

東京工科大学
博士學位論文

タイヤモデルを使ったトルク関数制御で電気自動
車を安定走行させる研究

西暦 2025 年 3 月

高橋 空路

目次

第1章	序論	6
1.1	現代における電気自動車の普及動向	6
1.2	ガソリン車と比較した電気自動車の利点	8
1.3	自動車の走行制御の意義	9
1.4	スリップ抑制制御の意義	10
1.5	論文の構成	11
第2章	スリップ抑制制御とタイヤモデル同定の研究動向	13
2.1	EV における「路面状況に応じたトルク制御手法」について	13
2.1.1	スリップ現象について	15
2.1.2	これまでのスリップ抑制制御	16
2.1.3	ファジィ制御	17
2.1.4	モデル追従制御	18
2.1.5	PID 制御	19
2.1.6	モデル予測制御	19
2.1.7	トルク関数制御(従来手法 : C-TFC)	20
2.1.8	従来のトルク関数制御(C-TFC)の課題	21
2.2	従来のタイヤモデル同定手法	22
2.2.1	カルマンフィルタ	24
2.2.2	人工ニューラルネットワーク(ANN)	24
2.2.3	従来のタイヤモデル同定手法における課題	26
2.3	まとめ	27
第3章	実験による B-TFC の有効性検証	28
3.1	車両モデルと対象車両	28
3.1.1	対象車両の概要	28
3.1.2	車両モデル	30
3.2	バイアストルク関数制御(B-TFC)	32
3.3	実験システム	33
3.3.1	実験システムの概要	33
3.3.2	実験システムの制御対象への実装	33
3.4	実験によるバイアストルク関数制御の有効性検証	34
3.5	まとめ	37
第4章	B-TFC の安定性解析とシミュレーションによる有効性検証	38
4.1	安定性解析	38
4.1.1	システムの伝達関数	38

4.1.2	制御部の伝達関数	39
4.1.3	車両モデルの伝達関数	41
4.1.4	特性方程式の根による安定条件の導出	44
4.2	定常動作点解析	46
4.2.1	スリップ率平衡曲線	46
4.2.2	路面摩擦関数	48
4.2.3	定常動作点解析	49
4.3	時間変化シミュレーション	50
4.3.1	シミュレーションモデル	50
4.3.2	コントローラモデル	51
4.3.3	車両運動モデル	55
4.3.4	シミュレーションモデルの実装	56
4.3.5	シミュレーション結果（手法ごとの比較）	57
4.4	実験とシミュレーションの比較	60
4.5	まとめ	60
第 5 章	スリップ復帰性能を評価する Phase Plane 解析	62
5.1	スリップ復帰性能を評価する Phase Plane 解析	62
5.1.1	Phase Plane 解析の導出	62
5.1.2	Phase Plane 解析による復帰性能の評価	63
5.2	エネルギー利用率比較	67
5.2.1	走行データの取得	67
5.2.2	エネルギー利用率	68
5.2.3	EUR 導出のシミュレーションモデル	69
5.2.4	TEC の導出	71
5.2.5	TD の導出	73
5.2.6	EUR の評価	74
5.3	まとめ	76
第 6 章	駆動力バイアストルク関数制御	77
6.1	バイアストルクの最適化条件	79
6.2	駆動力バイアストルク関数制御	80
6.3	DF・B・TFC の安定性解析	81
6.4	定常動作点解析による有効性確認	83
6.5	Phase Plane 解析による有効性確認	84
6.6	時間変化シミュレーションによる有効性確認	85
6.7	実験による有効性確認	87
6.8	まとめ	89

第7章	運転データ最小二乗法によるタイヤモデル同定	91
7.1	D-LSM	93
7.2	対象のタイヤについて	94
7.3	$r\omega$ と V の測定	95
7.4	$\mu\lambda$ 特性の抽出	96
7.5	アンダーサンプリングによるデータ不均衡の解消	98
7.6	最小二乗同定	100
7.7	同定結果	101
7.8	二乗平均誤差評価による同定の妥当性の検証	102
7.9	典型的な路面摩擦関数と同定結果の比較による汎用性の検証	103
7.10	まとめ	103
第8章	結論	105
8.1	本研究のまとめ	105
8.1.1	「路面状況に応じたトルク制御」	105
8.1.2	「タイヤ・路面摩擦をリアルタイムで同定する手法」	107
8.2	今後の課題の検討	108
	謝辞	110
	研究業績	111
	参考文献	112
付録A	定常動作点解析用 MATLAB コード	122
付録B	Phase Plane 解析用 MATLAB コード	127
付録C	路面摩擦関数同定用 MATLAB コード	139

図目次

図 1-1	2010 年以降の BEV 販売台数推移 ^[5]	7
図 1-2	ガソリンエンジンのオットーサイクル ^[14]	9
図 1-3	同期モータの構造と原理 ^[16]	9
図 1-4	冬型交通事故の内訳 ^[21]	11
図 1-5	本論文の内訳と各章の関係性.....	12
図 1-6	論文の章立て.....	12
図 2-1	スリップ率の車両の関係.....	16
図 2-2	トルク関数制御のブロックダイアグラム.....	17
図 2-3	ファジィ制御の基本的な構成.....	18
図 2-4	モデル追従制御のブロックダイアグラム ^[50]	18
図 2-5	PID 制御のブロックダイアグラム ^[61]	19
図 2-6	モデル予測制御の基本的な考え方 ^[63]	20
図 2-7	C-TFC のブロックダイアグラム.....	21
図 2-8	カルマンフィルタの状態推定 ^[73]	24
図 2-9	人工ニューロン ^[74]	25
図 2-10	ANN ^[74]	26
図 3-1	対象車両.....	29
図 3-2	対象車両の前面断面積の導出.....	30
図 3-3	車両運動モデル.....	31
図 3-4	バイアストルク関数制御のブロックダイアグラム.....	32
図 3-5	実験システムの構成.....	33
図 3-6	実験システムの制御対象への実装.....	34
図 3-7	スリップ率の時間変化.....	36
図 3-8	トルクの時間変化.....	36
図 3-9	車体速度の時間変化.....	37
図 4-1	トルク制御のシステム全体ブロック図.....	39
図 4-2	車両の定常動作点の構成.....	46
図 4-3	スリップ率平衡曲線の一例(制御なし).....	47
図 4-4	路面摩擦関数の一例.....	49

図 4-5	定常動作点解析	50
図 4-6	シミュレーションモデルの概略	51
図 4-7	コントローラモデルの概要	52
図 4-8	ホールセンサモデルの概要	52
図 4-9	ホールセンサ状態決定(HALL SENSOR STATEMENT DECISION)のブロック(1 相)	53
図 4-10	ホールセンサ状態決定(HALL SENSOR STATEMENT DECISION)のフローチャート(1 相).....	53
図 4-11	SLIP RATIO のブロックダイアグラム	53
図 4-12	ノイズ生成ブロック	54
図 4-13	ノイズの要因	54
図 4-14	バイアストルク関数制御の制御ブロック	55
図 4-15	車両モデル	56
図 4-16	空気抵抗と転がり抵抗	56
図 4-17	SIMULINK 上に実装されたシミュレーションモデル	57
図 4-18	スリップ率の時間変化	58
図 4-19	トルクの時間変化	59
図 4-20	車体速度の時間変化	59
図 5-1	PHASE PLANE 解析(制御なし)	64
図 5-2	PHASE PLANE 解析(C-TFC)	65
図 5-3	PHASE PLANE 解析(バイアストルク関数制御($T_B = 4.31$ NM))	65
図 5-4	PHASE PLANE 解析(バイアストルク関数制御($T_B = 8.63$ NM))	66
図 5-5	PHASE PLANE 解析(バイアストルク関数制御($T_B = 13.01$ NM))	66
図 5-6	PHASE PLANE 解析(バイアストルク関数制御($T_B = 16.88$ NM))	67
図 5-7	RQ の時間変化(実験).....	68
図 5-8	RQ の時間変化(シミュレーション).....	68
図 5-9	EUR を求めるシミュレーションモデル	71
図 5-10	累計消費電力量(実験).....	72
図 5-11	累計消費電力量(シミュレーション)	72
図 5-12	初期位置からの変位(実験).....	73
図 5-13	初期位置からの変位(シミュレーション).....	74
図 5-14	エネルギー利用率(実験)	75

図 5-15 エネルギー利用率(シミュレーション).....	75
図 6-1 定常動作点解析の結果.....	83
図 6-2 PHASE PLANE 解析(DF-B-TFC).....	85
図 6-3 スリップ率の時間変化.....	86
図 6-4 トルクの時間変化.....	86
図 6-5 車体速度の時間変化.....	87
図 6-6 スリップ率の時間変化.....	88
図 6-7 トルクの時間変化.....	88
図 6-8 車体速度の時間変化.....	89
図 7-1 D-LSM のプロセス.....	94
図 7-2 速度の時間変化.....	96
図 7-3 走行データから抽出した $M-A$ 特性.....	97
図 7-4 データ点数の分布(アンダーサンプリング前).....	99
図 7-5 データ点数の分布(アンダーサンプリング後).....	100
図 7-6 同定結果と走行データの比較.....	102
図 7-7 代表的な路面摩擦関数との比較.....	103

表目次

表 1-1 世界各地での新車販売規制 ^[6]	7
表 2-1 従来の制御手法の比較.....	14
表 2-2 従来のタイヤモデル同定手法の比較.....	22
表 3-1 対象車両のパラメータ.....	29
表 3-2 実験使用機器.....	34
表 4-1 シミュレーションで使用したパラメータ.....	49
表 4-2 実験結果と時間変化のシミュレーション結果との比較.....	60
表 6-1 従来の制御手法と提案手法の比較.....	78
表 7-1 従来手法と提案手法の比較.....	92
表 7-2 実験対象のタイヤ.....	95
表 7-3 路面摩擦関数の同定結果.....	101

表 7-4	RMSE	102
表 8-1	「路面状況に応じたトルク制御」従来の制御手法と提案手法の比較	105
表 8-2	「タイヤ-路面摩擦をリアルタイムで同定する手法」従来手法と提案手法の比較	107

略語一覧

略語	英名	和名
EV	Electric Vehicle	電気自動車
BEV	Battery Electric Vehicle	バッテリー式電気自動車
EU	European Union	欧州連合
FCV	Fuel Cell Vehicle	燃料電池自動車
PHV	Plug-in Hybrid Vehicle	プラグインハイブリッド車
D-LSM	Driving data-Least Square Method	運転データ最小二乗法
DF-B-TFC	Driving Force-Bias Torque Function Control	駆動力バイアストルク関数制御
MPC	Model Predictive Control	モデル予測制御
MFC	Model Following Control	モデル追従制御
TFC	Torque Function Control	トルク関数制御
PID 制御	Proportional-Integral-Differential Control	比例積分微分制御
C-TFC	Conventional-Torque Function Control	従来手法のトルク関数制御
RMSE	Route Mean Squared Error	二乗平均平方根誤差
ANN	Artificial Neural Network	人工ニューラルネットワーク
B-TFC	Bias Torque Function Control	バイアストルク関数制御
PWM	Pulse Width Modulation	パルス幅変調
DC	Direct Current	直流
USB	Universal Serial Bus	ユニバーサルシリアルバス

第1章 序論

本章では、現代における電気自動車(EV)普及の動向とスリップ抑制制御の研究意義について述べる。電気自動車の販売台数は 2023 年で 950 万台であるが、2050 年には 5100 万台に達すると見込まれている。また、スリップ現象を抑制することは車両運動の安定化による安全性向上の観点から有意義であると主張した。

1.1 現代における電気自動車の普及動向

電気自動車(EV : Electric Vehicle)は 20 世紀初頭に街中で使用される事例が多く、一時期は 30%近いシェアを有していた時期があったものの、石油をはじめとした化石燃料価格の下落やガソリン車の性能向上により、淘汰された歴史がある^[1,2]。

その後、電気自動車が再び注目されるのは、1970 年代の石油危機である^[3,4]。石油危機による燃料不足、価格高騰、環境への影響に対する懸念から、化石燃料への依存脱却の手段として電気自動車の研究開発が加速し始めた。そして 1990 年代に入り IZA など、電気自動車の研究開発成果が表れた。パワーエレクトロニクス技術の進展によるインバータと交流モータの実用化、自動車用リチウムイオン電池の開発もこのころであり、これらの開発は現代における EV 実用化の基礎を作った。時は流れ、2010 年には世界初の量産 EV である初代「リーフ」が発売され、市場に対して EV が本格的に導入されるようになった^[5]。

一方、世界の BEV の販売台数に目を向けると、図 1-1 に示すように 2010 年以降、EV は急速に普及することとなったことがわかる。2015 年では 33 万台の EV が販売されている。また、2018 年には 140 万台と 100 万台の大台を突破した。また、2021 年には 470 万台と 500 万台に迫り、2023 年には 950 万台まで拡大している^[5]。

また、近年の政府政策に目を向けると、地球温暖化やエネルギー問題の観点から、表 1-1 に示すように、ガソリン車の販売規制の方針を発表する国・地域が相次いでいる^[6]。例えば、EU では 2035 年にガソリン車の新車販売を禁止するほか、中国では 2035 年をめどに新車販売を電気自動車(EV : Electric Vehicle)やハイブリッド車などの環境対応車のみとする方針である^[7]。この新車販売規制の動向は、走行時の温室効果ガス排出量が 0 である電気自動車の普及の追い風となっている。

今後、図 1-1 に示すように、現行政策に基づいたシナリオ(STEPS)では、電気自動車の販売台数は、2025 年の 1,500 万台から 2030 年には 3300 万台に増加し、2035 年には 5100 万台に達すると予測されている^[5]。

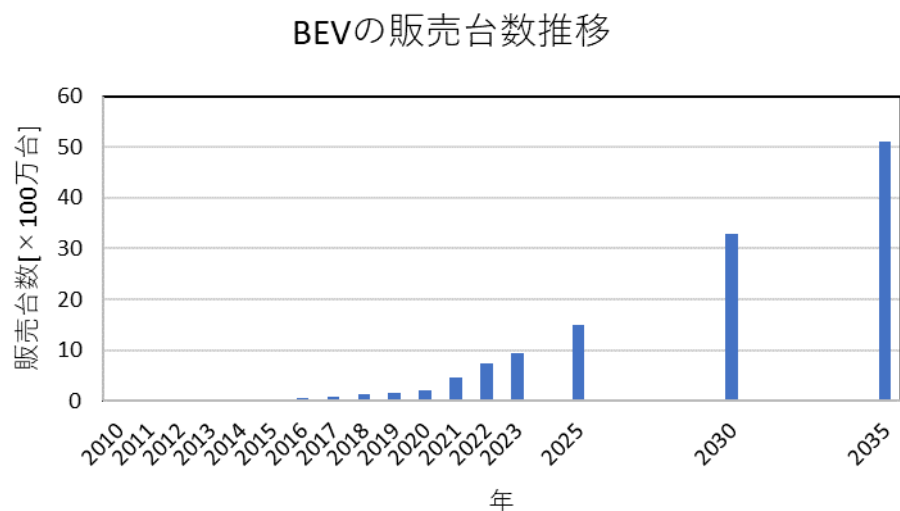


図 1-1 2010 年以降の BEV 販売台数推移^[5]

表 1-1 世界各地での新車販売規制^[6]

国・地域	規制内容
EU	2020 年からメーカーに課す CO ₂ 排出基準(超えると罰金)を 1km 当たり 130g から 95g に厳格化
ノルウェー	25 年にガソリンとディーゼル車の販売を禁止
英国	30 年までにガソリンとディーゼル車の販売を禁止
中国	35 年に販売はすべて EV などの環境対応車に限定

米国	カリフォルニア州は 35 年までに販売は EV、FCV、PHV に限定
日本	30 年代半ばに販売はすべて電動車に限定

1.2 ガソリン車と比較した電気自動車の利点

ガソリン車と比較した電気自動車(EV)の利点を挙げるとすれば下記 a).から f).の通りである。

- a). 走行中の温室効果ガス排出がゼロである^[8, 9]。
- b). ガソリン車よりもエネルギー効率が良い^[10, 11]。
- c). 乗り物に適した速度-トルク特性を有している^[10, 12]。
- d). 4 輪独立駆動を行なってもそこまでコスト高にならない^[10]。
- e). トルク応答性が 2 桁速い^[10, 13]。
- f). 印加しているトルクを正確に把握できる^[10, 13]。

特に e).および f).は走行制御にかかわる部分として、きわめて重要性が高い。

ガソリン車と EV を比較して e).および f).の特徴を詳しく述べる。ガソリン車はガソリンエンジンのオットーサイクルを利用して駆動する車両である。図 1-2 にガソリンエンジンの中で代表的な 4 ストロークエンジンのオットーサイクルを示す^[14]。簡単に述べると、空気を吸入する、ピストンを上昇させて中の空気を圧縮する、燃料を燃焼させてピストンを押し下げる、燃焼によって発生したガスを排気するといったサイクルを経て、動作する。これらのサイクルを繰り返すため、トルク指令を入力してからトルク応答が得られるまではたとえば 500ms 掛かる^[10]。また、角度センサを付けない限り、トルク推定が難しいといった課題がある^[15]。

一方、電気自動車は電気モータで駆動する。図 1-3 に EV に多く使用される同期モータの構造と原理を示す^[16]。ここで紹介する同期モータは、インナーロータ形と呼ばれる回転子が内側にあるタイプである。固定子として外側に 3 相のコイルが配置されている。また、回転子には永久磁石が使用されている。3 相のコイルを通電することで生じた磁界と、回転子の永久磁石で生じた磁界によって、回転子が回転する^[17, 18]。コイルに通電するだけでトル

クを得られるため、トルク応答はたとえば 5ms とガソリンエンジンと比較して 2 桁高速である^[10]。コイルに流れる電流と、鎖交磁束が分かればトルクが数式で把握できるため、現在印加しているトルクを正確に把握できる^[10]。

以上のことから、EV はガソリン車と比較して、高いトルク応答性を有しているほか、現在印加しているトルクを正確に把握できるといった利点を持ち合わせている。この利点を生かして、EV はきめ細かなトルク制御が可能である。

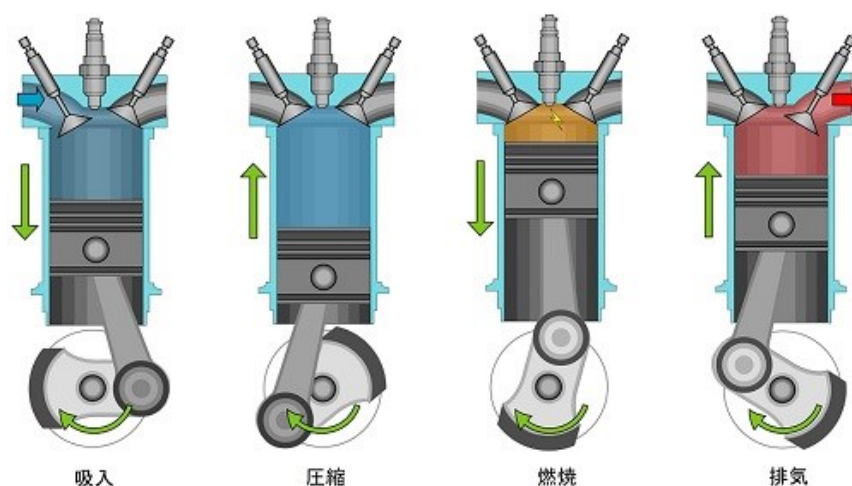


図 1-2 ガソリンエンジンのオットーサイクル^[14]

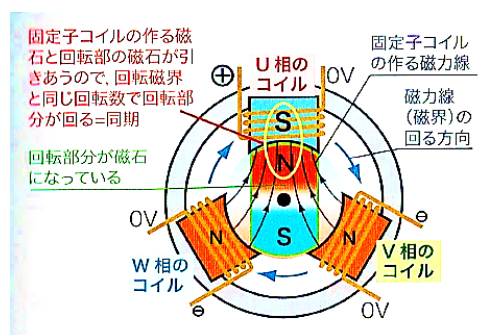


図 1-3 同期モータの構造と原理^[16]

1.3 自動車の走行制御の意義

世界初の自動車事故は 1769 年に発生したものとされている^[19]。フランスのジョゼフ・キュニョーが大砲を運ぶための蒸気三輪車を製作した。これが世界で初めての自動車である。しかし、時速 10 km でしか走れなかったものの、前輪が重すぎたことで操縦が難しか

ったため、壁にぶつかり世界で初めての交通事故を起こした。また、日本初の交通事故は 1900 年(明治 33 年)にさかのぼる^[20]。当時の皇太子(のちの大正天皇)ご成婚の記念として贈られた電気自動車を東京の紀の国坂(三宅坂の説もある)で試運転した際に、道の真ん中に立っていた一人の老婆を避けようとしたものの、ブレーキが効かず急ハンドルを切ったために濠に飛び込んだとの記録がある。このことは自動車事故と車両運動における安定性との関係性は切っても切れないものであることを物語っている。

1.4 スリップ抑制制御の意義

車両運動における安定性にはドライバーの意図や運転指令通りに車両が動作するかという観点が非常に重要である。その一方で、ドライバーの意図や運転指令通りに車両が動作しないケースも数多く存在する。特に雪道など路面状態が劣悪な状態では安定性は著しく低下する。

ここで、雪道などで頻繁に発生するスリップ現象に着目した。スリップ現象とは、タイヤがロック、または空回りすることによって駆動力が路面に正常に伝達されない現象である。スリップ現象が発生することによって、タイヤ路面間の摩擦は動摩擦となる。すなわち、タイヤが路面に粘着していない現象が発生し、車両運動は本来意図していたものとは異なる挙動をとり、不安定となる。例えば、スリップ現象が発生した場合、横滑りや制動距離の増大につながり、最悪の場合は事故に至る可能性がある。例えば、図 1-4 で示すように、北海道では年間 450~1000 件のスリップ事故が発生している^[21]。また、登坂時にスリップ現象が発生した場合は、後退する可能性もある。これらの現象が発生する可能性があるため、スリップ現象を抑制する必要がある。

すなわち、スリップ現象を抑制することは、車両運動の安定化による安全性向上の観点から有意義であるといえる。

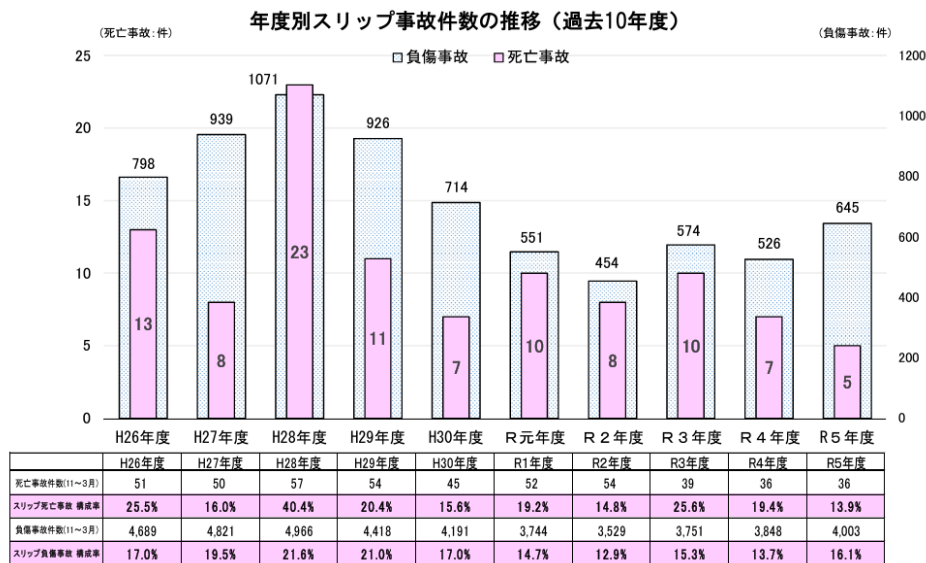


図 1-4 冬型交通事故の内訳^[21]

1.5 論文の構成

これまで、本章では「車両の安定制御」や「スリップ抑制制御」の重要性について説いてきた。したがって本論文では、「あらゆる路面でリアルタイム高速安定制御を実現すること」が本研究の目的となる。

ここで、図 1-5 に示すとおり、「あらゆる路面でリアルタイム高速安定制御を実現する」という目的を達成するには、「路面状況に応じたトルク制御手法」と「タイヤ-路面摩擦をリアルタイムで同定する手法」の確立が目標となる。

図 1-6 に章立てを示す。まず「路面状況に応じたトルク制御手法」の確立を 3 章から 6 章で行った。3 章ではバイアストルク関数制御を提案し、登坂発進で課題となっていたスリップや後退を抑制した。4 章では実験結果の裏付けと今後の検証を容易にするために、シミュレーションを用いて 3 章の走行実験を再現した。5 章では高速安定制御の実現のためにスリップからの復帰性能を最大化するバイアストルク関数の条件について検討した。最後に、6 章で駆動力バイアストルク関数制御を提案し、あらゆる路面で高速安定制御を実現した。

6 章で提案した駆動力バイアストルク関数制御では、タイヤ-路面摩擦をリアルタイムで同定する手法が求められるため、「タイヤ-路面摩擦をリアルタイムで同定する手法」として

走行データ最小二乗法(Driving data-Least Square Method: D-LSM)を 7 章で提案した。最後に第 8 章にてまとめと今後の課題の提唱を行なう。

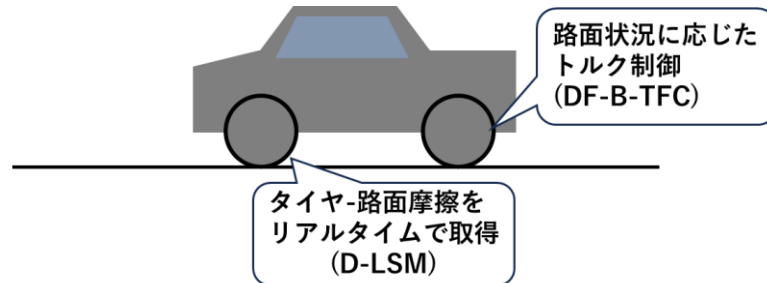


図 1-5 本論文の内訳と各章の関係性

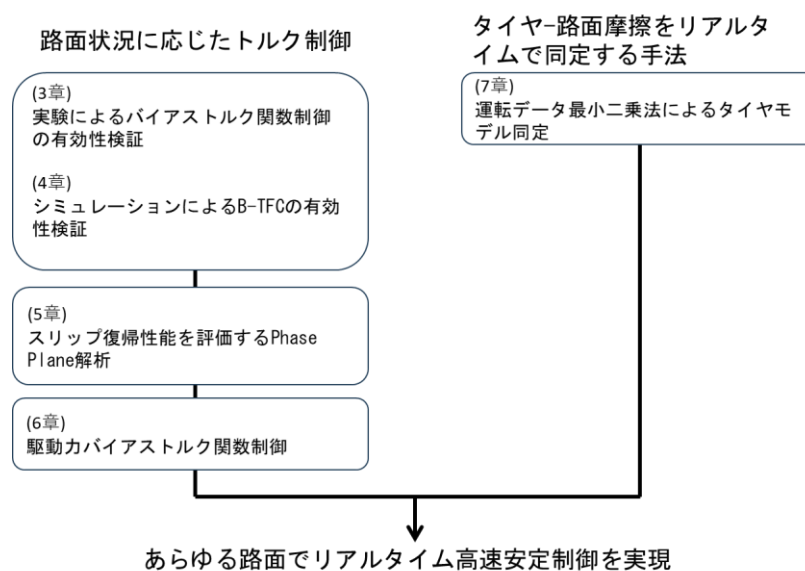


図 1-6 論文の章立て

第2章 スリップ抑制制御とタイヤモデル同定の研究動向

第1章では、「あらゆる路面でリアルタイム高速安定制御を実現すること」が本研究の目的となり、2つの解決要素である「路面状況に応じたトルク制御手法」と「タイヤ-路面摩擦をリアルタイムで同定する手法」が必要となることを主張した。

第2章では、2つの解決要素を実現するために、従来提案されてきた手法を詳細に調べた。また、従来提案されてきた手法の課題を明確化した。「路面状況に応じたトルク制御手法」では、車両の走行が不安定となるスリップ現象に着目し、従来提案されてきたスリップ抑制法について調査し、課題を明確化した。また、「タイヤ-路面摩擦をリアルタイムで同定する手法」はこれまで提案されてきた手法に着目し、その詳細を調査した。

2.1 EVにおける「路面状況に応じたトルク制御手法」について

「路面状況に応じたトルク制御」では、車両の走行が不安定となるスリップ現象に着目し、従来提案されてきたスリップ抑制法について調査し、表 2-1 に示す通り、課題を明確化した。また、コントローラ負荷が少なく、モデル精度に依存しない、かつゲインの調整が必要なく、制御系が発散する可能性が低いトルク関数制御(C-TFC)に着目し、登坂発進時に後退する可能性があるという課題を示した。

まず、従来の手法であるモデル予測制御、モデル追従制御、PID 制御に着目すると、課題はコントローラ負荷増大、モデル精度が悪い場合は制御が十分に作用しない、ゲインの調整を誤ると制御系が発散することが挙げられた。

次に、コントローラ負荷が少なく、モデル精度に依存しない、かつゲインの調整が必要なく、制御系が発散する可能性が低いトルク関数制御(C-TFC)に着目した。しかしながら、トルク関数制御(C-TFC)には、登坂発進時に後退する可能性があるという課題があると明らかとなった。

表 2-1 従来の制御手法の比較

制御手法	年代	原理	長所	短所
ファジィ制御 [22]・[23]	1993 年以降	仮想的な代表値を設定してそれぞれにどれだけ近いかを数値化して、制御量を決定	路面状況があいまいな状態でも推定して制御できる利点がある	代表的な路面の設定のために膨大なデータを要する
モデル追従制御 [24]～[26]	1998 年以降	理想状態に制御対象が追従するように、入力値を決定	理想状態と比較することで外乱に対して強いロバスト性を持つ。	理想状態と比較するため、モデル精度が悪い場合は制御が効きにくい
PID 制御[27]～[30]	2001 年以降	比例, 積分, 微分を用いて、入力値を決定	産業界で広く使われている制御手法であり、技術者にとっても扱いやすい。	ゲイン設定値を誤ると制御系が発散する可能性がある。路面ごとにゲインを設定する必要がある。
モデル予測制御 [31]～[41]	2000 年代後半以降	各時刻で制御対象の未来の状態を予測し、最適化することで、	最適化問題を解くため、制約条件を組み込みやすい。	制御周期ごとに最適化問題を解く必要があり、コントローラの

		制御対象への入 力を決定		負荷が増大
トルク関数制御 (C-TFC) [52]~[59]	2013 年以降	スリップ率に応 じてトルクを減 衰するトルク関 数を使用。スリ ップ率上限で 0Nm を使用し、 スリップを抑 制。	単純な四則演算 と条件分岐で構 築でき、コント ローラへの負荷 が少ない。トル ク発散のリスク が少ない。	0Nm は登坂で後 退する可能性が ある。

2.1.1 スリップ現象について

スリップ現象とは過大なトルクなどによって、タイヤが空転する現象のことを指す。スリップ現象が発生すると、タイヤ路面間の摩擦は動摩擦となり、制御が効かなくなる等の課題につながる。

ここで、スリップ率の式を

$$\lambda = \frac{|r\omega| - |V|}{\max(|r\omega|, |V|)} \quad (1)$$

に示す。スリップ率 λ は並進方向の駆動輪速度 $r\omega$ と車体速度 V との比で表現され、スリップ現象を数値化した値である。図 2-1 にスリップと車両の関係を示す。 $r\omega$ は駆動輪半径の回転角速度 ω 、駆動輪の半径 r の積で表される。ここで $\lambda = 1$ のときは $r\omega \gg V$ となり車両はスリップする。また、 $\lambda = 0$ のときは $r\omega = V$ となり車両は粘着する。

スリップ： $\lambda = 1 (r\omega \gg V)$
粘着： $\lambda = 0 (r\omega = V)$

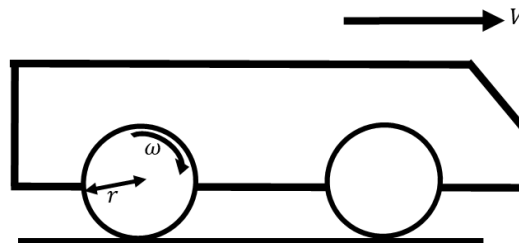


図 2-1 スリップ率の車両の関係

2.1.2 これまでのスリップ抑制制御

EV には、走行時の温室効果ガス排出量が 0 であること以外にも、トルク応答性が 5 ms 以下とガソリン車の 500 ms と比較して 2 桁高く、きめ細かなトルク制御が可能であるといった利点があることは 1.2 節で先述した通りである。この利点を活用した EV のスリップ抑制法がこれまで数多く提案されてきた。

スリップ抑制制御については、1993 年以降は、主に仮想的な代表値を設定してそれぞれにどれだけ近いかを数値化するファジィ制御が多く提案されてきた。論文としては Barret や Madau らによって提案されてきた^[22, 23]。ファジィ制御は、路面状況があいまいな状態でも推定して制御できるが、代表的な路面の設定のために膨大なデータを要する。

そこで膨大なデータを要さない方法として、モデルを用いた手法が提案された。まず 1998 年以降はモデル追従制御が提案され、論文では堀や Digrase らによって提案された^{[24]–[26]}。また、2001 年以降は産業界で広く用いられている PID 制御を用いた手法が Jiang, Radac や Song らによって多く提案された^{[27]–[29]}。コンピュータ技術が発展した 2000 年代後半以降、モデル予測制御が多く提案され、論文としては Borrelli や, Falcone, Cao から提案された^{[30]–[32]}。

直近 3 年間は、コンピュータ技術のさらなる発展によってモデル予測制御を用いた研究事例が増加している^{[30]–[43]}。また、2 つの制御方式を組み合わせた手法も多く提案されている^{[44]–[51]}。たとえば、スライディングモードとモデル予測制御を組み合わせた手法^[44, 45]、制御パラメータの最適化アルゴリズムと PID 制御を組み合わせた手法がそれぞれ提案されている^[46, 47]。これらの手法は最適化問題を制御周期ごとに解くため、コントローラ負荷が

大きくなるといった課題を持つ。さらに PI 制御とスライディングモードを組み合わせた手法も提案されている[48]。また、ファジィ制御と PID 制御を組み合わせたファジィ PID 制御が提案されている[49]–[51]。これらの手法は PID 制御を用いているため、ゲイン設定を誤ると制御が発散する可能性がある。

これらの課題を解決するため、そこで著者は井上が提案したトルク関数制御(TFC: Torque Function Control)に着目した[52]。TFC のブロックダイアグラムを図 2-2 に示す。TFC は、トルク関数を用いてスリップ現象を抑制する制御法である。トルク関数はスリップ率のフィードバックに応じて指令トルクを減衰させる役割を持つ。すなわち制御器をスリップ率とトルク指令のみで設計できるため、車両パラメータに依存していないといえる。したがって TFC は先述した他の手法と比較して、車両重量や、ホイールの慣性モーメントなどの車両パラメータがあいまいな状態でもスリップ抑制効果を期待できるといった利点を持つ。

これまでの TFC の有効性検証の例として、2 つの研究グループの研究を紹介する。井上は勾配角度 $\theta = 0^\circ$ の平地にて、シミュレーションと小型電動車両を用いた検証結果を報告している[53]、[54]。また、羽根吉が MFC と TFC を組み合わせた事例[55]–[57]や、下り勾配での減速において、シミュレーションを用いて検証した結果を報告している[58, 59]。

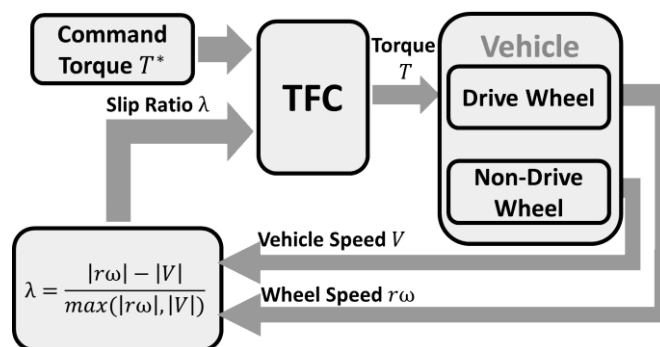


図 2-2 トルク関数制御のブロックダイアグラム

2.1.3 ファジィ制御

ファジィ制御は仮想的な代表値を設定してそれぞれにどれだけ近いかを数値化して、制御量を決定する手法である。図 2-3 にファジィ制御の基本的な構成を示す。

入力されたフィードバック値はファジィ化と呼ばれる処理を通して、入力ファジィ集合に変換される。ファジィ化にはメンバーシップ関数を用いられる。次に得られた入力ファ

ファジィ集合をファジィ推論によって、指令値のファジィ集合が得られる。ファジィ推論を行なう方法は多々あるが、典型的には「もし A ならば B である」という IF-THEN ルールを用いる。最後に指令値のファジィ集合に対して非ファジィ化を行ない、ファジィ集合の中から指令値を 1 値に決定する。この非ファジィ化で最も多く用いられるのはファジィ集合の重心となる点を求める重心法である。論文としては 1993 年から 1998 年の間に Barret や Madau ら多くの研究者によって提案されてきた[22],[23]。ファジィ制御は、路面状況があいまいな状態でも推定して制御できる利点があるものの、代表的な路面の設定のために膨大なデータを要するといった欠点がある。



図 2-3 ファジィ制御の基本的な構成

2.1.4 モデル追従制御

モデル追従制御(MFC: Model Following Control)のブロックダイアグラムを図 2-4 に示す[60]。MFC は、理想状態に制御対象が追従するように、入力値を決定する制御法である。MFC では、実際に計測した車輪速度と、モデルの理想状態であるスリップ現象を引き起こさない状態の車体速度を比較し、その差に応じて制御器の入力を決定する。モデル追従制御は理想状態と比較することによって外乱に対して強いロバスト性を持つが、その反面モデル精度が悪い場合は制御が十分に作用しないとい課題がある。論文では堀や Digrase らによって提案された[24]-[26]。

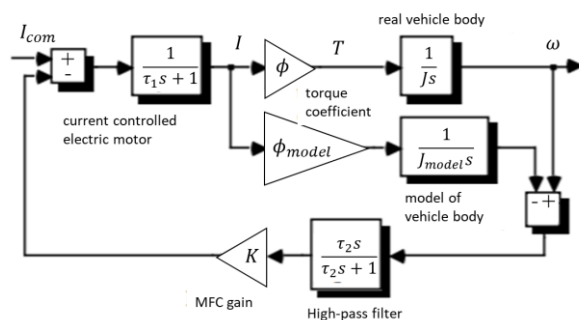


図 2-4 モデル追従制御のブロックダイアグラム[50]

2.1.5 PID 制御

PID 制御は比例(P: Proportional)、積分(I: Integral)、微分(D: Differential)の 3 要素で制御するフィードバック制御法である。制御構造が簡便で使いやすいという特徴から、産業界で広く使用されている手法である。

図 2-5 に PID 制御のブロックダイアグラムを示す^[61]。入力制御パラメータの目標値とフィードバック値の偏差である。演算は比例演算、積分演算、微分演算の 3 つを組み合わせで行なわれる。比例演算は比例定数 K_p を用いて偏差を定数倍する。十分に時間が経過した場合、偏差が一定となる。積分演算は、偏差を積分することで偏差を蓄積する。十分に時間が経過し、偏差が蓄積されるほど操作量が大きくなり、偏差を小さくする方向に作用する。微分演算は微分定数 K_d を用いて偏差を微分する。偏差を微分することで未来における偏差の変化量を抑制する。3 つの定数(ゲインとも呼ばれる) K_p , K_i , K_d を調整して、偏差に対する操作量を調節する。

PID 制御は技術者が扱いやすく、産業界で広く用いられている手法である反面、ゲイン K_p , K_i , K_d の調整を誤ると制御系が発散する可能性があるほか、パラメータが異なるとゲインが異なるため、例えば路面ごとにゲインを設定する必要があるという課題がある。PID 制御を用いたスリップ抑制手法は、Jiang, Radac や Song らによって多く提案された^[27-29]。

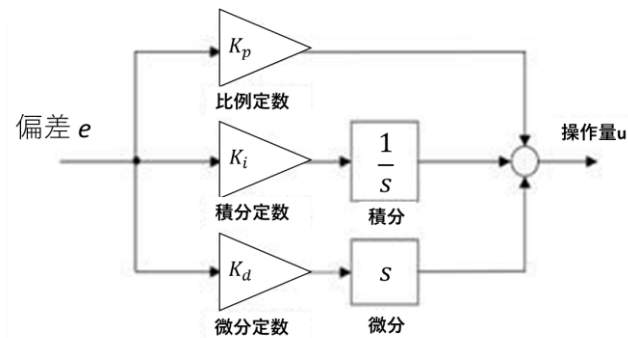


図 2-5 PID 制御のブロックダイアグラム^[61]

2.1.6 モデル予測制御

モデル予測制御(MPC: Model Predictive Control)の基本的な考え方を、図 2-6 に示す。モデル予測制御は、各時刻で制御対象の未来の状態を予測し、最適化することで、制御対象への入力を決定するフィードバック制御手法である^[62, 63]。制御対象の挙動を数式で模擬したモ

デル、または状態方程式を用いて、最適化問題を構成し、それを解くことで次の入力値を得ることができる。最適化問題は例えば目標値追従であれば、目標値との誤差面積を最小化するように、最適化問題が構成される。最適化問題を解くことによって、制御対象への入力を決定するため、制約条件を組み込みやすいといった利点がある。一方で、制御周期ごとに最適化問題を解く必要があり、コントローラ負荷が増大するという課題も持つ。

これまで、論文としては Borrelli や、Falcone, Cao から提案された^{[30]-[43]}。直近 3 年間では、コンピュータ技術のさらなる発展によってモデル予測制御を用いた研究事例が増加しており、He や Zhao らによって提案されている^{[33]-[43]}。

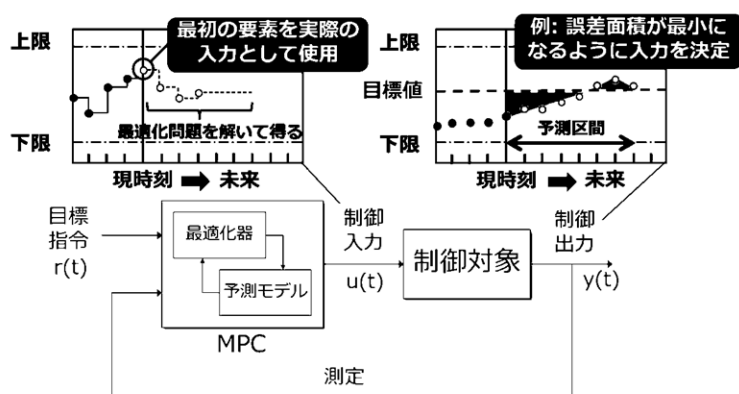


図 2-6 モデル予測制御の基本的な考え方^[63]

2.1.7 トルク関数制御(従来手法：C-TFC)

モデル予測制御では、制御周期ごとに最適化問題を解く必要があり、コントローラ負荷が増大するという課題がある。モデル追従制御では、モデル精度が悪い場合は制御が十分に作用しないという課題がある。また、PID 制御ではゲイン設定ミスによる発散の可能性、ゲイン調整が路面ごとに必要という課題がある。

これらの課題を解決する制御手法としてトルク関数制御に着目した。従来手法のトルク関数制御(C-TFC: Conventional-Torque Function Control)を

$$\begin{cases} T = T^* \sqrt{1 - \left| \frac{\lambda}{\lambda_{lim}} \right|} & (\text{if } (|\lambda| \leq |\lambda_{lim}|)) \\ T = 0 & (\text{if } (|\lambda| > |\lambda_{lim}|)) \end{cases} \quad (2)$$

に、ブロックダイアグラムを図 2-7 にそれぞれ示す[52, 55]。TFC は、トルク関数を用いて指令トルク T^* をスリップ率に応じて減衰させることによって、スリップを抑制する。C-TFC では、スリップ率 λ がスリップ率の上限 λ_{lim} を超えた際、トルク $T = 0 \text{ Nm}$ とする。トルク関数制御は単純な四則演算と条件分岐で構築でき、コントローラへの負荷が少ない。また、スリップ率とトルクで制御系を構築できるため、モデル精度に依存しない。また、 T は 0 Nm と T^* の間の値となるため、トルク発散のリスクも無いという利点を有する。

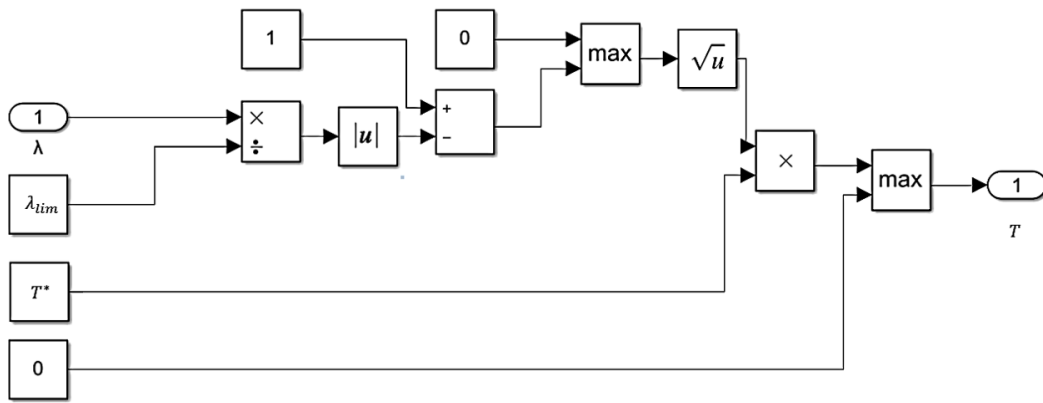


図 2-7 C-TFC のブロックダイアグラム

2.1.8 従来のトルク関数制御(C-TFC)の課題

C-TFC をそのまま登坂に使用すると、発進時にスリップと後退を繰り返す課題がある。この原因は回転センサの性質が最も大きいと考えられる。発進時は駆動輪にのみ指令トルクが印加され、駆動輪が必ず先に回転する。非駆動輪は静止したままであるため、一時的にスリップ率は 1 となる。また、C-TFC はスリップ率 1 ではトルクは 0 Nm となる。したがって駆動力を失った車両には勾配抵抗成分のみ作用し、車両は後退する。車両が後退すると、回転センサの数値が更新され、駆動輪と非駆動輪で等しくなるため、スリップ率が 0 となり、

駆動輪に指令トルクが印加される。この挙動を繰り返すことで、C-TFC の登坂発進では EV はスリップと後退を繰り返す。

2.2 従来のタイヤモデル同定手法

「タイヤ-路面摩擦をリアルタイムで同定する手法」は現在多く提案されてきた 2 つの手法に着目し、その詳細を調査した。表 2-2 に従来のタイヤモデル同定手法の比較を示す。

タイヤモデルの同定は、タイヤモデルが定式化された 1990 年代後半から研究が盛んとなり、2010 年頃までは、カルマンフィルタが提案された^{[64]–[66]}。カルマンフィルタは再帰的に繰り返し推定できるという利点を持つが、カルマンゲインの調整が必要であり、初期値の誤差が大きいという課題を持つことが判明した。

2020 年以降、および直近 3 年では機械学習技術を用いた研究が多く発表された^{[67]–[71]}。特に、人口ニューラルネットワークを用いた手法が多く提案されてきた^{[69]–[71]}。人工ニューラルネットワーク (ANN) は設計次第で非常に高精度に同定できるシステムを設計可能であるという利点を持つ。その反面、高精度なモデルを作るためには隠れ層と呼ばれる中間の計算処理を増やす必要があり、パーセプトロンを多重配置するため、システムが複雑化しやすいという課題があると判明した。

表 2-2 従来のタイヤモデル同定手法の比較

手法	年代	原理	長所	短所	事例
カルマンフィルタ ^{[64]–[67]}	1990 年代後半以降	現在の計測値、システムへの入力と 1 時刻前	再帰的に繰り返し推定できる。	カルマンゲインの調整が必要。初期値の誤差が	Ruggaber ら。 15 秒間の走行データから RMSE (二乗平均

		の推定値の 3 値から状態を推定		大きい。	平方根誤差) 0.04 を達成 ^[72]
人工ニューラルネットワーク (ANN) ^{[69]–[71]}	2020 年以降	人間の脳内にあるニューロンと呼ばれる神経細胞の動作を模擬したシステム	設計次第で高精度なモデルを製作可能。	高精度なモデルを作るためには隠れ層を増やす必要があり、システムが複雑になりやすい	Olazagoitia ら。 6,250 個のデータポイントから RMSE 0.038 を達成

2.2.1 カルマンフィルタ

カルマンフィルタは現在の計測値、システムへの入力と 1 時刻前の推定値の 3 値からシステムの状態を推定する方法である^[73]。システムへの入力と 1 時刻前の推定値から現在の推定値が計算される。現在の計測値と推定値の 2 値を合成し、より正確な値を推定することができる。図 2-8 にカルマンフィルタの状態推定を示す。とある線形システムがあった際に、そこから出力される数値と理想モデルから出力される数値には予測誤差(イノベーション)がある。予測誤差はカルマンゲインを乗じて、カルマンフィルタにフィードバックされ、カルマンフィルタはその誤差を取り除くように作用する。

カルマンフィルタは再帰的に繰り返し推定できるという利点を持つが、カルマンゲインの調整が必要であり、初期値の誤差が大きいという課題を持つ。路面摩擦関数の同定でカルマンフィルタを使用した研究は数多く報告されている^{[64]–[67]}。そのうち、Ruggaber らは 15 秒間の走行データから RMSE (二乗平均平方根誤差) 0.04 を達成した^[72]。

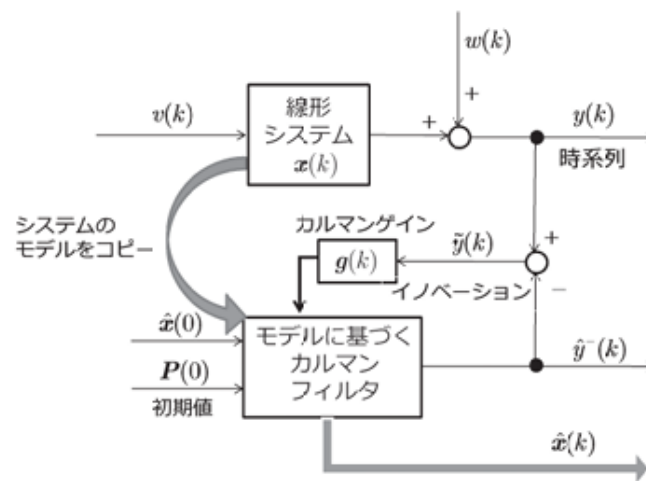


図 2-8 カルマンフィルタの状態推定^[73]

2.2.2 人工ニューラルネットワーク(ANN)

ANN は人間の脳内にあるニューロンと呼ばれる神経細胞の動作を模擬したコンピューティングシステムである^[74]。ANN を理解するうえで、図 2-9 に示す人工ニューロンを理解することが重要となる。人工ニューロンは複数の信号を受け取ったときに一つの信号を出力するアルゴリズムである。また、図 2-10 に示す ANN はパーセプトロンを多重に配置する構造をとる。パーセプトロン単体では線形分離のみ可能であるものの、ANN は非線形な分

離も可能となる。

ANN は設計次第で非常に高精度に同定できるシステムを設計可能であるが、高精度なモデルを作るためには隠れ層と呼ばれる中間の計算処理を増やす必要があり、パーセプトロンを多重配置するため、システムが複雑化しやすい。路面摩擦関数の同定で ANN を使用した研究は数多く報告されている^{[69]–[71]}。そのうち、Olazagoitia らは、人工ニューラルネットワーク（ANN）を使用する方法を提案し、6,250 個のデータポイントから RMSE 0.038 を達成した^[69]。

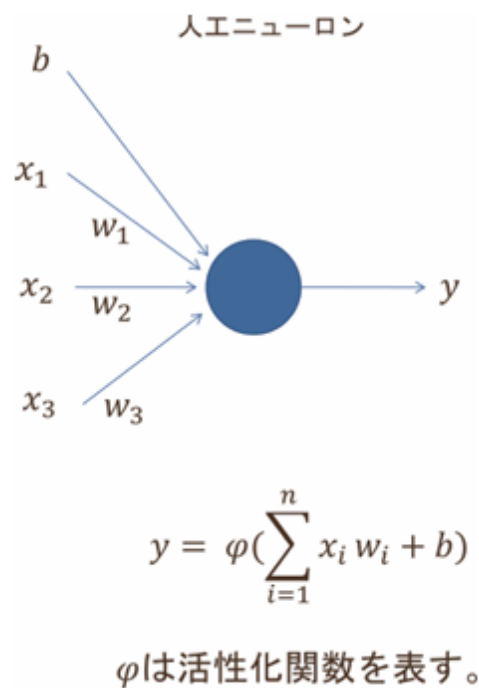


図 2-9 人工ニューロン^[74]

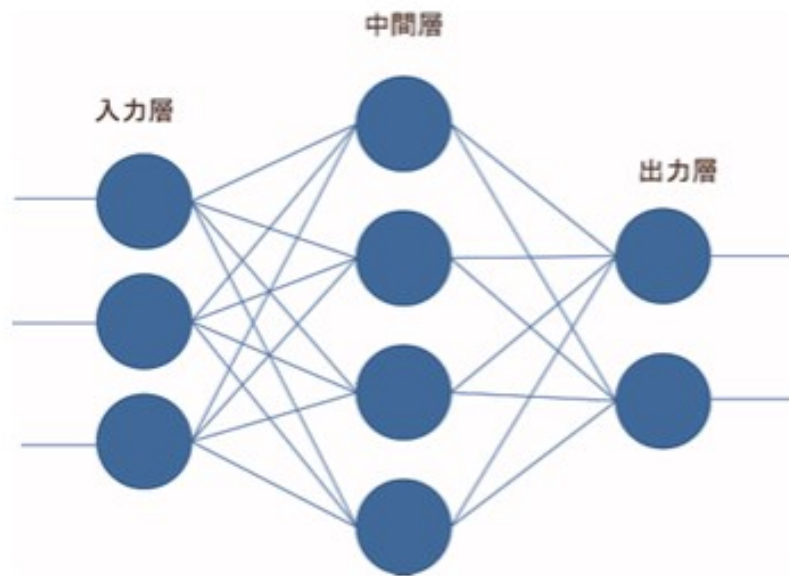


図 2-10 ANN^[74]

2.2.3 従来のタイヤモデル同定手法における課題

先述した通り、カルマンフィルタは再帰的に繰り返し推定できるという利点を持つが、カルマンゲインの調整が必要であり、初期値の誤差が大きいという課題を持つ。また ANN は高精度なモデルを作るためには隠れ層と呼ばれる中間の計算処理を増やす必要があり、パーセプトロンを多重配置するため、システムが複雑化しやすいことが課題となる。

また、これまで述べてきた従来の路面摩擦関数の同定方法は、大量のデータを消費することが課題である。大量のデータを消費すると、通信インフラのコストが高くなるという 2 つ目の課題が発生する。一例として、現在インターネットに接続されている車両は、すでに 1 時間あたり 25 GB のデータを生成している^[75]。データポイントの数が多いということは、コントローラとデータセンターの負荷が増大し、維持コストが高くなることを示している。したがって路面摩擦関数の同定においては、少ないデータ点で高精度に推定できる手法の開発が必要である。しかし少ないデータ点で高精度に同定できる手法の研究は少ないことが課題となる。

2.3 まとめ

第 2 章では、研究目的の達成のために必要となった 2 つの要素「路面状況に応じたトルク制御」と「タイヤ-路面摩擦をリアルタイムで同定する手法」を実現するために、従来提案されてきた手法を詳細に調べた。また、従来提案されてきた手法の課題を明確化した。

まず、2.1 節の「路面状況に応じたトルク制御」では、車両の走行が不安定となるスリップ現象に着目し、従来提案されてきたスリップ抑制法について調査し、課題を明確化した。また、コントローラ負荷が少なく、モデル精度に依存しない、かつゲインの調整が必要なく、制御系が発散する可能性が低いトルク関数制御(C-TFC)に着目し、登坂発進時に後退する可能性があるという課題を示した。3 章では、C-TFC で課題となる後退を抑制するために、0Nm をバイアス値に置き換えたバイアストルク関数制御(B-TFC)を導入し、実験による有効性の検証を行う。

また、2.2 節の「タイヤ-路面摩擦をリアルタイムで同定する手法」は現在多く提案されてきた 2 つの手法に着目し、その詳細を調査した。カルマンフィルタは再帰的に繰り返し推定できるという利点を持つが、カルマンゲインの調整が必要であり、初期値の誤差が大きいという課題を持つことが判明した。人工ニューラルネットワーク(ANN)は設計次第で非常に高精度に同定できるシステムを設計可能であるという利点を持つ。その反面、高精度なモデルを作るためには隠れ層と呼ばれる中間の計算処理を増やす必要があり、パーセプトロンを多重配置するため、システムが複雑化しやすいという課題があると判明した。提案手法と従来手法の比較は、7 章にて詳細に扱う。

第3章 実験による B-TFC の有効性検証

第3章の目的は、スリップを抑制し、後退を防止することにある。

2.1.6 項で述べた通り、指令値と 0 Nm を使用する従来手法の TFC(C-TFC)では車両が後退する可能性があることを指摘した。車両が後退する現象は、後続の車両への衝突などを引き起こす危険性があり、これを抑制する必要がある。

そこでバイアストルク関数制御(B-TFC)を導入し、評価した。C-TFC で課題となっている 0 Nm のトルクをバイアス値に置き換えることで後退防止を狙うものである。B-TFC では、C-TFC で予想されている車両の後退を抑制すると同時に、指令トルクを印加し続ける TFC なし(without TFC)と比較して、加速性能を 10 %以上高めることを目標とした。また、乗員を伴うエコカーレース用の電気自動車を制御対象とし、実験を行ない、有効性を検証した。

実験では、加速開始から 0.5 s 以降にスリップ率は 0.1 に抑制され、3 s 後の車体速度は 1.7 m/s となった。これらの結果から B-TFC が登坂でのスリップ抑制性能向上と、加速性能向上に対して有効であることが明らかになった。

結論として、バイアストルク関数制御を提案し、スリップを抑制し、後退を防止することができた。

3.1 車両モデルと対象車両

3.1.1 対象車両の概要

本研究の対象車両は図 3-1 に示す 1 人乗りの電気自動車である。この車両は CQ EV ミニカートに信号回路を付ける改造をして製作した^[76]。タイヤは 4 輪であり、タイヤサイズは 16×1.50 インチである。後ろの 1 輪がモータの動力で回転する駆動輪であり、残りの 3 輪は動力を持たない付随輪である。車両重量は 25 kg で、本研究では 65 kg の人員 1 名が乗車することを想定して、車両総重量は 90 kg とした。重心の高さは 0.18 m で、これは 65 kg の人員 1 名が乗車した状態で計測した値である。また、図 3-2 に示す通り、前面断面積 S は車両前面を投影した画像を用いて図形近似して計算し、 0.296 m^2 とした。

駆動輪に実装されているモータは CQ ブラシレス DC モータであり、極数は 12 極、巻き線は 18 スロットのアウトロータ型のモータである。モータは CQ 出版社のインバータに

よって回転制御されている。インバータは Hi サイド PWM の 120° 矩形波駆動を行ない、モータの出力を制御する[76, 77]。

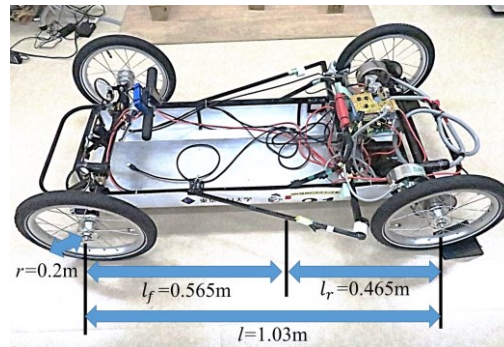


図 3-1 対象車両

表 3-1 対象車両のパラメータ

パラメータ	数値	単位
車両重量 M	90	kg
駆動輪の慣性モーメント J	0.152	kgm^2
車輪半径 r	0.2	m
駆動輪の数 n	1	-
前輪中心部から重心までの距離 l_f	0.565	m
後輪中心部から重心までの距離 l_r	0.465	m
重心の高さ h	0.18	m
ホイールベース l	1.03	m

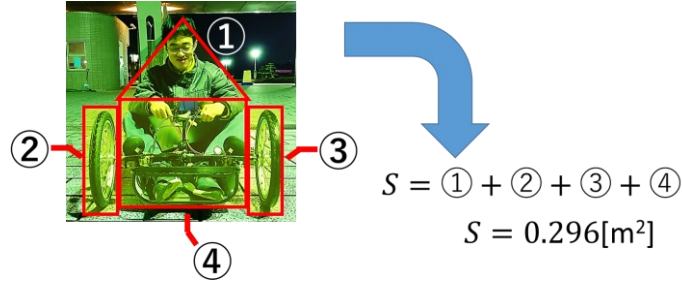


図 3-2 対象車両の前面断面積の導出

3.1.2 車両モデル

図 3-3 に車両運動モデルを示す。この車両運動モデルは、後述する対象車両が登り坂を走行している状態を数式で示したモデルである。

また、車両運動モデルから、

$$\lambda = \frac{|r\omega| - |V|}{\max(|r\omega|, |V|)} \quad (1)$$

$$M \frac{dV}{dt} = nF_d - Mg \sin \theta - K_{rc}Mg - A_{rc}SV^2 \quad (3)$$

$$J \frac{d\omega}{dt} = T - rF_d \quad (4)$$

$$F_d = \mu(\lambda)M_w g \cos \theta \quad (5)$$

までの方程式を立てた。式(3)は車体の運動方程式である。勾配角度の大きさ θ によって変化する勾配抵抗を考慮し、勾配抵抗 $Mg \sin \theta$ の項を駆動力の項 $M_w g \cos \theta$ より減算している。また、空気抵抗と転がり抵抗を考慮し、2つの項を追加した。空気抵抗は空気抵抗係数 A_{rc} 、前面断面積 S 、車体速度 V の2乗の積で構成される。すなわち車体速度 V が大きいほど、より大きな空気抵抗が生じる。空気抵抗係数 A_{rc} は車両ごとに異なる固有値である。本研究では、事前に与えられた走行データから、制御対象の空気抵抗係数を算出し、 $0.173 \text{ N} \cdot \text{m}^{-2} \cdot (\text{km})$

2 の値が得られた。また、前面断面積は制御対象を正面から投影した画像から計算し、 $S = 0.296 \text{ m}^2$ の値が得られた。

式(4)は駆動輪 1 輪あたりの運動方程式である。1 駆動輪あたりの駆動力 F_d は式(5)より求めることが可能である。 M_w は駆動輪 1 輪あたりに掛かる荷重であり、平面に静止した車両において、後輪が駆動輪の場合は、

$$M_w = \frac{M(1 - ((l_r - h\theta)/L))}{2} \quad (6)$$

で求めることが可能である。また式(1)によって、スリップ率 λ を求めることができる。このスリップ率 λ はスリップ現象を定量化した値である。本稿では加速時を考慮し、常に $|r\omega| > |V|$ が成り立つと仮定した。

また、転がり抵抗は転がり抵抗係数と Mg の積で導出される。転がり抵抗係数 K_{rc} は、車両によって異なる固有値であり、本研究では事前に与えられた走行データから、制御対象の空気抵抗係数を算出し、 0.010 の値が得られた。

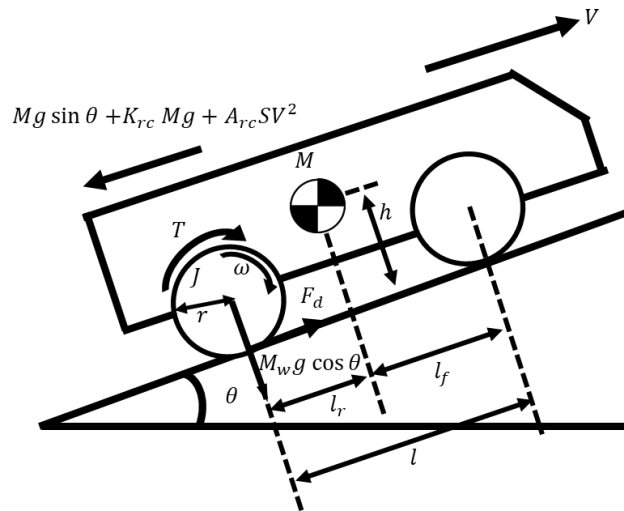


図 3-3 車両運動モデル

ここでは、 n :駆動輪の数、 F_d :駆動力、 g :重力加速度、 ω :駆動輪の回転角速度、 T :トルク、 r :駆動輪の半径、 $\mu(\lambda)$:路面摩擦係数、 h :平面に静止させた車両の重心高さ、 l_r :重心から後輪中心までの距離、 L :ホイールベースとする。

3.2 バイアストルク関数制御(B-TFC)

先述の C-TFC のトルク関数制御における課題である車両の後退を抑制するために、

$$\begin{cases} T = T^* \sqrt{1 - \left| \frac{\lambda}{\lambda_{lim}} \right|} & (if((|\lambda| \leq |\lambda_{lim}|) or (T_B \leq T))) \\ T = T_B & (if((|\lambda| > |\lambda_{lim}|) or (T_B > T))) \end{cases} \quad (7)$$

に示すバイアストルク関数制御を提案する。バイアストルク関数制御では、0 Nm の値をバイアストルク T_B に置き換え、後退を抑制した。 T_B は定数であり、スリップしないかつ、後退を抑制できる値の範囲内で与えられる。 T_B を路面状況や勾配角度、車両のパラメータなどに応じて任意に変更することで、どの車両、路面条件に対してもスリップを抑制することが可能となる。

また、バイアストルク関数制御のブロックダイアグラムを図 3-4 に示す。入力は λ 、 λ_{lim} 、 T^* 、 T_B で与えられる。 λ_{lim} 、 T^* 、 T_B は定数で与えられる。一方、変数として入力された λ は、トルク関数を介して計算処理され、 T^* に乗算される。また、トルク関数によって生成されたトルクと T_B の大きさを比較し、大きい方の値が T となり駆動輪に印加される。これは λ がいかなる値になろうと、駆動輪に印加されるトルクは T_B 以上となることを示す。

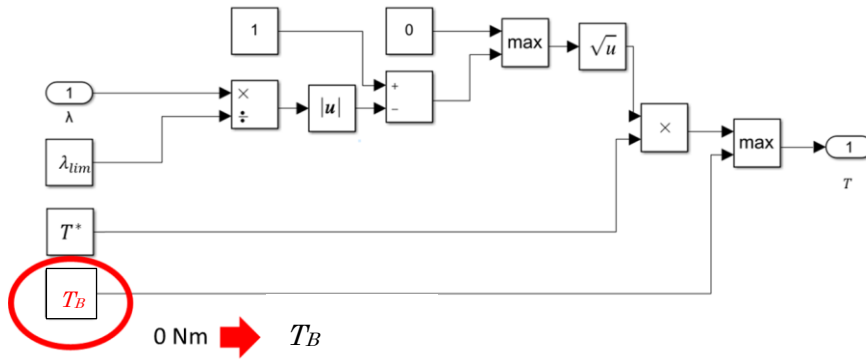


図 3-4 バイアストルク関数制御のブロックダイアグラム

3.3 実験システム

3.3.1 実験システムの概要

実験システムの構成を図 3-5 に示す。実験システムは電力系と信号系で構成されている。電力系はバッテリー、3 相インバータ、3 相ブラシレス DC モータで構成されている。バッテリーは DC24V の鉛バッテリーを使用した。また、3 相インバータと 3 相ブラシレス DC モータは CQ ブラシレス DC モータ・インバータキットを使用した。

一方、信号系は駆動輪のホールセンサ、付随輪のホールセンサ、USB 入出力モジュール、制御用ソフトウェアがインストールされたコンピュータで構成されている。駆動輪と付随輪のホールセンサは CQ ブラシレス DC モータ・インバータキットに付属の物を使用した。駆動輪のホールセンサから $r\omega$ が計測され、付随輪のホールセンサから V が計測される。また、電流センサを用いて電源電流を、3 相インバータ内に増設した電源電圧検出回路を用いて電源電圧をそれぞれ計測している。これらの計測信号は USB 入出力モジュールに入力され、コンピュータの制御ソフトウェアで計算処理に用いられる。ここでスリップ率や、トルクが計算され、 $r\omega$ や V とともに記録される。また、制御ソフトウェアは USB 入出力モジュールを介して、トルク制御用の信号を電圧指令として 3 相インバータへ出力する。

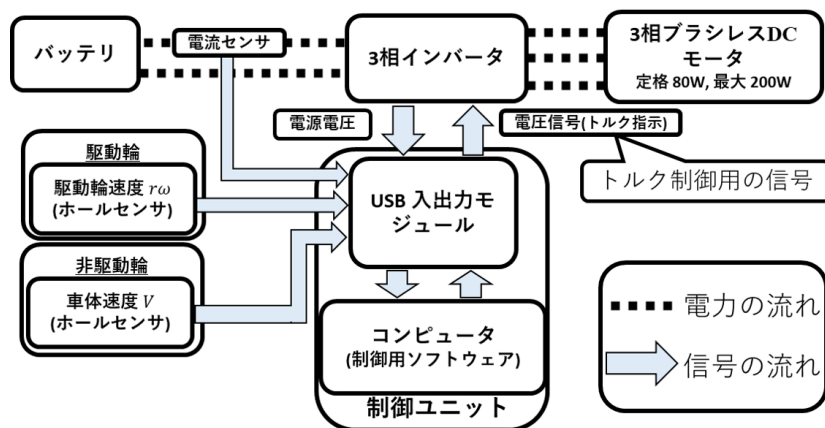


図 3-5 実験システムの構成

3.3.2 実験システムの制御対象への実装

制御対象に先述の実験システムを実装した様子を図 3-6 に示す。後輪 2 輪をそれぞれ駆動輪と非駆動輪に割り当てた。インバータと USB 入出力モジュールは駆動輪と非駆動輪の

間のスペースに実装された。また、使用した機器を表 3-2 に示す。電流センサは DC 計測タイプの HCS-20-50-AS を使用しており、DC 電流が計測可能である。また、USB 入出力モジュールには USB-202 を使用している。主題とは逸れるものの、これらの計測器はおおよそ ¥20,000(2023 年 4 月現在)で購入できるため、比較的安価に実験システムを構築できた。

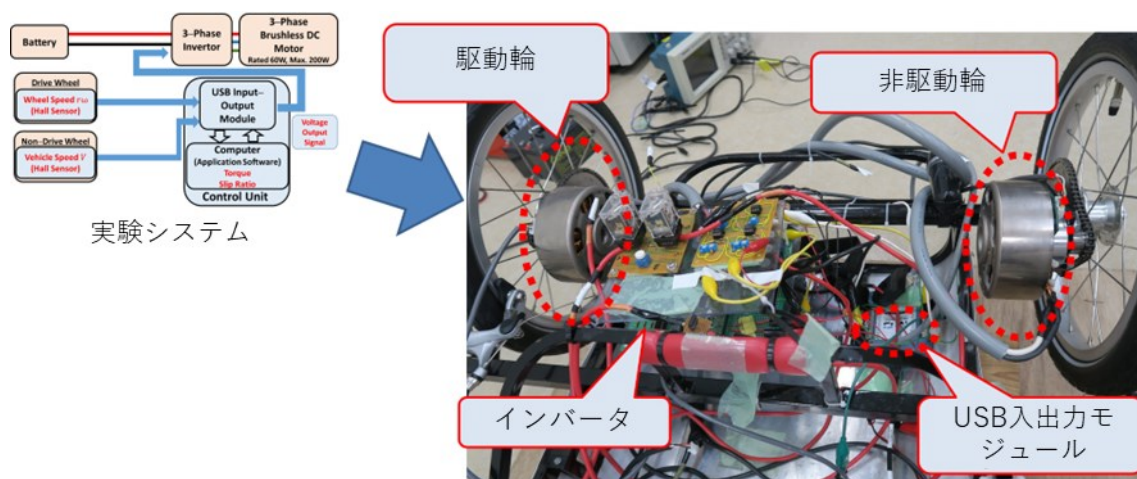


図 3-6 実験システムの制御対象への実装

表 3-2 実験使用機器

項目	型式等	メーカー
モータ・インバータ	CQ ブラシレス DC モータ・インバータキット	MITSUBA
USB 入出力モジュール	USB-202	Measurement Computing
電流センサ	HCS-20-50-AS	URD
コンピュータ	PR63FEC4337AD51	TOSHIBA(dynabook R63/F)
電気自動車	CQ EV ミニカート	CQ 出版社

3.4 実験によるバイアストルク関数制御の有効性検証

提案した B-TFC の有効性を、 T_B を変化させてシミュレーションにより評価した。 1° の上り坂で停止する EV に、指令トルク $T^*=22.5\text{ Nm}$ を印加し、加速させた。B-TFC によるスリップ抑制性能と加速性能の変化を、 $T_B=4.31\text{ Nm}$, 8.63 Nm , 13.01 Nm , 16.88 Nm で比較

した。

図 3-7 にスリップ率の結果を示す。制御なしでは発進時に $\lambda=1$ となり、その後、徐々に低下した。これは駆動輪がスリップしていることを示す。また、C-TFC ではスリップ率が-1 と 1 の間を乱高下した。これはスリップと粘着を繰り返しており、正常にスリップ抑制ができていないことを示す。一方、B-TFC では λ は 0 と 0.4 の間で変動し、スリップ現象が連続的に抑制されていることがわかる。 $T_B=4.31\text{ Nm}$ の場合、0.9 s で $\lambda=0.1$ まで低下した。また、 $T_B=8.63\text{ Nm}$ の場合、0.4s で $\lambda=0.1$ に平衡し、 $T_B=13.01\text{ Nm}$ の場合、0.7s で $\lambda=0.1$ に平衡した。これらの結果は、高いバイアストルクによりスリップ率を迅速に平衡させることができることを示した。しかし、バイアストルクが $T_B=16.88\text{ Nm}$ の場合、スリップ率は EV 発進と同時に 1 まで増加し、その後緩やかに減少する。この結果は、バイアストルクが高すぎるとスリップ現象が発生することを示している。

図 3-8 にトルクの結果を示す。制御なしでは、指令トルク以上のトルクが出力され、0.2s でモータの最大出力に達したため徐々に低下していった。これは過大なトルクが印加されていることを示す。また C-TFC ではトルクは 0 と指令値の間を変動した。B-TFC では、指令値と T_B の間を変動していることがわかる。これらの結果は、B-TFC によってバイアストルク以上のトルクが継続的に印加されていることを示す。

図 3-9 に車体速度の結果を示す。制御なしでは、3 s 後の車体速度は 1.4 m/s となった。また、C-TFC では、3 s 後の車体速度は-0.2 m/s となった。これはスリップと粘着を繰り返しており、車両が後退していることを示す。一方、B-TFC での 3 s 後の車体速度は $T_B=4.31\text{ Nm}$ の場合、0.5 m/s となった。また、 $T_B=8.63\text{ Nm}$ の場合、1.6 m/s、 $T_B=13.01\text{ Nm}$ の場合、1.7 m/s となり、制御なしと比較して優れた加速性能であることを確認した。しかし、バイアストルクが $T_B=16.88\text{ Nm}$ の場合、3 s 後の車体速度は 1 m/s となった。この結果は、バイアストルクが高すぎるとスリップ現象が発生し、加速性能が低下することを示している。

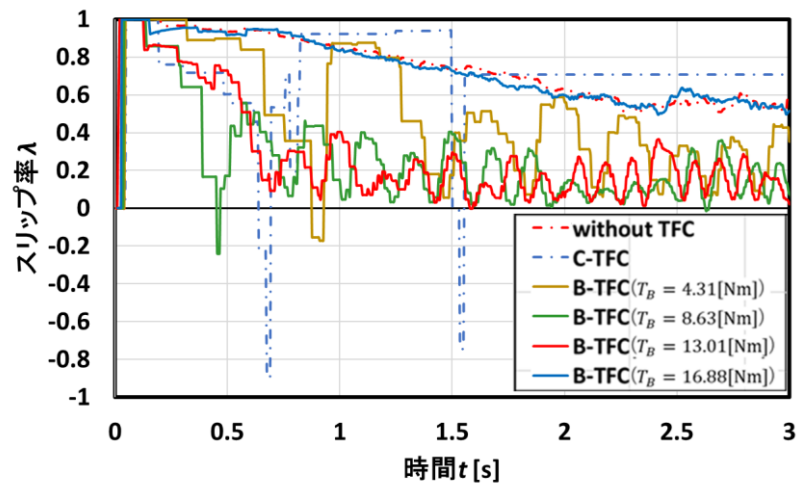


図 3-7 スリップ率の時間変化

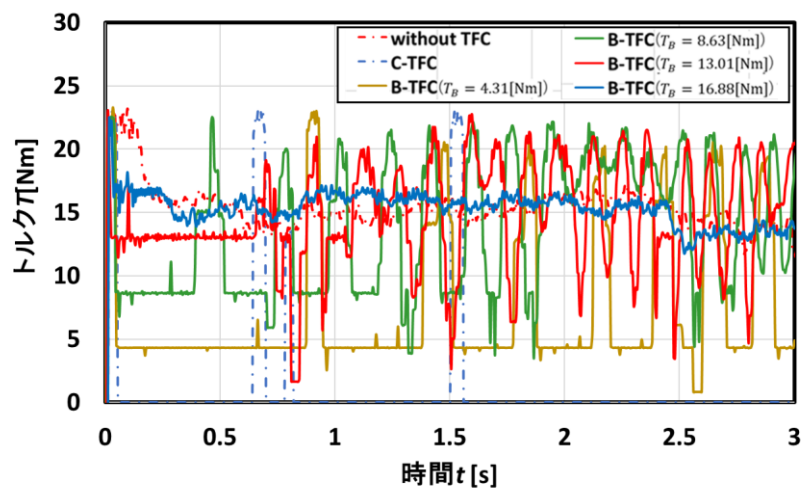


図 3-8 トルクの時間変化

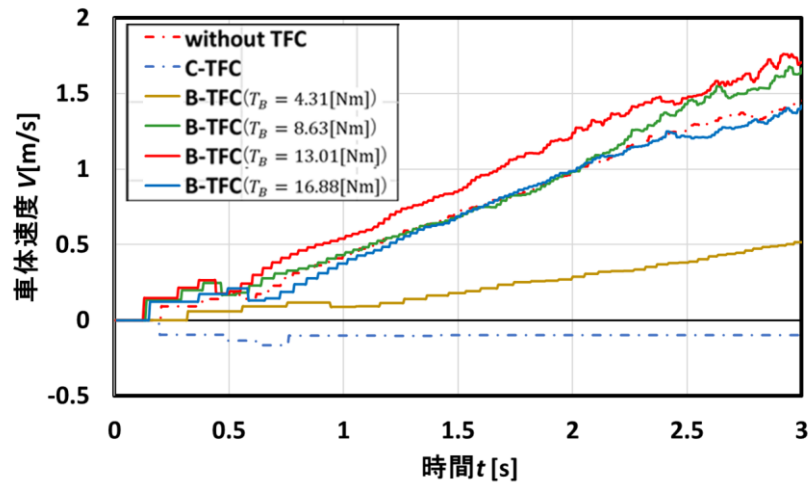


図 3-9 車体速度の時間変化

3.5 まとめ

スリップを抑制し、後退を防止することを目的にバイアストルク関数制御を提案した。

B-TFC では、C-TFC で課題となっている車両の後退を抑制すると同時に、指令トルクを印加し続ける TFC なし(without TFC)と比較して、加速性能を 10 %以上高めることを目標とした。また乗員を伴うエコカーレース用の電気自動車を制御対象とし実験を行ない、有効性を検証した。

実験では加速開始から 0.5s 以降にスリップ率は 0.1 に抑制され、3s 後の車体速度は 1.7 m/s となった。これらの結果から B-TFC が登坂でのスリップ抑制性能向上と、加速性能向上に対して有効であることを示した。結果として、バイアストルク関数制御によってスリップを抑制し、後退を防止することができた。

実験結果の裏付けと、今後の検証の効率化のために、第 4 章にてシミュレーションについて後述する。

第4章 B-TFC の安定性解析とシミュレーションによる有効性検証

第4章の目的は実験結果の裏付けと、今後の検証の効率化のために、シミュレーションでB-TFCの有効性を検証することにある。

3章で議論したB-TFCの実験の検証では、評価するために車両を走行させる必要があり、有効性検証を行なうことに手間が生じた。そこで本章では、定常動作点解析と時間変化シミュレーションによる検証を行なった。まず、車両モデルとトルク関数制御の伝達関数から極を求めて、安定性解析を行なった。トルク制御はゲインであることが判明し、安定性は車両モデルに依存することがわかった。車両モデルの安定性解析では、路面摩擦関数の安定領域に定常動作点を設定することで制御が安定することが判明した。定常動作点解析では、車両の定常動作点はスリップ率0.1の一点となり、車両の安定性が示された。またバイアストルクによってあらゆるスリップ率で駆動力を確保できることが明らかとなった。時間変化シミュレーションでは実験とほとんど一致した結果が得られ、加速開始から0.5 s以降にスリップ率は0.1に抑制され、3s後の車体速度は1.5 m/sとなった。これらの結果からB-TFCが登坂でのスリップ抑制性能向上と、加速性能向上に対して有効であることをシミュレーションによって示した。また実験とシミュレーションの結果を比較し、シミュレーションの妥当性が示された。

したがって、バイアストルク関数制御について、シミュレーションで有効性を検証することができたほか、バイアストルク関数制御の有効性がシミュレーションを通じて示された。

4.1 安定性解析

本節では、ノミナルな安定性解析を行なう。動作点付近の車両運動について、議論しているため非常に簡易的な安定性解析であるものの、車両運動を理解する上では非常に重要となるものである。

4.1.1 システムの伝達関数

トルク制御のシステム全体ブロック図を図4-1に示す。システムはトルク制御部分と車両運動モデルで定義される。トルク制御の入力は λ で、出力は T を並進方向の力に変換した F_m である。車両モデルは F_m を入力として、 λ が出力である。4.1.2項でトルク制御部分

の伝達関数を求めたところ、ゲインであると判明した。したがってトルク制御部分のゲインを K とする。また、4.1.3 項で求められる車両運動モデルの伝達関数 $C(s)$ を与えると、システム全体の伝達関数 $G(s)$ は、

$$G(s) = K \cdot C(s) \quad (8)$$

となる。



図 4-1 トルク制御のシステム全体ブロック図

4.1.2 制御部の伝達関数

制御部の伝達関数を導出する。本研究では、制御なし、C-TFC、B-TFC の伝達関数をそれぞれ考慮する。

まず、制御なしの場合は、 T^* は一定であるため、トルク制御の伝達関数 K は

$$K = \frac{\Delta F_m}{\Delta \lambda} = \frac{\Delta T^*}{\Delta \lambda} = 0 \quad (9)$$

である。周波数成分 s に依存しないゲインであることがわかる。

次に、C-TFC の場合は、

$$\begin{cases} T = T^* \sqrt{1 - \left| \frac{\lambda}{\lambda_{lim}} \right|} & (if(|\lambda| \leq |\lambda_{lim}|)) \\ T = 0 & (if(|\lambda| > |\lambda_{lim}|)) \end{cases} \quad (2)$$

でトルクが決定される。全微分を行ない、動作点付近で線形化すると、

$$\frac{\delta T}{\delta \lambda} \Delta \lambda = \begin{cases} \frac{T^*}{2} \left(1 - \frac{\lambda}{\lambda_{lim}}\right)^{-\frac{1}{2}} & , if(|\lambda_0| \leq |\lambda_{lim}|) \\ 0 & , if(|\lambda_0| > |\lambda_{lim}|) \end{cases} \quad (10)$$

である。

C-TFC の伝達関数 K を求めると

$$K = \frac{\Delta T}{\Delta \lambda} = \begin{cases} \frac{T^*}{2} \left(1 - \frac{\lambda_0}{\lambda_{lim}}\right)^{-\frac{1}{2}} & , if(|\lambda_0| \leq |\lambda_{lim}|) \\ 0 & , if(|\lambda_0| > |\lambda_{lim}|) \end{cases} \quad (11)$$

となる。制御なしと同様に、周波数成分 s に依存しないゲインであることがわかる。

最後に、B-TFC の場合は、

$$\begin{cases} T = T^* \sqrt{1 - \left| \frac{\lambda}{\lambda_{lim}} \right|} & \left(if(|\lambda| \leq |\lambda_{lim}|) or (T_B \leq T) \right) \\ T = T_B & \left(if(|\lambda| > |\lambda_{lim}|) or (T_B > T) \right) \end{cases} \quad (7)$$

でトルクが決定される。全微分を行ない、動作点付近で線形化すると、

$$\frac{\delta T}{\delta \lambda} \Delta \lambda = \begin{cases} \frac{T^*}{2} \left(1 - \frac{\lambda}{\lambda_{lim}}\right)^{-\frac{1}{2}} & , if(|\lambda_0| \leq |\lambda_{lim}|) \\ 0 & , if(|\lambda_0| > |\lambda_{lim}|) \end{cases} \quad (12)$$

である。

B-TFC の伝達関数 K を求めると

$$K = \frac{\Delta T}{\Delta \lambda} = \begin{cases} \frac{T^*}{2} \left(1 - \frac{\lambda_0}{\lambda_{lim}}\right)^{-\frac{1}{2}} & , if(|\lambda_0| \leq |\lambda_{lim}|) \\ 0 & , if(|\lambda_0| > |\lambda_{lim}|) \end{cases} \quad (13)$$

となる。B-TFC の伝達関数も同様に、周波数成分 s に依存しないゲインであることがわかる。

これらの制御なし、C-TFC、B-TFC の伝達関数はそれぞれ周波数成分 s に依存しないゲインであると判明した。したがって、安定性は車両運動モデルの伝達関数の極に依存すること

が判明した。4.1.3 項では車両モデルの伝達関数を導出し、安定条件を明確にする。

4.1.3 車両モデルの伝達関数

車両運動モデルの伝達関数 $G(s)$ を導出する。まず、車両モデルの線形化を行なう。まず、本研究は加速に条件を限定して行なっているため、

$$\lambda = \frac{|r\omega| - |V|}{\max(|r\omega|, |V|)} \quad (1)$$

を加速限定の条件($r\omega > V$)と仮定すると

$$\lambda = \frac{V_\omega - V}{V_\omega} \quad (14)$$

となる。ただし、

$$V_\omega = r\omega \quad (15)$$

V_ω [m/s] : 駆動輪の回転角速度を並進運動方向に変換した値

である。

式(10)を全微分して

$$\Delta\lambda = \frac{\delta\lambda}{\delta V} \Delta V + \frac{\delta\lambda}{\delta V_\omega} \Delta V_\omega \quad (16)$$

$$\Delta\lambda = \frac{1}{V_{\omega_0}} \Delta V + \frac{V_0}{V_{\omega_0}^2} \Delta V_\omega \quad (17)$$

V_{ω_0} [m/s] : 動作点での駆動輪の回転角速度を並進運動方向に変換した値

V_0 [m/s] : 動作点での車体速度

が得られる。

次に，車体の方程式

$$M \frac{dV}{dt} = nF_d - Mg \sin \theta - K_{rc}Mg - A_{rc}SV^2 \quad (3)$$

について議論簡略化のために，走行抵抗である後 3 つの項を無視して全微分すると

$$\Delta V = \frac{\delta V}{\delta F_d} \Delta F_d \quad (18)$$

$$\Delta V = \frac{1}{M_s} \Delta F_d \quad (19)$$

となる。ただし， s は微分演算子である。

また，駆動輪の運動方程式

$$J \frac{d\omega}{dt} = T - rF_d \quad (4)$$

を並進運動の微分方程式に変換し，

$$M_m \frac{dV_\omega}{dt} = F_m - F_d \quad (20)$$

となる。ただし，

$$F_m = \frac{T}{r} \quad (21)$$

$$M_m = \frac{J}{r} \quad (22)$$

F_m [N]：トルクを並進運動に変換した値

M_m [kg]：慣性モーメントを並進運動の質量相当に変換した値

である。

これを全微分し,

$$\Delta V_{\omega} = \frac{\delta V_{\omega}}{\delta F_m} \Delta F_m - \frac{\delta V_{\omega}}{\delta F_d} \Delta F_d \quad (23)$$

$$\Delta V_{\omega} = \frac{1}{M_{mS}} \Delta F_m - \frac{1}{M_{mS}} \Delta F_d \quad (24)$$

となる。

駆動力の公式

$$F_d = \mu(\lambda) M_w g \cos \theta \quad (5)$$

を勾配成分を無視($\theta = 0^\circ$)として全微分すると,

$$\Delta F_d = \frac{\delta F_d}{\delta \mu(\lambda)} \Delta \mu(\lambda) \quad (25)$$

$$\Delta F_d = M_w g \Delta \mu(\lambda) \quad (26)$$

また, 路面摩擦関数(4.2.2 項で後述)

$$\mu(\lambda) = D \sin(C \tan^{-1}(B\lambda - E(B\lambda - \tan^{-1}(B\lambda)))) \quad (27)$$

を動作点付近で線形化すると,

$$\Delta \mu(\lambda) = \alpha \Delta \lambda \quad (28)$$

となる。ここで, α は路面摩擦関数をスリップ率で微分した値を示し, 下記 a). から c). の条件に場合分けして説明することができる。本研究ではこの 3 条件に着目した安定性解析を行なう。

a). $\alpha > 0$ の場合 : 路面摩擦関数の安定領域。

b). $\alpha = 0$ の場合：路面摩擦関数の極大点。

c). $\alpha < 0$ の場合：路面摩擦関数の不安定領域。

式(14)，式(19)，式(21)，式(23)を整理して， F_m から λ までの伝達関数を求めると，

$$C(s) = \frac{\Delta\lambda}{\Delta F_m} = \frac{1 - \lambda_0}{\alpha N_c} \frac{1}{1 + \tau s} \quad (29)$$

ただし，

$$\tau = \frac{M_m V_{w0}}{\alpha N_c} \quad (30)$$

$$\frac{1}{N_c} = \frac{1}{M_w g} \frac{M}{(1 - \lambda_0)M + M_m} \quad (31)$$

$$\lambda_0 = \frac{V_{\omega_0} - V_0}{V_{\omega_0}} \quad (32)$$

λ_0 [m/s]：スリップ率の初期値

である。

4.1.4 特性方程式の根による安定条件の導出

4.1.3 項で先述した車両モデルの伝達関数が式(29)であるとき，特性方程式は

$$1 + \tau s = 0 \quad (33)$$

となる。

ここで，特性方程式の根 s を導出すると，

$$s = -\frac{1}{\tau} \quad (34)$$

$$s = - \frac{\alpha(M_w g(1 - \lambda_0)M + M_w g M_m)}{M M_m V_{\omega_0}} \quad (35)$$

となる。

ここで，質量相当に変換した値や車両重量に関しては，正の質量で構成されているとし，条件を

$$M_w > 0 \quad (36)$$

$$M_m > 0 \quad (37)$$

$$M > 0 \quad (38)$$

と仮定する。また，重力加速度は

$$g = 9.8 \quad (39)$$

である。また駆動輪速度について加速時は正のトルクが印加されるため，

$$V_{\omega_0} > 0 \quad (40)$$

となる。加速時は $V_{\omega} > V$ となり，スリップ率も正になるため，

$$\lambda_0 > 0 \quad (41)$$

となる。

これらの条件を考慮すると，安定性は α に依存することがわかり，安定性解析の結果は下記

a).から c).の通りとなる。

a). $\alpha > 0$ の場合：根の実数部が負になるため，安定。

b). $\alpha = 0$ の場合：根の実数部が 0 となるため，安定限界。

c). $\alpha < 0$ の場合：根の実数部が正となるため，不安定。

したがって，制御を安定させるためには車両の定常動作点を路面摩擦関数の安定領域にのみ存在させればよい。

4.2 定常動作点解析

定常動作点解析では，車両の定常動作点の位置によって，車両運動を評価する。車両の定常動作点は，図 4-2 に示すようにスリップ率平衡曲線と路面摩擦関数の 2 つの曲線の交点で与えられる。

スリップ率平衡曲線と路面摩擦関数については後述するがスリップ率平衡曲線によって求められる 3.1.1 項の運動方程式でも前述した $\mu(\lambda, T)$ は，タイヤの回転力を摩擦係数として表記したものである。また，路面摩擦関数によって求められる $\mu(\lambda)$ はタイヤと路面の間の摩擦係数を示している。路面摩擦関数は路面の状態(乾燥路面，濡れた石畳，アイスバーン)ごとに異なる。ここで， $\mu(\lambda, T) > \mu(\lambda)$ のときはタイヤの回転力がタイヤ路面間の摩擦力を上回るため，車輪がスリップする。一方で， $\mu(\lambda, T) < \mu(\lambda)$ のときはタイヤの回転力がタイヤ路面間の摩擦力を下回るため，車輪が粘着する。

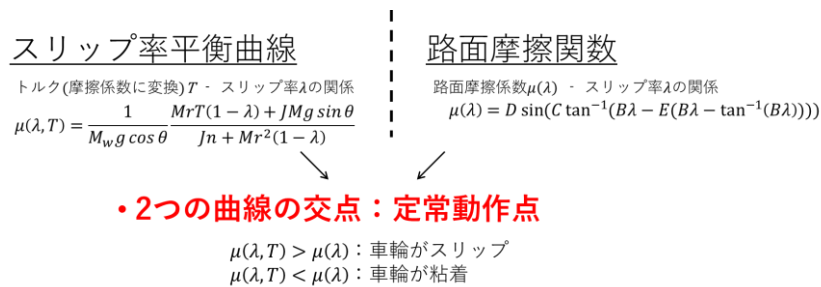


図 4-2 車両の定常動作点の構成

4.2.1 スリップ率平衡曲線

スリップ率平衡曲線は 3.1.1 項で先述した

$$\lambda = \frac{|r\omega| - |V|}{\max(|r\omega|, |V|)} \quad (1)$$

と

$$M \frac{dV}{dt} = nF_d - Mg \sin \theta - K_{rc} Mg - A_{rc} S V^2 \quad (3)$$

から

$$F_d = \mu(\lambda) M_w g \cos \theta \quad (5)$$

を μ について解いたものであり，トルクとスリップ率の関係を示す。

その解を $\mu(\lambda, T)$ とすると，

$$\mu(\lambda, T) = \frac{1}{M_w g \cos \theta} \frac{MrT(1 - \lambda) + JMg \sin \theta}{Jn + Mr^2(1 - \lambda)} \quad (42)$$

に示すスリップ率平衡曲線が得られる。

$\mu(\lambda, T)$ は，タイヤの回転力を摩擦係数として表記したものである。 $\mu(\lambda, T)$ に $M_w g \cos \theta$ を掛けることによってタイヤの回転力(T/r)を求めることができる。すなわち，印加されるトルク T が大きいほど， $\mu(\lambda, T)$ は大きな値になることを示している。これを示したものが図 4-3 である。 $\lambda = 0$ のときの値を一例で見えてみると， $T = 25 \text{ Nm}$ のときは $\mu(\lambda, T) = 0.5$ ， $T = 17.5 \text{ Nm}$ のときは $\mu(\lambda, T) = 0.35$ ， $T = 10 \text{ Nm}$ のときは $\mu(\lambda, T) = 0.2$ となっており，印加されるトルク T が大きいほど， $\mu(\lambda, T)$ は大きな値になることがわかる。

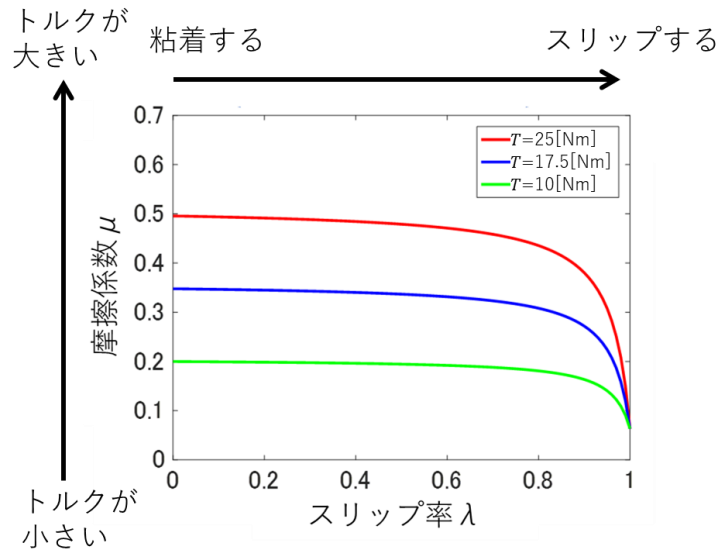


図 4-3 スリップ率平衡曲線の一例(制御なし)

4.2.2 路面摩擦関数

路面摩擦関数は、タイヤ路面の間の摩擦力とスリップ率の関係を示した曲線である。本研究では、タイヤモデルを数式にて表現することが可能な magic formula のタイヤモデルを用いた^[78, 79]。magic formula のタイヤモデルは

$$\mu(\lambda) = D \sin(C \tan^{-1}(B\lambda - E(B\lambda - \tan^{-1}(B\lambda)))) \quad (27)$$

で表現することができる。

ここで B , C , D , E はタイヤと路面に依存するパラメータである。 B はタイヤの剛性を表す定数で、大きいほど $\lambda=0$ 付近での μ の変化が大きくなる。 C は曲線の全体的な形状を表す定数で、大きいほど全体の曲線形状はより曲がったものになる。 D は曲線の最大値を表し、 E は最大値に達する曲線の曲率を表す定数である。 E が大きいほど、最大値付近での μ の変化が急になる。 B , C , D , E は、直線走行時および加速時の走行データから特定される。

摩擦滑り曲線の最大値は路面状態によって異なる。アイスバーンではおよそ 0.1 となり、濡れた石畳路面における摩擦滑り曲線の最大値は 0.3～0.5 である。乾燥した舗装路面ではおよそ 0.8 となる。また、過去の研究では λ が 0.05～0.2 のときに μ が最大になることが示されている^[80]。

図 4-4 に路面摩擦関数の一例を示す。路面摩擦関数は摩擦係数の極大点を境に安定領域と不安定領域の 2 つの領域を有し、極大点を境に車両運動は大きく異なる。スリップ率の値が極大点よりも小さい値である領域は安定領域と呼ぶ。ここでのタイヤ路面間の摩擦は静摩擦となり、車両運動はスリップせずに安定した駆動となる。一方で、スリップ率の値が極大点よりも大きい値である不安定領域では、タイヤ路面間の摩擦は動摩擦となる。車両運動はスリップしながらの駆動となり、不安定である。

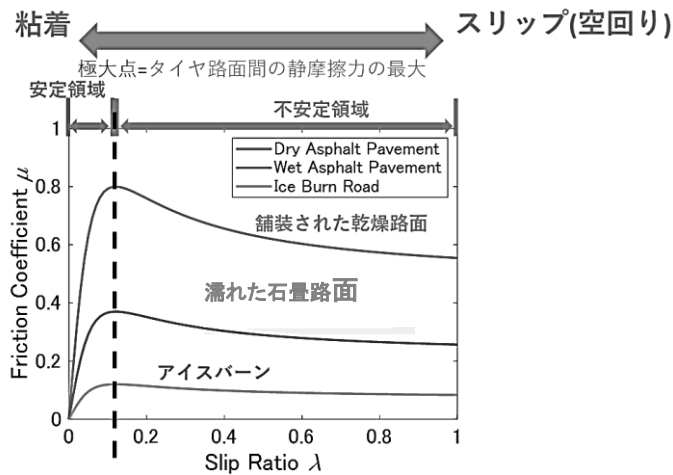


図 4-4 路面摩擦関数の一例

4.2.3 定常動作点解析

一定の指令トルクを印加し続ける制御なし，C-TFC，B-TFC の定常動作点を比較した。 $\theta = 1^\circ$ の濡れた舗装路面上を加速する電気自動車を考慮した。パラメータは表 4-1 を用いた。B-TFC でのバイアストルクは $T_B = 4.31 \text{ Nm}$ ， 8.63 Nm ， 13.01 Nm ， 16.88 Nm の 4 種類を比較した。3 種類のバイアストルク 4.31 Nm ， 8.63 Nm ， 13.01 Nm は定常動作点が安定領域に 1 つとなるように設定され，最大値から数値を 3 等分して設定した。 16.88 Nm は定常動作点を 3 つ持つように設定された。

表 4-1 シミュレーションで使したパラメータ

パラメータ	値	単位
指令トルク T^*	22.5	Nm
バイアストルク T_B	4.31, 8.63, 13.01, 16.88	Nm
スリップ率上限 λ_{lim}	0.3	-
勾配角度 θ	1	°
B	13	-
C	1.6	-
D	0.37	-
E	0.12	-

定常動作点解析の結果を図 4-5 に示す。結論から示すと B-TFC によって、スリップ抑制を実現したとともに、適切なバイアストルクによって、スリップしてもトルクを印加し続けることが可能となると判明した。 $T_B=4.31\text{ Nm}$, 8.63 Nm , 13.01 Nm では、定常動作点が安定領域に 1 点 (a 点, $\lambda=0.1$)のみ存在しており、不安定領域では $\mu(\lambda T) < \mu(\lambda)$ を常に満たしていることがわかる。一方で, $T_B=16.88\text{ Nm}$ の場合は、定常動作点が安定領域に 1 点(a 点), 不安定領域に 2 点(b 点, c 点)存在している。過大なバイアストルクによって、不安定領域の定常動作点で動作すると、車両はスリップする。また, C-TFC では、定常動作点が安定領域に 1 点 (a 点, $\lambda=0.1$)のみ存在しているものの不安定領域のトルクが 0 Nm であり、十分な駆動力を確保できず車両は後退する。一方、一定の指令トルクを印加し続ける制御なしでは、定常動作点が不安定領域に 1 点(d 点)のみとなり、車両はスリップする。これらの結果から B-TFC によって、スリップ抑制を実現したとともに、適切なバイアストルクによって、スリップしてもトルクを印加し続けることが可能となり、駆動力を確保できると判明した。

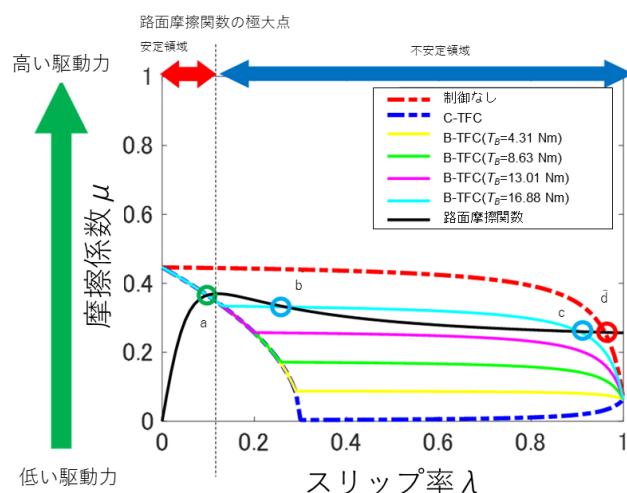


図 4-5 定常動作点解析

4.3 時間変化シミュレーション

4.3.1 シミュレーションモデル

図 4-6 にシミュレーションモデルの概略を示す。シミュレーションモデルはコントローラモデルと車両モデルに大別される。コントローラモデルは後述する実験システムが再現されている。制御手法のブロックは制御なし, C-TFC, B-TFC と制御手法ごとに構築されている。一方、車両モデルは 3.1 節で先述した車両モデルをそのまま実装している。シミュレ

ーションには MATLAB/Simulink を用いた。

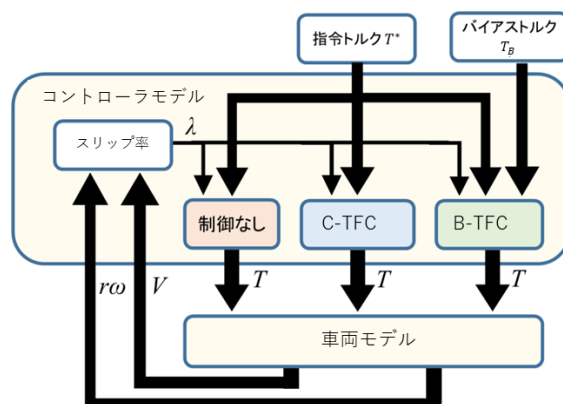


図 4-6 シミュレーションモデルの概略

4.3.2 コントローラモデル

コントローラモデルは、制御なし、C-TFC、および B-TFC のそれぞれの手法のコントローラモデルが構築されている。図 4-7 にコントローラモデルの概要を示す。コントローラモデルはホールセンサモデルと、スリップ率ブロック、スリップ率のフィードバックに重畳するノイズを再現したブロック、TFC ブロックで構成される。

まず、 $r\omega$ と V はホールセンサモデルに入力される。図 4-8 はタイヤの回転速度検出に用いた 3 相ホールセンサを再現したモデルである。ホールセンサモデルでは入力された速度値は変位量に積分される。ここでホールセンサの状態決定について説明するため図 4-9 に 1 相のホールセンサ状態決定ブロックを、図 4-10 にそのフローチャートを示す。1 相あたり 60 度変位したごとに速度決定するためのトリガ信号を出力する。ここで出力されたトリガは図 4-7 の③に入力され、速度値が更新される。ホールセンサは 3 相あり、これらは均等に配置されているため、回転角度が 20 度変位したごとに回転速度の数値が更新される。

また、スリップ率の計算ブロックを図 4-11 に示す。スリップ率の計算ブロックは 2.1.1 項で先述した

$$\lambda = \frac{|r\omega| - |V|}{\max(|r\omega|, |V|)} \quad (1)$$

に基づいて実装されている。また、図 4-12 にノイズを再現したブロックを示す。このノイズは図 4-13 に示す通りモータの逆起電力による電源電圧変動がトルクや、 λ の変動に影響したものである。回転数が大きいほど、周波数と振幅は高くなるため、スライダゲインを用いて再現した。また、図 4-14 に B-TFC の制御ブロックを示す。これは 3.2 節で先述した B-TFC を実装したものである。

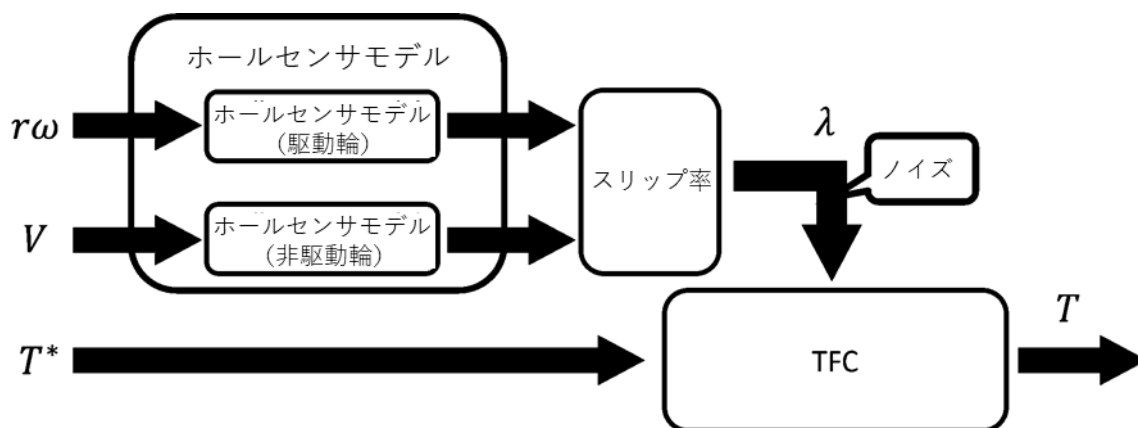


図 4-7 コントローラモデルの概要

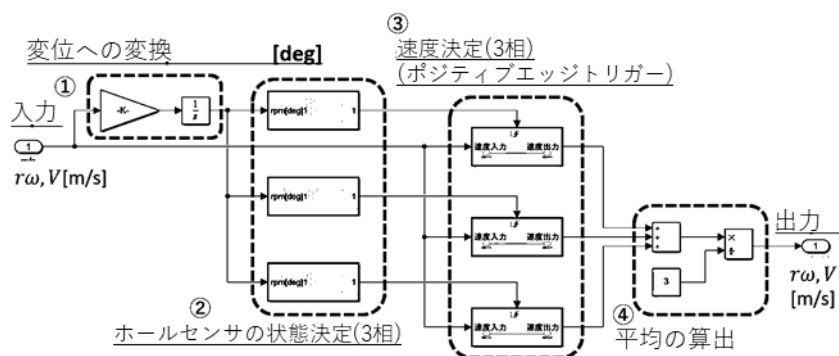


図 4-8 ホールセンサモデルの概要

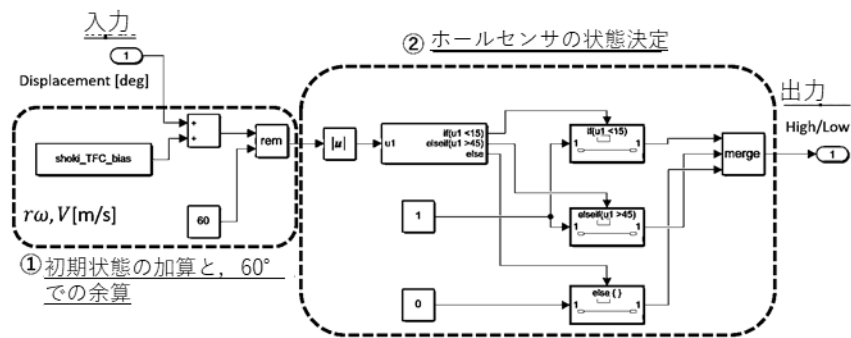


図 4-9 ホールセンサ状態決定(Hall Sensor Statement Decision)のブロック(1 相)

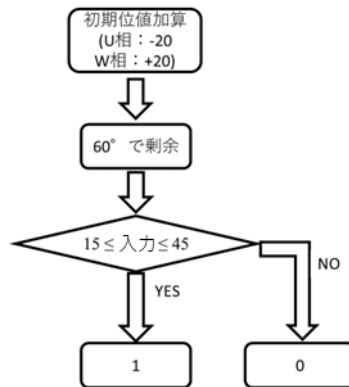


図 4-10 ホールセンサ状態決定(Hall Sensor Statement Decision)のフローチャート(1 相)

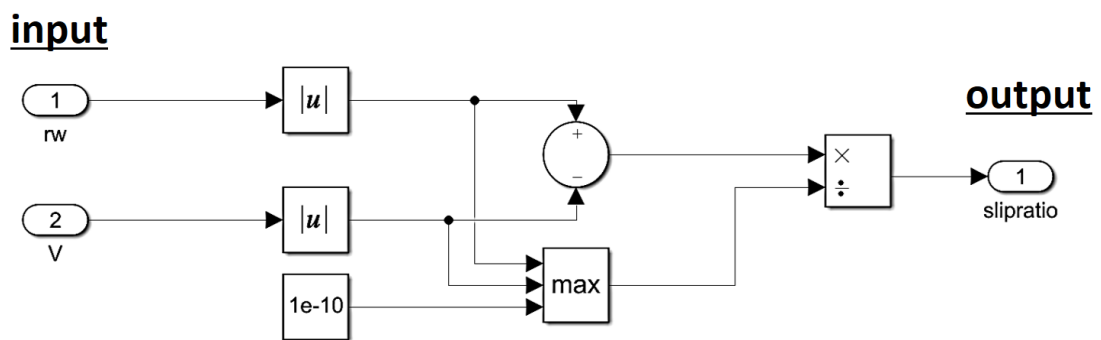


図 4-11 Slip Ratio のブロックダイアグラム

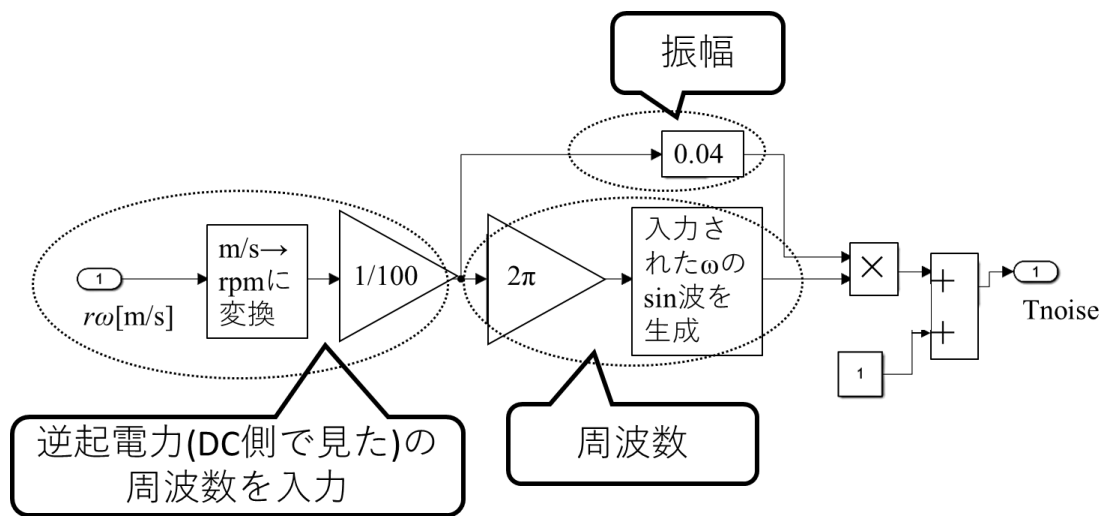


図 4-12 ノイズ生成ブロック

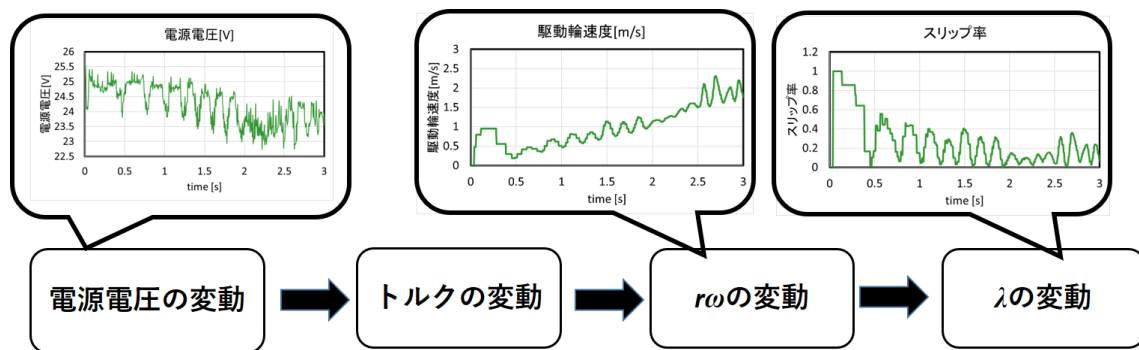


図 4-13 ノイズの要因

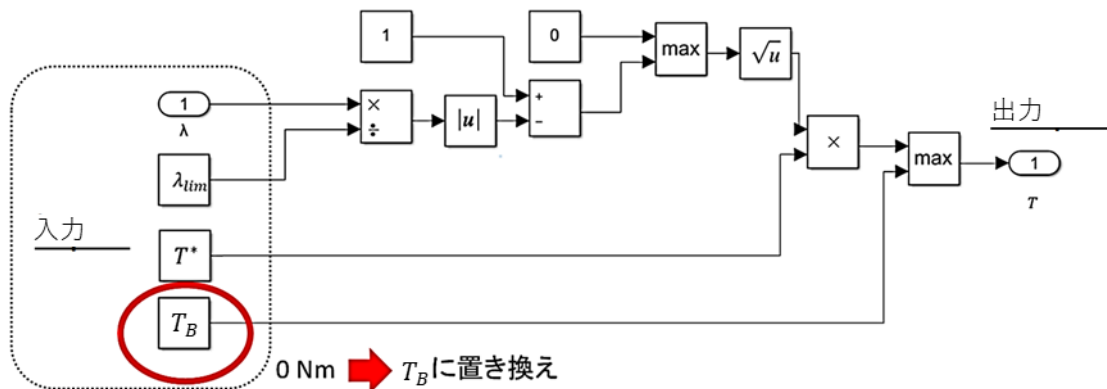


図 4-14 バイアストルク関数制御の制御ブロック

4.3.3 車両運動モデル

図 4-15 に車両モデルを示す。車両モデルは、3.1.1 項で先述したものを実装しており、2つの閉ループで構成される。ひとつは

$$M \frac{dV}{dt} = nF_d - Mg \sin \theta - K_{rc}Mg - A_{rc}SV^2 \quad (3)$$

の閉ループでもうひとつは

$$J \frac{d\omega}{dt} = T - rF_d \quad (4)$$

の閉ループである。また式(4)のループではトルクを入力として与えているが、このモデルではモータの最大出力を再現するための出力制限ブロックを追加している。

図 4-16 に空気抵抗と転がり抵抗のモデルを示す。これらの走行抵抗は車両の走る向きによって作用する方向が変わるため、正負を変える計算ブロックを実装した。

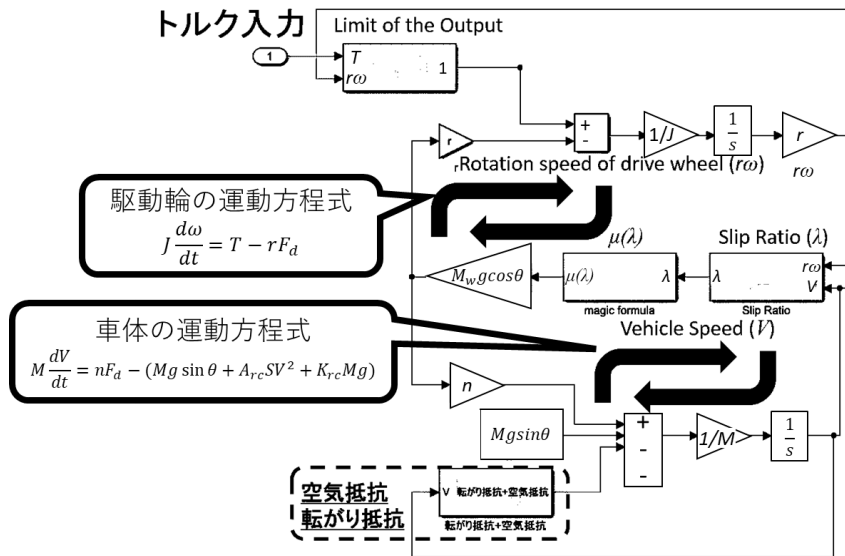


図 4-15 車両モデル

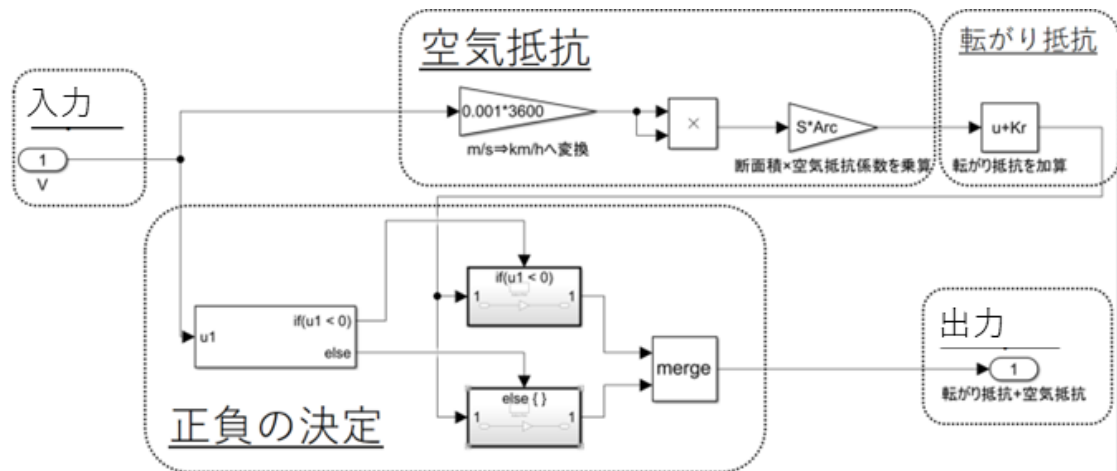


図 4-16 空気抵抗と転がり抵抗

4.3.4 シミュレーションモデルの実装

これらをすべて図 4-17 に示す Simulink 上にシミュレーションモデルとして実装した。タイマーは 5 ms の制御周期を表現しており、コントローラモデルに入力される。また、トルク、スリップ率、車体速度の時間変化をそれぞれ scope に表示させ、その結果を解析する。

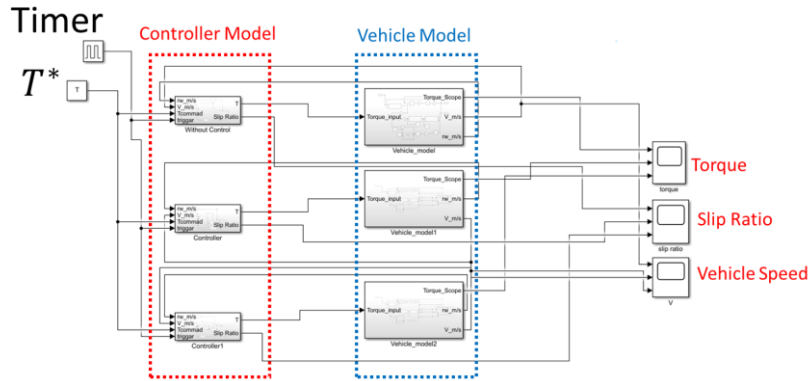


図 4-17 Simulink 上に実装されたシミュレーションモデル

4.3.5 シミュレーション結果（手法ごとの比較）

提案した B-TFC の有効性を, T_B を変化させてシミュレーションにより評価した。 1° の上り坂で停止する EV に, 指令トルク $T^* = 22.5 \text{ Nm}$ を印加して加速させた。B-TFC によるスリップ抑制性能と加速性能の変化を, $T_B = 4.31 \text{ Nm}$, 8.63 Nm , 13.01 Nm , 16.88 Nm で比較した。

図 4-18 にスリップ率の結果を示す。制御なしでは, 発進時に $\lambda = 1$ となり, その後, 徐々に低下した。これは駆動輪がスリップしていることを示す。また C-TFC ではスリップ率が 0.2 と 1 の間を乱高下した。これはスリップと粘着を繰り返しており, 正常にスリップ抑制ができていないことを示す。一方, B-TFC では λ は 0 と 0.2 の間で変動し, スリップ現象が連続的に抑制されていることがわかる。 $T_B = 4.31 \text{ Nm}$ の場合, 1.5 s で $\lambda = 0.1$ に平衡した。また, $T_B = 8.63 \text{ Nm}$ の場合, 1.1 s で $\lambda = 0.1$ に平衡した。一方, $T_B = 13.01 \text{ Nm}$ の場合, 1 s でスリップ率は平衡となり $\lambda = 0.1$ となった。これらの結果は, 高いバイアストルクによりスリップ率を迅速に平衡させることができることを示した。しかし, バイアストルクが $T_B = 16.88 \text{ Nm}$ の場合, スリップ率は EV 発進と同時に 1 まで増加し, その後緩やかに減少する。この結果は, バイアストルクが高すぎるとスリップ現象が発生することを示している。

図 4-19 にトルクの結果を示す。制御なしでは, 指令トルク以上のトルクが出力され, 0.25 s でモータの最大出力に達したため徐々に低下していった。これは過大なトルクが印加されていることを示す。また, C-TFC では, トルクは 0 と指令値の間を変動した。B-TFC では,

指令値と T_B の間を変動していることがわかる。これらの結果は、B-TFC によってバイアストルク以上のトルクが継続的に印加されていることを示す。

図 4-20 に車体速度の結果を示す。制御なしでは、3 s 後の車体速度は 1.4 m/s となった。また、C-TFC では、3 s 後の車体速度は -0.05 m/s となった。これはスリップと粘着を繰り返しており、車両が後退していることを示す。一方、B-TFC での 3 s 後の車体速度は $T_B = 4.31$ Nm の場合、0.5 m/s となった。また、 $T_B = 8.63$ Nm の場合、1.5 m/s、 $T_B = 13.01$ Nm の場合、1.8 m/s となり、制御なしと比較して優れた加速性能であることを確認した。しかし、バイアストルクが $T_B = 16.88$ Nm の場合、3 s 後の車体速度は 1.4 m/s となった。この結果は、バイアストルクが高すぎるとスリップ現象が発生し、加速性能が低下することを示している。

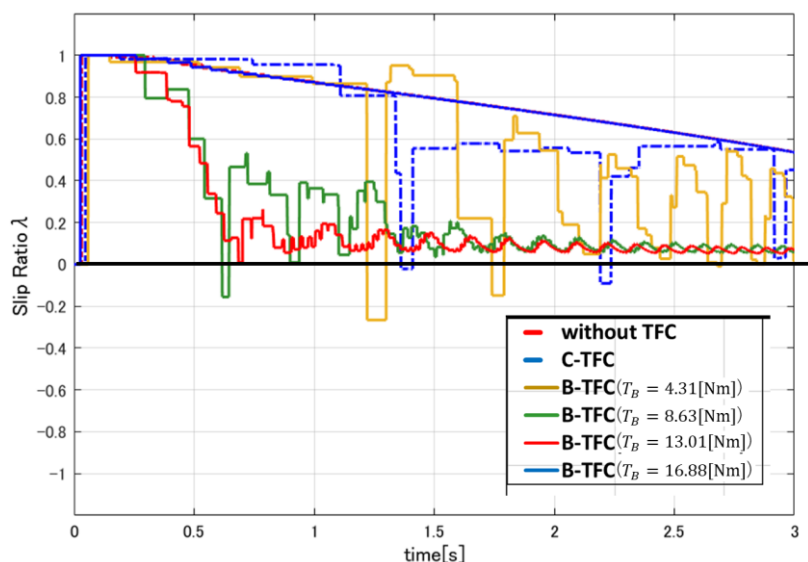


図 4-18 スリップ率の時間変化

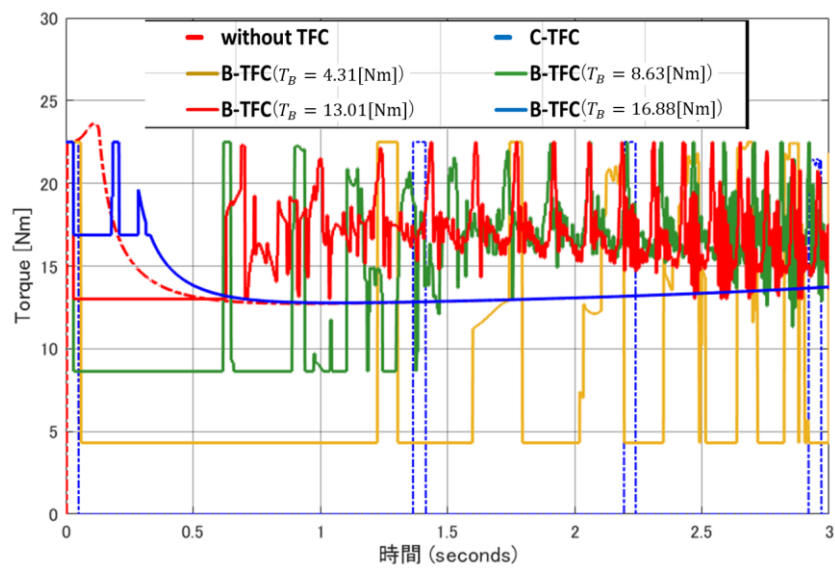


図 4-19 トルクの時間変化

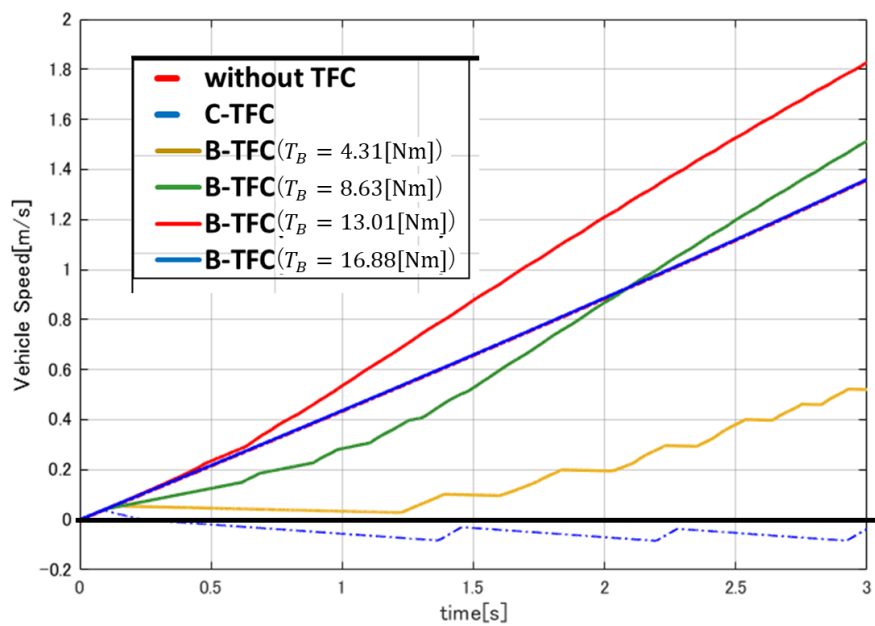


図 4-20 車体速度の時間変化

4.4 実験とシミュレーションの比較

3.5 節で行なった実験結果と 4.3.5 項で行なった時間変化のシミュレーションの結果の比較を表 4-2 に示す。実験においても、シミュレーションにおいても、バイアストルク関数制御は登坂での発進に有効であることが示された。また、バイアストルク関数制御の場合、3 s 後の車体速度はシミュレーションで 1.5 m/s、実験で 1.6 m/s となった。制御なしや、C-TFC においても、車体速度や車両運動の挙動は、ほとんど一致した結果となった。このことから、シミュレーションの妥当性も確認された。

表 4-2 実験結果と時間変化のシミュレーション結果との比較

手法	シミュレーション	実験
結果の参照元	4.3.5 項	3.5 節
制御なし	スリップしながら加速 3 s 後の車体速度: 1.4 m/s	スリップしながら加速 3 s 後の車体速度: 1.4 m/s
C-TFC	スリップと後退を繰り返す 3 s 後の車体速度: -0.05 m/s	スリップと後退を繰り返す 3 s 後の車体速度: -0.2 m/s
B-TFC ($T_B=8.63$ Nm)	スリップ率は, 0.1 から 0.3 の 間で平衡 3 s 後の車体速度: 1.5 m/s	スリップ率は, 0.1 から 0.4 の 間で平衡 3 s 後の車体速度: 1.6 m/s

4.5 まとめ

第 4 章ではバイアストルク関数制御について、シミュレーションで実験結果の裏付けが確認でき、シミュレーションと実験の結果が一致したことから、バイアストルク関数制御の有効性がシミュレーションを通じて示された。

安定性解析ではシステムのブロック線図から伝達関数を導出し、特性方程式による安定性評価を行なった。 $\alpha > 0$ の場合に根が負になる条件を満たすため、安定条件となることが示された。

定常動作点解析と時間変化シミュレーションによるバイアストルク関数制御の有効性検

証を行なった。定常動作点解析では、車両の定常動作点はスリップ率 0.1 の一点となり、車両の安定性が示された。また、バイアストルクによってあらゆるスリップ率で駆動力を確保できることが明らかとなった。時間変化シミュレーションでは実験とほとんど一致した結果が得られ、加速開始から 0.5 s 以降にスリップ率は 0.1 に抑制され、3 s 後の車体速度は 1.5 m/s となった。これらの結果から B-TFC が登坂でのスリップ抑制性能向上と、加速性能向上に対して有効であることをシミュレーションによって示した。また、実験とシミュレーションの結果を比較し、両者の結果がほとんど一致していたため、シミュレーションの妥当性が示された。

3 章と 4 章では B-TFC の有効性が示された。しかしながら、最適なバイアストルクを決定する手法は、いまだ確立されていない。そこで、5 章では車両の状態変化を明確にする方法として Phase Plane 解析による検証を導入した。

第5章 スリップ復帰性能を評価する Phase Plane 解析

3 章と 4 章では、B-TFC によって、加速性能やスリップ抑制と後退の防止を確認した。その一方で、最適なバイアストルクを決定する手法は、いまだ確立されていないという課題があった。そこで本章では、 $r\omega$ と V の初期状態からの変化をベクトルで表現した Phase Plane 解析を用いて、スリップ状態からの復帰するための条件を検討した。

さらに、副次的な評価として、5.2 節で省エネルギーの性能評価を行った。 $T_B = 13.01 \text{ Nm}$ の B-TFC ではエネルギー利用率は $2.33 \times 10^{-3} \text{ m/Ws}$ と、制御なしと比較して 1.5 倍の EUR を記録した。3 章で先述の通り、加速性能が最も優れていたのは $T_B = 13.01 \text{ Nm}$ の B-TFC であり、加速性能の優れている制御法は省エネルギー性能も高いことが示された。

5.1 スリップ復帰性能を評価する Phase Plane 解析

5.1.1 Phase Plane 解析の導出

Phase Plane 解析は、車両運動における初期状態からの状態変化を、速度変化ベクトルとしてプロットすることによって、観測する手法である^[56]。

速度変化ベクトル $\mathbf{D}$ は

$$\mathbf{D} = \left(\frac{dr\omega}{dt}, \frac{dV}{dt} \right) \quad (43)$$

で与えられる。車両モデルの

$$M \frac{dV}{dt} = nF_d - Mg \sin \theta - K_{rc} Mg - A_{rc} S V^2 \quad (3)$$

と

$$J \frac{d\omega}{dt} = T - rF_d \quad (4)$$

を $dr\omega/dt$, dV/dt について解き、得られた

$$\frac{dr\omega}{dt} = \frac{r}{J}(T - rF_d) \quad (44)$$

をベクトルの横軸成分,

$$\frac{dV}{dt} = \frac{1}{M}(nF_d - Mg \sin \theta) \quad (45)$$

を縦軸成分とし、指定した初期値からのベクトルをプロットする。

またベクトルの起点から、ベクトルと同様の傾きのストリームラインを描画し、車両運動の状態変化の過程を可視化した。ストリームラインは、ある瞬間の速度変化ベクトル $\mathbf{D}$ を接線とする曲線が集まった包絡線である。ストリームラインをベクトルの示す方向へ追うことで、車両運動の状態の変化を正確に観測することが可能となる。本研究では Phase Plane 解析を用いて、スリップ状態からの復帰性能を評価した。

5.1.2 Phase Plane 解析による復帰性能の評価

MATLAB/Simulink を用いた位相面解析により、B-TFC の有効性を確認した。また、駆動輪速度の変化がないベクトルを最大加速度ベクトル $\mathbf{D} = (0, dV/dt)$ としてプロットした。

図 5-1 は、制御なしの手法を用いた位相面解析の結果である。加速点はなく、変化ベクトルは $dr\omega/dt \gg dV/dt$ を満たしていた。これらの結果は、EV が過大なトルクのためにスリップしたことを示す。図 5-2 は C-TFC の結果である。最大加速度ベクトルは $\lambda = 0.11$ で生成され、ベクトルは $dr\omega/dt$ がゼロ未満、 dV/dt がゼロより大きいことを満たしていた。これらの結果は、 T_B によってトルクが過度に抑制されたために $r\omega$ に過減速があり、EV が十分に加速できなかったことを示している。同様に、図 5-3 と図 5-4 は、それぞれ $T_B = 4.31$ Nm, 8.63 Nm の B-TFC 手法の結果である。最大加速度ベクトルは $\lambda = 0.11$ で生成され、ベクトルは $dr\omega/dt$ がゼロ未満、 dV/dt がゼロより大きいことを満たしていた。これらの結果は、 T_B によってトルクが過度に抑制されたために $r\omega$ に過減速があり、EV が十分に加速できなかったことを示している。

また、 $T_B = 13.01$ Nm のときの結果を。図 5-5 に示す。最大加速度ベクトルは $\lambda = 0.76$ で生成され、これは比較した方法の中で最も高い λ であり、 $r\omega$ の減速は確認されなかった。

そのため、 $T_B = 4.31 \text{ Nm}$, 8.63 Nm で B-TFC を使用した場合と比較して、EV は急速に加速した。図 5-6 は、 $T_B = 16.88 \text{ Nm}$ での B-TFC 法の結果を示している。最大加速度ベクトルは $\lambda = 0.11$ と $\lambda = 0.21$ で生成された。初期状態が $\lambda > 0.21$ を満たす場合、 $d\omega/dt \gg dV/dt$ となり、EV は過剰なバイアストルクのためにスリップした。

Phase Plane 解析の結果、バイアストルクが 13.01 Nm でスリップ率が 0.76 を超える条件下で、駆動輪速度の変化のないベクトルが生成された。この結果は、スリップからの回復性を向上させるためにバイアストルクを設定するには、高スリップ率で駆動輪速度の変化のないベクトルが必要であることを示している。

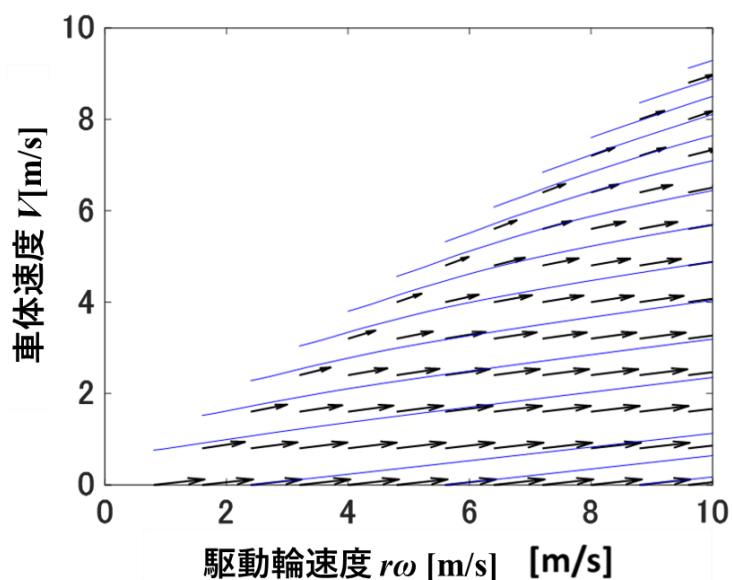


図 5-1 Phase Plane 解析(制御なし)

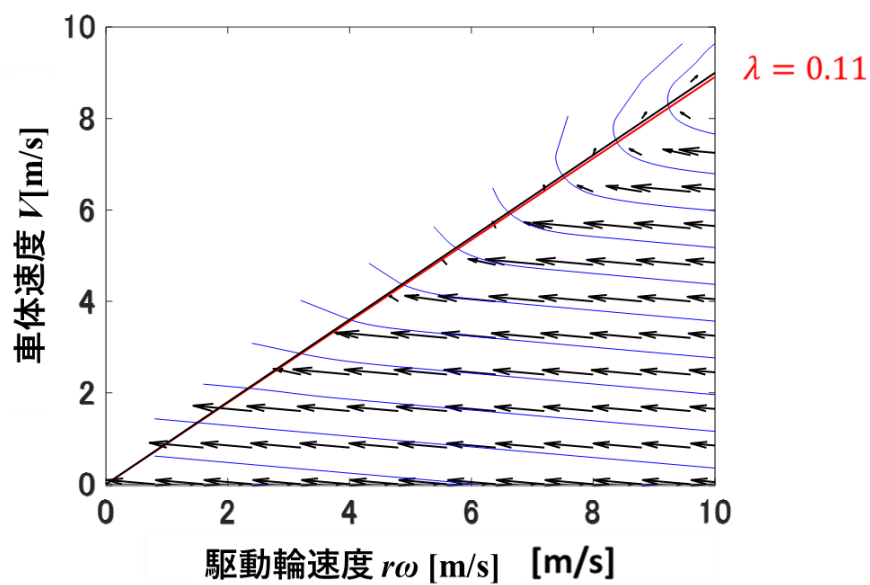


図 5-2 Phase Plane 解析(C-TFC)

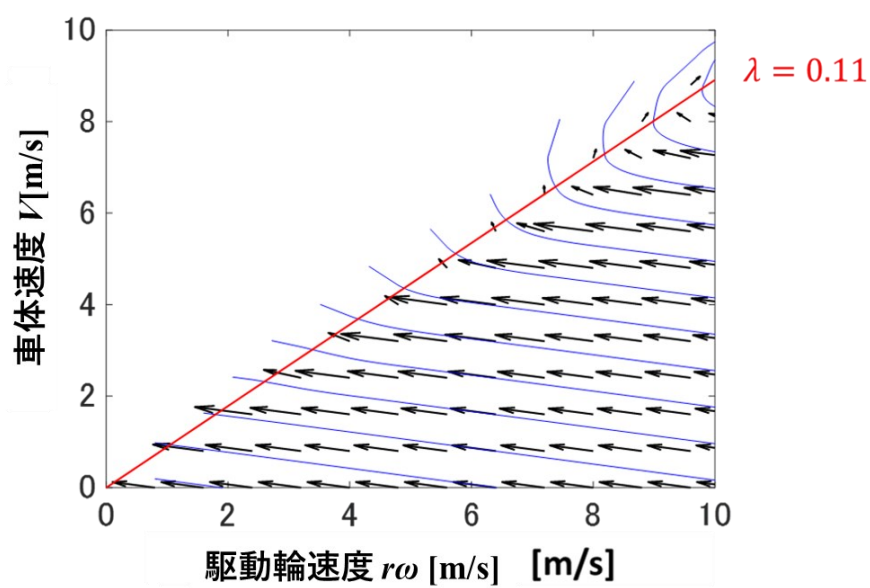


図 5-3 Phase Plane 解析(バイアストルク関数制御($T_B = 4.31$ Nm))

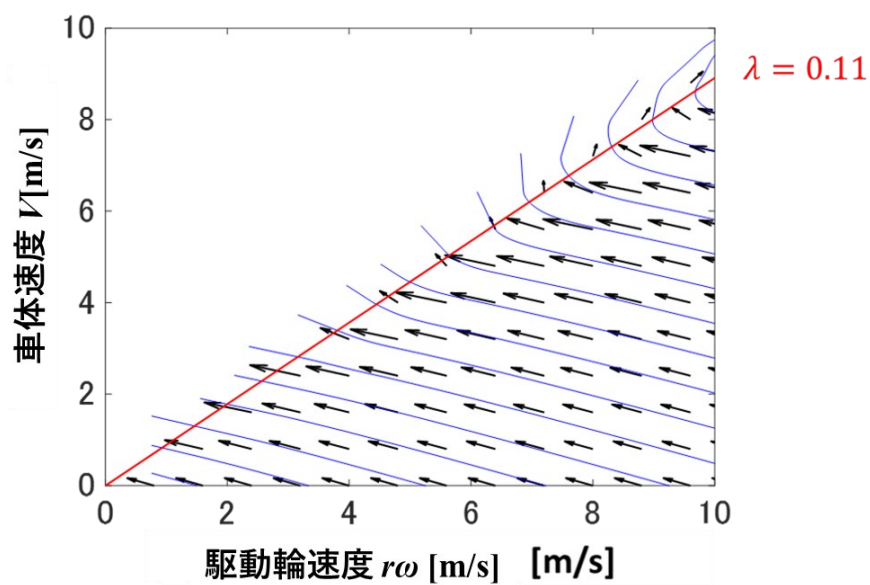


図 5-4 Phase Plane 解析(バイアストルク関数制御($T_B = 8.63$ Nm))

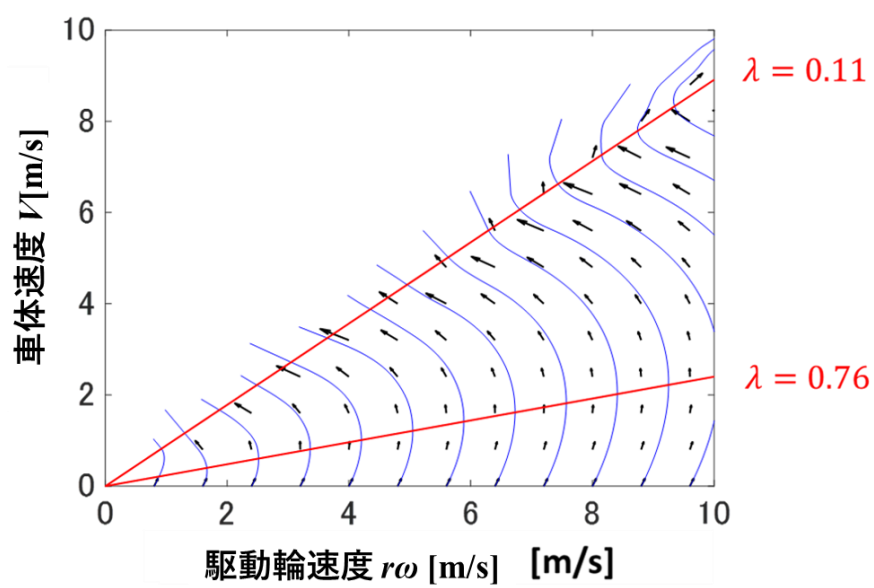


図 5-5 Phase Plane 解析(バイアストルク関数制御($T_B = 13.01$ Nm))

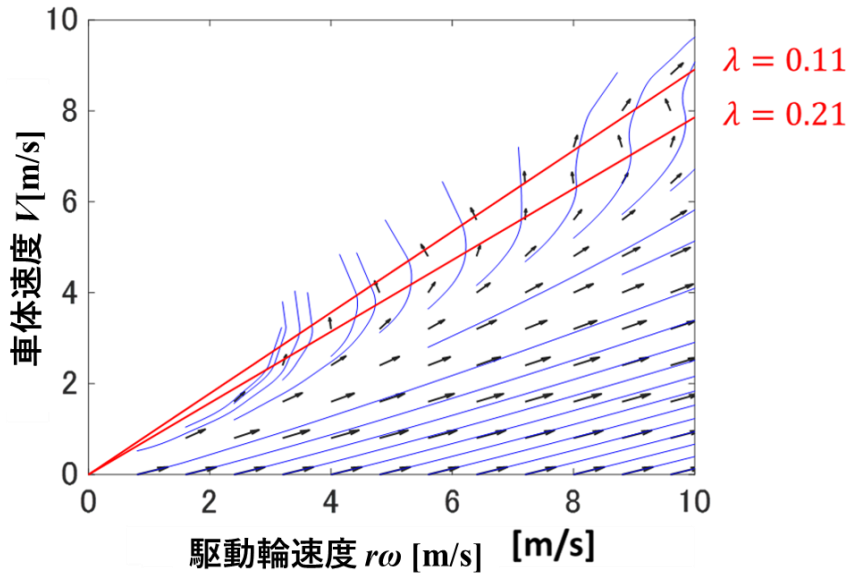


図 5-6 Phase Plane 解析(バイアストルク関数制御($T_B = 16.88$ Nm))

5.2 エネルギー利用率比較

5.2.1 走行データの取得

エネルギー利用率を求めるためには、走行データが必要となる、本研究では、3章で計測した実験データと4章で検証したシミュレーション結果を用いた。また、先述の結果で掲載していなかったものの、エネルギー利用率(EUR: Energy Utilization Ratio)の計算が必要であるため、 $r\omega$ の時間変化をここで説明する。実験での $r\omega$ の時間変化を図5-7、シミュレーションでの $r\omega$ の時間変化を図5-8にそれぞれ示す。スリップ現象が発生した制御なしとB-TFC($T_B = 16.88$ Nm)では、発進直後から上昇し、0.5秒以降は2.5~3.2 m/sの間で変動した。また、後退の発生しているC-TFCでは $r\omega$ が0.5から負の値で変動している。また、B-TFC($T_B = 4.31$ Nm)では、0~1 m/sの間を変動した。一方、登坂時のスリップ抑制性能と加速性能の向上が確認されたB-TFC($T_B = 8.63$ Nm, 13.01 Nm)では発進時から線形に上昇していった。

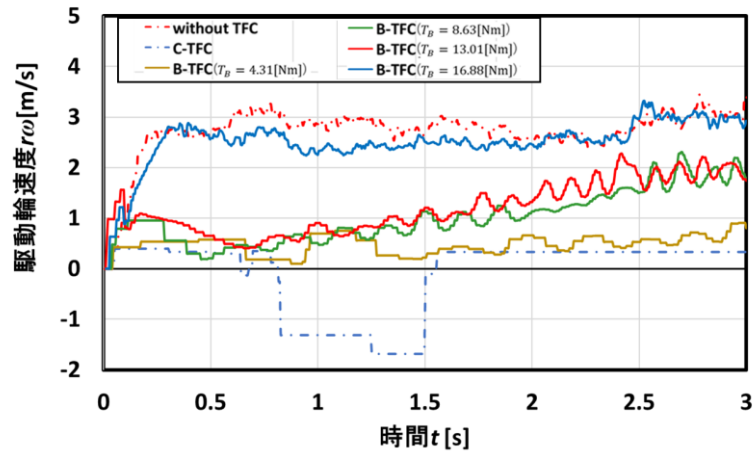


図 5-7 $r\omega$ の時間変化(実験)

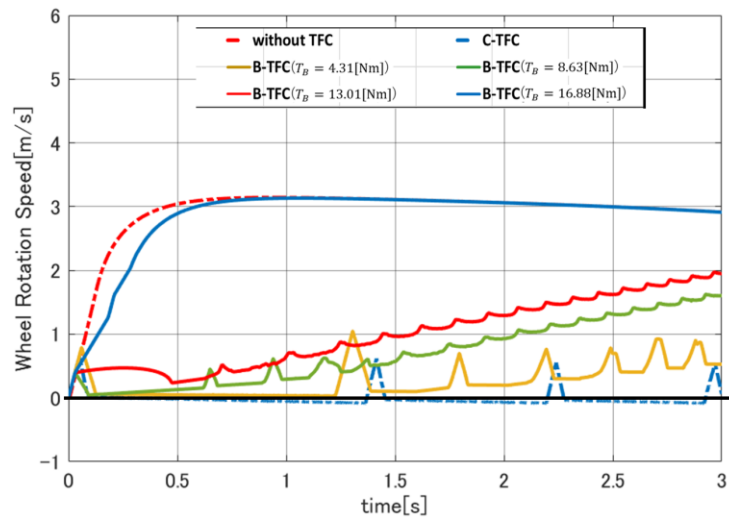


図 5-8 $r\omega$ の時間変化(シミュレーション)

5.2.2 エネルギー利用率

車両走行データから、エネルギー利用率を算出する。エネルギー利用率 EUR は本章の序論で先述した通り、 EUR は 1 Ws のエネルギー消費で何 m 進めるかを示した指標である。したがって、 EUR を導出するためには指定時間内の総消費エネルギー TEC と、総走行距離 TD が必要となる。

TEC を

$$TEC = \int_0^{t_{total}} P(t)dt \quad (46)$$

に示す。本研究では発進時の評価を行なうため、発進から 3 秒間と指定してしたため、積分時間 t_{total} を 3 とした。また、 P はモータへの入力電力で、

$$P = \frac{T\omega}{\eta} \quad (47)$$

に示す通り、機械出力 $T\omega$ をモータの効率 η で除算して求めた。モータの効率は予め計測されたモータ特性から推測した。

また、 TD を

$$TD = \int_0^3 V(t)dt \quad (48)$$

に示す。 TD は車体速度を時間積分することで得られる。最後に、

$$EUR = \frac{TD}{TEC} \quad (49)$$

に示すように、 TD を TEC で除算することで、1 Ws の消費電力量でどれだけ車両が前進できるかを示したエネルギー利用率 EUR を求めた。

5.2.3 EUR 導出のシミュレーションモデル

図 5-9 にシミュレーションモデルの構成を示す。コントローラモデルと車両モデルは 4 章で先述したものと同様である。それぞれの制御手法 TFC なしブロック, C-TFC ブロック, B-TFC ブロックからそれぞれトルクが出力される。TFC なしのブロックでは指令トルク T^* と等しいトルク $T_{without}$ が出力される。C-TFC ブロックでは、

$$\begin{cases} T = T^* \sqrt{1 - \left| \frac{\lambda}{\lambda_{lim}} \right|} & (if(|\lambda| \leq |\lambda_{lim}|)) \\ T = 0 & (if(|\lambda| > |\lambda_{lim}|)) \end{cases} \quad (2)$$

を実行し λ を用いて導出された T_{CTFC} が出力された。また、B-TFC ブロックでは、式(7)を実行し λ と T_B を用いて導出された T_{BTFC} が出力された。車両モデルでは、 $r\omega$ と V が計算された。制御なしでは $T_{without}$, C-TFC では T_{CTFC} が、B-TFC では T_{BTFC} を入力として使用した。

本研究では実測したデータによって与えられたモータ特性モデルと 2 つの積分器を備えた EUR 推定器を新たに開発した。

$$\frac{dr\omega}{dt} = \frac{r}{J}(T - rF_d) \quad (44)$$

をモータ特性モデルに実装し、 P を求める。 P は $r\omega$ と T の積を η で除算した値として計算される。制御なしでは $T_{without}$, C-TFC では T_{CTFC} が、B-TFC では T_{BTFC} を入力として使用した。 TEC は積分器を通じて P を使用して導出した。一方、 TOD は V を積分することで求められ、 EUR は TOD を TEC で割ることにより求めた。

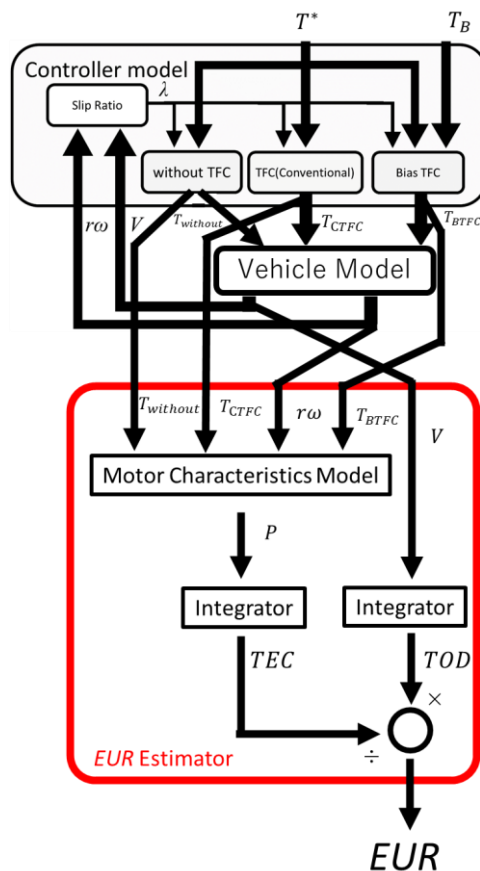


図 5-9 EUR を求めるシミュレーションモデル

5.2.4 TEC の導出

図 5-10 に実験から求めた TEC を示す。実験では、スリップ現象が発生した制御なしと B-TFC($T_B = 16.88 \text{ Nm}$)では、それぞれ 1 番目と 2 番目に高い消費電力量であり、それぞれ 1191.35 Ws , 1185.94 Ws であった。また、後退の発生している C-TFC では $T = 0 \text{ Nm}$ の時間が長く、 103.76 Ws と最も少なくなった。また、B-TFC($T_B = 4.31 \text{ Nm}$)では、2 番目に低い 568.47 Ws となった。一方、登坂時のスリップ抑制性能と加速性能の向上が確認された B-TFC($T_B = 8.63 \text{ Nm}, 13.01 \text{ Nm}$)では、比較した中で 3 番目と 4 番目に高く、それぞれ 1075.61 Ws , 1136.18 Ws であった。以降は実験とシミュレーション結果を比較しながら説明する。

図 5-11 にシミュレーションから求めた TEC を示す。スリップ現象が発生した制御なしと B-TFC($T_B = 16.88 \text{ Nm}$)では、それぞれ 1 番目と 2 番目に高い消費電力量であり、それぞれ 1034.00 Ws , 1015.50 Ws であった。また、後退の発生している C-TFC では $T = 0 \text{ Nm}$ の時間

が長く、87.22 Ws と最も少なくなった。また、B-TFC($T_B=4.31$ Nm)では、2 番目に低い 311.62 Ws となった。一方、登坂時のスリップ抑制性能と加速性能の向上が確認された B-TFC($T_B=8.63$ Nm, 13.01 Nm)では、比較した中で 3 番目と 4 番目に高く、それぞれ 737.40 Ws, 926.24 Ws であった。

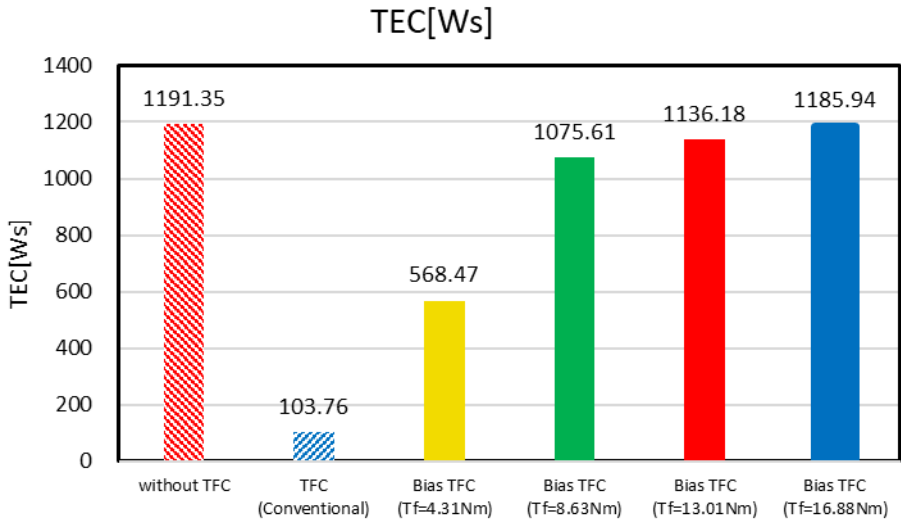


図 5-10 累計消費電力量(実験)

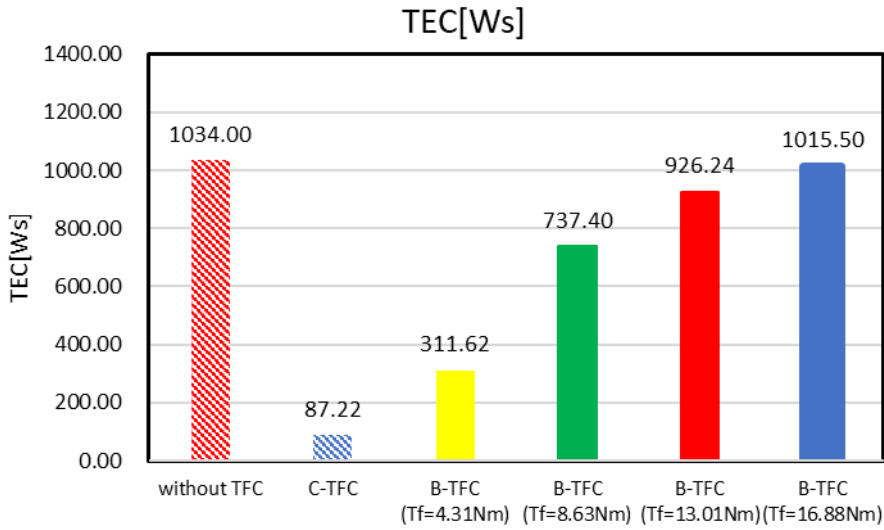


図 5-11 累計消費電力量(シミュレーション)

5.2.5 TD の導出

図 5-12 に実験から求めた TD を示す。実験では、スリップ現象が発生した制御なしと B-TFC($T_B=16.88$ Nm)では、走行距離はそこまで伸びず、それぞれ 2.12 m, 2.06 m であった。また、後退の発生している C-TFC では $T=0$ Nm の時間が長く、後退が発生したため、-0.29 m と最も変位が小さくなった。また、B-TFC($T_B=4.31$ Nm)では、2 番目に低い 0.64 m となった。一方、登坂時のスリップ抑制性能と加速性能の向上が確認された B-TFC($T_B=8.63$ Nm, 13.01 Nm)では、比較した中で最も高くそれぞれ 2.28 m, 2.65 m であった。

図 5-13 にシミュレーションから求めた TEC を示す。スリップ現象が発生した制御なしと B-TFC($T_B=16.88$ Nm)では、走行距離はそこまで伸びず、それぞれ 1.99 m, 2.00 m であった。また、後退の発生している C-TFC では $T=0$ Nm の時間が長く、後退が発生したため、-0.14 m と最も変位が小さくなった。また、B-TFC($T_B=4.31$ Nm)では、2 番目に低い 0.51 m となった。一方、登坂時のスリップ抑制性能と加速性能の向上が確認された B-TFC($T_B=8.63$ Nm, 13.01 Nm)では、比較した中で最も高くそれぞれ 1.87 m, 2.62 m であった。

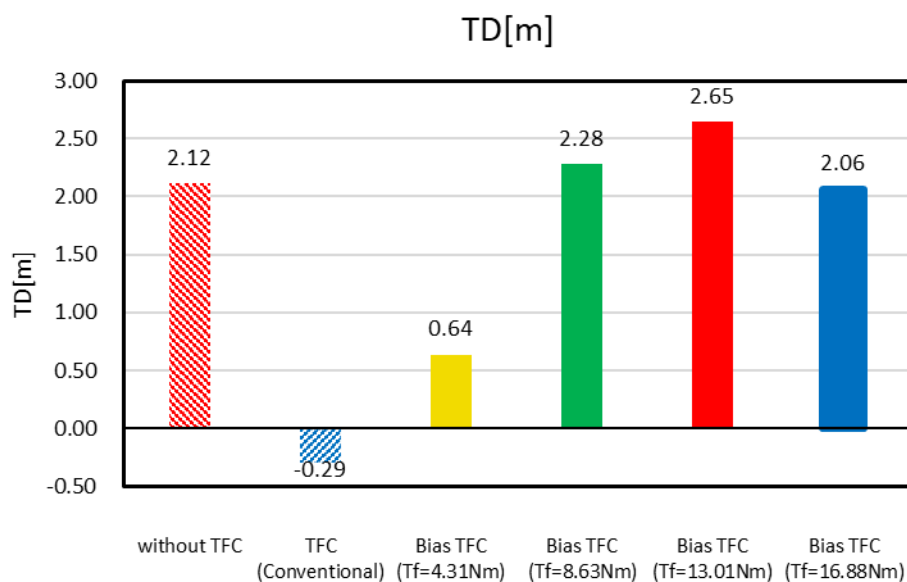


図 5-12 初期位置からの変位(実験)

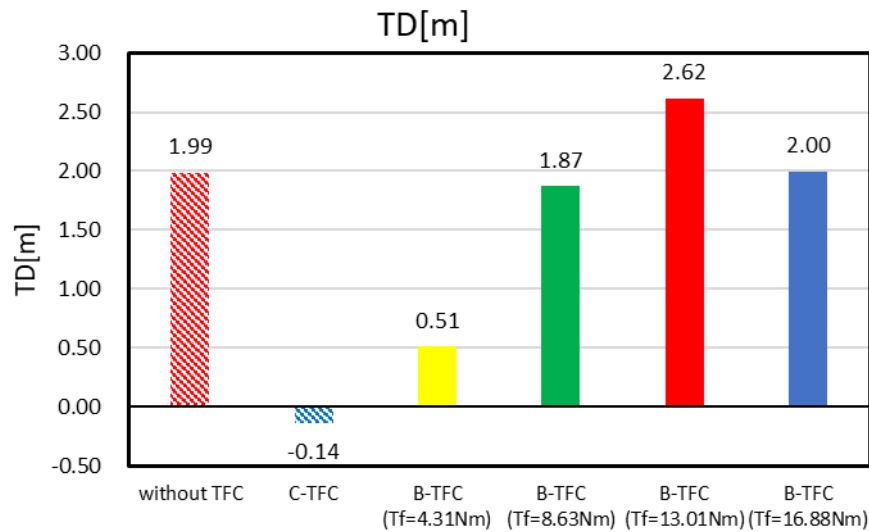


図 5-13 初期位置からの変位(シミュレーション)

5.2.6 EUR の評価

図 5-14 に実験から求めた *EUR* を示す。実験では、スリップ現象が発生した制御なしと B-TFC ($T_B=16.88$ Nm) では、スリップによって、多くのエネルギーを消費しながら加速したため、それぞれ 4 番目と 3 番目に低い 1.78×10^{-3} m/Ws, 1.74×10^{-3} m/Ws であった。また、後退の発生している C-TFC では $T=0$ Nm の時間が長く、後退が発生したため、 -2.81×10^{-3} m/Ws と最も小さくなった。また、B-TFC ($T_B=4.31$ Nm) では、2 番目に低い 1.2×10^{-3} m/Ws となった。一方、登坂時のスリップ抑制性能と加速性能の向上が確認された B-TFC ($T_B=8.63$ Nm, 13.01 Nm) では、比較した中で最も高くそれぞれ 2.12×10^{-3} m/Ws, 2.33×10^{-3} m/Ws であった。

図 5-15 にシミュレーションから求めた *EUR* を示す。スリップ現象が発生した制御なしと B-TFC ($T_B=16.88$ Nm) では、スリップによって、多くのエネルギーを消費しながら加速したため、それぞれ 4 番目と 3 番目に低い 1.90×10^{-3} m/Ws, 2.00×10^{-3} m/Ws であった。また、後退の発生している C-TFC では $T=0$ Nm の時間が長く、後退が発生したため、 -1.60×10^{-3} m/Ws と最も小さくなった。また、B-TFC ($T_B=4.31$ Nm) では、2 番目に低い 1.60×10^{-3} m/Ws となった。一方、登坂時のスリップ抑制性能と加速性能の向上が確認された B-TFC ($T_B=8.63$ Nm, 13.01 Nm) では、比較した中で最も高くそれぞれ 2.50×10^{-3} m/Ws, 2.83×10^{-3} m/Ws であった。

特に $T_B = 13.01 \text{ Nm}$ の B-TFC で $2.33 \times 10^{-3} \text{ m/Ws}$ と、制御なしと比較して 1.5 倍の EUR を記録した。3 章で先述の通り、加速性能が最も優れていたのは $T_B = 13.01 \text{ Nm}$ の B-TFC であり、加速性能の優れている制御法は省エネルギー性能も高いことが示された。

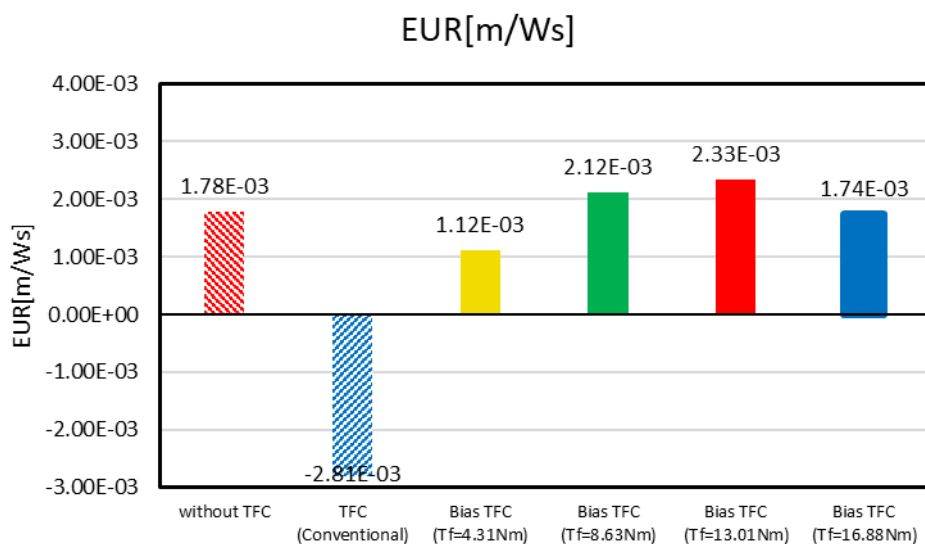


図 5-14 エネルギー利用率(実験)

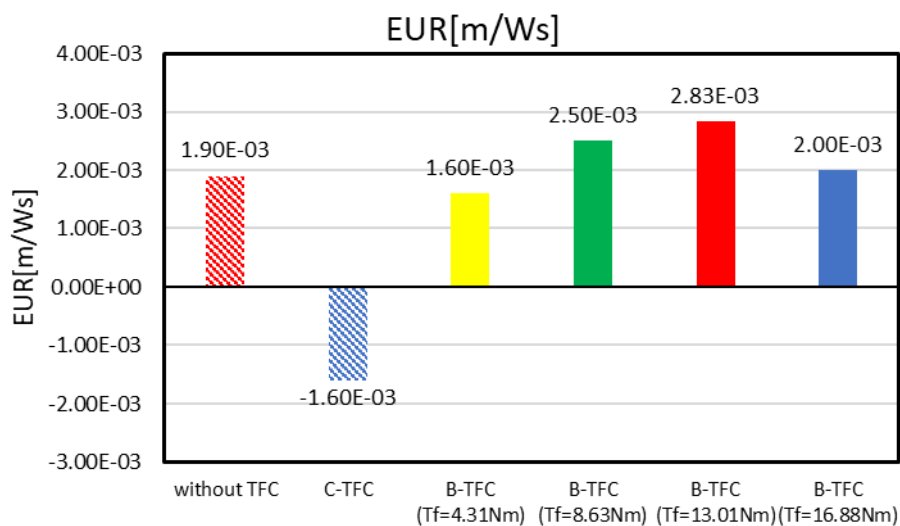


図 5-15 エネルギー利用率(シミュレーション)

5.3 まとめ

5 章では、最適なバイアストルクの決定手法確立を目的に、 $r\omega$ と V の初期状態からの変化をベクトルで表現した Phase Plane 解析を用いて、スリップ状態からの復帰性能を評価した。復帰性能について評価するうえで、 $r\omega$ の変化が 0 となるベクトルに着目した。このベクトルは V の変化方向の成分のみ有しているため、スリップからの復帰性能向上の効果を期待できる。 $T_B = 13.01 \text{ Nm}$ の B-TFC では、 $\lambda = 0.76$ 以上のスリップ率で $r\omega$ の変化が 0 となるベクトルが多く存在した。その結果として、加速性能の優れている制御法はスリップからの復帰性能も高いことが示された。

さらに、副次的な評価として、省エネルギーの性能評価を行った。 $T_B = 13.01 \text{ Nm}$ の B-TFC ではエネルギー利用率は $2.33 \times 10^{-3} \text{ m/Ws}$ と、制御なしと比較して 1.5 倍の EUR を記録した。3 章で先述の通り、加速性能が最も優れていたのは $T_B = 13.01 \text{ Nm}$ の B-TFC であり、加速性能の優れている制御法は省エネルギー性能も高いことが示された。

これまでの B-TFC では、 $r\omega$ の変化が 0 となるベクトルが多く存在することが、最適なバイアストルクの条件であることが明らかとなった。しかしながら、定数でバイアストルクを与える B-TFC では、 $r\omega$ の変化が 0 となるベクトルが特定のスリップ率以上でしか発生していない。この結果はバイアストルクの最適化が十分に果たされていないことを示している。

したがって、6 章ではバイアストルクの最適化条件として、 $r\omega$ の変化が 0 となるベクトルの条件を検討した。また、検討した最適化条件を利用した駆動力バイアストルク関数制御 (DF-B-TFC) を導入し、バイアストルクを最適化した。

第6章 駆動力バイアストルク関数制御

3章から5章までで扱ったB-TFCでは、 $r\omega$ の変化が0となるベクトルが多く存在することが、最適なバイアストルクの条件であることが明らかとなった。しかしながら、定数でバイアストルクを与えるB-TFCでは、 $r\omega$ の変化が0となるベクトルが特定のスリップ率以上でしか発生していない。この結果はバイアストルクの最適化が十分に果たされていないことを示している。

したがって、6章ではバイアストルクの最適化条件として、 $r\omega$ の変化が0となるベクトルの条件を検討した。また、検討した条件を適用した駆動力バイアストルク関数制御(DF-B-TFC)を導入し、バイアストルクを最適化し、有効性を検証した。

ここで、表6-1に2章で先述した従来のスリップ手法と6章で提案するDF-B-TFCの比較を示す。従来手法は、たとえばモデル予測制御ではコントローラ負荷増大、PID制御では路面ごとにゲイン設定する必要があるという煩雑さ、モデル追従制御は車両パラメータの相違によって制御できない可能性があるといった課題がある。一方でDF-B-TFCは四則演算と条件分岐、三角関数があれば実装することができ計算量も少なく、コントローラ負荷も小さい。また、タイヤ-路面摩擦のリアルタイム同定によって、あらゆる路面状態に自動で適応できるといった副次的な利点も生じた。さらには、タイヤ-路面摩擦のリアルタイム同定は必要であるものの、トルクの取りうる範囲が0Nmから指令値であり、発散リスクが無いことが利点となる。

まず、最適化条件の検討を行なった。運動方程式を解くことで、車輪半径と駆動力の積に一致するバイアストルクが加速度を最大化することが判明した。有効性の検証では、1°の勾配で車両の加速性能を評価した。定常動作点解析では、タイヤ路面間の摩擦力よりもわずかに小さいトルクを印加し続けていることが示され、限界までトルクを上昇させていることが判明した。Phase Plane解析では、垂直ベクトルは $\lambda = 0.11$ から $\lambda = 1$ の間で生成された。時間変化のシミュレーションでは、従来のB-TFCで0.7秒要していたスリップからの復帰が0.55秒に短縮された。3秒時の車速はDF-B-TFCを使用した場合は1.9m/s、従来のB-TFCを使用した場合は1.8m/sであった。実験では、3秒時の車速はDF-B-TFCを使用した場合は2.1m/s、従来のB-TFCを使用した場合は1.7m/sであった。これらの結果は、DF-B-TFCが復帰性能および加速性能を向上させることを示している。結果として、駆動力バイアストルク関数制御によって、あらゆる路面で高速安定制御を実現した。

表 6-1 従来の制御手法と提案手法の比較

制御手法	年代	原理	長所	短所
ファジィ制御 ^[22, 23]	1993 年以降	仮想的な代表値を設定してそれぞれにどれだけ近いかを数値化して、制御量を決定	路面状況があいまいな状態でも推定して制御できる利点がある	代表的な路面の設定のために膨大なデータを要する
モデル追従制御 ^{[24]–[26]}	1998 年以降	理想状態に制御対象が追従するように、入力値を決定	理想状態と比較することで外乱に対して強いロバスト性を持つ。	理想状態と比較するため、モデル精度が悪い場合は制御が効きにくい
PID 制御 ^{[27]–[30]}	2001 年以降	比例, 積分, 微分を用いて、入力値を決定	産業界で広く使われている制御手法であり、技術者にとっても扱いやすい。	ゲイン設定値を誤ると制御系が発散する可能性がある。路面ごとにゲインを設定する必要がある。
モデル予測制御 ^{[31]–[41]}	2000 年代後半以降	各時刻で制御対象の未来の状態を予測し、最適化することで、	最適化問題を解くため、制約条件を組み込みやすい。	制御周期ごとに最適化問題を解く必要があり、コントローラの

		制御対象への入力を決定		負荷が増大
駆動力バイアス トルク関数制御 (DF-B-TFC)	2024 年	スリップ率に応じてトルクを減衰するトルク関数を使用。車輪半径と駆動力の積に一致するバイアストルクでスリップからの復帰性能を最大化。	単純な四則演算と条件分岐で構築でき,コンローラへの負荷が少ない。トルク発散のリスクが少ない。	タイヤモデルのリアルタイム同定が必要

6.1 バイアストルクの最適化条件

5 章では, $r\omega$ の変化が 0 となるベクトルが多く存在することが, 最適なバイアストルクの条件となることが明らかとなった。このとき, 駆動輪の運動方程式

$$J \frac{d\omega}{dt} = T - rF_d \quad (4)$$

で, $d\omega/dt=0$ を満たす T を求めると,

$$T = rF_d \quad (50)$$

となることがわかる。したがって, 最適なバイアストルク条件は, rF_d で与えられることがわかる。

ここで, F_d は

$$F_d = \mu(\lambda)M_w g \cos \theta \quad (5)$$

である。 r , M_w , g , および θ は固定値であるため, T_B は路面摩擦関数に依存することがわかる。路面摩擦関数は,

$$\mu(\lambda) = D \sin(C \tan^{-1}(B\lambda - E(B\lambda - \tan^{-1}(B\lambda)))) \quad (27)$$

で示した路面摩擦関数であるため, 最終的な最適バイアストルク条件は

$$T = rM_w g \cos \theta D \sin(C \tan^{-1}(B\lambda - E(B\lambda - \tan^{-1}(B\lambda)))) \quad (51)$$

となり, 路面摩擦関数に大きく依存する関数となることがわかる。

6.2 駆動力バイアストルク関数制御

従来の B-TFC では, 特定のスリップ率でのみ最大駆動力を得ることができる。言い換えると, バイアストルクの値が固定されているため, 加速性能が十分に向上しないといった課題がある。

この課題を解決するために, 6.1 節で先述したバイアストルクの最適化条件を適用して,

$$\begin{cases} T = T^* \sqrt{1 - \left| \frac{\lambda}{\lambda_{lim}} \right|}, & \text{if } (|\lambda| \leq |\lambda_{lim}|) \text{ or } (T_B \leq T) \\ T = T_B = rF_d, & \text{if } (|\lambda| > |\lambda_{lim}|) \text{ or } (T_B > T) \end{cases} \quad (52)$$

で説明する DF-B-TFC 法を提案した。バイアストルクの最適化条件を適用することで, EV はスリップ率の広い範囲で最大駆動力を得ることができる。

ここで, 6.1 節で先述したように, 最適バイアストルク条件は

$$T = rM_w g \cos \theta D \sin(C \tan^{-1}(B\lambda - E(B\lambda - \tan^{-1}(B\lambda)))) \quad (53)$$

となり, 路面摩擦関数

$$\mu(\lambda) = D \sin(C \tan^{-1}(B\lambda - E(B\lambda - \tan^{-1}(B\lambda)))) \quad (27)$$

に大きく依存する。本研究では, 濡れた舗装路面を考慮し, 車両走行データから $B=13$, C

= 1.6, $D = 0.37$, $E = 0.12$ を得た。

6.3 DF-B-TFC の安定性解析

DF-B-TFC の場合の安定性解析を 4.2 節と同様の手法で行なう。

DF-B-TFC は

$$\begin{cases} T = T^* \sqrt{1 - \left| \frac{\lambda}{\lambda_{lim}} \right|}, & \text{if } (|\lambda| \leq |\lambda_{lim}|) \text{ or } (T_B \leq T) \\ T = T_B = rF_d, & \text{if } (|\lambda| > |\lambda_{lim}|) \text{ or } (T_B > T) \end{cases} \quad (52)$$

でトルクが決定される。全微分を行ない、動作点付近で線形化する。まず、 $(\lambda_0 \leq \lambda_{lim})$ or $(T_B \leq T)$ の場合は、

$$\frac{\delta T}{\delta \lambda} \Delta \lambda = \frac{T^*}{2} \left(1 - \frac{\lambda}{\lambda_{lim}} \right)^{-\frac{1}{2}}, \text{ if } (|\lambda_0| \leq |\lambda_{lim}|) \text{ or } (T_B \leq T) \quad (54)$$

となる。

伝達関数 K は

$$K = \frac{\Delta T}{\Delta \lambda} = \frac{T^*}{2} \left(1 - \frac{\lambda_0}{\lambda_{lim}} \right)^{-\frac{1}{2}}, \text{ if } (|\lambda_0| \leq |\lambda_{lim}|) \text{ or } (T_B \leq T) \quad (55)$$

となる。

一方、 $(\lambda_0 > \lambda_{lim})$ or $(T_B > T)$ の場合は、 $\mu(\lambda)$ の微小変化によって、トルクが異なるため、 $\mu(\lambda)$ の全微分をとって線形化する。

$$\frac{\delta T}{\delta \mu(\lambda)} \Delta \mu(\lambda) = rM_w g \alpha \Delta \mu(\lambda) \quad \text{, if } (|\lambda_0| > |\lambda_{lim}|) \text{ or } (T_B > T) \quad (56)$$

ここで、

$$\Delta \mu(\lambda) = \alpha \Delta \lambda \quad (28)$$

を代入し，伝達関数 K は

$$K = \frac{\Delta T}{\Delta \lambda} = rM_w g \alpha \quad , if(|\lambda_0| > |\lambda_{lim}|) or (T_B > T) \quad (57)$$

となる。

以上の導出結果をまとめると，DF-B-TFC の伝達関数 K は

$$K = \frac{\Delta T}{\Delta \lambda} = \begin{cases} \frac{T^*}{2} \left(1 - \frac{\lambda_0}{\lambda_{lim}}\right)^{\frac{1}{2}} , if(|\lambda_0| \leq |\lambda_{lim}|) or (T_B \leq T) \\ rM_w g \alpha \quad , if(|\lambda_0| > |\lambda_{lim}|) or (T_B > T) \end{cases} \quad (58)$$

となる。したがって，DF-B-TFC の伝達関数は分母に s を持たないゲインであることが判明した。そのため，4.1.3 節で先述した安定性解析と同様に，車両運動モデルの安定性解析を行えば，DF-B-TFC の安定性がわかる。

4.1.3 節で求めた車両運動モデルの特性方程式の根は

$$s = - \frac{\alpha(M_w g(1 - \lambda_0)M + M_w g M_m)}{M M_m V_{\omega_0}} \quad (35)$$

である。また，4.2.3 節と同様に，

$$M_w > 0 \quad (36)$$

$$M_m > 0 \quad (37)$$

$$M > 0 \quad (38)$$

$$g = 9.8 \quad (39)$$

$$V_{\omega_0} > 0 \quad (40)$$

$$\lambda_0 > 0 \quad (41)$$

の条件を考慮すると，安定性は α に依存することがわかり，安定性解析の結果は下記 a).か

ら c).の通りとなる。

a). $\alpha > 0$ の場合：根の実数部が負になるため，安定。

b). $\alpha = 0$ の場合：根の実数部が 0 となるため，安定限界。

c). $\alpha < 0$ の場合：根の実数部が正となるため，不安定。

したがって，制御を安定させるためには車両の定常動作点を路面摩擦関数の安定領域にのみ存在させればよい。

6.4 定常動作点解析による有効性確認

図 6-1 に定常動作点解析の結果を示す。指令トルクなどの条件は，4 章の定常動作点解析と同様である。 $0.1 < \lambda < 0.6$ に着目すると，DF-B-TFC は従来の B-TFC と比較して，高いトルクを印加することができているとわかる。また，このトルクは，タイヤ路面間の摩擦力よりもわずかに小さい値である。したがって DF-B-TFC では，スリップしない限界までトルクを上昇させていることが判明した。

その結果，DF-B-TFC によって，スリップからの復帰時にトルクを最大限印加することができると判明した。また，その分加速性能が向上できると期待される。

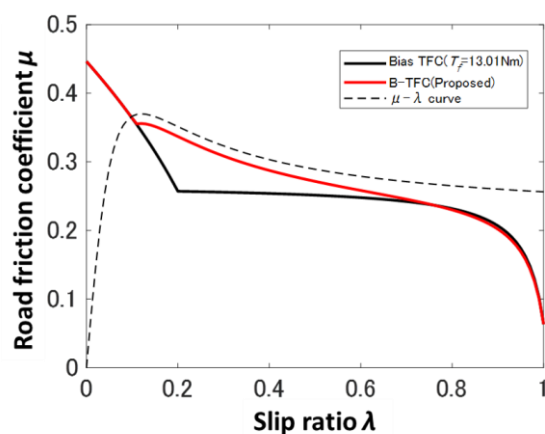


図 6-1 定常動作点解析の結果

6.5 Phase Plane 解析による有効性確認

Phase Plane 解析で車両の動きを評価した。1°の上り坂で停車中の EV に 22.5 Nm の指令トルクを適用した。また、従来の B-TFC 法を使用する場合、13.01 Nm のバイアストルクを適用した。これらの解析では、駆動輪速度の変化のない垂直ベクトルを最大加速度ベクトル $D = (0, dV/dt)$ としてプロットした。

図 5-5 は、従来の B-TFC 法を使用した場合の結果を再掲したものである。垂直ベクトルは、 $\lambda = 0.11$ と 0.76 でのみ生成された。さらに、駆動輪速度と車両速度の変化を伴うベクトルが生成された。スリップ率が 0.76 を超えると、 $r\omega$ が増加した。また、スリップ率が 0.76 未満の場合は、 $r\omega$ が減少した。したがって、特定のスリップ率でのみ最大駆動力を得ることができた。これらの結果は、バイアストルクの値が固定されているため、復帰性能および加速性能が十分に向上していないことを示す。

一方、図 6-2 は、DF-B-TFC を使用した場合の結果を示す。垂直ベクトルは、 $\lambda = 0.11$ から $\lambda = 1$ の間で生成された。すなわち、EV はどのスリップ率でも最大駆動力を得ることができたといえる。これらの結果は、DF-B-TFC が復帰性能および加速性能を向上させることを示している。

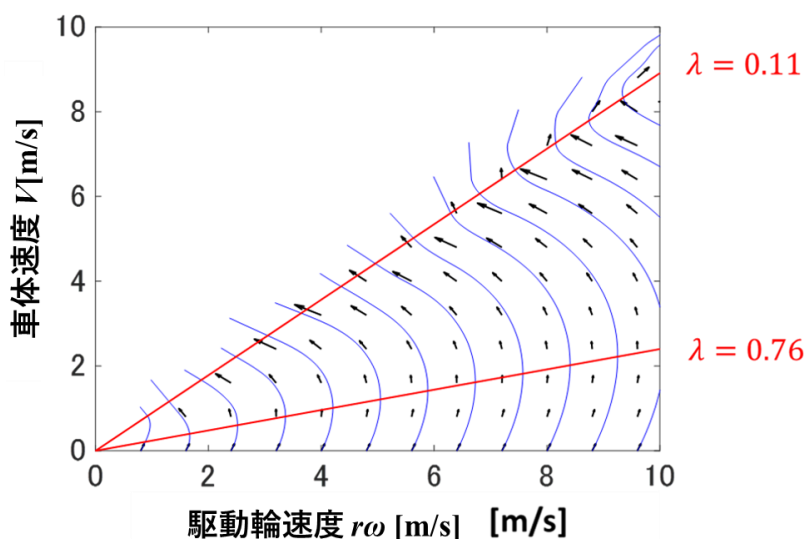


図 5-5(再掲) Phase Plane 解析(バイアストルク関数制御($T_B = 13.01$ Nm))

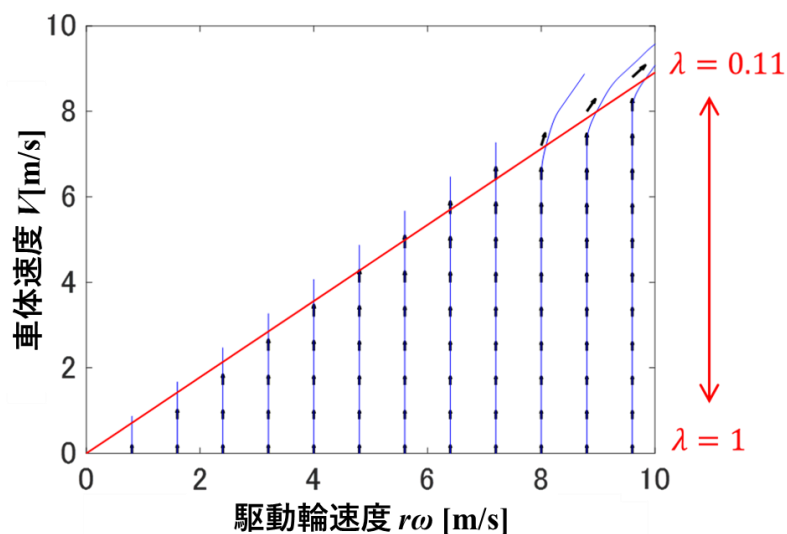


図 6-2 Phase Plane 解析(DF-B-TFC)

6.6 時間変化シミュレーションによる有効性確認

DF-B-TFC 方式の有効性を時間変化シミュレーションにより評価した。濡れた舗装路面の 1° の上り坂で停止する EV に、 22.5 Nm の指令トルク T^* を適用した。また、従来の B-TFC 方式では、 $T_b = 13.01 \text{ Nm}$ のバイアストルクが印加された。

図 6-3 はスリップ率の結果を示す。従来の B-TFC では、EV の発進時にスリップ率は 1 であり、0.7 秒間で 0.1 に減少した。一方、DF-B-TFC 方式では、EV の発進時にスリップ率は 1 であり、0.55 秒間で 0.1 に減少し、従来の B-TFC 方式よりも高速であった。これらの結果は、DF-B-TFC 方式が従来の B-TFC 方式と比較して、スリップ現象を迅速に抑制できることを示している。

図 6-4 はトルクの結果を示す。従来の B-TFC では、0.7 秒まではトルクが 13.01 Nm に抑えられ、0.7 秒以降は $2.0 \text{ Nm} \sim 22.5 \text{ Nm}$ の間で変動した。一方、DF-B-TFC 方式では、0.45 秒まではトルクが 12.5 Nm で、0.45 秒以降は $12.5 \text{ Nm} \sim 20.5 \text{ Nm}$ の間で変動した。結果として、DF-B-TFC 方式によりトルクの変動が低減された。

車速の結果を図 6-5 に示す。従来の B-TFC では、3 秒時点での車速は 1.8 m/s であった。また、DF-B-TFC 方式では、3 秒時点での車速は 1.9 m/s であり、従来の B-TFC 方式よりも高かった。これらの結果は、DF-B-TFC が復帰性能と加速性能を向上させることを示している。

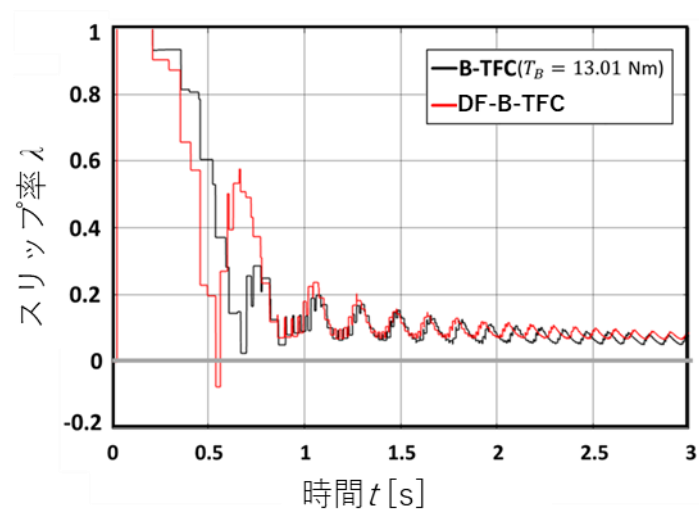


図 6-3 スリップ率の時間変化

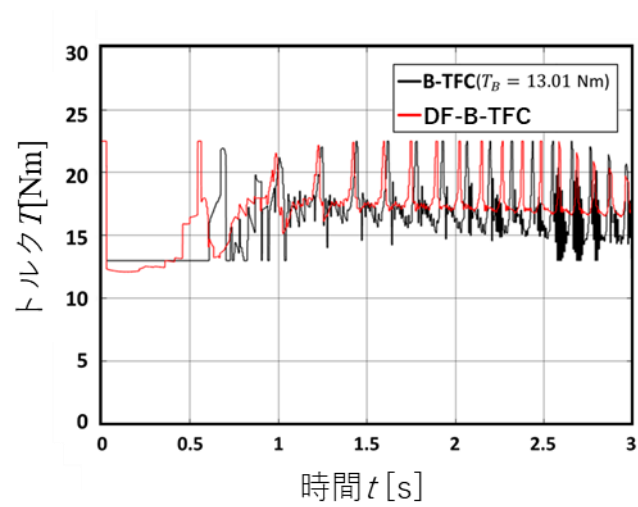


図 6-4 トルクの時間変化

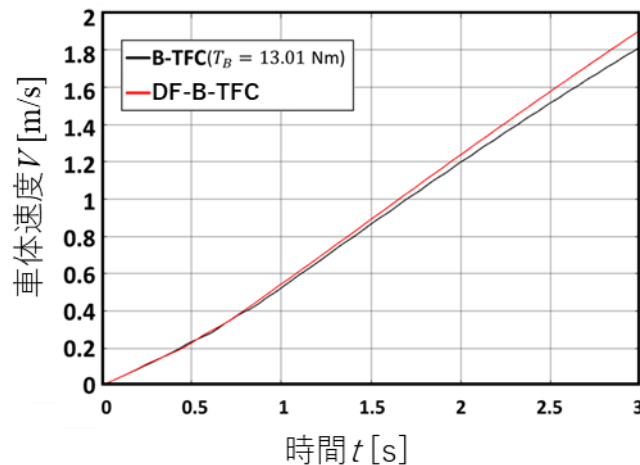


図 6-5 車体速度の時間変化

6.7 実験による有効性確認

DF-B-TFC 方式の有効性を実験により評価した。濡れた舗装路面の 1° の上り坂で停止する EV に、 22.5 Nm の指令トルク T^* を適用した。また、従来の B-TFC 方式では、 $T_B = 13.01$ Nm のバイアストルクが印加された。

図 6-6 はスリップ率の結果を示す。従来の B-TFC では、EV の発進時にスリップ率は 1 であり、 0.7 秒間で 0.1 に減少した。一方、DF-B-TFC 方式では、EV の発進時にスリップ率は 1 であり、 0.45 秒間で 0.1 に減少し、従来の B-TFC 方式よりも高速であった。これらの結果は、DF-B-TFC 方式が従来の B-TFC 方式と比較して、スリップ現象を迅速に抑制できることを示している。

図 6-7 はトルクの結果を示す。従来の B-TFC では、 0.7 秒まではトルクが 13.01 Nm に抑えられ、 0.7 秒以降は 2.0 Nm $\sim$ 22.5 Nm の間で変動した。一方、DF-B-TFC 方式では、 0.45 秒まではトルクが 12.5 Nm で、 0.45 秒以降は 12.5 Nm $\sim$ 20.5 Nm の間で変動した。結果として、DF-B-TFC 方式によりトルクの変動が低減された。

車速の結果を図 6-8 に示す。従来の B-TFC では、 3 秒時点での車速は 1.75 m/s であった。また、DF-B-TFC 方式では、 3 秒時点での車速は 2.1 m/s であり、従来の B-TFC 方式よりも高

かった。これらの結果は、DF-B-TFC が復帰性能と加速性能を向上させることを示している。

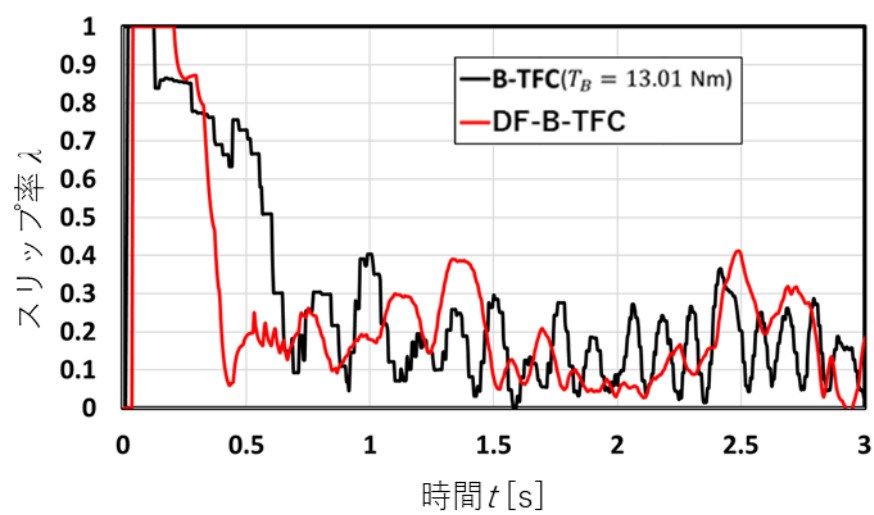


図 6-6 スリップ率の時間変化

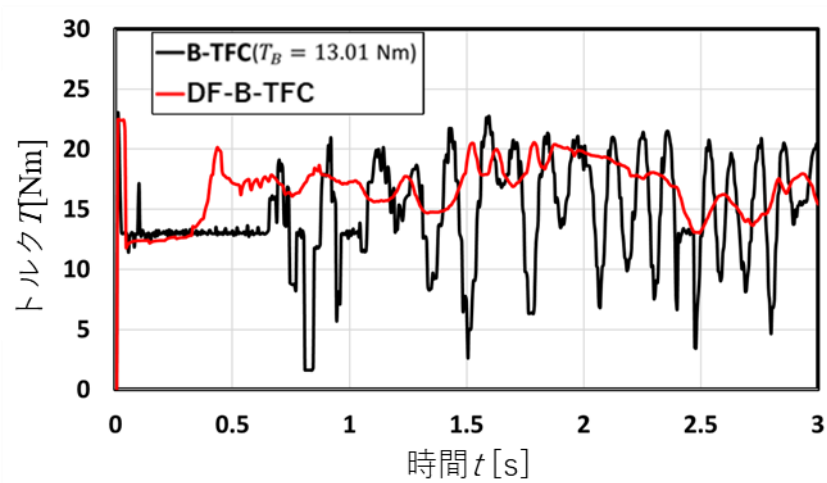


図 6-7 トルクの時間変化

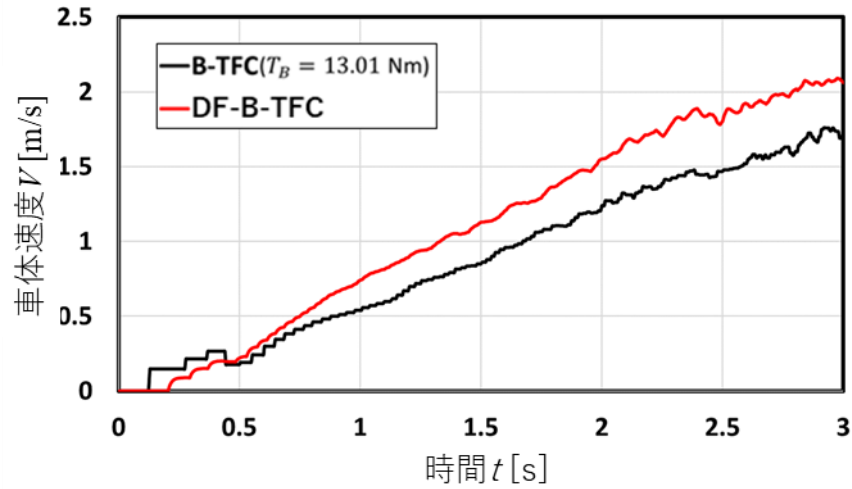


図 6-8 車体速度の時間変化

6.8 まとめ

6 章ではバイアストルクの最適化条件として、 $r\omega$ の変化が 0 となるベクトルの条件を検討した。また、検討した条件を適用した駆動力バイアストルク関数制御(DF-B-TFC)を導入し、バイアストルクを最適化した。

運動方程式を計算して、駆動力と駆動輪半径の積

$$T = rF_d \quad (50)$$

がバイアストルクの最適化条件であることを見出した。3 章から 6 章にかけて、検討してきたバイアストルク関数制御では、式(50)の条件で T_B を与えることで、最適制御となることが示された。

有効性の検証では、 1° の勾配で車両の加速性能を評価した。定常動作点解析では、タイヤ路面間の摩擦力よりもわずかに小さいトルクを印加し続けていることが示され、限界までトルクを上昇させていることが判明した。Phase Plane 解析では、垂直ベクトルは $\lambda = 0.11$ から $\lambda = 1$ の間で生成された。時間変化のシミュレーションでは、従来の B-TFC で 0.7 秒要していたスリップからの復帰が 0.55 秒に短縮された。3 秒時の車速は DF-B-TFC を使用した場合は 1.9 m/s、従来の B-TFC を使用した場合は 1.8 m/s であった。実験では、3 秒時の車速は DF-B-TFC を使用した場合は 2.1 m/s、従来の B-TFC を使用した場合は 1.7 m/s

であった。これらの結果は、DF-B-TFC が復帰性能と加速性能を向上させることを示している。

従来の手法と比較すると、DF-B-TFC は四則演算と条件分岐、三角関数があれば実装することができ計算量も少なく、コントローラ負荷も小さい。また、タイヤ-路面摩擦のリアルタイム同定は必要であるものの、トルクの取りうる範囲が 0Nm から指令値であり、発散リスクが無い制御手法である。また、タイヤ-路面間の路面摩擦関数が明確であればあらゆる路面やタイヤで使用できるという利点もある。

ここで得られた最適バイアストルク条件は、路面摩擦関数に大きく依存することが明らかになった。タイヤ-路面間の路面摩擦関数をリアルタイムで同定する手法の確立が必要となったため、7 章では新たに路面摩擦関数を同定する手法を検討した。

第7章 運転データ最小二乗法によるタイヤモデル同定

2章で従来手法について調べていく中で、従来のタイヤモデルの同定では下記に示す課題があることが判明した。カルマンフィルタは初期値の誤差が大きい。人工ニューラルネットワークはシステムが複雑になりやすい。その課題を解決するため、わずか1回の走行かつ少ないデータ点数で路面摩擦関数を同定できるD-LSMを新たに提案した。

実験では3種類のタイヤの約1000点の走行データから路面摩擦関数を同定した。ここで表7-1にて2.3節にて先述した従来手法と、本研究で提案するD-LSMを比較した結果を示す。一方で、本研究で提案したD-LSMはシンプルな構造のシステムで構成でき、1回の走行かつ少ないデータ点数で同定可能な特徴がある。また、アンダーサンプリングと最小二乗法で構成された単純なシステムを使用して同定することができる。

D-LSMでは、走行データから路面摩擦関数が同定される。 $r\omega$ と V の走行データは、0から0.8までの広いスリップ率で5秒間にわたって取得された。さらに、車両モデルを使用して走行データから $\mu-\lambda$ 特性を抽出した。抽出された $\mu-\lambda$ 特性は $\lambda=0.05$ から0.2で最大値を持ち、典型的なタイヤ特性を示している。また走行データはスリップ率0から0.05のグループに60%集中する偏りがあり、データの不均衡を解消するためにアンダーサンプリングによってデータポイント数を削減した。

最小二乗同定では、走行データと路面摩擦関数の差を最小化する最適化問題を解くことで路面摩擦関数を同定した。路面摩擦関数を同定した結果、RMSEは0.03314であった。さらに、同定結果を典型的な摩擦滑り曲線と比較すると、最大値は0.3~0.5の間、 $\lambda=0.05$ ~0.2の間に位置し、両方の特性が一致していた。この結果、D-LSMの汎用性が示された。以上の結果から、わずか1回の走行かつ少ないデータ点数で路面摩擦関数を同定できるD-LSMの有効性が示された。

表 7-1 従来手法と提案手法の比較

手法	年代	原理	長所	短所	事例
カルマンフ ィルタ ^{[64]–[67]}	1990 年代 後半以降	現在の計測 値，システム への入力 と 1 時刻前 の推定値の 3 値から状 態を推定	再帰的に繰 り返し推定 できる。	カルマンゲ インの調整 が必要。初期 値の誤差が 大きい。	Ruggaber ら。 15 秒間の走行 デ ー タ か ら RMSE (二乗平均 平方根誤差) 0.04 を達成 ^[72]
人工ニュー ラルネット ワ ー ク (ANN) ^{[69]–[71]}	2020 年以 降	人間の脳内 にあるニュー ーロンと呼 ばれる神経 細胞の動作 を模擬した システム	設計次第で 高精度なモ デルを製作 可能。	高精度なモ デルを作る ためには隠 れ層を増や す必要があ り、システム が複雑にな りやすい	Olazagoitia ら。 6,250 個のデー タポイントから RMSE 0.038 を 達成
運転データ 最小二乗法 (D-LSM)	2025 年	最小二乗法 とアンダー サンプリン グで，走行 データから タイヤモデ ルを同定	最小二乗法 とアンダー サンプリン グの簡易的 なシステム で同定可能。 5 秒で 1000	データ点数 が極端に少 ない場合は 同定精度が 低下する。デ ータ点数が 極端に多い 場合は計算	本研究で検証。 5 秒間の走行， 1000 点のデー タ 点 数 で RMSE 0.033 を達成。

			点のデータ 点数で同定 可能。	速度が遅く なる。	
--	--	--	-----------------------	--------------	--

7.1 D-LSM

従来の同定方法の課題となっていたデータ数の削減を達成するために、駆動輪速度と車両速度を計測することにより、EVの滑りを表す路面摩擦関数を1回の走行かつ1000点のデータで求める新しい走行データ最小二乗法（D-LSM）を提案した。

著者が提案するD-LSMは、1回の走行データ測定だけで路面摩擦関数を同定することができる。図7-1はD-LSMのプロセスを示している。

D-LSMは4つのステップで構成されている。まず、駆動輪速度 $r\omega$ と車両速度 V の計測について説明する。これらのデータから、路面摩擦係数 μ とスリップ率 λ 間の特性（ μ - λ 特性）を抽出する。次に、データの不均衡を排除するためのアンダーサンプリングを行なう。データ不均衡の解消には、オーバーサンプリングと呼ばれるデータ点数を増やして不均衡を排除する方法もある。ただし、本研究では高速で同定することと、データ数の削減に着目しているため、アンダーサンプリングによって、データ点数を削減した。データ点数を削減することでEVの高速トルク応答に追従できるものと想定した。最後に、最小二乗同定について説明し、摩擦-スリップ曲線をmagic formulaタイヤモデルとして表す。

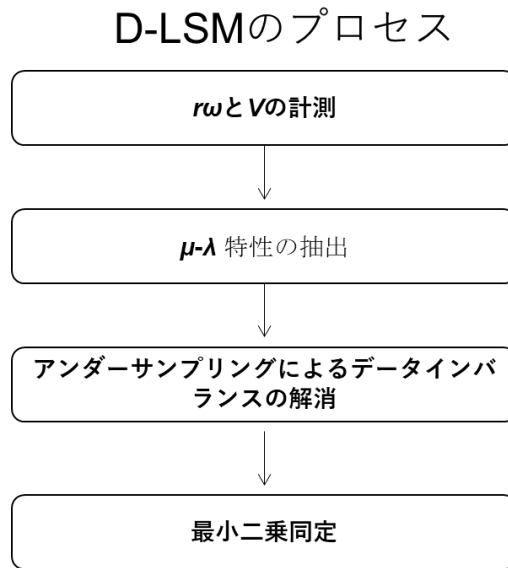
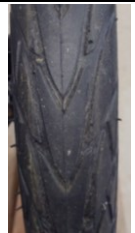


図 7-1 D-LSM のプロセス

7.2 対象のタイヤについて

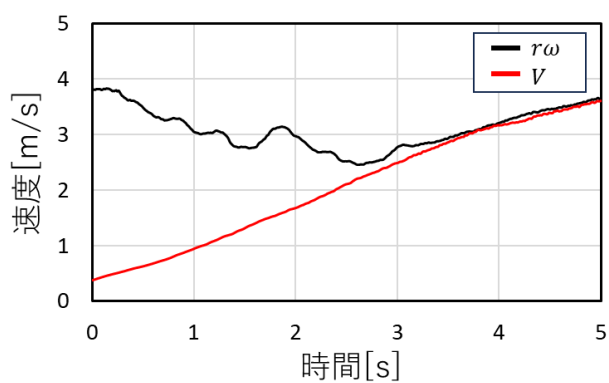
表 7-2 に実験用タイヤの仕様を示す。本研究ではタイヤの種類を問わず普遍的に使用できる手法を確立するため、3 種類のタイヤについてタイヤモデルを特定した。これら 3 種類のタイヤは、トレッドと呼ばれる溝のパターンが異なっている。SR165 は、トレッドが独立したブロックで構成されたブロックタイヤで、雪道やぬかるみ道でも高い駆動力を得ることができる。マラソンレーサーはリブラグタイヤの一種で、トレッドの全てに縦溝と横溝が刻まれており、舗装路面、未舗装路面の両方で高い駆動力を得ることができる。また、直進安定性、操縦安定性にも優れている。W-2102 はトレッドのないスリックタイヤだが、舗装路面で最も高い駆動力を得られるタイヤ形状となっている。

表 7-2 実験対象のタイヤ

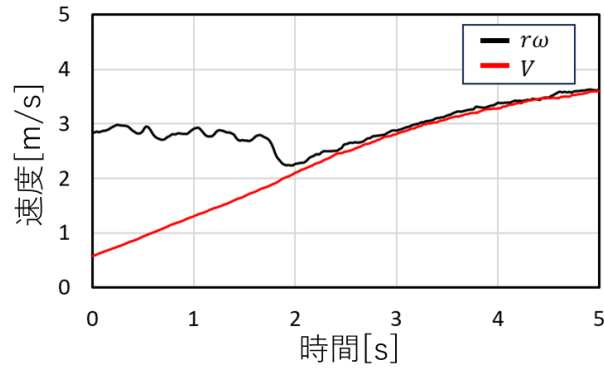
型式	SR165	Marathon racer	W-2102
メーカー	Shinko	Schwalbe	YunSCM
サイズ	16 x 1.50 インチ (ETRTO 40-305)		
トレッドパターン	ブロックタイヤ	リブラグタイヤ	スリックタイヤ
トレッドのイメージ			

7.3 $r\omega$ と V の測定

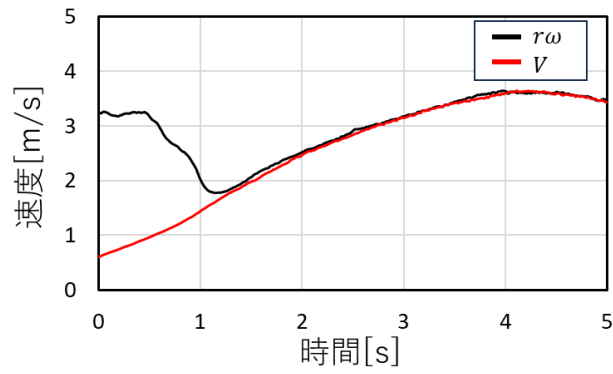
3 種類のタイヤを装着した EV を濡れた石畳の上を走行させた。加速中に計測したデータを図 7-2 に示す。図 7-2(a)～図 7-2(c)はそれぞれ、ノブ付きタイヤ、リブラグタイヤ、スリックタイヤの加速データを示している。広範囲のスリップ率のデータを記録するため、0 秒のスリップ率が 0.8 以上になるようにトルクをかけた。0 秒以降は、モータの最大出力で車両を加速し、徐々にスリップ率を下げた。その結果、5 秒間の走行で、0～0.8 の広範囲のスリップ率の走行データを取得することができた。



(a) ブロックタイヤ



(b) リブラグタイヤ



(c) スリックタイヤ

図 7-2 速度の時間変化

7.4 μ - λ 特性の抽出

μ - λ 特性は、7.3 節の走行データから導出された。 μ は

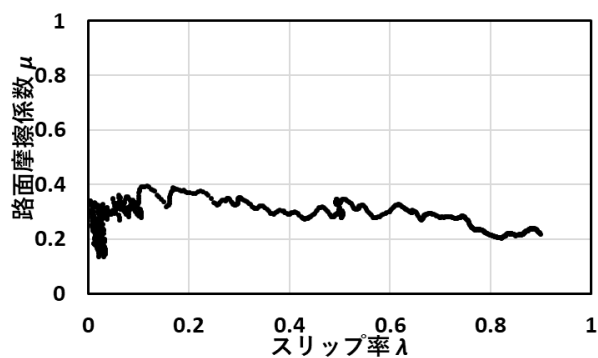
$$M \frac{dV}{dt} = nF_d - Mg \sin \theta - K_{rc}Mg - A_{rc}SV^2 \quad (3)$$

$$F_d = \mu(\lambda)M_w g \cos \theta \quad (5)$$

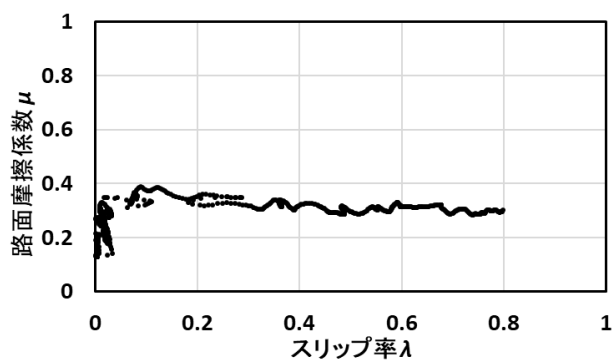
を用いて導出され、 λ は

$$\lambda = \frac{|r\omega| - |V|}{\max(|r\omega|, |V|)} \quad (1)$$

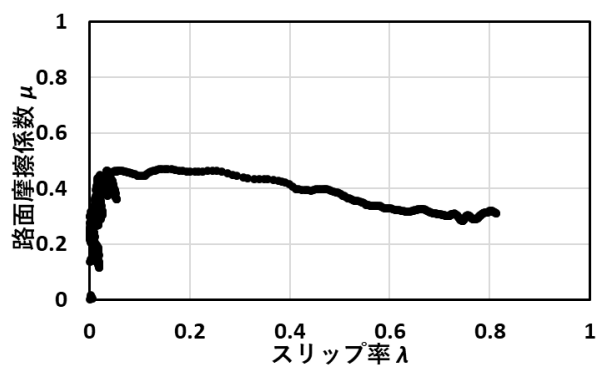
から導出される。図 7-3 は、走行データから導出された μ と λ の関係を示す。すべてのタイヤにおいて、 μ は $\lambda = 0.05 \sim 0.2$ で最大値に達しており、典型的なタイヤ特性を示している。また、本研究では加速のみを考慮しているため、スリップ率の範囲は $0 \leq \lambda \leq 1$ に限定されている。



(a) ブロックタイヤ



(b) リブラグタイヤ



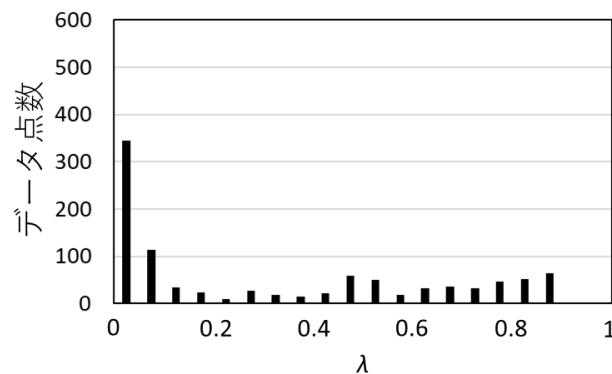
(c) スリックタイヤ

図 7-3 走行データから抽出した μ - λ 特性

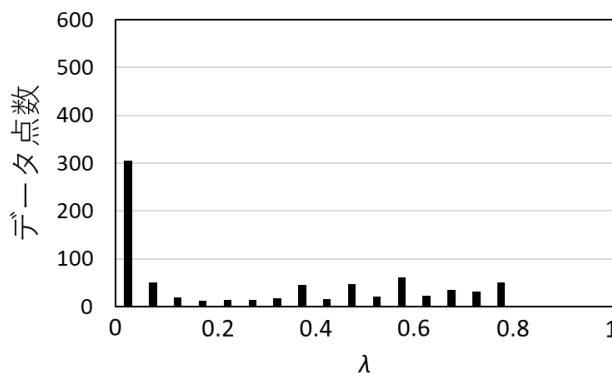
7.5 アンダーサンプリングによるデータ不均衡の解消

スリップ率 0~1 を 0.05 の間隔でグループ分けし、7.5 節で得られた走行データを分類した。結果を図 7-4 に示す。7.5 節で得られた走行データの 60%がスリップ率 0~0.05 のグループに集中しており、データ分布に偏りがあることがわかる。このデータをそのまま最小二乗法同定に用いた場合、スリップ率 0~0.05 のグループで過学習が発生してしまう。一方、スリップ率 0.05 以上のグループでは、相対的に同定精度が低下する可能性がある。

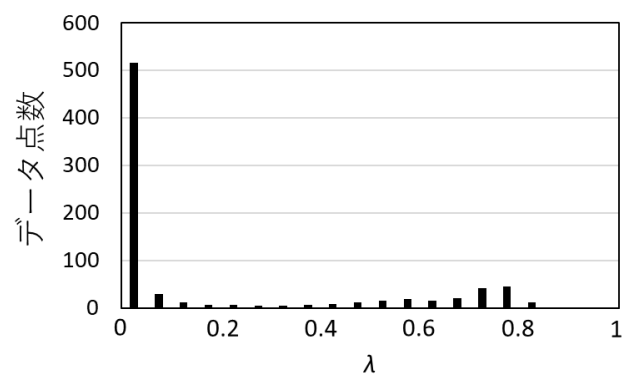
対策として、アンダーサンプリングと呼ばれる手法でデータを間引いた^[81, 82]。アンダーサンプリングとは、各グループのデータポイント数を減らして、データポイントが最も少ないグループに合わせる操作である。本研究では、データ点数が最も少ないものとなるようにランダムにデータを間引いた。図 7-5 はアンダーサンプリング後のデータ分布を示す。間引くことで、スリップ率 0~0.05 の範囲のデータの集中が解消され、全グループ間でデータ点数が均等になった。



(a) ブロックタイヤ

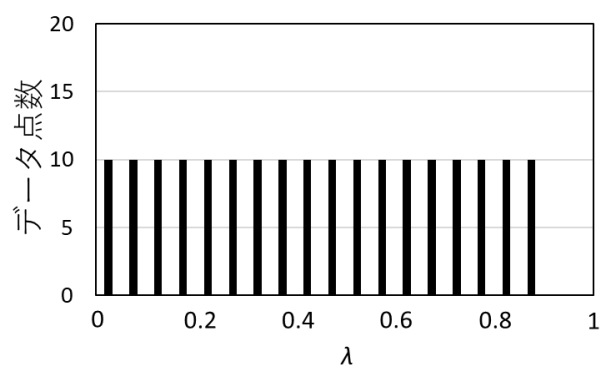


(b) リブタイヤ

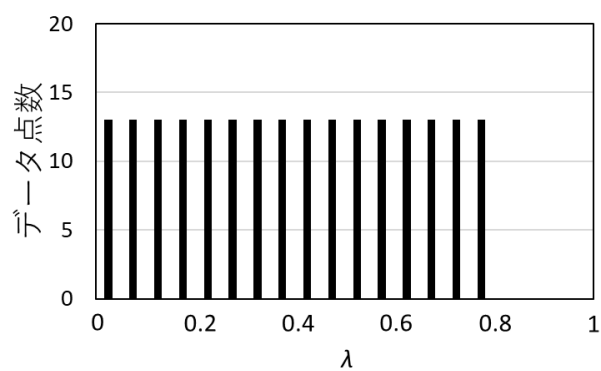


(c) スリックタイヤ

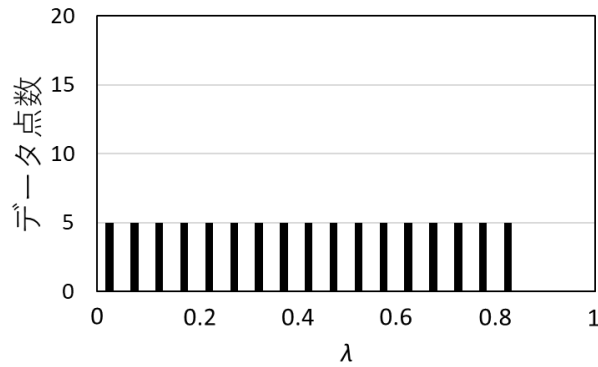
図 7-4 データ点数の分布(アンダーサンプリング前)



(a) ブロックタイヤ



(b) リブラグタイヤ



(c) スリックタイヤ

図 7-5 データ点数の分布(アンダーサンプリング後)

7.6 最小二乗同定

アンダーサンプリングされたデータを使用して，路面摩擦関数のパラメータ B , C , D , E を最小二乗同定によって導出した。最小二乗同定は，

$$\text{Minimize : } \sum_{\mu_d(\lambda_d) \in \text{Driving Data}} [\mu(\lambda) - \mu_d(\lambda_d)]^2 \quad (59)$$

に示す最適化問題を解くことによって実行される。評価関数は，得られた関数 $\mu(\lambda)$ と実際の運転データ $\mu_d(\lambda_d)$ の残差の二乗和を最小化する。同定では，

$$0 < C \quad (60)$$

$$0 < D \quad (61)$$

$$E \leq 1 \quad (62)$$

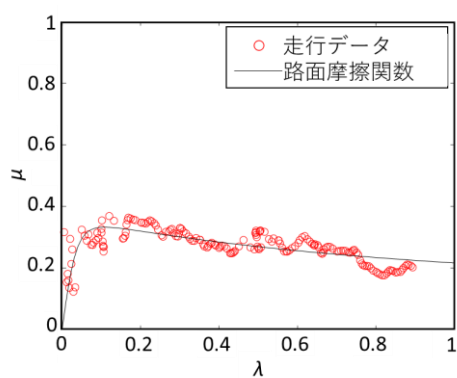
に示す制約が与えられ，パラメータ制約に従って縦方向のパラメータを同定する^[79]。本研究では，MATLAB の最適化ツールボックスを使用して，制約を明示的に考慮して最小二乗同定を実行した。

7.7 同定結果

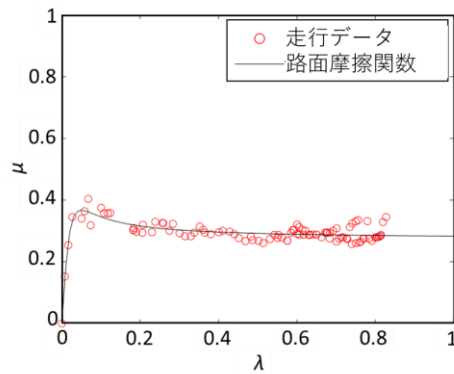
表 7-3 にパラメータ同定結果を示す。すべてのタイヤにおいて、 D の値はそれぞれ 0.3～0.5 であった。 C , D , E の解は、7.7 節で説明した制約を満たす範囲内で得られた。これらの同定結果をマジックフォーミュラに代入し、曲線をプロットした。結果を図 7-6 に示す。すべてのタイヤにおいて、最大の μ は $0.05 < \lambda < 0.2$ であった。本研究では、D-LSM によって得られたタイヤモデルを、RMSE と代表的なタイヤモデルとの比較の 2 つの観点から評価した。

表 7-3 路面摩擦関数の同定結果

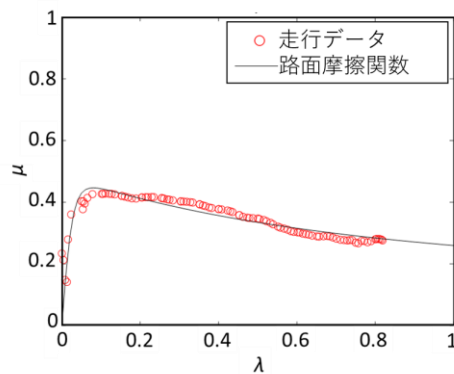
タイヤ	ブロック タイヤ	リブラグ タイヤ	スリック タイヤ
B	16.9952	20.752	29.0337
C	1.8065	2.0577	1.8272
D	0.3544	0.3651	0.4793
E	0.8459	0.9794	0.8906



(a) ブロックタイヤ



(b) リブラグタイヤ



(c) スリックタイヤ

図 7-6 同定結果と走行データの比較

7.8 二乗平均誤差評価による同定の妥当性の検証

D-LSM の妥当性は RMSE を用いて評価した。本研究では, 7.4 節で導出した μ - λ 特性と 7.7 節で得られた結果から RMSE を導出した。RMSE 評価結果を表 7-4 に示す。すべてのタイヤにおいて RMSE は 0.06 未満であり, D-LSM 法の妥当性を示している。

表 7-4 RMSE

タイヤ	ブロックタイヤ	リブラグタイヤ	スリックタイヤ
RMSE	0.05508	0.05301	0.03314

7.9 典型的な路面摩擦関数と同定結果の比較による汎用性の検証

同定結果を典型的な摩擦滑り曲線^[80]と比較した。結果を図 7-7 に示す。最大値は 0.3 と 0.5 の間にあり、極大値は $\lambda = 0.05$ と 0.2 の間にあることがわかる。この結果は両者の特性が一致していることを示している。その結果、D-LSM の汎用性が示された。

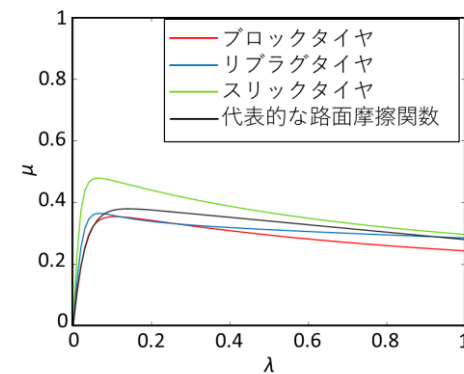


図 7-7 代表的な路面摩擦関数との比較

7.10 まとめ

D-LSM を提案し、1 回の走行で取得した約 1,000 の走行データから路面摩擦関数を同定した。D-LSM にはカルマンフィルタや人工ニューラルネットワークと比較して、少ないデータ点数で同定可能な特徴がある。また、アンダーサンプリングと最小二乗法で構成された単純なシステムを使用して同定することができる。

D-LSM は走行データから路面摩擦関数を同定する手法である。 $r\omega$ と V の走行データは、0 から 0.8 までの広いスリップ率で 5 秒間にわたって取得された。さらに、車両モデルを使用して走行データから μ - λ 特性を抽出した。抽出された μ - λ 特性は $\lambda = 0.05$ から 0.2 で最大値を持ち、典型的なタイヤ特性を示している。また、走行データはスリップ率 0 から 0.05 のグループに 60% 集中する偏りがあり、データの不均衡を解消するためにアンダーサンプリングによってデータポイント数を削減した。

最小二乗同定では、走行データと路面摩擦関数の差を最小化する最適化問題を解くことで路面摩擦関数を同定した。路面摩擦関数を同定した結果、RMSE は 0.03314 であった。さらに、同定結果を典型的な摩擦滑り曲線と比較すると、最大値は 0.3~0.5 の間、 $\lambda = 0.05$ ~

0.2 の間に位置し、両方の特性が一致していた。この結果、D-LSM の汎用性が示された。

ただし、D-LSM は直線加速モデルのみで検証されており、今後は減速や曲線走行への D-LSM の適用を検討する必要がある。また、現在の D-LSM は一度スリップさせて走行データを取得する必要がある。本来の目標は走行しながらリアルタイムで路面摩擦関数を同定する手法の確立である。今後は、機械学習を導入して路面を判別する手法を検討するほか、4 章で導入したシミュレーションモデルを用いての機械学習や、有効性検証を行う必要がある。

第8章 結論

8.1 本研究のまとめ

本研究の目的は、「あらゆる路面でリアルタイム高速安定制御を実現すること」であり、必要となる 2 つの要素「路面状況に応じたトルク制御」と「タイヤ-路面摩擦をリアルタイムで同定する手法」について、研究を行なった。

8.1.1 「路面状況に応じたトルク制御」

3 章から 6 章では、「路面状況に応じたトルク制御」について研究を行い、6 章にて駆動力バイアストルク関数制御(DF-B-TFC)を提案した。

表 8-1 に従来のスリップ手法と 6 章で提案する DF-B-TFC の比較を示す。DF-B-TFC によって、従来手法で課題となっていたコントローラ負荷や、トルク発散のリスクが解消された。また、タイヤ-路面摩擦のリアルタイム同定によって、あらゆる路面状態に自動で適応できるといった副次的な利点も生じた。

また、C-TFC と比較すると、登坂での後退が抑制された。3 章から 5 章で先述した B-TFC と比較すると、バイアストルクが最適化され、スリップからの復帰性能や加速性能が向上した。

表 8-1 「路面状況に応じたトルク制御」従来の制御手法と提案手法の比較

制御手法	年代	原理	長所	短所
ファジィ制御 ^[22, 23]	1993 年以降	仮想的な代表値を設定してそれぞれにどれだけ近いかを数値化して、制御量を決定	路面状況があいまいな状態でも推定して制御できる利点がある	代表的な路面の設定のために膨大なデータを要する

モデル追従制御 [24]–[26]	1998 年以降	理想状態に制御対象が追従するように、入力値を決定	理想状態と比較することで外乱に対して強いロバスト性を持つ。	理想状態と比較するため、モデル精度が悪い場合は制御が効きにくい
PID 制御[27]–[30]	2001 年以降	比例, 積分, 微分を用いて、入力値を決定	産業界で広く使われている制御手法であり、技術者にとっても扱いやすい。	ゲイン設定値を誤ると制御系が発散する可能性がある。路面ごとにゲインを設定する必要がある。
モデル予測制御 [31]–[41]	2000 年代後半以降	各時刻で制御対象の未来の状態を予測し、最適化することで、制御対象への入力を決定	最適化問題を解くため、制約条件を組み込みやすい。	制御周期ごとに最適化問題を解く必要があり、コントローラの負荷が増大
駆動力バイアストルク関数制御 (DF-B-TFC)	2024 年	スリップ率に応じてトルクを減衰するトルク関数を使用。車輪半径と駆動力の積に一致するバイアストルクでスリップからの	単純な四則演算と条件分岐で構築でき、コントローラへの負荷が少ない。トルク発散のリスクが少ない。	タイヤモデルのリアルタイム同定が必要

		復帰性能を最大化。		
--	--	-----------	--	--

8.1.2 「タイヤ-路面摩擦をリアルタイムで同定する手法」

7章では、「タイヤ-路面摩擦をリアルタイムで同定する手法」について研究を行い、走行データ最小二乗法(D-LSM)を提案した。表 8-2 に従来手法と提案手法の比較を示す。

D-LSM によって、シンプルな構造のシステムを用いて、1 回の走行かつ少ないデータ点数で同定できるようになった。具体的には本研究では、5 秒間の走行、1000 点のデータ点数で RMSE 0.033 を達成した。従来手法では、カルマンフィルタで 15 秒間の走行データから RMSE 0.04 であり、ANN では 6,250 個のデータポイントから RMSE 0.038 を達成していたため、本研究の有効性が示された。

表 8-2 「タイヤ-路面摩擦をリアルタイムで同定する手法」 従来手法と提案手法の比較

手法	年代	原理	長所	短所	事例
カルマンフィルタ [64]–[67]	1990 年代後半以降	現在の計測値、システムへの入力と 1 時刻前の推定値の 3 値から状態を推定	再帰的に繰り返し推定できる。	カルマンゲインの調整が必要。初期値の誤差が大きい。	Ruggaber ら。 15 秒間の走行データから RMSE (二乗平均平方根誤差) 0.04 を達成 ^[72]
人工ニューラルネットワーク (ANN) [69]–[71]	2020 年以降	人間の脳内にあるニューロンと呼ばれる神経	設計次第で高精度なモデルを製作可能。	高精度なモデルを作るためには隠れ層を増や	Olazagoitia ら。 6,250 個のデータポイントから RMSE 0.038 を

		細胞の動作を模擬したシステム		す必要があり、システムが複雑になりやすい	達成
運転データ 最小二乗法 (D-LSM)	2025 年	最小二乗法とアンダーサンプリングで、走行データからタイヤモデルを同定	最小二乗法とアンダーサンプリングの簡易的なシステムで同定可能。 5 秒で 1000 点のデータ点数で同定可能。	データ点数が極端に少ない場合は同定精度が低下する。データ点数が極端に多い場合は計算速度が遅くなる。	本研究で検証。 5 秒間の走行、1000 点のデータ点数で RMSE 0.033 を達成。

8.2 今後の課題の検討

現在の検証は、直進時のみを考慮したものであり、曲線走行時など走行条件を広げて検証する必要がある。特に、下記の a)., b). の条件に着目して検証する必要がある。

a). 急に路面条件が変化(たとえば乾燥→雪に変化)した場合は検証されていない。路面状況の変化に着目した研究が必要である。具体的には路面状況の変化を素早く検知するアルゴリズムについて機械学習等を用いて検討する必要がある。

b). 減速の場合は安定性評価に使用した伝達関数やスリップ率平衡曲線の導出の前提が、加速の場合と変わる。したがって別途検証が必要である。具体的には、減速時には 3 章の安定性評価からやり直す必要がある。

また、「タイヤ-路面摩擦をリアルタイムで同定する手法」として 7 章で提案した D-LSM についても直進走行のみ考慮しているため、あらゆる運転条件で適用することを考える

と、曲線走行の同定も考慮する必要がある。さらに、D-LSM は直線加速モデルのみで検証されており、今後は減速や曲線走行への D-LSM の適用を検討する必要がある。また、現在の D-LSM は一度スリップさせて走行データを取得する必要がある。本来の目標は走行しながらリアルタイムで路面摩擦関数を同定する手法の確立が必要である。今後は、機械学習を導入して路面を判別する手法を検討するほか、4 章で導入したシミュレーションモデルを用いての機械学習や、有効性検証を行う必要がある。

謝辞

まず、本研究を遂行するにあたって、数多くの助言をくださった指導教員の天野直紀先生に厚く御礼申し上げます。また、論文の執筆指導を熱心に行ってくださった高木茂行先生、連日の実験を補助してくださった友部太一君、石井和慶君、張さん、李さん、宇テイさん、エネルギー応用研究室の諸後輩方や、制御対象の電気自動車の仕様を快諾してくださったプロジェクト EV の皆様方の支えがあったからこそ、今日まで研究を遂行できました。重ねて御礼申し上げます。また、審査会にて主査を引き受けていただいた新海先生、副査を引き受けていただいた天野先生、高木先生、上野先生、余先生に改めて御礼を申し上げます。

また、働きながらの博士課程就学のために、最大限の配慮をいただき、業務割り振りについて考慮していただいた Myway プラス株式会社の上司である下里さん、斎藤さん、磯崎さんをはじめ、多くの業務をフォローいただいた会社の皆さまに御礼申し上げます。

何より、これまで育ててくださり、大学院生となったのちも、研究を不自由なく遂行できるよう、生活面や経済面などすべての面で支えてくださった両親、家族に厚く感謝申し上げます。

研究業績

1 学会誌論文

- [1] 高橋 空路, 美井野 優、高木 茂行 「バイアストルク関数制御を用いた電気自動車のスリップ抑制制御」, 電気学会論文誌D (産業応用部門誌) 142 巻, 1 号 (西暦 2022 年 1 月) , p. 18-25
- [2] S. Takahashi, N. Amano, and S. Takagi, "Evaluation of Energy Utilization Ratio and Phase Plane Analysis of Bias Torque Function Control," IEEJ Journal of Industry Applications, Vol. 13, No. 6, p. 602-608

2 国際会議論文

- [1] S. Takahashi, N. Amano, and S. Takagi, "Traction Control Using Driving Force Bias Torque Function Control," Proceedings of the 14th International Conference (CPEEE 2024), p. 280-289

参考文献

- [1] 森本 雅之, 「最初の電気自動車についての考察」, 電気学会論文誌D (産業応用部門誌), 2013, 133 巻, 1 号, p. 105-110,
- [2] 吉本 貫太郎, 河村 篤男, 「電気自動車」, 日本ロボット学会誌, 2009, 27 巻, 1 号, p. 20-23
- [3] 寺地 淳, 「日産自動車の電動化革命: 「たま」から「アリア」までの 75 年の歴史と未来への展望」, 日産技報 No. 90, (2024)
- [4] Szabo, Lorand & Iulia, Vascan: "A Brief History of Electric Vehicles.", Journal of Computer Science and Control Systems, Vol. 15, No. 1, pp. 19-26, May, (2022)
- [5] IEA50, "Global EV Outlook 2024," <https://www.iea.org/reports/global-ev-outlook-2024>, 2024 (2024 年 10 月 22 日アクセス)
- [6] 毎日新聞, 「「脱ガソリン」政府号令 30 年代半ば, 従来車禁止「脱HV」の土俵乗 ら ず 」 , 2020 年 12 月 4 日 , <https://mainichi.jp/articles/20201204/ddm/003/010/089000c>, (2024 年 10 月 22 日アクセス)
- [7] 日本経済新聞, 「EU, ガソリン車の新車販売禁止 35 年までに」, 2022 年 10 月 28 日, <https://www.nikkei.com/article/DGXZQOGR27EZ50X21C22A0000000/>, (2024 年 10 月 22 日アクセス)
- [8] 日産自動車, 「電気自動車 (EV) のメリット・デメリット」, <https://www.nissan.co.jp/CREDIT/SUBSCRIPTION/COLUMN/010/index.html>, (2025 年 1 月 8 日 アクセス)
- [9] EV-DAYS by 東京電力エナジーパートナー, 「電気自動車 (EV) のメリットとは? 購入前に知っておきたいことを解説」, 2022 年 11 月 4 日, <https://evdays.tepco.co.jp/entry/2021/03/22/0000001>, (2025 年 1 月 8 日 アクセス)

- [10] 堀 洋一, 坂井 真一郎, 片岡 寛暁, 電気自動車の新しいモーションコントロール, システム／制御／情報, 2001, 45 巻, 5 号, p. 231-239
- [11] 清水 浩, 電気自動車の進歩とそれを支える要素技術, 自動車技術, Vol.53, p.5-10 (1999)
- [12] 足利 正, 電気自動車用モータの新技术, 電気学会誌, 1997, 117 巻, 1 号, p. 18-21
- [13] 小竹 元基, 大島 紀明, 永井 正夫, 駆動性向上を目指した超小型電気自動車の車輪速度制御, 日本機械学会論文集 C 編, 2004, 70 巻, 694 号, p. 1680-1686
- [14] TechEyesOnline, 「市場動向詳細 自動車用内燃機関の進化～まだまだ活躍するガソリンエンジン」, 2022 年 6 月 2 日, <https://www.techeyesonline.com/article/tech-eyes/detail/TechnologyTrends-2205/>, (2025 年 1 月 8 日 アクセス)
- [15] 北原 洋祐, 岩瀬 将美, 畠山 省四朗, 角速度による車両エンジンのトルク推定, 自動制御連合講演会講演論文集, 2006, 49 巻, 第 49 回自動制御連合講演会, p. 143
- [16] 野本 浩, 「改訂版電車基礎講座 知ってるつもりからたしかかな知識へ」, 株式会社交通新聞社, p77, (2017)
- [17] 森本 雅之, 「よくわかる電気機器」, 森北出版株式会社, p108-109, (2012)
- [18] 高木 茂行, 長浜 竜, 「これでなっとく パワーエレクトロニクス」, コロナ社, p109-110, (2017)
- [19] 損保ジャパン, 「自動車の歴史」 2020 年 4 月 13 日, <https://park.sompo-japan.co.jp/education/cm12044/>, (2024 年 10 月 22 日アクセス)
- [20] 警視庁史編さん委員会, 「警視庁史 [第 1] (明治編)」, 第 6 節 日清戦争の頃, 「(七) 自動車取締規則の制定」 p363 (1959)
- [21] 北海道警察本部交通企画課, 「スリップが要因となる交通事故実態 (北海道における交通事故: 過去 5 年度冬季累計 (令和元年度～令和 5 年度の各年度 11 月から翌 3 月末))」, 令和 6 年 10 月 10 日

- [22] C. Barret, V. Cortyl and A. Micaelli, "A fuzzy anti-skating system," Proceedings of the Intelligent Vehicles '94 Symposium, Paris, France, pp. 387-392, 1994.
- [23] D. P. Madau, F. Yuan, L. I. Davis and L. A. Feldkamp, "Fuzzy logic anti-lock brake system for a limited range coefficient of friction surface," [Proceedings 1993] Second IEEE International Conference on Fuzzy Systems, San Francisco, CA, USA, pp. 883-888 vol.2, 1993.
- [24] Y. Hori, Y. Toyoda and Y. Tsuruoka, "Traction control of electric vehicle: basic experimental results using the test EV "UOT electric march"," in IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 34, no. 5, pp. 1131-1138, 1998.
- [25] T. Okano, Tai Chien Hwa, T. Inoue, T. Uchida, Shin-ichiro Sakai and Y. Hori, "Vehicle stability improvement based on MFC independently installed on 4 Wheels-basic experiments using "UOT Electric March II"," Proceedings of the Power Conversion Conference-Osaka 2002 (Cat. No.02TH8579), Osaka, Japan, pp. 582-587 vol.2, 2002.
- [26] A. Digrase and A. Wayse, "Model following control for anti-lock braking system with inertial delay observer," 2017 International Conference on Intelligent Computing and Control Systems (ICICCS), Madurai, India, pp. 467-471, 2017.
- [27] F. Jiang and Z. Gao, "An application of nonlinear PID control to a class of truck ABS problems," Proceedings of the 40th IEEE Conference on Decision and Control (Cat. No.01CH37228), Orlando, FL, USA, pp. 516-521 vol.1, 2001.
- [28] M. -B. Radac, R. -E. Precup, S. Preitl, J. K. Tar, J. Fodor and E. M. Petriu, "Gain-Scheduling and Iterative Feedback Tuning of PI Controllers for Longitudinal Slip Control," 2008 IEEE International Conference on Computational Cybernetics, Stara Lesna, Slovakia, pp. 183-188, 2008.
- [29] H. Song, B. Fang and P. Wang, "Research and Applications of Immune PID Adaptive Controller in Anti-Skid Braking System for Aircraft," 2009 International Conference on Information Engineering and Computer Science, Wuhan, China, pp. 1-5, 2009.

- [30] F. Borrelli, A. Bemporad, M. Fodor and D. Hrovat, "An MPC/hybrid system approach to traction control," in *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 14, no. 3, pp. 541-552, 2006.
- [31] P. Falcone, F. Borrelli, J. Asgari, H. E. Tseng and D. Hrovat, "A model predictive control approach for combined braking and steering in autonomous vehicles," 2007 Mediterranean Conference on Control & Automation, Athens, Greece, pp. 1-6, 2007.
- [32] R. Cao and K. -S. Low, "A Repetitive Model Predictive Control Approach for Precision Tracking of a Linear Motion System," in *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 56, no. 6, pp. 1955-1962, 2009.
- [33] Z. He, Q. Shi, Y. Wei, B. Gao, B. Zhu and L. He, "A Model Predictive Control Approach With Slip Ratio Estimation for Electric Motor Antilock Braking of Battery Electric Vehicle," in *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 69, no. 9, pp. 9225-9234, Sept. 2022.
- [34] H. Zhao, X. Lu, H. Chen, Q. Liu and B. Gao, "Coordinated Attitude Control of Longitudinal, Lateral and Vertical Tyre Forces for Electric Vehicles Based on Model Predictive Control," in *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 71, no. 3, pp. 2550-2559, 2022.
- [35] S. Wang, J. Zhang and J. Huang, "Research on Adhesion Control Method of CRH2 High-speed Train Based on Model Predictive Control," 2022 IEEE 17th Conference on Industrial Electronics and Applications (ICIEA), Chengdu, China, pp. 301-306, 2022.
- [36] W. Ji, Z. Lu and G. Tian, "An Adaptive MPC Slip Controller for Hub Motor Driven Vehicles with a Novel Linearization Method," 2022 International Symposium on Electrical, Electronics and Information Engineering (ISEEIE), Chiang Mai, Thailand, pp. 272-277, 2022.
- [37] G. Riva, S. Formentin, M. Corno and S. M. Savaresi, "Model Predictive Control of High-Performance Braking Systems: A Force-Based Approach," in *IEEE Control Systems Letters*, vol. 6, pp. 2383-2388, 2022.

- [38] A. Palma, A. Reyes, J. Rohten, N. Risso, D. Quezada and V. Esparza, "MPC-based Traction Control for Electric Vehicles," 2022 IEEE International Conference on Automation/XXV Congress of the Chilean Association of Automatic Control (ICA-ACCA), Curicó, Chile, pp. 1-5, 2022.
- [39] R. Hajiloo, A. Khajepour, A. Kasaiezadeh, S. -K. Chen and B. Litkouhi, "A Model Predictive Control of Electronic Limited Slip Differential and Differential Braking for Improving Vehicle Yaw Stability," in IEEE Transactions on Control Systems Technology, vol. 31, no. 2, pp. 797-808, 2023.
- [40] X. Lu, J. Li, D. Li and S. Li, "Design of data-driven model predictive controller for vehicle lateral stability control," 2023 7th CAA International Conference on Vehicular Control and Intelligence (CVCI), Changsha, China, pp. 1-6, 2023.
- [41] G. Xu and X. Chen, "A Vehicle Lateral Stability Control Strategy Considering Nonlinear Disturbance and Tire Slipping," 2024 9th International Conference on Automation, Control and Robotics Engineering (CACRE), Jeju Island, Korea, pp. 6-11, 2024.
- [42] J. Kir Hromatko and S. Iles, "Model Predictive Traction Control System Based on the Koopman Operator," 2024 28th International Conference on System Theory, Control and Computing (ICSTCC), Sinaia, Romania, pp. 26-31, 2024.
- [43] G. Tavolo, K. M. So, D. Tavernini, P. Perlo and A. Sorniotti, "On Antilock Braking Systems With Road Preview Through Nonlinear Model Predictive Control," in IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 71, no. 8, pp. 9436-9448, 2024.
- [44] Z. Li, L. He, Z. Shi, Y. Wei, M. Wang and Q. Shi, "A Sliding Mode Predictive Control Approach for Traction Control of Battery Electric Vehicle," 2022 6th CAA International Conference on Vehicular Control and Intelligence (CVCI), Nanjing, China, pp. 1-4, 2022.
- [45] H. Wang et al., "Optimization of Commercial Vehicle Mechatronics Composite ABS Braking Control Considering Braking Efficiency and Energy Regeneration," in IEEE Transactions on Transportation Electrification, vol. 11, no. 1, pp. 2332-2343, 2025.

- [46] N. -T. Vo, T. -H. Nguyen and P. -S. Huynh, "Design of Traction Control System on Electric Motorcycles Using Gain-Scheduled PID Controller," 2024 7th International Conference on Green Technology and Sustainable Development (GTSD), Ho Chi Minh City, Vietnam, pp. 326-330, 2024.
- [47] Y. Hosomi, B. -M. Nguyen, H. Fujimoto, H. Ikeda and T. Nohara, "Driving Force Control for On-board Motor Electric Vehicles with Adaptive Drivetrain Friction and Phase Stabilization Speed Controller," 2024 IEEE International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM), Boston, MA, USA, pp. 1456-1461, 2024.
- [48] A. Sajjan, R. R. Pathak, S. Mathad and S. Kalligudd, "Stability Control Using Adaptive Integral SMC Applicable to Variable Speed EV," 2024 International Conference on Innovation and Novelty in Engineering and Technology (INNOVA), Vijayapura, India, pp. 1-6, 2024.
- [49] A. -T. Nguyen, B. -M. Nguyen, J. P. F. Trovão and M. C. Ta, "Acceleration Slip Regulation for Electric Vehicles Based on Fuzzy PID Controller," 2022 11th International Conference on Control, Automation and Information Sciences (ICCAIS), Hanoi, Vietnam, pp. 566-571, 2022.
- [50] L. Zhang, Y. Zhou, Y. He and B. Li, "Vehicle braking stability on separate road based on fuzzy PID controller," 2022 International Seminar on Computer Science and Engineering Technology (SCSET), Indianapolis, IN, USA, pp. 179-182, 2022.
- [51] P. Sharma and J. Ohri, "ANFIS Based PID Control of Antilock Braking System Model," 2023 7th International Conference on Computer Applications in Electrical Engineering-Recent Advances (CERA), Roorkee, India, pp. 1-6, 2023.
- [52] K. Inoue, K. Fukui, A. Shiogai and T. Kato, "A Novel Control Method of Wheel Slip Phenomena in Electric Vehicles Based on the Number of Equilibrium Points," in 2007 Power Conversion Conference, pp. 963-968 (2007).
- [53] 井上馨・塩貝彬・福井慶一・加藤利次, 「スリップ率の上限値を設定した電動車両

- のスリップ抑制法」, 同志社大学理工学研究報告 54(1), 85～94, (2013)
- [54] 出水宏典・井上馨・加藤利次, 「様々な路面摩擦関数に対する EV のスリップ抑制法の検討」, パワーエレクトロニクス学会誌 Vol. 34(2009. 3), pp.218
- [55] M. R. Bin Abd Razak, and T. Haneyoshi, “Model Following Control and Torque Function Control for Slip Suppression for Electric Vehicle,”in 2017 IEE-Japan Industry Applications Society Conference, Y-153 (2017).
- [56] 松村一樹・羽根吉寿正, 「電気自動車の減速時におけるスリップ抑制法」, 第 57 回自動制御連合講演会論文集, 723～728, (2014)
- [57] 田端直人・羽根吉寿正, 「勾配抵抗を利用した電気自動車のスリップ抑制制御」, 平成 28 年電気学会産業応用部門大会, Y-137, (2016)
- [58] 田端直人・羽根吉寿正, 「電気自動車のスリップ率推定器を用いたスリップ抑制制御」, 平成 29 年電気学会産業応用部門大会, Y-152, (2017)
- [59] M. R. Bin Abd Razak, and T. Haneyoshi, “Torque Function Control with Slip Ratio Estimator at Deceleration of Electric Vehicle,” in 2018 IEE-Japan Industry Applications Society Conference, 4-7, pp. IV-101-IV-104 (2018).
- [60] 堀 洋一, 「MFC による 4WD-EV の増粘着制御シミュレーション」, 電気学会研究会資料. IIC, 産業計測制御研究会 2000(1), p.67-72 (2000).
- [61] Mathworks, 「PID 制御とは」, <https://jp.mathworks.com/discovery/pid-control.html>, (2025 年 1 月 8 日アクセス)
- [62] 大塚 敏之, 「モデル予測制御(発展編,<特集>初学者のための図解でわかる制御工学 II)」, システム制御情報学会 システム／制御／情報 2012 年 56 巻 6 号 pp. 310-312, (2012)
- [63] MathWorks 社, 「モデル予測制御」, <https://jp.mathworks.com/discovery/model-predictive-control.html>, (2021 年 1 月 18 日アクセス)

- [64] L. R. Ray, "Experimental determination of tire forces and road friction," Proceedings of the 1998 American Control Conference. ACC (IEEE Cat. No.98CH36207), Philadelphia, PA, USA, pp. 1843-1847 vol.3, 1998.
- [65] J. Kim, "Identification of lateral tyre force dynamics using an extended Kalman filter from experimental road test data," Control Engineering Practice, Volume 17, Issue 3, pp. 357-367, 2009.
- [66] J. Hu, S. Rakheja and Y. Zhang, "Tire-road friction coefficient estimation based on longitudinal measurements," 2017 International Conference on Advanced Mechatronic Systems (ICAMechS), Xiamen, China, pp. 190-195, 2017.
- [67] F. Djeumou, J. Y. M. Goh, U. Topcu and A. Balachandran, "Autonomous Drifting with 3 Minutes of Data via Learned Tire Models", 2023 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA), London, United Kingdom, pp.968-974, 2023.
- [68] T. Hegedűs, B. Németh and P. Gáspár, "Identification of Tire Characteristics Using Physics-Informed Neural Network for Road Vehicles," 2024 32nd Mediterranean Conference on Control and Automation (MED), Chania - Crete, Greece, pp. 706-711, 2024.
- [69] Olazagoitia Jose Luis, Jesus Angel Perez, and Francisco Badea, "Identification of Tire Model Parameters with Artificial Neural Networks", Applied Sciences, Vol.10, No.24, 9110, 2020.
- [70] L. C. Sousa and H. V. H. Ayala, "Nonlinear Tire Model Approximation Using Machine Learning for Efficient Model Predictive Control," in IEEE Access, vol. 10, pp. 107549-107562, 2022.
- [71] Nicolas Lampe, Karl-Philipp Kortmann and Clemens Westerkamp, "Neural Network based Tire-Road Friction Estimation Using Experimental Data", IFAC-PapersOnLine, Vol.56, Issue 3, pp.397-402, 2023.
- [72] Ruggaber, Julian, and Jonathan Brembeck : "A Novel Kalman Filter Design and Analysis

- Method Considering Observability and Dominance Properties of Measurands Applied to Vehicle State Estimation”, *Sensors*, Vol.21, No.14, 4750 (2021)
- [73] 足立 修一, 線形カルマンフィルタの基礎, 計測と制御, 2017, 56 巻, 9 号, p. 632-637.
- [74] 神田 寛行, Deep learning (深層学習) の基礎知識と, 医療応用に向けた課題, 視覚の科学, 2018, 39 巻, 3 号, p. 75-79.
- [75] B. Heid, C. Huth, G. Wu, and S. Kempf : “Readyfor inspection: The automotive aftermarket in 2030.”, pp.1–52, McKinsey & Company (2018)
- [76] CQ 出版社, 「CQ ブラシレス DC モータ・インバータキット」(簡易セット版), <https://shop.cqpub.co.jp/detail/1256> (2021 年 1 月 21 日アクセス)
- [77] 柳原 健也, 内山 英和, 「実習 : モータ&インバータの原理と組み立て」 CQ 出版社 エレクトロニクスセミナ No. ES16-0091
- [78] A. Bhoraskar and P. Sakthivel, “A review and a comparison of Dugoff and modified Dugoff formula with Magic formula,” in 2017 International Conference on Nascent Technologies in Engineering (ICNTE), 2017.
- [79] H. B. Pacejka, Tire and Vehicle Dynamics, 3rd ed., SAE International and Butterworth Heinemann, 2012, pp.165–183.
- [80] GUAN Hsin, WANG Bo, LU Pingping, and XU Liang : “Identification of maximum road friction coefficient and optimal slip ratio based on road type recognition”, *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, Vol.27, pp.1018–1026 (2014)
- [81] T. Hasanin and T. Khoshgoftaar : “The Effects of Random Undersampling with Simulated Class Imbalance for Big Data”, 2018 IEEE International Conference on Information Reuse and Integration (IRI), Salt Lake City, UT, USA, pp.70–79 (2018)
- [82] R. Mohammed, J. Rawashdeh and M. Abdullah : “Machine Learning with Oversampling and Undersampling Techniques: Overview Study and Experimental Results”, 2020 11th

International Conference on Information and Communication Systems (ICICS), Irbid,
Jordan, pp.243-248 (2020)

付録 A 定常動作点解析用 MATLAB コード

この MATLAB 用のコードは，制御なし，C-TFC，バイアストルク関数制御($T=4.31, 8.63, 13.01, 16.88$ Nm)の定常動作点解析を実行可能なコードである。

以下コード

```
clearvars
Krc=0.094;%転がり抵抗係数
S=0.56;%断面積
Arc=0.091;%空気抵抗係数
r=0.2; %駆動輪半径

maximumpoint=0.12;

Mr=90; %車両総重量
n=1; %駆動輪の数
theta=1; %勾配角度
g=9.8; %重力加速度
maxpower=200; %モータ最大出力
%以下magic formula係数
B=13
C=1.6
D=0.37
E=0.12
%以上magic formula係数
L=1.03%ホイールベース
h=0.18%重心高さ
```

lr=0.465;%後輪中心から重心までの進行方向距離

lf=0.565;%前輪中心から重心までの進行方向距離

wf=(Mr*g*(((lr-(h*((theta*pi)/180)))/L)))/(2*g) %前輪一輪当たりの荷重[kg換算]

wr=(Mr*g*(1-((lr-(h*((theta*pi)/180)))/L)))/(2*g) %後輪一輪当たりの荷重[kg換算]

J=0.152; %駆動輪の慣性モーメント

M=wr; %駆動輪に掛かる荷重

Mg=M*g; %駆動輪に掛かる荷重[N]

Kr=Krc*Mr; %転がり抵抗計算

T=6*3.75; %指令トルク T^*

Tlim=4.31; %バイアストルク $T_f=4.31$ Nm

Tlim2=8.63; %バイアストルク $T_f=8.63$ Nm

Tlim3=13.01; %バイアストルク $T_f=13.01$ Nm

Tlim4=16.88; %バイアストルク $T_f=16.88$ Nm

limslipratio=0.3; %スリップ率上限 λ_{lim}

rpmconv=60*3.75/(2*pi*r);

sintheta=sin((theta*pi)/180); % $\sin\theta$

costheta=cos((theta*pi)/180); % $\cos\theta$

shoki=0;

x = 0:0.01:1; %スリップ率λ:0から1まで0.01間隔で配列を生成

%以下トルク関数によるトルク決定

T1=T*sqrt(1-(abs(x./limslipraito)));

T2=T*sqrt(1-(abs(x./limslipraito)));

T2(T2<Tlim)=Tlim;

lim=limslipraito*100+1;

T3=T*sqrt(1-(abs(x./limslipraito)));

T3(T3<Tlim2)=Tlim2;

T4=T*sqrt(1-(abs(x./limslipraito)));

T4(T4<Tlim3)=Tlim3;

T5=T*sqrt(1-(abs(x./limslipraito)));

T5(T5<Tlim4)=Tlim4;

T1(lim:101)=0;

%以上トルク関数によるトルク決定

%以下スリップ率平衡曲線の導出

y = (((1.-x)*Mr*r*T)+(J*Mr*g*sintheta));

z = (((1.-x)*r*Mr)+(J*n));

y1 = (((1.-x)*r*Mr.*T1)+(J*Mr*g*sintheta));

y2 = (((1.-x)*Mr*r.*T2)+(J*Mr*g*sintheta));

y3 = (((1.-x)*Mr*r.*T3)+(J*Mr*g*sintheta));

```
y4 = (((1.-x)*Mr*r.*T4)+(J*Mr*g*sintheta));
```

```
y5 = (((1.-x)*Mr*r.*T5)+(J*Mr*g*sintheta));
```

```
a=(y./z)*(1/(Mg*costheta));
```

```
a1=(y1./z)*(1/(Mg*costheta));
```

```
a2=(y2./z)*(1/(Mg*costheta));
```

```
a3=(y3./z)*(1/(Mg*costheta));
```

```
a4=(y4./z)*(1/(Mg*costheta));
```

```
a5=(y5./z)*(1/(Mg*costheta));
```

```
%以上スリップ率平衡曲線の導出
```

```
%以下路面摩擦関数の導出
```

```
myu1=atan(B*x);
```

```
myu2=(B*x)-E*(B*x-myu1);
```

```
myu3=C*atan(myu2);
```

```
myu=D*sin(myu3);
```

```
%以上路面摩擦関数の導出
```

```
plot(x,a,'r',x,a1,'b',x,a2,'y',x,a3,'g',x,a4,'m',x,a5,'c',x,myu,'k','LineWidth',2)
```

```
ax=gca;
```

```
ax.FontSize=18;
```

```
Tlims="TFC(proposed,"+¥itT_¥itf¥rm="+num2str(Tlim)+"Nm)";
```

```
Tlims2="TFC(proposed"+¥itT_¥itf¥rm="+num2str(Tlim2)+"Nm)";
```

```
Tlims3="TFC(proposed"+¥itT_¥itf¥rm="+num2str(Tlim3)+"Nm)";
```

```
Tlims4="TFC(proposed"+¥itT_¥itf¥rm="+num2str(Tlim4)+"Nm)";
```

```
legend('without TFC','TFC(conventional)',Tlims,Tlims2,Tlims3,Tlims4,'µ-λ curve')
```

```
lgd = legend;
```

```
lgd.FontSize = 10;
```

```
xlabel('Yit\lambda','FontSize',20)
```

```
xlim([0 1])
```

```
ylabel('Yit\mu','FontSize',20)
```

```
ylim([0 1])
```

```
biastorque=0:0.5:30
```

付録 B Phase Plane 解析用 MATLAB コード

この MATLAB 用のコードは，制御なし，C-TFC，バイアストルク関数制御($T_f=4.31, 8.63, 13.01, 16.88$ Nm)の場合の Phase Plane 解析を実行可能なコードである。

以下コード

```
clearvars
r=0.2; %駆動輪半径
J=0.152; %駆動輪の慣性モーメント

Mr=90; %車両総重量
n=1; %駆動輪の数
theta=1; %勾配角度
g=9.8; %重力加速度
maxpower=200; %モータ最大出力
%以下， magic formula係数
B=13
C=1.6
D=0.37
E=0.12
%以上， magic formula係数

L=1.03; %ホイールベース
h=0.18; %重心高さ
lr=0.465; %後輪中心から重心までの進行方向距離
lf=0.565; %前輪中心から重心までの進行方向距離
wf=(Mr*g*(((lr-(h*((theta*pi)/180)))/L)))/(2*g) %前輪一輪当たりの荷重[kg換算]
wr=(Mr*g*(1-((lr-(h*((theta*pi)/180)))/L)))/(2*g) %後輪一輪当たりの荷重[kg換算]
```

M=wr; %後輪一輪に掛かる荷重[kg換算]

Mg=M*g %車両に掛かる重力

T=6*3.75; %指令トルク T^*

Tlim=4.31; %バイアストルク $T_f=4.31$ Nm

Tlim2=8.63; %バイアストルク $T_f=8.63$ Nm

Tlim3=13.01; %バイアストルク $T_f=13.01$ Nm

Tlim4=16.88; %バイアストルク $T_f=16.88$ Nm

limslipratio=0.3 %スリップ率上限 λ_{lim}

sintheta=sin((theta*pi)/180); % $\sin\theta$

costheta=cos((theta*pi)/180); % $\cos\theta$

uplim=20; %プロットエリア上限

downlim=-20; %プロットエリア下限

s=101; %ベクトルの始点数

stroke=uplim-downlim; %プロットエリアのストローク

Vw=downlim:stroke/(s-1):uplim; %横軸($r\omega$)の配列(制御なし)

V=downlim:stroke/(s-1):uplim; %縦軸(V)の配列(制御なし)

Vw2=downlim:stroke/(s-1):uplim; %横軸($r\omega$)の配列(TFC(従来))

V2=downlim:stroke/(s-1):uplim; %縦軸(V)の配列(TFC(従来))

Vw3=downlim:stroke/(s-1):uplim; %横軸($r\omega$)の配列(バイアストルク関数制御($T_f=4.31$

Nm))

V3=downlim:stroke/(s-1):uplim; %縦軸(V)の配列(バイアストルク関数制御($T_f=4.31$ Nm))

Vw4=downlim:stroke/(s-1):uplim; %横軸($r\omega$)の配列(バイアストルク関数制御($T_f=8.63$ Nm))

V4=downlim:stroke/(s-1):uplim; %縦軸(V)の配列(バイアストルク関数制御($T_f=8.63$ Nm))

Vw5=downlim:stroke/(s-1):uplim; %横軸($r\omega$)の配列(バイアストルク関数制御($T_f=13.01$ Nm))

V5=downlim:stroke/(s-1):uplim; %縦軸(V)の配列(バイアストルク関数制御($T_f=13.01$ Nm))

Vw6=downlim:stroke/(s-1):uplim; %横軸($r\omega$)の配列(バイアストルク関数制御($T_f=16.88$ Nm))

V6=downlim:stroke/(s-1):uplim; %縦軸(V)の配列(バイアストルク関数制御($T_f=16.88$ Nm))

%以下Phase Plane計算に必要な空行列生成

myup=zeros(s,s);

Fd=zeros(s,s);

TComplex=zeros(s,s);

myup2=zeros(s,s);

Fd2=zeros(s,s);

TComplex2=zeros(s,s);

myup3=zeros(s,s);

```
Fd3=zeros(s,s);
```

```
TComplex3=zeros(s,s);
```

```
myup4=zeros(s,s);
```

```
Fd4=zeros(s,s);
```

```
TComplex4=zeros(s,s);
```

```
myup5=zeros(s,s);
```

```
Fd5=zeros(s,s);
```

```
TComplex5=zeros(s,s);
```

```
%以上Phase Plane計算に必要な空行列生成
```

```
%以下行列計算，ベクトル成分導出
```

```
for i=1:s
```

```
    for j=1:s
```

```
        lambdaComplex(i,j)=(Vw(j)-V(i))/max(Vw(j),V(i)); %スリップ率導出
```

```
%以下トルク生成
```

```
        if((lambdaComplex(i,j)<=0)|| (lambdaComplex(i,j)>=limslipraito))
```

```
            TComplex(i,j)=Tlim ;
```

```
            TComplex2(i,j)=Tlim2 ;
```

```
            TComplex3(i,j)=Tlim3 ;
```

```
            TComplex4(i,j)=Tlim4 ;
```

```
            TComplex5(i,j)=0 ;
```

```
            TComplex6(i,j)=T ;
```

```
        else
```

```
            TComplex(i,j)=max(T*sqrt(1-(abs(lambdaComplex(i,j)/limslipraito))),Tlim);
```

```

TComplex2(i,j)=max(T*sqrt(1-(abs(lambdaComplex(i,j)/limsliprait))),Tlim2);
TComplex3(i,j)=max(T*sqrt(1-(abs(lambdaComplex(i,j)/limsliprait))),Tlim3);
TComplex4(i,j)=max(T*sqrt(1-(abs(lambdaComplex(i,j)/limsliprait))),Tlim4);
TComplex5(i,j)=max(T*sqrt(1-(abs(lambdaComplex(i,j)/limsliprait))),0);
TComplex6(i,j)=T;
end

if((lambdaComplex(i,j)<=0))
TComplex(i,j)=0;
TComplex2(i,j)=0;
TComplex3(i,j)=0;
TComplex4(i,j)=0;
TComplex5(i,j)=0;
TComplex6(i,j)=0;
end

%以上トルク生成
myup(i,j)=D*sin(C*atan((B*lambdaComplex(i,j))-E*((B*lambdaComplex(i,j))-
atan(B*(lambdaComplex(i,j)))))); %路面摩擦関数からμ生成
Fd(i,j)=myup(i,j)*Mg*costheta; %駆動力導出
%以下ベクトル成分導出
dV(i,j)=(Fd(i,j)*n/M)-(Mr*g*sintheta/M);

dw(i,j)=(r*TComplex(i,j)/J)-(r*r/J)*Fd(i,j);
dw2(i,j)=(r*TComplex2(i,j)/J)-(r*r/J)*Fd(i,j);
dw3(i,j)=(r*TComplex3(i,j)/J)-(r*r/J)*Fd(i,j);
dw4(i,j)=(r*TComplex4(i,j)/J)-(r*r/J)*Fd(i,j);
dw5(i,j)=(r*TComplex5(i,j)/J)-(r*r/J)*Fd(i,j);
dw6(i,j)=(r*TComplex6(i,j)/J)-(r*r/J)*Fd(i,j);

if((lambdaComplex(i,j)<=0))
dV(i,j)=0;
dw(i,j)=0;

```

```

        dw2(i,j)=0;
        dw3(i,j)=0;
        dw4(i,j)=0;
        dw5(i,j)=0;

        dw6(i,j)=0;

    end

end

end

%以上ベクトル成分導出，ストリームライン描画(始点(startx**, starty**)の変数を書き
%換えて，線の間隔を調整)
%以下グラフにプロット

Tlims="Tlim="+num2str(Tlim)+"Nm"; %グラフタイトル，
figure('Name',Tlims);

[Vw,V] = meshgrid(Vw,V);
quiver(Vw,V,dw,dV); %ベクトルプロット

starty=downlim:stroke/(s-1):uplim; %ストリームラインy軸始点
startx=zeros(size(s)); %ストリームラインx軸始点変数定義
for k=1:s
    startx(k)=uplim; %ストリームラインx軸始点
end

streamline(Vw,V,dw,dV,startx,starty) %ストリームライン描画

startx01=downlim:stroke/(s-1):uplim;
starty01=zeros(size(s));
for k=1:s
    starty01(k)=downlim;
end

streamline(Vw,V,dw,dV,startx01,starty01)

```

```

hold on
rw=downlim:stroke/(s-1):uplim;;
Vv=(1-0.1)*rw;
plot(rw,Vv)
xlim=[0 10];
ylim=[0 10];
hold off

ax=gca;
ax.FontSize=18;
xlabel('Ψit rΨrmΨomega','FontSize',20)

ylabel('Ψit V','FontSize',20)

```

```

Tlims2="Tlim="+num2str(Tlim2)+"Nm";
figure('Name',Tlims2);

```

```

[Vw2,V2] = meshgrid(Vw2,V2);
quiver(Vw2,V2,dw2,dV);
starty2=downlim*0.75:stroke/(s-1):uplim*0.75;
startx2=zeros(size(s));
for k=1:((s-1)*0.75)+1
startx2(k)=uplim*0.75;
end
streamline(Vw2,V2,dw2,dV,startx2,starty2)

startx02=downlim*0.75:stroke/(s-1):uplim*0.75;

```

```

starty02=zeros(size(s));
for k=1:((s-1)*0.75)+1
starty02(k)=downlim*0.75;
end
streamline(Vw2,V2,dw2,dV,startx02,starty02)

```

```

hold on
rw=downlim:stroke/(s-1):uplim;
Vv=(1-0.1)*rw;
plot(rw,Vv)
hold off
ax=gca;
ax.FontSize=18;
xlabel('It r\rm\omega','FontSize',20)
xlim=[0 10];
ylabel('It V','FontSize',20)
ylim=[0 10];

```

```

Tlims3="Tlim="+num2str(Tlim3)+"Nm";
figure('Name',Tlims3);

```

```

[Vw3,V3] = meshgrid(Vw3,V3);
quiver(Vw3,V3,dw3,dV);
startx3=downlim:stroke/(s-1):uplim;
starty3=zeros(size(s));
for k=1:s
starty3(k)=-0.01;

```

```

end

streamline(Vw3,V3,dw3,dV,startx3,starty3)

hold on
rw=downlim:stroke/(s-1):uplim;
Vv=(1-0.1)*rw;
plot(rw,Vv)
hold off

ax=gca;
ax.FontSize=18;
xlabel('Ψit rΨrmΨomega','FontSize',20)
xlim=[0 10];
ylabel('Ψit V','FontSize',20)
ylim=[0 10];

Tlims4="Tlim="+num2str(Tlim4)+"Nm";
figure('Name',Tlims4);
[Vw4,V4] = meshgrid(Vw4,V4);
quiver(Vw4,V4,dw4,dV);

startx4=downlim:stroke/(s-1):uplim;
starty4=zeros(1,s);
streamline(Vw4,V4,dw4,dV,startx4,starty4)

startx04=downlim:stroke/(s-1):uplim;
starty04=downlim:stroke/(s-1):uplim;
starty04=0.65.*starty04
streamline(Vw4,V4,dw4,dV,startx04,starty04)
baisuu=4;
startx14=downlim:(stroke/(s-1))*baisuu:uplim;

```

```

starty14=downlim:(stroke/(s-1))*baisu:uplim;
starty14=0.5.*starty14;
streamline(Vw4,V4,dw4,dV,startx14,starty14)
for k1=1:s

```

```

hold on
rw=downlim:stroke/(s-1):uplim;
Vv=(1-0.1)*rw
Vv1=(1-0.26)*rw
Vv2=(1-0.91)*rw
plot(rw,Vv,rw,Vv1,rw,Vv2)
hold off
ax=gca;
ax.FontSize=18;
xlabel('Ït rÏrmÏomega','FontSize',20)
xlim=[0 10];
ylabel('Ït V','FontSize',20)
ylim=[0 10];

```

```

Tlims="TFC(conventional)";
figure('Name',Tlims);

```

```

[Vw5,V5] = meshgrid(Vw5,V5);
quiver(Vw5,V5,dw5,dV);
starty05=downlim:stroke/(s-1):uplim;
startx05=zeros(size(s));
for k=1:s

```

```

startx05(k)=uplim;
end
streamline(Vw5,V5,dw5,dV,startx05,starty05)

```

```

startx15=downlim:stroke/(s-1):uplim;
starty15=zeros(size(s));
for k=1:s
starty15(k)=downlim;
end
streamline(Vw5,V5,dw5,dV,startx15,starty15)

```

```

hold on
rw5=downlim:stroke/(s-1):uplim;;
Vv5=(1-0.1)*rw;
plot(rw5,Vv5)
xlim=[0 10];
ylim=[0 10];
hold off
ax=gca;
ax.FontSize=18;
xlabel('it rrm\omega','FontSize',20)

```

```

ylabel('it V','FontSize',20)

```

```

Tlims="without TFC";
figure('Name',Tlims);

```

```

[Vw6,V6] = meshgrid(Vw6,V6);
quiver(Vw6,V6,dw6,dV);

```

```

starty06=downlim:stroke/(s-1):uplim;
startx06=downlim:stroke/(s-1):uplim;

starty06=0.95.*starty06;
streamline(Vw6,V6,dw6,dV,startx06,starty06)

startx16=downlim:4*stroke/(s-1):uplim;
starty16=zeros(size(startx16));
for k=1:size(startx16)
starty16(k)=0;
end
streamline(Vw6,V6,dw6,dV,startx16,starty16)

hold on
rw6=downlim:stroke/(s-1):uplim;;
Vv6=(1-0.96)*rw;
plot(rw6,Vv6)
xlim=[0 10];
ylim=[0 10];
hold off
ax=gca;
ax.FontSize=18;
xlabel('It rYrmYomega','FontSize',20)

ylabel('It V','FontSize',20)

```

付録 C 路面摩擦関数同定用 MATLAB コード

この MATLAB 用のコードは、7.8 節の同定結果を求めるために使用した。アンダーサンプリングを完了した走行データを入力すると路面摩擦関数の同定が実行可能なコードである。

```
A = readmatrix('20240823_W2102.csv'); %走行データを参照(A 列： $\lambda$ , B 列： $\mu$ )

lambda = (A(:,1));
u = (A(:,2));
plot(lambda,u,'ro')
title('Data points')
meulambda=@(x,xdata) x(3)*sin(x(2)*atan((x(1)*lambda)-x(4)*((x(1)*lambda)-
atan(x(1)*lambda)))); %magic formula を定義

limMin=[0,1,0,0]; %制約条件下限
limMax=[40,5,1,1]; %制約条件上限

x0 = (limMax-limMin)/2; %初期値

Null=[];

[x,resnorm,~,exitflag,output] =
lsqcurvefit(meulambda,x0,lambda,u,limMin,limMax);

Fsumsquares = @(x)sum((meulambda(x,lambda) - u).^2); %最小二乗同定の評価関数
を定義

options =
optimoptions('fmincon','Display','iter','Algorithm','sqp','MaxFunEvals',5000)
;%最適化問題を解く

[xunc,ressquared,eflag,outputu] = ...
```

```

fmincon(Fsumsquares,x0,Null,Null,Null,Null,limMin,limMax);

lambdai=0:0.01:1;

meulambdai=@(x,xdata) x(3)*sin(x(2)*atan((x(1)*lambdai)-x(4)*((x(1)*lambdai)-
atan(x(1)*lambdai))));

hold on
plot(lambdai,meulambdai(x,lambdai),'r')
hold off%運転データをプロット

B=x(1)
C=x(2)
D=x(3)
E=x(4)
legend('μ-λ curve')

lambdai=0:0.01:1;

meulambdai1=D1*sin(C1*atan((B1*lambdai)-E1*((B1*lambdai)-atan(B1*lambdai))));

hold on
plot(lambdai,meulambdai1,'b') %同定結果をプロット
hold off

ax=gca;
ax.FontSize=14;

legend('running data','μ-λ curve',)

lgd = legend;
lgd.FontSize = 14;

```

```
xlabel('λ', 'FontSize',14)
xlim([0 1])
ylabel('μ', 'FontSize',14)
ylim([0 1])
```