

非線形摩擦を有する
自動車用ワイパシステムの
安定性解析と制御系設計

Stability Analysis and Control System Design of
Automotive Wiper Systems with Nonlinear Friction

2023年1月

博士（工学）

小杉 信彦

豊橋技術科学大学

概要

自動車用ワイパはフロントガラス上を往復することで水滴や汚れを除去し、運転者の視界を確保する重要な保安部品の一つである。ワイパが目標の反転位置を行き過ぎるオーバーランや、非線形摩擦により発生するびびり振動と反転後の動き出し遅れは、視界不良や騒音、ワイパ破損の原因となる。これらの問題に対し従来は機械設計により対応してきたが、昨今のフロントガラス拡大に伴うワイパの長尺化や軽量化要求により対応が困難になっている。このような背景からワイパにおける制御技術の重要性は高まっている。本論文では、運転者へ安全・快適な視界を提供することを目的として、前述したワイパの問題であるオーバーランおよび、非線形摩擦により発生するびびり振動と動き出し遅れを低減する制御系設計・解析法を提案する。

オーバーラン低減の先行研究として、オーバーランを評価関数とするワイパ動作軌道の最適化法が研究されている。昨今の排出ガスや燃費に関する規制強化に伴う自動車の省エネルギー要求を踏まえ、本論文では先行研究を拡張し、オーバーランと電流の両方を考慮した多目的最適化法を提案する。ワイパ動作軌道の調整変数とオーバーランおよび電流の関係を示す応答曲面を実験的に生成し、オーバーランと電流を目的関数として動作軌道を最適化した。

びびり振動低減の先行研究として拡張カルマンフィルタと状態フィードバックを用いたびびり制振制御法が提案されているが、ラバーの摩擦変動や状態推定誤差といった摂動の影響が明らかではなく、自動車の視界と安全を確保する保安部品であるワイパ制御技術としてはロバスト性が課題となっていた。そこで、本論文ではびびり制振制御系のロバスト安定性を解析する方法を提案する。解析にあたり、ラバー劣化に伴う摩擦変動と推定器の状態推定誤差を摂動と定義し、摩擦の非線形性を含むシステムをルーリエ系とみなしてスモールゲイン定理を適用した。また、安定性解析の結果とワイパモデルのシミュレーション結果を比較し、安定性解析の妥当性を示した。

摩擦補償の代表的方法として、摩擦モデルを用いたフィードフォワード補償や制御対象の線形モデルを用いた外乱オブザーバなどが挙げられる。マイコンの処理性能に制約のあるワイパなど産業分野への応用を考慮すると、できるだけ計算量の少ない摩擦補償法が望ましい。本論文ではワイパ製品に適した摩擦補償技術の確立のため、PI制御の積分符号反転を利用した簡便かつ適応的な摩擦補償のワイパ応用を研究する。制御入力と非線形摩擦の作用箇所が異なるワイパにおいて、積分項の符号反転による摩擦補償が可能なことを数学的な解析にて確認し、シミュレーションと実験で摩擦補償の効果を検証した。

Abstract

Automotive wiper systems are one of the most important safety components, which move back and forth over the windshield to remove water droplets and dirt to ensure the driver's visibility. The overrun, a phenomenon in which the wiper misses the target reversal position, and the chatter vibration and delay after wiper reversal caused by nonlinear friction can cause poor visibility, noise, and wiper breakage. These problems were conventionally dealt with by mechanical design. However, the recent demand for longer and lighter wipers due to the expansion of windshield glass makes it difficult to solve them. Therefore, control technology for wipers is becoming more and more important. This paper proposes control methods to reduce overrun, chattering vibration and delay after reversal caused by nonlinear friction, in order to provide safe and comfortable visibility to the driver under all conditions.

As a previous study of overrun reduction, the optimization of wiper motion trajectories using an evaluation function for the overrun was studied. Considering the demand for energy saving of automobiles due to the recent tightening of regulations on emissions and fuel consumption, this paper extends the previous study and proposes a multi-objective optimization that considers both the overrun and the current. We generate response surfaces experimentally that show the relationship between the adjustment variables of the wiper motion trajectory, overrun, and current. Using the generated response surfaces, we optimized the motion trajectory with the overrun and the current as objective functions.

As previous studies on reducing chattering vibration, vibration control using EKF and state FB was proposed. However, in these studies, the effects of perturbations such as variations in rubber friction and state estimation errors are not clear, and the robustness of the control is an issue. This paper analyzes the robust stability of the control system in order to evaluate the robustness of the chatter vibration control. In the analysis, the change of friction due to rubber degradation and the error of state estimation by the estimator are defined as perturbations, and the small gain theorem is applied by assuming that the system to be a Lu're system with nonlinearities in friction. Furthermore, we compared the results of the stability analysis with the simulation results of the wiper model to validate the stability analysis.

As typical friction compensation methods, feedforward compensation using a friction model and disturbance observer using a linear model were studied. Considering industrial applications such as wipers, where microcontroller processing performance is limited, it is desirable to use friction compensation methods with as little computational complexity as possible. In this paper, we study simple and adaptive friction compensation using integral sign reversal of the linear PI control for the wiper to establish friction compensation suitable for the wiper products. Through mathematical analysis, we confirm that the friction compensation by sign reversal of an integral term is feasible for the wiper where the control input and nonlinear friction act on different points, and verify the effectiveness of the friction compensation through simulation and experiment.

目次

第 1 章	緒言	1
1.1	自動車用ワイパシステムの動向と課題	1
1.1.1	オーバーラン	2
1.1.2	びびり振動	3
1.1.3	動き出し遅れ	4
1.2	自動車用ワイパシステムに関する先行研究	6
1.2.1	オーバーラン低減に関する先行研究	6
1.2.2	びびり振動の解析と抑制に関する先行研究	7
1.2.3	摩擦補償に関する先行研究	8
1.3	研究目的	9
1.4	論文の構成	11
第 2 章	ワイパシステムの構成と動特性モデル	13
2.1	はじめに	13
2.2	リンク式ワイパ	14
2.2.1	リンク式ワイパの構成	14
2.3	リンクレスワイパ	15
2.3.1	リンクレスワイパの構成	15
2.3.2	動特性モデル	15
第 3 章	ワイパシステムの多目的最適軌道生成	19
3.1	はじめに	19
3.2	調整変数 $\alpha\beta$ によるワイパ動作軌道の表現	20
3.3	多目的最適動作軌道の生成	23
3.3.1	応答曲面法	23
3.3.2	最適化問題の設定	24
3.4	実験	25
3.4.1	実験条件	25
3.4.2	応答曲面の妥当性評価	25
3.4.3	応答曲面の生成	33

3.4.4	多目的最適解の生成	33
3.5	考察とまとめ	39
第4章	非線形摩擦を有するワイパシステムの安定性解析	41
4.1	はじめに	41
4.2	制御系の構成	42
4.2.1	コントローラの構成	42
4.2.2	拡大系の構成	43
4.3	解析方法	44
4.3.1	スモールゲイン定理	44
4.3.2	摩擦摂動	45
4.3.3	状態推定誤差の摂動	47
4.4	安定性解析	50
4.4.1	解析条件	50
4.4.2	摩擦摂動に対する安定性	51
4.4.3	状態推定誤差の摂動に対する安定性	52
4.5	安定性解析の有効性検証	54
4.5.1	シミュレーション条件	54
4.5.2	正確な状態推定のもとでのシミュレーション結果	55
4.5.3	状態推定誤差を考慮したシミュレーション結果	56
4.6	考察とまとめ	58
第5章	符号反転を用いた積分制御によるワイパシステムの摩擦補償	59
5.1	はじめに	59
5.2	制御系設計	60
5.2.1	積分項の符号反転による非線形摩擦補償	60
5.2.2	非線形摩擦補償のワイパへの応用	63
5.3	シミュレーション	65
5.3.1	シミュレーション条件	65
5.3.2	結果	67
5.4	実験	74
5.4.1	実験条件	74
5.4.2	結果	74
5.5	まとめと考察	77

第 6 章	結言	79
6.1	研究成果	79
6.2	今後の展望	80
	参考文献	83
	本論文に関連する発表論文一覧	91
付録 A	略語一覧	92
	謝辞	92

目次

1.1	Components of wiper system [1]	1
1.2	Wiping range and reversal position of wiper system	2
1.3	Friction characteristic between rubber and windshield	3
1.4	Unwiped water caused by chatter vibration	3
1.5	Gear angle of linkless wiper with PI control	4
1.6	Recent trend of windshield design	5
1.7	Structure of controlled linkless wiper system [2]	5
2.1	Overview of typical wiper system with link	14
2.2	Experimental linkless wiper system with flat glass	15
2.3	Dynamic model of linkless wiper system	16
2.4	Friction characteristic of Motor	17
2.5	Friction characteristic of A&B	17
3.1	Considered wiper motion with variable α	21
3.2	Considered wiper motion with variable β	22
3.3	Experimental system	26
3.4	Response surface of overrun at the top reversal position by excluding data from No. 1-9. (white symbols * indicate the optimal position) . .	28
3.5	Response surface of overrun at the bottom reversal position by excluding data from No. 1-9.	28
3.6	Response surface of motor current by excluding data from No. 1-9. (white symbols * indicate the minimum)	29
3.7	Response surface error of overrun at the top reversal position	31
3.8	Response surface error of overrun at the bottom reversal position . . .	31
3.9	Response surface error of motor current	32
3.10	Response surface of overrun at the top reversal position in Eq. (3.15)	34
3.11	Response surface of overrun at the bottom reversal position in Eq. (3.16)	34
3.12	Response surface of motor current in Eq. (3.17)	35
3.13	Effects of α in multi-objective optimization by Eq. (3.13),(3.15),(3.17)	36

3.14	Effects of α in multi-objective optimization by Eq. (3.14),(3.16),(3.17)	36
3.15	Effects of β in multi-objective optimization by Eq. (3.13),(3.15),(3.17)	37
3.16	Effects of β in multi-objective optimization by Eq. (3.14),(3.16),(3.17)	37
3.17	Optimal wiper motion	38
4.1	Considered controller in this study.	42
4.2	Considered system with perturbation Δ	44
4.3	System with estimation error y_w and frictional variance k	47
4.4	Stribeck curve of rubber friction.	50
4.5	The maximum singular value of the transfer function from τ_f to $\dot{\theta}_{AB}$ against frictional perturbation.	51
4.6	The maximum singular value of the transfer function from τ_f to $\dot{\theta}_{AB}$ against frictional perturbation including the effect of state estimation error in StateFB.	52
4.7	The maximum singular value of the transfer function from y_w to $\dot{\theta}_G, \theta_G$ against estimation error including the effect of frictional perturbation.	53
4.8	Simulation model.	54
4.9	Simulation results of $\dot{\theta}_{AB}$ without observation noise y_w (Condition 1 for W_w).	55
4.10	Simulation results of $\dot{\theta}_{AB}$ with observation noise y_w (Condition 2 for W_w).	57
4.11	Simulation results of $\dot{\theta}_{AB}$ with observation noise y_w (Condition 3 for W_w).	57
5.1	Closed-loop system with disturbance on motor and A&B	63
5.2	Bode diagram of transfer function from u_{in} to θ_G	67
5.3	Wiper gear angle in simulation (a)	68
5.4	Mean and standard deviation of reversal time delay and tracking error in simulation (a)	69
5.5	Control input of PI+FF in simulation (a)	69
5.6	Control input of PI(Irev)+FF in simulation (a)	69
5.7	Absolute value of torque applied to the wiper model with PI(Irev)+FF in simulation (a)	70
5.8	Wiper gear angle in simulation (b)	72
5.9	Mean and standard deviation of reversal time delay and tracking error in simulation (b)	72

5.10	Absolute value of torque applied to the wiper model with PI(Irev)+FF in simulation (b)	72
5.11	Wiper gear angle of PI(Irev)+FF with K_I different in simulation (b) .	73
5.12	Mean and standard deviation of reversal time delay and tracking error of PI(Irev)+FF with K_I different in simulation (b)	73
5.13	Wiper gear angle in experiment	75
5.14	Mean and standard deviation of reversal time delay and tracking error in experiment	75
5.15	Control input of PI+FF in experiment	76
5.16	Control input of PI(Irev)+FF in experiment	76

表目次

2.1	Parameter values of dynamic model	18
3.1	α, β settings in experiment	24
5.1	Friction settings in simulation (b)	65
5.2	Gain settings of the controller	66
A.1	Abbreviation List	92

第 1 章 緒言

1.1 自動車用ワイパシステムの動向と課題

自動車用ワイパは、フロントガラス上を往復することで水滴や汚れを除去し、運転者の視界を確保する重要な保安部品の一つである。一般的な自動車用ワイパの構造を Fig. 1.1 に示す。ワイパは、駆動力を発生させるモータ、モータの駆動力をアーム&ブレード *¹に伝達するリンク、ガラスを払拭するラバー、リンクとラバーを接続する A&B から構成される。A&B は一般に運転席側と助手席側*²に一对設置される。

ワイパは自動車の安全な走行に関わる保安部品の一つであることから、ガラス面積に対する払拭面積の比率や、往復運動の周期が法規により定められている [3,4]。また、これら以



Fig. 1.1 Components of wiper system [1]

*¹ 以降、アーム&ブレードを A&B と表記する。

*² 以降、運転席側を Dr 側、助手席側を Pa 側と表記する。

外にも、高速走行時の走行風によるラバー浮き [5] や拭き残し、急激な速度変動やびびり振動 [6] 等の現象の抑制も重要な性能である。ワイパが製品として成立するためには、これらの性能を満足することが重要である。

本論文では、反転位置付近のオーバーランや動き出しの遅れ、ワイパのびびり振動現象に注目し、それぞれに対して異なる制御アプローチによる解析・改善法を提案する。対象とする現象の概要を 1.1.1~1.1.3 節で述べる。

1.1.1 オーバーラン

ワイパ往復運動の反転位置は Fig. 1.2 のようにピラー側（図中左上）とボディ側（図中下）の 2 箇所であり、それぞれ上反転位置と下反転位置と呼ばれる。これらの反転位置は車両要求と法規 [3,4] を反映したワイパの設計により決定されるが、実際の反転位置は設計で定めた場所になるとは限らず、A&B の慣性、雨量や撥水剤の有無による摩擦変動等の影響で、行き過ぎや未達といった所定の位置以外で反転するオーバーラン現象 ^{*3} が発生する。行き過ぎの場合、ピラーとの衝突による騒音やワイパ破損が発生し、未達の場合は法規で定められた払拭範囲を満足できない問題が発生する。これらの問題を避けるため、ワイパが設計値通りに反転するようにオーバーランを小さくすることが、ワイパ設計における課題の一つとなる。

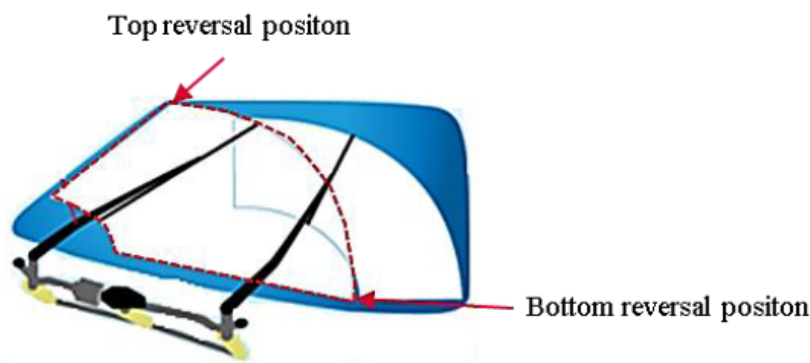


Fig. 1.2 Wiping range and reversal position of wiper system

^{*3} 本論文では目標位置を行き過ぎることと未達の両方をオーバーランとして定義する。

1.1.2 びびり振動

ワイパのびびり振動は、Fig. 1.3 に示すラバーとガラス間の摩擦-速度特性が負勾配の領域で発生する自励振動であり、その振幅は摩擦特性とラバーの滑り速度に依存する [7-11]. びびり振動中の A&B 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 [12]. この現象は、Fig. 1.4 に示すようなワイパ作動円弧法線方向の筋状の拭き残しや騒音を引き起こし、運転者の視界不良や運転意識阻害の原因となる. ゆえに、びびり振動の解析および抑制はワイパ設計における課題の一つである.

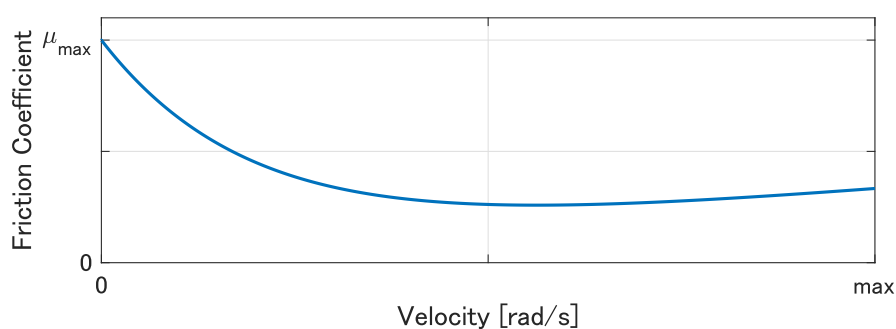


Fig. 1.3 Friction characteristic between rubber and windshield



Fig. 1.4 Unwiped water caused by chatter vibration

1.1.3 動き出し遅れ

1.1.2 節で述べたように，ラバーとガラスが接触した状態で動作する特性上，ワイパは常にラバーの非線形摩擦の影響を受ける．また，非線形摩擦はモータの減速機構やリンク機構でも発生する．これらの非線形摩擦の影響はワイパ反転時の低速域において顕著であり，前述したオーバーランとびびり振動以外にも，Fig. 1.5 に示すような反転時の動き出し遅れの発生原因となる．反転時の動き出し遅れは騒音や視覚的な引っ掛かり感を引き起こし，運転者の運転意識を阻害する．ゆえに，動き出し遅れの発生原因である摩擦の補償は，ワイパ設計における重要な課題の一つである．

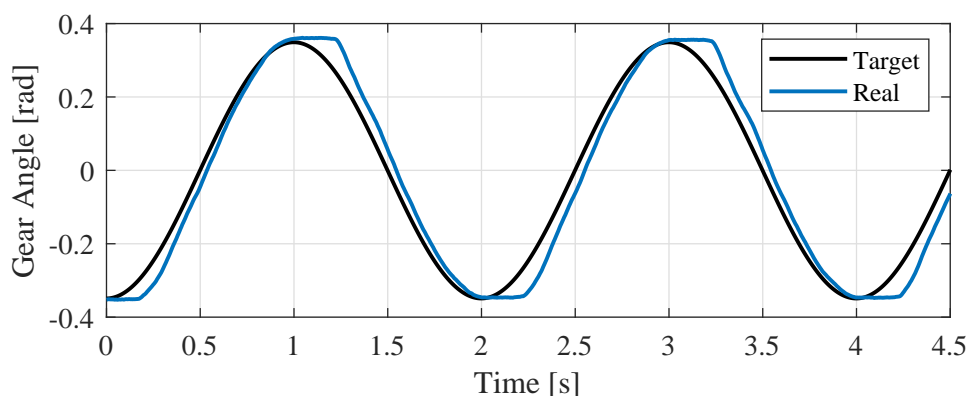


Fig. 1.5 Gear angle of linkless wiper with PI control

従来はこれらの課題に対し，ラバーのコーティングによる摩擦低減 [13] や，解析で得たワイパ動特性モデルを元にした設計 [14] 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，車両トレンドの変化により，これらのハードウェアによる対策が困難になっている．例えば，車室空間の拡大や空気抵抗削減を目的として，昨今の車両のフロントガラスは Fig. 1.6 のように傾斜して拡大する傾向にあり，これに伴いワイパの A&B は長尺化して慣性が増加している．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，ガラス撥水剤の普及による摩擦力増加も発生している．その結果，ワイパの性能に悪影響を与えるびびり振動やオーバーランが顕著になりやすい状態となっており，前述のハードウェア設計による対策は限界となってきている．ゆえに，ハードウェア設計に代わりソフトウェア

設計による対策が求められている。近年，リンク機構によってモータの一方方向回転運動を往復運動に変換する従来ワイパに代わり，Fig. 1.7 のような制御モータにより往復運動を行うワイパ [2] が製品化され，制御によるワイパ性能向上が実用化 [15-17] されていることから，ワイパへの制御技術応用の重要性が高まっている。

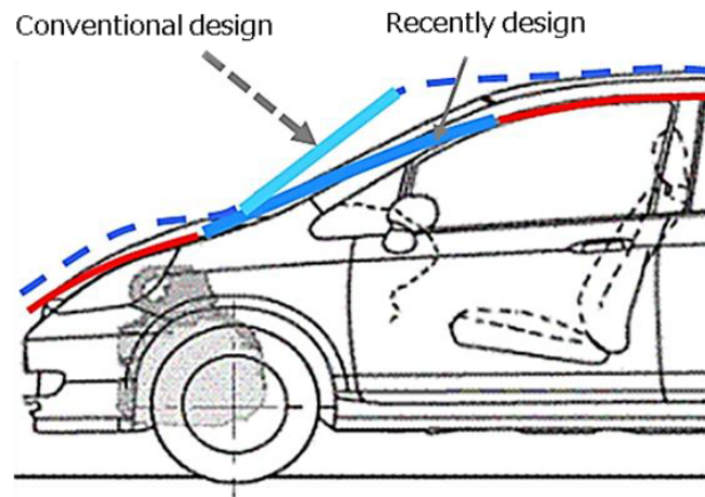


Fig. 1.6 Recent trend of windshield design

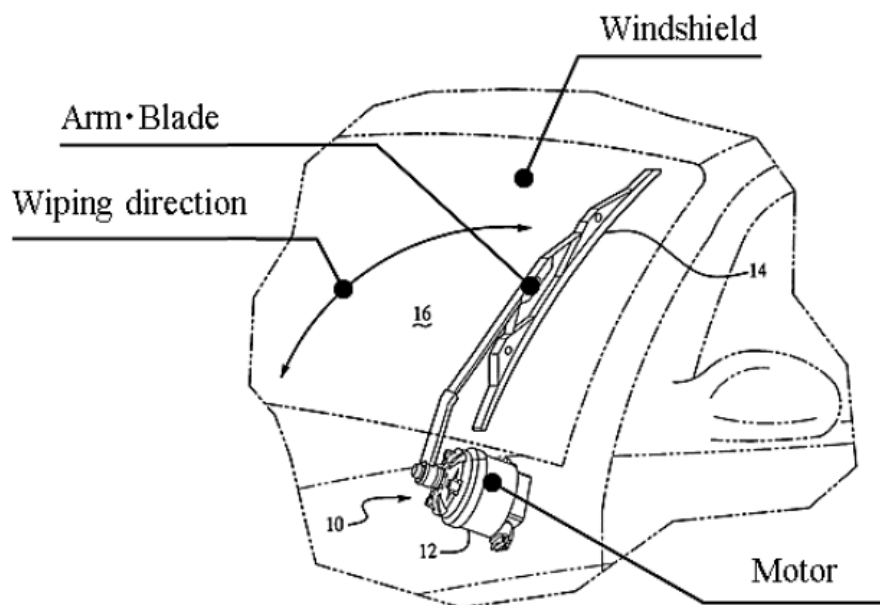


Fig. 1.7 Structure of controlled linkless wiper system [2]

1.2 自動車用ワイパシステムに関する先行研究

1.2.1 オーバーラン低減に関する先行研究

ワイパのオーバーラン低減技術としては、追加部品によるリンクの変形抑制 [18] や、車両速度や位置に適したディプレッションアングル調整 [19]、オーバーラン発生後のワイパ動作範囲の補正 [20, 21]、車両速度やガラス状態に応じて補正した目標値を用いたモータ回転速度制御 [22] などが提案されている。これらの方法は一定の効果を得やすいが、オーバーランが最小になるように実験的なトライ&エラーを繰り返す方法であり、設計工数の増加により仕様変更が困難であった。

ワイパ以外を対象としたオーバーラン低減に関する先行研究として、外乱オブザーバによる外乱補償 [23, 24]、作動時の速度と慣性負荷特性から補償量を学習する方法 [25]、位置や速度等の状態量から停止位置を予測して操作量を補正する方法 [26]、モデル予測制御 [27, 28] やリファレンスガバナ [29] を用いた方法などが挙げられる。これらの適用には制御対象の数理モデルが必要となるが、ワイパのオーバーランに注目したモデル構築の前例はなく、ワイパの動特性以外にもラバー摩擦や車両剛性なども影響するためモデル構築は容易ではない。また、ワイパの状態観測のためのセンサや、モデルを用いた制御演算のための高性能なマイコン追加によるコスト増加の恐れもある。

設計時のトライ&エラーが少なく、かつセンサや高性能マイコン追加を必要としない計算量を抑えたオーバーラン低減の方法として、配島らは応答曲面法によるワイパ動作軌道の最適化 [30] を提案した。ワイパの目標動作軌道を調整パラメータ α, β を含む正弦波の合成波として表現し、 α, β とオーバーランの関係を応答曲面で示し、オーバーランを最小にする α, β の組を求めた。応答曲面法は限られた実験データから最適解を求めるための最適化法の一つであり [31]、自動車の車両構造設計 [32] や金属切削加工 [33]、製剤圧縮プロセス [34] の最適化など幅広い産業分野で活用されている。

1.2.2 びびり振動の解析と抑制に関する先行研究

ワイパのびびり振動は、ラバーとガラスの間の非線形な摩擦特性によって生じる自励振動である。ハードウェア的なアプローチからの自励振動抑制方法として、動吸振器 [35, 36] やインパクトダンパ [37], 回転軸ダンパ [38] の設置, 摩擦面の材質変更 [39], ガラス面の法線方向への調和外力印可 [11] が研究されている。しかし, びびり振動の発生源である A&B が車両の外に設置されていることから, これらの動吸振器や外力印可装置をワイパへ適用することは困難である。また, ダンパ設置による低速作動時の軌道追従性の劣化や, ダンパ等の材質劣化によるびびり振動再発などの恐れもある。ゆえに, ハードウェアだけでなく制御による自励振動抑制アプローチが必要である。

先に述べたように, びびり振動の発生源の A&B は車両の外にあり風雨に晒されるため, 信頼性やコストの観点からセンサ設置による振動測定は困難である。また, 位相遅れや SN 比の観点から, ワイパの駆動モータの角度センサ情報を直接フィードバック^{*4}して制振制御 [40, 41] することも同様に難しい。ゆえに, ワイパの動特性モデルとセンサ情報からびびり振動を推定する必要がある。

ワイパのモデリングの先行研究としては, 有限要素法によるモデル [42, 43] や, 動特性を考慮したモデル [44–46] が存在する。しかし, これらのモデルは制御理論に適さない解析用モデルであったり, ラバー等のワイパの一部に注目したモデルであるため, ワイパのびびり振動推定用としては不十分である。また, ニューラルネットワークを用いたモデリング [47] も研究されているが, ブラックボックスモデルであり実際の物理量の関連付けが困難である。配島と著者らのグループは, 推定対象の物理特性を考慮し, 3 慣性体から構成されたグレーボックスモデルとしてリンクレスワイパをモデリング [48] した。

動特性モデルを用いた代表的な推定技術として, オブザーバ [49] やカルマンフィルタ [50] があるが, これらは線形システムを対象としており, 非線形摩擦によって生じるワイパのびびり振動の推定には適さない。配島と筆者らのグループは, 非線形系に対して広く活用され

^{*4} 以降, フィードバックを FB と表記する。

ている拡張カルマンフィルタ^{*5}で摩擦の不連続性を考慮する方法を提案し、びびり振動の状態推定を可能とした。さらに、ワイパ動特性モデルの振動モードに注目して極配置法で設計した制御器と EKF により、びびり振動の低減と目標軌道への追従性を両立し、かつ制御ゲインの最大値を抑えた制御系 [51] を設計している。

1.2.3 摩擦補償に関する先行研究

非線形摩擦補償の代表的な方法として、対象システムの摩擦モデル [52] に基づく推定値を用いたフィードフォワード^{*6}的な摩擦補償が挙げられる。摩擦モデルは様々な物が提案されており、比較的単純な静的モデルを用いた摩擦補償 [53–55] や、状態量を含む動的モデルを用いた摩擦補償 [56–58] が研究されている。また、性能向上のためスライディングモードを適用した摩擦補償 [59] や、 H_∞ 制御や受動性の理論を基にロバスト性を考慮した摩擦補償 [60–62]、摩擦特性が未知・変動するシステムを対象とした摩擦パラメータを逐次更新する適応的な摩擦補償 [63, 64] も研究されている。

摩擦モデルを用いない摩擦補償として、対象システムの線形モデルを除く特性をすべて外乱とみなして推定・補償する外乱オブザーバ [65–67] が挙げられる。また、摩擦モデルと対象システムの線形モデルの両方を用いない摩擦補償として、時々刻々と制御ゲインを変動させる非線形 PID 制御 [68–70] が研究されている。同様のモデルレスな方法として、積分項の符号反転を含む PID 制御による適応的な摩擦補償 [71] が提案されている。これらの方法は PID 制御をベースとした簡素な構成であり、摩擦モデルやオブザーバを必要とする方法と比較して制御一周期あたりの計算量が少ないため、産業用途への応用が期待されている。

^{*5} 以降、拡張カルマンフィルタを EKF と表記する。

^{*6} 以降、フィードフォワードを FF と表記する。

1.3 研究目的

本論文では、運転者へ安全・快適な視界を提供することを目的として、1.1 節で述べたワイパの課題を解決するための制御系設計・解析法を提案する。以下、課題とその解決のための具体的な方法を述べる。

オーバーラン低減に関連する先行研究として、オーバーランを評価関数とするワイパ動作軌道の最適化法 [30] が研究されている。近年の傾向として、排出ガスや燃費に関する規制強化 [72, 73] に対応するため電気自動車の開発が進められているが、従来のガソリン車と比較した時の航続距離の短さが課題となっている [74]。自動車の電動部品の一つであるワイパにおいても消費電力を小さくし、車両全体での省電力化と燃費向上に貢献することが望ましい。これらの背景から、本論文は先行研究 [30] を拡張し、オーバーランと電流の両方を考慮した多目的最適化法を提案する。これにより、設計時のトライ&エラー工数を抑えつつ、ワイパの性能要求であるオーバーラン低減と省電力化の両立を試みる。

ワイパのびびり振動の解析と抑制に関連する先行研究として、状態 FB と EKF を用いたびびり制振制御法 [51] が研究されている。ワイパは自動車の視界と安全を確保する保安部品であるため、ラバーとガラス間の摩擦変動や状態推定誤差のような摂動に対して十分にロバストである制御が求められる。しかし、前述した先行研究ではびびり制振制御が成立する摂動範囲が明らかではなく、ロバスト性が課題であった。これらの背景から、本論文はびびり制振制御法 [51] を対象とした安定性解析を実施し、摩擦変動や状態推定誤差といった摂動に対するロバスト安定性能の評価を試みる。これにより、不安定化した時の危険性から実験的に求めることが困難である、ワイパのびびり制振制御が安定限界となる摂動の大きさと周波数を解析的に明らかにし、既存の制御系の評価やロバスト制御設計の必要技術の開発を狙う。

ワイパに生じる摩擦は目標軌道への追従性能の劣化要因となり、ワイパ反転時の動き出し遅れなどを引き起こすため、制御による補償が求められている。また、マイコン処理性能に制約のあるワイパへの実装の観点から、できるだけ計算量の少ない制御が望ましい。これらの背景から、本論文では簡便かつ適応的な摩擦補償 [71] のワイパへの応用を検討する。制

御入力と非線形摩擦の作用箇所が異なるワイパにおいて、積分項の符号反転による摩擦補償が可能なことを数学的な解析にて確認し、簡便な摩擦補償制御によるワイパ追従性能の改善を狙う。

1.4 論文の構成

第 1 章では、研究背景として近年の自動車用ワイパの動向と課題を示し、それぞれの課題に対する先行研究と本論文で扱う方法について述べた。

2 章では、本論文で解析対象とするリンク式とリンクレスの 2 種類のワイパシステムの特徴と動特性について述べる。

3 章では、配島らの先行研究 [30] を拡張し、ワイパ動作軌道の調整変数を入力、オーバーランとモータ電流を出力とみなして応答曲面を生成し、オーバーランとモータ電流の両方を考慮したワイパ動作軌道の多目的最適化法を提案する。これにより、設計時のトライ&エラー工数を抑えつつ、ワイパの性能要求であるオーバーラン低減と自動車部品としての省電力化の両立を試みる。

4 章では、ワイパのびびり制振制御法 [51] を対象に、ラバー劣化に伴う摩擦変動と EKF の状態推定誤差を摂動として定義し、摂動に対する制御系のロバスト安定性を解析する。ラバーの摩擦特性は非線形かつ不連続であるため、配島らの方法 [48] で摩擦の不連続性を除去し、摩擦を含むワイパをルーリエ系 [75] として非線形性を扱う。ルーリエ系は非線形性を含むシステムの解析法の一つであり [76], [77], 近年では燃料電池のエネルギー管理システムの制御設計 [78, 79] に応用されている。ルーリエ系で表現したシステムに対してスモールゲイン定理 [80] に基づく安定性解析を実施し、びびり制御のロバスト安定性能を定量的に評価する。これにより、不安定化した時の危険性から実験的に求めることが困難である、ワイパのびびり制御系が安定限界となる摂動の大きさと周波数を解析的に得ることを試みる。

5 章では、適応的な摩擦補償 [71] のワイパへの応用を提案する。制御入力トルクと非線形摩擦力の作用箇所が異なるワイパにおいて、積分項の符号反転による摩擦補償が可能なことを数学的な解析にて確認する。そして、この積分項による摩擦補償を行い、ワイパ反転直後の目標軌道への追従性能改善を狙う。

第 2 章 ワイパシステムの構成と動特性モデル

2.1 はじめに

自動車用ワイパはリンク式ワイパとリンクレスワイパの 2 種類に大別される。リンク式ワイパはモータの運動をリンク機構を介して A&B に伝達するワイパであり、モータの回転運動をリンク機構により A&B の往復運動に変換する形式や、モータの角度制御により A&B の往復運動を実現するものが存在する。これらのリンク機構を用いたワイパは一般の自動車に広く普及している。対して、リンクレスワイパはリンク機構を用いずにモータの角度制御により A&B の往復運動を実現するワイパであり、リンク式と比較して高価であるが、部品点数が少なく軽量であり車両搭載性に優れている。このような特性から、リンクレスワイパは高級車種で使用される傾向にある。

制御系設計・解析において、制御対象の構成を解析し、動特性を表現したモデルを導出することが必要とされる。本章では 3, 4, 5 章の制御系設計・解析に先立ち、これら 2 種類のワイパシステムの構成について述べた後、リンクレスワイパの動特性モデルを説明する。

2.2 リンク式ワイパ

2.2.1 リンク式ワイパの構成

3 章で解析対象とするリンク式ワイパの構成を Fig. 2.1 に示す。リンク式ワイパは一般の自動車に広く普及しており、駆動力を発生させるモータ、モータの駆動力を A&B に伝達するリンク、ガラスを払拭する一对の A&B から構成される。モータには角度センサが設置されており、この角度センサ信号の FB 制御によりモータの入力電圧が決定される。

モータから A&B への駆動力伝達過程に非線形特性を持つリンク機構が存在するため、状態空間表現によるリンク式ワイパのモデル化や、線形制御理論の適用は困難である。そこで、広く普及しているリンク式ワイパに適用するため、応答曲面法を用いた目標動作軌道の多目的最適化法を提案する。

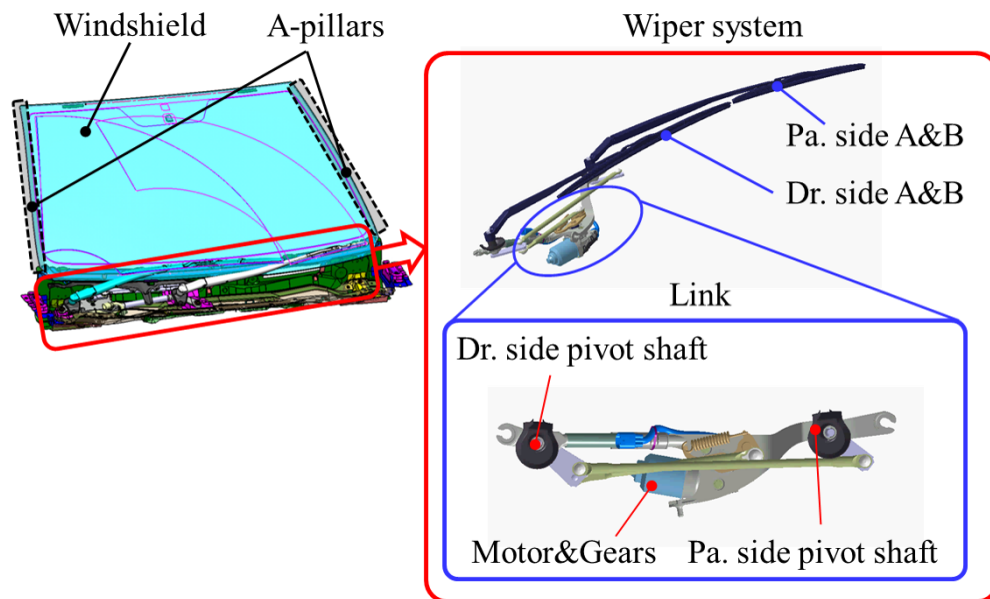


Fig. 2.1 Overview of typical wiper system with link

2.3 リンクレスワイパ

2.3.1 リンクレスワイパの構成

4, 5 章で解析対象とする, リンクレスワイパを再現した実験装置を Fig. 2.2 に示す. リンクレスワイパはモータ, ギア, 平板ガラスを払拭する A&B で構成されており, モータには角度センサが設置されている. 本実験装置では制御理論の基礎検討・開発を目的として, 一般のリンク式ワイパシステムに含まれるリンク機構や, 実車両に含まれる曲面ガラス等の非線形要素を排除している.

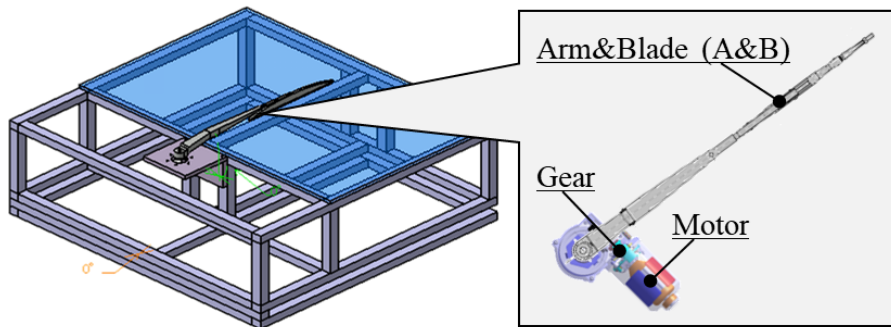


Fig. 2.2 Experimental linkless wiper system with flat glass

2.3.2 動特性モデル

リンクレスワイパの動特性モデル [48] を以下に示す. Fig. 2.3 に示す 3 慣性体としてワイパをモデル化した.

$$\begin{cases} \dot{x}_p &= A_p x_p + B_{pu} u_p + B_{pf} [\tau_{Mf} \ \tau_{ABf}]^T \\ y_p &= C_p x_p \end{cases} \quad (2.1)$$

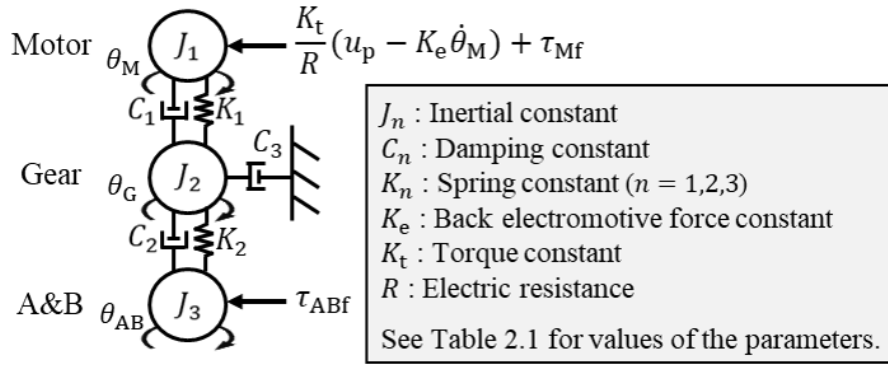


Fig. 2.3 Dynamic model of linkless wiper system

$$A_p = \begin{bmatrix} -\frac{K_t K_e / R + C_1}{J_1} & -\frac{K_1}{J_1} & \frac{C_1}{J_1} & \frac{K_1}{J_1} & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{C_1}{J_2} & \frac{K_1}{J_2} & -\frac{C_1 + C_2 + C_3}{J_2} & -\frac{K_1 + K_2}{J_2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{C_2}{J_3} & \frac{K_2}{J_3} & -\frac{C_2}{J_3} & -\frac{K_2}{J_3} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.2)$$

$$B_{pu} = \begin{bmatrix} \frac{K_t}{J_1 R} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (2.3)$$

$$B_{pf} = \begin{bmatrix} \frac{1}{J_1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{J_3} & 0 \end{bmatrix}^T \quad (2.4)$$

$$C_p = I_{6 \times 6} \quad (2.5)$$

ここで、各慣性体の角度 [rad] は $\theta_M, \theta_G, \theta_{AB}$ で表記され、 θ の添え字 M, G, AB はそれぞれモータ、ギア、A&B を示す。行列 A_p, B_{pu}, B_{pf} の各パラメータを Table 2.1 に示す。これらのパラメータは、ワイパのびびり振動の周波数が一致するように実験的に同定した。式 (2.1) の状態量は $x_p = [\dot{\theta}_M, \theta_M, \dot{\theta}_G, \theta_G, \dot{\theta}_{AB}, \theta_{AB}]^T$ である。 u_p はモータの制御入力電圧 [V] を示す。

τ_{Mf}, τ_{ABf} はそれぞれモータと A&B に生じる摩擦トルク [Nm] であり、以下で定義さ

れる。

$$\tau_{Mf} = -F_{Mf} \text{sgn}(\dot{\theta}_M) \quad (2.6)$$

$$\tau_{ABf} = -F_{ABf} \{a_1 |\dot{\theta}_{AB}| + a_2 (-1 + e^{-\lambda |\dot{\theta}_{AB}|}) + 1\} \text{sgn}(\dot{\theta}_{AB}) \quad (2.7)$$

ここで, sgn は符号関数, $F_{Mf}, F_{ABf}, \lambda, a_1, a_2$ は摩擦パラメータである. τ_{Mf} の速度特性を Fig. 2.4 に示す. τ_{Mf} はモータに生じるクーロン摩擦を示しており, $\dot{\theta}_M \neq 0$ で一定値である. τ_{ABf} の速度特性を Fig. 2.5 に示す. τ_{ABf} は A&B とガラスの間に生じる摩擦を示しており, 水の介在による潤滑特性を $\dot{\theta}_{AB}$ の一次関数と指数関数項で表現している. $\dot{\theta}_{AB} \neq 0$ における τ_{ABf} の勾配特性により, ワイパのびびり振動が発生する.

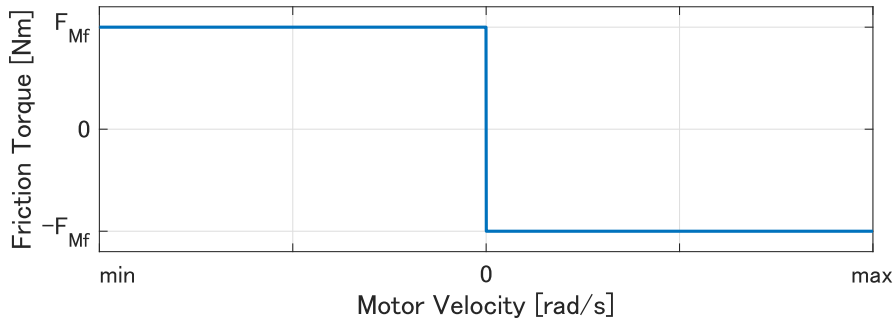


Fig. 2.4 Friction characteristic of Motor

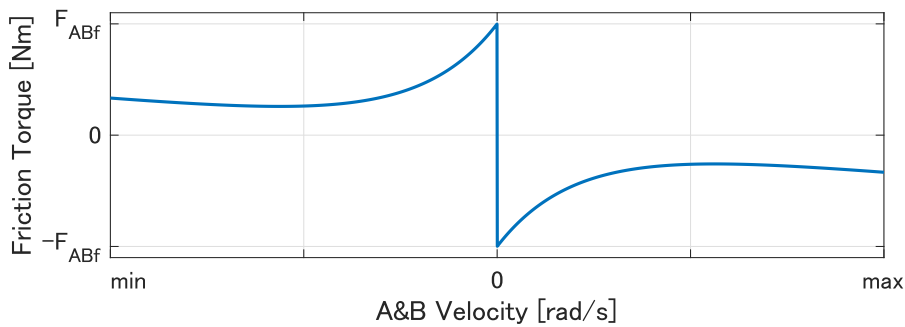


Fig. 2.5 Friction characteristic of A&B

Table 2.1 Parameter values of dynamic model

Group	Symbol	Unit	Value
Inertia	J_1	Nms ² /rad	1.51
	J_2	Nms ² /rad	1.10×10^{-3}
	J_3	Nms ² /rad	3.43×10^{-2}
Damper	C_1	Nms/rad	9.80×10^{-3}
	C_2	Nms/rad	2.20×10^{-1}
	C_3	Nms/rad	1.36
Spring	K_1	Nm/rad	1.16×10^4
	K_2	Nm/rad	6.15×10^2
Motor	K_e	Vs/rad	3.13
	K_t	Nm/A	2.77
	R	Ω	1.70×10^{-1}

第3章 ワイパシステムの多目的最適軌道生成

3.1 はじめに

ワイパの往復運動の反転位置は車両要求と法規に基づき設計されるが、実際の反転位置は設計通りになるとは限らず、雨量や撥水剤の有無による摩擦変動等の影響で、行き過ぎや未達といった所定の位置以外で反転するオーバーラン現象が発生する。A&B とピラーの衝突による騒音や破損、払拭範囲に関する安全法規違反を引き起こす原因となるため、ワイパ設計においてオーバーランの低減が求められている。

近年の傾向として、排出ガスや燃費に関する規制強化に対応するため電気自動車の開発が進められているが、従来のガソリン車と比較した時の航続距離の短さが課題となっている。自動車の電動部品の一つであるワイパにおいても消費電力を小さくし、車両全体での省電力化と燃費向上に貢献することが望ましい。

以上の背景から、本章ではオーバーランと電流両方の低減を目的とした応答曲面法によるワイパ動作軌道の多目的最適化を研究する。ワイパ動作軌道の調整変数を入力として、オーバーランと電流それぞれの応答曲面を実験データに基づき生成し、生成した応答曲面を用いて多目的最適化を実施する。産業への応用を考慮し、2.2 節で述べた一般の自動車に広く普及しているリンク式ワイパを研究対象とする。

3.2 調整変数 $\alpha\beta$ によるワイパ動作軌道の表現

ワイパの動作軌道において、下反転位置から上反転位置までの移動量（払拭範囲）と、下反転位置から上反転位置を通り再び下反転位置に戻るまでの周期は、安全な視界を得るために規定の値が設けられ変更できない。本章では、配島らが提案した払拭範囲と周期を維持しつつ2つの調整変数 α, β で任意に変更できる動作軌道を示す [30].

調整変数を用いたワイパ動作軌道は以下で与えられる。

$$\phi(t) = \frac{3}{3+\beta}\theta_0 \left[\frac{1}{6}(3+\beta) - \frac{1}{2}(1+\beta)\cos\{\omega x(t)\} + \frac{1}{3}\beta\cos^3\{\omega x(t)\} \right] \quad (3.1)$$

$$\dot{\phi}(t) = \frac{3}{2(3+\beta)}\theta_0\omega\dot{x}(t)\sin\{\omega x(t)\}\{1 - \beta\cos\{2\omega x(t)\}\} \quad (3.2)$$

ここで、 θ_0 はワイパ払拭動作の振幅 [rad]、 ω は角周波数 [rad/s] である。また、 $x(t)$ は以下で定義される最大速度時点を調整するための関数である。

$$x(t) = t + \alpha \sin \omega t \quad (3.3)$$

$$\dot{x}(t) = 1 + \alpha\omega \cos \omega t \quad (3.4)$$

ここで、 α は最大速度時点を調整する調整変数であり、 $-0.1 \leq \alpha \leq 0.1$ である。 β は反転位置付近の減速特性の調整変数であり、 $0 \leq \beta \leq 1$ である。

Fig. 3.1, 3.2 にそれぞれ、 β を固定し α のみを変化させた場合と、 α を固定し β のみを変化させた場合の動作軌道を示す。ここで、 $\theta_0 = 1.0$ [rad]、 $\omega = 2\pi$ [rad/s] である。Fig. 3.1 では α による最大速度時点を調整、Fig. 3.2 では β による反転位置付近の減速特性の調整が確認できる。

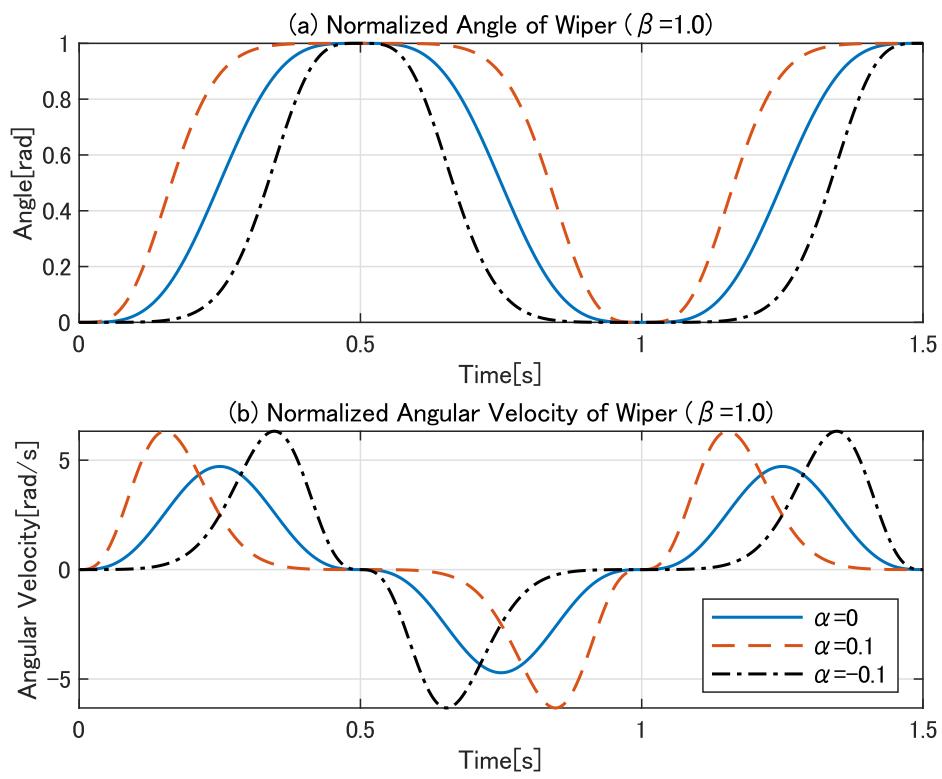


Fig. 3.1 Considered wiper motion with variable α

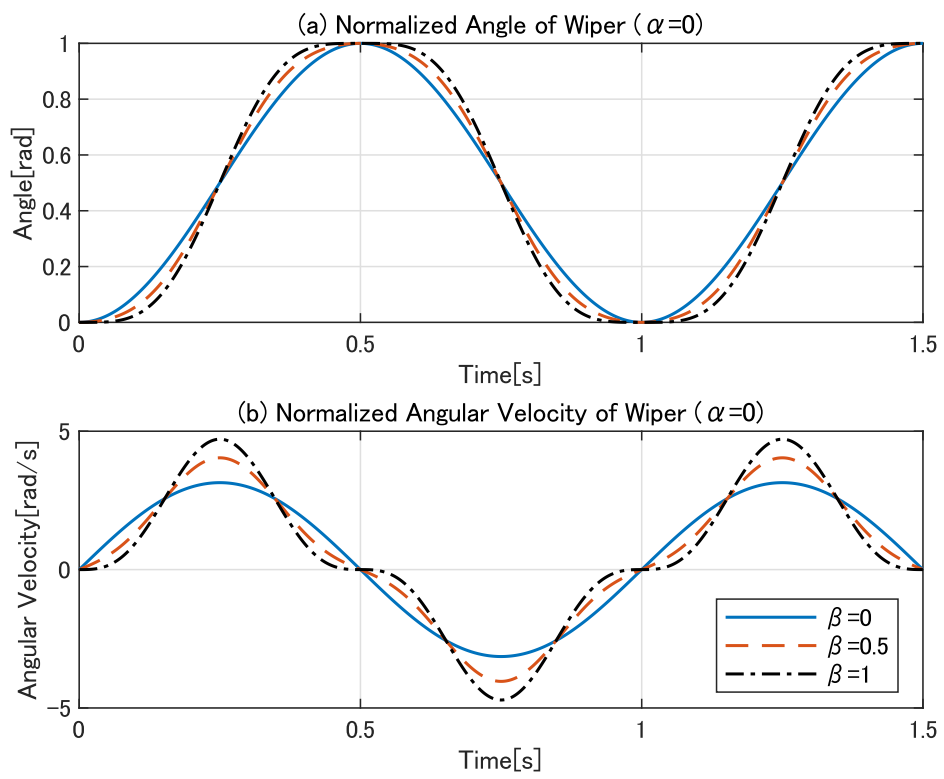


Fig. 3.2 Considered wiper motion with variable β

3.3 多目的最適動作軌道の生成

3.3.1 応答曲面法

A&B の摩擦や弾性、リンク機構を考慮したワイパ特性は複雑であり、動特性を考慮したパラメータ同定によるモデル化は困難である。そこで、限られた実験データから効率的に特性を推定する応答曲面法を用いて、実験的にワイパ特性を求める。ワイパのオーバーランおよびモータ電流と、動作軌道の調整変数 α, β の関係を応答曲面で表現する。

入力変数 x_1, x_2, \dots, x_k を持つシステムの応答 y を考える。

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_k) + \varepsilon \quad (3.5)$$

ここで、 ε は実際の応答と関数 f の応答の誤差である。本論文において、入力変数として調整変数 α, β 、応答 y としてオーバーランとモータ電流を仮定し、関数 f を 2 次多項式とする。この時、式 (3.5) は以下になる。

$$y = c_0 + c_1 x_1 + c_2 x_2 + c_{11} x_1^2 + c_{22} x_2^2 + c_{12} x_1 x_2 + \varepsilon \quad (3.6)$$

ここで、 $c_0, c_1, c_2, c_{11}, c_{22}, c_{12}$ は実験データから決定される定数である。

n 組の入力 $x_{11}, x_{12}, x_{21}, x_{22}, \dots, x_{n1}, x_{n2}$ と応答 y_1, \dots, y_n が得られる場合、式 (3.6) は以下の行列形式に拡張できる。

$$Y = XC + E \quad (3.7)$$

$$Y = [y_1 \ y_2 \ \cdots \ y_n]^T \quad (3.8)$$

$$C = [c_0 \ c_1 \ c_2 \ c_{11} \ c_{22} \ c_{12}]^T \quad (3.9)$$

$$E = [\varepsilon_1 \ \cdots \ \varepsilon_n]^T \quad (3.10)$$

$$X = \begin{bmatrix} 1 & x_{11} & x_{12} & x_{11}^2 & x_{12}^2 & x_{11}x_{12} \\ 1 & x_{21} & x_{22} & x_{21}^2 & x_{22}^2 & x_{21}x_{22} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & x_{n1} & x_{n2} & x_{n1}^2 & x_{n2}^2 & x_{n1}x_{n2} \end{bmatrix} \quad (3.11)$$

ここで、 E は実際の応答と XC から計算した応答の誤差ベクトルである。 $E^T E$ を最小にす

る定数ベクトル C を次式により求めることで、応答曲面を決定する。

$$C = (X^T X)^{-1} X^T Y \quad (3.12)$$

本論文では、オーバーランとモータ電流それぞれについて、動作軌道の調整変数 α, β をパラメータとする応答曲面を生成し、多目的最適化を行う。

3.3.2 最適化問題の設定

オーバーランとモータ電流の最適なトレードオフ解を求める多目的最適化問題として、以下を定義する。

$$\begin{aligned} & \underset{\alpha, \beta}{\text{minimize}} && J_t(\alpha, \beta) = \sqrt{f_t(\alpha, \beta)^2 + f_c(\alpha, \beta)^2} \\ & \text{subject to} && -0.04 \leq \alpha \leq 0.04, \quad 0.1 \leq \beta \leq 0.9 \end{aligned} \quad (3.13)$$

$$\begin{aligned} & \underset{\alpha, \beta}{\text{minimize}} && J_b(\alpha, \beta) = \sqrt{f_b(\alpha, \beta)^2 + f_c(\alpha, \beta)^2} \\ & \text{subject to} && -0.04 \leq \alpha \leq 0.04, \quad 0.1 \leq \beta \leq 0.9 \end{aligned} \quad (3.14)$$

式 (3.13) は上反転位置方向の動作における最適化、式 (3.14) は下反転位置方向の動作における最適化を示す。 f_t, f_b, f_c はそれぞれ、測定範囲で正規化した上下反転位置のオーバーラン量、モータ電流最大値の応答曲面を示す。 α, β 変動範囲は、Table 3.1 に示す実験データの測定範囲を考慮して決定した。

Table 3.1 α, β settings in experiment

No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
α	-0.02	-0.02	-0.02	0	0	0	0.02	0.02	0.02
β	0.3	0.5	0.7	0.3	0.5	0.7	0.3	0.5	0.7

3.4 実験

3.4.1 実験条件

Fig. 3.3 に実験装置を示す。実験に使用するワイパシステムは、2.2 節で述べた一般的に普及しているリンク式ワイパとする。雨天でのワイパ使用を想定し、実験においてはガラス面に水を噴霧して常に湿潤状態になるようにした。

ワイパの動作軌道は式 (3.1) を使用した。ここで、式 (3.1) の動作軌道は A&B の角度であるため、ワイパリンク機構の逆運動学 [81] によりモータ角度に変換し、モータ制御に用いた。また、動作軌道の振幅 θ_0 は $85.3(\pi/180)$ [rad]、角周波数 ω は一般的な自動車用ワイパの高速動作に相当する 6.283 [rad/s] (= 60 [rpm]) とした。

ワイパのオーバーランを算出するため、Fig. 3.3 下部の (a)~(f) の位置にマーカーを設置し、モーションキャプチャシステムを用いて A&B の動きを測定した。また、電流センサを用いてワイパ動作中のモータ電流を測定し、周期毎のピーク値を求めた。オーバーランと電流ピーク値それぞれについて、動き始めの数周期を除外した 10 周期分のデータを測定し、その平均を応答曲面の生成に用いた。

配島らの先行研究 [2] より、 $(\alpha, \beta) = (0, 0.5)$ 近傍でオーバーランが最小となることが分かっている。そこで、本論文では Table 3.1 に示す $(\alpha, \beta) = (0, 0.5)$ 近傍の 9 点でデータを測定した。

3.4.2 応答曲面の妥当性評価

応答曲面を用いたワイパ動作軌道最適化の準備として、動作軌道の調整変数 α, β とオーバーランおよびモータ電流の関係を式 (3.6) の 2 次多項式で示した応答曲面の妥当性を評価した。まず、Table 3.1 の 9 点のデータから 1 点を選び、残りの 8 点で応答曲面を生成した。次に、除外するデータを No. 1 から 9 まで変更することで合計 9 個の応答曲面を生成し、それぞれについて応答曲面の最適 (最小) 値の変化と、応答曲面上の値と実測値の誤差を評価した。

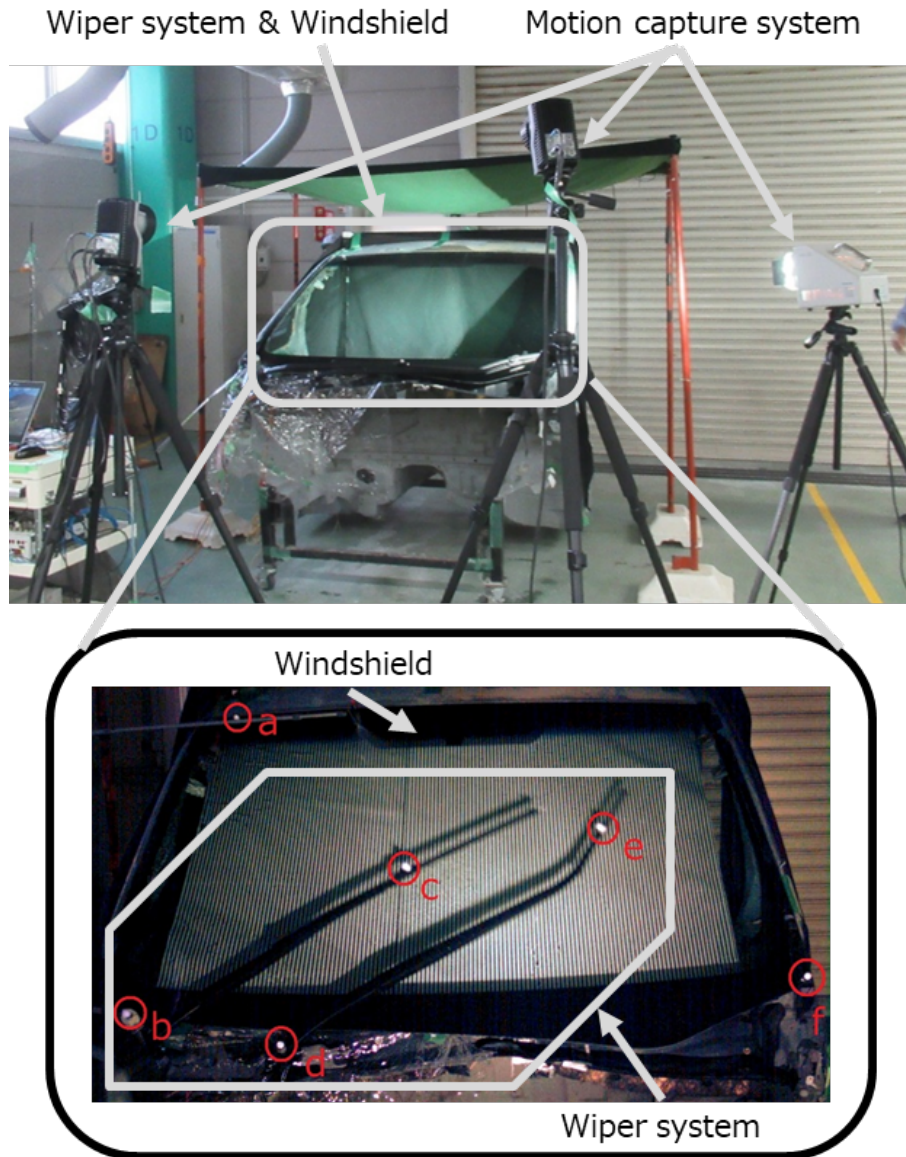


Fig. 3.3 Experimental system

(a) 応答曲面の最適 (最小) 値の変化

Fig. 3.4, 3.5, 3.6 にそれぞれ上下反転位置のオーバーラン，モータ電流に関する応答曲面を示す．図中の No. は応答曲面生成時に除外したデータを示しており，Table 3.1 と対応している．応答曲面上の値の大きさは色のグラデーションで表現されており，青色は小さい値，逆に赤色は大きい値を示す．また，応答曲面の最小値を白色の記号「*」で示した．た

だし、Fig. 3.5 に示す下反転位置のオーバーランは複数箇所では最小値をとるため、記号「*」を省略している。本論文では、オーバーランを実際の反転位置と設計位置の絶対誤差として考えるため、Fig. 3.4, 3.5 でオーバーランの絶対値を表示している。

Fig. 3.4 の上反転位置のオーバーランにおいて、No. 5 を除き $(\alpha, \beta) = (0, 0.5)$ 付近で最小となる傾向が見られた。この最小値付近の No. 5 データを除外した場合、 β 方向の特性が変化して最小値が $(\alpha, \beta) = (0, 0.2)$ 付近になったが、応答曲面の値が小さくなる領域は他のデータを除外した場合と概ね一致した。

Fig. 3.5 の下反転位置のオーバーランにおいて、 $(\alpha, \beta) = (0, 0.5)$ を中心とした楕円状に最小値をとる領域が分布する傾向が見られた。上反転位置のオーバーランと同様に、No. 5 の場合は β 方向の特性が変化する傾向が見られた。

以上より、最小値付近のデータを除外した No. 5 を除き、2 次多項式による応答曲面はオーバーランの減少特性をよく表現できている。ゆえに、9 点のデータ全てで生成した応答曲面ならば、同様にオーバーランの減少特性を十分表現できると考えられる。

Fig. 3.6 の電流値において、No. 7,9 で $(\alpha, \beta) = (0.04, 0.1)$ 、それ以外の場合に $(\alpha, \beta) = (-0.04, 0.1)$ 付近で最小値をとる傾向が見られた。最小値は異なるが、 $(\alpha, \beta) = (-0.04, 0.1)$ 付近でモータ電流が小さくなる傾向は全応答曲面で共通しており、2 次多項式による応答曲面は電流の減少特性をよく表現できている。ゆえに、9 点のデータ全てで生成した応答曲面ならば、同様に電流の減少特性を十分表現できると考えられる。

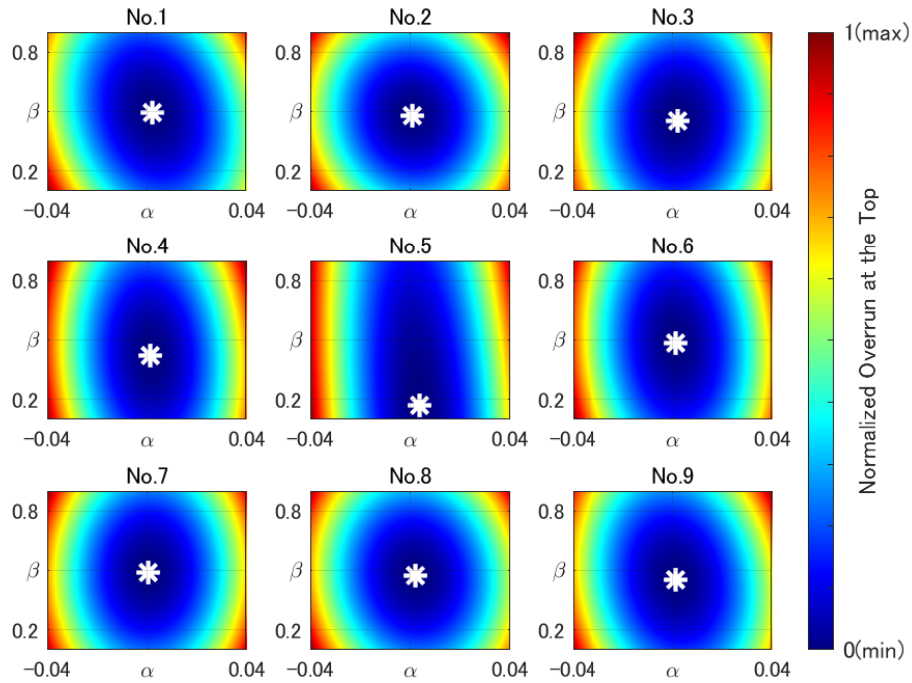


Fig. 3.4 Response surface of overrun at the top reversal position by excluding data from No. 1-9. (white symbols * indicate the optimal position)

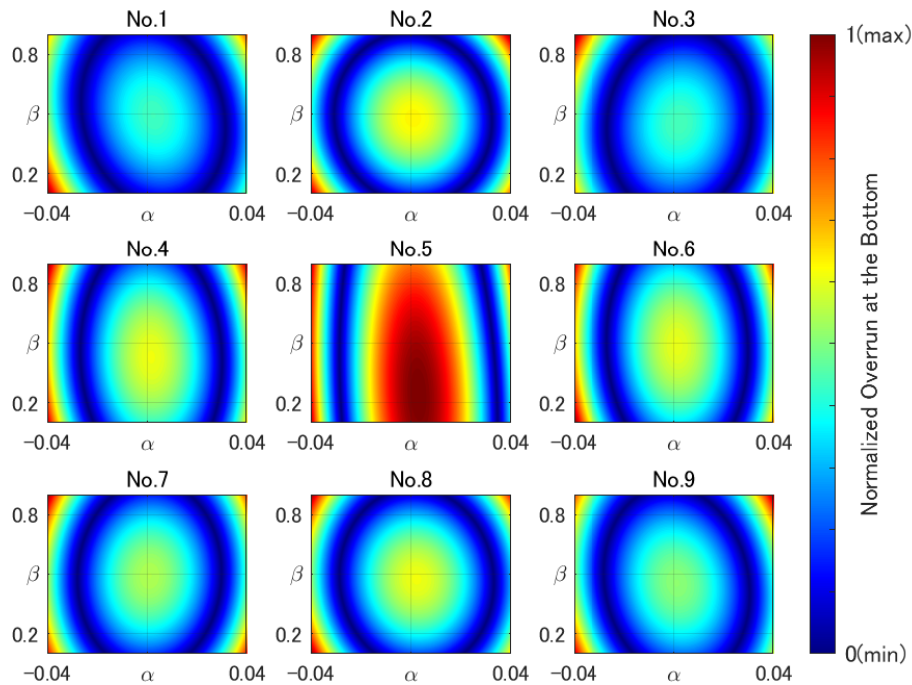


Fig. 3.5 Response surface of overrun at the bottom reversal position by excluding data from No. 1-9.

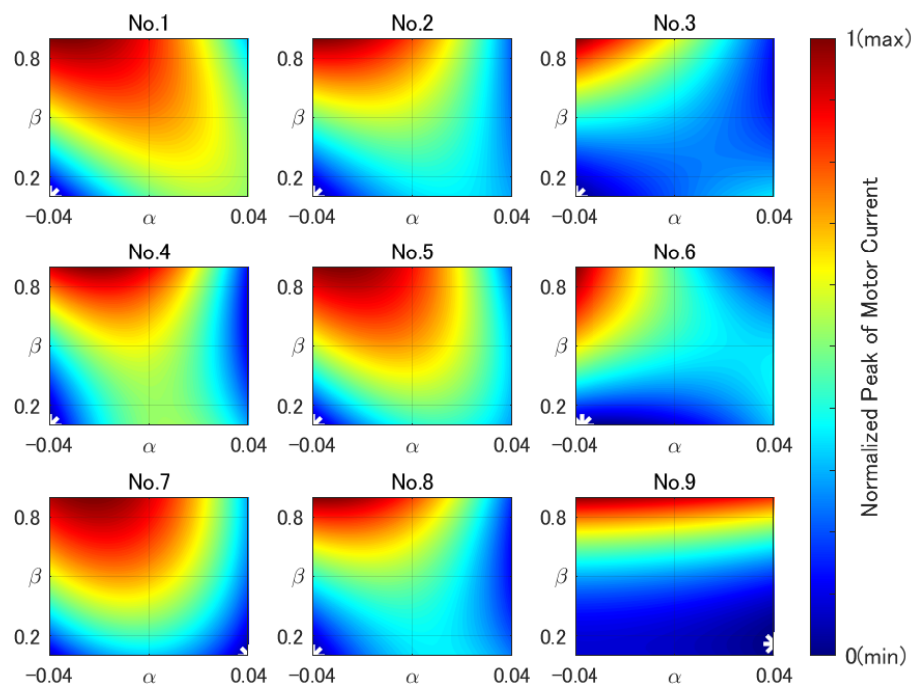


Fig. 3.6 Response surface of motor current by excluding data from No. 1-9.
(white symbols * indicate the minimum)

(b) 応答曲面の応答と実測値の誤差

Fig. 3.7, 3.8, 3.9 にそれぞれ上下反転位置のオーバーラン，モータ電流に関する応答曲面の値と実測値の誤差を示す．横軸は応答曲面生成時に除外したデータ番号である．縦軸は誤差であり，オーバーラン，モータ電流共に最大の実測値で正規化した．白丸は応答曲面生成に使用したデータにおける誤差，対して黒丸は除外したデータにおける誤差である．

応答曲面生成に使用したデータにおけるオーバーランの誤差 (白丸) に注目すると，除外したデータに依らず誤差 15% 以下であり，特性の傾向を表現できている．除外したデータにおける誤差 (黒丸) に注目すると，白丸と比較して約 2 倍に増加する傾向があるが，データ 5 を除き誤差 25% 以下であり，特性の傾向を表現できている．データ 5 はオーバーランの極値近傍の点であるため，除外した時の誤差が大きくなったと考えられる．

モータ電流に注目した場合，全データ条件で誤差 10% 以下であり，特性の傾向を表現できている．

以上より，極値近傍の点を含むデータを用いて生成した 2 次の多項式による応答曲面は，オーバーランとモータ電流の減少特性の傾向を表現可能であり，かつ最適解を安定的に生成でき，本節以降の解析に用いる上で妥当であると考えられる．

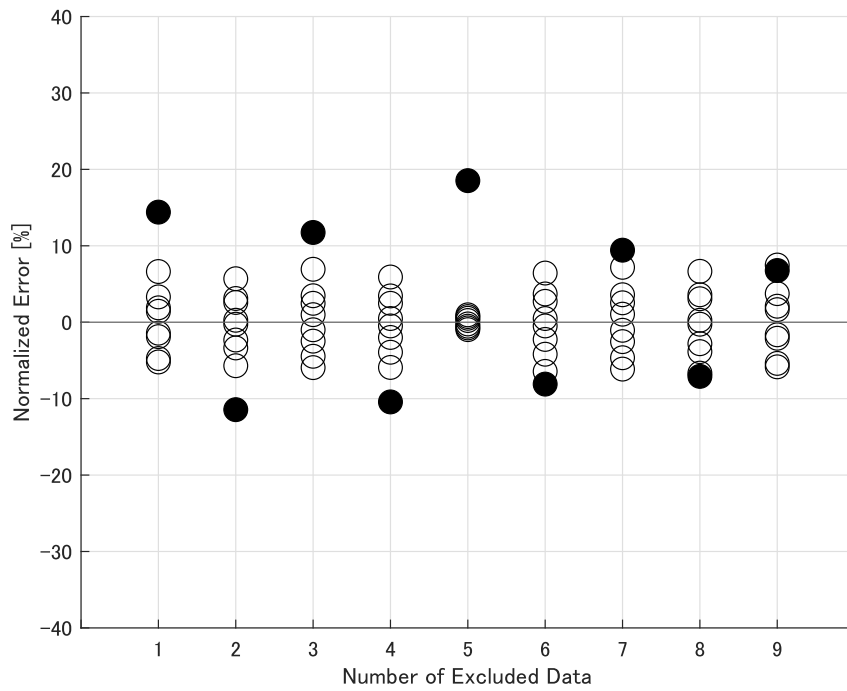


Fig. 3.7 Response surface error of overrun at the top reversal position

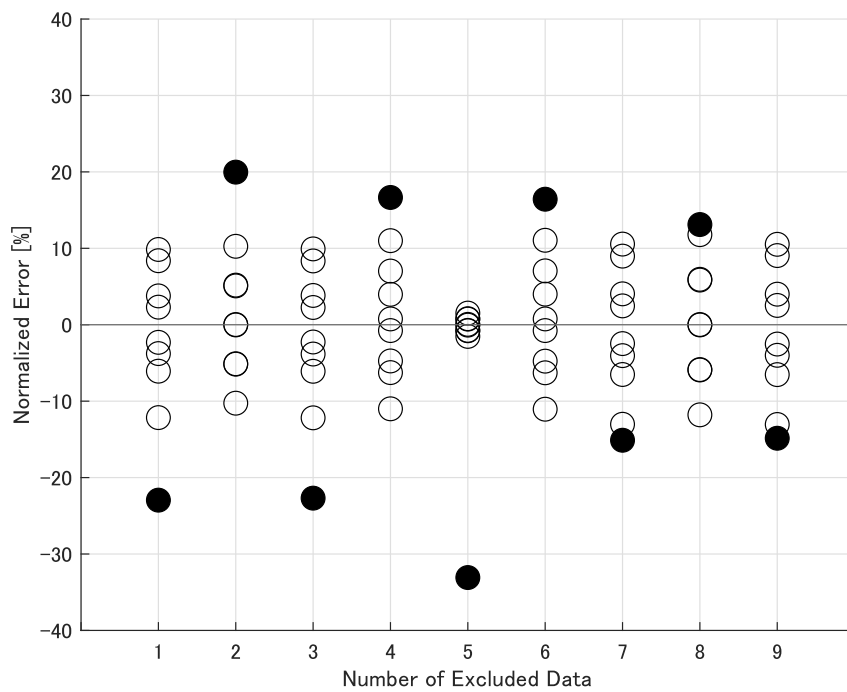


Fig. 3.8 Response surface error of overrun at the bottom reversal position

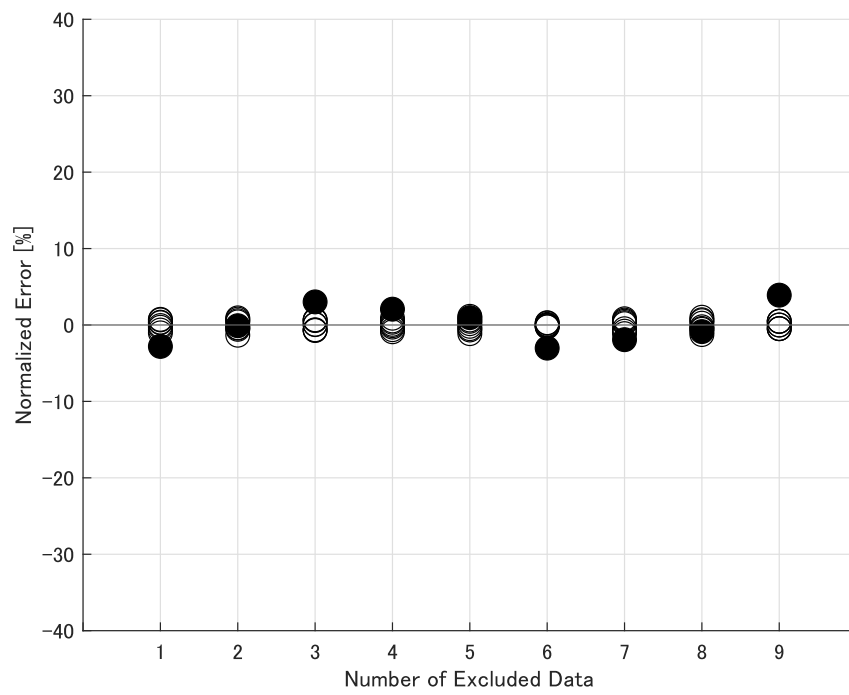


Fig. 3.9 Response surface error of motor current

3.4.3 応答曲面の生成

Table 3.1 に示す全 9 点のデータを用いて応答曲面を生成した. Fig. 3.10, 3.11, 3.12 はそれぞれ, 測定範囲で正規化した上下反転位置のオーバーラン, モータ電流の応答曲面である. 応答曲面上の値の大きさは色のグラデーションで表現されており, 青色は小さい値, 逆に赤色は大きい値を示す. 最小値が点で存在する Fig. 3.10, 3.12 では最小値を白色の記号「*」で表現した. Fig. 3.10, 3.11, 3.12 の応答曲面の関数を以下に示す.

$$f_t(\alpha, \beta) = |0.294 - 3.057\alpha - 1.255\beta + 443.441\alpha^2 + 1.345\beta^2 + 3.422\alpha\beta| \quad (3.15)$$

$$f_b(\alpha, \beta) = |0.186 + 6.511\alpha + 3.458\beta - 1154.286\alpha^2 - 3.686\beta^2 - 5.783\alpha\beta| \quad (3.16)$$

$$f_c(\alpha, \beta) = 0.277 + 5.205\alpha + 0.526\beta - 118.126\alpha^2 + 0.052\beta^2 - 16.805\alpha\beta \quad (3.17)$$

Fig. 3.10 より, 上反転位置のオーバーランは $(\alpha, \beta) = (0, 0.5)$ 付近で最小になる傾向が示された. 対して Fig. 3.11 より, 下反転位置のオーバーランは $(\alpha, \beta) = (0, 0.5)$ で最大になり, 最小値は $(\alpha, \beta) = (0, 0.5)$ を中心とした楕円状に分布しており, 上反転位置と反対の傾向が示された. β と比較して α のオーバーランに与える影響が大きい点は共通している.

Fig. 3.12 より, モータ電流値は $(\alpha, \beta) = (-0.04, 0.1)$ で最小になる傾向が示された. また, $\alpha = 0.04$ 付近でもモータ電流が減少する傾向が示された.

3.4.4 多目的最適解の生成

本節では, 3.4.3 節で得た応答曲面を用いてオーバーランとモータ電流に関する α, β の多目的最適化を行い, 最適なワイパ動作軌道を導出する.

Fig. 3.13, 3.14, 3.15, 3.16 に, それぞれ上下反転位置で α, β を変化させた時の応答曲面上の値の散布図を示す. 縦軸はオーバーラン, 横軸はモータ電流であり, 各マーカーの色のグラデーションは α と β の変化を示す. 図中の原点に最も近い, 式 (3.13),(3.14) の多目的最適解 (トレードオフ解) は星形記号で図中に示した.

最適化問題の解は上反転位置で $(\alpha, \beta) = (-0.006, 0.116)$, 下反転位置で $(\alpha, \beta) = (-0.020, 0.100)$ であり, 反転位置によって異なる値となった. これより, オーバーラン

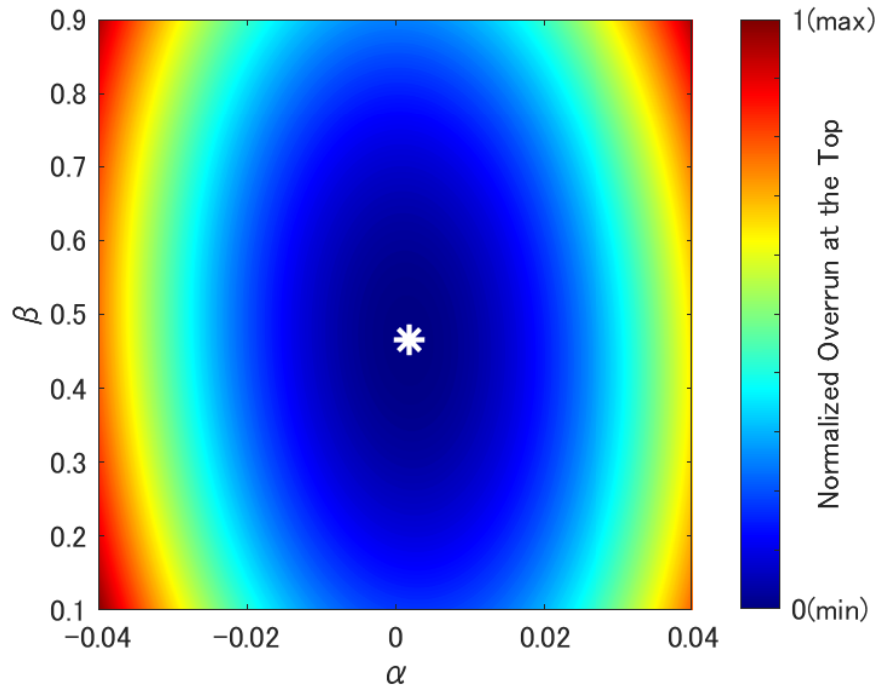


Fig. 3.10 Response surface of overrun at the top reversal position in Eq. (3.15)

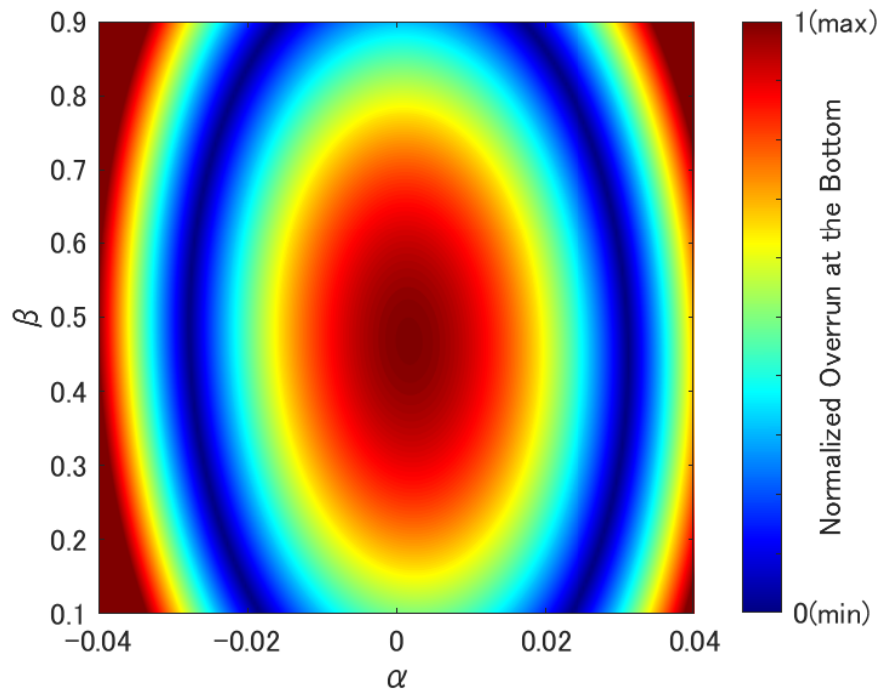


Fig. 3.11 Response surface of overrun at the bottom reversal position in Eq. (3.16)

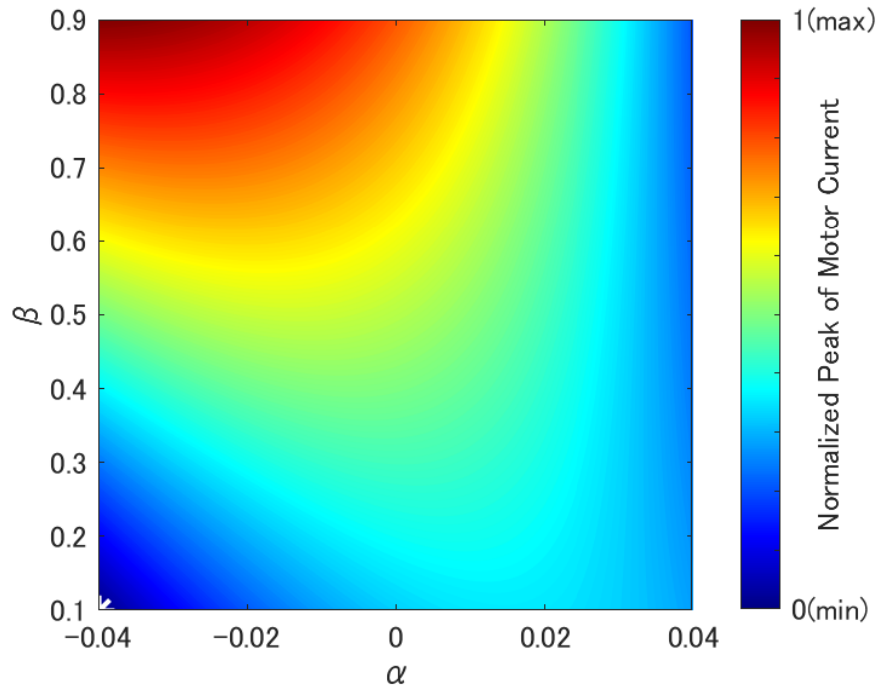


Fig. 3.12 Response surface of motor current in Eq. (3.17)

とモータ電流の両方を低減するためには、ワイパの動作方向に応じた α, β 切り替えが必要であることが示唆された。オーバーラン単体に注目した最適動作軌道と比較すると、多目的最適化した動作軌道では上反転位置方向で 3.4%、下反転位置方向で最大 10.6% のモータ電流低減が確認された。オーバーラン単体の最適化の場合は下反転位置方向の最適解が複数存在していたが、モータ電流を評価関数に追加することで、最適解を一意に決定できた。

最適化問題で導出した α, β を適用した時のワイパ動作軌道を Fig. 3.17 に示す。上反転位置方向の動作では最大速度時点を遅らせて動き出しの電流を抑制し、逆に下反転位置方向の動作では最大速度時点を速めて反転前の速度を抑えオーバーラン抑制する動作軌道を得た。

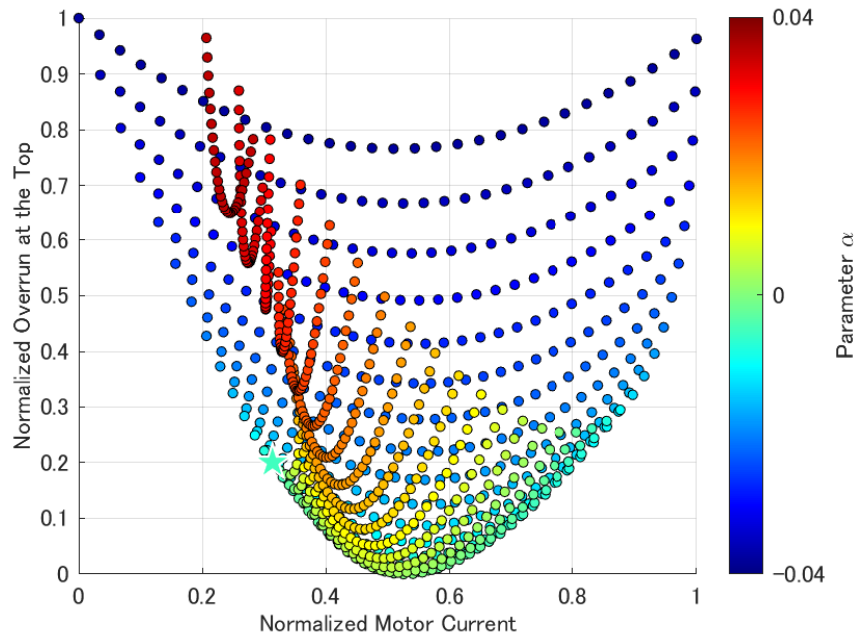


Fig. 3.13 Effects of α in multi-objective optimization by Eq. (3.13),(3.15),(3.17)

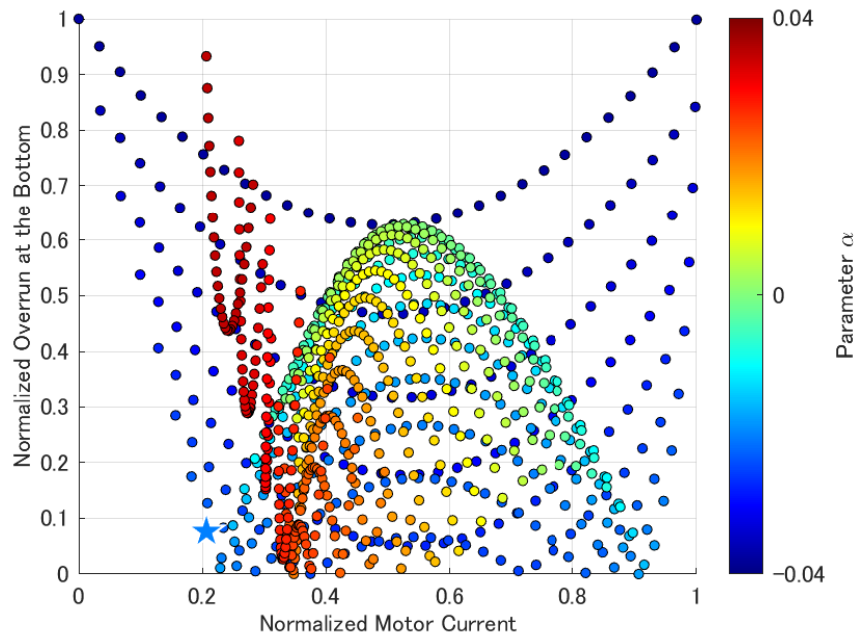


Fig. 3.14 Effects of α in multi-objective optimization by Eq. (3.14),(3.16),(3.17)

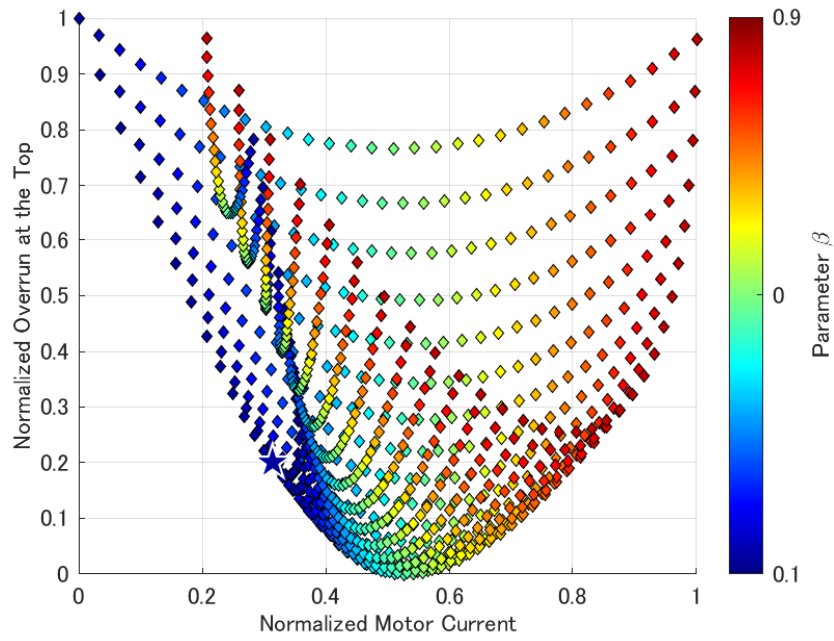


Fig. 3.15 Effects of β in multi-objective optimization by Eq. (3.13),(3.15),(3.17)

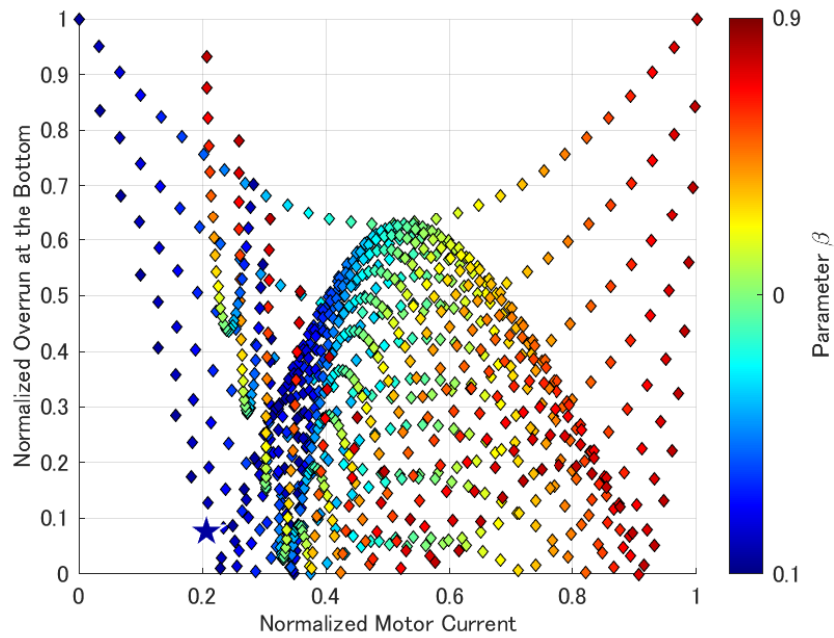


Fig. 3.16 Effects of β in multi-objective optimization by Eq. (3.14),(3.16),(3.17)

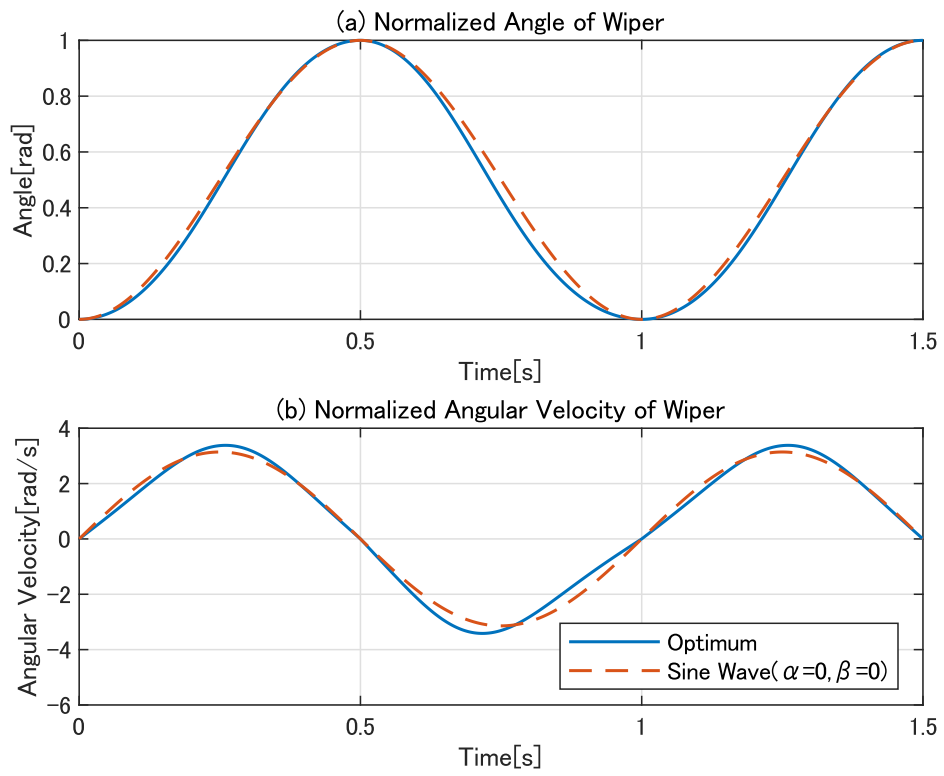


Fig. 3.17 Optimal wiper motion

3.5 考察とまとめ

本章では、ワイパのオーバーランとモータ電流に関する多目的最適動作軌道の生成法を提案した。ワイパ動作軌道の調整パラメータを変数とする動作表現に基づき、ワイパ特性を表す応答曲面を生成した。極値近傍の点を含むデータを用いて生成した 2 次多項式による応答曲面はオーバーランとモータ電流の減少特性の傾向を表現できており、オーバーランとモータ電流に関する応答曲面の値と実測値の誤差はそれぞれ 25%、10% 以下であった。これらの応答曲面を用いてワイパ動作軌道の調整変数 α, β の多目的最適化を実施することで、ワイパのオーバーランとモータ電流を共に小さくする最適な動作軌道を得た。オーバーラン単体に注目した最適動作軌道と比較すると、多目的最適化で導出した動作軌道では上反転位置方向で 3.4%、下反転位置方向で最大 10.6% のモータ電流低減が確認された。最適な動作軌道における調整変数は上反転位置で $(\alpha, \beta) = (-0.006, 0.116)$ 、下反転位置で $(\alpha, \beta) = (-0.020, 0.100)$ であり、下から上反転位置方向の動作では最大速度時点を遅らせ、逆に上から下反転位置方向の動作では最大速度時点を速める動作軌道を得た。得られた動作軌道の調整パラメータがワイパの動作方向で異なることから、動作方向に応じて動作軌道を切り替える必要性が示唆された。

第 4 章 非線形摩擦を有するワイパシステムの安定性解析

4.1 はじめに

ラバーとガラスの間の非線形摩擦によって生じるワイパの自励振動はびびり振動と呼ばれ、ガラスの拭き残しや騒音を引き起こし、運転者の視界不良や運転意識阻害の原因となる。びびり振動抑制の先行研究として EKF と状態 FB を用いたびびり制振制御 [51] が提案されているが、ラバーの摩擦変動や状態推定誤差といった摂動の影響が明らかではなく、自動車の視界と安全を確保する保安部品であるワイパ制御技術としてはロバスト性が課題となっていた。

本章では、びびり制振制御のロバスト性評価のため、スモールゲイン定理に基づきワイパ制御系の安定性を解析する。解析にあたり、ラバー劣化に伴う摩擦変動と推定器の状態推定誤差を摂動と定義し、摩擦の非線形性をルーリエ系として扱う。摩擦の非線形性に注目した制御技術の基礎検討のため、2.3 節で述べたリンクレスワイパを研究対象とする。

4.2 制御系の構成

4.2.1 コントローラの構成

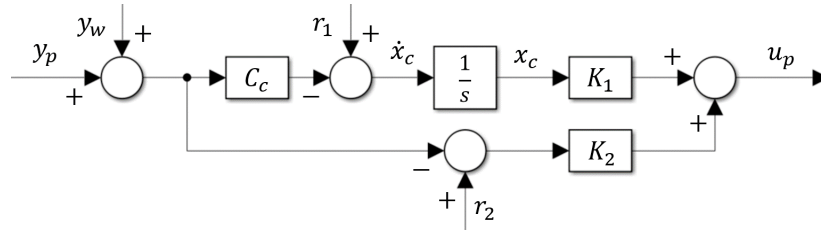


Fig. 4.1 Considered controller in this study.

安定性解析の対象とするコントローラを Fig. 4.1 に示す. このコントローラは以下の式で表現される.

$$u_p = K_1 x_c + K_2 \{r_2 - (y_p + y_w)\} \quad (4.1)$$

$$\dot{x}_c = r_1 - C_c (y_p + y_w) \quad (4.2)$$

ここで y_w は観測雑音であり, 観測値 y_p の観測誤差や状態推定誤差を表現する. C_c は $y_p + y_w$ から状態 θ_G を選択する行列である.

$$C_c = [0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 0 \ 0] \quad (4.3)$$

r_1 と r_2 は制御目標値であり, r_1 はスカラー, r_2 は y_p と同じ次元のベクトルである. K_1 と K_2 は制御ゲインである. 本章では, びびり振動を抑制するための状態 FB 制御と, ワイパ制御で一般に使われる PI 制御を安定性解析の対象とする. 状態 FB 制御の場合, 文献 [51] の式 (25),(26) に基づきゲインは以下になる.

$$K_1 = f'_s, \quad K_2 = F_{FB} \quad (4.4)$$

θ_G のみフィードバックされる PI 制御の場合,

$$K_1 = K_I, \quad K_2 = [0 \ 0 \ 0 \ K_P \ 0 \ 0] \quad (4.5)$$

である。

4.2.2 拡大系の構成

式 (2.1) のワイパの動特性モデルと、式 (4.1), (4.2) のコントローラの状態方程式をまとめた拡大系を導出する。同式から u_p を消去すると

$$\dot{x}_t = A_t x_t + B_r r_t + B_w y_w + B_t [\tau_{Mf} \ \tau_{ABf}]^T \quad (4.6)$$

$$A_t = \begin{bmatrix} A_p - B_{pu} K_2 C_p & B_{pu} K_1 \\ -C_c C_p & 0 \end{bmatrix} \quad (4.7)$$

$$B_r = \begin{bmatrix} 0 & B_{pu} K_2 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \quad (4.8)$$

$$B_w = \begin{bmatrix} -B_{pu} K_2 & -C_c \end{bmatrix}^T \quad (4.9)$$

$$B_t = \begin{bmatrix} B_{pf} & 0 \end{bmatrix}^T \quad (4.10)$$

ここで、 $x_t = [x_p, x_c]^T$, $r_t = [r_1, r_2]^T$ である。以降、式 (4.6)~(4.10) の拡大系を対象に安定性解析を実施する。

4.3 解析方法

4.3.1 スモールゲイン定理

安定性の解析方法としてスモールゲイン定理を適用する．例として，未知の摂動 Δ が作用する Fig. 4.2 のシステムを考える．

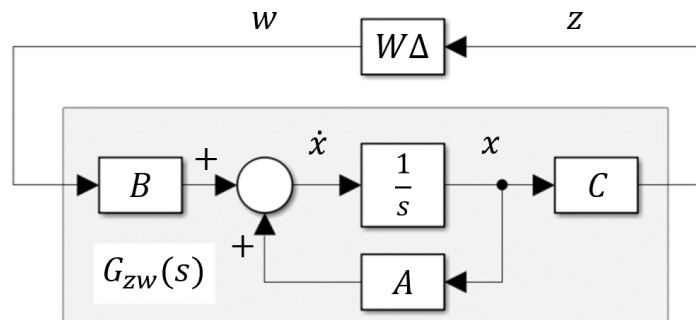


Fig. 4.2 Considered system with perturbation Δ .

この閉ループ系の状態方程式は以下である．

$$\dot{x} = Ax + BW\Delta Cx \quad (4.11)$$

ここで， $\|\Delta\|_{\infty} \leq 1$ であり， W は Δ がシステムに与える影響を決める重み関数である． w を入力， z を出力とみなすと式 (4.11) は以下のように書き換えられる．

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bw \\ z = Cx \end{cases} \quad (4.12)$$

w から z への伝達関数は

$$G_{zw}(s) = C(sI - A)^{-1}B \quad (4.13)$$

スモールゲイン定理より， $W\Delta$ と $G_{zw}(s)$ を含む閉ループ系のロバスト安定条件は以下で

ある.

$$\|G_{zw}(s)W\|_{\infty} < 1 \quad (4.14)$$

H_{∞} ノルムの定義を考慮すると, 式 (4.14) は以下のように書き換えられる.

$$\bar{\sigma}\{G_{zw}(j\omega)W\} < 1, \quad \forall \omega \quad (4.15)$$

ここで, $\bar{\sigma}$ は行列の最大特異値である. 特異値の周波数特性を調べることで, システムの安定性を解析できる.

4.3.2 摩擦摂動

本節では, 摩擦トルクを重み付き摂動 $W\Delta$ として扱いスモールゲイン定理に適用することを考える.

2.3 節で述べたように, A&B に生じる摩擦トルク τ_{ABf} は以下で定義される.

$$\tau_{ABf} = -F_{ABf}\{a_1|\dot{\theta}_{AB}| + a_2(-1 + e^{-\lambda|\dot{\theta}_{AB}|}) + 1\}\text{sgn}(\dot{\theta}_{AB}) \quad (4.16)$$

Fig. 2.5 に示すように, τ_{ABf} は速度 0 で不連続に切り替わる. 安定性解析適用のため, τ_{ABf} を $\dot{\theta}_{AB}$ に関して連続な成分 τ_c と不連続な成分 τ_d に分けて記述する.

$$\tau_{ABf} = \tau_c + \tau_d \quad (4.17)$$

$$\tau_c = -F_{ABf}\{a_1|\dot{\theta}_{AB}| + a_2(-1 + e^{-\lambda|\dot{\theta}_{AB}|})\}\text{sgn}(\dot{\theta}_{AB}) \quad (4.18)$$

$$\tau_d = -F_{ABf}\text{sgn}(\dot{\theta}_{AB}) \quad (4.19)$$

ワイパの自励振動であるびびり振動は τ_c の指数関数項の勾配特性により発生する. τ_d は $\dot{\theta}_{AB} = 0$ を除き一定値であることから, τ_d はシステムの安定性に影響しない外生入力とみなし, 本章の解析では $\tau_d = 0$ として扱う. $\tau_d = 0$ とした数値的な安定性解析の有効性は, 4.5 節のシミュレーションにて確認する.

モータに生じる摩擦トルク τ_{Mf} は以下で定義される.

$$\tau_{Mf} = -F_{Mf}\text{sgn}(\dot{\theta}_M) \quad (4.20)$$

τ_d と同様に τ_{Mf} は $\dot{\theta}_{AB} = 0$ を除き一定値であることから、本章の解析では $\tau_{Mf} = 0$ として扱う。

以降、A&B の摩擦の連続成分 τ_c に注目し、以下の $\tau_f(\dot{\theta}_{AB})$ を定義して安定性を解析する。

$$\tau_f(\dot{\theta}_{AB}) = \tau_c = -F_{ABf}\{a_1|\dot{\theta}_{AB}| + a_2(-1 + e^{-\lambda|\dot{\theta}_{AB}|})\}\text{sgn}(\dot{\theta}_{AB}) \quad (4.21)$$

ここで、 τ_f が $\dot{\theta}_{AB}$ の関数であることを明記するため、 τ_f を $\tau_f(\dot{\theta}_{AB})$ と表記している。式 (4.21) で定義された $\tau_f(\dot{\theta}_{AB})$ は非線形であるため、線形理論であるスモールゲイン定理をそのまま適用することはできない。そこで、線形システムと非線形関数を含む Lu're 系 [75] としてワイパシステムを表現する。

$\tau_f(0) = 0$ かつ $\tau_f(\dot{\theta}_{AB})$ の勾配は有限であるから、 $\tau_f(\dot{\theta}_{AB})$ は以下のような任意の線形関数 $k_{min}\dot{\theta}_{AB}$ と $k_{max}\dot{\theta}_{AB}$ の間に存在すると考えられる。

$$\begin{aligned} k_{min}\dot{\theta}_{AB} &\leq \tau_f(\dot{\theta}_{AB}) \leq k_{max}\dot{\theta}_{AB} \\ \forall \dot{\theta}_{AB} \neq 0, \tau_f(0) &= 0 \end{aligned} \quad (4.22)$$

ここで

$$k_{min} = \lim_{\dot{\theta}_{AB} \rightarrow \infty} \frac{\tau_f(\dot{\theta}_{AB})}{\dot{\theta}_{AB}} = -F_{ABf}a_1 \quad (4.23)$$

$$k_{max} = \lim_{\dot{\theta}_{AB} \rightarrow 0} \frac{\tau_f(\dot{\theta}_{AB})}{\dot{\theta}_{AB}} = F_{ABf}(-a_1 + a_2\lambda) \quad (4.24)$$

ゆえに、 $\tau_f(\dot{\theta}_{AB})$ は以下の線形関数で近似できる。

$$\tau_f(\dot{\theta}_{AB}) \simeq k\dot{\theta}_{AB} \quad (k_{min} \leq k \leq k_{max}) \quad (4.25)$$

式 (4.25), (4.26) より、摩擦を線形近似した拡大系は以下になる。

$$\begin{aligned} \dot{x}_t &= A_t x_t + B_t \tau_f(\dot{\theta}_{AB}) \\ &\simeq A_t x_t + B_t k \dot{\theta}_{AB} \\ &= A_t x_t + B_t k C_f x_t \end{aligned} \quad (4.26)$$

本節では摩擦変動が制御系の安定性に与える影響のみを考察対象とするため、 $r_t = 0$,

$y_w = 0$ とした. また, $C_f = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 0 \ 0]$ である. 式 (4.11) と式 (4.26) を比較すると, $A = A_t, B = B_t, C = C_f, W\Delta = k$ の対応関係にあり, 摩擦変動を摂動とみなした場合, 式 (4.15) の安定条件は以下になる.

$$\begin{aligned} \bar{\sigma}\{C_f(j\omega I - A_t)^{-1}B_t k\} < 1, \\ \forall k \in [k_{min}, k_{max}], \forall \omega \end{aligned} \quad (4.27)$$

上記の特異値 $\bar{\sigma}$ を計算することで, $\dot{\theta}_{AB}$ 変動に伴う摩擦 τ_f の変動がシステムの安定性に与える影響を解析できる.

4.3.3 状態推定誤差の摂動

ワイパのびびり振動はアーム先端で発生する自励振動であるため, 振動抑制のためにはアーム先端の状態を制御する必要がある. しかし, ワイパは自動車の外部で使用されるため, アーム先端に加速度センサを設置して状態を直接的に観測することは信頼性やコストの観点から困難である. ゆえに, ワイパの状態を推定し, 推定器の状態推定誤差に対する制御系のロバスト安定性を考察する必要がある. 本節では, 状態推定誤差が制御系の安定性に与える影響をスモールゲイン定理を用いて解析する.

状態推定器として, 文献 [48] で設計した EKF を仮定する. EKF は観測可能な $\dot{\theta}_G$ と θ_G から他の状態量を推定する推定器である. そこで, Fig. 4.3 に示すように, $z = [\dot{\theta}_G \ \theta_G]$ と置き, 式 (4.6) の観測雑音 y_w として拡大系に状態推定誤差を与える加法的摂動 Δ を考える.

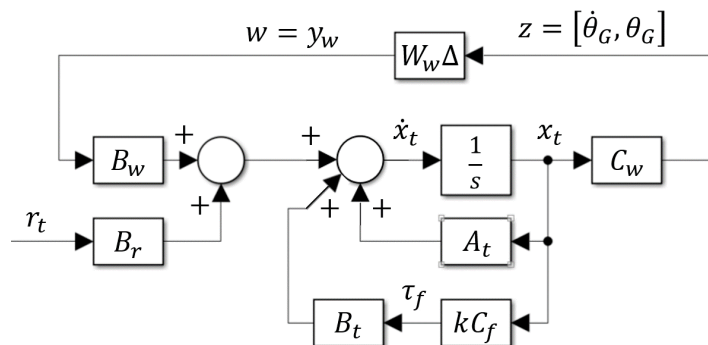


Fig. 4.3 System with estimation error y_w and frictional variance k .

観測雑音 y_w は以下である.

$$y_w = W_w \Delta C_w x_t \quad (4.28)$$

$$C_w = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (4.29)$$

$$\Delta = \begin{bmatrix} \Delta_{11} & 0 & \dots & \Delta_{61} & 0 \\ 0 & \Delta_{12} & \dots & 0 & \Delta_{62} \end{bmatrix}^T \quad (4.30)$$

ここで, W_w は $\dot{\theta}_G$ と θ_G が各状態量の推定誤差に与える影響を決める重み行列である.

$$W_w = \begin{bmatrix} W_{w11} & W_{w12} & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & W_{w61} & W_{w62} \end{bmatrix} \quad (4.31)$$

式 (4.28), (4.6) より

$$\begin{aligned} \dot{x}_t &= A_t x_t + B_r r_t \\ &\quad + B_w W_w \Delta C_w x_t + B_t \tau_f \end{aligned} \quad (4.32)$$

状態推定誤差のみがシステムの安定性に影響すると仮定し, 以下の式を考察する.

$$\begin{aligned} \dot{x}_t &= (A_t + B_t k C_f) x_t + B_w W_w \Delta C_w x_t \\ k_{min} &\leq k \leq k_{max} \end{aligned} \quad (4.33)$$

状態推定誤差のみを摂動とみなして式 (4.11), (4.33) の対応関係を考慮すると, 摩擦に起因する動特性変動が発生するシステムの安定条件は以下になる.

$$\begin{aligned} \bar{\sigma}\{C_w(j\omega I - A_t - B_t k C_f)^{-1} B_w W_w\} &< 1 \\ \forall k \in [k_{min}, k_{max}], \quad \forall \omega \end{aligned} \quad (4.34)$$

上記の特異値 $\bar{\sigma}$ を計算することで, 状態推定誤差が観測雑音 y_w としてシステムの安定性に与える影響を解析できる.

摩擦変動を摂動とみなす場合, 状態推定誤差に起因する動特性変動が発生するシステムの

安定条件は以下になる.

$$\begin{aligned} \bar{\sigma}\{C_f(j\omega I - A_t - B_w W_w C_w)^{-1} B_f k\} < 1 \\ \forall k \in [k_{min}, k_{max}], \quad \forall \omega \end{aligned} \quad (4.35)$$

上記の式は式 (4.27) で状態推定誤差を考慮した場合に対応している.

4.4 安定性解析

4.4.1 解析条件

本節では、ワイパラバーの摩擦変動と EKF の状態推定誤差に対する状態 FB 制御と PI 制御のロバスト安定性を解析する。解析における摩擦と状態推定誤差の設定は以下である。

摩擦の変動範囲 $[k_{min}, k_{max}]$

劣化状態の異なる 3 種類のラバーを仮定する。Fig. 4.4 にそれぞれのラバー摩擦の速度特性を示す。ここで、縦軸の摩擦トルク τ_f は最大値が 1 になるように正規化されている。摩擦の変動範囲 $[k_{min}, k_{max}]$ は、これらの摩擦特性と式 (4.23), (4.24) に基づき計算される。解析において、摩擦は $[k_{min}, k_{max}]$ の範囲内でランダムな値に変動すると仮定した。

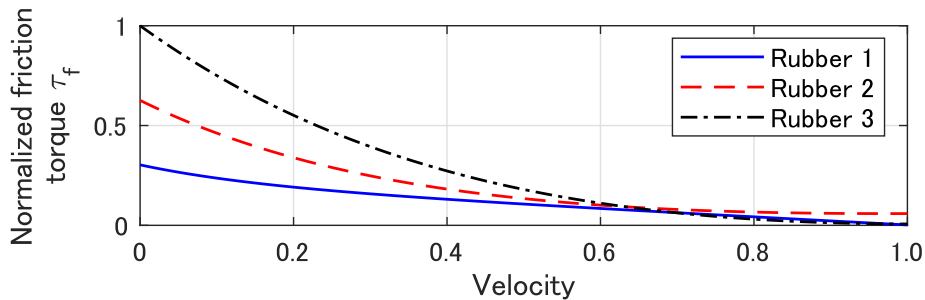


Fig. 4.4 Stribeck curve of rubber friction.

状態推定誤差の重み行列 W_w

状態推定誤差の重み行列 W_w は、非線形摩擦を有するワイパの PI 制御シミュレーションの結果に基づき計算した。モデル誤差によって状態推定誤差が生じることを考慮し、EKF 内のワイパモデルに $\pm 20\%$ のパラメータ誤差を仮定、この時の状態推定誤差と $\dot{\theta}_G$ および θ_G の比から W_w の各成分の最大値を見積もった。解析において、 W_w の各成分は前述した最大値と 0 の範囲内でランダムな値に変動すると仮定した。

4.4.2 摩擦摂動に対する安定性

ワイパラバーの摩擦変動を摂動とみなした場合の制御系のロバスト安定性の解析結果を Fig. 4.5, 4.6 に示す. Fig. 4.5 は状態推定誤差を含まない式 (4.27) の解析結果, Fig. 4.6 は状態推定誤差による動特性変動を考慮した式 (4.35) の解析結果である. 解析において, PI 制御は推定値を使用しないため状態推定誤差は 0 として扱った. グラフ中の青実線と赤一点鎖線はそれぞれ PI 制御と状態 FB 制御を示し, 横軸と縦軸はそれぞれ周波数と閉ループ系の特異値を示す. 縦軸の 0 [dB] が安定と不安定の閾値である.

Fig. 4.5 の全ての制御・ラバー条件において, びびり振動の主成分である 22[Hz] 成分が最大特異値となっている. PI 制御のラバー条件 1 の最大特異値は 0[dB] より小さく, 式 (4.27) の安定条件を満足している. 対してラバー条件 2,3 の最大特異値は 0[dB] 以上であり, 摩擦が不安定な自励振動であるびびり振動を引き起こしていることを示唆している. 最も特異値が大きいのは摩擦の大きいラバー条件 3 であり, びびり振動がより発生しやすいと考えられる. 状態 FB 制御の場合, 全てのラバー条件で最大特異値が 0[dB] より小さく, 制御によりびびり振動を抑制して安定条件を満足できている.

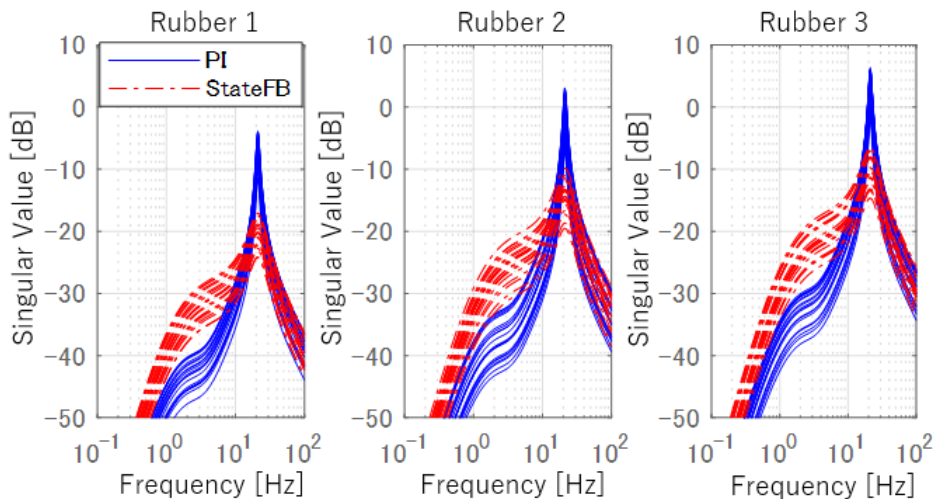


Fig. 4.5 The maximum singular value of the transfer function from τ_f to $\dot{\theta}_{AB}$ against frictional perturbation.

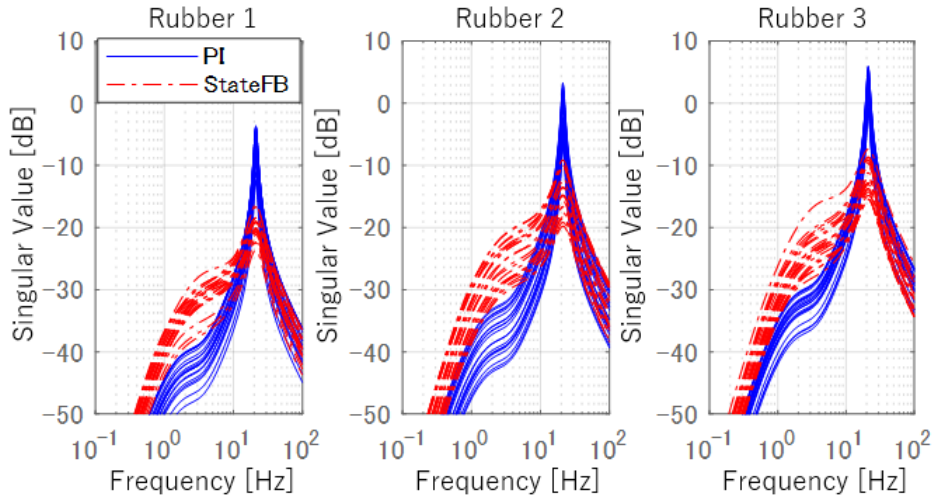


Fig. 4.6 The maximum singular value of the transfer function from τ_f to $\dot{\theta}_{AB}$ against frictional perturbation including the effect of state estimation error in StateFB.

状態推定誤差の影響を考慮した Fig. 4.6 の場合, Fig. 4.5 と比較して状態 FB 制御の特異値の 1~10[Hz] 成分が増加する傾向が見られたが, 特異値の最大値は 0[dB] より小さく安定条件を満足できている. すなわち, 状態推定誤差発生時も状態 FB 制御のロバスト安定性は保たれており, びびり振動の抑制性能が受ける影響は小さい.

以上のラバーの摩擦変動を摂動とみなした解析結果より, 状態 FB 制御が摩擦変動と状態推定誤差に対してロバスト安定であることが分かった.

4.4.3 状態推定誤差の摂動に対する安定性

Fig. 4.7 に状態推定誤差を摂動とみなした場合の制御系のロバスト安定性の解析結果を示す. 摩擦に起因する制御系の動特性変動を考慮し, 式 (4.34) に基づき解析を実施した. 実際の PI 制御では状態推定値を使用しないが, 本解析では状態 FB 制御との比較のため PI 制御でも状態推定誤差を仮定した. グラフ中の青実線と赤一点鎖線はそれぞれ PI 制御と状態 FB 制御を示し, 横軸と縦軸はそれぞれ周波数と閉ループ系の伝達関数行列の最大特異値を示す.

PI 制御の最大特異値は 0[dB] より小さく, 式 (4.34) の安定条件を満足できている. 状態

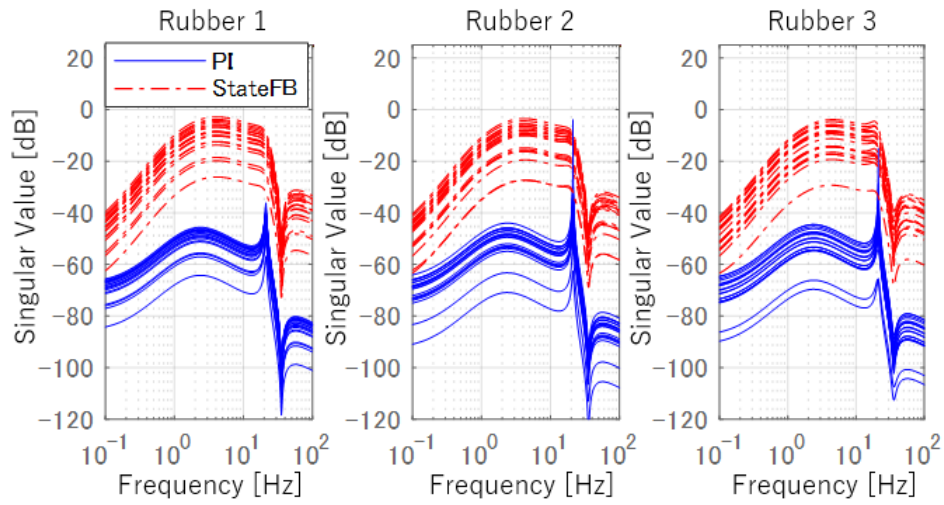


Fig. 4.7 The maximum singular value of the transfer function from y_w to $\dot{\theta}_G, \theta_G$ against estimation error including the effect of frictional perturbation.

FB 制御も同様に安定条件を満足できているが 2~20[Hz] 成分が 0[dB] に近い値になっており、PI 制御と比較して状態推定誤差に対する安定余裕が小さいことが示された。

以上の状態推定誤差を摂動とみなした解析結果より、状態 FB 制御は状態推定誤差に対してロバスト安定であることが分かった。

4.5 安定性解析の有効性検証

4.5.1 シミュレーション条件

摩擦の不連続性と非線形性を除外した安定性解析の有効性を検証するため、Fig. 4.8 に示すモデルを対象に制御シミュレーションを実施する。

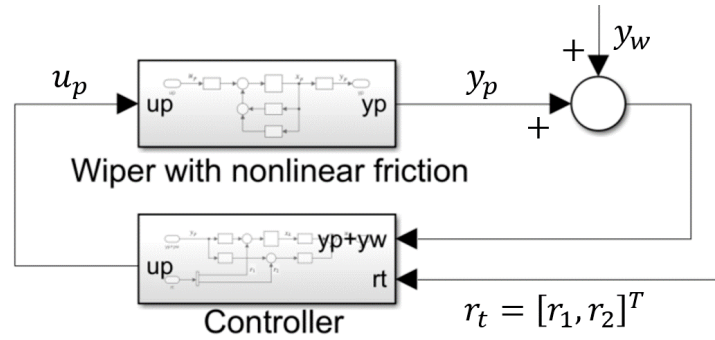


Fig. 4.8 Simulation model.

ワイパモデルは式 (2.1) を用いた。また、摩擦トルク τ_f は Fig. 4.4 に示す 3 条件を仮定した。このシミュレーションにおいて、4.4 節の安定性解析で実施した不連続性や非線形性の除去は行わない。コントローラは式 (4.1), (4.5) を用いた。制御目標値 r_1 と r_2 は以下とした。

$$r_1 = r_p, \quad r_2 = [r_v \ r_p \ r_v \ r_p \ r_v \ r_p] \quad (4.36)$$

$$r_v = \frac{\pi^2}{9} \sin(\pi t) \text{ [rad/s]} \quad (4.37)$$

$$r_p = \int r_v dt \text{ [rad]} \quad (4.38)$$

状態推定誤差の影響を仮定した観測雑音 y_w は式 (4.28) を適用した。摂動 Δ の各成分は確率分布に従う以下のランダム値とした。

$$\Delta_{nm} = \sqrt{\frac{\pi}{2}} N(0, 1), \quad (n = 1, \dots, 6, m = 1, 2) \quad (4.39)$$

ここで、 $N(0,1)$ は平均 0, 分散 1 の正規分布である. 重み関数 W_w の条件は以下とした.

- 条件 1 全成分 0
- 条件 2 4.4 節の安定性解析と同じ値
- 条件 3 4.4 節の安定性解析に +10[dB] した値

4.5.2 正確な状態推定のもとでのシミュレーション結果

Fig. 4.9 に状態推定誤差の影響を仮定した観測雑音 y_w の重み関数 W_w を条件 1 に設定した場合のシミュレーション結果を示す. 各グラフはラバー条件が異なる場合のブレード角速度 $\dot{\theta}_{AB}$ の時系列波形であり, 過渡状態から定常状態になったワイパ動作の 2 周期目をプロットしている. グラフ中の青実線と赤一点鎖線はそれぞれ PI 制御と状態 FB 制御を示す. ここで, びびり振動現象に注目するため, カットオフ周波数 2[Hz] のハイパスフィルタを $\dot{\theta}_{AB}$ に適用し, ワイパの動作周波数である 0.5[Hz] 成分を除去している.

状態 FB 制御の場合, 全てのラバー条件で振動が発生しておらず安定である. 対して PI

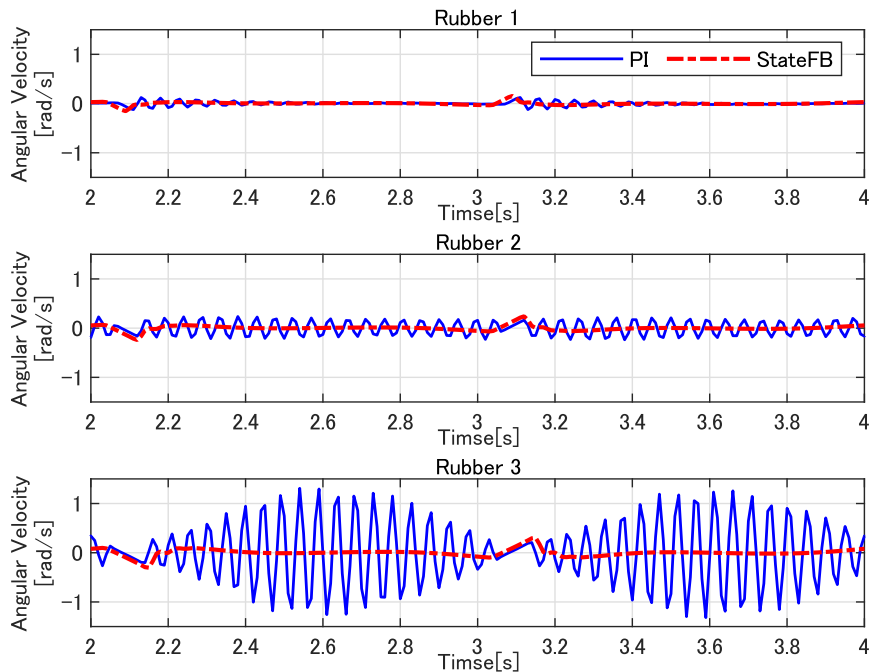


Fig. 4.9 Simulation results of $\dot{\theta}_{AB}$ without observation noise y_w (Condition 1 for W_w).

制御の場合、ラバー条件 1 は振動が発生しておらず安定だが、ラバー条件 2,3 では持続的なびびり振動が発生しており不安定である。また、摩擦の大きいラバー条件 3 でびびり振動が最も大きくなっている。

これらのシミュレーション結果は Fig. 4.5 の安定性解析の結果と整合している。また、PI 制御のラバー条件 2,3 の比較において、Fig. 4.5 の最大特異値の増加に対応して Fig. 4.9 のびびり振動振幅が増加していることから、安定性解析からびびり振動の発生有無だけでなく振幅の大きさも概算できることが分かった。

4.5.3 状態推定誤差を考慮したシミュレーション結果

Fig. 4.10, Fig. 4.11 に状態推定誤差の影響を仮定した観測雑音 y_w の重み関数 W_w をそれぞれ条件 2,3 とした場合のシミュレーション結果を示す。

Fig. 4.10 の重み条件 2 の場合、状態 FB 制御の各ラバー条件で単一周波数のびびり振動が発生しておらず安定である。これらのシミュレーション結果は、状態 FB 制御のびびり制振性能は状態推定誤差に対してロバストであるという Fig. 4.6 の解析結果と一致している。また、PI 制御と比較して十分に小さい振幅であるが、状態推定誤差の影響により状態 FB 制御で微小な振動が発生している。この結果は、状態推定誤差により状態 FB 制御の安定余裕が減少して不安定になりやすくなるという Fig. 4.7 の解析結果と一致している。

Fig. 4.11 の重み条件 3 の場合、状態 FB 制御の各ラバー条件で単一周波数のびびり振動が発生していない。これらのシミュレーション結果は、状態 FB 制御のびびり制振性能は状態推定誤差に対してロバストであるという 4.6 の解析結果と一致している。また、状態 FB 制御において、びびり振動とは異なる周波数の振動が発生しており不安定である。状態推定誤差が増加したことにより、Fig. 4.7 で示された安定余裕の小さい 1~20[Hz] の周波数で不安定になったと考えられる。

以上より、4.4 節の安定性解析で示された摩擦変動と状態推定誤差に対する制御系のロバスト性能とシミュレーション結果は整合しており、安定性解析の結果の有効性を確認できた。

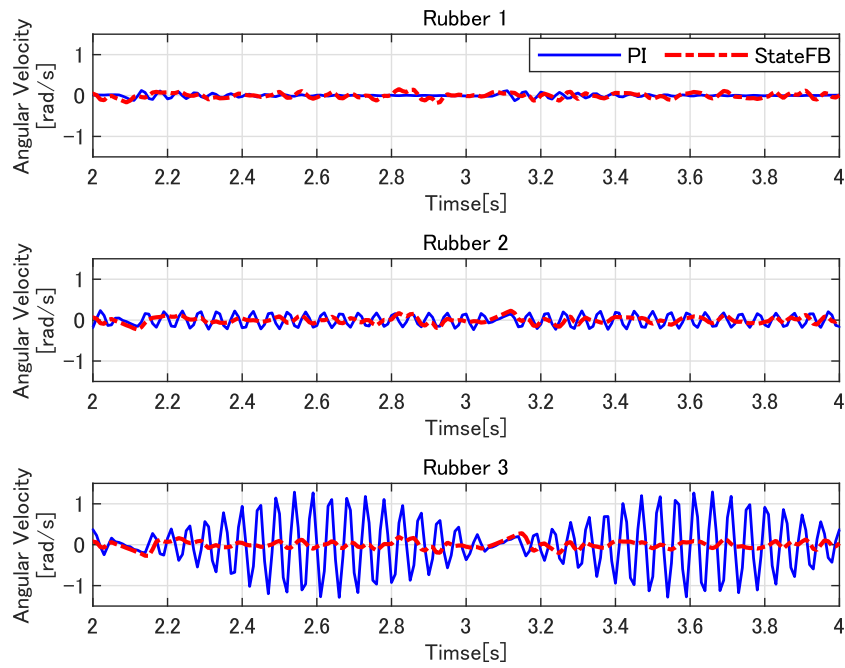


Fig. 4.10 Simulation results of $\dot{\theta}_{AB}$ with observation noise y_w (Condition 2 for W_w).

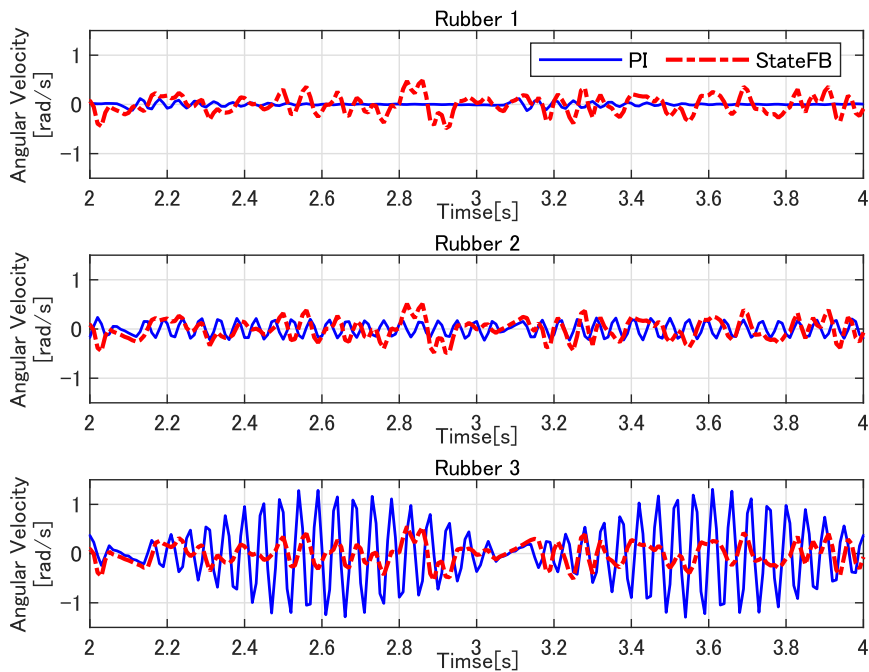


Fig. 4.11 Simulation results of $\dot{\theta}_{AB}$ with observation noise y_w (Condition 3 for W_w).

4.6 考察とまとめ

本章では、不連続かつ非線形な摩擦特性を含むワイパシステムに状態 FB 制御 [51] を適用したシステムに対し、スモールゲイン定理に基づく安定性解析を実施し、制御のロバスト安定性を評価した。

はじめに、ワイパのラバーの劣化に伴う摩擦変動を摂動として定義し、文献 [48] の方法で摩擦の不連続性を除外し、非線形摩擦を含むワイパをルーリエ系 [76], [77] として扱うことで、不連続かつ非線形な摩擦の変動に対する安定性を数値的に解析した。解析の結果、状態 FB 制御における最大特異値はびびり振動の主成分である 22[Hz] 成分であり、摩擦の大きい劣化ラバー条件でも最大特異値の大きさは 0[dB] より小さく、制御によりびびり振動を抑制して安定条件を満足できていることが分かった。さらに、推定器の状態推定誤差を摂動として定義して安定性解析した結果、 $\pm 20\%$ のモデル誤差を仮定した EKF で生じる状態推定誤差に対し、状態 FB 制御は安定条件を満足できていることが分かった。ただし、特異値の 2~20[Hz] が 0[dB] に近い値になっており安定余裕が小さく、状態推定誤差がさらに増大した場合に不安定になりやすいことが示唆された。以上の安定性解析により、状態 FB 制御は $\pm 20\%$ のモデル誤差を仮定した EKF の状態推定誤差と摩擦変動に対してロバスト安定であることを示した。

次に、摩擦の不連続性と非線形性を排除した安定性解析の有効性検証のため、安定性解析と摂動条件を合わせたリンクレスワイパモデルの制御シミュレーションを実施した。シミュレーションの結果、解析と安定と判別された条件でびびり振動は発生しておらず、解析とシミュレーションで整合していた。また、解析で不安定と判別された際の最大特異値とシミュレーションにおける振動振幅は相関しており、安定性解析により振動振幅も概算できることが示唆された。

本論文の解析により、不連続かつ非線形な摩擦を含む制御のロバスト安定性を机上で評価することが可能になった。これにより、状態が発散した時の危険性の観点から実験が困難であった、安定限界となる摂動の大きさと周波数を数値解析的に得られるようになった。さらに、摩擦変動と状態推定誤差の両方を考慮したロバストな制御設計への応用が期待できる。

第 5 章 符号反転を用いた積分制御によるワイパシステムの摩擦補償

5.1 はじめに

ラバーとガラスが接触した状態で動作する特性上、ワイパは常にラバーの非線形摩擦の影響を受ける。この摩擦は、4 章で扱ったびびり振動だけでなく、軌道追従性能の劣化によるワイパ反転時の動き出し遅れを引き起こす。ワイパ反転時の動き出し遅れは、快適な運転を妨げる引っ掛かり感や騒音などの発生原因となるため、制御による改善が求められている。また、マイコンの処理性能に制約のあるワイパ製品への実装の観点から、できるだけ計算量の少ない制御法が望ましい。

以上の背景から、本章ではワイパ製品に適した摩擦補償技術の確立のため、線形 PI 制御を拡張した簡便かつ適応的な摩擦補償 [71] のワイパ応用を研究する。制御入力と非線形摩擦の作用箇所が異なるワイパにおいて、積分項の符号反転による摩擦補償が可能なことを数学的な解析にて確認し、シミュレーションと実験で摩擦補償の効果を検証する。一般的な制御系設計の検討のため、2.3 節で述べたリンクレスワイパを研究対象とする。

5.2 制御系設計

5.2.1 積分項の符号反転による非線形摩擦補償

ワイパシステムにおいて、モータや A&B に生じる非線形摩擦はワイパの滑らかな動作を妨げ、騒音や振動の発生によりドライバーへ不快感を与える要因となる。ゆえに、制御による摩擦補償が必要となるが、実装コストの観点から高性能なマイコンを必要としない計算量の少ない方法が望ましい。そこで、J. H. Ryu らが提案したフィードバック制御器の積分項の符号反転を利用した適応的な摩擦補償 [71] をワイパシステムに応用する。本節では文献 [71] の方法の概要を述べる。

制御入力 u_{in} を入力、ギア角度 θ_G を状態とする以下の一般的な単入出力の機械システムを考える。

$$m\ddot{\theta}_G + c\dot{\theta}_G = u_{in} - \delta \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_G) \quad (5.1)$$

ここで、 m, c, δ はそれぞれ慣性、粘性、クーロン摩擦パラメータである。次の u_{in} は目標角度 θ_{Gd} へ追従するための位置制御とクーロン摩擦の補償を目的とする制御入力である。

$$u_{in} = m\ddot{\theta}_{Gr} + c\dot{\theta}_{Gr} + \hat{\delta} \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_G) \quad (5.2)$$

ここで、 $\ddot{\theta}_{Gr} = \ddot{\theta}_{Gd} + \Lambda \dot{e}$, $\dot{\theta}_{Gr} = \dot{\theta}_{Gd} + \Lambda e$, $e = \theta_{Gd} - \theta_G$, $\Lambda > 0$ である。

$\phi = \dot{\theta}_{Gr} - \dot{\theta}_G$, $\tilde{\delta} = \delta - \hat{\delta}$ として式整理すると、

$$m\dot{\phi} = -c\phi + \tilde{\delta} \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_G) \quad (5.3)$$

リアプノフ関数の候補として以下を考える。

$$V(\phi) = \frac{m\phi^2}{2} + \frac{\tilde{\delta}^2}{2\Gamma} \quad (5.4)$$

ここで、 $\Gamma > 0$ である。 $V(\phi)$ の時間微分は、

$$\begin{aligned}\dot{V}(\phi) &= m\phi\dot{\phi} + \frac{\tilde{\delta}\dot{\delta}}{\Gamma} \\ &= -c\phi^2 + \tilde{\delta} \left(\phi \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_G) + \frac{\dot{\delta}}{\Gamma} \right)\end{aligned}\quad (5.5)$$

対象が安定なシステムならば $c > 0$ であるから、

$$\dot{\delta} = -\Gamma\phi \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_G) \quad (5.6)$$

と置くことで、以下のリアプノフ安定条件が導かれ、 ϕ の収束性が補償される。

$$\dot{V}(\phi) = -c\phi^2 \leq 0 \quad (5.7)$$

δ を定数と仮定すると $\dot{\delta} = -\dot{\delta}$ であるから、式 (5.6) は以下になる。

$$\dot{\delta} = \Gamma\phi \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_G) \quad (5.8)$$

上記の $\dot{\delta}$ を式 (5.2) に代入することで、クーロン摩擦を補償し、追従誤差 e とその微分 \dot{e} を 0 に収束させる適応的な制御器を設計できる。

$$\begin{aligned}u_{in} &= m\ddot{\theta}_{Gr} + c\dot{\theta}_{Gr} + \Gamma \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_G) \int_0^t \phi \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_G(\tau)) d\tau \\ &= m\ddot{\theta}_{Gr} + c\dot{\theta}_{Gr} + \Gamma \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_G) \int_0^t (\dot{e}(\tau) + \Lambda e(\tau)) \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_G(\tau)) d\tau \\ &= m\ddot{\theta}_{Gr} + c\dot{\theta}_{Gr} + K_I \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_G) \int_0^t e(\tau) \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_G(\tau)) d\tau + \\ &\quad K_P \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_G) \int_0^t \dot{e}(\tau) \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_G(\tau)) d\tau\end{aligned}\quad (5.9)$$

ここで、 $K_I = \Gamma\Lambda$, $K_P = \Gamma$ である。

式 (5.9) 最右辺第 3 項は非線形な積分項であり、 u_{Irev} で表記する。ここで、添え字の Irev は Integral reversal の略記である。

$$u_{Irev} = K_I \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_G) \int_0^t e(\tau) \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_G(\tau)) \quad (5.10)$$

角速度の符号反転時刻を時刻 $t_i (i = 1, 2, \dots)$ とおくと,

$$u_{Irev}(t) = \begin{cases} K_I \int_0^t e(\tau) d\tau & 0 \leq t < t_1 \\ K_I \int_{t_1}^t e(\tau) d\tau - K_I \int_0^{t_1} e(\tau) d\tau & t_1 \leq t < t_2 \\ K_I \int_{t_2}^t e(\tau) d\tau - (K_I \int_{t_1}^{t_2} e(\tau) d\tau - K_I \int_0^{t_1} e(\tau) d\tau) & t_2 \leq t < t_3 \\ \vdots & \end{cases} \quad (5.11)$$

上記より, $u_{Irev}(t)$ は直近の角速度符号反転時刻 t_n から現在時刻 t までの積分項と, 時刻 t_n までの積分項の差分である. ガラス上を往復するワイパにおいて, 角速度の符号反転は一定周期で発生し, その周期は積分項の値がクーロン摩擦等の外乱補償値に収束する時間よりも十分大きい. ゆえに, 式 (5.11) は前の周期までで外乱補償値に収束した積分項の値を角速度と同時に符号反転することで, 反転直後の動作開始のクーロン摩擦を補償すると解釈できる.

式 (5.9) 最右辺第 4 項を u_{Pprev} と置く.

$$u_{Pprev}(t) = K_P \text{sgn}(\dot{\theta}_G) \int_0^t \dot{e}(\tau) \text{sgn}(\dot{\theta}_G(\tau)) d\tau \quad (5.12)$$

u_{Irev} と同様に角速度の符号反転時刻を時刻 $t_i (i = 1, 2, \dots)$ とおいて書き下すと,

$$u_{Pprev}(t) = \begin{cases} K_P \int_0^t \dot{e}(\tau) d\tau & 0 \leq t < t_1 \\ K_P \int_{t_1}^t \dot{e}(\tau) d\tau - K_P \int_0^{t_1} \dot{e}(\tau) d\tau & t_1 \leq t < t_2 \\ K_P \int_{t_2}^t \dot{e}(\tau) d\tau - (K_P \int_{t_1}^{t_2} \dot{e}(\tau) d\tau - K_P \int_0^{t_1} \dot{e}(\tau) d\tau) & t_2 \leq t < t_3 \\ \vdots & \end{cases} \quad (5.13)$$

ここで, 積分項による補償が成立するほど角速度の符号反転の発生周期が十分に大きいと仮定すると, 符号反転時刻 $t_i (i = 1, 2, \dots)$ における偏差 $e(t_i)$ は 0 である.

$$\begin{aligned} u_{Pprev} &= K_P \int_{t_n}^t \dot{e}(\tau) d\tau - K_P \int_{t_{n-1}}^{t_n} \dot{e}(\tau) d\tau + \dots \\ &= K_P (e(t) - e(t_n)) - K_P (e(t_n) - e(t_{n-1})) + \dots \\ &= K_P e(t) \end{aligned} \quad (5.14)$$

以上より, 最終的な制御入力, 慣性と粘性補償の FF 項と, 積分項の符号反転を含む PI

項の和になる.

$$u_{in} = m\ddot{\theta}_{Gr} + c\dot{\theta}_{Gr} + K_P e + u_{Irev} \quad (5.15)$$

5.2.2 非線形摩擦補償のワイパへの応用

ワイパシステムでは, Fig. 2.3 に示すように制御入力と非線形摩擦が異なる箇所作用する. 本節では, 制御入力と非線形摩擦が異なる箇所作用する場合にも, 符号反転による積分制御が有効であることを示す.

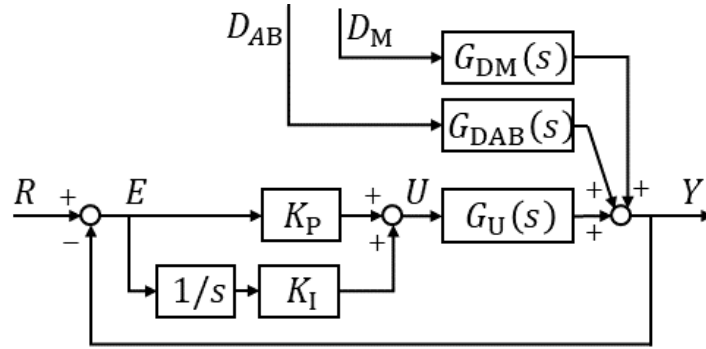


Fig. 5.1 Closed-loop system with disturbance on motor and A&B

ワイパと制御器で構成された閉ループ系を Fig. 5.1 に示す. ここで, s はラプラス変換の変数, R は s 領域における制御目標値, Y は観測値 (ギア角度), D_M, D_{AB} はそれぞれモータと A&B に作用する外乱トルク, $G_{DM}(s), G_{DAB}(s), G_U(s)$ は各径路におけるワイパの伝達関数を表す. この閉ループ系における偏差 E は以下である.

$$E = \frac{R - G_{DM}(s)D_M - G_{DAB}(s)D_{AB}}{1 + G_U(s) \left(K_P + \frac{K_I}{s} \right)} \quad (5.16)$$

モータと A&B に発生するクーロン摩擦として, 大きさ F_{Mf}, F_{ABf} のステップ外乱を仮定する.

$$D_M = \frac{F_{Mf}}{s} \quad (5.17)$$

$$D_{AB} = \frac{F_{ABf}}{s} \quad (5.18)$$

また、振幅 M [rad]、周期 $1/f$ [s] のワイパ払拭動作を仮定し、制御目標値を以下とする。

$$R = \frac{2\pi f M}{s^2 + (2\pi f)^2} \quad (5.19)$$

これらを式 (5.16) に代入し、以下を得る。

$$E = \frac{\frac{2\pi f M}{s^2 + (2\pi f)^2} - G_{DM}(s) \frac{F_{Mf}}{s} - G_{DAB}(s) \frac{F_{ABf}}{s}}{1 + G_U(s) \left(K_P + \frac{K_I}{s} \right)} \quad (5.20)$$

ここで、

$$\lim_{s \rightarrow 0} sE = 0 \quad (5.21)$$

であるから、最終値の定理より定常偏差は 0 になる。すなわち、制御対象であるワイパの払拭周期 $1/f$ が積分項の収束時間と比較して十分に大きいならば、ワイパ動作の反転前に積分項がクーロン摩擦と同じ大きさに収束し、積分項から生じるモータトルクによりモータと A&B に発生するクーロン摩擦外乱 F_{Mf} と F_{ABf} が補償される。なお、制御目標値を振幅 M のステップ入力 $R = M/s$ とした場合も、積分項による摩擦補償が同様に成立し定常偏差は 0 になる。

以上より、制御入力と非線形摩擦が異なる箇所に作用するワイパにおいても、動作反転時の積分項符号反転によるワイパ動作開始のクーロン摩擦補償が成立することを確認できた。

5.3 シミュレーション

5.3.1 シミュレーション条件

モータと A&B それぞれに非線形摩擦が作用する Fig. 2.3 のリンクレスワイパモデルを対象に、式 (5.15) に基づく制御シミュレーションを実施した。シミュレーション時間は 30 [s] として、下記の 2 条件を設定した。

(a) ワイパの動作方向による摩擦特性の変動がない場合

(b) ワイパの動作方向に応じた摩擦特性の変動がある場合

条件 (b) では、実車両で発生する重力や風圧の影響を考慮し、Table 5.1 に示すようにワイパの動作方向で異なる摩擦を設定した。

制御目標値は以下とした。

$$\theta_{Gd} = \frac{\pi}{9} \sin(\pi t) \quad [\text{rad}] \quad (5.22)$$

制御器は積分項符号反転のない式 (5.23) と符号反転のある式 (5.24) を設定した。

$$u_{in}(k) = m\ddot{\theta}_{Gr}(k) + c\dot{\theta}_{Gr}(k) + K_P e(k) + K_I \sum_{l=1}^k e(l) \quad [\text{Nm}] \quad (5.23)$$

$$u_{in}(k) = m\ddot{\theta}_{Gr}(k) + c\dot{\theta}_{Gr}(k) + K_P e(k) + u_{Irevd}(k) \quad [\text{Nm}] \quad (5.24)$$

ここで、 u_{Irevd} は符号反転を用いた積分項であり、任意の離散時間 k において下記に従い更

Table 5.1 Friction settings in simulation (b)

	$\dot{\theta}_G \geq 0$	$\dot{\theta}_G < 0$
Motor Friction	$1.2\tau_{Mf}$	$0.8\tau_{Mf}$
A&B Friction	$1.2\tau_{ABf}$	$0.8\tau_{ABf}$

新する.

$$u_{Irevd}(k) = K_I \sum_{l=n}^k e(l) - K_I I_{out}(n-1) \quad (5.25)$$

$$I_{out}(k) = \begin{cases} I_{out}(k-1) + e(k) & \text{if } \dot{\theta}_{Gd}(k)\dot{\theta}_{Gd}(k-1) \geq 0 \\ -I_{out}(k-1) + e(k) & \text{if } \dot{\theta}_{Gd}(k)\dot{\theta}_{Gd}(k-1) < 0 \end{cases} \quad (5.26)$$

n は直近の積分項符号反転時間を示す. $I_{out}(k)$ は積分項符号反転前の偏差の蓄積であり, $I_{out}(1) = 0$ である. 微分により増幅されたギア角度センサノイズによる符号反転の誤検出を避けるため, ワイパが制御目標値に十分追従して $\dot{\theta}_G \simeq \dot{\theta}_{Gd}$ であると仮定し, $\dot{\theta}_{Gd}$ を積分項の符号反転検出に用いた.

Table 5.2 に制御器のゲイン設定を示す. コントローラ名称の PI(Irev) は積分項符号反転ありの PI 制御器を示している. K_P, K_I は試行錯誤的なチューニングで求めた. また, m, c は, 式 (2.1-2.5) の 3 慣性体モデルにおける u_{in} から θ_G までの伝達関数を導出後, 低次元化した式 (5.27) の分母多項式の係数から求めた.

$$\frac{\Theta_G}{U_{in}} \simeq \frac{1}{s(9.45 \times 10^{-2}s + 3.22)} \quad (5.27)$$

m, c の導出に用いた伝達関数のボード線図を Fig. 5.2 に示す. 低次元化前後の特性は, ワイパ動作周波数よりも十分大きい 10 [Hz] までよく一致している.

Table 5.2 Gain settings of the controller

Controller		FB Gain		FF Gain	
Name	Eq.	K_p [Nm/rad]	K_I [Nm/rads]	m [Nms ² /rad]	c [Nms/rad]
PI	(5.23)	1.31×10^3	2.14×10^3	0	0
PI+FF	(5.23)	1.31×10^3	2.14×10^3	1.54	5.23×10
PI(Irev)+FF	(5.24)	1.31×10^3	2.14×10^3	1.54	5.23×10

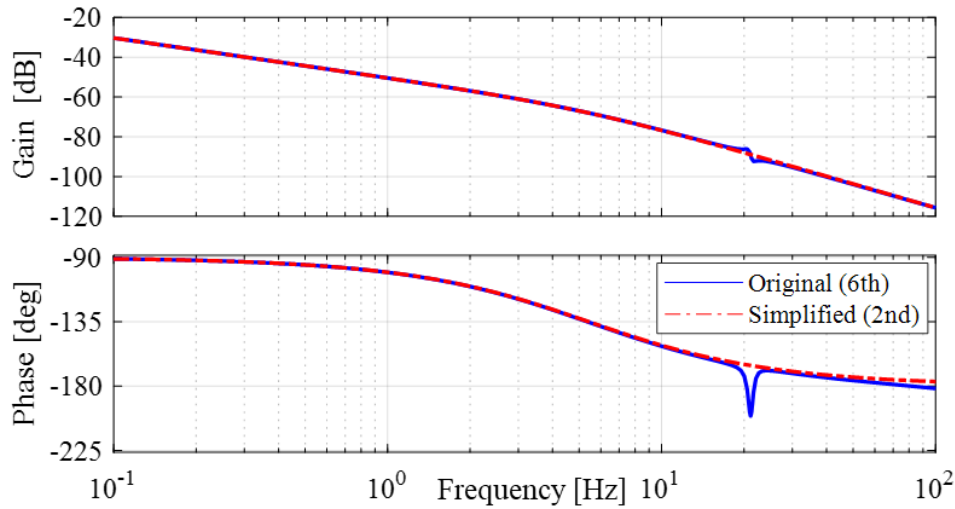


Fig. 5.2 Bode diagram of transfer function from u_{in} to θ_G

5.3.2 結果

(a) 動作方向による摩擦特性の変動がない場合

シミュレーションにおけるギア角度を Fig. 5.3, 反転後の動作開始の時間遅れと反転位置誤差の平均値および標準偏差を Fig. 5.4 に示す. ここで, 平均値と標準偏差はワイパ動作開始後 1 周期分を除外した 28 [s] のデータから計算した. 時間遅れは, ワイパ速度反転後に制御目標値の正弦波軌道の 5% 振幅に到達するまでに要した時間と定義した. また, ギア角速度の正から負の反転を上反転 (Top reversal), 負から正の反転を下反転 (Bottom reversal) と表記した.

PI 制御の場合, 位相遅れと非線形摩擦に起因する速度反転後の時間遅れが発生した. PI+FF 制御の場合, FF 項により位相遅れが補償され, 時間遅れが約 62% 減少した. 反転位置誤差の絶対値も約 80% 減少したが, 反転時の目標角度に到達する前に反転が始まっている. FF 項で補償できない非線形摩擦がワイパ動作を妨げていると考えられる. PI(Irev)+FF 制御の場合, PI 制御比で反転位置誤差と時間遅れが約 99% 減少しており, 目標軌道にほぼ一致した. 積分項の符号反転により, クーロン摩擦を補償できたと考えら

れる。

PI+FF 制御の制御入力を Fig. 5.5, PI(Irev)+FF 制御の制御入力を Fig. 5.6 に示す。PI+FF 制御では, ワイパ反転時刻 1, 2, 3, 4 [s] におけるクーロン摩擦の符号反転に積分項が対応できておらず, 積分項が定常状態になる前にワイパが反転している。対して PI(Irev)+FF 制御では, ワイパ反転時刻において積分項が不連続に変動し, ワイパ反転時刻以外では積分項がほぼ一定値となっている。これより, 目標角速度 $\dot{\theta}_{Gd}$ による積分項の符号反転が動作し, 反転時を除き積分項が定常状態になっていることがわかる。この時の摩擦および積分項トルクの絶対値を Fig. 5.7 に示す。グラフより, 積分項が摩擦トルクの総和とほぼ同じ絶対値に収束していることがわかる。積分項が一定値に収束したことから, 偏差の主要因であるクーロン摩擦が補償されていると考えられる。ただし, クーロン摩擦以外の非線形摩擦 (ストライベック摩擦等) による微細な摩擦変動は補償されない。

以上より, PI(Irev)+FF 制御の積分項符号反転によってワイパに生じるクーロン摩擦を推定・補償し, サーボ性能を向上させることを確認できた。

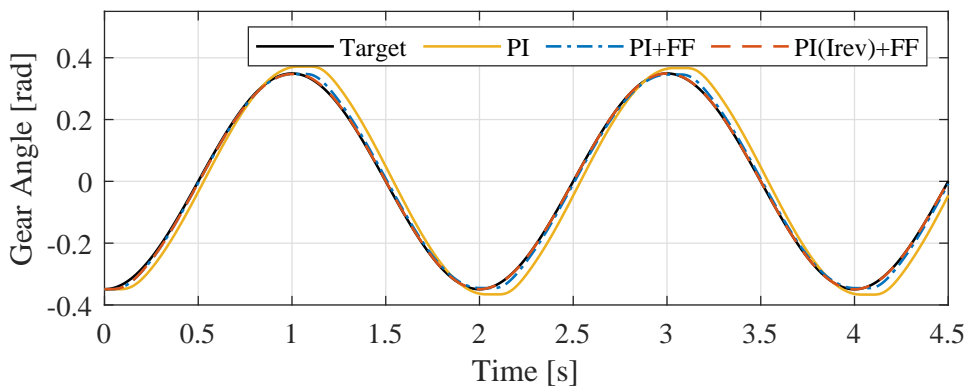


Fig. 5.3 Wiper gear angle in simulation (a)

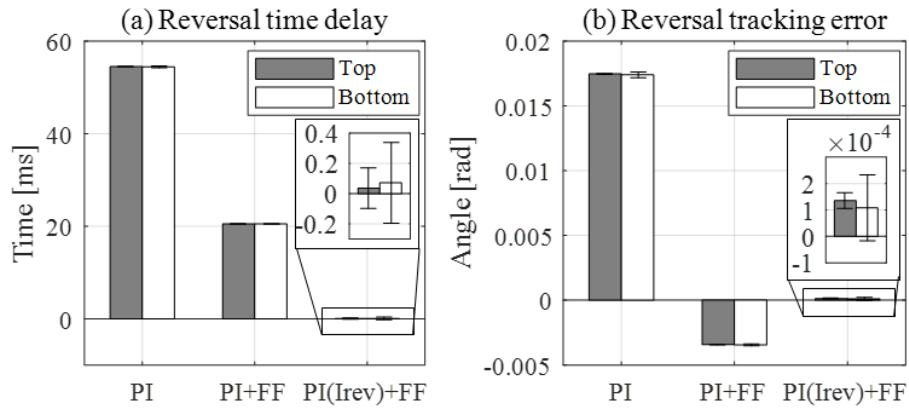


Fig. 5.4 Mean and standard deviation of reversal time delay and tracking error in simulation (a)

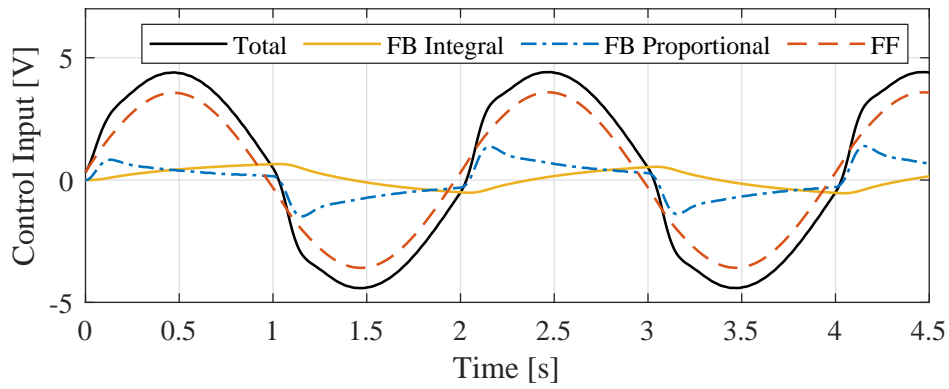


Fig. 5.5 Control input of PI+FF in simulation (a)

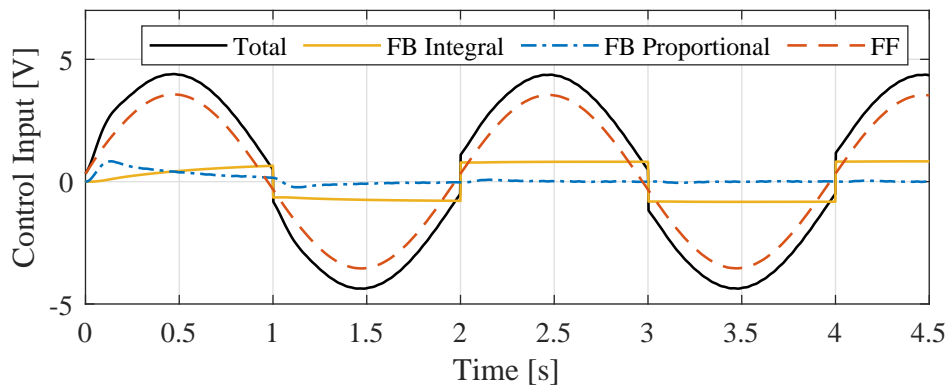


Fig. 5.6 Control input of PI(Irev)+FF in simulation (a)

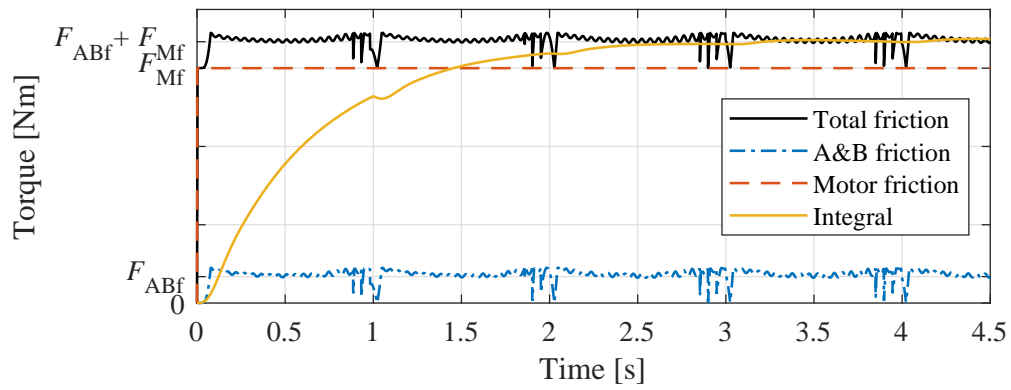


Fig. 5.7 Absolute value of torque applied to the wiper model with PI(Irev)+FF in simulation (a)

(b) 動作方向に応じた摩擦特性の変動がある場合

モータやリンクの機械的特性や重力，走行時の風圧の影響により，自動車に搭載されるワイパの摩擦特性は動作方向によって変動する．本条件のシミュレーションでは，摩擦特性変動が存在する場合の性能を確認する．

ギア角度を Fig. 5.8，反転後の時間遅れと反転位置誤差の平均値および標準偏差を Fig. 5.9 に示す．シミュレーション (a) と同様に，平均値と標準偏差はワイパ動作開始後 1 周期分を除外したデータから計算した．摩擦特性が変動する場合でも提案する摩擦補償が有効であり，PI(Irev)+FF 制御で時間遅れと反転位置誤差の両方が最小になった．ただし，シミュレーション (a) と比較して時間遅れと反転位置誤差の絶対値は増加している．

PI(Irev)+FF 制御時の摩擦および積分項トルクの絶対値を Fig. 5.10 に示す．破線は積分ゲイン K_I を 2 倍した場合の積分項トルクである．摩擦トルクに近づくように積分項トルクが周期的に変化していることから，制御対象の摩擦特性変動に対して積分項が自動調整されることがわかる．また， K_I によって積分項トルクが摩擦トルクとほぼ等価な補償量に収束する速さを調整することができる．

PI(Irev)+FF 制御で K_I を変更した場合の時間遅れと反転位置誤差の平均値および標準偏差を Fig. 5.12 に示す． K_I を調整することで摩擦補償性能が向上し，シミュレーション (a) と近い値まで反転位置誤差が減少した．しかし，時間遅れは減少しなかった．シミュレーション (b) の場合，ワイパ反転前後で摩擦特性が変動するため，反転前の積分項が適切な摩擦補償トルクを推定していても，反転後は不適切になってしまうことが原因と考えられる．例えば，上反転位置では摩擦補償トルクが摩擦トルクより大きく過補償となり，Fig. 5.12 に示すように時間遅れが負方向に増加する．逆に，下反転位置では補償トルクが不足する．これらの過補償と不足を防ぐためには，ワイパ動作方向に応じて積分項を異なる状態量として扱い摩擦補償に用いるなど，摩擦補償器の構造の工夫が必要になる．

以上のシミュレーション結果より，モータに制御入力と非線形摩擦，A&B に非線形摩擦が作用するリンクレスワイパシステムにおける，積分項の符号反転による摩擦補償の有効性を確認できた．

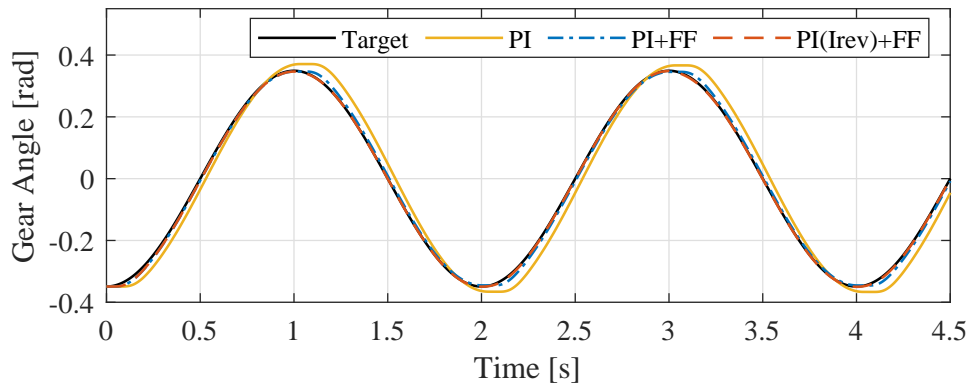


Fig. 5.8 Wiper gear angle in simulation (b)

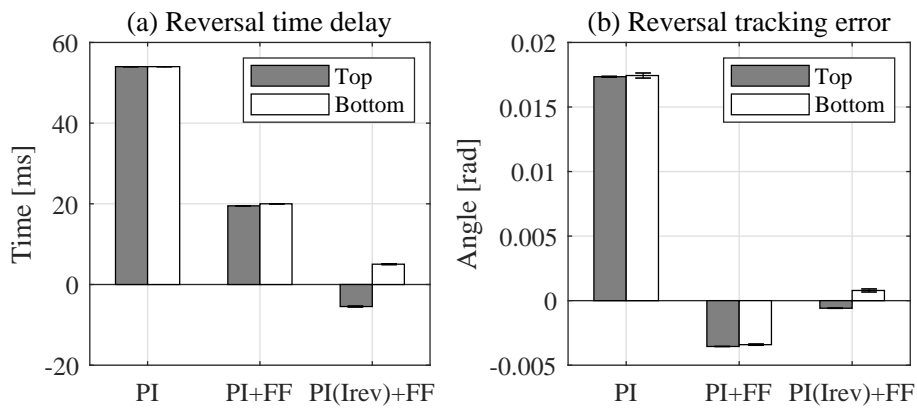


Fig. 5.9 Mean and standard deviation of reversal time delay and tracking error in simulation (b)

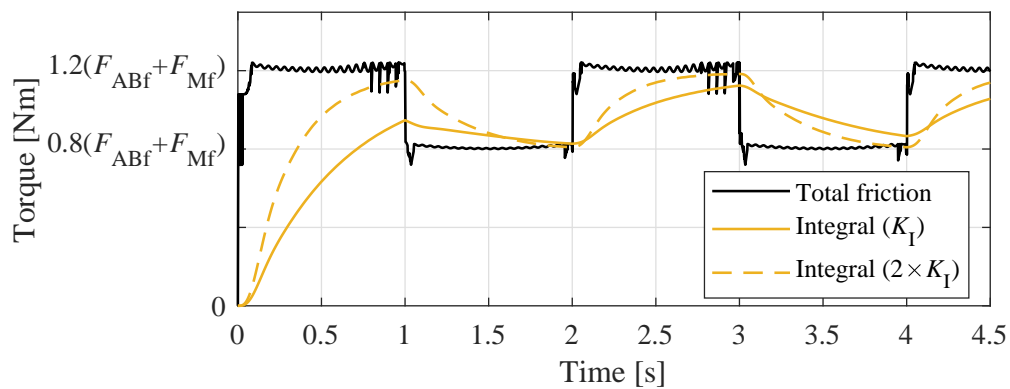


Fig. 5.10 Absolute value of torque applied to the wiper model with PI(Irev)+FF in simulation (b)

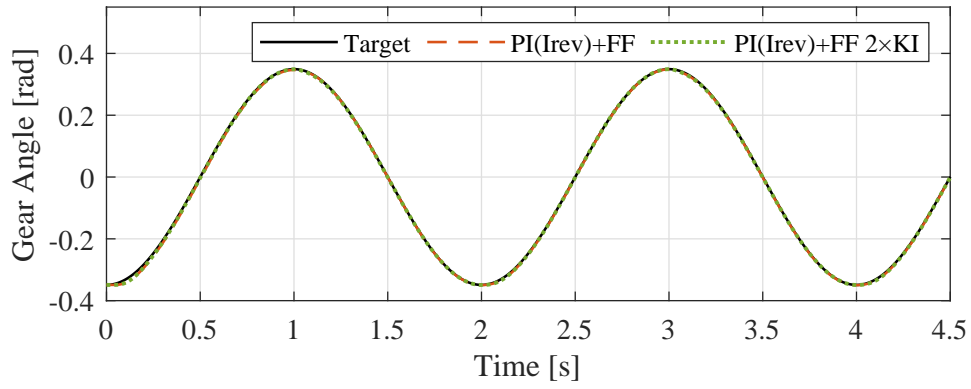


Fig. 5.11 Wiper gear angle of PI(Irev)+FF with K_I different in simulation (b)

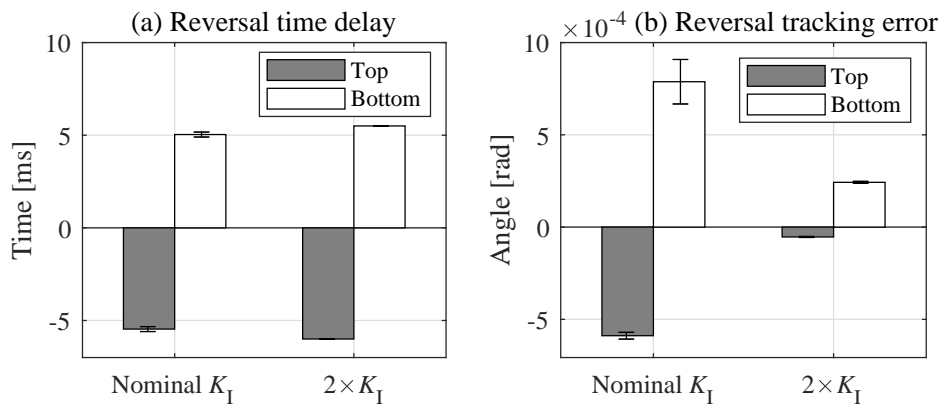


Fig. 5.12 Mean and standard deviation of reversal time delay and tracking error of PI(Irev)+FF with K_I different in simulation (b)

5.4 実験

5.4.1 実験条件

Fig. 2.3 のリンクレスワイパシステムを制御対象として、実機における積分項の符号反転による摩擦補償の有効性を確認した。実験における制御目標値および制御器条件はシミュレーションと同じとした。

5.4.2 結果

実験におけるギア角度を Fig. 5.13, 反転後の動作開始の時間遅れと反転位置誤差の平均値と標準偏差を Fig. 5.14 に示す。ギア角度センサの観測ノイズ除去のため、各データにはカットオフ周波数 50 [Hz] のゼロ位相のローパスフィルタを適用した。シミュレーションと同様に、平均値と標準偏差はワイパ動作開始後 1 周期分を除外したデータから計算した。

Fig. 5.13 より、PI 制御では位相遅れとクーロン摩擦に起因する速度反転後の動作開始の時間遅れが発生し、FF 制御や PI(Irev) 制御により遅れが減少するシミュレーションと同様の傾向が確認できた。PI(Irev)+FF 制御の場合、Fig. 5.14(a) の下反転位置において、PI 制御比で時間遅れが約 76% 減少した。上反転位置では、目標値に対して実軌道が 8 [ms] 先行し、時間遅れの絶対値は PI 制御比で約 82% 減少した。

Fig. 5.14(b) の反転位置誤差に着目すると、PI 制御と比較して PI+FF 制御で負方向の誤差が増加し、PI(Irev)+FF 制御で負方向の誤差が減少するシミュレーションと同様の傾向が確認できた。反転位置誤差の絶対値の傾向はシミュレーションと異なり、PI 制御と PI(Irev)+FF 制御で同程度になった。

PI+FF 制御の制御入力を Fig. 5.15, PI(Irev)+FF 制御の制御入力を Fig. 5.16 に示す。シミュレーションと同様に、PI+FF 制御ではワイパ反転時のクーロン摩擦の符号反転に対応できていないが、PI(Irev)+FF 制御では積分項の符号を反転し非線形摩擦を補償できていることがわかる。積分項に注目すると、ワイパ動作方向によって符号反転前の収束値が異なっている。これは、モータとギアの機械的特性が動作方向により異なることが原因と考え

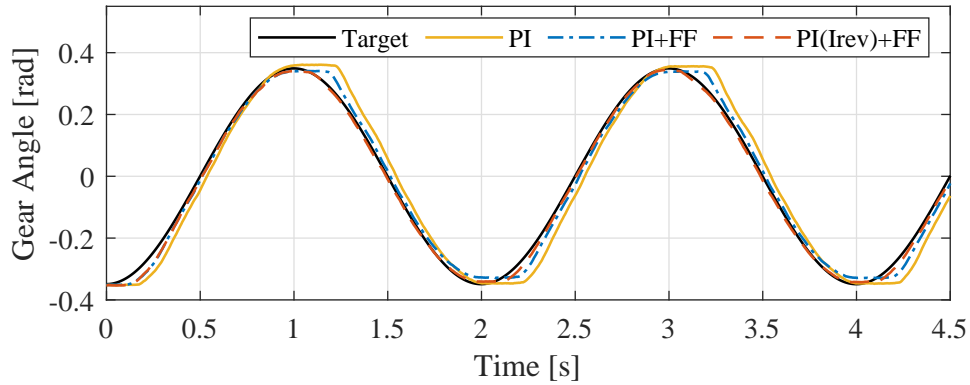


Fig. 5.13 Wiper gear angle in experiment

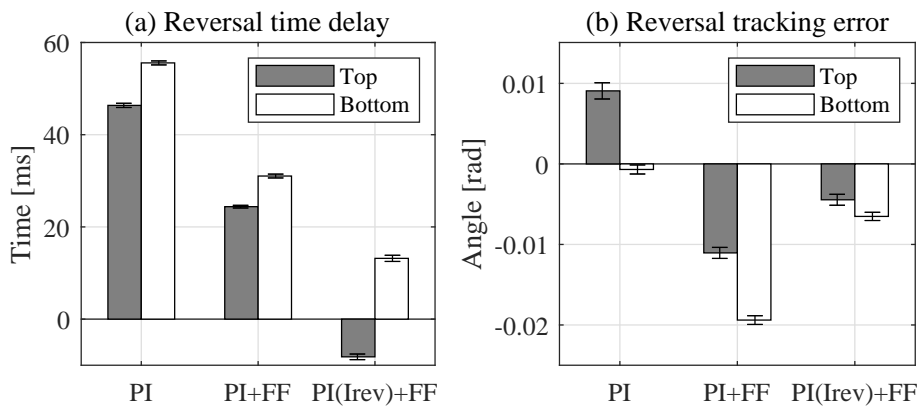


Fig. 5.14 Mean and standard deviation of reversal time delay and tracking error in experiment

られる。動作方向によって適切な補償値が異なるため、Fig. 5.14 のような反転位置による制御性能差が生じたと考えられる。これらの問題を解決するためには、シミュレーション (b) で述べたような、ワイパ動作方向に応じて積分項を異なる状態量として扱い摩擦補償に用いるなど、制御器の構造の工夫が必要になると考えられる。

以上の実験結果より、積分項の符号反転による摩擦補償の有効性を確認できた。

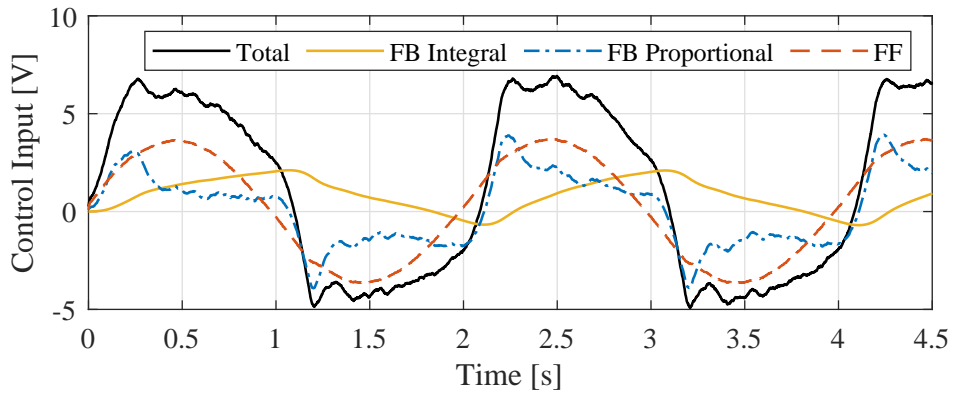


Fig. 5.15 Control input of PI+FF in experiment

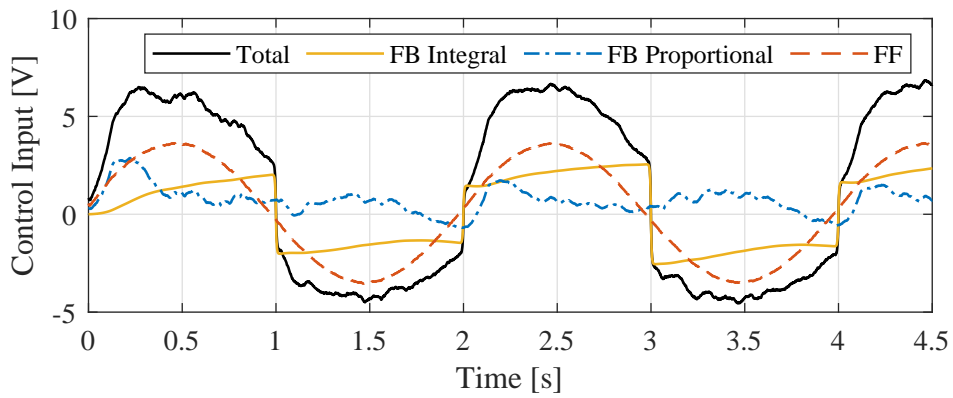


Fig. 5.16 Control input of PI(Irev)+FF in experiment

5.5 まとめと考察

本章では、ワイパ反転時の動き出し遅れの発生原因である非線形摩擦に注目し、PI 制御の積分符号反転を利用した非線形摩擦補償のリンクレスワイパへの応用を示した。

まず、リアプノフの安定定理に基づき摩擦補償が成立する制御入力を設計し、制御入力と非線形摩擦の作用箇所が離れたワイパにおいても摩擦補償が成立することを数学的解析で確認した。

次に、シミュレーションと実験により摩擦補償の効果を検証した。シミュレーションの結果、提案法の摩擦補償でワイパ軌道追従性能が大きく改善し、摩擦補償なしの PI 制御と比較して反転位置誤差と動き出しの時間遅れが約 99% 減少した。平板ガラスベンチを用いた実験においても提案法の摩擦補償は有効であり、摩擦補償なしの PI 制御比で動き出しの時間遅れが約 76~82% 減少した。ただし、反転位置誤差は提案法と PI 制御でほぼ同程度だった。これは、提案法における FF 項設計におけるモデル誤差と、ワイパ動作方向による実際の摩擦特性差から生じる摩擦の補償量不足や過補償が原因と考えられる。改善のためには、ワイパ動作方向に応じた補償量の場合分け等の工夫が必要になると考えられる。

以上より、ワイパ動作方向反転と同時に符号反転する積分項を補償量とする摩擦補償の有効性を確認した。外乱オブザーバ等のモデルを用いた摩擦補償と比較して、提案法は簡素かつ制御 1 周期あたりの計算量が少ないため、制御装置の性能に制約のあるシステムにおいて特に有効であると考えられる。

第 6 章 結言

6.1 研究成果

本研究では、ワイパにおけるオーバーランとびびり振動、反転直後の動き出し遅れの現象に注目し、それぞれ異なる制御アプローチにて課題解決を試みた。得られた成果を以下にまとめるとめる。

ワイパの多目的最適軌道生成

リンク式ワイパのオーバーランとモータ電流に注目し、両方を最小にする多目的最適軌道の生成法を提案した。目標軌道の速度ピーク時刻の調整変数 α 、反転位置付近の減速特性の調整変数 β の 2 変数を変動させた時の実験データを基に、上下反転位置のオーバーランと電流最大値に関する応答曲面を生成した。生成した応答曲面を用いて、各反転位置のオーバーランと電流最大値の二乗和平方根を評価関数とする多目的最適化を実施した。多目的最適化問題の解は上反転位置で $(\alpha, \beta) = (-0.006, 0.116)$ 、下反転位置で $(\alpha, \beta) = (-0.020, 0.100)$ であり、反転位置によって異なる値となった。オーバーラン単体に注目した最適動作軌道と比較すると、多目的最適化で導出した動作軌道では上反転位置方向で 3.4%、下反転位置方向で最大 10.6% のモータ電流低減が確認された。オーバーランとモータ電流の両方を低減するにはワイパの作動方向に応じた α, β 切り替えが必要であり、上反転位置方向の作動では速度ピーク時刻を遅らせ、下反転位置では逆に早める必要があることが示唆された。

非線形摩擦を有するワイパの安定性解析

リンクレスワイパのびびり振動に注目し、数値的な安定性解析による振動の発生有無および起こりやすさの定量化を提案した。ワイパのラバー劣化に伴う摩擦変動を摂動として定義し、文献 [48] の方法で摩擦の不連続性を除外、非線形摩擦を含むワイパをルーリエ系として扱うことで、不連続かつ非線形な摩擦変動に対する安定性を解析した。同様に、状態推定

器の推定誤差も摂動と定義して解析した。結果、状態 FB 制御によるびびり制御は摩擦変動と状態推定誤差に対してロバストであることが分かった。安定性解析と同条件のシミュレーションでびびり振動の発生有無を確認したところ、解析とシミュレーションで整合した結果を得られ、数値的な安定性解析の有効性を確認できた。本論文の解析により、びびり制御のロバスト安定性の机上評価が可能になり、状態発散時の危険性の観点から実験が困難であった、安定限界となる摂動の大きさと周波数を数値解析的に得られるようになった。

符号反転を用いた制御によるワイパの摩擦補償

ワイパ反転時の動き出し遅れの発生原因である非線形摩擦に注目し、PI 制御の積分符号反転を利用した非線形摩擦補償のリンクレスワイパへの応用を提案した。文献 [71] の積分符号反転による摩擦補償が、制御トルクと摩擦トルクが離れた箇所に作用するワイパでも成立することを式解析で確認し、シミュレーションと実験で摩擦補償の有効性を示した。外乱オブザーバ等のモデルを用いた方法と比較して、積分符号反転による摩擦補償は簡素であり制御 1 周期あたりの計算量が少ないため、制御装置の性能に制約のあるシステムに適用しやすいと考えられる。

6.2 今後の展望

ワイパ制御において残された課題と今後の展望について述べる。

多目的最適軌道の実環境への適用

本研究では、環境が管理された実験室にてオーバーランとモータ電流を最小にする多目的最適化を適用した。実車両への適用に向け、走行風や雨量の変化、ラバー劣化に伴う摩擦変動などの外乱の影響を受ける実環境での最適軌道の有効性やロバスト性向上が課題である。ロバスト性向上の方法としては以下が考えられる。

① 外乱が観測可能な場合（例：走行風）

想定される外乱発生毎に最適な動作軌道の調整変数 α, β を予め実験的に取得しておき、車両走行時は ECU 情報（車速センサ等）を利用して外乱発生を検出し、 α, β を適宜切り替

える。

② 外乱が観測困難な場合（例：ラバーやガラス状態の変動）

外乱発生をリアルタイムに検出して適した α, β に切り替えることは困難であるため、 H_∞ 制御等の制御設計にてロバスト性を向上する。

安定性解析の結果に基づくロバスト制御設計

前述したように、実車両では走行風や雨量の変化、ラバー劣化に伴う摩擦変動など様々な外乱に対するロバスト性が求められる。本研究を拡張し、摩擦変動と状態推定誤差以外の外乱に対するロバスト性も定量化して解析し、 H_∞ 制御などのロバスト制御設計へ応用することが課題である。

リンク式ワイパへの安定性解析および摩擦補償の適用

近年はリンクレスのワイパが量産されているが、リンク式のワイパも数多く現存している。全ての車両でびびり振動や動き出し遅れのない滑らかなワイパ作動を実現し、安全な視界を確保するには、リンクレスで開発した制御のリンク式への応用が課題となる。非線形要素が支配的なリンク機構の特性を簡略化とモデル化、線形ベースの安定性解析および摩擦補償制御への応用方法の研究が重要である。

参考文献

- [1] “製品情報”，株式会社デンソーワイパシステムズ，閲覧日 2022 年 9 月 26 日，
<https://www.denso-wipersys.com/products/>.
- [2] A. Moein, and D. E. Peck, “Direct Drive Windshield Wiper Assembly,” United States Patent, Patent No. US6944906B2, 2005.
- [3] “道路運送車両の保安基準 第 45 条”，国土交通省，2015.
- [4] “Federal Motor Vehicle Safety Standards (FMVSS) No.104; Windshield Wiping and Washing Systems,” National Highway Traffic Safety Administration, 1996.
- [5] 高田公義，小森谷徹，古郡由紀夫，神長和宏，“116 自動車高速走行時におけるワイパー浮き解析”，東北支部総会・講演会 講演論文集 2003.38 一般社団法人 日本機械学会，2003，pp. 38–39.
- [6] 黒沢良夫，山口誉夫，松村修二，池澤龍，“906 自動車ワイパーのびびり振動解析”，計算力学講演会講演論文集 2003.16 一般社団法人 日本機械学会，2003，pp. 815–816.
- [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”，日本機械学会論文集 C 編，vol. 59，no. 559，pp. 658–664，1993.
- [8] 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.
- [9] 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.
- [10] 鈴木亮介，安田仁彦，“自動車用ワイパのびびり振動: 第 1 報，一本式の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.
- [11] 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. 644，pp. 1110–1115，2000.
- [12] 永井健一，松村修二，池澤龍，山口誉夫，石田光之，“自動車ワイパブレードの自励振

- 動におけるモード連成の実験 (機械力学, 計測, 自動制御)”, 日本機械学会論文集 C 編, vol. 68, no. 665, pp. 84–89, 2002.
- [13] 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.
- [14] 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”, Ph.D. dissertation, 明治大学, 2004.
- [15] 吉村太, “ワイパー装置”, 特許出願公開番号 特開平 8-290756, 1996.
- [16] 村松修二, “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.
- [17] マルクス クリフケン, ミヒヤエル 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”, 特許出願公開番号 特表 2003-513852A, 2003.
- [18] 隈崎啓太郎, “ワイパ装置”, 特許出願公開番号 特開 2008-184042, 2007.
- [19] 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.
- [20] 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.
- [21] 井嶋寛人, “ワイパ装置”, 特許出願公開番号 特開 2018-134959, 2018.
- [22] 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.
- [23] 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.
- [24] A. Mohammadi, M. Tavakoli, H. J. Marquez, and F. Hashemzadeh, “Nonlinear disturbance observer design for robotic manipulators,” *Control Engineering Practice*, vol. 21, no. 3, pp. 253–267, 2013.
- [25] 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.
- [26] H. Sato, Y. Marumo, H. Tsunashima, and T. Kojima, “Braking assistance system for train drivers by indicating predicted stopping position,” in *Proceedings of SICE*

-
- Annual Conference 2010*. IEEE, 2010, pp. 1353–1357.
- [27] E. F. Camacho, and C. B. Alba, *Model predictive control*. Springer science & business media, 2013.
- [28] A. Veksler, T. A. Johansen, F. Borrelli, and B. Realfsen, “Dynamic positioning with model predictive control,” *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 24, no. 4, pp. 1340–1353, 2016.
- [29] T. Tashiro, and D. Shimada, “Reversal angle control of windshield wiper motor using a reference governor,” in *2020 IEEE Conference on Control Technology and Applications (CCTA)*. IEEE, 2020, pp. 213–218.
- [30] T. Haijima, K. Aiuchi, and N. Uchiyama, “Optimal motion trajectory generation for automotive windshield wiper systems using the response surface method,” in *2020 IEEE/SICE International Symposium on System Integration (SII)*. IEEE, 2020, pp. 567–572.
- [31] R. H. Myers, D. C. Montgomery, and C. M. Anderson-Cook, *Response surface methodology: process and product optimization using designed experiments*. John Wiley & Sons, 2016.
- [32] 小平剛央, 釧持寛正, 大山聖, 立川智章, “応答曲面法を用いた複数車種の同時最適化ベンチマーク問題の提案”, 進化計算学会論文誌, vol. 8, no. 1, pp. 11–21, 2017.
- [33] N. Kribes, Z. Hessainia, and M. A. Yallese, “Optimisation of machining parameters in hard turning by desirability function analysis using response surface methodology,” in *Design and Modeling of Mechanical Systems-II*. Springer, 2015, pp. 73–81.
- [34] V. K. Garlapati, and L. Roy, “Utilization of response surface methodology for modeling and optimization of tablet compression process,” *Journal of young pharmacists*, vol. 9, no. 3, p. 417, 2017.
- [35] 末岡淳男, 劉考宏, 藤山征人, 吉武裕, “回転円板の動吸振器による摩擦振動の制振”, 日本機械学会論文集 C 編, vol. 59, no. 561, pp. 1335–1342, 1993.
- [36] 西郷宗玄, 岡田養二, 小野浩一郎, 信田次男, “自在軸継手の内部摩擦による自励振動: 第 2 報, 動吸振器を付加した場合”, 日本機械学会論文集 C 編, vol. 59, no. 565, pp.

- 2629–2635, 1993.
- [37] 横道勲, 村松英行, 荒木嘉昭, 陣内靖介, 西田英一, “粉粒体衝撃ダンパの自励振動系への適用”, 日本機械学会論文集 C 編, vol. 61, no. 587, pp. 2769–2775, 1995.
- [38] 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.
- [39] 武田信之, 神谷重徳, 中川謙, 吉川英夫, “ハイブリッドライニングを用いたブレーキノイズ低減の研究: 多自由度ばね質量連成モデルによる複素固有値解析”, 日本機械学会論文集 C 編, vol. 61, no. 589, pp. 3538–3544, 1995.
- [40] 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.
- [41] I. Mancisidor, A. Pena-Sevillano, Z. Dombovari, R. Barcena, and J. Munoa, “Delayed feedback control for chatter suppression in turning machines,” *Mechatronics*, vol. 63, p. 102276, 2019.
- [42] 黒沢良夫, 山口誉夫, 松村修二, 永井健一, “自動車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.
- [43] I. M. Awang, B. Abd Ghani, R. Abd Rahman, M. Z. M. Zain *et al.*, “Complex eigenvalue analysis of windscreen wiper chatter noise and its suppression by structural modifications,” *International Journal of Vehicle Structures & Systems*, vol. 1, no. 1-3, p. 24, 2009.
- [44] Le Rouzic Julian, Le Bot A, Perret Liaudet J, Guibert M, Rusanov A, Douminge L, Bretagnol F, Mazuyer D, “Friction-induced vibration by stribek’s law: application to wiper blade squeal noise”, *Tribology Letters*, vol. 49, no. 3, pp. 563–572, 2013.
- [45] Y. Fujii, and T. Yamaguchi, “Dynamic characteristics measurements of a car wiper blade,” *JSME International Journal Series C Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing*, vol. 49, no. 3, pp. 799–803, 2006.
- [46] C. Chevennement-Roux, T. Dreher, P. Alliot, E. Aubry, J.-P. Lainé, and L. Jézéquel, “Flexible wiper system dynamic instabilities: modelling and exper-

- imental validation,” *Experimental Mechanics*, vol. 47, no. 2, pp. 201–210, 2007.
- [47] A. Zolfagharian, A. Noshadi, M. Z. M. Zain *et al.*, “Practical multi-objective controller for preventing noise and vibration in an automobile wiper system,” *Swarm and Evolutionary Computation*, vol. 8, pp. 54–68, 2013.
- [48] 配島拓司, 佐野滋則, 小杉信彦, “不連続な非線形ワイパシステムに適した拡張カルマンフィルタの設計”, 自動車技術会論文集, vol. 51, no. 1, pp. 226–231, 2020.
- [49] 吉川恒夫, 井村順一, 現代制御論 昭晃堂, 1994.
- [50] 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.
- [51] 配島拓司, 小杉信彦, 佐野滋則, 内山直樹, “非線形摩擦の状態推定とモード解析による自動車用ワイパシステムの振動抑制を考慮したサーボ系の設計”, 自動車技術会論文集, vol. 52, no. 1, pp. 106–112, 2021.
- [52] H. Olsson, K. J. Åström, C. C. De Wit, M. Gäfvert, and P. Lischinsky, “Friction models and friction compensation,” *Eur. J. Control*, vol. 4, no. 3, pp. 176–195, 1998.
- [53] D. Kostic, B. De Jager, M. Steinbuch, and R. Hensen, “Modeling and identification for high-performance robot control: An rrr-robotic arm case study,” *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 12, no. 6, pp. 904–919, 2004.
- [54] E. G. Papadopoulos, and G. C. Chasparis, “Analysis and model-based control of servomechanisms with friction,” *J. Dyn. Sys., Meas., Control*, vol. 126, no. 4, pp. 911–915, 2004.
- [55] D. Putra, L. Moreau, and H. Nijmeijer, “Observer-based compensation of discontinuous friction,” in *2004 43rd IEEE Conference on Decision and Control (CDC)(IEEE Cat. No. 04CH37601)*, vol. 5. IEEE, 2004, pp. 4940–4945.
- [56] J. Moreno, R. Kelly, and R. Campa, “On manipulator velocity control using friction compensation,” in *Proceedings 2002 IEEE International Conference on Robotics and Automation (Cat. No. 02CH37292)*, vol. 4. IEEE, 2002, pp. 3417–3422.
- [57] J. Moreno, and R. Kelly, “Manipulator velocity field control with dynamic friction compensation,” in *42nd IEEE International Conference on Decision and Control*

-
- (*IEEE Cat. No. 03CH37475*), vol. 4. IEEE, 2003, pp. 3834–3839.
- [58] L. Freidovich, A. Robertsson, A. Shiriaev, and R. Johansson, “Lugre-model-based friction compensation,” *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 18, no. 1, pp. 194–200, 2009.
- [59] S.-K. Chung, H. Imayoshi, T. Hanamoto, and T. Tsuji, “Implementation of frictionless robot manipulator using observer-based sliding mode control,” in *2000 26th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society. IECON 2000. 2000 IEEE International Conference on Industrial Electronics, Control and Instrumentation. 21st Century Technologies*, vol. 1. IEEE, 2000, pp. 578–583.
- [60] C. C. De Wit, H. Olsson, K. J. Astrom, and P. Lischinsky, “A new model for control of systems with friction,” *IEEE Transactions on automatic control*, vol. 40, no. 3, pp. 419–425, 1995.
- [61] Aguilar Luis T, Orlov Yury, Acho Leonardo, “Nonlinear h^∞ -control of nonsmooth time-varying systems with application to friction mechanical manipulators”, *Automatica*, vol. 39, no. 9, pp. 1531–1542, 2003.
- [62] A. Shiriaev, A. Robertsson, and R. Johansson, “Friction compensation for passive systems based on the lugre model,” *IFAC Proceedings Volumes*, vol. 36, no. 2, pp. 159–164, 2003.
- [63] C. C. De Wit, and P. Lischinsky, “Adaptive friction compensation with partially known dynamic friction model,” *International journal of adaptive control and signal processing*, vol. 11, no. 1, pp. 65–80, 1997.
- [64] T. H. Lee, K. K. Tan, and S. Huang, “Adaptive friction compensation with a dynamical friction model,” *IEEE/ASME transactions on mechatronics*, vol. 16, no. 1, pp. 133–140, 2010.
- [65] K. Ohnishi, N. Matsui, and Y. Hori, “Estimation, identification, and sensorless control in motion control system,” *Proceedings of the IEEE*, vol. 82, no. 8, pp. 1253–1265, 1994.
- [66] K. Ohnishi, M. Shibata, and T. Murakami, “Motion control for advanced mecha-

- tronics,” *IEEE/ASME transactions on mechatronics*, vol. 1, no. 1, pp. 56–67, 1996.
- [67] W.-H. Chen, D. J. Ballance, P. J. Gawthrop, and J. O’Reilly, “A nonlinear disturbance observer for robotic manipulators,” *IEEE Transactions on industrial Electronics*, vol. 47, no. 4, pp. 932–938, 2000.
- [68] P. Tataryn, N. Sepehri, and D. Strong, “Experimental comparison of some compensation techniques for the control of manipulators with stick-slip friction,” *Control Engineering Practice*, vol. 4, no. 9, pp. 1209–1219, 1996.
- [69] B. Armstrong, D. Neevel, and T. Kusik, “New results in npid control: Tracking, integral control, friction compensation and experimental results,” *IEEE Transactions on control systems technology*, vol. 9, no. 2, pp. 399–406, 2001.
- [70] D. Naso, F. Cupertino, and B. Turchiano, “Npid and adaptive approximation control of motion systems with friction,” *IEEE transactions on control systems technology*, vol. 20, no. 1, pp. 214–222, 2011.
- [71] J.-H. Ryu, J. Song, and D.-S. Kwon, “A nonlinear friction compensation method using adaptive control and its practical application to an in-parallel actuated 6-DOF manipulator,” *Control Engineering Practice*, vol. 9, no. 2, pp. 159–167, 2001.
- [72] 宮田絹, 田川健介, 三宅直行, “年鑑 (2) 自動車と法規”, 自動車技術会誌, vol. 76, no. 8, pp. 10–24, 2022.
- [73] 鈴木央一, “年鑑 (2) 自動車と環境”, 自動車技術会誌, vol. 76, no. 8, pp. 26–31, 2022.
- [74] 加藤克司, “パワートレインの電動化によるシステム/製品の今後の動向”, 自動車技術会誌, vol. 74, no. 12, pp. 6–12, 2020.
- [75] X. Liao, and P. Yu, *Absolute stability of nonlinear control systems*. Springer Science & Business Media, 2008, vol. 25.
- [76] A. Tesi, and A. Vicino, “Robust absolute stability of lur’e control systems in parameter space,” in *Automatic Control 1990*. Pergamon, 1991, pp. 225–230.
- [77] 和田光代, “ルーリエ系の絶対安定性とその周辺 (高機能化を目指した非線形システム制御総合特集号-i)”, システム/制御/情報, vol. 43, no. 10, pp. 536–543, 1999.

-
- [78] M. Mejari, F. Kazi, S. Mane, and N. Singh, “Absolute stability of fuel cell-super capacitor hybrid power source using lyapunov formulation for load variations,” in *2015 International Conference on Industrial Instrumentation and Control (ICIC)*. IEEE, 2015, pp. 429–433.
- [79] S. Mane, M. Mejari, F. Kazi, and N. Singh, “Improving lifetime of fuel cell in hybrid energy management system by lyapunov-based control formulation,” *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 64, no. 8, pp. 6671–6679, 2017.
- [80] K.-Z. Liu, and Y. Yao, *Robust control: theory and applications*. John Wiley & Sons, 2016.
- [81] 関口徹, 坂本渉, 大倉重喜, 守屋和満, 大矢多喜雄, “ブレードの反転挙動を考慮したワイパの動力解析”, *自動車技術会論文集*, vol. 32, no. 3, pp. 89–94, 2001.

本論文に関連する発表論文一覧

学術論文

1. 小杉信彦, 那須浩平, 配島拓司, 佐野滋則, 内山直樹, “自動車用ワイパシステムのオーバーランと消費電力を考慮した多目的最適動作軌道の生成”, 自動車技術会論文集, 第 53 巻, 第 2 号, pp. 302-307, 2022
2. 小杉信彦, 佐野滋則, 内山直樹, “符号反転を用いた積分制御による自動車用ワイパシステムの非線形摩擦補償”, 自動車技術会論文集, 第 54 巻, 第 1 号, pp. 212-217, 2023

国際会議論文

1. Nobuhiko Kosugi, Takuji Haijima, Shigenori Sano, Naoki Uchiyama, “Stability Analysis of a Control System for Automotive Wiper Systems with Nonlinear Friction”, 2021 60th Annual Conference of the Society of Instrument and Control Engineers of Japan (SICE), Tokyo, Japan, pp. 1209-1214, September 2021

付録 A 略語一覧

本論文で使用する略語を以下に示す.

Table A.1 Abbreviation List

日本語名	英語名	略語
アーム & ブレード	Arm & Blade	A&B
運転席	Driver's seat	Dr
助手席	Passenger's seat	Pa
フィードバック	Feedback	FB
フィードフォワード	Feedforward	FF
拡張カルマンフィルタ	Extended Kalman filter	EKF
積分項符号反転	Integral term sign reversal	Irev

謝辞

本研究を進めるにあたり、多くの方々にご指導ご協力を賜りました。

指導教員である豊橋技術科学大学機械工学系教授の内山直樹先生には、オーバーラン低減の研究に関して多大な知識をご教授頂きました。豊橋技術科学大学機械工学系准教授の佐野滋則先生には、制御の安定性解析や摩擦補償に関してご指導ご助言頂きました。厚く御礼申し上げます。

本研究において、実験やシミュレーションでご協力頂きました、豊橋技術科学大学の中根琢磨様、品川雄哉様、那須浩平様、株式会社デンソーの小笠原皓哉様に感謝申し上げます。

ご多忙の中の審査を引き受けて下さいました、豊橋技術科学大学機械工学系教授の高山弘太郎先生、同准教授の高橋淳二先生に感謝申し上げます。

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研究と業務両面で多大なご支援を頂きました、株式会社デンソーの岩崎雄太様、配島拓司様に深く感謝申し上げます。