

－ 博士論文 －

電気自動車の人間親和型  
モーションコントロール  
Human-Friendly Motion Control  
for Electric Vehicle

平成 23 年 12 月 5 日

指導教員： 堀 洋一 教授

東京大学大学院 工学系研究科 電気系工学専攻

皆木 亮

## 論文の内容の要旨

本論文は、電気モータの優れた制御性を利用して、運転者と電気自動車の親和性を向上させる新しいモーション制御に関して論ずる。特に人間の感覚特性に基づくパワーアシスト手法と高精度な車両状態及び、路面状態推定法を取り入れ、一体感のあるマンーマシンインタフェースを実現する。

電気モータは、従来の内燃機関エンジン車と比較して、以下の理由により制御性に優れている。(1) トルク応答が2桁以上速い、(2) モータの電流を測定することにより、精確なトルクが検出できる。この2つの特徴を用いたオブザーバを設計することにより、電気モータを高性能なセンサとして利用し、高速かつ高精度な制御が可能となる。また、(3) 小型化が可能なため、インホイールモータとして各輪に分散配置し、駆動力差によって車両運動を制御することができる。これらの利点を有する電気モータをアクチュエータとして、電動パワーステアリングと電気自動車の駆動輪に搭載し、運転者の操作ミスを軽減する操舵支援や高性能な路面状態推定に基づく車両運動安定化制御を実現する。

第1章は、研究背景と目的、自動車安全技術に関する先行研究に関して述べる。近年の自動車交通事故に関して調査したところ、交通事故による死亡者数や重傷者数は年々減少しているが、交通事故発生件数は減少傾向にない。また、交通事故の大半は、安全不確認や運転操作ミス等のヒューマンエラーに起因している。つまり、今後の自動車安全技術は人間のミスを的確に検出し、能動的に危険回避をアシストする手法が必要とされている。この課題に対し、本論文は、運転者と電気自動車の親和性を向上させることにより、運転者は操作ミスを認識し易くなり、かつ操作性の向上により、危険回避をアシストする制御手法を提案する。

第2章は、タイヤ力学と車両運動力学に関する基礎的な理論を展開し、能動的な操舵を支援するアクティブ前輪操舵(AFS)を適用した場合の車両運動制御について、シミュレーションを用いて、運動力学上の有効性を示す。しかしながら、AFSは運動力学上においては簡単に効果を説明できるが、運転操作と干渉するため、親和性が低下する。この操舵干渉を解決する非干渉化制御については第4章にて詳細に述べる。

第3章は、タイヤと路面間のグリップマージンを定量的に推定し、路面状態の危険度を数値化することにより危険予知領域まで安全制御技術を拡張する。さらにタイヤグリップマージン(TGM)に基づきインホイールモータの制駆動力を制御することにより、車両運動を安定化する手法を提案する。これまでの研究は、タイヤと路面の摩擦係数 $\mu$ を推定する手法等が提案されてきたが、摩擦係数 $\mu$ は物理量ではないことから、タイヤのグリップマージ

ンを定量的に推定することは困難であった。本論文は、タイヤの力学モデルを拡張し、電気モータによるタイヤと路面間の反力推定により、TGM の推定を可能とする。また、路面反力推定はステアリング機構のモデルを精度よく同定する必要があり、ハンドルを操作しながら最尤推定法に基づくモデル同定により実現している。

第4章は、ステアリング機構の運動方程式を導出し、運転者と電気自動車の親和性を向上させる人間親和型モーション制御を3つ提案する。(1) 操舵感度線形化制御、(2) ヨーレート線形化制御、(3) 操舵干渉の非干渉化制御。人間が与えた刺激強度に対して、感じた刺激の大きさの比を感度と定義し、一般的に人間の感度は非線形特性となる。操舵感度線形化制御は運転者の入力トルクに対して、感じる操舵反力を線形化するようにフィードフォワード(FF)制御する。操舵感度の線形化により、重ね合わせの理が成り立ち、車両運動と一体感のある操作が可能となる。また、人間の前庭器（三半規管、耳石）は平衡感覚(回転加速度)を司る器官であり、自動車を運転する場合はハンドルを操作しながら、車両のヨーレート運動を制御している。そこで、操舵角からヨーレートの応答を線形化させる二自由度制御を提案する。フィードバック(FB)制御は外乱に対するロバスト性を考慮し、FF制御はヨーレート応答を線形化させる。ヨーレートの線形化により、運転者にとって操作し易い車両運動を提供する。3つめは、運転操作とアクティブ前輪操舵(AFS)に生じる操舵干渉の低減化について提案する。運転操作ミスを検知し、AFSによる修正操舵支援が介入する際に、前輪が受ける路面反力が変化し、運転者へ予期できない反力が伝達され、運転操作を妨げる操舵干渉が生じる。本論文は前輪舵角に応じて、パワーアシストモータのアシスト量を制御する可変アシスト制御や路面反力推定に基づく操舵反力制御による、操舵干渉の非干渉化手法を提案する。

第5章は、これまで提案してきた制御手法を1組の遊星歯車と2つの電気モータを備えたステアリング機構により、実現する。遊星歯車の角度式とトルク式の関係から、1つの電気モータで制御できるのはトルクか角度のどちらか一方となる。そのため、2つの電気モータにより、前輪舵角と運転者の反力を同時に制御している。また、各モータの制御則を導き、ドライビングシミュレータ(DS)を製作する。DSはステアリング機構や電気モータはハードウェアとし、車両運動のみソフトウェアにより模擬し、パソコンモニタへ出力する。車両や路面状態に応じた路面反力は電気モータを介して、運転者へ伝達される。

第6章は、これまで提案してきた制御手法をシミュレーションやDSによる実験機で検証し、有効性を議論する。

第7章は、結論と今後の展望について述べる。

本論文は、電気モータの優れた制御性を利用し、精確な路面状態推定と人間の感覚特性に基づく親和型制御により、自動車安全の向上を目指した。電気モータとオブザーバにより、タイヤが路面から受ける反力を推定し、タイヤのグリップマージンが推定可能となる。また、タイヤグリップマージンに基づきインホイールモータの駆動力差を制御することにより、車両運動の安定化が可能となる。人間親和型制御においては、運転者の操舵感度を線形化することにより、車両運動と一体感のある操作が可能となる。そのため、運転者は操舵反力を介して、車両状態や路面状態を捉え易くなり、車両の横滑りを予知及び、認知し易くなる。また、横滑り検知後に、ハンドルから少し手を離すと、路面反力の外乱感度が上がり、ハンドルを戻すように反力がフィードバックされ、横滑りを抑制する。さらに、操舵角からヨーレート応答を線形化することにより、運転者の車両操作性が向上し、修正操舵が軽減される。結果として、運転操作ミスが抑制されることが示唆された。アクティブ前輪操舵支援による操舵干渉においては、前輪舵角に基づきアシスト量を制御する可変アシスト比制御や路面反力推定に基づく操舵反力制御により、非干渉化が可能であることが実験により示された。

# 目次

第1章 序論	1
1.1 研究背景	1
1.1.1 自動車安全技術の歴史	1
1.1.2 自動車による交通事故推移	4
1.1.3 リスクホメオスタシス理論	7
1.1.4 運転者への警告手段	9
1.2 人間親和型モーションコントロールの必要性	10
1.3 研究目的	11
1.4 電気自動車の人間親和型モーションコントロールに関連する先行研究紹介	14
1.4.1 能動的操舵支援システムの研究事例	14
(1) Steer-By-Wire	14
(2) ステアバイワイヤを用いた $D^*$ 制御	15
(3) 差動機構ステアリングの市販車への適用例	20
1.4.2 車両状態や路面状態推定の研究事例	25
1.4.3 障害物や歩行者を検出するセンサの研究事例	30
(1) 一般的な伝送理論	30
(2) 伝送線路による右手系マテリアルのモデル化	32
(3) 伝送線路による左手系マテリアルのモデル化	33
(4) インピーダンス整合によるバンドギャップ消失	35
(5) 左手系メタマテリアルを利用した車載用レーダーの研究事例	36
1.4.4 無人運転自動車の研究事例	38
1.4.5 電気自動車の駆動力差を利用した車両運動制御の研究事例	42
第2章 自動車の運動力学	47
2.1 車両平面運動の定義	47
2.2 車輪の運動	50
2.2.1 タイヤの回転面の平行方向に働く駆動力・制動力・転がり抵抗	50
2.2.2 車輪位置でのタイヤスリップ角 $\alpha$ と車両速度の関係	51
2.2.3 タイヤスリップ角と横力の関係	52
2.2.4 コーナリングフォースとコーナリング抵抗	52
2.2.5 タイヤの非線形モデルへの拡張	53
2.3 二輪車両モデルの旋回運動方程式	55
2.3.1 x 軸方向（重心の前後方向）の運動方程式	55

2.3.2	y 軸方向（重心の左右方向）の運動方程式 .....	5 5
2.3.3	重心点周りの回転角速度（ヨーレート）の運動方程式 .....	5 5
2.4	車両旋回運動のシミュレーション .....	5 7
2.4.1	シミュレーション条件 .....	5 7
2.4.2	シミュレーション結果 1.....	5 7
2.4.3	アクティブ前輪操舵(AFS)を用いた車両旋回制御 .....	5 8
2.4.4	シミュレーション結果 2.....	5 8
<b>第 3 章</b>	<b>電気自動車によるタイヤグリップマージンと車両運動制御の提案</b> .....	6 0
3.1	タイヤグリップマージン(TGM)推定 .....	6 0
3.2	路面反力推定手法 .....	6 3
3.3	最尤推定法による前輪プラントの同定法.....	6 6
3.4	タイヤグリップマージン(TGM)推定に基づく電気自動車の旋回安定化制御 .....	6 9
<b>第 4 章</b>	<b>人間親和型操舵制御の提案</b> .....	7 1
4.1	運転者の操舵感度線形化制御.....	7 1
4.1.1	電動パワーステアリングのダイナミクス .....	7 1
4.1.2	電動パワーステアリングによる操舵アシスト制御 .....	7 4
	（1）路面外乱感度設計に基づく二自由度操舵制御 .....	7 4
	（2）運転者の感度を線形化する可変アシストトルク操舵制御 .....	7 6
4.2	車両のヨーレート線形化制御.....	7 9
4.2.1	遊星歯車を利用した可変舵角機構 .....	7 9
	（1）遊星歯車 .....	7 9
4.2.2	車両のヨーレート線形化制御 .....	8 1
4.3	操舵干渉を低減化する反力制御手法.....	8 3
4.3.1	従来の差動角制御.....	8 4
4.3.2	可変アシスト比制御 .....	8 6
4.3.3	路面反力推定と可変ダンピング制御に基づく操舵反力制御 .....	8 7
	（1）アクティブ前輪操舵と反力制御手法.....	8 7
	（2）可変ダンピング制御 .....	8 8
<b>第 5 章</b>	<b>ステアリング実験装置</b> .....	9 0
5.1	ドライビングシミュレータの構成 .....	9 0
5.1.1	ハードウェア構成.....	9 0
	（1）全体構成の概要.....	9 0
	（2）ステアリング機構.....	9 1
5.2	ドライビングシミュレータの制御則.....	9 4
5.2.1	ドライビングシミュレータの全体制御系 .....	9 4
5.2.2	モータ制御系 .....	9 4

(1) サブモータ制御則 .....	9 4
(2) メインモータ制御則 .....	9 5
(3) ステアリング制御系設計とタイヤ模擬負荷の特性 .....	9 6
<b>第 6 章 シミュレーション及び実験検証 .....</b>	<b>9 9</b>
6.1 路面反力推定の実験検証 .....	9 9
6.1.1 最尤推定法によるステアリングモデルの同定実験 .....	9 9
(1) 前輪側ステアリングプラントのデータ計測・収集 .....	9 9
(2) 最尤推定法によるステアリングモデル推定 .....	9 9
6.1.2 路面反力推定オブザーバ(RTOB)の実験検証 .....	1 0 1
6.2 タイヤグリップマージン(TGM)推定と電気自動車の 旋回安定化制御の検証 ..	1 0 2
6.2.1 シミュレーション方法 .....	1 0 2
6.2.2 シミュレーション結果 .....	1 0 5
6.3 操舵感度線形化制御の検証 .....	1 0 8
6.3.1 シミュレーションによる操舵感度線形化の検証 .....	1 0 8
(1) 路面外乱に対する運転者の反力制御検証 .....	1 0 8
(2) 操舵感度線形化制御の検証 .....	1 1 0
6.3.2 ドライビングシミュレータによる走行検証 .....	1 1 3
(1) 実験設定 .....	1 1 3
(2) 実験結果 .....	1 1 4
6.4 ヨーレート線形化制御の検証 .....	1 1 6
6.4.1 シミュレーションによるヨーレート線形化制御の検証 .....	1 1 6
6.4.2 ドライビングシミュレータによるヨーレート線形化制御の検証 .....	1 1 9
6.5 EPS と IWM の駆動力差を用いた電気自動車の実験検証 .....	1 2 0
6.5.1 実験方法 .....	1 2 0
6.5.2 実験評価手法 .....	1 2 0
6.5.3 実験結果 .....	1 2 1
6.6 AFS による操舵干渉を低減化する反力制御の実験検証 .....	1 3 2
6.6.1 実験方法 .....	1 3 2
6.6.2 AFS 実験設定 .....	1 3 2
6.6.3 実験結果 .....	1 3 3
(1) AFS 設定 1 の実験結果 .....	1 3 3
(2) AFS 設定 2 の実験結果 .....	1 3 8
<b>第 7 章 結論 .....</b>	<b>1 4 2</b>
7.1 本論文のまとめ .....	1 4 2
7.2 今後の展望 .....	1 4 7
7.2.1 人間の特性を取り入れた新しい制御手法の提案 .....	1 4 7

7.2.2 実車試験 .....	1 4 7
7.2.3 人間モデルや人間特性の評価手法の提案 .....	1 4 7
謝辞 .....	1 4 8
発表文献 .....	1 4 9
参考文献 .....	1 5 1

第 1 章 序論

本章は研究背景から従来の自動車安全技術の問題点を提起し、研究目的を導く。また、本論文に関連する先行研究についても紹介する。

1.1 研究背景

本項は自動車安全技術全般について、これまでの研究を整理する。また、それと同時に近年における交通事故原因や人間と交通事故の心理学的要素について調査し、従来の自動車安全技術に対する問題点を提起し、今後の安全技術に必要とされる課題を明らかにする。

1.1.1 自動車安全技術の歴史

これまで、自動車関連の制御技術や電子技術の発展により、高度な安全技術を実装した自動車が数多く、発売されている。本論文の中心となる運転操作アシストと車両運動制御に関する安全技術年代表を図 1.1 に示す。

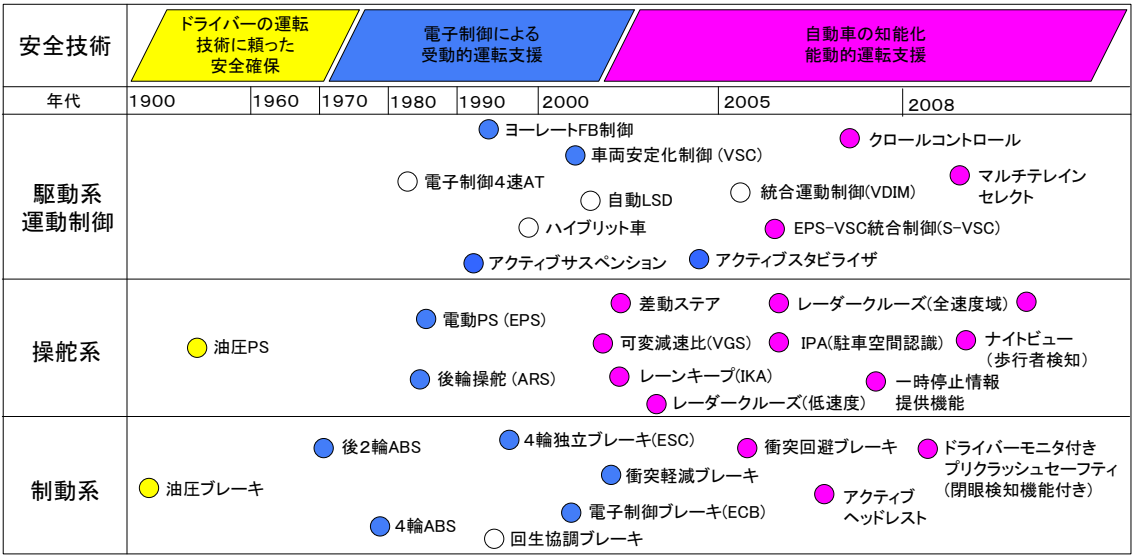


図 1.1 自動車の車両運動安全技術に関する年代表

1900～1970 年代までは、運転者の技量に依存した安全確保のみである。1970～1990 年代は電子技術の発展により、ブレーキ時のスリップを防止する Anti-lock Brake System (ABS)、電動パワーステアリング(EPS)やアクティブ後輪操舵(ARS)等による操舵制御が登場した。1990～2000 年代は、接地荷重を制御し、車両運動や乗り心地の性能を向上させるアクティブサスペンションや4輪のブレーキを独立に動作させることによって、自動車のヨーモーメントを制御する Direct Yaw Control (DYC)技術が研究開発された。2000 年以降の技術にお

## 1.1 研究背景

いて例を挙げると、トヨタ自動車の「レクサス LS600h」に搭載されているアクティブスタビライザーサスペンションシステムは、前後のスタビライザーに電動モータと減速機で構成されるアクチュエータを内蔵し、スタビライザーの効力を旋回条件に応じて最適制御している。旋回中に発生する車体ロールを抑えることにより、常に安定した姿勢を保持し、4輪が路面を捉え続けることでハンドリング面でも俊敏なレーンチェンジを可能とする。<sup>[1][2]</sup> また、「プリウス」に搭載されている **Steering-Assisted Vehicle Stability Control (S-VSC)** においては、運転操作によって旋回時に引き起こされる事故を防ぐ機能も開発されている。<sup>[3]</sup> 海外メーカーの例でいえば、BMW の 5 シリーズに全車標準装備となるアクティブステアリングは車速に応じてステアリングの切れ角が変化し、低速走行している時はクイックに、高速走行時は緩やかに動作する。加えて、**Dynamic Stability Control (DSC)** と連動させることにより、車両が不安定になると即座に適切なステアリング角へ制御される。<sup>[4][5]</sup> ブレーキ操作アシストの例で言えば、衝突回避(もしくは軽減)ブレーキが挙げられる。前方車両に追突する危険を察知すると、アラームを発し、さらに自動的にブレーキを掛けて衝突速度を低減する。<sup>[6]</sup> これらの研究は、運転者の車両操作性を向上させることにより、能動的に危険回避をアシストしている。一方、人間は必ずミスをする生き物であるがゆえに、運転者をできる限り介入させない高度交通システム(ITS)も盛んに研究されている。こちらは鉄道交通システムに近い考え方である。レーダーを利用したオートクルーズを含む自動運転技術<sup>[7]</sup> やインフラ協調型情報通信ネットワークを用いることにより、未然に危険を検出し、安全を確保する予防安全技術である。<sup>[8]</sup> 2000 年代までは、運転者の操作をアシストすることが前提であり、タイヤのスリップや車両の横滑り等が生じた時に車両運動を安定化させる事が目的となる。しかしながら、これらの技術は危険と直面した時にアシスト動作が開始されるため、危険検知やアシスト動作が遅れた場合には危険を回避することができない。これを「受動的運転支援」と位置づける。2000 年からは、より安全性を向上させるため、運転者より先に危険を予見し、回避する「能動的運転支援」に注目されている。危険回避のみならず自動駐車等の運転支援も含む概念である。また、カメラやレーダー等のセンサを用いた高度な危険判断技術と同時に危険回避するアクチュエータの研究開発が重要となる。運転操作アシストや車両運動制御以外の研究例においても以下に紹介しておく。

自動車の安全性には大きく分けて 2 通りの考え方がある。1 つは衝突時に乗員を保護するパッシブセーフティ(衝突安全)、これは、シートベルトやエアバック、そして、衝突吸収ボディ等の技術がある。この分野の技術は長年、研究開発されているが、現在も発展し続けている。衝突前において、シートベルトを巻き上げることにより乗員を適正な位置に保持し、拘束安全性を高め、車両側面からの衝突や膝を保護する側面エアバック、ニーエアバック等も開発されている。<sup>[9]</sup> さらに、インテリジェントヘッドレストは静電容量センサにより、運転者の頭部位置を検出する。そして、ヘッドレストに内蔵された電気モータの位置制御により、衝突時に頭部や頸椎を保護する研究もされている。<sup>[10]</sup> 衝突吸収ボディは、乗員のキャビン内を保護するため、キャビン外の衝突部分を効率よく変形させることにより、衝撃

## 1.1 研究背景

を吸収する技術である。<sup>[11]</sup> もう1つの考え方は事故を未然に防ぐアクティブセーフティ(予防安全)である。いくつか例を示すと、赤外線カメラを利用して、歩行者や車両を検出し、ダッシュボードパネルに搭載したモニタに映し出すことにより、夜間時における運転者の視覚を支援するシステムがある。<sup>[12]</sup> また、カメラの画像処理により道路の白線を検出し、車線を逸脱しないように操舵をアシストするレーンキーピング等も実用化されている。<sup>[13]</sup> 近年においては、運転者の状態推定が盛んに研究されている。運転者の目をモニタリングすることにより、居眠りを検出する基本技術から、脳波や眼球運動、さらには心拍や発話等の情報から、運転者の疲労や覚醒度を推定する手法が提案され、ドライビングシミュレータにより実験検証されている。<sup>[14][15][16]</sup> また、人間の生体信号による評価は実験データに大きなバラツキが生じる。ゆえに、人間の疲労や認知負担を評価する手法<sup>[17][18]</sup> やドライバーモデルを利用したドライバー特性評価手法<sup>[19][20]</sup> も数多く提案されている。

## 1.1 研究背景

### 1.1.2 自動車による交通事故推移

近年における交通事故発生状況の推移を図 1.2 に示す。(財団法人 交通事故総合分析センター (ITARDA)・交通事故発生報告書より)平成 19 年の交通事故による死者数は 5,744 人(前年比 -608 人, -9.6%)となり,平成 13 年から 7 年連続の減少となる共に,昭和 28 年以来,54 年ぶりの 5 千人台となった。この結果は,前項にて紹介した衝突安全技術による進歩が大きな役割を果たしたと評価できる。また,交通事故発生件数及び軽傷者数も,過去最悪であった平成 16 年をピークに減少しているが,依然として高いレベルにあり,交通事故そのものを減少させる研究が必要となる。

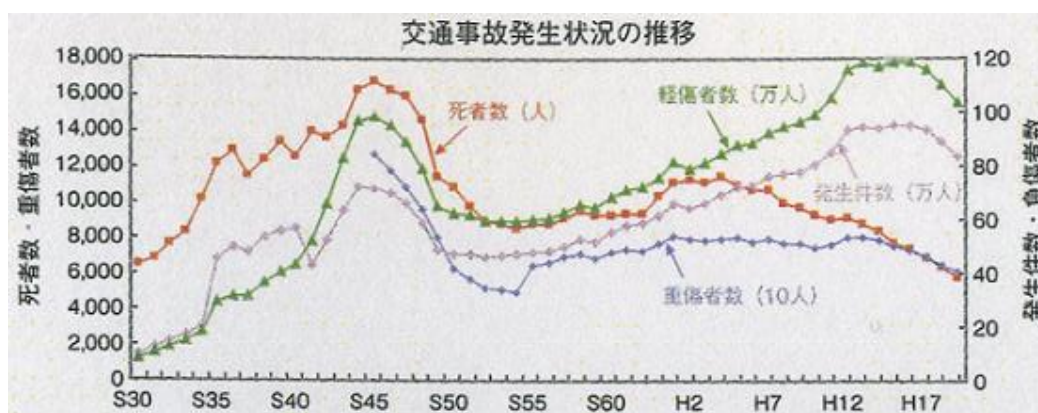


図 1.2 交通事故の発生件数および死者数における年次別推移

次に,交通事故の原因別発生状況を図 1.3 に示す。交通事故の大半は,安全不確認,脇見運転,そして,運転操作不適等によるヒューマンエラーに起因している事が見てとれる。つまり,今後の自動車安全技術は運転者のミスを的確に検出し,能動的に危険回避をアシストするか,もしくはミスを起こし難くするようにアシストする技術が必要とされる。例えば,安全不確認においては運転者の視界を支援する技術,脇見運転においては運転者の状態検知技術と支援システムを組み合わせた開発が求められる。また,自律系の支援システムではカバーしきれない場合は,周辺情報を取り入れたナビ・インフラ協調システムも必要とされる。しかしながら,これらの技術においては,1.1.1 項にて紹介した通り,盛んに研究されている。そこで,本論文は,運転操作不適による予防安全研究に焦点を絞っていくことにする。まずは,運転操作不適に関する交通事故について,調査を紹介していく。

## 1.1 研究背景

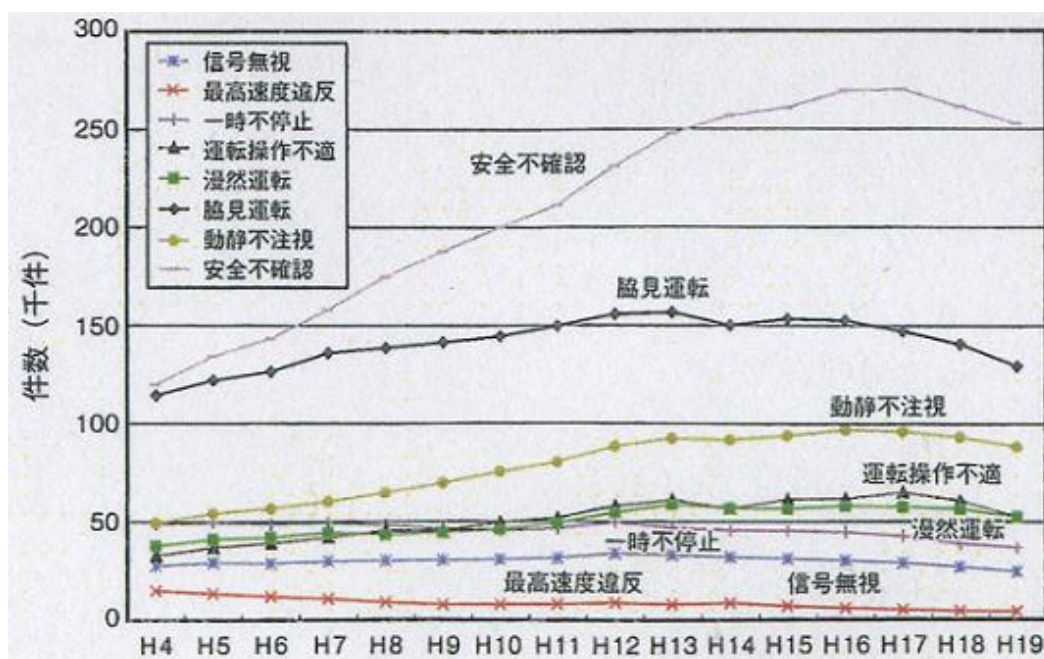


図 1.3 交通事故の原因別発生状況

運転操作は一般的に、認知、判断・予測、操作の三段階に分けることができる。図 1.4 は、操作ミスによる交通事故原因について、各三段階の割合を示している。操作と比較して、認知と判断・予測による原因が多いことが分かる。操作については、パワーステアリングによる操舵支援の進歩により、向上したと考えられる。しかしながら、運転者とステアリング装置の親和性が不十分であり、判断・予測、認知を向上させるマンーマシンインタフェースの研究が必要とされる。

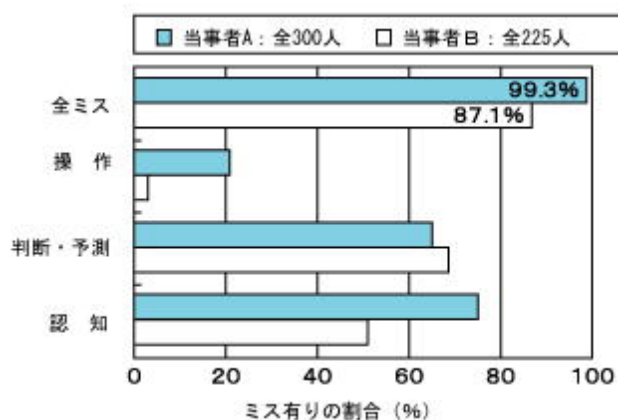


図 1.4 運転者の操作ミスによる行動分析

## 1.1 研究背景

図 1.5 は運転操作不適に関して、さらに原因を細分化させたグラフである。運転操作ミスをブレーキ操作とハンドル操作に分けると、ハンドル操作ミスによる事故が大半であることが分かる。居眠り、思い込み、飲酒による操作ミス検知については、先行研究<sup>[14][15][16]</sup>にあるように、運転者の状態推定が盛んに研究されている。ただし、現段階の運転者の状態推定研究は実用レベルには程遠いと筆者は考えている。本論文は、慌て、パニック、運転技量不足、操作に関する過信による運転操作ミスを軽減する人間親和型のマンーマシンインタフェースを検討する。

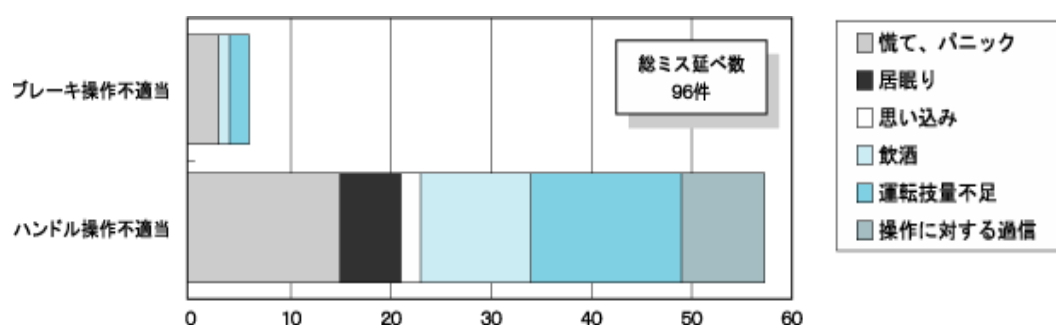


図 1.5 運転操作ミスの原因分析

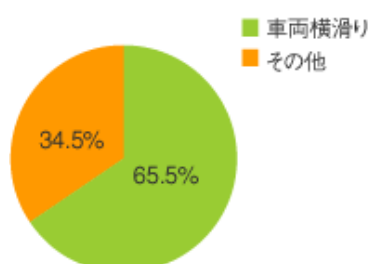


図 1.6 重大事故による車両横滑りの割合

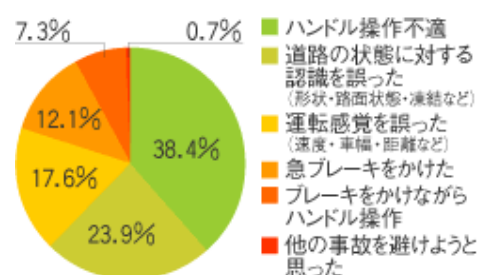


図 1.7 車両横滑りの原因

図 1.6 は自動車事故における、死亡者と重傷者を含む重大事故の中で、運転者の過失(脇見運転、不注意運転等)を除いて、65.5%の自動車は横滑りを引き起こしていることを示している。車両横滑りの原因は図 1.7 に示すように、ハンドル操作不適と路面状態を誤ったケースが多くを占めている。車両横滑りを抑制させる Electric Stability Control (ESC) は、実用化されているが、横滑りを検知した時にシステムが作動するので、検知が遅れた場合やタイヤが摩擦限界を超えた場合にシステムが動作しても、効果がない。つまり、危険予知の領域まで安全確保ができていない。また、人間は危険を予知する事がとても苦手である。横滑りを検知するのではなく、タイヤのグリップ状態を定量的に推定し、危険を予知する研究が重要であると筆者は考えている。

## 1.1 研究背景

### 1.1.3 リスクホメオスタシス理論

図 1.2 の交通事故の発生件数および死者数における年次別推移において、事故発生件数や軽傷者数が減少傾向にないことに深い疑念を抱いていた。1978 年に初めて、電子制御による ABS システムが搭載された自動車が販売されて以来、様々な安全システムが研究、開発、実用化されてきたにも関わらず、それに反する結果であるからだ。筆者は、これまでの自動車安全に関する考え方に問題があるように思えてならなかった。そこで、技術研究論文ではなく、人間と交通事故の関係を研究している、面白い心理学説に目をつけた。

カナダの心理学者 ジェラルド・J・S・ワイルド教授が提唱しているリスクホメオスタシス理論<sup>[21][22]</sup>である。日本では立教大学・現代心理学部の芳賀繁教授が盛んに研究されている。ワイルドはどんなに進歩した安全装置を自動車に装備しても、どんなに道路を改良しても、どんなに交通違反の取締りを強化しても、事故率は変わらないと主張している。例えば、電子制御による安全技術が高まれば、それを利用してスピードを出し、電子制御装置でカバーできる安全領域を超え、結果として事故につながると考えている。つまり、人間は安全マージンを使い切ってしまう。ワイルドは交通事故を減らすには、人間の「リスク目標水準」を下げなければならないと主張している。人間はあるリスク目標水準をもっており、リスクを受け入れるかの判断をしている。人間があるリスクに直面した際に、行動を抑制するか、無視して行動するかをの閾値と考えればよい。リスク目標水準の方が下であれば、スピードを落とし安全運転行動をとる。一方、上であれば、リスクを受け入れてしまう。結論としては、人間にリスクを認知させ、リスク目標水準を下げ、危険行動を抑制させる必要がある。

#### リスクホメオスタシス理論の仮説

**仮説 1** 運転者のリスク目標水準が変わらない限り、運転態度が変化し、運転時間当たりの事故率は変化しない

**仮説 2** 運転者のリスク目標水準を下げる如果能够できれば、事故率を減少させることが可能となる

この心理学説を証明する面白い実験検証を含む論文も数々ある。例えば、ドイツのミュンヘンのタクシー実験である。<sup>[23]</sup> この研究はドイツ連邦運輸省の委託研究であり、リスクホメオスタシス理論のいくつかの仮説を実証的にテストするために行われた実験である。タクシー会社は同じ型式の ABS 装備車と非装備車をそれぞれ用意し、タクシー運転手の大多数が ABS 装備車と非装備車のどちらかをランダムに割り当てられ、残りの運転手は二種類の車両を交代で運転した。3 年の実験の間、ABS 車両と通常ブレーキ車両の交通への使用条件(運転の時間帯、曜日、季節、天候)は、慎重に等しくなるようにされた。調査期間に起こった全事故件数は 747 件となり、ABS 装着車の方が事故件数が若干高く、滑り易い運転状況の事故が多かった。また、運転者に過失がない事故分類では明らかに比率が高かった。他の調査

## 1.1 研究背景

項目として、運転者には知らせずに ABS 装備車と非装備車、それぞれ 10 台に、加速度センサ取り付け付けた。サンプリング周期 10ms で 3276 時間を記録した。記録結果から ABS 装着車に、より多くの加減速が見られ、非常に強いブレーキ操作の傾向があった。さらに、調査は運転スタイルの観察も行った。観察員はタクシーを呼びとめ、客として乗車し、ABS 装着車 57 回と非装着車 56 回の運転行動を観察した。運転者は自分の運転している車の性能は熟知しているので、当然それが ABS 装着車であるか否かは気付いていたが、観察者は知らない。観察結果によると、ABS 装着車の運転者は非装着車と比較して、カーブを急激に回る、車線保持行動に正確さを欠く、前方視距離が狭くても前進する、合流時の調整が雑で交通コンフリクトを生み出す事が示された。以上の結果から、仮説 1 が示された。次に、リスク目標水準を変化させるため、実験 4 年目から車両修理のコストの一部を運転者へ負担させる社内規定を公布させた。また、著しく悪質な事故記録が重なった場合は解雇すると警告した。実験結果は、ABS 装備車と非装備車で事故の発生率に変化はなかったが、全体の事故件数が激減した。この結果は、交通事故による自己責任負担や解雇警告により、運転者のリスク目標水準が下がり、事故率が減少したと推察できる。本実験により、リスクホメオスタシス理論の仮説 2 も証明された。

もう 1 つ、スウェーデンとアイスランドの面白い例がある。<sup>[24]</sup> 1960 年代のある早朝、左側走行から右側走行に切り替えたことがある。一般の人々や政治家だけではなく、両国の専門家も事故率が増加すると予想していたが、逆に前年と比較して激減した。しかしながら、スウェーデンでは 2 年後、アイスランドでは、10 週間後に事故率は元に戻ってしまった。リスクホメオスタシス理論では以下のように説明している。走行車線の左右切り替えにより、これまでの運転習慣がミスを引き起こし、悲劇的な事故が起こると予測した二カ国の運転者はリスクを過大に見積もり、目標水準を下げた。その結果、普段より慎重な運転行動をとり、低い事故率につながったと考えられる。しかし、その後、スウェーデンの人々は経験やマスコミを通じて、左右切り替えによる走行が危険ではないことを知り、知覚されたリスク水準が低下し、注意深い運転を怠り、事故率が元の水準に戻ったと考えられる。

## 1.1 研究背景

### 1.1.4 運転者への警告手段

前項において説明したリスクホメオスタシス理論によれば、交通事故をなくするためには、運転者へ危険を認知させ、リスク目標水準を下げる必要がある。運転者への警告手段としては、警告音や警告灯を用いる表示警告とハンドル反力等を用いる体感警告がある。それぞれの長所と短所を表 1.1 に示す。警告音や警告灯は衝突回避ブレーキやレーンキーピング等において、既に適用されており、最も一般的な警告手段である。しかしながら、聴覚や視覚は老化による衰退が大きく、見落としや機器逃しが多くなる。また、運転者の技量により、個人が望む必要な警報レベルやタイミングが異なるため、一意的に決定することが現状、困難となっている。一方、体感警告は運転歴に関係なく危険を認知でき、最も有効な警報手段であるとの研究報告がある。<sup>[25][26]</sup> また、ハンドルの場合は常に運転者が握っているため見落としがなく、認知と回避操作を同時に実現できる。しかしながら、警報としての効果は大きい、ハンドルが取られる等のご操作の危険がある。<sup>[27]</sup> それゆえ、人間親和型のアクチュエータ制御が必要とされている。

表 1.1 運転者への警告手段の比較

運転者への警告手段	長所	短所
□ 警報音、警報灯	(1). 導入が容易であり、最も一般的な情報提供手法 (衝突回避ブレーキ、レーンキーピングにも利用されている)	(1). 視覚や聴覚は老化による衰退が大きく、見落とし、聞き逃しが多くなる (2). 運転歴の浅い人や長い人で応答時間に差がある (3). 各ドライバーの技量により、個人が望む必要な警報レベルやタイミングが異なり、一意的に決定する事が困難な現状
体感警告(ハンドル反力等)	(1). 運転歴に関係なく、危険を認識でき、最も有効な警報手段であるとの研究報告がある (2). ハンドルは常に握っているため、見落とし等がない (3). 認知と回避操作を同時に実現できる	(1). 警報として効果が大きい、ハンドルが取られる等の誤操作の危険がある

## 1.2 人間親和型モーションコントロールの必要性

1.1 項において述べたように、近年の交通事故の大半はヒューマンエラーに起因している。そこで、人間のミスを的確に検出し、能動的に危険を回避するアクティブセーフティ技術が 2000 年以降から盛んに研究・開発されているが、交通事故件数は依然として高いレベルにある。また、人間と交通事故の心理学説であるリスクホメオスタシス理論によれば、どんなに安全技術を高めても、運転者がリスクを認知し、運転行動を変えない限り、事故は減少しないとされている。それゆえ、何らかの人間親和型マンーマシンインタフェースを用いて、運転者にリスクを分かり易く提示し、リスク目標水準を下げる(リスク行動を抑制する)手法が必要とされている。一方、人間はミスする生物であるため、できるだけ人間を介入させない交通システムを構築させることにより、交通事故を低減させる解決策もある。Intelligent Transport System (ITS)を始めとする次世代交通システムにおいては、情報機器を介して、運転者に危険を伝達するシステムや車間通信とオートクルーズによって、一定の車間を維持させながら自動走行する研究もある。これらの研究は、鉄道交通システムに近い考え方であり、交通事故を減少できることは鉄道が証明している。しかしながら、都市部においては ITS システムが導入されると思われるが、全国にシステムを網羅するのは現実的に難しい。また、自動車は鉄道とは異なり、都合の良い時間に好きな場所へいつでも行くことができ、かつ運転を楽しむこともできるモビリティである。筆者自身も運転を楽しみ、休日は山や海などに出掛けることが多い。そこで、人間主体で安全な自動車社会の構築が必要とされている。

## 1.3 研究目的

前項までにおいて、自動車安全技術の歴史、交通事故の調査、さらには交通事故と人間の心理学説にまで及ぶ、研究背景を述べてきた。まとめると、自動車の交通事故による死者数や重傷者数は、衝突安全(パッシブセーフティ)技術の進歩により年々、減少している。しかしながら、交通事故発生件数や軽傷者数は減少傾向になく、依然として高いレベルにある。そして、交通事故の大半は安全不確認や運転操作不適等によるヒューマンエラーに起因している。それゆえに、車両や運転者の危険を未然に検出し、能動的に危険回避をアシストするか、もしくはミスを起こし難くするようにアシストするアクティブセーフティ技術が必要とされる。例えば、安全不確認においては運転者の視界を支援する技術、脇見運転においては運転者の状態検知技術と支援システムを組み合わせた開発が求められる。また、自律系の支援システムではカバーしきれない場合は、ITS 技術を始めとする周辺情報を取り入れたナビ・インフラ協調システムも必要とされる。しかしながら、これらの技術は、1.1.1 項にて紹介した通り、盛んに研究されている。

そこで、本論文は運転操作不適による予防安全研究に焦点を絞る。まずは、運転操作不適に関する交通事故について原因調査すると、ブレーキ操作ミスと比較して、ハンドル操作ミスによる事故が圧倒的に多く、慌て、パニック、運転技量不足、操作に関する過信により運転操作ミスが生じている。そして、重大事故の 65%は車両が横滑りを起こしている。また、運転行動を認知、判断・予測、操作の三段階に分けると、操作と比較して、認知と判断・予測による原因が多い。操作については、パワーステアリングによる操舵支援の進歩により、向上したと考えられが、運転者とステアリング装置の親和性が不十分であり、判断・予測、認知を向上させるマン・マシンインタフェースの研究が必要とされている。

交通事故と人間を心理学から研究しているカナダのジェラルド・J・S・ワイルド教授が提唱しているリスクホメオスタシス理論では、人間はあるリスク目標水準をもっており、知覚するリスクと比較することにより、リスクを受け入れるか否かを判断している。リスク目標水準の方が下であれば、安全運転行動をとる。一方、上であれば、リスク行動は抑制されない。結論は、人間にリスクを認知させ、リスク目標水準を下げ、リスク行動を抑制させることが重要である。

以上の経緯を踏まえ、「電気自動車の人間親和型モーションコントロール」を提案する。概念図を図 1.8 に示す。

提案手法は運転者、電気自動車、操舵支援システム、感度補償システムの 4 ブロックから構成され、電気モータの優れた制御性を利用した精確な路面状態推定、及び運転者と電気自動車の親和性を向上させる新しいモーションコントロールにより、自動車安全性の向上を目的とする。指導教員の堀洋一教授からは、制御工学やモーションコントロールの授業で、「制御は機械特性を化けさせる」と習い、そこが制御の真髄である。本論文の場合は、少し異なり、「制御が人間の感覚特性を化けさせている」。

### 1.3 研究目的

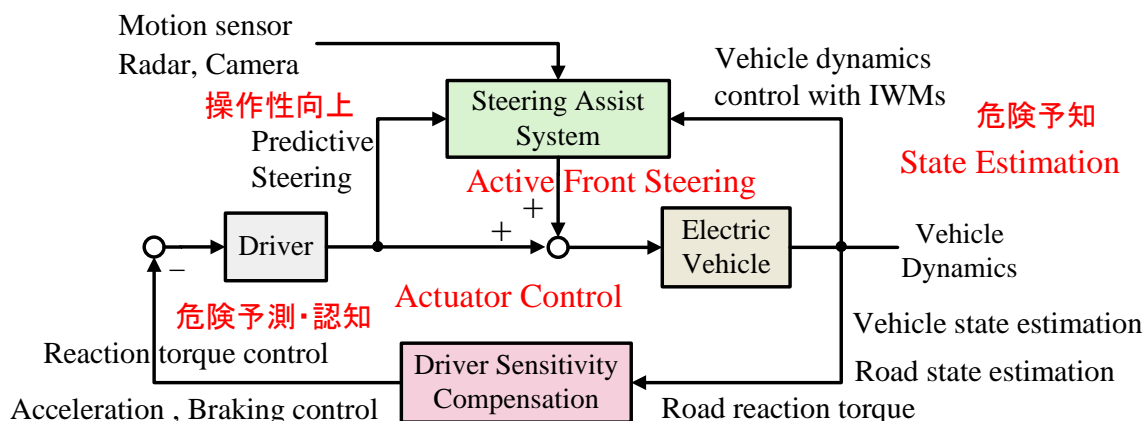


図 1.8 電気自動車の人間親和型モーションコントロールの概念図

電気モータは、従来の内燃機関エンジン車と比較して、以下の理由により制御性に優れている。(1) トルク応答が2桁以上速い、(2) モータの電流を測定することにより、精確なトルクが検出できる。この2つの特徴を用いたオブザーバを設計することにより、電気モータを高性能なセンサとして利用し、高速かつ高精度な制御が可能となる。また、(3) 小型化が可能のため、インホイールモータとして左右輪に分散配置し、駆動力差によって車両運動を制御することができる。これらの利点を有する電気モータをアクチュエータとして、電動パワーステアリングと電気自動車の駆動輪に搭載し、以下に挙げる3つの制御手法を提案し、運転者の操作ミスを軽減する操舵支援や高性能な路面状態推定に基づく車両運動安定化制御を実現する。

1. タイヤのグリップマージンを定量的に推定し、路面状態の危険度を数値化させた。
2. 人間の感覚特性に基づくパワーアシスト手法により運転者の危険予測、認知能力、危険回避能力を向上させた
3. アクティブ前輪操舵による操舵干渉を低減化し、自動操舵と運転操作の親和性を向上させた

提案手法は MATLAB/Simulink や CarSim を利用したシミュレーションとドライビングシミュレータによる実験評価により、有効性を検証する。

人間親和型モーションコントロールを危険予測から衝突までの時間軸で表現すると、図 1.9 となる。衝突後はエアバッグや衝撃吸収ボディにより車内の安全確保がされる。そして、タイヤロックや車両横滑り等の危険発生時は、ABS や DYC 等により車両運動を安定化させる技術がある。人間親和型モーションコントロールは、ITS と同様に危険予測から危険発生までの領域をカバーするが、人間主体により安全を確保する位置付けとなる。また、時間軸におけるタイヤグリップマージン(TGM)と具体的な人間親和型モーションコントロールの

### 1.3 研究目的

関係を図 1.10 に示す。まず始めに、TGM は路面状態の危険度を数値化することにより、危険を予知する。TGM がゼロとなった時に、タイヤの横力が飽和し、車両が横滑りをする。そこで、TGM がゼロではない場合は、運転者へ路面や車両情報を積極的にフィードバックし、危険を予知及び、認知させる。TGM がゼロとなった時は、インホイールモータの制駆動力差制御やアクティブ前輪操舵による自動操舵が介入し、車両運動を安定化させる。

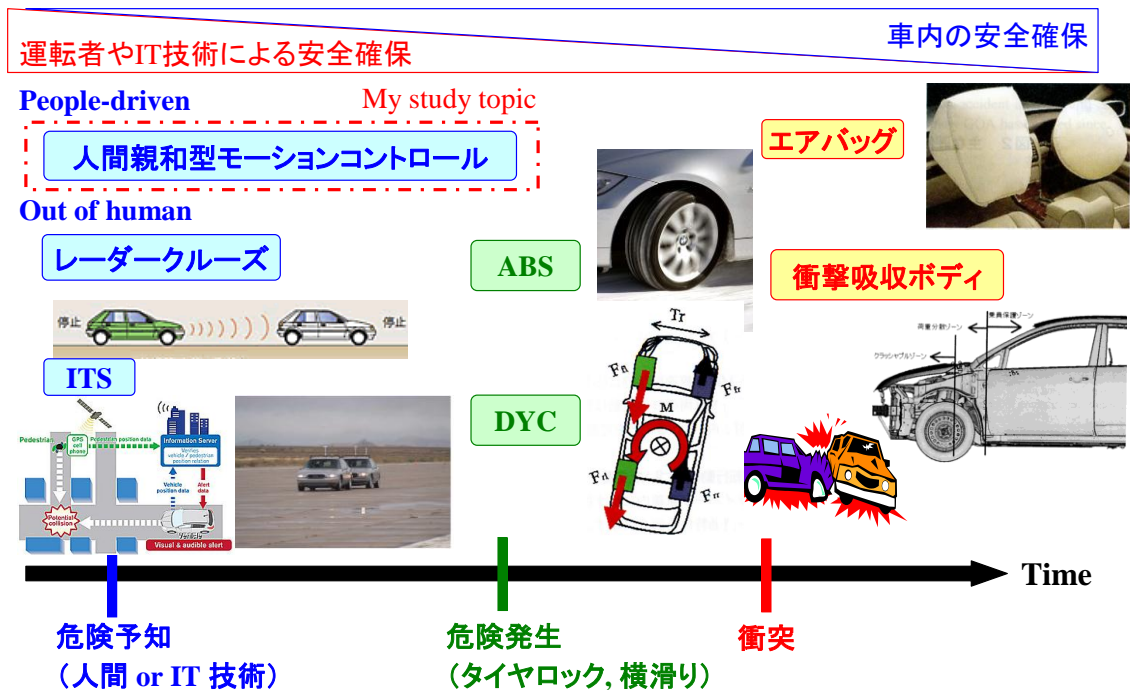


図 1.9 安全技術における人間親和型モーションコントロールの位置付け

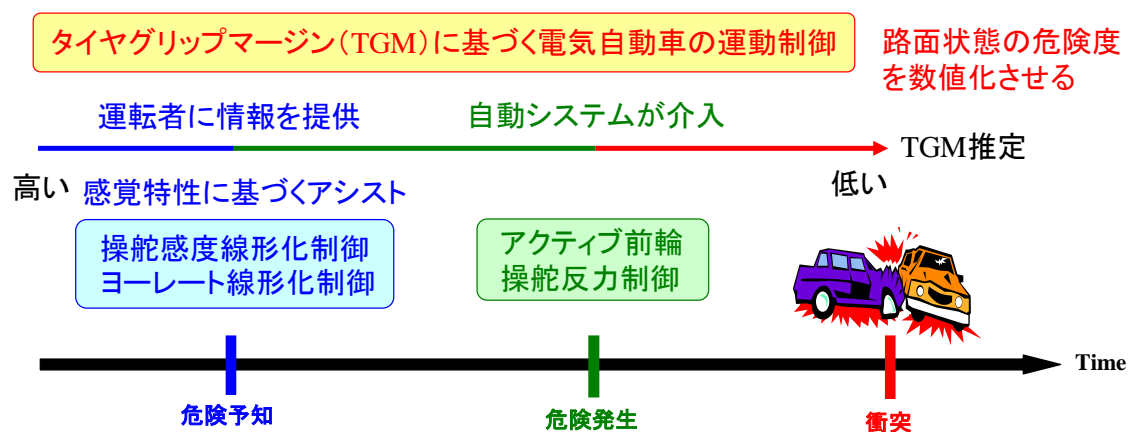


図 1.10 タイヤグリップマージンと人間親和型モーションコントロールの関係

# 1.4 電気自動車の人間親和型モーションコントロールに 関連する先行研究紹介

本項は、本論文に関連する先行研究を紹介する。筆者と全く同じコンセプトで研究している論文はないので、それぞれの要素研究を紹介していく。

## 1.4.1 能動的操舵支援システムの研究事例

ヒューマンエラーを検出して、能動的に危険回避をアシストするアクチュエータの1つとして、ステアリングシステムがある。一般的なステアリング機構はハンドル角と前輪軸角は1対1の角度関係であるため、運転者のミスを検出しても、前輪のみを操舵することができない。そのため、以下に挙げるステアリング機構を導入する必要がある。現在のところ、遊星歯車やハーモニックギヤを利用した差動機構ステアリングと **Steer-By-Wire** の2手法がある。

### (1) Steer-By-Wire

自動車の軽量化、それに伴う燃費向上、デザインの自由度の拡大と言った利点から、**X-by-wire** 技術が注目されている。**X-by-wire** 技術の適用箇所としてはステアリング (**Steer-by-wire:SBW**)、スロットル (**Throttle-by-wire**)、ブレーキ (**Brake-by-wire**) などが考えられている。これらは油圧やシャフトなどの機械的な機構を用いずに、電氣的にステアリング操作やブレーキ操作などを行う技術である。図 1.11 に示すように機構部品が省略できるため、制御自由度や車内空間の自由度が上がる。また、部品の組み付けコストの削減や車体の軽量化なども見込める。これによって、車両の製造コストを削減し、燃費を向上させること等も期待できる。さらに、ソフトウェアだけで高度な車両制御をすることが可能なので、自動運転などを実現するための基本技術ともいえる。図 1.12 は東京モーターショーで展示された **SBW** によるデモカーである。機構部品を用いないため運転席を回転させることが可能となる。しかし、**SBW** は新たなリアルタイム OS の仕様策定やソフトウェアの故障時に対する補償をどのように設計すべきか等の安全面に多くの課題があり、市販車への搭載は例がない。また、**SBW** は機構部品を電気信号に置き換えるため、路面状態を運転者へ伝達できない問題がある。そのため、制御面においては路面状態に応じた自動車の安定走行制御などが利用できない。

## 1.4 先行研究紹介

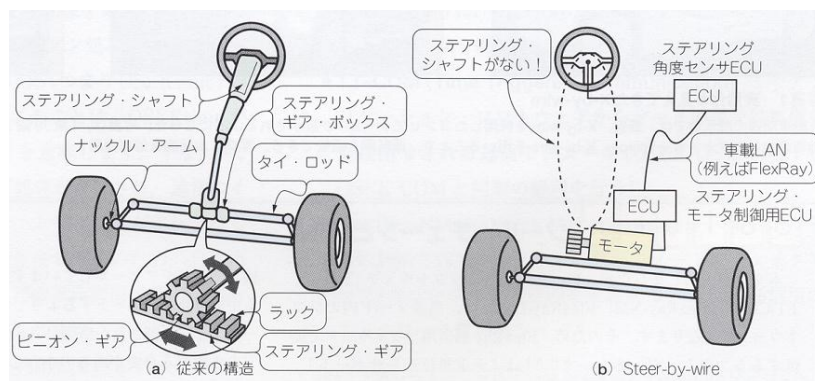


図 1.11 ステアバイワイヤ(SBW)の概要図 (文献[28])

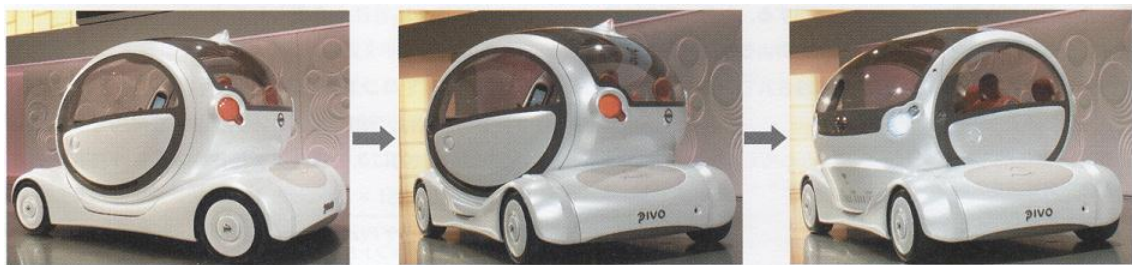


図 1.12 SBW システム搭載の東京モーターショー展示車(日産自動車 PIVO)

### (2) ステアバイワイヤを用いた $D^*$ 制御

本項はステアバイワイヤ(SBW)による操舵反力制御の先行研究の一例として、(株)JTECT (旧光洋精工)の  $D^*$  制御を説明し、運転者への操舵反力について検討する。(詳細は文献[29]～[32]参照) SBW は路面反力を運転者へ伝達できない問題があるが、 $D^*$  制御は車両ダイナミクスから路面反力を作り出すことで問題点の改善を行っている。また、操舵反力と車両の応答遅れ感の関係をドライビングシミュレータにより、検証している。

#### (a) SBW による操舵反力制御

通常、自動車のステアリングホイールは十分剛性の高いトルクセンサを介してタイヤに拘束されている。そのため、タイヤのセルフアライニングトルク(SAT)や外乱入力ステアリングホイールへ伝達され、運転者はそれを反力として感じている。また、ステアリングホイールに伝わる反力はコーナリングフォースに比例しており、これは前輪舵角と車速に応じて大きくなり、あるスリップ角以上で飽和する。SBW ではステアリングホイールと前輪の間に機械的結合がないため、原理的にこのような反力は運転者へ伝達されない。そこで、反力トルクモータにより操舵反力を制御することになる。SBW を用いたステアリングシステムを図 1.13 に示す。引用論文は操舵反力が応答遅れ感と関係していることを示している。

## 1.4 先行研究紹介

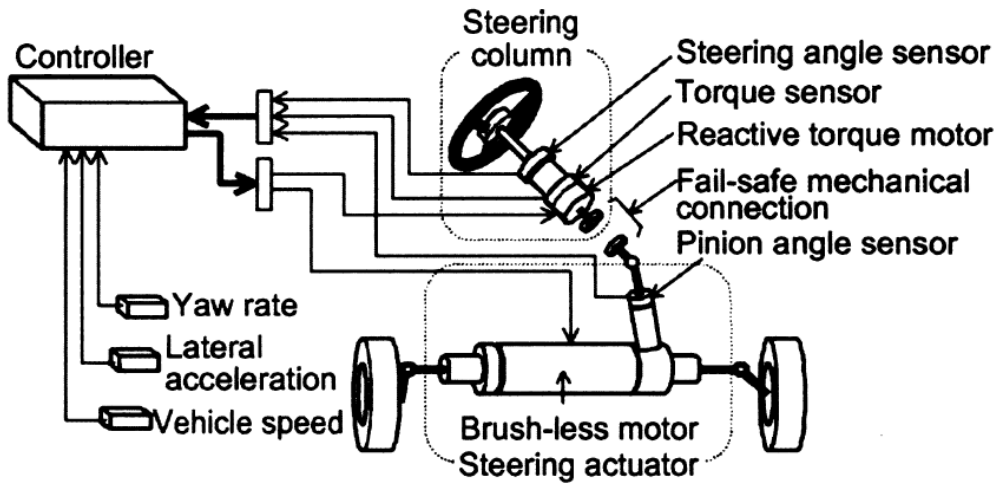


図 1.13 SBW を用いたステアリングシステム

### (b) $D^*$ 制御

運転者が実際に感じる旋回感は横加速度  $G_y$  とヨーレート  $\gamma$  の代数和として定義される。この  $D^*$  は車両ダイナミクスを通して運転者が感じる応答遅れの指標として用いている。

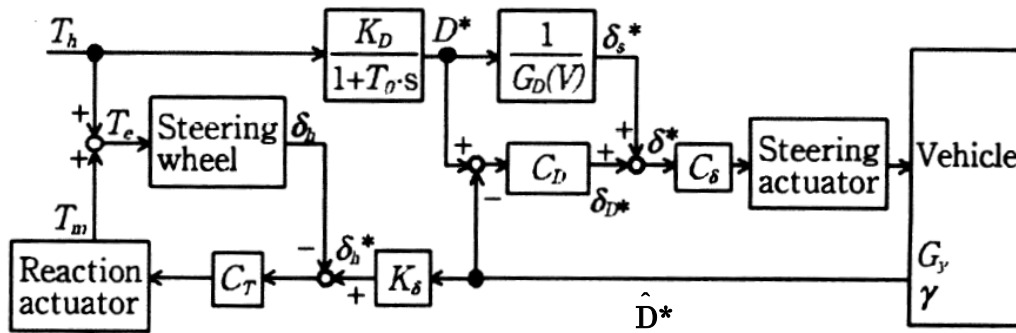
$$D^* = K_1 G_y + K_2 \gamma \quad (1.1)$$

$K_1$ ,  $K_2$  は横加速度とヨーレートの重みを決定する定数である。 $K_1$  が大きいと横加速度制御が強くなり、 $K_2$  が大きいとヨーレート制御に近付き、車速に応じて変化させている。

### (c) $D^*$ 制御によるステアリング制御

SBW による前輪舵角制御を実現するためには、前輪舵角をステアリング角へ追従させる位置制御によって実現できるが、操舵角を入力として目標となる  $D^*$  値を生成し、測定によって得られる  $D^*$  値を追従させることで、位置制御より外乱に対してロバストな制御系が実現できる。さらに測定値による  $D^*$  値を用いて、自動車の車両運動を運転者へ伝達することができる。ここでは、車両運動フィードバックが可能な  $D^*$  制御について説明する。制御ブロック図を 1.14 に示す。

このブロック図にある  $D^*$  は車両運動の目標となる  $D^*$  値であり、 $\hat{D}^*$  は実車から測定した  $G_y$  と  $\gamma$  を用いて式(1.1)より計算した  $D^*$  値である。まず、運転者の操舵トルク  $T_h$  から目標となる  $D^*$  値を計算し、 $\hat{D}^*$  を  $D^*$  に追従させるように前輪舵角  $\delta$  を制御する。さらに、 $\hat{D}^*$  に比例するように操舵角  $\delta_h$  を位置制御することで、運転者へ反力を伝達することができる。



$K_D$  : 目標 $D^*$  比例ゲイン

$G_D(V)$ : FFゲイン

$\delta_s^*$  : FF制御部目標前輪舵角

$\delta_D^*$  : FB制御部目標前輪舵角

$C_D$  : フィードバック制御器

図 1.14  $D^*$ 制御のブロック図

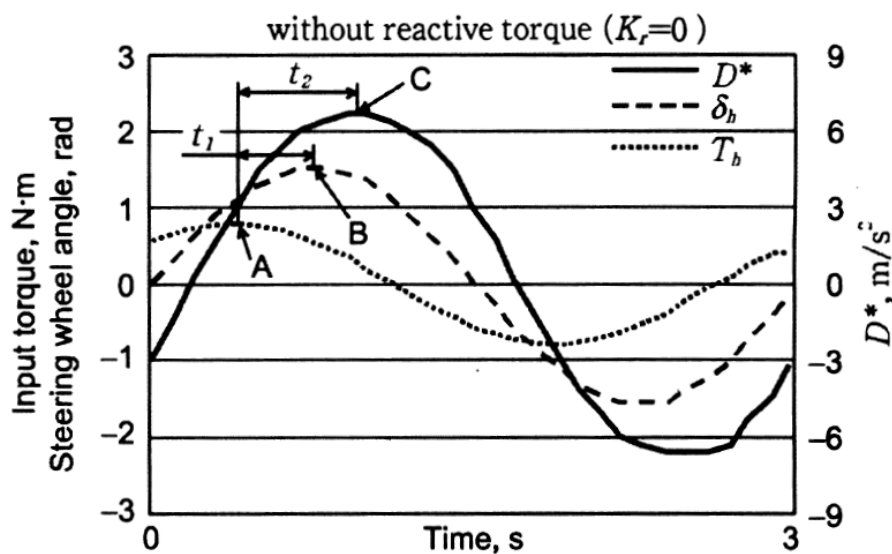
#### (d) 操舵反力と運転者が知覚する車両応答遅れ感の関係

走行条件は路面摩擦係数  $\mu_t$  のアスファルト路、車速は 16.7(m/s)とする。運転者は、ステアリングホイールに正弦波トルクを入力し、操舵角の片振幅 1.57(rad)、操舵周期  $T=3$  秒によりスラローム走行する。その時の実験結果を図 1.15 に示す。操舵反力のない  $K_r = 0$  の場合とステアリングホイール角 1.57(rad)で操舵反力が約 0.5(Nm)となる  $K_r = 8$  を比較・検討する。 $K_r = 0$  の場合、A 部における入力トルクの極大に対して、応答遅れ時間  $t_1$  秒後の B 部でステアリングホイールの回転方向が反転し、 $D^*$ の極大は  $t_2$  秒後の C 部で現れた。この際、 $t_2$  が大きいほど運転者は応答遅れを強く感じる結果となった。一方、 $K_r = 8$  の場合は  $t_1$ ,  $t_2$  ともに減少し、運転者の応答遅れ感も減少した。この実験結果から操舵反力が運転者の感じる応答遅れに影響を与える事が示された。

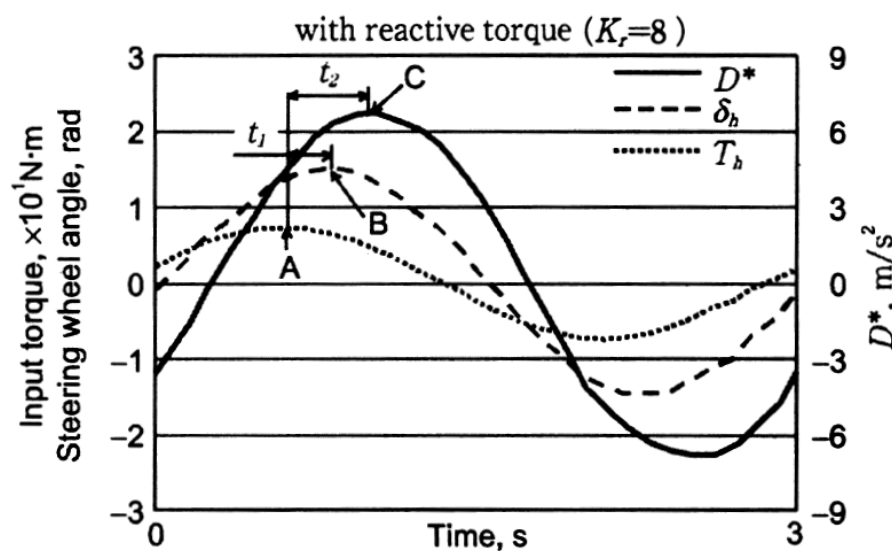
また、図 1.16 に  $K_r$  を 0 から 12 まで変化させた場合の、操舵角と  $D^*$ の位相遅れ  $2\pi t_1/T$ ,  $2\pi t_2/T$  を示す。実験結果をみると  $K_r = 8$  より  $K_r = 12$  の方が確かに位相遅れは小さいことが分かる。しかし、運転者への反力が強すぎると操舵角が小さく、かえって応答遅れ感が増加したと報告されている。この時の  $K_r = 0, 8, 12$  におけるステアリングホイール角速度の波形を図 1.17 に示す。 $K_r = 8$  の時、波形は最も正弦波に近く、切り込み初期の操舵角加速度も低かった。図中の  $\theta$  が大きいほど初期の操舵角加速度は低い。一方、 $K_r = 12$  の場合は  $K_r = 0$  と同様に波形が乱れ、操舵角加速度が高くなった。操舵反力が強すぎると、ステアリングを切り返した際などに、そのバネ性の反力によりハンドルが強く押し戻され、かえって角加速度が増加し、運転操作しにくくなる。このように、実装の際は人間感覚特性を加味して操舵反力を決定・調整する必要がある。

## 1.4 先行研究紹介

そこで、本論文は人間の感覚特性に基づく操舵アシスト手法により、車両運動と一体感のあるマンーマシンインタフェースを検討する。筆者の主張としては、一体感のある操舵支援を目指す場合は、反力制御を個別に考えるのではなく、アシストと反力の制御を同時に検討する必要があると考えている。また、引用論文でも述べられているが、操舵反力をバネ係数  $K_r$  により調整するのは、親和性が低下する。筆者もバネ反力は人間の感覚に合っていないと考えている。



(a)  $K_r = 0$  (反力なし) の場合



(b)  $K_r = 8$  (反力あり) の場合

図 1.15 操舵反力と運転者が感じる応答遅れ

## 1.4 先行研究紹介

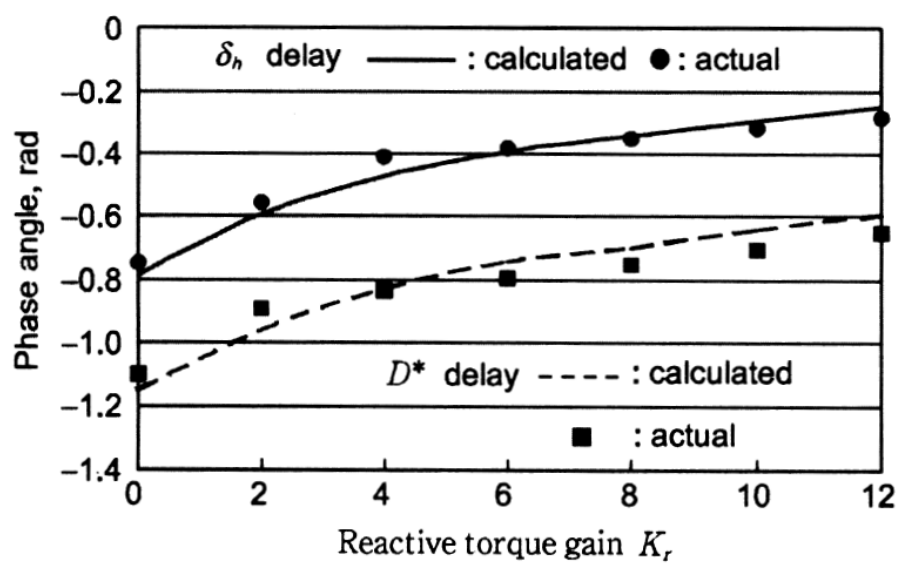


図 1.16 操舵反力と位相遅れ

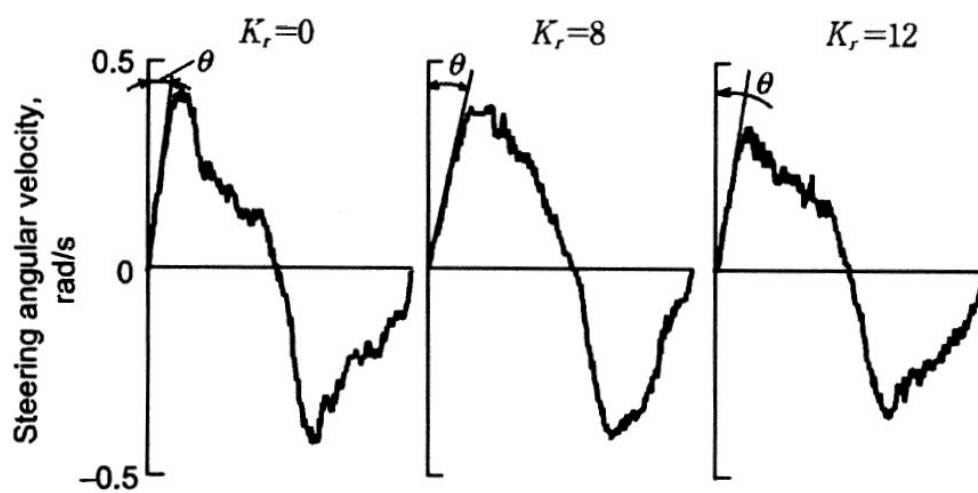


図 1.17 操舵反力とステアリングホイール角速度

## 1.4 先行研究紹介

### (3) 差動機構ステアリングの市販車への適用例

アクティブ前輪操舵(AFS)技術は、すでに市販車へ搭載されているものがある。AFS を実現するための差動機構は、遊星歯車と波動歯車（ハーモニックギヤ）を用いたものに大別される。

#### (a) 2重遊星歯車による手法

2重遊星歯車による手法はBMW 社が採用している。<sup>[4][5]</sup> 同社の5series では可変ステアリング比制御のほか、オーバーステア時において、自動的に反対方向に操舵する機能も実現されている。操舵と前輪部分の概観を図 1.18, 操舵アクチュエータの概観及び構造を図 1.19, 2重遊星歯車の拡大図を図 1.20 に示す。2組の遊星歯車を向き合わせて、それぞれのサンギヤはギヤ比が異なり、ステアリング軸と前輪軸に接続される。そして、電気モータはウォームギヤを介して、リングギヤを制御することにより、可変ギヤ比が可能となる。 $\omega_{os}$  を前輪軸角速度,  $\omega_{sw}$  をステアリング角速度,  $\omega_{ring}$  をリングギヤ角速度とすると、式(1.2)となる。 $\alpha_1$  と  $\alpha_2$  は、機構により決まるギヤ比である。

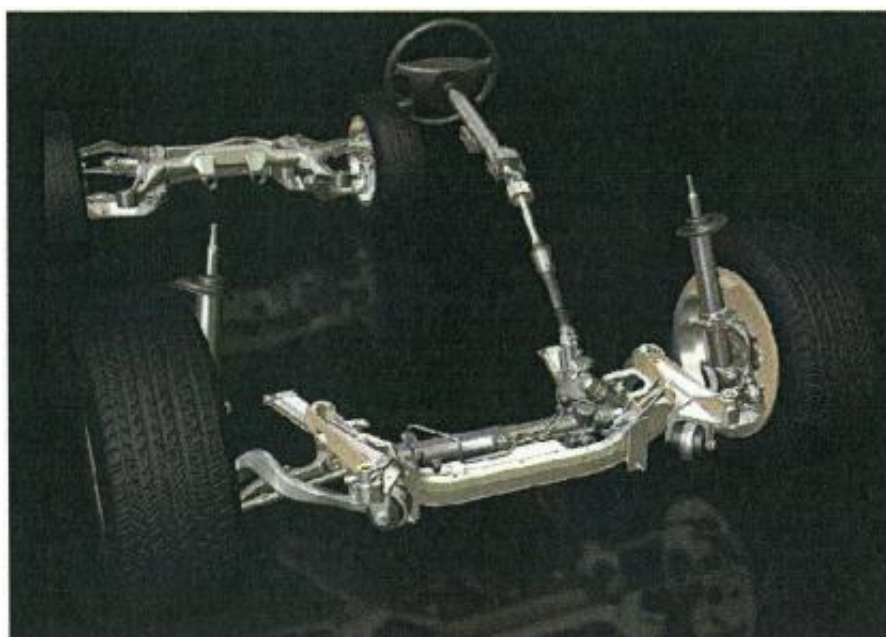


図 1.18 BMW・5series のアクティブステアリング

## 1.4 先行研究紹介

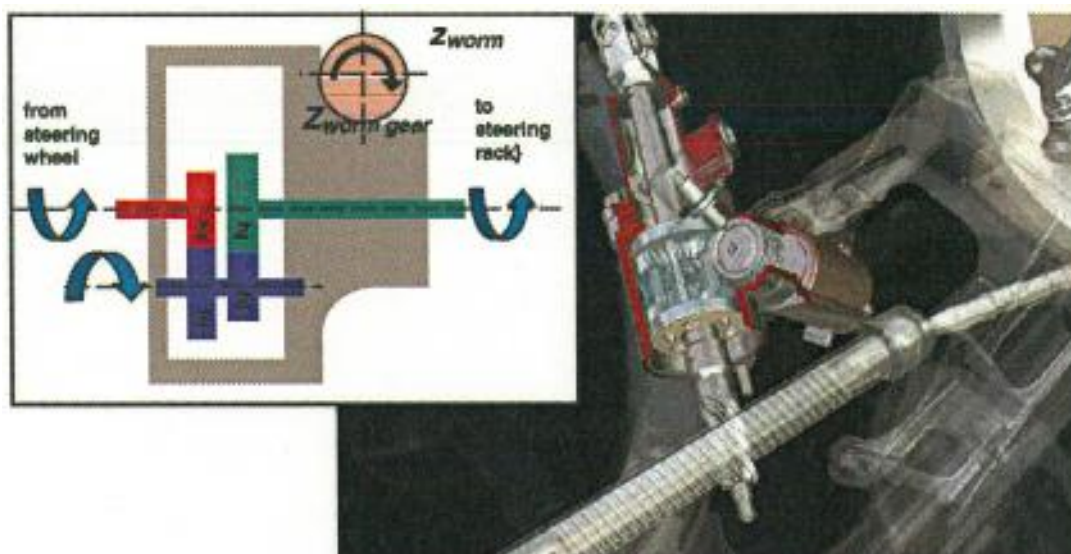


図 1.19 2重遊星歯車を用いた AFS アクチュエータ



図 1.20 2重遊星歯車の拡大図

$$\omega_{os} = \alpha_1 \omega_{sw} + \alpha_2 \omega_{ring} \quad (1.2)$$

次に、AFS の制御則について説明する。論文には詳細な数式は記載されておらず、図 1.21 に示すブロック図と説明が記載されている。運転者が操作するステアリング角を  $\delta_{\text{steering-wheel}}$  として、ステアリング角と車速から車両ヨーレート指令値  $\Psi_{\text{desired}}$  を生成し、実際の車両ヨーレート  $\Psi_{\text{vehicle}}$  が指令値へ追従するようにフィードバック制御する。車速と操舵角の関係を図 1.22 に示す。可変ギヤ制御より、低速域においてはギヤ比が小さくなり、ハンドルを大きく切らなくても曲がり易い車両運動が実現される。一方、高速域においては、ギヤ比が大きくなり、ハンドルの切り過ぎを抑制させる。

## 1.4 先行研究紹介

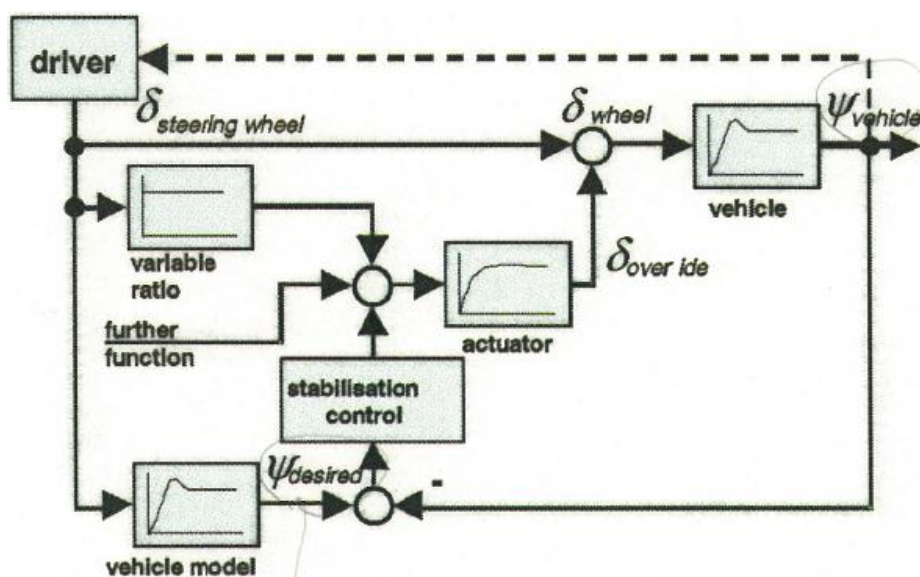


図 1.21 可変ギヤ比による車両運動制御のブロック図

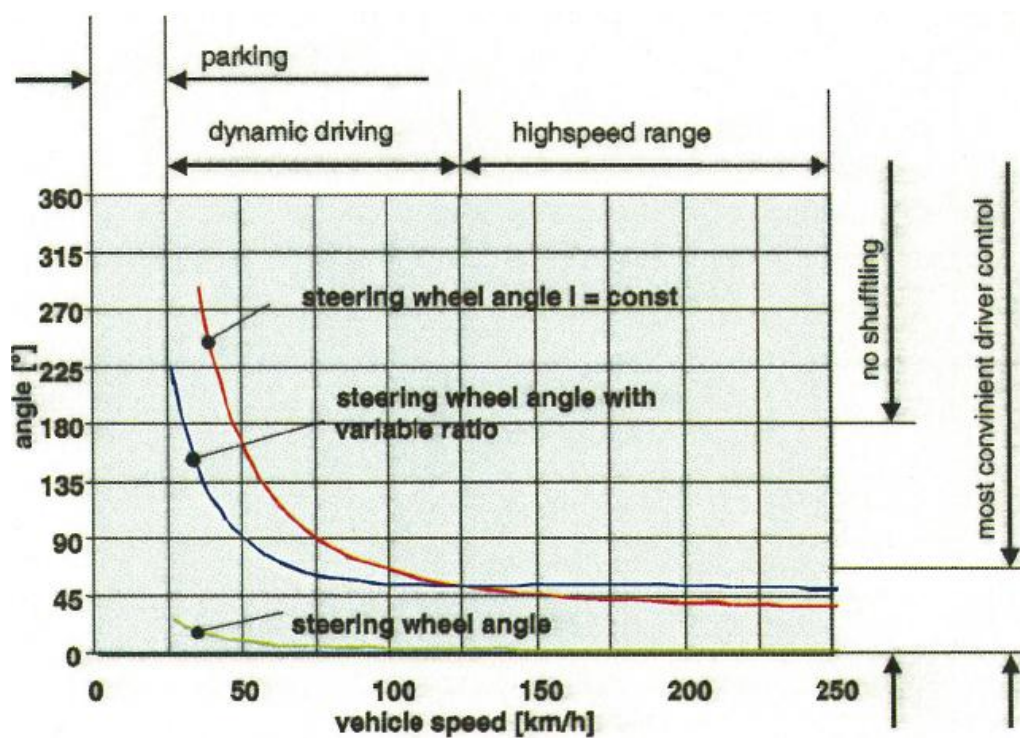


図 1.22 車速と舵角の関係

## (b) 波動歯車（ハーモニックギヤ）による手法

ハーモニックギヤは、特殊なスプラインを用いて同軸上で大減速比を得られる減速装置である。従来の歯車に比べると  $1/3$  以下の容量と、 $1/2$  以下の重量で同じトルク容量と減速比が得られるため、装置の小型・軽量化が実現できる。トヨタ自動車や日産自動車が採用している。<sup>[33][34]</sup> アクチュエータの概観と構造を図 1.23 に示す。右端は運転者が操作するステアリングホイールに連結され、その回転運動はブラシレスモータの外側に位置するハウジングを介してステータギヤに伝達される。ステータギヤはフレキシブルギヤとかみ合う内歯車となり、回転運動はフレキシブルギヤの外歯車の歯面を介して、ドリブンギヤに伝達される。この時、運転者の操作角とピニオンシャフト角は  $1:1$  の関係となる。

一方、アクティブステアリングの場合はハウジングに固定されたブラシレスモータの出力軸は波動発生器に連結される。波動発生器は、楕円状のカムとその外周にはめ込んだボールベアリングにより構成され、カムの回転運動はボールベアリング外輪を弾性変形させ、同時にこれと接するフレキシブルギヤが弾性変形する。その時、フレキシブルギヤは楕円状にたわめられ、楕円の長軸の部分でステータギヤと歯が噛み合う。フレキシブルギヤはステータギヤより歯数が 2 つ少ないため、移動量としては差分 2 として、ドリブンギヤを介してピニオンシャフトへ伝達される。引用論文は、モータの回転とピニオンシャフトの減速比は、 $1/50$  としている。このようにして、運転者の操舵角は従来のステアリング機構と同様にピニオンシャフトへ伝達され、アクティブステアリングのモータ回転角は減速器を介してピニオンシャフトへ重畳出力することが可能となる。

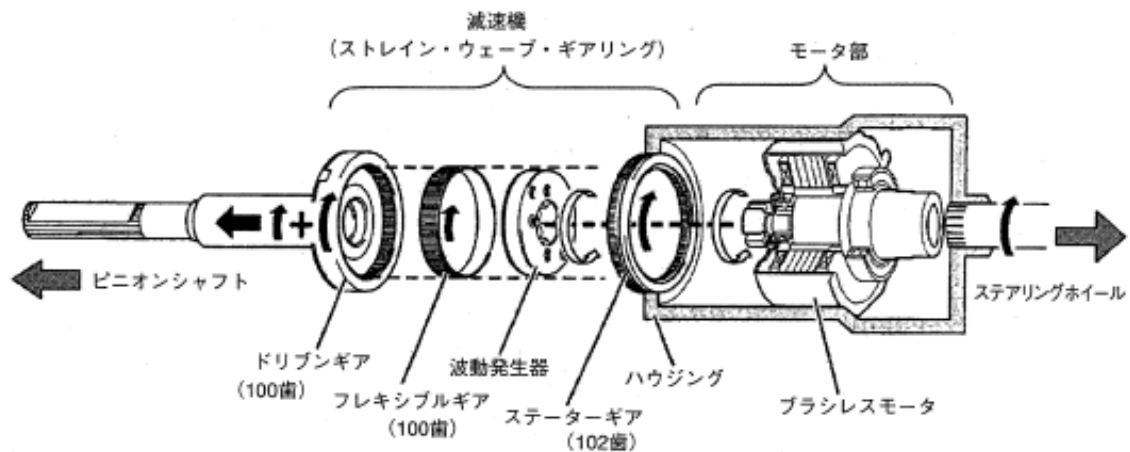


図 1.23 波動歯車（ハーモニックギヤ）の概観・構造図

## 1.4 先行研究紹介

車両運動の安定化手法については前項の **BWM** と同様、目標車両運動の指令値を計算して、実際の車両運動を指令値に追従するように制御している。しかしながら、アクティブステアリングとブレーキ力差の両方を統合的に制御する部分が **BMW** の方式と異なる。後輪横滑りの抑制制御ブロックを図 1.24 に示す。車両のヨーレートと車体スリップ角、それぞれの偏差と各輪のスリップ率から目標アンチスピンモーメントにより、操舵とブレーキの配分制御をしている。また、アクティブステアリングアクチュエータの駆動における運転者への反力についても検討されている。構造上、モータ駆動する際の反力がハウジングを介して運転者が握るハンドルに伝わる欠点を持つ。運転者へ伝達される反力は、路面反力  $T_{SAT}$ 、アクティブステアリングアクチュエータの駆動に伴って発生する反力トルク  $T_{AS}$ 、及び電動パワーステアリングのアシストトルク  $T_{PS}$  として、式(1.3)によって表現される。引用論文(33)は式(1.4)に従って、アクティブステアリングのアシスト舵角  $\delta_{AS}$  から慣性項  $I$  と摩擦項  $C$  により、 $T_{AS}$  を推定する。そして、電動パワーステアリングのアシストトルクに  $T_{AS}$  を加算することにより、運転者の反力を補償し、操舵フィーリングが急変しないように対策している。しかしながら、この操舵干渉はアクティブステアリングのアシスト舵角を大きくした場合や路面状態が変化した場合、補償が不十分となる。本論文は、アシストモータとオブザーバを利用して、直接的に路面反力を推定し、操舵干渉を抑制する手法を提案し、有効性を検証していく。

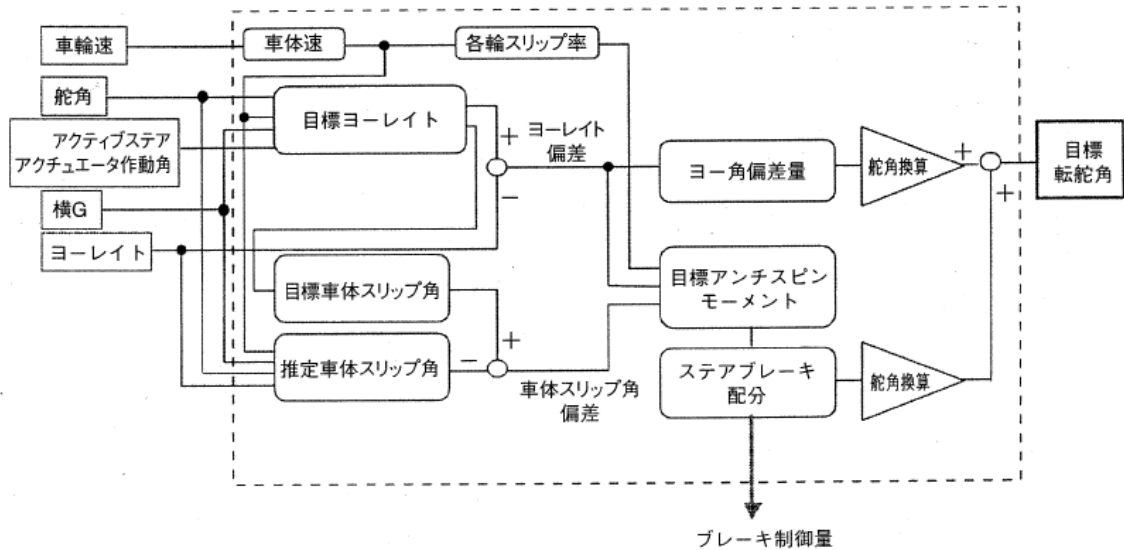


図 1.24 後輪横滑り抑制制御のブロック図

$$T_{ST} = T_{SAT} - T_{AS} - T_{PS} \quad (1.3)$$

$$T_{AS} = I\ddot{\delta}_{AS} - C\dot{\delta}_{AS} \quad (1.4)$$

## 1.4 先行研究紹介

### 1.4.2 車両状態や路面状態推定の研究事例

これまで、世界中の自動車メーカーや研究機関において、車両状態や路面状態を推定する手法は提案されてきた。一番有名なのは、タイヤのスリップ率を計算することにより、路面摩擦係数  $\mu$  を推定、及び制御する手法である。タイヤの半径と回転角速度を  $R$  と  $\omega$ 、車体速を  $V$  とすると、式(1.5)よりタイヤのスリップ率  $\lambda$  を計算できる。そして、スリップ率と路面摩擦係数  $\mu$  には、関係式(1.6)があることが知られている。<sup>[35]</sup> パラメータ  $B, C, D, E$  を適切に定めることにより、図 1.25 に示すような路面状態に応じた  $\mu$ - $\lambda$  曲線を描くことができる。また、スリップ率  $\lambda$  に対する制動摩擦係数  $\mu_b$ 、及びタイヤ横滑り摩擦係数  $\mu_s$  の特性は図 1.26 のようになる。スリップ率  $\lambda=0$  の時、つまり非制動時は  $\mu_b=0$ 、 $\mu_s$  は最大となる。スリップ率が増加するにつれて、 $\mu_b$  は増加するが、ピークを過ぎると減少していく。一方、 $\mu_s$  は一様に減少していく。図 1.26 は、乾燥アスファルト路面の特性であるが、濡れた路面や雪道でも定性的な形状は同様となる。以上の結果から、スリップ率  $\lambda=0.2$  程度の時に、大きな制動力(制動摩擦係数)と、横力(横滑り摩擦係数)が得られることが分かる。ABS や TCS 制御は、スリップ率  $\lambda$  を最適な値( $=0.2$ )になるように制御している。しかしながら、実際には最適な目標スリップ率は、路面状態や運転状態(速度や操舵)により異なる。また、路面状態の危険を予知するためにはタイヤのグリップ状態を推定する必要があるが、摩擦係数は物理量ではないため、定量的に推定できない問題がある。

$$\lambda = \begin{cases} \frac{V - R \cdot \omega}{R \cdot \omega} & : \text{駆動時} \\ \frac{V - R \cdot \omega}{V} & : \text{制動時} \end{cases} \quad (1.5)$$

$$\mu(\lambda) = D \sin \left( C \tan^{-1} B \left\{ (1-E)\lambda + \frac{E}{B} \tan^{-1} B\lambda \right\} \right) \quad (1.6)$$

## 1.4 先行研究紹介

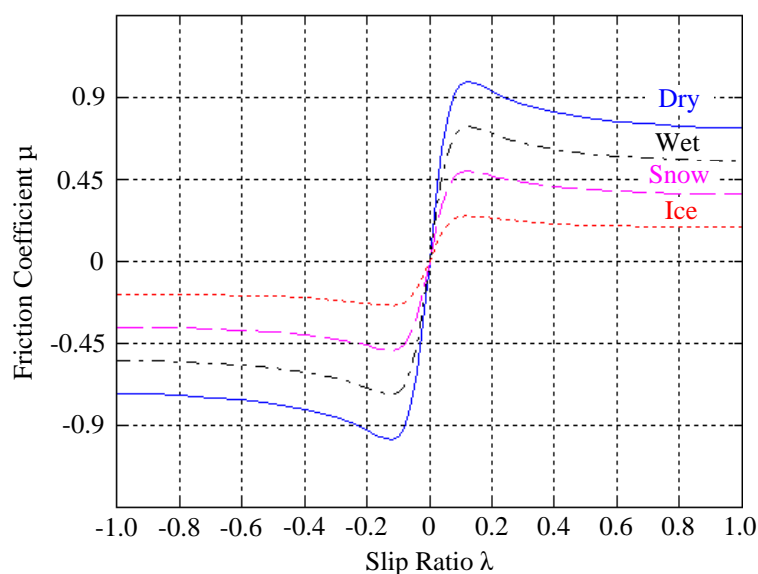


図 1.25  $\mu$ - $\lambda$  曲線

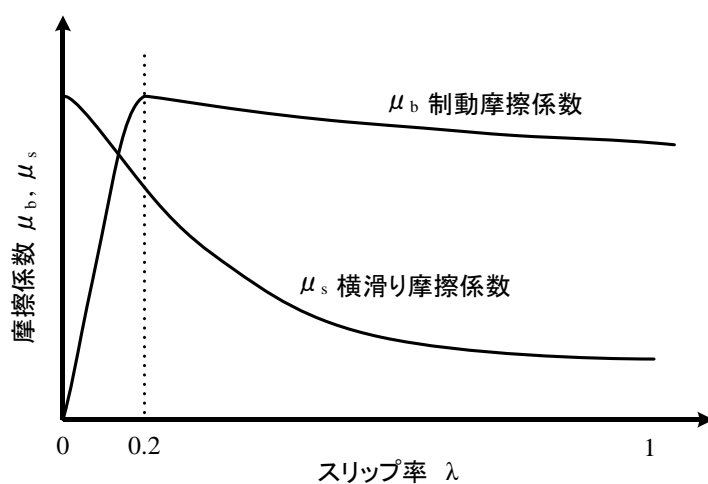


図 1.26 スリップ率に対する摩擦係数

これまで、当研究室においても、車体スリップ角  $\beta$ 、コーナリングステイフネス  $K_y$ 、路面摩擦係数  $\mu$  の推定が提案されてきた。しかしながら、従来の推定は車体に取り付けたセンサを用いるため、サスペンションや荷重変化の影響などにより、正確な路面状態推定が困難といった問題点がある。このような背景から、より路面に近い部分にセンサを設置することにより、タイヤ力や路面状態を精確に計測する手法が開発されている。本論文は、タイヤと路面間に発生する横力を直接、センサにより検出する事例を紹介する。図 1.27 は日本精工(株)が開発した路面 3 方向(横力、前後力、上下力)荷重を検出するマルチセンシングハブユニットである。

## 1.4 先行研究紹介



図 1.27 NSK 製 マルチセンシングハブユニット

また、文献[36]においては、車輪速を検出するレゾルバを用いて横力を推定する手法が提案されており、実験により有効性が確認されている。この方法は従来の車輪センサの置き換えのみで実現され、車軸の軸受けの剛性に依存して発生する軸変位を磁気的原理に基づいて検知する事により、タイヤの横力を検出するものである。したがって、煩雑な加工は必要なく、温度や空気圧、偏平率等の変化によるタイヤ特性の変動に対してもロバストな性能を有する。図 1.28 に、レゾルバの動作原理を示す。回転子に回転変圧器、固定子にコイルを互いに直行方向になるように置く。回転変圧器に交流電圧  $E \sin \omega t$  が印加されると、固定子のコイルに(1.7)と(1.8)式の電圧が生じる。(ただし、 $K$  は結合係数) この電圧は、回転子の回転角  $\theta$  に応じて大きさが変化する。

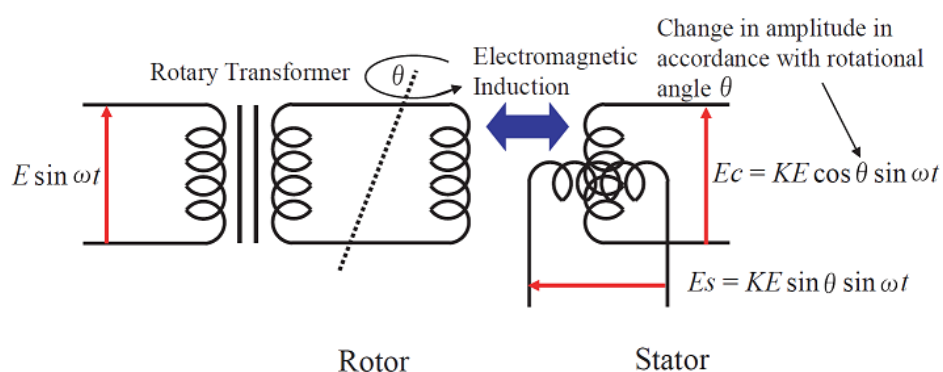


図 1.28 レゾルバの原理図

$$E_c = KE \cos \theta \sin \omega t \quad (1.7)$$

$$E_s = KE \sin \theta \sin \omega t \quad (1.8)$$

## 1.4 先行研究紹介

次に R/D コンバータを図 1.29 に示す。これは  $E_c$  と  $E_s$  から回転子の角度を計算し、出力する。まず、2つの電圧の差分をとり、(1.9)式に変形できる。そして、同期検波回路を用いて、 $\sin\omega t$  を取り除き、電圧制御発振器を用いて、 $KE\sin(\theta - \phi)$  の電圧に応じたカウンタの UP-DOWN パルスを出し、 $\phi = \theta$  となるように  $\phi$  を調整する。

$$KE \sin \omega t \sin(\theta - \phi) \quad (1.9)$$

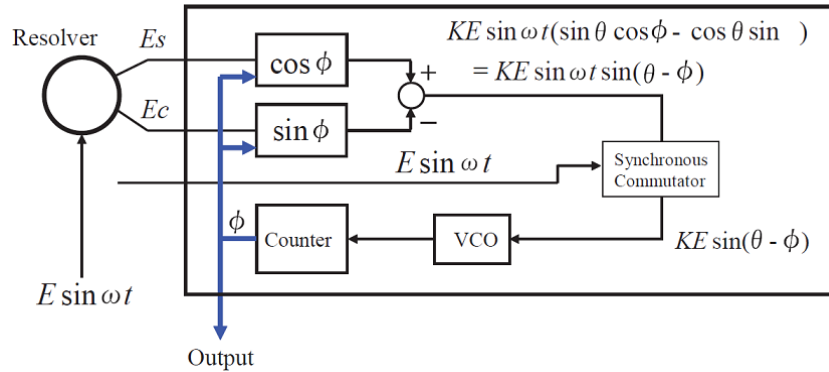


図 1.29 R/D コンバータ

横力を検出するために回転変圧器をドライブシャフトへ取り付け、固定子のコイルはナックルに固定する。横力  $F_y$  の発生原理を図 1.30 に示す。タイヤ半径  $R$  の横力  $F_y$  により、モーメント  $M_x$  が回転シャフトとベアリングに生じる。この時にシャフトとベアリングの剛性により、シャフトが  $\gamma$  だけ位置ずれを起こす。この位置ずれを生じた時の  $E_c$  と  $E_s$  は(1.10), (1.11)式となる。この、 $(\delta_c + \delta_s)$  は2つのコイルに生じた電圧の位相差であり、これを差動位相シフト(DPS)と定義する。

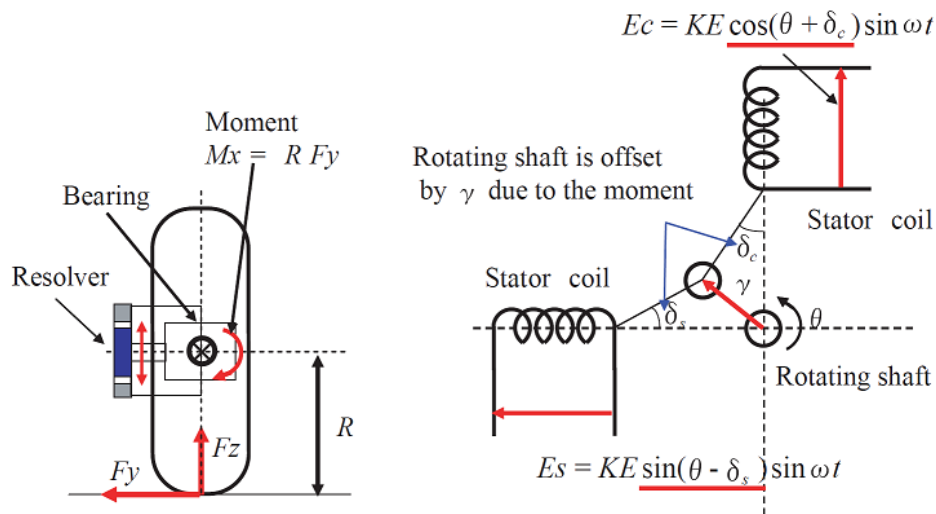


図 1.30 レゾルバを利用した横力の発生原理

## 1.4 先行研究紹介

$$E_c = KE \cos(\theta + \delta_c) \sin \omega t \quad (1.10)$$

$$E_s = KE \sin(\theta + \delta_c) \cos \omega t \quad (1.11)$$

図 1.31 の実験データが示すように、DPS は荷重によらず、モーメント  $M_x$  に対して線形特性となる。 $M_x$  はタイヤ半径  $R$  と横力  $F_y$  の積であるため、横力  $F_y$  が推定可能となる。実際は DPS を計算するため、さらに信号処理を必要とするが、本論文では割愛させて頂く。横力推定の実験風景と実験結果をそれぞれ、図 1.32 と図 1.33 に示す。実験結果より、計測値と推定値がほぼ同値となり、レゾルバを利用したタイヤ横力推定の有効性が示された。

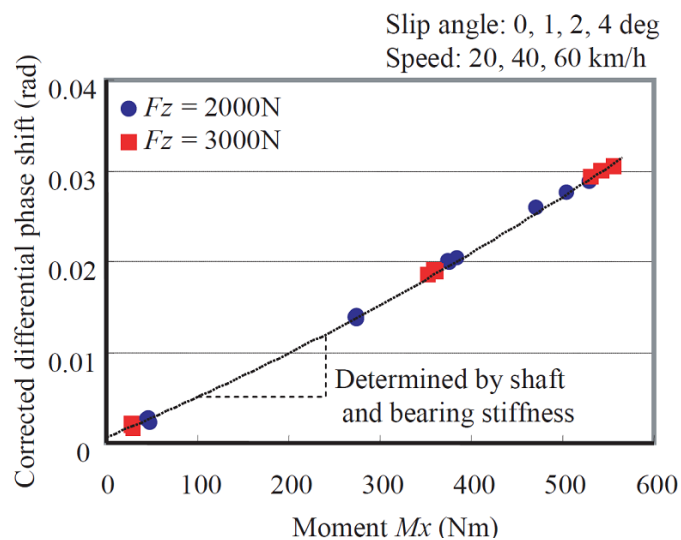


図 1.31 DPS とモーメントの特性グラフ

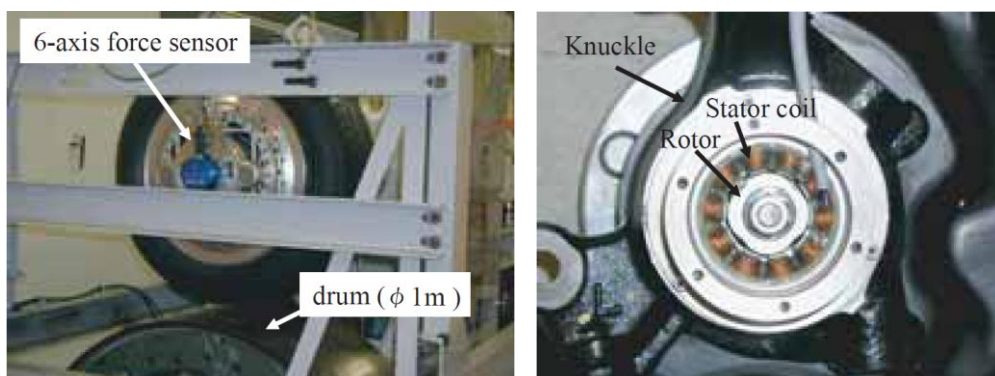


図 1.32 レゾルバを利用した横力推定(左図:タイヤ試験機による実験風景, 右図:レゾルバ)

## 1.4 先行研究紹介

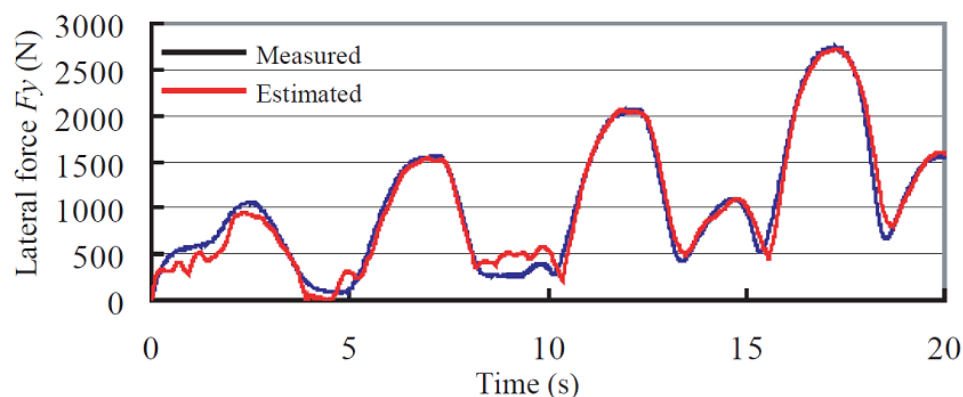


図 1.33 横力推定の実験結果

### 1.4.3 障害物や歩行者を検出するセンサの研究事例

人間は暗い場所の目視が困難であり、運転中において死角も存在する。そのため、視覚をアシストするため、様々なセンサが研究開発され、実用化もされている。図 1.34 はミリ波レーダー、図 1.35 はステレオカメラである。<sup>[7]</sup> レーダークルーズコントロールにより、前走車との車間を計算し、衝突前にブレーキをかけることが可能となる。



図 1.34 ミリ波レーダー



図 1.35 ステレオカメラ

また、近年はメタマテリアルを利用したレーダーの研究開発が進んでいる。<sup>[37][38]</sup> 特にメタマテリアルの中でも左手系マテリアルは、負の屈折率<sup>[39]</sup>、バックワード波伝播<sup>[40]</sup>、エバネセント波を増幅させる等、従来の材料に無い特性を持っており、透明マント<sup>[42]</sup>、回折限界を超えた高い分解能を持つスーパーレンズ<sup>[43]</sup>、デュアルバンド・ブランチ・カプラ<sup>[44]</sup>等の研究も盛んにされている。伝送回路理論を用いて、従来の材料である右手系マテリアル、左手系マテリアル、右手/左手系複合線路を説明する。以下に示す伝送回路理論の説明は参考文献[45]-[46]を基にまとめている。

#### (1) 一般的な伝送理論

マクスウェル方程式では、誘電率 $\epsilon$ と透磁率 $\mu$ により、伝播定数 $\gamma$ と波動インピーダンス $\eta$ が決まる。

#### 1.4 先行研究紹介

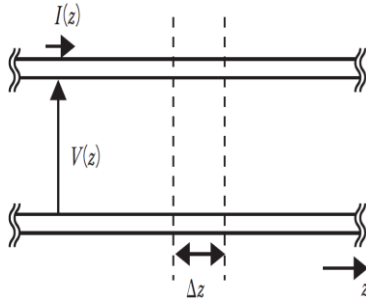
$$\gamma = j\omega\sqrt{\epsilon\mu} \quad , \quad \eta = \sqrt{\mu/\epsilon} \quad (1.12)$$

z 軸に沿って伝播する角振動数  $\omega$  の平面波は偏波の向きを z 方向にとると, (1.13)式で表すことができる。E<sub>x</sub> は電界の x 成分, H<sub>y</sub> は磁界の y 成分である。E<sub>x</sub> と H<sub>y</sub> は波動方程式(1.14)式を満たす。

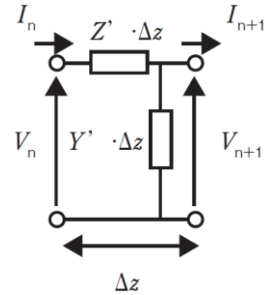
$$\frac{\partial E_x}{\partial z} = -j\omega\mu H_y \quad , \quad \frac{\partial H_y}{\partial z} = -j\omega\epsilon E_x \quad (1.13)$$

$$\frac{\partial^2 E_x}{\partial z^2} = -\omega^2\epsilon\mu E_x \quad , \quad \frac{\partial^2 H_y}{\partial z^2} = -\omega^2\epsilon\mu H_y \quad (1.14)$$

次に, 伝送線路では伝送線路モデルの回路パラメータ, 単位長さあたりの直列インピーダンス  $Z'$  および並列アドミッタンス  $Y'$  により, 伝搬定数  $\gamma'$  と特性インピーダンス  $Z_0$  が決まる。図 1.36-(a)に示す, 伝送線路を伝搬する電圧波の振幅  $V$  と電流波の振幅  $I$  を考える。線路上に  $\Delta z$  の微小区間を考え, これを単位長さあたりの直列インピーダンス  $Z'[\Omega/m]$ , 単位長さあたりのアドミッタンス  $Y'[S/m]$  の回路モデルを図 1.36- (b)に示す。各端子上の電圧および電流をキルヒホッフの法則により計算すると,



(a) 一様な伝送線路



(b) 微小区間における  
電流・電圧

図 1.36 一様な伝送線路上の電流波と電圧波

$$\frac{V_{n+1} - V_n}{\Delta z} = -Z' I_n \quad , \quad \frac{I_{n+1} - I_n}{\Delta z} = -Y' V_{n+1} \quad (1.15)$$

$\Delta z$  を微小区間距離  $\Delta z \rightarrow 0$  とすると, (1.16)式となる。

$$\frac{\partial V}{\partial z} = -Z' I \quad , \quad \frac{\partial I}{\partial z} = -Y' V \quad (1.16)$$

さらに, 微小区間  $\Delta z$  で微分すると, 波動方程式(1.17)を得る。

#### 1.4 先行研究紹介

$$\frac{\partial^2 V}{\partial z^2} = Z'Y'V \quad , \quad \frac{\partial^2 I}{\partial z^2} = Z'Y'I \quad (1.17)$$

この波の伝搬定数  $\gamma'$  と特性インピーダンス  $Z_0$  は(1.18)式で表すことができる。

$$\gamma' = \sqrt{Z'Y'} \quad , \quad Z_0 = \sqrt{Z'/Y'} \quad (1.18)$$

(1.13)式と(1.16)式と比較すると, (1.19),(1.20)式となる。

$$E_x \leftrightarrow V \quad , \quad H_y \leftrightarrow I \quad (1.19)$$

$$j\omega\mu = Z' \quad , \quad j\omega\epsilon = Y' \quad (1.20)$$

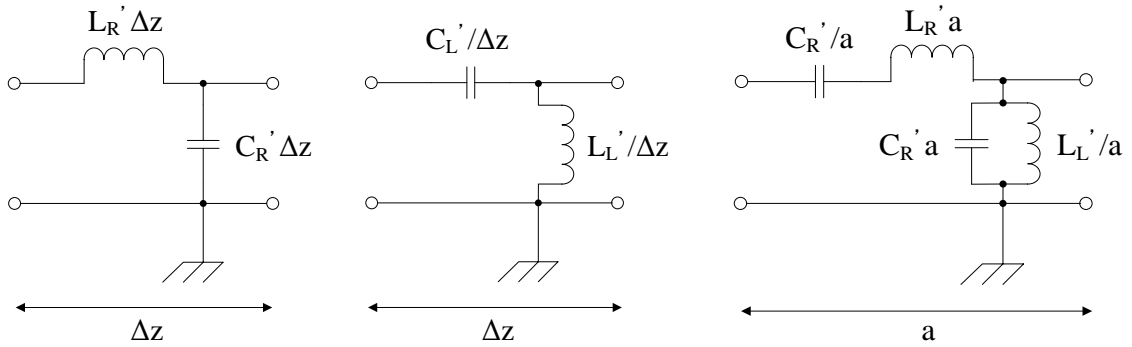
さらに, (1.12)式と(1.18)式より, (1.21)式の関係を導ける。

$$\gamma = \gamma' \quad , \quad \eta = Z_0 \quad (1.21)$$

つまり, 媒質中の平面波を同じ伝搬定数と特性インピーダンスを持つ伝送線路上の波に完全に対応付けることが可能となる。

#### (2) 伝送線路による右手系マテリアルのモデル化

まず, 前項に示した伝送線路モデルを用いて右手系線路の伝送線路モデルの場合を説明する。なお, 簡略化のため, 無損失で1次元の線路を取り扱う。右手系線路の微小区間  $\Delta z$  の線路モデルは, 図 1.37-(a)に示すような直列インダクタ  $L_R' \Delta z$  [H], 並列キャパシタンス  $C_R' \Delta z$  [F]の回路で表される。ここで,  $L_R'$  と  $C_R'$  はそれぞれ単位長さあたりの直列インダクタンスと並列キャパシタンスである。 $\Delta z$  を微小区間とした場合, この線路の単位長さあたりの直列インピーダンス  $Z'$  と並列アドミタンス  $Y'$  は(1.22)式となる。



(a) 右手系単位素子

(b) 左手系単位素子

(c) CRLH 線路の単位素子

図 1.37 伝送線路の単位素子モデル

#### 1.4 先行研究紹介

$$Z' = j\omega L'_R \quad , \quad Y' = j\omega C'_R \quad (1.22)$$

(1.20)式と(1.22)式より, (1.23)式の関係を導くことができる。

$$\mu = L'_R \quad , \quad \varepsilon = C'_R \quad (1.23)$$

つまり, この線路が表す実効的な媒質の透磁率  $\mu$  は線路の単位長さあたりの直列インダクタンス  $L'_R$ , また誘電率  $\varepsilon$  は並列キャパシタンス  $C'_R$  に対応している。また, この線路の伝搬定数  $\gamma$  および特性インピーダンス  $Z_0$  は(1.18)式より,

$$\gamma' = j\omega\sqrt{L'_R C'_R} \quad , \quad Z_0 = \sqrt{L'_R / C'_R} \quad (1.24)$$

となる。この時, 波の位相速度  $V_p$  と群速度  $V_g$  は(1.25)式となり, 2 つは符号を含めて等しい。

$$V_p = \frac{\omega}{\beta} = \frac{1}{\sqrt{L'_R C'_R}} \quad , \quad V_g = \left( \frac{\partial \beta}{\partial \omega} \right)^{-1} = \frac{1}{\sqrt{L'_R C'_R}} \quad (1.25)$$

#### (3) 伝送線路による左手系マテリアルのモデル化

非共振型の左手系メタマテリアル中の波の伝搬を, 前項に示した伝送線路モデルを用いて表わす。ここでは, 左手系マテリアル伝送線路モデルとして代表的な理想左手系線路と右手/左手系複合線路(CRLH: Composite Right/Left- Handed)の2種類を示す。

理想左手系線路の伝送線路モデルは右手系線路の伝送線路モデルの直列インダクタンスと並列キャパシタンスを入れ替えた双対な回路モデルで表すことができる。(図 1.37-(b)) 右手系の場合と同様に単位長さあたりの直列インピーダンス  $Z'$  と並列アドミタンス  $Y'$  を計算すると, (1.26)式となる。

$$Z' = \frac{1}{j\omega C'_L} \quad , \quad Y' = \frac{1}{j\omega L'_L} \quad (1.26)$$

また, 透磁率  $\mu$  と誘電率  $\varepsilon$  は(1.27)式となり, 符号が共に負となる。この時の伝搬定数  $\gamma$  および特性インピーダンス  $Z_0$  は, (1.28)式となる。回路において, インダクタンスとキャパシタンスの位置が逆であるにも関わらず, 左手系と右手系の特性インピーダンスは一致する。

$$\mu = -\frac{1}{\omega^2 C'_L} \quad , \quad \varepsilon = -\frac{1}{\omega^2 L'_L} \quad (1.27)$$

$$\gamma' = -j\frac{1}{\omega\sqrt{L'_L C'_L}} \quad , \quad Z_0 = \sqrt{\frac{L'_L}{C'_L}} \quad (1.28)$$

左手系の位相速度と群速度は, (1.29)式で表され, 互いの符号が異なる。左手系の場合はパッ

#### 1.4 先行研究紹介

クワード波が伝搬することを示している。

$$V_p = \frac{\omega}{\beta} = -\omega^2 \sqrt{L'_L C'_L} \quad , \quad V_g = \left( \frac{\partial \beta}{\partial \omega} \right)^{-1} = \omega^2 \sqrt{L'_L C'_L} \quad (1.29)$$

しかしながら、(1.29)式は角速度  $\omega$  が大きくなりにつれて、群速度  $V_g$  は光速を超えて無限に大きくなる。これは、現実的ではない。そこで、図 1.37-(c)に示すような、単位長さあたりの寄生並列アドミタンスと寄生直列インピーダンスを考慮した **CRLH** 線路が提案された。

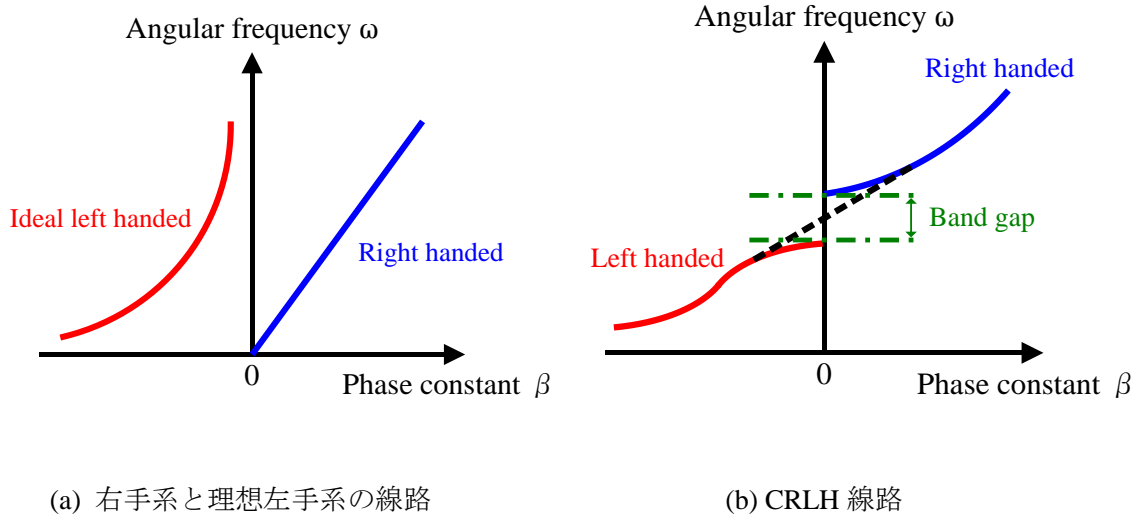
**CRLH** 線路の単位素子モデルは、直列インピーダンス  $Z'$  と並列アドミタンス  $Y'$  は(1.30)式となる。

$$Z' = \frac{1}{j\omega C'_L} + j\omega L'_R \quad , \quad Y' = \frac{1}{j\omega L'_L} + j\omega C'_R \quad (1.30)$$

また、**CRLH** 線路は  $\Delta z$  が有限値の周期構造として扱われるため、伝搬波の性質を考えるには周期性を考慮しなければならない。この場合、**CRLH** 線路は図 1.38-(b)に示すような、低周波側に左手系伝送帯域、高周波側に右手系伝送帯域を持つ。 $\beta$  の絶対値が小さい場合には均質媒質近似が成り立ち、実効的な誘電率と透磁率を定義することができるが、逆に  $\beta$  の絶対値が大きい時にはブロッホ波としての効果が大きくなるため、周期構造として取り扱わなければならない。この場合の分散特性は(1.31)式となる。格子定数  $a$  は有限となる。周波数が低い場合には、線路はハイパスフィルタとして、低域側に遮断特性を持つ。この遮断領域以上で線路の単位長さあたりの直列インピーダンス  $Z'$  が容量性で、かつアドミタンス  $Y'$  が誘導性となり、線路は左手系伝搬帯域( $\epsilon < 0$  ,  $\mu < 0$ )となる。一方、周波数がさらに高くなると  $Z'$  が誘導性、 $Y'$  が容量性となる領域が存在し、この領域では右手系伝搬帯域( $\epsilon > 0$  ,  $\mu > 0$ )となる。一般には、この左手系伝搬帯域と右手系伝搬帯域の間には、( $\epsilon > 0$  ,  $\mu < 0$ )もしくは、( $\epsilon < 0$  ,  $\mu > 0$ )となる非伝搬領域（バンドギャップ）が存在する。さらに周波数が高くなると、線路はローパスフィルタとして、高域側に遮断域を持つ。また、周期構造の場合には線路の特性インピーダンスが一義的に決まらないため、周期構造中のブロッホ・インピーダンス  $Z_B$  を(1.32)式により計算する。

$$\begin{aligned} \beta &= \frac{1}{a} \cos^{-1} \left( 1 + \frac{Z' Y'}{2} \right) \\ &= \frac{1}{a} \cos^{-1} \left\{ 1 - \frac{1}{2} \left[ \frac{\omega_L^2}{\omega^2} + \frac{\omega^2}{\omega_R^2} - \left( \frac{\omega_{sh}^2}{\omega_R^2} + \frac{\omega_{se}^2}{\omega_R^2} \right) \right] \right\} \end{aligned} \quad (1.31)$$

## 1.4 先行研究紹介



(a) 右手系と理想左手系の線路

(b) CRLH 線路

図 1.38 各伝送線路の分散特性

$$Z_B = Z_L \sqrt{\frac{\frac{\omega^2}{\omega_{se}^2} - 1}{\frac{\omega^2}{\omega_{sh}^2} - 1} - \frac{\omega_L^2}{4\omega} \left( \frac{\omega^2}{\omega_{se}^2} - 1 \right)^2} \quad (1.32)$$

ここで,  $Z_L$ ,  $\omega_L$ ,  $\omega_R$ ,  $\omega_{se}$ ,  $\omega_{sh}$  は下式となる。

$$Z_L = (L'_L / C'_L)^{1/2} \quad (1.33)$$

$$\omega_L = \frac{1}{\sqrt{L'_L C'_L}} \quad , \quad \omega_R = \frac{1}{\sqrt{L'_R C'_R}} \quad (1.34)$$

$$\omega_{se} = \frac{1}{\sqrt{L'_R C'_L}} \quad , \quad \omega_{sh} = \frac{1}{\sqrt{L'_L C'_R}} \quad (1.35)$$

### (4) インピーダンス整合によるバンドギャップ消失

図 1.38-(b)の分散特性を見ると, バンドギャップの上限と下限において整合をとることが原理的に難しいことが分かる。図 1.39 にブロッホ・インピーダンス  $Z_B$  の周波数特性を示す。

## 1.4 先行研究紹介

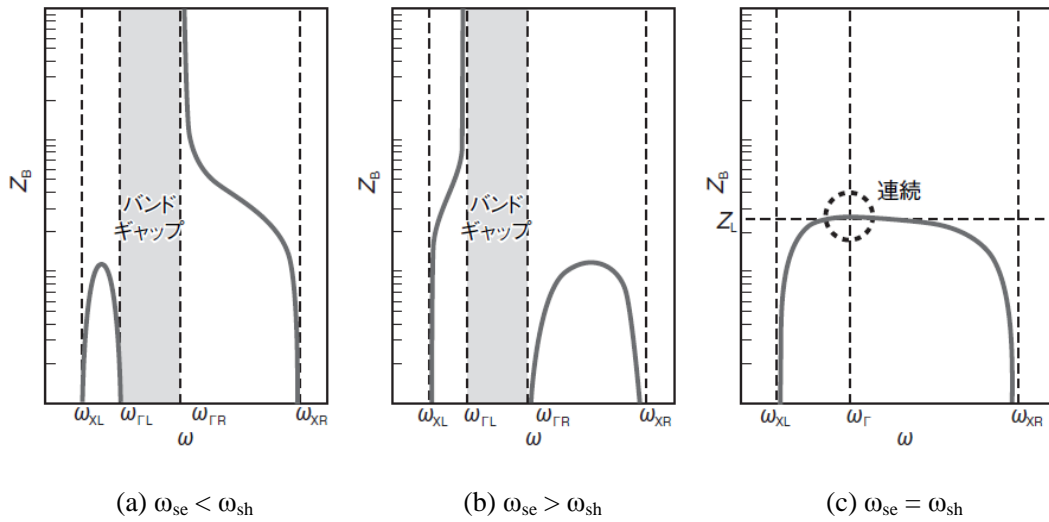


図 1.39 ブロッド・インピーダンスの周波数特性

ブロッホ・インピーダンス  $Z_B$  の周波数特性は、 $\omega_{sc}$  と  $\omega_{sh}$  の値の大小関係により変化することが分かる。いずれも  $Z_B$  の値は各帯域内の両端において大きく変化する。特にバンドギャップの下限と上限に注目すると、 $Z_B$  は 0 もしくは無限大の値を取るようになる。この理由は、バンドギャップの下限と上限角周波数において、式(1.32)より、 $Z_B$  は  $\omega_{sc}$  の時はゼロ、 $\omega_{sh}$  の時は無限大となるためである。一方、 $\omega_{sc} = \omega_{sh}$  のバランス条件が満たされる時はバンドギャップが消失し、右手系伝送帯域と左手系伝送帯域間におけるインピーダンスは有限値となり、かつ連続的な値となる。これは、デバイスやアンテナにとって極めて重要となる。

### (5) 左手系メタマテリアルを利用した車載用レーダーの研究事例

レーダーはアンテナを回転させて狭い指向特性の指向ビームを一定角度にわたり走査することで広範囲の探知を行う装置である。アンテナ内部の電磁波の位相を制御することで回転機構を用いずにアンテナのビーム走査が行えるが、左手系マテリアルの特徴であるバックワード波を利用すると、さらに広範囲なビーム走査が可能となる。レーダーで使用する電磁波の周波数を右手系の周波数帯から左手系の周波数帯にわたり走査することで、通常のフォワード波（右手系）とバックワード波も利用できるため、必要な位相変化を 2 倍にすることが可能となるため、アンテナビームの走査範囲を 2 倍に拡張できる。図 1.37-(c)に示す伝送線路型 CRLH を利用して、76～77.5 [GHz]は左手系の動作、つまりバックワード波となり、77.5～79 [GHz]では右手系の動作、フォワード波となる。周波数変化により、バックワード波とフォワード波が入れ替わる。低い周波数から高い周波数へと連続的に掃引させることで伝送線路の前方から後方に掛けて広範囲で指向性ビームを走査できる。76～79[GHz]の周波数掃引で 57[°]の走査ビーム幅の実験結果が得られ、従来技術の 20[°]を大幅に上回る性能が得られた。<sup>[48]</sup>

参考文献[50]においては、車載用ミリ波レーダーのアンテナを左手系マテリアルも用いて開

## 1.4 先行研究紹介

発した。狙いはビーム状の感度特性を持ち、しかも $\pm 50^\circ$ という広角の領域を高速に走査できるアンテナを実現する試みである。開発した左手系材料は図 1.40 に示す「セル」と呼ぶ銅(Cu)の微小パターンを誘電体の上で相互に接触させずに 16 個並べる。セルとセルの間には液晶が埋め込まれている。液晶の比誘電率 $\epsilon_r$ は電圧で制御することが可能であり、 $\epsilon_r$ の値を 2.6~2.0 まで変化させると、77GHz の搬送波に対するアンテナ全体の誘電率や透磁率も変化し、アンテナの屈折率  $n$  は途中で正から負へ変化する。この結果、 $n$  と空気中の屈折率  $n_0$  との比から、アンテナから漏洩するミリ波が大きく変化する。実験結果を図 1.41 に示す。固定周波数 77GHz において、 $-42 \sim +34^\circ$  となる計  $76^\circ$  の角度制御に成功している。従来のアンテナ技術では、同様な広角変化を実現するには多数のアンテナ素子と複雑な制御が必要になり、大型かつ高コストになってしまう。今後の研究次第ではレーダーを 4 方向、車に搭載すれば、全方位のモニタが可能となる。

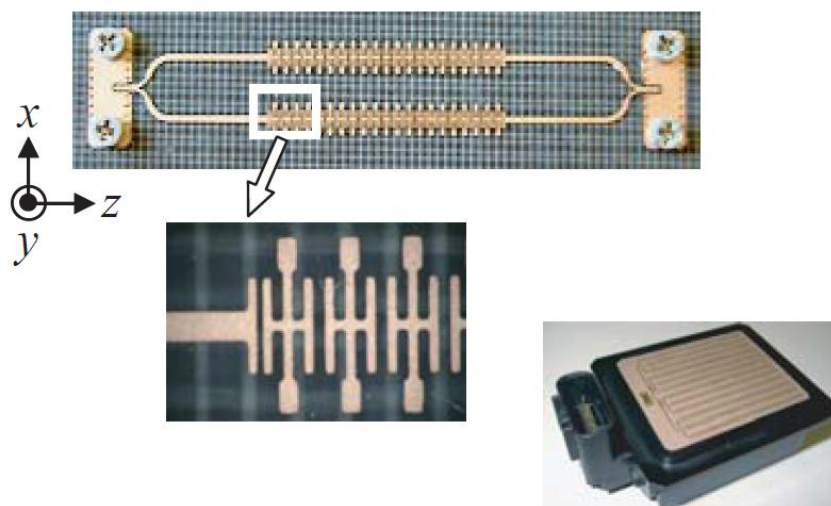


図 1.40 左手系メタマテリアルによる車載用レーダー

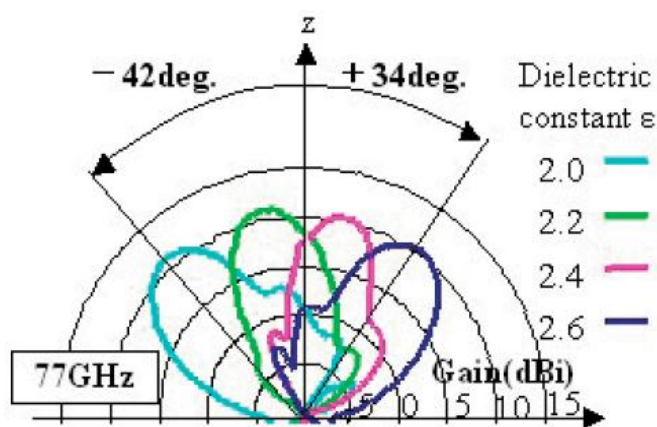


図 1.41 左手系メタマテリアルによる車載用レーダーの指向性実験結果

## 1.4 先行研究紹介

### 1.4.4 無人運転自動車の研究事例

米国の DARPA が主催しているロボットカーレースの紹介をする。<sup>[51][52]</sup> 完全に無人運転のため、本論文の人間親和型モーションコントロールと対極の研究であるが、カメラやレーダー等のセンサをフュージョン処理して障害物を的確に検出するのは、重要な研究テーマである。ロボットカーは他車や障害物を認識し、ルートを選択しながら走行する。また、本レースは交通ルールに従い、レーンチェンジ、U ターン、合流、駐車を含む、高度な車両制御が必要とされ、他車と衝突しないように走行しなければならない。2004 年に初めてレースが開催された時は 1 台もゴールすることはできなかったが、2007 年のレースでは、6 時間にも及ぶ走行の結果、6 台のロボットカーがゴールできた。図 1.42 は、スタンフォード大学のロボットカー、Junior である。システムのブロック図を図 1.45 に示す。<sup>[53]</sup> ロボットカーは、センサシステム、知覚・認識システム、航法システム、ドライブバイワイヤシステム、グローバルサービスシステムに分けることができる。

センサシステムにおいて、Velodyne レーザーは障害物検知や車両を追跡する。SICK & Riegl レーザーは道路の車線やカーブを検出する。5RADAR は道路に合流する際に安全を確認する。リアとフロントのレーザーも車両を追尾するために利用されている。センサにより検出された静的な障害物は、図 1.46 に示すようなデジタル地図にデータが書き込まれる。また、動的な障害物(走行中の他車両等)においても、レーザーを利用して動作点を検出し、車両を追尾する。図 1.47 に走行車両の検出結果を示す。検出した障害物に基づいて、知覚・認識システムは走行経路を探索する。

航法システムは、車両運動の計画を立てる。式(1.36)にあるような目的関数  $V$  を定義する。関数  $V$  はディスクリット化された場所データ  $x$  と直進や車線変更等のアクション変数  $u$  により決まる目的関数  $c$  と車線変更等のリスク量を示す項となる、 $\sum p(y | x, u) V(y)$  の累積値を表しており、再帰的にデータをアップデートしながら、速度制限や距離の情報から  $V$  を最小化するアクション変数  $u$  を計算する。最終値は、 $V(\text{Goal})=0$  となる。

$$V(x) \leftarrow \min_u c(x, u) + \sum p(y | x, u) V(y) \quad (1.36)$$

ドライブバイワイヤシステムは、自動運転を実現するために必要なバイワイヤシステムである。エンジンのスロットルバイワイヤを始めとして、アクセル、ブレーキ、ステアリングをバイワイヤ技術により、操作するアクチュエータの制御である。車両制御は(1.37)式に示す、とてもシンプルな PID に基づく速度制御系が適用されている。 $u_c$  はコントローラの出力、車速  $V$ 、車速指令値  $V_{ref}$ 、 $K_p$ 、 $K_i$ 、 $K_d$  はそれぞれ、PID のゲインである。速度微分値は、1 次のローパスフィルタによりノイズを抑制している。<sup>[54][55]</sup>

$$u_c = K_p (V - V_{ref}) + K_d s \left( \frac{1}{1 + Ts} V - V_{ref} \right) + \frac{K_i}{s} (V - V_{ref}) \quad (1.37)$$

グローバルサービスシステムはデータ保存やソフトウェアの動作を管理している。

## 1.4 先行研究紹介

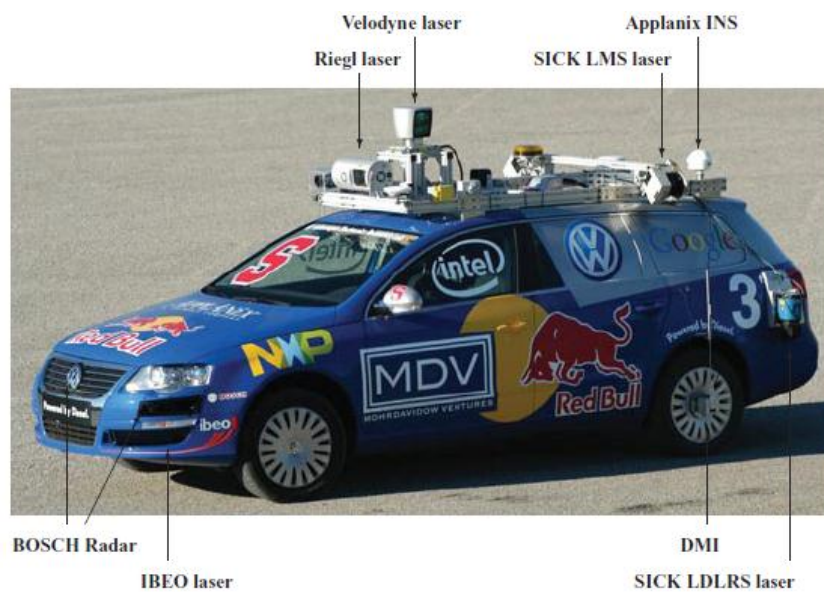


図 1.42 スタンフォード大学のロボットカー Junior



図 1.43 カーネギメロン大学の Boss



図 1.44 MIT の Talos

## 1.4 先行研究紹介

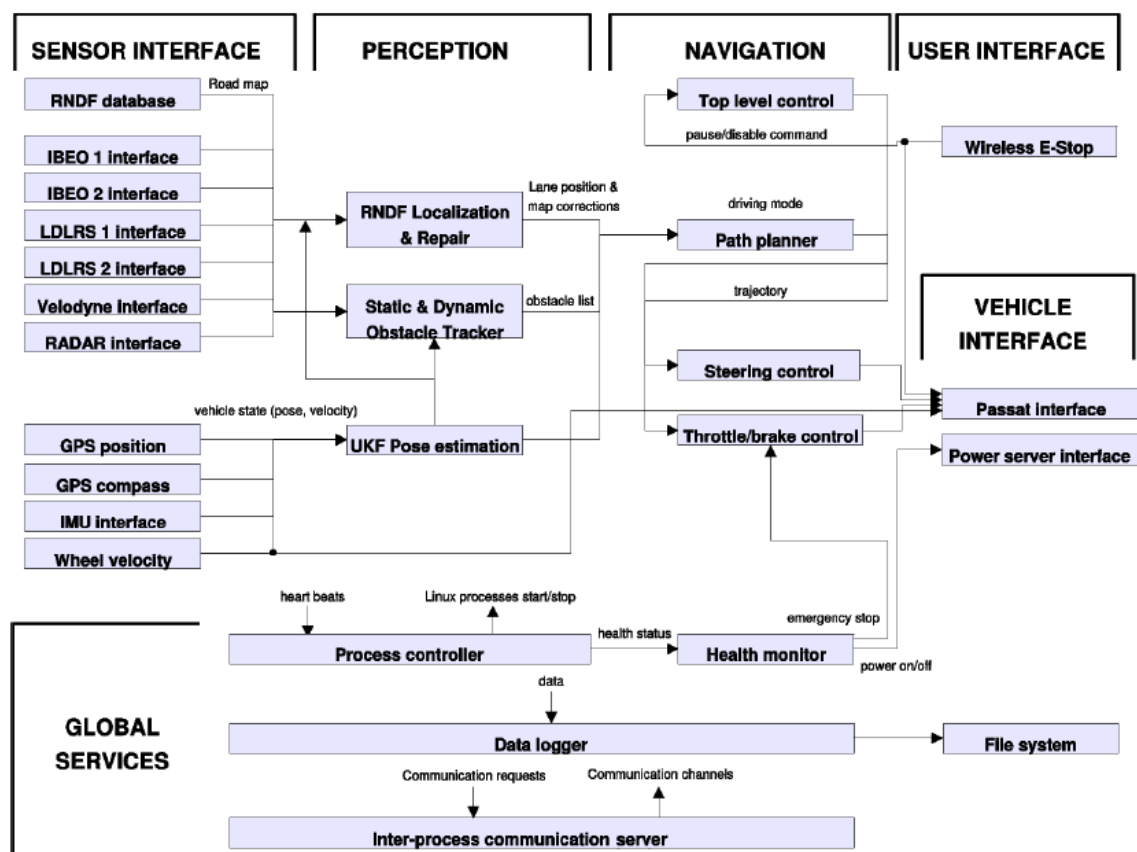


図 1.45 ロボットカー Junior のシステム図

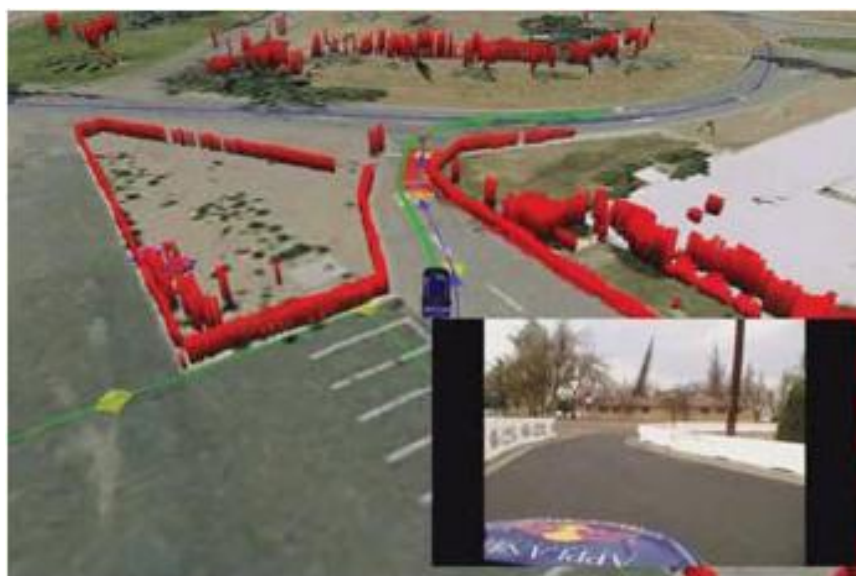
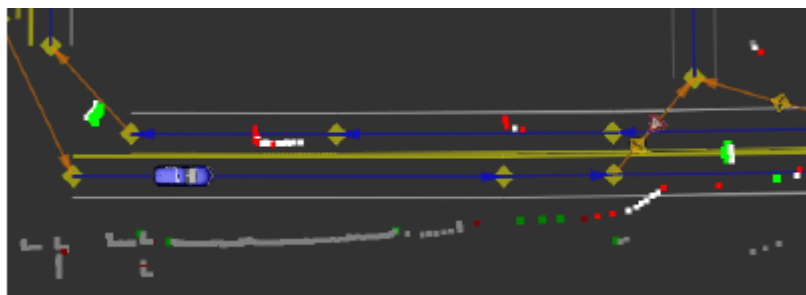
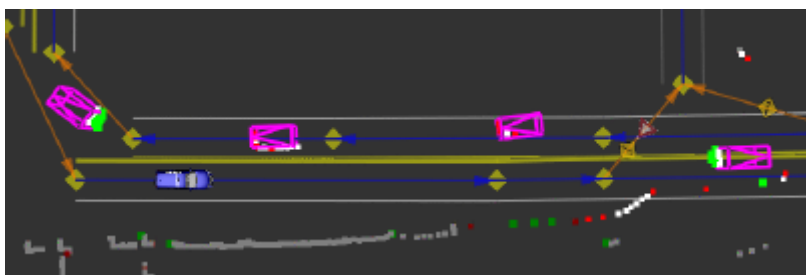


図 1.46 センサフュージョン処理による障害物検出

## 1.4 先行研究紹介



(a) レーザーにより検出された動作点 (赤や緑のマーカーが動作点として検出)



(b) 車両追尾センシングの結果 (ピンク色が検出された車両)



(c) カメラによる実際の走行写真

図 1.47 レーザーを利用した車両検出アルゴリズムの結果

## 1.4 先行研究紹介

### 1.4.5 電気自動車の駆動力差を利用した車両運動制御の研究事例

電気自動車のモータを利用して、左右輪の駆動力を独立に制御することにより、車両重心周りのモーメントを発生させることができる。この特徴を利用した車両運動制御の論文は様々、提案されている。<sup>[56]-[59]</sup> 本項は参考文献[56]について紹介したい。引用論文は4WSと駆動力差を統合した旋回安定化制御である。4WSは前後輪のアクティブステアであり、規範車両モデルに追従するようにステアリングを制御する。各タイヤは制駆動力配分を最大化するように制御する。一般的に、路面摩擦 $\mu$ の路面上にある輪荷重 $Z$ のタイヤに働く制駆動力 $X$ と横力 $Y$ は次式(1.38)が成り立つと言われている。

$$\sqrt{X^2 + Y^2} \leq \mu Z \quad (1.38)$$

本式は制駆動力と横力の合力のベクトルは半径 $\mu Z$ の摩擦円内となることを示している。したがって、制駆動力と横力の指令値が $X_i, Y_i$ とすると、タイヤ $i$ の推定負荷 $\mu_i$ を(1.39)式と定義すると、路面摩擦係数 $\mu$ を超えるような負荷 $\mu_i$ となる制駆動力と横力の合力を発生させようとする、車両挙動は不安定となる。

$$\mu_i = \sqrt{\frac{X_i^2 + Y_i^2}{Z_i^2}} \quad (1.39)$$

そこで、最大負荷 $J_\infty$ を評価関数として、 $J_\infty$ を最小化する四輪の制駆動力 $X_i$ を計算する。

$$J_\infty = \max_i \mu_i = \max_i \sqrt{\frac{X_i^2 + Y_i^2}{Z_i^2}} \quad (1.40)$$

車両ヨーモーメント制御において、4WSによるアクティブステアは規範車両モデルと実車両の慣性トルクの差を指令値とするヨーモーメント制御が適用される。実車両と規範車両モデルの慣性トルクをそれぞれ、 $M_z, M_{zm}$ とし、状態量であるヨーレートをそれぞれ、 $\gamma, \gamma_m$ とすると、ヨー慣性モーメント $I_z$ の積により式(1.41)で表現することができる。

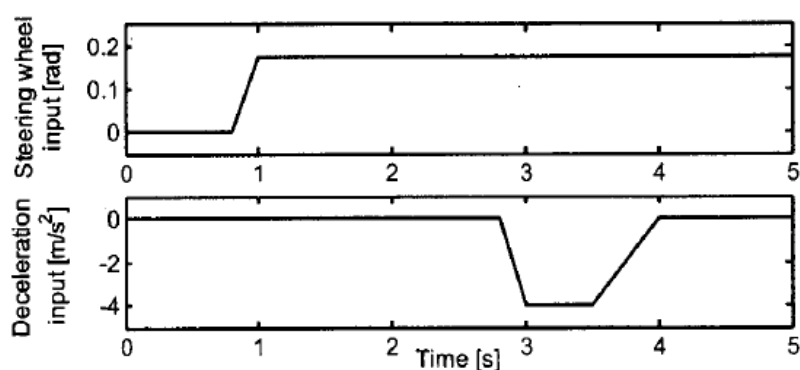
$$M = M_{zm} - M_z = I_z (\dot{\gamma}_m - \dot{\gamma}) \quad (1.41)$$

上式により、実車両と規範車両モデルのヨーレートが等しい時はヨーモーメント指令値がゼロになる。つまり、4WS制御により実車両が規範モデルに追従している場合は、ヨーモーメント制御は介入しない。一方、輪荷重変動やタイヤ力の飽和などにより、ロバスト性が減少すると慣性トルク $M$ が増加し、駆動力差によるヨーモーメント制御が介入する。

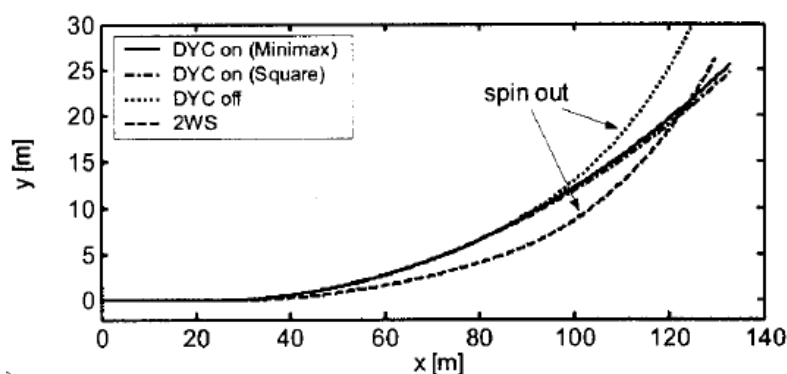
シミュレーション結果を図1.48に示す。車両は初速25[m/s]で直進走行開始後、入力は図1.48-(a)に示す操舵と減速を行い、路面摩擦係数は $\mu=0.5$ とする。ステアリングはステップ入力、ブレーキは3秒付近から急ブレーキをかけている。車両の走行軌跡を図1.48-(b)に示す。従来の前輪操舵(2WS)はアンダーステアとなり、コースアウトしている。また、4WS制御の

## 1.4 先行研究紹介

み(ヨーモーメント制御なし)の場合は、急ブレーキをかけた時にオーバーステアとなり、コースアウトしている。一方、4WS とヨーモーメント制御ありの場合は、安定した走行が可能となった。図 1.48-(c)は 4WS による前輪と後輪の操舵角, 図 1.48-(d)は慣性トルク偏差, 図 1.48-(e)はヨーレートを示している。ヨーモーメント制御なしの場合は、旋回時の急ブレーキにおいて、車両規範モデルへの追従制御のため、操舵角が増加しているが、ヨーレートが発散している。これは、タイヤが摩擦限界を超え、スリップを起こしていることを示している。この時、慣性トルク偏差が増加しており、ステアリング制御のみでは慣性トルクを制御できていないことを示している。一方、4WS とヨーモーメント制御ありの場合は、4WS によるアクティブ操舵角を抑える代わりに、制駆動力制御を利用して、ヨーモーメント制御している。その結果、慣性トルク偏差がゼロに追従しており、旋回運動が安定化されている。



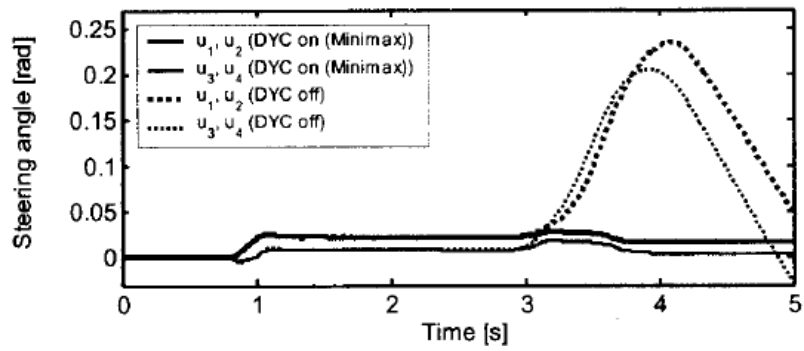
(a) 操舵入力とブレーキ入力



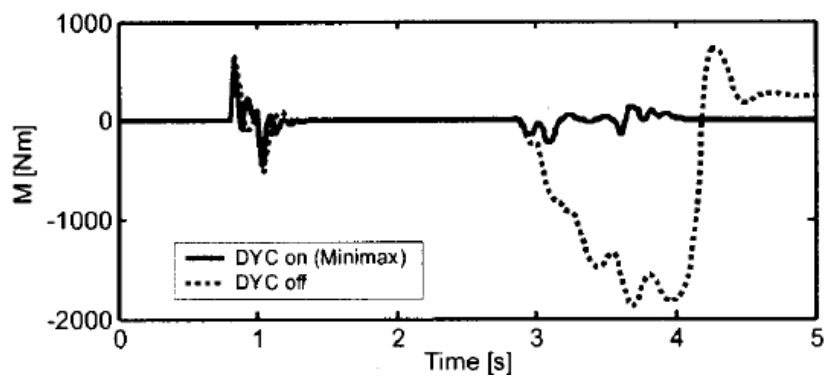
(b) 車両の走行軌跡

図 1.48 ステップ操舵時における 4WS と電気モータの駆動力差による旋回安定化制御のシミュレーション結果（次ページへ続く）

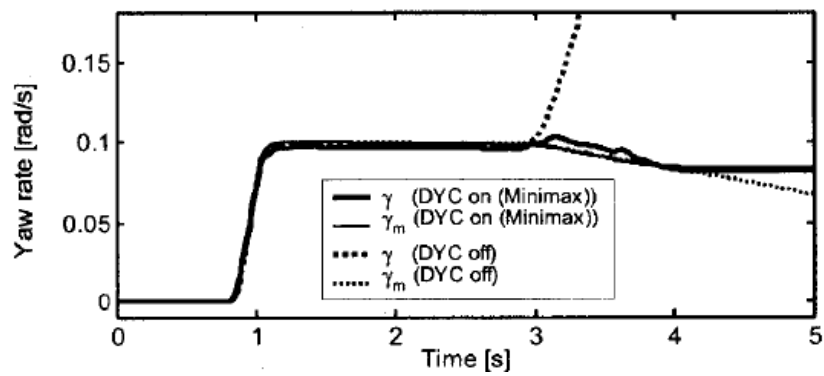
## 1.4 先行研究紹介



(c) アクティブ操舵による前後輪の操舵角



(d) 車両の慣性トルク偏差



(e) ヨーレート

図 1.48 ステップ操舵時における 4WS と電気モータの駆動力差による旋回安定化制御のシミュレーション結果

## 1.4 先行研究紹介

電気モータの駆動力差を利用した研究事例をもう 1 つ紹介する。本項は筆者が AVEC (Advanced Vehicle Control) 2010 の国際会議に参加後、英国の MIRA 試験場にて見学したハイブリッド電気自動車の走行デモである。(デモを見ることはできたが、撮影禁止であったため、配布資料を載せている) 図 1.49 にハイブリッド電気自動車のブロック図を示す。前輪はエンジンによる駆動力、後輪左右には電気モータがそれぞれ搭載され、左右独立の駆動力を制御している。図 1.50 に横加速度とハンドル角の特性を示す。黒線は電気モータが無い場合の実験結果である。ハンドル角を増加させても横加速度が得られず、アンダーステア特性となる。一方、後輪に電気モータを搭載したハイブリッド電気自動車はアンダーステア特性を改善している。図 1.51 は走行実験デモの様子である。左側が従来の自動車、右側がハイブリッド電気自動車を示している。同じ走行条件により、旋回しているが、従来の自動車はアンダーステアにより、旋回軌跡が膨らんでしまっていることが分かる。電気自動車は、電気モータの駆動力差を利用することにより、従来の自動車と比較して車両運動特性の操作性を向上し、安全な車両運動制御が実現できる。

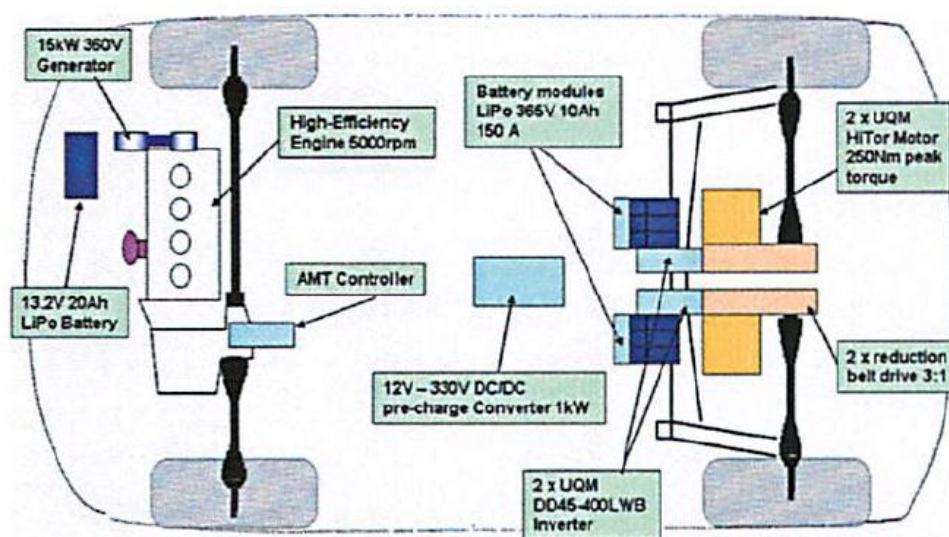


図 1.49 MIRA の eDC 電気自動車のブロック図

#### 1.4 先行研究紹介

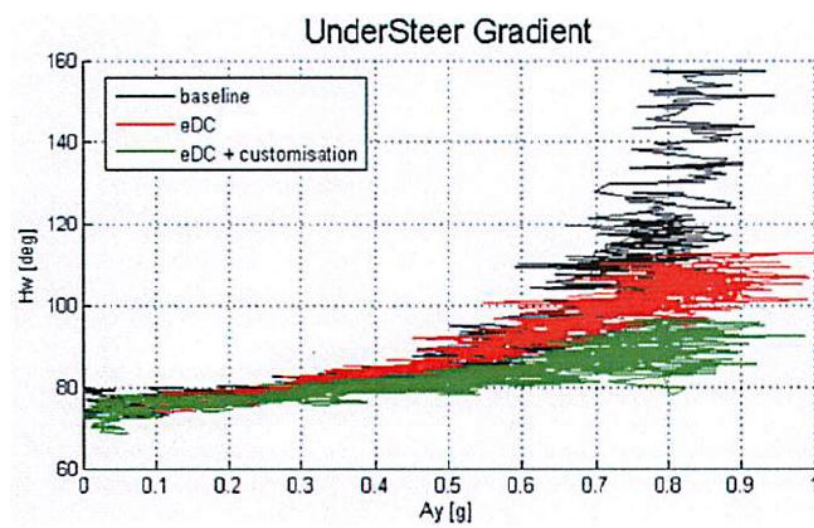


図 1.50 横加速度とハンドル角特性



(a) 従来のガソリンエンジン車



(b) 後輪に電気モータを搭載した電気自動車

図 1.51 低摩擦路面における旋回走行デモの様子

## 2.1 車両平面運動の定義

4 7

## 2.1 車両平面運動の定義

表 2.1 車両モデルの諸元と変数

No.	分類	記号	意味
1	車両諸元	$m$	車両重量 (kg)
2		$I$	ヨー慣性モーメント (kgm <sup>2</sup> )
3		$l_f$	前輪～重心距離 (m)
4		$l_r$	後輪～重心距離 (m)
5		$d_f$	前輪トレッド (m)
6		$d_r$	後輪トレッド (m)
7	ハンドル系	$\theta_t$	前輪の舵角 (rad)
8		$\theta_s$	ハンドル角 (rad)
9		$\alpha_{fL}, \alpha_{fR}$	前輪の左右タイヤスリップ角 (rad)
10		$\alpha_{tL}, \alpha_{tR}$	後輪の左右タイヤスリップ角 (rad)
11		$K_f$	前輪コーナリングステイフネス(N/rad)
12		$K_r$	後輪コーナリングステイフネス(N/rad)
13		$n$	操舵系トータルギヤ比
14	車体固定座標系	$u$	重心Pの車両前後軸(x軸) 方向速度 (m/sec)
15		$v$	重心Pの車両横軸(y軸) 方向速度 (m/sec)
16		$\beta$	車両重心のスリップ角 (rad) 反時計回りを正
17		$\gamma$	車両重心周りヨーレート(rad/sec) 反時計回りを正
18	地上静止座標系	$V$	重心Pの運動軌跡接線方向の速度 (m/sec)

横力の方向は、タイヤの表面に乗って観察していると考えた場合、路面は相対的に車輪運動方向と逆方向に運動していると考えられるので、路面に接地したタイヤ表面は、路面に粘着して車輪運動方向と逆方向に弾性変形させられる。すなわち、路面はタイヤの回転面の直角方向に力を作用させてタイヤを変形させているかのように見え、その力の総和が横力である。横力の着力点はタイヤの回転中心の路面投影点より少し後にあるため、タイヤスリップ角 $\alpha$ を減少させる方向にトルクを発生する。これがセルフアライニングトルク (SAT) である。また、図 2.2 に示す車両運動方向と直角方向の力をコーナリングフォースという。図 2.3 に示すように、タイヤスリップ角 $\alpha$ が大きくない範囲において、タイヤ試験機の結果では、横力とコーナリングフォースは差が小さいと報告されている。

## 2.1 車両平面運動の定義

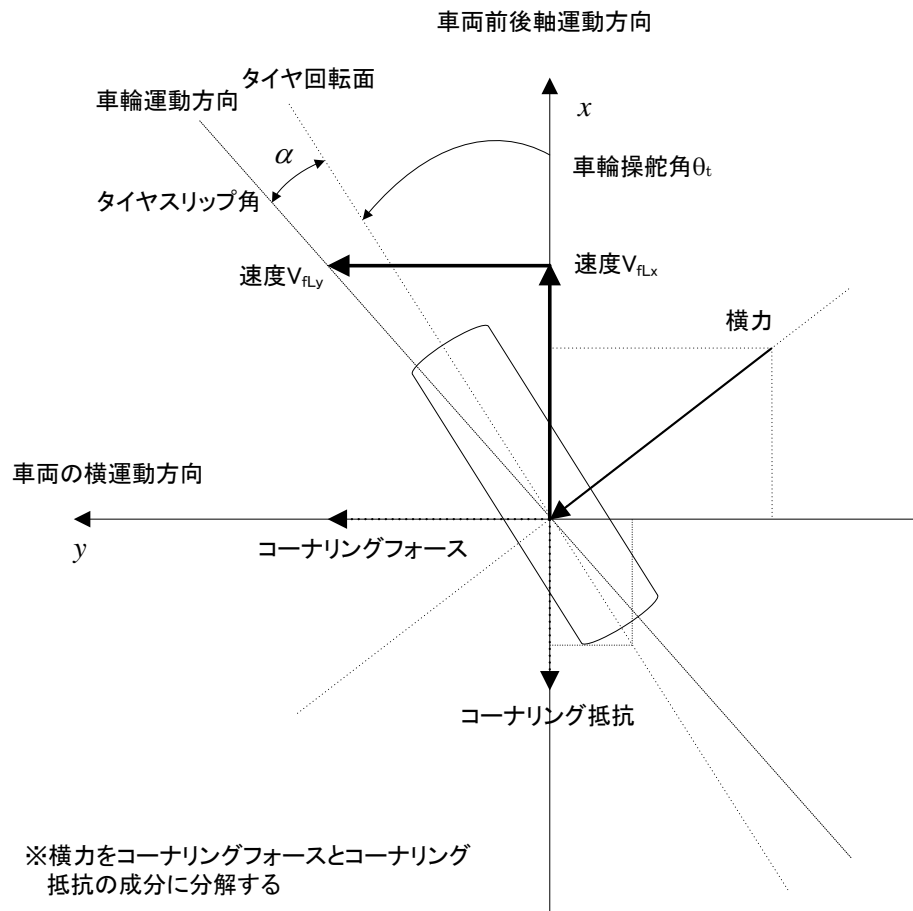


図 2.2 旋回運動時のタイヤの運動

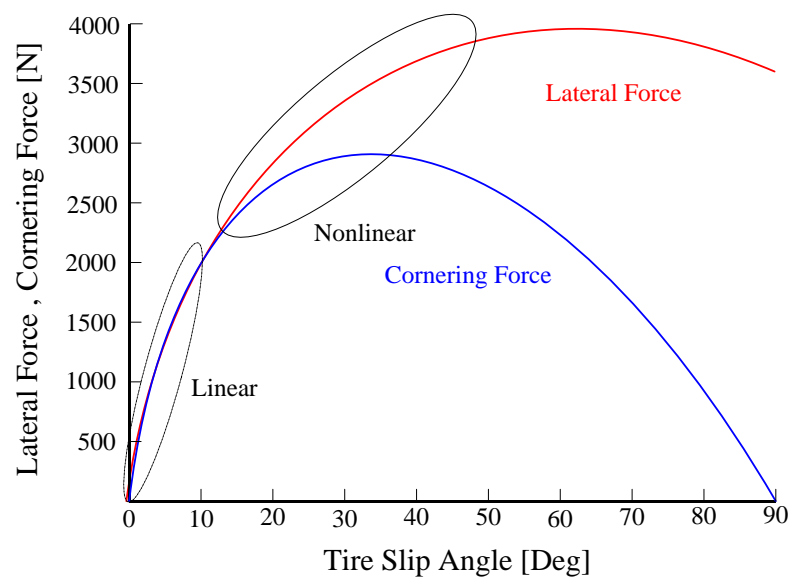


図 2.3 タイヤスリップ角に対する横力とコーナリングフォース

## 2.2 車輪の運動

本項では車輪を操舵した時の車輪に働く力について、1つの車輪モデルについて考える。自動車の運動制御を論ずるには、タイヤの働きが非常に重要である。タイヤの制御手法が運動制御全体の性能を左右している。

### 2.2.1 タイヤの回転面の平行方向に働く駆動力・制動力・転がり抵抗

図 2.4 より、

車両前後軸－ $x$  軸方向：

$$FF_x = F_T \cdot \cos(\theta_t) - (F_B + W \cdot \mu_T) \cdot \cos(\theta_t) \quad (2.1)$$

車両左右軸－ $y$  軸方向：

$$FF_y = F_T \cdot \sin(\theta_t) - (F_B + W \cdot \mu_T) \cdot \sin(\theta_t) \quad (2.2)$$

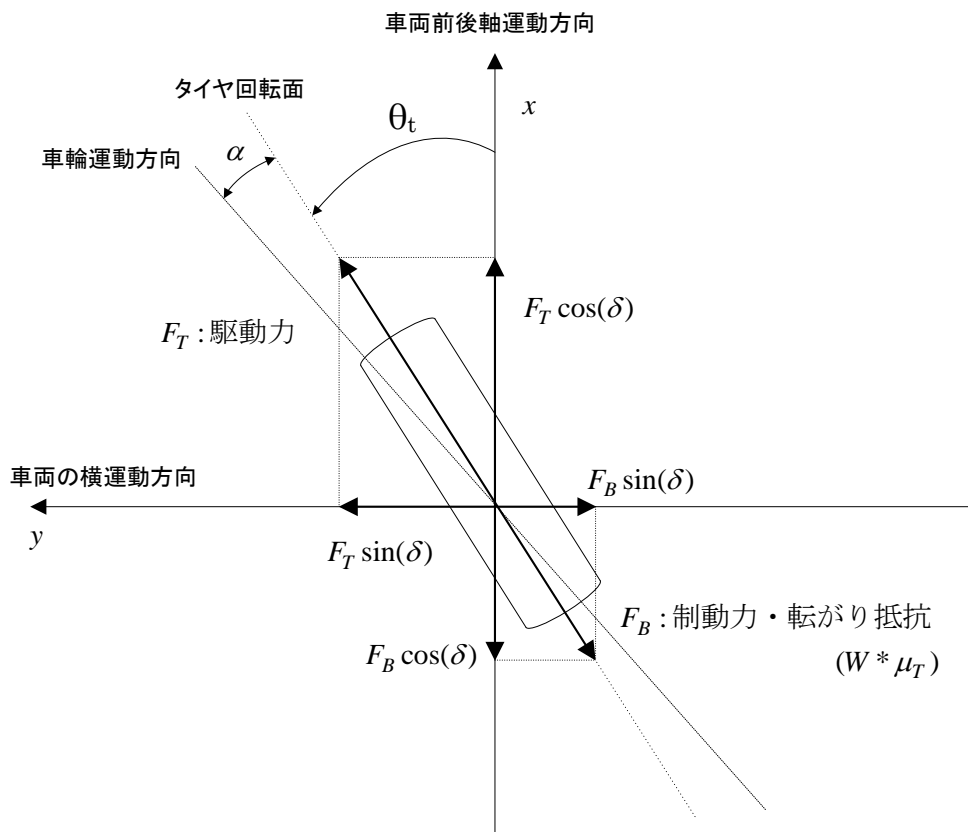


図 2.4 タイヤ回転面の並行方向に働く力

## 2.2 車輪の運動

### 2.2.2 車輪位置でのタイヤスリップ角 $\alpha$ と車両速度の関係

図 2.1 から、前左車輪 xy 座標は  $(l_f, d_f/2)$ 、前右車輪 xy 座標は  $(l_f, -d_f/2)$ 、後左車輪 xy 座標は  $(-l_r, d_f/2)$ 、後右車輪 xy 座標は  $(-l_r, -d_f/2)$

$V$  : 車両重心点の速度

$\gamma$  : 車両重心周りヨーレート

であるから、前左車輪の操舵角が  $\theta_t$  の時、前左車輪位置の車両の x 軸・y 軸方向の速度  $V_{flx}$ 、 $V_{fly}$  は、

$$V_{flx} = V \cdot \cos \beta - \left( \frac{d_f}{2} \right) \gamma \quad (2.3)$$

$$V_{fly} = V \cdot \sin \beta + l_f \cdot \gamma \quad (2.4)$$

となり、 $\tan(\alpha_{fl} + \theta_t)$  は

$$\tan(\alpha_{fl} + \theta_t) = \frac{V_{fly}}{V_{flx}} = \frac{V \cdot \sin \beta + l_f \cdot \gamma}{V \cdot \cos \beta - \frac{d_f}{2} \cdot \gamma} \quad (2.5)$$

$$\therefore \alpha_{fl} + \theta_t = \tan^{-1} \left( \frac{V_{fly}}{V_{flx}} \right) = \tan^{-1} \left( \frac{V \cdot \sin \beta + l_f \cdot \gamma}{V \cdot \cos \beta - \frac{d_f}{2} \cdot \gamma} \right) \quad (2.6)$$

ここで、速度比  $\frac{V_{fly}}{V_{flx}} \ll 1$  が成立するような通常の緩慢な平面運動を扱い、 $\tan$  の逆三角関数は級数展開して第一項のみ用いるとし、かつ車体スリップ角  $\beta$  は小さく、 $\sin \beta \approx \beta$ 、 $\cos \beta \approx 1$  と近似できるような場合であるならば、

$$\alpha_{fl} + \theta_t = \tan^{-1} \left( \frac{V \cdot \sin \beta + l_f \cdot \gamma}{V \cdot \cos \beta - \frac{d_f}{2} \cdot \gamma} \right) \cong \frac{V \cdot \sin \beta + l_f \cdot \gamma}{V \cdot \cos \beta - \frac{d_f}{2} \cdot \gamma} \cong \frac{V \cdot \beta + l_f \cdot \gamma}{V - \frac{d_f}{2} \cdot \gamma} \quad (2.7)$$

$$\alpha_{fl} = \frac{V \cdot \beta + l_f \cdot \gamma}{V - \frac{d_f}{2} \cdot \gamma} - \theta_t \quad \therefore \alpha_{fl} = \frac{V \cdot \beta + l_f \cdot \gamma}{V} - \theta_t$$

同様に、各車輪位置の車両の x 軸・y 軸の速度計算は、前左車輪の( )内数値を各車輪位置座標値で置き換えれば計算できるので、各車輪のタイヤスリップ角  $\alpha$  が計算できる。

## 2.2 車輪の運動

### 2.2.3 タイヤスリップ角と横力の関係

これまでのスリップ角  $\alpha_{fL}$  から各タイヤが発生する横力  $F_{fL}$  は,

$$F_{fL} \cong -K \cdot \alpha_{fL} = -K \left( \left( \frac{V \cdot \beta + l_f \cdot \gamma}{V} \right) - \theta_t \right) \quad (2.8)$$

となる。ここで、各車輪のタイヤスリップ角  $\alpha_{fL}$  は前記に示した各車輪 xy 座標から同様に、 $\alpha_{fR}$ ,  $\alpha_{rL}$ ,  $\alpha_{rR}$  を求め、各タイヤが発生する横力  $F_{fR}$ ,  $F_{rL}$ ,  $F_{rR}$  を計算できる。ただし、後輪操舵がない場合は、 $\theta_t = 0$  とする。また、 $K$  は、車輪横力係数(コーナリングスティフネスとも呼ぶ)(N/rad)とする。

### 2.2.4 コーナリングフォースとコーナリング抵抗

車両重心  $P$  に対して、座標系 x-y を設定し、車両の運動を考えると、

x 軸方向：車両重心前進方向

y 軸方向：車両重心横方向

となり、車両に作用するタイヤの力で表すとき、

y 軸方向の力：コーナリングフォース

コーナリングフォース＝横力×cos( $\theta_t$ )

x 軸方向の力：コーナリング抵抗

コーナリング抵抗＝横力×sin( $\theta_t$ )

となる。ただし、タイヤの転がり抵抗は横力に比較して、小さいので、今回は無視する。よって、

$K$ ：車両横力係数(N/rad)

とすると、車両の横方向運動：y 軸方向に作用するコーナリングフォース  $F$  は、

コーナリングフォース：

$$F = -F_K \cdot \cos(\theta_t) = -K \left( \left( \frac{V \cdot \beta + l_f \cdot \gamma}{V} \right) - \theta_t \right) \cos(\theta_t) \quad (2.9)$$

となる。ここで、タイヤの操舵角が大きい場合、 $\cos \beta \approx 1$  が成立し、コーナリングフォースは、

コーナリングフォース：  $F = -K \left( \left( \frac{V \cdot \beta + l_f \cdot \gamma}{V} \right) - \theta_t \right)$  と近似できる。

## 2.2 車輪の運動

### 2.2.5 タイヤの非線形モデルへの拡張

図 2.5 に路面状態におけるタイヤスリップ角とコーナリングフォースを示す。乾燥路面上などにおいて路面摩擦係数  $\mu_t$ 、タイヤの垂直加重が十分ある場合は、コーナリングフォースはタイヤスリップ角に対して線形として扱うことが可能であるが、雪道などでは路面摩擦係数  $\mu_t$  が乾燥路面の数分の 1 に減少するので、横滑りを始める。この横滑りを以下のように解釈する。タイヤ限界力までしか、タイヤスリップ角  $\alpha$  に比例するコーナリングフォースは発生せず、それ以上はタイヤ限界力の一定力をコーナリングフォースとして発生する。図に描くと図 2.6 のような特性となる。路面摩擦係数を表 2.2 にまとめる。本章における車両運動と AFS の簡易シミュレーションは、MATLAB/Simulink を用いて、図 2.6 のようなコーナリングフォースにリミットをかけてシミュレーションする。6 章のシミュレーションはソフトウェア CarSim を用いており、より精密なコーナリングフォースを計算して車両運動を検証している。

前輪タイヤの場合には、

$$\text{垂直加重: } W_f = m \cdot g \left( \frac{l_r}{l_f + l_r} \right)$$

後輪タイヤの場合には、

$$W_r = m \cdot g \left( \frac{l_f}{l_f + l_r} \right)$$

$$\text{タイヤ限界力: } F_{f\_Limit} = W_f \cdot \mu_t$$

$$F_{r\_Limit} = W_r \cdot \mu_t$$

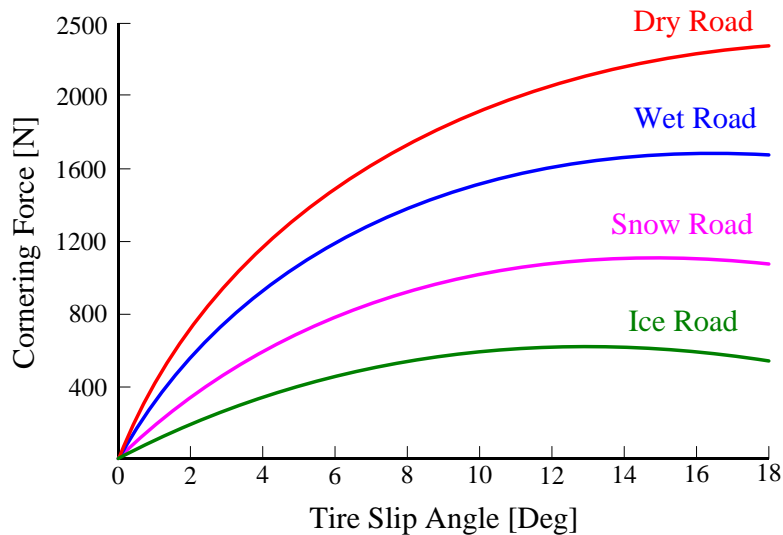


図 2.5 路面状態におけるタイヤのコーナリングフォース特性

2.2 車輪の運動

表 2.2 路面状態と路面摩擦係数  $\mu_t$  の関係

No.	路面状態	路面摩擦係数 $\mu_t$
1	乾燥路	0.9
2	雪道	0.45
3	凍結路	0.3

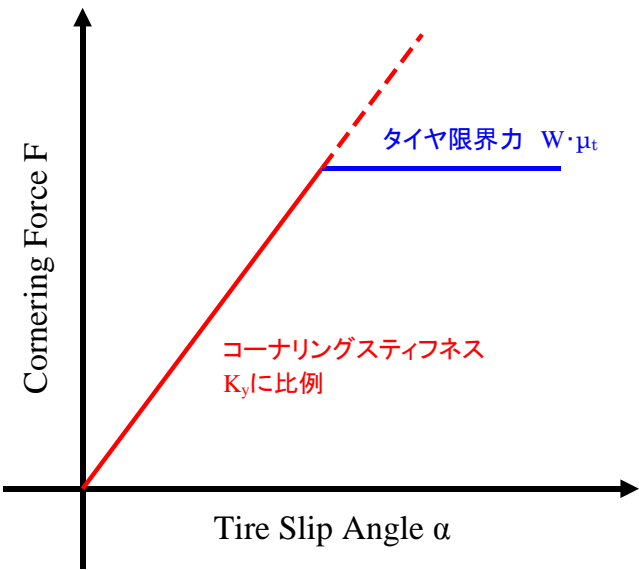


図 2.6 タイヤの飽和特性

## 2.3 二輪車両モデルの旋回運動方程式

自動車は本来、四輪走行であるがリアルタイムで4輪車両モデルを組み込み CPU で計算するのは、困難である。そこで、以下の条件を加えることにより、図 2.7 のように等価的に二輪車両モデルとして扱うことが可能となる。

- ・ 左右輪の特性が同じで、前後方向力が等しい
- ・ 車速一定走行である。制動力はない、転がり抵抗は小さい
- ・ 駆動力はタイヤ横力に比べて小さい

ここで、二輪車両モデルにおける旋回運動方程式について車両重心点 P を中心に x 軸, y 軸方向において考える。車両の条件として、

- ① 車両運動は緩慢な運動とする
- ② 車体スリップ角  $\beta$  は小さい場合の運動を扱う ( $\sin \beta \approx \beta$ )
- ③ タイヤの操舵角は大きくない場合を扱う ( $\cos \beta \approx 1$ )
- ④ 前輪、後輪の左右輪の垂直加重が等しいとする
- ⑤ 後輪の操舵を行わないとする。この場合、左右輪の横力係数は等しく、 $\theta_r = 0$  であるとする、以下の運動方程式を導くことができる。

### 2.3.1 x 軸方向（重心の前後方向）の運動方程式

$$V : \text{Constant} \quad (2.10)$$

$$m \left( \frac{du}{dt} - \gamma \cdot \beta \cdot u \right) = FF_x \quad (2.11)$$

### 2.3.2 y 軸方向（重心の左右方向）の運動方程式

$$m \cdot V \left( \frac{d\beta}{dt} + \gamma \right) = 2F_f + 2F_r \quad (2.12)$$

$$F_f = -K_f \left( \left( \frac{V \cdot \beta + l_f \cdot \gamma}{V} \right) - \theta_t \right) \quad (2.13)$$

$$F_r = -K_r \left( \frac{V \cdot \beta - l_r \cdot \gamma}{V} \right) \quad (2.14)$$

### 2.3.3 重心点周りの回転角速度（ヨーレート）の運動方程式

$$I \frac{d\gamma}{dt} = 2l_f \cdot F_f - 2l_r \cdot F_r + M \quad (2.15)$$

### 2.3 二輪車両モデルの旋回運動方程式

ただし,  $M$  はインホイールモータの駆動力差によるヨーモーメントとする。

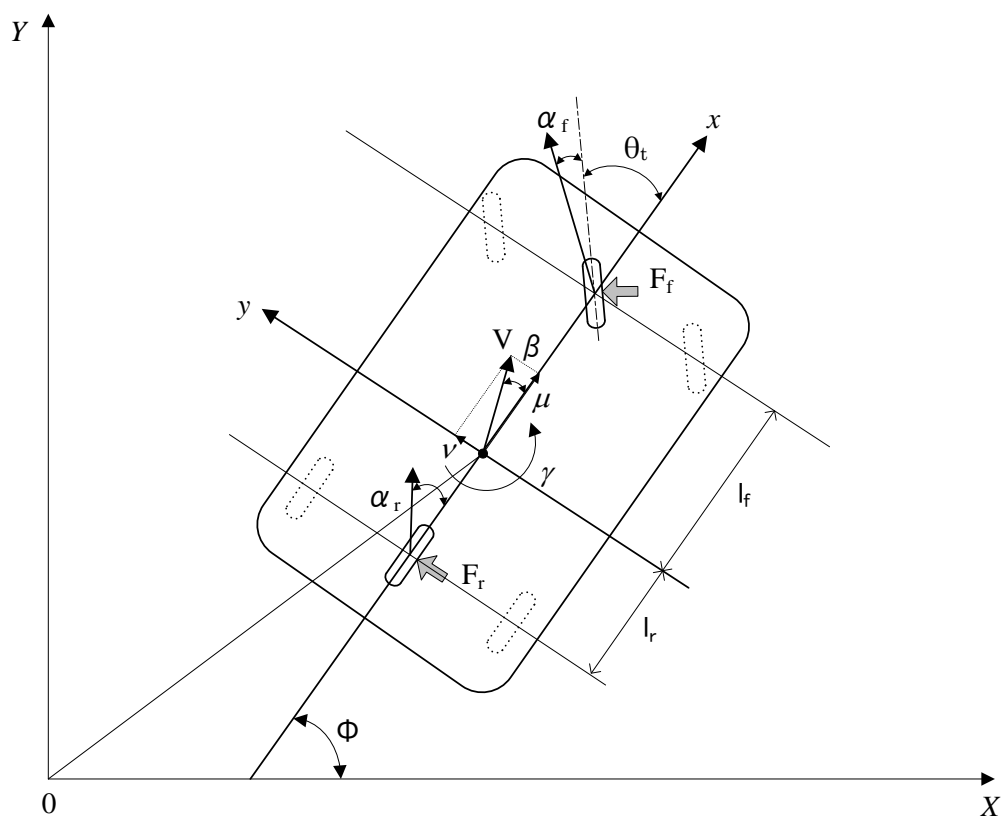


図 2.7 二輪車両等価モデル

## 2.4 車両旋回運動のシミュレーション

前述したタイヤと車両の運動方程式(2.10)～(2.15)を用いて、Matlab/Simulink により、シミュレーションを行った。車両旋回運動を検討・評価する際は、主に車体スリップ角  $\beta$  とヨーレート  $\gamma$  の状態変数を用いることが一般的である。

### 2.4.1 シミュレーション条件

入力操舵トルク  $T_s$  : 振幅 0.5 Nm, 角周波数  $\omega$  : 0.5 (rad/sec) の正弦波による車速  $V=80\text{km/h}$  のスラローム走行を行う。また、路面状況を変えてシミュレーションを実行する。

### 2.4.2 シミュレーション結果 1

乾燥路面と雪道の比較シミュレーションを図 2.8 に示す。乾燥路面と雪道は路面摩擦係数  $\mu_t$  が異なるので、タイヤ限界力が変化する。その変化が車両運動制御にどのように影響するかを検討する。乾燥路面のシミュレーション結果を青線、雪道を赤線で示す。操舵力とタイヤ前輪角の結果は乾燥路面と雪道のデータが同一となるため、見づらくなならないように乾燥路面の結果（青線）のみ示す。

乾燥路面の場合には前輪角に比例した前輪横力、及び後輪横力を発生することができるので、 $\beta, \gamma$  とも安定した旋回運動が実現できている。一方、雪道の場合は路面摩擦係数  $\mu_t$  の減少により、前輪と後輪が発生できるタイヤ限界力が減少している。そのため、前輪と後輪の横力が飽和状態となっている。横力が飽和すると車体を旋回させるヨーレートも飽和し、車体スリップ角が増大し、旋回円の外側へコースアウトしてしまう。

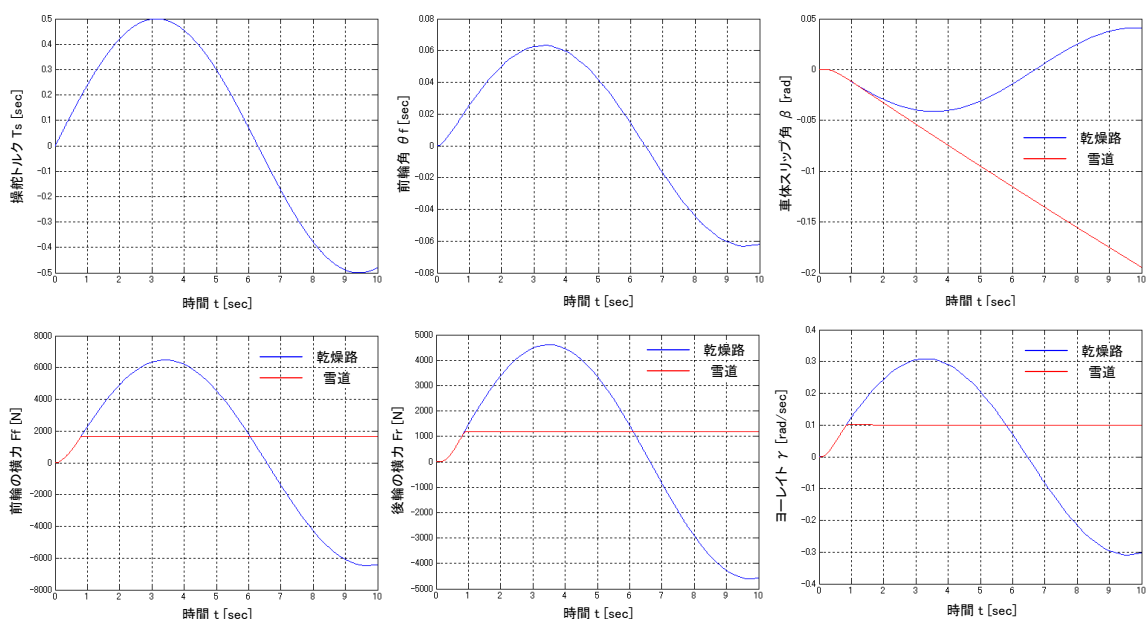


図 2.8 乾燥路面と雪道における車両旋回運動のシミュレーションの比較結果

## 2.4 車両旋回運動のシミュレーション

### 2.4.3 アクティブ前輪操舵(AFS)を用いた車両旋回制御

雪道のシミュレーションの結果より、タイヤの限界力が低下することにより、前輪角に比例した横力が発生できず飽和し、スリップ現象を起こすことが確認できた。そこで、AFSを用いてタイヤ限界力を超えないように前輪角を戻すことを検討した。実車の場合には、前輪角を戻すと同時に車体速度を落とす、つまり制動力を組み合わせた制御が必要にあるが、ここではAFSによる舵角制御が車両旋回運動に及ぼす影響をシミュレーションする。

AFSによる差動角 $\Delta\theta$ を(2.16)-(2.17)式とした。

$$\Delta\theta = K_a\gamma + K_b\beta \quad (2.16)$$

$$K_a + K_b = 1 \quad (2.17)$$

### 2.4.4 シミュレーション結果 2

雪道におけるAFSによる旋回制御シミュレーションの結果を図2.9に示す。AFSなし（青線）とAFSあり（赤線）の場合を比較検討する。ただし、シミュレーションの条件はシミュレーション1と同一とする。AFSなしの場合は2[s]付近で前輪と後輪の横力が飽和しており、車体スリップ角 $\beta$ が増加し、コースアウトしていることが分かる。AFSありの場合には飽和状態になる前に、前輪角を能動的に戻してあげることにより、横力の飽和を防ぎ、車両運動を安定化できていることが分かる。以上の結果からAFSによる自動操舵が車両旋回運動において、スリップ時による危険を回避できる可能性が示唆された。

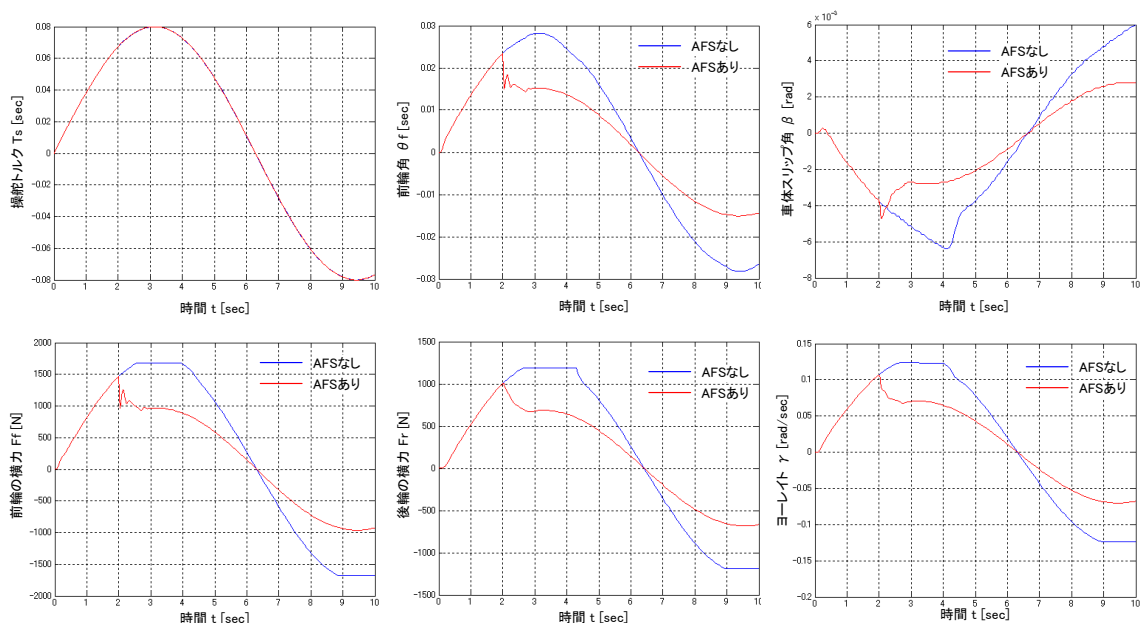


図 2.9 雪道における AFS を用いた車両旋回運動のシミュレーション

## 2.4 車両旋回運動のシミュレーション

以上のシミュレーション結果より, AFS による車両運動制御を実現することによって, 自動車の危険な挙動を抑制し, 事故回避できることが理論的には可能であることが示されたが, AFS は広く実用化されていない。その理由は, AFS による自動操舵と運転者の操舵間に干渉が生じ, 運転操作を妨げる問題があるからである。操舵干渉については, 第 4 章にて詳細を述べる。

## 第 3 章 電気自動車によるタイヤグリップマージンと車両運動制御の提案

1 章において述べたように、従来の研究において、タイヤ摩擦力特性の計測や摩擦力を推定する手法が提案及び検証されてきた。しかしながら、タイヤのグリップを定量的に計測や推定する事は不可能であった。タイヤ摩擦係数  $\mu$  や摩擦円を推定し、車両運動を安定化させる研究が盛んに議論されているが、摩擦係数  $\mu$  は根本的な物理量で無いため、タイヤがグリップしているか、スリップしているかの判別ができないためである。

本章は、電動パワーステアリングとタイヤ横力センサを利用して、タイヤのグリップマージンを定量的に推定する手法を提案する。言い方を代えれば、路面状態の危険度を数値化させる。従来の自動車安全技術は、この危険の数値化ができていないのである。危険予知まで安全領域をカバーするには、危険を数値化する技術が重要であると筆者は考えている。本章はさらに、タイヤグリップマージン推定に基づく電気自動車の旋回安定化制御手法を提案する。人間親和型モーションコントロールにおける本項の検討領域をブロック図 3.1 の赤枠に示している。

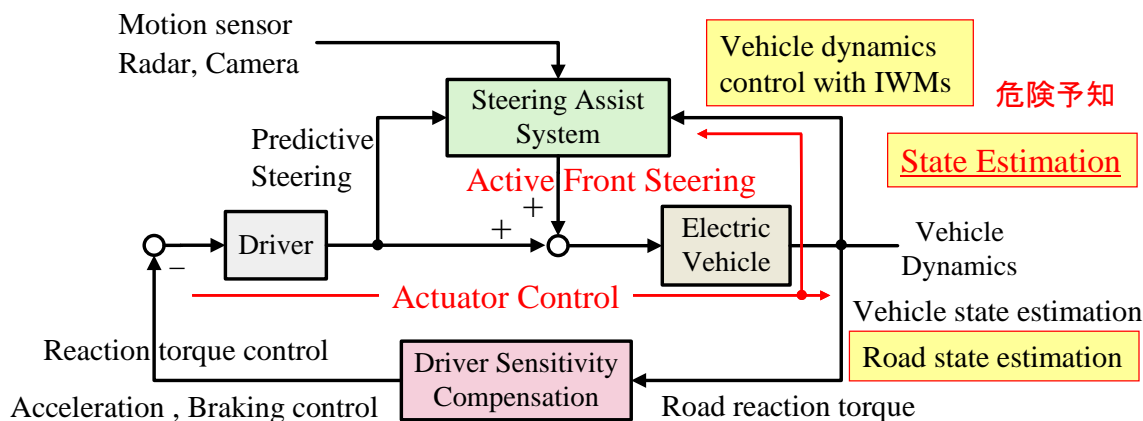


図 3.1 人間親和型モーションコントロールにおける本章の検討領域

### 3.1 タイヤグリップマージン(TGM)推定

2 章において、基礎的なタイヤ運動について述べたが、本章においては、もう少し、深く検討していく。図 3.2 の左図はタイヤが前後方向へ転がり、路面に接地している部分を示している。接地開始点を A 点、終了点を B 点とする。一方、右図はタイヤが横方向へ運動した図を表わしている。タイヤのゴム部分が横変位し、路面とタイヤの間に横力が発生する。

### 3.1 タイヤグリップマージン推定

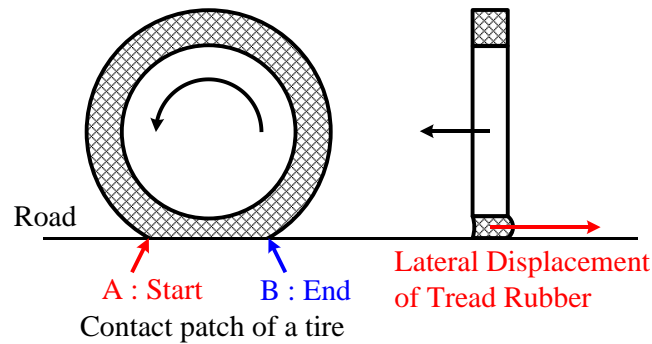


図 3.2 タイヤ接地面

しかしながら、タイヤの横変位は接地面に対して、一様ではない。<sup>[63]</sup> 図 3.3 に示すように、タイヤ接地面に対して横変位が三角形に歪む。x 軸をタイヤと路面の接地点とすると、接地点 A から C までがグリップ域、C から B までがスリップ域となる。y 軸はタイヤゴムの横変位量を示している。式(3.1)に示すように、この横変位量の総和が横力となる。2 章の式(2.8)に示したように、横力は線形域において、スリップ角  $\alpha$  と比例関係にある。図 3.3 において、比例関係にある領域をグリップ域、比例関係に無い領域をスリップ域と定義している。

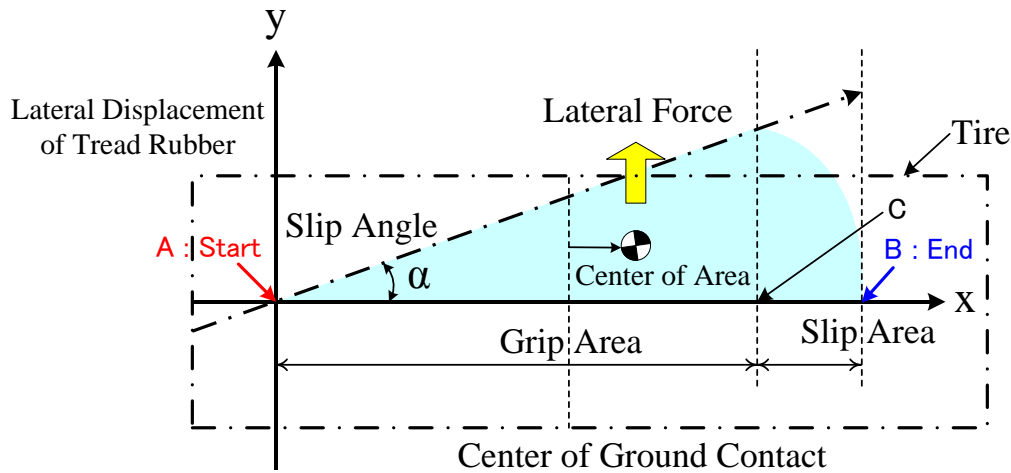


図 3.3 タイヤと路面の接地点とタイヤゴムの横変位量

$$F_y = K_y \int_A^B y \, dx \quad (3.1)$$

次に、タイヤのどこに横力の着点があるかについて考える。この場合の着点とは三角形の重心点を求めればよい。つまり、接地点の中心より、やや後方(B 点側)に位置すると推測できる。横力の着点があることにより、セルフアライニングトルク(SAT)が発生する。以上のことを踏まえて、2 章で説明したタイヤの横運動を示した図 2.2 を書き換えると、図 3.4 となる。横力  $F_y$  とセルフアライニングトルク  $T_{SAT}$  と着点  $\Delta t$  の関係式は(3.2)式で表

### 3.1 タイヤグリップマージン推定

することができる。ここで、もし、横力の着点距離  $\Delta t$  を推定することができれば、タイヤがグリップしているか、スリップしているかの判別が可能となるのではないかといった仮説を立てる。つまり、 $\Delta t$  が大きい場合は、横力の着点より後方にあり、グリップ域が大きいことを示している。一方、 $\Delta t$  が小さくなり、0 となった時はグリップ域がゼロとなり、タイヤが完全にスリップ状態となっているはずである。本論文は、着点距離  $\Delta t$  をタイヤグリップマージン(TGM)と定義する。次項は TGM 推定を実現する手法について述べる。

$$T_{SAT} = F_y \cdot \Delta t \quad (3.2)$$

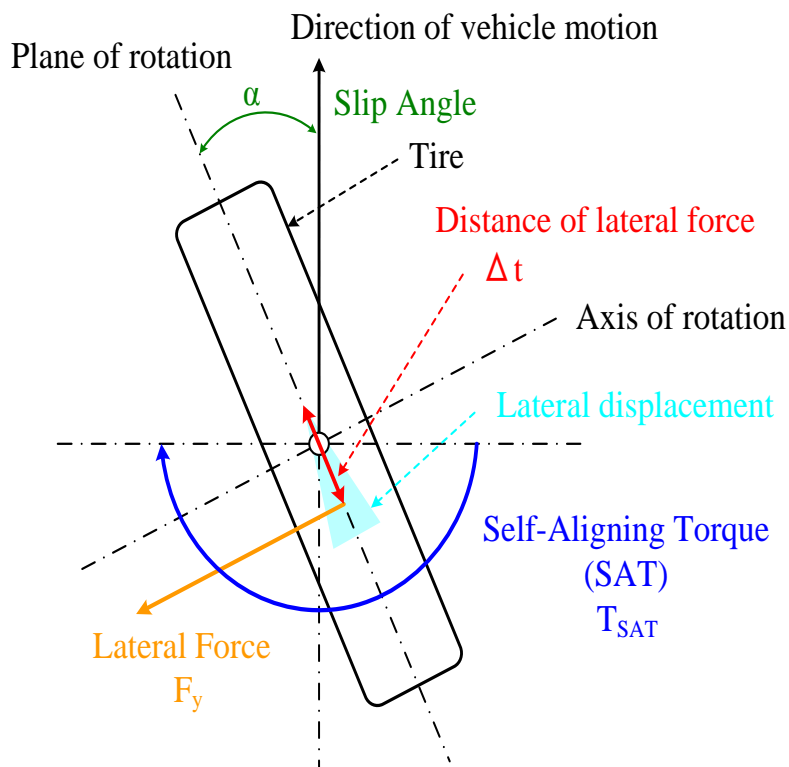


図 3.4 タイヤ横力の着点距離を考慮した横方向運動

## 3.2 路面反力推定手法

3.1 項において、タイヤグリップマージン(TGM)  $\Delta t$  を推定する手法を述べた。しかしながら、 $\Delta t$  を推定するには、横力とセルフアライニングトルク(SAT)を測定もしくは推定することが不可欠である。近年、日本精工(株)や NTN(株)から横力を検出するセンサが製品化されている。また、文献[36]においては、レゾルバを利用した横力推定手法の提案がされており、良好な実験結果が得られている。そこで、本項は電動パワーステアリングを利用した SAT 推定手法について述べる。ステアリングシステムを図 3.5 に示す。

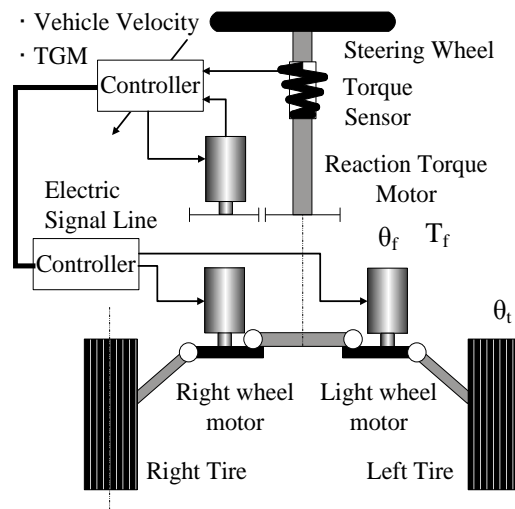


図 3.5 角輪を独立に操舵可能なステアリング機構

本項はタイヤ角輪を操舵できる機構としたが、1つの電気モータで前輪を操舵する機構においても同様に推定が可能である。しかしながら、またぎ路面(左右輪の路面状態が異なる)の場合は左右独立の操舵機構でなければならない。電気モータと図 3.6 に示す路面反力推定オブザーバを利用することにより、各輪の路面反力を推定する。路面反力の中に SAT の情報が含まれる。図 3.6 は前輪軸角  $\theta_f$  の位置制御系である。 $P_n(s)$  は前輪のプラント  $P(s)$  のノミナル値であり、前輪のプラント  $P(s)$  を精度良く同定できれば、路面反力  $T_R$  を外乱としたオブザーバを構成することにより、路面反力  $T_R'$  を推定することが可能となる。次項は前輪プラント  $P(s)$  の同定手法について述べる。前輪のプラント  $P(s)$  の慣性  $J_f$ 、粘性摩擦係数  $C_f$ 、剛性係数  $K_f$  のノミナル値  $J_n$ 、 $C_n$ 、 $K_n$  を用いて、前輪軸角の推定値  $\theta_f'$  を計算する。そして、前輪角の計測値と実測値の差分を取り、プラントの逆モデルを通すことにより、路面反力  $T_R'$  を推定する。以下に計算式を示す。

$$\theta_f' = \left( \frac{T_f^*}{J_n s^2 + C_n s + K_n} \right) \quad (3.3)$$

### 3.2 路面反力推定

前輪角の誤差  $\Delta\theta_f = \theta_f - \theta_f'$  として,

$$\Delta\theta_f = \frac{T_f^* + T_R}{J_f s^2 + C_f s + K_f} + \frac{T_f^*}{J_n s^2 + C_n s + K_n} \quad (3.4)$$

$J_n=J_f$ ,  $C_n=C_f$ ,  $K_n=K_f$  とすることで  $\Delta\theta_f$  は(3.5)式となる。

$$\Delta\theta_f = \frac{T_R}{J_f s^2 + C_f s + K_f} \quad (3.5)$$

(3.5)式にプラントの逆モデルを通して, 路面反力推定する。

$$T_R' = \frac{P_n(s)}{Q(s)} \Delta\theta_f = \frac{J_n s^2 + C_n s + K_n}{J_f s^2 + C_f s + K_f} \cdot \frac{1}{Q} \quad (3.6)$$

$P_n(s)\Delta\theta_f$  の計算は微分項を含むため, 外乱に対するロバスト性が低い。そこで外乱を抑制するため, ローパスフィルタ  $Q(s)$  を含めたモデルにてオブザーバを設計する。また,  $Q(s)$  は運転者へ伝達する路面反力の周波数帯域を調整することができる。路面反力と周波数帯域の関係を表 3.1 に示す。運転操作に必要な路面反力は, 0~10Hz に含まれており, それ以外の路面反力は抑圧すべき外乱として考えることができる。<sup>[64][65]</sup> 運転者へ伝達すべき路面反力を 0~10Hz として, 時定数  $\tau_q$  を設計した。ノミナルモデル  $P_n(s)$  の同定については, 次章にて詳細に述べる。

$$Q = \frac{1}{1 + 2\tau_q s + \tau_q^2 s^2} \quad (3.7)$$

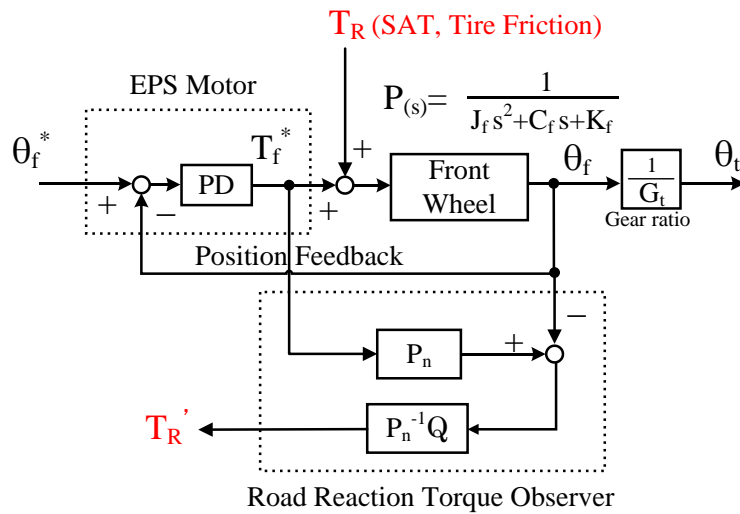


図 3.6 路面反力推定オブザーバ

### 3.2 路面反力推定

表 3.1 運転者へ伝達すべき路面情報と周波数の関係

No.	ロードインフォメーション	周波数 [Hz]
1	車両運動の反力	0～10
2	EPS機械系の共振	10～13
3	サスペンションの共振	13～17
4	シミー振動	15～25Hz

### 3.3 最尤推定法による前輪プラントの同定法

前章に示した路面反力推定オブザーバ (RTOB) は前輪プラントのノミナル値を用いて路面からの反力を推定するが、ステアリングにおいては基本的に低速な角度制御であるため、定加速度試験や定速度試験などでノミナル値を同定することが困難である。そこで本論文は運転者が左右にステアリングを切り返しなが、最尤推定法に基づく予測誤差法を用いてノミナル値の同定を検討する。

前輪の制御ブロック図を図 3.7 に示す。前輪軸にトルクセンサを取り付け、センサ検出回路と PC へのインタフェース回路を製作し、前輪の実トルク  $T_f$  を計測できるようにする。 $J_n$  については、前輪を浮かせた状態でステアリングを操舵し、外乱(この場合は路面反力)をゼロとして前輪の実トルク  $T_f$ 、前輪のトルク指令値  $T_f^*$ 、そして、前輪角  $\theta_f$  の関係から精度良く同定できる。最尤推定法により同定するパラメータは  $K_n, C_n$  のみとする。

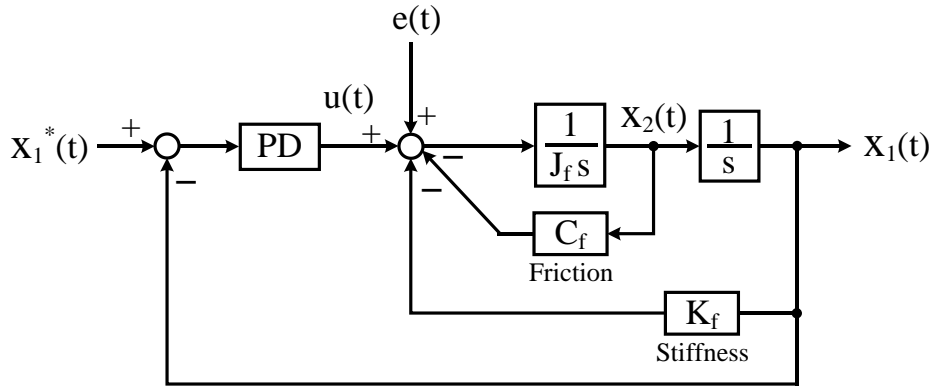


図 3.7 前輪プラントのモデル

ここで、 $x(t)$ ,  $u(t)$ ,  $y(t)$  はそれぞれ状態変数、 $e(t)$  はイノベーション過程であり、モデルから再現できない剰余項である。前輪プラントの状態方程式は(3.8),(3.9)式で表すことができる。

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 1 \\ K_f/J_f & C_f/J_f \end{bmatrix}}_A \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{bmatrix} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ 1/J_f \end{bmatrix}}_B u(t) + K e(t) \quad (3.8)$$

$$\begin{bmatrix} y_1(t) \\ y_2(t) \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}}_C \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{bmatrix} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}}_D u(t) + e(t) \quad (3.9)$$

シフトオペレータ  $q$  を用いて表すと、<sup>[66][67]</sup>

$$qx(k) = Ax(k) + Bu(k) + K\omega(k) \quad (3.10)$$

### 3.3 最尤推定法による前輪プラントの同定法

$$x(k) = (qI - A)^{-1} [Bu(k) + K\omega(k)] \quad (3.11)$$

$$y(k) = \underbrace{[C(qI - A)^{-1}B]}_{G(q)} u(k) + \underbrace{[C(qI - A)^{-1}K + I]}_{H(q)} \omega(k) \quad (3.12)$$

このモデルの一段先予測器  $\hat{y}(k | \theta)$  は,

$$\hat{y}(k | \theta) = [I - H^{-1}(q)] y(k) + H^{-1}(q) G(q) u(k) \quad (3.13)$$

(3.13) 式右辺の係数についてそれぞれ計算すると,

$$H^{-1}(q) = (I + CQ^{-1}K)^{-1} \quad (\because Q = qI - A \text{ とする}) \quad (3.14)$$

上式の右辺に逆行列補題として,

$(A + BD^{-1}C)^{-1} = A^{-1} - A^{-1}B(D + CA^{-1}B)^{-1}CA^{-1}$  を適用すると,

$$I - H^{-1}(q) = C(qI - A + KC)^{-1}K \quad (3.15)$$

同様な計算を用いて,

$$H^{-1}(q)G(q) = C(qI - A + KC)^{-1}B \quad (3.16)$$

したがって, 出力の一段先予測器は(3.17)式となる。

$$\hat{y}(k | \theta) = C(qI - A + KC)^{-1}Ky(k) + C(qI - A + KC)^{-1}Bu(k) \quad (3.17)$$

パラメータ推定のための評価規範を(3.18)式とする。

$$J_N(\theta) = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N l(k, \theta, \varepsilon(k, \theta)) \quad (3.18)$$

ここで,  $l(k, \theta, \varepsilon(k, \theta))$  は予測誤差の大きさを測る任意の正のスカラー値関数である。 $\varepsilon(k, \theta)$  は予測誤差であり,

$$\varepsilon(k, \theta) = y(k) - \hat{y}(k | \theta) \quad (3.19)$$

本研究は最尤推定法を用いるので, (3.20)式の関数を適用する。

$$l(k, \theta, \varepsilon(k, \theta)) = -\log f\{\varepsilon(k, \theta)\} \quad (3.20)$$

### 3.3 最尤推定法による前輪プラントの同定法

ここで、 $f$  は予測誤差  $\varepsilon(k, \theta)$  の確率密度関数を表す。PC で繰り返し計算することにより、予測誤差から構成される評価関数が減少するようにパラメータ  $K_f$  ,  $C_f$  を修正して、値を推定する。

## 3.4 タイヤグリップマージン(TGM)推定に基づく電気自動車の旋回安定化制御

前項までは、タイヤグリップマージン(TGM)を推定する手法について詳細に述べた。本章は TGM 推定に基づいた電気自動車の旋回安定化制御手法を提案する。制御ブロック図を図 3.8 に示す。 $P_{\gamma n}(s)$ は車両のノミナルモデルとする。運転者の操舵角  $\theta_t$  と車速  $V$  を入力として、ヨーレート指令値  $\gamma^*$  を生成する。ヨーレート  $\gamma$  がヨーレート指令値に追従するようにフィードバック制御する。2 章において、電気自動車の運動は操舵角(タイヤ角: $\theta_t$ )とインホイールモーメント(IWM)の駆動力差によるモーメント  $M$  の二入力であると述べた。そこで、車両が旋回するために必要なモーメントの配分法を式(3.21)に示す。本提案手法は、TGM に応じて、入力を切り替えている。TGM がゼロより大きい時は、操舵入力のみを利用する。一方、TGM がゼロ以下の時は、IWM による駆動力差制御により、車両旋回をアシストする。

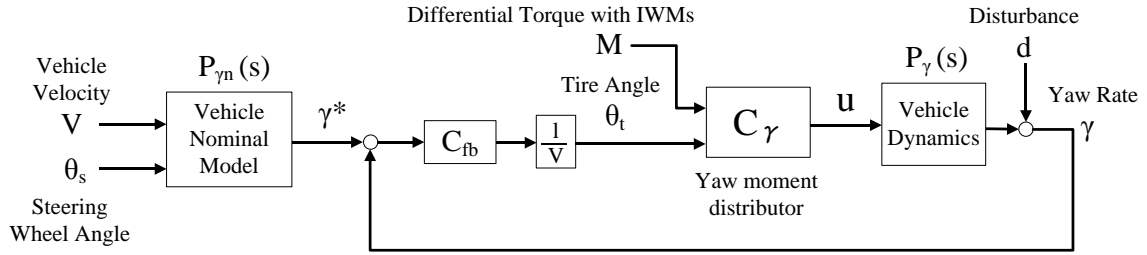


図 3.8 提案する電気自動車のヨーレート制御

$$\text{モーメント配分法: } u = \begin{cases} \theta_t, M^* = 0 & (TGM > 0) \\ \theta_t, M^* = IK_{\gamma n} \theta_t & (TGM \leq 0) \end{cases} \quad (3.21)$$

$$\begin{bmatrix} F_{dR}^* \\ F_{dL}^* \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1/2 & 2/d_r \\ 1/2 & -2/d_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_x^* \\ M^* \end{bmatrix} \quad (3.22)$$

モーメント配分法を(3.21)式に示す。 $TGM \leq 0$  の時は、モーメント指令値  $M^*$  を計算する。各輪 IWM の駆動力は、(3.22)式とする。 $F_x^*$  はアクセル信号から生成される車輪回転方向の駆動力指令値、 $M^*$  は車両旋回方向のモーメント指令値である。(3.22)式に従って、左右輪の IWM の駆動力指令値  $F_{dR}^*$ 、 $F_{dL}^*$  に配分される。駆動力制御のブロック図を図 3.9 に示す。駆動力指令値  $F_d^*$  に追従するように、フィードバック制御する。また、外乱オブザーバを利用して、駆動トルクを推定し、車輪半径  $r$  で割った値が駆動力推定値となる。計算式を(3.23)式に示す。

### 3.4 TGM に基づく電気自動車の旋回安定化制御

$$\hat{F}_d = \frac{(T_m^* - J_w \dot{\omega})}{r} \quad (3.23)$$

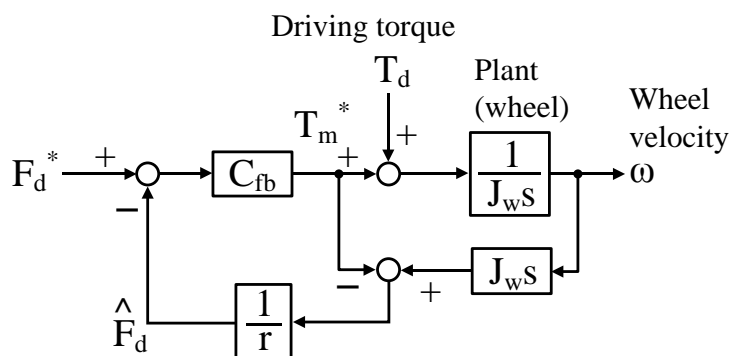


図 3.9 駆動力制御のブロック図

## 第4章 人間親和型操舵制御の提案

第3章は電気モータとオブザーバを利用することにより、タイヤグリップマージン(TGM)の推定および、TGMに基づくインホイールモータの駆動力差制御により、車両運動を安定化させる手法について提案した。本章は、運転者の危険予知能力、危険認知能力、車両操作能力を向上させる人間親和型の操舵制御手法を提案する。人間親和型モーションコントロールにおける本章の検討領域をブロック図4.1の赤枠に示す。具体的に、操舵感度線形化制御は、運転者の路面状態の危険予知および、危険認知能力を向上させる。ヨーレート線形化制御は運転者の車両操作性を向上させる。

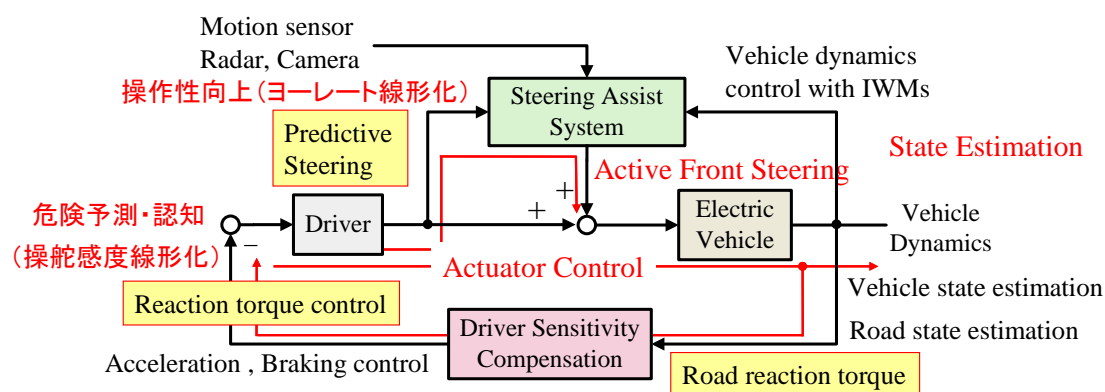


図 4.1 人間親和型モーションコントロールにおける本章の検討領域

### 4.1 運転者の操舵感度線形化制御

線形とは、入力に対する出力の傾きが一定であり、入力と出力の間に「重ね合わせの理」の関係が成り立つ場合、そうでない場合を「非線形」と定義されている。人間が与えた刺激強度の対する感じた刺激の大きさの比が感度であるが、一般的に人間の感度特性は非線形である。本章は、電動パワーステアリングを利用した人間親和型モーションコントロールにより、運転者の操舵感度を線形化させる制御手法を提案する。感度線形化により、運転者は車両や路面状態を捉え易くなる。

#### 4.1.1 電動パワーステアリングのダイナミクス

電動パワーステアリング(Electric Power Steering: EPS)は電気モータのトルクアシストにより、操舵負荷を軽減させるのみならず、外乱抑制や車両運動を制御する手段として研究・開発されている。<sup>(68)</sup> EPS は、コラムタイプやラック&ピニオンタイプ等の種類があるが、本項は、実験に利用したコラムタイプの EPS の運動方程式を導出する。ステアリング装置を図 4.2 に示す。また、図 4.2 に用いているパラメータを表 4.1 に示す。

#### 4.1 運転者の操舵感度線形化制御

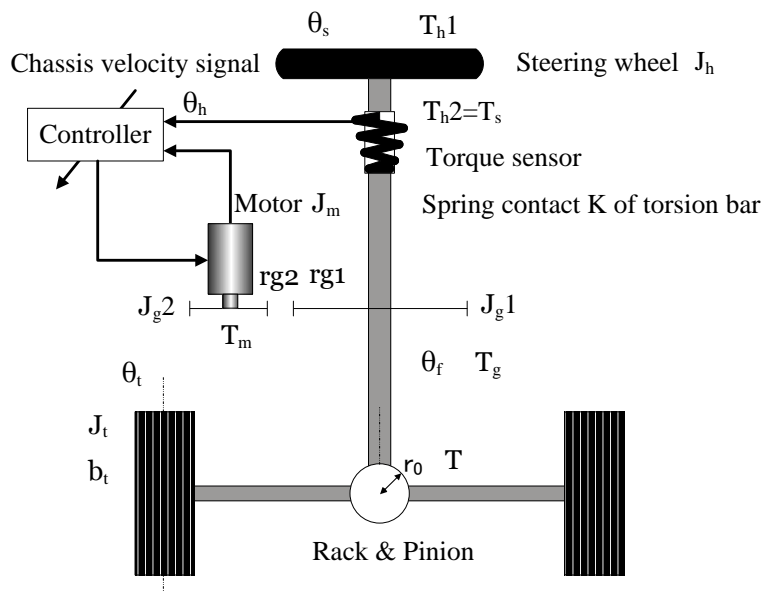


図 4.2 電動パワーステアリングシステム

表 4.1. ステアリング装置の変数

steering wheel angle	$\theta_s$
motor angle	$\theta_m$
front axle wheel angle	$\theta_f$
front tire angle	$\theta_t$
driver torque	$T_{h1}$
steering torque	$T_s$
motor torque	$T_m$
rack torque	$T_g$
road reaction torque	$T_d$
steering wheel of inertia	$J_h$
motor of inertia	$J_m$
gear 1 of inertia	$J_{g1}$
gear 2 of inertia	$J_{g2}$
tire of inertia	$J_t$
tire friction	$B_t$
contact force between gear 1 and gear 2	$F$
number of gear 1 teeth	$rg1$
number of gear 2 teeth	$rg2$
Stiffness of torsion bar spring	$K$
reduction gear ratio	$\alpha$

#### 4.1 運転者の操舵感度線形化制御

運転者はトルク  $T_{h1}$  でハンドルを操作し、車両運動を制御している。その時、車速や操舵トルク等のセンサ値から適切なアシストトルクを計算し、パワーアシストする。操舵側からのトルクにより、前輪は操舵される。同時に前輪は路面から反力を受け、運転者へ路面反力  $T_r$  (路面情報) として伝達される。これを数式で表現すると、以下となる。まず始めにアシストモータとトーションバーをつなぐギヤ 1 とギヤ 2 の運動方程式をそれぞれ(4.1),(4.2)式に示す。F はギヤの接触力である。

$$Jg1 \frac{d^2\theta_s}{dt^2} = T_s - \frac{rg1}{2} F - T_g \quad (4.1)$$

$$(Jg2 + Jm) \frac{d^2\theta_m}{dt^2} = T_m - \frac{rg2}{2} F \quad (4.2)$$

(4.1)と(4.2)式より、接触力 F を消去すると、(4.3)式を導くことができる。

$$Jg1 \frac{d^2\theta_s}{dt^2} = T_s + \left( \frac{rg1}{rg2} \right) \left\{ (Jg2 + Jm) \frac{d^2\theta_m}{dt^2} - T_m \right\} - T_g \quad (4.3)$$

さらに歯車の関係式(4.4)より、(4.5)式を導くことができる。

$$rg1\theta_s = -rg2\theta_m \quad (4.4)$$

$$\left[ Jg1 + \left( \frac{rg1}{rg2} \right)^2 (Jg2 + Jm) \right] \frac{d^2\theta_s}{dt^2} = T_s + \left( \frac{rg1}{rg2} \right) T_m - T_g \quad (4.5)$$

式(4.5)の  $T_s$  は操舵トルク、 $T_m$  はモータトルク、 $T_g$  はラックアンドピニオンのトルクである。ラックアンドピニオンのピニオンギヤの慣性は、伝達されるトルクやタイヤ慣性  $J_t$  に比べて十分小さいとして、無視すると、ラック軸トルク  $T_g$  は(4.6)式で表すことができる。 $T_d$  は前輪が路面から受ける外乱とする。(4.5),(4.6)式をまとめると、(4.7)式となる。

$$T_g = \alpha^2 Jt \frac{d^2\theta_s}{dt^2} + \alpha^2 B_t \frac{d\theta_s}{dt} - T_d \quad (4.6)$$

$$\left[ Jg1 + \alpha^2 Jt + \left( \frac{rg1}{rg2} \right)^2 (Jg2 + Jm) \right] \frac{d^2\theta_s}{dt^2} + \alpha^2 B_t \frac{d\theta_s}{dt} = T_s + \left( \frac{rg1}{rg2} \right) T_m + T_d \quad (4.7)$$

(4.7)式の左辺をステアリングモデルとして、ステアリングシステムのブロック図を書くと、図 4.3 となる。

#### 4.1 運転者の操舵感度線形化制御

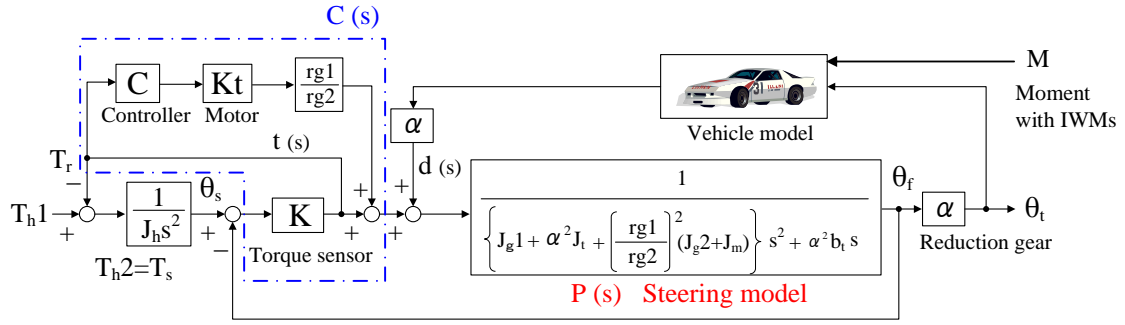


図 4.3 電動パワーステアリングシステムのブロック図

##### 4.1.2 電動パワーステアリングによる操舵アシスト制御

前項は、電動パワーステアリング(EPS)システムのダイナミクスを導出し、ブロック図を示した。本項は制御器の設計について述べる。設計手順は大きく分けて、2段階を踏む。それぞれは独立ではなく、人間親和型の操舵制御を実現するには両手法とも重要である。1つは、路面外乱感度設計に基づく二自由度操舵制御、2つめは、操舵感度線形化に基づく可変アシストトルク制御である。

###### (1) 路面外乱感度設計に基づく二自由度操舵制御

本項はEPSシステムを利用して、車両や路面情報を積極的にフィードバックし、運転者が危険を回避しやすいようにアシストする操舵制御手法を提案する。これまでの研究は車両運動を安定化させるために運動方程式により計算された目標値へ追従するように、前輪スリップ角や車両重心周りのヨーレートを制御していた。いわば、車両運動ベースの制御則と考えることができる。本論文は運転者主体の制御則を導入する。運転者はステアリングを操作し、車両運動を制御すると同時に、前輪からステアリングシステムを介して、反力を受けている。この反力は、車両運動、路面情報、機構系外乱等の様々な情報を含んでいるため、運転操作に必要な情報と必要ではない情報を分離する必要がある。本項は二自由度制御により、周波数別に路面情報を分離する手法を提案する。図 4.3 のトルクセンサや電気モータによるトルクアシストの部分制御器  $C(s)$  とし、ステアリングモデルを  $P(s)$  とおき、操舵角  $\theta_s$  から前輪軸角  $\theta_f$  までのブロック図を簡略化すると、図 4.4 となる。路面外乱  $d(s)$  から運転者への反力  $t(s)$  までの伝達関数  $R(s)$  は、(4.8) 式となる。

$$R(s) = \frac{t(s)}{d(s)} = K \frac{P(s)}{1 + C(s)P(s)} \quad (4.8)$$

一方、図 4.3 のトーションバー剛性  $K$  の係数を除くと、相補感度関数  $T(s)$  は(4.9)式となる。

$$T(s) = \frac{C(s)P(s)}{1 + C(s)P(s)} \quad (4.9)$$

#### 4.1 運転者の操舵感度線形化制御

これにより，ロバスト安定性と路面外乱感度の両方を実現した制御設計を検討することが可能となる。

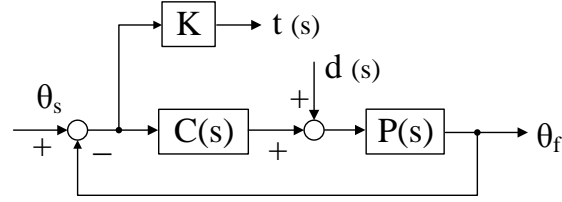


図 4.4 簡略化したステアリングシステム

操舵に必要な路面外乱による反力は 10Hz 以下にあるとされている。<sup>(64)(65)</sup> 一方，適度に抑えたい機構系振動や車輪のアンバランスで生じる振動等は 10Hz 以上に存在する。そこで，図 4.5 に示す二自由度制御手法を用いて，路面外乱感度設計と目標値追従性を同時に実現する。フィードバックコントローラ  $C_{fb}$  は操舵角  $\theta_s$  と前輪角  $\theta_f$  の差をトルク検出して補償する制御器である。そのため，図 4.6 に示すような 10[Hz]以上において，外乱を抑圧させるようにゲインを高く設計する。

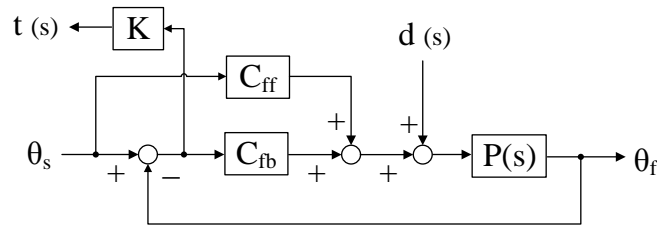


図 4.5 路面外乱感度設計に基づく二自由度操舵制御

$$C_{fb}(s) = \frac{cs}{as+b} \quad (4.10)$$

一方，フィードフォワード制御器  $C_{ff}$  は運転者の目標値を補償する。運転者の操作指令値を 5[Hz]以下とし，図 4.7 に示すようなゲイン設計とする。

$$C_{ff}(s) = \frac{c'}{a's+b'} \quad (4.11)$$

#### 4.1 運転者の操舵感度線形化制御

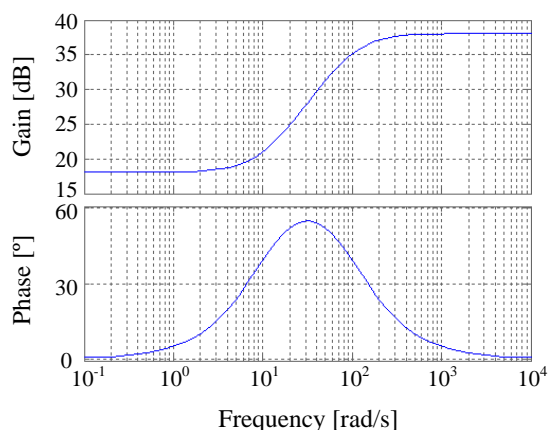


図 4.6  $C_{fb}$  のボード線図

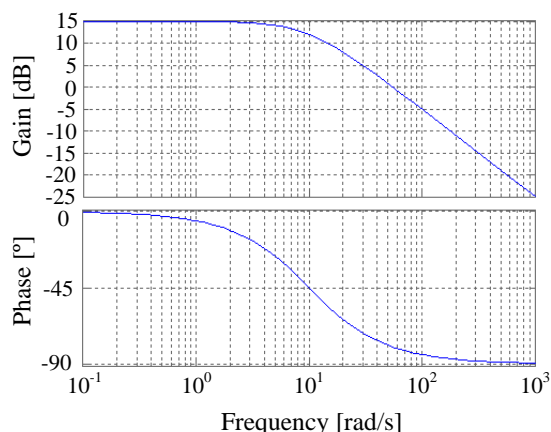


図 4.7  $C_{ff}$  のボード線図

#### (2) 運転者の感度を線形化する可変アシストトルク操舵制御

本章の冒頭で述べたように、人間の感覚は非線形特性である。与えた刺激強度に対して、感じた刺激の大きさの比(傾き)を感度と定義する。人間はこの感度を感じている。例えば、掌を合わせて力比べをした時に、両者が同じ力を出した場合は釣り合うが、一方が急に力を抜くと、もう一方はよるめく経験をした人は少なくないだろう。つまり、人間は与えた力に対する感じた力の傾きを感じている。この人間の感覚特性をステアリング制御に応用している。本論文における、非線形感覚特性とは与えた刺激の強度によって、感度が異なる特性を言う。一般的に人間の感覚特性は、刺激強度  $x$  に対して、感覚の大きさ  $y$  は、対数( $y = \log x$ )の関係になる。そこで、本項は電動パワーステアリングのパワーアシスト制御を利用して、運転者の感度を線形化する手法について提案する。操舵感度を線形化することにより、運転者は車両運動と一体感のある運転操作が可能となり、反力を介して車両の横滑りを感知し易くなる。もっと具体的に述べると、乾燥アスファルト路を走行した場合は、運転者の操舵トルク入力に対して、フィードバックされる反力は大きい。一方、雪道等の低摩擦路面を走行した場合は、入力と比較して反力が小さくなる。感度が線形化された場合は、この影響を運転者が感知し易くなる。正しく、人間親和型モーションコントロールが人間の感覚特性を化けさせているわけである。

操舵感度線形化制御のブロック図を図 4.8 に示す。(1)項にて述べた、運転操作に必要な路面反力のみを運転者へフィードバックする特性を維持させながら、可変アシストトルク(VAT)制御により操舵感度を線形化させる。

#### 4.1 運転者の操舵感度線形化制御

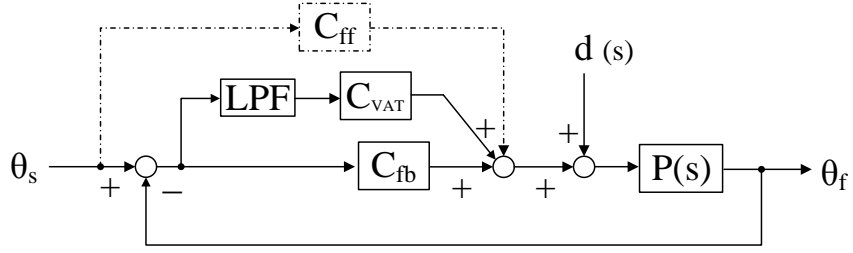


図 4.8 運転者の操舵感度を線形化させる可変アシストトルク制御のブロック図

図 4.2 の EPS ブロック図において、 $T_{h1}$  は運転者のトルク、 $T_r$  は運転者への反力トルクとする。さらに人間の非線形感覚特性まで考慮して、運転者の感覚トルク  $T_{rs}$  とすると、 $T_r$  との関係は(4.12)式となる。

$$\text{Driver sensitivity torque : } T_{rs} = \ln(T_r) \quad (4.12)$$

そうすると、運転者の入力トルク  $T_{h1}$  から反力を介してフィードバックされる感覚トルク  $T_{rs}$  の傾きを運転者の感度と定義すると、(4.13) 式となる。この感度を線形化すればよい。

$$\text{Driver sensitivity : } \frac{dT_{rs}}{dT_{h1}} \quad (4.13)$$

(4.13)式を満たすための、操舵トルク  $T_s$  に対するパワーアシストトルク  $T_a$  の式を(4.14)-(4.15)に示す。アシスト関数にネイピア数を用いており、車速に応じてアシストゲインを制御する。本式に基づき操舵トルクとアシストをグラフ化すると、図 4.9 となる。

$$T_a = \begin{cases} \text{sgn}(T_s) \cdot K_V \cdot (e^{\alpha_s T_s} - e^{\alpha_s T_0}) & (|T_s| > 0.3) \\ 0 & (-0.3 < T_s < 0.3) \end{cases} \quad (4.14)$$

$$K_V = \frac{K_a \cdot V_{\max}}{V_{\max} + V} \quad (4.15)$$

#### 4.1 運転者の操舵感度線形化制御

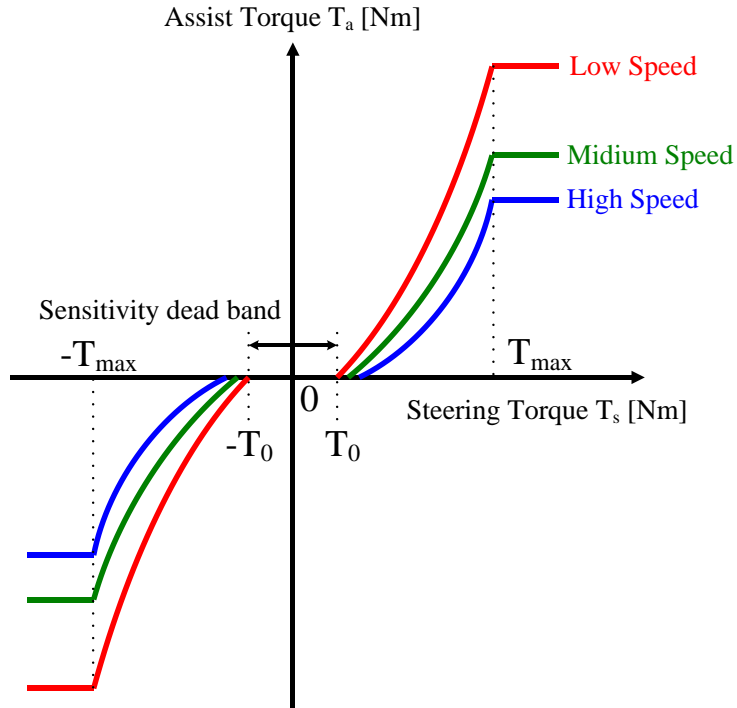


図 4.9 操舵感度を線形化する可変アシストトルク制御

##### 4.1.3 インホイールモータ(IWM)の駆動力差を利用した旋回制御

前項にて述べた電動パワーステアリングによる操舵感度の線形化制御は、運転者の反力を制御することを主目的としているため、車両運動を十分に制御できない。そこで、IWM の駆動力差を利用することにより、車両のヨーモーメントを直接制御する。本項は、操舵角から、モーメント指令値  $M^*$  を生成し、後輪の IWM に駆動力配分させる制御側を適用する。後輪の駆動力配分は式(3.22)とし、モーメント指令値  $M^*$  の計算式を(4.16)に示す。 $K_{yn}$  は、コーナリングスティフネスのノミナル値とする。

$$M^* = K_m \cdot \theta_s \cdot l_f \quad (4.16)$$

$$K_m = \frac{K_{yn} \cdot V_{\max}}{V_{\max} + V} \quad (4.17)$$

## 4.2 車両のヨーレート線形化制御

4.1 項においては、運転者が車両運動や路面情報を捉え易くするため、操舵感度を線形化した。つまり、運転者の入力トルクに対する感覚トルクの傾き(感度と呼ぶ)を一定にしている。言わば、人間の力覚制御である。本項は運転者の車両操作感覚を制御する手法を提案する。人間の三半規管(前半規管、後半規管、外半規管)は、それぞれが90度で傾いており、X軸、Y軸、Z軸の回転運動を感知することが可能であり、運転者はステアリングの舵角を操作して、車両のヨーレートを制御している。そこで、運転者の入力操舵角 $\theta_s$ から車両のヨーレート $\gamma$ の特性を線形化する操舵アシスト手法により、車両操作性を向上させる。

### 4.2.1 遊星歯車を利用した可変舵角機構

操舵角から車両のヨーレートを線形化させるためには、ヨーレートをフィードバックし、前輪舵角を制御する必要がある。通常のステアリング機構は、操舵角と前輪舵角は1対1の角度関係にあり、自由に舵角を制御できない。そこで、図4.10に示すように、ハンドルと前輪軸の間に遊星歯車を挿入することにより、前輪舵角をアクティブ制御する。

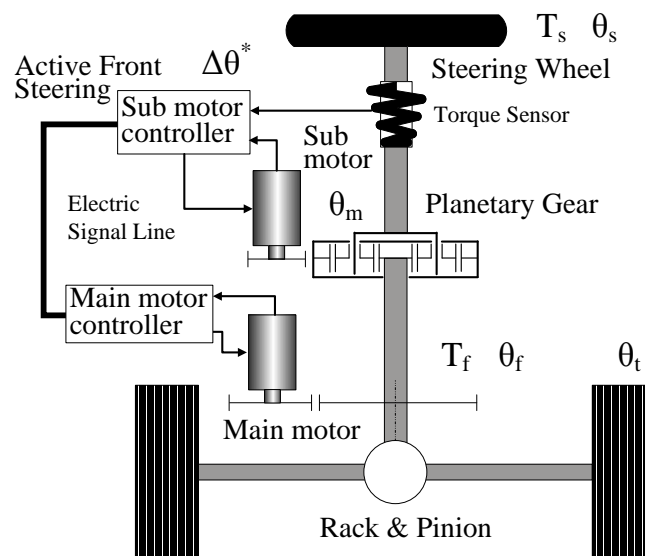


図 4.10 遊星歯車を利用したステアリング機構

#### （１）遊星歯車

前輪舵角をアクティブに操舵する上で必要とされる遊星歯車について簡単に説明する。遊星歯車は自動車の自動変速機にも応用される等、汎用性のある差動機構である。差動機構の中でも強度や剛性が高くステアリングに適している。

遊星歯車は図4.11に示すようにサンギヤ、プラネタリギヤ、リングギヤ、プラネタリキャリアからなる歯車の集合体である。通常、サンギヤ、リングギヤ、キャリアから動力を取り

## 4.2 車両のヨーレート線形化制御

出すが、これらの角度は互いに拘束されており、自由に動かすことができない。サンギヤ(A), キャリア(D), リングギヤ(C)の角度の拘束式を式(4.18)に示す。 $\theta_A, \theta_D, \theta_C$  はそれぞれの角度とし、サンギヤ, リングギヤの歯数は $Z_A, Z_C$  とおく。

$$\theta_C = -\frac{1}{\alpha}\theta_A + \frac{1+\alpha}{\alpha}\theta_D \quad (4.18)$$

$$\alpha = \frac{Z_C}{Z_A} \quad (4.19)$$

この関係式から、どれか 2 つの角度が決まると残り 1 つの角度が一意に決定されることが分かる。さらに出力角度は他の 2 つの入力角度の線形和によって決まっている。つまり、遊星歯車を用いることにより、角度の加算や減算が可能となる。

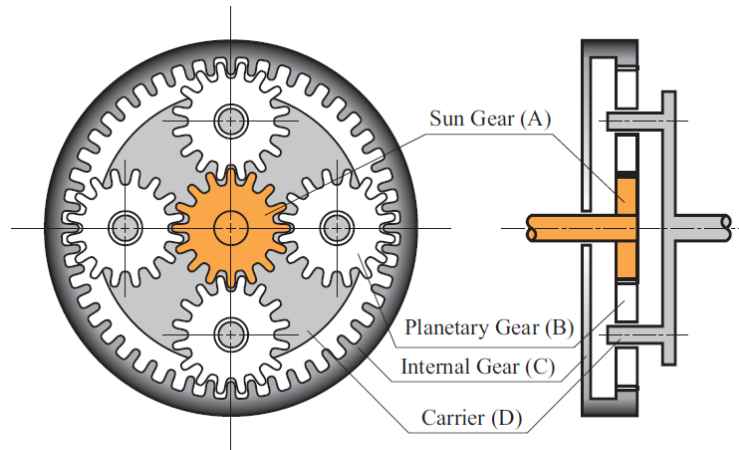


図 4.11 遊星歯車機構

本論文はハンドルと前輪軸の間に遊星歯車を挿入している。遊星歯車のキャリアを操舵側、サンギヤを前輪側、そしてリングギヤをサブモータに接続している。このような接続にしている理由は、同軸上で出力を取り出すためにサンギヤとキャリアを操舵・前輪側へ接続している。サンギヤとキャリアを逆にしても差動機構は成立するが、サブモータの容量が小さくできる点から本構成としている。

遊星歯車のトルク関係式は、(4.20)式で表すことができる。

$$T_A = \frac{T_C}{\alpha} = -\frac{T_D}{\alpha+1} \quad (4.20)$$

遊星歯車の各出力軸に伝達されるトルクの比は歯車の歯数比のみで決まる。また、図 4.10 のステアリング構成とした場合は、サブモータによりリングギヤのトルクを推定できれば、他の軸のトルクも式(4.20)から計算できるため、トルクセンサレスのステアリング装置が実現可能となる。

## 4.2 車両のヨーレート線形化制御

### 4.2.2 車両のヨーレート線形化制御

本章の冒頭にて述べたように、運転者はステアリングの操舵角を操作して、車両のヨーレートを制御している。車両運動方程式(2.12)-(2.15)に次の条件式(4.21)を加えると、前輪角  $\theta_t$  とヨーレート  $\gamma$  は(4.22)式となる。

$$M = 0, \quad l_f = l_r = \frac{l}{2}, \quad K_f = K_r = K_y \quad (4.21)$$

$$\dot{\gamma} = \frac{-K_y l^2}{I_z V} \gamma + \frac{K_y l}{I_z} \theta_t \quad (4.22)$$

$$\frac{\gamma}{\theta_t} = P_\gamma(s) = \frac{1}{\frac{I_z}{K_y l} s + \frac{l}{V}} \quad (4.23)$$

さらに、(4.22)式をラプラス変換して、伝達関数は(4.23)式となる。本式から以下のことが考察できる。路面状態が悪く摩擦が低い場合はコーナリングスティフネス  $K_y$  が小さくなるので、伝達関数の極が小さくなる。つまり、前輪舵角  $\theta_t$  に対して、車両ヨーレート応答が遅れ、ゲインが小さくなる。その結果、運転者はステアリングを切り過ぎてしまい、タイヤは摩擦限界を超え、スリップする。そこで、ステアリングとしては、タイヤが摩擦限界を超えないように前輪を適切に戻す制御やヨーレート応答の遅れを補償し、運転者にステアリングを切り過ぎないようにアシストする制御が必要とされる。

本項は操舵角  $\theta_s$  からヨーレート  $\gamma$  までを線形化する制御則について述べる。制御ブロック図を図 4.12 に示す。また、横風等の外乱  $d$  からヨーレートまでの伝達関数を(4.24)式、操舵角  $\theta_s$  からヨーレートまでの伝達関数を(4.25)式に示す。フィードバックゲイン  $C_{fb}$  を大きくすると、外乱抑圧性能が向上するが、ヨーレート応答が早くなってしまう。そこで、式(4.26)に示すフィードフォワード  $C_{ff}$  制御器により、ヨーレート応答を補償する。

$$\frac{\gamma}{d} = \frac{1}{1 + l C_{fb} P_\gamma(s) / V} \quad (4.24)$$

$$\frac{\gamma}{\theta_s} = \frac{(C_{ff} + C_{fb}) P_\gamma(s) / N}{1 + l C_{fb} P_\gamma(s) / V} \quad (4.25)$$

$$C_{ff} = -\frac{P_{\gamma n}}{N} \cdot \frac{(C_{fb} s)}{\tau s + \lambda} \quad (4.26)$$

## 4.2 車両のヨーレート線形化制御

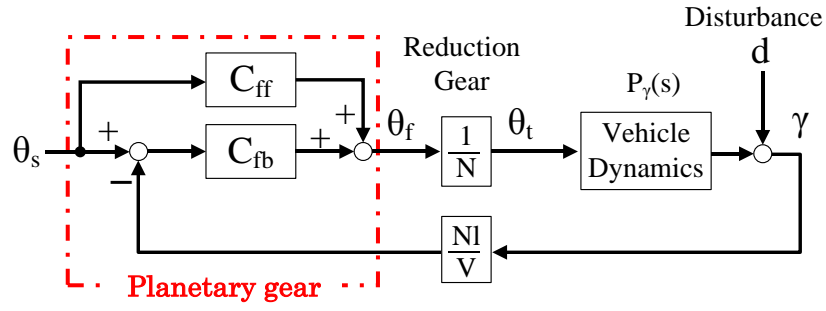


図 4.12 二自由度ヨーレート制御

ブロック図 4.12 の前輪軸角  $\theta_f$  は, (4.27)式となる。

$$\theta_f = (C_{ff} + C_{fb})\theta_s - \frac{NIC_{fb}}{V}\gamma \quad (4.27)$$

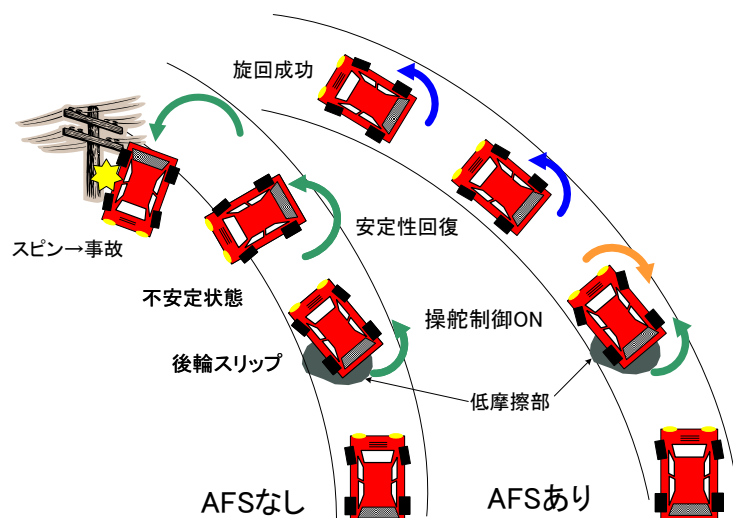
遊星歯車の角度式(4.18)を(4.27)式に代入すると, サブモータの角度式は(4.28)式となる。

$$\theta_m = \frac{1 + \alpha - (C_{ff} + C_{fb})}{\alpha}\theta_s + \frac{C_{fb}NI}{\alpha V}\gamma \quad (4.28)$$

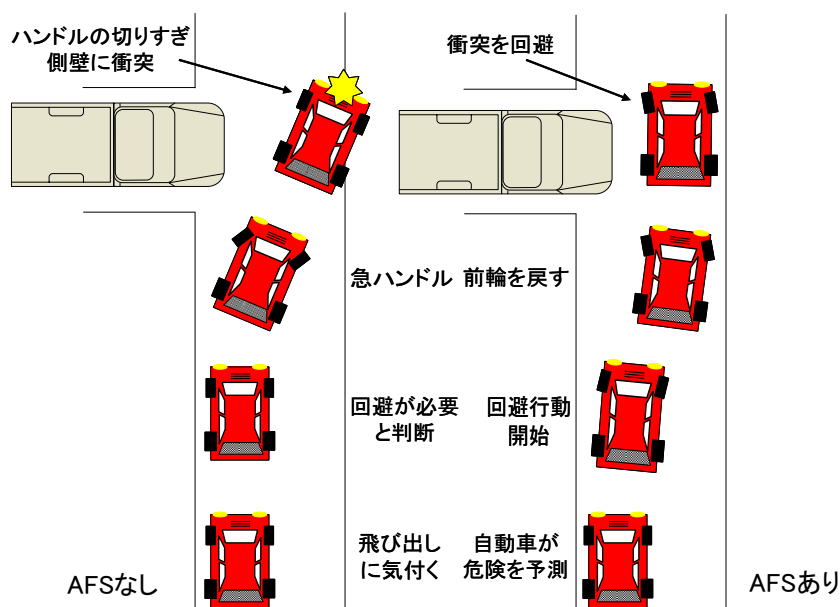
操舵角センサとヨーレートセンサの信号を検出して, サブモータは(4.28)式に従って位置制御すれば, ヨーレート制御することが可能となる。

## 4.3 操舵干渉を低減化する反力制御手法

4.1 項にて提案した操舵感度線形化制御は運転者に操作ミスを検知させて、危険回避をアシストする手法。4.2 項で提案したヨーレート線形化制御は、操作性を向上させてミスを減少させることが目的である。しかしながら、図 4.13 に示すように、後輪が突発的にスリップして起こるオーバーステアや運転者がミスに気付かず、能動的な操舵支援を必要とする状況も想定される。



(a) 後輪スリップによるオーバーステアを回避するアクティブ前輪操舵



(b) 障害物を回避するアクティブ前輪操舵

図 4.13 アクティブ前輪操舵の概要

#### 4.3 操舵干渉を低減化する反力制御手法

そのような場面においては、操舵角を維持させたまま、前輪角のみを車両運動に応じて操舵する必要がある。その時、運転者へ意図しない反力が伝達され、操舵干渉が生じる。本項は操舵干渉を低減化させる操舵反力制御手法を提案する。人間親和型モーションコントロールにおける本章の検討領域をブロック図 4.14 の赤枠に示す。

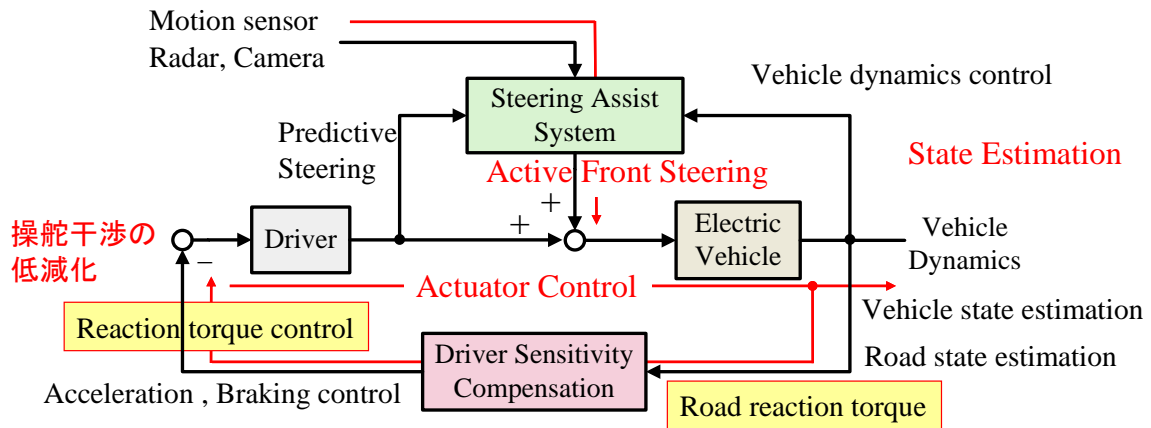


図 4.14 人間親和型モーションコントロールにおける本章の検討領域

##### 4.3.1 従来の差動角制御

提案手法を述べる前に、従来のアクティブ操舵制御(能動的な操舵支援)を説明する。通常のステアリング機構は操舵角と前輪角の角度関係は1対1となり、操舵角を維持させながら、前輪角のみ操舵することができない。そのため、遊星歯車やハーモニックギヤ等の差動機構やステアバイワイヤによるアクティブ操舵機構が必要となる。ステアバイワイヤを利用すれば、操舵干渉を完全に非干渉化できるが、フェールセーフによる安全面の問題点があるので、実用面においては、差動機構によるアクティブ操舵が今のところ有力となる。本項は遊星歯車を利用した従来のアクティブ操舵制御を述べる。ステアリングシステムは、図 4.10 と同様とし、制御ブロックを図 4.15、変数を表 4.2 に示す。ここで、サンギヤを前輪軸( $\theta_A = \theta_f$ )、キャリアをステアリング軸( $\theta_D = \theta_s$ )、リングギヤをサブモータ軸( $\theta_C = \theta_m$ )に取り付ける。そして、操舵角と前輪角の差動角  $\Delta\theta$  を(4.29)式と定義し、差動角  $\Delta\theta$  を AFS による差動角指令値  $\Delta\theta^*$  へ追従するようにサブモータの角度を制御する。サブモータの角度指令値  $\theta_m^*$  は、遊星歯車の角度関係式(4.18)を(4.29)式に代入することにより、(4.30)式のように求めることができる。前輪軸のメインモータは従来の EPS と同様、操舵トルク  $T_s$  に対するパワーアシストトルク  $T_a$  する。ただし、本制御手法の場合は、(4.31)式に示すように、アシスト比  $K_a$  を定数としている。

$$\Delta\theta = \theta_s - \theta_f \quad (4.29)$$

#### 4.3 操舵干渉を低減化する反力制御手法

$$\theta_m^* = \theta_s - \frac{\Delta\theta^*}{\alpha} \quad (4.30)$$

$$T_a = K_a T_s \quad (4.31)$$

表 4.2 ステアリングシステムの変数

$T_s$	Steering wheel torque
$T_d$	Driver torque
$T_r$	Reaction torque to a driver
$T_f$	Front axle wheel torque
$T_f^*$	Front axle wheel reference torque
$T_R$	Reaction torque from road surface
$T_a$	Power assist torque
$\theta_s$	Steering wheel angle
$\theta_m$	Ring gear angle
$\theta_m^*$	Ring gear reference angle
$\theta_f$	Front axle wheel angle
$\theta_t$	Front wheel angle
$\Delta\theta$	Angle between steering wheel and front axle wheel
$\Delta\theta^*$	Reference angle between steering wheel and front axle wheel for AFS
$J_s$	Steering wheel inertia
$J_f$	Front steering inertia
$B_s$	Viscous friction coefficient of steering wheel
$C_f$	Viscous friction coefficient of front steering
$K_a$	Power assist ratio of main motor
$G_t$	Gear ratio of rack and pinion

#### 4.3 操舵干渉を低減化する反力制御手法

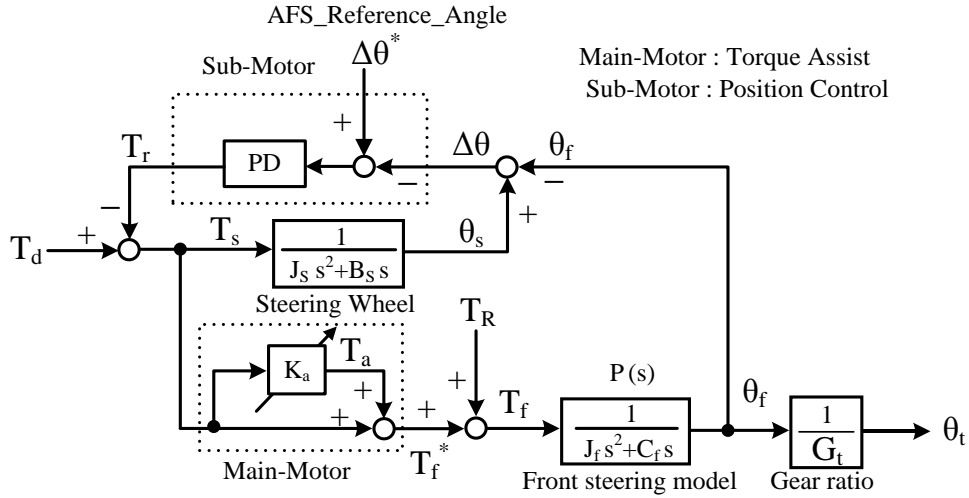


図 4.15 遊星歯車を用いたステアリングシステムによる差動角制御のブロック図

##### 4.3.2 可変アシスト比制御

前項に示した遊星歯車の角度を制御することにより, AFS による前輪舵角制御が可能であることを示したが, 角度制御のみでは不十分となる。それは, ステアリングを操作している運転者が感覚を持っているからである。タイヤは横力を発生させると同時に路面から反力  $T_R$  を受ける。運転者はステアリング機構を介して, その反力を操舵反力  $T_r$  として受けながらハンドルを操作している。AFS が作動し, 前輪角が操舵される。その時に路面反力が変化し, 運転者へ予期できない反力が伝達され, ハンドルがとられてしまう。この操舵干渉問題に対して, 本論文は路面反力に基づいた運転者の操舵反力制御手法を 2 つ提案する。1 つは本項に示す, 路面反力に基づいて, モータのアシスト比を制御する可変アシスト比制御手法, もう一つは次項にて路面反力推定と可変ダンピング制御に基づく操舵反力制御手法を提案する。

図 4.15 に示した差動角制御による AFS が操舵干渉する原因は前輪軸舵角  $\theta_f$  の変化に対して, 路面反力  $T_R$  が運転者へ直接, 操舵反力  $T_r$  として伝達されているためである。運転者へフィードバックする操舵反力  $T_r$  を式(4.32)に示す。PD 制御の比例ゲイン  $K_P$ , 微分ゲイン  $K_D$  とする。AFS による前輪軸舵角  $\theta_f$  の変化に対して, 操舵反力  $T_r$  が変化することを示している。一方, 前輪軸舵角  $\theta_f$  を式(4.33)に示す。前輪軸舵角が操舵されると, 路面反力  $T_R$  が変化し, 運転者は操舵反力  $T_r$  として伝達され, 操舵干渉を引き起こす。可変アシスト比制御は路面反力に応じて, アシストモータのアシスト量を変えることで, 運転者の反力を制御することができる。運転者が保舵中に感じる反力はセルフアライニングトルク (SAT) とみなせば, SAT は前輪軸舵角に比例するので, 図 4.15 のパワーアシストゲイン  $K_a$  を操舵角と前輪軸舵角によって, アシスト比を(4.34)式とすればよい。通常運転時は, 操舵角と前輪軸舵角は同値となるので, アシスト比は一定値となる。一方, AFS によって前輪舵角が戻された場合, 路

#### 4.3 操舵干渉を低減化する反力制御手法

面反力は減少する。その時、可変アシスト比制御によりアシスト量が減少し、運転者が感じる操舵反力を見かけ上、増加させる。その結果、操舵反力の減少を補償し、操舵干渉を抑制することが可能となる。

$$T_r = (\theta_s - \theta_f + \Delta\theta^*)(K_p + K_D s) \quad (4.32)$$

$$\theta_f = \frac{[(1 + K_a)T_s + T_R]}{J_f s^2 + C_f s} \quad (4.33)$$

$$K_a = \frac{\theta_f}{\theta_s} K_{a0} \quad (4.34)$$

##### 4.3.3 路面反力推定と可変ダンピング制御に基づく操舵反力制御

本手法の制御ブロック図を図 4.16 に示す。システムブロック図は図 4.10 と同様であるが、モータの制御則が図 4.15 と異なる。ハンドル側と前輪操舵側の運動方程式をそれぞれ、式 (4.35), (4.36) に示す。

$$J_s \frac{d^2\theta_s}{dt^2} + B_s \frac{d\theta_s}{dt} = T_d - T_m - T_g \quad (4.35)$$

$$J_f \frac{d^2\theta_f}{dt^2} + C_f \frac{d\theta_f}{dt} = T_f^* + T_R \quad (4.36)$$

##### (1) アクティブ前輪操舵と反力制御手法

前輪軸舵角指令値  $\theta_f^*$  を(4.37)式から計算し、メインモータは前輪軸舵角  $\theta_f$  を指令値へ追従するように位置制御する。 $T_f^*$  はメインモータのトルク指令値とする。サブモータは路面反力推定による補償トルク  $T_R'$  と可変ダンピング制御による補償トルク  $T_{model}$  に基づき反力  $T_m$  を制御している。運転者へ伝達する反力  $T_r$  は前輪軸側からの反力を  $T_g$  , サブモータの補償トルクを  $T_m$  とすると, (4.39)式となる。路面反力推定手法については, 3.2 項にて示した。ただし,  $Q$  フィルタのフィードバックゲインは, (4.40)式とした。

$$\theta_f^* = \theta_s + \Delta\theta^* \quad (4.37)$$

$$T_m = T_R' + T_{model} \quad (4.38)$$

#### 4.3 操舵干渉を低減化する反力制御手法

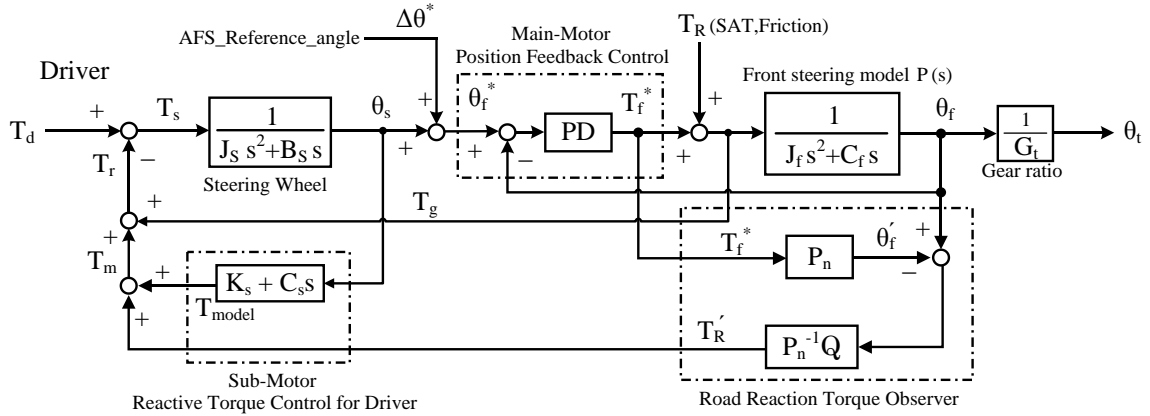


図 4.16 路面反力と可変ダンピング制御による操舵反力制御

$$T_r = T_g + T_m \quad (4.39)$$

$$Q(s) = \frac{G_{fb}}{1 + 2\tau_q s + \tau_q^2 s^2} \quad (1 \leq G_{fb} \leq 1.5) \quad (4.40)$$

#### (2) 可変ダンピング制御

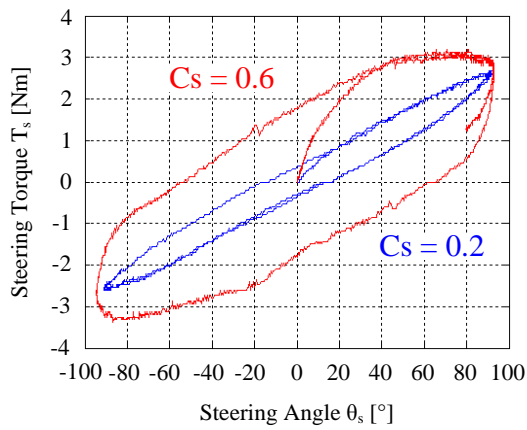
AFS 動作開始時と終了時はステアリング機構のウォームギヤ等による摩擦や路面反力変化の影響により、操舵反力に大きなトルク振動が発生する。その振動が運転者へ伝達されると、ハンドルを維持しづらくなる。そこで、図 4.16 のモデル反力  $T_{model}$  により、トルク振動を抑制する制御手法を提案する。モデル反力を(4.41)式に示す。剛性項  $K_s$  と粘性摩擦項  $C_s$  から構成されている。 $K_s, C_s$  の式は(4.42)に示す。 $K_R$  は操舵トルクに対する前輪アシストモータのアシスト比とし、固定値である。 $K_t, C_t$  はタイヤの剛性係数、粘性摩擦係数とし、タイヤ試験機を用いて同定することが可能となる。図 4.17-(a)は実験機において、運転者がステアリングに 0.5 (Hz)の正弦波トルクを入力した場合のリサージュ図形である。剛性項はリサージュ図形の傾き、摩擦項は幅を表わしている。これをヒステリシス幅と呼ぶ。青線を基本リサージュ図形とすると、赤線は  $C_s$  のみを 3 倍とした時の結果である。粘性摩擦項を大きくした場合はヒステリシス幅が広がる。この幅は操舵トルク  $T_s$  に対して、操舵角  $\theta_s$  を妨げる方向に力が加わることを示しており、ヒステリシス幅の範囲内のトルク振動であれば、抑制され、運転者は振動を感じなくなり、操舵干渉を抑制することができる。また、図 4.17-(b)は正弦波入力の変えた時の比較である。周波数が高いほど、ヒステリシス幅が広がるので、トルク振動抑制においても有効的な手段と考えられる。しかし、ヒステリシス幅が大きくなると、ステア操作が重くなるので、式(4.42)に示すように、AFS 介入時の差動角  $\Delta\theta$  の傾きに比例してヒステリシス幅を制御する。これを可変ダンピング制御と呼ぶ。本論文の実験は、剛性項  $K_s$  はゼロとし、粘性摩擦項  $C_s$  のモデル反力のみをフィードバック

#### 4.3 操舵干渉を低減化する反力制御手法

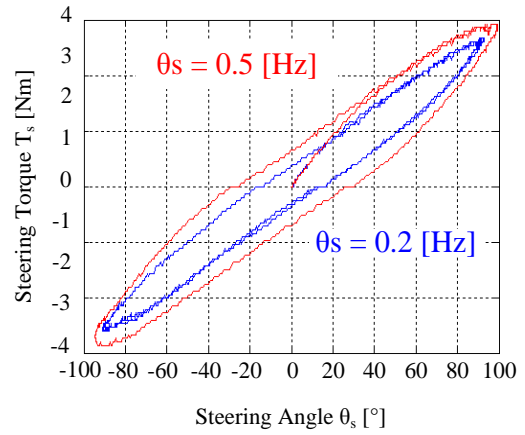
する。本制御手法は AFS 介入時のみ行われる。通常運転時はトルク補償しない。

$$T_{model} = K_s \theta_s + C_s \dot{\theta}_s \quad (4.41)$$

$$K_s = \frac{K_t}{1 + K_R}, \quad C_s = \frac{C_t}{1 + K_R} \frac{d(\Delta\theta)}{dt} \quad (4.42)$$



(a) 粘性摩擦係数  $C_s$  による比較



(b) 操舵角速度  $\theta'_s$  による比較

図 4.17. ハンドルのヒステリシス幅特性

## 第5章 ステアリング実験装置

第6章において、自作したドライビングシミュレータ(DS)を用いた実験評価をするため、本章はDSの構成や実験に最低限必要な使用方法を簡単に説明する。詳細な使用方法については、付録にて示す。

### 5.1 ドライビングシミュレータの構成

4章において、提案した人間親和型操舵制御は全て、DSによって実験検証が可能である。本項はステアリング機構や電気・電子回路を含む、ハードウェア構成及び、電気モータの制御則や車両運動を模擬する車両シミュレーションソフト CarSim の利用方法を述べる。

#### 5.1.1 ハードウェア構成

本項は、ハードウェアの全体構成とステアリング機構について詳細に述べる。

##### (1) 全体構成の概要

DSの正面からの概観図を図5.1、側面図を図5.2に示す。DSの構成は、大きく分けると、(a). ステアリング機構、(b). モータドライバ、(c). 操舵コントローラ、(d). 車両シミュレータとなる。右奥に2段積みとなっている青いボックスはそれぞれ、サブモータとメインモータのモータドライバ。右手前の白いボックスはdSPACE社のPX-10、操舵コントローラと車両運動をリアルタイムで計算している。左側のPCは、PX-10により計算した車両運動をアニメーション化することにより、運転を模擬している。電動パワーステアリング用のメイン電源は直流12Vのスイッチング電源を使用している。



図 5.1 自作したドライビングシミュレータ

## 5.1 ドライビングシミュレータの構成

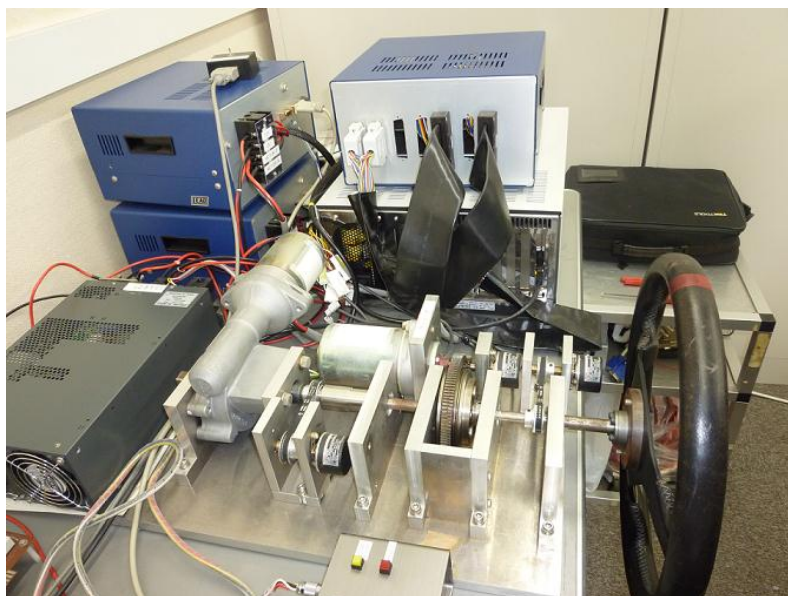


図 5.2 ドライビングシミュレータの側面図

### (2) ステアリング機構

ステアリング機構図と構成図をそれぞれ、図 5.3 と図 5.4 に示す。ステアリングホイール、遊星歯車、EPS モータ&ウォームギヤが一直線上に並び、平行してサブモータやエンコーダが取り付けられている。EPS は実際の自動車に用いられているものと同じである。メインモータとサブモータは同品を使用しており、定格電流 45 [A]の直流ブラシ付きモータである。また、研究室において、試作した遊星歯車を図 5.5 に示す。中心の歯車がサンギヤ、サンギヤを囲むように配置されている 3つの歯車がプラネタリギヤ、外側の歯車がリングギヤである。エンコーダは3つあり、ステアリング角、サブモータ角、前輪角をそれぞれ測定できる。分解能は 3600[ppr]だが測定回路で 4 通倍しているため実質上 14400[ppr]となる。なお、タイヤ反力は機械的に伝わらないため、車両運動とタイヤ特性に合わせた反力をメインモータによって模擬している。その他でステアリング機構とモータドライバに用いられているハードウェア構成品の仕様を表 5.1 に示す。

## 5.1 ドライビングシミュレータの構成

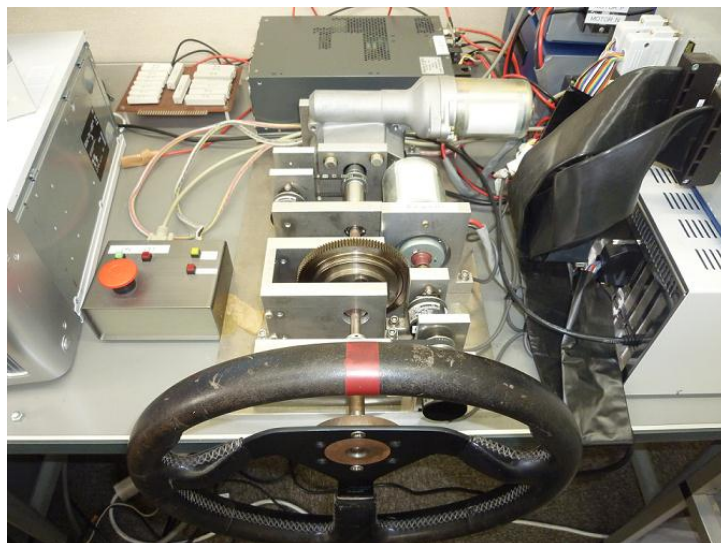


図 5.3 ステアリング機構

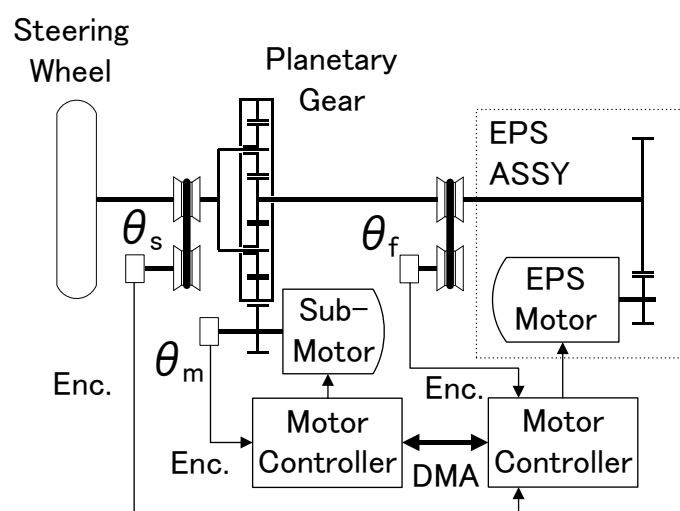


図 5.4 ステアリング機構の構成図



図 5.5 研究室にて試作した遊星歯車

## 5.1 ドライビングシミュレータの構成

表 5.1 ハードウェア構成品の仕様

No.	構成品名	仕様スペック	
1	モータドライバ	駆動方式	PWM 4象現チョツパ
2		定格出力	10[V] , 25[A]
3		変調周波数	20 [kHz]
4		電流制御周期	0.1 [msec]
5		角度制御周期	1.0 [msec]
6		CPU	ルネサス H8-3052
7	遊星歯車	太陽歯車歯数	24枚
8		遊星歯車歯数	24枚
9		リングギヤ内歯歯数	72枚
10		リングギヤ外歯歯数	120枚
11		モータピニオン歯数	24枚
12		体格	$\phi = 120$ , $d=40$ [mm]
13	その他	ステアリングホイール径	350 [mm]
14		ウォーム減速比	1:18

## 5.2 ドライビングシミュレータの制御則

本項はドライビングシミュレータ(DS)の全体制御系とDSに用いられているEPSモータの制御側について述べる。

### 5.2.1 ドライビングシミュレータの全体制御系

DS の全体制御系ブロック図を図 5.6 に示す。dSPACE の PX-10 は以下に示す, 3 つの役割を持っている。(a).車両ダイナミクス計算, (b).操舵制御, (c).車両運動制御を 1ms の周期でリアルタイム計算している。また, サブモータとメインモータのモータドライバにトルク指令値を出力し, 各モータドライバは指令値に追従するように電流制御している。モータの制御周期は 100 $\mu$ s としている。

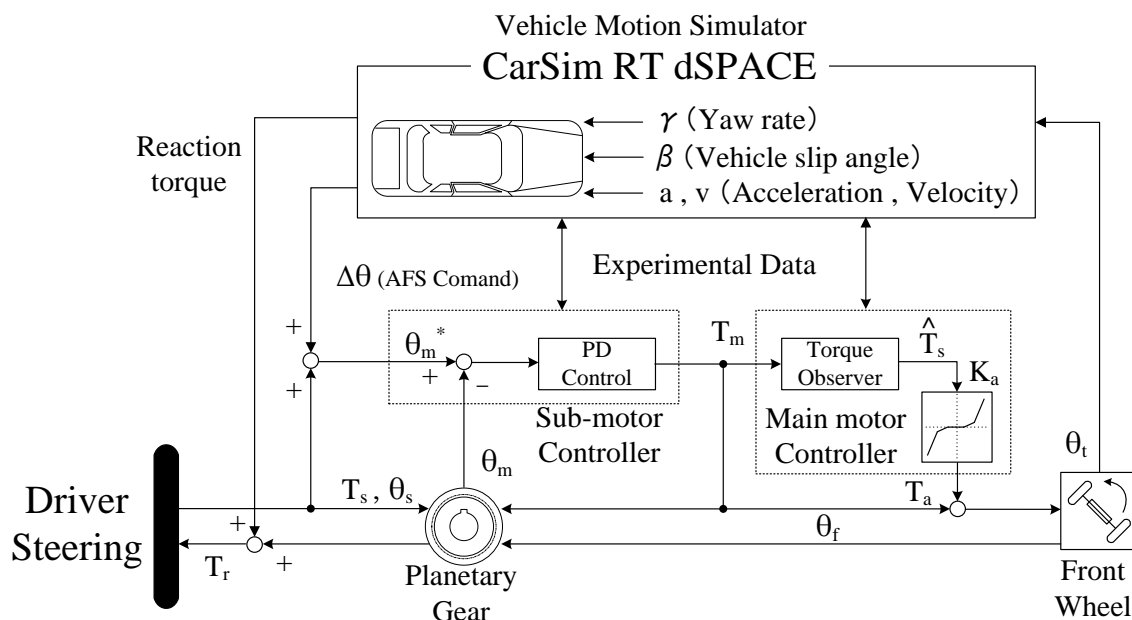


図 5.6 ドライビングシミュレータの制御系ブロック図

### 5.2.2 モータ制御系

DS は、メインモータとサブモータの制御側をソフトウェアで変更することにより、電動パワーステアリング(EPS)モードとステアバイワイヤ(SBW)モード、両方のステアリングシステムの実験が可能となる。図 5.6 は EPS モードの場合の制御ブロック図である。SBW モードの場合は、サブモータを反力制御、メインモータを前輪軸舵角制御とすればよい。

### (1) サブモータ制御則

EPS モードとして利用する場合は、遊星歯車の角度式(4.18)より、リングギヤの角度  $\theta_c$  を操舵角(= キャリア角) $\theta_D$ に追従するように角度制御すれば、操舵角  $\theta_s$  にと前輪軸舵角(= サンギヤ角) $\theta_f$  が常に等しくなる。DS はハンドル角とサブモータ角を測定するために、それぞ

## 5.2 ドライビングシミュレータの制御則

れエンコーダを持っており、通常時はサブモータが操舵角に追従して動く。角度制御則は比例および微分制御で、角速度を $\omega$ で表わすと、モータトルク $T_m$ は(5.1)式となる。

$$T_m = K_p(\theta_m^* - \theta_m) + K_d(\omega_m^* - \omega_m) \quad (5.1)$$

一方、アクティブ前輪操舵(AFS)とする場合は、前輪軸角 $\theta_f$ が目標角度 $\theta_f^*$ となるようにサブモータを駆動している。その時のサブモータの角度指令 $\theta_m^*$ は(5.2)式とする。ただし、 $\theta_s$ 、 $\theta_f$ は操舵角と前輪角とし、AFSによる差動角指令値は(5.3)式とする。

$$\theta_m^* = \theta_s - \frac{\Delta\theta^*}{\alpha} \quad (5.2)$$

$$\Delta\theta^* = \theta_s - \theta_f^* \quad (5.3)$$

SBW モードの場合は、運転者の操舵反力を制御するため、トルク制御系となる。操舵反力トルク指令値 $T_r$ を(5.4)式とする。前輪が受ける路面反力が操舵反力へフィードバックされないため、AFSによる操舵干渉を完全に非干渉化できる。

$$T_r = K_s\theta_s + C_s\dot{\theta}_s \quad (5.4)$$

### (2) メインモータ制御則

メインモータは通常のEPSと同じ制御則である。ただし通常のEPSではトルクセンサによって操舵トルクを測定しているが、サブモータの角度制御に必要なサブモータの電流そのものを操舵トルクとみなすことができるため、本実験装置はサブモータの電流値と遊星歯車のトルク関係式から操舵トルクを推定している。メインモータのアシスト電流 $i_{assist}$ はサブモータ電流 $i_{sub}$ より、(5.5)式としている。ここで、 $N_w$ はアシストモータの減速比、 $K_a$ はアシスト比とする。

$$i_{assist} = \left(1 + \frac{1+\alpha}{\alpha} K_a\right) \frac{N_w}{N_r} i_{sub} \quad (5.5)$$

アシスト電流を(5.5)式としているのは、遊星歯車によってサブモータで吸収されたトルクを補償するためである。操舵系全体におけるトルクの流れを模式化すると図5.7になる。遊星歯車の $\alpha=3$ とした場合、操舵トルクの75%がサブモータで吸収されるため、メインモータでアシストトルクとして補償している。

SBW モードの場合は、前輪軸角の指令値 $\theta_f^*$ を(5.6)式とし、前輪軸角 $\theta_f$ を指令値に追従するようにフィードバック制御する。

$$\theta_f^* = \theta_s + \Delta\theta \quad (5.6)$$

## 5.2 ドライビングシミュレータの制御則

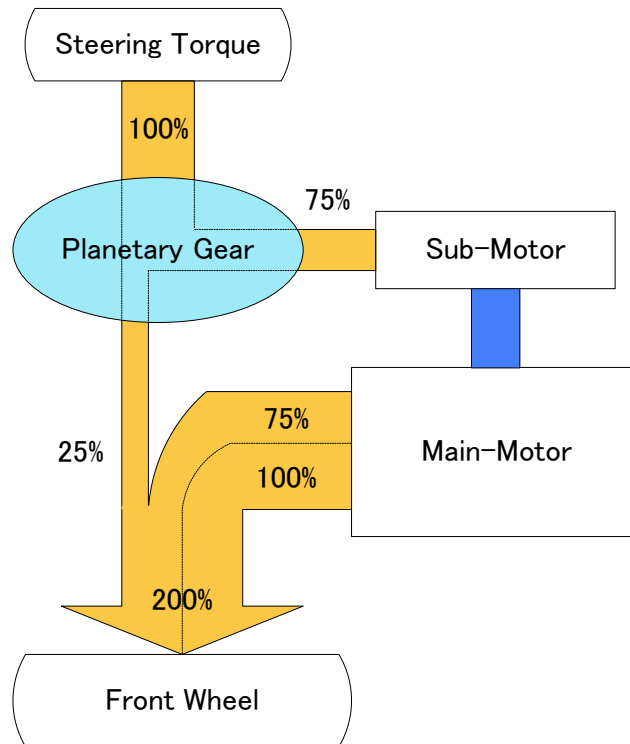


図 5.7 操舵系のトルクの流れ

### (3) ステアリング制御系設計とタイヤ模擬負荷の特性

ステアリング実験装置のモータ制御系設計については前項で詳しく示した。本項は主にタイヤ反力を模擬する手法、および模擬負荷の特性について示す。EPS モードの場合、サブモータはフィードバックによる角度制御、メインモータはアシストトルクを制御する。単純なパワーアシストにおけるメインモータのアシストトルク  $T_{assist}$  は操舵トルクの推定値  $T_s$  にアシスト比  $K_a$  を乗じて、(5.7)式としている。

$$T_{assist} = K_a \cdot T_s \quad (5.7)$$

また、タイヤが路面から受ける負荷トルク  $T_{load}$  は CarSim により、リアルタイムで計算している。本項は、運転者に反力として負荷トルクが伝達できているかを確認するため、SAT およびタイヤの摩擦の係数をそれぞれ  $K_t$ ,  $C_t$  として、模擬負荷トルクを(5.8)式とした。

$$T_{load} = K_t \theta_t + C_t \dot{\theta}_t \quad (5.8)$$

実際の自動車ではタイヤは路面から SAT や摩擦の反力を受けるが、DS は外部から負荷を与えることができない。そこで、アシストモータを用いて路面からの負荷を模擬している。従ってアシストモータのトルク目標値  $T_a^*$  は、(5.9)式としている。

## 5.2 ドライビングシミュレータの制御則

$$T_a^* = T_{assist} - T_{load} \quad (5.9)$$

ステアリング装置の特性を知るために、正弦波状の操舵角を入力し、操舵角と操舵トルクの関係グラフ化する方法が一般的に用いられている。この手法によって、実験装置においてタイヤの負荷特性（路面特性）が操舵力に反映されているかどうかを知ることができる。実験は2種類の異なる模擬負荷において行った。負荷特性と EPS モータのアシスト比を表 5.2 に示す。

表 5.2 ドライビングシミュレータの模擬負荷特性

No.	負荷剛性 $K_f$ [Nm/rad]	負荷粘性 $C_f$ [Nm/(rad/sec)]	EPSモータ アシスト比 $K_a$
実験1	10.0	1.0	4.0
実験2	10.0	10.0	4.0

実験装置は通常の EPS モードと SBW モードによるステアリングについて、ソフトウェアを書き換えることにより、実験を行うことが可能である。モータドライバのソフトウェア Graphic User Interface (GUI)を図 5.10 に示す。2種類のステアリングシステムについて、表 5.2 の模擬負荷特性の実験を行った。実験 1 の結果を図 5.8, 実験 2 の結果を図 5.9 に示す。

実験結果より負荷の摩擦を大きくした方がヒステリシスが大きくなっていることが分かる。よって、ステアリング実験装置によって、路面反力が操舵反力として伝達できることが分かる。SBW の方が通常 EPS より、ギヤの摩擦などによる影響が少ないので操舵トルクのノイズが低くなっている。

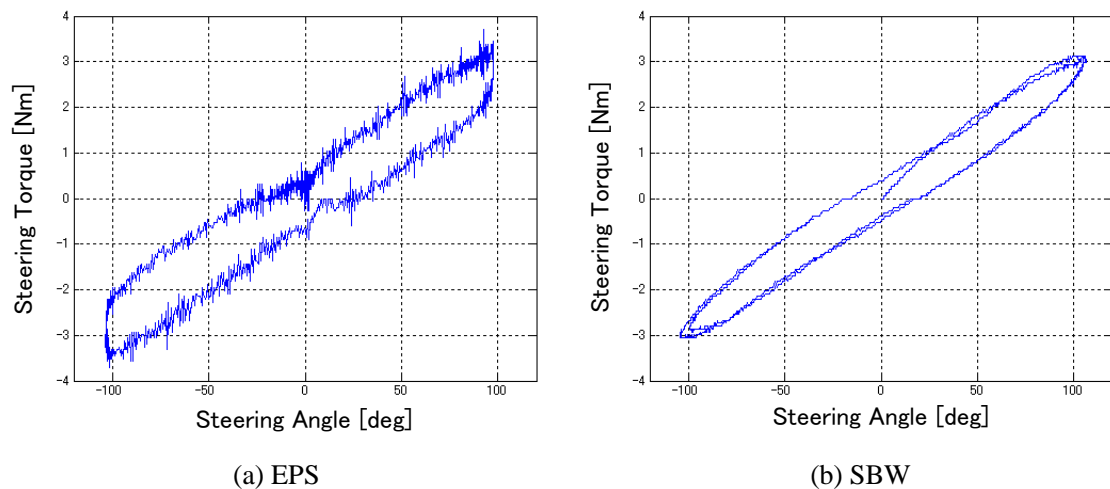
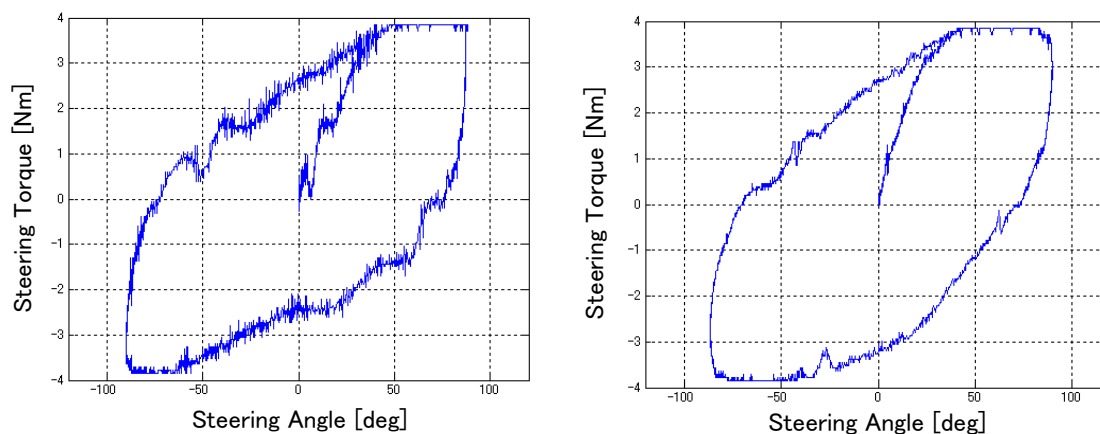


図 5.8 操舵トルクと操舵角の関係（実験 1）

## 5.2 ドライビングシミュレータの制御則



(a) EPS

(b) SBW

図 5.9 操舵トルクと操舵角の関係（実験 2）

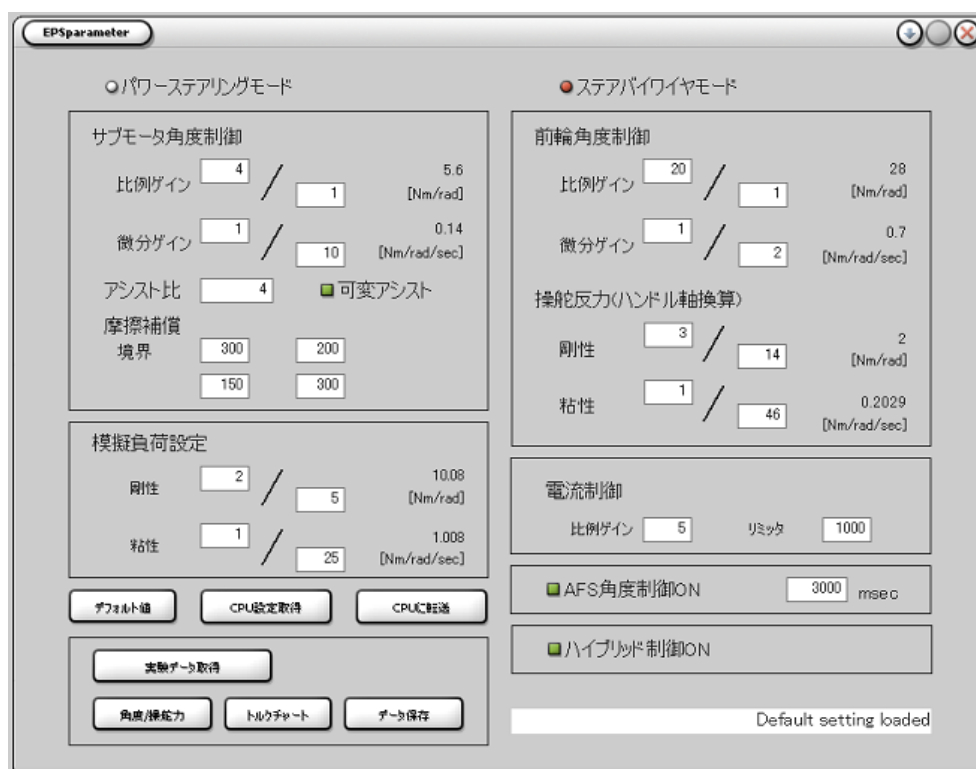


図 5.10 モータドライバの GUI

## 第 6 章 シミュレーション及び実験検証

3 章と 4 章において、電気モータを利用したタイヤグリップマージン(TGM)推定手法、(TGM)に基づく電気自動車の車両旋回安定化制御、そして、運転者との親和性を向上させる操舵制御を提案した。本章は、Matlab や CarSim を用いたシミュレーションやドライビングシミュレータによる実験により、提案手法を検証していく。

### 6.1 路面反力推定の実験検証

3.1 項で提案したタイヤグリップマージン(TGM)推定手法や 4.3 項で提案した人間親和型操舵反力制御は路面反力推定に基づいた制御則であり、ステアリングモデルを同定する必要がある。本項は 3.3 項において提案した最尤推定法により、ドライビングシミュレータのモデルを同定し、路面反力推定を検証する。

#### 6.1.1 最尤推定法によるステアリングモデルの同定実験

まず始めに、運転者は左右に操舵を切り返し、マイコンに操舵角や操舵トルクのデータを保存する。そして、最尤推定法により、ステアリングモデルを同定する。

##### (1) 前輪側ステアリングプラントのデータ計測・収集

前輪軸アシストモータのトルク指令値  $T_f^*$ 、前輪角  $\theta_f$ 、そして前輪角速度  $\theta_f'$  を計測する。その時、それぞれの計測データを約 35[s]、DSP の内部、及び外部 RAM にバッファリングする。計測データを図 6.1 に示す。ステアリングの中心を角度 0[rad]とし、左右に操舵を繰り返す。ステアリングを左側に切った時を正の値とし、右側に切った時を負の値とする。

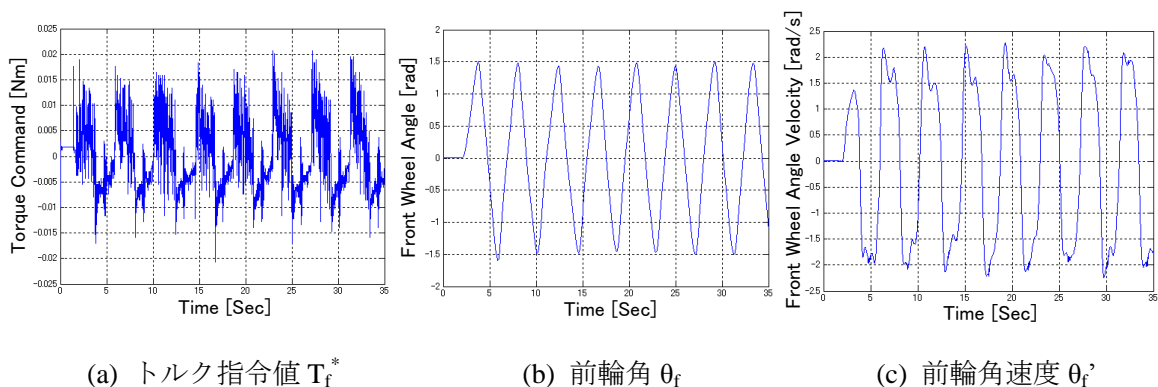


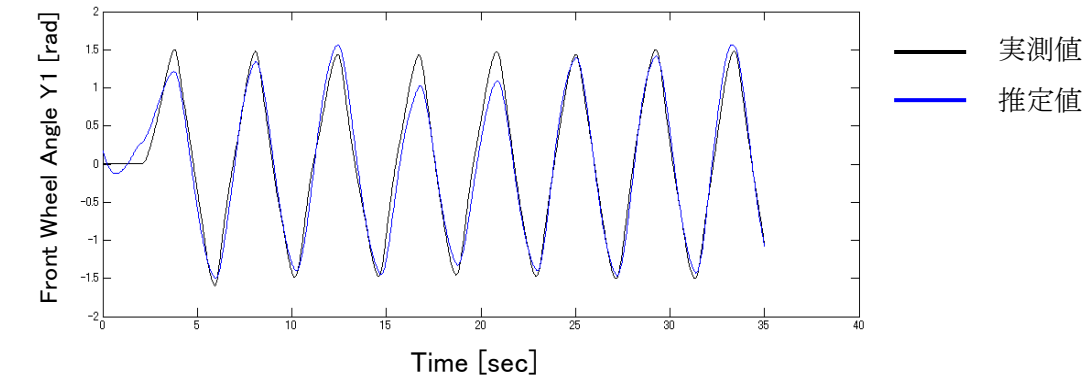
図 6.1 前輪側ステアリングプラントのデータ計測・収集

##### (2) 最尤推定法によるステアリングモデル推定

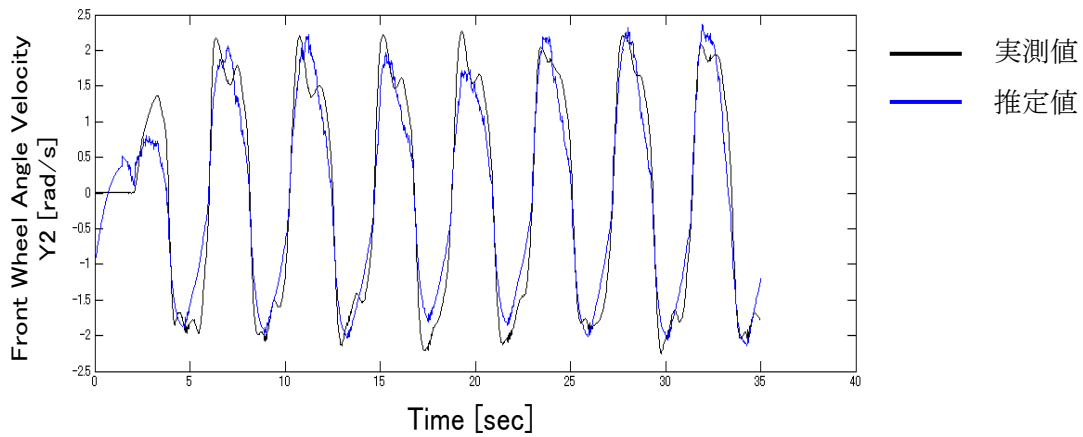
最尤推定法を用いて、 $K_f$ 、 $C_f$  のノミナル値  $K_n$ 、 $C_n$  を計算した。実験結果を図 6.2 に示す。黒線が実測値、青線が推定値とする。また、実測値と推定値の適合率を(6.1)式により計算し

### 6.1 路面反力推定の実験検証

た。前輪軸角と角速度におけるそれぞれの適合率を表 6.1 に示す。適合率 70%以上の結果が得られたので、ノミナル値として決定する。このノミナル値は次項の路面反力推定オブザーバの実験に適用することにより、路面からの反力を推定することができる。



(a) 前輪角



(b) 前輪角速度

図 6.2 最尤推定法による推定値と実測値の比較

表 6.1 最尤推定法による推定値と実測値の適合率

Variable	Fit ratio [%]
Y1	86.48
Y2	74.97

## 6.1 路面反力推定の実験検証

$$\text{適合率 [\%]} = \left( 1 - \frac{\sqrt{\sum_{k=1}^N (\hat{y}(k) - y(k))^2}}{\sqrt{\sum_{k=1}^N (y(k) - \bar{y})^2}} \right) \times 100 \quad (6.1)$$

ただし、 $\bar{y}$  は(6.2)式で与えられる出力の平均値である。

$$\bar{y} = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N y(k) \quad (6.2)$$

### 6.1.2 路面反力推定オブザーバ(RTOB)の実験検証

6.1.1 項で推定した  $K_f, C_f$  のノミナル値  $K_n, C_n$  を用いて RTOB(ブロック図 3.5 を参照)の実験を行う。ドライビングシミュレータの路面反力はタイヤ特性に合わせてモータが出力している。(5.2.2 項(3)参照) モータのトルク出力と RTOB の結果を比較することで RTOB の性能評価を行う。最尤推定法の実験と同様に左右にステアリングを切り返しながら、実測値と推定値の比較をする。実験結果を図 6.3 に示す。RTOB による推定値は実測値に極めて近い結果となり、RTOB の有効性が示された。次章以降のドライビングシミュレータにおいては RTOB に基づく操舵反力制御を検証していく。

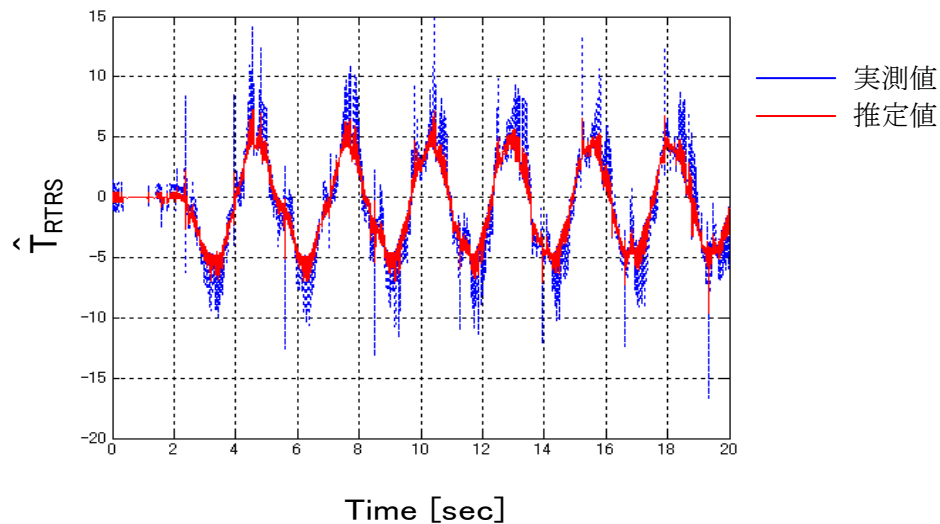


図 6.3 路面反力推定オブザーバの実験結果

## 6.2 タイヤグリップマージン(TGM)推定と電気自動車の 旋回安定化制御の検証

本項は、第3章において提案したタイヤグリップマージン(TGM)の推定および、TGMに基づくインホイールモータの駆動力差を利用した電気自動車の旋回安定化制御について、車両運動シミュレータソフト CarSim を用いて、検証する。

### 6.2.1 シミュレーション方法

車両運動シミュレータソフト CarSim を用いて、タイヤグリップマージン(TGM)推定と車両の旋回安定化制御について検証する。CarSim は米国ミシガン大学交通研究所(UMTRI)からベンチャー企業として独立した Mechanical Simulation 社(研究員:Mike Sayers, 教授:Tomas Gillespie(図 6.4))によって研究開発されたソフトウェアであり、世界中の自動車関連会社や研究機関が利用している。詳細なソフトウェアの使い方は、Appendix に委ねるが、シミュレーションに必要な部分を説明する。CarSim は Matlab/Simulink とのリンクが可能なところが特徴であり、車両モデルの設定や車両ダイナミクスの計算は CarSim により計算し、制御器は Matlab/Simulink により設計する。両ソフトウェアの入出力ポートをリンクし、車両運動をシミュレーションすることが可能となる。



(a) 電気自動車



(b) ドライビングシミュレータ

(上段右から2番目:Gillespie 先生)

(右:筆者, 左:Gillespie 先生)

図 6.4 Tomas Gillespie 先生の研究室訪問(2011 年 11 月 18 日)

まず始めに、Carsim のメイン画面(図 6.5)を開く。そうすると、車両のモデルを設定する項目がブルーのボタンで表示される。その中から、Vehicle Body のボタンをクリックして、車両諸元を設定する画面(図 6.6)を開き、車両重量やホイールベース等のパラメータを設定する。CarSim にいくつか標準乗用車のモデルが入っており、本論文は、表 6.2 に示す一般セダン乗用車の車両モデルを利用した。

## 6.2 TGM 推定と電気自動車の旋回安定化制御の検証

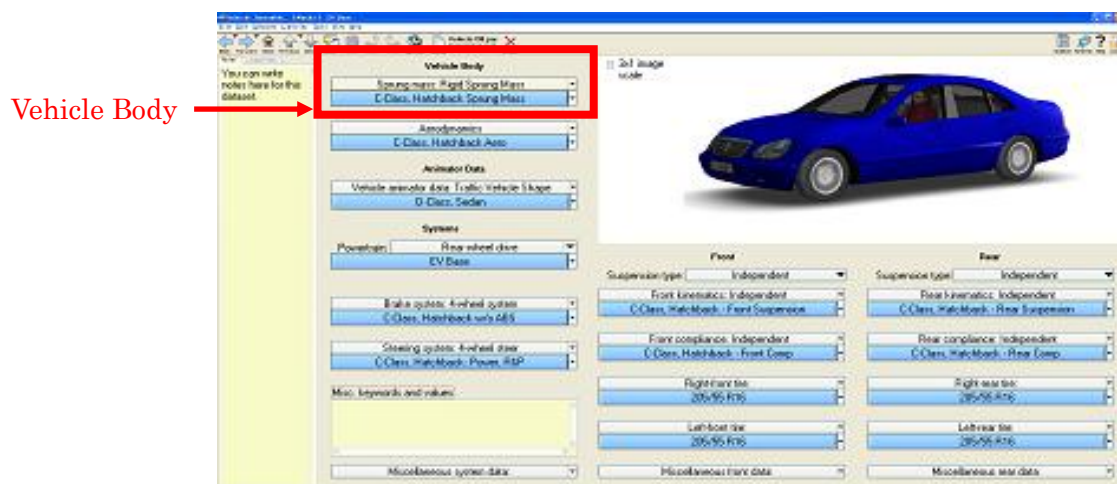


図 6.5 Carsim メイン画面

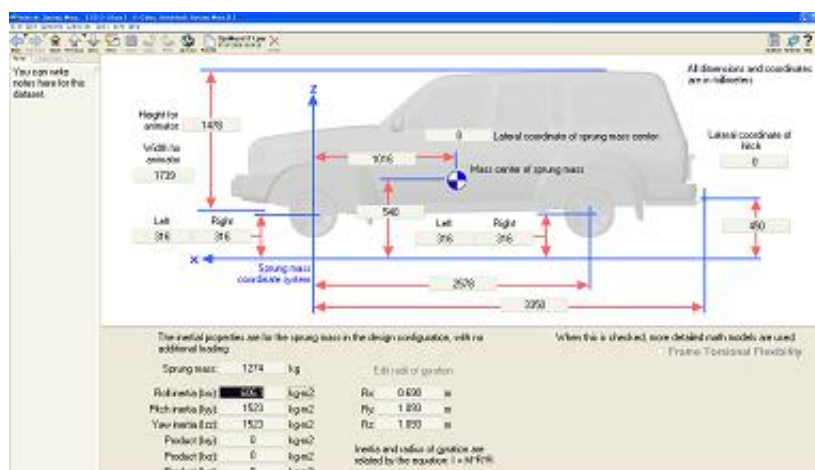


図 6.6 車両諸元の入力画面

次に、CarSim のデフォルト設定は、エンジン車になっているので、インホイールモータ (IWM)からの駆動力に変更する。メイン画面の Powertrain のボタンをクリックして、図 6.7 に示すエンジンからデフ-車軸の Power flow を OFF として、角輪の入力トルクを外部入力に設定する。Matlab/Simulink 上で IWM モデルを作成し、IWM のトルク出力をこの外部入力に接続する。同様にステアリングもコラムからラック&ピニオンの Torque flow を OFF にして、Matlab/Simulink 上で作成したステアリングモデルをラックに接続する。

6.2 TGM 推定と電気自動車の旋回安定化制御の検証

表 6.2 シミュレーションに用いた車両諸元

Body height	$h$	1.478 m
Body length	$l$	3.350 m
Distance between front wheel and center of gravity	$l_f$	1.016 m
Distance between rear wheel and center of gravity	$l_r$	1.562 m
Tread	$d_r$	1.539 m
Radius of tire	$r$	0.316 m
Body mass	$M$	1274 kg
Body yaw moment of inertia	$I_z$	1523 kg/m <sup>2</sup>
Body pitch moment of inertia	$I_y$	1523 kg/m <sup>2</sup>
Body roll moment of inertia	$I_x$	606.1 kg/m <sup>2</sup>
Conering stiffness of front wheel	$K_f$	114×10 <sup>3</sup> N/rad
Conering stiffness of rear wheel	$K_r$	114×10 <sup>3</sup> N/rad

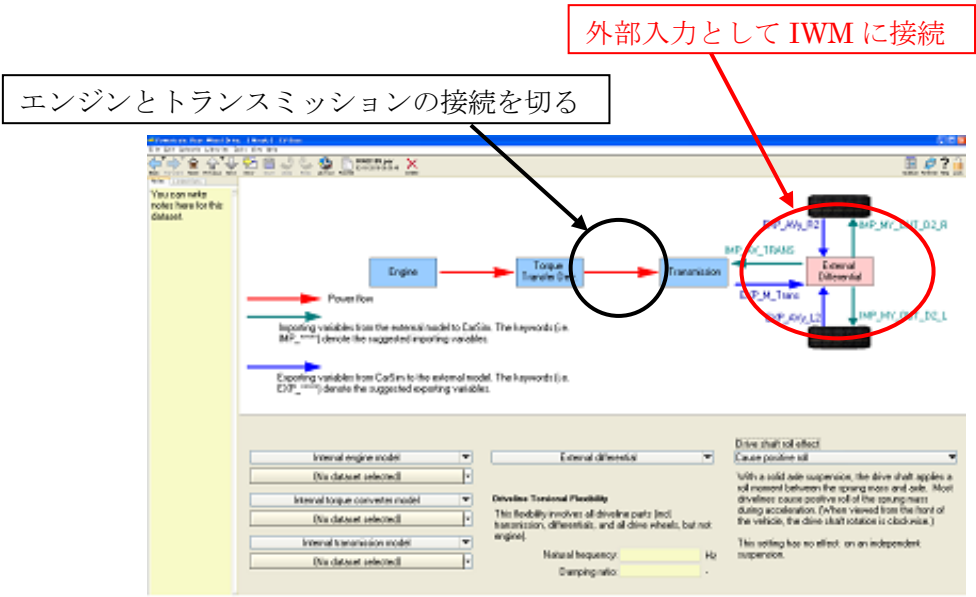


図 6.7 パワートレイン設定画面

## 6.2 TGM 推定と電気自動車の旋回安定化制御の検証

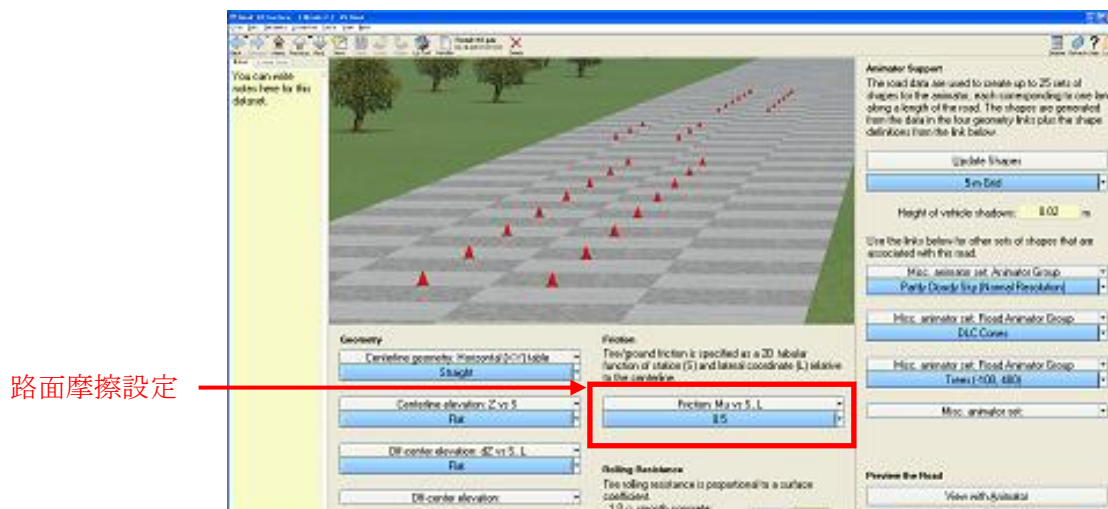


図 6.8 走行路設定画面

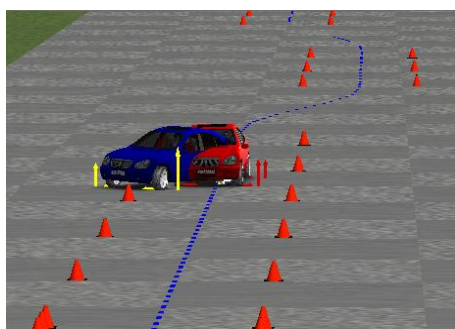
車両モデルと制御系の設定は以上である。次に走行シミュレーションの設定をする。メイン画面に戻り, Procedure ボタンをクリックし, Additional Data → 3D road ボタンをクリックし, 図 6.8 を開く。この画面は, 走行シミュレーションの道路を設定する。今回のシミュレーションはダブルレーンチェンジ, 車速を 80km/h, 路面摩擦は雪道を模擬し, 摩擦係数  $\mu=0.5$  とした。

### 6.2.2 シミュレーション結果

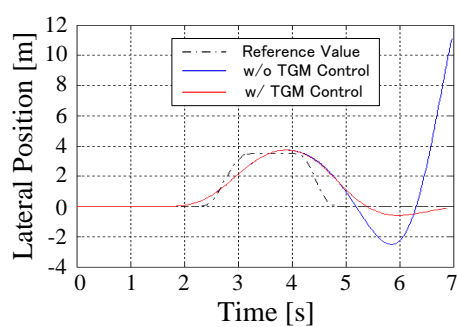
走行シミュレーション結果を図 6.9 に示す。(a)はシミュレーション結果をアニメーション表示させたものである。CarSim は車両ダイナミクスの計算結果を視覚的に検証することができる。青い車は TGM 制御なし, 赤い車が TGM 制御ありの場合の結果である。(b)~(g)はグラフ化した結果である。青線は制御なし, 赤線は制御ありを示している。(b)は, 横軸が時間 [sec], 縦軸が横方向の車両位置 [m]とする。黒鎖線は自動車の目標走行ライン, 制御なしの場合は, 2 回目のレーンチェンジ時に横滑りを起こし, コースアウトしてしまった。一方, 制御ありの場合は目標走行ラインに追従できている。(c)と(d)はタイヤグリップマージン(TGM)推定結果を示している。走行開始から 3.5 [s]後に, 右前輪の TGM 値がゼロとなっている。この時, 制御ありの場合は, 駆動力差制御が ON となる。右後輪の駆動力を減少させ, 車両重心の時計回りのヨーモーメントを発生させている。4[s]後は 2 回目のレーンチェンジのため, 逆方向のモーメントが必要となるので, 左後輪の駆動力を減少させている。(g)のヨーレート結果を見ると, 制御無しの場合はヨーレートが発散しているが, 制御ありの場合はヨーレートが目標値へ追従し, 安定している。車体すべり角の結果を(h)に示す, (g)のヨーレートと同様, 制御無しは発散するが, 制御ありは安定している。

以上の結果より, タイヤグリップマージン(TGM)による状態推定と TGM に基づく IWM の駆動力差を利用した安定旋回制御の有効性が示された。

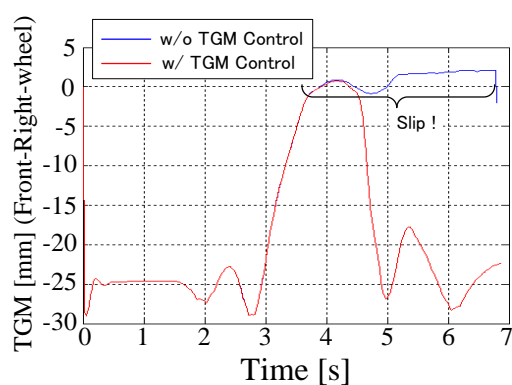
## 6.2 TGM 推定と電気自動車の旋回安定化制御の検証



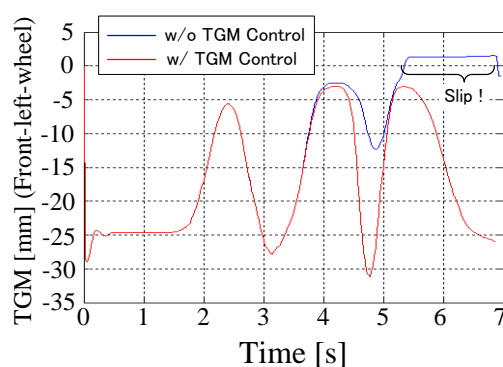
(a) CarSim による走行シミュレーション



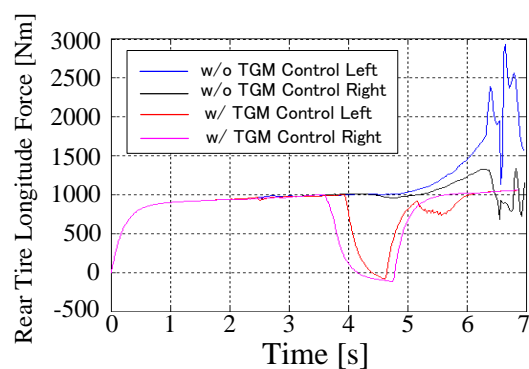
(b) 横方向の車両位置



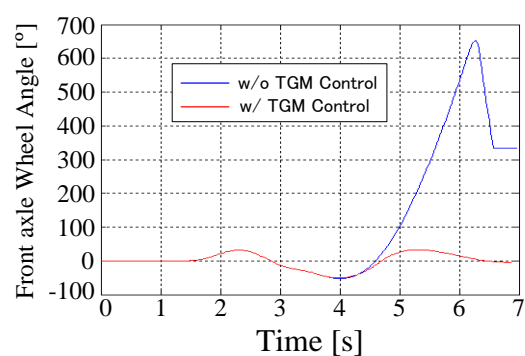
(c) 右前輪の TGM



(d) 左前輪の TGM



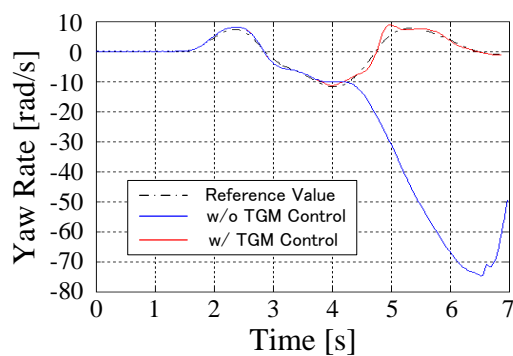
(e) 各輪の駆動力



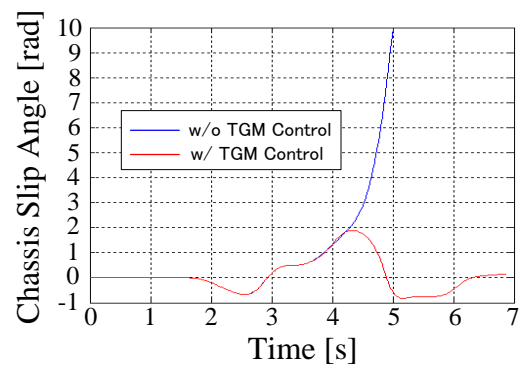
(f) 前輪軸舵角

図 6.9 雪道によるダブルレーンチェンジのシミュレーション(次ページへ続く)

## 6.2 TGM 推定と電気自動車の旋回安定化制御の検証



(g) ヨーレート



(h) 車体すべり角

図 6.9 雪道によるダブルレーンチェンジのシミュレーション

## 6.3 操舵感度線形化制御の検証

人間の感覚は人間が与える力に対して、感覚として受ける反力の傾き(感度と呼ぶ)を感じている。人間の感度を線形化することにより、運転者は車両や路面状態を捉え易くなる。

6.3.1 項のシミュレーションでは、運転操作に必要な路面外乱のみを反力として運転者へフィードバックする手法と感度を線形化するパワーアシスト手法について検証する。6.3.2 項はドライビングシミュレータで実際に運転し、スリップ時における操舵反力、ハンドルの戻り、そして、車両運動について検証する。

### 6.3.1 シミュレーションによる操舵感度線形化の検証

シミュレーションに用いた自動車は小型電気自動車 COMS を模擬した。詳細な車両諸元は表 6.3 とした。運転者は、0.5Hz の操舵入力でスラローム走行する。車速は 50km/h とし、電気自動車 COMS の後輪インホイールモータの最大駆動力差は 200 [Nm]とした。

表 6.3 小型電気自動車 COMS の車両諸元

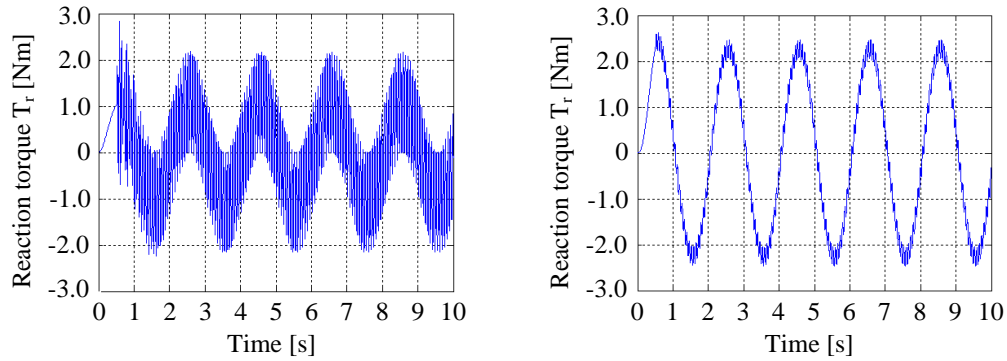
body mass	$M_z$	350 kg
body yaw moment of inertia	$I_z$	300 kgm <sup>2</sup>
distance between front axle and center of gravity	$l_f$	0.6 m
distance between rear axle and center of gravity	$l_r$	0.5 m
front wheel base	$d_f$	0.7 m
rear wheel base	$d_r$	0.6 m
front cornering stiffness	$K_f$	10000 Nm/rad
rear cornering stiffness	$K_r$	15000 Nm/rad
maximum torque In-Wheel-Motor	$T_{\max}$	150 Nm
maximum vehicle velocity	$V_{\max}$	60 km/h

#### (1) 路面外乱に対する運転者の反力制御検証

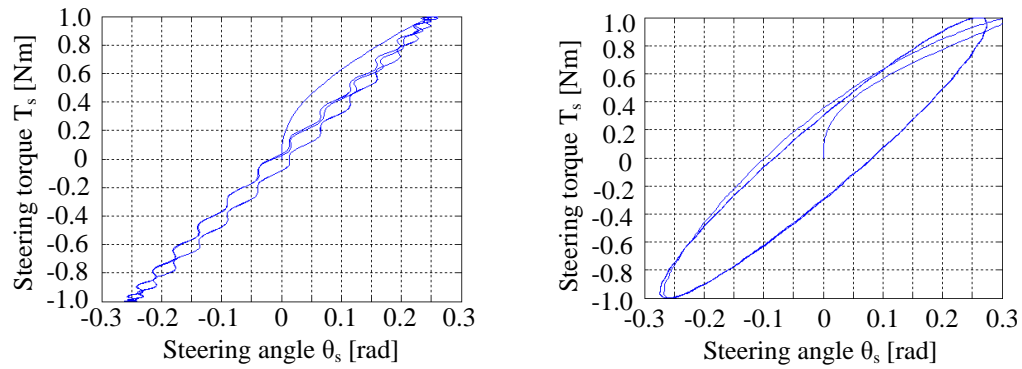
路面外乱はステアリング機構を介して、運転者へ伝達される。この外乱は運転操作に必要な情報と不要な情報の両方が含まれている。必要な路面外乱のみ運転者へフィードバックする操舵制御を 4.1.2 項において提案した。本項はシミュレーションにより検証する。シミュレーション開始から 0.5[s]後に前輪から 15[Hz]の機構系振動外乱(運転操作に不要な外乱)を入力した時の運転者に伝達される反力を図 6.10(a)、操舵角と操舵トルクのリサージュ図形を図 6.10(b)、操舵角とヨーレートのリサージュ図形を図 6.10(c)に示す。左図は制御なし

### 6.3 操舵感度線形化制御の検証

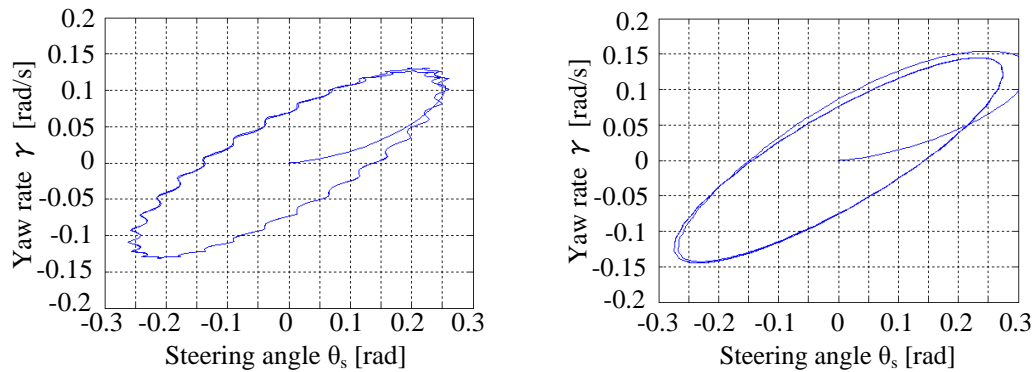
(単なるパワーアシスト), 右図は二自由度制御(2DOF)による外乱感度設計の結果である。



(a) 運転者へ伝達される操舵反力



(b) 操舵角と操舵トルクのリサーチ図形



(c) 操舵角とヨーレートのリサーチ図形

図 6.10 機構系外乱を入力した時の操舵特性及び車両特性 (右図:制御なし, 左図:制御あり)

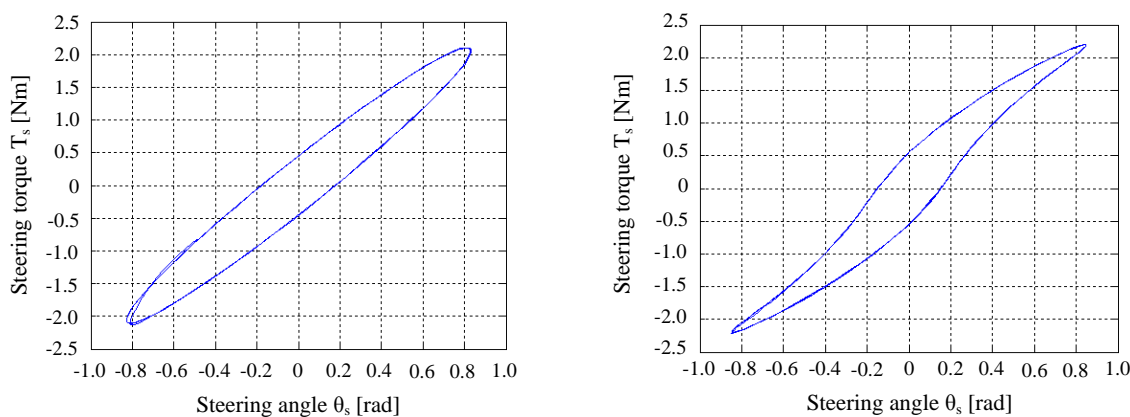
制御無しの場合は(a)を見ると, 15[Hz]の外乱が抑圧されず, 運転者へ反力  $T_r$  として, 運転操作に不要な外乱が伝達されてしまう。(b)を見ると, 反力としてハンドルに伝達された不要な外乱が運転操作を妨げていることが分かる。また, 当然ながら(c)より車両運動も外乱の影響を受ける。制御ありの場合は(a)より, 運転操作に必要な外乱のみ反力として運転者へフィ

### 6.3 操舵感度線形化制御の検証

ードバックできていることが分かる。その結果、操舵角とヨーレートの振動が抑圧される。2DOF 操舵制御によって、運転操作に必要な外乱と適度に抑圧すべき外乱を周波数別に分けて設計することにより、運転し易くなる。

#### (2) 操舵感度線形化制御の検証

車速 50km で運転者は 0.5Hz の操舵入力でスラローム走行した時の操舵特性と車両特性を比較検証する。シミュレーション結果を図 6.11 に示す。左図は二自由度(2DOF)操舵制御、右図は操舵感度線形化制御とし、(a)は操舵トルクと操舵角特性、(b)は操舵角とヨーレート特性、(c)は運転者の入力トルクと反力トルク特性、(d)は運転者の入力トルクと感覚トルクを示す。(a)を見ると、2DOF 操舵制御の場合は、操舵角と操舵トルクの傾きが一定であるのに対し、操舵感度線形化制御の場合は、操舵角の小さい範囲においては、操舵トルクの傾きが大きくなっている。これは、モータによるパワーアシストが大きいことを示している。一方、操舵角の大きい範囲においては、操舵トルクの傾きが小さくなっており、アシストが小さくなっている。次に、運転者の入力トルクと反力を比較すると、二自由度操舵制御の場合は運転者の入力トルクと反力トルクが線形特性となる。一方、操舵感度線形化制御は入力トルクが小さい範囲において、反力は小さいが、大きい範囲においては反力が大きくなっている。これに対し、(d)に示す感覚トルクは、二自由度操舵制御は非線形特性であるが、操舵感度線形化制御は線形特性となる。操舵感度線形化制御により、運転者の操舵感度が線形化されることが示された。

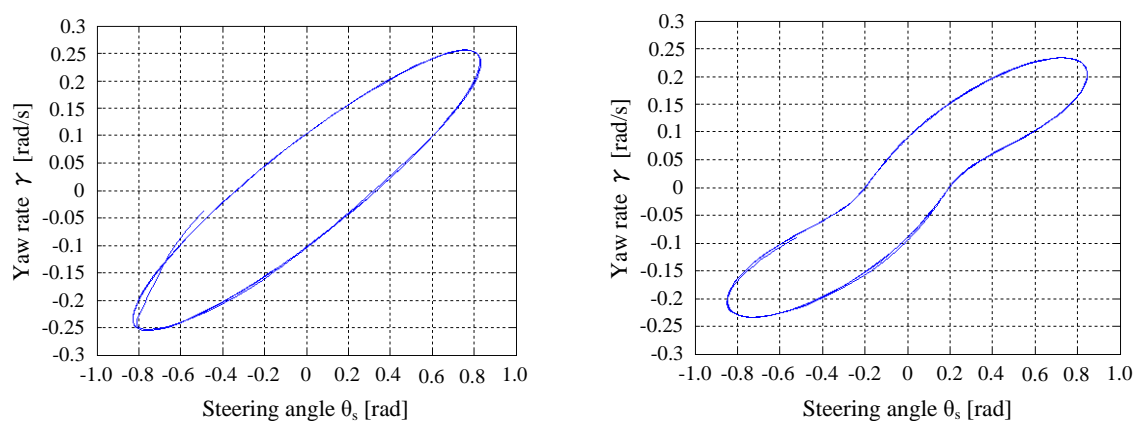


(a) 操舵角と操舵トルク特性

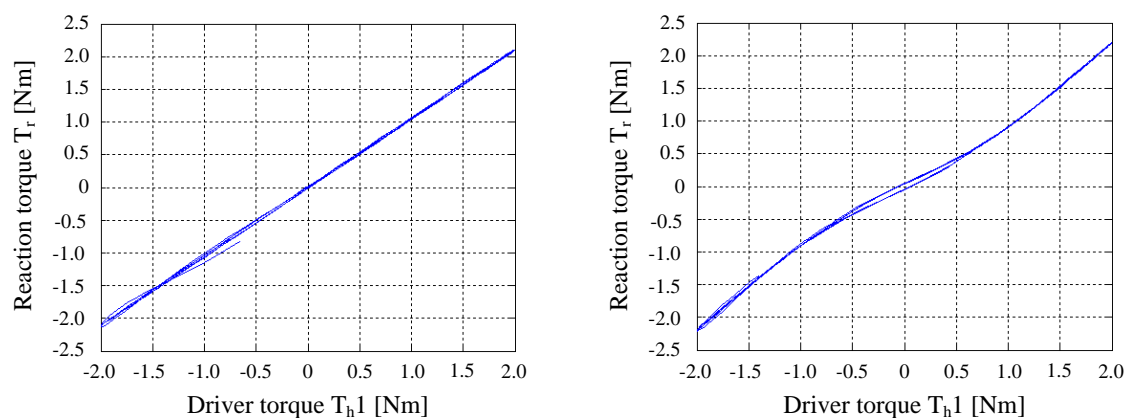
図 6.11 二自由度操舵制御と操舵感度線形化制御の操舵・車両特性 (次ページへ続く)

(右図:二自由度操舵制御, 左図:操舵感度線形化制御)

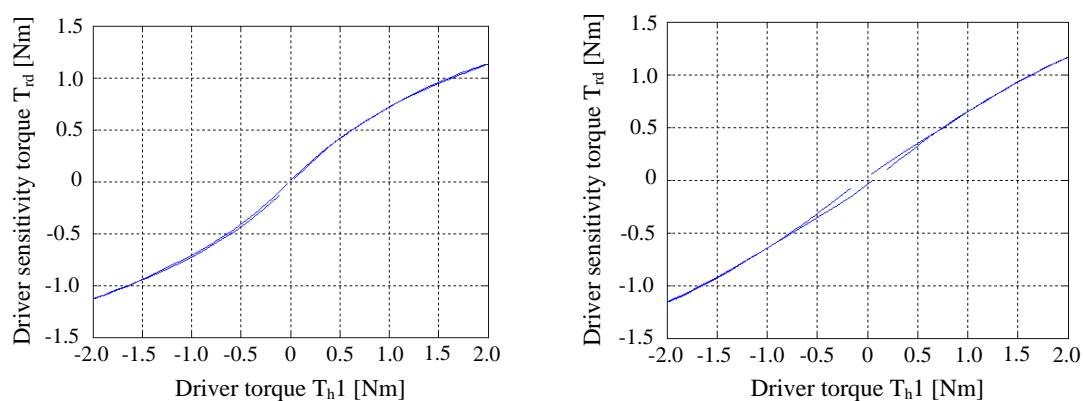
### 6.3 操舵感度線形化制御の検証



(b) 操舵角と車両ヨーレート特性



(c) 運転者の入力トルクと反力特性

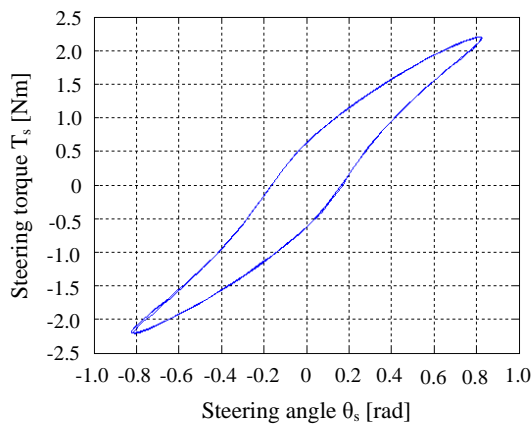


(d) 運転者の入力トルクと感覚トルク特性

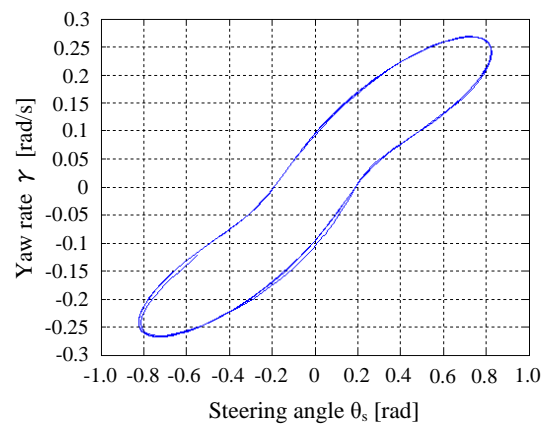
図 6.11 二自由度操舵制御と操舵感度線形化制御の操舵・車両特性  
(右図:二自由度操舵制御, 左図:操舵感度線形化制御)

### 6.3 操舵感度線形化制御の検証

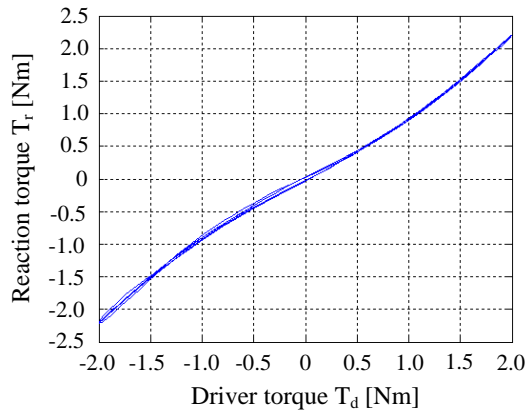
操舵感度線形化制御に加え、電気自動車に搭載されているインホイールモータ(IWM)の駆動力差を利用したシミュレーション結果を図 6.12 に示す。駆動力差は操舵角と独立に、直接的に車両ヨーモーメントの制御が可能のため、運転者の操舵感度の線形性を維持させながら、図 6.11-(b)の結果と比較して、操舵角に対する車両ヨーレートが線形特性となる。EPS と IWM の駆動力差を利用することにより、従来の自動車と比較して、車両運動範囲が拡張することが可能となる。また、(4.16)式に示すように、操舵角に比例した駆動力差を入力することにより、ヨーレートが操舵角に対して線形特性となることが示された。



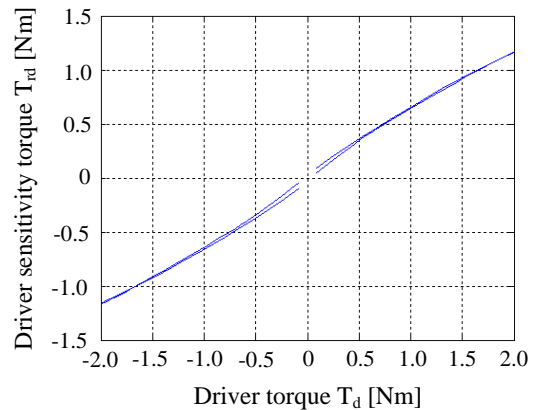
(a) 操舵角と操舵トルク特性



(b) 操舵角とヨーレート特性



(c) 運転者の力と反力特性



(d) 運転者の入力トルクと感覚トルク特性

図 6.12 操舵感度線形化制御と IWM による駆動力差を組み合わせた操舵・車両特性

## 6.3 操舵感度線形化制御の検証

### 6.3.2 ドライビングシミュレータによる走行検証

5.1 項で説明したドライビングシミュレータ(DS)を用いて、二自由度操舵制御と操舵感度線形化制御の比較検証をする。

#### (1) 実験設定

走行路を図 6.13 に示す。現在の DS はアクセルやブレーキペダルはなく、図 6.14 に示すような速度パターンで走行し、運転者はステアリング操作のみで車両運動をコントロールする。コーナーは、低速、中速、高速の計 3 箇所あるが、最終コーナーにおいては、速度 120km/h に到達しており、必ずアンダーステアとなり、タイヤがスリップする状態を模擬している。運転者はできるだけ、右車線を走行し、コースアウトしないように操舵制御する。路面状態は乾燥路とし、実験開始後 0～10 [s]程度、運転者はサイン操舵を行い、操舵と車両特性を確認する。



図 6.13 走行コース

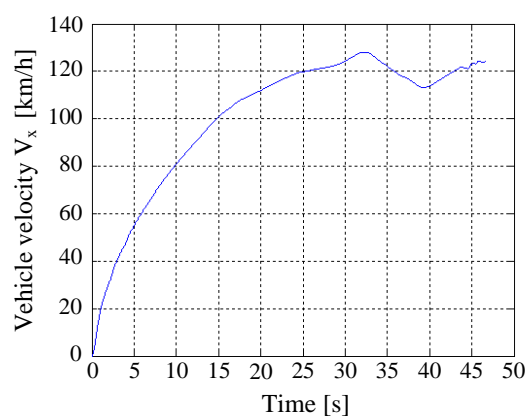


図 6.14 走行実験の速度パターン

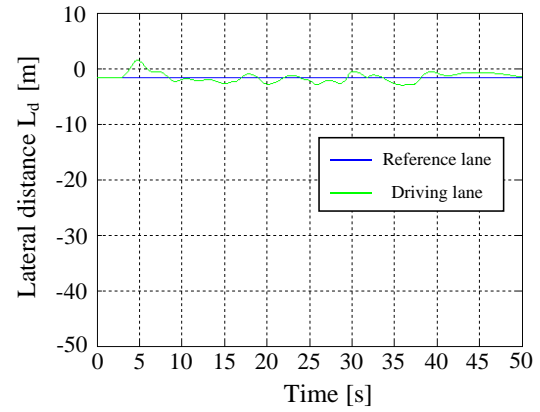
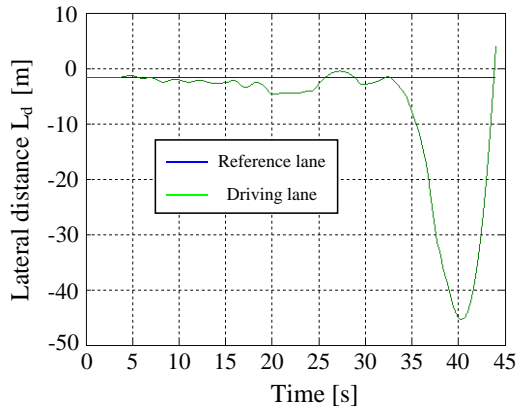
### 6.3 操舵感度線形化制御の検証

#### (2) 実験結果

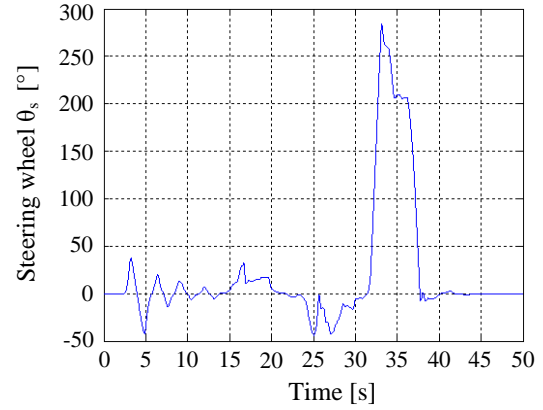
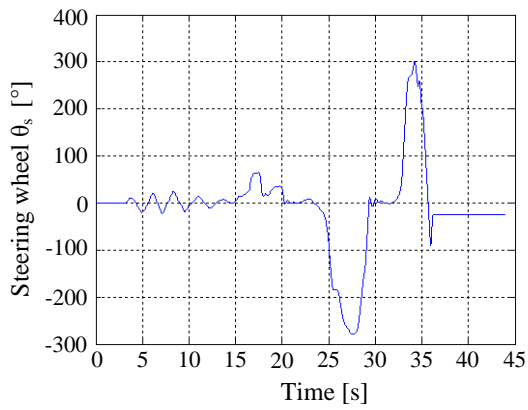
DS による走行実験の結果を図 6.15 に示す。左図は二自由度操舵制御、右図は操舵感度線形化制御の結果を示している。(a)は車両の横座標を示しており、青線は目標走行ライン、緑線は実際の走行ラインを示している。二自由度制御の場合は、実験スタートから 32[s]後くらいに、車両が横滑りを起こし、コースアウトしていることが分かる。一方、操舵感度線形化制御の場合は、目標走行ラインに追従している。操舵角の実験結果を(b)、操舵トルクを(c)に示す。二自由度制御は、34[s]にアンダーステアによる車両の横滑りを抑制するために、運転者がハンドルを戻している。しかしながら、操舵トルクを見ると、路面反力が十分にハンドルへフィードバックされない。結果として、ハンドルの戻りが遅れ、コースアウトしてしまった。一方、操舵感度線形化制御の場合は、ハンドルを戻した時に路面反力がフィードバックされている。その結果、アンダーステアを抑制し、運転者が車両を制御できていることが示された。

3つ目の最終コーナーは車速 120km/h の高速コーナーとなり、タイヤがグリップを失いかける。その時に路面反力が減少する。操舵感度線形化制御の場合は、人間の感度を線形化させるため、路面反力の変化(傾き)を感度として認知し易くなる。それに加え、操舵感度線形化制御は操舵トルクに対するアシストゲインが可変となるため、操舵トルクが小さくなると、アシストが小さくなる。その結果、タイヤがグリップを失いそうになった時、ハンドルの力を抜くと、路面からの外乱感度が高くなり、ハンドルが戻され易くなる。

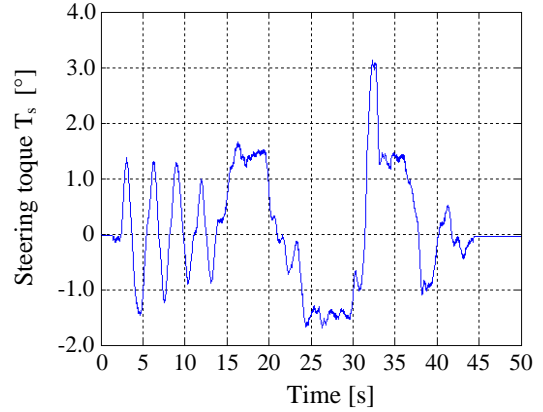
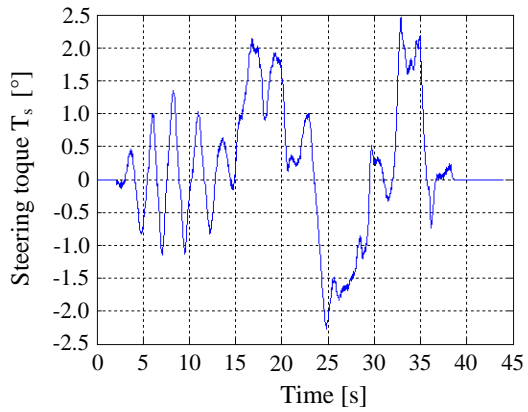
### 6.3 操舵感度線形化制御の検証



(a) 車両の横座標



(b) 操舵角



(c) 操舵トルク

図 6.15 DS による二自由度操舵制御と操舵感度線形化制御の比較検証  
(右図:二自由度操舵制御, 左図:操舵感度線形化制御)

### 6.4 ヨーレート線形化制御の検証

一般的に、視覚から得られる運動情報と前庭器（三半規管，耳石）から得られる運動情報とが一致しない場合，人は揺動に対する違和感や不快感を得る。前庭器は平衡感覚(回転加速度)を司る器官であり，自動車を運転する場合はハンドルを操作しながら，車両のヨーレートを制御している。そこで，操舵角から車両ヨーレートの応答を線形化させることにより，運転者にとって操作し易い車両となる。第4章により，提案したヨーレート線形化手法についてシミュレーション，およびドライビングシミュレータにより検証する。

#### 6.4.1 シミュレーションによるヨーレート線形化制御の検証

低摩擦路面( $\mu=0.5$ :雪道を模擬)走行時におけるヨーレート応答を図 6.16 に示す。(a)のグラフは運転者の操舵角と車速から計算される目標ヨーレートとなる。(b)のグラフは，それぞれのステアリング制御手法のヨーレート応答を示している。路面摩擦が低下すると，コーナリングステイフネスが減少する。制御なしの場合は運転者の目標ヨーレートより，応答が遅れ，さらにゲインが小さくなる。一方，フィードバック制御はゲインの補償は可能だが，目標値よりも位相が進んでしまった。2DOF 制御によるヨーレート線形化制御はフィードフォワードで位相補償が可能のため，運転者の目標ヨーレートに追従できる。(c)はヨーレート線形化制御のフィードバックゲインを変化させた時のゲイン補償を比較している。コーナーを旋回中，0[s]から 5[s]は乾燥路面，5[s]以降は雪道を模擬している。ゲインを増加させることにより，ヨーレートは補償されるが，前輪を切り込むことになるので，路面状態推定と併用した操舵制御が必要となる。図 6.17 は操舵角とヨーレートのリサージュ図形を示す。(a)のリサージュ図形は乾燥路面( $\mu=0.9$ )と雪道( $\mu=0.45$ )を比較している。雪道の方が路面摩擦が低いので，ステアリング角に対してヨーレート応答が遅れる。そのため，図形が膨らむ。一方，(b)のリサージュ図形は雪道走行時における制御手法の比較を示す。制御なしの場合はリサージュ図形が膨らむが，ヨーレート線形化制御は乾燥路面と同様にヨーレート応答が線形特性となる。2DOF は路面状態に応じて，制御器のゲインを調整することにより，操舵角からヨーレートまでの伝達特性を線形化できることが示された。

また，横風外乱を入力した場合のヨーレート応答を図 6.18 に示す。ヨーレート線形化制御は，横風外乱に対してもロバストなヨーレート応答が示された。

#### 6.4 ヨーレート線形化制御の検証

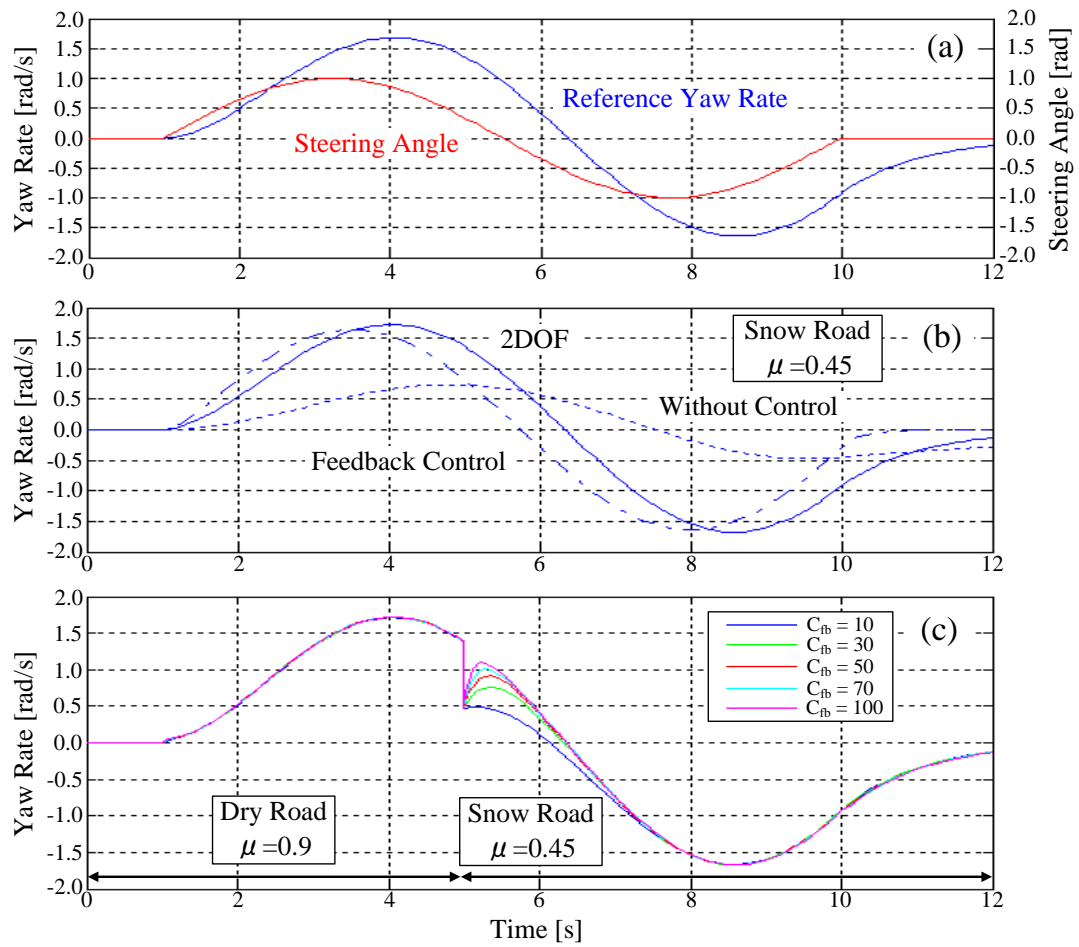
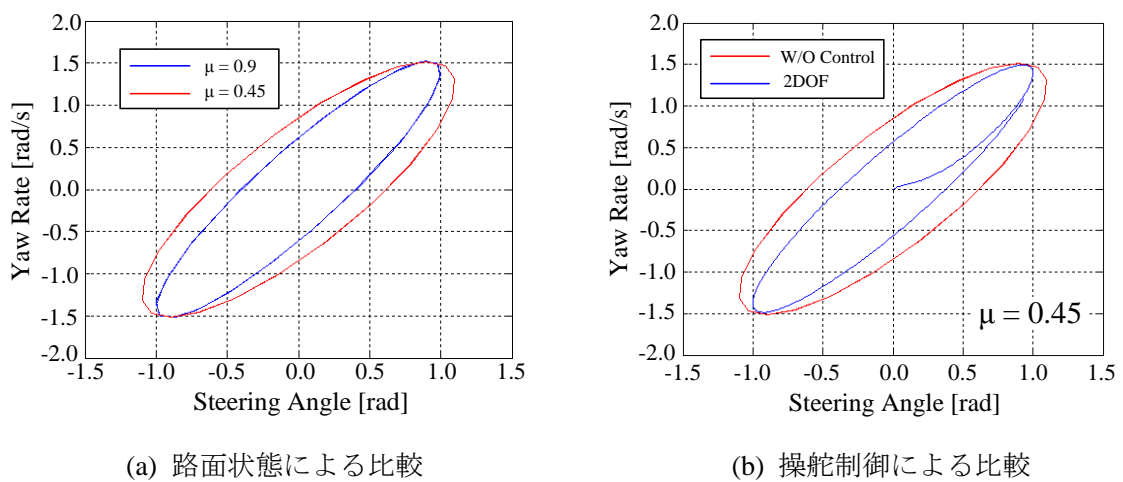


図 6.16 雪道走行時におけるヨーレート応答のシミュレーション結果



(a) 路面状態による比較

(b) 操舵制御による比較

図 6.17 操舵角とヨーレートのリサーチ図形

#### 6.4 ヨーレート線形化制御の検証

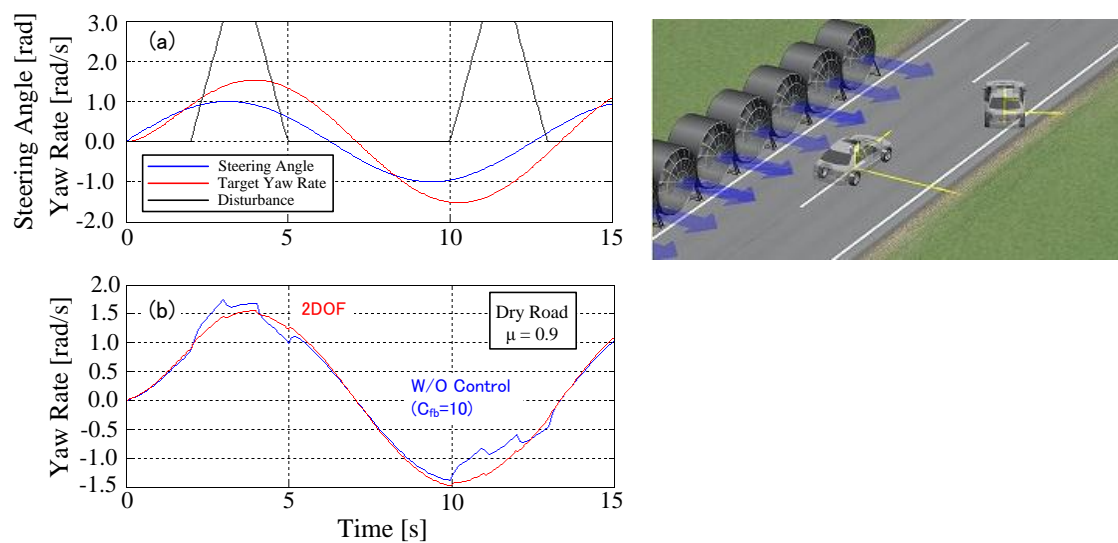


図 6.18 横風外乱を入力した時の車両ヨーレート応答(右図は横風外乱の図)

## 6.4 ヨーレート線形化制御の検証

### 6.4.2 ドライビングシミュレータによるヨーレート線形化制御の検証

6.4.1 項に続き、ドライビングシミュレータにより、ヨーレート線形化制御の走行検証を行った。実験結果を図 6.19 に示す。運転条件や試験方法は、6.3.2 項と全く同じである。車両の走行ラインを(a)に示す。実験開始から 30[s]までは、目標コースに追従した走行が可能であったが、30[s]後はアンダーステアとなり、車両が横滑りを起こし、コースアウトしてしまった。(b)の操舵角を見ると、車両の横滑り前までは、図 6.15 に示した二自由度操舵制御の結果と比較して、修正操舵が大幅に減少できていることが分かる。これは、操舵角に対して、ヨーレートを線形化することにより、運転者は車両を制御し易くなる事が示唆された。操舵トルクの結果(d)を見ると、運転者は車両の横滑りを認知し、33[s]に操舵トルクを弱めている。しなしながら、路面反力がハンドルへ十分にフィードバックされなかったので、ハンドルが中心まで戻されず、コースアウトをしてしまった。

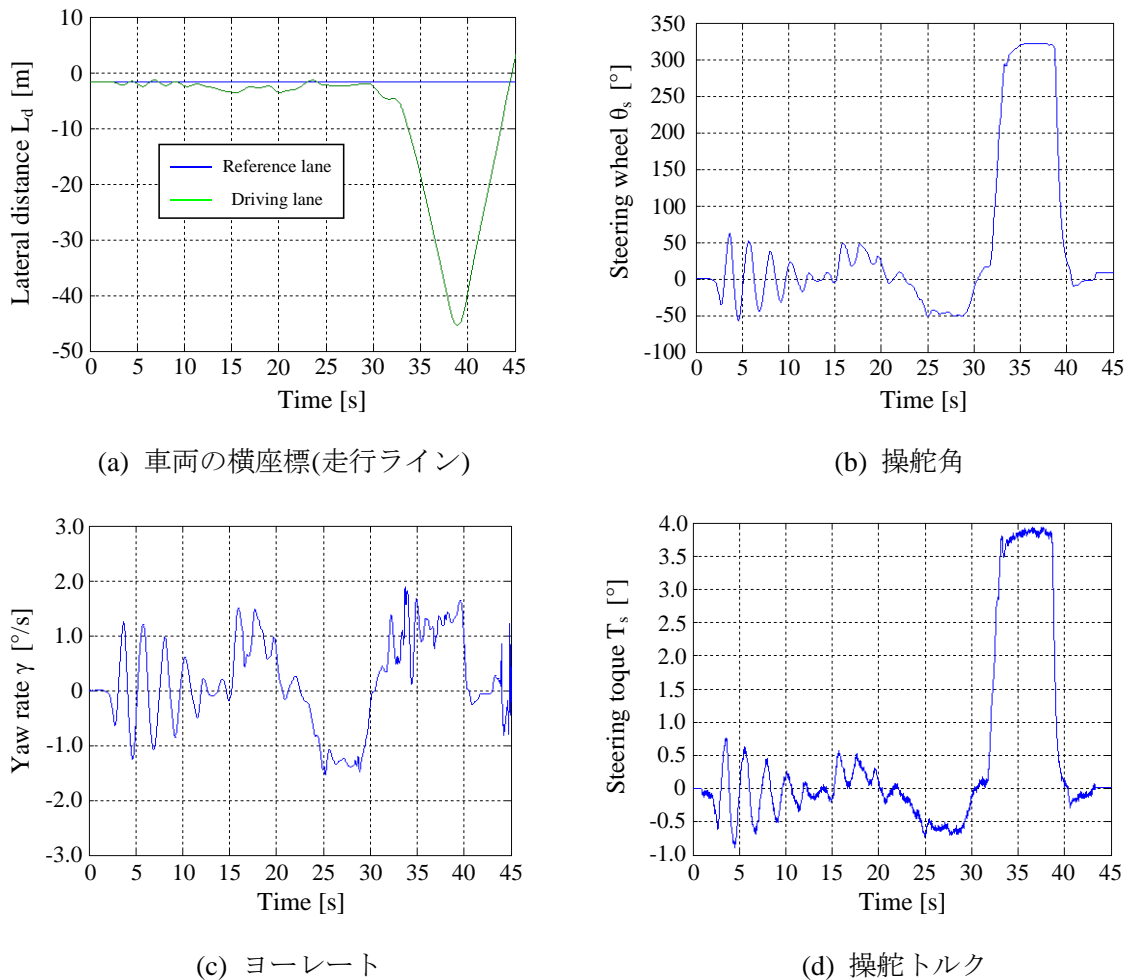


図 6.19 ドライビングシミュレータによるヨーレート線形化制御の実験結果

## 6.5 EPS と IWM の駆動力差を用いた電気自動車の実験検証

4.1.3 項にて提案し、図 6.12 にシミュレーション結果を示した操舵感度線形化制御とインホイールモータの駆動力差を組み合わせた電気自動車をドライビングシミュレータにより、検証する。

### 6.5.1 実験方法

ドライビングシミュレータ(DS)を用いて、4 人の運転者にそれぞれ、二自由度制御、ヨーレート線形化制御、操舵感度線形化制御、操舵感度線形化制御と駆動力差を利用した制御の 4 パターンを 2 回運転してもらい、結果の良い方のデータを取得する。走行路は図 6.20 に示すような円旋回路とし、6.3.2 項の実験と同様にアクセルやブレーキペダルはなく、ステアリング操作のみで車両運動を制御する。路面摩擦係数  $\mu=0.7$ (Wet road)とし、速度パターンは図 6.14 と同様とした。運転者はできるだけ、アスファルトを走行するように心掛けるが、速度が上昇すると、車両はアンダーステアや横滑りを起こすので、運転者は操舵角を戻しながら、車両運動を制御しなければならない。

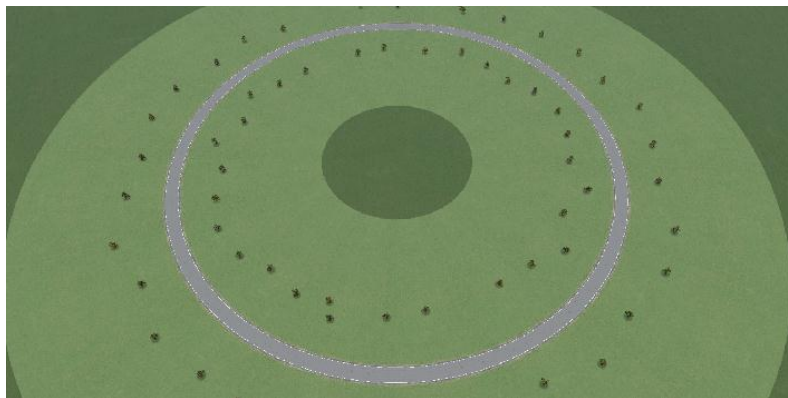


図 6.20 定常円旋回の走行路

### 6.5.2 実験評価手法

実験は式(6.3)に示す平均コースアウト距離を定義する。図 6.21 に示すように、アスファルト路の幅は 10 [m],  $R_{\max}$  はセンターラインを中心に -5 ~ +5 [m] とする。車両中心位置を  $L_d$  とし、走行中にアスファルト路から外れた場合のコースアウト距離を合計し、データ数  $N$  で割った値を平均コースアウト距離として、評価指標とする。

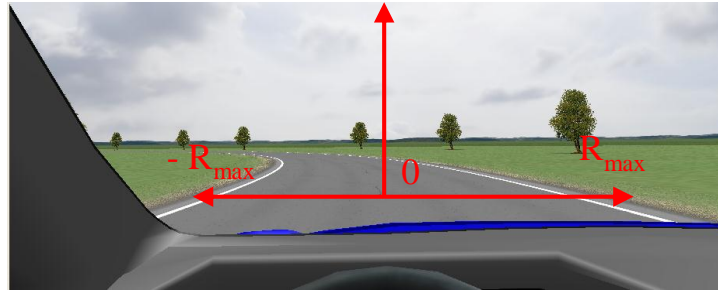


図 6.21 ドライビングシミュレータによる運転席からの視界

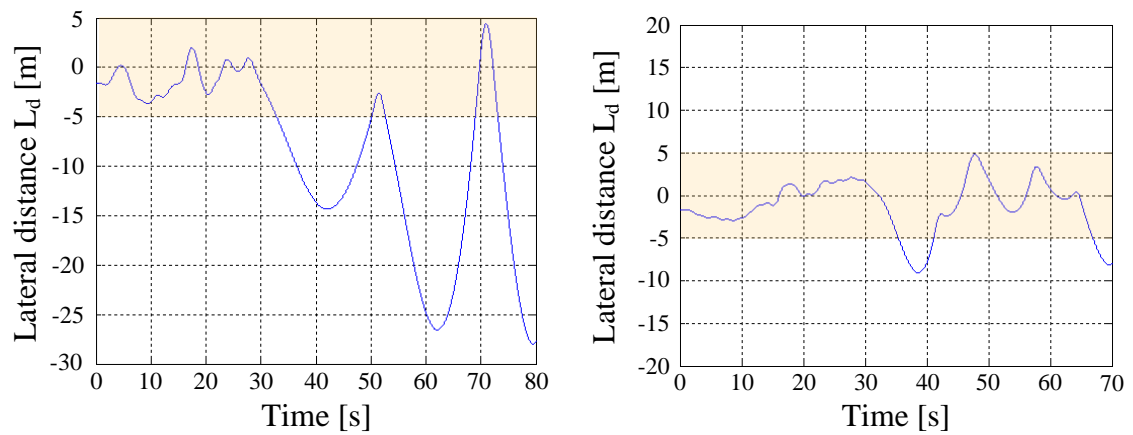
$$\text{平均コースアウト距離} : \frac{\sum_{k=0}^N F(k)}{N} \quad (6.3)$$

$$F(k) = \begin{cases} |L_d(k)| - |R_{\max}| & \text{if } (|L_d(k)|) > |R_{\max}| \\ 0 & \text{else } (|L_d(k)|) < |R_{\max}| \end{cases} \quad (6.4)$$

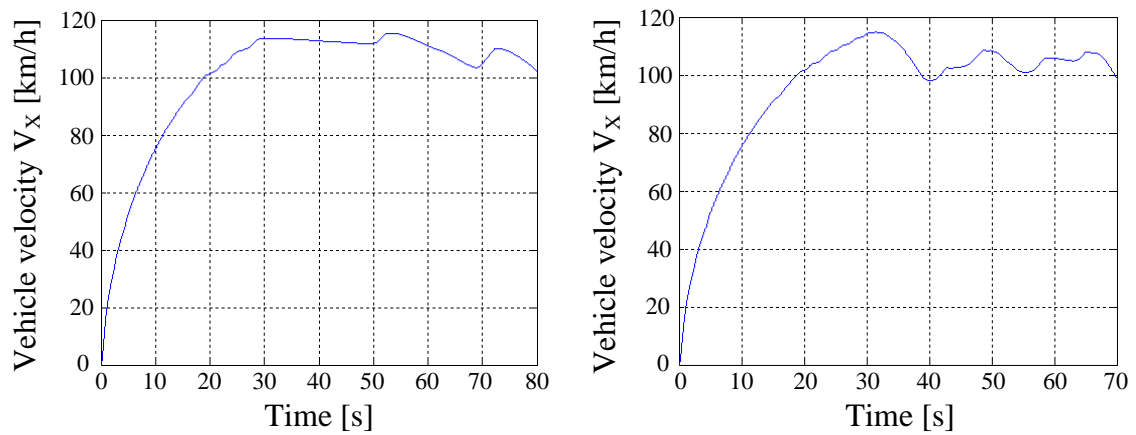
### 6.5.3 実験結果

路面外乱感度設計に基づく二自由度操舵制御の結果を図 6.22 に示す。左側のグラフは運転者 C, 右側を運転者 B の結果とする。(a)の車両横方向の位置を見ると, 運転者 C は 30～80 [s]において, 走行コースを大きく外れている。一方, 運転者 B はアスファルト路 10m(±5m)の範囲におさまるように車両を制御できている。(b)は車両進行方向の速度を示している。本実験はアクセルやブレーキペダルはないため, 速度パターンを与えている。運転操作や車両運動状態に応じて実速度は多少異なるが, 運転者 B と C において, ほぼ同じ結果となった。20[s]付近から, 車速が 100km/h を超え, タイヤ力が非線形領域となり, 運転者は操作しづらくなっていく。(c)に前輪のタイヤグリップマージン(TGM)推定値を示す。両者において, 30[s]を過ぎたところから, 断続的に TGM が 0 になる。TGM>0 の時, タイヤはスリップ状態となっている。運転者は B の方が運転者 C よりも, TGM が 0 となっている時間が短くなっている。(d)と(e)に操舵角と操舵トルクを示す。運転者 C はハンドルを保舵する時間が長く, TGM が 0 になっても, ハンドルを戻すことができない。一方, 運転者 B はハンドルを戻しながら操作していることが分かる。ヨーレート(f)に示す。運転者 B の方が, ハンドルを戻しながら, 車両のヨーレートを制御できている。ここまでの結果において, 運転上級者にとっては, 運転操作に必要な反力のみをフィードバックしてあげるだけで, 十分に運転が可能であることが示された。一方, 通常の運転者にとっては反力から路面状態の予測や認知が不十分となり, 操作が困難となった。次項以降においては, 車速が 100km/h を超え, TGM>0 となり, 車両が横滑りし易くなる 30[s]以降において, 議論を深めていく。

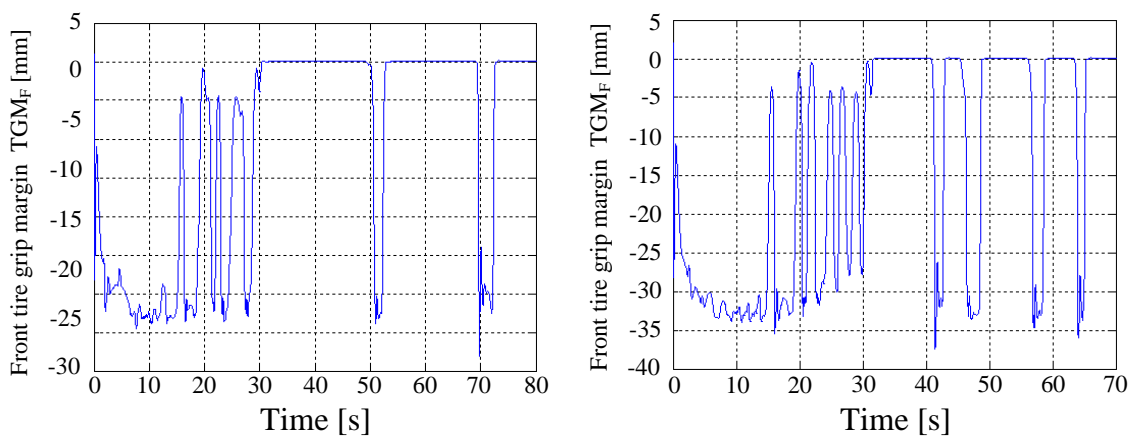
## 6.5 EPS と IWM の駆動力差を用いた電気自動車の実験検証



(a) Lateral distance  $L_d$  [m]



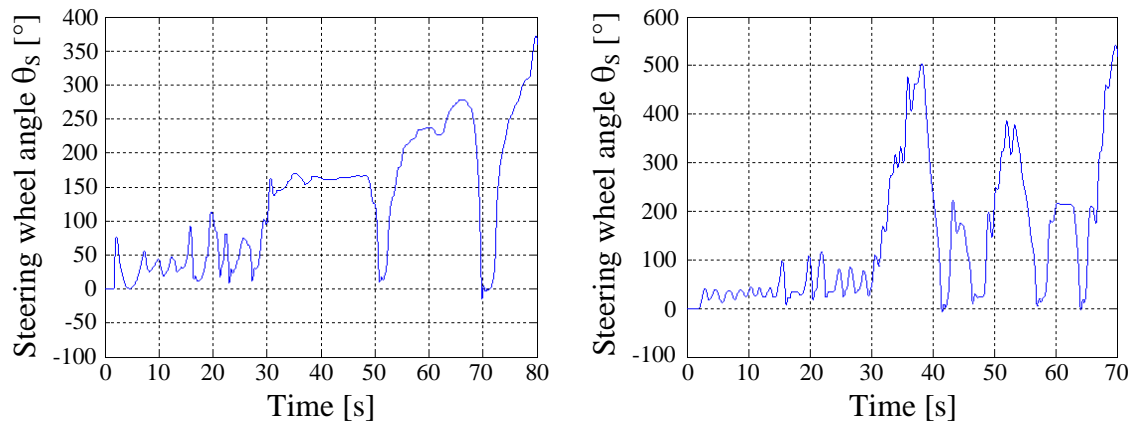
(b) Vehicle velocity  $V_x$  [km/h]



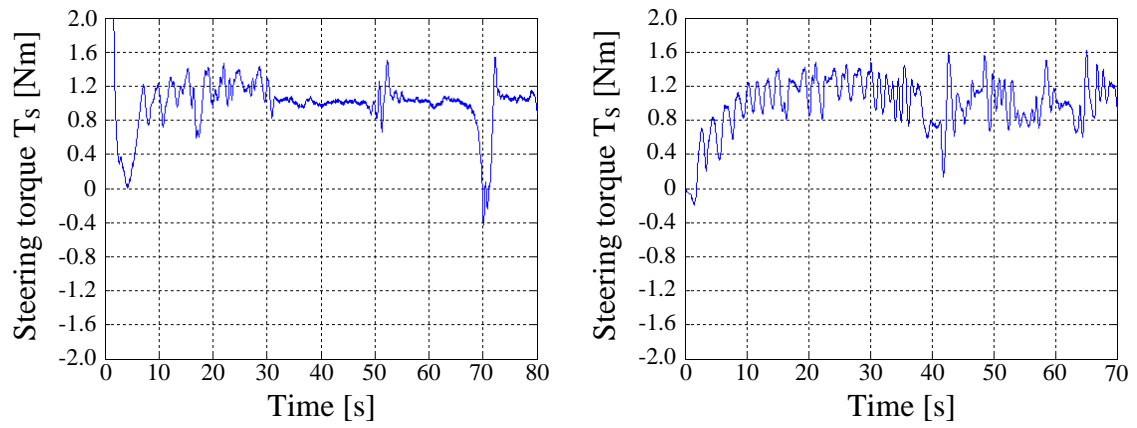
(c) Front tire grip margin  $TGM_F$  [mm]

図 6.22 二自由度操舵制御における定常円旋回の実験結果 (次ページへ続く)

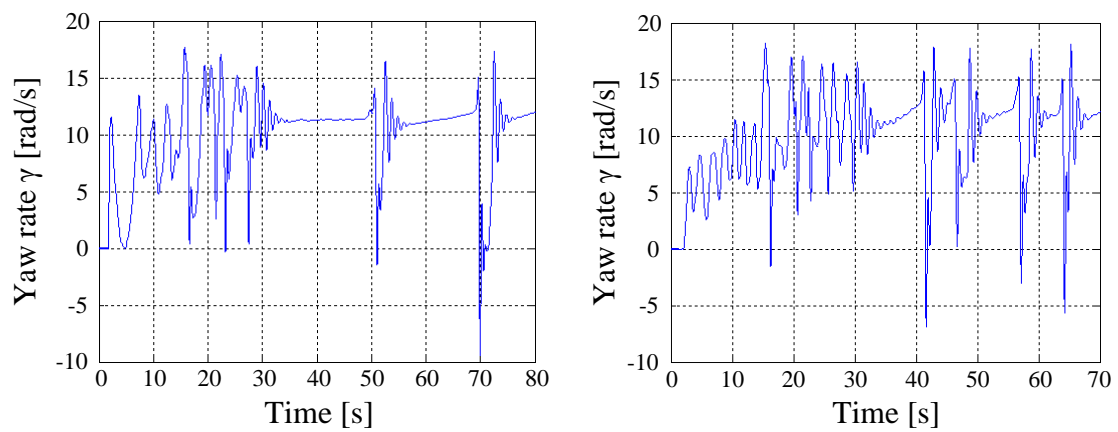
(右側：運転者 C 左側：運転者 B)



(d) Steering wheel angle  $\theta_s$  [°]



(e) Steering torque  $T_s$  [Nm]

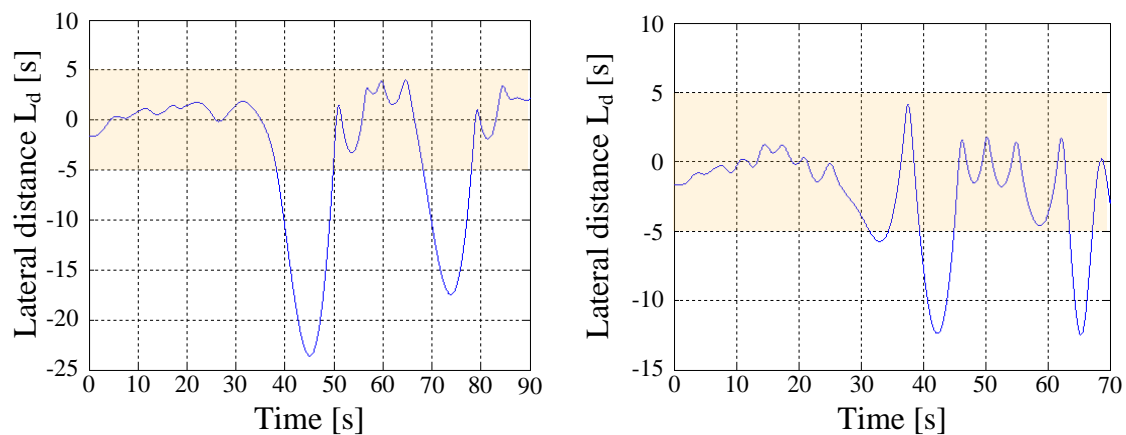


(f) Yaw rate  $\gamma$  [rad/s]

図 6.22 二自由度操舵制御における定常円旋回の実験結果  
(右側：運転者 C 左側：運転者 B)

## 6.5 EPS と IWM の駆動力差を用いた電気自動車の実験検証

ヨーレート線形化制御の結果を図 6.23 に示す。左側のグラフを運転者 C、右側を運転者 D の結果とする。(a)に車両横方向の位置を示す。両運転者において、図 6.22-(a)に示した二自由度操舵制御の結果と同様、車速が 100km/h を越える 40[s]付近から断続的にコースアウトをしている。しかしながら、運転者 D において比較すると、ヨーレート線形化制御の方が二自由度操舵制御より若干ではあるが、コースアウト距離が小さくなっている。(b)は前輪のタイヤグリップマージン(TGM)を示している。30[s]付近から断続的に  $TGM > 0$  となり、タイヤがスリップ状態となっている。コースアウトが起こる 10[s]ほど早く、TGM は路面状態の危険性を予知できている。運転者 C の方が、TGM がゼロとなっている時間が長く、コースアウト距離が大きくなっている。一方、運転者 D は TGM がゼロとなる時間が短く、車両運動をコントロールできている。(c), (d), (e)に操舵角、操舵トルク、ヨーレートを示す。0-30[s]における操舵角を見ると、両運転者とも二自由度操舵制御の結果(図 6.22-(d))と比較して、修正操舵が大幅に軽減されている。ヨーレート線形化制御によって、運転者の操作性が向上したことが示された。しかしながら、タイヤがスリップ状態となった時には、舵角に比例したヨーレートが出力されず、コースアウトしてしまった。また、操舵角と操舵トルクがほとんど、同相であることから、操舵トルクは運転者の操作トルクである。つまり、路面反力が運転者へ適切にフィードバックされていないと考えられる。ヨーレート線形化制御により、二自由度制御と比較してヨーレートの値が大きくなっており、操作性も向上されているが、タイヤがスリップ状態となった時に、運転者は適切に操作できていないことが示された。

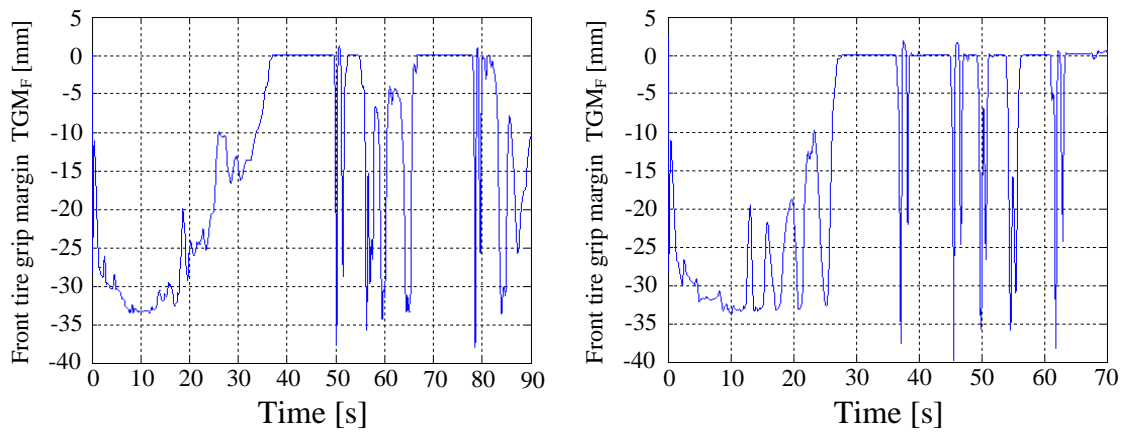


(a) Lateral distance  $L_d$  [m]

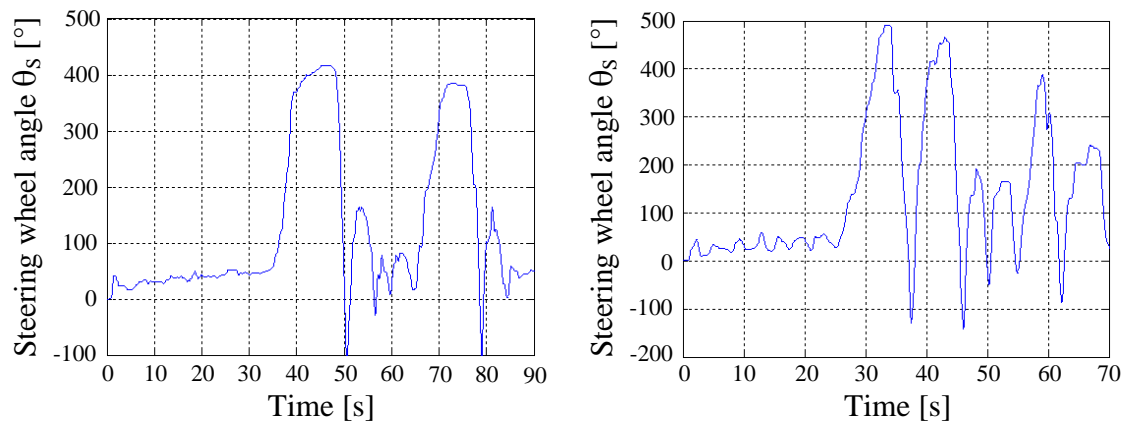
図 6.23 ヨーレート線形化操舵制御における定常円旋回の実験結果 (次ページへ続く)

(右側：運転者 C    左側：運転者 D)

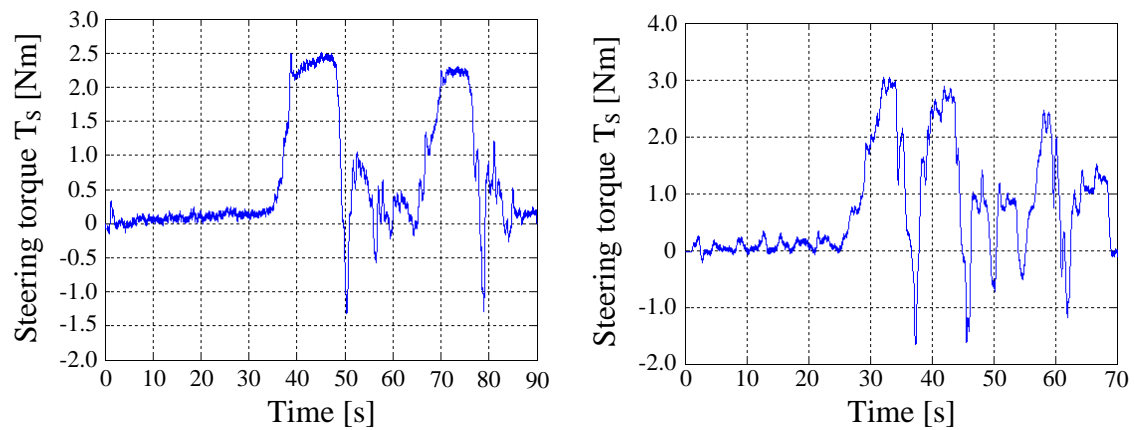
## 6.5 EPS と IWM の駆動力差を用いた電気自動車の実験検証



(b) Front tire grip margin  $TGM_F$  [mm]



(c) Steering wheel angle  $\theta_s$  [°]



(d) Steering torque  $T_s$  [Nm]

図 6.23 ヨーレート線形化操舵制御における定常円旋回の実験結果（次ページへ続く）

（右側：運転者 C    左側：運転者 D）

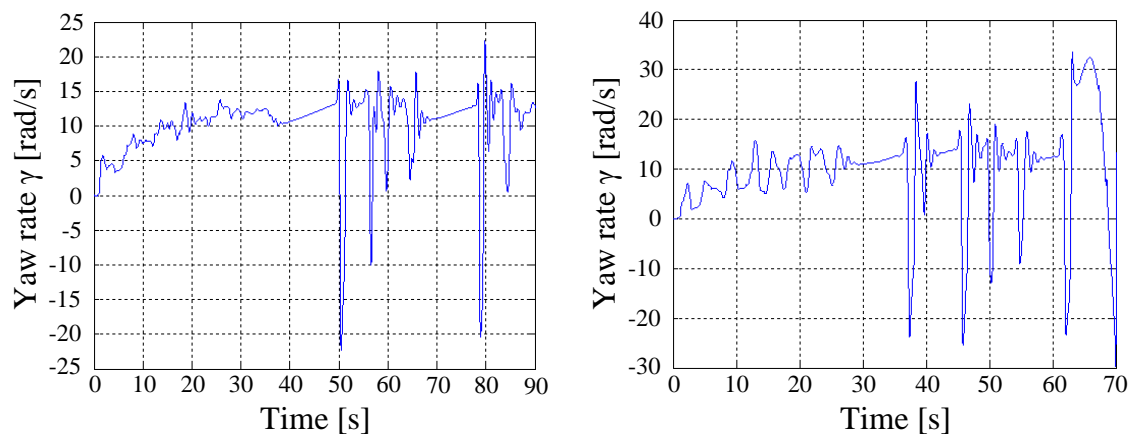
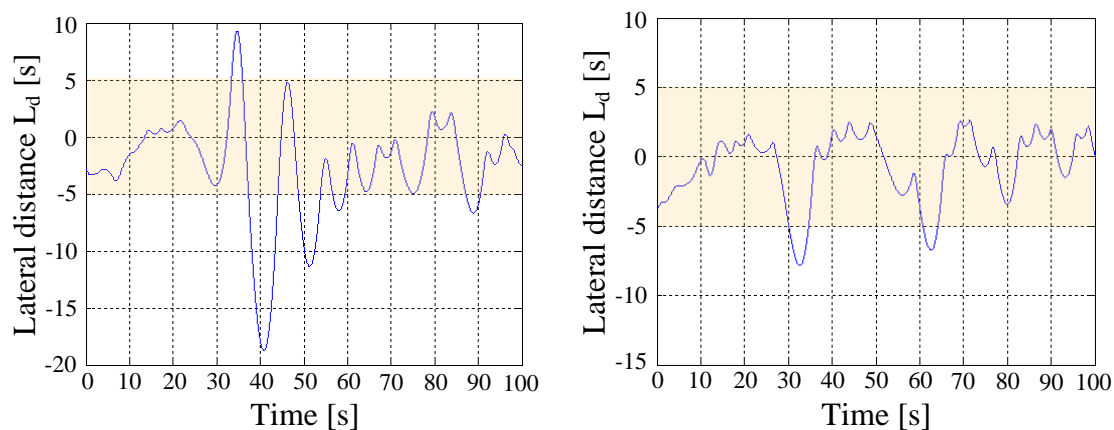
(e) Yaw rate  $\gamma$  [rad/s]

図 6.23 ヨーレート線形化操舵制御における定常円旋回の実験結果

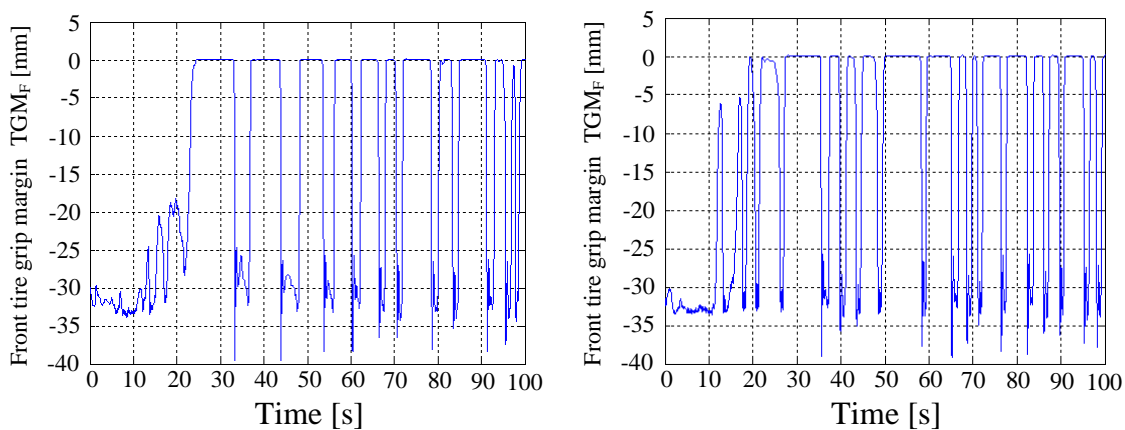
(右側：運転者 C 左側：運転者 D)

操舵感度線形化制御の結果を図 6.24 に示す。左側のグラフを運転者 C、右側を運転者 A の結果とする。(a)に車両横方向の位置を示す。運転者 C はヨーレート線形化制御の結果(図 6.24-(a)左側)よりも更にコースアウト距離が小さく抑えられている。操舵支援に慣れたした 60-100[s]は安定した走行が可能となる。運転者 A は、ほとんどコースアウトしなかった。(b)に前輪のタイヤグリップマージン(TGM)推定の結果を示す。また、操舵角と操舵トルク、ヨーレートの結果をそれぞれ、(c),(d),(e)に示す。両運転者とも、TGM がゼロとならないように、操舵角を戻しながら、車両運動を制御できている。また、操舵トルクを見ると、操舵角を戻すように、ハンドルへ反力がフィードバックされている。運転者の操舵感度を線形化することにより、運転者は路面状態の危険性について反力を介して、予測および認知することが可能となる。そして、運転者はハンドルの操作トルクを弱めると、路面反力(外乱)からの感度が高くなり、ハンドルを戻すように反力がフィードバックされ、車両横滑りを抑制した。

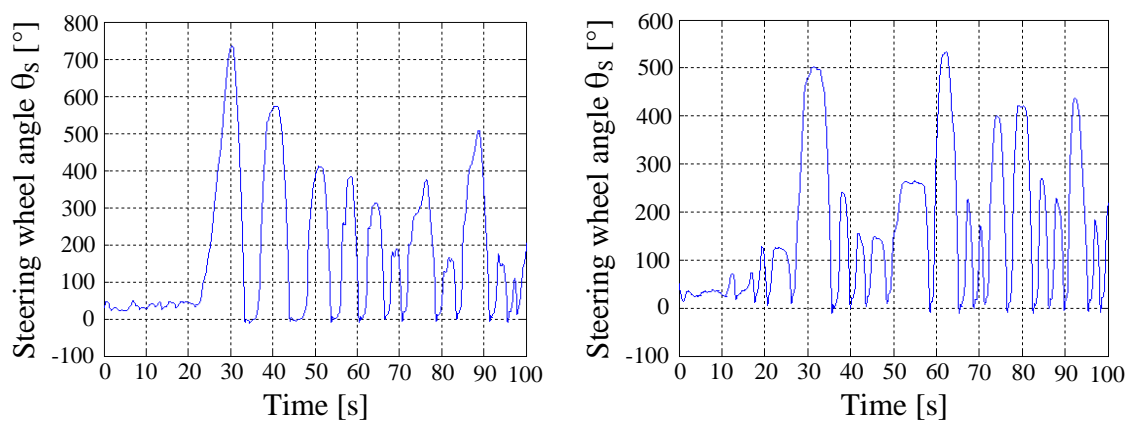
## 6.5 EPS と IWM の駆動力差を用いた電気自動車の実験検証



(a) Lateral distance  $L_d$  [m]



(b) Front tire grip margin  $TGM_F$  [mm]



(c) Steering wheel angle  $\theta_s$  [°]

図 6.24 操舵感度線形化制御における定常円旋回の実験結果（次ページへ続く）

（右側：運転者 C    左側：運転者 A）

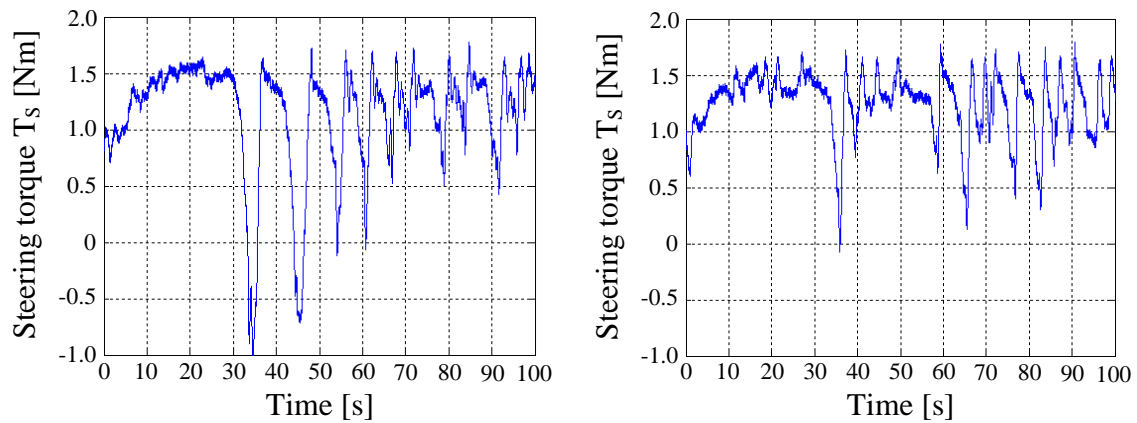
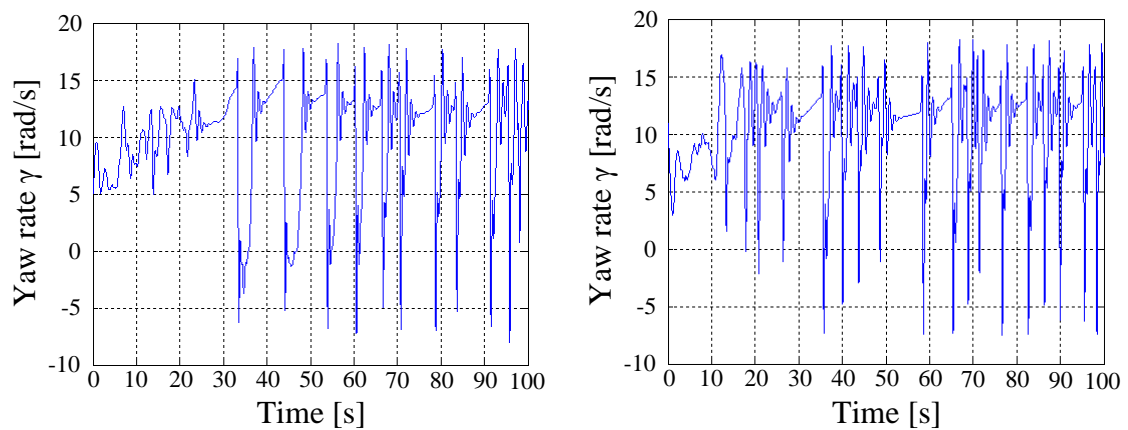
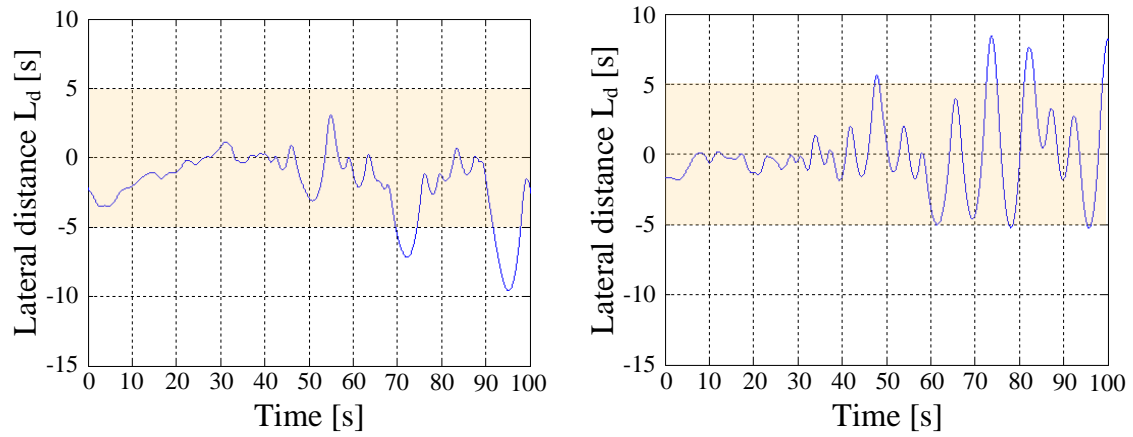
(d) Steering torque  $T_s$  [Nm](e) Yaw rate  $\gamma$  [rad/s]

図 6.24 操舵感度線形化制御における定常円旋回の実験結果

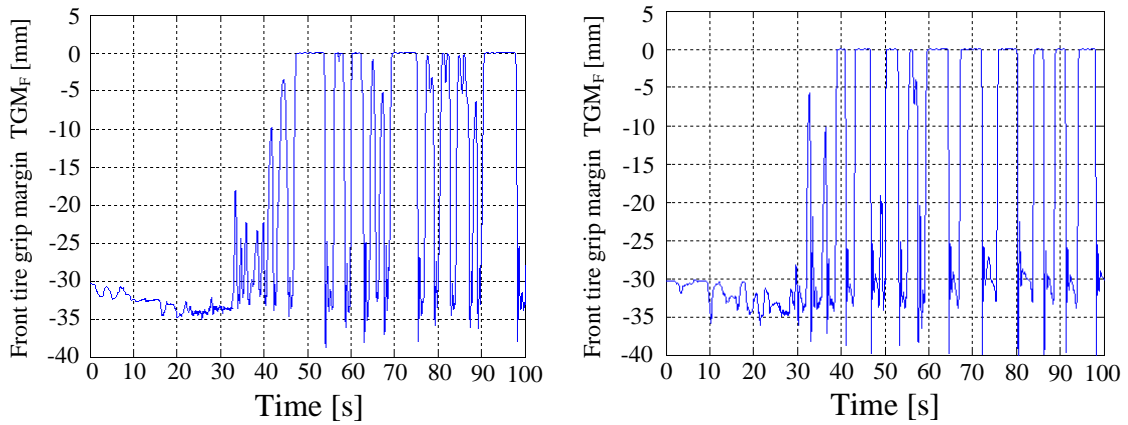
(右側：運転者 C 左側：運転者 A)

最後に操舵感度線形化制御とインホイールモータ(IWM)の制駆動力差によるヨーレート制御を組み合わせた結果を図 6.25 に示す。左側のグラフを運転者 C, 右側を運転者 D の結果とする。(a)に車両横方向の位置を示す。運転者 C はこれまでの結果の中で 1 番, コースアウト距離が小さく抑えられている。運転者 D もほとんど, コースアウトせずに走行できた。次に, タイヤグリップマージン(TGM)推定の結果を(b), 操舵角と操舵トルクを(c)と(d), ヨーレートを(e)に示す。操舵感度線形化制御のみの結果となる図 6.25-(b)と比較して, IWM の制駆動力差を利用した方が TGM の値がゼロにならないように走行できた。その理由は, (e)のヨーレートを図 6.24-(e)と比較すると, 制駆動力差を利用した方がヨーレートの値が増加しており, 操舵角を小さく抑えながら旋回することが可能となる。その結果, TGM の値がゼロになり難くなったと考察できる。

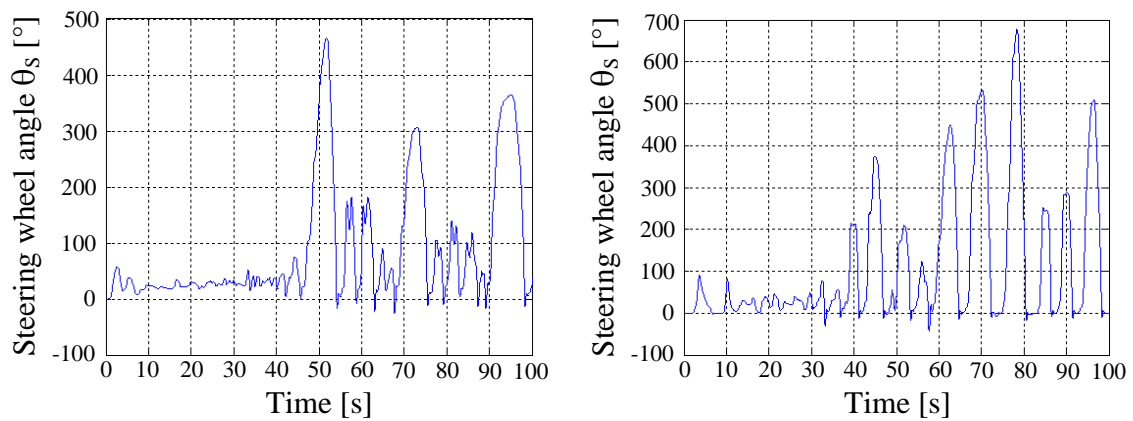
## 6.5 EPS と IWM の駆動力差を用いた電気自動車の実験検証



(a) Lateral distance  $L_d$  [m]



(b) Front tire grip margin  $TGM_F$  [mm]

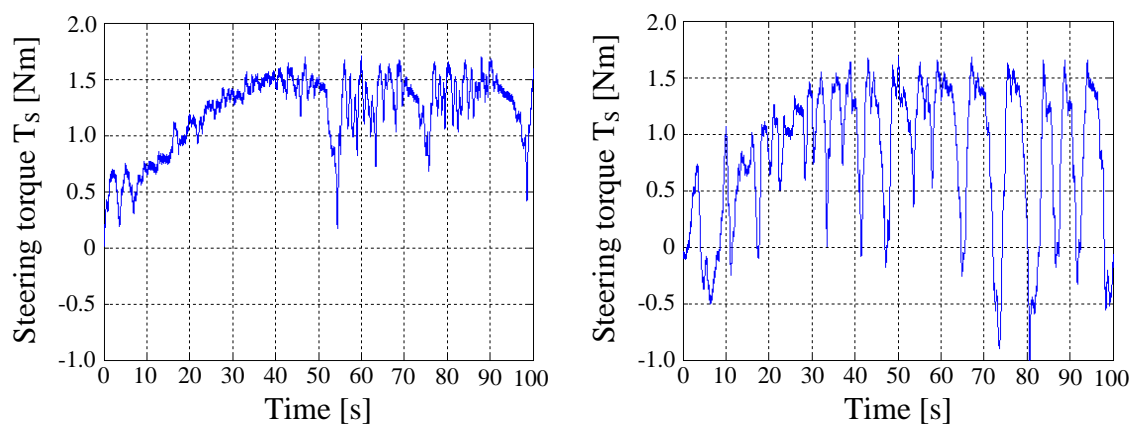


(c) Steering wheel angle  $\theta_s$  [°]

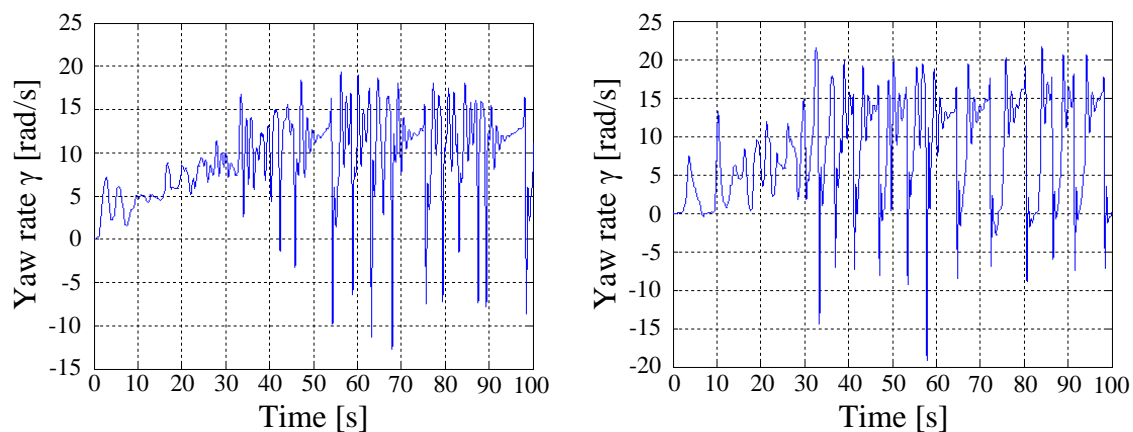
図 6.25 操舵感度線形化と IWM の駆動力差による定常円旋回の実験結果(次ページへ続く)

(右側：運転者 C 左側：運転者 D)

## 6.5 EPS と IWM の駆動力差を用いた電気自動車の実験検証



(d) Steering torque  $T_s$  [Nm]



(e) Yaw rate  $\gamma$  [rad/s]

図 6.25 操舵感度線形化と IWM の駆動力差による定常円旋回の実験結果

(右側：運転者 C    左側：運転者 D)

また、操舵制御においては、操舵感度が線形化されているので、路面状態の危険度を運転者は、反力を介して予知及び、認知することができた。図 6.24-(c),(d)の結果同様、路面反力が操舵反力として、ハンドルへフィードバックされることにより、操舵角を戻し、車両の横滑りを抑制できた。

## 6.5 EPS と IWM の駆動力差を用いた電気自動車の実験検証

4 人の運転者全員の実験結果を表 6.4 にまとめる。4 人全ての運転者において、二自由度制御、ヨーレート線形、操舵感度線形、操舵感度線形とインホイールモータの駆動力差の順に平均コースアウト距離が減少している結果が得られた。運転者 B が 4 人の中で一番の熟練ドライバーであり、二自由度制御においても平均コースアウト距離が小さい。しかしながら、他の 3 人と同様に平均コースアウト距離が減少傾向にあることから、熟練ドライバーにとっても、人間親和型制御が運転操作を妨げることはないと考えられる。また、ヨーレート線形より、感度線形の結果が良好なことから、運転者へのフィードバック反力制御の方が車両操作性よりも重要であることを示している。さらに、インホイールモータの駆動力差により、車両運動特性を向上させると、操作性が向上することが示唆された。

表 6.4 ドライビングシミュレータによる定常円旋回走行実験の平均コースアウト距離

No.	操舵制御手法	平均コースアウト距離 [m]			
		運転者A	運転者B	運転者C	運転者D
1	感度線形 with IWMs	0.008496091	0	0.255158798	0.130368436
2	感度線形	0.123263737	0.229923150	0.821688310	0.430580604
3	ヨーレート線形	0.733059020	0.573838242	2.232896265	1.005053700
4	二自由度制御	2.227318217	0.778215179	3.545441390	1.380779272

## 6.6 AFS による操舵干渉を低減化する反力制御の実験検証

4.3 項にて提案した操舵干渉を低減化する操舵反力手法をドライビングシミュレータ(DS)による実験により検証する。

### 6.6.1 実験方法

DS を用いて、アクティブ前輪操舵(AFS)の操舵干渉評価を行う。ただし、本実験は dSPACE と CarSim による DS が完成する前に検証している。当時はマイコンで操舵制御、モータの電流制御を全て計算処理しており、スペックの都合上、車両ダイナミクスを計算できなかった。そのため、前輪が路面から受ける反力  $T_R$  は式(6.5)として、セルフアライニングトルクとタイヤ摩擦を電気モータにより模擬している。路面反力はステアリング機構を介して、運転者へ反力  $T_f$  としてフィードバックされる。AFS による車両ダイナミクスの評価はできないが、路面反力変化による操舵干渉や AFS によって、車両ダイナミクスを制御するために必要な前輪舵角追従性、そして運転者とステアリング制御の親和性については十分に評価することができる。したがって、実験機はステアリング装置の制御と外乱として入力する路面反力を模擬している。上位の車両制御 ECU から AFS の差動角指令値が出力されたと仮定して、ステアリング制御 ECU は指令値に追従するように前輪角を制御する。その時の前輪角の指令値追従性と操舵干渉を評価する。

$$T_R = K_t \theta_t + C_t \dot{\theta}_t \quad (6.5)$$

### 6.6.2 AFS 実験設定

AFS 実験の設定を図 6.26 に示す。走行シチュエーションは実験開始と同時に運転者がハンドルを左側へ  $90^\circ$  にきり、コーナーを旋回中に車両制御 ECU がスリップを検知したと仮定し、3~4(s)にかけて AFS が自動操舵介入する。車両制御 ECU は図 6.26 の上図に示す AFS 差動角パターンを差動角指令値  $\Delta\theta^*$  として、ステアリング制御 ECU へ出力する。その時、ステアリング制御 ECU は指令値  $\Delta\theta^*$  に追従するように差動角  $\Delta\theta$  を位置制御する。AFS 動作中において、運転者は操舵角  $\theta_s$  を  $90^\circ$  に保舵するものとする。式(4.29)に従って計算すると、図 6.26 の下図に示すように、差動角指令値  $\Delta\theta^* = -60^\circ$  と操舵角  $\theta_s = 90^\circ$  を加算して前輪軸舵角  $\theta_f$  を  $30^\circ$  へ戻す制御を AFS 実験の設定とし、AFS による自動操舵は実験開始 3 秒後に介入する。AFS 設定 1 の場合は、図 6.26 の実線に示すように、3.0-3.3(s)に角速度-200( $^\circ$ /s)で前輪軸舵角を  $90^\circ$  から  $30^\circ$  まで戻し、0.4 秒間、前輪軸舵角を  $30^\circ$  に維持する。その後、3.7-4.0(s)において、角速度 200( $^\circ$ /s)で前輪軸舵角を  $30^\circ$  から  $90^\circ$  まで戻し、AFS による自動操舵介入が終了し、通常操舵に復帰する。一方、AFS 設定 2 は、図 6.26 の点線に示すように、3.0-3.2(s)と 3.8-4.0(s)において、差動角の傾きを AFS 設定 1 と比較して、1.5 倍に増加させた場合を検証している。

## 6.6 AFS による操舵干渉を低減化する反力制御の実験検証

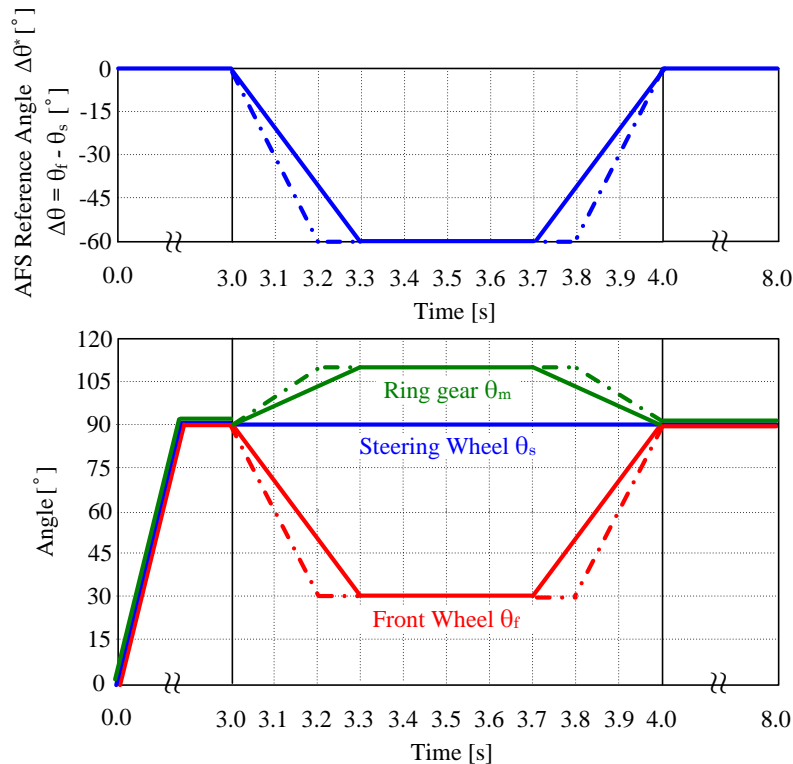


図 6.26 AFS 実験の差動各指令値と各軸の角度関係

### 6.6.3 実験結果

前項にて述べたステアリング実験装置により, AFS の操舵干渉を検証する。評価項目をまとめると以下となる。

- (1). 前輪軸舵角  $\theta_f$  が  $30^\circ$  まで戻されていること
- (2). 操舵角  $\theta_s$  が  $90^\circ$  に維持されていること
- (3). 適度な操舵反力  $T_s$  が運転者へ伝達されていること

従来の差動角制御, 本論文において提案する可変アシスト比制御, 路面反力推定と可変ダンピング制御に基づく操舵反力制御の 3 手法において, 評価を行った。

#### (1) AFS 設定 1 の実験結果

AFS による操舵角と前輪軸角の差動各指令値  $\Delta\theta = -60^\circ$ , 差動角速度を  $200^\circ/\text{s}$  とした時の実験結果を示す。

##### (a) 従来の差動角制御

路面反力を制御せず, 差動角のみ制御した場合の実験結果を図 6.27 に示す。AFS による操舵介入が行われる 3-4(s)において, 操舵角  $\theta_s$  と前輪軸舵角  $\theta_f$  の間の差動角  $\Delta\theta = -60^\circ$  は実現できている。しかしながら, 前輪軸舵角は  $30^\circ$  まで戻されるべきであるが,  $40^\circ$  までしか戻さ

## 6.6 AFS による操舵干渉を低減化する反力制御の実験検証

れていない。原因は操舵反力トルクが急激に減少したことにある。つまり, AFS による自動操舵介入により, 前輪が戻され, 前輪舵角が小さくなる。(6.5)式より, 同時に前輪が路面から受ける反力  $T_R$  も小さくなり, 運転者が受ける操舵反力も減少した。運転者は反力が減少したことにより, ハンドルが軽くなり, ハンドルを保舵できず,  $100^\circ$  まで切ってしまった。

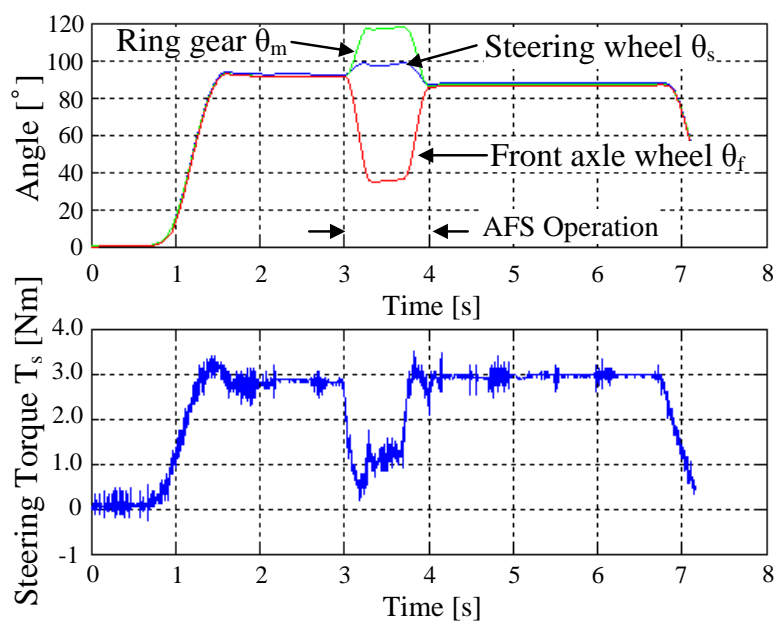


図 6.27 差動角制御による AFS 設定 1 の実験結果

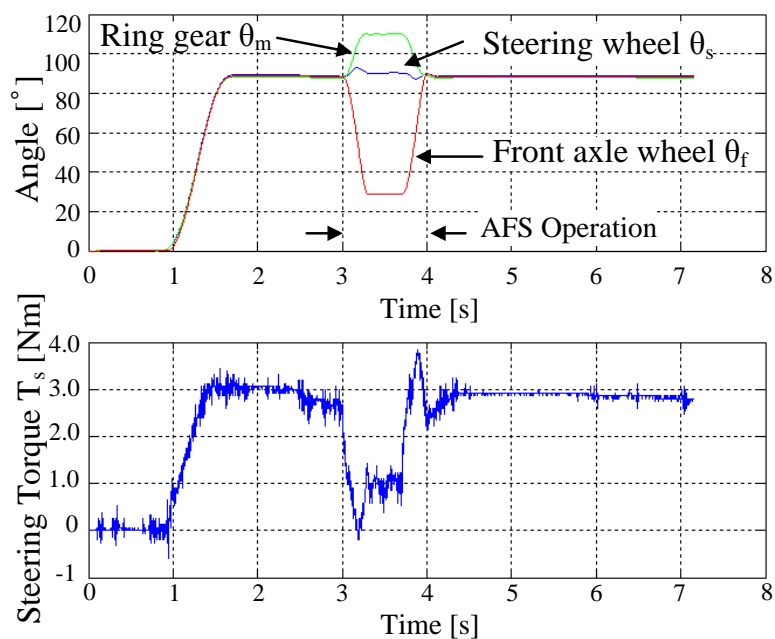


図 6.28 ハンドルを強く握った場合の実験結果

## 6.6 AFS による操舵干渉を低減化する反力制御の実験検証

その結果、差動角制御により、前輪軸舵角も底上げされ、 $40^\circ$  までしか戻らなかった。つまり、運転者の感覚が操舵制御系に干渉している。差動角制御に問題はないか確認するため、追加実験として、ハンドルを強く握った場合の実験結果を図 6.28 に示す。運転者が意識を集中してハンドルを  $90^\circ$  に保舵しているので、反力に変化しても操舵干渉が軽減できている。しかしながら、常に全意識をハンドル操作に集中することは運転者にとって、大きな負担となる。また、運転者は適度なリラックス状態でハンドルを操作していることが多い。それゆえ、操舵干渉を抑制するため、運転者へ伝達する反力を制御する必要がある。

Steer-By-Wire(SBW)による規範モデル反力制御の AFS 実験結果を図 6.29 に示す。前輪角は  $30^\circ$  まで戻っており、操舵角は  $90^\circ$  に保たれている。また、操舵力を見ると一定の反力を伝達できている。つまり、SBW は差動ギヤによる差動角度制御の時に問題となった操舵干渉は全く起こらない。その理由は、SBW はハンドルと前輪軸に機構部品がないため、ハンドルの反力と前輪側の舵角を独立に制御可能であること。そして、規範モデル反力制御は AFS 操舵介入時において、前輪が路面から受ける反力を全く運転者へ伝達しないからである。一見、この制御手法で良さそうに思われるが、運転中に道路縁石に触れた時や砂利道などの路面反力が全く伝達できないことが問題となる。また、運転者への危険認知手段として操舵反力を利用する場合、路面反力は適切に運転者へフィードバックすべきであると筆者は考えている。そこで、AFS による操舵干渉を低減させ、かつ路面反力を運転者へ伝達できる操舵反力制御が重要となる。

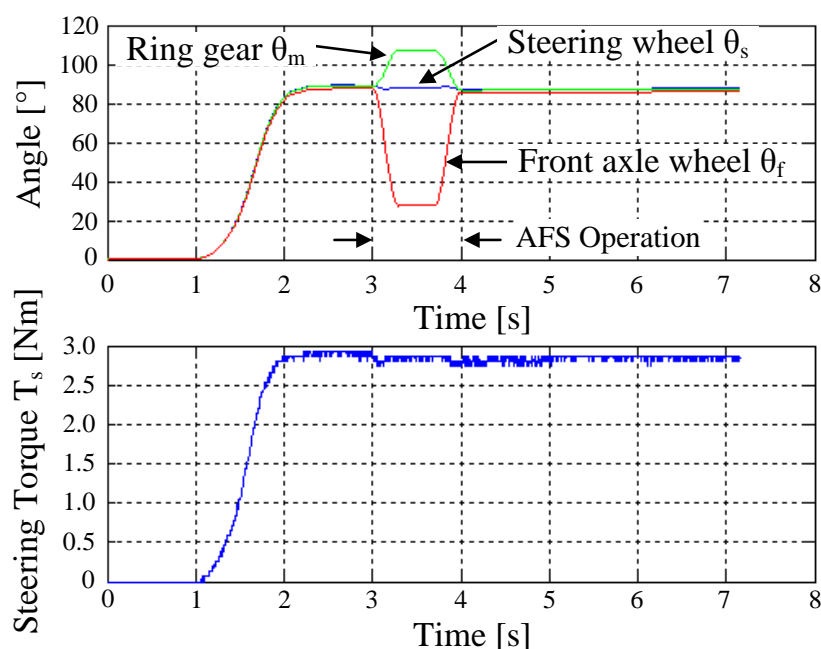


図 6.29 ステアバイワイヤの規範モデル反力制御による AFS 設定 1 の実験結果

## (b) 可変アシスト比制御

可変アシスト比制御の実験結果を図 6.30 に示す。操舵トルクにおいては、図 6.27 に示した固定アシストゲインの実験結果より、トルク抜けが抑えられていることが分かる。また、操舵角はほぼ  $90^\circ$  に保たれており、前輪軸舵角は  $30^\circ$  まで戻っている。本結果より、可変アシスト比制御によるトルク補償は操舵干渉の非干渉化を実現するために有効的な手法であることが示された。しかし、AFS 動作の開始と終了時において操舵力に微少のトルク変動が見られた。ステアリング装置のウォームギヤの摩擦による影響と考えられる。

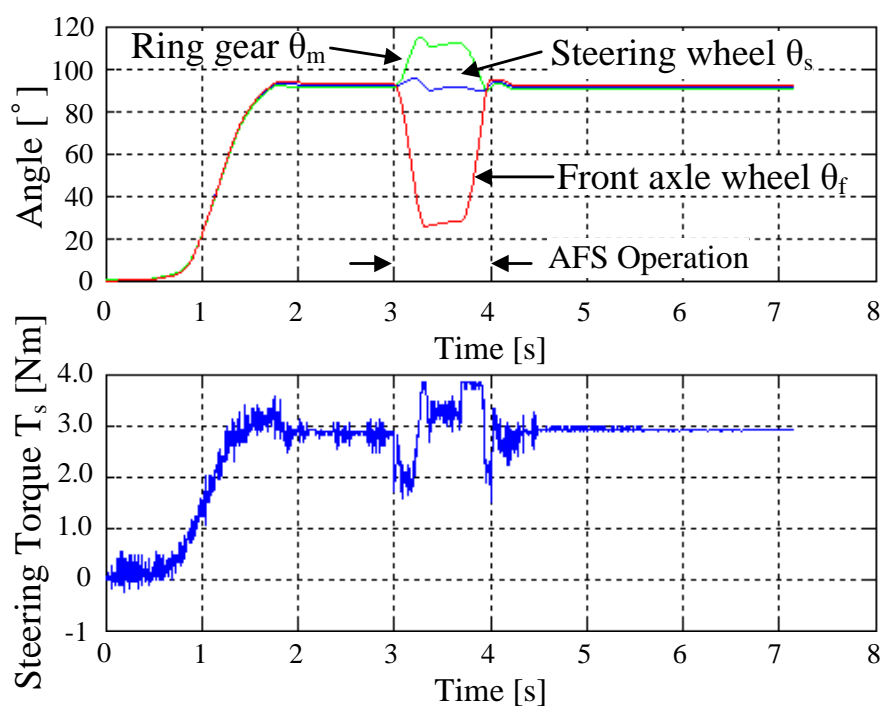


図 6.30 可変アシスト比制御による AFS 設定 1 の実験結果

## (c) 路面反力推定と可変ダンピング制御に基づく操舵反力制御

路面反力推定と可変ダンピング制御に基づく操舵反力制御の実験結果を図 6.31 に示す。路面反力推定オブザーバのフィードバックゲイン  $G_b=1.3$  とした。路面反力を推定し、運転者へ操舵反力としてフィードバックすることにより、操舵トルクのトルク抜けが補償でき、操舵角が  $90^\circ$  に保舵されている。また、前輪角は指令値の  $30^\circ$  に追従している。通常の操舵系は前輪角が戻されることにより、操舵反力が減少し、操舵干渉を引き起こしてしまうが、提案手法は逆にハンドルを戻すようにパワーアシストすることにより、干渉を抑制している。

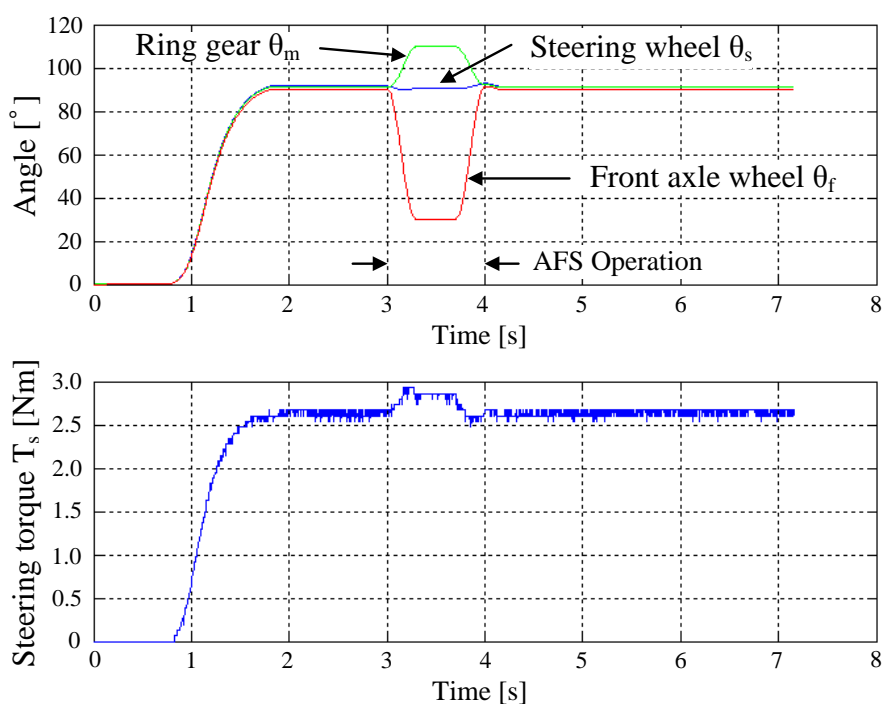


図 6.31 路面反力推定に基づく操舵反力制御による AFS 設定 1 の実験結果

## (2) AFS 設定 2 の実験結果

AFS による操舵角と前輪軸角の差動各指令値  $\Delta\theta = -60^\circ$ , 差動角速度を  $300^\circ/\text{s}$  とした時の実験結果を示す。設定 2 は設定 1 と比較して、差動角指令値の角速度を 1.5 倍としている。その時の操舵トルクの振動抑制効果を検証する。

### (a) 従来の差動角制御

差動角のみ制御した場合の実験結果を図 6.32 に示す。図 6.27 の実験結果よりも操舵トルクのトルク抜けが増加し、振動も大きくなっている。そのため、図 6.27 の結果と同様、操舵干渉を引き起こし、前輪軸舵角は  $40^\circ$  までしか戻らなかった。

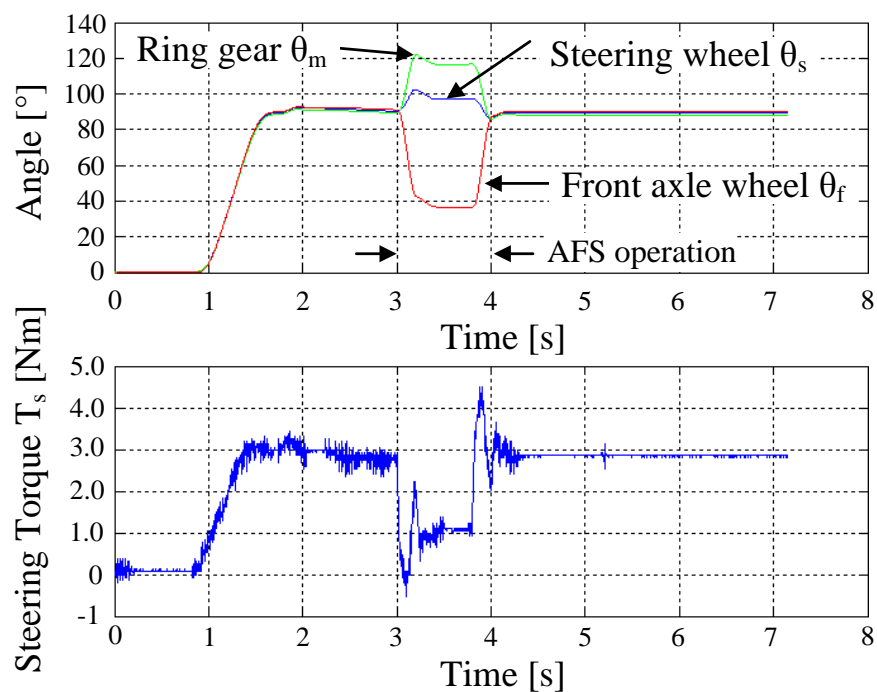


図 6.32 差動角制御による AFS 設定 2 の実験結果

## 6.6 AFS による操舵干渉を低減化する反力制御の実験検証

### (b) 可変アシスト比制御

可変アシスト比制御の実験結果を図 6.33 に示す。図 6.32 と比較して、操舵干渉は抑制され、前輪軸舵角  $\theta_f$  は  $30^\circ$  まで戻っている。しかしながら、操舵トルクは AFS 動作開始と終了時において大きく振動しており、運転者の保舵を妨げている。可変アシスト比制御は操舵角と前輪軸舵角の比によってアシスト比を決めているので、タイヤやウォームギヤ等の摩擦によるトルク振動が抑制されず、角速度の早い AFS による操舵アシストをする場合、運転者は操舵角  $\theta_s$  を  $90^\circ$  に保舵することが困難となった。

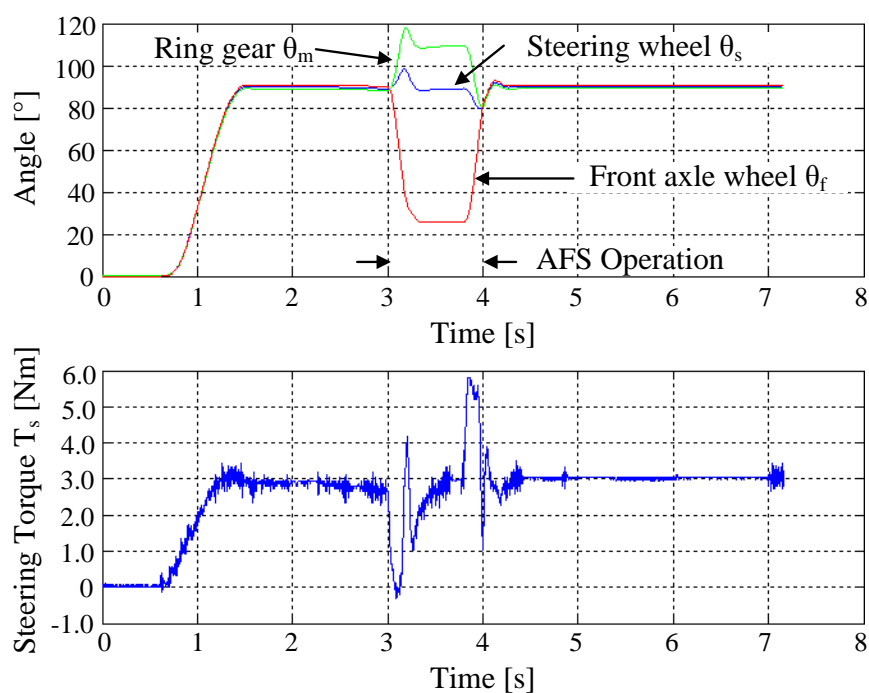


図 6.33 可変アシスト比制御による AFS 設定 2 の実験結果

## (c) 路面反力推定と可変ダンピング制御に基づく操舵反力制御

まず始めに、可変ダンピング制御なしとして、路面反力のみ制御した場合の実験結果を図 6.34 に示す。路面反力推定オブザーバのフィードバックゲイン  $G_b=1.3$  とし、ハンドルを戻すように路面反力をフィードバックしているため、操舵角は  $90^\circ$  に保舵され、前輪軸舵角は  $30^\circ$  まで戻っており、操舵干渉は非干渉化されている。しかしながら、操舵トルクに微少な振動が生じている。路面反力推定オブザーバにおける前輪ステアリング  $P(s)$  の摩擦推定誤差により、トルク補償が不十分となったと推察できる。

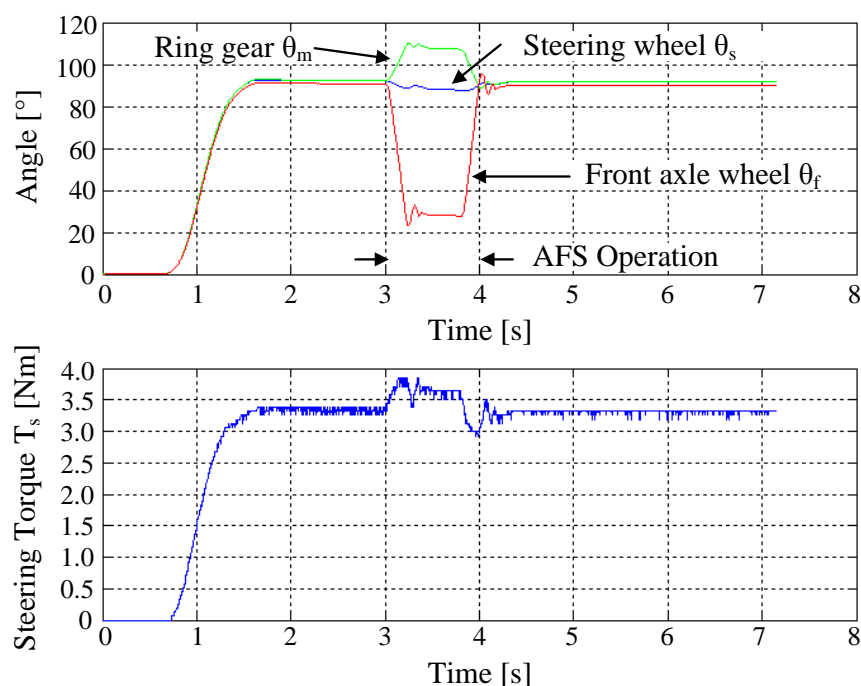


図 6.34 路面反力推定に基づく操舵反力制御による AFS 設定 2 の実験結果

次に、可変ダンピング制御を加えた場合の実験結果を図 6.35 に示す。図 6.34 の実験結果と比較すると、操舵トルクの振動が抑制され、操舵角はより  $90^\circ$  に維持されている。可変ダンピング制御は、AFS による差動角速度に応じて、操舵トルクと操舵角のヒステリシス幅を制御することにより、操舵トルク振動を抑制し、操舵干渉を抑制している。AFS による操舵干渉を非干渉化するには、路面反力制御と可変ダンピング制御を組み合わせると、より効果的であることが実験により、示唆された。

## 6.6 AFS による操舵干渉を低減化する反力制御の実験検証

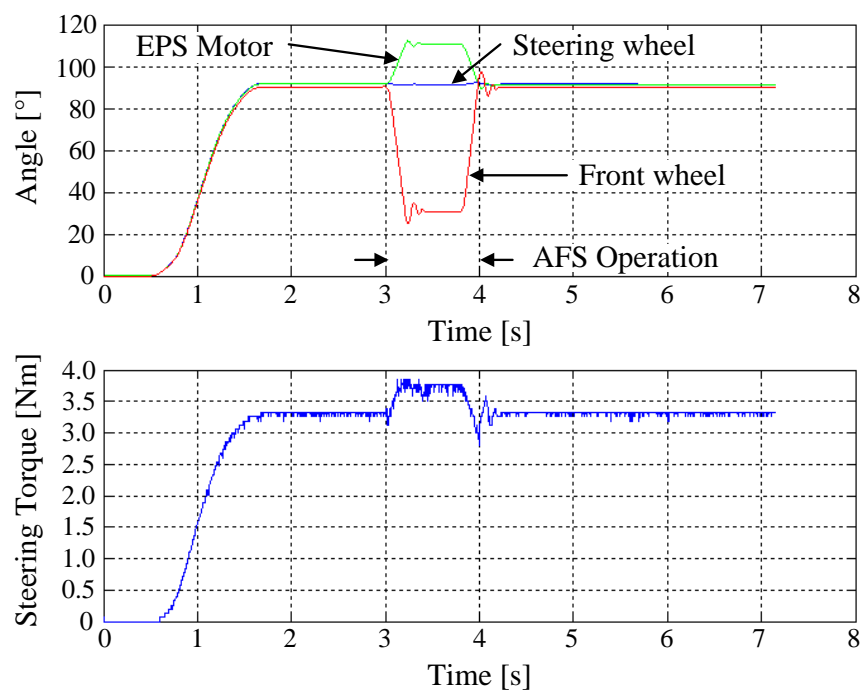


図 6.35 路面反力推定と可変ダンピング制御に基づく操舵反力制御による  
AFS 設定 2 の実験結果

## 第7章 結論

本章は、本論文のまとめと今後の展望について述べる。

### 7.1 本論文のまとめ

第1章は、本論文における研究背景から研究目的までを導いた。まず始めに、これまでの自動車安全技術の歴史、交通事故推移、および交通事故の原因を調査した。自動車の安全技術は衝突安全(パッシブセーフティ)技術と事故を未然に防ぐ(アクティブセーフティ)技術の2つに大別される。近年における交通事故の大半はヒューマンエラーに起因していることから、人間のミスを的確に検知し、未然に危険を回避するアクティブセーフティ技術が盛んに研究されており、いくつかの研究文献について紹介した。次に、交通事故の心理学説であるリスクホメオスタシス理論について関連研究を調査し、本論文における運転者と安全に対する考え方を示した。リスクホメオスタシス理論によれば、交通事故を減少させるためには、人間のリスク目標水準を下げなければならない。それには、運転者にリスクを分かり易く認知させなければならない。そこで、本論文は運転者と車両のインタフェースである電動パワーステアリングを主体とした人間親和型のアクチュエータ制御を主として、以下の3点について提案した。

1. タイヤのグリップマージンを定量的に推定し、路面状態の危険度を数値化させた。
2. 人間の感覚特性に基づくパワーアシスト手法により運転者の危険予測、認知能力、危険回避能力を向上させた
3. アクティブ前輪操舵による操舵干渉を低減化し、自動操舵と運転操作の親和性を向上させた

さらに、本章は人間親和型モーションコントロールに関連する先行研究について調査した。具体的には、1). ステアバイワイヤや差動機構を利用したアクティブ操舵の研究、2). 路面状態を検出するセンサや推定手法、3). レーダーやカメラを利用して障害物や他車両を検出する研究事例、4). 完全無人自動運転の研究事例、5). 電気自動車のインホイールモータの駆動力差を利用した安定旋回制御の研究事例である。

第2章は電気自動車の車両運動方程式やタイヤ力学の基礎を説明した。自動車は、路面とタイヤ間の横力(タイヤ回転面に対する横方向の摩擦力)により、横運動と旋回運動を定義することができる。横力は、タイヤスリップ角や路面状態により変化し、タイヤスリップ角が小さい領域において線形特性となるが、逆に大きい領域においては非線形特性となる。そして、横力が非線形となりタイヤと路面間の摩擦限界を超えると、車両運動が不安定となる。

## 7.1 本論文のまとめ

また、操舵装置によるアクティブ前輪操舵が車両の安定旋回制御に効果的であることをシミュレーションにより検証した。

第3章は、人間親和型モーションコントロールの大きな柱の1つである、路面状態の危険度を数値化する手法について提案した。まず始めに、第2章において説明したタイヤ力学の基礎を非線形領域まで拡張し、タイヤスリップ角と横力の関係式を導出した。そして、タイヤと路面間に生じる横力とセルフアライニングトルクの関係式から、タイヤグリップマージン(TGM)を定量的に推定する手法を示した。TGMにより路面状態の危険度を数値化することにより、危険予知領域まで自動車の安全性を確保することが可能となる。ただし、TGMを推定するには、セルフアライニングトルクを精度よく推定する必要がある。本課題に関しては最尤推定法を用いて、ステアリングモデルを同定し、電動パワーステアリング(EPS)と路面反力推定オブザーバを利用することにより、セルフアライニングトルクを高精度に推定した。さらには、TGMに基づきインホイールモータ(IWM)の駆動力差を制御することにより、車両旋回運動を安定化させる手法を提案した。電気自動車による車両運動の入力変数は、ステアリング操作による前輪舵角とIWMの駆動力差の2つとなる。TGMがゼロとなった時、タイヤはスリップ状態となり、前輪舵角による横力は飽和状態となっている。第2章のシミュレーションにおいて示したように、横力の飽和は車両運動を不安定にさせる。そこで、TGMと前輪舵角に応じてIWMの駆動力差を制御し、車両旋回運動を安定化させる手法を提案した。

第4章は、EPSや遊星歯車を利用したステアリングシステムにより、運転者と自動車の親和性を向上させる操舵制御を3つ提案した。

### (1). 運転者の操舵感度を線形化させる操舵感度線形化制御

運転者はステアリングを操作しながら、車両運動を制御している。同時に、ステアリングシステムは前輪と路面間に生じる反力を外乱として受け、運転者へ操舵反力としてフィードバックされる。運転者は操舵反力から車両状態や路面状態を認識し、車両を操作している。この操舵反力の中には、運転操作に必要な情報と不要な情報が両方含まれている。そこで、まず始めに路面外乱感度に基づく二自由度操舵制御を提案し、運転操作に必要な反力と不要な反力を周波数帯域によって分別した。

次に、運転者の危険予知や認知能力を向上させる操舵感度線形化制御を提案した。運転者はトルク入力によりステアリングを操作し、同時に車両運動や路面情報を操舵反力として感じる。運転者は入力トルクと感じた操舵反力の傾きである感度を認知している。本来、人間の感度は非線形特性であるが、感度を線形化することにより運転者は反力を介して、車両や路面状態を捉え易くなる。例えば、路面状態が悪い場合やタイヤの横力が飽和し、車両が横滑りしそうな場合は操舵反力が減少する。感度が線形化されると、この影響を予知及び、認知し易くなる。

### (2). 運転者が操作するハンドル角と車両運動のヨーレートを線形化させる

#### ヨーレート線形化制御

人間の三半規管(前半規管, 後半規管, 外半規管)はそれぞれが  $90^\circ$  に傾いており, 3 軸(X, Y, Z)の回転運動を感知することができる。二次元の車両運動において, 運転者は操舵角を操作し, ヨーレートを制御している。そこで, EPS と遊星歯車を利用した差動機構ステアリングや IWM の駆動力差を用いて, 操舵角からヨーレートを線形化する制御を提案した。前項の感度線形化制御と同様, 運転者の操作入力と感知するフィードバック量を線形化させている。ヨーレート線形化により, 運転者の操作性を向上させている。

### (3). アクティブ前輪操舵における操舵干渉の非干渉化制御

(1),(2)項は, 車両横滑り等の危険が発生する前に運転者をアシストする手法であった。一方, (3)は危険が発生する直前に運転者をアシストする手法である。アクティブ前輪操舵(AFS)は, 運転操作ミスにより車両運動が不安定となった時, 能動的な自動操舵により, 車両運動を安定化させる。しかしながら, AFS による自動操舵と運転操作は操舵干渉するため, 広く実用化されていない。操舵干渉の原因は AFS による自動操舵が介入する際, 運転者へ予期できない反力が伝達されるためである。そこで, 自動操舵と運転操作の親和性を向上させる操舵反力制御手法を提案した。

第5章は, 自作したドライビングシミュレータ(DS)のハードウェアや車両運動シミュレータソフト CarSim の設定を記載し, 次章の実験検証に必要なセットアップ方法を示した。DS の操舵機構は, 1 組の遊星歯車と 2 つの EPS により構成されており, 遊星歯車と EPS の制御側をプログラムで変更することにより, 全ての提案手法について実験検証が可能となることを示した。

第6章は, 第3章と第4章において, 提案した制御手法について MATLAB/Simulink や CarSim を用いたシミュレーションや DS により有効性を検証した。第3章において提案した, タイヤグリップマージン(TGM)推定に基づく電気自動車の旋回安定化制御は CarSim を利用して検証した。走行条件は雪道( $\mu=0.5$ )におけるダブルレーンチェンジとした。制御なしの場合は, TGM がゼロとなってから, 車両が横滑りを起こし, コースアウトしてしまった。一方, 制御ありの場合は TGM 値がゼロとなった時に IWM の駆動力差により車両旋回運動の安定化が可能であることが示された。本結果から, TGM による路面状態の危険度の数値化は, 危険予知や車両運動を安定化させるために極めて有効的な手段であることが示唆された。第4章において提案した, 運転者と車両の親和性を向上させるヨーレート線形化制御や操舵感度線形化制御は MATLAB/Simulink によるシミュレーションと DS を用いて有効性を検証した。MATLAB/Simulink においては, 提案手法における EPS や遊星歯車の制御則及び, 操舵感度特性やヨーレート特性を検証した。同時に, 路面外乱やヨーレート外乱に対するロバスト性においても議論した。DS による実験においては, 低速, 中速, 高速コーナーを含む

## 7.1 本論文のまとめ

走行コースや濡れたアスファルト路( $\mu=0.75$ )の定常円旋回走行による被験者評価を行った。運転上級者は路面摩擦が低く、車両が横滑りしやすい状況においても、運転操作に必要な路面反力のみをフィードバックする二自由度制御のみで、十分に運転が可能であることが示された。一方、通常の運転者にとっては反力から路面状態の予測や認知が不十分となり、操作が困難となった。一方、ヨーレート線形化制御は運転者の操作性が向上することにより、修正操舵が大幅に改善された。しかしながら、タイヤがスリップ状態となった場合、ヨーレート特性は非線形となり、大きなコースアウトを度々起こした。操舵感度線形化制御の場合、運転者は TGM がゼロとならないように、操舵角を戻しながら、車両運動を制御できており、二自由度制御やヨーレート線形化制御と比較して、コースアウトが飛躍的に改善された。また、操舵トルクを見ると、操舵角を戻すように、ハンドルへ反力がフィードバックされていた。運転者の操舵感度を線形化することにより、運転者は路面状態の危険性について反力を介して、予測および認知することが可能となる。そして、運転者は危険を認知してハンドルの操作トルクを弱めると、路面反力(外乱)からの感度が高くなり、ハンドルを戻すように反力がフィードバックされ、車両横滑りを抑制した。操舵感度線形化制御とインホイールモータの駆動力差によるヨーレート線形化制御を組み合わせた場合は被験者全員において、ほとんどコースアウトせずに走行できた。操舵感度線形化制御のみの結果と比較して、インホイールモータの駆動力差を利用した方が操舵角に対するヨーレートの値が大きくなっており、操舵角を小さく抑えながら旋回することが可能となる。その結果、路面摩擦が低くなった場合においても TGM の値がゼロになり難くなり、運転者は車両運動を制御できるようになったことが示された。

最後に、AFS による自動運転と運転操作の操舵干渉を低減化するための操舵反力制御手法について議論した。操舵干渉の原因は AFS による自動操舵が介入する際、運転者へ予期できない路面反力が伝達されるためである。そこで、第 4 章において、自動操舵と運転操作の親和性を向上させる 2 手法の操舵反力制御を提案した。本章は DS を用いて、操舵干渉の低減化について検証した。可変アシスト比制御は、AFS の自動操舵による修正舵角に比例して、運転者のアシスト量を制御することにより、従来の AFS 制御と比較して、操舵干渉を大幅に低減化した。路面反力は前輪角に比例したセルフアライニングトルクが大部分を占めるため、AFS による前輪の修正舵角に比例したアシスト量を制御することが有効的であることが示された。しかしながら、路面反力はステアリング機構やタイヤの摩擦が影響するため、前輪角速度の速い修正操舵において、操舵干渉の抑制が不十分となる。一方、路面反力推定と可変ダンピング制御に基づく操舵反力制御においては、EPS モータとオブザーバを利用して、路面反力を直接的に推定し、操舵反力を補償するため、前輪角速度の速い修正操舵においても、操舵干渉が十分に抑制可能であることが示された。

## 7.1 本論文のまとめ

安全は人間のリスク管理にあると考えている。危険と判って行動すれば当然、事故につながる。そのため、人間に危険を予知及び、認識させることが重要となる。また、人間は危険を予見することが苦手である。本研究は、電気モータを利用したタイヤグリップマージン推定手法により路面状態の危険度を数値化し、危険を予見した。また、運転者と車両の親和性を向上させることにより、運転者の危険予知及び、認知能力、さらには操作性を向上させることが可能であることを DS による実験において示した。

最後に本論文を読み、自動車安全性の研究に興味を持って頂けると幸いである。

## 7.2 今後の展望

これまで、研究していく過程で感じた事、もっと時間があれば、検討や実験したかった事などを下に今後の展望を3つ挙げておく。この論文を読み、興味を持って頂いた方や、人間特性を明らかにしたいと考えた方の研究の手助けとなれば、幸いである。

### 7.2.1 人間の特性を取り入れた新しい制御手法の提案

本論文は人間の感度特性を取り入れた操舵制御手法を提案したが、人間の視覚特性や他の感覚特性等を取り入れた制御を検討することも可能である。また、逆の捉え方もある。制御手法や制御パラメータによって、人間の適用能力がどのように変化するかを実験により評価し、人間の特性を明らかにしていくアプローチである。多少、泥臭い研究になると思われるが、人間の感覚特性はまだ明らかになっていないので、研究の意義がある。

### 7.2.2 実車試験

本論文においては、タイヤグリップマージン(TGM)推定手法や TGM に基づく旋回安定化制御の原理を示し、車両運動シミュレータ CarSim による検証をした。しかしながら、実車検証が残っている。また、TGM に基づく様々な車両運動安定化制御を検討できる。例えば、TGM が 0 にならないようなロバスト制御系を電気自動車で設計することも可能である。しかしながら、人間特性の実験はできる限り、走行環境や運転状況を揃える必要があるため、ドライビングシミュレータで検証した方が効果的であると考えている。

### 7.2.3 人間モデルや人間特性の評価手法の提案

人間の運転行動は大きく分けて、(1) 認知、(2) 判断、(3) 行動 と考えることができる。人間モデルに関しての論文もあるが、運転状況や人間によってバラツキが出る。そこで、人間のモデルとマルチセンサや制御による状態推定を組み合わせた評価手法を検討したい。また、筆者は個性を認める方が人間として豊かであると考えているので、運転者のモデル同定に応じた、人間親和型の電気自動車が検討できると面白いと考えている。

運転に限定するわけではないが、人間親和型のアクチュエータを装備すると、運転した時に危険予知能力や回避能力が向上するような豊かな研究を今後も検討していきたい。

## 謝辞

5年間にわたり、厳しくて暖かい、人情溢れるご指導をくださった堀 洋一 教授に感謝いたします。ミーティングや学会発表時に厳しいコメントを下された藤本博志准教授、研究室の先輩として、様々な助言を下された呉 世訓助教、居村岳広助教に感謝します。実験機として大活躍したドライビングシミュレータの製作を協力して頂いた内田利之技官に感謝します。研究室生活を通して苦楽を共にし、兄弟のように仲良く過ごせた優秀な研究室の学生達、様々なアドバイスをしてくださった卒業生の皆様、企業の皆様に心から感謝します。

研究面以外においても精神力がタフな男となるように教育してくれた星野 洋 教授に感謝いたします。

最後に、これまでの人生において私の自由な行動に全く反対せず、会社を退職し、大学院へ行くことに応援してくれた父母に感謝いたします。

## 発表文献

### (1) 査読付き学術誌論文

1. Ryo Minaki and Yoichi Hori : "Experimental Verification of Reactive Torque Control Based on Driver Sensitivity to Active Front Steering", IN-TECH book -Advances in Motor Torque Control-, pp.11-30, ISBN 978-953-307-686-7, 2011.9
2. Ryo Minaki and Yoichi Hori : "Driver-Friendly Yaw Rate Control Based on Electric Power Steering and In-Wheel-Motors on Electric Vehicle", International Journal of Vehicle Autonomous System (Accepted)
3. 皆木亮・星野洋・堀洋一：「運転者の反力制御に基づくアクティブ前輪操舵の実験的検証」,電気学会産業応用部門 論文誌 (受理)
4. 皆木亮・堀洋一：「運転者の感覚特性に基づく操舵アシスト制御の人間工学的検証」,電気学会産業応用部門 論文誌 (投稿準備中)

### (2) 査読なし学術誌論文

1. 皆木亮・星野洋・堀洋一：「運転者の感度特性に基づく反力制御によるアクティブ前輪操舵の実験的検証」, 東京大学 生産研究 研究解説, 第 61 巻・第 6 号, pp.19-24, 2009.11

### (3) 国際会議論文(3のみ査読無し, 口頭による発表。3以外は全て査読付, 口頭による発表)

1. Ryo Minaki , Hiroshi Hoshino, Yoichi Hori "Ergonomic Verification of Reactive Torque Control Based on Driver's Sensitivity Characteristics for Active Front Steering ", The 5<sup>th</sup> IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, Michigan, USA, 2009.9
2. Ryo Minaki , Yoichi Hori "Experimental Verification of Driver-Friendly Reactive Torque Control Based on Driver Sensitivity to Active Front Steering ", The 35<sup>th</sup> Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society, Porto, PORTUGAL, 2009.11
3. Ryo Minaki , Yoichi Hori "Ergonomic Verification of Driver-Friendly Reactive Torque Control Based on Driver Sensitivity to Active Front Steering ", The University of Tokyo and Seoul National University Joint Seminar, Seoul, Republic of Korea, 2010.3
4. Ryo Minaki , Yoichi Hori "Two Degree of Freedom Yaw Rate Control Based on Cornering Stiffness Using Planetary Gear Steering System ", The 33<sup>th</sup> FISITA 2010 WORLD AUTOMOTIVE CONGRESS, Budapest, HUNGARY, 2010.5
5. Ryo Minaki , Hiroshi Hoshino, Yoichi Hori "Driver Steering Sensitivity Design Used on Road Reaction Torque Estimation and Viscous Friction Compensation to Active Front Steering", IEEE International Symposium on Industrial Electronics, Bari, ITALY, 2010.7
6. Ryo Minaki , Yoichi Hori "Two Degree of Freedom Control of Active Front Steering System Using Planetary Gear ", The 10<sup>th</sup> International Symposium on Advanced Vehicle Control, Loughborough, UK, 2010.8
7. Ryo Minaki , Yoichi Hori "Study on Cornering Stability Control Based on Pneumatic Trail Estimation Using Dual Pitman Arm Type Steer-By-Wire on Electric Vehicle ", The 6<sup>th</sup> IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, Lille, FRANCE, 2010.9
8. Ryo Minaki , Yoichi Hori "Two Degree of Freedom Yaw Rate Control Based on Reactive Torque for Driver Steering ", The 13<sup>th</sup> EAEC European Automotive Congress 2011, Valencia, SPAIN, 2011.6

**(4) 国内学会、シンポジウム等による発表(全て査読なし、口頭による発表)**

1. 皆木亮・星野洋・堀洋一：「路面反力推定に基づくアクティブ前輪操舵制御の実験的検証」，平成 20 年度電気学会産業応用部門大会，2-17, pp.347-352, 高知 (2008.8)
2. 皆木亮・星野洋・堀洋一：「アクティブ前輪操舵における操舵干渉低減化手法の実験的検証」，平成 20 年度電気学会産業計測制御研究会，IIC-09-26, pp.31-35, 東京 (2009.3)
3. 皆木亮・堀洋一：「運転者のステアリング感度特性に基づく反力制御による親和型アクティブ操舵の人間工学的検証」，平成 21 年度電気学会産業応用部門大会，2-2, pp.231-236, 三重 (2009.8)
4. 皆木亮・堀洋一：「電動パワーステアリングとセンサ技術を利用した電気自動車の人間親和型モーションコントロール」，東京大学主催 GCOE ワークショップ 熱海 (2011.3)
5. 皆木亮・内田利之・堀洋一：「二自由度可変アシストトルク操舵に基づく電気自動車の車両運動制御」，平成 23 年度電気学会産業応用部門大会，沖縄 (2011.9)

**[招待講演]**

6. 皆木亮・堀洋一：「運転者のステアリング感度特性に基づくアクティブ操舵制御の人間工学的検証」，第 40 回キャパシタフォーラム，川崎 (2009.5)
7. 皆木亮・堀洋一：「電気自動車の人間親和型モーションコントロール」，電気学会四国支部主催 講演会，徳島大学，(2011.1.23)

## 参考文献

- [1] 武馬修一・大熊靖大・種子田彰哉・鈴木勝巳・趙在成・小林優：「電動アクティブスタビライザサスペンションシステムの設計と開発」，日本機学会論文集(C編)，74巻，748号，No.08-7019，pp.2827-2836 (2008.12)
- [2] 趙在成・武馬修一・杉山和徹・神田亮・吉岡謙志朗・矢萩孝志：「電動アクティブスタビライザサスペンションシステムのスカイフック乗り心地制御」，日本機学会 第17回交通・物流部門大会講演論文集，No.08-68，pp.175-178，川崎 (2008.12)
- [3] 門崎司郎：「スタビリティコントロールによる予防安全性能向上」，TOYOTA Technical Review, Vol.56, No.2, pp.44-50 (2009.2)
- [4] Philip Koehn and Michael Eckrich, “Active Steering – The BMW Approach Towards Modern Steering Technology”, SAE Paper, 2004-01-1105 (2004)
- [5] Benson Tongue, “ Two Brains, One Car – Actively Controlled Steering “, IEEE Control System Magazine, Vol.25, No.5, pp.14-16 (2005)
- [6] 田中雅樹・平岡敏洋・武内秀平・熊本博光・泉達也・畑中健一：「衝突回避減速度に基づく前方障害物衝突防止支援システム」，自動車技術会論文集，Vol.40, No.2, pp.553-559, (2009.3)
- [7] 森田光彦・阿部恭一・名波剛・藤田和幸・佐伯穰・町谷顕：「レーダークルーズコントロール(全車速追従機能付き)の紹介」，TOYOTA Technical Review, Vol.55, No.1, pp.60-(2006)
- [8] 福島正夫・藤倉利之・山田勝規・金須則之・上田真紀・塚田悟之・高橋正起・安原真史・大杉優幸・渡辺統之：「最新のインフラ協調 ITS の取り組み」，日産技報，No.63, pp.19-22 (2008.9)
- [9] 関塚誠・根崎琢也：「シートベルト・エアバッグ技術の現状と将来」，TOYOTA Technical Review, Vol.56, No.2, pp.31-37 (2009.2)
- [10] 松林清佳・山田幸則・伊豫田紀文・小池伸・川崎智哉・徳田将則：「後方プリクラッシュセーフティシステムの開発」，TOYOTA Technical Review, Vol.55, No.1, pp.84-89 (2006.11)
- [11] 葛西真吾・梅田学・杉山剛夫：「最新の衝突安全性能開発」，日産技報，No.63, pp.28-31 (2008.9)
- [12] 勝野歳康・石崎覚：「夜間の運転視界支援技術」，TOYOTA Technical Review, Vol.56, No.2, pp.58-63 (2009.2)
- [13] 早川泰久・佐藤行・作井寛史・早川秀則・岩岡敏之：「レーンデパーチャープリベンション(LDP)システムの開発」，日産技報，No.63, pp.11-14 (2008.9)
- [14] 中越聡・木村賢治・渥美文治：「ドライバー状態の推定」，TOYOTA Technical Review, Vol.56, No.2, pp.64-69 (2009.2)

- [15] 佐藤健一・古川修・佐藤祐樹・塩見格一・佐藤清:「発話音声による覚醒度低下検知技術の有効性の検討」,自動車技術会 春季学術講演会前刷集, No.48-11, pp.23-26 (2011.5)
- [16] 徳田暁・大日方五郎・Evan Palmer・Alex Chaparro:「サッカーディック・イントルージョンを使いメンタル・ワークロードを推定する研究(第2報)」,自動車技術会 春季学術講演会前刷集, No.74-11, pp.17-20 (2011.5)
- [17] Gheorghe Lucian, “Mental Workload Evaluation of Visual Information Using Brain Waves Measurements During a Task with Eye Movements Similar to Driving Situations”, JSAE Spring Convention Proceeding, No.100-10, pp.13-18, (2010.9)
- [18] B.L.Smith, T.Marler, K.Abdel-Malek, “Studying Visibility as a Constraint and as an Objective for Posture”, SAE Paper, No.2008-01-1875 (2008.6)
- [19] 景山一郎・栗谷川幸代:「ドライバモデルを用いた運転動作評価に関する研究 -制動制御動作評価のためのドライバモデル構築について-」,自動車技術会 秋季学術講演会前刷集, No.123-11, pp.11-16 (2011.10)
- [20] 下山修・須田義大・山口大介:「運転技量差を表現するドライバモデル構築に関する研究 第二報」,自動車技術会 秋季学術講演会前刷集, No.123-10, pp.5-10 (2010.9)
- [21] Gerald J.S.Wilde, “The Theory of Risk Homeostasis: Implications for Safety and Health”, Society for Risk Analysis, vol.2, No.4, pp.209-225 (1982.5)
- [22] Leonard Evans, “Risk Homeostasis Theory and Traffic Accident Data”, Society for Risk Analysis, vol.6, No.1, pp.81-94 (1986.5)
- [23] Aschenbrenner M, Biehl B, “Improved safety through improved technical measures? Empirical studies regarding risk compensation processes in relation to anti-lock braking systems.”, In Trimpop RM, Wilde GJS, editors. Challenges to accident prevention: the issue of risk compensation behavior. Groningen, the Netherlands: Styx Publications, pp.81-89 (1994).
- [24] ジェラルド・J・S・ワイルド, 芳賀繁:「交通事故はなぜなくならないのか -リスク行動の心理学-」, 新曜社, pp.50-57 (2007.2)
- [25] 相馬仁, 宇野宏, 若杉貴志, 鈴木桂輔, 平松金雄:「ITS 運転支援システムにおける各種警報の有効性に関する研究」,自動車技術会 自動車技術, Vol.54, No.7, pp.61-66 (2000)
- [26] 鈴木桂輔, JANSSON H:「車線逸脱警報装置の警報呈示方法の解析」,自動車技術会 秋季大会 学術講演会前刷集, No.93-01, pp.7-12 (2001)
- [27] 鈴木桂輔, JANSSON H:「車線逸脱警報装置の警報呈示方法の解析 -聴覚・触覚による車線逸脱警報を呈示した場合のドライバの操舵特性」,日本自動車研究所 自動車研究, Vol.23, No.11, pp.27-30 (2001)
- [28] 「デザインウェブマガジン 7月号」, CQ 出版, pp.49-50 (2006)
- [29] 木村秀司・瀬川雅也・嘉田友保・中野史郎:「ステアバイワイヤにおけるマンーマシンインタフェースとしてのステアリングホイール制御側の研究」, Koyo Engineering Journal, No.166, pp.29-33 (2004)

- [30] 城ノ口秀樹・浜崎善明・吉原愛仁：「電動ポンプ式油圧パワーステアリングシステムの技術動向」, *Koyo Engineering Journal*, No.166, pp.13-18 (2004)
- [31] 中野史郎・西崎勝利・西原修・熊本博光：「ステアバイワイヤにおける操舵制御に関する研究（第二報）-D\*制御による車両応答の改善-」, *自動車技術論文集*, Vol.33, No.3, pp.121-124 (2002)
- [32] 中野史郎・西崎勝利・西原修・熊本博光：「ステアバイワイヤにおける操舵制御に関する研究（第一報）－操舵反力制御と前輪舵角制御について－」, *自動車技術論文集*, Vol.31, No.2, pp.53-58 (2000)
- [33] 佐久川純・土屋義明・小城隆博・鈴木将人・藤田好隆：「アクティブステアリングを統合した車両運動統合制御システム」, *自動車工学*, Vol. 55, No.6, pp.112-127 (2006.5)
- [34] T.Kojo, M.Suzumura, Y.Tsuchiya and Y.Hattori, “Development of Active Front Steering Control System”, *SAE 2005 World Congress*, 2005-01-0404 (2005)
- [35] H.B.Pecejka and E.Bakker. “The Magic Formula Tyre Model” In *Proc. 1<sup>st</sup> International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis*, Deldt, Netherlands (1991)
- [36] T.Umeno, “Detection of Tire Lateral Force Based on a Resolver Mechanism”, *R&D Review of Toyota CRDL*, Vol.40, No.4, pp.14-19, (2005.9)
- [37] Sato, K., “Research Trends in Metamaterial”, *R&D Review of Toyota CRDL*, Vol.40, No.2, pp.24-29, Mar. 2005
- [38] 真田篤志：「メタマテリアルとは何か 第2回」, *日経エレクトロニクス*, Vol.12, No.15, pp.159-169, 2008
- [39] Sanada, A. et al., “Planar distributed structure with negative refractive index” *IEEE Trans. on Microwave Theory and Tech.*, Vol.52, No.4, pp.1252-1263, Apr. 2004
- [40] Pendry, J.B, et al., “Controlling electromagnetic field”, *Science*, 312, pp.1780-1782, 2006.
- [41] Pendry, J.B. et al., “Magnetism from conductors and enhanced nonlinear phenomena” *IEEE Trans. on Microwave Theory and Tech.*, Vol.47, No. 11, pp.2075-2084, 1999
- [42] Schurig, D. et al., “Metamaterial electromagnetic cloak at microwave frequencies” *Science*, Vol.314, No.5801, pp.977-980, 2006
- [43] John B. Pendry, David R. Smith (訳： 富永淳二, 中野隆志)：「光学技術に革命を起こす スーパーレンズ」, *日経サイエンス* 10月号, pp.32-42 (2006.10)
- [44] Sanada, A. et al., “Characteristics of the Composite Right/Left-Handed Transmission Lines” *IEEE Microwave and Wireless Component Letters*, Vol.14, No.2, pp.68-70, Feb. 2004
- [45] 真田篤志：「メタマテリアルとは何か 第3回」, *日経エレクトロニクス*, Vol.1, No.12, pp.104-111, 2009
- [46] 真田篤志：「メタマテリアルとは何か 最終回」, *日経エレクトロニクス*, Vol.2, No.9, pp.110-116, 2009

- [47] K.Sato, “Metamaterials and Automotive Applications”, R&D Review of Toyota CRDL, Vol.41, No.4, pp.1-8, Sep. 2006.
- [48] S.Matsuzawa, “Metamaterial-based Steerable Antennas for Millimeter-wave Radar Applications”, R&D Review of Toyota CRDL, Vol.41, No.4, pp.21-25, Sept. 2006.
- [49] Hideo Iizuka, Kunio Sakakibara, Toshiaki Watanabe, Kazuo Sato, Kunitoshi Nishikawa : “Millimeter-Wave Microstrip Array Antenna with High Efficiency for Automotive Radar Systems”, R&D Review of Toyota CRDL, Vol.37, No.2, pp.7-12, (2002.4)
- [50] 日経エレクトロニクス Cover Story, Vol.1, No.2, pp.66-67 (2006)
- [51] B.Fleming et al. : ”New Technologies for Automotive Electronics”, IEEE Vehicular Tech, Vol 3, No.2, pp.10-13 (2008.6)
- [52] S.アシュレー : 「衝突しない自動車」, 日経サイエンス 3月号, pp.60-74 (2008)
- [53] M Montemerlo, J Becker, S Bhat et al.: “Junior: The Stanford entry in the Urban Challenge”, Journal of Field Robotics, Vol.25, Issue 9 pp.569-597 (2008.9)
- [54] Leonard, John; Barrett, David: “Team MIT Urban Challenge Technical Report”, MIT-CSAIL-TR-2007-058, MIT Libraries (2007.12)
- [55] Chris Urmson, Joshua Anhalt et al.: ”Autonomous driving in urban environments: Boss and the Urban Challenge”, Journal of Field Robotics, Vol.25, Issue 8, pp.425-466 (2008.8)
- [56] 平岡敏洋・西原修・熊本博光 : 「タイヤ負荷の Minimax 最適化による制駆動力配分(四輪アクティブ操舵による横すべり零化制御の場合)」, 日本機械学会論文集(C 編), 71 巻, 701 号, pp.126-134 (2005)
- [57] 坂井真一郎・佐渡秀夫・堀洋一 : 「4 輪独立駆動電気自動車における動的な制駆動力配分法」, 電気学会論文誌 D, Vol.120, No.6, pp.761-768 (2000)
- [58] Eiichi Ono, Yoshikazu Hattori, Yuji Muragishi: “Estimation of Tire Friction Circle and Vehicle Dynamics Integrated Control for Four-Wheel Distributed Steering and Four-Wheel Distributed Traction/Braking Systems”, R&D Review of Toyota CRDL, Vol.40, No.4, pp.7-13 (2005.9)
- [59] 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)
- [60] 大川進・本田昭 : 「自動車のモーションコントロール技術入門」, 山海堂, pp64-82 (2006)
- [61] 安部正人 : 「自動車の運動と制御」, 山海堂, pp.49-55 (1992)
- [62] Thomas D. Gillespie : “Fundamentals of Vehicle Dynamics”, Society of Automotive Engineers Inc (1992)
- [63] 酒井秀夫 : 「タイヤ工学 ー入門から応用までー」, グランプリ出版, pp.159-217 (1987)
- [64] 遠藤修司・小林秀行 : 「EPS 制御技術」, NSK Technical Journal, No.676, pp.425-428 (2004.9)
- [65] Shuji Endo and Hideyuki Kobayashi : “EPS Control Technology”, NSK Technical Journal Motion & Control”, No.16, pp.51-56 (2004)

- [66] 足立修一：「MATLAB による制御のためのシステム同定」，東京電機大学出版局，pp.89-90 (1996)
- [67] 足立修一：「MATLAB による制御のための上級システム同定」，東京電機大学出版局，pp.94-98,108-116 (2004)
- [68] 田代勉，細江繁幸：「車両運動特性を改善する駆動力及び電動パワーステアリング制御の設計手法」，日本機械学会論文集 C 編, Vol.72, No.719, pp.2056-2064
- [69] 青木健一郎・堀洋一：「遊星歯車を用いた操舵装置によるアクティブ前輪操舵実現」，平成 16 年度電気学会産業応用部門大会, 2-38, pp.425-428 (2004.9)
- [70] 青木健一郎・堀洋一：「遊星歯車を用いたアクティブ操舵における反力制御手法」，電気学会自動車研究会, VT-05-15, (2005.1)
- [71] Thomas Fuhrer et al. : “The Steer-By-Wire Prototype Implementation: Realizing Time Triggered System Design, Fail Silence Behavior and Active Replication with Fault-Tolerance Support”, SAE technical paper, (1999)
- [72] Werner Harter et al. : “Future Electrical Steering Systems: Realizations with Safety Requirements”, SAE technical paper, (2000)
- [73] Willy Klier, Gerd Reimann and Wolfgang Reinelt: “Concept and Functionality of the Active Front Steering System”, SAE Technical Paper, 2004-21-0073 (2004)
- [74] 雨宮良之・向江秀之・羽田昌敏「フォークリフト用小径ステアリングホイールの人間工学的検討」，豊田自動織機技報, pp.49-53 (2007)
- [75] 野波健蔵・西村秀和・平田光男「MATLAB による制御系設計」，東京電機大学出版，pp.103-139 (1998)
- [76] ハーモニック・ドライブ・システムズウェブサイト ハーモニックドライブの原理，  
“<http://www.hds.co.jp/principle/index.html>”
- [77] 小原歯車工業(株)ウェブサイト 遊星歯車中級編，  
“[http://www.khkgears.co.jp/gear\\_technology/intermediate\\_guide/KHK388.html](http://www.khkgears.co.jp/gear_technology/intermediate_guide/KHK388.html)”