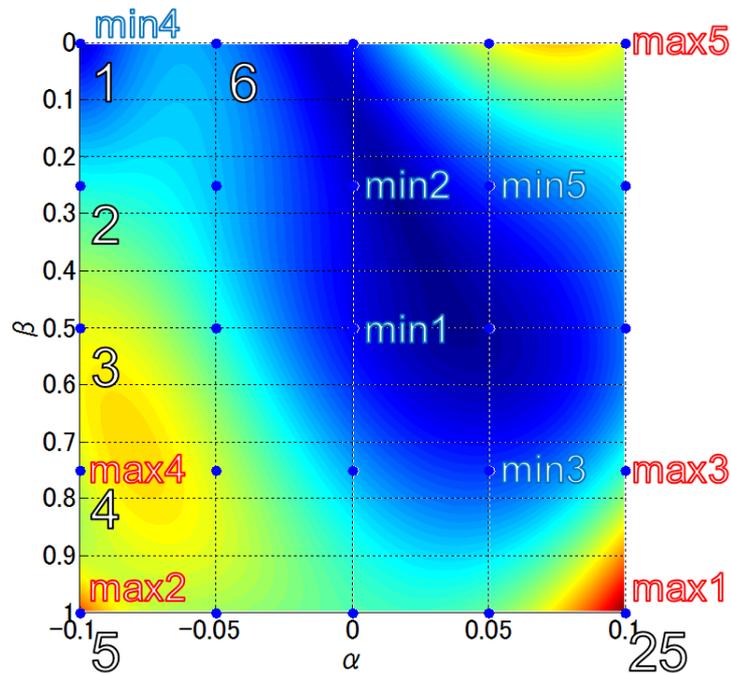
(4-20)に示す4次多項式で作成している。

$$y = c_0 + c_1x_1 + c_2x_2 + c_3x_1^2 + c_4x_2^2 + c_5x_1x_2 + c_6x_1^3 + c_7x_2^3 \\ + c_8x_1^2x_2 + c_9x_1x_2^2 + c_{10}x_1^4 + c_{11}x_2^4 + c_{12}x_1^3x_2 + c_{13}x_1x_2^3 + c_{14}x_1^2x_2^2 \quad (4-20)$$

ここで、式(4-20)の係数 c_n を式(4-18)で求める。図4-8のmax1-max5はオーバーランが大きい上位5点の実験データを示し、min1-min5は下位5点である。ただし、シミュレーションの結果と同様に、上反転と下反転のオーバーラン値の二乗平均値である。図4-8(a)の応答曲面において、例えばmax5とmin5が同程度のオーバーラン値となっている、応答曲面の最小値がmin1よりmin2付近にあるなど精度が低い。一方、図4-8(b)は、応答曲面の最小値がmin1の周りであるなど、図4-8(a)に対し応答曲面の精度が向上している。そして、応答曲面法の結果から、 $\alpha = 0.04$, $\beta = 0.5$ の時にオーバーランが最小となる。



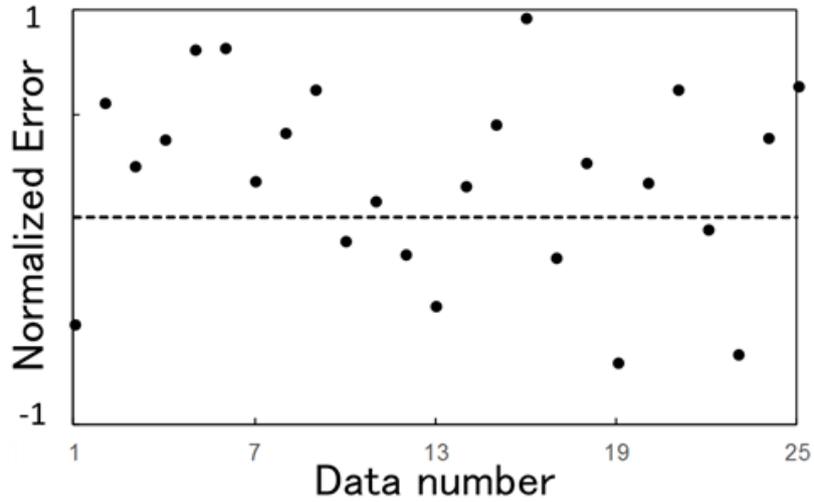
(a) Generated with the 2nd order polynomial



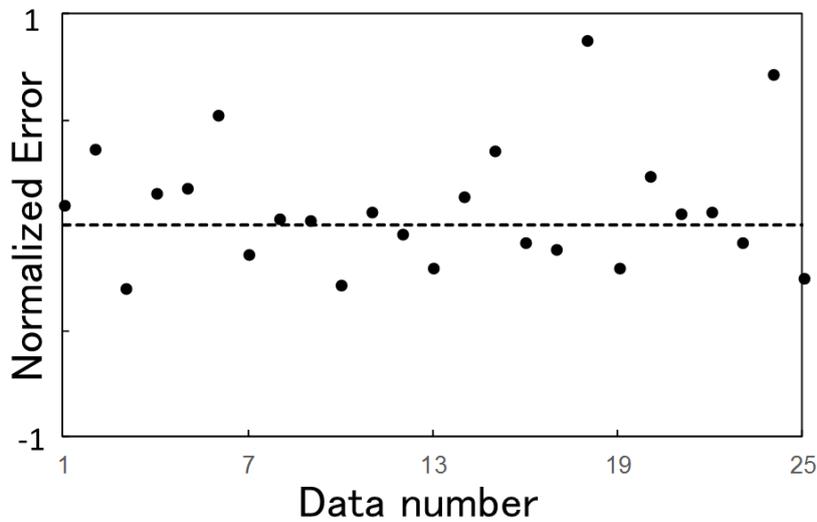
(b) Generated with the 4th order polynomial

Fig. 4-8 Comparison of approximate response surfaces with different order of polynomials
(Color denotes the normalized over-run)

図4-8(b)の結果で示した、4次の多項式の有効性を確認するため、図4-9に2次と4次の応答曲と実測値との誤差を示す。



(a) Results with the 2nd order polynomial



(b) Results with the 4th order polynomial

Fig. 4-9 Comparison of approximation error with different order of polynomials

ここで、図4-9(a)の破線は2次多項式の応答曲面の近似値で、(b)の破線は4次多項式の近似値であり、縦軸は上反転と下反転時のオーバーランの二乗平均値と、応答曲面による近似値との誤差を正規化した値である。図4-9より4次の近似値における誤差が小さいことから高次化による精度の向上を確認した。

4.3 まとめ

ワイパは自動車の重要な保安部品の1つであり、昨今のフロントガラスの大型化や、払拭範囲の拡大により、高い動作性能が求められている。本研究では、Aピラーとの衝突によるノイズ発生や、最悪時には破損に繋がるオーバーランを低減するための目標動作を考える。衝突によりワイパが破損した場合は、雨天時の視界が確保できないといった重大な問題が発生する。

本章では、まず次の2つの物理的意味をもつ α と β で表す2つのパラメータによる目標動作の表現方法を示した。変数の物理的意味の1つ目は目標動作の速度の最大値の位置の調整で、2つ目は、反転位置付近の減速度合いの調整である。この方法の1つの重要な利点は、オーバーランの値と2つのパラメータにより視覚可能な3次元のグラフを描け、設計者が視覚的な理解が可能となることである。

オーバーランは摩擦、雨量、撥水剤の付着状態、ワイパとボディ間の剛性などの影響を受けるため、数式モデルの構築が容易ではない。したがって、本研究では上述の2つのパラメータの調整により最適な目標動作を生成するため、オーバーランの特性を表すために応答曲面法を適用する。応答曲面による近似は、3次元グラフとして表現可能であり、その特性を視界的に理解可能である。

応答曲面による近似の有効性について、初めは有限要素法に基づくワイパの動特性モデルにより、 α と β の組み合わせが異なる441パターンでのシミュレーション結果より作成した応答曲面と、25パターンの結果から作成した応答曲面を比較し、同等の近似が出来ており、現実的なデータ数でも応答曲面の運用が可能であることを確認した。さらに、実験にて25点のデータによる2次多項式の応答曲面では精度が不十分であったが、4次多項式とすることで実測値と誤差が減少し精度の向上を確認した。

第5章 結言

5.1 研究成果

本研究では、乗員の視界を確保する自動車の重要な保安部品の1つであるワイパの性能を低下させるびびり振動と、オーバーランを低減する制御と目標動作の表現方法についてシミュレーションと実験設計により有効性を確認した。得られた成果を以下に要約する。

1. ワイパの動特性モデルの構築

びびり振動を制御で低減するために必要なワイパの状態推定に用いる非線形の動特性モデルと、制御設計に用いる線形の動特性モデルを構築した。非線形モデルはガラスとラバー間の摩擦特性をストライベック効果とクーロン摩擦で表現した。さらに線形モデルでは摩擦力をMaxwellモデルにて置き換えた。両モデルのパラメータはシステム同定で求めたが、ワイパの動作範囲が限られていることから、閉ループ同定を用いた。非線形モデルでは、実機と同様のびびり振動の発生を確認し、線形モデルにおいても、共振点の付近の動特性が一致しており、推定と制御の設計に十分な動特性を有するモデルを得た。

2. 不連続な非線形摩擦を有するワイパの状態推定器の設計

摩擦特性の不連続性を排除し、EKFを適用するため、摩擦特性を速度に依存しない項と、依存する項に分離した。依存しない項は一定値の外生入力とし、依存する項のみを動特性として扱うことで、関数が平滑化され微分による線形近似が可能となりEKFが適用可能となった。さらに、不連続性を排除する従来技術であるtanh関数で問題となる線形化のための偏微分による計算値の増大化も生じない。シミュレーションにおいて、びびり振動の影響を最も受ける状態量であるアーム先端角速度の誤差平均値はオブザーバで16.068deg/s、KFで15.215deg/s、tanhを用いた従来法のEKFで20.497deg/sに対し、提案法のEKFは7.6096deg/sと各推定器に対し50-63%程、誤差平均値が低下し、推定精度の改善が確認できた。さらに、実験においてもノイズによる悪影響が小さくびびり振動を精度よく推定できていることを確認した。

3. モード解析による振動抑制を考慮したサーボ系の設計

推定値を用いて、ワイパの往復運動を行うサーボ性とびびり振動を低減するレギュレータ性能を両立する制御を設計する。まず、モード解析によりびびり振動となるモードと、サーボ性を低下する収束の遅いモードを特定した。これらの制御が必要なモードのみで構成する状態方程式を制御対象とし極配置法を用いたことでゲインの増大を抑えることが可能となった。さらに、サーボ性を向上するため、出力偏差系を、状態偏差系とすることで、ワイパ制御で一般的に用いられるPI制御系と同等の追従性を得た。シミュレーションと実験でサーボ性と振動低減の効果を確認した。シミュレーションでは、1往復周期が2.0sec時はアーム先端加速度の片振幅がPI制御系の89.9m/s²に対し提案の制御系では23.7m/s²と73.6%低減した。1往復周期が4.0sec時はアーム先端加速度の片振幅がPI制御系の55.3m/s²に対

し 37.4m/s^2 と 32.3%低減した。また、サーボ性を表す指標として、ギア角変位の指令と観測値の誤差平均において、1 往復周期が 2.0sec 時は PI 制御系の 3.64deg に対し 4.01deg、1 往復周期が 4.0sec 時は PI 制御系の 1.82deg に対し 2.33deg と同等のサーボ性を有していることを確認した。さらに実験で 50 サイクル分のデータを FFT し、びびり振動の 21Hz の値を比較した結果、PI 制御系に対し、1 サイクルが 2.0sec では平均で 71%、4.0sec では 43%の低減が可能となり、再現性を有することを確認した。以上の結果から、実用に十分な振動低減性能とサーボ性能を両立する制御系を得たと判断した。

4. オーバーランを低減する最適動作の生成

実験データから応答曲面法により、オーバーランが最小となる目標動作を探索する手法を提案した。さらに、目標動作の速度が最大となる位置を調整する変数と反転のための停止位置付近の減衰度合いを調整する変数の 2 変数でのみを用いた目標動作の表現方法を提案した。この表現方法により、応答曲面は 3 次元のグラフで描画できるため、設計者が視覚的に理解し易い利点を得られる。ワイパの動特性モデルによるシミュレーションで、441 点のデータで求めた 2 次多項式の応答曲面と、25 点のデータで求めた応答曲面を比較した結果、同等であることから、現実的なデータ数で応答曲面を運用可能であることを確認した。さらに実験にて、現実的な 25 点のデータ数において、2 次多項式では精度が不十分であったが、4 次多項式とすることで、実測値と近似値の誤差が減少し、実用可能な精度となったことから、2 変数による目標動作の表現方法と応答曲面による最適動作の探索手法の有効性を確認した。

5.2 今後の展望

残された課題と、今後の展望について述べる。

1. 摩擦の変動に対するロバスト性

ガラス-ラバー間の摩擦は、昨今のラバーには標準的に塗布されている摩擦を下げるコーティングの剥離等により大きく変動する。本研究では、動作速度に対する性能は確認したが、市場で起こり得るラバーの劣化による摩擦変動への対策は重要な課題である。今後は推定と制御の両方からロバスト性を高める研究が必要である。

2. リンク式ワイパへのびびり振動制御の適用

近年はリンクレスのシステムが量産されているが、リンク式も多く現存している。そのため、ガラスの拡大化等の変化に伴って発生し易くなるびびり振動を抑え、全ての車両で安全を確保するにはリンク式への適用も重要な課題である。リンク機構をマルチボディダイナミクスによるモデル化ではなく、その動特性のみをモデル化し、本研究で得た推定と制御の設計に組み込む研究が必要である。

3. オーバーランを低減する最適動作の実環境への適用

オーバーランの低減は目標動作の表現方法と、最適動作の探索方法の有効性を示せたため、実環境における低減効果や、ロバスト性の検証を行い、ワイパの量産設計への反映を目指す。さらに、今回は、目標動作への追従はPID制御を用いたが、特に反転動作付近の追従性を高める制御技術の研究も重要な課題である。

参考文献

- (1)株式会社デンソーワイパーシステムズ 製品情報
<https://www.denso-wipersys.com/products/>, 確認 2020 年 5 月 15 日
- (2) “Windshield Wiping and Washing Systems”, Federal Motor Vehicle Safety Standards(FMVSS) No. 104, 1996
- (3)大倉重喜, “自動車用ワイパシステムの性能解析と製品設計への応用に関する研究”, 明治大学博士論文, 2004
- (4)後藤伸哉, 鳥居直紀, 大迫弘明, 伊藤晁逸, “ワイパーブレード用コーティング剤及びワイパーブレードゴム”, 特許出願公開番号 特開 2002-20695A, 2002
- (5)鈴木亮介, 安田仁彦, “自動車用ワイパのびびり振動の解析”, 日本機械学会論文集(C 編) Vol. 59, No. 559, pp. 658-664, 1993
- (6)鈴木亮介, 安田仁彦, “自動車用ワイパのびびり振動の解析: 近似解の導出と振動特性の検討”, 日本機械学会論文集(C 編), Vol. 61, No. 588, pp. 3203-3209, 1995
- (7)鈴木亮介, 安田仁彦, “自動車用ワイパのびびり振動の解析: 小さい払拭速度で発生するカオスの振動”, 日本機械学会論文集(C 編), Vol. 63, No. 616, pp. 4079-4085, 1997
- (8)鈴木亮介, 安田仁彦, “自動車用ワイパのびびり振動(第 1 報): 一本式ワイパの一自由度系によるモデル化と振動特性”, 日本機械学会論文集(C 編), Vol. 66, No. 641, pp. 31-37, 2000
- (9)A. Moein, D. E. Peck, “Direct Drive Windshield Wiper Assembly”, United States Patent, Patent No.US6944906B2, 2005
- (10)吉村太, “ワイパー装置”, 特許出願公開番号 特開平 8-290756, 1996
- (11)松村修二, “ワイパのビビリ振動防止装置”, 特許出願公開番号 特開平 10-194090, 1998
- (12)マルクス クリフケン, ミヒャエル マイ, クラウス フライシャー, “ウインドウガラスを払拭するためのウインドウガラス払拭装置とその駆動法”, 特許出願公表番号 特表 2003-513852A, 2003, US 6,944,906B2, 2005
- (13)永井健一, 松村修二, 池澤龍, 山口誉夫, 石田光之, “自動車用ワイパブレードの自励振動におけるモード連成の実験”, 日本機械学会論文集(C 編), Vol. 68, No. 665, pp. 84-89, 2002
- (14)溝上雅人, 武部祐紀, 阿久戸庸夫, 依田健, 吉沢正紹, “自動車用ワイパブレードの払拭挙動に関する基礎的考察”, 日本機械学会 Dynamics and Design Conference, 144, pp. 1-6, 2008
- (15)L. Zhang, “Experimental Investigation into Friction Induced Noise of Automotive Wiper Systems”, SAE Technical Paper 2010-01-0749, pp. 1-10, 2010
- (16)鈴木亮介, 安田仁彦, “自動車用ワイパのびびり振動(第 2 報): 滑り面と垂直方向の調和外力による防振”, 日本機械学会論文集(C 編), Vol. 66, No. 6449, pp. 40-45, 2000

- (17)中野博之, 吉田俊太郎, “車両用ワイパ”, 特許出願公開番号 特開平 7-172269, 1995
- (18)黒沢良夫, 山口誉夫, 松村修二, 永井健一, “自動車用ワイパーの非線形定常振動解析: 複数の非線形ばねで支持された減衰を有する弾性体の有限要素解析”, 日本機械学会論文集 (C 編), Vol. 77, No. 776, pp. 1181-1190, 2011
- (19) I. M. Awanga, A. R. AbuBakar, B. A. Ghani, R. A. Rahman, M. Z. MdZain, “Complex Eigenvalue Analysis of Windscreen Wiper Chatter Noise and its Suppression by Structural Modifications”, *International Journal of Vehicle Structures & Systems*, Vol. 1(1-3), pp. 24-29, 2009
- (20) J. LeRouzic, A. LeBot, J. Perret-Liaudet, M. Guibert, A. Rusanov, L. Douminge, F. Bretagnol, D. Mazuyer, “Friction-Induced Vibration by Stribeck’s Law : Application to Wiper Blade Squeal noise”, *Tribology Letters*, Vol. 49, pp. 563–572, 2013
- (21) Y. Fujii, T. Yamaguchi, “Dynamics Characteristics Measurements of a Car Wiper Blade”, *JSME International Journal Series C*, Vol. 49, No. 3, pp. 799-803, 2006
- (22) C. Chevenement-Roux, T. Dreher, P. Alliot, E. Aubry, J. P. Lainé, L. Jézéquel, “Flexible Wiper System Dynamic Instabilities: Modelling and Experimental Validation”, *Experimental Mechanics*, Vol. 47, pp. 201–210, 2007
- (23) Z. Wang, K. T. Chau, “Control of Chaotic Vibration in Automotive Wiper Systems”, *Chaos, Solitons and Fractals*, Vol. 39, No.1, pp. 168-181, 2009
- (24) A. Zolfagharian, A. Noshadi, M. Z. Md. Zain, A. R. Abu. Bakar, “Practical Multi-Objective Controller for Preventing Noise and Vibration in an Automobile Wiper System”, *Swarm and Evolutionary Computation*, Vol. 8, pp. 54-68, 2013
- (25)野田善之, 矢野賢一, 三好孝典, 寺嶋一彦, “移動体への液面振動抑制を考慮した追従制御”, 計測自動制御学会論文集, Vol. 40, No. 4, pp. 424-433, 2004
- (26)古川勇二, 塩崎進, 志賀紀雄, “適応制御による自励びり振動の抑制(第2報): 心なし研削における自励びり振動の適応制御”, *精密機械*, Vol. 39, No. 460, pp. 516-520, 1973
- (27)中野寛, 高原弘樹, 田中遼平, “デザイナーコントロールによるディスクブレーキの鳴き抑制”, 日本機械学会, *Dynamics and Design Conference*, 405, pp. 1-7, 2011
- (28) C. Wang, X. Zhang, J. Liu, H. Cao, X. Chen, “Adaptive Vibration Reshaping Based Milling Chatter Suppression”, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 141, pp. 30-35, 2019
- (29) I. Mancisidor, A. Pena-Sevillano, Z. Dombovari, R. Barcena, J. Munoa, “Delayed Feedback Control for Chatter Suppression in Turning Machines”, *Mechatronics*, Vol. 63, pp. 1-9, 2019
- (30) H. Ouyang, “Pole Assignment of Friction-Induced Vibration for Stabilisation Through State-Feedback Control”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 329, No. 11, pp. 1985-1991, 2010
- (31)中村政俊, 田原俊司, “重り変動倒立振り子のハイブリッド適応制御系の設計: 自励振動の原因と簡便な抑制法”, *電気学会論文誌 D(産業応用部門誌)*, Vol. 107, No. 8, pp. 1026-1032, 1987

- (32)結城和明, 村上俊之, 大西公平, “共振比制御による2慣性共振系の振動抑制制御”, 電気学会論文誌D(産業応用部門誌), Vol. 113, No. 10, pp. 1162-1169, 1993
- (33) J. K. Ji, S. K. Sul, “Kalman Filter and LQ Based Speed Controller for Torsional Vibration Suppression in a 2-Mass Motor Drive System”, IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol. 42, No. 6, pp. 564-571, 1995
- (34)大槻真嗣, 吉田和夫, 中川俊明, 木村弘之, 藤本滋, “エレベータロープのロバスト制振制御”, 日本機械学会論文集(C編), Vol. 71, No. 703, pp. 859-866, 2005
- (35)家田智弥, “空気圧式ロボットの自励振動の抑制制御”, 第53回自動制御連合講演会, 106, pp. 1-2, 2010
- (36)Q. H. Ngo, K. S. Hong, “Sliding-Mode Antisway Control of an Offshore Container Crane”, IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, Vol. 17, No. 2, pp. 201-209, 2010
- (37)M. S. Parkm, D. Chwa, M. Eom, “Adaptive Sliding-Mode Antisway Control of Uncertain Overhead Cranes with High-Speed Hoisting Motion”, IEEE Transactions on Fuzzy Systems, Vol. 22, No. 5, pp. 1262-1271, 2014
- (38)Y. Hori, H. Iseki, K. Sugiura, “Basic Consideration of Vibration Suppression and Disturbance Rejection Control of Multi-inertia System Using SFLAC(State Feedback and Load Acceleration Control)”, IEEE Transactions on Industry Applications, Vol. 30, No. 4, pp. 889-896, 1994
- (39)K. Sugiura, Y. Hori, “Vibration Suppression in 2- and 3-Mass System Based on the Feedback of Imperfect Derivative of the Estimated Torsional Torque”, IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol. 43, No. 1, pp. 56-64, 1996
- (40)F. Qiao, Q. M. Zhu, S. Y. Li, A. Winfield, “Torsional Vibration Suppression of a 2-Mass Main Drive System of Rolling Mill with KF Enhanced Pole Placement”, Proceedings of the 4th World Congress on Intelligent Control and Automation, Vol. 1, pp. 206-210, 2002
- (41)H. Kawaharada, I. Godler, T. Ninomiya, H. Honda, “Vibration Suppression Control in 2-Inertia System by Using Estimated Torsion Torque”, IEEE International Conference on Industrial Electronics, Control and Instrumentation 21st Century Technologies, Vol.3, pp. 2219-2224, 2000
- (42)N. Yanai, M. Yamamoto, A. Mohri, “Anti-Sway Control for Wire-Suspended Mechanism Based on Dynamics Compensation”, Proceedings 2002 IEEE International Conference on Robotics and Automation, Vol. 4, pp. 4287-4292, 2002
- (43)坂和愛幸, 松野文俊, 大澤善樹, 清原誠, 阿部敏久, “3自由度フレキシブル・マニピュレータのモデリングと加速度センサを用いた振動制御”, 日本ロボット学会誌, Vol. 6, No. 1, pp. 42-51, 1988
- (44)H. Tokoro, M. Kawafuku, M. Iwasaki, “An Application of State Feedback Control to Actual Vehicle Vibration Suppression”, IEEE 13th International Workshop on Advanced Motion Control, pp. 185-190, 2014
- (45)A. M. Abdullahi, Z. Mohamed, M. S. Z. Abidin, R. Akmeliawati, A. R. Husain, A. A. Bature,

- “LMI-Based State Feedback Controller Design for Vibration Control of a Negative Imaginary System”, 10th Asian Control Conference, pp. 1-6, 2015
- (46) J. Orivuori, A. Laiho, A. Sinervo, K. Zenger, A. Arkkio, “Suppression of Rotor Vibrations of an Electric Machine at the Critical Speed by Optimal State Feedback Controller”, European Control Conference, pp. 4344-4349, 2009
- (47) 清水友治, 猪岡光, “カルマンフィルタによる個体摩擦の推定(第1報): 摩擦のモデルを指定した場合のシミュレーション実験”, 日本機械学会論文集(C編), Vol. 53, No. 496, pp. 2608-2612, 1987
- (48) O. Gomonwattanapanich, A. Pattanapukdee, M. Mongkolwongrojn, “Compensation and Estimation of Friction by Using Extended Kalman Filter”, SICE-ICASE International Joint Conference, pp. 5032-5035, 2006
- (49) U. Schaper, C. Sagert, O. Sawodny, K. Schneider, “A Load Position Observer for Cranes with Gyroscope Measurements”, IFAC Proceedings Volumes, Vol. 44, No. 1, pp. 3563-3568, 2011
- (50) 高田公義, 小森谷徹, 古郡由紀夫, 神長和宏, “自動車高速走行時におけるワイパー浮き解析”, 日本機械学会東北支部・公演会 公演論文集, Vol. 38, pp. 38-39, 2003
- (51) 隈崎啓太郎, “ワイパ装置”, 特許出願公開番号 特開 2008-184042, 2007
- (52) 金澤啓介, “車両用ワイパ装置”, 特許出願公開番号 特開平 7-156756, 1995
- (53) 天竺俊之, 平田健, 神田哲, 池田健, “ワイパ制御装置及びワイパ制御方法”, 特許出願公開番号 特開 2014-83893, 2014
- (54) 井嶋寛人, “ワイパ装置”, 特許出願公開番号 特開 2018-134959, 2018
- (55) 近藤啓介, 畠中威, 山内一平, 青木茂, 井上俊一, 伊藤孝治, “新世代ワイパーシステムの開発”, マツダ技報, Vol. 36, pp. 144-148, 2019
- (56) 則次俊郎, 高岩昌弘, “外乱オブザーバを用いた空気圧位置決め制御系の設計”, 計測自動制御学会論文集, Vol. 31, No. 1, pp. 82-88, 1995
- (57) 池上毅, 藤田壽憲, 香川利春, “制動モデルに基づくブレーキ付空気圧シリンダの中間停止制御”, 日本油空圧学会論文集, Vol. 32, No. 1, pp. 21-26, 2001
- (58) H. Sato, Y. Marumo, H. Tshunashima, T. Kojima, “Braking Assistance System for Train Drivers by Indicating Predicted Stopping Position”, Proceedings of SICE Annual Conference, pp. 1353-1357, 2010
- (59) 井上大輔, 山本茂, “列車停止時のジャストインタイム予測制御による運転補助と再近傍法に基づく異常検出”, 日本機械学会論文集(C編), Vol. 72, No. 721, pp. 2756-2761, 2006
- (60) L. gang, Y. Yong, Z. Kegang, F. Xingfeng, “Control Strategy of the Clutch and Overrunning Clutch Transmission During Shifts”, 36th Chinese Control Conference, pp. 9531-9536, 2017
- (61) A. Veksler, T. A. Johansen, F. Borrelli, B. Realfsen, “Dynamic Positioning with Model Predictive Control”, IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol. 24, No. 4, pp. 1340-1353, 2016

- (62)片山徹, “非線形カルマンフィルタの基礎”, 計測と制御, Vol. 56, No. 9, pp. 638-643, 2017
- (63)服部泰治, 足立修一, “UKF による未知非線形アクチュエータにより駆動される非線形システムの同時推定”, 計測自動制御学会論文集, Vol. 45, No. 5, pp. 286-288, 2009
- (64)足立修一, “システム同定の基礎”, 東京電機大学出版局, 2009
- (65)加納学, 喰田秀樹, “制御性能監視—プロセス産業での実用化を目指して— 第8章 閉ループ同定”, 日本学術振興会プロセスシステム工学第143委員会ワークショップ 最終報告書, No. 25, pp. 359-394, 2005
- (66)竹腰響輔, 本杉拓海, 古川公大, 椎葉太一, “実測データに基づくラバースッシュのモデルリング”, 「運動と振動の制御」シンポジウム講演論文集, Vol. 13, pp. 1-8, 2013
- (67)森泰親, “制御工学”, コロナ社, 2001
- (68)足立修一, 丸田一郎, “カルマンフィルタの基礎”, 東京電機大学出版局, 2012
- (69)長松昭男, “モード解析入門”, コロナ社, 1993
- (70)増淵正美, 伊藤皓, “モード制御”, 計測と制御, Vol. 17, No. 6, pp. 439-450, 1978
- (71)N. Kribes, Z. Hessainia, M. A. Yaltese, “Optimisation of Machining Parameters in Hard Turning by Desirability Function Analysis Using Response Surface Methodology”, Design and Modeling of Mechanical Systems – II, pp. 73-81, 2015
- (72)A. Jeang, “Robust Tolerance Design by Response Surface Methodology”, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Vol. 15, pp. 399-403, 1999
- (73)V. K. Garlapati, L. Roy, “Utilization of Response Surface Methodology for Modeling and Optimization of Tablet Compression Process”, Journal of Young Pharmacists, Vol. 9, No. 3, pp. 417-421, 2017
- (74)R. H. Myers, D. C. Montgomery, C. M. Anderson-Cook, “Response Surface Methodology : Process and Product Optimization Using Designed Experiments”, 3rd Ed, John Wiley & Sons, Inc., 2009
- (75)M. Shibata, “Response Surface Methodology”, Journal of the Japanese Society for Food Science and Technology, Vol. 60, No. 12, pp. 728-729, 2013
- (76)Z. Tang, W. Xia, F. Li, Z. Zhou, J. Zhao, “Application of Response Surface Methodology in the Optimization of Burnishing Parameters for Surface Integrity”, International Conference on Mechanic Automation and Control Engineering, pp. 1-4, 2010
- (77)K. Kobayashi, K. Sakai, T. Itoh, “Parameter Optimization Technique Using the Response Surface Methodology”, 26th Annual International Conference of the IEEE/EMBS, Vol. 2, pp. 2909-2912, 2004
- (78)T. Sekiguchi, W. Sakamoto, S. Okura, K. Moriya, T. Oya, “Dynamic Analysis of Blade Reversal Behavior in a Windshield Wiper System(1st Report) : Construction of Basic Analytic Model“, Transactions of Society of Automotive Engineers of Japan, Vol. 32, No. 3, pp. 89-94, 2001

(79)S. Okura, T. Sekiguchi, T. Oya, “Dynamic Analysis of Blade Reversal Behavior in a Windshield Wiper System (2nd Report) : Further Development of a Virtual Analysis Model and Expansion for use as a Widely-Applicable Dynamic Analysis Tool”, Transactions of Society of Automotive Engineers of Japan, Vol. 33, No. 3, pp. 115-120, 2002

(80)S. Okura, T. Oya, “Complete 3D Dynamic Analysis of Blade Reversal Behavior in a Windshield Wiper System”, Society of Automotive Engineers of Japan, Vol. 34, No. 4, pp. 131-138, 2003

謝辞

本研究を進めるにあたり、多くの先生方、協力者様、同僚の方々のご協力を賜りました。指導教員である豊橋技術科学大学工学部機械工学系教授の内山直樹先生には、オーバーランの低減に関する研究に対し多大な知識をご教授頂きました。さらに、不慣れな論文執筆に対し、構成や考え方から丁寧に指導いただき論文としてまとめることができました。

豊橋技術科学大学工学部機械工学系准教授の佐野滋則先生には、びびり振動低減の制御開発において、EKFの不連続性への対策や、モード解析の考え方や理論の基礎のご指導を通じ制御理論に対し多くを学ばせて頂きました。

豊橋技術科学大学工学部機械工学系教授（現豊橋技術科学大学学長）の寺嶋一彦先生には、私が在籍する株式会社デンソーと豊橋技術科学大学との共同開発として始まった本研究の初期から多くのご協力とご指導を頂き、私の博士後期課程への進学も応援して頂きました。

副指導教員である豊橋技術科学大学工学部機械工学系教授の佐藤海二先生には、本論文についてご指導を賜り、より充実した内容にまとめあげることができました。

本研究において、実験やシミュレーションで支援、ご協力頂いた、豊橋技術科学大学 加藤祐人様、相内宏太様、ネオリウム・テクノロジー株式会社 青柳多慶夫様、株式会社デンソー 小笠原皓哉様、小杉信彦様にお礼申し上げます。

さらに、ご多忙の中、審査を引き受けて下さいました豊橋技術科学大学工学部機械工学系教授 河村庄造先生、同准教授 竹市嘉紀先生に厚くお礼申し上げます。

最後に、貴重な経験である博士後期課程への挑戦を推薦し支援して下さった、アスモ株式会社 大倉重喜様、株式会社デンソー 岩崎雄太様、そして、研究や論文執筆に追われる中での生活を支えて頂いた妻と子供達に深く感謝いたします。