

- 修士論文 -

ロバストな車体すべり角オブザーバに基づ
いた電気自動車の運動制御の研究

Motion Control based on Robust
Body Slip Angle Observer for
Electric Vehicle

平成16年2月3日提出

指導教員: 堀 洋一 教授

東京大学大学院工学系研究科電気工学専攻

46355 青木 良文

内容梗概

本論文では、電気自動車における車体すべり角 β の推定に基づく二次元車両制御の提案を目的とする。

β とは、車体の横方向と縦方向の速度のなす角度のことである。タイヤがグリップを失うと、 β は大きくなり、車両はスピンやドリフトアウトを起こして大事故を起こしてしまう可能性がある。したがって β を測定し、制御することは車両の横方向の安全に貢献することになる。

しかしまず β を測定するために、高額なセンサが必要であるため推定する必要があるが、その手法は複雑であるためにリアルタイムでの推定に使えない、モデルエラーに弱い、非線形領域で推定できないなどの問題がある。

本論文では、上記の問題を解決した、新しい推定方法を提案する。まずはヨーレートと横加速度をオブザーバの出力として用いた線形オブザーバを構成する。次に理論的にオブザーバゲインを計算することによりロバストでありかつ非線形領域でも正確に β が推定できるオブザーバを提案する。

しかし、実験の結果から β の最終値はどうしてもコーナリングパワーの値に依存する事がわかった。そこで、コーナリングパワーと車体すべり角を相互推定する手法を提案する。コーナリングパワーは固定トレース法によって同定し、車体すべり角は提案した横加速度とヨーレートによる車体すべり角オブザーバにより推定する。

車体すべり角の制御を制御する際には、どうしてもヨーレートに影響を与えてしまう。車体すべり角を制御しても、場合によっては危険になる場合もある。

そこでヨーレートと車体すべり角の非干渉制御器を提案した。それはヨーレートと車体すべり角の状態フィードバックとフィードフォワード制御器により実現する。

非干渉制御器に基づき、 PID 制御器による車体すべり角の制御を提案した。ここでは電気自動車の『自発的にヨーモーメントを発生できる』という長所を活かし、制御器を構成した。

しかし、駆動力差を制御入力として用いる事で各輪の駆動力が飽和を起こしたりタイヤの空転を引き起こす可能性がある。それを防ぐためのアンチワインドアップ制御を提案する。

提案した推定器、制御器共にシミュレーションと実際の電気自動車(東大三月号 II)を用いて実験を行うことで、その有効性について検討した。

目次

第 1 章	序論	3
1.1	電気自動車 (EV) の現状と優位点	3
1.2	研究の目的	4
第 2 章	電気自動車の二次元運動システムの提案 ～各種パラメータの推定と制御の必要性～	5
2.1	二次元運動のための制御、推定対象のパラメータ	5
2.2	車体すべり角 β 推定の必要性	5
2.3	電気自動車の長所を活かした駆動力配分の必要性和、駆動力配分を実現するための横力推定	5
2.4	コーナリングパワーの推定の必要性～横力の飽和との関係～	8
2.5	電気自動車の運動システムの提案と説明	9
2.6	提案した推定法、制御方法を検証するための実験車両、東大三月号 II の概要	10
第 3 章	電気自動車の線形モデルの導出	12
3.1	車両運動を表現するための非線形モデル	12
3.1.1	タイヤの力学～制駆動力の発生の機構～	12
3.1.2	タイヤの力学 II～横力発生の機構と λ -method～	14
3.1.3	車両の運動方程式	15
3.2	線形方程式にするための 4 輪線形モデルへの近似	16
第 4 章	駆動力配分を実装するための横力の推定法の提案	18
4.1	各輪の横力の推定法の提案	18
4.2	横力の推定法のシミュレーション結果	19
4.2.1	駆動力差を入力しない場合のシミュレーション結果	19
4.2.2	駆動力差を入力した場合のシミュレーション結果	20
第 5 章	車体すべり角 β の推定方法	22
5.1	最近の研究動向	22
5.1.1	直接積分法による推定法	22
5.1.2	オブザーバによる推定法	22
5.1.3	新しい線形オブザーバの提案	23
5.2	横加速度を用いた線形オブザーバの提案	23
5.2.1	オブザーバの構成	23
5.2.2	ロバスト性を追求するためのオブザーバゲインの決定方法	24

5.3	シミュレーションによる提案したオブザーバの検証	25
5.3.1	シミュレーション方法	25
5.3.2	シミュレーション結果	25
5.3.3	モデルエラーに対する検証のためのシミュレーション	25
5.3.4	シミュレーションに対する考察	26
5.4	提案したオブザーバの実験、及び結果と考察	28
5.4.1	東大三月号 II を用いた実験方法とその目的	28
5.4.2	考察-提案した推定法の短所と改善法の提案-	28
5.5	各輪のコーナリングパワーと車体すべり角の相互推定による提案した車体すべり角オブザーバの改善	30
5.5.1	提案した横力の推定法からのコーナリングパワーの同定法	30
5.5.2	コーナリングパワーの同定法を利用した車体すべり角オブザーバの提案	31
5.5.3	東大三月号 II を用いたコーナリングパワーの推定法の同定法を用いた車体すべり角オブザーバの実験	31
5.5.4	コーナリングパワーと車体すべり角の相互推定実験に関する考察	32
第 6 章 車体の二次元運動の制御		
～ヨーレート γ と車体すべり角 β の非干渉制御法の提案とそれに基づいた車体すべり角の制御器の提案～		37
6.1	非干渉制御器の提案	37
6.1.1	モデル追従制御	38
6.1.2	非干渉制御器の設計	38
6.1.3	非干渉制御の効果を表すシミュレーション結果	38
6.2	各輪の駆動力差による車体すべり角の制御法の提案	41
6.2.1	車体すべり角のフィードバック制御	41
6.2.2	FB 制御のシミュレーション結果	42
6.3	駆動力差の飽和を考慮したアンチワインドアップ制御の提案	45
6.3.1	アンチワインドアップ制御のための F_x の推定	46
6.3.2	シミュレーション結果	47
6.3.3	アンチワインドアップ制御の出力を用いた駆動力配分の可能性	47
6.4	東大三月号 II での実験による提案手法の検証	48
6.4.1	車体すべり角の制御実験	48
6.4.2	制御時における車体すべり角の推定結果	49
第 7 章 結論		53
7.1	本論文のまとめ	53
7.2	今後の課題	53
参考文献		54

第1章 序論

1.1 電気自動車 (EV) の現状と優位点

自動車の電子化が進んでいる。その現象は自動車が電化製品と呼ばれるほど、さまざまのいものである。

そこで主役となっているのはモータである。ヘッドライトはモータにより制御され、ステアリングも油圧からモータで動作する EPS(Electric Power Steering) が普及しつつある。

アクチュエータとしてのモータが注目されるようになった大きな転換期はなんと言っても TOYOTA がハイブリッド車プリウスの発売をし、爆発的な人気を呼んだ事である。

近年では他の自動車メーカーも積極的に電気自動車やハイブリッド 電気自動車の開発に力を入れている。例えば三菱自動車において COLT EV、ランサーエボリューションの電気自動車の作成、Honda においてはシビックハイブリッドを発売したりとその注目度は増すばかりである。

モータをアクチュエータとするハイブリッド EV、ピュア EV が世間的に注目を浴びているのは次のような理由が挙げられる。

1. 環境によい、クリーンである (CO₂ 低減)
2. 燃費の向上、高効率化
3. 自動車自体の小型化が可能

しかし現状においては内燃機関式自動車よりも充電時間が長い、高性能電池の価格が高い、インフラが普及していない事といった短所もあるため、主な電気自動車の研究は一充電での走行距離を延ばす研究や、燃料電池、電気二重層キャパシタの利用といった電源の開発研究が中心となっている。

しかし電気自動車の長所は上で挙げたようなクリーン、高効率と言ったものだけではない。(その電気自動車の長所としている高効率やクリーンといったものに関しても疑問にしている人間もいる。例えば実際のハイブリッド車の燃費は既存の純粋な内燃機関式自動車よりも悪いといった結果が出ているものもあるし、クリーンといった事に関してはヨーロッパで普及しているディーゼルエンジン車でも充分クリーンである、といった見方もある。) 今後電気自動車がさらに普及、進展していくためには電気自動車の駆動源であるモータに注目していかなければならない。アクチュエータがモータである事は、内燃機関式自動車に対して次のような優位点を持つ [1]。

1. トルク指令からトルク出力までの応答が高速で正確
2. 出力トルクの大きさが正確にわかる

3. モータの小型化が可能なので分散配置できる

1. モータのトルク応答速度は 10[msec] 程度であり、これはエンジンの 10 倍から 100 倍にあたる。EV では応答速度の速さを利用した高度な制御が可能になる。

2. 出力トルクの大きさが正確にわかると、タイヤと路面の間に生じる駆動力、制動力の推定がリアルタイムで可能になる。この事は、路面状態を考慮した、全く新しい制御が実現できる事を意味している。

3. モータの小型化、分散化により各タイヤのトルクを自由に制御できるので、内燃機関車より、車体すべり角 β 、ヨーレート γ の制御、つまりは自動車の高度な二次元制御が容易にできる。

以上のような特徴を活かした研究を当研究室では進めている。例えばトルクの応答性を生かしたスリップ率制御、スリップ防止制御や速度のスピードパターン制御。トルクの値から現在の路面状態を推定する路面状態推定。モータの小型化による自発的ヨーモーメント発生によるヨーレートや車体すべり角の制御や駆動力配分といった研究が進んでいる。またモータに注目した新しいタイプの遊星ギア機構を用いた EPS の研究や、モータ自体の特徴である垂下特性を生かした、モータの自体の制御系まで踏み込んだスリップ抑制制御の研究といったものも行われている。

モータという駆動源を生かさなければ電気自動車に未来はない。内燃機関式自動車を越えて普及させていく事はできない。そのためにモータの特徴を活かした電気自動車の運動制御の研究を進めていくべきである。

1.2 研究の目的

上で述べた研究の中でも、本稿では電気自動車の二次元運動制御(ヨーレート、車体すべり角の制御)に関して取り扱う。二次元運動において、電気自動車の長所は自発的にヨーモーメントを生み出す事ができる事である。内燃機関式自動車においても機械的な機構を用いる事で左右の駆動力の配分を変え、自発的にヨーモーメントを生み出す事ができる。しかし 4 輪にモータを装着した電気自動車ではドラスティックに 4 輪個々のトルクを変化させる事で内燃機関式自動車よりもより自由度が高くかつ正確なヨーモーメントを発生させる事ができる。その特徴を生かし、内燃機関式自動車よりも二次元運動において優れた制御を行う事ができる。

それにもかかわらず電気自動車のための DYC の研究はあまり行われていない。高度なトラクションコントロールに基づいたダイレクトヨーモーメントコントロールは電気自動車の長所を生かすためにも必要不可欠な技術である。そこで本稿では電気自動車における二次元運動の制御と推定の方法についていくつか提案し、その有効性を実験車両、東大三月号 II による実験を行う事で実証されている。

第2章 電気自動車の二次元運動システムの提案 ～ 各種パラメータの推定と制御の必要性～

2.1 二次元運動のための制御、推定対象のパラメータ

本稿で提案するシステムは図 2.1 のようになる。路面状態により動的に変化するコーナリングパワーと制御対象である車体すべり角を固定トレース法とロバスト性を追求した線形車体すべり角オブザーバにより相互推定し、PID コントローラで車体すべり角とヨーレートを制御する事になる。駆動力オブザーバ、横力オブザーバにより発生した現在タイヤが発生している力を把握し、電気自動車に駆動力配分法により 4 輪のタイヤの力の配分を最も最適なものにし、さらに駆動力の飽和を考慮したアンチワインドアップコントローラによりタイヤの空転などといった危険状態を防いでいる。

2.2 車体すべり角 β 推定の必要性

近年、自動車メーカーではスピンやドリフトのような車体横方向の危険な運動を防ぐ制御技術が盛んに研究されており、その制御対象がヨーレート β と車体横すべり角 β である。本稿でも制御対象をヨーレート γ と車体すべり角 β と考え、制御系を提案している。

γ とは車体重心の回転角速度を指し、 β とは式 (2.1) で定義される、車体が進んでいる方向と車体の方向とのなす角度の事であるがその測定方法に問題がある。 γ は比較的安価なファイバーオプティカルジャイロ等で測定可能だが、車体すべり角 β は図 2.2 のような高価で大掛かりな対地センサを車体にとりつける必要があり、一般車両に取り付ける事は現実的ではない。よって β は推定する必要がある。

$$\beta = \arctan \frac{V_{lateral}}{V_{longitudinal}} \quad (2.1)$$

2.3 電気自動車の長所を活かした駆動力配分の必要性和、駆動力配分を実現するための横力推定

電気自動車の特徴を生かした DYC を適用する場合には二次元運動の安全性や運動性能を向上するために制御入力としてヨーモーメント N を要求する。ヨーモーメント N は式

2.3 電気自動車の長所を活かした駆動力配分の必要性と、駆動力配分を実現するための横力推定

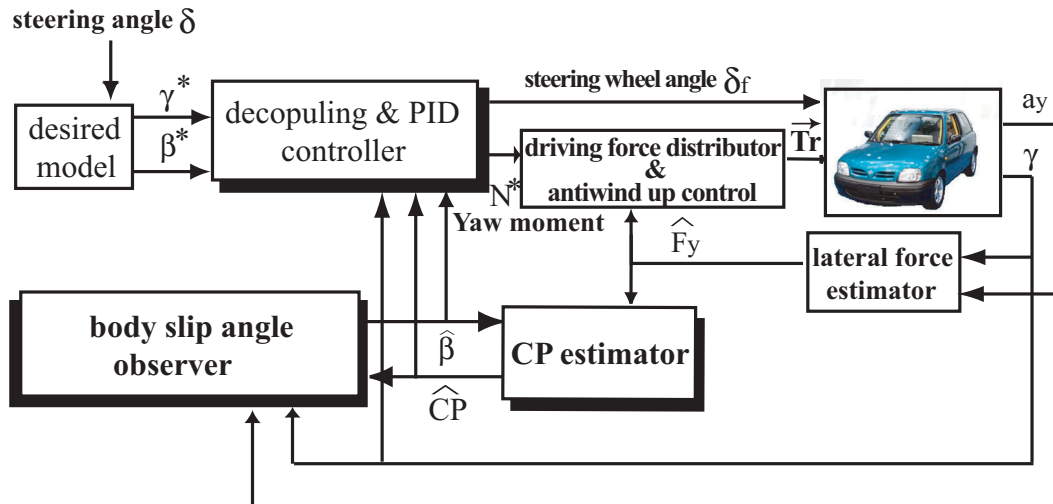


図 2.1: 提案する電気自動車の二次元運動のための制御系



図 2.2: 車体すべり角を測定するための光学式非接触速度計

(2.2) で定義される。ここで前後の加速度を一つの目標値として式 (2.3) を一つの拘束条件と考えても、各輪にモータを取り付けた電気自動車では自由度は二つあまる。この自由度を利用して電気自動車の状態を最適にしようという考えが駆動力配分である。

$$N = (-F_{x_fl} + F_{x_fr} - F_{x_rl} + F_{x_rr}) \times d/2 \quad (2.2)$$

$$a_x = F_{x_fl} + F_{x_fr} + F_{x_rl} + F_{x_rr} \quad (2.3)$$

上で述べた、『自動車の状態を最適にする』とは各輪のタイヤの負担を最も小さくする事である。タイヤの負担とは式 (2.4) で定義される。

$$\begin{aligned} F_{fl} &= \sqrt{F_{x_fl}^2 + F_{y_fl}^2} \\ F_{fr} &= \sqrt{F_{x_fr}^2 + F_{y_fr}^2} \\ F_{rl} &= \sqrt{F_{x_rl}^2 + F_{y_rl}^2} \\ F_{rr} &= \sqrt{F_{x_rr}^2 + F_{y_rr}^2} \end{aligned} \quad (2.4)$$

ディファレンシャルギアなどの特殊な機構を持たない内燃機関自動車では $F_{x_fl} = F_{x_fr} = F_{x_rl} = F_{x_rr}$ (これを均等配分と呼ぶ) となり、この場合のタイヤの負担は図 2.3 となる。このシミュレーションからもわかるようにタイヤの負担は、駆動力を均等配分した場合には平等ではなくなる。これは自動車の安全性にとってよい事ではない。よって各輪の駆動力

2.3 電気自動車の長所を活かした駆動力配分の必要性和、駆動力配分を実現するための横力推定

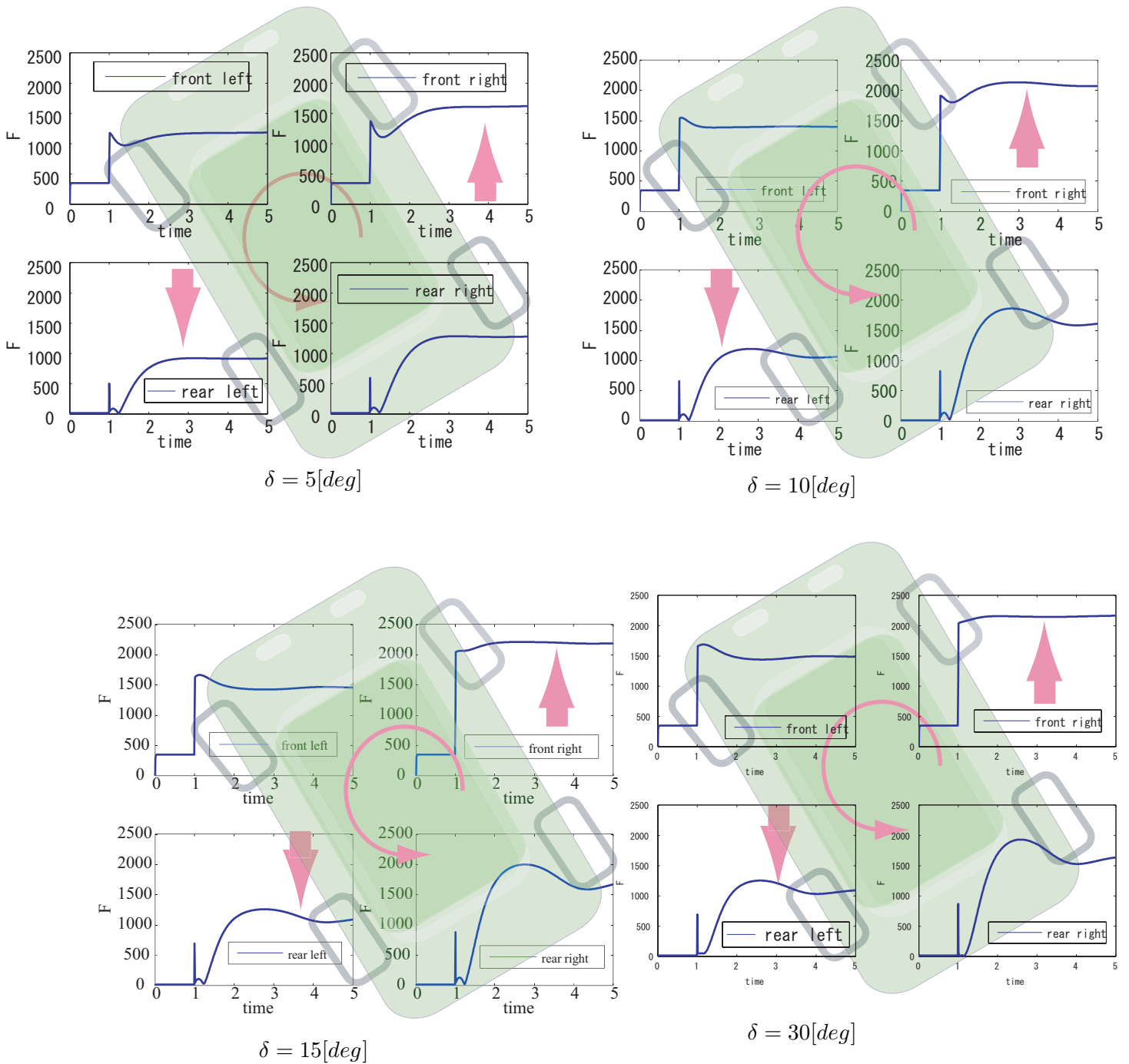


図 2.3: 駆動力配分を行わない時 (均等配分時) に各輪が発生する力

2.4 コーナリングパワーの推定の必要性～横力の飽和との関係～

を自由に決定できる4輪インホイールの電気自動車ではタイヤの付加を均等にする機構、駆動力配分法が必要不可欠となる。

つまり、問題を定式化して表すと、式(2.2),(2.3)を拘束条件とし、

$$\max_i F_i \longrightarrow \min \quad (2.5)$$

を満たすような $F = (F_{x_{fl}}, F_{x_{fr}}, F_{x_{rl}}, F_{x_{rr}})$ を求める最適化の問題になる。

各輪に発生する力はダイナミックに変化するので、1周期毎に解が求まる最適解の形にしなければならない。その解法は様々なものがあり、論文[2]では実用的なアルゴリズムを提案している。

しかし、このメソッドを電気自動車に適用するためには一つの課題がある。『各輪の横力をどのように測定、推定するか』という問題が残る。測定するためにはねじれセンサなどといった大掛かりな物を取りつける必要があり実用的ではない。横力をどのように推定するかという事も駆動力配分法を適用するのに大きな問題である。

2.4 コーナリングパワーの推定の必要性～横力の飽和との関係～

コーナリングパワー C_f 、 C_r は式(2.6)、(2.7)で定義される、タイヤのすべり角と発生する横力との関係を線形で表した時の係数である。すべり角と横力の関係は一般的には図2.4のようになる事がわかっている。この図から

- すべり角が大きくなり過ぎると横力は飽和するか、減少する
- 荷重が大きくなるとコーナリングパワーと横力は大きくなる
- 路面状態によりコーナリングパワーは変化する

という事がわかる。

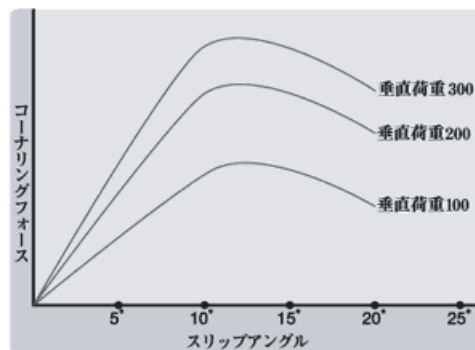


図 2.4: 横力とすべり角の関係

$$C_f = \left. \frac{\partial F_f}{\partial \alpha_f} \right|_{\alpha_f=0} \quad (2.6)$$

$$C_r = \frac{\partial F_r}{\partial \alpha_r} \Big|_{\alpha_r=0} \quad (2.7)$$

横力はある一定条件の下で saturation を起こす事になる。それは以下の三つの situation(三つの条件)が考えられる。ここで、横力が飽和する事とコーナリングパワーの値が小さくなる事はほぼ同値である。つまりは横力は飽和(正確には飽和ではない。乾燥路で通常状態で線形的な関係で発生すると期待された横力よりも、実際発生した横力が小さい事をここでは意味している。)した場合にはコーナリングパワーの値は小さくなる。

1. 車体すべり角が大きくなっていくとタイヤの横力は saturation を起こす (=コーナリングパワーの値が小さくなる)
2. 滑りやすい路面では車体すべり角が小さい値場合でも横力は saturation を起こす (この場合もコーナリングパワーの値が小さくなる)
3. 制駆動力の値が過大になり、タイヤの摩擦円の大きさに達して横力が飽和する

タイヤの摩擦円の考え方を利用すれば、正確には制駆動力と横力がお互いに依存し、タイヤの摩擦円の半径によって横力の saturation の値が決定するためそのメカニズムはとても難しいものである。

よってコーナリングパワーを決定する要素はとても多く、かつ動的に変化するためリアルタイムに理論的なタイヤのモデルから求める事はできないと思われる。(そもそもタイヤの摩擦円の大きさを動的に推定する事自体、未だにできていない。)

しかしコーナリングパワーはアンダー、オーバー、ニュートラルステアといった車両の特性を示したり、車両の状態を理解するための重要なパラメータなので推定する必要がある。

その手法は論文 [3] などでは知られているが、本論文では車体すべり角オブザーバと合わせたオリジナルの方法を提案した。

2.5 電気自動車の運動システムの提案と説明

前章までで、どのようなパラメータが車両の運動において必要か述べた。それを踏まえて、車両運動に必要なシステムをもう一度まとめると以下ようになる。

- 車体すべり角 β の推定
- タイヤの横力 F_y の推定
- コーナリングパワー CP の同定
- ヨーレート γ と車体すべり角 β の desired model の作成
- ヨーレート γ と車体すべり角 β の制御器
- 駆動力の飽和を考慮したアンチワインドアップ制御
- 駆動力配分法

2.6 提案した推定法、制御方法を検証するための実験車両、東大三月号 II の概要

それを実現したダイアグラムが図 2.1 である。本来はスリップ防止制御なども取り付けるべきであるがその研究はすでに行われており [2]、その効果も実証されているのでここでは取り扱わない事にする。

上で述べたシステムを実現するために、今回必要としたセンサは以下の通りである。

- ヨーレートセンサ
- 横加速度のセンサ
- エンコーダ
- 舵角センサ

ヨーレートセンサと横加速度のセンサは車体すべり角、タイヤの横力、コーナリングパワーの推定に利用し、エンコーダは車輪と車体の速度を知るために使われている。舵角センサは、*desire model* を人間のステア角から作成するために利用される、

このセンサ類を実験車両、東大三月号 II に搭載して提案法の有効性を示すために実験をしている。

2.6 提案した推定法、制御方法を検証するための実験車両、東大三月号 II の概要

東大三月号 II を作成する以前の東大三月号 I には以下のような問題点があった

1. モータが一機しかないため、各輪の独立駆動が不可能
2. モータが直流直巻モータで、一象限チョッパでコントロールしているためにモータによる制動が不可能
3. エンコーダを変更不可能なうえ、その精度が低い

特に 1, 2 の問題点により、東大三月号 I では電気自動車における二次元車両運動制御ができない。

これらの問題を解決し、さらなる実験を進めていくために作られたのが東大三月号 II (図 2.5) である。当研究室では、この東大三月号 II を用いて様々な実験を行ってきた。

本研究においても、東大三月号 II を使って二次元車両運動制御についての提案手法の有効性を検討した。



図 2.5: 実験車両:東大三月号 II

第3章 電気自動車の線形モデルの導出

3.1 車両運動を表現するための非線形モデル

本章ではまず、車両がどのようにして力を発生するのか、その運動のメカニズムと発生した力による車両運動の方程式について説明し、そこから車両の二次元運動の制御に利用するための線形の状態方程式を導く。

3.1.1 タイヤの力学～制駆動力の発生の機構～

車両において力を発生させるのはタイヤである。ではタイヤはどのように力を発生させるのか。それは、タイヤと車体との速度差が生じる(この速度差の事をスリップ率 λ という)事で力が生じるのである。

タイヤはゴムでできている。よって車体とタイヤに速度差が生じるとゴムにねじれが生じ、そのねじれが力を生み出す。タイヤの力学モデルとしては様々なものが提案されているが、その中でも有名なモデルが図3.1で表されるブラシモデルである [6]。

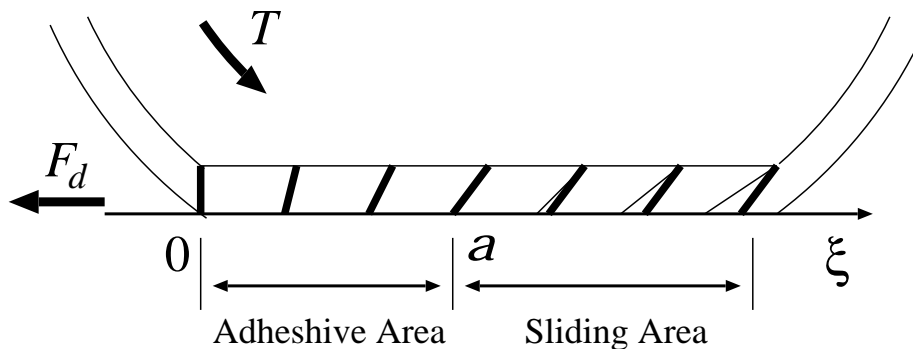


図 3.1: タイヤのブラシモデル

ブラシモデルを計算する事で数学的にタイヤの発生する力を導く事ができるが、その計算は割愛させていただく。タイヤの発生する力はスリップ率とタイヤにかかる荷重により次のように記述できる事がわかっている。

$$F_x = F_z \mu(\lambda) \tag{3.1}$$

ただし

$$\begin{aligned} \lambda &= \frac{V_w - V}{V_w} \quad (\text{駆動時}) \\ &= \frac{V - V_w}{V} \quad (\text{制動時}) \end{aligned} \tag{3.2}$$

3.1 車両運動を表現するための非線形モデル

ここで μ とは、単位荷重辺りに発生するタイヤの力であり、前後方向のスリップ率のみが発生している時は図 3.2 のような非線形の関係を持つ。このグラフは μ - λ curve と呼ばれ路面状によりその形状は変化する。

この非線形な関係は様々な数式で表現されているが、その中でも式 (3.3) で表される Magic-Formula という式が頻繁に使用されている。式 (3.3) 中のパラメータ B, C, D, E を変えることで色々な路面状態を実現できるようになる。

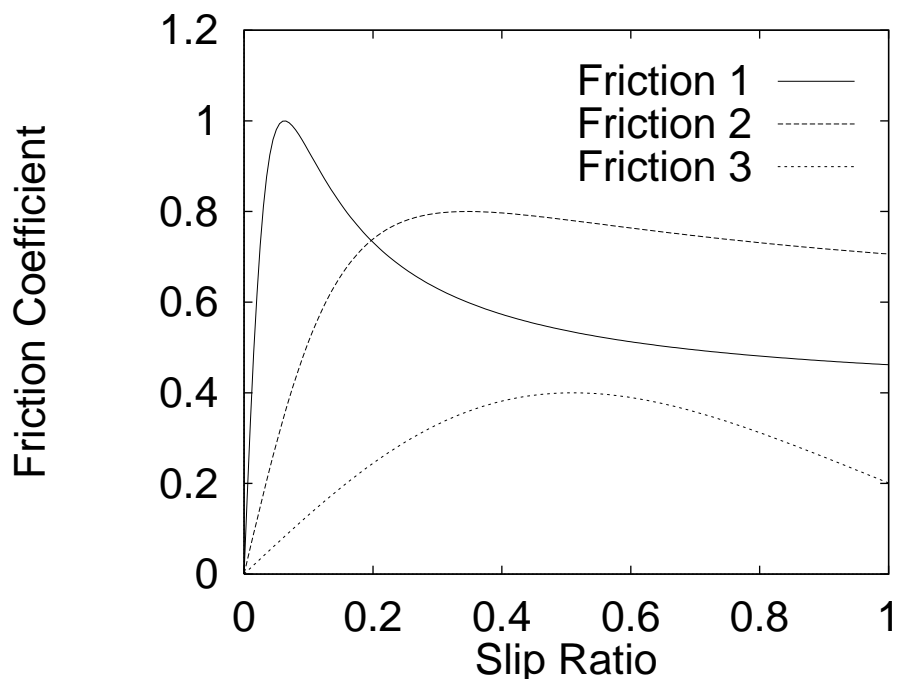


図 3.2: μ と λ の関係 ~ μ - λ curve ~

$$\mu(\lambda) = D \sin \left(C \tan^{-1} B \left((1 - E)\lambda + \frac{E}{B} \tan^{-1} B\lambda \right) \right) \quad (3.3)$$

F_z は各タイヤにかかる垂直抗力で式 (3.4) ~ (3.7) のようになる。

$$F_{z-fr} = \frac{m}{2(l_f + l_r)}(l_r g - h a_x) + \frac{h}{d} m a_y \quad (3.4)$$

$$F_{z-fl} = \frac{m}{2(l_f + l_r)}(l_r g - h a_x) - \frac{h}{d} m a_y \quad (3.5)$$

$$F_{z-rf} = \frac{m}{2(l_f + l_r)}(l_r g + h a_x) + \frac{h}{d} m a_y \quad (3.6)$$

$$F_{z-rl} = \frac{m}{2(l_f + l_r)}(l_r g + h a_x) - \frac{h}{d} m a_y \quad (3.7)$$

ただし、

$F_{z-fl}, F_{z-fr}, F_{z-rl}, F_{z-rf}$: 各輪にかかる垂直抗力
 g : 重力加速度、 h : 地面から重心までの高さ
 a_x, a_y : 前後、左右の加速度

である。

つまりタイヤの制駆動力は次のような機構で発生する事がわかった。

3.1 車両運動を表現するための非線形モデル

1. スリップ率が発生する (モータによりトルクが与えられタイヤが回転し始める)
2. 路面とスリップ率の関係 (μ - λ curve) により単位荷重当りに発生する力が決定する
3. 荷重 $\times \mu$ の分だけ各タイヤに力が発生する

以上より、制駆動力が発生する機構が説明できた。次に横力の発生する機構について説明する。

3.1.2 タイヤの力学 II ~ 横力発生機構と λ -method ~

前章で制駆動力の発生機構について説明した。よって次にはタイヤの横力 (コーナリングフォースとも言う) の発生機構について説明する。

タイヤの制駆動力はスリップ率により発生する事がわかった。ではコーナリングフォースにおいてその発生原因となるものは何であろうか。ステアリングを切る事で何故車両が曲がる事ができるのだろうか。

それはステアリングを切る事で各タイヤにすべり角が生じるからである。

タイヤのすべり角は車体すべり角の式 (2.1) と同様に求める事ができ、車体の重心速度、重心周りに発生するヨーレートにより式 (3.8) ~ (3.11) のように表せることができる。

$$\alpha_{fr} = \frac{v\beta + l_f\gamma}{v - d_f\gamma/2} \quad (3.8)$$

$$\alpha_{fl} = \frac{v\beta + l_f\gamma}{v + d_f\gamma/2} \quad (3.9)$$

$$\alpha_{rr} = \frac{v\beta - l_r\gamma}{v - d_r\gamma/2} \quad (3.10)$$

$$\alpha_{rl} = \frac{v\beta - l_r\gamma}{v + d_r\gamma/2} \quad (3.11)$$

タイヤのすべり角とコーナリングフォースの関係、力学的モデルは Fiala の理論というものが頻りに用いられており、これにより横力の発生する力が次のような数式で与えられる。

$$F_y = \frac{K_1 l^2}{2} \tan \alpha - \frac{K_1^2 l^3}{8\mu p_m} \tan^2 \alpha + \frac{K_1^3 l^4}{96\mu^2 p_m^2 b^2} \tan^3 \alpha \quad (3.12)$$

ここで、 l はタイヤの接地面の長さ、 K_1 は路面などの関係で決まる定数である。横すべり角が小さく $\tan \alpha \approx \alpha$ とみなせる範囲では次の式が求まる。

$$F_y \approx \frac{K_1 l^2}{2} \alpha = CP\alpha \quad (3.13)$$

ここで CP は前述したコーナリングパワーと呼ばれるものであり、式 (2.4) で定義されるものである。

3.1 車両運動を表現するための非線形モデル

λ - Method

以上より横力と制駆動力が発生する機構がわかった。しかし、横力と制駆動力は本来別々に発生するものではなく、発生アルゴリズムは同じはずである。そのアルゴリズムをまとめたのが λ - Method である [4]。

λ - Method により 2 次元運動の際にタイヤから出る制駆動力と横力を計算する事ができる。 λ は式 (3.14) で定義され、図 3.5 のようになる。

$$\vec{\lambda} = \frac{\vec{v}_w - \vec{v}}{\max(|v_w|, |v|)} \quad (3.14)$$

λ を利用するとタイヤにかかる力 \vec{F} は式 (3.15) のようになる。

$$\vec{F} = \mu(|\lambda|) F_z \frac{\vec{\lambda}}{|\lambda|} \quad (3.15)$$

以上より、 λ - Method により制駆動力と横力を求めるブロック線図は図 3.3 のようになる [5]。このような 4 輪非線形モデルはシミュレーションモデルとしては利用されるが、

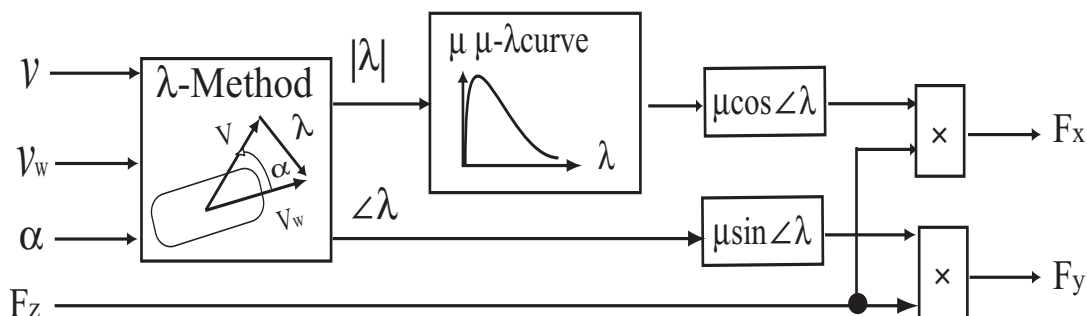


図 3.3: 制駆動力と横力の計算手順

非線形方程式となってしまうため、線形オブザーバには利用できない。よって次に線形方程式を得るために 2 輪モデルに近似する。 [6]

3.1.3 車両の運動方程式

図 3.4 を参考にして車両の運動方程式をそれぞれ前後方向、横方向、そして平面内での回転方向に関して立てると次のようになる。

$$m\dot{v}_x = F_{x-fl} + F_{x-fr} + F_{x-rl} + F_{x-rr} \quad (3.16)$$

$$m\dot{v}_y = F_{y-fl} + F_{y-fr} + F_{y-rl} + F_{y-rr} \quad (3.17)$$

$$I\dot{\gamma} = l_f(F_{y-fl} + F_{y-fr}) - l_r(F_{x-rl} + F_{x-rr}) + N \quad (3.18)$$

$$N = \frac{d}{2}(-F_{x-fl} + F_{x-fr} - F_{x-rl} + F_{x-rr})$$

ただし、

3.2 線形方程式にするための4輪線形モデルへの近似

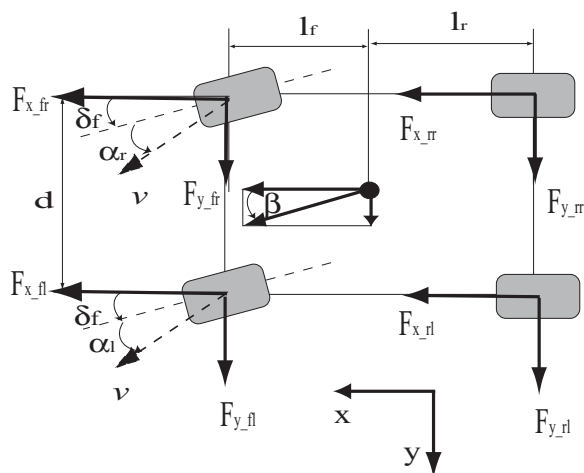


図 3.4: 車両運動方程式と座標系

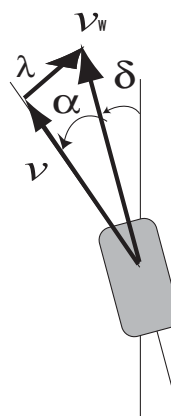


図 3.5: λ -Method

m : 車両質量、 I : 車両の慣性モーメント、 v : 車速、 v_w : 車輪速

γ : 車両のZ軸まわりの角速度(ヨーレート)

β : 車両の姿勢方向と進行方向のなす角(車両横すべり角)

N : 左右輪の制駆動力差によるZ軸まわりのヨーモーメント力

$F_{y-fl}, F_{y-fr}, F_{y-rl}, F_{y-r}$: 各車輪で発生する横力

$F_{x-fl}, F_{x-fr}, F_{x-rl}, F_{x-r}$: 各車輪で発生する制駆動力

l_f, l_r : 車両重心点と前後輪車軸までの距離、 d : 左右のタイヤの間の距離

ここで $F_{y-fl}, F_{y-fr}, F_{y-rl}, F_{y-r}, F_{x-fl}, F_{x-fr}, F_{x-rl}, F_{x-r}$ はさきほど述べた λ -Method により求めることになる。

3.2 線形方程式にするための4輪線形モデルへの近似

2輪モデルは図3.6のようになる。ただし F_{y-rl}, F_{y-fr} : 前後輪のコーナリングフォースである。

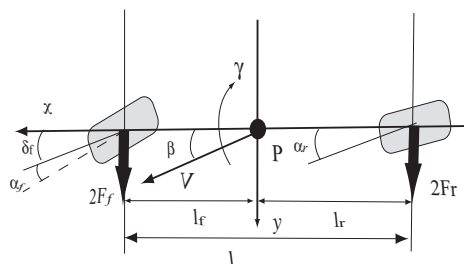


図 3.6: 4輪車の等価的な2輪車モデル

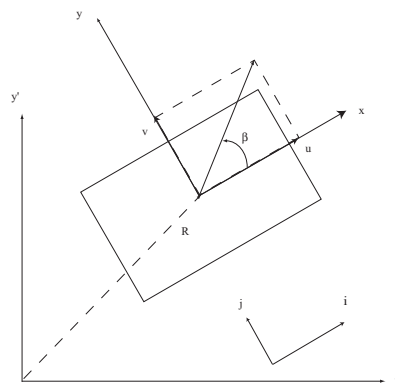


図 3.7: 車両運動の表現

3.2 線形方程式にするための4輪線形モデルへの近似

ここで、運動方程式としては、式 (3.16) ~ (3.18) を使えばよいはずであるが、一般的に2輪モデルを扱う際には v, β, γ を使って状態を表すのが普通である。

一般に車両運動は平面上における回転を伴うので、車両に固定した座標系では慣性系とは異なる運動方程式に従って車両が運動する。この運動は位置に依存しないので、速度 v による運動方程式になる。

図 3.7 のように車体に固定された方向ベクトルを \mathbf{i}, \mathbf{j} 、速度 v の \mathbf{i}, \mathbf{j} 方向正射影をそれぞれ u, v とおき、慣性系 (地上固定座標) での位置を \mathbf{R} とすると $v, \beta, \gamma, \dot{\beta}$ により式 (3.19)(5.2) のようになる。

$$\dot{\mathbf{R}} = u\mathbf{i} + v\mathbf{j} \quad (3.19)$$

$$\ddot{\mathbf{R}} = \dot{u}\mathbf{i} + u\frac{d}{dt}\mathbf{i} + \dot{v}\mathbf{j} + v\frac{d}{dt}\mathbf{j} \quad (3.20)$$

ここでヨーレートに関して

$$\frac{d}{dt}\mathbf{i} = \gamma\mathbf{j} \quad \frac{d}{dt}\mathbf{j} = -\gamma\mathbf{i} \quad (3.21)$$

という式が成立するので式 (5.2) は次のようになる

$$a_x = -v(\dot{\beta} + \gamma) \sin \beta + \dot{v} \cos \beta \quad (3.22)$$

$$a_y = v(\dot{\beta} + \gamma) \cos \beta + \dot{v} \sin \beta \quad (3.23)$$

コーナリングパワーと比べて \dot{v} は極小さいので式 (3.23) において $\dot{v} = 0$ と近似できる。

$$a_y = v(\dot{\beta} + \gamma) \quad (3.24)$$

さらに式 (5.9) において

$$F_{y-fl} = F_{y-fr} = \alpha_f C_f \quad F_{y-rl} = F_{y-rr} = \alpha_r C_r \quad (3.25)$$

ただし C_f, C_r : 前後輪のコーナリングパワー

と近似して、式 (3.8) ~ (3.11) で $d_f = d_r = 0$ としたものを使うと次の状態方程式が導かれる。[7]

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} \quad (3.26)$$

ただし、

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \frac{-(C_{fl}+C_{fr}+C_{rr}+C_{rl})}{mv} & \frac{-l_f(C_{fl}+C_{fr})+l_r(C_{rl}+C_{rr})}{mv^2} - 1 \\ \frac{-l_f(C_{fl}+C_{fr})+l_r(C_{rl}+C_{rr})}{I} & \frac{-l_f^2(C_{fl}+C_{fr})-l_r^2(C_{rl}+C_{rr})}{Iv} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} \frac{C_{fl}+C_{fr}}{mv} & 0 \\ \frac{l_f(C_{fl}+C_{fr})}{I} & \frac{1}{I} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{x} = \begin{bmatrix} \beta \\ \gamma \end{bmatrix}, \quad \mathbf{u} = \begin{bmatrix} \delta_f \\ N \end{bmatrix}$$

以上より車両の2次元運動を線形化し、状態方程式にまとめることができた。

第4章 駆動力配分を実装するための横力の推定法の提案

4.1 各輪の横力の推定法の提案

現状の駆動力配分 [2] を行うためには、横力を推定しなければならない。そこで新しい横力の推定法を提案した。線形の車両の運動方程式 (4.1) により、左右輪の横力の平均値 \hat{F}_{yf} 、 \hat{F}_{yr} は式 (4.2) のように求まる。

$$\begin{aligned} I\dot{\gamma} &= 2F_{yf}l_f \cos \delta_f - 2F_{yr}l_r + N \\ ma_y &= 2F_{yf} \cos \delta_f + 2F_{yr} \end{aligned} \quad (4.1)$$

⇕

$$\begin{aligned} \hat{F}_{yf} &= \frac{I\dot{\gamma} + ml_r a_y - N}{2(l_f + l_r \cos \delta_f)} \\ \hat{F}_{yr} &= \frac{-I\dot{\gamma} + ma_y l_f + N \cos \delta_f}{2(l_r \cos \delta_f + l_f)} \end{aligned} \quad (4.2)$$

ここではさらに左右輪の横力を推定する方法を考えた。その手法は式 (4.2) と式 (4.3) により推定する手法である。

式 (4.3) は λ -Method により定義される横力の発生を表す式である。

$$F_y = \mu(\lambda_y) F_z \quad (4.3)$$

F_z は各輪にかかる荷重である。左右輪にかかる荷重の平均値 F_{z-f} と F_{z-r} は式 (4.4) で定義される。 $\mu(\lambda_y)$ は横方向の摩擦係数である。

$$\begin{aligned} F_{z-f} &= \frac{m(l_r g - ha_x)}{2(l_f + l_r)} \\ F_{z-r} &= \frac{m(l_r g + ha_x)}{2(l_f + l_r)} \end{aligned} \quad (4.4)$$

式 (4.3) は、横力が μ_y と荷重に比例する事を示す。左右輪では、タイヤのスリップ角がほぼ同じと考えられるので、前後方向のトルクの大きさが横方向の摩擦係数に大きな影響を与えないと仮定すれば、左右輪の横力の比は左右輪にかかる荷重の比と同じになる事がわかる。

4.2 横力の推定法のシミュレーション結果

各輪にかかる静的な荷重は式 (4.5) で表す事ができる。

$$\begin{aligned} F_{z-f_r} &= \frac{m(l_r g - ha_x)}{2(l_f + l_r)} + \frac{hma_y}{d} \\ F_{z-f_l} &= \frac{m(l_r g - ha_x)}{2(l_f + l_r)} - \frac{hma_y}{d} \\ F_{z-r_r} &= \frac{m(l_r g + ha_x)}{2(l_f + l_r)} + \frac{hma_y}{d} \\ F_{z-r_l} &= \frac{m(l_r g + ha_x)}{2(l_f + l_r)} - \frac{hma_y}{d} \end{aligned} \quad (4.5)$$

ここで h は重心位置 P から地面までの距離、 a_y は横加速度、 a_x は前後方向の加速度である。

式 (4.3) ~ (4.5) から次のように各輪の発生する横力を導く事ができる。

$$\begin{aligned} \hat{F}_{y-f_r} &= \mu(\lambda_{y-f})F_{z-f_r} = \mu(\lambda_{y-f})F_{z-f} \frac{F_{z-f_r}}{F_{z-f}} \\ &= \hat{F}_{y_f} \left(1 + \frac{2(l_f + l_r)ha_y}{d(l_r g - ha_x)}\right) \\ \hat{F}_{y-f_l} &= \mu(\lambda_{y-f})F_{z-f_l} = \mu(\lambda_{y-f})F_{z-f} \frac{F_{z-f_l}}{F_{z-f}} \\ &= \hat{F}_{y_f} \left(1 - \frac{2(l_f + l_r)ha_y}{d(l_r g - ha_x)}\right) \\ \hat{F}_{y-r_r} &= \mu(\lambda_{y-f})F_{z-r_r} = \mu(\lambda_{y-f})F_{z-f} \frac{F_{z-r_r}}{F_{z-f}} \\ &= \hat{F}_{y_r} \left(1 + \frac{2(l_f + l_r)ha_y}{d(l_r g + ha_x)}\right) \\ \hat{F}_{y-r_l} &= \mu(\lambda_{y-f})F_{z-r_l} = \mu(\lambda_{y-f})F_{z-f} \frac{F_{z-r_l}}{F_{z-f}} \\ &= \hat{F}_{y_r} \left(1 - \frac{2(l_f + l_r)ha_y}{d(l_r g + ha_x)}\right) \end{aligned} \quad (4.6)$$

4.2 横力の推定法のシミュレーション結果

提案した横力の推定手法をシミュレーションにより検証した。モデルのパラメータは東大三月号 II のものを用い、シミュレーションモデルとしては非線形モデルを用いた。

4.2.1 駆動力差を入力しない場合のシミュレーション結果

1 [sec] にステップ状にステアを切るシミュレーションを行い、舵角を様々な値に変えて検証を行った。ただし駆動力による車両の制御を行っていないので、左右輪の速度差はない。

その結果は図 4.1 のようになった。この結果から舵角が大きくなり、非線形領域になっても提案手法は正確に各輪の横力が推定できる事がわかった。

次には制御時(ダイレクトヨーモーメントを入力として入れた場合)について検証する。

4.2 横力の推定法のシミュレーション結果

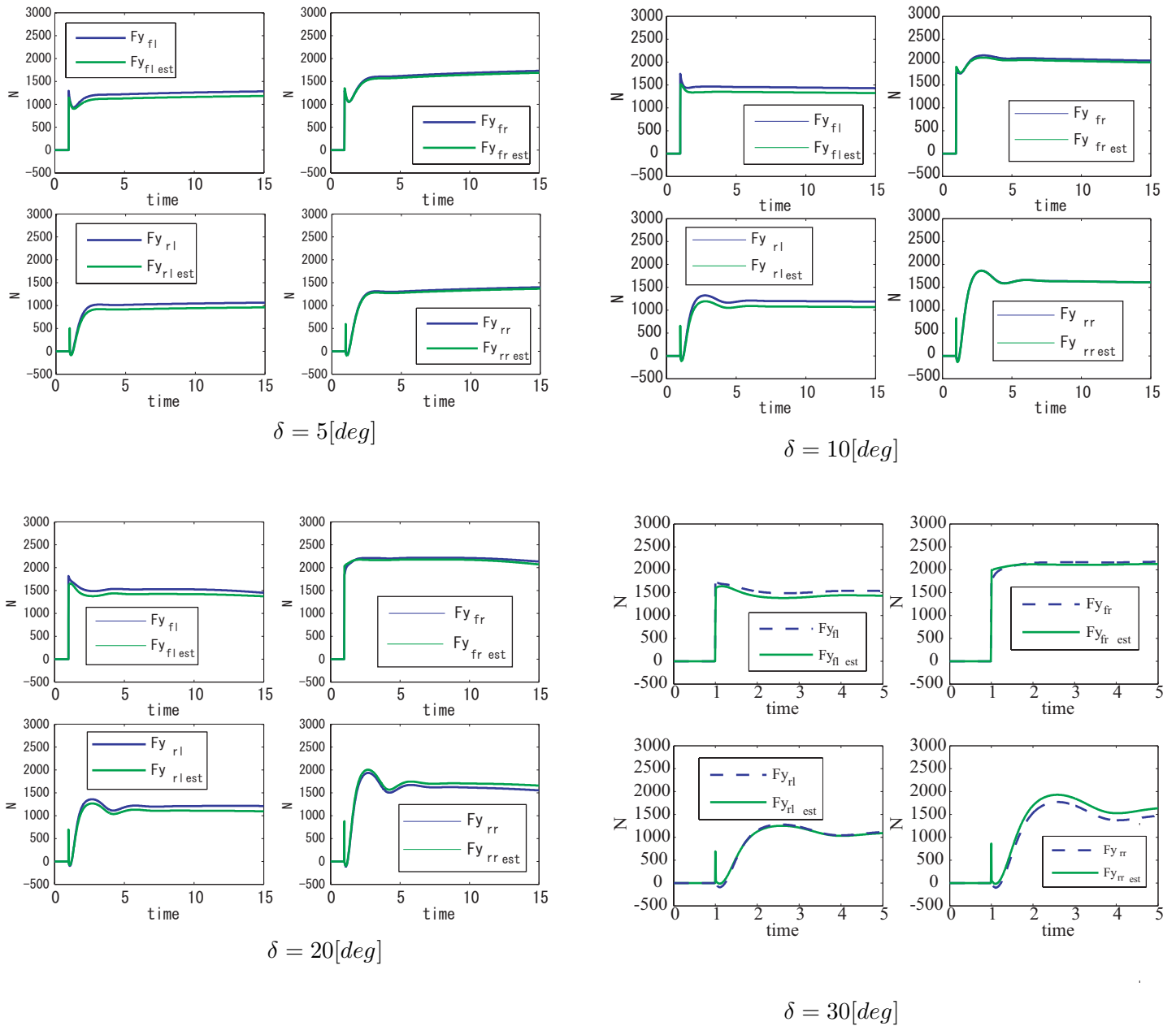


図 4.1: ステップ状にステアを切った時の各輪の横力の推定値 (非制御時)

4.2.2 駆動力差を入力した場合のシミュレーション結果

前章では制御を行わない場合のシミュレーションを行い、正確に横力が推定できる事がわかった。しかし、この手法が『前後の駆動力が横力に大きな影響を与えない』という仮定のもと推定されているため、ヨーモーメントを制御入力として入力した場合正確に横力が推定できるか検証する必要がある。本章でもステアをステップ状に入力し、舵角の値を変えてシミュレーションを行う。制御の手法は後で提案する PID による車体すべり角の制御だがここでは説明は割愛させていただく。

4.2 横力の推定法のシミュレーション結果

そのシミュレーション結果は図 4.2 のようになった。制御時、ヨーモーメントを入力し、左右輪に駆動力差があっても舵角が大きくなっても正確に各輪で横力が推定できる事がわかり、さらに仮定が正しい事が証明された。

横力が推定できた事で、駆動力配分が実現できる。

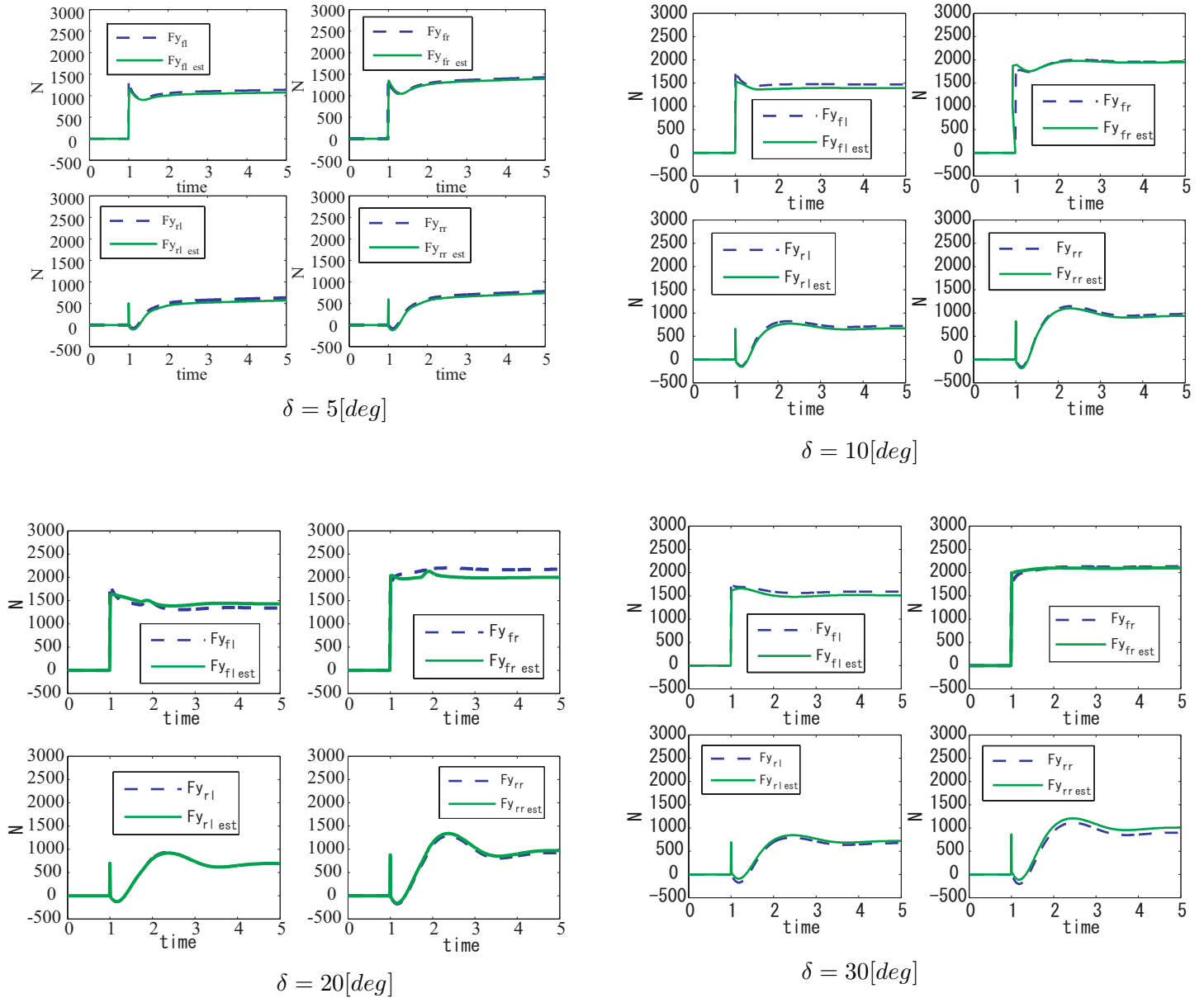


図 4.2: ステップ状にステアを切った時の各輪の横力の推定値 (制御時)

第5章 車体すべり角 β の推定方法

5.1 最近の研究動向

5.1.1 直接積分法による推定法

直接積分による推定法とは β を式 (5.1) から求めるものである [8]。

$$v(\dot{\beta} + \gamma) = a_y \quad (5.1)$$

この方法の長所としては式 (5.1) がタイヤの状態 (タイヤの特性やタイヤ 路面間の摩擦係数) に影響されないので、摩擦係数 μ の変化にロバストになる。

しかし推定値の正確さが a_y, γ の値のみ起因してしまうため、結局高性能センサがないと β が正確に推定できないことがわかる。また直流オフセット分を積分することによりエラーが蓄積し、時間がたつにつれて誤差が大きくなってしまうという欠点を持つ。

以上の理由から直接積分による推定法は実用的でない。

5.1.2 オブザーバによる推定法

オブザーバの長所としてあげられるのが多少のモデルエラーに対してロバスト性を持っていることと、用途によってオブザーバゲインを変化させることでオブザーバの性質を簡単に変えることができる。オブザーバによる推定にはプラントのモデリングが必要で、どの信号が測定可能かどうかによりオブザーバの良し悪しも変わってくる。オブザーバには線形オブザーバと非線形オブザーバの二つがある。

線形オブザーバで一般的に測定可能とされている信号が γ, δ, v であるが、この三つの測定値だけではオブザーバであってもモデルエラーが過大であるため、正確に β が推定できないことがわかっている [9]。

非線形オブザーバはノミナル化の際にモデルエラーをなるべくなくすために線形化を行わずに実際の車両に近いモデルでカルマンフィルタ等で推定する方法である。[10]、[11] この方法は車両のあらゆるパラメータを正確に推定できるが中には必要でないパラメータがあったり、モデルが複雑すぎたり、計算時間がかかるなどの欠点もあり、必ずしも非線形オブザーバがよいとは言えない。

また直接積分での推定法とオブザーバでの推定法との複合法があるが、アルゴリズムが複雑でモデルの正確さも要求される。

近年としては steer-by-wire の状態方程式から車体すべり角を推定しようという研究もある [12]。

5.1.3 新しい線形オブザーバの提案

前述したように直接積分法による推定も、現状のオブザーバによる推定法にも長短があり、良いとはいえない。直接積分法とオブザーバによる推定法もその複雑さゆえに必ずしもよいとはいえない。

今回提案するオブザーバは横加速度を用いて、オブザーバゲインを的確に定めることで、線形オブザーバであってもロバストかつ正確に推定できるオブザーバである。[13]

さらに提案したオブザーバは線形オブザーバでありながら、非線形領域での推定が可能である点でも優れている。

5.2 横加速度を用いた線形オブザーバの提案

5.2.1 オブザーバの構成

オブザーバを構成するには測定できるパラメータで再構成する必要がある。
測定可能なパラメータは

- 前後方向の加速度
- 横方向の加速度
- ヨーレート

である。ここで前後方向の加速度を求めるには、前後方向の運動方程式を考えなければならないが、線形的な方程式にならないためにここでは使えない。よって γ, a_y を使って再構成する。再構成するには、 a_y を β, γ を使って表す必要があるので式 (3.24), (3.26) を使うと

$$a_y = v(a_{11}\beta + a_{12}\gamma + b_1\delta_f + \gamma) \quad (5.2)$$

よって出力の方程式は次のようになる。

$$\begin{bmatrix} \gamma \\ a_y \end{bmatrix} = C \begin{bmatrix} \gamma \\ \beta \end{bmatrix} + D\delta_f \quad (5.3)$$

ただし、

$$C = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ va_{11} & v(a_{12} + 1) \end{bmatrix}, \quad D = \begin{bmatrix} 0 \\ vb_1 \end{bmatrix}$$

以上より、状態方程式と出力方程式をまとめると次のようになる。

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (5.4)$$

$$y = Cx + Du \quad (5.5)$$

ただし

$$x = \begin{bmatrix} \beta \\ \gamma \end{bmatrix}, \quad y = \begin{bmatrix} \gamma \\ a_y \end{bmatrix}$$

同一次元オブザーバ [14]

線形オブザーバには最小次元オブザーバと同次元モデルがあるが、本質的にはどちらも同じ事なので同一オブザーバで構成する事にする。同一次元オブザーバは式 (5.7),(5.6) で表現される。

$$\dot{\hat{x}} = A\hat{x} + Bu - K(\hat{y} - y) \quad (5.6)$$

$$\hat{y} = C\hat{x} + Du \quad (5.7)$$

ただし K ; オブザーバゲインである。オブザーバの推定誤差は式 (5.8) のようになる。

$$\dot{e} = (A - KC)e \quad \text{ただし } e = \hat{\beta} - \beta \quad (5.8)$$

オブザーバゲイン K を変える事でオブザーバの性質が変化するので、ゲインの決め方が問題となってくる。

5.2.2 ロバスト性を追求するためのオブザーバゲインの決定方法

オブザーバゲインが適切な値に設定されていないと線形オブザーバはモデルエラーに対してロバストでなくなるばかりでなく、時には β が正確に推定できなくなる。線形オブザーバのゲイン K を決めるには、次の二つの事に注意しなければならない。

1つ目は、モデルエラーに対してロバストである事である。2輪モデルは線形モデルであるため、モデルエラーが必ず生じる。特にコーナリングパワーは路面状態と各タイヤにかかる荷重によってリアルタイムに変化するため同定が難しいため、コーナリングパワーに対してロバストである事が重要である。

2つ目は、 $A - KC$ の極が安定領域に存在する事である。 $A - KC$ は式 (5.8) の遷移行列である。 $A - KC$ の極配置はオーバーシュートや立ち上がり時間、整定時間といった時間応答に影響を与えるので重要である。

以下、提案したオブザーバがもっともロバストである条件を求めていく [15]。

オブザーバゲインの計算

式 (3.26) から $\hat{\beta}$ を求めると

$$\dot{\hat{\beta}} = a_{11}\hat{\beta} + a_{12}\hat{\gamma} + b_1u - k_{11}(\hat{\gamma} - \gamma) - k_{12}(\hat{a}_y - a_y) \quad (5.9)$$

また実際の、モデルエラーを含まない β の状態方程式は次のように定義できる。

$$\dot{\beta} = a'_{11}\beta + a'_{12}\gamma + b'_1u \quad (5.10)$$

式 (5.9)、(5.10) より、 $\dot{\hat{\beta}} - \dot{\beta}$ を計算すると式 (5.11) のようになる。

ただし \hat{a}, \hat{b} はノミナル誤差を含まない実際の値とする。

$$\begin{aligned} \dot{\hat{\beta}} - \dot{\beta} &= a_{11}(1 - k_{12}v)(\hat{\beta} - \beta) \\ &\quad + [a_{12} - k_{12}v(a_{12} + 1) - k_{11}](\hat{\gamma} - \gamma) \\ &\quad - (1 - k_{12}v)(a'_{11} - a_{11})\beta \\ &\quad - (1 - k_{12}v)(a'_{12} - a_{12})\gamma \\ &\quad - (1 - k_{12}v)(b'_{11} - b_{11})\delta_f \end{aligned} \quad (5.11)$$

5.3 シミュレーションによる提案したオブザーバの検証

以上より、 γ が観測可能 ($\hat{\gamma} = \gamma$) であるとする、 β がモデルエラーに対してもっともロバストであるための条件は式 (5.12) のようになる。

$$1 - k_{12}v = 0 \quad (5.12)$$

よって

$$k_{12} = \frac{1}{v} \quad (5.13)$$

となる。また極配置などを考慮するとオブザーバゲイン K は次のように決定される。

$$K = \begin{bmatrix} \frac{[l_f(C_{fr}+C_{fi})-l_r(C_{rr}+C_{ri})]\lambda_1\lambda_2 I}{(C_{fr}+C_{fi})(C_{rr}+C_{ri})(l_f-l_r)^2} - 1 & \frac{1}{v} \\ -\lambda_1 - \lambda_2 & \frac{m(C_{fr}+C_{fi})l_f^2 + (C_{rr}+C_{ri})l_r^2}{[C_{fr}+C_{fi}]l_f - [C_{rr}+C_{ri}]l_r} I \end{bmatrix}$$

ただし λ_1, λ_2 はオブザーバの極である。

5.3 シミュレーションによる提案したオブザーバの検証

5.3.1 シミュレーション方法

東大三月号 II を用いて実験を行う前に、4 輪モデルをシミュレーションモデルとして、シミュレーションを行い、提案したオブザーバについて検証する。走行する路面はアスファルトを想定し、トルク、実舵角は次のように変化させる。シミュレーション時間は 100[s] である。

- 0 ~ 35[s] torque_f, torque_r=556[N], delta=0[deg]
- 35 ~ 60[s] torque_f, torque_r=0[N], delta=0[deg]
- 60 ~ 100[s] torque_f, torque_r=0[N], delta=5[deg]

シミュレーションのパラメータ次の通りである。

5.3.2 シミュレーション結果

シミュレーション結果は次の図 5.1, 5.2 のようになった。estimated β , estimated γ が推定値である。短時間で実際の β の値に追従しており、推定に成功している事がわかる。

5.3.3 モデルエラーに対する検証のためのシミュレーション

モデルエラーに対する検証をするため、一番モデルエラーを含みやすいコーナリングパワーの値を 100, 1000, 3000, 10000 と変化させて同様にシミュレーションを行った。その結果、図 5.3, 5.4, 5.5, 5.6 のようなグラフが得られ、コーナリングパワーが誤差をもっても正確に β が推定できる事がわかった。

表 5.1: シミュレーションに用いたパラメータ

パラメータ変数	パラメータ名	値
m	車重	1545[kg]
j	車輪の慣性モーメント	37[Nms ² /rad]
r	タイヤ半径	0.26
m_w	車輪重量	j/r/r
I	自動車のイナーシャ	4800[Nms ² /rad]
l_f	フロントから重心までの距離	1.1[m]
l_r	リアから重心までの距離	1.3[m]
l_{datron}	; フロントから非接触速度計までの距離	1[m]
h	重心の地面からの距離	1[m]
c_f	前輪のコーナリングパワー	3000[N/rad]
c_r	後輪のコーナリングパワー	3000[N/rad]
λ_1	β オブザーバの極 1	-100
λ_2	β オブザーバの極 2	-120

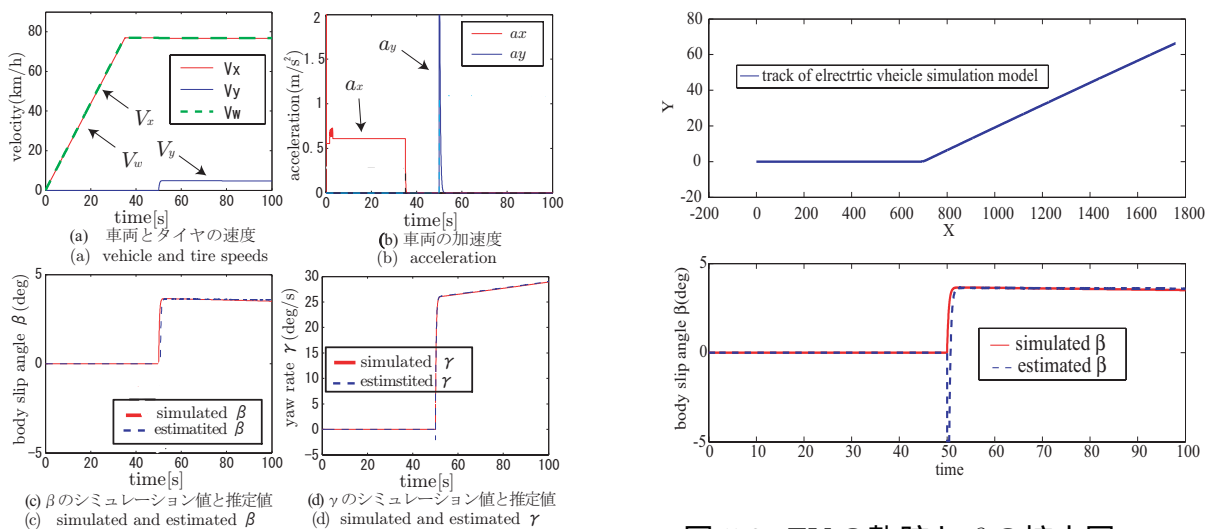


図 5.2: EV の軌跡と β の拡大図

図 5.1: シミュレーション結果

5.3.4 シミュレーションに対する考察

以上のシミュレーションの結果から、コーナリングパワーに対して十分ロバストで、かつ短時間で正確に推定できるオブザーバを提案できたといえる。ただハンドルを切っている 50[s] においてすべてのシミュレーションにおいて β が一次的に発散している。この原因は 0 割りに近い現象が生じている事だが、 β の値に上限値と下限値を定めれば解決できる問題である。

ただし以上のシミュレーション結果だけでは、 β が小さく非線形領域に入った時に推定できるという事は言えない。よって非線形領域に対する検証は実際に東大三月号 II を用

5.3 シミュレーションによる提案したオブザーバの検証

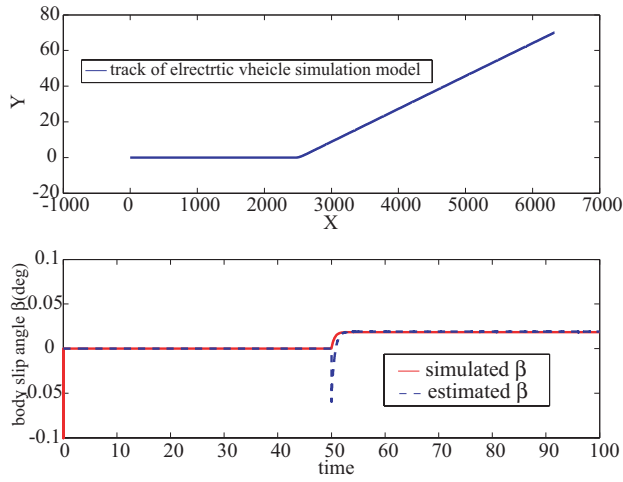


図 5.3: $C_f=10000$

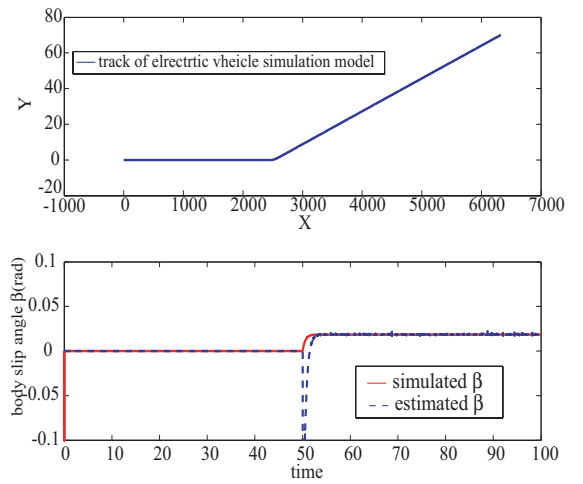


図 5.4: $C_f=3000$

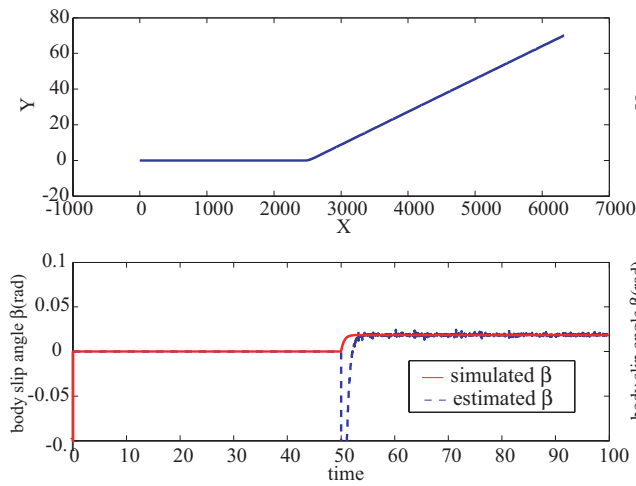


図 5.5: $C_f=1000$

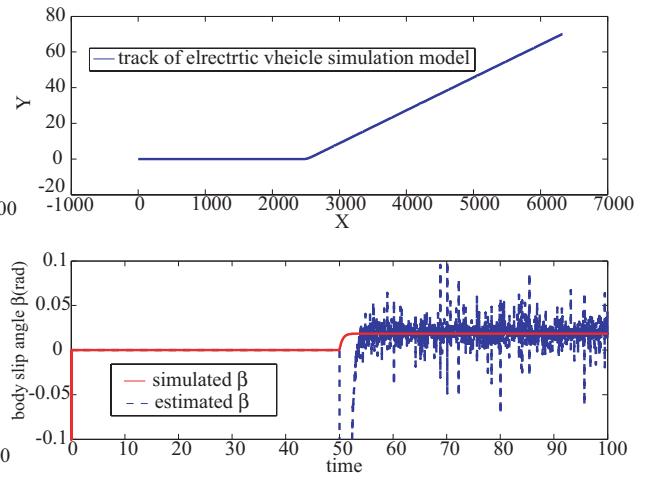


図 5.6: $C_f=100$

いての実験で検証する。

5.4 提案したオブザーバの実験、及び結果と考察

5.4.1 東大三月号 II を用いた実験方法とその目的

東大三月号 II (図 2.5) を用いて実際に実験を行う。東大三月号は全輪にモータを装備し、RT Linux を制御 PC とした pure EV である。加速度系やジャイロセンサ、 β を測定するための光学式非接触速度計を備えているため、オブザーバの検証が行うことができる。東大三月号 II の諸設備は表 5.2 の通りである。

PC to control	Pentium MMX 223[MHz]
	AMD K6-233[MHz]
OS	Slackware Linux 3.5
	RTLinux rel. 9K
encoder pulse number	3600[ppr]
acceleration sensor	ANALOG DEVICES ADXL202
yaw rate sensor	HITACHI OPTICAL FIBER GYROSCOPE HOFG-CLI(A)
noncontact optical sensor	CORREVIT S-400

表 5.2: 東大三月号 II の諸装備

実験としては、車両速度 v 、ステアリングアングル δ 、路面状態を変えて実験を行うことで提案したオブザーバの正確性、ロバスト性について検証した。

ここでは代表的な実験結果として舵角が小さい時の実験と舵角が大きい時の実験結果を示す。

実験を行う際に車両状態パラメータは以下のようにした。

速度はエンコーダから取り時変にし、コーナリングパワーはここでは一定とした。

図 5.7 と図 5.8 がそれぞれ舵角が大きい時と小さい時の実験結果である。

5.4.2 考察-提案した推定法の短所と改善法の提案-

舵角が大きい時も、小さい時も正確に車体すべり角が推定できている事がわかる。

しかし、コーナリングパワーが実値から大きく外れている時は正確に車体すべり角が推定できない事が実験をしている中でわかった。これはシミュレーション結果とは異なる結果である。

たとえばコーナリングパワーを意図的に大きくずらした場合の実験結果は図 5.9 のようになる。

5.4 提案したオブザーバの実験、及び結果と考察

コーナリングパワーは実際に道路を走る際においても、様々な要素により動的に変化する。コーナリングパワーに対してロバスト性を持ち続けられないという事は大きな欠点になってしまう。

コーナリングパワーに対してロバストでない理由として考えられるのは、オブザーバ自体を外乱やモデル誤差に対してロバストにしても、車体すべり角の最終値はコーナリングパワーの値によってしまう事である。

よって次章でコーナリングパワーと車体すべり角の新しい推定方法について提案する。

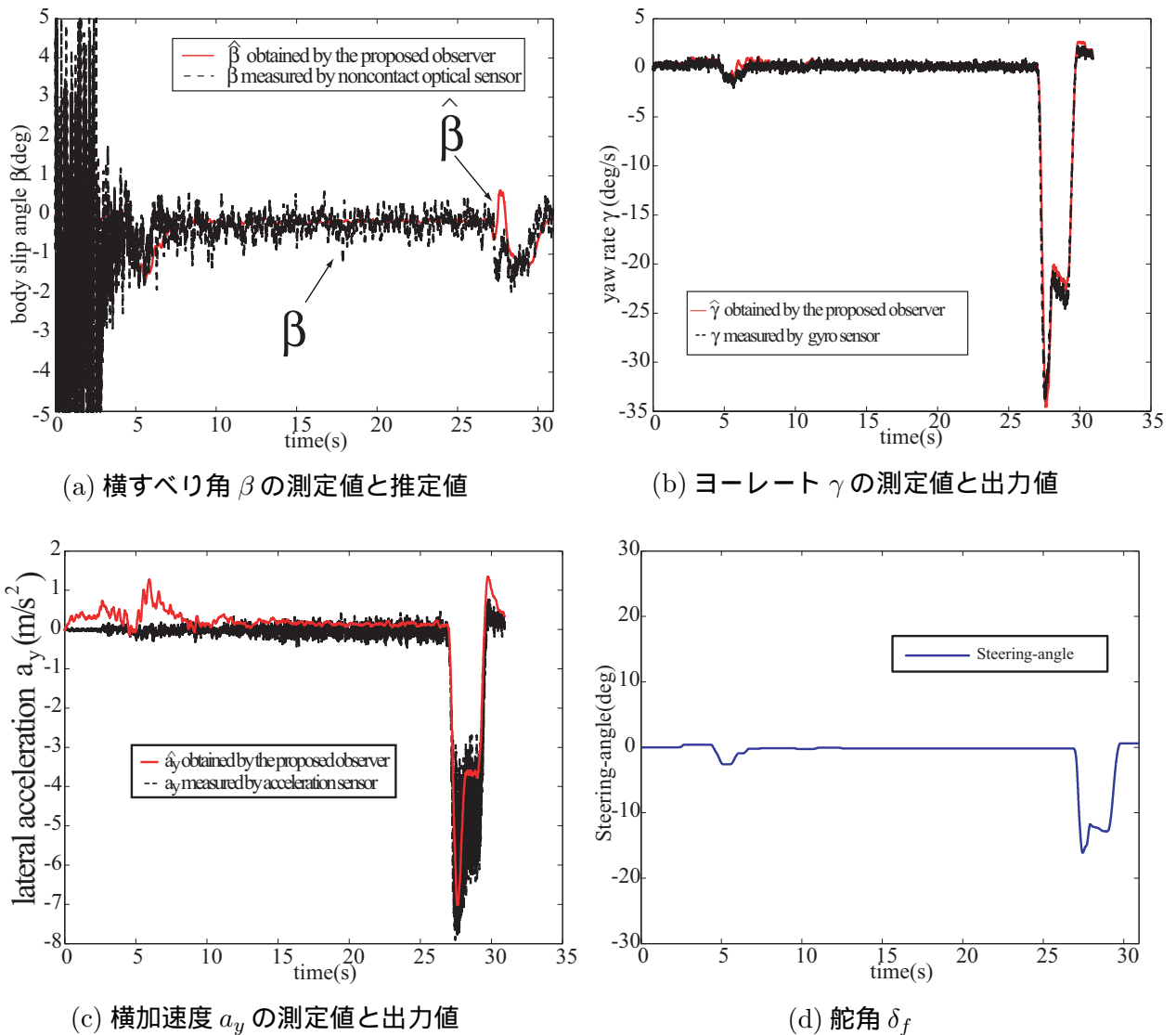


図 5.7: 東大三月号 II を用いた実験結果 I

5.5 各輪のコーナリングパワーと車体すべり角の相互推定による提案した車体すべり角オブザーバの改善

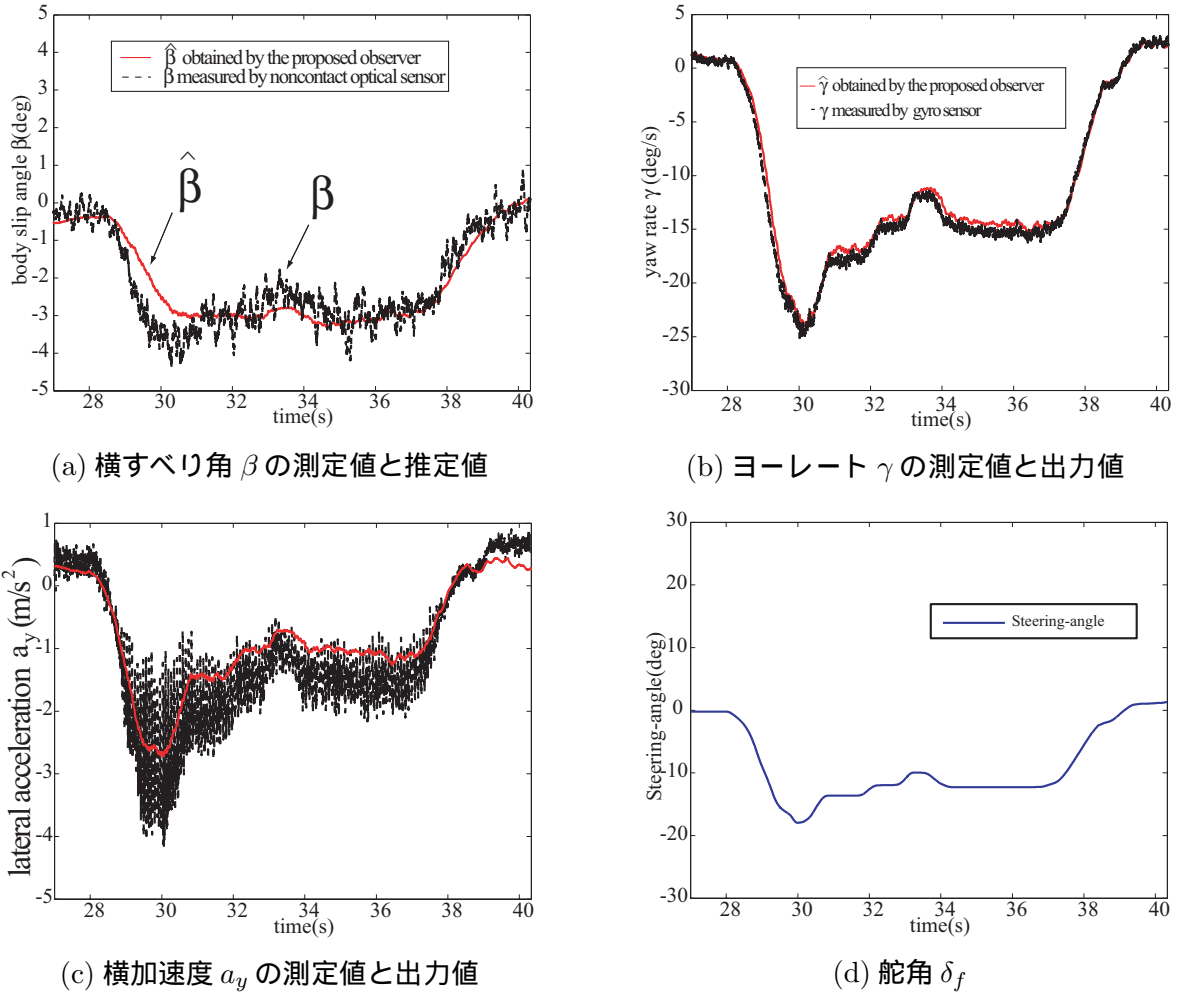


図 5.8: 東大三月号 II を用いた実験結果 II

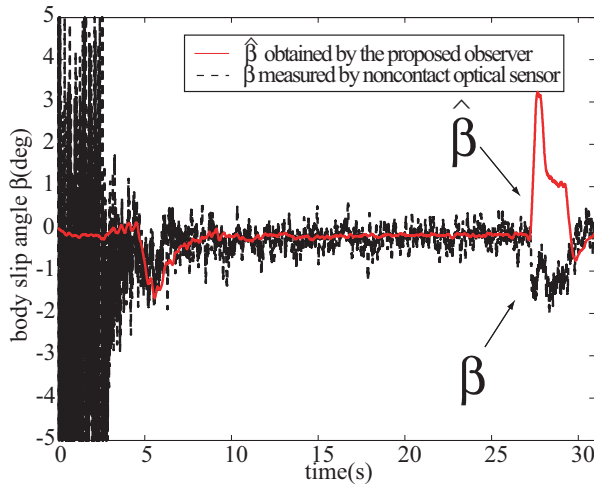


図 5.9: コーナリングパワーが実値から大きくずれた場合の推定結果

5.5 各輪のコーナリングパワーと車体すべり角の相互推定による提案した車体すべり角オブザーバの改善

5.5.1 提案した横力の推定法からのコーナリングパワーの同定法

2章で説明した通り、コーナリングパワーはタイヤや車両状態を示す重要なパラメータである。

5.5 各輪のコーナリングパワーと車体すべり角の相互推定による提案した車体すべり角オブザーバの改善

具体的に述べれば車体が非線形領域に入ったり、タイヤが飽和している事を表すので同定し、車両状態の制御器や推定器がコーナリングパワーをパラメータとして持っていたら随時更新する必要がある。

そこで式 (3.25) を固定トレース法にあてはめる事によりコーナリングパワーを同定する方法を提案した。

横力は第4章で提案した各輪の横力の推定法を用い、タイヤのすべり角には本章で提案した横加速度とヨーレートによる車体すべり角オブザーバにより推定する。使用した固定トレース法は次式 (5.14) で表される。

$$\begin{aligned}y[k] &= \varphi^T[k]\hat{\theta}[k] + e[k] \\ \hat{\theta}[k] &= \hat{\theta}[k-1] + \frac{P[k-1]\varphi[k](y[k] - \varphi^T[k]\hat{\theta}[k-1])}{\kappa_2 + \varphi^T[k]P[k-1]\varphi[k]} \\ P[k] &= \frac{1}{\kappa_1}(P[k-1] - \frac{P[k-1]\varphi[k]\varphi^T[k]P[k-1]}{\kappa_2 + \varphi^T[k]P[k-1]\varphi[k]})\end{aligned}\tag{5.14}$$

固定トレース法では、 κ_1 と κ_2 は式 (5.15) のように定義される。

$$\kappa_1 = \kappa, \quad \kappa_2 = 1\tag{5.15}$$

$$\kappa = 1 - \frac{\|P[k-1]\varphi[k]\|^2}{1 + \varphi^T P[k-1]\varphi[k]} \frac{1}{\xi}\tag{5.16}$$

ξ は固定トレース法で用いられるトレースゲインであり、次のように表される。

$$\xi = \text{tr}P[k] = \text{const}.\tag{5.17}$$

ここでは、出力 y が各タイヤのコーナリングフォース、 φ が各タイヤのすべり角 α 、 θ が今回同定するコーナリングパワーとなる。

5.5.2 コーナリングパワーの同定法を利用した車体すべり角オブザーバの提案

提案した横加速度とヨーレートによる車体すべり角オブザーバとオブザーバゲインをうまく設定する事によりモデルエラーに対してロバストでかつ非線形領域でも正確に車体すべり角が推定できる事がわかった。しかしコーナリングパワーの値が実値と大きくずれると正確に推定できる事が解析により判明した。

そこで提案したコーナリングパワーの同定法で同定したコーナリングパワーの値を車体すべり角オブザーバで利用する事を考えた。

構造的には車体すべり角とコーナリングパワーを相互推定する事になり、ブロック線図で表すと図 5.10 のようになる。

5.5.3 東大三月号 II を用いたコーナリングパワーの推定法の同定法を用いた車体すべり角オブザーバの実験

本実験も、提案した車体すべり角オブザーバによる推定法の実験と同じく東大三月号 II を使って実験を行った。今回もステアリングアングルや車体速度を様々な値に変えて実験を行った。

5.5 各輪のコーナリングパワーと車体すべり角の相互推定による提案した車体すべり角オブザーバの改善

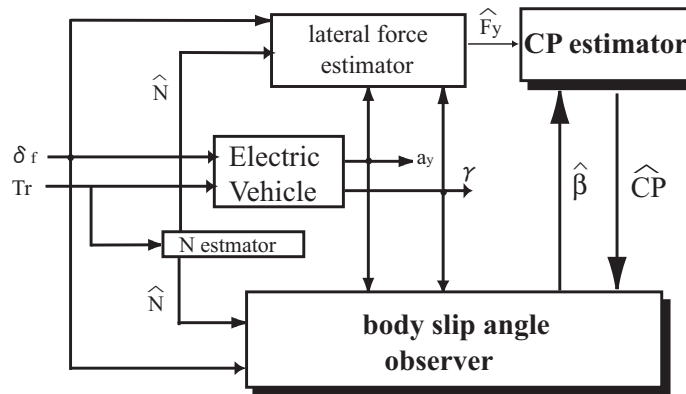


図 5.10: コーナリングパワーと車体すべり角の推定機構

ここではステアリングアングルを 90 度、180 度、270 度にステップ状に変化させた時の実験結果と、車両が湿潤路で円旋回を行った実験結果を示す。その実験結果はステップ状に変化させた時の実験結果がそれぞれ図 5.11、5.12、5.13 となり、湿潤路で円旋回を行った場合の実験結果は図 5.14 のようになった。

5.5.4 コーナリングパワーと車体すべり角の相互推定実験に関する考察

すべての実験において、正確に車体すべり角が推定できている事がわかる。

ステアリングアングルが大きくなった場合の推定結果、図 5.13 は横力とヨーレートのオブザーバの出力が大きくなりすぎている事がわかる。

この現象は、車両が非線形領域に入りモデル誤差が大きくなったためだと考えられる。コーナリングパワーの値を見れば確かに小さくなり、横力の飽和が起こっている事がわかる。

湿潤路で円旋回を行った場合の実験の実験においても車体すべり角が正確に推定できている事がわかる。よって路面が変化してもそれに対してコーナリングパワーがロバストに変化し、車体すべり角を推定している事がわかる。

また、コーナリングパワーの同定値についての検証だが、ひずみ計を用いて横力を測定するセンサをもっていないので現時点では検証はできない。しかしステアリングアングルが大きくなるにつれてコーナリングパワーの値が小さくなっていく事から実際の現象には辻褄があっているため、定性的にはコーナリングパワーの値は大体ではあるが合っているのではないと言える。

5.5 各輪のコーナリングパワーと車体すべり角の相互推定による提案した車体すべり角オブザーバの改善

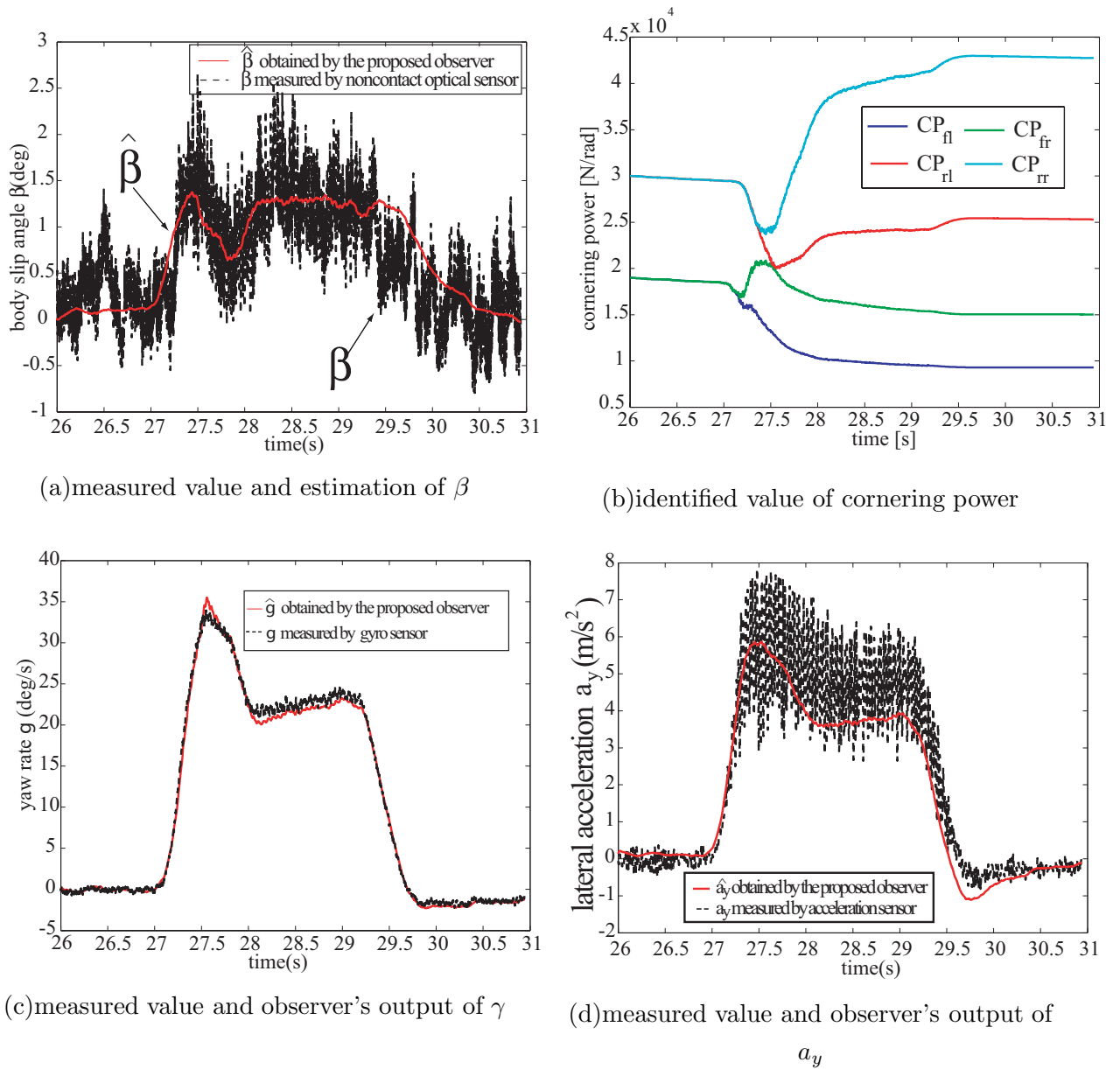


図 5.11: 推定結果; steering angle δ 90[deg]

5.5 各輪のコーナリングパワーと車体すべり角の相互推定による提案した車体すべり角オブザーバの改善

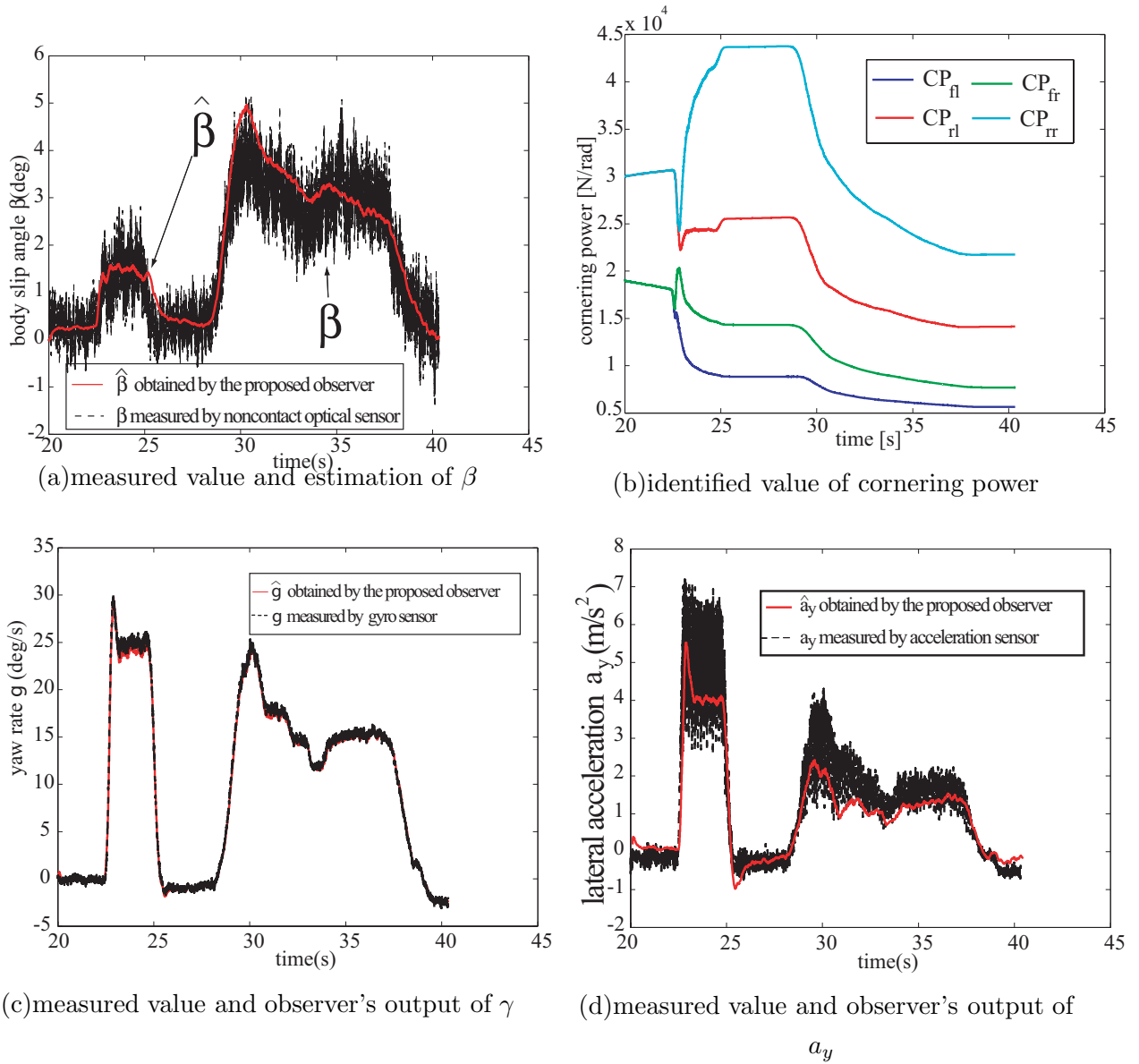


図 5.12: 推定結果; steering angle δ 180[deg]

5.5 各輪のコーナリングパワーと車体すべり角の相互推定による提案した車体すべり角オブザーバの改善

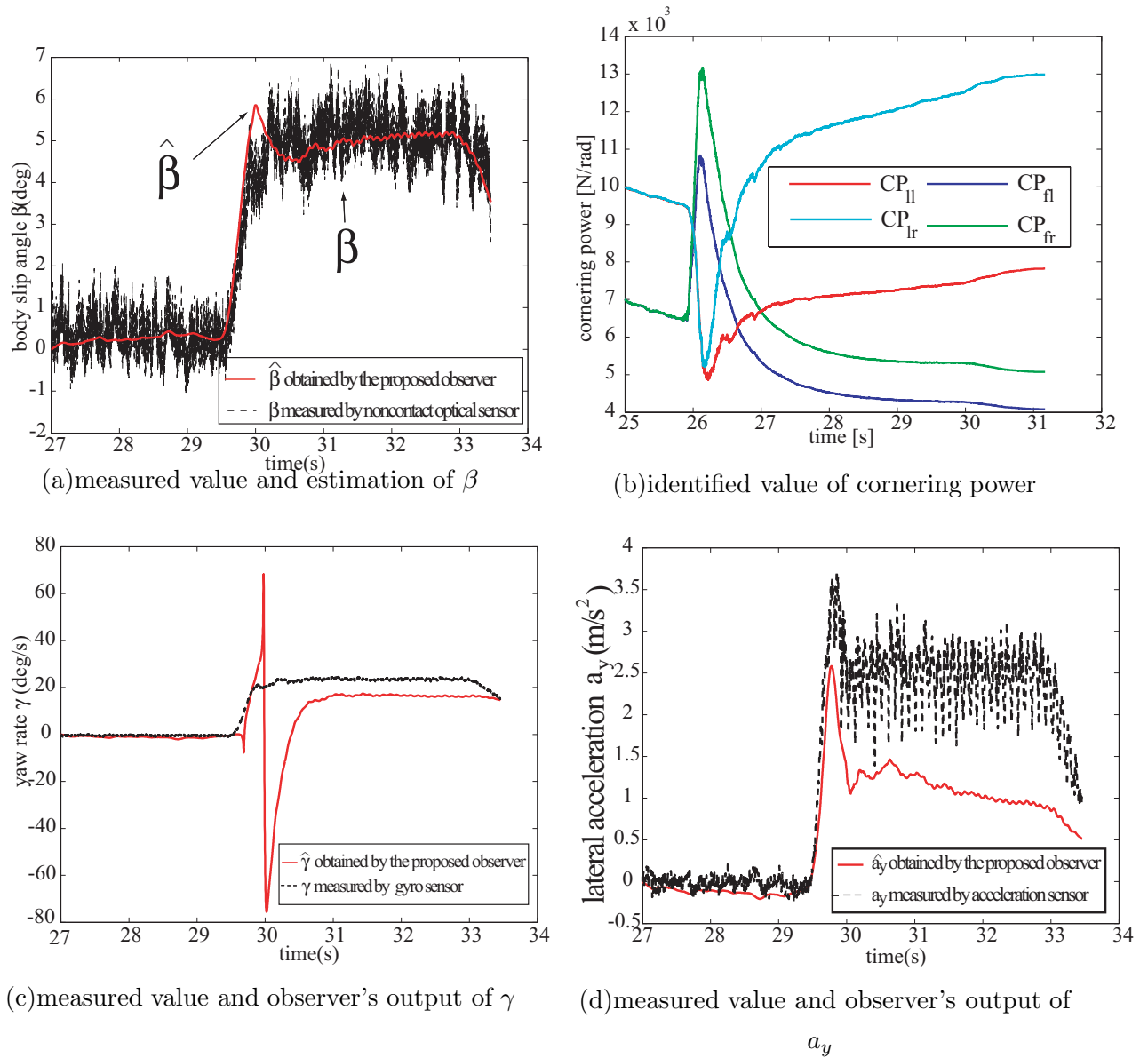


図 5.13: 推定結果; steering angle δ 270[deg]

5.5 各輪のコーナリングパワーと車体すべり角の相互推定による提案した車体すべり角オブザーバの改善

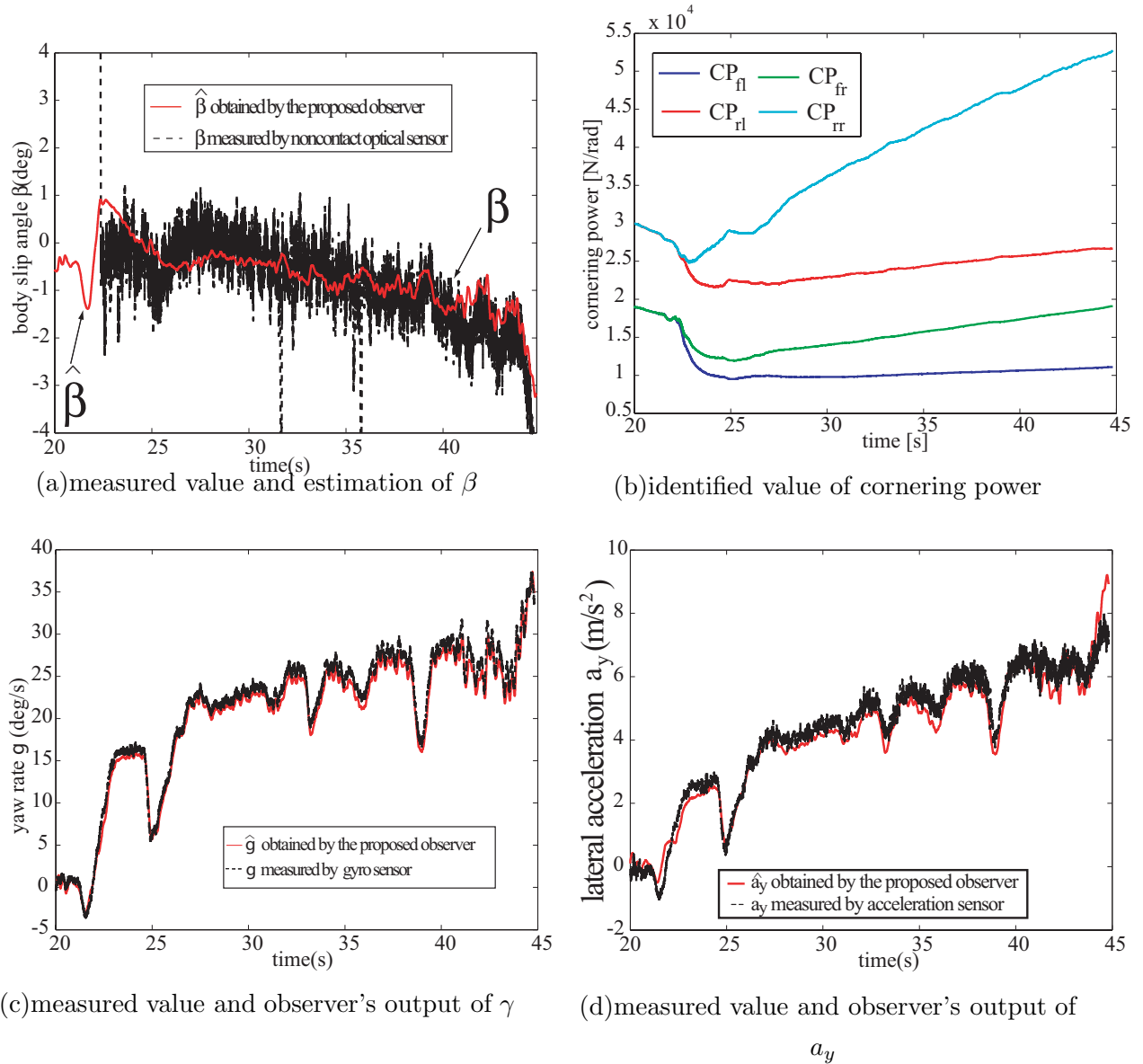


図 5.14: 推定結果; 湿潤路での定常円旋回

第6章 車体の二次元運動の制御 ~ ヨーレート γ と車体すべり角 β の非干渉制御法の提案とそれに基づいた車体すべり角の制御器の 提案 ~

6.1 非干渉制御器の提案

近年、電子技術の発達により前輪をアクティブに制御することで自動車の安全性の向上を目指す技術である AFS(Active Front Steering system) の研究や、左右のタイヤの駆動力差を利用して車体を制御する技術である DYC(Direct Yaw moment Contol) に関する研究が盛んに行われており、どちらの技術も実際の自動車にされ、実用化している。

しかし AFS と DYC という有効な技術を 2 つとも利用しようと考えた場合、互いの設計を独立に考えてしまうと AFS と DYC の干渉という現象を起こしてしまう。従って AFS と DYC は同時に設計する必要がある、さらにその制御対象はお互いに影響を与えない、つまりは非干渉化されているのが一番よい [16]。そこで制御対象を β 、 γ として非干渉制御の新しい手法を提案する。制御ブロックは図 6.1 のようになる。

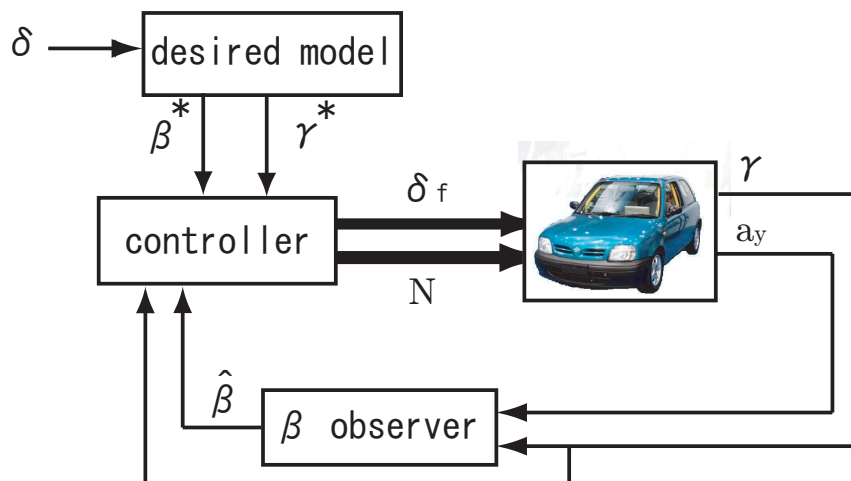


図 6.1: 非干渉制御のコントロール ダイアグラム

6.1.1 モデル追従制御

提案する制御は AFS と DYC の非干渉化と共に β 、 γ を desired model に追従させるものである。よって x_{ref} を作る必要がある。そこでモデル追従制御を利用する。 β の制御のところでも述べたようにどのような desired model がよいかというのは議論の余地があるが、ここでも深く追求しないことにする。desired model は路面状態が良好な自動車の線形モデルとし、式 (6.1) で表される。

$$X_{ref} = [sI - A]^{-1} Bu \quad (6.1)$$

ここで A 、 B は式 (3.26) で定義される行列、入力 u の N は 0 としている。

電気自動車を自由に desired model に追従させることができれば、自動車の運動性能は劇的に向上する事になる。

6.1.2 非干渉制御器の設計

AFS と DYC を非干渉化し、 β と γ を独立に制御するためにフィードフォワードコントローラ J とフィードバックコントローラ L により制御系を組んだ。その時の、入力 u から状態 X までの伝達関数 G は次の式で与えられる。

$$G = [sI - A - BJ]^{-1} BL \quad (6.2)$$

行列 G を対角化することができれば、 β と γ は非干渉化され、互いに独立に制御できるようになる。

非干渉化される条件は次の条件を満たす J と L が存在することである。

$$G_{11} = 0, \quad G_{22} = 0, \quad L \neq 0 \quad (6.3)$$

式 (6.3) から、以下の条件式が導かれる。

$$l_{11} = 0 \quad (6.4)$$

$$a_{12} + b_{11}j_{12} = 0 \Leftrightarrow j_{12} = -\frac{a_{12}}{b_{11}} \quad (6.5)$$

$$l_{12}b_{21} + l_{22}b_{22} = 0 \Leftrightarrow l_{22} = -\frac{b_{22}}{b_{21}}l_{12} \quad (6.6)$$

$$b_{12}j_{11} + b_{22}j_{21} + a_{21} \Leftrightarrow j_{21} = -\frac{a_{21} + b_{21}j_{11}}{b_{22}} \quad (6.7)$$

以上の条件により図 6.2 のように、干渉していた β と γ の制御系を非干渉化する事ができる。

6.1.3 非干渉制御の効果を表すシミュレーション結果

前章で挙げた手法により β の制御系と、 γ の制御系を非干渉化する事ができた。ここではさらに定常誤差が 0 になる、条件を加えてシミュレーションによってその効果を検証す

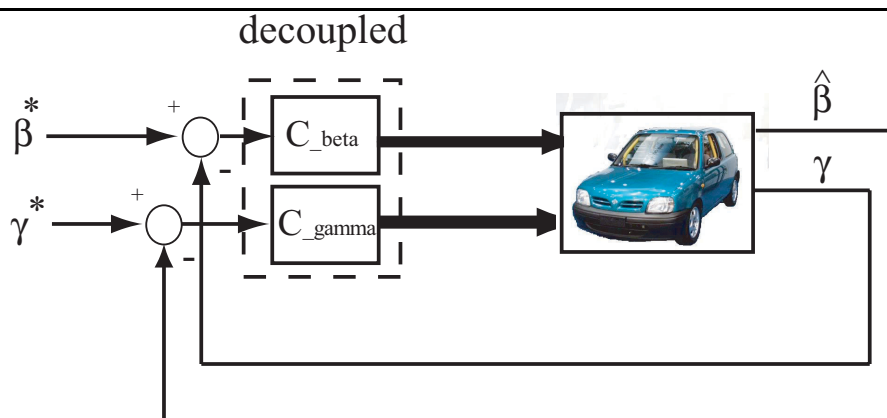


図 6.2: 提案した非干渉制御の効果

る。定常誤差が 0 という事から、 L と J が次のように求まる。 q_1 、 q_2 はそれぞれ G_{12} と G_{21} の極である。

$$\mathbf{L} = \begin{bmatrix} 0 & -\frac{q_1}{b_{11}} \\ -\frac{q_2}{b_{22}} & -\frac{q_1 b_{21}}{b_{22} b_{11}} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{J} = \begin{bmatrix} \frac{q_1 - a_{11}}{b_{11}} & -\frac{a_{12}}{b_{11}} \\ -\frac{a_{21} b_{11} + b_{21}(q_1 - a_{11})}{b_{11} b_{22}} & \frac{a_{22} b_{21} + b_{11}(q_2 - a_{21})}{b_{11} b_{22}} \end{bmatrix} \quad (6.8)$$

非干渉制御のシミュレーション結果～目標値応答～

シミュレーションにより提案した手法の有効性について検証した。ここではシミュレーションにおいて電気自動車の運動を表すために非線形 4 輪モデルを利用している。

図 6.3 は目標値応答に関するシミュレーション結果である。 β 、 γ 共に目標値に定常誤差なく追従している。さらにこのシミュレーションでは実際のコーナリングパワーとノミナルプラントのコーナリングパワーは異なる値に設定していることから、コーナリングパワーに対して提案した手法はロバストであると言える。以上より、提案した手法が有効であることがわかる。

非干渉制御のシミュレーション結果～外乱応答～

次に外乱応答性について検証するために 1 秒から 2 秒の間に 3000[Nm] の大きさの外乱ヨーモーメントを加えた。実際の外乱ヨーモーメントとしては、風や路面状態の急な変化などがあげられる。ここでは人間はハンドルを切る動作は何もしない事にする。つまり外乱が存在しない場合、車両は直線運動をすることになる。

図 6.4(a) は制御を行っていない場合のシミュレーション結果である。外乱のために β 、 γ 共に目標値からずれていることがわかる。それに対して提案した制御を行った場合のシミュレーション結果 (図 6.4(b)) からは提案手法が外乱を抑圧し、 β 、 γ 共にほぼ目標値に追従していることがわかる。このシミュレーション結果から、提案した手法は電気自動車を外乱に対してロバストにしているといえる。

図 6.5 は外乱を加えた場合の電気自動車の軌道である。提案した制御をしない場合は、電気自動車を予測もしない方向に向かっていているのに対して、制御を行った場合はコースから外れずに直進していることがわかる。

6.1 非干渉制御器の提案

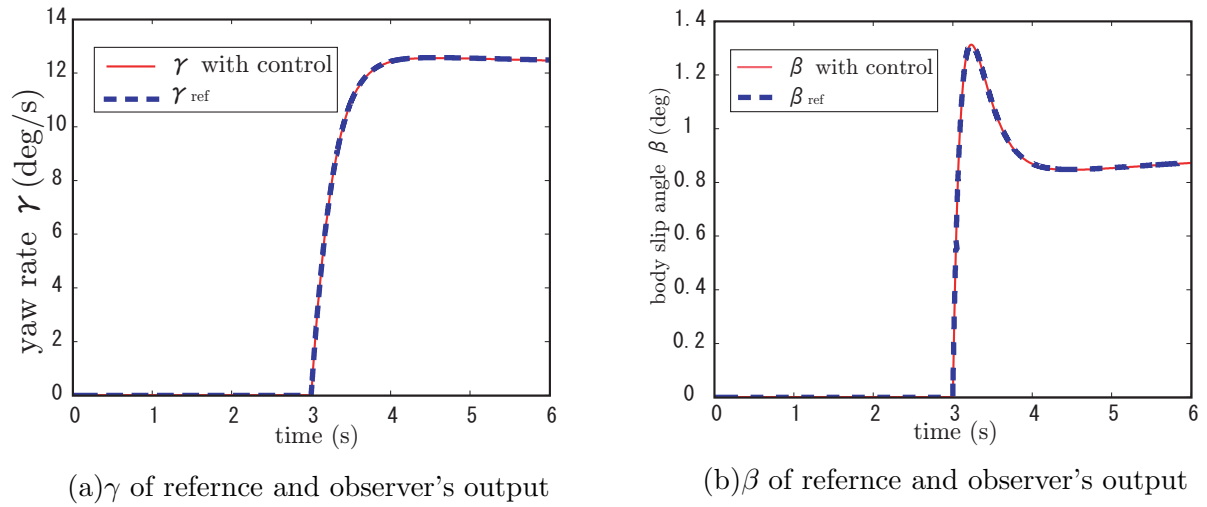


図 6.3: モデル追従制御と非干渉制御を行った場合のシミュレーション結果

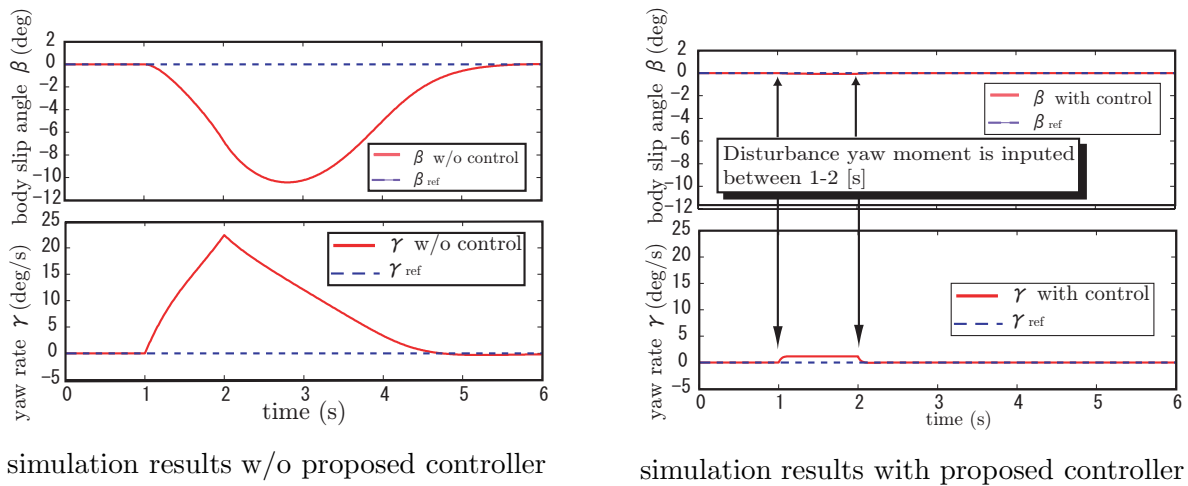


図 6.4: 外乱モーメントを加えた場合のシミュレーション結果

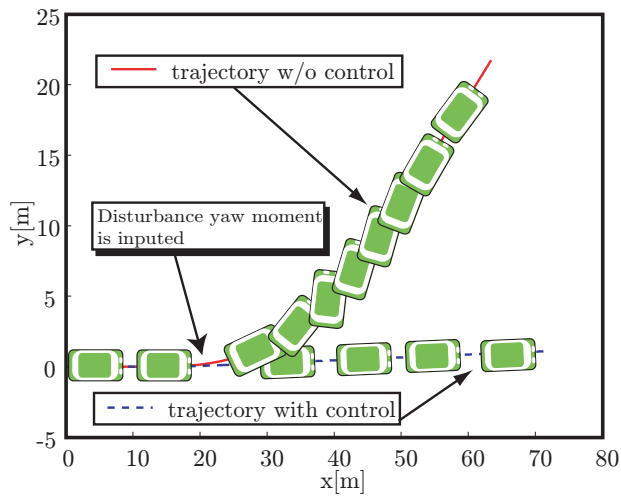


図 6.5: 外乱モーメントを加えた場合の電気自動車の軌道

6.2 各輪の駆動力差による車体すべり角の制御法の提案

6.2.1 車体すべり角のフィードバック制御

前章では、車体すべり角の線形オブザーバによる新しい推定方法を提案し、実車両による実験データから提案したオブザーバの正確性、ロバスト性が証明された。そこで、この章ではさらに進んで車体すべり角の制御の新しい手法を提案したい。最初に述べたように、車体のすべり角は自動車の安全性に関してかかせないパラメータである。そこで電気自動車の長所を活かした左右の駆動力差による β の新しい制御方法を提案し、実車両による実験により提案した制御手法の効果について検証した。

追従モデルの作成

提案する制御は β を参照値 β_{ref} に追従させ、安定化を図る制御である。よってドライバーの意図に合わせて β_{ref} を作る必要がある。車両をどのようなモデルをドライバーが求めているか、どのようなモデルに追従させるのがよいかというのは議論の余地があるがそこについては深く追求しないことにする。 β_{ref} は路面状態が良好な自動車の線形モデルとし、式 (6.9) のように表現できる。

$$\beta_{ref} = \frac{(s - a_{22})b_{11} + a_{12}b_{21}}{(s - a_{11})(s - a_{22}) - a_{12}a_{21}} \delta_f \quad (6.9)$$

ここで $a_{11} \sim a_{22}$ は式 (3.26) 内の行列 A の成分、 b_{21} は式 (3.26) 内の行列 B の成分である。

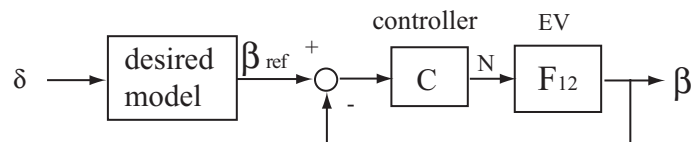


図 6.6: 提案する車体すべり角の制御手法のブロック図

制御方法の提案

今回提案する制御のブロック線図 6.6 のようになる。制御の手法は現在まで様々な手法が提案されているが、実用性を考え PID コントローラを用いた。コントローラを設計するためのモデルは提案したオブザーバと同じく車両の二輪線形モデル (式 (3.26)) を利用した。

ここで F_{12} は次の式で定義される、入力ヨーモーメント N から車体すべり角 β までの伝達関数である。

$$F_{12} = \frac{a_{12}b_{22}}{(s - a_{11})(s - a_{22}) - a_{12}a_{21}} \quad (6.10)$$

制御器を含めた全体の伝達関数は次のようになる。

$$\frac{\beta}{\beta_{ref}} = \frac{CF_{12}}{1 + CF_{12}} \quad (6.11)$$

式 (6.11) の伝達関数の極を自由に決定するためには積分器、微分器、比例ゲインのすべて要素が必要であることが解析結果からわかっている。以上より、コントローラは式 (6.12) のようになる。

$$C = K_1s + K_2 + \frac{K_3}{s} \quad (6.12)$$

式 (6.10) と式 (6.12) を式 (6.11) に代入すると以下のようなようになる。

$$\frac{\beta}{\beta_{ref}} = \frac{(K_1s^2 + K_2s + K_3)a_{12}b_{22}}{s^3 - s^2(a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21}) + (K_1s^2 + K_2s + K_3)a_{12}b_{22}} \quad (6.13)$$

極配置法により式 (6.13) の分母が式 (6.14) のように因数分解できると仮定する。

$$\text{分母} = (s - \alpha)(s - \beta)(s - \gamma) \quad (6.14)$$

式 (6.13) と式 (6.14) を比較すると、極を指定するような次のような条件が求まる。この式には K_1 、 K_2 、 K_3 という三つの自由度があるため、極は自由に設定することができる。

$$\begin{aligned} \alpha\beta\gamma &= -K_3a_{12}b_{22} \\ \alpha\beta + \beta\gamma + \gamma\alpha &= a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21} + K_2a_{12}b_{22} \\ \alpha + \beta + \gamma &= -(-a_{11} - a_{22} + K_1a_{12}b_{22}) \end{aligned} \quad (6.15)$$

条件式 (6.15) を変形すると制御器のゲインがそれぞれ式 (6.16) のように求まる。

$$\begin{aligned} K_1 &= \frac{a_{11} + a_{22} - (\alpha + \beta + \gamma)}{a_{12}b_{22}} \\ K_2 &= \frac{\alpha\beta + \beta\gamma + \gamma\alpha - a_{11}a_{22} + a_{12}a_{21}}{a_{12}b_{22}} \\ K_3 &= -\frac{\alpha\beta\gamma}{a_{12}b_{22}} \end{aligned} \quad (6.16)$$

6.2.2 FB 制御のシミュレーション結果

前章で提案したフィードバック制御のシミュレーションを行い、提案手法の有効性について検討した。5[sec] になるとステアリングをステップ状に切るシミュレーションを行った。舵角は 2,5,8,12[deg] と変えてシミュレーションを行った。

その結果、舵角が小さい領域では正確に β が推定できている。舵角が大きくなると参照値には正確に一致しないが、制御を行っている方が車体すべり角が抑圧されている事がわかる。このことから提案手法の有効性が実証された。

しかし、ここで問題点も浮かんた。発生できないヨーモーメントを入力とした場合にトルクが飽和したり、場合によってはタイヤが空転を起こすケースもある。次章でこれを防ぐアンチワインドアップ制御を提案する。

6.2 各輪の駆動力差による車体すべり角の制御法の提案

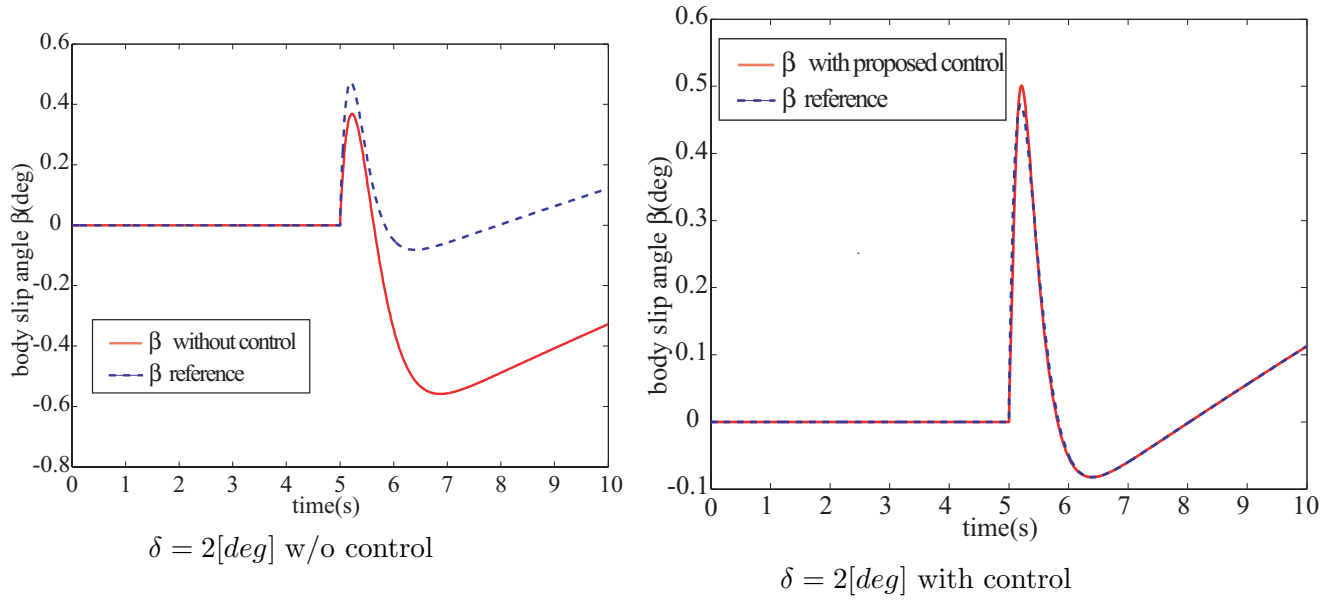


図 6.7: ダイレクトヨーモーメントによる車体すべり角の制御 ($\delta = 2[deg]$)

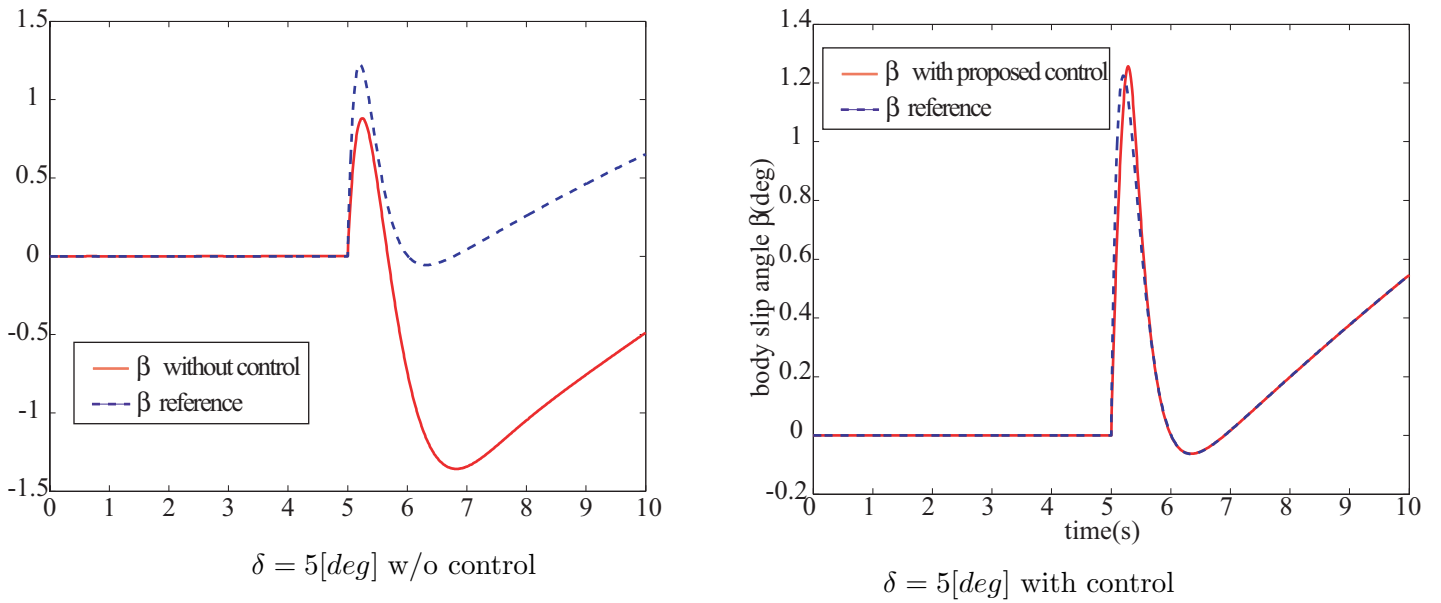
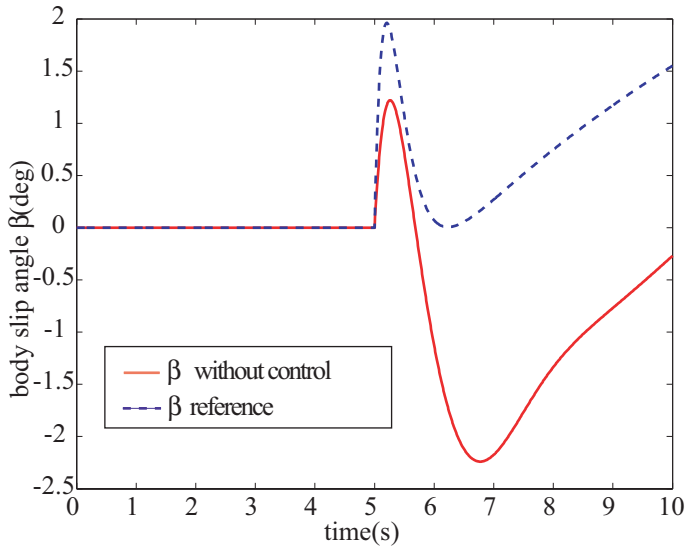
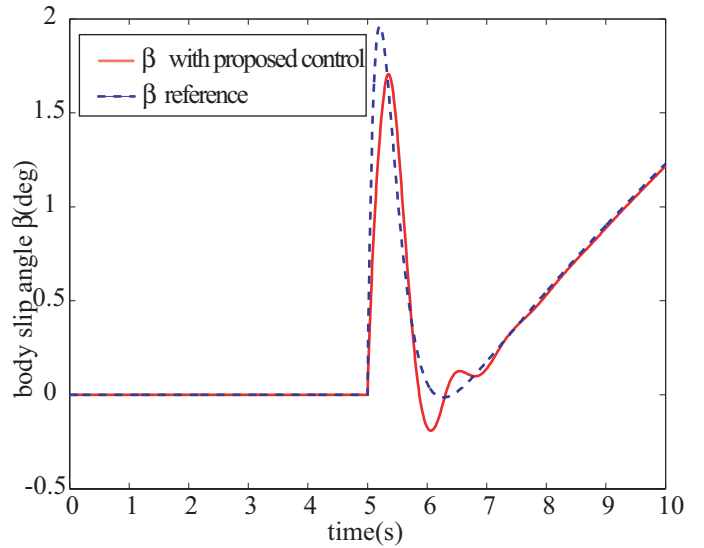


図 6.8: ダイレクトヨーモーメントによる車体すべり角の制御 ($\delta = 5[deg]$)

6.2 各輪の駆動力差による車体すべり角の制御法の提案

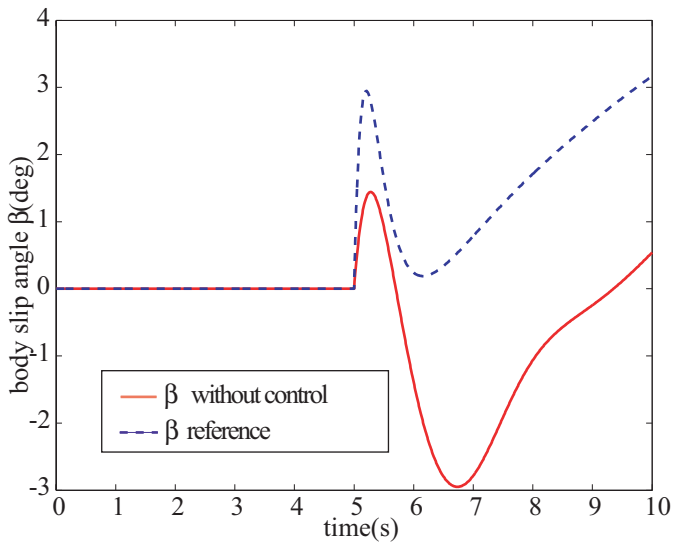


$\delta = 8[deg]$ w/o control

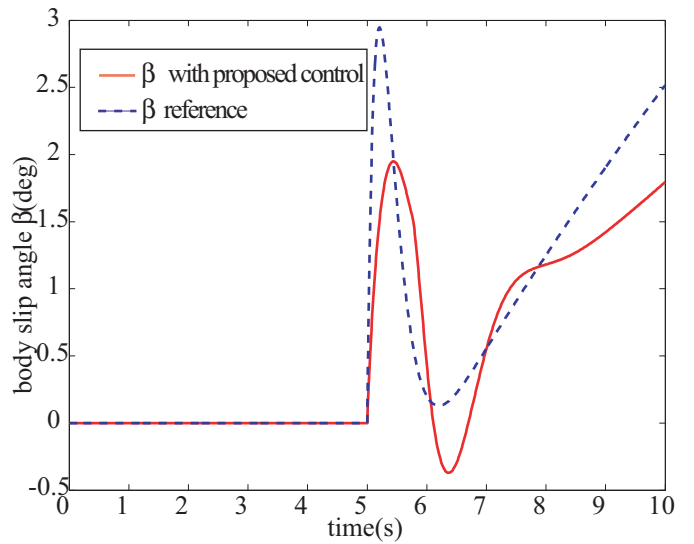


$\delta = 8[deg]$ with control

図 6.9: ダイレクトヨーモーメントによる車体すべり角の制御 ($\delta = 8[deg]$)



$\delta = 12[deg]$ w/o control



$\delta = 12[deg]$ with control

図 6.10: ダイレクトヨーモーメントによる車体すべり角の制御 ($\delta = 12[deg]$)

6.3 駆動力差の飽和を考慮したアンチwindアップ制御の提案

図 3.2 の μ と λ の関係からもわかるように、駆動力のとり得る値には限界があり、 λ の値が大きくなるにつれて飽和していく。さらにタイヤを駆動する電気モータのトルクにも飽和がある。それらの飽和や、 μ - λ カーブの形や、入力トルクの大きさなどといった様々な要因によりタイヤは空転を起こしたり、実際の駆動力と駆動力の参照値が大きくずれる事がある。それは車両の安全性面から考えれば好ましいものではない。よってそれらの飽和を考慮した制御が必要になる。

しかし、 μ - λ カーブは路面状態によって動的に変化するために駆動力が飽和する λ の値や μ_{\max} の値などをリアルタイムで知る事はできない。そこで、 μ - λ カーブによらない、かつシンプルな制御が必要となる。これは、空転防止制御にもつながる。

空転防止制御としては MFC(Model Following Control)[2] などといった研究も行われているが、モデル誤差が大きくなったりそもそも μ - λ カーブによって発生できないはずの大きさの駆動力を入力としている場合は効果が薄い。

以上の事を考慮した場合、次のような制御が適当だと考えた。

- 車体のモデルによらない
- 駆動力の参照値と実際に出力している駆動力のみを使って制御を行う
- 非線形要素を含まない(トルクの応答性の速さを利用するため)

以上のような特徴を考慮した結果、アンチwindアップ制御が適当であると考えた。さらに次のようなアイデアを利用した。

モータ + 路面は駆動力を発生させるアクチュエータである。

提案した制御をブロック線図で表すと図 6.11 のようになる。

つまりはトルクではなく、駆動力でアンチwindアップ制御を組む。

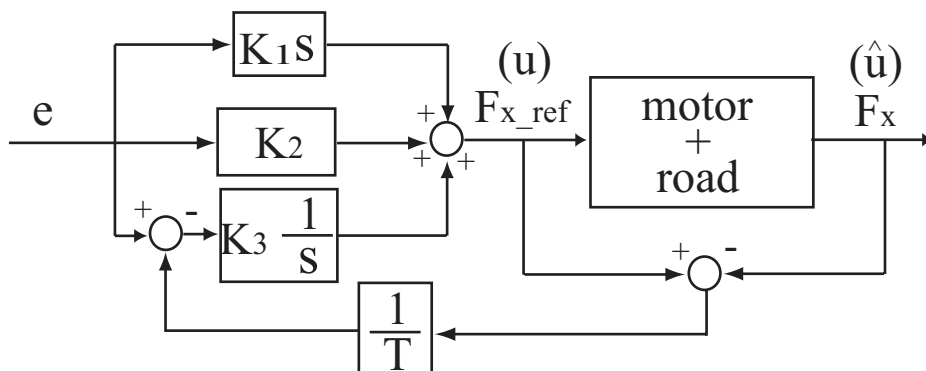


図 6.11: 駆動力の飽和を考慮したアンチwindアップ制御

提案した制御(アンチwindアップ)は次のように理解する事ができる。

$$u = C(w - y) + \frac{\hat{u} - u}{T_s} \quad (6.17)$$

$$\hat{u} = C(w^r - y) \quad (6.18)$$

ここで C は PID コントローラ、 w はアンチウィンドアップ制御を適用していない場合の参照値、 w^r はアンチウィンドアップ制御を適用した場合の、仮の参照値である。

式 (6.17)、(6.18) により w^r が求まる。

$$w^r = w + \frac{1 + T_s}{T_s} \frac{K_2 K_3}{K_1 K_3 s^2 + K_2 K_3 s + K_2^2} (\hat{u} - u) \quad (6.19)$$

これは、入力がなんらかの原因で入力参照値と出力が一致しない場合、アンチウィンドアップによって参照値 w が再構成されると解釈できる。つまりアンチウィンドアップは、入力の差のフィードバックを利用し、それに適した参照値を作成するものと考えられる。

式 (6.19) の安定条件は次の式 (6.20) ~ (6.22) で表現される。 $F(s) = K_1 K_3 s^2 + K_2 K_3 s + K_2^2$ とすると $F(0) = K_2^2 > 0$ より

$$K_1 K_3 > 0 \quad (6.20)$$

$$-\frac{K_2}{K_3} < 0 \quad (6.21)$$

判別式が正。

$$D = (K_2 K_3)^2 - 4K_2^2 K_1 K_3 = K_2 K_3 (K_3 - 4K_1) < 0 \quad (6.22)$$

以上を考慮して、アンチウィンドアップのゲイン T を次のように設定した。

$$T = \frac{K_3}{K_2} \quad (6.23)$$

6.3.1 アンチウィンドアップ制御のための F_x の推定

提案した制御 (図 6.11) では、 F_x をフィードバックしているが測定できるものではない。そこで推定する必要があるがモータではトルクの値を正確にかつリアルタイムに知る事ができるので図 (6.12) のように駆動力オブザーバを組む事ができる。式で表現すると式 (6.24) のように表現できる。

$$\hat{F}_x = F_m - M_w \frac{dV_w}{dt} \quad (6.24)$$

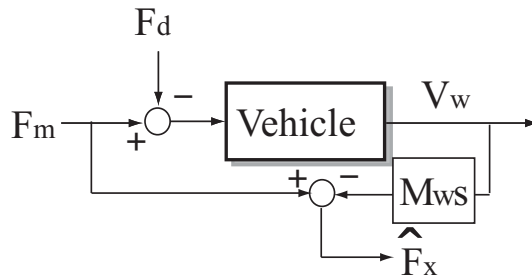


図 6.12: 駆動力の推定機構

6.3.2 シミュレーション結果

タイヤの舵角をステップ状に 15[deg] 切るシミュレーションを行い、アンチwindアップ制御を行った場合、行わない場合で比較する事により提案した制御の手法の効果を検証した。

そのシミュレーション結果は図 6.14~6.17 のようになった。提案したアンチwindアップを適用している場合は駆動力がきちんと reference に追従しているが、提案した制御を適用していない場合はタイヤが空転を起こし非常に危険な状態になっている事がわかる。この事から提案した手法の有効性がシミュレーションにより証明された。

6.3.3 アンチwindアップ制御の出力を用いた駆動力配分の可能性

アンチwindアップにより、現在出力している駆動力と、入力しようとしている駆動力の差が、4輪すべてにおいてわかる。このことから4輪すべてにおいて飽和しているか、まだ摩擦円に余裕があるのかがわかる事になる。よって、駆動力配分にも利用できるはずである。この際、横力を利用して、現在発生しているタイヤの力の大きさを考えて駆動力配分を行っても良いと思うが、そもそも μ ピークがわからず、摩擦円の最大半径がわからないために実用的には意味がないと思われる。(むしろ既存の $\max_i F_i \rightarrow \min$ の条件を用いると摩擦円の余裕がなくなるタイヤも出てくるはずである。)

そこで駆動力のみを用いて駆動力を配分をすればよいと考えられる。飽和を考慮したアンチwindアップ制御を用いていればタイヤが飽和に達している事もわかり、出入力の差を他の余裕があるタイヤに回す事でより大きなヨーモーメントが確保できるのではないかと考えられる。提案したブロック線図は図 6.13 のようになる。

単純に ΔF_x を他のタイヤに回す制御を、実際にシミュレーションで行ってみたが特に効果が見られなかった。よって新たな駆動力配分法が必要だと思われる。これは今後の課題である。

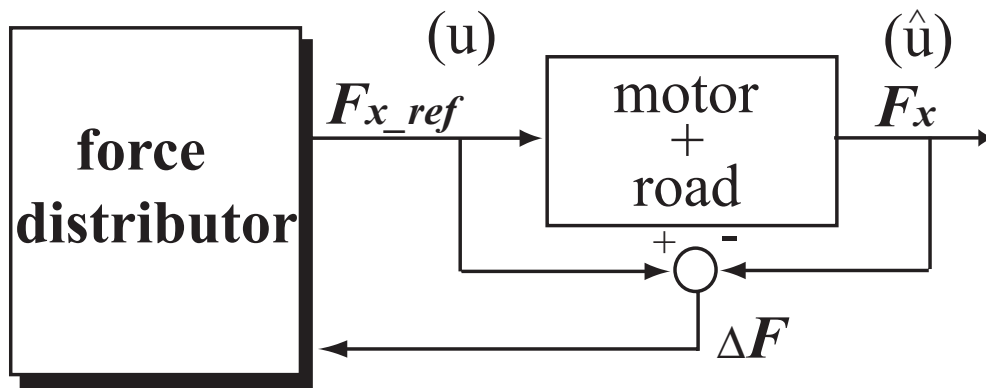


図 6.13: アンチwindアップ制御を利用した駆動力配分

6.4 東大三月号 II での実験による提案手法の検証

6.4.1 車体すべり角の制御実験

提案した制御手法の効果を、東大三月号 II による実験で検証した。約 40Km/h の一定速度で走行中、ステアリングをややステップ状に切る実験を行った。その結果図 6.18 のような結果が得られた。図 6.18(a) は横すべり角、図 6.18(b) はヨーレート、図 6.18(c) は前輪の角度を表している。制御を行っていない場合の実験では β の値が大きくなり危険な状態になっているが、それに対して提案した制御を行っている方は β の発生が抑圧され、安定に走行していることがわかる。

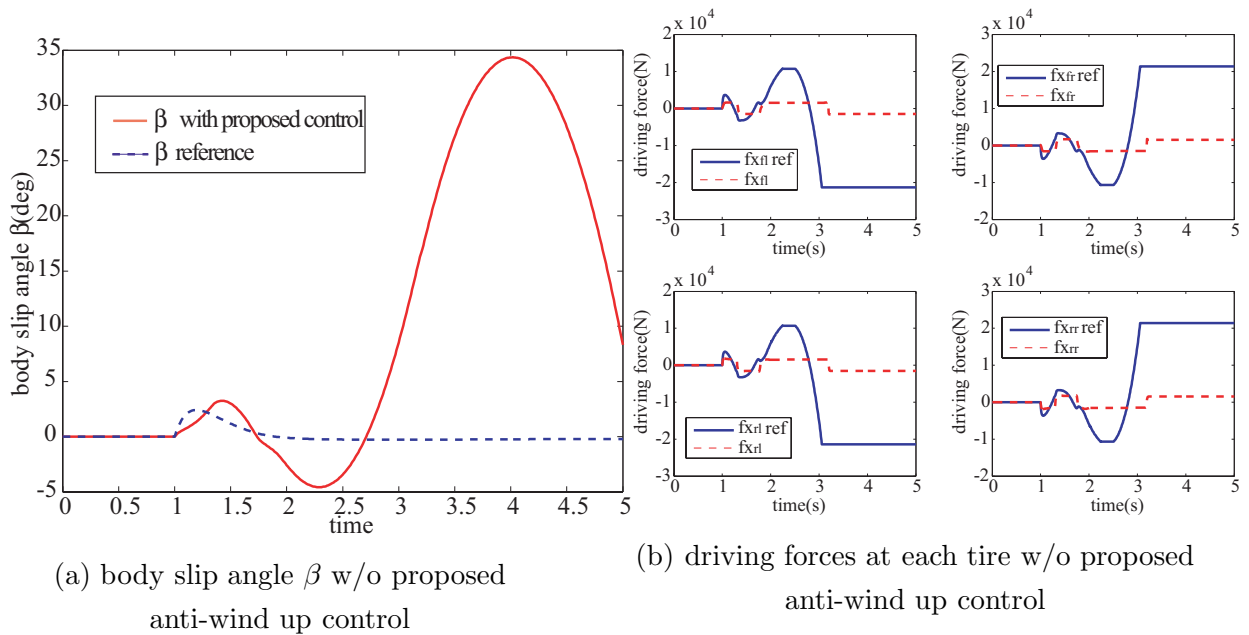


図 6.14: 提案したアンチwindアップ制御を適用しない場合のシミュレーション結果
 Fig. 6.14 simulation results w/o proposed anti-wind up control

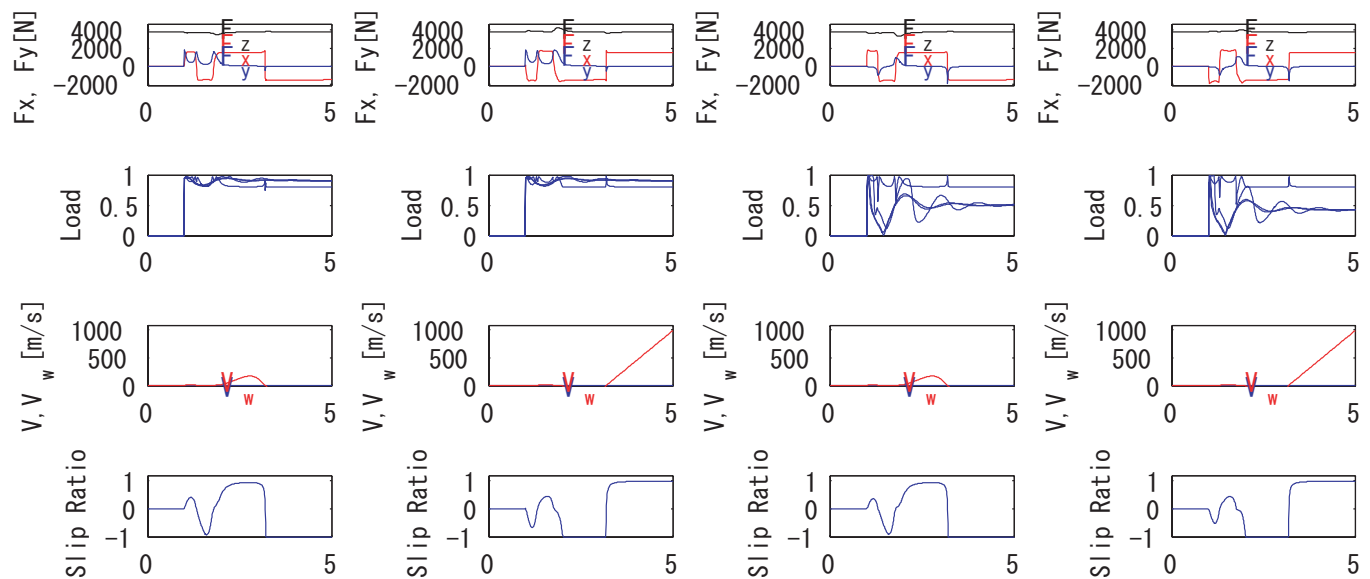


図 6.15: アンチwindアップ制御を適用しない場合の車両状態

6.4.2 制御時における車体すべり角の推定結果

提案した制御手法には車体すべり角の抑圧の効果がある事がわかった。

次に、提案した手法により制御時にコーナリングパワーと車体すべり角が正確に推定できるか検証した。その結果は図 6.19 のようになり、制御下でも車体すべり角、コーナリングパワー共に正確に推定できる事がわかった。

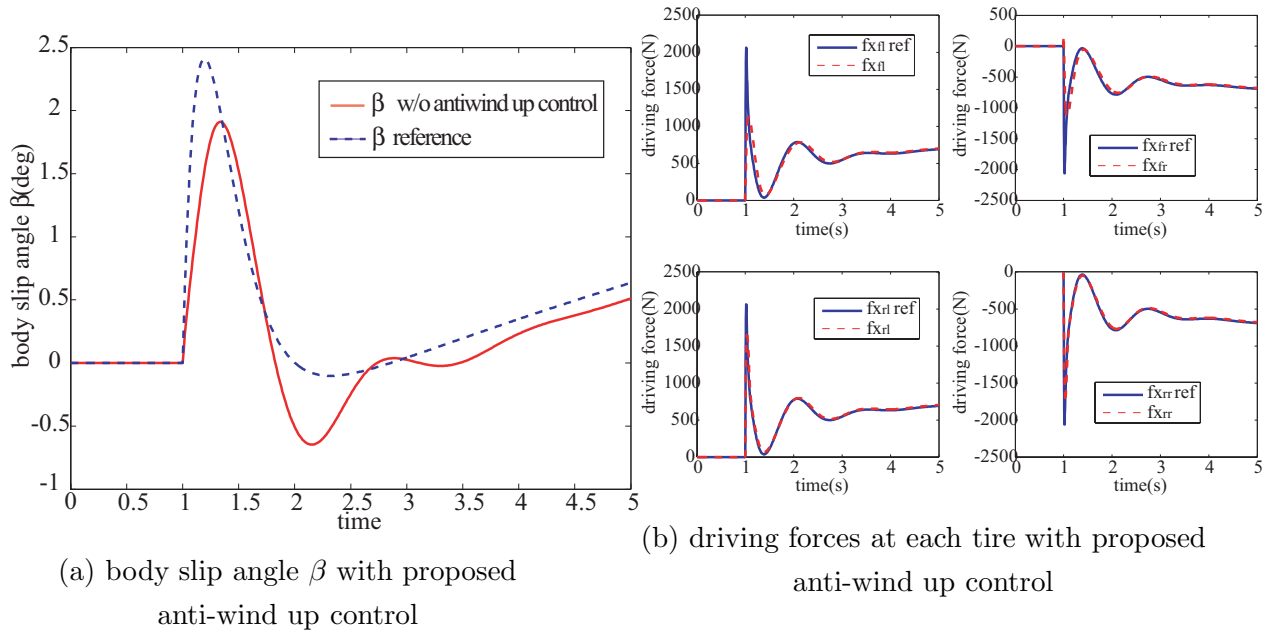


図 6.16: 提案したアンチwindアップ制御を適用した場合のシミュレーション結果

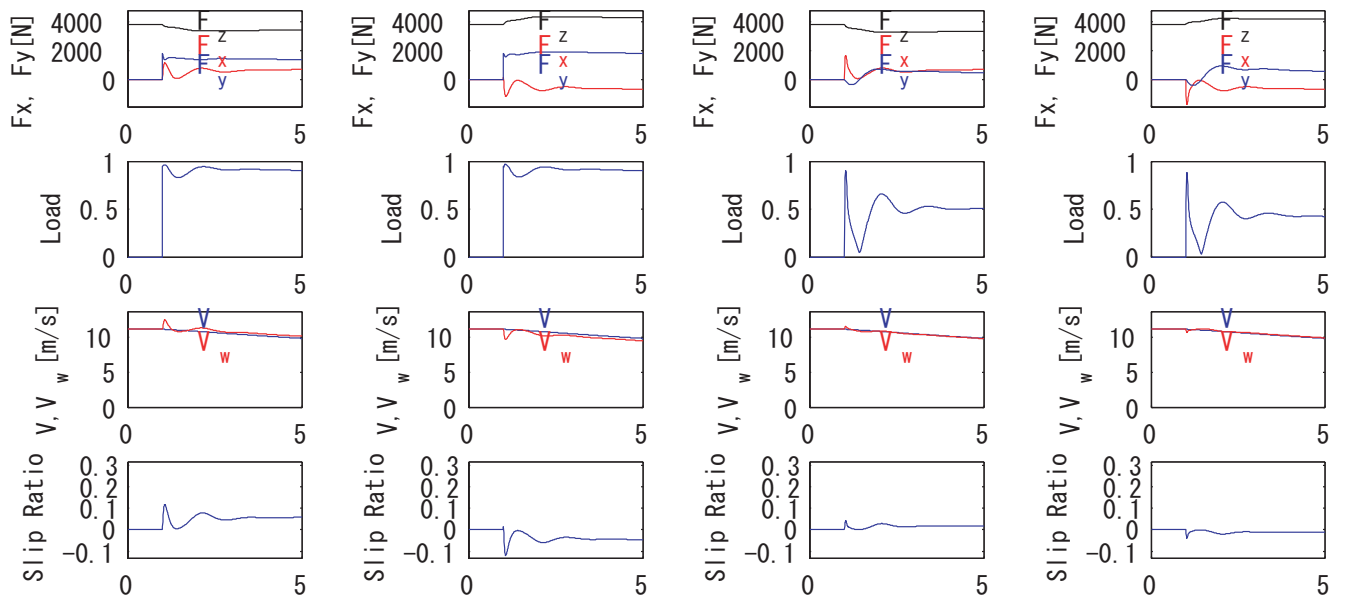
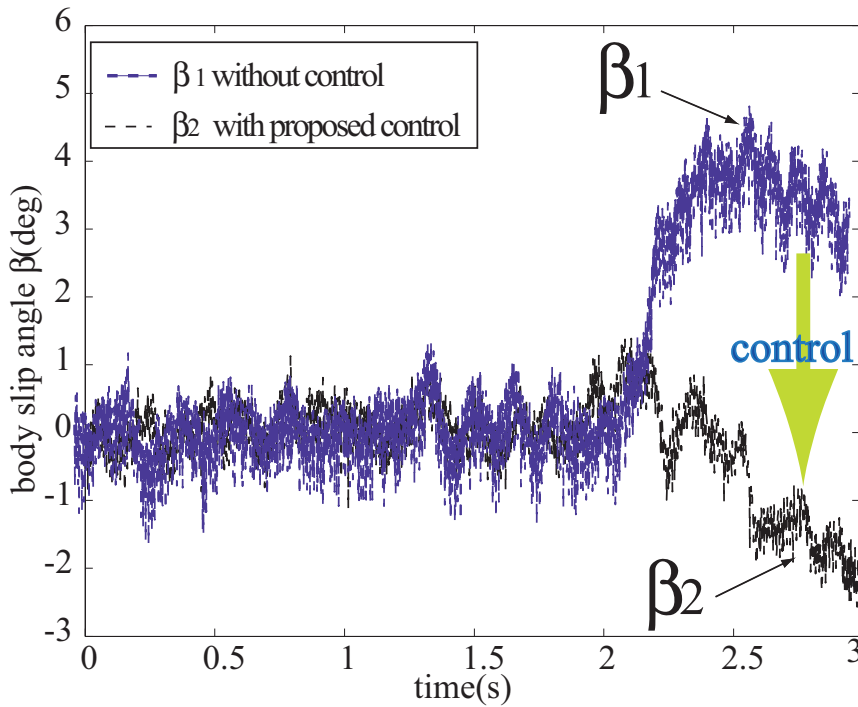


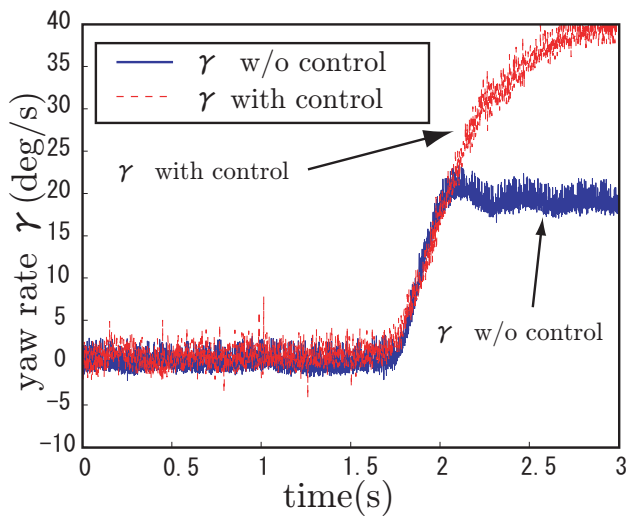
図 6.17: アンチwindアップ制御を適用した場合の車両状態

この事から提案した車体すべり角の推定法は提案した制御下でも安定して車体すべり角が推定できる事がわかった。



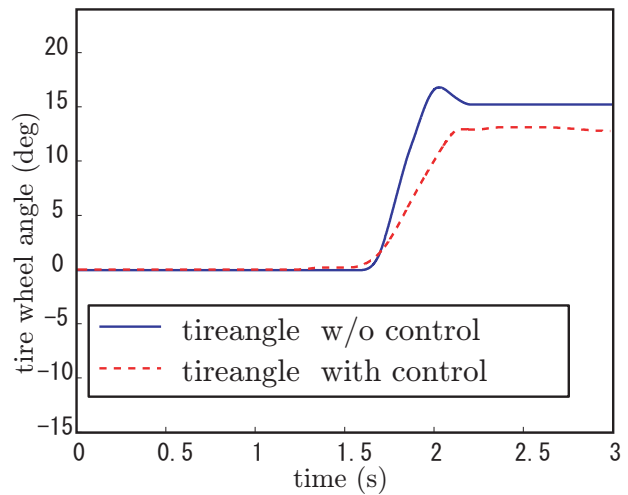
(a) β の測定値

(a) Measured value and estimation of β



(b) ヨーレート γ

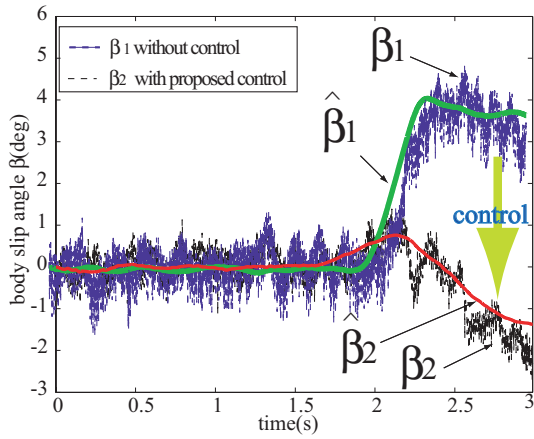
(b) Measured value of γ



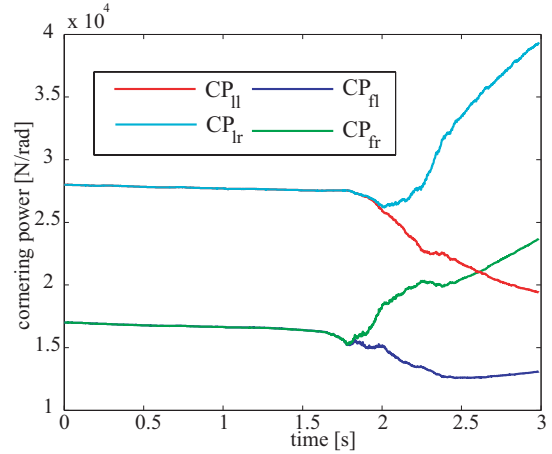
(c) 前輪の角度 δ_f

(c) Front steering angle δ_f

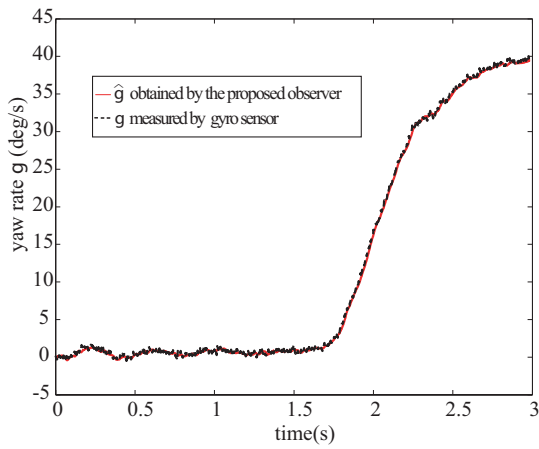
図 6.18: No.1:車体すべり角の制御実験の結果
Fig. 6.18 No.1: results of β control



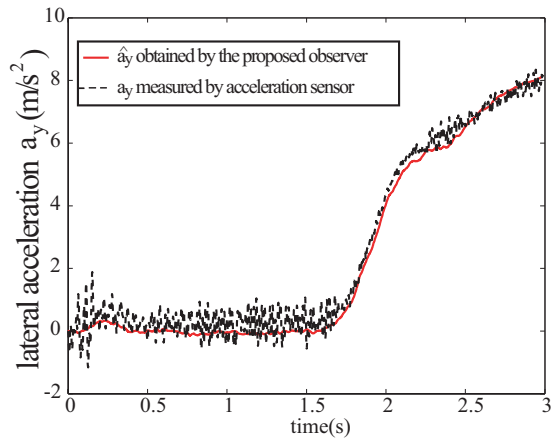
(a-1) Comparison β with normal and the proposed control



(a-2) identified cornering power



(b) measured value and observer's output of γ



(c) measured value and observer's output of a_y

図 6.19: β control and estimation results

第7章 結論

7.1 本論文のまとめ

本論文では電気自動車の長所を生かした電気自動車の二次元運動の推定と制御に関して、新しい手法を提案した。推定の手法に関しては以下の手法を提案した。

- モデルエラーに対してロバストな新しい車体すべり角オブザーバの設計
- 各輪のコーナリングフォースの推定
- 各輪のコーナリングパワーの推定
- コーナリングパワーの推定値を用いた車体すべり角オブザーバによる推定

これらの手法はすべて一般的に車両に搭載されているヨーレートセンサと加速度センサにより実現しており、実現的な手法と言える。

制御に関しては以下の手法を提案した。

- ヨーレートと車体すべり角制御の非干渉化
- ヨーレートの AVS による制御
- 車体すべり角のダイレクトヨーモーメントによる制御
- 電気自動車へのアンチワインドアップ制御の適用

車体すべり角のダイレクトヨーモーメントによる制御は実験車両、東大三月号 II を用いた実験によりその有効性を示した。

7.2 今後の課題

今後の課題としてあげられるのは、提案した制御手法を東大三月号 II を用いて実験を行う事である。推定を行いながら実際に制御を行う事が大きな課題である。またコーナリングパワーやコーナリングフォースの推定法についても提案したが、実験車両において推定値が実際にどれくらいあっているのか、ねじれセンサや NSK が開発した新しい測定センサによって検証する必要がある。東大三月号 II は今年度は故障してしまい、実験ができなかった。筆者としては本研究室で作成したキャパシタコムス EV による実験に期待している。

参考文献

- [1] Yoichi Hori: "Future Vehicle driven by Electricity and Control -Research on 4 Wheel Motored 'UOT March II'", AMC 2002, pp.1-14, 2002.
- [2] Shinichiro Sakai, Hideo Sado and Yoichi Hori: "Motion Control in an Electric Vehicle with Four Independently Driven In-Wheel Motors", *IEEE Trans.onMechatronics*, Vol.4, No.1, pp.9-16, 1999.
- [3] Akio Tsumasaka, Hiroshi Fujimoto, Toshihiko Noguchi: "On-line estimation of cornering stiffness with yaw-moment observer", IEE of Japan Niigata Branch Convention Record, IV-12, pp.74, 2004.(in Japanese)
- [4] 堀内泰:"車両挙動安定化制御システムにおけるタイヤモデルの提案",自動車技術会学術講演会前刷集,No64,pp.5-8,1998.
- [5] 原哲:"車輪の駆動力飽和を考慮した電気自動車の新しい2次元運動制御-東大三月号の製作と実験-",東京大学,修士論文,2001.
- [6] 安部正人:"自動車の運動と制御",山海堂,1992.
- [7] 堀洋一,大西公平:"応用制御工学",丸善,1998.
- [8] Masugi Kaminaga and Genpei Naito: "Vehicles Body Slip Angle Estimation Using an Adaptive Observer", *Proceedings of AVEC'98*, 1998.
- [9] Joanny Stephant:"Virtual Sensor: Applicaton to Vehicle Sideslip Angle and Transversal Forces" *IEEEtrans.onIndustrialElectronics*, vol.51, No.2 April 2004
- [10] Laura R. Ray: "Nonlinear State and Tire Force Estimation for Advanced Vehicle Control", *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol.3, No.1, pp.117-124, 1995.
- [11] Fredrik Gustafsson: "Monitoring Tire-Road Friction Using The Wheel Slip", *IEEE Control Systems*, pp.42-49, 1998.
- [12] Paul Yih:"Steer-by-Wire for Vehicle State Estimation and Control"
*Proceedingsofthe2004InternationalSymposium
onAdvancedVehicleControl(AVEC)*, Arnheim, The Netherlands

参考文献

- [13] Tomoko Inoue and Yoichi Hori: "Observer Design of Body Angle β for Future Vehicle Control and Experimental Evaluation using the Four-Motored Electric Vehicles", *Proceedings of EVS - 20*, 2003.
- [14] 岩井善太, 井上昭, 川路茂保:"オブザーバ", コロナ社,1988.
- [15] Yoichi Hori and Takaji Umeno: "Implementation of Robust Flux Observer Based Field Orientation (FOFO) Controller for Induction Machines" 1989 *IAS Annual Meeting*, pp.523-528, 1989.
- [16] 井上友子:"電気自動車における車体滑り角 β の推定と制御", 東京大学, 修士論文,2003.

発表文献

学会誌論文

- [1] 青木良文, 堀洋一, 電気自動車における車体すべり角オブザーバのロバスト化と実車データによる検証, 電気学会論文誌 D, 2005.5

国際会議論文

- [1] Yoshifumi Aoki, Tomoko Inoue, Yoichi Hori. :”Robust Design of Gain Matrix of Body Slip Angle Observer for Electric Vehicles and its Experimental Demonstration” , *Proceedings of AMC2004*, 2004.3, Kawasaki
- [2] Yoshifumi Aoki, Yoichi Hori. :”Robust Estimation and Control of Body Slip Angle for Electric Vehicle” , *Proc. of EVS21*, 2005.4, Monaco
- [3] Yoshifumi Aoki, Toshiyuki Uchida, Yoichi Hori. :”Experimental Demonstration of Body Slip Angle Control based on a Novel Linear Observer for Electric Vehicle” , *IECON2005*, 2005.11.6-10, NC
- [4] Yoshifumi Aoki, Zhao Li, Yoichi Hori. :”Robust Design of Body Slip Angle Observer with Cornering Power Identification at Each Tire for Vehicle Motion Stabilization” *AMC'06*, 2006.3, Istanbul

学会、研究会等

- [1] 青木良文, 堀洋一:”電気自動車における車体すべり角オブザーバのロバスト化と実車データによる検証”, 電気学会自動車研究会, VT-04-1, 2004
- [2] 青木良文, 内田利之, 堀洋一:”電気自動車の長所を活かした各輪の駆動力差による車体すべり角の制御” IIC 研究会, 2005.3, Nagoya

招待講演

- [1] 青木良文, 堀洋一 :”電気自動車のための横加速度を用いた車体すべり角の推定法と制御方法の提案” , EVS forum, 2005.6, Yokohama

共著論文

- [1]Takashi Koike, Yoshifumi Aoki, Xiaoxing Liu, Yoichi Hori. :”Advanced Vehicle Motion Control of EV based on Electric Motor’s Advantages”, *Proc. of EVS22*, 2006.10, Yokohama

謝辞

本研究を進めるにあたり、多くの方から、ご指導、ご助言をいただきました。

特に堀洋一教授には卒論生からの3年間、非常にお世話になりました。何も知識がなかった私がここまで成長できましたのも先生のご指導のおかげです。ありがとうございます。ここに深く感謝の意を表したいと思います。

技術官の内田利之さんには、自動車の作業を通して色々なことを学ばせていただきました。ねじの締め方から東大三月号 II の仕組みや、その作成苦労など色々有益な話を聞かせていただきどうもありがとうございました。

研究生の呉世訓さんには研究で様々なアドバイスをいただいたり議論を交わす機会を頂きました。研究がこのような素晴らしい形にまとまったのもセフンさんのおかげです。ありがとうございました。

研究生の畠直輝さんには東大三月号 II が故障した際に直していただいたり、他にも3年間様々なアドバイスや知識をいただきました。ありがとうございました。

D2の賀さんには同じEVチームとして様々な議論をたくさんさせていただき、色々な研究のヒントを頂きました。ありがとうございます。来年からも頑張ってください。

M2の河島にはお互い持っていない部分を刺激しあう良い関係だったと思います。その姿勢に学ぶ事が多かったと同時に非常に迷惑もかけたと思います。すみません。EVS 21での経験、思い出は一生に残る物です。あの際には色々と考えました。一緒に旅をしてくれてありがとう。

M2の劉君とはたくさん楽しい話をした気がします。研究の議論も比較的させていただいた方だと思います。いつか一緒にテニスしましょう。

M2のフランクはいつも真面目に一生懸命に研究室で頑張っている姿を見て、感化される部分は結構ありました。もっと色々な議論を交わしたかったです。博士に行っても頑張ってください。

M2のLucyとはIECONで一緒に旅をさせていただいて非常に楽しかったです。研究のお話などをさせていただく機会はありませんでしたが、社会に出ましてもお互い理系として頑張っていきましょう。

M1の吉田君とはいつも有意義なお話をさせていただいて非常に勉強になりました。まるで社会人と話しをしている気になったのは私だけだったのでしょうか。プレゼンテーションもうまく、公私共に学ぶ部分が多かったです、二年間ありがとう。

M1の中村とは色々な趣味のお話や就職のお話、色々なジャンルにわたって色々なお話ができて楽しかったです。ありがとうございました。研究頑張ってください。

B4の中邨君とは研究テーマが比較的近かった事もあって研究のお話もたくさんさせていただきました。来年からは体に気をつけて学生生活を送ってください。その事が非常に心配です。

7.2 今後の課題

B4の鈴木君は知識が非常に多く、クレバーな頭の持ち主で研究を一人でどんどん進めていく姿には驚いたと共に自分も頑張らなければと思わされました。古関研に行ってもがんばって下さい。

B4の小池は家も近いという事もあり、色々お世話したと共にお世話になった気がしません。ありがとうございます。来年から修士ですが頑張ってください。

B4の中西さんには研究室に入る前から様々な縁があってお世話になりました。研究室でも楽しいお話をさせていただきありがとうございました。

B4の金間君は隣の席というのもあって楽しいお話をさせていただきました。ありがとうございました。来年からも頑張ってください。

研究生のGengさんにはその研究に意欲的なその姿に関心しました。来年からは本格的な研究生活に入りますが、頑張ってください。

秘書の越智さんにはプライベートなお話をさせていただいたり、事務的な作業もしていただいたりと色々な意味でお世話になりました。ありがとうございました。

M1の時にお世話になった李さん、坂東さん、チャンさん、青木健一郎さん、小玉さん、福井さん、古川さん。

一緒に生活をする事で色々な刺激を頂き、モチベーションにもつながりました。ありがとうございました。

本研究室で過ごした3年間は本当に有意義なもので、僕の人生においてとてもよい刺激になったと同時に忘れえぬ思い出になりました。この場を借りまして御礼申し上げます。