

東京大学 大学院新領域創成科学研究科
基盤科学研究系
先端エネルギー工学専攻

平成28年度

修士論文

電気自動車における最大負荷率を抑制する
タイヤ力配分とその応用制御手法に関する研究

指導教官 藤本 博志 准教授

2017年1月30日提出

47156073 下屋 直人

要約

近年、地球温暖化や化石燃料枯渇などの環境問題への対策の一つとして、環境負荷の少ない電気自動車 (Electric Vehicle : EV) が大きな注目を集めている。EV はモータを駆動力源に利用するため、内燃機関自動車と比較すると環境性能だけでなく運動性能に関しても様々な優位性を有する。そのため、モータによる広帯域な制御性能を利用して、フィードバック制御を用いたトラクション制御や安定化制御、姿勢制御などを行うことにより、車両の安全性能や乗り心地の向上といった付加価値を与えることができる。

EV はさらに、4つの車輪にインホイールモータを搭載し左右独立駆動や四輪独立駆動とすることで、制御入力の自由度を増加させることができる。この利点に着目した研究は多くの研究機関において行われており、差動トルクを用いた横滑り角とヨーレート制御による車両安定化や、アンチダイブ力を利用した制振制御などの実車応用が期待されている。

しかし、車両の安定性能は車両の状態量だけではなく、タイヤに働くグリップ力にも大きく依存する。これは、車両はどれか1輪でもタイヤの発生する力が限界グリップ力を超えてスリップしてしまうと、所望の駆動力と横力を出力することができなくなり、これが横滑りを引き起こすためである。この現象を防止する手段の一つとして、タイヤの安定度に応じて駆動力と横力を各輪に適切に配分することが考えられる。これは、各輪の安定度の **Minimax** 問題を満たす駆動力・横力配分として扱うことができる。この駆動力・横力配分に着目した研究に関してもいくつかの手法が提案されており、代表的なものとして評価関数の二乗和最小化法による近似解法と反復計算による厳密解法が挙げられる。しかし、前者は評価関数の最大値ではなく平均値を最小化しているため、条件によっては厳密解から乖離し安定度が低下するという問題を有する。後者についても、この手法は **Minimax** 問題を満たす厳密解が得られる一方で、モータの数ミリ秒という応答速度の中で反復計算を用いることは解が実時間で収束しない可能性がある。

そこで、本研究の前半では高速で **Minimax** 問題を満たす駆動力・横力を計算する手法として **Equal Magnitude Property (EMP)** を用いた解法についての検討を行う。これは冗長な線形システムにおける無限大ノルム最小化の定理であり、これを利用することにより高速で **Minimax** 問題を解くことができる。この定理をEVの駆動力・横力配分問題に適用することにより、タイヤの負荷率やスリップ率の最大値を抑制し、車両安定性を向上できることを示す。

本研究の後半では、駆動力配分による安定性向上だけでなく、それに付随した様々な制御応用について検討する。まず始めに、左右輪の駆動力差によって車両重心点周りだけでなく操舵軸周りにもモーメントを発生させ、それだけで操舵可能であることを示す。これによって、インホイールモータを用いることで **Electric Power Steering (EPS)** がフェイルした場合でも、インホイールモータをEPSのバックアップシステムとして利用することができる。この事を実証するために、**Model Predictive Control (MPC)** を

用いて走行軌道追従制御を行い、EPS がフェイルしてもインホイールモータを用いたヨーレート制御により旋回軌道に追従できることを示す。また、もう一つの手法として、適切に駆動力配分を行うことで、最大負荷率に関与しない車輪には余剰に利用できる負荷率が生まれるため、これを使用することで車両の状態量を一つ多く制御することが可能であることを示す。このことを利用して、EPS と四輪独立駆動を用いたヨーレート・車両横滑り角の独立制御時においては、最大タイヤ負荷率を最小化する駆動力配分をするとともに余剰負荷率を用いてロール制御ができることを示す。これによって、車両の平面の運動と上下方向の運動、さらにタイヤの限界グリップ力を考慮した駆動力配分問題を統合し、同時に制御することができる。

以上の研究においては、MATLAB/Simulink を用いたシミュレーションおよび四輪独立駆動およびアクティブ前後輪操舵が可能な電気自動車を用いた試験走行により検証する。

目次

1 序論	1
1.1 研究背景	1
1.2 先行研究	2
1.2.1 電気自動車のトラクション制御	2
1.2.2 駆動力・横力配分	3
1.2.3 走行安定化制御・姿勢制御	4
1.3 研究目的	6
1.3.1 4輪の負荷率やスリップ率の Minimax 問題を満たすタイヤ力配分	6
1.3.2 適切な駆動力配分による制御応用	7
1.4 本論文の構成	8
2 実験車両および車両モデル	10
2.1 4輪インホイールモータ搭載電気自動車 FPEV2-Kanon	10
2.1.1 インホイールモータ	11
2.1.2 電動アクティブ前後輪操舵 (Electric Power Steering : EPS)	11
2.1.3 AUTOBOX-DS1103	12
2.1.4 バッテリ	13
2.2 車両モデル	14
2.2.1 車両の運動方程式	14
2.2.2 摩擦円の関係	15
2.2.3 タイヤの運動モデル	16
2.3 車両安定化を目的としたタイヤ力配分則	17
2.3.1 従来法とその問題点	17
2.3.2 Equal Magnitude Property(EMP) と車両モデルへの適用	18
3 瞬間スプリット低 μ 路における最大スリップ率最小化のための駆動力配分	20
3.1 手法概要	20
3.2 トラクション制御系の設計	21
3.2.1 駆動力オブザーバ	21
3.2.2 駆動力制御法	21
3.2.3 スリップ率推定	22

3.2.4	ドライビングスティフネス推定	23
3.3	二乗和最小化法による駆動力配分 (従来法)	23
3.4	EMP を用いた四輪駆動力配分 (提案法)	24
3.5	瞬間スプリット低 μ 路の加速シミュレーション	27
3.5.1	シミュレーション条件	27
3.5.2	シミュレーション結果	27
3.6	瞬間スプリット低 μ 路の加速実験	30
3.7	駆動力配分に関する考察	32
4	旋回を考慮した最大タイヤ負荷率最小化のための駆動力・横力配分	34
4.1	手法概要	34
4.2	駆動力・横力・ヨーレート制御系の設計	34
4.2.1	全体の制御系	34
4.2.2	ヨーモーメントオブザーバ (YMO)	35
4.3	負荷率の二乗和最小化法 (従来法) [38]	36
4.4	最大負荷率を最小化する駆動力・横力配分法	36
4.4.1	旋回を考慮した車両モデルへの EMP の適用	36
4.4.2	EMP を利用した駆動力・横力配分法 (提案法)	37
4.5	加速旋回シミュレーション	40
4.6	加速旋回実験	45
4.7	反復解法を用いた最適な駆動力・横力配分との比較	46
4.7.1	逐次二次計画法による Minimax 問題の解法	47
4.7.2	駆動力・横力配分に反復解法を用いた場合のシミュレーション結果	47
5	自動運転時の EPS フェイルに対するヨーレート制御法	49
5.1	手法概要	49
5.2	ヨーレート制御系の設計	50
5.2.1	モデル予測制御による目標軌道追従制御	50
5.2.2	直接ヨーモーメントを用いたヨーレート制御法	52
5.2.3	全体の制御系	53
5.3	EPS フェイル時における操舵	53
5.3.1	安定性向上のためのタイヤのアライメント	53
5.3.2	EPS を用いない操舵輪の駆動力差を利用した操舵 (IWM-S)	54
5.4	旋回軌道追従試験	56
5.5	駆動力差による操舵に関する考察	60
5.5.1	IWM-S による EPS の操舵トルクのアシスト効果	60
5.5.2	旋回中に EPS がフェイルした場合の挙動	61
6	駆動力配分による余剰負荷率を用いたヨーレート・車両横滑り角・ロール角の 3 自由度制御法	62
6.1	手法概要	62
6.2	ロール方向を考慮した車両モデル	63

6.2.1	アンチダイブ力	63
6.2.2	ロール運動	64
6.3	ヨーレートと車両横滑り角の独立制御	65
6.4	最大負荷率最小化のための駆動力配分	66
6.4.1	最大負荷率を抑制するための条件	66
6.4.2	駆動力配分則 (DFDL $\min(\eta_{ij})$)	67
6.5	余剰負荷率を利用したロール制御	68
6.5.1	ロール角制御系の設計	68
6.5.2	規範モデルによる指令値生成	69
6.5.3	ロールモーメントオブザーバ (RMO)	69
6.5.4	余剰負荷率を用いた駆動力再配分 (DFDL η_{mij})	69
6.6	加速レーンチェンジシミュレーション	71
6.7	加速レーンチェンジ実験	73
7	まとめ	81
	謝辞	83
	参考文献	84
	発表文献	90
A	EPS フェイル時のヨーレート制御に関する追加検討	92
A.1	駆動力配分による最大負荷率の低減	92
A.1.1	駆動力配分則	92
A.1.2	駆動力配分をした場合の実験結果	93
A.2	ヨーレート制御系の極による挙動の影響	93
A.3	前方障害物の回避運動	97
B	瞬間スプリット低 μ 路における駆動力配分のより効率的な解法	101
B.1	最大スリップ率を最小化する駆動力配分則	101
B.2	瞬間スプリット低 μ 路の加速シミュレーション	103

目次

1	駆動力制御法のブロック図 [2]	3
2	タイヤ負荷率 (左右均等配分)[38]	4
3	タイヤ負荷率 (負荷率均等化)[38]	4
4	ヨーレート (YMO+LFO)[10]	4
5	車両横滑り角 (YMO+LFO)[10]	4
6	ピッチ・ロール制御の実験結果 (PID 制御) [55]	5
7	ピッチ・ロール制御の実験結果 (PMO+RMO) [55]	5
8	本論文の構成	9
9	FPEV2-Kanon	10
10	インホイールモータ	11
11	EPS 用モータ	12
12	AutoBox-DS1103	13
13	FPEV2-Kanon のリチウムイオン電池	13
14	車両モデル	14
15	車輪の回転運動モデル	14
16	摩擦円の関係	15
17	$\mu - \lambda$ 特性の一例	16
18	無限大ノルム最小化と 2 ノルム最小化の比較	17
19	駆動力オブザーバ (DFO)	21
20	推定したドライビングステイフネスに基づく場合分け 1	25
21	推定したドライビングステイフネスに基づく場合分け 2	25
22	駆動力配分のフローチャート	26
23	トラクション制御のブロック線図	26
24	トラクション制御のシミュレーション及び実験条件	27
25	駆動力均等配分法におけるシミュレーション結果	28
26	二乗和最小化法におけるシミュレーション結果	29
27	提案法におけるシミュレーション結果	29
28	トラクション制御の実験風景	30
29	駆動力均等配分法における実験結果	31
30	二乗和最小化法における実験結果	31
31	提案法における実験結果	32

32	実験におけるドライビングスティフネスの推定結果	33
33	平面3自由度制御系	35
34	k と η_{\max} の関係	38
35	F_{xall} と k_{opt} の関係	38
36	加速旋回のシミュレーション・実験条件	40
37	二乗和最小化法におけるシミュレーション結果	41
38	提案法におけるシミュレーション結果	42
39	各輪輪荷重 F_{zij} のシミュレーション結果	43
40	シミュレーションにおける最大負荷率の比較	43
41	二乗和最小化法と提案法における総駆動力・総横力・総ヨーモーメントの比較	43
42	二乗和最小化法における実験結果	44
43	提案法における実験結果	45
44	各輪輪荷重 F_{zij} の実験結果	46
45	実験における最大負荷率の比較	46
46	逐次二次計画法を用いた最適な駆動力・横力配分	48
47	モデル予測制御の概念図	50
48	自動運転時の走行条件	52
49	モデル予測制御を用いたヨーレート制御系	53
50	キャスト角	54
51	スクラブ半径	54
52	キングピン軸周りに働くモーメント	55
53	旋回軌道追従試験	56
54	各条件における比較	57
55	EPSのみを用いた操舵	58
56	EPS + IWM-S による操舵	59
57	IWM-Sのみを用いた操舵手法 (EPS フェイル)	59
58	操舵時における EPS モータの電流値	60
59	旋回中に EPS 電流が零になった場合の実験結果	61
60	駆動力により働く上下方向の力	63
61	制動力により働く上下方向の力	63
62	車両のロールモデル	64
63	ヨーレートと車両横滑り角の独立制御	66
64	余剰負荷率 η_{mij} を用いたロール制御系	68
65	駆動力配分を考慮したヨーレート, 車両横滑り角, ロール角の3自由度制御系	70
66	シミュレーション・実験条件	72
67	従来法におけるシミュレーション結果	73
68	提案法1におけるシミュレーション結果	74
69	提案法2におけるシミュレーション結果	75
70	シミュレーションによる最大負荷率・ロール角の比較	76

71	従来法における実験結果	77
72	提案法 1 における実験結果	78
73	提案法 2 における実験結果	79
74	実験による最大負荷率・ロール角の比較	80
75	駆動力均等配分における実験結果	94
76	負荷率均等配分における実験結果	94
77	2つの配分における各状態量の比較	95
78	ヨーレート制御系の極を変えた場合の実験結果	96
79	実験に用いた LIDAR	97
80	障害物回避の実験条件	98
81	各条件における比較	98
82	EPS のみを用いた回避	99
83	EPS+IWM-S による回避	99
84	IWM-S のみを用いた回避	99
85	$\max(\lambda_{fl}, \lambda_{rl})$ を最小化するための条件	103
86	駆動力配分による瞬間スプリット低 μ 路の加速シミュレーション	104

表 目 次

1	FPEV2-Kanon の車両諸元	11
2	インホイールモータ諸元	12
3	MPC のパラメータ	56
4	実モデルと参照モデルのパラメータ	69
5	駆動力再配分の条件	71
6	ibeo-LUX 2010 の諸元	97

第 1 章

序論

1.1 研究背景

現在、地球温暖化や大気汚染、化石燃料の枯渇などが問題視されているが、その大きな原因の一つに内燃機関自動車 (Internal Combustion Engine Vehicle : ICEV) による燃料の消費と排気ガスの影響が挙げられている。このような背景から、電力で駆動し走行時に CO₂ を排出しない電気自動車 (Electric Vehicle : EV) が大きな注目を集めている。そのため、各自動車メーカーもその開発を進めており、日本では 2009 年に三菱自動車が i-MiEV を量産開始し、翌 2010 年には一般向けの販売を開始した。また、同年には日産自動車が EV において独自に開発した LEAF の販売を開始した。その後も電気駆動する自動車の普及が続いており、トヨタ自動車はハイブリッド自動車 (Hybrid Vehicle : HV) である AQUA を、三菱自動車はアウトランダー形プラグインハイブリッド車 (Plug-in Hybrid Electric Vehicle : PHEV) を販売するなど、EV や PHEV の国内外の市場が拡大している。

このようなモータを駆動力源に利用する EV は既存の ICEV と比較すると、環境性能だけでなく運動性能においても以下のような優位性をもつ [1]。

- エンジンが動力源である ICEV と比べてトルク応答が 2 桁速い。
- モータの分散配置ができ、各輪を独立に制御可能である。
- 電流から、モータに生じているトルクが正確に測定可能である。
- 駆動だけでなく制動も可能であり、かつ回生により電力を回収可能である。

まず大きな特徴として、内燃機関のトルク応答が数百ミリ秒であるのに対して、モータのトルク応答は数ミリ秒と非常に速いことが挙げられる。それに加えて内燃機関のトルク発生機構は複雑で非線形の要素が多く正確なトルクの検出が難しいのに対して、モータのトルクは電流値に比例するため、正確な検出が可能である。このため、ICEV では実現が難しかったトルクに対する高度なフィードバック制御が可能となり、この事を利用した様々なトラクション制御手法が行われてきた [2, 3, 4, 5]。

また、モータはエンジンと比較して小型高出力であることから、インホイールモータ (In-Wheel Motor : IWM) の開発が進んでいる。これによって、駆動力源であるモータがホイール内に搭載することができ

るため、各輪独立駆動が可能となる。この各輪独立駆動を利用することにより、左右の車輪の駆動力差により車両重心点周りにモーメントを発生させることが可能となる。そのため、ヨーモーメントを制御入力とした直接ヨーモーメント制御 (Direct Yaw-moment Control : DYC) によるステアリングの補償や [6], ヨーレートや横滑り角の制御により車両安定性の向上を達成することができる [7, 8, 9]。その他にも、電動パワーステアリング (Electric Power Steering : EPS) と統合した車両制御や [10, 11, 12], 滑りやすい路面上を想定した駆動力差モーメントによる状態量の補償 [13] など、様々な研究に応用されている。

さらに、インホイールモータの高応答性と回生が可能といった特徴を利用することで、車両の姿勢制御により乗り心地を向上させることもできる。減速時の車両のピッチング運動の抑制 [14] やピッチやロールをインホイールモータの制駆動力により発生するアンチダイブ力を用いて制御を行う研究 [15, 16] などが行われている。また、従来アクティブサスペンションを用いて行われてきたスカイフックダンパ制御 [17] をインホイールモータのアンチダイブ力を利用して行う研究 [18] や、人が不快に感じる周波数帯に着目して、その領域のゲインを下げるように制御するばね下逆スカイフックダンパ制御 [19] など提案されている。

これらの運動制御だけでなく、操舵時に操舵モーメントと直接モーメントの配分を最適化することで瞬間消費電力を最小化する研究 [20] や、前後輪で異なる特性のモータを用い、それを使い分けることで一充電走行距離を延長する研究 [21] なども行われている。このように、電気自動車には環境性能だけでなく優れた制御性能を有している。今後は基礎的な検討だけでなく、これらの研究を統合した制御を行うことで、従来の車と比較してどれだけ多くのメリットが得られるかを示していく必要がある。

1.2 先行研究

本研究では車両のヨーレート、車両横滑り角、ロール角などの状態量の制御や、タイヤのスリップ率や負荷率の Minimax 問題に基づく駆動力・横力配分問題を扱う。本節ではこれらに関連する先行研究について紹介し、その手法の効果や問題点などについて説明する。

1.2.1 電気自動車のトラクション制御

濡れた道路や雪道などの滑りやすい路面ではタイヤのグリップ力が低下する。そのため加速時ではタイヤが空転、減速時ではタイヤロックがしやすくなり、車両が制御不能になる危険が高まる。この対策として、ICEV では制動時に油圧ブレーキのポンピングによるアンチロックブレーキシステム (Antilock Brake System : ABS) が導入されており、その性能を高める研究が多数報告されている [22, 23, 24]。

それに対して、EV ではモータの高速な電流制御により高度なアンチスリップ制御を行うことができる [25, 26, 27, 28]。また、インホイールモータ EV を用いることでモータから駆動力の着点までの剛性が高められるために、さらに高帯域での制御が可能となる。当研究室でもこの特性に着目し、外乱オブザーバを利用したトラクション制御法を提案してきた [25]。さらに、車輪速制御に基づく車体速度を用いないスリップ率制御 [3] により、四輪駆動時におけるセンサレスでのスリップ率の推定・制御を実現した。また、スリップ率に基づいてタイヤの駆動力を直接制御し、トラクション効果を得る駆動力制御法 [2] を提案した。その他にも、ドライビングスティフネス推定に基づく制御手法 [29] や、ドライブシャフトを通じて駆動力を伝達する車載モータ車でもフィードフォワードにより高速でトラクション制

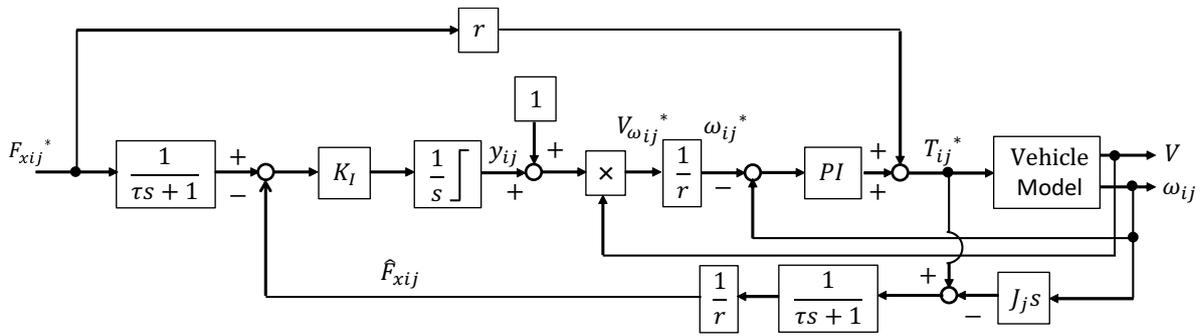


Fig. 1: 駆動力制御法のブロック図 [2]

御を行う手法 [5] などが提案されている。

これらの中でも駆動力制御法は、図 1 のようにアウトーループにてタイヤに働く駆動力を直接制御し、インナーループにて車輪速制御を行う手法である。また、駆動力のリミッタにスリップ率を使用し、あるスリップ率の閾値以上の制駆動力を出力しないためにスリップの防止を実現している。このようにトルクではなく駆動力に基づく制御を行うために、本制御手法では路面情報を使用せず、どのような路面状態でもトラクション制御が可能となっている。

1.2.2 駆動力・横力配分

各輪の出力することのできる最大グリップ力はタイヤと路面間の摩擦係数と各輪の輪荷重によって決定される。そして、4 輪の内どれか 1 輪でも最大グリップ力を超えてスリップを引き起こすと、車輪は所望の駆動力及び横力を出力することができなくなり、車両全体が制御不能になるため事故を引き起こす危険性が高まる。この対策として、ICEV ではディファレンシャルギアを用いてタイヤがスリップしそうになると横滑りを防止する車両安定化制御 (Vehicle Stability Control : VSC) が用いられてきた [30]。しかし、この VSC はディファレンシャルギアを用いるため大きな機構が必要であり、応答速度も数十ミリ秒程度必要である。

それに対してインホイールモータ EV では、各輪独立駆動であるため総駆動力指令値に対して各輪に制駆動力を配分することが可能であり、余分な機構を必要とせず高速にタイヤのスリップを抑制するように力を配分することができる。そのため、この特徴に着目して、車輪の安定度の指標であるタイヤの負荷率やスリップ率を抑制するタイヤ力配分の研究も報告されている [31, 32]。スリップ率とは加速時では車体速度に対する車輪速の割合であり、負荷率とはタイヤに働く最大摩擦力に対するタイヤが出力する力の割合である。どちらも 1 に達するとタイヤ力が飽和し路面に力を伝えられなくなるため、タイヤは空転を始め横滑りの原因となる。このため、これらの割合をリアルタイムで取得し、4 輪の最大値を最小化するように余裕のある車輪に駆動力及び横力を配分することで、タイヤ力の飽和を防止し、車両はドライバーの意図した挙動を取ることができるようになる。

このような最大値を最小化する配分は Minimax 問題と呼ばれ、一般的には非線形最適化問題によって解くことができる [33, 34]。このため、この駆動力・横力配分問題に関しても路面摩擦係数 μ を各輪で等しいと仮定することでタイヤ負荷率を算出し、Minimax 問題を満たす駆動力・横力を反復解法により求める手法 [35, 36] が提案されている。Minimax 問題を満たす駆動力・横力は以下の評価関数を最小化する。

$$J = \max(\eta_{fl}^2, \eta_{fr}^2, \eta_{rl}^2, \eta_{rr}^2) \quad (1-1)$$

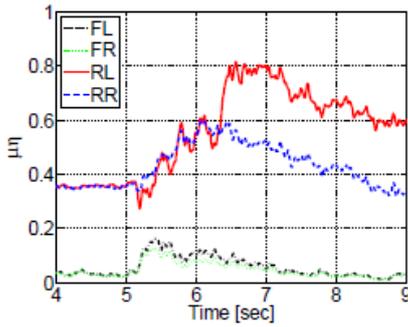


Fig. 2: タイヤ負荷率 (左右均等配分)[38]

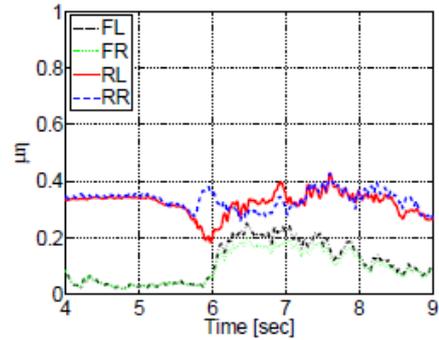


Fig. 3: タイヤ負荷率 (負荷率均等化)[38]

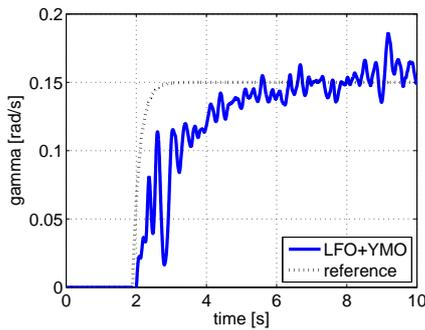


Fig. 4: ヨーレート (YMO+LFO)[10]

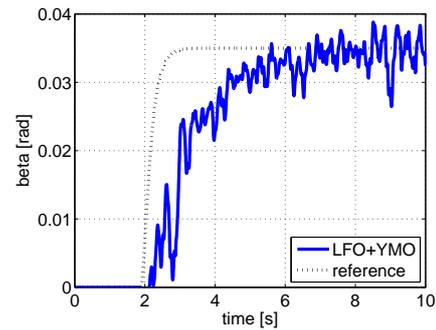


Fig. 5: 車両横滑り角 (YMO+LFO)[10]

ここで、 η_{ij} はタイヤの負荷率である。この手法は厳密解を得られるが、その一方でモータの応答速度は数ミリ秒であり、時間内に解が収束しない恐れがあるためオンライン制御に適しているとは言い難い。

そこで、この Minimax 問題の近似解法として評価関数の二乗和最小化法 [37, 38] がこれまでに広く用いられてきた。この手法は次の評価関数を最小化するように駆動力・横力を配分する。

$$J = \eta_{fl}^2 + \eta_{fr}^2 + \eta_{rl}^2 + \eta_{rr}^2 \quad (1-2)$$

図 2, 3 に文献 [38] にて示された減速旋回時のタイヤ負荷率を示す。左右輪に制駆動力を均等に配分した場合 (図 2) と比較して、負荷率均等化手法 (図 3) を用いることでタイヤ負荷率を均等に使用し、その結果タイヤ負荷率の最大値が抑制されていることが確認できる。

しかし、この二乗和最小化手法は文献 [34, 39] でも指摘されている通り、負荷率の最大値ではなく 4 輪の平均値を最小化するものであるため、条件によっては Minimax 問題の最適解から乖離するという問題がある。このため、文献 [39, 40] ではこの二乗和最小化問題に適切に重みを付加することにより、負荷率やスリップ率の Minimax 問題を満たす駆動力配分法を行うことで、車両安定性向上を実現している。

1.2.3 走行安定化制御・姿勢制御

車両の二次元平面運動においては車両の走行軌道はヨーレート γ 、車両横滑り角 β に集約される [41]。そのため、車両運動制御においては旋回時の車両安定化制御を目的としたヨーレート制御法 [7, 8, 9, 13] や車両横滑り角制御法 [12, 42, 43, 44] の研究が多数報告されている。従来の ICEV やオンボード方式の EV では、ディファレンシャルギアを用いた横滑り角の補償やステアバイワイヤ (Steer-by-Wire : SbW) 方式の操舵系における EPS を用いた安定性向上 [45] やヨーレート補償法 [46] が提案されてきた。

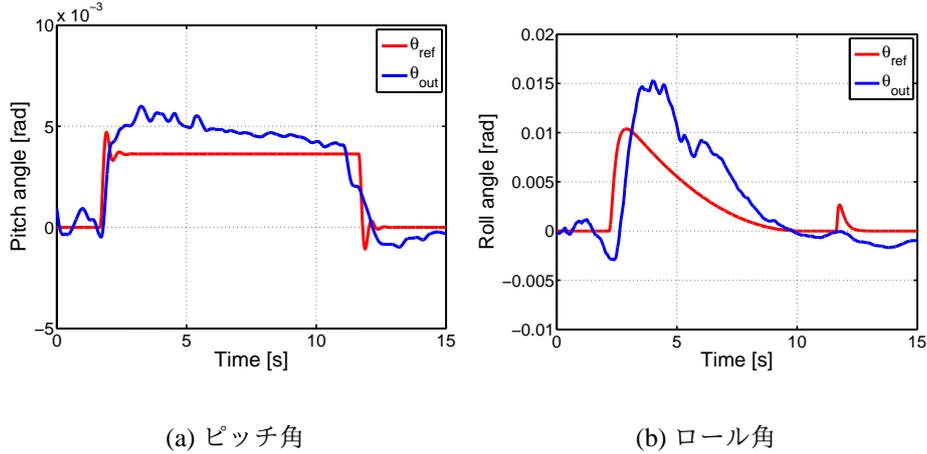


Fig. 6: ピッチ・ロール制御の実験結果 (PID 制御) [55]

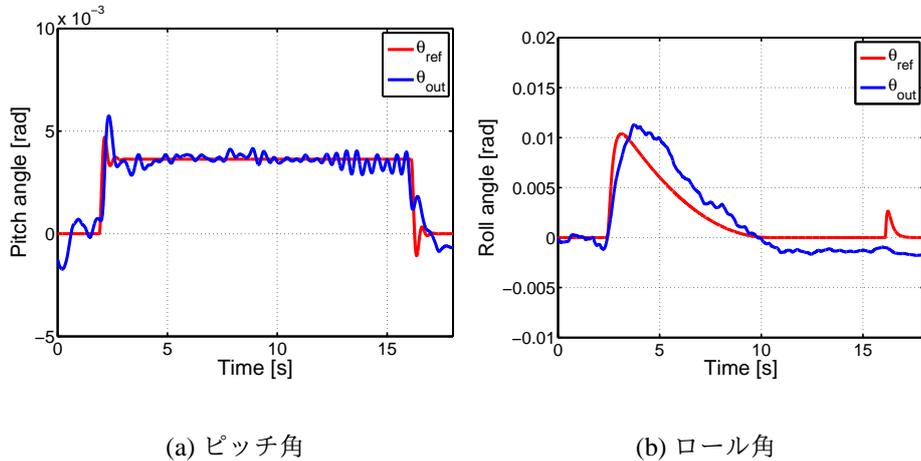


Fig. 7: ピッチ・ロール制御の実験結果 (PMO+RMO) [55]

一方で、インホイールモータ EV では前述のように左右輪の駆動力差を利用することで車両重心点周りにモーメントを発生させ、操舵によるヨーレートを補償することができる。さらに、直接ヨーモーメントを用いた補償法だけでなく、EPS と組み合わせたヨーレートと車両横滑り角の同時制御 [47] や、それに横力や横滑り角の限界値を考慮した制御手法 [48]、アクチュエータの制約を考慮した制御手法 [49] などの統合的な車両運動制御法も提案されている。本研究室でも同様に、横力オブザーバに基づく手法 [50]、ヨーレートと車両横滑り角の非干渉制御法 [10]、横力センサを用いた横すべり角推定に基づく手法 [42, 51] などを提案している。

図 4, 5 に文献 [10] にて示されたヨーモーメントオブザーバ (Yaw Moment Observer : YMO) とラテラルフォースオブザーバ (Lateral Force Observer : LFO) に基づくヨーレートと車両横滑り角の非干渉制御の結果を示す。この実験は提案法のロバスト性を検証するために、コーナリングステイフネスがノミナル値とプラントの真値の間にパラメータ誤差をもつ条件での実験結果であるが、2つの状態量は適切に制御されていることが確認できる。通常、モデルベースで非干渉制御を行う場合はパラメータ誤差の影響を受けるため、実環境を想定するとロバスト性を考慮した制御器を構成する必要がある。このような

観点からも、外乱オブザーバを基にした制御器によりロバスト性を向上することができるため、実環境下においてもヨーレートと車両横滑り角の独立制御を可能にし、車両安定性の向上を実現できる制御手法であるといえる。

車両姿勢制御に関しても、従来はアクティブサスペンションを用いて上下方向の運動の制御をする必要があったが [52, 53], 近年ではインホイールモータによるの正負のアンチダイブ力を用い、前後輪の制駆動力配分によりピッチ、ロール等を制御する手法が注目されている。その一例としてスカイフックダンパ制御を適用した研究 [18] や、前後方向の振動を抑制する研究 [54], 人が不快に感じる周波数帯に着目して、その領域のゲインを下げるように制御するばね下逆スカイフックダンパ制御 [19] などが提案されている。本研究室でも、ピッチング制御法 [14], ローリング制御法 [15, 16], ロール角とピッチの規範モデル追従制御 [55] などを提案している。図 6, 7 に文献 [55] にて示されたピッチモーメントオブザーバ (Pitch Moment Observer : PMO) とロールモーメントオブザーバ (Roll Moment Observer : RMO) に基づくピッチ角とロール角の規範モデル追従制御の結果を示す。ただし、従来法として外乱オブザーバを用いない PID 制御のみの手法とし、減速旋回時の挙動を比較している。また、前後加速度と横加速度に対するピッチ角・ロール角指令値は実プラントと比較して 20 % 小さくなるように設定している。実験結果より、ピッチ角及びロール角に対して外乱オブザーバを構成することにより、プラントがノミナル化されるために、従来法と比較してピッチ角とロール角が指令値に追従しており、上下方向にもロバストな制御を実現できることが確認できる。

1.3 研究目的

本研究では、インホイールモータを搭載した四輪独立駆動が可能な電気自動車を想定する。タイヤ力の配分は他の安定化制御と組み合わせることで、車両の安全性を大きく高めることができる。しかし、車両安定化を目的とする駆動力・横力配分はこれまでに近似解法である評価関数の二乗和最小化手法が用いられており、制御入力の変長性の利点を十全に生かし切ることができていない。そこで、タイヤ力の配分による更なる車両安定化手法として、冗長な線形システムに対する無限大ノルム最小化の定理を用いることで、スリップ率と負荷率の **Minimax** 問題を満たすタイヤ力の配分方法を提案する。また、駆動力配分の応用として、キングピン軸周りにモーメントを発生させて **EPS** を用いずに操舵させる手法と、適切な駆動力配分により負荷率余剰を作り、それを利用した車両の 3 自由度制御法を提案する。

1.3.1 4 輪の負荷率やスリップ率の **Minimax** 問題を満たすタイヤ力配分

インホイールモータ電気自動車を想定したタイヤ力配分の研究はいくつかの先行研究があるが、安定度の **Minimax** 問題の厳密解が得られるが反復計算が必要な手法や、オンラインでの計算が可能であるが平均値を最小化する手法といったように、オンラインで **Minimax** 問題の厳密解を得られる手法は未だに提案されていない。また、二乗和最小化法に適切な重み付けを行うことにより最大スリップ率を最小化する研究 [39, 40] も提案されているが、これは直進方向に限定した条件であり、旋回時にはより複雑な法則による重み付けが必要だと考えられる。これらの理由から、車両安全性を考慮した理想的なタイヤ力の配分方法は、常にタイヤ負荷率やスリップ率の最大値を最小化することを保証し、オンライン制御可能な計算負荷である必要がある。

本研究ではこの要求を満たす配分方法として、冗長性を有する線形システムの無限大ノルム最小化の定理である Equal Magnitude Property (EMP) を利用した手法を提案する。この手法はロボット工学の冗長マニピュレータにおける軌道の決定方法の一つとして用いられてきたが [56, 57], 車両運動制御に適用された例は存在しない。そのため、この定理を自動車における線形二輪モデルに適用することで、負荷率やスリップ率の最大値を最小化するタイヤ力の配分もまた同様に求められると考えられる。このような背景から、EMP を用いたタイヤ力の配分手法としてスリップ率及びタイヤ負荷率を最小化するタイヤ力配分について検討する。まず、最大スリップ率を最小化する駆動力配分として低 μ 路がホイールベースよりも短い瞬間低 μ 路における加速試験にて有効性を確認する。このような条件であれば、車輪が低 μ 路に差し掛り駆動力が低下しても、他の車輪にて駆動力を補完することができる。そのため、このような条件にて EMP を用いた駆動力配分を用いることで、最大スリップ率を抑制できるかを確認する。続いて、横力も考慮した最大負荷率を最小化する駆動慮力・横力配分について検証する。そのため、加速旋回試験を行うことにより提案法の有効性を検証し、従来使用されてきた二乗和最小化法の問題点を明らかにする。

1.3.2 適切な駆動力配分による制御応用

従来のタイヤ力の配分では、前述の通り四輪独立駆動の利点を十全に生かし切れているとは言い難い。そのため、本研究においては適切な駆動力配分によって実現することができる制御への応用方法について検討する。

まず始めにヨーレート制御への応用について検討する。従来は駆動力差モーメントを利用した DYC が広く利用されてきたが、これは車両重心周りのモーメントを発生させ、外乱オブザーバやスライディングモード制御、 H_∞ 制御などを用いることで操舵によるモーメントをロバストに補償する手法であった。しかしこれは車両のヨー方向の運動方程式に基づく手法であり、それだけでなくタイヤのアライメントにも注目すると、左右輪の駆動力差によって操舵軸であるキングピン軸の周りにもモーメントを発生させることが可能であり、それによって EPS を使用せずに操舵することができる。この動作によって、自動運転時に問題になっている EPS フェイル時の補償について、インホイールモータを利用することで追加のインバータやモータを使用することなく、操舵の補償を行う事ができる。この理論の有効性を実証するため、インホイールモータ電気自動車において EPS を用いることなくヨーレート制御のみを制御に用いることで目標旋回軌道に追従できる事を示す。

続いて、各輪の安定度に着目した適切な駆動力配分を行うことにより余剰負荷率を発生させ、制御の自由度を増加させることができる事を示す。従来は独立駆動による制御自由度の冗長性は、ヨーレートや車両横滑り角の補償に用いられてきたが、これは左右独立駆動にするだけでも達成することができる。しかし、これを四輪独立駆動に拡張することにより、左右輪の駆動力配分を前後輪に配分する自由度が生まれる。本研究では、この適切な配分による自由度を利用することにより、車両安定性を損なうことなくロール制御を行う制御手法を提案する。そのため、この四輪独立駆動と EPS を利用することにより、ヨーレート、車両横滑り角、ロール角の同時制御が可能となり、従来の二次元運動のみを考慮した制御手法と比較して安定性を向上させることができる。この提案法の有効性を加速旋回試験によって検証する。

1.4 本論文の構成

本論文では、まず第2章で実験に使用した実験車両及び実験機を紹介する。また、本論文で想定する車両モデルについて説明し、線形システムの無限大ノルム最小化の定理である EMP について説明する。第3章からは本研究内容について説明する。本論文の構成は図8に示すように、最大負荷率を最小化するタイヤ力配分を求める手法と、駆動力配分による制御応用というように、大きく分けて2つの枠組みから構成されている。

第3章、第4章では四輪独立駆動可能な電気自動車を想定した、最大スリップ率やタイヤ負荷率抑制のための EMP を用いたタイヤ力配分法を提案する。第3章では、最大スリップ率を抑制するために瞬間スプリット低 μ 路における加速試験を行う。その際、トラクション制御として駆動力制御法を、駆動力配分の決定方法としてドライビングステイフネス推定法を用いる。この手法により、路面状態などの外部の情報を用いることなく、現在の車両の状態の情報のみで駆動力配分とトラクション制御を行うことができる。また、車輪が低 μ 路に差し掛かりスリップを引き起こしそうになっても、駆動力配分によってスリップしそうな車輪の駆動力を引き下げ、その他の車輪によって低下した駆動力を補償することができることを示す。第4章では、駆動力に加え旋回時の横力も考慮したタイヤ力配分によって最大タイヤ負荷率を抑制する。従来ではこの Minimax 問題をリアルタイムで解くことが難しかったため、タイヤ負荷率の二乗和最小化法による配分が行われていたが、これは荷重変動の影響により無限大ノルム最小化解から乖離するという問題がある。このため、本提案手法により従来法と比較して車両安定性の向上が実現可能であることを示す。

第5章では、操舵輪の駆動力配分を適切に行うことで車両重心周りのモーメントを発生させるだけでなく、操舵軸であるキングピン軸周りにもモーメントを発生させ、EPS を用いることなく操舵可能であることを示す。さらに、ヨーレート制御系と組み合わせることで任意の方向に操舵することが可能になり、これによって EPS のバックアップシステムとして機能させることができる。本提案手法について、自動運転を想定してモデル予測制御を用いた目標軌道追従試験を行い、EPS がフェイルしてもインホイールモータを用いたヨーレート制御にて補償可能であることを実験にて確認する。

第6章では、ヨーレートと車両横滑り角の制御を行っている際にタイヤ負荷率を最小化する駆動力配分を行うことで、最大負荷率となる車輪に寄与しない車輪において、最大負荷率までの余剰な負荷率が利用可能となり、それを用いることで更にロール制御が可能であることを示す。本制御手法によって、従来では独立に考えられていた車両2次元平面運動と上下方向の運動の制御を統合し、四輪独立駆動と EPS を用いることにより、タイヤの安定性を保ちつつ、ヨーレート、車両横滑り角、ロール角の同時制御が実現できることを示す。

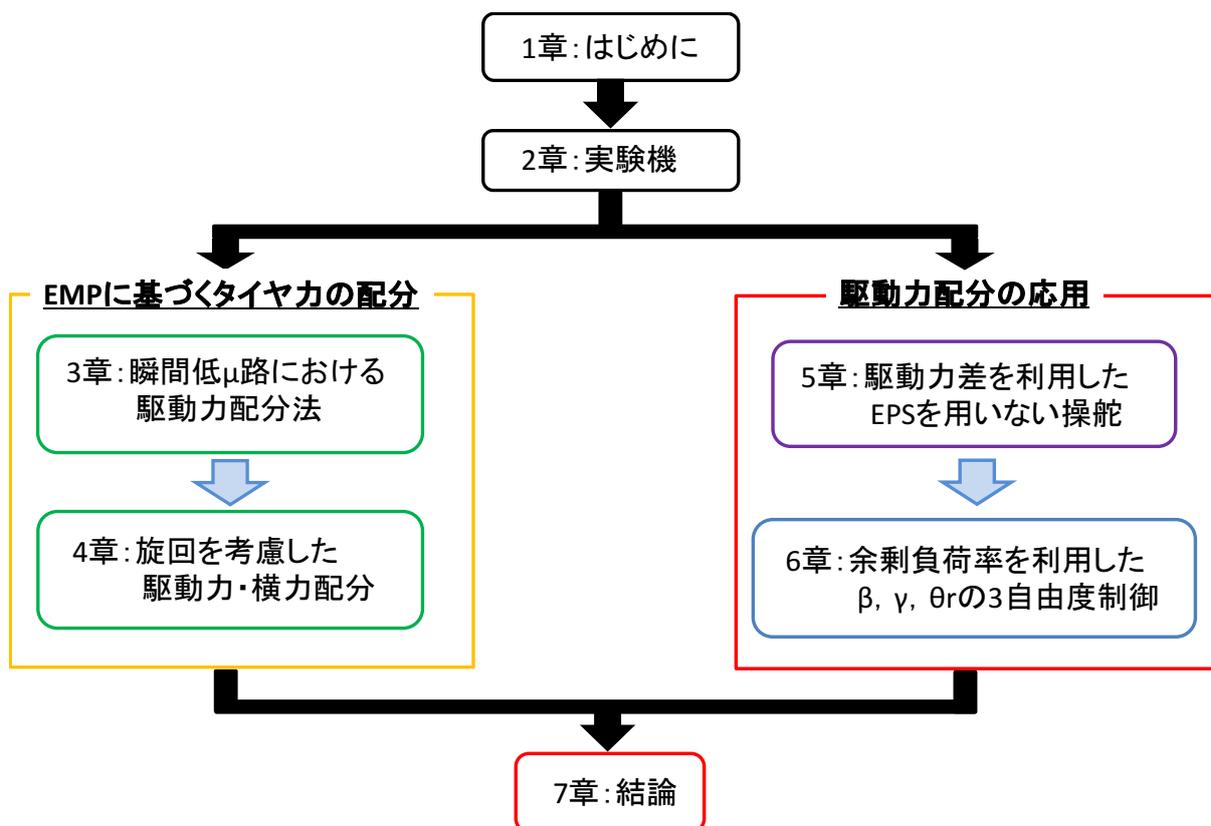


Fig. 8: 本論文の構成

第 2 章

実験車両および車両モデル

2.1 4輪インホイールモータ搭載電気自動車 FPEV2-Kanon

本研究では, 実験車両として当研究室で製作した電気自動車「FPEV2-Kanon」を用いた。FPEV2-Kanon の車両外観を図 9 に, FPEV2-Kanon の各パラメータの値を表 1 に示す。本車両は以下の特徴を有する。

- 4 輪にインホイールモータを搭載・各輪独立制御が可能
- アクティブ前後輪操舵が可能
- 制御系コントローラに dSPACE 社の AUTOBOX を使用
- バッテリーにリチウムイオン電池を搭載



Fig. 9: FPEV2-Kanon

Tab. 1: FPEV2-Kanon の車両諸元

車両の総重量 (m)	870 [kg]
重心軸の慣性モーメント (I)	617.0 [kg · m ²]
ホイールベース (l)	1.7 [m]
重心と前輪軸間の距離 (l_f)	0.999 [m]
重心と後輪軸間の距離 (l_r)	0.701 [m]
前輪コーナリングステイフネス (C_f)	12500 [N/rad]
後輪コーナリングステイフネス (C_r)	29200 [N/rad]
前輪トレッド幅 (d_f)	1.3 [m]
後輪トレッド幅 (d_r)	1.3 [m]
前輪イナーシャ (J_f)	1.24 [kg · m ²]
後輪イナーシャ (J_r)	1.26 [kg · m ²]
タイヤ半径 (r)	0.302 [m]
重心高 (h_g)	0.51 [m]

2.1.1 インホイールモータ

本車両には駆動用モータとして東洋電機製造製アウトロータ型インホイールモータが4輪全てに搭載されている。このモータはダイレクトドライブ方式を採用しており、ギアを介さないためバックラッシュの影響を受けず、路面からの反力が直接モータへと伝わる。そのため、ギアによる損失がなくトルク指令値に対し正確なトルクを出力することが可能であり、駆動力やトルクを用いる各種制御手法に有効である。1輪あたりに発生可能な最大トルクは前輪が±500 Nm、後輪が±530 Nmである。前後輪インホイールモータの外観を図10に、その仕様を表2に示す。

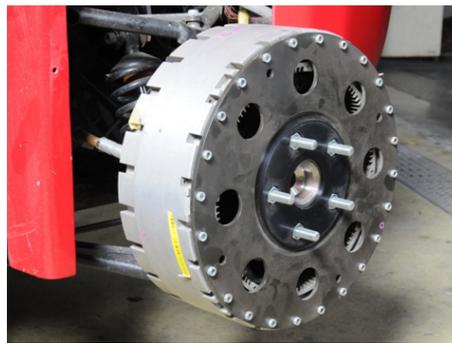


Fig. 10: インホイールモータ

2.1.2 電動アクティブ前後輪操舵 (Electric Power Steering : EPS)

電動パワーステアリング (Electric Power Steering : EPS) 用に maxon 社製 250 W モータを前後輪操舵部に取り付けており、角度指令によるアクティブ前後輪自動操舵が可能である。EPS の外観を図11に

Tab. 2: インホイールモータ諸元

	前輪	後輪
製造	東洋電機製造	
形式	ダイレクトドライブ式 アウターローター型	
定格トルク	110 Nm	127 Nm
最大トルク	500 Nm	530 Nm
定格出力	6.00 kW	6.00 kW
最大出力	20.0 kW	25.0 kW
定格速度	382 rpm	450 rpm
最大速度	1110 rpm	1200 rpm
冷却方式	空冷	

示す。最大操舵角は前輪が ± 0.35 rad, 後輪が ± 0.15 rad である。



Fig. 11: EPS 用モータ

2.1.3 AUTOBOX-DS1103

車両制御コントローラに dSPACE 社の AUTOBOX-DS1103 を使用している。MATLAB/simulink モデルから C コードを生成し、駆動用モータ及び EPS を制御する。豊富な数の AD, DA, エンコーダ ch を持ち、パソコンに接続してアプリケーション「Control Desk」により各センサ値のリアルタイムモニタができる。リアルタイムにパラメータのチューニングやグラフのプロットが可能であるため、実験を行うのに非常に優れている。また簡単な操作でデータを保存し、MALTAB でグラフを作成できる。さらに耐震性に優れており、8 V から 60 V と非常に幅広い電圧で起動する。AUTOBOX-DS1103 の外観を図 12 に示す。



Fig. 12: AutoBox-DS1103

2.1.4 バッテリー

エネルギー密度が大きいことからEV用のエネルギーソースとして注目されているリチウムイオン電池が搭載されている。1セル16Vの電池を10個直列に接続して160Vとし、昇圧チョッパによって320Vに昇圧している。充電は高砂の直流安定化電源を用い、各セルの電圧をモニタリングしながら行う。

さらに、AUTOBOXやインバータの制御電源、前後輪EPS用の電源として強電用と同じタイプのリチウムイオン電池を3モジュール搭載している。使用したリチウムイオン電池の外観を図13に示す。



Fig. 13: FPEV2-Kanon のリチウムイオン電池

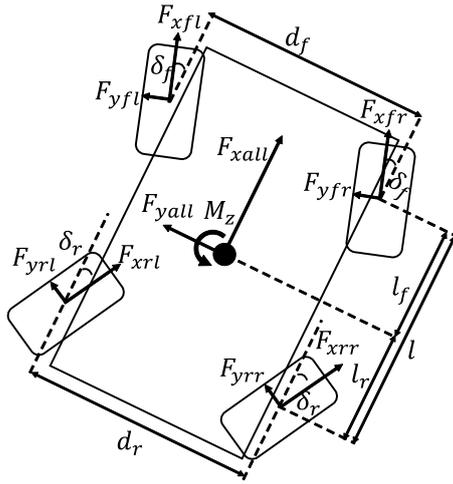


Fig. 14: 車両モデル

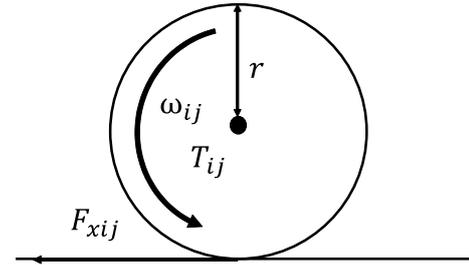


Fig. 15: 車輪の回転運動モデル

2.2 車両モデル

2.2.1 車両の運動方程式

四輪独立駆動とアクティブ前後輪操舵が可能な車両についてのモデル化を行う。対象車両モデルを図14に示す。前後輪操舵角 δ_i が十分小さい場合の車両の重心点の前後方向，横方向，ヨー軸周りの回転方向の方程式を式(2-1)–(2-5)に示す。ただし， F_{xall} は車両重心点の前後力， F_{yall} は車両重心点の横力， N_z は制駆動力差モーメント， N_t は横力モーメント， M_z は車両重心点周りのヨーモーメントとし， F_{xij} は各輪の制駆動力， F_{yij} は各輪の横力， d_i は前後輪トレッド幅， l_i は前後軸重心間距離とする。ここで，添え字 i は前後 (f, r) のいずれか， j は左右 (l, r) のいずれかを表す。

$$F_{xall} = F_{xfl} + F_{xfr} + F_{xrl} + F_{xrr} \quad (2-1)$$

$$F_{yall} = F_{yfl} + F_{yfr} + F_{yrl} + F_{yrr} \quad (2-2)$$

$$N_z = -\frac{d_f}{2}(F_{xfl} - F_{xfr}) - \frac{d_r}{2}(F_{xrl} - F_{xrr}) \quad (2-3)$$

$$N_t = l_f(F_{yfl} + F_{yfr}) - l_r(F_{yrl} + F_{yrr}) \quad (2-4)$$

$$M_z = N_z + N_t \quad (2-5)$$

車輪の回転方向の運動方程式は図15より次式で表される。

$$J_i \dot{\omega}_{ij} = T_{ij} - r F_{xij} \quad (2-6)$$

ここで， J_i は車輪回転部のイナーシャ， ω_{ij} は車輪角速度， T_{ij} はモーメントトルク， r は車輪半径である。各輪タイヤ横すべり角が十分に小さいとき，車両はロール運動を無視速度を一定と仮定する線形二輪車

両モデルとみなせる [41]。この二輪モデルから車両の2つの運動方程式が求まる。

$$mV \left(\frac{d\beta}{dt} + \gamma \right) = 2Y_f + 2Y_r$$

$$= -2C_f \left(\beta + \frac{l_f}{V} \gamma - \delta_f \right) - 2C_r \left(\beta - \frac{l_r}{V} \gamma \right) \quad (2-7)$$

$$I \frac{d\gamma}{dt} = 2l_f Y_f - 2l_r Y_r + N_z$$

$$= -2C_f \left(\beta + \frac{l_f}{V} \gamma - \delta_f \right) l_f + 2C_r \left(\beta - \frac{l_r}{V} \gamma \right) l_r + N_z \quad (2-8)$$

ここで、 C_f, C_r はコーナリングステイフネス、 β は車両横滑り角、 γ は車両重心点におけるヨーレート、 α_f, α_r は前後輪の車輪横滑り角、 δ_f は前輪舵角、 m は車両重量、 V は車両速度、 I は車両慣性である。

また、このとき前後輪のコーナリングフォース F_{y_i} はタイヤ横すべり角に比例し、前後輪の横力はこれに等しいとみなせる。そのため、前後輪の各横力は以下のように近似できる。

$$F_{y_{fj}} \simeq F_{y_f} = -\frac{C_f}{1 + T_{fs}} \alpha_f = -C_f \left(\beta + \frac{l_f}{V} \gamma - \delta_f \right) \quad (2-9)$$

$$F_{y_{rj}} \simeq F_{y_r} = -\frac{C_r}{1 + T_{rs}} \alpha_r = -C_r \left(\beta - \frac{l_r}{V} \gamma - \delta_r \right) \quad (2-10)$$

ここで、タイヤ横力はタイヤ横滑り角に対して一次遅れの応答をすることが知られており、 T_i は時定数である。

各輪の垂直荷重 $F_{z_{ij}}$ は、車両重量 m 、ホイールベース l_i 、ロール剛性前後配分比 ρ_i 、重心高 h_g 、前後・横方向加速度 a_x, a_y を用いて以下のように表せる。

$$F_{z_{fl}} = \frac{1}{2} \frac{l_r}{l} mg - a_x M \frac{h_g}{2l} - \rho_f a_y m \frac{h_g}{d_f} \quad (2-11)$$

$$F_{z_{fr}} = \frac{1}{2} \frac{l_r}{l} mg - a_x M \frac{h_g}{2l} + \rho_f a_y m \frac{h_g}{d_f} \quad (2-12)$$

$$F_{z_{rl}} = \frac{1}{2} \frac{l_f}{l} mg + a_x M \frac{h_g}{2l} - \rho_r a_y m \frac{h_g}{d_r} \quad (2-13)$$

$$F_{z_{rr}} = \frac{1}{2} \frac{l_f}{l} mg + a_x M \frac{h_g}{2l} + \rho_r a_y m \frac{h_g}{d_r} \quad (2-14)$$

2.2.2 摩擦円の関係

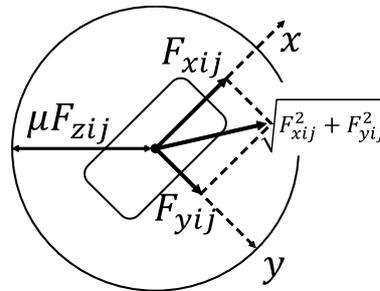


Fig. 16: 摩擦円の関係

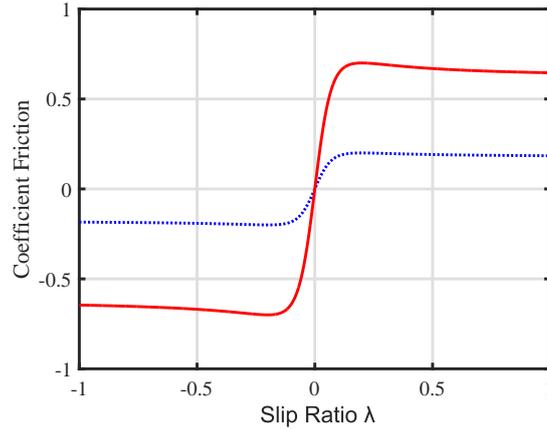


Fig. 17: $\mu - \lambda$ 特性の一例

車両安定化のために、各輪の制駆動力 F_{xij} と横力 F_{yij} および垂直荷重 F_{zij} , 各輪における最大摩擦係数 μ_{ij} は常に次式を満たさなければならない。

$$\sqrt{F_{xij}^2 + F_{yij}^2} \leq \mu F_{zij} \quad (2-15)$$

この関係を摩擦円と呼び図 16 に示す。この式より各輪に発生する合力ベクトルの最大摩擦力に対する比を摩擦円使用率として各輪の負荷率 η_{ij} を次のように定義する。

$$\eta_{ij} = \frac{\sqrt{F_{xij}^2 + F_{yij}^2}}{\mu F_{zij}} \simeq \frac{\sqrt{F_{xij}^2 + F_{yi}^2}}{\mu F_{zij}} \quad (2-16)$$

η_{ij} は 1 に近いほどタイヤ力の限界に近いことを表す。

2.2.3 タイヤの運動モデル

制駆動時ではタイヤの弾性変形により車輪速と車体速の間に差が生じる。そのときの各輪のスリップ率 λ_{ij} は次式で定義される。

$$\lambda_{ij} = \frac{V_{\omega_{ij}} - V}{\max(V_{\omega_{ij}}, V, \epsilon)} \quad (2-17)$$

ここで、 ϵ は零割を防ぐ微小な定数である。

各輪に発生するタイヤの駆動力とドライビングステイフネス D_{sij} はスリップ率 λ_{ij} , 垂直抗力 F_{zij} , 摩擦係数 μ_{ij} より次式で与えられる。

$$F_{xij} = \mu_{ij} F_{zij} \quad (2-18)$$

$$D_{sij} = \left. \frac{dF_{xij}}{d\lambda_{ij}} \right|_{\lambda_{ij}=0} \quad (2-19)$$

μ と λ_{ij} の関係は路面摩擦係数によって変化し図 17 に示す関係があることが知られている [58]。 μ が最大, 最小となるスリップ率 $\lambda_{\text{peak,p}}$, $\lambda_{\text{peak,n}}$ が存在し, $\lambda_{\text{peak,n}} \leq \lambda_{ij} \leq \lambda_{\text{peak,p}}$ の範囲では μ は λ_{ij} の単調増加関数とみなすことができ, その範囲を超えると μ は飽和し, 非線形の特徴をもつ。

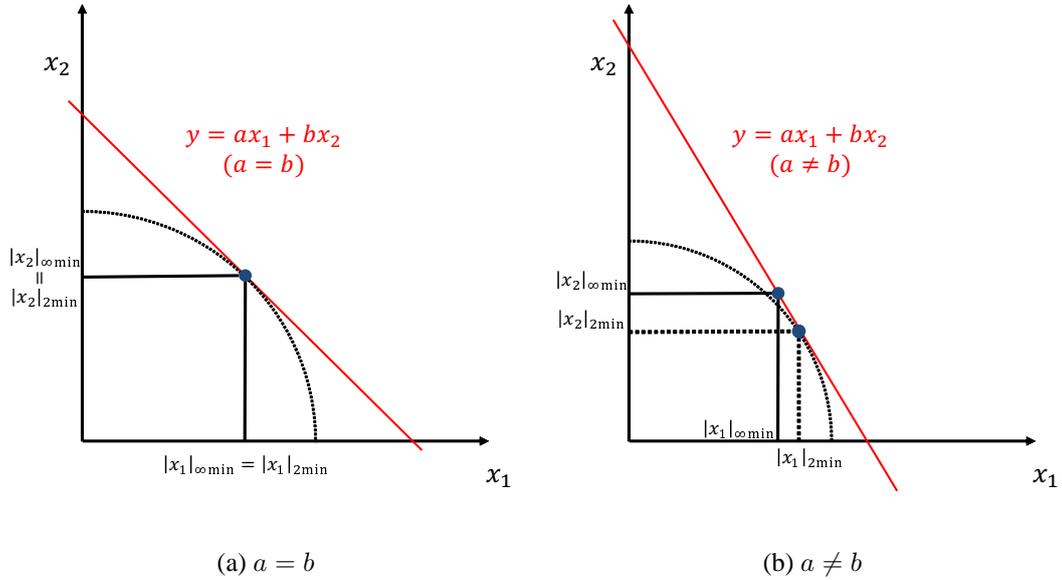


Fig. 18: 無限大ノルム最小化と2ノルム最小化の比較

2.3 車両安定化を目的としたタイヤ力配分則

2.3.1 従来法とその問題点

低 μ 路への進入やタイヤに過剰な負荷をかけることにより生じるタイヤのスリップはグリップ力の急激な低下を引き起こす。そのため、車両はどれか1輪でもスリップすると、指令した駆動力及び横力が出力できなくなることから横滑りが生じ、車両全体の安定性が損なわれる。この対策として、四輪独立駆動電気自動車を用いて、式(2-16)で表されるタイヤ負荷率や、式(2-17)のスリップ率の最大値を抑制するような駆動力・横力配分をする研究がある。

一般的にこの問題を解くためには探索や反復計算を必要とするため [32][36]、数ms というモータの応答時間内で計算することが難しい。そのため、従来手法では Minimax 問題の近似解法として、タイヤ負荷率の二乗和を最小化する配分則が広く用いられてきた [37][38]。

しかし、この二乗和最小化法は重み付き擬似逆行列を用いるため、高速に解を求めることができる一方で、最小化しているのは負荷率の2ノルムであるため、各輪の重み関数である輪荷重に偏りが生じることで無限大ノルム最小化の解から逸脱するという問題がある。そのため、まず始めに Minimax 問題を解く際に2ノルム最小化による近似を用いることによる問題点と、無限大ノルム最小化手法を考慮する必要性について説明する。

例として x_1, x_2 を変数、 y, a, b を定数としたとき、拘束条件 $y = ax_1 + bx_2$ を満たす解 x_1, x_2 について考える。これを行列の形に直すと次のように表される。

$$b = \begin{bmatrix} a & b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} \tag{2-20}$$

これは変数が拘束条件に対して1つの冗長性を持つため、無数の解が存在する系である。この条件において、2ノルム最小化の解と無限大ノルム最小化の解の比較を行う。ここで、2ノルム最小化の解は原

点を中心とした円が初めに解空間の直線に接する点、無限大ノルム最小化の解は原点を中心とする正方形が初めに解空間の直線に接する点に相当する。これを図示したものを図 18 に示す。

図 18(a) より、各変数 x_1, x_2 の係数 a, b が等しい場合は 2 ノルム最小化の解は無限大ノルム最小化の解と一致することが確認できる。そのため、この条件下では二乗和最小化手法は x_i の無限大ノルムの最大値を抑制することが可能である。しかし、係数 a, b に差が生じた場合については、図 18(b) のように解空間の直線に対する円と正方形の接点は異なる位置となる。そのため、 a と b に差がある場合では 2 ノルム最小化の解は無限大ノルム最小化の解から乖離し、性能が劣化するといえる。この性質は 2 次元に限らず、さらに高次元になっても同様となる [56]。

ここで、車両の駆動力・横力配分について考えると、 x_i をタイヤ負荷率 η_{ij} としたとき、係数 a, b は輪荷重 F_{zij} に相当する。つまり、 η_{ij} の二乗和最小化を用いて駆動力・横力配分を行うと、輪荷重に偏りがある車両や、加減速・旋回時のように荷重変動が生じる場合には車両安定化のための最適な配分を行うことができない。さらにいえば、このようにタイヤのグリップ力を積極的に使用している場合にこそタイヤ負荷率が上昇し、スリップを引き起こしやすくなるため、車両安定化制御を目的として負荷率の二乗和最小化法を用いることは適当でないといえる。そのため、電気自動車の高応答性を損なわない計算量で最大タイヤ負荷率 $\max(\eta_{ij})$ を最小化する配分を行うことは、車両の更なる安全性の向上のために必要不可欠である。

そのため、この問題を解決する手法として、次節にて Equal Magnitude Property[56][57] という冗長システムにおける無限大ノルム最小化の定理とその車両制御への適用について説明する。

2.3.2 Equal Magnitude Property(EMP) と車両モデルへの適用

EMP とは $\mathbf{b} \in \mathbb{R}^m, \mathbf{x} \in \mathbb{R}^n, \mathbf{A} \in \mathbb{R}^{n \times m} (n > m)$ としたとき、冗長性を有する線形システム $\mathbf{b} = \mathbf{A}\mathbf{x}$ において、 $\min(\max x_i)$ を満たすための \mathbf{x} の性質であり、次のように表される。

定理 . 冗長システム $\mathbf{b} = \mathbf{A}\mathbf{x}$ における Minimax 問題の解 x_i の組は、少なくとも $n - m + 1$ 個の大きさが等しく、かつその値は最大値を取る。

この定理について式 (2-20) の系を例にとると、 $\min(\max x_i)$ を満たす条件は $n = 2, m = 1$ より $2 - 1 + 1 = 2$ 個の x_i の大きさが等しく、かつそれが最大値となることである。この条件を満たす x_i が Minimax 問題の解となっていることは、図 18 から明らかなである。

車両運動に関しても、第 2 章で述べたようにいくつかの近似を適用することで車両を線形二輪モデルとして扱うことができる。つまり、この EMP を冗長性のある車両運動に適用することで、タイヤ負荷率 η_{ij} の Minimax 問題を満たす条件を基に、 $\max(\eta_{ij})$ を最小化する各輪の駆動力及び横力も同様に求めることができると考えられる。

この性質を車両における最大負荷率の最小化問題に適用するためには、 \mathbf{b} を $[F_{xall}, F_{yall}, M_z]^T$, \mathbf{x} を $[\eta_{fl}, \eta_{fr}, \eta_{rl}, \eta_{rr}]^T$ とすると、次のような形にすることが望ましい。

$$\begin{bmatrix} F_{xall} \\ F_{yall} \\ M_z \end{bmatrix} = \mathbf{A} \begin{bmatrix} \eta_{fl} \\ \eta_{fr} \\ \eta_{rl} \\ \eta_{rr} \end{bmatrix} \quad (2-21)$$

この式の右辺を車両の線形二輪モデルを基にして適切に設定することにより，EMPを用いることにより $\max(\eta_{ij})$ を最小化する η_{ij} の条件及びその値を求めることができる。

第 3 章

瞬間スプリット低 μ 路における最大スリップ率最小化のための駆動力配分

3.1 手法概要

本章では、瞬間スプリット低 μ 路での総駆動力維持を目的とした4輪駆動力配分法について述べる。本手法ではトラクション制御として駆動力制御法を適用しており、高 μ 路から低 μ 路に差し掛かる際にはスリップを抑制するように駆動力を減少させることで駆動力の飽和を防いでいる。ここで、加速中にホイールベースより短い瞬間低 μ 路に進入することを想定すると、駆動力を四輪均等配分する手法では瞬間的な駆動力の低下やヨーモーメントの発生により、ドライバーは乗り心地に違和感を感じてしまう。

本条件においては、指令値をアクセルによる総駆動力、ハンドル操作による総ヨーモーメントとし、この制約条件を満たすように四輪の駆動力を配分することで低下した駆動力を他の車輪で相互補償することができる。さらに、タイヤの最大スリップ率を最小化するように駆動力を配分することで、高 μ 路から低 μ 路に差し掛かる際の瞬間的なスリップを最大限抑制し、車両安定化を実現することが可能である。

この有効性に着目した駆動力配分手法の先行研究がいくつか存在する。この手法として、第2章で述べたように一般的にはMinimax問題を実時間で解くことは難しいため、この近似解法としてスリップ率の二乗和最小化法を用いたものが主に挙げられる[37]。しかし、この手法は各輪の状態によっては最適解から乖離するという問題を有する。そのため、このことを考慮して評価関数に適切な重みを設定することにより、最適解に近づける研究が報告され、その有効性が示されている[4, 39]。しかし、この手法でも最小化しているのは評価関数の二乗和であり、Minimax問題の解を常に満たす条件である保証はない。

そこで本章ではこの点に着目して、最大スリップ率を最小化するための条件を陽に考慮した駆動力配分手法を提案する。その際、第2章で説明したEMPをインホイールモータ車の冗長なシステムに拘束条件として付加することにより、常に最大スリップ率の最小化を保証した駆動力配分を瞬時に求めることができる。瞬間スプリット低 μ 路における加速を想定し、シミュレーション及び実験にて提案手法の有効性を検証する。

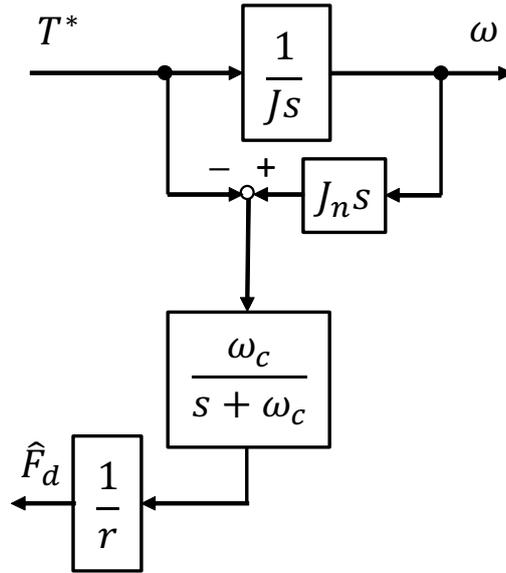


Fig. 19: 駆動力オブザーバ (DFO)

3.2 トラクション制御系の設計

駆動力配分手法の説明の前に、本節では瞬間低 μ 路上のトラクション制御として用いる駆動力制御法と、駆動力配分の際に用いるスリップ率とドライビングスティフネスの推定手法について説明する。

3.2.1 駆動力オブザーバ

式 (2-6) において、車輪のイナーシャ J 、車輪半径 r は定数であり、永久磁石同期モータに取り付けられる回転角センサよりモータ角速度 ω は取得可能である。また、EV の利点の一つとしてモータトルク T が検出可能であることから、図 19 に示すように駆動力オブザーバ (Driving Force Observer : DFO) [59] を構成することで、タイヤにとっては反力 (外乱) として発生している駆動力 F_d が推定可能である。なお、本稿ではモータの電流制御系が十分速く正確であると仮定し、モータトルク指令値 T^* を推定に利用する。

3.2.2 駆動力制御法

トルクを指令値とすると、タイヤがスリップした場合には式 (2-6) の駆動力が大きく減少するため、タイヤが空転する恐れがある。そのため本稿では滑りやすい路面でも安定した走行を行うために駆動力制御法 [2] を用いる。

駆動力制御法のブロック図は図 1 に示した通りである。本制御手法におけるアウターループが駆動力ループとなっており、インナーループは車輪速制御ループによるスリップ率制御となっている。式 (2-6) より各輪に生じる駆動力はモータトルク指令値 T_{ij}^* と車輪速 ω_{ij} の外乱として駆動力オブザーバにより推定することができる。 F_{xij}^* は駆動力指令値、 \hat{F}_{xij} は駆動力オブザーバによる推定値である。

スリップ率 λ_{ij} は駆動時 ($V_{\omega_{ij}} \geq V$) と制動時 ($V_{\omega_{ij}} < V$) で定義が異なり、制御する上では不都合

である。そのため次式で定義される操作量 y_{ij} を導入する。

$$y_{ij} = \frac{V_{\omega_{ij}}}{V} - 1 \quad (3-1)$$

これは制動時のスリップ率と同じ定義であり、駆動時の y_{ij} と λ_{ij} の関係は以下ようになる。

$$y_{ij} = \frac{\lambda_{ij}}{1 - \lambda_{ij}} \quad (3-2)$$

$\lambda_{ij} = 0$ 近傍では y_{ij} は λ_{ij} とほぼ等しく、それ以外の領域においても両者は一対一の関係にある。式 (3-1) より車輪速指令値 $V_{\omega_{ij}}^*$ は次式で表される。

$$V_{\omega_{ij}}^* = (1 + y_{ij})V \quad (3-3)$$

式 (3-3) より停車時 ($V = 0$) は y_{ij} を 0 以上の値にしても常に $V_{\omega_{ij}}^* = 0$ となるので発進することができない。そこで、 V がある微小な値 σ より小さい領域では次式のように指令値を変更することで、常に $V_{\omega_{ij}} = 0$ となるのを防ぐ。

$$\begin{cases} V_{\omega_{ij}}^* = V + y_{ij}\sigma & (V < \sigma) \\ V_{\omega_{ij}}^* = V + y_{ij}V & (V \geq \sigma) \end{cases} \quad (3-4)$$

式 (2-19) より $|\lambda_{ij}|$ が十分小さい領域では $F_{xij} = D_{sij}\lambda_{ij}$ とおける。また、車輪速制御が十分速く、常に $y_{ij} = \lambda_{ij}$ が成立すると仮定すると、 y_{ij} と F_{xij} は次式のような関係となる。

$$F_{xij} = D_{sij}\lambda_{ij} \simeq D_{sij}y_{ij} \quad (3-5)$$

よって、駆動力制御コントローラは K_I を積分器のゲインとする I 制御とし、初期値は非駆動状態を想定して $y_{ij0} = 0$ とする。この積分器に積分値の上限 y_{ijmax} と下限 y_{ijmin} を設け、 y_{ij} の値を $y_{ijmin} \leq y_{ij} \leq y_{ijmax}$ に制限することで、 μ_{ij} が λ_{ij} の単調増加関数となる領域にスリップ率を制限することができるため、トラクション制御が可能となる。

3.2.3 スリップ率推定

車体に取り付けられた加速度センサとレゾルバより前後加速度 a_x 、車輪角速度 ω_{ij} を取得し、スリップ率推定 [3] を行う。

$$\dot{\hat{\lambda}}_{ij} = \frac{\dot{\omega}_{ij}}{\omega_{ij}}(1 + \hat{\lambda}_{ij}) - \frac{a_x}{r^2\omega_{ij}}(1 + \hat{\lambda}_{ij})^2 \quad (3-6)$$

式 (2-17) より V_{ij} を次式で推定し、各輪 V_{ij} の平均値を車体速 V とする。

$$V_{ij} = \frac{r\omega_{ij}}{1 + \hat{\lambda}_{ij}} \quad (3-7)$$

3.2.4 ドライビングステイフネス推定

式(3-5)よりスリップ率が十分小さい領域では $F_{xij} = D_{sij}\lambda_{ij}$ の関係があるため、逐次最小二乗法が利用可能である。そのため \hat{F}_{xij} と $\hat{\lambda}_{ij}$ の間に忘却係数 w を用いれば \hat{D}_{sij} が推定できる。あるサンプル点 k における \hat{D}_{sij} は次式で推定される。

$$\hat{D}_{sij}(k) = \hat{D}_{sij}(k-1) - \frac{\Gamma(k-1)\hat{\lambda}_{ij}(k)}{w + \hat{\lambda}_{ij}(k)\Gamma(k-1)\hat{\lambda}_{ij}(k)} \times [\hat{\lambda}_{ij}\hat{D}_{sij}(k-1) - \hat{F}_{xij}(k)] \quad (3-8)$$

$$\Gamma(k) = \frac{1}{w} \left[\Gamma(k-1) - \frac{\Gamma(k-1)\hat{\lambda}_{ij}^2(k)\Gamma(k-1)}{w + \hat{\lambda}_{ij}(k)\Gamma(k-1)\hat{\lambda}_{ij}(k)} \right] \quad (3-9)$$

スリップ率が小さい場合、 $\hat{\lambda}_{ij}$ が微小になるため \hat{D}_{sij} の信頼性が低下する。そこで、 $|\hat{\lambda}_{ij}| < 0.005$ の場合には $\hat{D}_{sij}(k)$ と $\Gamma(k)$ は更新しない。また、 $\hat{D}_{sij}(k)$ の下限値を 1000 に設定した。

3.3 二乗和最小化法による駆動力配分（従来法）

タイヤのスリップ率 λ_{ij} が上昇して空転領域に達すると、駆動力が飽和するためタイヤが空転する。ドライバーがある総制駆動力指令値 F_{xall}^* を与えたときに各輪の駆動力飽和を防ぐには、各輪のスリップ率 λ_{ij} を抑制するように F_{xall}^* を配分する必要がある。そのため、総制駆動力指令値 F_{xall}^* およびヨーモーメント指令値 M_z^* を満たし、かつ λ_{ij} の二乗和が最小となるように各輪の駆動力指令値を生成する。車両の前後方向・ヨー方向の式をまとめると次式となる。

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ -\frac{d_f}{2} & \frac{d_f}{2} & -\frac{d_r}{2} & \frac{d_r}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{xfl} \\ F_{xfr} \\ F_{xrl} \\ F_{xrr} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{xall} \\ M_z \end{bmatrix} \quad (3-10)$$

ここで、左辺の係数行列を \mathbf{A} 、駆動力の列ベクトルを \mathbf{x} 、右辺の指令値の列ベクトルを \mathbf{b} とする。

式(3-5)より $|\lambda_{ij}| \ll 1$ の領域にある各輪のスリップ率 λ_{ij} は次式より求められる。

$$\lambda_{ij} = \frac{F_{xij}}{D_{sij}} \quad (3-11)$$

評価関数 J をスリップ率 λ_{ij} の二乗和とする。

$$\begin{aligned} J &= \sum_{i=f,r} \sum_{j=l,r} (\lambda_{ij})^2 \\ &= \frac{F_{xfl}^2}{D_{sfl}^2} + \frac{F_{xfr}^2}{D_{sfr}^2} + \frac{F_{xrl}^2}{D_{srl}^2} + \frac{F_{xrr}^2}{D_{srr}^2} \\ &= \mathbf{x}^T \mathbf{W} \mathbf{x} \end{aligned} \quad (3-12)$$

この評価関数 J を最小化する重み付き最小二乗解は次式となる。ただし \mathbf{W} は重み行列である。

$$\mathbf{x}_{opt} = \mathbf{W}^{-1} \mathbf{A}^T (\mathbf{A} \mathbf{W}^{-1} \mathbf{A}^T)^{-1} \mathbf{b} \quad (3-13)$$

$$\mathbf{W} = \text{diag} \left(\frac{1}{D_{sfl}^2}, \frac{1}{D_{sfr}^2}, \frac{1}{D_{srl}^2}, \frac{1}{D_{srr}^2} \right) \quad (3-14)$$

3.4 EMPを用いた四輪駆動力配分(提案法)

先に述べた通り、従来法であるスリップ率の二乗和最小化手法をベースとした駆動力配分法では、いかなる状況でも最大スリップ率を最小化できるという保証がない。そのため、本節ではEMPを用いた最大スリップ率を最小化する条件を陽に求め、それを系の拘束条件に付加することで最大スリップ率を抑制する最適な駆動力配分を求める手法について説明する。

まず、EMPを直進における最大スリップ率の最小化問題に適用するために、式(3-10)を式(3-11)の関係を用いることで次式のように変形する。

$$\begin{bmatrix} D_{sfl} & D_{sfr} & D_{srl} & D_{srr} \\ -\frac{d_f}{2}D_{sfl} & \frac{d_f}{2}D_{sfr} & -\frac{d_r}{2}D_{srl} & \frac{d_r}{2}D_{srr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \lambda_{xfl} \\ \lambda_{xfr} \\ \lambda_{xrl} \\ \lambda_{xrr} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{xall} \\ M_z \end{bmatrix} \quad (3-15)$$

ここで、 $\min(\max(\lambda_{ij}))$ を満たすためにはEMPにより $n - m + 1$ 個の解が等しい、つまり $4 - 2 + 1 = 3$ 個の λ_{ij} の大きさが等しく、かつ直進を想定しているためその符号が等しくなる。そのためEMPを満たす解の条件は以下のいずれかとなる。

$$\begin{cases} (a) \lambda_{fl} = \lambda_{fr} = \lambda_{rl} \\ (b) \lambda_{fl} = \lambda_{rl} = \lambda_{rr} \\ (c) \lambda_{fl} = \lambda_{fr} = \lambda_{rr} \\ (d) \lambda_{fr} = \lambda_{rl} = \lambda_{rr} \end{cases} \quad (3-16)$$

この4つの条件について事前に解析解を求めておき、タイヤの滑りやすさを表す変数 D_{sij} に注目して次のような場合分けをすることで $\min(\max(\lambda_{ij}))$ を満たす解を見つけることができる。

式(3-15)について、ヨー方向の方程式を展開すると次式のようなになる。ただし、ここでは直進を想定しているため $M_z = 0$ とする。

$$\frac{d_f}{2}D_{sfr}\lambda_{fr} + \frac{d_r}{2}D_{srr}\lambda_{rr} = \frac{d_f}{2}D_{sfl}\lambda_{fl} + \frac{d_r}{2}D_{srl}\lambda_{rl} \quad (3-17)$$

ここで、EMPにより $\min(\max(\lambda_{ij}))$ を満たす λ_{ij} は次のような関係をもつ。

$$\lambda_{km} = \lambda_{lm} = \lambda_{kn} = a, \quad \lambda_{ln} = b \quad (a \geq b) \quad (3-18)$$

ただし、 k, l は前後輪、 m, n は左右輪を表す添え字である。

次に、式(3-18)の関係を式(3-17)に代入すると、 $2a \geq a + b$ となるので D_{sij} について以下の関係が成り立つ。

$$\frac{d_f}{2}D_{skn} + \frac{d_r}{2}D_{sln} \geq \frac{d_f}{2}D_{skm} + \frac{d_r}{2}D_{slm} \quad (3-19)$$

これらの関係は逆についても成り立つ。つまり推定された D_{sij} について、式(3-19)の関係が成り立つとき $\min(\max(\lambda_{ij}))$ となる λ_{ij} は式(3-18)の関係となる。具体的な条件を以下に示す。

if

$$\frac{d_f}{2}D_{sfr} + \frac{d_r}{2}D_{srr} \geq \frac{d_f}{2}D_{sfl} + \frac{d_r}{2}D_{srl} \quad (3-20)$$

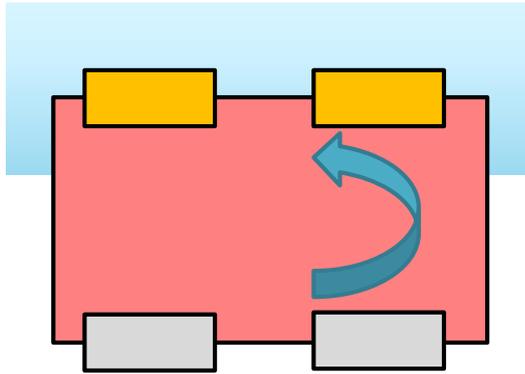


Fig. 20: 推定したドライビングステイフネスに基づく場合分け 1

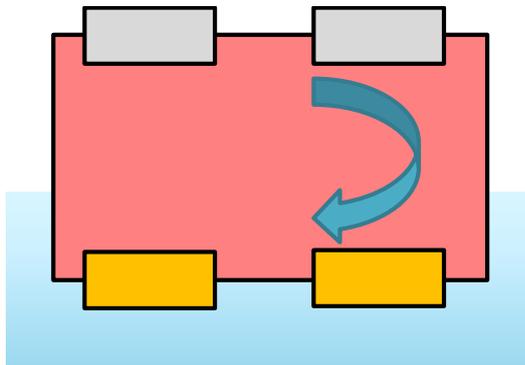


Fig. 21: 推定したドライビングステイフネスに基づく場合分け 2

$$\text{then } \lambda_{fl} = \lambda_{fr} = \lambda_{rl} = a_1 \quad \lambda_{rr} = b_1$$

$$\text{or } \lambda_{fl} = \lambda_{rl} = \lambda_{rr} = a_2 \quad \lambda_{fr} = b_2$$

else if

$$\frac{d_f}{2} D_{sfr} + \frac{d_r}{2} D_{srr} \leq \frac{d_f}{2} D_{sfl} + \frac{d_r}{2} D_{srl} \quad (3-21)$$

$$\text{then } \lambda_{fl} = \lambda_{fr} = \lambda_{rr} = a_1 \quad \lambda_{rl} = b_1$$

$$\text{or } \lambda_{fr} = \lambda_{rl} = \lambda_{rr} = a_2 \quad \lambda_{fl} = b_2$$

これは、式 (3-20) が成り立つときは図 20 に示すように左輪が滑りやすく、正のモーメントを発生する条件であるため左輪側の λ_{ij} が最大になる条件である。また、式 (3-21) が成り立つときは図 21 に示すように右輪が滑りやすく、負のモーメントを発生する条件であるため右輪側の λ_{ij} が最大になる条件であることを表している。

そして、場合分けによって求めた 2 つの λ_{ij} の解析解に変数 F_{xall} , M_z , D_{sij} を代入することで解となる λ_{ij} を求める。その後、 $|\lambda_{ij}|$ の最大値 $|a_i|$, $|\lambda_{ij}|$ の最小値 $|b_i|$ に着目して、残った 2 個の条件について次の場合分けを行い、式 (2-19) を用いることで最終的な駆動力配分を決定する。

(a) 2 つの $|a_i|$ に差がある場合

$|a_i|$ が小さい方が解の条件

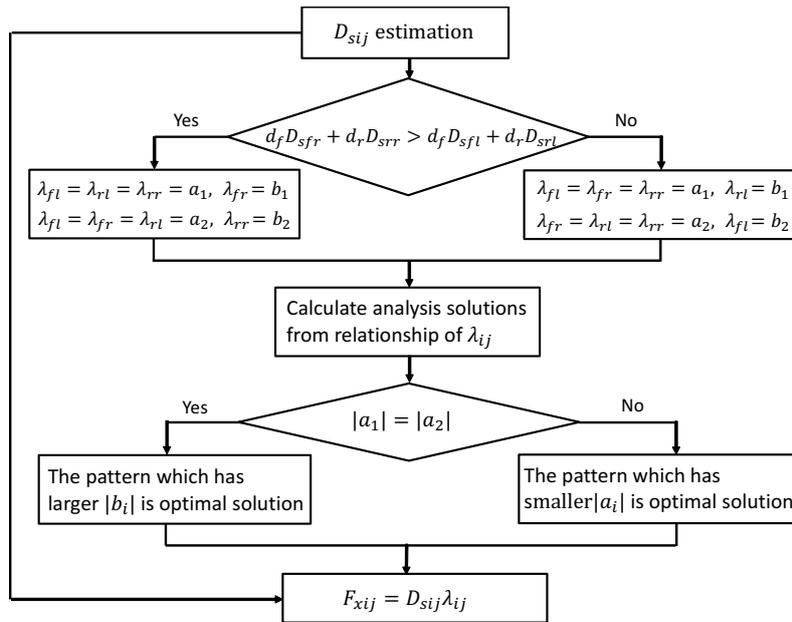


Fig. 22: 駆動力配分のフローチャート

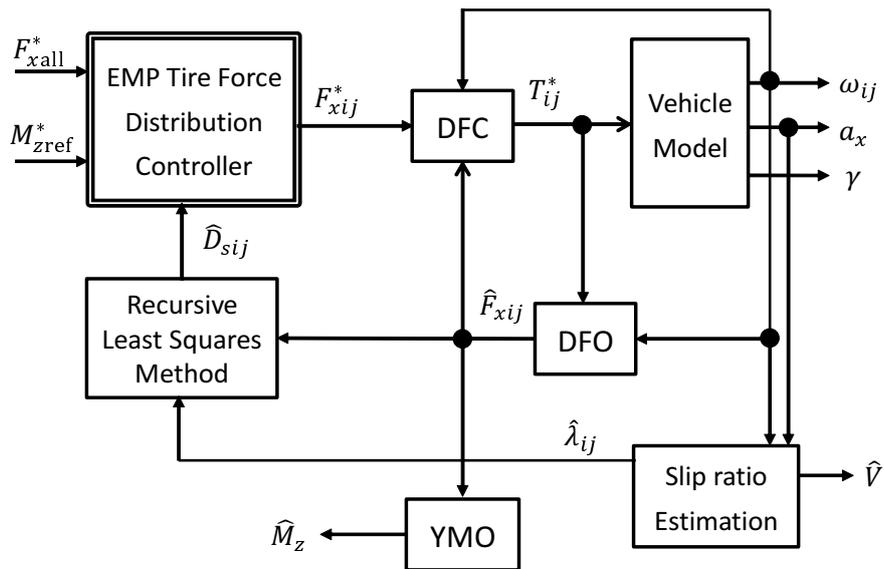


Fig. 23: トラクション制御のブロック線図

(b) 2つの $|a_i|$ が同じである場合
 $|b_i|$ が大きい方が解の条件

ただし (b) は最大スリップ率が同じ値となっているときには、 D_{sij} が大きいタイヤのスリップ率を最小にするための場合分けである。

この駆動力配分法のフローチャートを図 22 に示す。このように EMP を利用することで少ない計算負荷で最大スリップ率を最小化する駆動力配分を求めることができる。

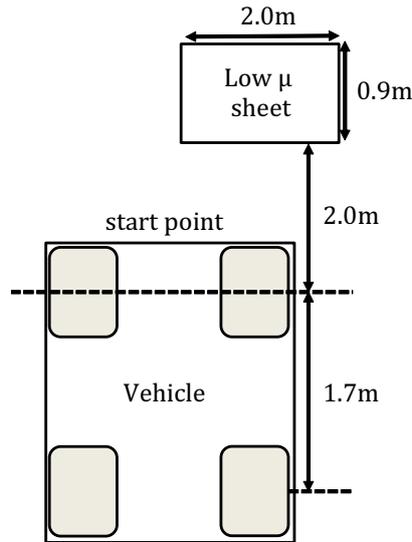


Fig. 24: トラクション制御のシミュレーション及び実験条件

3.5 瞬間スプリット低 μ 路の加速シミュレーション

3.5.1 シミュレーション条件

これまでに述べた手法をまとめると図 23 のような制御系となる。この制御系を用いて次に示すトラクション制御のシミュレーションと実験を行う。

図 24 に示すような長さ 0.9 m, $\mu_{\text{low}} = 0.2$ の低 μ 路を車体の 2 m 前方に設定した。ただし高 μ 路は乾いたアスファルトを想定して $\mu_{\text{high}} = 0.8$ とした。また、静止している車両に直進走行を想定してモーメント指令値 $M_z^* = 0$ Nm, 総駆動力指令値 $F_{x\text{all}}^* = 2000$ N を与えて加速させた。

制御器のパラメータは駆動力制御器の積分ゲイン $K_I = 0.01$, 駆動力オブザーバの時定数 $\tau = 30$ ms とした。式 (3-2) に示す操作量 y_{ij} の上限値はスリップ率 $\lambda_{ij} = 0.2$ に相当する $y_{ij\text{max}} = 0.25$ とした。式 (3-4) における微小量 $\sigma = 0.5$ とした。車輪速制御の比例積分器は式 (2-6) において F_{xij} の項を無視したプラント $1/J_{is}$ に対し、極が -20 rad/s となるように極配置法により決定した。 D_{sij} 推定において忘却係数は $w = 0.995$ とした。

従来法を総駆動力を 4 輪に均等配分した手法とスリップ率の二乗和最小化による配分法、提案法を EMP を利用した配分法としてシミュレーションによって比較を行った。

3.5.2 シミュレーション結果

従来法及び提案法における瞬間スプリット低 μ 路における加速走行のシミュレーション結果をそれぞれ図 25, 26, 27 に示す。

まず均等配分法によるシミュレーション結果を図 25 に示す。図 25(b) より、右前輪と右後輪が低 μ 路に差し掛かったところで駆動力が不安定になっている。特に加速時にスリップしやすい右前輪において駆動力飽和飽和が起きており、その結果図 25(a) よりスリップ率が最大 0.26 付近まで上昇している。また、図 25(c) より低 μ 路上における駆動力の減少の影響によって、総駆動力が指令値に追従できていない。

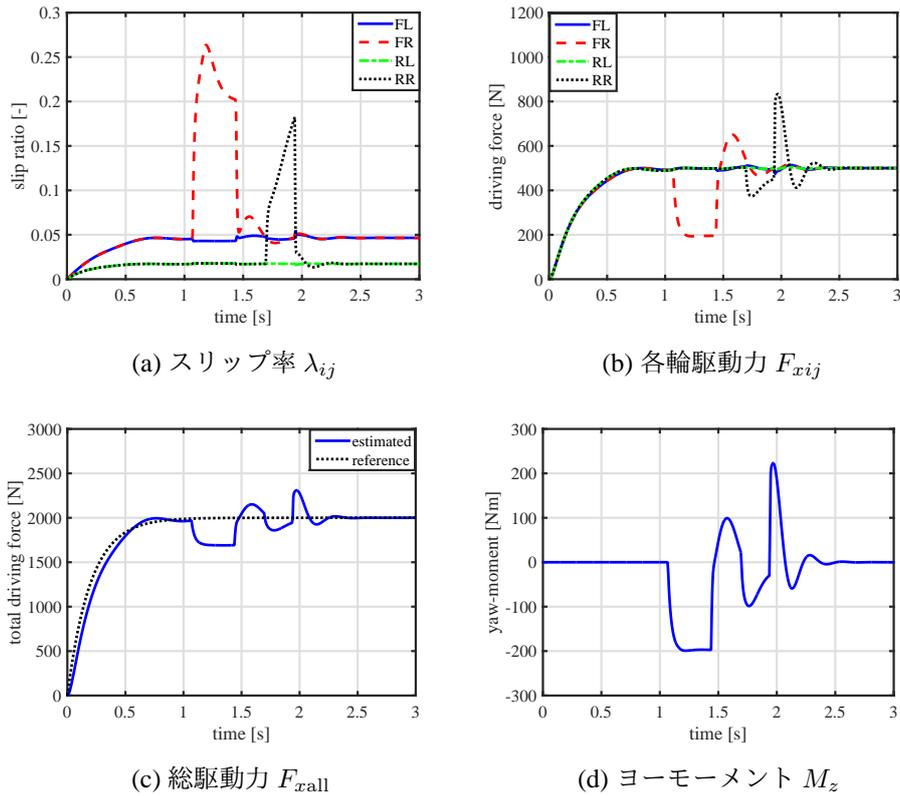


Fig. 25: 駆動力均等配分法におけるシミュレーション結果

さらに、駆動力の減少により左右の車輪において駆動力差が生じ、図 25(d) のように予期しないヨーモーメントが発生している。

二乗和最小化によるシミュレーション結果を図 26 に示す。図 26(b), 26(c) より、総駆動力と総ヨーモーメントの値を拘束条件として駆動力配分を行っているため、駆動力の相互補完はおおむね実現できている。しかし、本手法では後輪側に過剰に駆動力を配分しており、車両はほぼ後輪駆動と同様の状態になっている。そのため、右前輪が低 μ 路に差し掛かってもスリップ率の上昇はほとんど見られないが、その分右後輪が低 μ 路に差し掛かると瞬間的に駆動力を補完しきれず、図 26(a) のようにスリップ率が 0.26 まで上昇している。この影響により、図 26(c), 26(d) のように、瞬間的に総駆動力が減少し、この駆動力差によってヨーモーメントが発生している。

EMP に基づく手法によるシミュレーション結果を図 27 に示す。この図 27(b) に示すような駆動力配分は、最大スリップ率を最小化することが EMP により補償されているため、スリップ率は図 27(a) のように高 μ 路、低 μ 路のどちらにおいても従来法と比較して低減できている。また、スリップ率の最大値も 0.11 付近に抑えられており、この駆動力配分によって瞬間低 μ 路上におけるスリップ抑制効果が確認できる。このため、図 27(c), 27(d) のように総駆動力とヨーモーメントは瞬間低 μ 路上でも指令値から離れず、ドライバーの乗り心地の向上効果が確認できる。

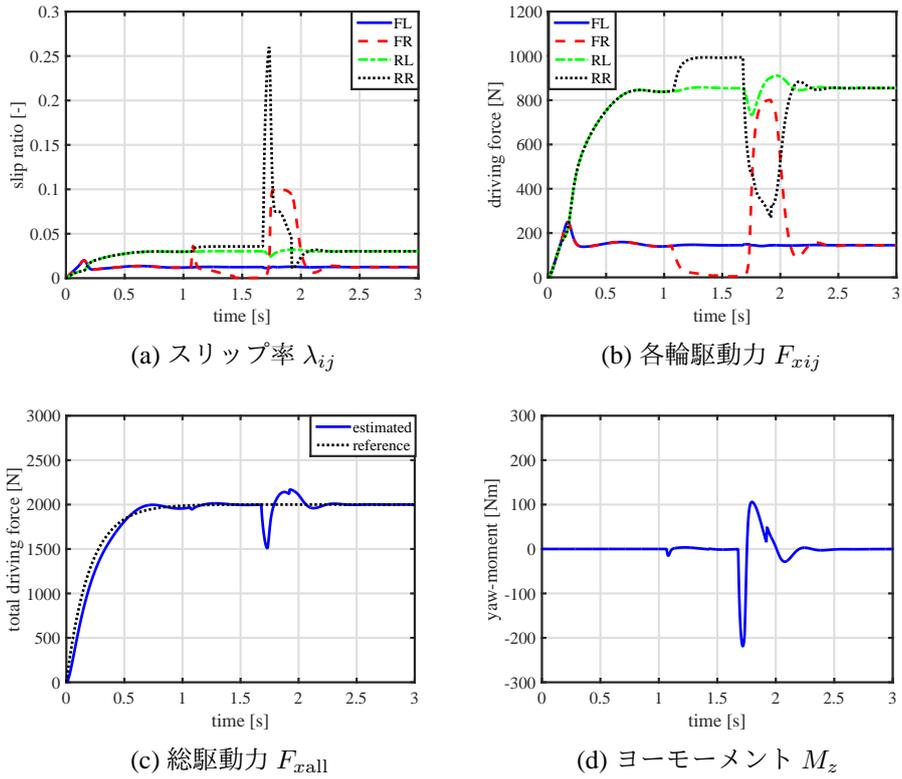


Fig. 26: 二乗和最小化法におけるシミュレーション結果

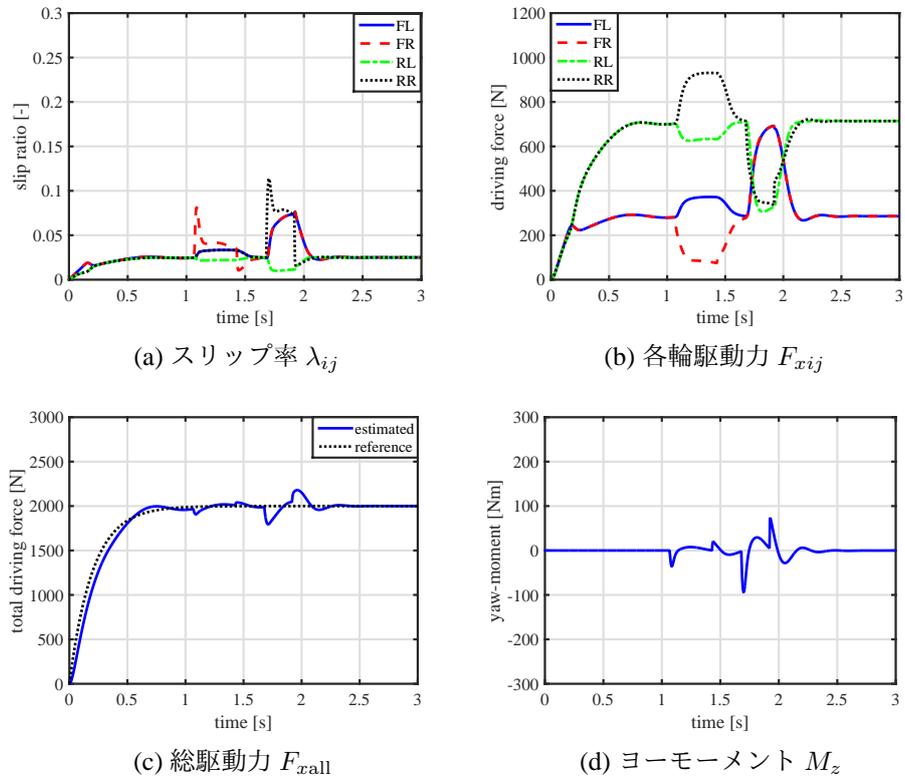


Fig. 27: 提案法におけるシミュレーション結果

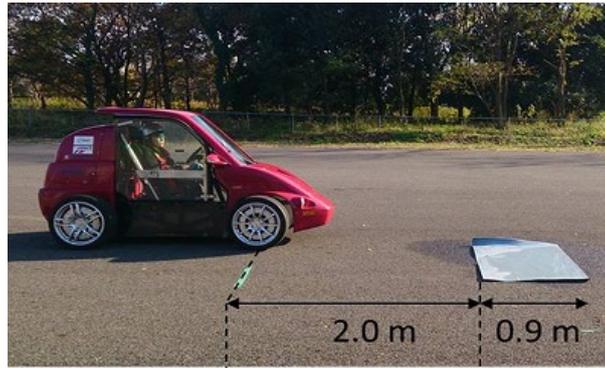


Fig. 28: トラクション制御の実験風景

3.6 瞬間スプリット低 μ 路の加速実験

瞬間スプリット低 μ 路の加速試験をシミュレーションと同様の条件で実験を行った。高 μ 路は乾いたアスファルトを、低 μ 路は水に濡らした高分子シートによって $\mu = 0.2$ 程度の路面を再現した。実験の様子を図 28 に示す。瞬間スプリット低 μ 路における加速走行の実験の結果をそれぞれ図 29, 30, 31 示す。

均等配分法による実験結果を図 29 に示す。図 29(b) より右前後輪が低 μ 路に差し掛かると、駆動力は瞬間的に不安定になっている。また、特に右前輪は低 μ 路上で駆動力飽和を起こしており、それによって図 29(c), 29(d) のように総駆動力の減少と左右輪の駆動力差の影響によるモーメントが発生し、ドライバーに違和感を与える結果となっている。さらに、スリップ率も図 29(a) のように最大 0.25 付近まで上昇し、高 μ 路上の走行と比較してもスリップの危険が高まっていることが確認できる。

二乗和最小化による実験結果を図 30 に示す。シミュレーションと同様に、駆動力は図 30(b) のように後輪に過剰に配分されており、車両は後輪のみで駆動している状態となっている。また、後輪が低 μ 路に進入して駆動力が低下した際に、前輪にて駆動力の補完が行われているが、総駆動力は図 30(c) のように低下していることから、低 μ 路上での駆動力は補完しきれないといえる。そのため、駆動力差によって図 30(d) のようなヨーモーメントが発生している。スリップ率に関しても図 30(a) より右後輪が低 μ 路上に進入した際に約 0.22 まで上昇していることが確認できる。以上より、スリップ率の二乗和最小化法では加速時には駆動力橋分が後輪に偏るため、瞬間的に低 μ 路に進入する際には駆動力を補完しきれず、スリップを引き起こす可能性があることがわかる。

EMP に基づく手法による実験結果を図 31 に示す。駆動力の配分は図 31(b) のようになっており、車輪が低 μ 路上に進入しても総駆動力は図 31(c) のように指令値に追従することができている。このため、この配分法によって駆動力の低下を他の車輪によって適切に補完することができていることが確認できる。そのため、従来法と比較して左右輪の駆動力差も低減されており、図 31(d) のように意図しないモーメントが抑制されていることが確認できる。スリップ率についても、図 31(a) より最大値が約 0.14 となっており、従来法と比較してもスリップしにくい配分となっており、車両安定性の向上が実現できていることが確認できる。

以上により、瞬間スプリット低 μ 路におけるトラクション制御においては EMP を用いた提案法によって均等配分法や二乗和最小化法と比較して、スリップ率の抑制による車両安定性の向上と駆動力の相互

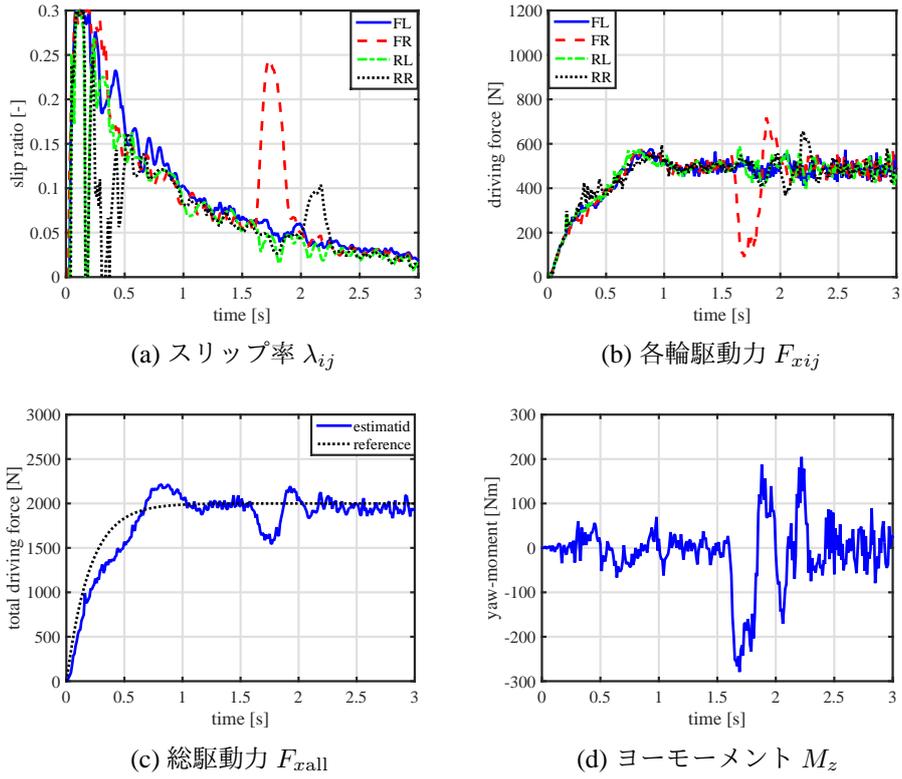


Fig. 29: 駆動力均等配分法における実験結果

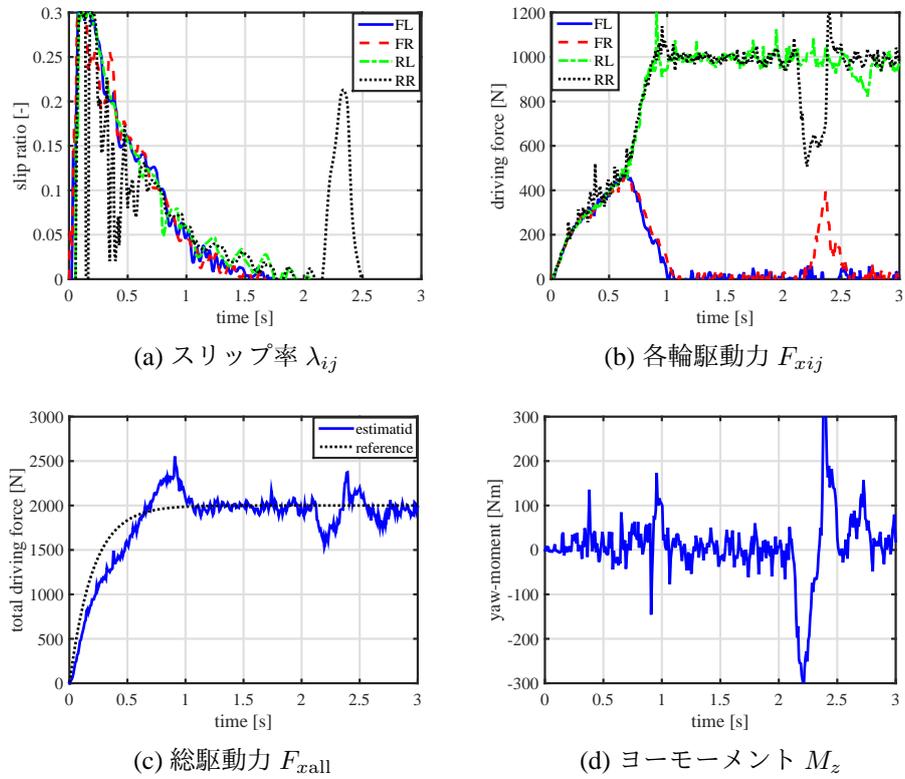


Fig. 30: 二乗和最小化法における実験結果

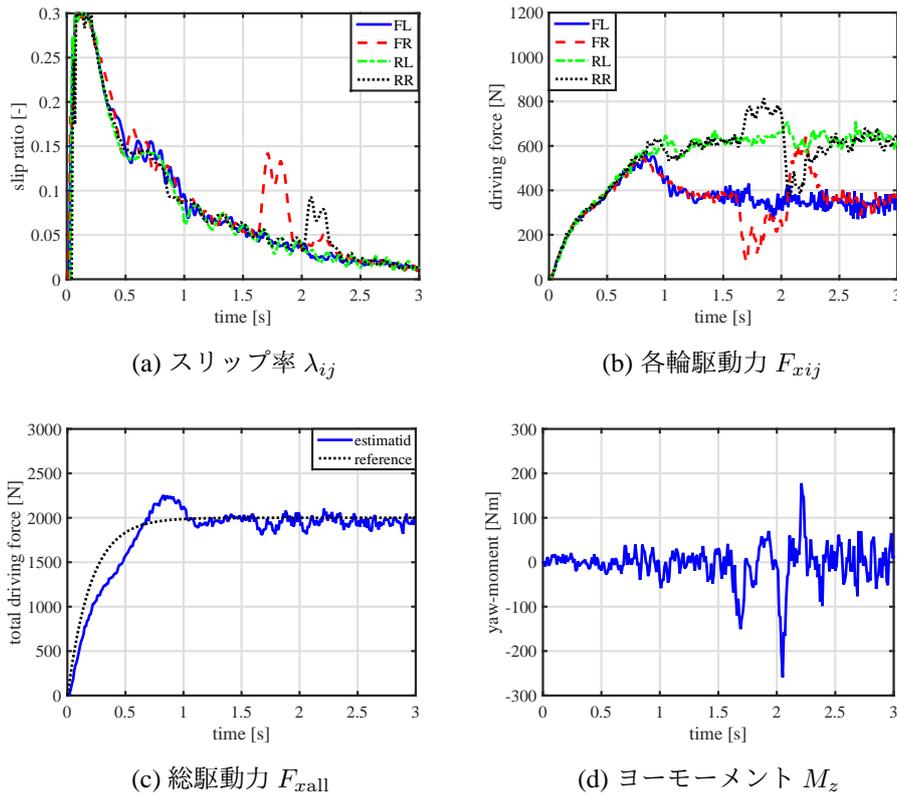


Fig. 31: 提案法における実験結果

補完によってドライバーの乗り心地向上が実現できることをシミュレーション及び実車を用いた実験にて確認することができた。

補足として、本手法は直進車両モデルに EMP を用いることで最大スリップ率を最小化する拘束条件を付加する方法であったが、駆動力の配分のみを行う場合は、より一般的な考え方で解を求めることができる。その手法を利用した最大負荷率を最小化する駆動力の求め方を第 6 章で説明する。また、その手法を用いて本章のような瞬間低 μ 路における最大スリップ率を最小化する駆動力を求める手法を付録 B にて悦明する。

3.7 駆動力配分に関する考察

実験においてスリップ率の二乗和最小化法では駆動力が後輪に過剰に配分されていたが、本節ではこのかような配分となった理由について考察する。本稿では、駆動力配分則は式 (3-8), (3-9) から求めたドライビングステイフネスの推定値を基に決定している。そこで、実験にて推定した二乗和最小化法及び提案法におけるドライビングステイフネスを図 32(a), 32(b) にそれぞれ示す。

二乗和最小化法では図 18(a) の関係からスリップ率の最大値を最小化する解から乖離した駆動力配分を行う。ただし、このとき図 18(a) における係数 a, b はドライビングステイフネス D_{sij} に相当する。そのため、二乗和最小化法では D_{sij} が大きくスリップしにくい車輪において駆動力を大きくするような配分となる。その結果、 D_{sij} はスリップ率に対する駆動力の比によって決定することから、図 32(a) のように前輪の D_{sij} は下限のリミットに達しており、後輪の D_{sij} は徐々に大きくなり上限に達している。

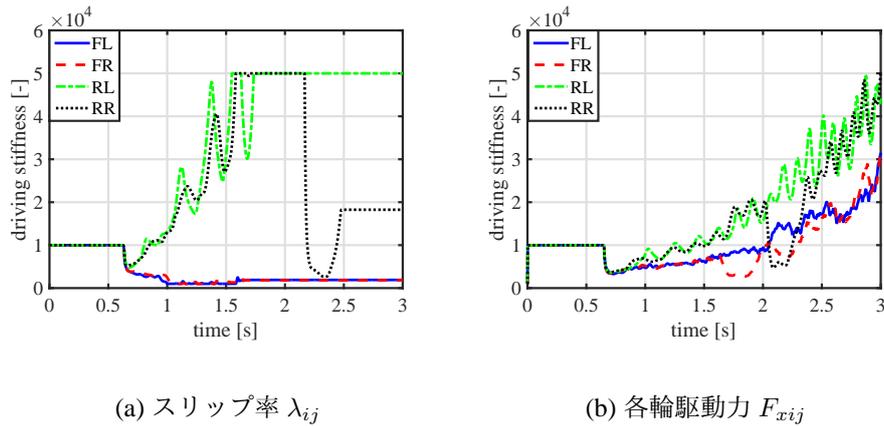


Fig. 32: 実験におけるドライビングスティフネスの推定結果

一方提案法では、EMPによって常に3輪以上のスリップ率が等しいという拘束条件が式(3-15)の車両の直進時の運動方程式に付加されている。これによって、 D_{sij} がどのような関係となっても最大スリップ率が最小化されることが保証されている。その結果、駆動力は図31(b)のようになり、 D_{sij} の推定値も加速時は荷重変動により前輪に対して後輪が大きくなる、低 μ 路上の車輪は小さくなるといった特徴を捉えた波形となっている。

以上により、最大スリップ率を抑制する駆動力配分を求めるには、二乗和最小化法を用いることで最適解から乖離してしまうことがわかる。それを解決する手段の一つとして、EMPを用いた変数の最大値を最小化する条件を冗長な系に付加することにより最大スリップ率を抑制できることが可能である。

第4章

旋回を考慮した最大タイヤ負荷率最小化のための駆動力・横力配分

4.1 手法概要

第3章にて示した手法は、前後方向の運動のみを考慮した最大スリップ率の最小化問題であった。しかし実環境上では、旋回時の運動も無視することができないため、車両安定化のためには横力による影響も考慮する必要がある。そのためには、車両安定性の評価には制駆動時のタイヤの地面との粘着の度合いを表すスリップ率を用いるのではなく、タイヤの摩擦円の関係から得られるタイヤ負荷率を用いることが望ましい。それにともなって、旋回時の車両モデルは式(3-10)に横力の拘束条件を付加したものになるため、EMPによる最大負荷率を最小化する条件も再構成する必要がある。

したがって、本章では第3章における車両モデルにおけるEMPの条件を拡張し、旋回運動を考慮した最大タイヤ負荷率最小化のための駆動力・横力配分法を提案する。本手法では、四輪独立駆動に加えて総横力指令値を前後輪に配分するために前後輪アクティブ操舵を用いる。このとき、車両の横滑り角が十分小さく、ロール運動を無視すると車両は線形二輪モデルとして扱うことができるため、この車両モデルに対してEMPを適用することができる。本提案手法によって、従来法である二乗和最小化法と比較して最大負荷率を低減できることを、加速旋回試験におけるシミュレーション及び実験によって確認する。

4.2 駆動力・横力・ヨーレート制御系の設計

4.2.1 全体の制御系

適用した制御系について説明する。ここでは、各輪の駆動力及び横力、車両重心点周りのヨーモーメントが指令値に追従するように制御系を設計する。図33にシステム全体のブロック図を示す。入力を総駆動力 F_{xall}^* 、総横力 F_{yall}^* 、総ヨーモーメント M_z^* としたとき、次章で示す手法により駆動力 F_{xij}^* 及び横力 F_{yij}^* を各輪に配分する。横力制御系に関しては式(2-9)、(2-10)をプラントとし、極配置法により

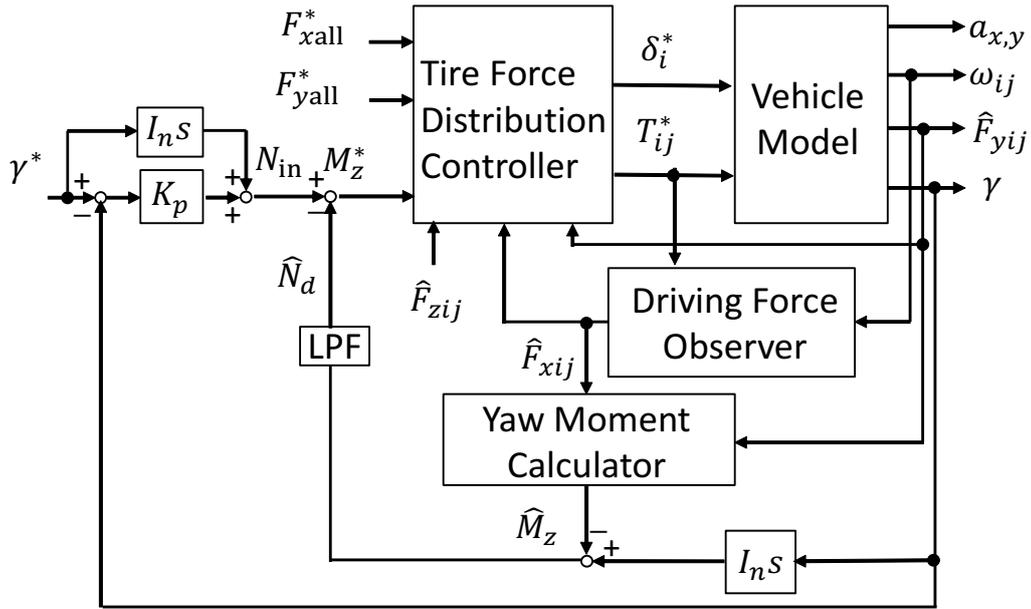


Fig. 33: 平面 3 自由度制御系

極を決定する。駆動力 \hat{F}_{xij} はモータトルク指令値 T_{ij}^* と車輪速 ω_{ij} から駆動力オブザーバ [59] により推定される。ヨーレートに対しては P 制御を行い、比例ゲインは N_{in} から γ への伝達関数 $1/I_{ns}$ に対し極配置法で決定する。また、 \hat{F}_{xij} 、 \hat{F}_{yij} 、 γ よりヨーモーメントオブザーバ [7] を構成し、外乱モーメント \hat{N}_d を補償する。さらに、駆動力及び横力配分において、各輪の最大摩擦係数 $\mu \hat{F}_{zij}$ を用いることで配分比を決定する。ただし、本稿では各輪の最大摩擦係数 μ を一定と仮定するため、配分比は各輪の輪荷重 \hat{F}_{zij} により決定される。

4.2.2 ヨーモーメントオブザーバ (YMO)

車両のヨー方向の運動方程式 (2-8) の右辺において、タイヤに発生するコーナリングフォースによるヨーモーメントを $N_t = 2l_f Y_f - 2l_r Y_r$ とし、さらに外乱ヨーモーメント N_d を考慮すると、式 (2-8) は以下のように表せる。

$$I \frac{d\gamma}{dt} = N_z + N_t + N_d \quad (4-1)$$

N_d を外乱オブザーバで推定し、推定値 \hat{N}_d を補償するのが YMO である。ローパスフィルタのカットオフ周波数以下の領域では

$$\gamma = \frac{1}{I_{ns}} N_{in} \quad (4-2)$$

とノミナル化される。このとき、 N_{in} はノミナル化されたプラントに対する、総ヨーモーメントによる制御入力である。

4.3 負荷率の二乗和最小化法（従来法） [38]

本章では旋回時の駆動力・横力配分において従来用いられてきた手法である負荷率の二乗和最小化による手法について説明する [38]。これは、第3章で紹介した手法を拡張して横力の拘束条件を追加し、評価関数が負荷率の二乗和となるように重み付けを行うものである。

まず、車両を線形二輪モデルと仮定したときの運動方程式は式 (2-1)–(2-5) より次のように表される。

$$\begin{bmatrix} F_{xall} \\ F_{yall} \\ M_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 2 & 2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 2l_f & -2l_r & -\frac{d_f}{2} & \frac{d_f}{2} & -\frac{d_r}{2} & \frac{d_r}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{yf} \\ F_{yr} \\ F_{xfl} \\ F_{xfr} \\ F_{xrl} \\ F_{xrr} \end{bmatrix} \quad (4-3)$$

ここで、左辺の入力列ベクトル $[F_{xall} \ F_{yall} \ M_z]^T$ を \mathbf{b} 、右辺の係数行列を \mathbf{A} 、横力及び駆動力の列ベクトル $[F_{yf} \ F_{yr} \ F_{xfl} \ F_{xfr} \ F_{xrl} \ F_{xrr}]^T$ を \mathbf{x} とする。 μ は全輪等しいとすると、各輪の負荷率の二乗和で表される評価関数 J は次のようになる。

$$\begin{aligned} J &= \sum_{i=f,r} \sum_{j=l,r} (\mu \eta_{ij})^2 \\ &= \mathbf{x}^T \mathbf{W} \mathbf{x} \\ \mathbf{W} &= \text{diag} \left(\frac{1}{F_{zfl}^2} + \frac{1}{F_{zfr}^2}, \frac{1}{F_{zrl}^2} + \frac{1}{F_{zrr}^2}, \frac{1}{F_{zfl}^2}, \frac{1}{F_{zfr}^2}, \frac{1}{F_{zrl}^2}, \frac{1}{F_{zrr}^2} \right) \end{aligned} \quad (4-4)$$

ただし、 \mathbf{W} は重み行列である。 F_{zij} は式 (2-11)–(2-14) より a_x, a_y を測定することで推定する。 J を最小化する重み付き行列最小二乗解は以下のようになる。

$$\mathbf{x}_{opt} = \mathbf{W}^{-1} \mathbf{A}^T (\mathbf{A} \mathbf{W}^{-1} \mathbf{A}^T)^{-1} \mathbf{b} \quad (4-5)$$

このようにして、計算負荷の大きい負荷率 η_{ij} の Minimax 問題を二乗和最小化問題に近似することで、電気自動車の高応答性を損なわない計算量で駆動力及び横力を各輪に配分することができる。この負荷率の二乗和最小化による配分は既報 [38] の通り、ヨーモーメントを左右輪に均等配分した場合と比べて安定性が向上することが確認されている。

4.4 最大負荷率を最小化する駆動力・横力配分法

4.4.1 旋回を考慮した車両モデルへの EMP の適用

負荷率の二乗和最小化法を用いることによって、旋回項を考慮し制御入力の冗長性が増加した場合においても直進時と同様に、実時間で解となる駆動力及び横力を求めることができる。しかし、この場合においても最小化しているのは負荷率の2ノルムであるため、各輪の重み関数である輪荷重に偏りが生じることで無限大ノルム最小化の解から逸脱するという問題は依然存在している。そこで、本章ではこの問題を解決するために、第3章で説明した EMP を用いた手法を拡張し、旋回項も考慮した負荷率の Minimax 問題を満たす駆動力・横力配分法について論じる。

EMP を適用するためには、対象となる冗長システムは線形で表される必要がある。旋回を考慮した車両運動に関しても、第2章で述べたようにいくつかの近似を適用することで、車両を式(4-3)に示すような線形二輪モデルとして扱うことができる。そのため、EMP を冗長性のある線形二輪モデルに適用することで、タイヤ負荷率 η_{ij} の Minimax 問題を満たす条件を基に、 $\max(\eta_{ij})$ を最小化する各輪の駆動力及び横力も同様に求めることができると考えられる。

この性質を車両における最大負荷率の最小化問題に適用するためには、 \mathbf{b} を $[F_{xall}, F_{yall}, M_z]^T$, \mathbf{x} を $[\eta_{fl}, \eta_{fr}, \eta_{rl}, \eta_{rr}]^T$ とすると、次のような形にすることが望ましい。

$$\begin{bmatrix} F_{xall} \\ F_{yall} \\ M_z \end{bmatrix} = \mathbf{A} \begin{bmatrix} \eta_{fl} \\ \eta_{fr} \\ \eta_{rl} \\ \eta_{rr} \end{bmatrix} \quad (4-6)$$

この式に変換行列 \mathbf{A} を適切に設定することにより、 $\max(\eta_{ij})$ を最小化する η_{ij} の条件及びその値を求めることができる。しかし、実際に求めるべき変数は $\max(\eta_{ij})$ を最小化する F_{xij} , F_{yij} の6変数であるため、直進時に限定した条件とは異なり、式(4-6)により求まる4つの η_{ij} からではこれらの値は求めることができない。そこで旋回を考慮する場合は、負荷率を前後方向と左右方向に分解し、個別に考慮することで、その合力である η_{ij} が EMP を満たすような制御入力を求めることを考える。

4.4.2 EMP を利用した駆動力・横力配分法 (提案法)

まず、式(4-3)で表される線形二輪車両モデルの運動方程式において、 \mathbf{x} を前後もしくは左右方向に限定した負荷率 η_{xij} , η_{yij} で表すと次のようになる。

$$\begin{bmatrix} F_{xall} \\ F_{yall} \\ M_z \end{bmatrix} = \mu \begin{bmatrix} 0 & 0 & F_{zfl} & F_{zfr} & F_{zrl} & F_{zrr} \\ 2F_{zf} & 2F_{zr} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 2l_f F_{zf} - 2l_r F_{zr} - \frac{d_f}{2} F_{zfl} & \frac{d_f}{2} F_{zfr} - \frac{d_r}{2} F_{zrl} & \frac{d_r}{2} F_{zrr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \eta_{yf} \\ \eta_{yr} \\ \eta_{xfl} \\ \eta_{xfr} \\ \eta_{xrl} \\ \eta_{xrr} \end{bmatrix} \quad (4-7)$$

$$\eta_{xij} = \frac{F_{xij}}{\mu F_{zij}}, \quad \eta_{yij} = \frac{F_{yij}}{\mu F_{zij}} \quad (4-8)$$

ここで、 F_{zf} , F_{zr} は以下のように表される。

$$F_{zf} = \sqrt{\frac{1}{F_{zfl}^2} + \frac{1}{F_{zfr}^2}} \quad (4-9)$$

$$F_{zr} = \sqrt{\frac{1}{F_{zrl}^2} + \frac{1}{F_{zrr}^2}} \quad (4-10)$$

また、式(4-6)の条件から、駆動力、横力、ヨーモーメントで表される3つの入力値に対して4つの η_{ij} の最大値を抑制するため、EMPにより Minimax 問題の解は少なくとも2つの η_{ij} が等しいという条件が成り立つ。つまり、この条件を満たす最適な負荷率 η_{xij} , η_{yij} の配分比の拘束条件を式(4-7)に付加することで、 $\max(\eta_{ij})$ を抑制する F_{xij} , F_{yij} を一意に求めることができる。

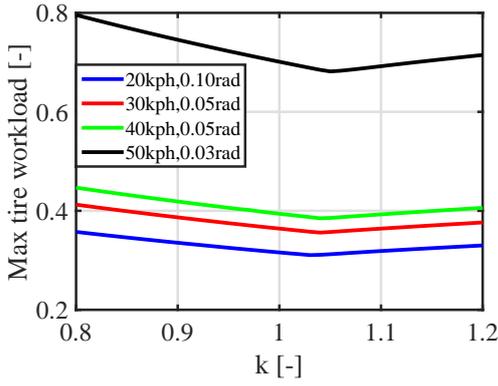


Fig. 34: k と η_{\max} の関係

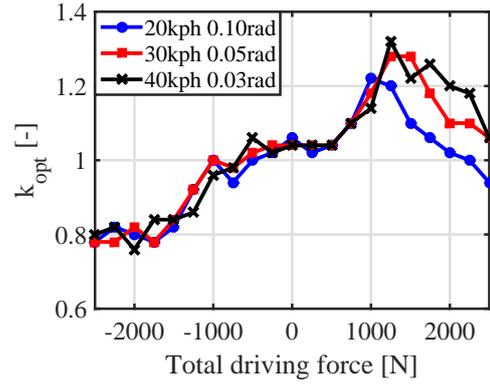


Fig. 35: $F_{x\text{all}}$ と k_{opt} の関係

しかし、前後方向と左右方向を個別に考慮する事は、4輪の η_{ij} の条件を η_{xij}, η_{yji} の6変数で表すことと同義であるため、条件を満たすEMPの関係は無数に存在し、一意に求めることができない。そのため、解を一意に決定するために η_{yf} と η_{yr} の最適な関係を調べ、これを既知と仮定することにより残りの4つの η_{xij} に対して4つの η_{ij} を求める問題に置き換える。このような手順により η_{ij} がEMPを満たす適切な η_{xij}, η_{yji} の条件を求める。

まずは前述の通り、適切な η_{yf} と η_{yr} の関係を調べる。前後輪における横負荷率の比 $\frac{\eta_{yr}}{\eta_{yf}}$ を k と定義する。ここで、式(4-7)において、その冗長性を利用して k の拘束条件を次式のように付加する。

$$\begin{bmatrix} F_{x\text{all}} \\ F_{y\text{all}} \\ M_z \\ 0 \end{bmatrix} = \mu \begin{bmatrix} 0 & 0 & F_{zfl} & F_{zfr} & F_{zrl} & F_{zrr} \\ 2F_{zf} & 2F_{zr} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 2l_f F_{zf} & -2l_r F_{zr} & -\frac{d_f}{2} F_{zfl} & \frac{d_f}{2} F_{zfr} & -\frac{d_r}{2} F_{zrl} & \frac{d_r}{2} F_{zrr} \\ k & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \eta_{yf} \\ \eta_{yr} \\ \eta_{xfl} \\ \eta_{xfr} \\ \eta_{xrl} \\ \eta_{xrr} \end{bmatrix} \quad (4-11)$$

そして、 k を変化させ、様々な k における $\max(\eta_{ij})$ の値を比較することで、 $\max(\eta_{ij})$ を最小化する最適な横負荷率の配分比 k_{opt} を求める。

このとき、各輪の駆動力は $\max(\eta_{ij})$ を最小化するように逐次二次計画法で求めた。図33の制御系を用いて、定常旋回した場合における様々な速度 V 、前輪操舵角指令値 δ_h^* での k と $\max(\eta_{ij})$ の関係を図34に示す。この図より、一定速の条件下では V や δ_h^* の値に関わらず、 k_{opt} が約1であることが確認できる。次に、加減速旋回時における k_{opt} の値を同様にして調べる。様々な V, δ_h^* における制駆動力と k_{opt} の関係を図35に示す。この図より、どの条件においても k_{opt} の値は定速時の1を中央値とし、加減速が大きくなるにつれ k_{opt} も増減していることが確認できる。これは、車両の加減速によって4輪に荷重変動が生じ、より荷重が大きく負荷率が上がりにくい車輪にて横力を大きく配分しているためである。また、加速時における k_{opt} が1000 N付近から減少しているが、これは加速時では荷重変動により車両のアンダーステア特性が強まるため、定常円旋回を維持するために前輪に横力を配分しているためであると考えられる。

以上より、どのような $V, \delta_h^*, F_{x\text{all}}$ でも前後輪における横負荷率の配分比は $k = 1$ 付近において最適な配分となることが確認できた。厳密には走行条件により k_{opt} の値は非線形に変動するが、この厳密解を得るためには反復計算により計算負荷が増大する恐れがある。そのため、提案手法では駆動力・横力配

分の最適化問題の簡易解法として、横負荷率の配分について以上の結果より次の仮定を用いる。

仮定．前輪と後輪における横方向の負荷率は等しい

$$\eta_{yf} = \eta_{yr} \quad (4-12)$$

次に前後負荷率の配分について考える。そのためにまず、左右独立駆動から四輪独立駆動とすることによって、車両にはどのような冗長性が生まれるかに立ち返る。左右独立駆動では次式(4-13)のように入力を総駆動力 F_{xall} 、直接ヨーモーメント N_z とすると、左右輪の駆動力 F_{xL}, F_{xR} は一意に求まる。

$$\begin{bmatrix} F_{xall} \\ N_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -\frac{d_f}{2} & \frac{d_r}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{xL} \\ F_{xR} \end{bmatrix} \quad (4-13)$$

ここで、駆動輪を四輪独立駆動に拡張すると、 F_{xL}, F_{xR} は次のように書き直せる。

$$F_{xL} = F_{xfl} + F_{xrl} \quad (4-14)$$

$$F_{xR} = F_{xfr} + F_{xrr} \quad (4-15)$$

そのため、四輪独立駆動にすることで制御入力には F_{xL}, F_{xR} をそれぞれ前後に配分するような自由度が生まれるといえる。以上を考慮し、EMPの条件を満たす η_{xij} の条件を定める。上記の事柄と、先の η_{yi} は前後輪で等しいという仮定により、次に示す配分とすることで適切な条件となる。

仮定に基づく条件．右前輪と右後輪、左前輪と左後輪における前後方向の負荷率は等しい

$$\eta_{xfl} = \eta_{xrl}, \quad \eta_{xfr} = \eta_{xrr} \quad (4-16)$$

この条件を定めることで、荷重変動が生じても指令値を満たしつつ前後輪が等しい負荷率となるように駆動力を出力するため、駆動力による各輪の負荷率を均等化することができる。また、横負荷率における配分の仮定と、この前後負荷率の配分の仮定により、 η_{ij} は次のように表される。

$$\eta_{fl}^2 = \eta_y^2 + \eta_{xil}^2 \quad (4-17)$$

$$\eta_{fr}^2 = \eta_y^2 + \eta_{xir}^2 \quad (4-18)$$

$$\eta_{rl}^2 = \eta_y^2 + \eta_{xil}^2 \quad (4-19)$$

$$\eta_{rr}^2 = \eta_y^2 + \eta_{xir}^2 \quad (4-20)$$

式(4-17)–(4-20)をまとめると、 η_{ij} の条件は次のようにまとめられる。

$$\eta_{fl} = \eta_{rl}, \quad \eta_{fr} = \eta_{rr} \quad (4-21)$$

条件(4-21)から、この配分則により2つ以上の η_{ij} の大きさは常に等しく、かつ最大となることがわかる。つまり、以上の配分により η_{ij} はEMPを満たすことから、この η_{xij}, η_{yi} から求まる制駆動力及び横力は $\max(\eta_{ij})$ を抑制できると考えられる。

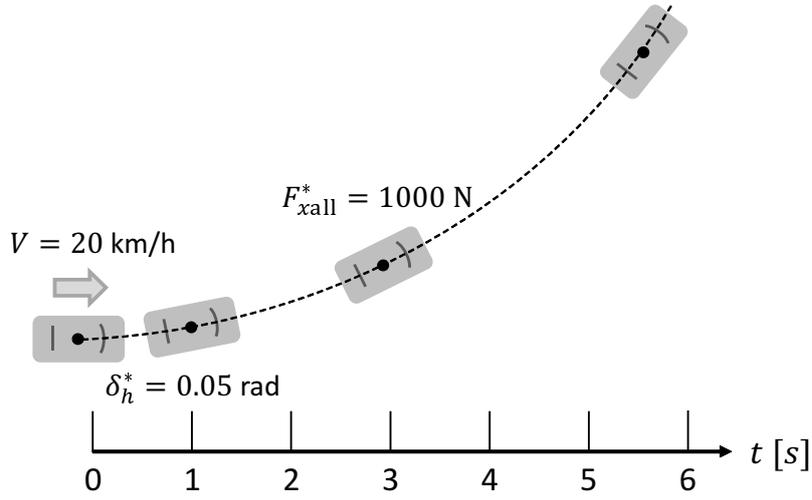


Fig. 36: 加速旋回のシミュレーション・実験条件

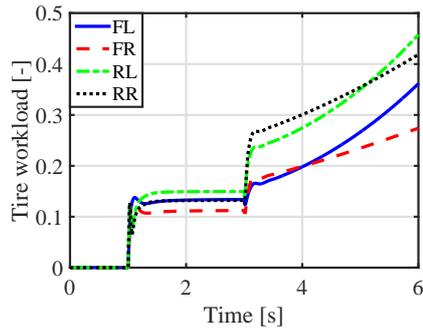
式 (4-11) に条件 (4-12), (4-16) を加えると次式となり, 式 (4-8) の関係から EMP を満たす駆動力 F_{xij} と横力 F_{yji} を一意に求めることができる。

$$\begin{bmatrix} F_{xall} \\ F_{yall} \\ M_z \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \mu \begin{bmatrix} 0 & 0 & F_{zfl} & F_{zfr} & F_{zrl} & F_{zrr} \\ 2F_{zf} & 2F_{zr} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 2l_f F_{zf} & -2l_r F_{zr} & -\frac{d_f}{2} F_{zfl} & \frac{d_f}{2} F_{zfr} & -\frac{d_r}{2} F_{zrl} & \frac{d_r}{2} F_{zrr} \\ 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \eta_{yf} \\ \eta_{yr} \\ \eta_{xfl} \\ \eta_{xfr} \\ \eta_{xrl} \\ \eta_{xrr} \end{bmatrix} \quad (4-22)$$

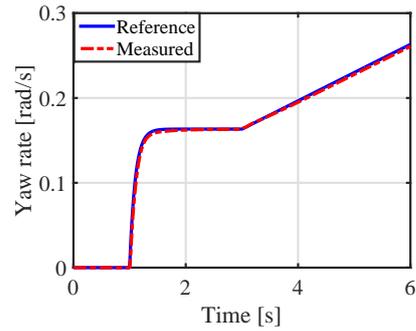
4.5 加速旋回シミュレーション

負荷率の二乗和最小化手法を従来法として, EMP を用いた提案法との比較を加速旋回のシミュレーションにて行う。本稿では, ロール剛性配分は簡単のため $\rho_f = \rho_r = 0.5$ とした。車輪と路面間の摩擦係数は乾いたコンクリートを想定し, $\mu_{max} = 0.7$ とした。ヨーレート制御のゲイン K_p はヨーモーメント指令値 N_{in} からヨーレート γ までの伝達関数を $\frac{1}{I_n s}$ としたときに, 閉ループ極が -5 rad/s となるように極配置法により求めた。また, 横力制御の時定数は $T_f = T_r = 0.1585 \text{ s}$ とし, 横力制御器のゲインはプラントを式 (2-9), (2-10) としたときの閉ループの極が前後輪のどちらも -5 rad/s となるよう極配置法により求めた。車両横滑り角は横滑り角オブザーバ [60] を用いて取得した。

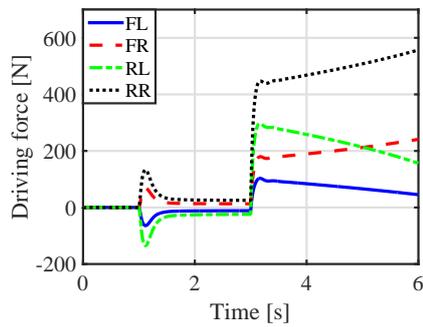
走行条件は図 36 に示すように, 車体速度 $V = 20 \text{ km/h}$ で走行中に前輪舵角指令を $\delta_h^* = 0.05 \text{ rad}$ 与え, その 2 s 後に総駆動力指令として $F_{xall}^* = 1000 \text{ N}$ 与えて加速させる。このとき, ヨーレートの指令値はニュートラルステア車の定常円旋回時の値 $\gamma^* = \frac{V^2}{l} \delta_h^*$ とした。総横力指令値は横加速度がニュートラルステア車の定常円旋回時の値 $\dot{V}_y^* = \frac{V^2}{l} \delta_h^*$ となるように $F_y^* = m \dot{V}_y^*$ とした。総制駆動力, 総横力, YMO を用いたヨーレート制御により生成されたヨーモーメントの各指令値を制駆動力および横力配分し, 横力制御によって前後輪操舵角を入力した。従来法及び提案法のシミュレーション結果を図 37, 38 にそれぞれ示す。



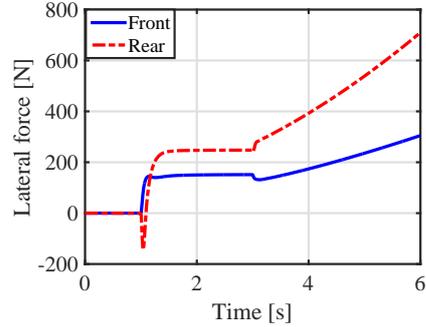
(a) 負荷率 η_{ij}



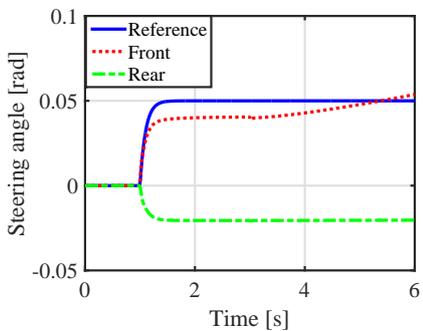
(b) ヨーレート γ



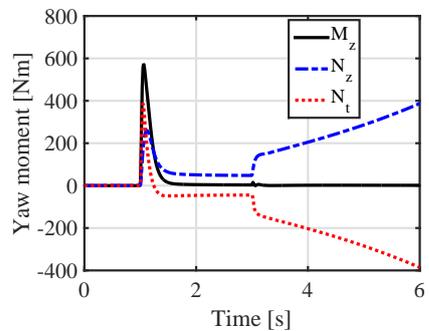
(c) 各輪駆動力 F_{xij}



(d) 各輪横力 F_{yij}



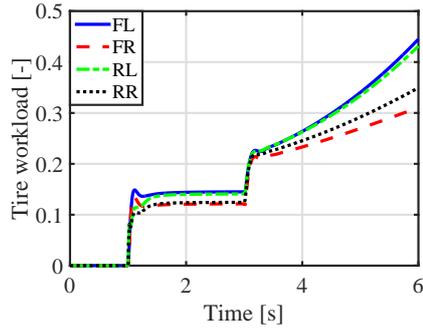
(e) 前後輪操舵角 δ_i



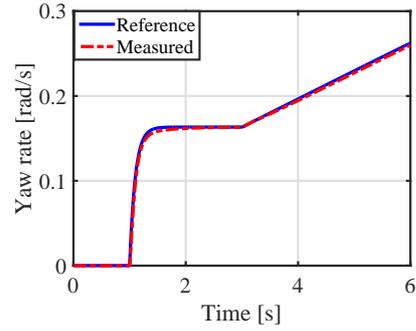
(f) 車両重心軸周りのヨーモーメント

Fig. 37: 二乗和最小化法におけるシミュレーション結果

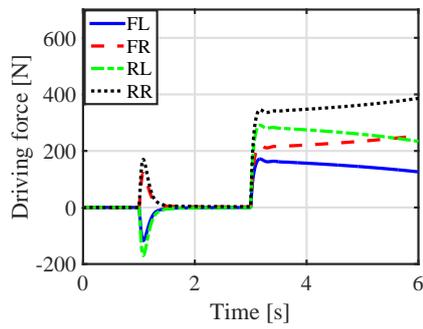
始めに、図 37(b), 38(b) より従来法及び提案法におけるヨーレートはどちらも指令値に追従しており、同様の軌道で走行していることが確認できる。続いて、本条件は加速左旋回であるため荷重変動により、左前輪の負荷率が最も上昇しやすくなっている。そのため、駆動力と横力は左前輪の負荷率が最大値になるように配分することで、最も力を効率的に配分しているといえる条件である。しかし、従来法では図 37(a) のように加速旋回時では負荷率が後輪に大きく配分されている。その結果、負荷率を適切に分散することができず、後輪側の車輪は前輪と比較して限界負荷率に到達しやすくなり、スリップの危険が大きくなっていることが確認できる。これは、図 39 に示すような 4 輪間の荷重変動の影響により二



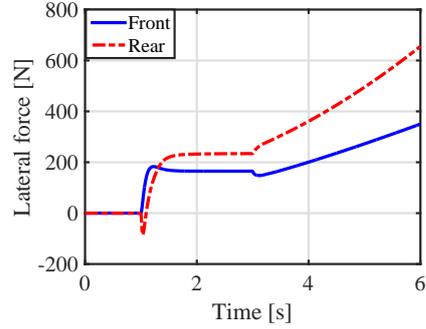
(a) 負荷率 η_{ij}



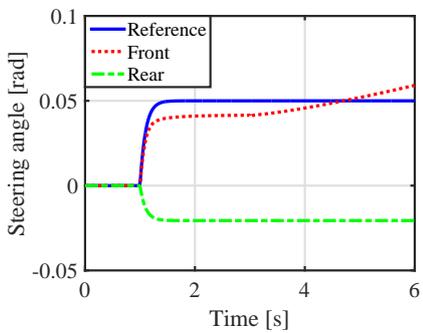
(b) ヨーレート γ



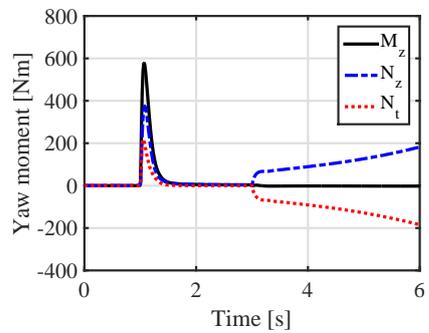
(c) 各輪駆動力 F_{xij}



(d) 各輪横力 F_{yij}



(e) 前後輪操舵角 δ_i



(f) 車両重心軸周りのヨーモーメント

Fig. 38: 提案法におけるシミュレーション結果

乗和最小値解が **Minimax** 問題の最適解から乖離しているためである。また、図 37(c), 37(d) より駆動力及び横力についても、荷重の比率が大きな後輪に大きく配分されていることが確認できる。それによって、モータ等に求められる出力も大きくなるため、モータの小型化・分散配置を特徴とするインホイールモータ車には適していない配分となっている。

一方、提案法では図 38(a) のように加速旋回時において左前輪の負荷率が最大となるような配分となっている。その結果、従来法と比較すると負荷率の最大値が抑制されており、効果的に各輪に負荷率が配分されていることが確認できる。また、図 38(c), 38(d) に示す駆動力及び横力からも、従来法よりも均

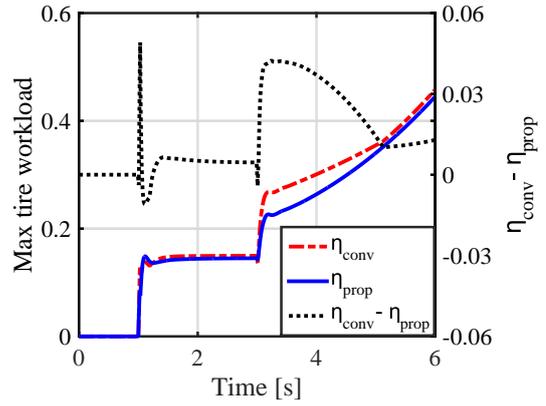
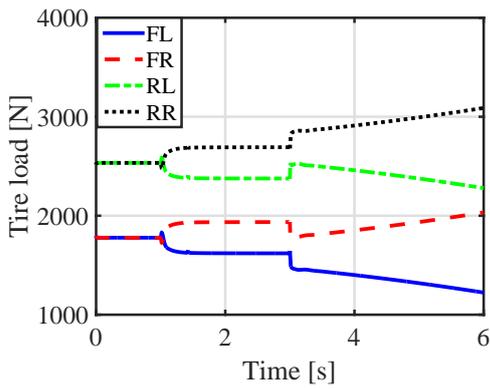


Fig. 39: 各輪輪荷重 F_{zij} のシミュレーション結果 Fig. 40: シミュレーションにおける最大負荷率の比較

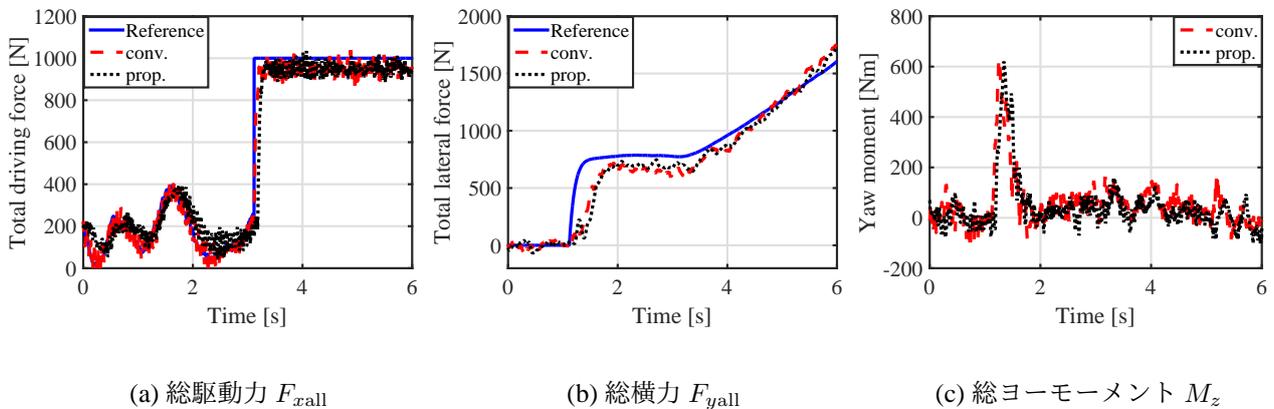
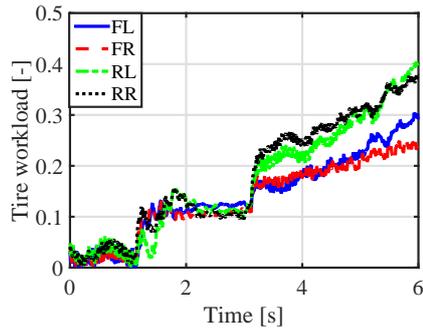


Fig. 41: 二乗和最小化法と提案法における総駆動力・総横力・総ヨーモーメントの比較

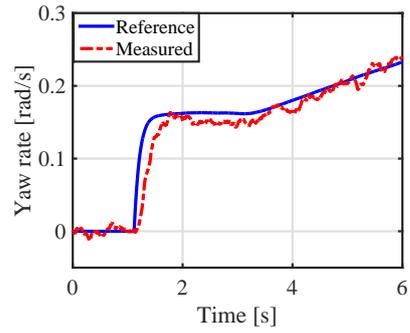
等に力を出しているため、最大出力が小さい小型のモータでも適用しやすい配分となっているといえる。また操舵角は、図 37(e), 38(e) より従来法と比較して提案法では前輪操舵角が大きくなっており、これによって図 38(f) のように、従来法と比較して旋回時に横力モーメントを大きく出力していることが確認できる。

従来法における負荷率の最大値 η_{conv} と、提案法における負荷率の最大値 η_{prop} の比較を図 40 に示す。この図から、3 s から 5 s 付近のような駆動力が負荷率の上昇に大きく影響を及ぼす領域において、提案法は従来法と比較して特に優位性を示しており、1-5 % 程度最大負荷率を低減している。また、それ以外の場合においても提案法の最大負荷率が低くなっていることが確認できる。これは、本車両は駆動は四輪独立で行うことができるが操舵は前後輪であることから、駆動力に関しては四輪最適な配分を行うことで有効性を示すことができるが、横力に関しては四輪間で最適な配分を行うことができず、従来法と比較しても優位性を示しにくいためである。以上より、提案法では従来法である二乗和最小化手法と比較して、最大負荷率を抑制し、効率的に駆動力及び横力を配分可能であることをシミュレーションによって確認することができた。

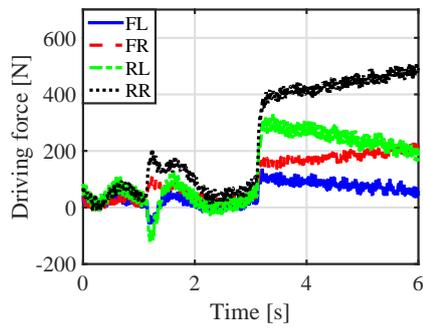
また、従来法・提案法共に加速するにつれて左前後輪の負荷率の上昇率が右輪に比べて大きくなっていく。これは、配分に用いたモデルは車両をロール運動を無視した線形二輪モデルとして近似し、左右輪に生じる横力は等しいと仮定しているため、横力はロール運動による荷重変動を考慮した配分になっ



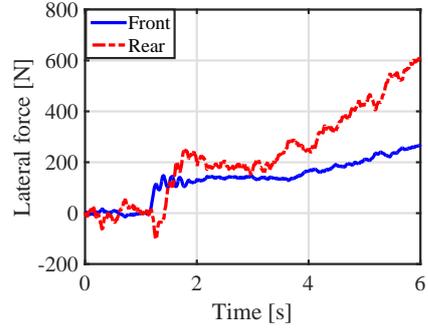
(a) 負荷率 η_{ij}



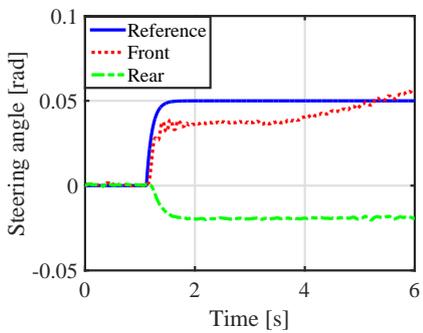
(b) ヨーレート γ



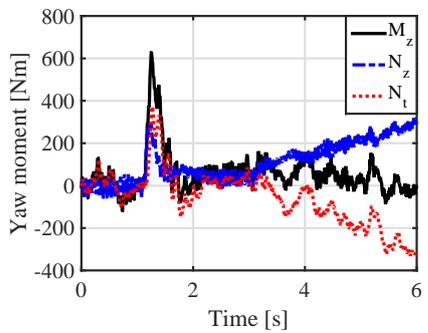
(c) 各輪駆動力 F_{xij}



(d) 各輪横力 F_{yij}



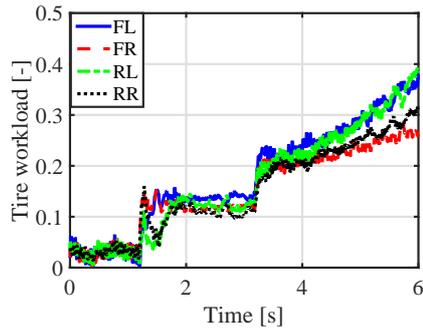
(e) 前後輪操舵角 δ_i



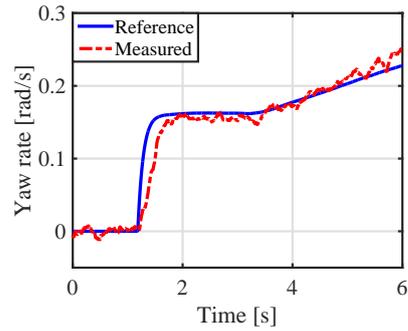
(f) 車両重心軸周りのヨーモーメント

Fig. 42: 二乗和最小化法における実験結果

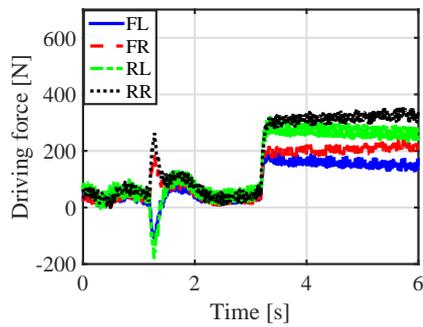
ていない事に起因している。そのため、横加速度が大きくなるにつれロール運動が大きくなり、モデル化誤差が増大するため、輪荷重が減少する左輪の負荷率が上昇傾向となっている。



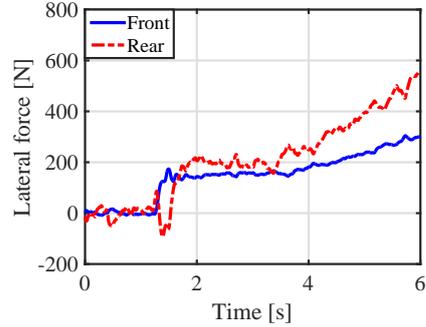
(a) 負荷率 η_{ij}



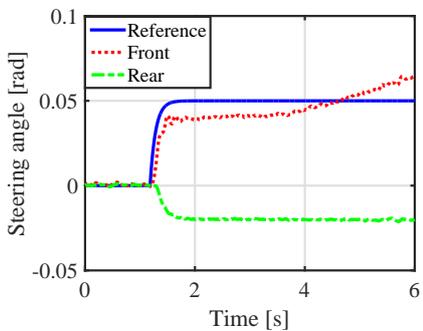
(b) ヨーレート γ



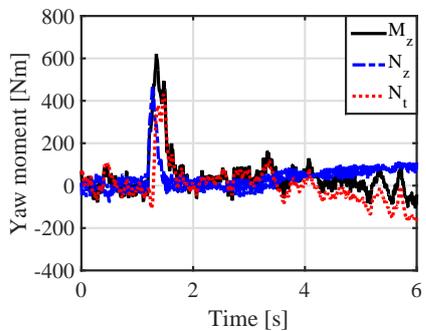
(c) 各輪駆動力 F_{xij}



(d) 各輪横力 F_{yij}



(e) 前後輪操舵角 δ_i



(f) 車両重心軸周りのヨーモーメント

Fig. 43: 提案法における実験結果

4.6 加速旋回実験

従来法及び提案法を用いて加速旋回の実験を行った。走行条件は大学内のグラウンドで車速 20 km/h まで加速し、前輪操舵角指令値 $\delta_h^* = 0.05$ rad を与え、その 2 s 後にモータによる総駆動力指令として $F_{xall}^* = 1000$ N を入力し加速を行った。パラメータはシミュレーションと同様とした。

始めに、実験における従来法と提案法の総駆動力、総横力、総ヨーモーメントを図 41 に示す。これらの図から、車両全体ではどちらの配分手法においても同様の出力を行っていることが確認できる。そ

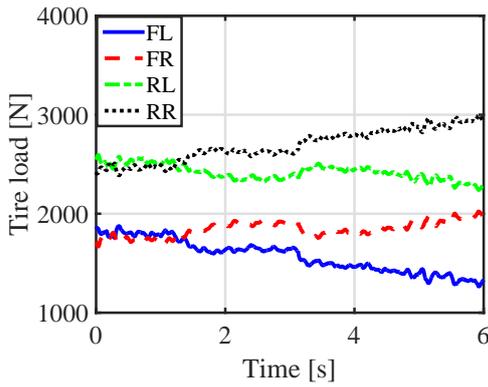


Fig. 44: 各輪輪荷重 F_{zij} の実験結果

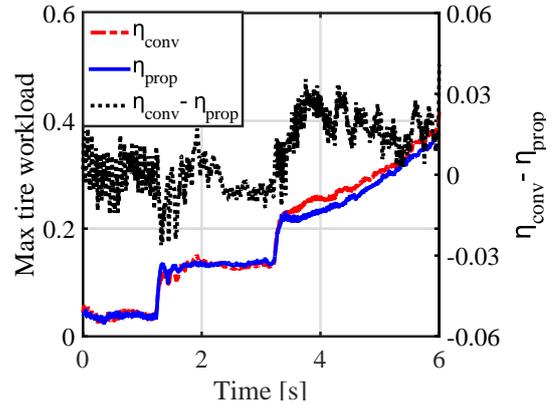


Fig. 45: 実験における最大負荷率の比較

のため、本実験は駆動力及び横力配分方法のみで車両安定性の比較ができる条件である。

次に、従来法及び提案法の駆動力・横力配分の結果を図 42, 43 にそれぞれ示す。まず、図 42(b), 43(b) よりいずれの条件もヨーレートの指令値に追従しており、車両は同様の挙動となっていることが確認できる。ここで、加速旋回時には図 44 のような荷重変動によって各輪の荷重差が大きくなるため、従来法では図 42(a) のように後輪に過剰な負荷率の配分となる。そのため、図 42(c), 42(d) のように駆動力及び横力もまた後輪の力を必要以上に出力する結果となっている。一方、提案法では図 43(a) のように、最も負荷率が上昇しやすい車輪である左前輪の負荷率が最大となっており、これを抑制するように力を配分されている。それによって、4 輪には均等に負荷率が配分されており、負荷率の飽和が起こりにくい力の配分となっていることが確認できる。また、駆動力及び横力についても図 43(c), 43(d) のように従来法と比較して 4 輪均等に力を配分していることが確認できる。ヨーモーメントについても、図 42(f), 43(f) のように従来法では旋回時に余分なモーメントを発生しているが、提案法では負荷がかからないような小さいモーメントの出力となっている。

本実験を 5 回試行し、最大タイヤ負荷率の平均の比較を行った。従来法における負荷率の最大値 η_{conv} と、提案法における負荷率の最大値 η_{prop} の平均の比較を図 45 に示す。この図より、シミュレーション結果と同様に提案法は従来法と比較すると、負荷率の上昇が起こりやすい加速旋回中において優位性を示しており、その領域では 1–4 % 程度最大負荷率を低減し、それ以外の条件でも 2 つの手法はおおよそ同様の値となっていることが確認できる。以上より、本提案手法による EMP を用いた Minimax 問題の解の条件に基づく駆動力及び横力配分をすることにより、二乗和最小化手法と比較して効率的にタイヤ負荷率を配分できることを示すことができた。

また、本稿では駆動力 1000 N、前輪操舵角指令値 0.05 rad の条件にて検討を行ったが、さらに積極的な挙動を取る場合は、より大きな荷重変動が起こることから提案法の有効性はより大きくなると考えられる。

4.7 反復解法を用いた最適な駆動力・横力配分との比較

これまでに、提案手法は二乗和最小化手法に対して最大負荷率を抑制できることを示した。しかし、この EMP による手法はいくつかの仮定を用いており、これによって解が最適値から外れる可能性がある。そのため、ここでは先に行ったシミュレーションと同様の走行条件にて、最大負荷率を最小化する

駆動力と横力配分の厳密解との比較を行う。この Minimax 問題は非線形最適化問題であるために、一般的に厳密解を求めるためには反復解法で計算をする必要がある。本稿では反復解法の一つである逐次二次計画法を用いることで、線形二輪モデルに対する駆動力と横力配分の厳密解を求めた。

4.7.1 逐次二次計画法による Minimax 問題の解法

Minimax 問題は以下の問題の最小値を見つけることを目的とする。

$$J = \max F(\boldsymbol{x}) \quad (4-23)$$

s.t.

$$b(\boldsymbol{x}) \geq 0 \quad (4-24)$$

$$c(\boldsymbol{x}) = 0 \quad (4-25)$$

この Minimax 問題は、式 (4-24), (4-25) で与えられた制約に $F(\boldsymbol{x}) \leq Y$ の制約条件を付加することにより、この問題を内部的に等価な非線形計画問題に再定式化することができる。そして、 \boldsymbol{x} 上で Y を最小化することにより、Minimax 問題の解を得ることができる。

式 (4-23) が二回微分可能であるとき、この非線形計画問題は逐次二次計画法 (SQP) を使用して解くことができる。逐次二次計画法とは次に示すように、現在の反復点のまわりで目的関数・制約式をそれぞれ二次・一次関数で近似した二次計画 (QP) 問題を解く手法である。

$$\min F(\boldsymbol{x}_k) + \nabla F(\boldsymbol{x}_k)^T d + \frac{1}{2} d^T \nabla_{xx}^2 \mathcal{L}(\boldsymbol{x}_k, \lambda_k, \sigma_k) d \quad (4-26)$$

s.t.

$$b(\boldsymbol{x}_k) + \nabla b(\boldsymbol{x}_k)^T d \geq 0 \quad (4-27)$$

$$c(\boldsymbol{x}_k) + \nabla c(\boldsymbol{x}_k)^T d = 0 \quad (4-28)$$

ここで、 \mathcal{L} はラグランジアン、 λ, σ はラグランジュ乗数を表しており、この問題のラグランジアンは次式のようになる。

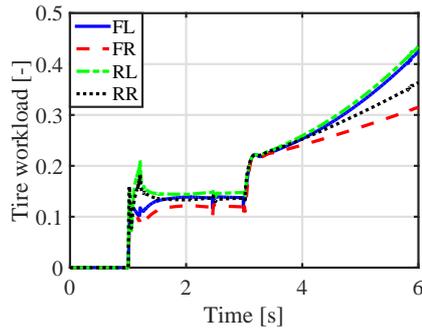
$$\mathcal{L}(\boldsymbol{x}, \lambda, \omega) = F(\boldsymbol{x}) - \lambda^T b(\boldsymbol{x}) - \sigma^T c(\boldsymbol{x}) \quad (4-29)$$

$$(4-30)$$

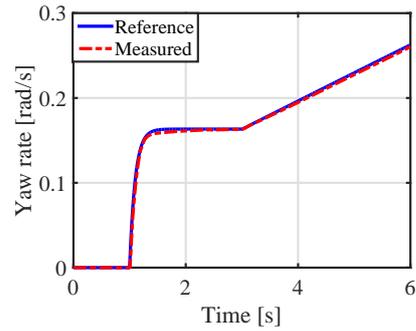
各反復点に置いて逐次的に式 (4-26) で表される二次の部分最適化問題を解く。また、この部分最適化問題は最適解に向かう探索方向 d を未知数とする二次計画問題である。この計算を繰り返し解き、最終的に (1) 反復計算の回数が指定した回数に達したとき (2) 反復計算において目的関数が改善しなくなったとき (3) 関数が最適性の条件を満足したとき (Karush-Kuhn-Tucker 条件) において、反復計算を終了する。

4.7.2 駆動力・横力配分に反復解法を用いた場合のシミュレーション結果

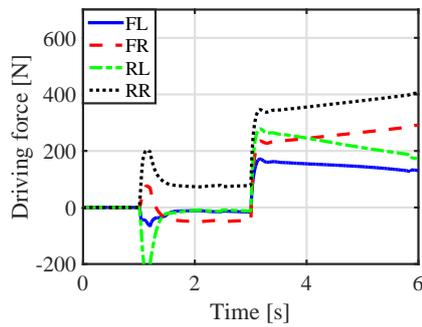
以上の計算によって結果を図 46 に示す。まず、負荷率は図 46(a) のように提案手法と同様の波形となっている。この厳密解の波形は、左前輪と左後輪が常に最大負荷率となっており、EMP を満たしていることが確認できる。また、駆動力は図 46(c) のようになっており、基本的には提案法と厳密解法は同様の傾向となっているが、厳密解の方は加速時にはより大きな制駆動力差モーメントを出力している、定



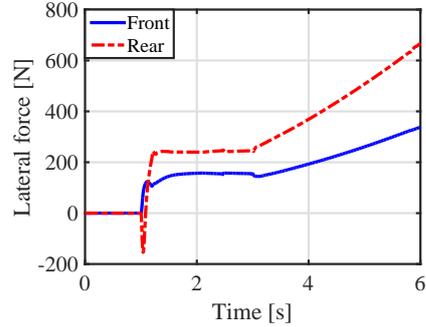
(a) 負荷率 η_{ij}



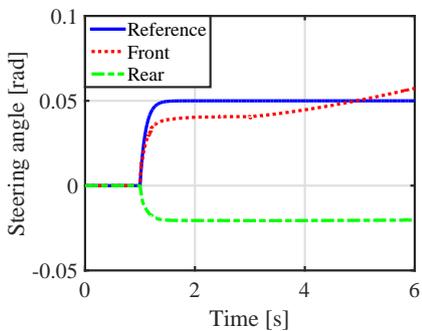
(b) ヨーレート γ



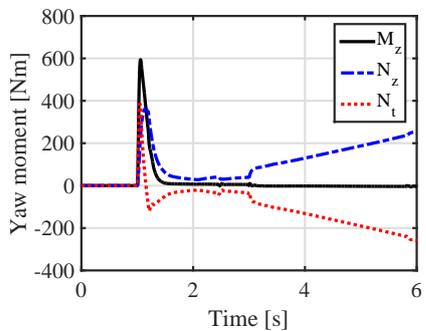
(c) 各輪駆動力 F_{xij}



(d) 各輪横力 F_{yij}



(e) 前後輪操舵角 δ_i



(f) 車両重心軸周りのヨーモーメント

Fig. 46: 逐次二次計画法を用いた最適な駆動力・横力配分

常旋回時は右後輪のみの駆動になっているなどの差が確認できる。そのため、横力、操舵角は図 46(d), 46(e) のように提案法よりも前輪操舵による横力の出力が僅かに小さくなっている。

以上より、厳密解法による駆動力及び横力配分に関しては、EMP による提案法とおおよそ同様の配分となっていることが確認できた。仮定による僅かな傾向の違いはあるものの、従来法と比較しても厳密解に非常に近い値となっており、EMP を満たすという条件を用いることでオンラインで使用可能な計算負荷で Minimax 問題の解を解くことができることを示すことができた。これによって、負荷率の最大値を抑制するタイヤ力の配分を行い、車両安定性を向上させることができることを確認した。

第 5 章

自動運転時の EPS フェイルに対するヨーレート制御法

5.1 手法概要

本章では、自動運転時に車両の EPS がフェイルした場合を想定して、ヨーレート制御を利用した左右の操舵輪の制駆動力配分による EPS を用いない操舵手法について述べる。

近年における輸送機器の構成部品の電子化・電動化に従って、車両においても EPS の普及が急速に進んでいる。この EPS の働きにより、ドライバーの操舵をアシストすることで負担を軽減することや、緊急時には自動操舵を行うことで車両の体勢を立て直したり、前方の障害物を検知して自動衝突回避運動などを行うことができる。さらに、近年では自動運転に EPS が実用化されるようになり、目標走行軌道に追従させるために重要なアクチュエータとなっている。

しかし、この EPS がフェイルして操舵トルクが出せなくなると、ドライバーは乗り心地に違和感を感じたり、想定した車両の動きが出来なくなる。さらに、自動運転時ではこのことが車両の走行軌道に致命的な影響を与えるため、交通事故を引き起こす危険が高まる。そのため、通常は予備のモータやインバータを搭載することによりバックアップ機能を持たせることが必要であるが、これによって重量の増加、コストの増加、車内スペースの減少などを引き起こしてしまう。

そこで本章ではこれらの問題を解決するために、インホイールモータ電気自動車におけるヨーレート制御を用いることで、EPS がフェイルした状態でも目標軌道に追従できるような制御手法を提案する。このような Direct Yaw-moment Control (DYC) を用いた車両運動に関する研究はこれまでに非常に多岐にわたって行われてきた。しかし、これは一般的に用いられてきた車両モデルを想定して、車両重心軸周りのヨーモーメントを DYC により補償することで車両の運動性能を向上させる目的のものである。しかし本稿では、タイヤのアライメントを考慮した上で、この DYC を用いて操舵輪に駆動力差を発生させることによって車両の操舵軸周りにもモーメントを発生させ、それによって EPS を使わずに操舵可能であることを示す。さらに、これを利用してヨーレート制御系を構成することで、インホイールモータの左右輪の駆動力差だけで目標方向へ操舵をすることができるようになり、これによって EPS のバックアップシステムを構成することができる。この EPS を使わない操舵手法について、モデル予測制御を

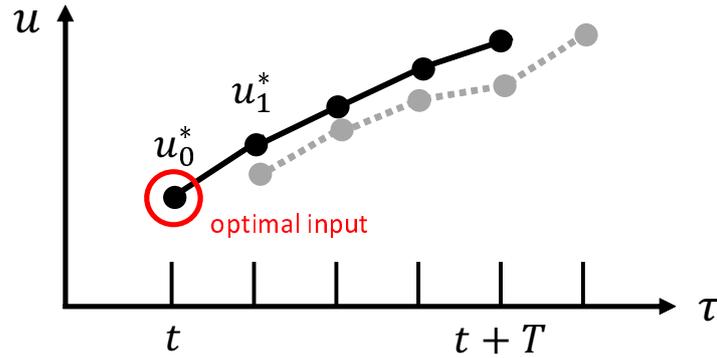


Fig. 47: モデル予測制御の概念図

用いた J ターン軌道の走行軌道追従試験を行うことにより有効性を検証する。

5.2 ヨーレート制御系の設計

5.2.1 モデル予測制御による目標軌道追従制御

本稿では、自動運転を模擬した目標軌道への追従のために、モデル予測制御 (Model Predictive Control) を用いる。モデル予測制御とはリシーディングホライズン制御 (Receding Horizon Control) と呼ばれる制御手法の一種であり、各時刻において有限区間内の制約付き最適制御問題を解きながら制御入力を決断する手法である。この制御手法は拘束条件を陽に扱えることやパラメータチューニングのし易さから、自動運転の研究にも用いられる手法である [61][62]。以下にその概要について説明する。

モデル予測制御

制御対象の状態ベクトルを $\mathbf{x}(\tau)$ 、制御入力ベクトルを $\mathbf{u}(\tau)$ とおき、状態方程式と状態や入力に関する拘束条件がそれぞれ次式で表されるとする。

$$\dot{\mathbf{x}} = f(\mathbf{x}(\tau), \mathbf{u}(\tau)) \quad (5-1)$$

$$C(\mathbf{x}(\tau), \mathbf{u}(\tau)) \leq 0 \quad (5-2)$$

モデル予測制御では各時刻 t において次の最適制御問題を解く。初期条件を $\mathbf{x}(t)$ として、次の評価関数

$$J = \phi(\mathbf{x}(t+T)) + \int_t^{t+T} L(\mathbf{x}(\tau), \mathbf{u}(\tau)) d\tau \quad (5-3)$$

を最小化する入力 $\mathbf{u}^*(\tau)$ を求める制御である。ただし、 τ は予測区間上の時間を表している。評価区間は現時刻 t から T だけ未来の区間 $[t, t+T]$ にとる。そして、得られた最適制御入力 $\mathbf{u}^*(\tau)$ のうち一番目の入力 $\mathbf{u}^*(0)$ のみを時刻 t における入力として用いる。この様子を図 47 に示す。

また、この最適制御問題の解法として様々な手法が提案されているが、本稿では状態方程式 (5-1) と、制御入力 $\mathbf{u}(\tau)$ 及び状態変数 $\mathbf{x}(\tau)$ の拘束条件 (5-2) を線形な条件とすることで評価関数 (5-3) を凸関数にし、二次計画法で高速に最適解を求める手法を用いる [63]。そして、車両の線形二輪モデルを用いた状

態方程式 (2-7), (2-8) をこの二次計画問題に適用することで、目標軌道に追従させるための操舵角 δ_f^* をオンラインで逐次求める。

車両へのモデル予測制御の適用

車両の状態方程式は式 (2-7), (2-8) を離散化し、横方向の変位 y 、ヨー角 θ の項を加えることで以下のように表される。

$$\begin{bmatrix} \beta[k+1] \\ \gamma[k+1] \\ y[k+1] \\ \theta[k+1] \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 - 2\frac{C_f+C_r}{mV}\Delta t & \left(-1 - 2\frac{C_f l_f - C_r l_r}{mV^2}\right)\Delta t & 0 & 0 \\ -2\frac{C_f l_f - C_r l_r}{I}\Delta t & 1 - 2\frac{C_f l_f^2 + C_r l_r^2}{IV}\Delta t & 0 & 0 \\ V\Delta t & 0 & 1 & V\Delta t \\ 0 & \Delta t & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta[k] \\ \gamma[k] \\ y[k] \\ \theta[k] \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{2C_f}{mV}\Delta t \\ \frac{2C_f l_f}{I}\Delta t \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \delta_f[k] \quad (5-4)$$

ここで、 Δt は離散化した際のサンプリング時間を表す。また、拘束条件は制御入力である前輪操舵角 $\delta_f(\tau)$ と、車両の状態量 $\mathbf{x}(\tau)$ の制約とし、次のように表す。

$$\delta_{f\min} < \delta_f[k] < \delta_{f\max} \quad (5-5)$$

$$\mathbf{x}_{\min}[k] < \mathbf{x}[k] < \mathbf{x}_{\max}[k] \quad (5-6)$$

これらの等式・不等式制約条件のもと、次の最適制御問題を解き、最適制御入力 δ_f を求める。

$$J = \sum_{k=1}^{H_p} \left(\|\hat{\mathbf{x}}[k] - \mathbf{x}_{\text{ref}}[k]\|_{\mathbf{Q}[k]}^2 + \|\Delta \hat{u}[k]\|_{\mathbf{R}[k]}^2 \right) \quad (5-7)$$

$$\mathbf{Q} = \text{diag}[Q_\beta \quad Q_\gamma \quad Q_y \quad Q_\theta], \quad \mathbf{R} = R_{\delta_f} \quad (5-8)$$

$$\mathbf{x}_{\text{ref}} = [\beta_{\text{ref}}[k] \quad \gamma_{\text{ref}}[k] \quad y_{\text{ref}}[k] \quad \theta_{\text{ref}}[k]] \quad (5-9)$$

評価関数 (5-7) について、第一項は状態量の目標軌道への追従性を表しており、第二項は操舵角指令値の変化率を小さくすることで操舵をなめらかにする項である。この2つの項はトレードオフの関係となっており、重み \mathbf{Q}, \mathbf{R} によって調整する。

自動運転のための走行条件

ここで、MPC で自動運転を模擬することを考える。評価関数 (5-3) を最小化する最適化計算には一般的に反復解法を用いるため、予測ステップ数や入力の次元などにも依存するが、計算負荷が大きくなる傾向がある。また、走行軌道の生成のためにはレーザやカメラなどによる情報を必要とし、そのサンプリング周期と同期する必要があるため、MPC の計算には数十 ms 程度の時間を要する。そのため、MPC を用いて制御すべき状態量は y や θ など距離や角度の次元であることが望ましい。また、速度や加速度の次元の状態量は、目標位置や角度を基に指令値を生成し、より広い帯域のインナーループによって制御することで、車両の安定性を保つことができる [64]。このようにして、図 48 に示すように、道路境界と車両のヨー角の差 e_θ 及び左右の位置 y を MPC により逐次最適化し、その他の状態量は y_{ref} や θ_{ref} に追従するようにインナーループにて高速に補償することで、単一レーン上では自動運転を達成することができる。

以上より、本稿では (5-8) の状態量の重み \mathbf{Q} は次のように左右の距離 y とヨー角 θ に限定する。

$$\mathbf{Q} = [0 \quad 0 \quad Q_y \quad Q_\theta] \quad (5-10)$$

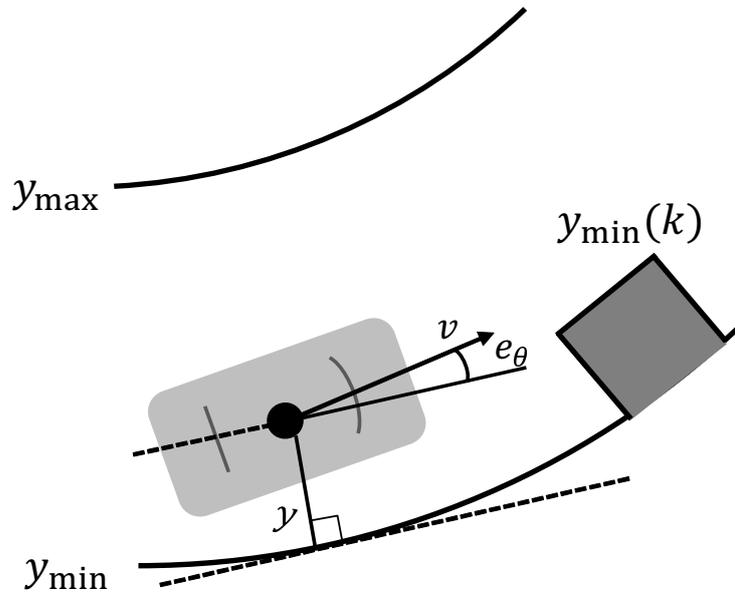


Fig. 48: 自動運転時の走行条件

5.2.2 直接ヨーモーメントを用いたヨーレート制御法

EPS がフェイルした場合は、操舵角指令値に対応するヨーレート指令値を生成し、直接ヨーモーメントを用いてヨーレートの誤差の補償を行うことで目標軌道に追従させる。そのため、このヨーレート制御系にはフィードバック制御と外乱オブザーバを構成することでEPS フェイルによるヨーレート誤差を高速で補償する制御器を設計する。以下に第4章で説明したYMOに関して、制御入力を直接ヨーモーメント N_z とした場合のものについて説明する。

車両のヨー方向の運動方程式 (2-8) の右辺において、タイヤに発生するコーナリングフォースによるヨーモーメントを $N_t = 2l_f Y_f - 2l_r Y_r$ とし、さらに外乱ヨーモーメント N_d を考慮して、これらを $N_{dt} = N_t + N_d$ とまとめると、式 (2-8) は以下のように簡単に表せる。

$$I \frac{d\gamma}{dt} = N_z + N_{dt} \quad (5-11)$$

ここで外乱オブザーバを構成し、推定値 \hat{N}_{dt} を一括補償する。ローパスフィルタのカットオフ周波数以下の領域では

$$\gamma = \frac{1}{I_n s} N_{in} \quad (5-12)$$

とノミナル化される。また、YMO で用いる N_z には駆動力オブザーバを用いて推定した駆動力より算出した値を用いる。駆動力オブザーバを用いることによりアンチwindアップ効果が得られ、推定ヨーモーメント N_{dt} の発散を防ぐことができる。

このYMOをヨーレート制御系に適用することで、EPS がフェイルし操舵によるモーメントが発生できなくなっても、これを外乱として直接ヨーモーメントにて高速に補償することによって、目標方向に追従するための車両重心点周りのヨーモーメントを出力する。

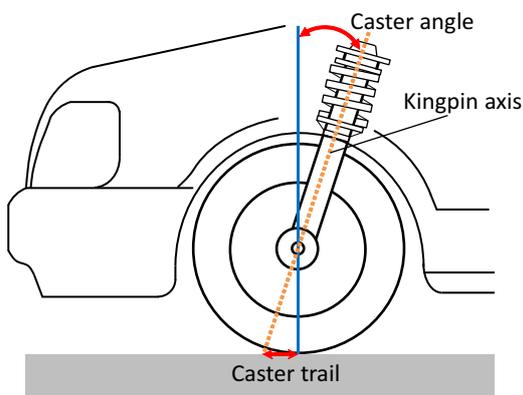


Fig. 50: キャスター角

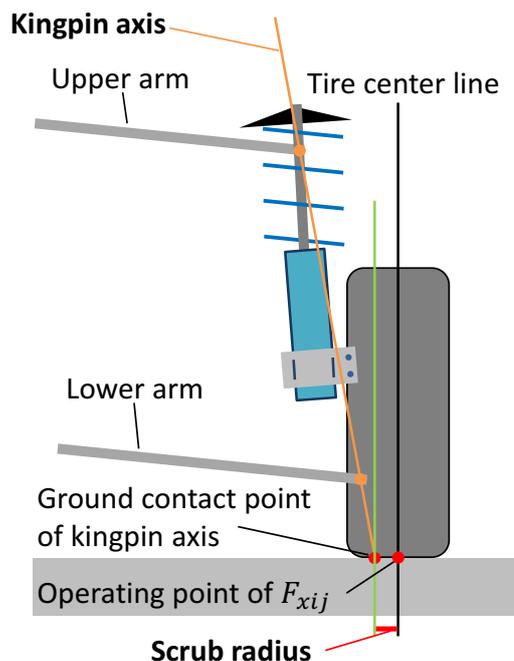


Fig. 51: スクラブ半径

角をつける。このようなアライメントにより、車両に外乱が働き操舵が取られた場合でも、図 50 に示すキャストトレールとタイヤに働くコーナリングフォースによって操舵軸であるキングピン軸の周りに復元モーメント T_{SAT} が働き、直進安定性が向上する。この復元モーメントをセルフアライニングトルク (Self Aligning Torque : SAT) と呼び、次式で表される。

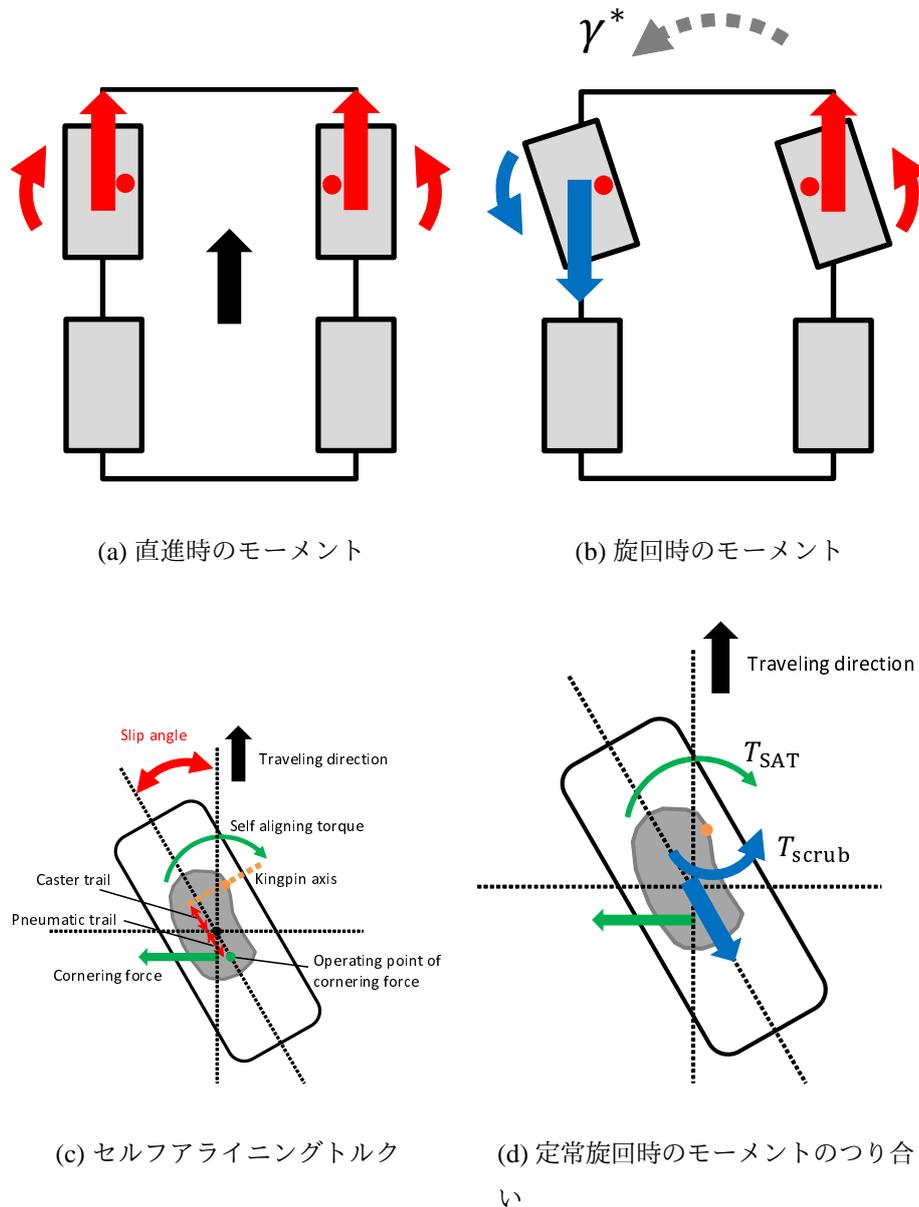
$$T_{SAT} = (\zeta_c + \zeta_p) F_{yij} \quad (5-13)$$

ただし ζ_c はキャストトレール、 ζ_p はニューマチックトレールである。 ζ_p はタイヤの接地点とコーナリングフォースの着地点の間の距離であり、タイヤの状態によってこの距離は変動する。また、 T_{SAT} は一般的に操舵をしたときに直進方向へ戻るように作用する。

次に、EPS なしで操舵を行うためのアライメントとして、スクラブ半径 (キングピンオフセット) について述べる。スクラブ半径とは図 51 のようなキングピン軸の接地点とタイヤの接地中心点までの間の距離のことである。このオフセットが車体側にあるときをスクラブ半径をポジティブ、外側にあるときをネガティブであるという。スクラブ半径もまた車両の直進安定性を調整するアライメントであり、キャスト角とは違い制駆動力でキングピン軸周りにモーメントを発生させる。このスクラブ半径をポジティブにすることでキャスト角と同様に直進安定性を向上させることができるが、昨今のタイヤの保持力の向上や燃費の観点から、現在ではできるだけゼロスクラブとなるように調整するのが主流となっている。

5.3.2 EPS を用いない操舵輪の駆動力差を利用した操舵 (IWM-S)

ここまで述べたように、タイヤのアライメントは車両の直進安定性を調整するためのものであるが、先に述べたスクラブ半径をポジティブにすることで、EPS を用いることなく任意の方向に操舵することも可能である。



(a) 直進時のモーメント

(b) 旋回時のモーメント

(c) セルフアライニングトルク

(d) 定常旋回時のモーメントのつり合い

Fig. 52: キングピン軸周りに働くモーメント

以下にその概要について説明する。本稿では簡単化のため、定速左旋回を仮定して考える。まずこの場合では、直進状態では図 52(a) のようにキングピン軸周りのモーメントは車輪を直進方向に戻す向きに働くため、直進安定性が向上させる効果がある。ここで、EPS がフェイルし操舵トルクが零になった状態で左旋回に差し掛かると、ヨーレート制御によって図 52(b) のように外輪には駆動力、内輪には制動力が働く。ここで、キングピン周りには次のモーメント T_{scrub} が発生し、目標方向に操舵を行う。

$$T_{\text{scrub}} = \zeta_{\text{scrub}} F_{xij} \tag{5-14}$$

ただし、 ζ_{scrub} はスクラブ半径である。これにより、操舵輪が操舵をすることによりタイヤには図 52(c) のような横滑りが発生する。ただし、図 52(c) は左前輪を示している。その結果タイヤにはコーナリングフォースが働くため、トレールによりキングピン周りに操舵に対する復元モーメントが働く。その後、

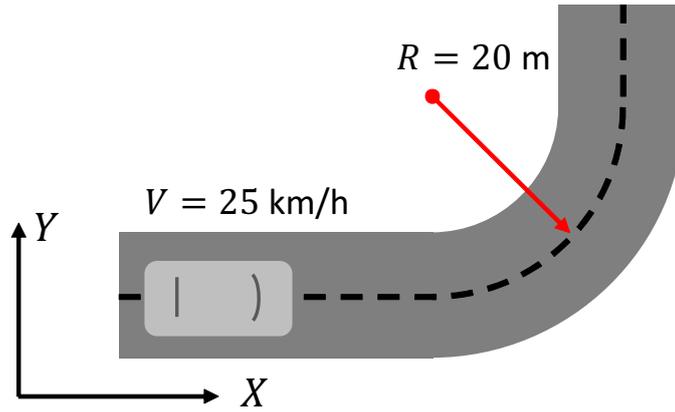


Fig. 53: 旋回軌道追従試験

Tab. 3: MPC のパラメータ

Predictive horizon H_p	40
Sampling time dt	0.08 [s]
Input weight R	10
Weight of y Q_y	0
Weight of θ Q_θ	10

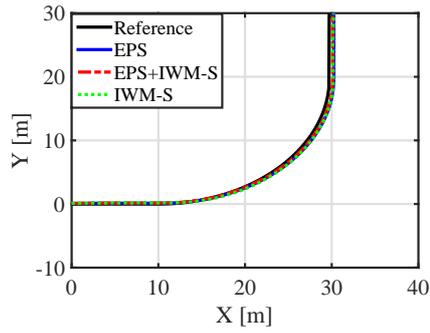
図 52(d) のように目標ヨーレートを満たす操舵角にてキングピン軸周りに働く 2 つのモーメント T_{SAT} , T_{scrub} はつり合い、目標方向に向かって操舵が固定され、定常円旋回を行う。本稿ではこの操舵手法を In-Wheel Motor Steering (IWM-S) と呼ぶ。

このように、制駆動力による操舵は EPS による操舵と同様の働きをしており、このことは操舵のためのアクチュエータが EPS の他に 2 つ存在していることと等価であるといえる。このように左右輪独立駆動とタイヤのアライメントを積極的に利用することで EPS に対するバックアップシステムとして構成することができる。

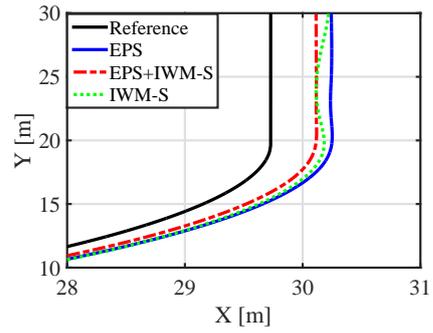
5.4 旋回軌道追従試験

図 49 に示すヨーレート制御を用いた制御系において、前輪 EPS がフェイルしてトルクが零になった状態でも所望の走行軌道を取ることができるとを実験にて示す。

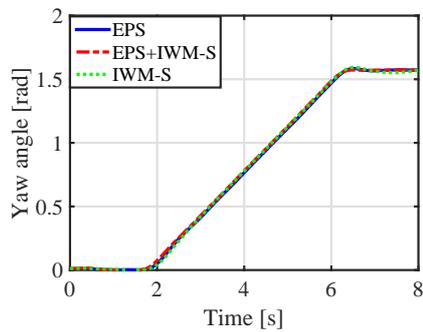
図 53 に示すような $R = 20$ m の旋回路において、車速 25 km/h で走行中に EPS がフェイルした状態でもこの軌道に追従できるかを検討する。このときのモデル予測制御のパラメータを表 3 に示す。また、 θ_{ref} の値は GPS や道路情報から事前に取得できているものとし、その中でもカメラやレーダによって左右の拘束条件が取得できない場合を想定し $Q_y = 0$ とした。ヨーレート制御のゲイン K_p はヨーモーメント指令値 N_{in} からヨーレート γ までの伝達関数を $\frac{1}{T_m s}$ としたときに、閉ループ極が -5 rad/s となるように極配置法により求め、ヨーモーメントオブザーバのカットオフ周波数は 10 rad/s とした。この条件において、EPS による操舵のみの場合 (EPS)、EPS とヨーレート制御を用いた場合 (EPS+IWM-S)、ヨー



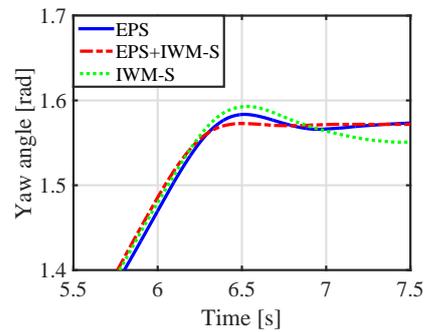
(a) 走行軌道の比較



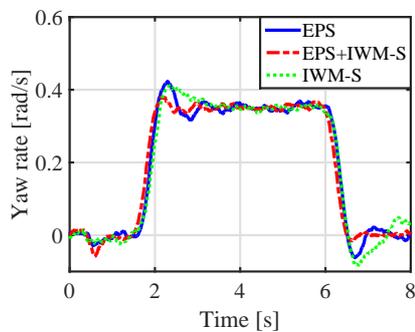
(b) (a) の拡大図



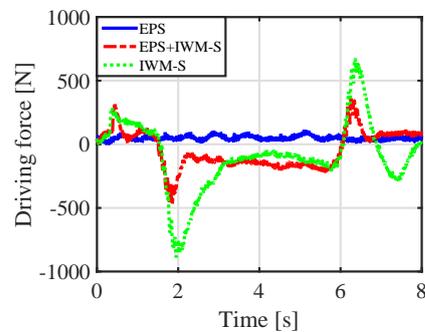
(c) ヨー角の比較



(d) (c) の拡大図



(e) ヨーレートの比較



(f) 左輪駆動力 F_{xl}

Fig. 54: 各条件における比較

レート制御のみの場合 (IWM-S) について比較を行った。ただし、本実験車両「FPEV2-Kanon」のステアリング半径は 54 mm である。

図 54-57 に実験結果を示す。まず走行軌道に関して、図 54(a), 54(b) より EPS がフェイルした状態でも目標旋回軌道への追従ができており、 y の参照軌道に対する誤差は EPS を用いて操舵した場合と比較しても同様のものとなっていることが確認できる。これにより、もし自動運転時に EPS がフェイルしても、インホイールモータを用いた操舵によって EPS を補償することが十分可能であるといえる。また、図 54(c), 54(d), 54(e) から EPS がフェイルした状態では、旋回始めや旋回終わりなどのヨーモーメントが

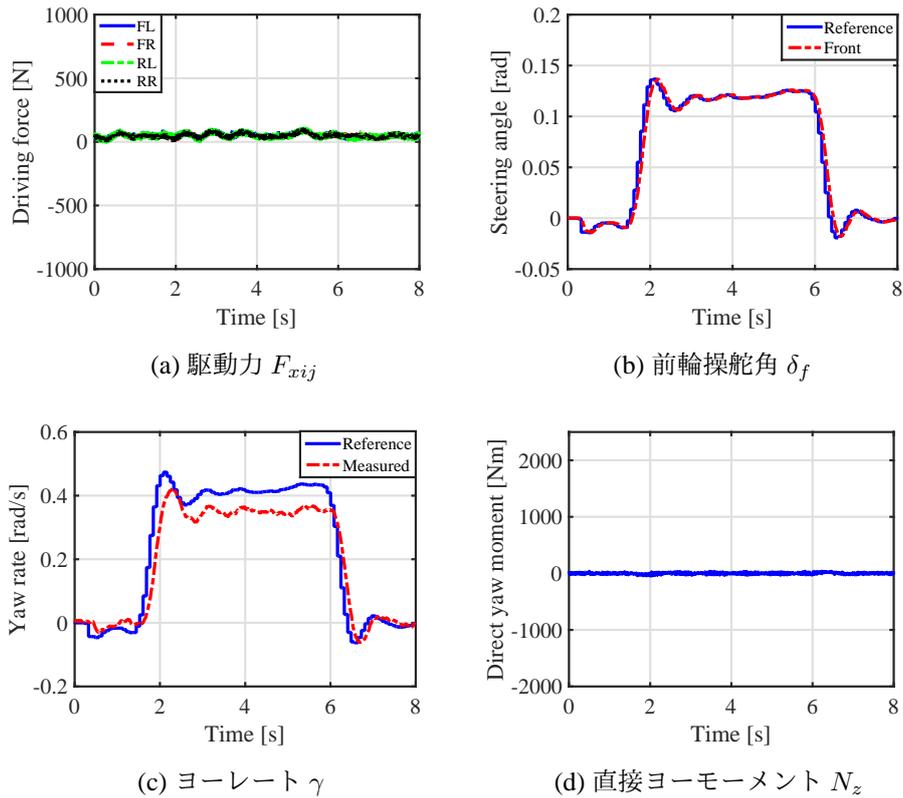


Fig. 55: EPS のみを用いた操舵

大きく必要になる状況において、EPS を用いた操舵の場合と比較して応答の遅れが見られる。この理由は、目標軌道への追従性に関して EPS による操舵の場合は EPS による操舵角フィードバック制御の極に依存し、IWM-S による操舵は、ヨーレート制御系の極に依存しているためである。そのため、今回のヨーレート制御系の極の条件では応答性が不足し、EPS を用いた場合と比較して整定時間が長くなっている。このことは、図 54(f) に示す各条件における駆動力からも読み取れる。EPS と IWM-S を協調させた場合では IWM-S のみと比較して駆動力のピーク値までの時間が短くなっており、必要な駆動力も小さなものになっている。これは、操舵に必要なトルクを EPS のモータとインホイールモータで同時に出力しているためである。このため EPS がフェイルすると、この分の操舵トルクが無くなるため、操舵に必要な駆動力が増加し、整定時間が長くなっている。しかし、操舵角が安定しヨーレートが定常状態となっている場合には EPS で旋回している場合と同等の挙動となっており、その結果走行軌道もまた EPS を用いた場合と遜色のないものになっている。

次に各条件において、より詳細な考察を行う。まず、EPS のみの場合では図 55(b), 55(c) よりヨーレート指令値が急激に変化すると、操舵に対する横力の応答の遅れのために参照軌道に追従しきれず、MPC によって大きな操舵角指令値が入力されオーバーシュートが生じている。しかしこれにヨーレート制御を加えることで図 56(a), 56(d) のように、このヨーレートの遅れを補償するように直接ヨーモーメントが出力されるため、図 56(b), 56(c) のように操舵角とヨーレートの過渡特性が向上していることが確認できる。IWM-S のみの操舵の場合では、ヨーレートを補償するために図 57(a), 57(d) のように、大きな直接ヨーモーメントを出力している。その結果、キングピン軸周りにモーメントが発生し、図 56(b) のように目標ヨーレート方向に操舵を行っている。また、定常状態では車両重心及びキングピン周りのモー

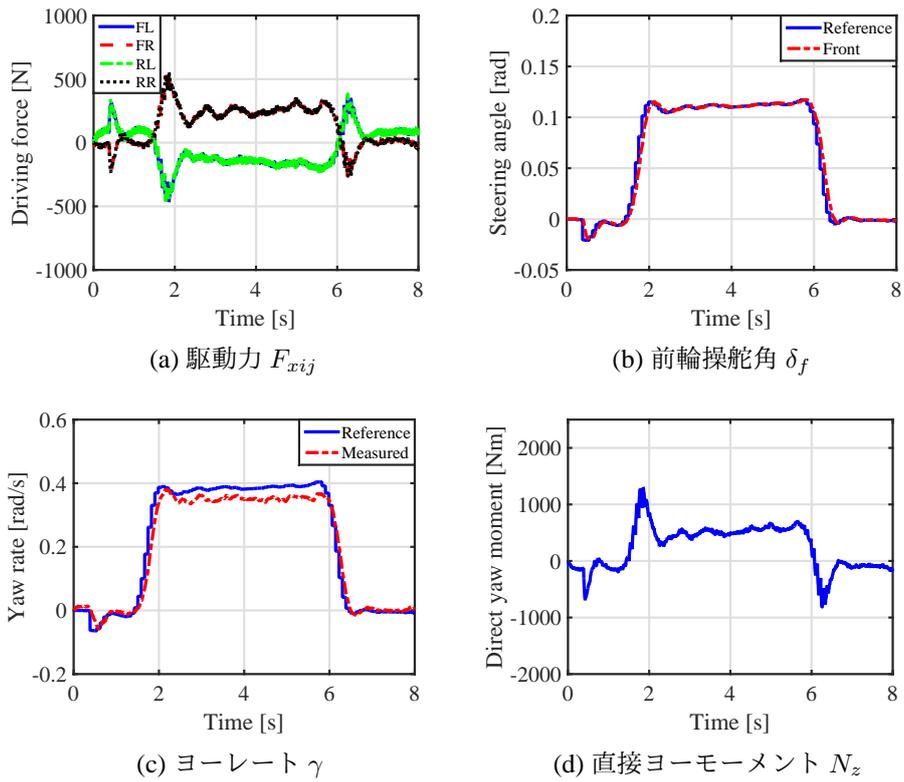


Fig. 56: EPS + IWM-S による操舵

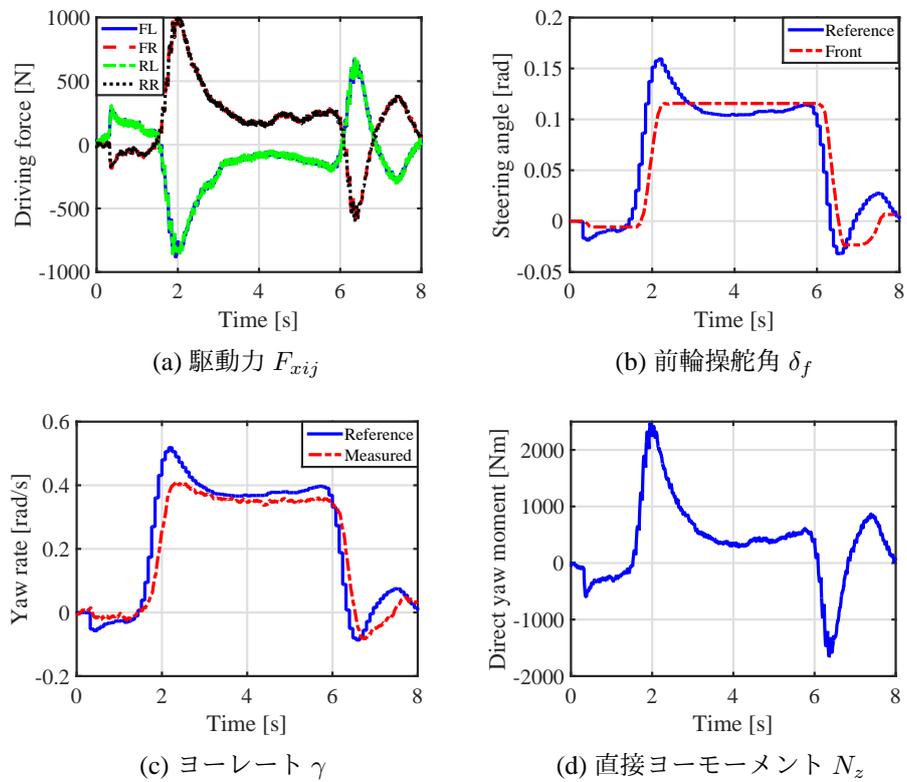


Fig. 57: IWM-S のみを用いた操舵手法 (EPS フェイル)

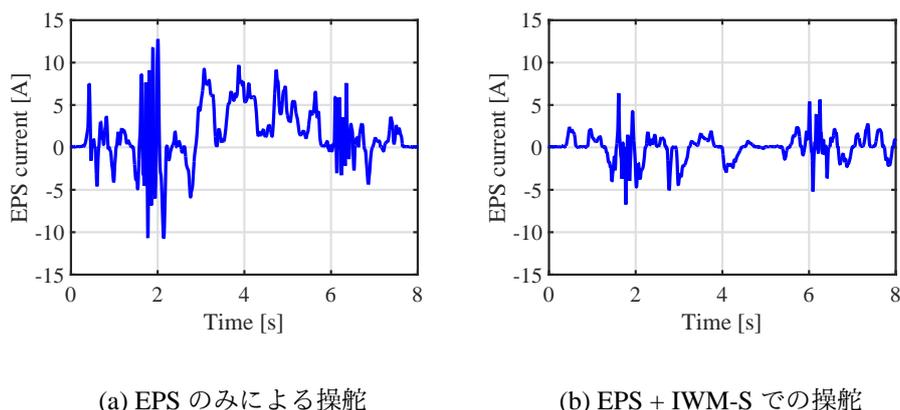


Fig. 58: 操舵時における EPS モータの電流値

メントが釣り合い、図 57(c) のように EPS で操舵を行った場合と同様のヨーレートを出力していることが確認できる。ただし、操舵に関しては EPS は操舵角の制御を行っているのに対し、駆動力差による操舵はヨーレート制御により操舵を行っているため、応答に遅れが生じている。

このように、タイヤのアライメントを考慮してヨーレート制御を行い、操舵輪に駆動力差を発生させることによって、インホイールモータによるヨーレート制御のみで操舵ができることを確認した。この制御によって、通常時は EPS を補償するように直接ヨーモーメントを発生させて車両安定性を向上し、EPS がフェイルすると、フェイルの検知を必要とすることなくヨーレート制御によってインホイールモータは EPS と同様の働きをするようになる。さらにこの制御は、フィードバック制御と外乱オブザーバのみで構成されているため、タイヤや路面の状態に影響を受けることなく目標ヨーレート方向に操舵させるというロバストな制御系となっている。以上に述べた結果により、本制御手法は EPS のバックアップとして用いることができることを確認することができた。

5.5 駆動力差による操舵に関する考察

5.5.1 IWM-S による EPS の操舵トルクのアシスト効果

先の議論において、インホイールモータを用いたヨーレート制御による操舵により EPS が出力する操舵トルクを補償するため、過渡特性が向上すると述べた。これを言い換えると、インホイールモータは EPS の操舵トルクをアシストし、操舵時の負荷を軽減しているといえる。このことを確認するために図 58 に実験時における操舵時に EPS が出力する電流値を示す。

図 58(a) より、EPS のみによる操舵の場合では、操舵時におおよそ 10 A 程度の電流を要している。特に操舵角を大きくする際に操舵トルクが必要になるため、最も大きな電流を出力している。続いて IWM-S と協調させることにより、図 58(b) のように操舵に必要な EPS の電流値が小さくなっていることが確認できる。操舵開始時においても EPS の電流値は 5 A 程度となっており、定常旋回時にはほとんど零となっている。そのため、駆動力差による操舵トルクは EPS モータの操舵トルクをアシストするように働いており、これによって EPS の負担低減が可能であることがわかる。

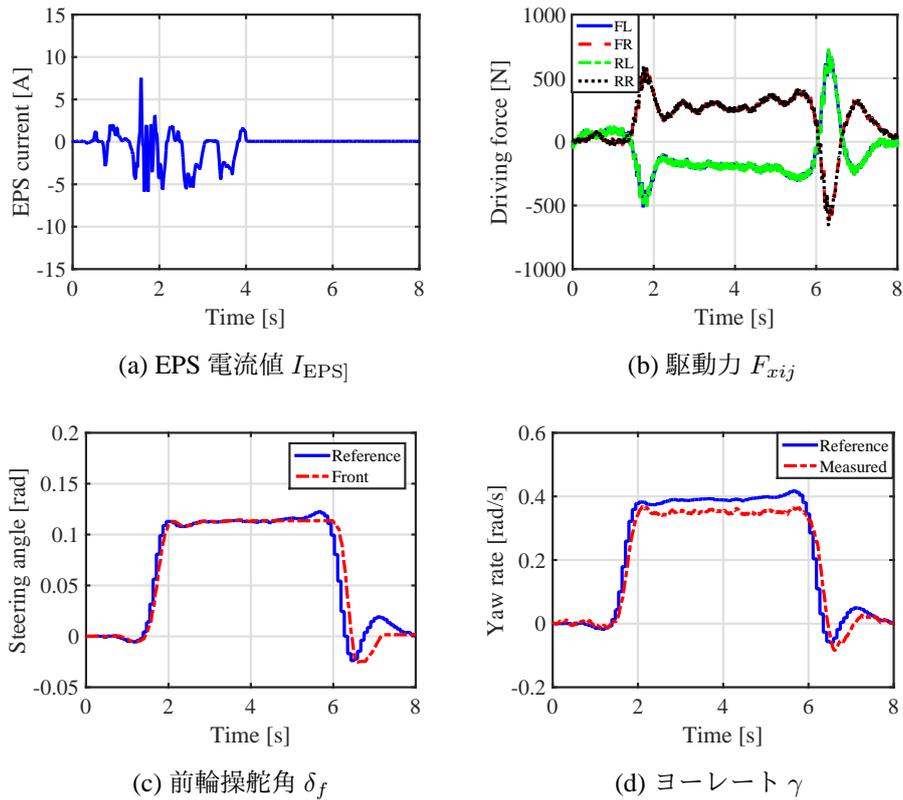


Fig. 59: 旋回中に EPS 電流が零になった場合の実験結果

5.5.2 旋回中に EPS がフェイルした場合の挙動

先の実験では操舵前に EPS がフェイルをするという条件であった。しかし、操舵中に EPS がフェイルした場合、EPS モータのトルクが突然零になることから車両は瞬間的に不安定な挙動をする可能性がある。そこで、EPS と IWM-S を用いて旋回している最中に EPS がフェイルしてトルクが零になった場合においても実験を行い、提案法の有効性を検証した。

図 59 に実験結果を示す。図 59(a) のように時間軸では 4 s、回転角で $3/5\pi$ の地点で EPS の電流値を零としている。図 59(b), 59(c), 59(d) より操舵中に EPS がフェイルしても駆動力、操舵角、ヨーレートはいずれも大きな変動はせず安定して旋回を継続していることが確認できる。この理由としては、図 58(b) に示したように EPS と IWM-S を協調させている際は EPS が出力している操舵トルクが小さくなっており、これが突然零となっても IWM-S による駆動力差によって操舵トルクを補償しているからである。さらに、この手法は通常のバックアップシステムを構成する際に必要になるフェイルの検知を必要としないため、EPS がフェイルしても即座にそれを補償することができる。そのため、ドライバーに EPS フェイルを感じさせることなく、EPS の補償を実現することができている。

第 6 章

駆動力配分による余剰負荷率を用いたヨーレート・車両横滑り角・ロール角の3自由度制御法

6.1 手法概要

これまでに、タイヤ力を適切に配分することでタイヤの最大スリップ率や最大負荷率が抑制され、車両安定性が向上することを示した。しかし、この安定性はタイヤに働く力に着目した物であるため、実際は車両の運動が不安定にならないよう、車両の状態量を制御した上でこのタイヤ力の配分を考えるのが望ましい。

車両の平面運動において重要な状態量としてヨーレートと車両横滑り角が挙げられる。ヨーレートは車両の走行軌道に対して大きく影響し、これを適切に制御することにより車両は任意の方向に走行することができる。車両横滑り角は大きくなりすぎると横滑りが生じ、制御不能になる危険があるため、低 μ 路での旋回時などは特に注意をしなければいけない状態量である。

そのため、ヨーレートと車両横滑り角を制御することにより車両の安定性能の向上を実現することができるが、式(2-7)、(2-8)よりこの2変数は互いに干渉する。そのため、この問題を解決するためにこれまでEPSや差動トルクを利用したスライディングモード制御[12]や H_∞ 制御[65]、制御ファジィ制御[66]などを利用した2変数の独立制御手法が提案され、その有効性が検討されてきた。

当研究室でもこれまでにインホイールモータ車を用いたヨーレートと横滑り角の制御手法として、外乱オブザーバを用いた独立制御手法を提案した[10]。これはヨーレートに対しては直接モーメント、車両横滑り角に対してはアクティブ操舵を用いてそれぞれの外乱をオブザーバにて補償することにより、ロバストに2変数を制御する手法である。しかしこの手法は駆動力を左右均等に配分しているため、冗長な制御系のメリットを生かし切れているとは言い難い。

そこで本章では、この外乱オブザーバに基づく制御系において四輪独立駆動を利用した車両安定性と乗り心地向上のための駆動力配分法を提案する。まず、本条件のようなヨーレート、車両横滑り角、操舵角の目標値が上位の制御系によって与えられている場合では、車輪の最大負荷率を最小化する駆動力

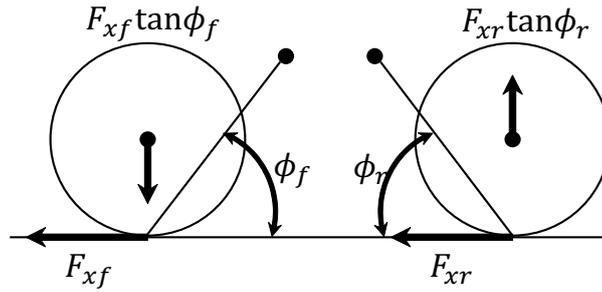


Fig. 60: 駆動力により働く上下方向の力

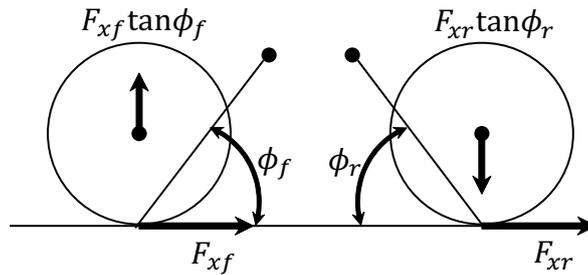


Fig. 61: 制動力により働く上下方向の力

の配分は実時間で解くことができ、それによってタイヤのグリップ力飽和によるスリップを抑制可能であることを示す。ここで、更に最大負荷率に寄与しない車輪の負荷率余裕を利用することで、アンチダイブ力によるロール運動の制御を行うことができ、これによってヨーレート、車両横滑り角、ロール角の3自由度制御が可能となり、車両安定性の向上と同時に乗り心地の向上が実現できることを示す。最後に提案法の有効性をシミュレーション及び実車を用いた実験にて確認する。

6.2 ロール方向を考慮した車両モデル

これまで、制御には車両の平面2自由度のみを考えた車両モデルを用いていたが、本章では車両のロール運動に対する制御も行う。そのため本節ではこれまでのモデルを拡張して、ロール運動も考慮したモデルについて説明する。

6.2.1 アンチダイブ力

車輪に駆動力が働くとき、図60のようなサスペンションジオメトリを考える。インホイールモータを搭載した自動車の場合、駆動力および制動力はタイヤと地面の接地点に働く。前輪に F_{xf} の駆動力が働き、後輪に F_{xr} の駆動力が働く場合、各駆動力はハブを介してサスペンションに伝わる。したがって、図60の様に正負のアンチダイブ力は接地点からサスペンション瞬間回転中心までを結ぶ線と水平面をなす角度により決まり、前輪には負のアンチダイブ力、後輪には正のアンチダイブ力が働く。

また、制動力が働く場合は駆動力が働くときの逆を考え、図61のような制動力によるサスペンシ

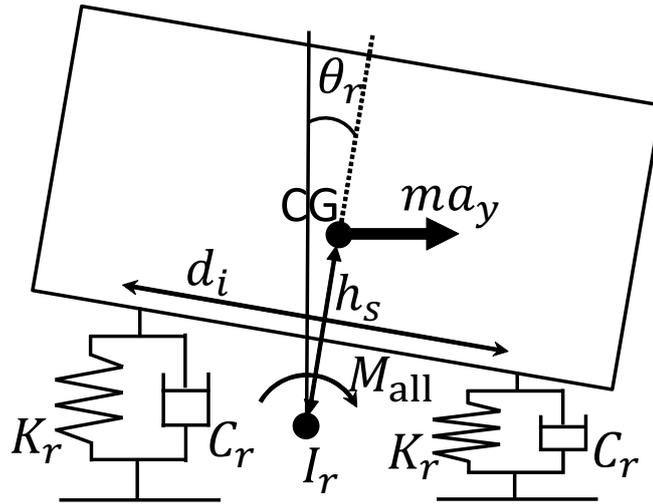


Fig. 62: 車両のロールモデル

ンジオメトリを考える。このとき、前輪には正のアンチダイブ力、後輪には負のアンチダイブ力が働く。以上より、各車輪に駆動力・制動力が働いたときに生じる正負のアンチダイブ力は以下の様に表される。

$$u_{zfl} = -F_{xfl}\tan\phi_f \quad (6-1)$$

$$u_{zfr} = -F_{xfr}\tan\phi_f \quad (6-2)$$

$$u_{zrl} = F_{xrl}\tan\phi_r \quad (6-3)$$

$$u_{zrr} = F_{xrr}\tan\phi_r \quad (6-4)$$

ここで、 u_{zfl} , u_{zfr} , u_{zrl} , u_{zrr} はそれぞれ各輪に生じる正負のアンチダイブ力であり、 ϕ_f , ϕ_r は前後輪の瞬間回転中心角である。ただし、アンチダイブ力は上方向を正、下方向を負とする。FPEV2-Kanonの前後輪の瞬間回転中心角は、測定の結果それぞれ $\phi_f = 0.0911 \text{ rad}$, $\phi_r = 0.1967 \text{ rad}$ である。

また、インホイールモータ駆動では駆動力の作用点はタイヤ接地点であるのに対し、ドライブシャフト駆動の場合では車輪の回転軸となることが知られている [67]。このため、インホイールモータ駆動では瞬間回転中心角はドライブシャフト駆動のものに比べて大きくなるため、より大きなアンチダイブ力を発生できるという特徴がある。

6.2.2 ロール運動

ロールに関する運動方程式は、図 62 に示すように車両のロール軸周りの回転運動によるモーメントと車体全体に働く外力によるロールモーメントのつり合いにより次のように表すことができる。

$$M_{xall} = (I_r s^2 + C_r s + K_r)\theta_r \quad (6-5)$$

ここで、 I_r はロール軸周りの慣性モーメント、 C_r , K_r はサスペンションのダンパ係数、バネ定数である。

車体のロールに対する重力の影響は無視できるほど小さいとすると、ロールモーメント M_{xall} からロール角 θ_r までの伝達関数は次式のように表せる。

$$M_{xall} = (I_r s^2 + C_r s + K_r)\theta_r \quad (6-6)$$

$$\begin{aligned}\theta_r &= \frac{1}{(I_r s^2 + C_r s + K_r)} M_{x\text{all}} \\ &= \frac{1}{(I_r s^2 + C_r s + K_r)} (m h_s a_y + M_x)\end{aligned}\quad (6-7)$$

ただし、 h_s は重心高とロール軸の距離である。

ここで、各輪のアンチダイブ力によるロールモーメント M_x は次式のように表される。

$$M_x = \frac{d_f}{2}(u_{zfl} - u_{zfr}) + \frac{d_r}{2}(u_{zrl} - u_{zrr}) \quad (6-8)$$

また、各輪の荷重について式 (2-11)–(2-14) にアンチダイブ力によるロールモーメントの項を考慮すると、次式の様に見える。

$$F_{zfl} = \frac{1}{2} \frac{l_r}{l} mg - a_x M \frac{h_g}{2l} - \frac{\rho_f}{d_f} (a_y m h_s + M_x) \quad (6-9)$$

$$F_{zfr} = \frac{1}{2} \frac{l_r}{l} mg - a_x M \frac{h_g}{2l} + \frac{\rho_f}{d_f} (a_y m h_s + M_x) \quad (6-10)$$

$$F_{zrl} = \frac{1}{2} \frac{l_f}{l} mg + a_x M \frac{h_g}{2l} - \frac{\rho_f}{d_f} (a_y m h_s + M_x) \quad (6-11)$$

$$F_{zrr} = \frac{1}{2} \frac{l_f}{l} mg + a_x M \frac{h_g}{2l} + \frac{\rho_f}{d_f} (a_y m h_s + M_x) \quad (6-12)$$

6.3 ヨーレートと車両横滑り角の独立制御

本節では、アクティブ操舵及び左右独立駆動を用いた、オブザーバによるヨーレート γ と車両横滑り角 β の独立制御手法について説明する [10]。これは γ の制御に対しては第 5 章で説明したヨーモーメントオブザーバを設計し、 β の制御に対しては次に説明するラテラルフォースオブザーバ (LFO) を用いる手法である。

まず、ラテラルフォースオブザーバについて説明する。車両横方向の運動方程式 (2-7) の右辺において、

$$Y_t = -2C_f \left(\beta + \frac{l_f}{V} \gamma \right) - 2C_r \left(\beta - \frac{l_r}{V} \gamma \right) - mV \gamma \quad (6-13)$$

とし、さらに外乱横力 Y_d を考慮して、これらを $Y_{dt} = Y_t + Y_d$ とまとめると、式 (2-7) は以下のように表せる。

$$mV \dot{\beta} = 2C_f \delta_f + Y_{dt} \quad (6-14)$$

式 (6-14) において β と δ_f の信号が検出可能であるとすると、外乱オブザーバを構成すれば外乱は LFO により抑圧され、ローパスフィルタのカットオフ周波数以下の領域では

$$\beta = \frac{2C_f}{mV_s} \delta_{\text{in}} \quad (6-15)$$

とノミナル化できる。このとき、 δ_{in} はノミナル化されたプラントに対する操舵による制御入力である。

このように γ と β に外乱オブザーバを構成することで、それぞれの干渉項を外乱として抑圧し 2 変数の独立制御が実現される。さらにこの制御手法は外乱オブザーバの性質によりプラント変動に対してロバスト性が高く、車両などのパラメータ変動が多いプラントに対して有効な手法である。

本手法のブロック線図を図 63 に示す。 β と γ はフィードバックとフィードフォワードの 2 自由度制御で構成されており、内部の外乱オブザーバにてノミナル値に対する外乱を補償する。また、 Q_β 、 Q_γ はそれぞれの外乱オブザーバのローパスフィルタを表している。

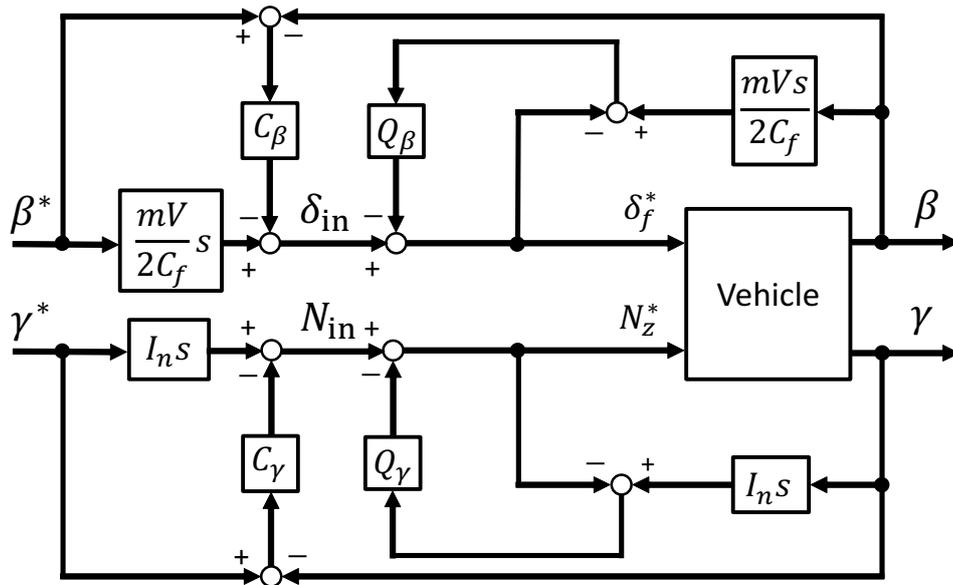


Fig. 63: ヨーレートと車両横滑り角の独立制御

6.4 最大負荷率最小化のための駆動力配分

先に説明した手法により、ヨーレートと車両横滑り角を独立に制御することができる。しかし、インホイールモータ電気自動車の特徴の一つである四輪独立駆動を考慮すると、制御の自由度は操舵角と駆動力差モーメントだけでなく、左右輪の駆動力に対する前後輪への配分の自由度が存在する。このため、この冗長性を利用して適切に駆動力を配分することにより、更なる車両安定性の向上を達成することができる。

そこで本章では、車両安定性向上のための駆動力配分として β , γ の独立制御時における最大負荷率 $\max(\eta_{ij})$ を最小化する手法を提案する。

6.4.1 最大負荷率を抑制するための条件

ここでは先の制御手法のような、ヨーレート指令値 γ^* , 車両横滑り角指令値 β^* , 操舵角指令値 δ_f^* が既知である場合を想定した $\max(\eta_{ij})$ を最小化するための駆動力配分の条件について説明する。

始めに、 γ^* , β^* , δ_f^* が既知であるので、線形二輪車両モデルの仮定により前後輪の横力指令値 F_{yf}^* , F_{yr}^* は次のように表せる。

$$F_{yfj}^* \simeq F_{yf}^* = -C_f \left(\beta^* + \frac{l_f}{V} \gamma^* - \delta_f^* \right) \quad (6-16)$$

$$F_{yrj}^* \simeq F_{yr}^* = -C_r \left(\beta^* - \frac{l_r}{V} \gamma^* \right) \quad (6-17)$$

このとき、以下の評価関数 J を最小化する駆動力 F_{xij} を求めることを考える。

$$J = \max(\eta_{fl}, \eta_{fr}, \eta_{rl}, \eta_{rr}) \quad (6-18)$$

$$\eta_{ij} = \frac{\sqrt{F_{xij}^2 + F_{yi}^{*2}}}{\mu F_{zij}} \quad (6-19)$$

まず、左右独立駆動から四輪独立駆動にすることで増加する制御入力の冗長性について説明する。第4章で説明したように、式(4-13), (4-14), (4-15)の関係から、四輪独立駆動にすることで制御入力には F_{xall} と N_z から求まる変数である F_{xL}, F_{xR} をそれぞれ前後輪に配分する自由度が利用できるようになる。

ここで、 F_{xL}, F_{xR} は F_{xall} と N_z から一意に求まることから、例として F_{xfl} と F_{xfr} を決定することにより、 F_{xrl} 及び F_{xrr} は式(4-14), (4-15)の関係により求めることができる。また、本条件下では F_{xL} と F_{xR} は制御指令値によって拘束されていることから、右前後輪の駆動力配分は左前後輪の負荷率には影響を与えず、逆に左前後輪の駆動力配分もまた右前後輪には影響を与えない。そのため、左右輪それぞれの最大負荷率を抑制する駆動力配分は互いに干渉しない条件であるため、左右輪の最大負荷率は個別に考えることができる。つまり、 $\max(\eta_{fl}, \eta_{rl})$ を最小化する F_{xfl} と、 $\max(\eta_{fr}, \eta_{rr})$ を最小化する F_{xfr} を別々に求めることができれば、その駆動力は式(6-18)を最小化する配分となる。

6.4.2 駆動力配分則 (DFDL $\min(\eta_{ij})$)

ここでは例として、 $\max(\eta_{fl}, \eta_{rl})$ を最小化する F_{xfl} を求める。このとき、次の (a), (b) の場合分けを行うことにより最適な F_{xfl} を求めることができる。

(a) $F_{xfl} = F_{xL}$ または $F_{xrl} = F_{xL}$ のように、片輪にすべての駆動力を配分した際の η_{fl} と η_{rl} をそれぞれの条件で比較する。このとき、駆動力が零（負荷率が横力項のみ）の車輪の負荷率が、駆動力をすべて配分した車輪のものよりも大きい場合、これが $\max(\eta_{fl}, \eta_{rl})$ を最小化する駆動力配分となる。

(b) (a) が成り立たない場合、 $\max(\eta_{fl}, \eta_{rl})$ を最小化する駆動力の条件は $\eta_{fl} = \eta_{rl}$ を満たすことである。そのため、このとき F_{xfl} は次式を満たす必要がある。

$$\frac{F_{xfl}^2 + F_{yf}^{*2}}{(\mu F_{zfl})^2} = \frac{F_{xrl}^2 + F_{yr}^{*2}}{(\mu F_{zrl})^2} \quad (6-20)$$

この式を式(4-14)の関係により F_{xfl} の式にして書き直す。

$$\frac{F_{xfl}^2 + F_{yf}^{*2}}{(\mu F_{zfl})^2} = \frac{(F_{xL} - F_{xfl})^2 + F_{yr}^{*2}}{(\mu F_{zrl})^2} \quad (6-21)$$

ここで、 $a = \frac{1}{(\mu F_{zfl})^2}$, $b = \frac{1}{(\mu F_{zrl})^2}$ とおき、式をまとめる。

$$0 = a(F_{xfl}^2 + F_{yf}^{*2}) - b\{(F_{xL} - F_{xfl})^2 + F_{yr}^{*2}\} \quad (6-22)$$

さらに、横力の項を $Y = aF_{yf}^{*2} - bF_{yr}^{*2}$ とまとめ、 F_{xfl} の式に直すと

$$0 = (a - b)F_{xfl}^2 + 2bF_{xL}F_{xfl} + Y - bF_{xL}^2 \quad (6-23)$$

となり二次方程式に書き換えられる。これを解くと、(6-20)を満たす F_{xfl} は次のように求まり、同時に式(4-13)の関係から F_{xrl} が求まる。

$$F_{xfl} = \frac{-bF_{xL} \pm \sqrt{abF_{xL}^2 - (a - b)Y}}{a - b} \quad (6-24)$$

ここで、式(6-24), (4-13)により求めた2つの解 (F_{xfl1}, F_{xrl1}) , (F_{xfl2}, F_{xrl2}) を式(6-19)に代入し、 $\max(\eta_{fl1}, \eta_{rl1})$ と $\max(\eta_{fl2}, \eta_{rl2})$ の比較を行う。このとき、 $\max(\eta_{fl}, \eta_{rl})$ が小さい方の駆動力が最大負荷

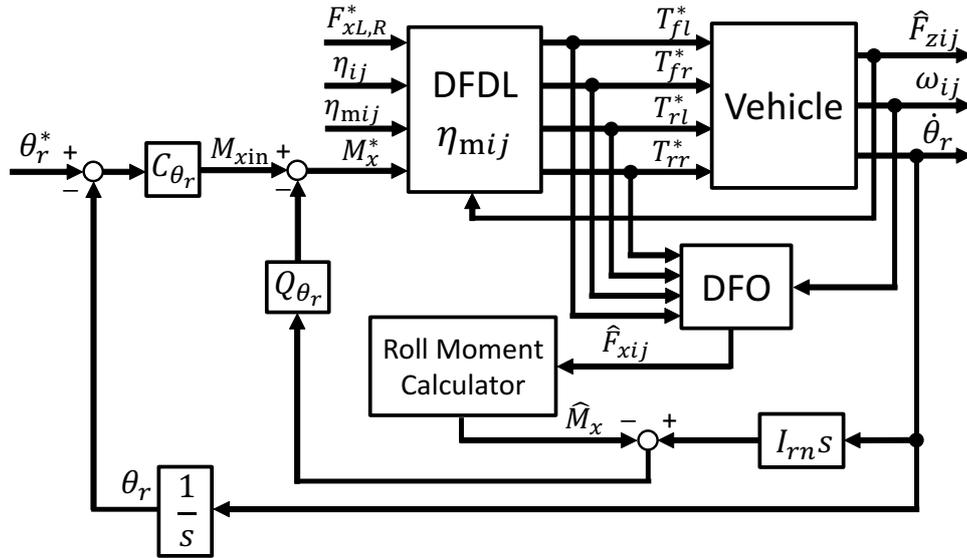


Fig. 64: 余剰負荷率 η_{mij} を用いたロール制御系

率を最小化する配分となる。ただし、式 (6-24) が虚数解をもつ場合は、どのような駆動力配分を行っても式 (6-19) を満たさない条件であることから、(a) により最大負荷率を抑制できる条件である。

以上の計算を右輪と左輪の場合にて行うことにより、式 (6-18) を最小化する駆動力配分を求めることができる。一般的に最大負荷率を最小化する駆動力・横力配分は非線形最適化問題であり、反復計算や近似解法が必要であるが [35]、本条件下であれば最適な駆動力配分は上記のように簡易な場合分けと計算で求めることができる。

6.5 余剰負荷率を利用したロール制御

先の計算において、最大負荷率を抑制する駆動力配分を求めた。本条件下では、前後輪の横力指令値が既知であり、最大負荷率を抑制する左右の駆動力配分は独立に扱うことができるため、片輪側の駆動力配分はもう片輪側の最大負荷率に影響を与えない。そのため、最大負荷率に寄与しない側の前後輪の負荷率には最大負荷率までに余裕が存在する。本稿ではこれを余剰負荷率 η_{mij} と呼ぶ。また、このとき $\max(\eta_{ij})$ になるまで出力できる制駆動力を F_{xmij} とする。

本節では、この前後輪の η_{xmij} を最大負荷率を超えない範囲内でロール制御 [16] に利用する手法の説明を行う。これにより、4 輪の最大負荷率に影響を与えることなく、車両の姿勢制御により乗り心地の向上を実現することができる。

6.5.1 ロール角制御系の設計

図 64 にロール制御系のブロック図を示す。ロール角指令値 θ_r^* は規範モデルにより生成される。ロール制御系から生成されたロールモーメント指令値 M_x^* 、第 4 章の駆動力配分則によって生成された左右輪の駆動力指令値 F_{xL}^* , F_{xR}^* 、駆動力配分による余剰負荷率 η_{mij} により、最大負荷率を超えない範囲内でアンチダイブ力を発生させる駆動力配分が再決定される。 $\dot{\theta}_r$ はジャイロセンサにより取得したロール角

Tab. 4: 実モデルと参照モデルのパラメータ

	I_r	C_r	K_r
Plant	1.1×10^2	4.7×10^3	2.1×10^4
Reference model	1.1×10^2	2.0×10^3	1.5×10^4

速度であり，本稿ではこれを積分することによりロール角 θ_r を取得する。

6.5.2 規範モデルによる指令値生成

ロール角指令値は，実車両が旋回を行った際に出力されるロール角が実車両と比較して小さくなるように設定した。規範モデルを式 (6-25) に示す。

$$\theta_r^* = \frac{1}{(I_{rn}s^2 + C_{rn}s + K_{rn})} M_{xall}^* \quad (6-25)$$

ここで，プラントモデルと規範モデルのパラメータ値を表 4 の様に設定した。

規範モデルに入力するロールモーメント M_{xall}^* は式 (6-7), (6-16), (6-17) より次のように生成する。

$$M_{xall}^* = mh_s a_y^* \quad (6-26)$$

$$a_y^* = \frac{2F_{yf}^* + 2F_{yr}^*}{m} \quad (6-27)$$

6.5.3 ロールモーメントオブザーバ (RMO)

ロール方向の運動方程式 (6-6) において，外乱ロールモーメントを M_d を考慮し，図 64 のように外乱オブザーバを構成する。 $M_{dt} = mh_g a_y - C_r \dot{\theta}_r - K_r \theta_r + M_d$ を外乱としてまとめると，式 (6-6) は以下のように表せる。

$$I_r \frac{d\theta_r}{dt} = M_x + M_{dt} \quad (6-28)$$

M_{dt} を外乱オブザーバで推定し，推定値 \hat{M}_{dt} を一括補償するのが RMO である。ローパスフィルタのカットオフ周波数以下の領域では

$$\theta_r = \frac{1}{I_{rn}s} M_{xin} \quad (6-29)$$

とノミナル化される。このとき， M_{xin} はノミナル化されたプラントに対する，前後輪の駆動力差による制御入力である。ここで， F_{xij} は図 64 の Driving Force Observer (DFO)[59] にて推定しており， M_x は式 (6-8) の Roll Moment Calculator にて推定している。

6.5.4 余剰負荷率を用いた駆動力再配分 (DFDL η_{mij})

以上のロール制御系において，余剰負荷率 η_{mij} を有する車輪を利用してアンチダイブ力を発生させる。ただし，これは最大負荷率を超えない範囲で行う必要があるため，図 64 の F_{xL}^* , F_{xR}^* , η_{mij} により，ロール制御に用いる駆動力にリミッタを設ける。

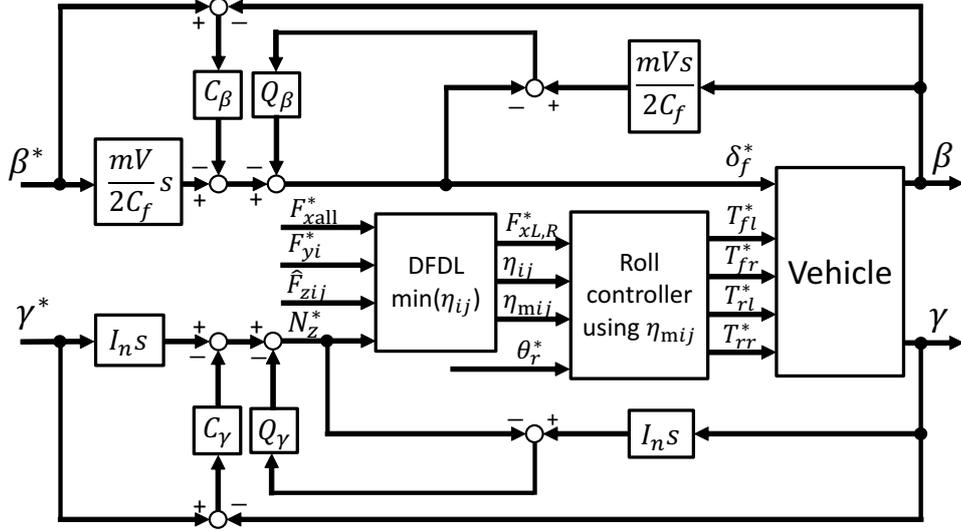


Fig. 65: 駆動力配分を考慮したヨーレート，車両横滑り角，ロール角の3自由度制御系

まず， η_{mij} を次のように定義する。

$$\eta_{mij} = \sqrt{\max(\eta_{ij})^2 - \eta_{ij}^2} \quad (6-30)$$

先の最大負荷率を最小化する駆動力を求める計算により4輪の η_{ij} と $\max(\eta_{ij})$ が求まるため，4輪の η_{mij} も同様に求めることができる。そして， $\max(\eta_{ij}) = \eta_{ij}$ となる車輪と反対側の前後輪において η_{mij} を利用したロール制御を行う。このとき，車輪が $\max(\eta_{ij})$ まで出力できる最大の駆動力 F_{xmij} は次のように表される。

$$F_{xmij} = \mu F_{zij} \sqrt{\max(\eta_{ij})^2 - \left(\frac{F_{yi}^*}{\mu F_{zij}}\right)^2} \quad (6-31)$$

次に，ロール制御によって再配分する前後輪の駆動力を算出する。ここでは例として右輪の駆動力 F_{xR}^* の再配分について説明する。右前後輪に再配分させる駆動力 F'_{xfr} ， F'_{xrr} は駆動力指令値 F_{xR}^* ，ロールモーメント指令値 M_x^* から，式(6-2)，(6-4)，(6-8)の関係により次のように表される。

$$\begin{bmatrix} F_{xR}^* \\ M_x^* \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ \frac{d_f}{2} \tan \phi_f & -\frac{d_r}{2} \tan \phi_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F'_{xfr} \\ F'_{xrr} \end{bmatrix} \quad (6-32)$$

このとき，式(6-32)の配分により求まる F'_{xfr} ， F'_{xrr} が次の不等式を満たすとき，最大負荷率を超えずにロール角を規範モデルに追従させることができる。

$$|F'_{xfr}| < |F_{xmfr}|, \quad |F'_{xrr}| < |F_{xmrr}| \quad (6-33)$$

式(6-33)を負荷率で表すと次式のような関係となる。

$$\eta'_{ij} < \max(\eta_{ij}) \quad (6-34)$$

このため，式(6-33)は最大負荷率を更新しないための駆動力再配分の条件である。式(6-33)が成り立たない場合は，この再配分により最大負荷率を更新しタイヤ力の限界値に近づくため，車両安定性の低

Tab. 5: 駆動力再配分の条件

	$\eta_{mrr} \geq \eta_{mfr}$	$\eta_{mrr} < \eta_{mfr}$
$M_x \geq 0$	$i = f, \text{sgn}(k) = 1$	$i = r, \text{sgn}(k) = -1$
$M_x < 0$	$i = f, \text{sgn}(k) = -1$	$i = r, \text{sgn}(k) = 1$

下に繋がる。そのため、このとき最大負荷率を上回らないように、余剰負荷率が小さい車輪には駆動力を次のように再配分する。

$$F'_{xir} = \text{sgn}(k)F_{xmir} \quad (6-35)$$

ただし、 $i, \text{sgn}(k)$ の条件は Table 5 のように定める。また、もう片輪の配分は式 (4-14) の関係により求める。これは、 η_{mij} が小さい車輪に対して F_{xmi} を出力させることを意味している。これにより、最大負荷率を更新しない範囲内においてロール運動を抑制する制駆動力を再配分することができる。

また、本稿では駆動力のリミットを余剰負荷率 η_{mij} から定義しているが、これをある負荷率 η_{limit} まで許容する駆動力配分とすることもできる。これにより、近年研究されているインホイールモータを用いた制振制御 [19] など η_{limit} 以下の領域にて行うことができる。

6.6 加速レーンチェンジシミュレーション

提案した制御系の有効性をシミュレーションにて確認する。これまでに説明した全体の制御系を図 65 に示す。比較として、従来法を図 63 のように駆動力の均等配分によってヨーレート γ と車両横滑り角 β を制御する手法、提案法 1 を図 65 のうち γ と β の制御と負荷率を抑制する駆動力配分を行う手法、提案法 2 を提案法 1 に余剰負荷率を用いたロール制御を行う手法として検討する。

車両パラメータは表 1 に示す FPEV2-Kanon の値を用いる。ロール剛性配分は簡単のため $\rho_f = \rho_r = 0.5$ とした。車輪と路面間の摩擦係数は乾いたコンクリートを想定し、 $\mu_{\text{max}} = 0.7$ とした。ヨーレート制御、車両横滑り角制御、ロール制御のゲインはそれぞれ式 (5-12), (6-15), (6-29) に示すモデルを用いて閉ループ極が -5 rad/s となるように極配置法により求めた。また、YMO, LFO, RMO の極は -10 rad/s とした。

走行軌道は図 66 に示すようなシングルレーンチェンジ軌道とする。初期速度 15 km/h で走行し、1 s 後に総駆動力指令値 800 N を入力して加速を行う。走行軌道は事前に取得しているものとし、モデル予測制御を用いて指令値 γ^*, β^* を計算し、参照経路への軌道追従を行う。等式制約条件は式 (6-36) のような線形二輪モデルを用い、評価関数は式 (6-37) のようにした。

$$\begin{bmatrix} \beta[k+1] \\ \gamma[k+1] \\ y[k+1] \\ \theta[k+1] \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 - 2\frac{C_f+C_r}{mV}\Delta t & \left(-1 - 2\frac{C_f l_f - C_r l_r}{mV^2}\right)\Delta t & 0 & 0 \\ -2\frac{C_f l_f - C_r l_r}{I}\Delta t & 1 - 2\frac{C_f l_f^2 + C_r l_r^2}{IV}\Delta t & 0 & 0 \\ V\Delta t & 0 & 1 & V\Delta t \\ 0 & \Delta t & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta[k] \\ \gamma[k] \\ y[k] \\ \theta[k] \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{2C_f}{mV}\Delta t \\ \frac{2C_f l_f}{I}\Delta t \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \delta_f[k] \quad (6-36)$$

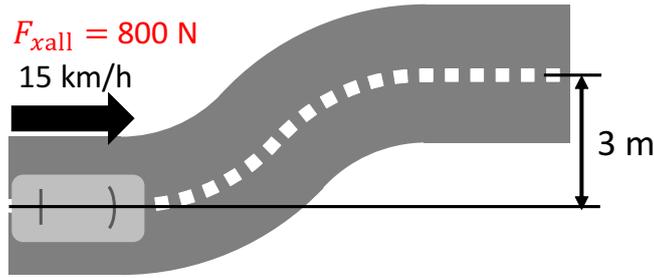


Fig. 66: シミュレーション・実験条件

$$J = \sum_{k=1}^{H_p} \left(\|\hat{\mathbf{x}}[k] - \mathbf{x}_{\text{ref}}[k]\|_{\mathbf{Q}[k]}^2 + \|\Delta \hat{u}[k]\|_{\mathbf{R}[k]}^2 \right) \quad (6-37)$$

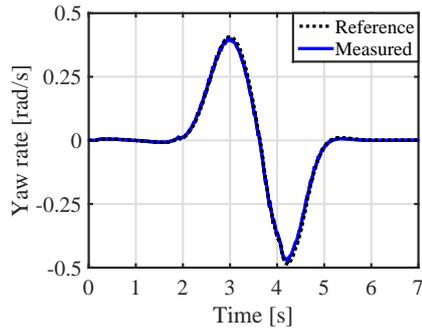
$$\mathbf{Q} = \text{diag}[Q_\beta \quad Q_\gamma \quad Q_y \quad Q_\theta], \quad \mathbf{R} = R_u \quad (6-38)$$

$$\mathbf{x}_{\text{ref}} = [\beta_{\text{ref}}[k] \quad \gamma_{\text{ref}}[k] \quad y_{\text{ref}}[k] \quad \theta_{\text{ref}}[k]] \quad (6-39)$$

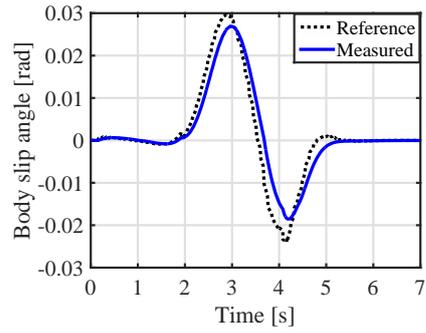
ここで、 $\mathbf{x} = [\beta \quad \gamma \quad y \quad \theta]$, $u = \delta_f$ である。また、 $\Delta t = 80 \text{ ms}$, $H_p = 40$, $R = 50$, $\mathbf{Q} = [0 \ 0 \ 1 \ 1]$ とし、図 65 の制御器のサンプリング周期は 0.2 ms とした。以上の条件により、従来法と提案法について走行軌道及び車輪の最大負荷率とロール角の比較を行う。

図 67–70 に各条件におけるシミュレーション結果を示す。まず、いずれの条件においてもヨーレート、車両横滑り角は指令値に追従している。その結果、図 70(a) のように同様の走行軌道となっていることが確認できる。次に駆動力配分と負荷率について考察する。従来法では加速によって後輪側に荷重が移動している場合でも図 67(c) のような各輪均等配分を行っているため、負荷率は図 67(e) のように後輪と比べて前輪の方が大きくなる傾向にある。提案法 1 では左右それぞれの前後輪の負荷率の差がなるべく小さくなるように駆動力配分を行っているため、図 68(c) のように加速時では後輪の配分比が大きくなっている。そのため、図 68(e) のように左右それぞれの前後輪の負荷率が等しくなり、従来法と比較すると最大負荷率となっていた前輪側の負荷率が抑制されている。提案法 2 においても最大負荷率を抑制するために、図 69(c) のように後輪側に駆動力を大きく配分している。それに加えて余剰負荷率を有する車輪において、前後輪における駆動力差を出力することによってアンチダイブ力によるロールモーメントを発生させている。その結果、図 69(f) より、他の手法と比較して大きなロールモーメントを発生させている。また、図 69(e) より最大負荷率は提案法 1 と同様の傾向となっており、最大負荷率を超えない範囲内で余剰負荷率を有効に使用していることが確認できる。

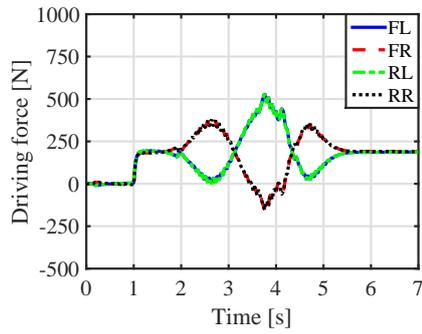
続いて各条件における最大負荷率とロール角を比較する。最大負荷率は図 70(b) より、提案法 1, 2 は従来法のものと比較して全体的に抑制されており、適切な駆動力配分によって車両安定性の向上を実現していることが確認できる。ここで、負荷率のピーク時に従来法と提案法がほぼ同じ値となっているのは、ここでは横力が大きくなり負荷率に支配的な影響を与えているからである。図 70(c), 70(d) に示すロール角については、提案法 2 による余剰負荷率を用いたアンチダイブ力により、操舵時におけるロール運動を抑制している。このアンチダイブ力は最大負荷率に影響を及ぼしていないことから、提案法 2 の配分により車両安定化と上下方向の姿勢制御が同時に実現できていることがシミュレーションによって確認することができた。



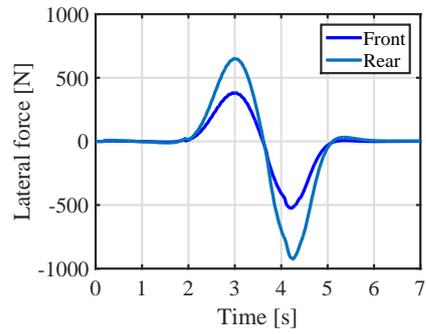
(a) ヨーレート γ



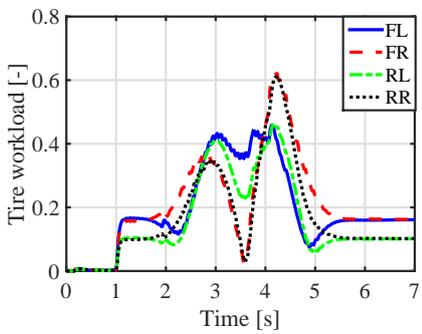
(b) 車両横滑り角 β



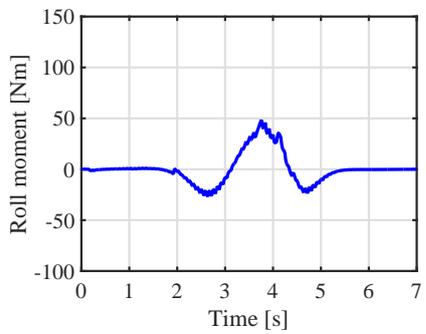
(c) 駆動力 F_{xij}



(d) 横力 F_{yi}



(e) 負荷率 η_{ij}

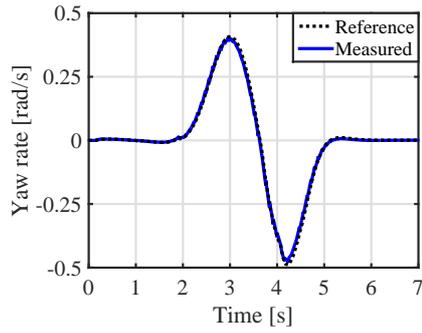


(f) 駆動力によるロールモーメント M_x

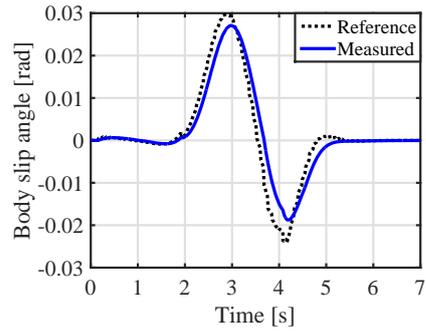
Fig. 67: 従来法におけるシミュレーション結果

6.7 加速レーンチェンジ実験

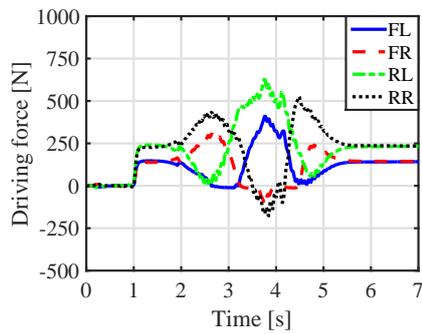
従来法及び提案法を用いてシミュレーションと同様の条件にて実験を行った。走行条件は大学内のグラウンドで車速 15 km/h まで加速し、モデル予測制御により参照軌道に追従させる。その際、総駆動力指令値 $F_{xall} = 800 \text{ N}$ を入力し、加速を行った。ただし、車両横滑り角 β は横滑り角オブザーバ [60] によって推定した値を用いた。



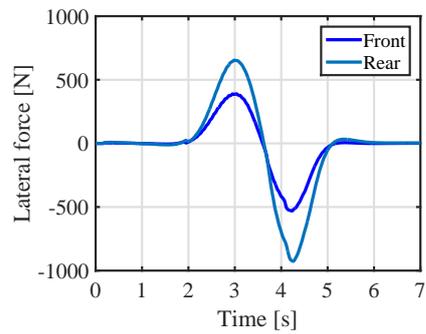
(a) ヨーレート γ



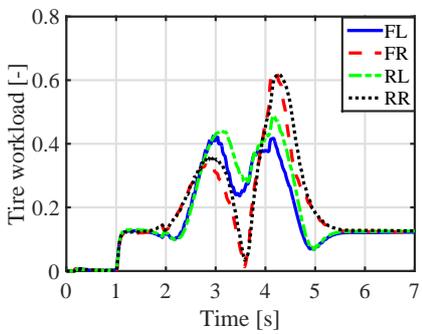
(b) 車両横滑り角 β



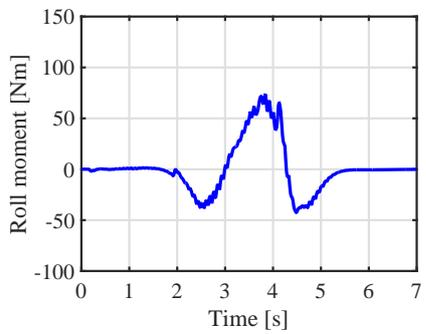
(c) 駆動力 F_{xij}



(d) 横力 F_{yi}



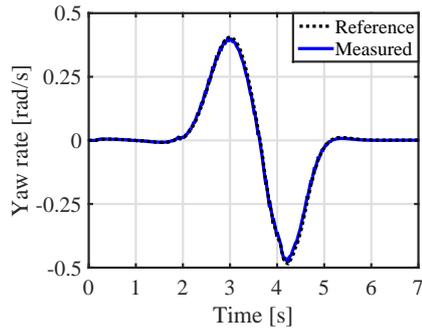
(e) 負荷率 η_{ij}



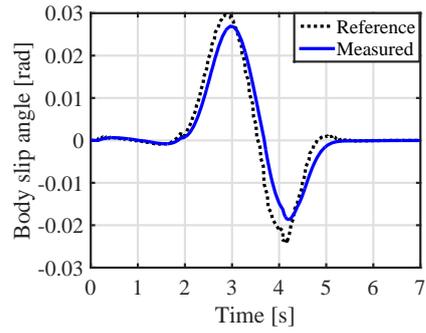
(f) 駆動力によるロールモーメント M_x

Fig. 68: 提案法 1 におけるシミュレーション結果

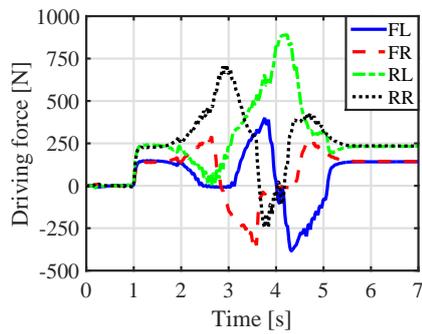
図 71–74 に各条件における実験結果を示す。まず、シミュレーションと同様にいずれの条件においてもヨーレート、車両横滑り角は同様の値となっており、図 74(a) のように走行軌道はそれぞれの条件でほぼ一致していることが確認できる。次に、駆動力配分と負荷率の比較を行う。従来法では図 71(c) のように駆動力を各輪に均等配分しているため、負荷率は図 71(e) のように前輪に大きく配分されている。特に 4–5 s の右旋回時には右前輪の負荷率が大きく上昇し、他の車輪と比較してスリップしやすい状態となっていることが確認できる。提案法 1 では図 72(c) のように加速時では負荷率が上昇しにくい後輪



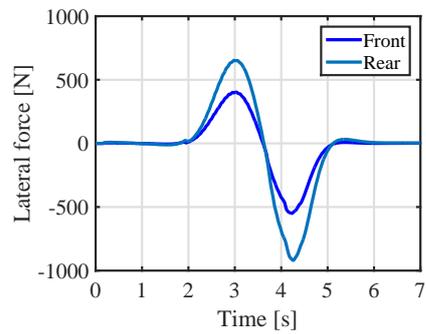
(a) ヨーレート γ



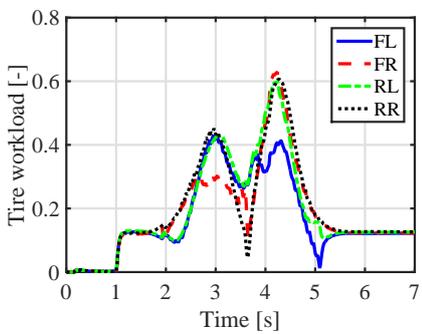
(b) 車両横滑り角 β



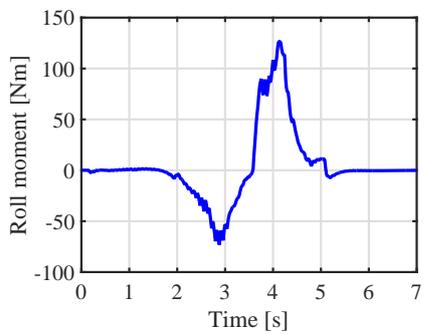
(c) 駆動力 F_{xij}



(d) 横力 F_{yi}



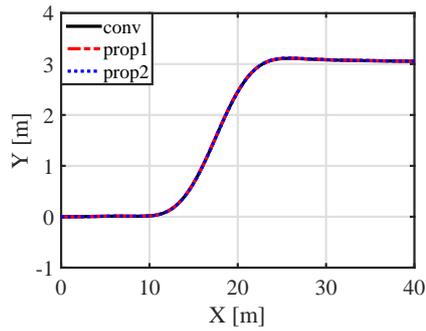
(e) 負荷率 η_{ij}



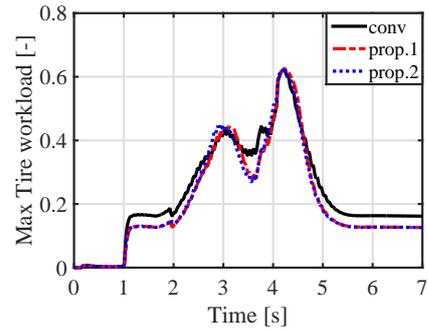
(f) 駆動力によるロールモーメント M_x

Fig. 69: 提案法2におけるシミュレーション結果

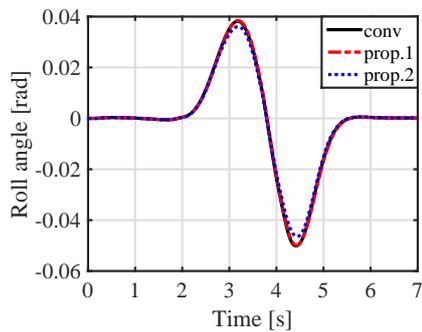
に駆動力を大きく配分している。特に従来法でスリップの危険が高まった右旋回時では、右前輪の駆動力を小さくし、なるべく負荷率を上昇させないような配分となっている。その結果、負荷率は図 72(e)のように左右それぞれの前後輪の負荷率の差が小さくなるように配分され、従来法と比較して最大負荷率が低減できていることが確認できる。提案法2でも後輪側に駆動力を大きく配分しており、さらに提案法1と比較すると、図 73(c)のように余剰負荷率を有する前後輪において、ロールモーメント指令値を満たすように駆動力が配分され、アンチダイブ力を発生させている。そのため、ロールモーメントは



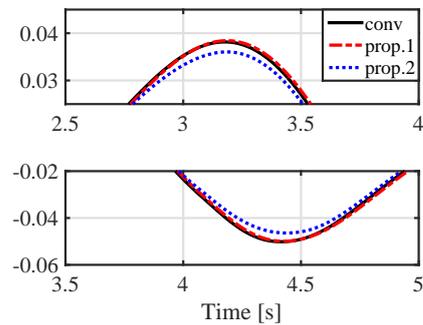
(a) 走行軌道



(b) 最大負荷率 $\max(\eta_{ij})$



(c) ロール角 θ_r

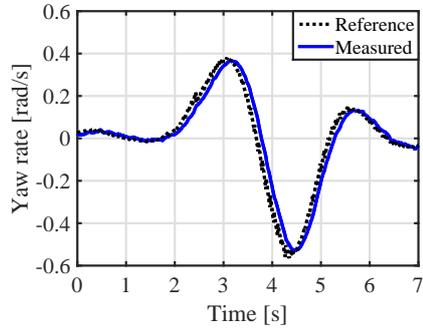


(d) (c) の拡大図

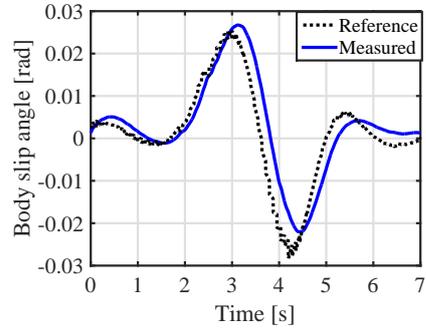
Fig. 70: シミュレーションによる最大負荷率・ロール角の比較

図 73(f) のように他の手法と比較して大きな値を出力している。その結果、最大負荷率は図 73(e) のように提案法 1 と同様の傾向になっており、この最大負荷率に影響を与えない範囲内で余剰負荷率をアンチダイブ力に使用していることが確認できる。

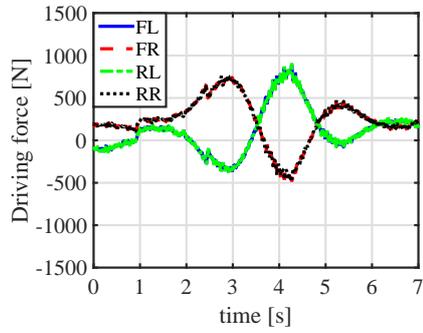
続いて各条件における最大負荷率とロール角を比較する。最大負荷率は図 74(b) のように、提案法 1, 2 は、従来法と比較して全体的に最大負荷率を低減し、スリップを抑制する配分となっていることが確認できる。さらに、図 74(c), 74(d) より、提案法 2 のアンチダイブ力によって操舵時におけるロール運動が抑制されていることが確認できる。また、このロール角の変化も従来法、提案法 1 と比較して緩やかなものになっており、乗り心地の向上効果が得られている。右旋回のピーク時では特にロール角の抑制効果が見られ、均等配分と比較するとロール角を約 21 % 抑制しており、ロール角制御による姿勢維持の効果が確認できる。以上により、本提案手法によりヨーレートと車両横滑り角を同時に制御しつつ、駆動力配分による最大負荷率の低減と余剰負荷率を用いたロール制御によって、車両の安定性向上と乗り心地の向上が同時に実現できることが実験によって確認することができた。



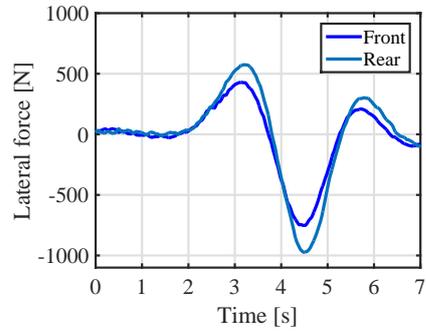
(a) ヨーレート γ



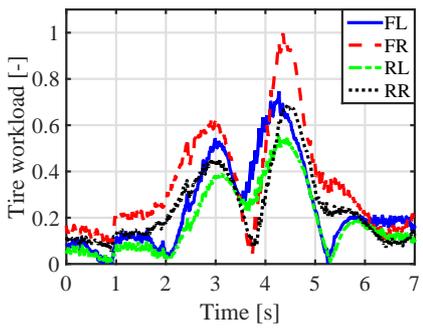
(b) 車両横滑り角 β



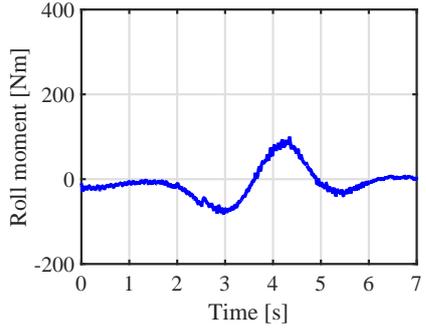
(c) 駆動力 F_{xij}



(d) 横力 F_{yi}

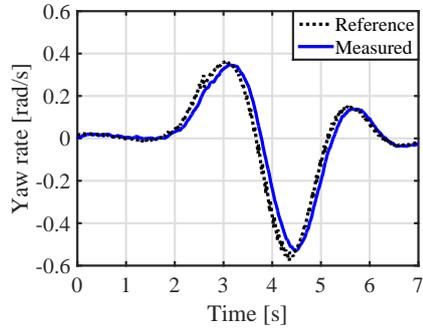


(e) 負荷率 η_{ij}

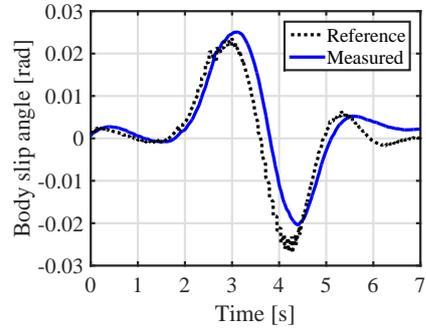


(f) 駆動力によるロールモーメント M_x

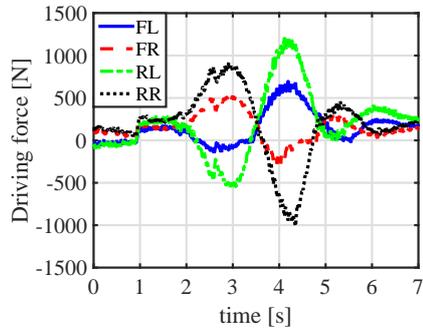
Fig. 71: 従来法における実験結果



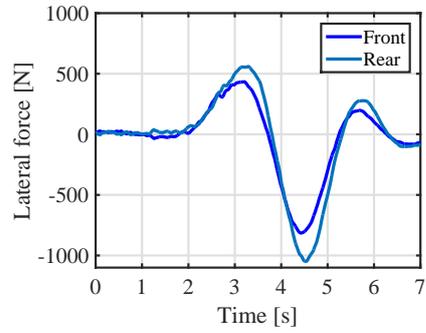
(a) ヨーレート γ



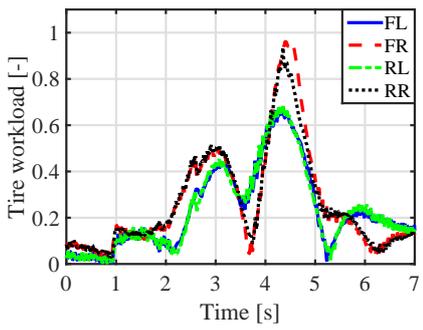
(b) 車両横滑り角 β



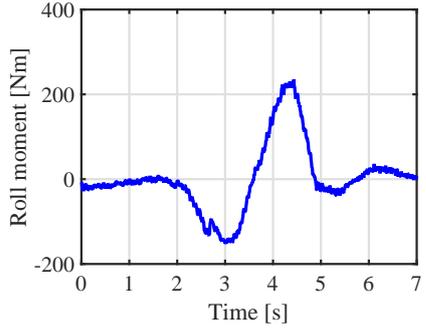
(c) 駆動力 F_{xij}



(d) 横力 F_{yi}

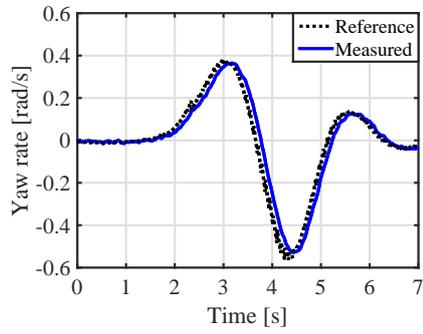


(e) 負荷率 η_{ij}

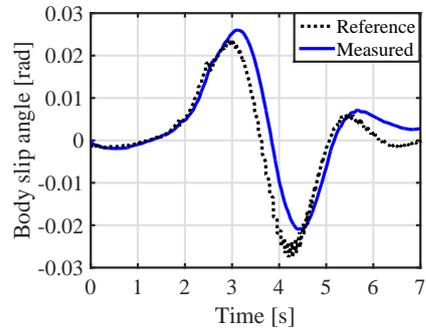


(f) 駆動力によるロールモーメント M_x

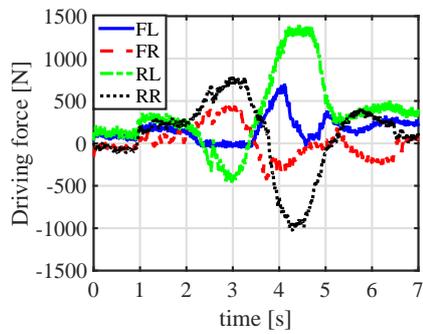
Fig. 72: 提案法 1 における実験結果



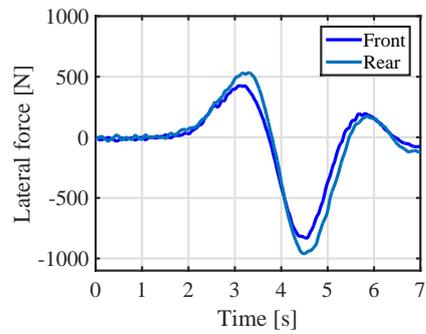
(a) ヨーレート γ



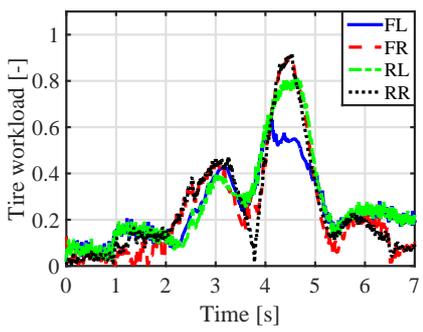
(b) 車両横滑り角 β



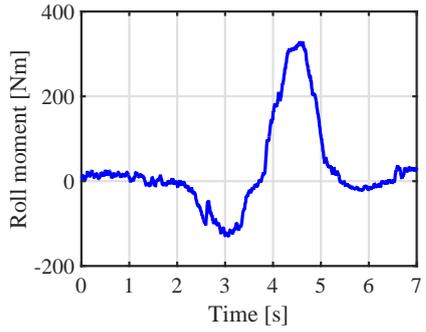
(c) 駆動力 F_{xij}



(d) 横力 F_{yi}

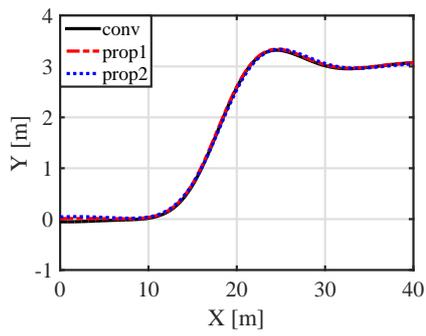


(e) 負荷率 η_{ij}

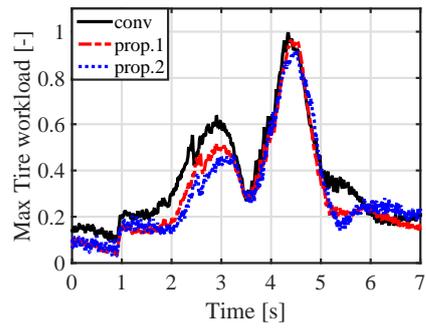


(f) 駆動力によるロールモーメント M_x

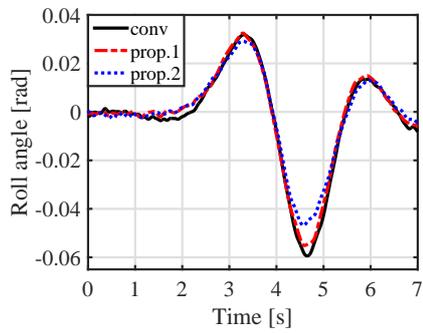
Fig. 73: 提案法 2 における実験結果



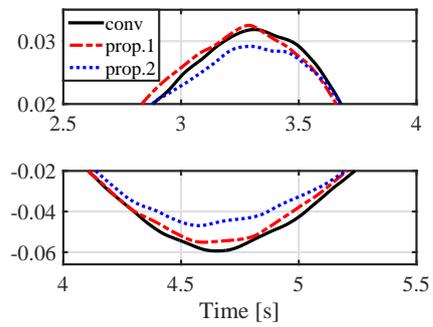
(a) 走行軌道



(b) 最大負荷率 $\max(\eta_{ij})$



(c) ロール角 θ_r



(d) (c) の拡大図

Fig. 74: 実験による最大負荷率・ロール角の比較

第7章

まとめ

本研究では、インホイールモータを搭載した電気自動車を利用した、安定性・快適性向上のためのタイヤ力配分法に関する研究成果を報告した。これまでに、電気自動車の特徴を利用した車両安定化制御手法は多数提案されてきたが、これらは主に駆動力差を利用してヨーレートや横滑り角などの状態量を制御し、安定性を向上させるものであった。そのため、車両だけでなくタイヤの安定性を考慮して駆動力・横力配分をすることで、タイヤにかかる負荷を分散しタイヤ力の飽和を抑制することができる。また、この点に着目した最大タイヤ負荷を最小化する配分手法が提案されていたが、計算負荷の大きい反復解法や、近似解である二乗和最小化手法が用いられていたため、これらの課題点を克服した配分手法によって更なる安定性向上が実現できると考えられた。

そこで、まず以上の問題点を解決するために、冗長な線形システムにおいて用いることができる無限大ノルム最小化の定理である Equal Magnitude Property を用いたタイヤ力配分手法に適用した。本研究ではこの定理を駆動力・横力配分の拘束条件として付加することによって、瞬間低 μ 路におけるスリップ率抑制と、旋回を考慮したタイヤ負荷率の最小化問題を少ない計算負荷で解く手法について検討した。前者では瞬間低 μ 路の加速試験を行い、本研究室で提案したトラクション制御である駆動力制御法と提案したタイヤ力配分を協調させることによって、ドライバーの快適性向上を目的とした総駆動力の維持と駆動力差によるヨーモーメントの抑制、最大スリップ率の抑制を実現した。後者は加速旋回試験を行い、旋回項を考慮して制御入力の自由度が増加した場合でも、従来広く用いられてきた二乗和最小化手法と比較して最大負荷率の抑制と駆動力・横力出力の均等化を行い、車両安定化の向上と出力の飽和抑制を実現した。

次に、自動運転時やシステムがドライバーの補助を行っている状況を想定して、システムが走行軌道に追従させるような指令値を出力している条件下での駆動力配分による安定性向上効果について検討した。まず、タイヤのアライメントを考慮して左右の操舵輪に駆動力差を出力することにより、車両の重心点周りのモーメントだけでなく操舵軸であるキングピン軸の周りにもモーメントを発生させることができることを示した。これとヨーレート制御を協調させることにより、インホイールモータをフェイル検出不要なEPSの補償システムとして利用することができ、これによってシステムの安全性と安定性の向上を実現した。次に、車両の2次元平面運動において重要な状態量であるヨーレートと車両横滑り角を制御した状態での、最大負荷率最小化のための駆動力配分法について検討した。この条件下での駆動力配分問題の最適解を求める手法について示し、さらに余剰な負荷率を有する車輪を用いたロール角制

御のための駆動力配分手法を提案し、車両の安定性向上とロール角抑制による乗り心地の向上を同時に実現した。

このように、車両運動は主にタイヤに働く力によって行われるため、車両安定化のためには運動モデルに基づく状態量制御だけでなく、タイヤ力の飽和を抑制するような配分を考慮する必要がある。今後はこの点に着目して、四輪独立駆動を利用したヨーレート制御とタイヤ横滑り防止を目的とした駆動力配分手法や、それにアクティブ操舵も含めた目標走行軌道への追従と車両安定化を両立させる力配分、ピッチやヒーブなどを考慮した駆動力配分手法などの駆動力配分を応用した制御手法を行っていく必要がある。このように、これまでは車両モデルをベースに行われてきた制御手法に対してタイヤ力配分を考慮することで制御の自由度が増加するため、更なる安全性・安定性・快適性を向上させることができると考えられる。

謝辞

本論文を執筆するにあたり、日頃御指導御鞭撻を受け賜りました藤本博志准教授に心から感謝いたします。また、私の研究に関して様々なアドバイスを賜りました堀洋一教授、居村岳広特任講師に厚く御礼申し上げます。藤本先生には論文に関する御指導のみだけでなく、企業との研究交流や講演会などにも参加させていただき、研究では得られない貴重な体験をすることができる機会をいただきました。また、研究の御指導にとどまらず、日々の学生への気遣いなど様々は場面でもお世話になりました。実験機の製作や調整、実験環境の確保などご尽力いただき、いつでも実機で実験を行うことができました。さらに五月祭や一般公開などの行事についてもご相談にのっていただくなど、幾度となくお世話になりました。心より御礼申し上げます。

ブルーヘイズの鈴木様、安藤様には日頃より、FPEV4-Sawerの製作や、FPEV2-Kanonの故障時の修理対応・アライメント調整など様々な場面でお世話になりました。いつも私どもの要望に対して迅速に対応していただきました。私の実験が滞りなく行うことができたのは皆様のおかげです。深く御礼申し上げます。

東洋電機製造の大森様、佐藤様には実験車両のインホイールモータの交換・不具合に関しまして、毎度迅速かつ温かいご対応をいただきました。私達がこれまでFPEV2-Kanonで実験を行い、その成果を出し続けてこられたのは皆様のおかげです。心から御礼申し上げます。

交通安全環境研究所の後藤様、川野様、奥井様、小野測器の佐藤様、小長谷様、武田様、他皆様にはEVチームの共同研究において大変お世話になりました。自動車や、その制御の評価のための広い環境や、再現性の高い試験ができる独自の試験装置を使用させて頂くという非常に貴重な体験をさせていただきました。また、技術交流という形でも私の研究について助言を頂き、大変参考にさせていただきました。深く感謝申し上げます。

三菱自動車工業の吉田様、水井様、山崎様はじめ他の皆様には技術交流という形で本研究に対するアドバイスを頂くだけでなくFPEV4-Sawerの不具合の際にご尽力いただきました。心より感謝申し上げます。

ジェイテクトの木村様、川原様にはFPEV4-Sawerの製作に関してご尽力いただき、深く感謝いたします。

堀・藤本研究室のメンバーとはたくさんの時間を共有しました。様々な研究内容について話し合い、辛いときも皆様と一緒にいたからこそ折れずにここまで来ることができました。特に、いつも実験などを手伝っていただいたEVチームの皆様には本当に感謝しております。私がこれまで計画通りに実験を進められたのは皆さまのご協力のおかげです。この修士の二年間は研究室の皆様のおかげで大変充実して過ごすことができました。この場を借りて深く感謝申し上げます。

最後に、この修士課程での生活を支えていただき、見守ってくれた家族に感謝致します。

参考文献

- [1] Y.Hori: “Future vehicle driven by electricity and control research on four-wheel-motored “UOT electric March II””, IEEE Trans. on Industrial Electronics, Vol.51, No.5, pp.954–962, 2004
- [2] 吉村雅貴, 藤本博志: “インホイールモータを搭載した電気自動車の駆動トルク制御法”, 電気学会論文誌 D, Vol. 131, No. 5, pp. 721–728, 2011
- [3] T. Suzuki and H. Fujimoto: “ Slip ratio estimation and regenerative brake control without detection of vehicle velocity and acceleration for electric vehicle at urgent brake-turning ” , Proc. The 11th IEEE International Workshop on Advanced Motion Control , pp273–278, 2010
- [4] 前田健太, 藤本博志, 堀 洋一: “瞬間低 μ 路での駆動力維持を目的としたインホイールモータ搭載電気自動車の前後輪駆動力配分法”, 機械学会論文集 C, Vol. 78, No. 794, pp.3383–3392, 2012
- [5] J. Amada, and H. Fujimoto: “Torque based direct driving force control method with driving stiffness estimation for electric vehicle with in-wheel motor” ,Proc. 38th Annual Conference on IEEE Industrial Electronics Society, pp. 4886–4891, 2012
- [6] H. Ogura, and T. Murakami: “ Improvement of vehicle stability by reaction force control on accelerator pedal and steering wheel ” , Proc. International Power Electronics Conference, pp. 2956–2963 2010.
- [7] H. Fujimoto, T. Saito, and T.Noguchi: “ Motion stabilization control of electric vehicle under snowy conditions based on yaw-moment observer ” , Proc. The 8th IEEE International Workshop on Advanced Motion Control 2004, pp.35–40, 2004
- [8] M. Kamachi, and K. Walters: “ A research of direct yaw-moment control on slippery road for in-wheel motor vehicle ” , Proc. The 22nd International Battery, Hybrid and Fuel Cell Electric Vehicle Symposium and Exposition, Yokohama, pp. 2122–2133, 2006
- [9] F. J. Perez-Pinal, I. Cervantes, and A. Emadi: “ Stability of an electric differential for traction applications ” , IEEE Trans. Vehicular Technology, Vol. 58, No. 7, pp. 3224–3233, 2009
- [10] 山内雄哉, 藤本博志: “電気自動車におけるヨーモーメントオブザーバとラテラルフォースオブザーバを用いた車両姿勢制御法 ” , 電気学会論文誌 D, Vol. 130, No. 8, pp. 939–944, 2010
- [11] M. Nagai, M. Shino, and F. Gao: “Study on integrated control of active front steering angle and direct yaw moment ”, JSAE Review, Vol. 23, No. 3, pp. 309–315, 2002

- [12] R. Tchamna, and I. Youn: “Yaw rate and side-slip control considering vehicle longitudinal dynamics”, International Journal of Automotive Technology, Vol. 14, No. 1, pp. 53–60, 2013
- [13] B. Tabbache, A. Kheloui, and M. Benbouzid: “An adaptive electric differential for Electric vehicles motion stabilization”, IEEE Trans. Vehicular Technology, Vol. 60, No. 1, pp. 104–110, 2011
- [14] S. Sato and H. Fujimoto: “Proposal of Pitching Control Method Based on Slip-Ratio Control for Electric Vehicle”, Proc. The 34rd Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society, pp. 2823–2828, 2008
- [15] K. Kawashima, T. Uchida, and Y. Hori: “Rolling stability control of in-wheel electric vehicle based on two-degree-of-freedom control”, Proc. 10th IEEE International Workshop on Advanced Motion Control, pp.751–756, 2008
- [16] 落直哉, 藤本博志, 堀洋一: “四輪インホイールモータを搭載した電気自動車における正負のアンチダイブ力を用いたロール角制御”, 平成 24 年電気学会産業応用部門大会講演集, 第 IV 巻, pp. 133–136, 2012
- [17] D. Karnopp: “Active damping in road vehicle suspension system”, Vehicle System Dynamics, Vol. 12, No. 6, 1983
- [18] 勝山悦生: “インホイールモータによる非連成 3D モーメント制御の開発”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.3-11, 2011
- [19] 勝山悦生, 大前彩奈: “インホイールモータを用いたばね下逆スカイフックダンパ制御による乗り心地の研究”, 自動車技術会 2016 年春季大会, S127, pp. 674–679, 2016
- [20] 角谷勇人, 藤本博志, “電気自動車の航続距離延長制御システムに対する前後輪横滑り角と左右トルク配分方の提案”, 平成 23 年電気学会産業計測制御研究会, IIC-11-134, pp.1–6, 2011
- [21] H. Fujimoto, S. Egami, J. Saito, and K. Handa: “Range Extension Control System for Electric Vehicle Based on Searching Algorithm of Optimal Front and Rear Driving Force Distribution”, Proc. the 38th Annual Conference on IEEE Industrial Electronics Society, pp. 4244–4249, 2012
- [22] R. Hoseinnezhad, and A. Bab-Hadiashar: “Efficient Antilock Braking by Direct Maximization of Tire-Road Frictions”, IEEE Trans. Industrial Electronics, Vol. 58, No. 8, pp. 3593–3600, 2011
- [23] H. Jing, Z. Liu, and H. Chen: “A Switched Control Strategy for Antilock Braking System With On/Off Valves”, IEEE Trans. Vehicular Technology, Vol. 60, No. 4, pp. 1470–1484 2011
- [24] L. H. Jia, Y. Du, and Q. Du: “ABS Composite Control Based on Optimal Slip Ratio”, Prof. American Control Conference, pp. 5748–5752 (2007).
- [25] 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, Vol. 70, No. 694, pp. 1680–1686, 2004

- [26] G. A. Magallan, C. H. D. Angelo, and G. O. Garcia: “Maximization of the Traction Forces in a 2WD Electric Vehicle, IEEE Trans. Vehicular Technology”, Vol. 60, No. 2, pp. 369–380, 2011
- [27] N. Mutoh: “Driving and Braking Torque Distribution Methods for Front and Rear-Wheel-Independent Drive-Type Electric Vehicles on Roads With Low Friction Coefficient, IEEE Trans. Industrial Electronics”, Vol. 59, No. 10, pp. 3919–3933, 2012
- [28] D. Yin, S. Oh, and Y. Hori: “A Novel Traction Control for EV Based on Maximum Transmissible Torque Estimation”, IEEE Trans. Industrial Electronics, Vol. 56, No. 6, pp. 2086–2094, 2009
- [29] T. Kanou, and H. Fujimoto: “Slip-ratio Based Yaw-rate Control with Driving Stiffness Identification for Electric Vehicle”, Proc. 9th International Symposium on Advanced Vehicle Control, pp. 786–791, 2008
- [30] S. D. Cairano, H. E. Tseng, D. Bernardini, and A. Bemporad: “Vehicle Yaw Stability Control by Coordinated Active Front Steering and Differential Braking in the Tire Sideslip Angles Domain”, IEEE Trans. Control Systems Technology, Vol. 21, No. 4, pp. 1236–248, 2013
- [31] A. Roshanbin and M. Naraghi: “Vehicle Integrated Control-An Adaptive Optimal Approach to Distribution of Tire Forces”, in Proc. IEEE International Conference on Networking, Sensing and Control, pp. 885–890, 2008
- [32] E. Ono, Y. Hattori, H. Aizawa, H. Kato, S. Tagawa and S. Niwa: “Clarification and Achievement of Theoretical Limitation in Vehicle Dynamics Integrated Management”, Journal of Environment and Engineering, Vol. 4, No. 1, pp. 89–100, 2009
- [33] J. Li, B. Yu, and S. Zhang : “Truncated Newton Method for Solving Minimax Problems” , Proc. Fifth International Joint Conference on Computational Sciences and Optimization, 2012
- [34] 鷹羽浄嗣, 片山徹 : “線形離散時間系に対するミニマックス推定問題”, システム制御情報学会論文誌, Vol. 7, No. 8, pp. 322–331, 1994
- [35] 西原修, 平岡敏洋, 熊本博光: “独立操舵車両における横力と制駆動力の最適配分 (タイヤ負荷の Minimax 最適化)”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 72, No. 714, pp. 537–544, 2006
- [36] 西原修, 東野慎平: “タイヤ・ワークロードの Minimax 規準による左右等角四輪操舵と四輪独立制駆動力配分の厳密な最適化”, 日本機械学会論文集 C, Vol. 79 No. 799, pp.180–195, 2013
- [37] O. Mokhiamar, and M. Abe, “Effects of An Optimum Cooperative Chassis Control From The View Points of Tire Workload”, Proc. of JSAE 2003 Annual Congress, No.33-03, pp.15–20, 2003.
- [38] 安藤直樹, 藤本博志: “電気自動車の後輪独立制駆動力配分とアクティブ前後輪操舵を用いたヨーレート制御”, 電気学会論文誌 D, Vol. 131, No. 4, pp. 616–623, 2011
- [39] 澤村大祐, 藤本博志: “4 輪駆動電気自動車における最小二乗法を用いた駆動力配分法の重み関数設計”, 第 2 回計測自動制御学会制御部門マルチシンポジウム, Vol. 2, 2015

- [40] K. Maeda, H. Fujimoto and Y. Hori : “Four-wheel Driving-force Distribution Method Based on Driving Stiffness and Slip Ratio Estimation for Electric Vehicle with In-wheel Motors” , Proc. 8th IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, pp. 512–517, 2012
- [41] 安部正人: “自動車の運動と制御” , 東京電機大学出版局, 2012
- [42] K. Nam, H. Fujimoto and Y. Hori: “Lateral Stability Control of In-Wheel-Motor-Driven Electric Vehicles Based on Sideslip Angle Estimation Using Lateral Tire Force Sensors ”, IEEE Trans. Vehicular Technology, Vol. 61, No. 5, pp. 1972–1985, 2012
- [43] J. Kang, J. Yoo and K. Yi: “Driving Control Algorithm for Maneuver Ability, Lateral Stability, and Rollover Prevention of 4WD Electric Vehicles With Independently Driven Front and Rear Wheels ”, IEEE Trans. Vehicular Technology, Vol. 60, No. 7, pp. 2987–3001, 2011
- [44] A. Le, and C. Chen: “Adaptive Sliding Mode Control for a Vehicle Stability System ”, Proc. International Conference on Connected Vehicles and Expo, pp. 214–219, 2015
- [45] G. Shu-fang, and W. Li-fang: “Strategies to improve steering handling performance for steer-by-wire system ”, Proc. International Conference On Computer and Communication Technologies in Agriculture Engineering, pp. 296–299, 2010
- [46] A. Marouf, M. Djemai, C. Sentouh, and P. Pudlo: “A new control strategy of an electric-power-assisted steering system ”, IEEE Trans. Vehicle Technology, Vol. 61, No. 8, pp. 3574–3589, 2012
- [47] J. Wang, R. Wang, H. Jing, M. Chadli, and N. Chen: “Coordinated Active Steering and Four-wheel Independently Driving/Braking Control with Control Allocation ”, Proc. American Control Conference, Vol. 18, No. 1, pp. 98–111, 2015
- [48] S. Yim, J. Choi and K. Yi: “Coordinated Control of Hybrid 4WD Vehicles for Enhanced Maneuverability and Lateral Stability ”, IEEE Trans. Vehicular Technology, Vol. 61, No. 4, pp. 1946–1950, 2012
- [49] D. Kasinathan, A. Kasaiezadeh, A. Wong, A. Khajepour, S. Chen, and B. Litkouhi: “An Optimal Torque Vectoring Control for Vehicle Applications via Real-Time Constraints ”, IEEE Trans. Vehicular Technology, Vol. 65, No. 6, pp. 4368–4378, 2016
- [50] Y. Yamauchi, and H. Fujimoto: “Advanced motion control of electric vehicle based on lateral force observer with active steering ”, Proc. IEEE International Symposium on Industrial Electronics, pp. 3627–3632, 2010
- [51] K. Nam, H. Fujimoto, and Y. Hori: “Estimation of Sideslip and Roll Angles of Electric Vehicles Using Lateral Tire Force Sensors Through RLS and Kalman Filter Approaches ”, IEEE Trans. Industrial Electronics, Vol. 60, No. 3, pp. 988–1000, 2013
- [52] H. Li, J. Yu, C. Hilton, and H. Liu: “Adaptive Sliding-Mode Control for Nonlinear Active Suspension Vehicle Systems Using TS Fuzzy Approach ”, IEEE Trans. Industrial Electronics, Vol. 60, No. 8, pp. 3328–3338, 2013

- [53] X. Jin, G. Yin, N. Zhang, and J. Chen: “Improving vehicle handling stability performance via integrated control of active front steering and suspension systems”, Proc. IEEE Conference and Expo Transportation Electrification Asia-Pacific, 2016
- [54] 福留秀樹: “インホイールモータによる前後振動低減”, 自動車技術会論文集 Vol. 47, No. 2, pp. 457–462, 2016
- [55] 落直哉, 藤本博志, 堀洋一: “電気自動車におけるロールおよびピッチモーメントオブザーバを用いた規範モデル追従制御”, 平成 25 年産業計測制御/メカトロニクス制御合同研究会資料, IIC-13-002,MEC-13-002, 2013
- [56] Ian A. Gravagne, and Ian D. Walker: “ Properties of Minimum Infinity-Norm Optimization Applied to Kinematically Redundant Robots ”, Proc. IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, Vol. 1, pp.13–17, 1998
- [57] Didier Quirin, Valerio Salvucci, Moto Kawanobe, Travis Baratsart, and Talafumi Koseki: “ Closed form minimum infinitynorm resolution for single-degree kinematically redundant manipulators ”, IECON2015-Yokohama, Proc. 41 st Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society, pp. 2892–2897, 2015
- [58] H. B. Pacejka and E. Bakker, “The magic formula tyre model”, Tyre models for vehicle dynamic analysis ”, Proc. the 1st International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis, pp. 1–18, 1991
- [59] 佐渡秀夫, 坂井真一郎, 内田利之, 堀洋一, “路面状態推定とスリップ率制御を用いた電気自動車の高性能トラクションコントロール, 電気学会産業応用部門全国大会 ”, pp. 321–324, 1998
- [60] 青木 良文, 堀 洋一, “電気自動車における車体すべり角オブザーバのロバスト化と実車データによる検証 ”, 電気学会論文誌 D, Vol. 125, No. 5, pp.467–472, 2005
- [61] P. Falcone, F. Borrelli, J. Asgari, H. E. Tseng and D. Hrovat, “Predictive Active Steering Control for Autonomous Vehicle Systems ”, IEEE Trans on Control Systems Technology, Vol. 15, No. 3, pp. 566–580, 2007
- [62] M. Nanao and T. Ohtsuka, “Nonlinear Model Predictive Control for Vehicle Collision Avoidance Using C/GMRES Algorithm ”, 2010 IEEE International Conference on Control Applications, pp. 1630–1635, 2010
- [63] J. Mattingley and S. Boyd: “CVXGEN: A code generator for embedded convex optimization ”, Optimization and Engineering, Vol. 13, No. 1, pp. 1–27, 2012
- [64] P. Falcone, F. Borrelli, J. Asgari, H. E. Tseng and D. Hrovat: “Predictive Active Steering Control for Autonomous Vehicle Systems ”, IEEE Trans on Control Systems Technology, Vol. 15, No. 3, pp. 566–580, 2007

- [65] R. Wang, H. Zhang, and J. Wang: “Linear parameter-varying controller design for four-wheel independently actuated electric ground vehicles with active steering systems, *IEEE Trans. Control System Technology* ” , Vol. 22, No. 4, pp. 1281–1296, 2014
- [66] L. Zhai, T. Sun, and J. Wang: “Electronic stability control based on motor driving and braking torque distribution for a four in-wheel motor drive electric vehicle, *IEEE Trans. Vehicular Technology* ” , Vol. 65, No. 6, pp. 4726–4739, 2016
- [67] M. Kamachi, K. Walters: “A research of direct yaw-moment control on slippery road for in-wheel motor vehicle ” , *EVS-22 Yokohama*, pp.2122–2133, 2006

発表文献

論文誌論文

- [1] 著 者 下屋直人, 藤本 博志
題 名 電気自動車における Minimax 問題の解の性質を利用した
タイヤ負荷率最小化のための駆動力及び横力配分の高速解法
投稿誌名 電気学会論文誌 D
掲 載 日 (投稿中)

査読のある国際学会

- [2] 著 者 Naoto Shimoya, Hiroshi Fujimoto
題 名 Fundamental Study of Driving Force Distribution Method
for Minimization of Maximum Slip Ratio for Electric Vehicles with In-wheel Motors
会 議 名 EVTeC 2016
発 表 日 May, 2016

国内学会

- [3] 著 者 下屋 直人, 藤本 博志
題 名 四輪独立駆動電気自動車における
最大スリップ率最小化のための駆動力配分法の基礎検討
会 議 名 平成 27 年電気学会メカトロニクス制御研究会
発 表 日 2015 年 12 月
- [4] 著 者 下屋 直人, 藤本 博志
題 名 電気自動車における Minimax 問題の解の性質を利用した
タイヤ負荷率最小化のための駆動力及び横力配分の高速解法
会 議 名 第 25 回交通・物流部門大会 (TRANSLOG2016)
発 表 日 2016 年 12 月
- [5] 著 者 下屋 直人, 藤本 博志
題 名 インホイールモータを用いた電気自動車における
自動運転時の操舵フェイルに対するヨーレート制御法
会 議 名 平成 28 年電気学会メカトロニクス制御研究会
発 表 日 2016 年 12 月
- [6] 著 者 下屋 直人, 藤本 博志
題 名 四輪独立駆動電気自動車における
車輪の余剰負荷率を利用した 3 自由度制御法
会 議 名 第 4 回計測自動制御学会制御部門マルチシンポジウム
発 表 日 2017 年 3 月 (発表予定)

受賞

2017 年 1 月, メカトロニクス制御技術委員会優秀論文発表賞 受賞

下屋 直人, 藤本博志: “インホイールモータを用いた電気自動車における自動運転時の操舵フェイルに対するヨーレート制御法”, 平成 28 年電気学会メカトロニクス制御研究会, MEC16-30, 2016.

付録 A

EPS フェイル時のヨーレート制御に関する追加検討

A.1 駆動力配分による最大負荷率の低減

第5章で説明した駆動力差を用いた旋回は、操舵のために大きな駆動力が必要になる。それによって、低 μ 路などでは駆動力飽和やスリップを引き起こし、車両が予期しない挙動となる恐れがある。この問題を解決するために、タイヤの最大負荷率を抑制させるように駆動力配分し、スリップのリスクを低減する手法が挙げられる。このため、駆動力差による操舵時において、駆動力配分によってどのような変化が表れるか考察を行う。

A.1.1 駆動力配分則

タイヤの負荷率を抑制する駆動力配分を行う。手法として、ヨーモーメント指令値に応じた駆動力差を4輪に均等に配分する駆動力均等配分法と、4章にて説明したような、駆動力による負荷率を前後輪に均等に配分する負荷率均等配分法を用いて比較を行った。駆動力均等配分法を式(A-1)に、負荷率均等配分法を式(A-2)にそれぞれ示す。

$$\begin{bmatrix} F_{xall} \\ N_z \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ -\frac{d_f}{2} & \frac{d_f}{2} & -\frac{d_r}{2} & \frac{d_r}{2} \\ 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{xfl} \\ F_{xfr} \\ F_{xrl} \\ F_{xrr} \end{bmatrix} \quad (\text{A-1})$$

$$\begin{bmatrix} F_{xall} \\ N_z \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \mu \begin{bmatrix} F_{zfl} & F_{zfr} & F_{zrl} & F_{zrr} \\ -\frac{d_f}{2} F_{zfl} & \frac{d_f}{2} F_{zfr} & -\frac{d_r}{2} F_{zrl} & \frac{d_r}{2} F_{zrr} \\ 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \eta_{xfl} \\ \eta_{xfr} \\ \eta_{xrl} \\ \eta_{xrr} \end{bmatrix} \quad (\text{A-2})$$

A.1.2 駆動力配分をした場合の実験結果

以上の駆動力配分則を用いて挙動の比較を行う。実験条件は第5章の条件と同様に、車速 20 km/h で走行中に EPS がフェイルした状態で $R = 20$ m の旋回路に進入することを想定し、モデル予測制御を用いて参照軌道に追従させる。実験結果を図 75–77 に示す。まず、各配分手法における状態量について考察する。駆動力については、図 75(b), 76(b) より駆動力均等配分では直接ヨーモーメントを出力するのに左右に駆動力を均等に配分しているのに対し、負荷率均等配分では荷重の大きい車輪により大きな駆動力を配分するため、後輪に大きく駆動力を配分している。その結果、図 75(a), 76(a) のように最大負荷率は負荷率均等配分の方が小さくなっている。一方、ヨーレートと操舵角の比較を行うと図 75(c), 75(d), 76(c), 76(d) より、駆動力均等配分は負荷率均等配分と比較して実測値が指令値に近い値となっていることが確認できる。

これらの傾向の違いの考察のために、図 77 にそれぞれの配分における各状態量の比較を示す。まず、図 77(a) より走行軌道はどちらの配分においても同様となっていることが確認できる。これはヨーレート制御により、どちらも配分においても目標軌道に追従させるために 77(c) のように同様のヨーレートを出力しているためである。

一方で、図 77(e) より駆動力差による操舵角は駆動力均等配分の方が大きくなっており、その結果 77(b) のように必要な直接ヨーモーメントは小さくなっている。これは、負荷率均等配分では負荷率を抑制するために駆動力を後輪側に大きく配分しているが、この結果操舵軸周りのモーメントが均等配分よりも小さくなっているためである。そのため、操舵によるヨーモーメントが小さくなり、これを補償するように大きな直接ヨーモーメントを要している。また、これによって車両横滑り角の傾向にも差が生じている。図 77(f) のように負荷率均等配分の場合では直接ヨーモーメントが大きくなっていることから、駆動力均等配分と比較して車両横滑り角は小さくなっていることが確認できる。

以上の結果により、EPS を用いない駆動力差による操舵において、負荷率を抑制する駆動力配分を行うことにより以下の傾向が得られた。

- 適切な駆動力配分により、最大負荷率が抑制される。
- 後輪の輪荷重が大きくなると駆動力は後輪に大きく配分され、それによって出力する操舵トルクが小さくなる。
- 操舵輪の駆動力差が小さい場合、より大きな直接ヨーモーメントが必要となり、その結果車両横滑り角は小さくなる。

これらの結果により、駆動力配分によって多くの状態量の傾向が変化し、車両安定性に影響を与えることがわかった。そのため、駆動力差による操舵を EPS のバックアップとして構成する場合は、操舵角やタイヤ負荷率、車両横滑り角などの要求の兼ね合いから駆動力配分方法を決定する必要がある。

A.2 ヨーレート制御系の極による挙動の影響

本手法は駆動力差により操舵トルクを発生させて操舵を行うため、ヨーレート制御系の特性によって操舵角の応答が変化し、それに伴って車両の状態量の傾向も変化すると考えられる。そのため、第5章

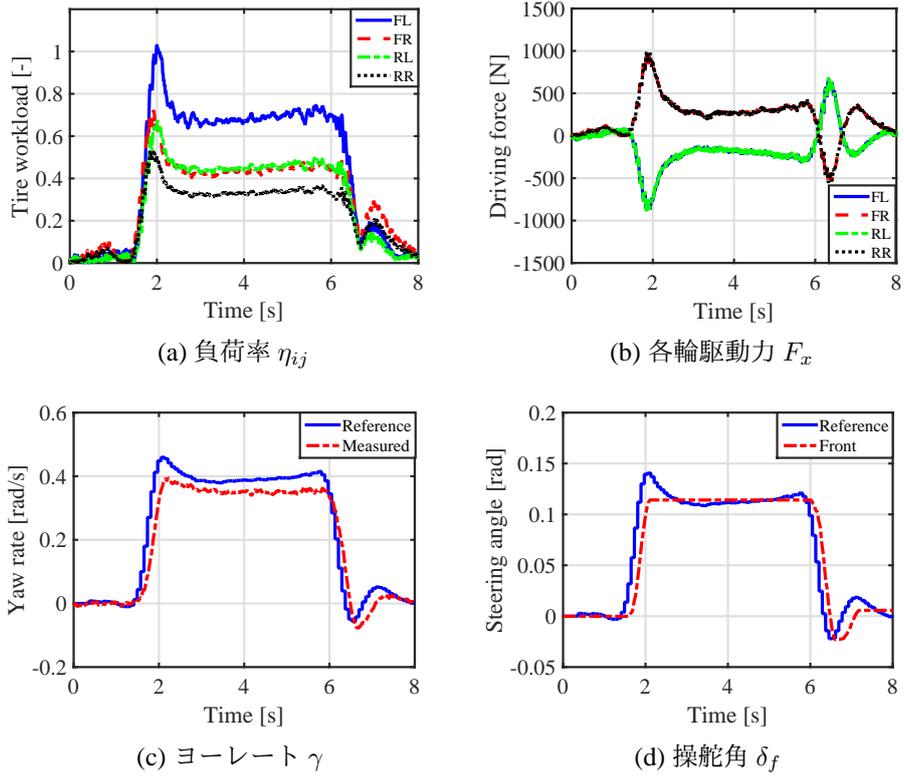


Fig. 75: 駆動力均等配分における実験結果

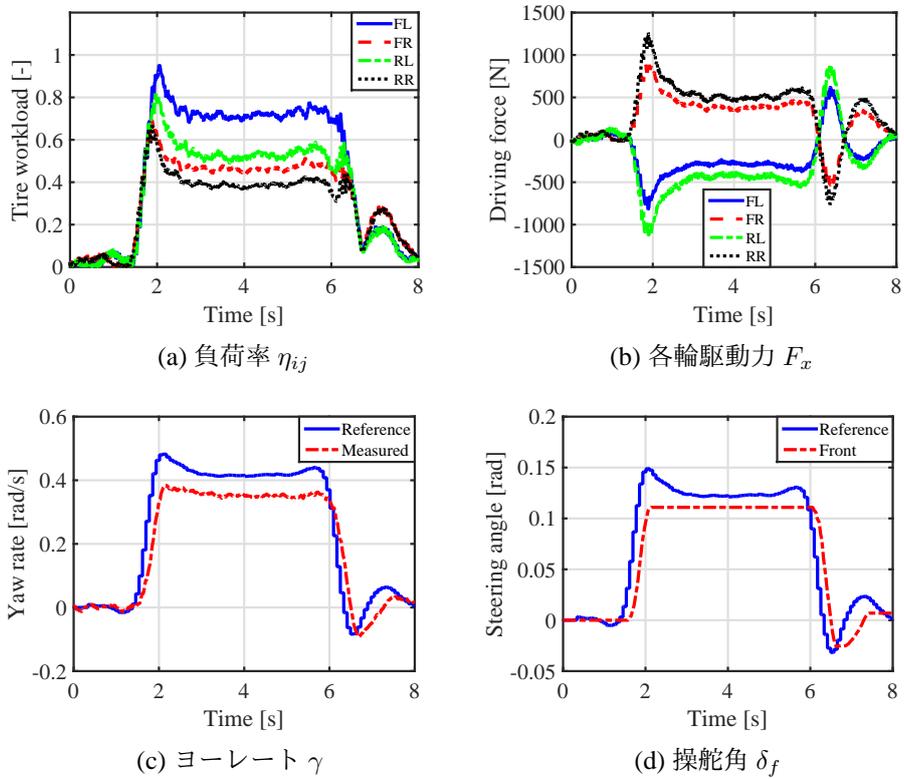
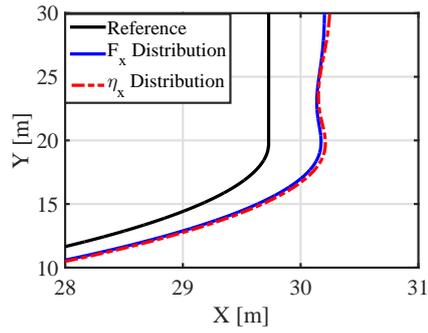
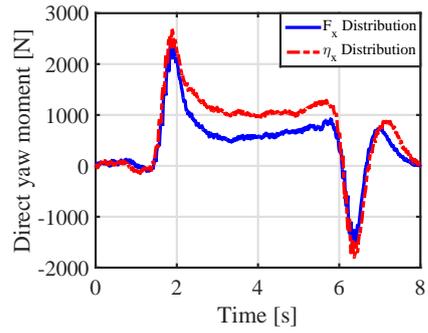


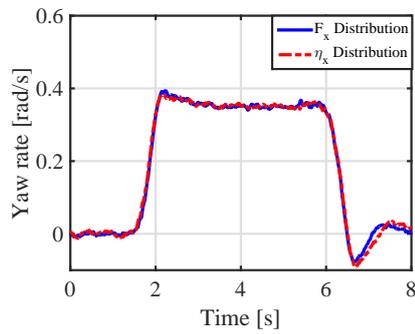
Fig. 76: 負荷率均等配分における実験結果



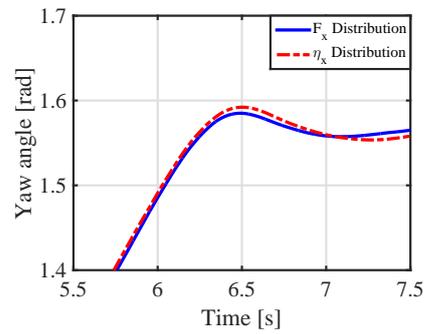
(a) 走行軌道



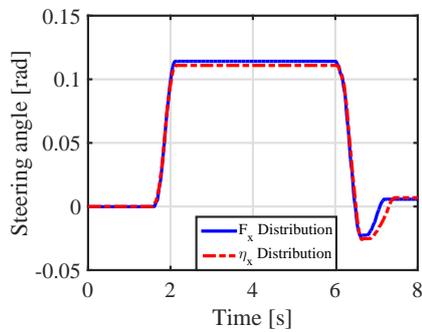
(b) 直接ヨーモーメント N_z



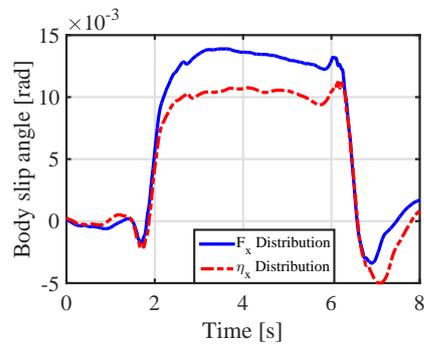
(c) ヨーレート γ



(d) ヨー角 θ



(e) 操舵角 δ_f

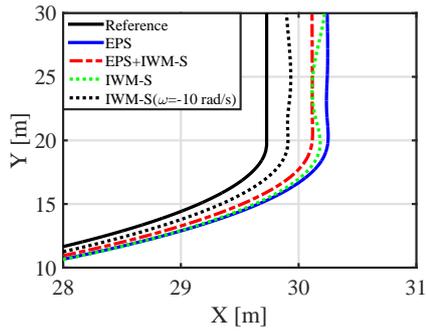


(f) 車両横滑り角 β

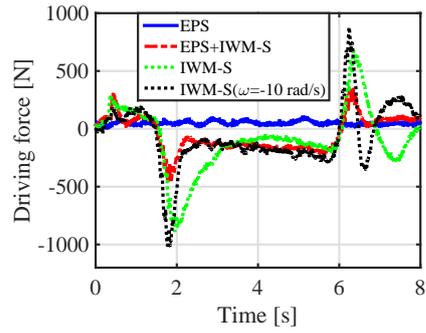
Fig. 77: 2つの配分における各状態量の比較

の実験において、EPS を用いない操舵手法のヨーレート制御系と YMO の極をそれぞれ -10 rad/s 、 -20 rad/s とした場合との比較を行う。

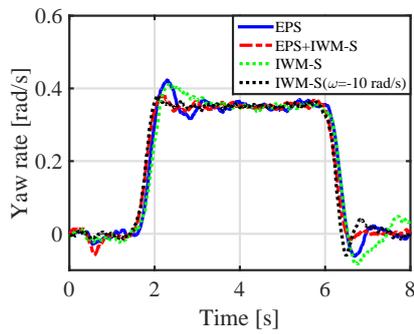
図 78 に実験結果を示す。ヨーレート制御系の極を大きくしたことにより、図 78(b) のように駆動力のピークまでの時間が短くなっている。そのため、ヨーレートの応答は図 78(c)、78(d) のように EPS を用いたときとほぼ同程度の速さで目標値に収束していることが確認できる。さらに、操舵角についても図 78(e)、78(f) のように目標操舵角までの応答が向上しており、EPS を用いたときと比較しても遜色のない動作となっている。これらの結果、走行軌道は図 78(a) のように、極が -5 rad/s のものと比較して目



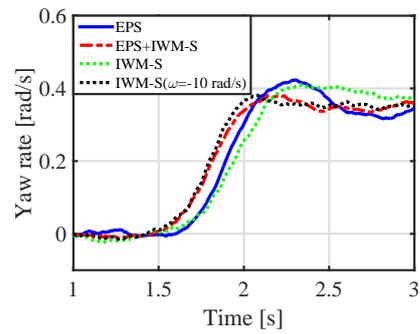
(a) 走行軌道



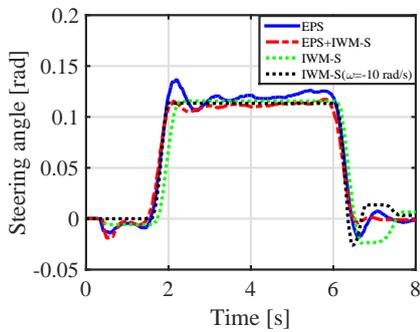
(b) 左輪駆動力 F_{xl}



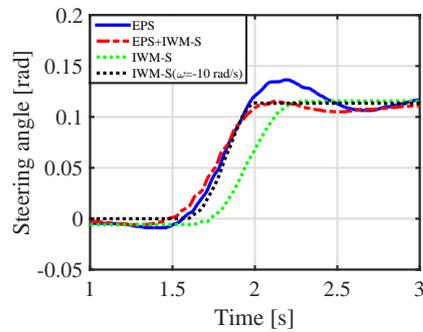
(c) ヨーレート γ



(d) (c) の拡大図



(e) 操舵角 δ_f



(f) (e) の拡大図

Fig. 78: ヨーレート制御系の極を変えた場合の実験結果

標軌道に近くなっており、さらに操舵後の挙動も安定したものになっていることが確認できる。

以上の結果より、ヨーレート制御系の極によってヨーレートの応答だけでなく操舵角の応答にも影響を与えることがわかった。これによって、駆動力差を用いた操舵でも EPS を用いた場合と変わりのない挙動を取ることができることを確認した。



Fig. 79: 実験に用いた LIDAR

A.3 前方障害物の回避運動

これまで、旋回軌道においては駆動力差を用いた EPS フェイル時の操舵手法の有効性を示すことができた。これによって、もし EPS がフェイルしても目標軌道に追従することができるため、フェイルによる事故を防止することができる。しかし、これまでの議論では障害物の回避のように、より動的な軌道については考慮されておらず、このようなシチュエーションでは障害物を回避しきれずに事故を引き起こす可能性がある。

そこで、ここでは EPS がフェイルした状態でも、前方の障害物を安全に回避することができるかについての検討を行う。Light Detection and Ranging、Laser Imaging Detection and Ranging (LIDAR) を用いて前方の障害物を検知し、それを回避するような軌道をモデル予測制御にて生成させ、車両をその軌道に追従させる。まず、実験に用いた LIDAR を図 79 に、この仕様を表 6 に示す。実験条件を図 80 に示

Tab. 6: ibeo-LUX 2010 の諸元

作動範囲	85–100 [deg]
測定距離	0.3–200 [m]
距離分解能	0.04 [m]
角度分解能	0.125–1 [deg]
垂直開口角度	3.2 [deg]
スキャンレイヤー	4
走査周波数	12.5 / 25 [Hz]
波長	905 [nm]
温度領域	-40–85[°C]
動作電圧	9–27 [V]

すように、車両が 25 km/h で走行中に EPS がフェイルした場合を想定する。その際に、前方の横幅 1 m の障害物をレーンチェンジ軌道で回避することを目的とする。ただし、モデル予測制御による軌道生成は障害物から 20 m 手前になったら開始し、その位置から回避動作を始める。また、モデル予測制御の等式制約条件は第 5 章のものと同様とした。ただし、不等式制約条件は操舵角指令値に加えて、障害物

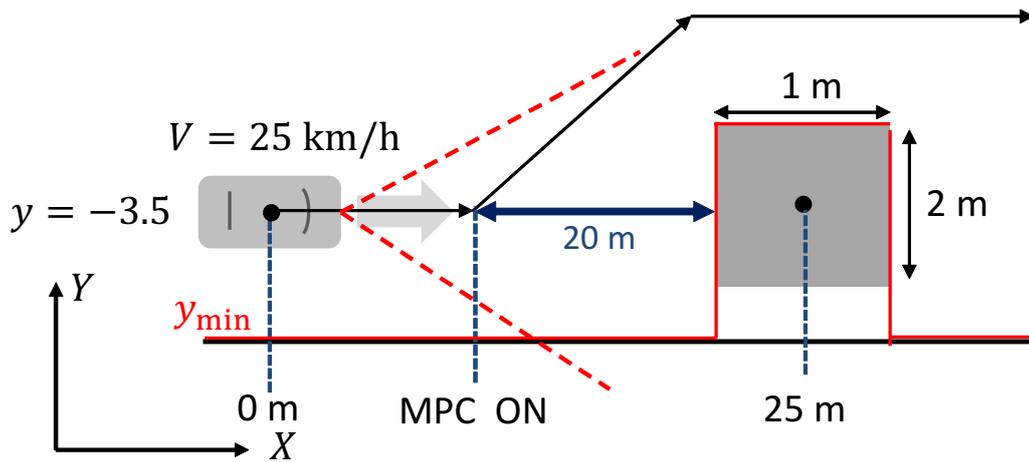


Fig. 80: 障害物回避の実験条件

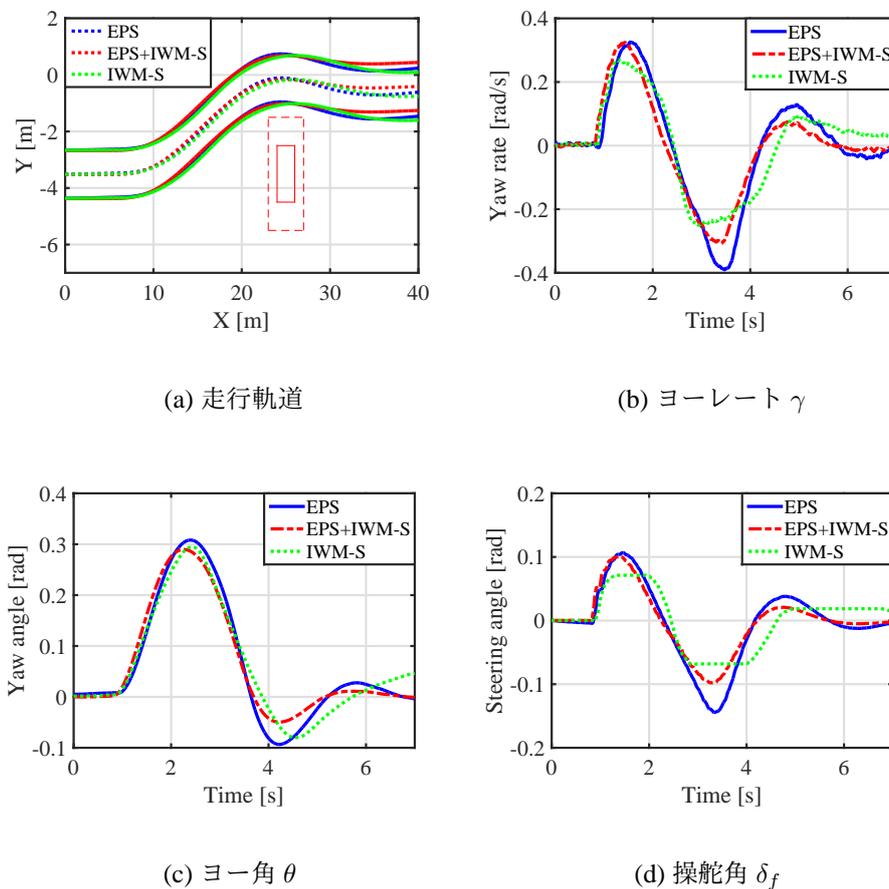


Fig. 81: 各条件における比較

の存在する y 方向の位置に 1 m の安全距離をもたせたものとした。状態量の目標値は $\theta = 0$ とすることで、 y 方向の不等式制約条件を満たしつつ、レーンチェンジ軌道を用いて障害物を回避させるようにした。本実験結果を図 81, 82 に示す。

各条件における走行軌道を図 81(a) に示す。赤い枠の領域が障害物、赤い波線の領域が y 方向の制約条

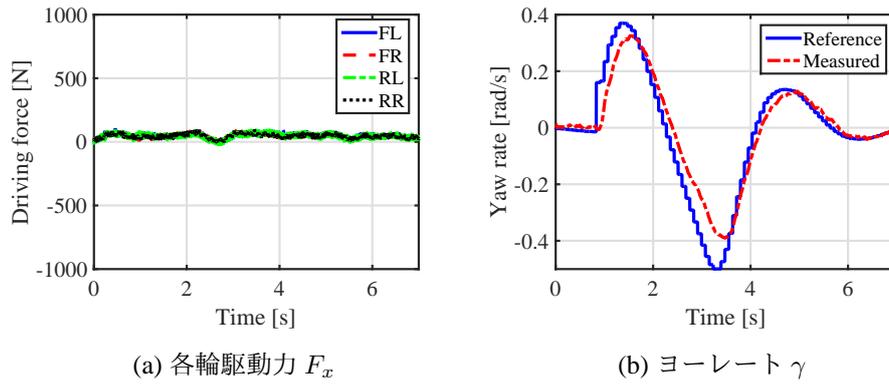


Fig. 82: EPS のみを用いた回避

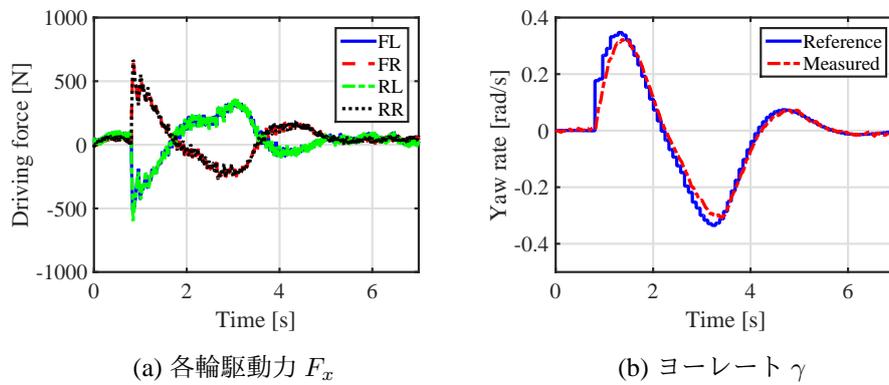


Fig. 83: EPS+IWM-S による回避

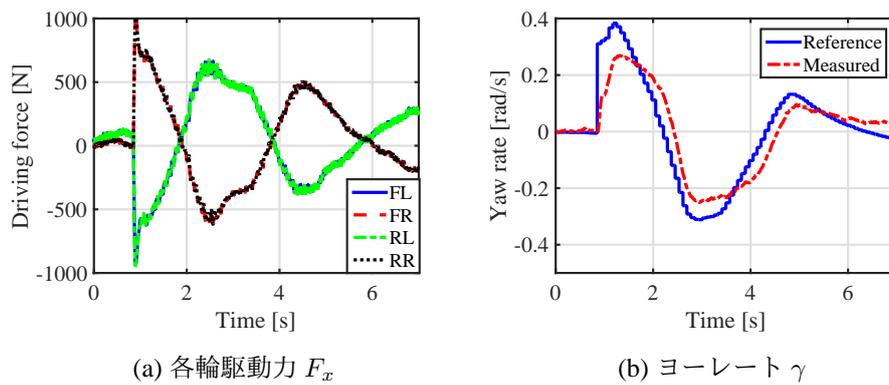


Fig. 84: IWM-S のみを用いた回避

件であり安全マージンとした領域である。各色の点線は車両重心の走行軌道であり、その左右の線は車両幅を表している。この図より、駆動力差による操舵だけの場合でも、EPS を用いたときと同様に y 方向の制約条件に進入することなく、障害物を回避して直進走行に戻ることができている。これによって、EPS がフェイルしても本手法によって障害物回避のようなレーンチェンジ軌道も同様に行うことができ、衝突事故を防止することができることが確認できた。次に図 81(b), 81(c), 81(d) にそれぞれヨー

レート、ヨー角、前輪操舵角の比較を示す。ヨーレートはEPS のみの場合に比べてEPS とIWM-S を協調させると応答が速くなり、それによって目標ヨーレートとの誤差が小さくなるために安定した走行を実現している。IWM-S のみの場合でもヨーレートのピークまで応答はEPS を用いた場合と同等なものであるが、第5章にて示した旋回軌道の場合と同様にヨーレートのピーク値には追従していない。また右旋回後の車体の立て直しのための応答が遅れており、それによって直進に戻るまでに時間を要している。これらの傾向はヨー角の比較からも確認できる。この原因として、図81(d)に示すような操舵角の応答の影響が挙げられる。IWM-S のみの操舵は操舵角ではなくヨーレートの値によって決定されるため操舵角の傾向はEPS を用いた場合と差違が生じており、これによって各状態量にも影響が及んでいると考えられる。しかし、これは先の節でも述べたように、ヨーレート制御系の極やタイヤのアライメントを考慮した設計を行うことで、改善することが可能である。

各条件の駆動力とヨーレート指令値と実測値を図82-84に示す。EPS とIWM-S を協調させるとEPS のみと比較してよりヨーレートが指令値に追従し、小さい挙動で回避を行うことができている。IWM-S のみの場合ではヨーレートを指令値に追従させるために大きな駆動力差を出力し、これによって操舵を行っていることが確認できる。

以上の結果により、EPS がフェイルしても旋回による軌道追従だけでなく、前方の障害物の回避も同様に行うことができるため、インホイールモータをEPS のバックアップシステムとして使用可能であることを示すことができた。

付録 B

瞬間スプリット低 μ 路における駆動力配分のより効率的な解法

第3章にてEMPを用いた最大スリップ率を最小化する駆動力配分手法について説明した。この手法はスリップ率の無限大ノルムの最小化解を保証する一方で、各輪のドライビングステイフネス推定値に基づく場合分けが必要であり、急激に路面状況が変化した際などには瞬間的に最適解とならない可能性がある。

そこで、本章ではこの問題を解決し、場合分けを必要とせず常に最大スリップ率の最小化を保証する駆動力配分を求める手法について説明する。そのためには、第6章で説明した最大負荷率を最小化する駆動力配分手法と同様の考え方をを用いる。この手法を最大スリップ率の最小化問題に適用することで、第6章で説明した理論と同様に、最適な駆動力配分を容易な計算にて求めることが可能である。本手法について以下に説明した後、シミュレーションによってその効果を確認する。

B.1 最大スリップ率を最小化する駆動力配分則

まず始めに、左右独立駆動の電気自動車を想定した場合、総駆動力 F_{xall} 、ヨーモーメント N_z に対する左輪の駆動力 F_{xL} 、 F_{xR} は次式により一意に求めることができる。

$$\begin{bmatrix} F_{xall} \\ N_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -\frac{d_f}{2} & \frac{d_r}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{xL} \\ F_{xR} \end{bmatrix} \quad (\text{B-1})$$

ここで、駆動輪を四輪独立駆動に拡張すると、 F_{xL} 、 F_{xR} は次のように書き直せる。

$$F_{xL} = F_{xfl} + F_{xrl} \quad (\text{B-2})$$

$$F_{xR} = F_{xfr} + F_{xrr} \quad (\text{B-3})$$

そのため、四輪独立駆動にすることで制御入力には左右輪の駆動力指令値 F_{xL} 、 F_{xR} をそれぞれ前後に配分するような自由度が利用できるようになるといえる。

次に、以下に示す評価関数 J_λ を最小化することを考える。

$$J_\lambda = \max(\lambda_{fl}, \lambda_{fr}, \lambda_{rl}, \lambda_{rr},) \quad (\text{B-4})$$

$$\lambda_{fl} = \frac{F_{xfl}}{D_{sfl}} \quad (\text{B-5})$$

$$\lambda_{fr} = \frac{F_{xfr}}{D_{sfr}} \quad (\text{B-6})$$

$$\lambda_{rl} = \frac{F_{xrl}}{D_{srl}} \quad (\text{B-7})$$

$$\lambda_{rr} = \frac{F_{xrr}}{D_{srr}} \quad (\text{B-8})$$

式 (B-2), (B-3) より $\lambda_{rl}, \lambda_{rr}$ は次のように書き直せる。

$$\lambda_{rl} = \frac{F_{xL} - F_{xfl}}{D_{srl}} \quad (\text{B-9})$$

$$\lambda_{rr} = \frac{F_{xR} - F_{xfr}}{D_{srr}} \quad (\text{B-10})$$

ここで、 F_{xL}, F_{xR} は一意に求まり、 D_{sij} は推定により取得できることから、 λ_{fl} と λ_{rl} は変数が F_{xfl} のみの関数、 λ_{fr} と λ_{rr} は変数が F_{xfr} のみの関数で表すことができる。これは、直進におけるスリップ率は左右それぞれ独立に扱うことができることを示している。これによって、式 (B-4) を最小化するための駆動力配分は以下の評価関数 $J_{\lambda L}, J_{\lambda R}$ をそれぞれ最小化することで求めることができる。

$$J_{\lambda L} = \max(\lambda_{fl}, \lambda_{rl}) \quad (\text{B-11})$$

$$J_{\lambda R} = \max(\lambda_{fr}, \lambda_{rr}) \quad (\text{B-12})$$

ただし、 $J_{\lambda L}, J_{\lambda R}$ のどちらかが最大スリップ率と成りうることから両方を最小化しているが、最大スリップ率を最小化するためには必ずしも両方とも最小化する必要はない。次に、 $J_{\lambda L}, J_{\lambda R}$ を最小化する駆動力を求める。

ここでは例として、 $J_{\lambda L}$ を最小化する F_{xfl}, F_{xrl} を考えると、前後輪の駆動力は式 (B-2) により拘束されていることから、前後輪のスリップ率が次式を満たすような駆動力が $J_{\lambda L}$ を最小化する。

$$\lambda_{fl} = \lambda_{rl} \quad (\text{B-13})$$

この関係の説明のために、スリップ率が式 (B-13) を満たす場合とそうでない場合の様子を図 85 に示す。横軸はスリップ率 λ 、縦軸は駆動力 F_x であり、青い直線は傾きがドライビングステイフネス D_s としたときの左前輪と左後輪のスリップ率に対する駆動力の関係である。また、赤い点線は左輪の駆動力の拘束条件 F_{xL} を示しており、黒い点線は $\lambda_{fl} = \lambda_{rl}$ となるスリップ率を表している。まず、式 (B-13) を満たさない場合について考える。この場合は図 85(a) に示すように、後輪に駆動力が過剰に配分されているため、駆動力をより前輪側に配分することによって最大スリップ率を抑制することができる。このようにして前輪の駆動力配分を大きくしていくと、やがて図 85(b) に示すような $\lambda_{fl} = \lambda_{rl}$ を満たす駆動力配分となる。この場合からさらに前輪に配分すると、前輪に駆動力が過剰に配分され、最大スリップ率が上昇する。そのため、前後輪の駆動力が式 (B-13) を満たすことが式 (B-11) を最小化するための条件であることがわかる。

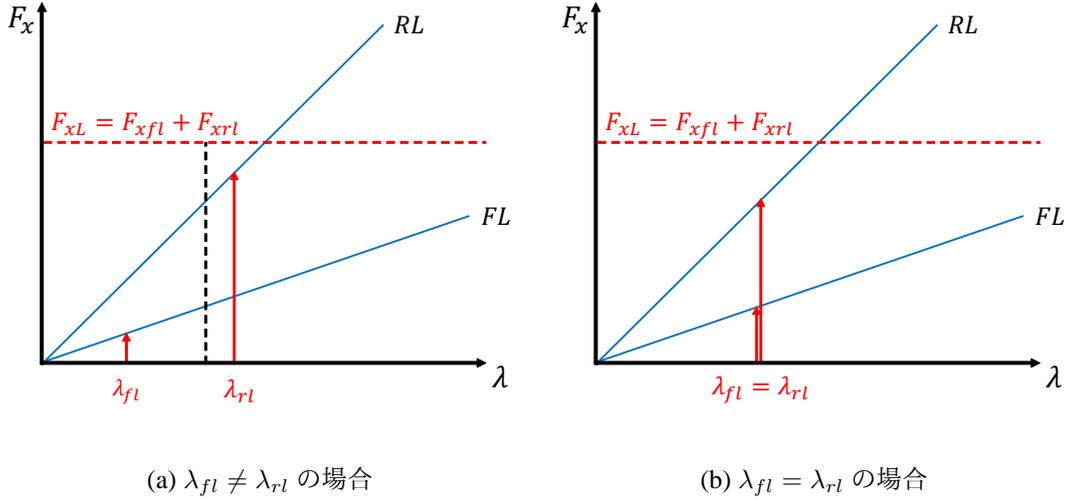


Fig. 85: $\max(\lambda_{fl}, \lambda_{rl})$ を最小化するための条件

以上を踏まえ、車両の前後方向の運動方程式に拘束条件を付加することにより、最大スリップ率を最小化する4輪の駆動力を求める。まず、車両の前後方向の運動方程式をスリップ率で表すと以下のようになる。

$$\begin{bmatrix} F_{xall} \\ N_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D_{sfl} & D_{sfr} & D_{srl} & D_{srr} \\ -\frac{d_f}{2}D_{sfl} & \frac{d_f}{2}D_{sfr} & -\frac{d_r}{2}D_{srl} & \frac{d_r}{2}D_{srr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \lambda_{fl} \\ \lambda_{fr} \\ \lambda_{rl} \\ \lambda_{rr} \end{bmatrix} \quad (\text{B-14})$$

この式の冗長性を用いて、拘束条件に左右輪それぞれの最大スリップ率を最小化する条件 $\lambda_{fl} = \lambda_{rl}$, $\lambda_{fr} = \lambda_{rr}$ を付加すると、次のように表される。

$$\begin{bmatrix} F_{xall} \\ N_z \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D_{sfl} & D_{sfr} & D_{srl} & D_{srr} \\ -\frac{d_f}{2}D_{sfl} & \frac{d_f}{2}D_{sfr} & -\frac{d_r}{2}D_{srl} & \frac{d_r}{2}D_{srr} \\ 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \lambda_{fl} \\ \lambda_{fr} \\ \lambda_{rl} \\ \lambda_{rr} \end{bmatrix} \quad (\text{B-15})$$

この式と式(B-5)–(B-8)の関係から、常に最大スリップ率を最小化する駆動力配分を求めることができる。

B.2 瞬間スプリット低 μ 路の加速シミュレーション

本節では、第2章で用いた制御系において、先に示した駆動力配分則を適用したシミュレーションを行う。シミュレーション条件は第2章と同様に、 $\mu = 0.8$ の高 μ 路を 2000 N で加速し、2 m 先の $\mu = 0.2$ の瞬間スプリット低 μ 路に進入することを想定する。

図 86 にシミュレーション結果を示す。まず、図 86(a) より、最大スリップ率は EMP による方法と同様の波形となっており、最大スリップ率は駆動力配分によって抑制されていることが確認できる。また、

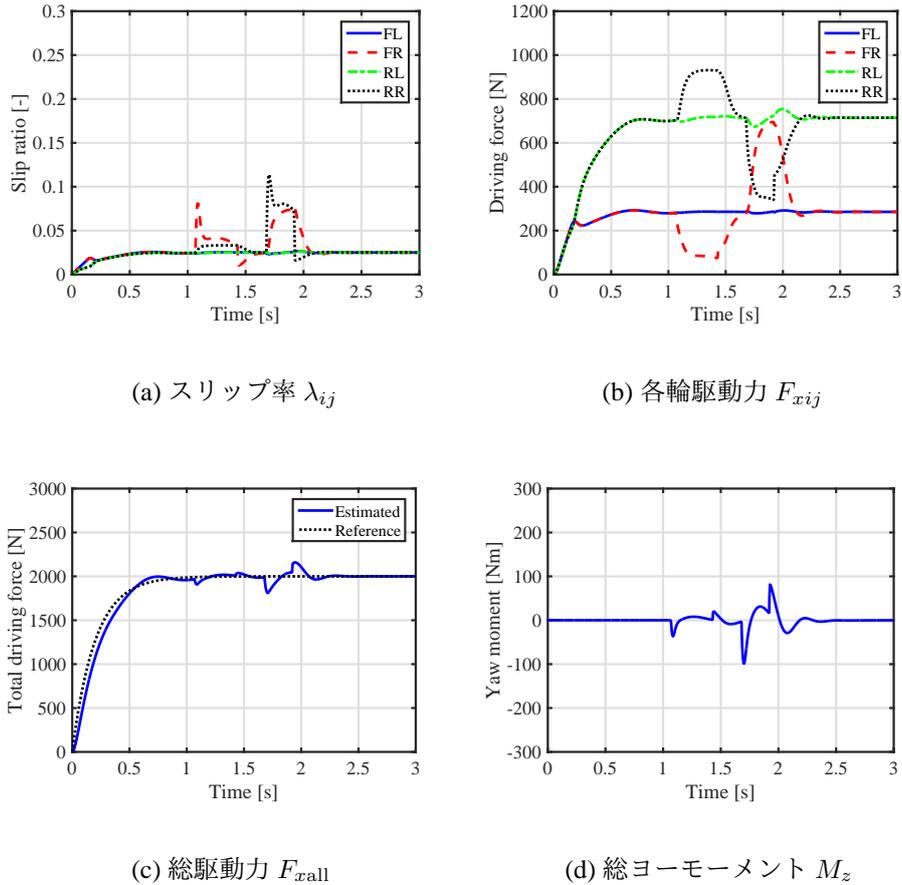


Fig. 86: 駆動力配分による瞬間スプリット低 μ 路の加速シミュレーション

それによっても図 86(c) のように総駆動力は低 μ 路上でも指令値に追従し、図 86(d) のように駆動力差によるモーメントは抑圧されていることが確認できる。

次に、EMP による駆動力配分との差を考える。先の節で説明した手法は、式 (B-11), (B-12) を最小化する駆動力配分であったが、EMP による手法は推定した D_{sij} が最も小さい車輪の前後輪を含む 3 輪のスリップ率が等しいという条件であった。このため、どちらの手法も最も滑りやすい車輪の λ_{ij} を抑制する条件が含まれているため、最大スリップ率の抑制を実現している。そして、最大スリップ率となる車輪と反対側の前後輪の駆動力配分則が 2 つの手法では異なるため、図 27(b) と図 86(b) のように駆動力配分は多少異なる結果となっている。また、2 つの手法の大きな違いとして、EMP による手法は D_{sij} によって最大スリップ率とする車輪を選ぶ場合分けが必要であり、 D_{sij} の推定結果によって最適な駆動力配分にならない可能性があるのに対し、先の手法ではどのような状況でも最大スリップ率を保証しているため、常に最適な駆動力配分であることが挙げられる。このため、このように直進に限定した条件においては、EMP による手法よりも、先に述べた手法を用いることで、より安定性を向上させることができるといえる。