

— 産業応用フォーラム資料 —

電気と制御で走る未来のクルマ

2002年3月18日

東京大学

堀 洋一

宇宙科学研究所

坂井 真一郎

第1章 はじめに

1990年代に入る頃から環境問題を直接の契機として電気自動車 (EV) の開発に熱が入り、いま何度目かのブームが訪れている。2002年現在、ハイブリッド車 (HEV) が盛んに市場に出るようになり売れ行きも好調である。燃料電池車 (FCEV) が将来の本命と言われ、その開発をめぐっては熾烈な競争が行われている。

現在、これらの車の最高速度や加速性能は既に満足できるレベルに達しつつある。純電池式EV (PEV) で課題であった一充電走行距離の問題も、ハイブリッド車や燃料電池車の登場によって、解消されつつある。日本では、IM (誘導モータ) からPM (永久磁石) モータへ進む傾向があるが、アメリカでは大型化や耐環境性で有利なIMが依然主流である。今後はインフラを含めて燃料供給の形態をどうするのか、という点が議論の中心となるだろう。特に燃料電池車に関しては、水素 (圧縮、液体、吸蔵合金) で供給するのか、メタノールや合成ガソリンなどの燃料を車上改質によって用いるのかが、以前不透明であり、インフラ整備に際しての問題となっている。

電気自動車のエネルギー効率 現在のところ、こうしたEV普及の原動力は、排出物などの環境低負荷性、静粛性、柔軟なエネルギー源選択の可能性、そしてなによりエネルギー効率の良さであると考えられる。

実際のところ、電気自動車のエネルギー効率はどの程度のものなのだろうか。各種の検討があるものの、トヨタ自動車による検討 (図 1.1) などは、ひとつの平均的な結果を示す例である。FCEV についてはなお不透明な部分が多いものの、少なくとも現時点で得られる性能は、やはりこの程度の効率になるようである。

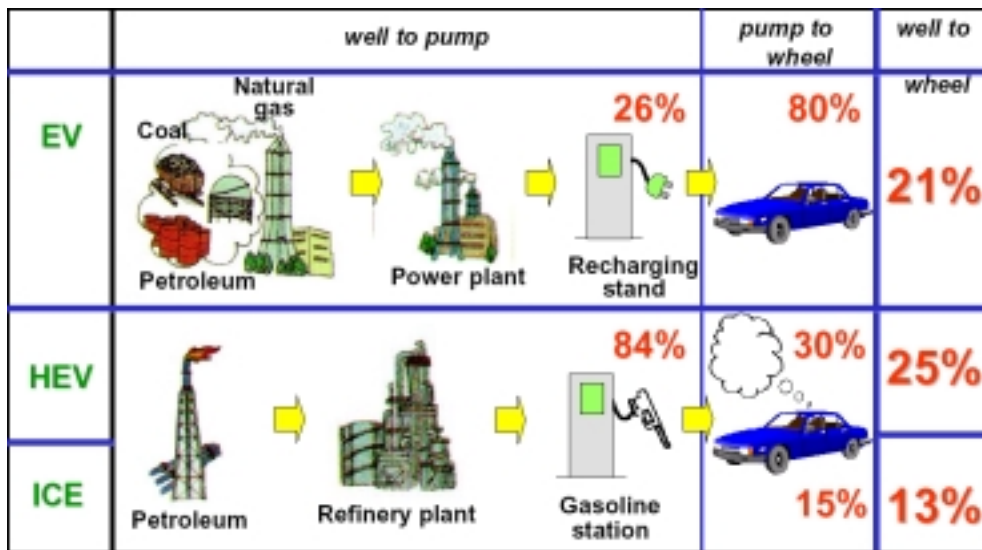


図 1.1: ICV, EV, HEV のエネルギー効率を比較した例 [1]

電気自動車がいざなう制御の世界 こうした背景から将来電気自動車 (PEV, HEV, FCEV) が普及すれば、そこには一つの新しい可能性が開けることになる。それは、制御面での可能性である。

電気自動車の特徴は当然であるが電気モータで走ることである。従って、電気モータの特長を生かさなければ意味がない。静的な効率マップなどで比べたり、クリーンさだけを売りものにしてしまうと、早晚ガソリン車に負けるようになるだろう。

電気モータの最大の特長は、トルク応答がエンジンより2ケタ速いという点にある。エンジンが500msならモータは5msである。アクチュエータが速いとフィードバック制御が可能になり、人間から見た駆動特性(目標値応答)を変えることなく、車輪がスリップしたときのトルクの垂下特性(外乱応答)だけを調整して、すべりにくくできるようになる。これはまさに2自由度制御である。損失の少ないタイヤで走行できれば、大きなエネルギーの節約になる。

つぎに、自分の発生するトルクが正確に把握できるので、タイヤの発生している駆動力や制動力を容易に推定でき、路面摩擦係数の実時間同定が簡単にできるようになる。この情報は直ちに制御に用いることができるし、すべりやすい路面でドライバに警告を出したりすることも可能になる。

さらに、モータは分散配置してもコスト高にならないので、4輪独立駆動にすれば、ヨーモーメント力そのものを制御入力とする制御系が組め、ガソリン車にはできない高度なモーションコントロールが可能になる。小型エンジンを4個使うことは非常識でも電気モータなら許されるであろう。実際、1990年に東京電力が開発したIZAでは4個のインホイールモータが、1997年に環境庁が開発したエコビークルLucioleでは2個のインホイールモータが、それぞれ用いられていた。

これらは電気自動車が制御面で持っている潜在的な優位点であるが、自動車工学の側から眺めても、このような性能に対するニーズは大きい。近年の自動車には、積極的な制御によって車両の安全性を向上させようというパラダイム(Active Safety)がある。タイヤのスリップ防止装置であるABS(Anti-lock Brake System)はこの典型であるし、近年開発されたVSC(Vehicle Stability Control)は、旋回時のスピンを防止できることから、今後急速に普及すると考えられる。これらの制御に際しては、エンジンやブレーキの持つ応答遅れ、非線形性、性能の不確かさなどが、大きな障害となっている。

従って、将来電気自動車の時代が訪れれば、車両運動制御のアクチュエータは必然的に電気モータに移行し、またこれによって、従来は不可能だったような制御も可能になるだろう。そしてここに至って自動車は、まさに”電気と制御で走るもの”へと変貌するであろう。

実際、HEVで燃費改善に重要な役割を果たしているのは、モータと連結された発電機ないしモータによるエンジン回転数の制御、これによるエンジンの最適効率運転であり、これらはすでに”電気と制御で走るクルマ”のひとつの実例と言ってよいだろう。

我々のグループでは、こういった背景から、1996年頃から電気自動車の制御に関する研究を行ってきた。また研究と平行して実際の電気自動車製作も行い、実験を中心とした研究を進めてきた。特に2001年に完成した”東大三月号II”は、4輪全てにモータを装備し、それらを全て独立に駆動できる車両であり、今後の我々の研究において重要な役割を果たすと期待されている車両である。本稿では次章でこの車両の紹介を行い、その後研究の各論を紹介していくことにする。

なお、ここで我々がイメージしている制御とは、自動運転的なものよりは、むしろ制御によって車両のダイナミクスを調整し(スリップ防止やスピン防止)、これによってより操縦しやすい車にしようというものである。ITSや自動運転におけるEVの位置付けに関しても種々の議論は見られるが、本稿での議論には含まれていないことを断っておく。

第2章 実証実験用EV ”東大三月号II”

我々は研究を進めるにあたり、実際の電気自動車で実験を行うことを旨として来た。今日の自動車設計においては、シミュレーションによるダイナミクス解析も有効に活用されるようになってきているが、我々にとってこのようなアプローチは、

1. 車の機械的な機構を詳細に記述するシミュレーションモデル製作が必要であり、
2. かつそのモデル検証には、どこかで実車との比較対照が必要とある

ことから、採り難いものであった。

我々のグループにおける最初のEV製作は、1995-7年にかけて、古谷らによって行われた [2]。これが今日、”東大三月号I”と呼ばれている車両であり、ベース車両に日産マーチを、駆動モータに直流直巻モータを一基搭載したEVであった。我々の研究のうち、前後方向運動に関する駆動輪制御、あるいは路面状態推定に関する知見の多くは、この車両による実験を通じて得られたものである。

一方で、研究の関心が前後方向運動から、路面平面上の2次元運動へと拡大するに従い、新しいタイプの実験車両が望まれるようになった。こうして、新しい実験車“東大3月号II”が計画され(図2.1)、1997年に基礎設計、1998年に製作が開始された。これらの設計および製作は、基本的に全て筆者らの手によって行われ(図2.2)、様々な困難を経たのち、2001年1月に完成、同月初走行に成功し、その後様々な制御実験が開始されている。

“東大3月号II”の最大の特徴は、駆動源として4基のインホイールモータを採用し、これにより4輪全てが独立のモータで駆動される点にある(図2.1)。これら4基の駆動モータには、完全に独立にトルクを与えることができるので(インバータも4基分ある)、2次元運動制御に代表される一般の自動車では不可能な制御を行うことが可能である。

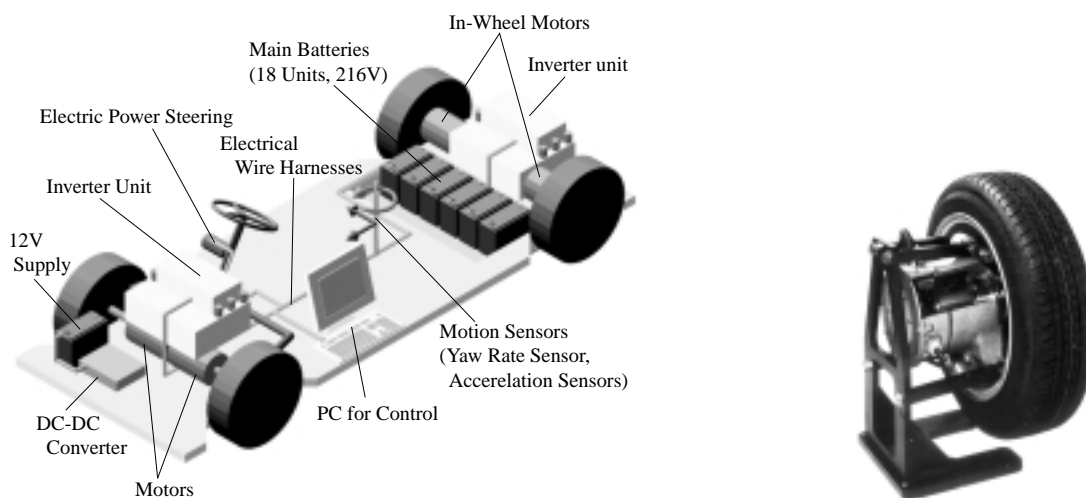


図 2.1: 完全4輪駆動EV ”東大三月号II” の概念図(左) / インホイールモータ(右)

このモータは永久磁石型の同期モータであるが、減速ギヤ、ドラムブレーキなどと共にタイヤホイール内に組み込まれているため、インホイールモータと呼ばれている（図 2.1）。モータは筆者らの研究室で 2 基ずつユニット化され（図 2.3）、ベース車両（日産マーチ）に取り付けられている。安全性と車体強度及び剛性を確保するために、車体にはいわゆるロールゲージが組まれている。また、モータユニット取り付けのために、後輪サスペンション部の構造はベース車両から変更されている。

車両の駆動は、2 輪ないし 4 輪のモータで行う。制動は、モータの回生駆動による純電気制動も当然可能であるが、安全性を考慮して、油圧ブレーキシステムも実装されている。純電気制動の実験時には、この油圧ブレーキシステムを制御信号で遮断することができる。なおこの油圧ブレーキシステムには、通常の ABS 機能は装備されていない。

計測制御用センサとしては、まず光ファイバ型ジャイロセンサを搭載している。これにより、ヨー角速度（ヨーレート）を精度よく検出することが可能である¹。また、IC タイプの加速度センサ（Analog Devices 社製）を装備しており、これにより前後／横方向の加速度を検出することができる。但しこのような加速度情報には、路面傾斜、あるいは車体振動の影響が含まれているので、取り扱いには注意が必要となる。操縦者が行ったステアリング操作量は、電動パワーステアリング（EPS）付属のエンコーダで検出可能である。この EPS は、現在はパワーアシストにしか用いていないが、将来は自動運転の実験用としても使用可能であると考えている。また、車体の対地速度を検出するためのセンサについても、搭載を検討中である。

最も重要な情報である各車輪の回転速度は、PM モータ内蔵のエンコーダパルス进行处理して得ている。エンコーダパルス処理には、(1) 一定時間あたりのパルス数をカウントする、(2) パルスとパルスの時間間隔进行处理する、という方法があり、前者は高回転時に、後者は低回転時にそれぞれ有利となる。東大 3 月号 II では、広い速度検出レンジを確保するために、(1) と (2) を連続的に組み合わせたエンコーダパルス処理回路を採用している。(1) と (2) の切り替えといった非連続の処理ではなく、検出精度と誤差が速度に対して一定となるように設計された単一処理を行っている。この処理回路は、FPGA を用いて研究室で製作され、実装されている。

これらの信号を統括・制御するコントローラとして、車内には制御用 PC を装備した。さらに、システム監視と、リアルタイムデータ表示を目的としたホスト PC も併設し、制御用コンピュータと相互通信を行っている。これらの PC は ISA バスを有する、Pentium-II を搭載した PC である。OS には Real-Time Linux を採用し、運動制御演算は 1[ms] の制御周期で行っている。



図 2.2: 製作中の著者ら。

¹今日の自動車では、ファイバ型ではなく IC タイプのものがよく用いられるようであるが、このようなセンサは製作開始当時には普及していなかった。

モータ駆動用の電源は 228[V], シール型鉛蓄電池を使用しており, PC など補器用の 12[V] 電源は, DC/DC コンバータにより常時車内で充電されている. これらの仕様をまとめた東大三月号 II の諸元表を, 表 2.1 に示す. 詳細は筆者らのホームページ [3] を参照されたい.

表 2.1: ”東大三月号 II” 諸元表.

Drivetrain	4 PM Motors / Meidensya Co.
Max. Power(20 sec.)	36 [kW] (48.3[HP])*
Max. Torque	77* [Nm]
Gear Ratio	5.0
Battery	Lead Acid
Weight	14.0 [kg](for 1 unit)
Total Voltage	228 [V] (with 19 units)
Base Chassis	Nissan March K11
Wheel Base	2360 [mm]
Wheel Tread F/R	1365/1325 [mm]
Total Weight	1400 [kg]
Wheel Inertia**	8.2 [kg]***
Wheel Radius	0.28 [m]
Controller	
CPU	MMX Pentium 233[MHz]
Rotary Encoder	3600 [ppr]***
Gyro Sensor	Fiber Optical Type

* ... for only one motor. ** ... mass equivalent.

*** ... affected by gear ratio.



図 2.3: 後輪モータマウント.



図 2.4: 完成した東大三月号 II / 制動実験の風景.

第3章 研究内容各論

既に述べたとおり、我々は電気自動車の制御面でのメリットを、以下の3点として認識している。

1. トルク指令からトルク出力までの応答が速い。
2. モータは小型化が可能であるので、各輪に分散配置することができ、これによって各駆動輪の完全独立制御が実現できる。
3. 出力トルクの大きさを正確に把握することが容易である。

従って、我々の研究もこの分類に沿って展開されている。なかでも、トルク応答が速いという特徴は、駆動輪の直接的なフィードバック制御を可能にするもので、この観点は我々の研究の根幹をなしている。

そのような制御を適用する目的としては、タイヤの空転、スリップ現象が重要である。タイヤ空転現象は自動車とタイヤをめぐる物理の中で、ダイナミクスの周波数が比較的高く、安全性という観点からも重要であるという点で、ターゲットとしてふさわしい。そこでここでも、モータで駆動輪を制御することで、どのようにタイヤ空転を防止できるのかという点から議論を始める。

3.1 モータによる駆動輪の制御とその空転防止効果

3.1.1 車両一輪モデルに基づくタイヤ空転現象のモデル化

初めに、タイヤと路面間の関係式導出を行う。一輪モデルと呼ばれる図 3.1 のようなモデルより、車輪の運動方程式が、

$$M_w \frac{dV_w}{dt} = F_m - F_d \quad (3.1)$$

車体の運動方程式が、

$$M \frac{dV}{dt} = F_d \quad (3.2)$$

で与えられる。但し車輪の運動は、

$$M_w = \frac{J_w}{r^2}, \quad F_m = \frac{T_m}{r}, \quad V_w = r\omega$$

により次元を変えてある。 F_d はタイヤ-路面間の静・駆動力、 M は車重、 V は車体速度であり、 T_m はモータトルク、 r はタイヤ半径、 w は駆動輪回転速度である。本論文では便宜上、 F_m もモータトルクと呼ぶこととする。ここで1つのモータで2つの車輪を駆動する(通常の)車両を想定すると、 J_w は2つの車輪と車軸などを併せた回転部分慣性となる。

路面とタイヤ間の静的な物理は、一般に図 3.2 の路面摩擦関数 ($\mu - \lambda$ 曲線) により記述される。ここで μ は (3.3) 式で定義されており、

$$\mu = \frac{F_d}{N} \quad (3.3)$$

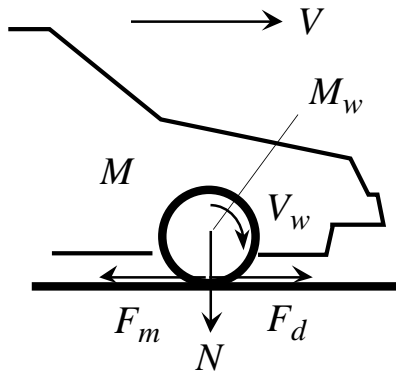


図 3.1: 車両の一輪モデル

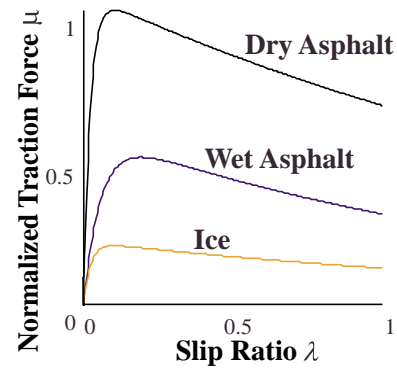


図 3.2: 路面摩擦関数 ($\mu - \lambda$ 曲線)

すなわちタイヤにおける垂直荷重力 N で規格化された制動・駆動力である。自動車工学の分野では制動・駆動力係数ないし摩擦係数と呼ばれている。またスリップ率 λ とは、以下の (3.4), (3.5) 式により定義される変数である¹。

$$\text{駆動時} \dots \lambda = \frac{V_w - V}{V_w} \quad (3.4)$$

$$\text{制動時} \dots \lambda = \frac{V_w - V}{V} \quad (3.5)$$

すなわち、スリップ率 λ はタイヤ重心対地速度 V と駆動輪速度 V_w の相対比として定義されている [4]。

まず、あるスリップ率 λ_0 における駆動力係数 μ の傾きを、 a と定義する。

$$a \stackrel{\text{def}}{=} \left. \frac{d\mu}{d\lambda} \right|_{\lambda_0} \quad (3.6)$$

これにより、(3.1), (3.2), (3.4) 式の振動システムを作りスリップ率を消去する。空気抵抗 F_a とタイヤ回転に対する摩擦 F_r を無視すれば、駆動時の運動に対し、

$$\dot{\mathbf{x}}_\mu = A_\mu \mathbf{x}_\mu + B_\mu \Delta F_m \quad (3.7)$$

但し

$$\mathbf{x}_\mu = (\Delta V_w, \Delta V)^t, \quad A_\mu = \begin{bmatrix} -\frac{aN V_0}{M_w V_{w0}^2} & \frac{aN}{M_w V_{w0}} \\ \frac{aN V_0}{M V_{w0}^2} & -\frac{aN}{M V_{w0}} \end{bmatrix}, \quad B_\mu = \begin{bmatrix} \frac{1}{M_w} \\ 0 \end{bmatrix}$$

なる式が得られる。 V_0, V_{w0} はそれぞれ動作点における車体速度と駆動輪速度である。これを本論文では、タイヤ粘着特性に関する線形近似モデルと呼ぶことにする。

この線形近似モデルを用いれば、例えばモータトルク入力 F_m から車輪速度 V_w までの伝達特性は、

$$\frac{\Delta V_w}{\Delta F_m} = \frac{1}{(M_w + M(1 - \lambda_0))s} \frac{\tau_w s + 1}{\tau_a s + 1} \quad (3.8)$$

¹自動車工学ではスリップ率には s を多く用いるが、ここではラプラス演算子との混同を避けるため λ を用いている。

と書くことができる。但し, τ_a, τ_w は

$$\tau_a = \frac{M_w V_{w0}}{aN} \frac{M}{M_w + M(1 - \lambda_0)}, \quad \tau_w = \frac{M V_{w0}}{aN} \quad (3.9)$$

である。

(3.8) 式は, さほど高くない周波数領域では, おおよそ積分特性となっている。その質量項は $M_w + M(1 - \lambda_0)$ であるので, 結局モータトルクから車輪速度までの伝達関数 $P(s)$ は,

$$P(s) = \begin{cases} P_{\text{skid}}(s) = \frac{1}{(M + M_w)s} & : \text{粘着時 } (\lambda_0 \ll 1) \\ P_{\text{adh}}(s) = \frac{1}{M_w s} & : \text{空転時 } (\lambda_0 \simeq 1) \end{cases} \quad (3.10)$$

と表現できることになる。この伝達特性は, 車両-タイヤ系のダイナミクスを, 非常に大胆に近似したものであり, 粘着・空転現象に対する最も簡単なモデルと捉えることができる。

3.1.2 モータによる車輪の空転防止制御

降雪時などの滑りやすい路面上では, 駆動/制動に伴いタイヤでスリップ現象が発生し, 車両が危険な状態に陥ることがある。ABS や TCS などはこれを防止する制御であり, 基本的には空転を検出してソレノイドバルブを on/off し, 油圧ブレーキを減圧するという仕組みである。

これに対し筆者らは, 電気モータの連続的なフィードバック制御による空転防止を提案, 検討している。タイヤの空転現象は, 前節の式 (3.10) が示すとおり, 最も簡単にはタイヤ慣性の急減として記述できるので, これを防止するようなフィードバック制御を施せばよいという発想に至る (図 3.3)。既に式 (3.4), (3.5) でも述べた通り, タイヤのスリップは車体速度 V と車輪速度 V_w の相対比であるスリップ率 λ

$$\lambda \stackrel{\text{def}}{=} \frac{V_w - V}{\max(|V_w|, |V|)} \quad (3.11)$$

なる変数で一般に記述されるが, ここではスリップ率 λ ないし車体速度 V は容易には検出できないことなどから, 車輪速度 V_w のみに基づくフィードバック制御について検討してみよう。

図 3.3 は, 空転時の慣性急変動をノミナル化するような制御系である (一種の外乱オブザーバとしても解釈できる)。特にゲイン K_p を

$$K_p = K_p^* = \frac{M + M_w}{M_w} \quad (3.12)$$

とすれば, 空転時の特性は粘着時の特性と低域で一致する。図 3.4 は, モータトルク (力換算値) F_m から車輪速度 V_w までの伝達関数 $P(s)$ を示しており, プラントの変動が抑えられている様子を示すものである。

図 3.5 に, 実験用 EV “東大三月号 I” を用いて, 滑りやすい路面上で急発進する実験を行った結果を示す。図 3.3 中のフィードバックゲイン K_p が 0 の場合, つまり制御が働いていない場合には, スリップ率が大きく成長しており, タイヤに深刻な空転が発生したことが理解される。一方図 3.3 のコントローラが動作すれば ($K_p > 0$), このような大きな空転は防止されることも, 図から理解される。

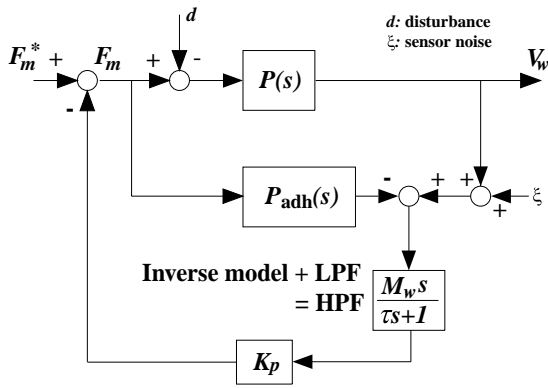


図 3.3: 車輪速度制御マイナー回路。

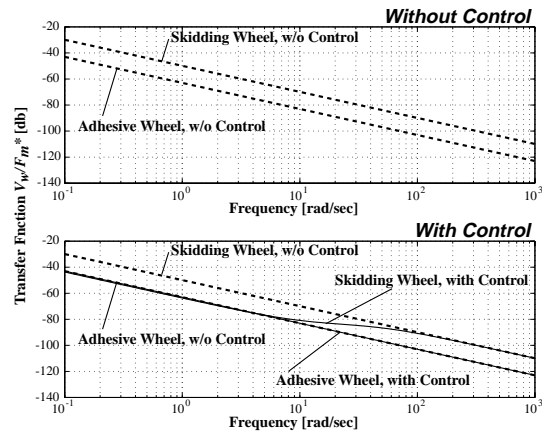


図 3.4: 空転時のプラント変動が防止されている様子。

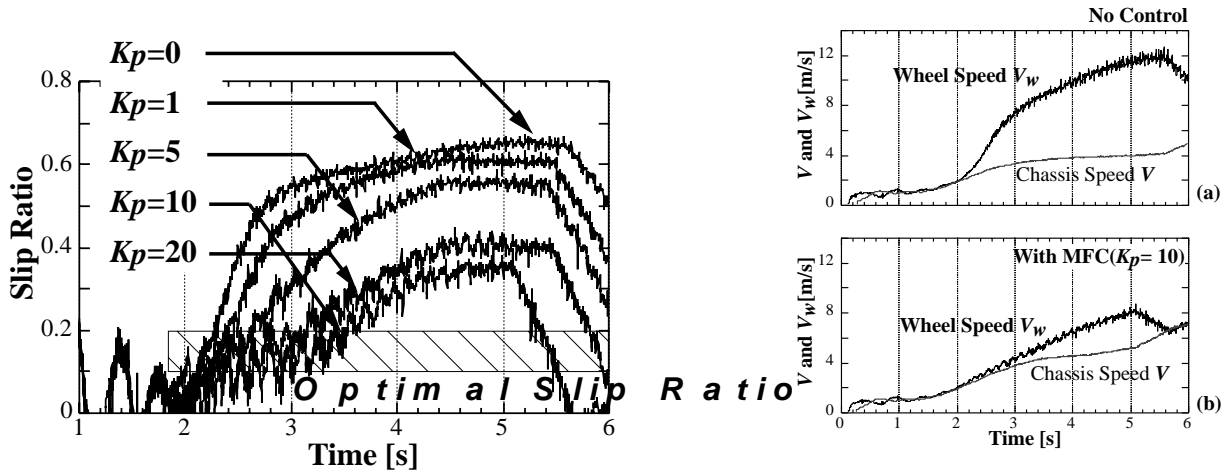


図 3.5: 空転防止実験の結果. 急激なスリップを防止している (左: 制御ゲインとの関係. 右: 車輪速度応答.)

3.1.3 モータによる駆動輪マイナー制御の応用例

ここまで述べてきた、モータによる駆動輪制御の特徴は、

- (1) 車輪速度つまりモータ速度のみを用いた、各輪毎のマイナーフィードバック制御である。
- (2) ABS などとは違い、車体速度ないし他のタイヤの速度情報を用いているわけではない。
- (3) 従って、インバータユニット内のモータ電流制御系に、組み込むことも可能。
- (4) タイヤが滑りにくくなるだけで、単独で完全なスリップ率制御系とはならない。

という特徴を持っている。従ってこのような制御系は、他の制御系と組み合わせマイナーフィードバックループとして用いると有効だろうという発想に至る。

その一つの可能性は、車両の2次元運動制御系への応用であるが、これは節を改めて後述する。ここではもう一つの例として、油圧 ABS との協調制御であるハイブリッド ABS を紹介する。

ハイブリッド ABS -油圧 ABS と回生ブレーキの協調による空転防止-

回生ブレーキによるエネルギー回収が常識となっている現在の電気自動車であるが、油圧ブレーキも必ず併用されている。その理由として、

- (1) 安全性の意味から、機械ブレーキは必須である。
- (2) モータトルクだけでは制動トルクが足りない場合がある。

という点が挙げられる。2. は、特にハイブリッド車の場合に問題となるだろう。

ABS は油圧ブレーキで広く用いられている空転防止装置であり、基本的な制御法は、(1) タイヤの空転を検出し、(2) それに応じてブレーキ油圧入力 of on/off を切り替える、というものである。一方、回生ブレーキの方には、今のところ ABS のような空転防止制御は適用されておらず、そのトルクの大きさは、単にエネルギー回生効率などだけを考慮して決定されている。

そこで、ABS が動作する空転滑走時には回生ブレーキでも積極的なフィードバック制御を行い、ABS 性能の改善を行うことはできないだろうか。特にハイブリッド車を意識すれば、前提として、

- ・油圧ブレーキトルクの大きさは大きい、その応答は遅く、また駆動側のトルクは出せない。
- ・回生ブレーキトルクの大きさは小さい、その応答は速く、また駆動側のトルクも出せる。

あたりが適切だろう。

ここでは式 (3.10) のような簡単なプラントモデルを基に、制御器の設計を行う。回生ブレーキトルク (モータトルク) F_{motor} と油圧ブレーキトルク F_{ABS} とは物理的に異なる場所に入力されており、モータ制御系として眺めてみれば、油圧ブレーキトルク F_{ABS} は一種の外乱トルクとして扱うことができるだろう。そこで、回生ブレーキのフィードバック補償によって、この外乱トルクに対する伝達特性を調整することを考える (図 3.6)。例えば、既に紹介したマイナー駆動輪制御系と基本的に同じ構造の補償器を適用し、油圧 ABS トルク F_{ABS} に対して、空転時のタイヤ慣性急変動を防止してやればよい。図 3.7 は、そのようなシミュレーション結果である。左列は提案手法なし (ABS のみ) の場合、右列が提案手法を適用した場合である。空転が発生すると ABS が動作し、スリップ率をある値 (ここでは $\lambda^* = -0.1$) に保つように、油圧ブレーキトルクを空転状態に応じて高速に増減する (1 段階目)。しかしここには、空転検出の遅れや油圧系の遅れなどが存在し、これにより車輪速度あるいはスリップ率が振動的になる。一方、提案手法を適用した場合には、車輪慣性が粘着時程度に“重く”なるように、フィードバック制御系が働き、このような車輪速度の急激な変動は抑圧される。スリップ率の振動が抑えられる結果、制動力が確保され、このシミュレーションでは、制動距離が 2 割程度短縮されている。

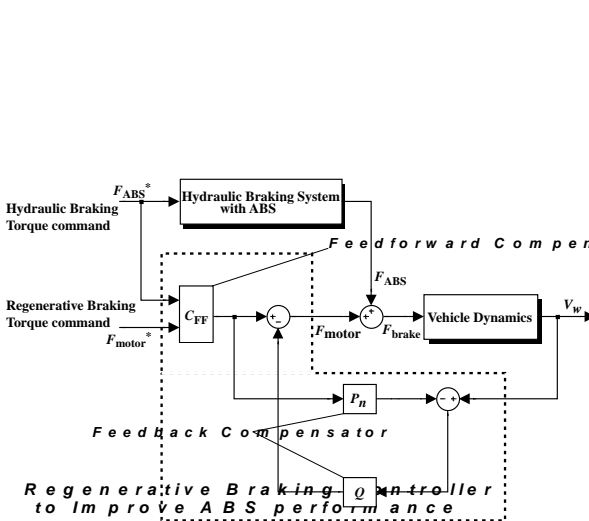


図 3.6: ハイブリッド ABS のブロック図。

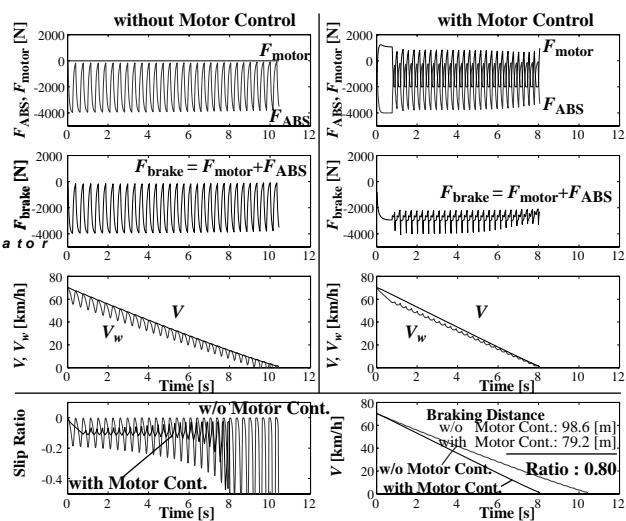


図 3.7: ハイブリッド ABS のシミュレーション結果。
($F_{motor}^* = 0$ [N], $\mu_{peak} = 0.5$)

3.2 車両の2次元運動制御への展開

3.2.1 自動車2次元運動とその制御

自動車の2次元運動は文献 [5] などに詳しいが、ここでその概要のみ述べておく。

この運動は、路面特性などの複雑な非線形特性を含むものであるが、これを近似した線形運動方程式として、以下のような車両2輪モデルがよく用いられる。

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (3.13)$$

但し

$$x = [\beta, \gamma]^t, \quad u = \delta_f \quad (3.14)$$

$$A = \begin{bmatrix} -2\frac{C_f + C_r}{MV} & -1 - 2\frac{l_f C_f - l_r C_r}{mV^2} \\ -2\frac{l_f C_f - l_r C_r}{I} & -2\frac{l_f^2 C_f + l_r^2 C_r}{IV} \end{bmatrix}, \quad B = \left[\frac{2C_f}{MV}, \frac{2l_f C_f}{I} \right]^t \quad (3.15)$$

なお、 C_f, C_r は前・後輪の Cornering Power (単位すべり角あたりの発生横力) であり、 M は車両質量、 I は重心回りの車両慣性である。 l_f, l_r はそれぞれ、前輪車軸から重心までの、また後輪車軸から重心までの距離である。

式 (3.13) は、ヨーレート γ 、車体すべり角 β を状態変数、操縦者の操舵角 δ_f を入力としている。ここでヨーレート γ とは、車体が重心回りに持つヨー角速度であり、ステアリングを切った時に車の進む方向が変わる角速度を示している。車体すべり角 β とは、車体の向いている方向と車体の速度ベクトルがなす角度であり、旋回中にタイヤのスリップが発生して車体が斜め前方に滑っているような場合に、大きな角度となる。従って乱暴に言えば、 γ がステアリング操舵角と線形に関係し、かつ β が常に 0 近傍となる様な車両が望ましいとも言えるだろう。このような特性を制御により実現することを目標として、いくつかの車体運動制御手法が提案、検討されてきた [6][7]。DYC(Direct Yaw Moment Control) は、ブレーキなどを用いて左右駆動輪にトルク差を与え、車両運動を制御する手法である [8] [9]。初期には、ヨーレート γ に関するフィードバックを行うことで、舵角からヨーレートまでの伝達関数を整形し、その特性を改善するという提案が多く見られたが、その後 VSC (Vehicle Stability Control) [10] などとして商品化される課程で、むしろ β の安定化が主眼となり、 β の増大に応じて適切なタイヤのみ制動し、車体のスピンを回避するといった目的に重きがおかれるようになった。 β の検出が容易ではなく、これをいかに推定するかが開発上の難点があると言われている。

3.2.2 各輪のマイナー制御に基づく2次元運動の安定化

では、我々が検討してきた各駆動輪の制御は、車両の2次元運動とはどのような関係を持つのだろうか。図 3.8 に、これを検討する基礎的なシミュレーション結果を示す [11]。これは、滑りやすい路面を旋回中に、ドライバーが急制動を行った状況のシミュレーションである。車両モデルには、重心の移動による各輪の荷重変動まで考慮した非線形モデルを採用、タイヤモデルは [12] を参考にしたものを用いた。

この時、特に制御を行わないと車両はいわゆるスピン状態に陥ってしまう(図3.8)。併せて図に示されているのは、各輪のモータに図3.3の制御系をそれぞれ構築した場合の結果である。この場合、危険なスピン挙動が安定化されていることが図から理解できる。この制御系はヨーレート γ や β の値は用いておらず、各輪の速度のみに基づいて動作している。また、各タイヤの制御系は相互に独立であり、お互いの状況は知らずに動作している。このことから、各輪のマイナーな制御系が、車両全体の挙動を安定化する可能性を読み取ることができる。従って我々は、DYCのような車体全体の挙動制御系の下位に、このようなマイナー制御を構築し、全体の安定性と制御性を向上できるのではないかと考えている。

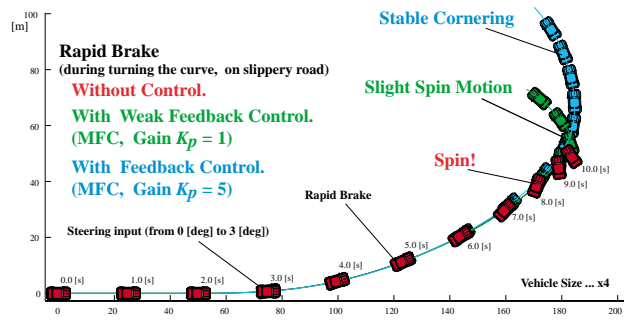


図 3.8: 4 輪のマイナー制御による 2 次元運動安定化。(シミュレーション結果)

らずに動作している。このことから、各輪のマイナーな制御系が、車両全体の挙動を安定化する可能性を読み取ることができる。従って我々は、DYCのような車体全体の挙動制御系の下位に、このようなマイナー制御を構築し、全体の安定性と制御性を向上できるのではないかと考えている。

3.2.3 “東大3月号II”を用いた旋回安定性向上の基礎実験

”東大3月号II”を用いて、このような効果を確認する実験も行っている。実験には、スキッドパッドと呼ばれる滑りやすい低 μ 実験路を用いた。実験の内容は前節で行ったシミュレーションと同様のものであるが、旋回中に急制動する代わりに急加速を行ったこと、また車体速度モニタリングのため、4輪ではなく後輪2輪のみを駆動した点が異なっている。車両は初め、ほぼ一定速で定常旋回している。0[s]の時点で、後2輪に1000[N]の駆動力に相当するモータトルクがステップ上に入力される。図3.10が、特に制御は行わなかった場合の結果である。右後輪でタイヤ空転が発生している様子が理解される。この時ヨーレートは負であり、これは車両が時計回りの右旋回を行っていることを示している。従って荷重が少ない内側の右駆動輪で、空転が生じたものである。テストドライバーには、なるべくステアリング舵角を保つように指示している。これらの結果、車両にスピンが生じ、ヨーレートが負方向へ発散している。2[s]の時点でデータが途絶えているが、これは、これ以上の実験継続は危険と判断して実験を終了したためである。

このような状況に対し、駆動輪である後輪に、図3.3の制御系を適用する実験を行った。制御器の時定数 τ はシミュレーション同様100[ms]である。実験結果を図3.11に示す。車輪速度に振動が見られるものの、図3.10のような大きなタイヤ空転は防止され、ヨーレートの発散つまり車体のスピンも防止できている様子が理解される。図3.12はこれらの結果を比較した図であり、制御の効果を端的に示すものである。



図 3.9: 旋回実験中の”東大3月号II”

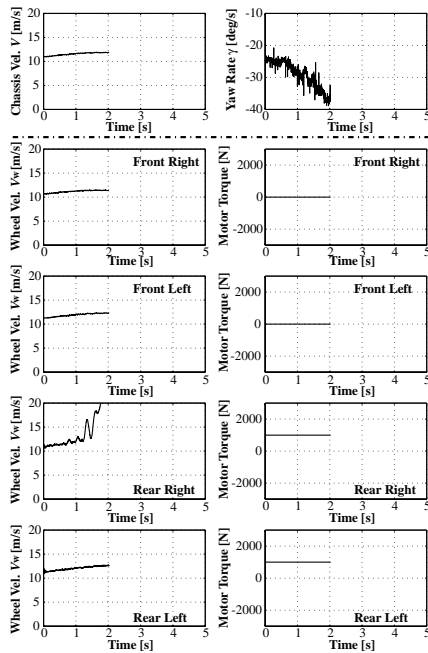


図 3.10: 旋回中の急加速によるスピンの発生 (実験結果).

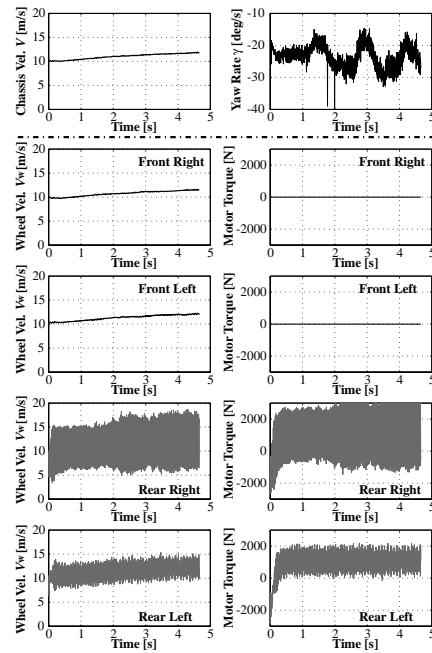


図 3.11: 図 3.10 で各輪の制御が動作した場合 (実験結果).

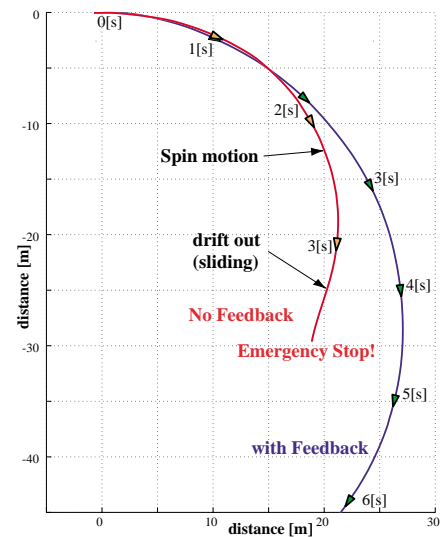
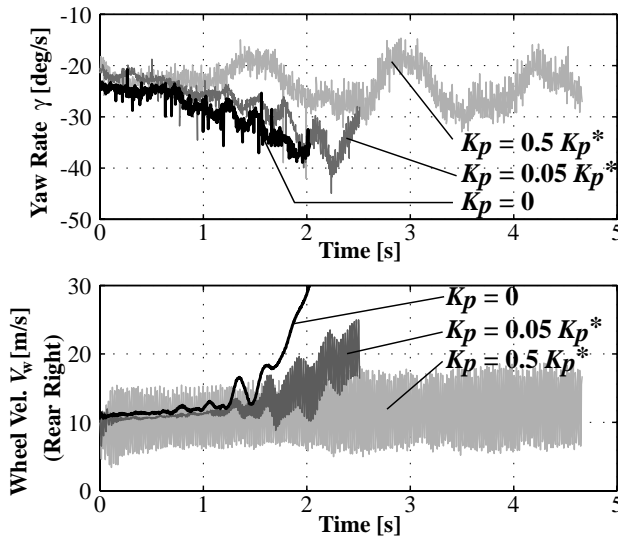


図 3.12: 各輪マイナー制御による旋回制動の安定化. (左: ゲインの異なる実験結果の比較, 右: 車両の軌跡)

3.2.4 2次元運動制御への今後の展開

以上, EV の 2次元運動安定化を安定化する制御手法の提案と, そのシミュレーション及び実験による検討を述べた. 関心は, モータを用いたマイナー制御系によって車両制御系の全体の安定性は向上するかどうか, という点にあり, 最終的には図 3.13 のようなブロック線図を, 我々としてはイメージしている. 本論文ではその基本的な可能性を実験的に示したが, 今後は理論的な検討によりその効果を示す必要がある. また, 実際に図 3.13 のような姿勢制御系を構築した実験も行い, その性質を検討することも必要であろう.

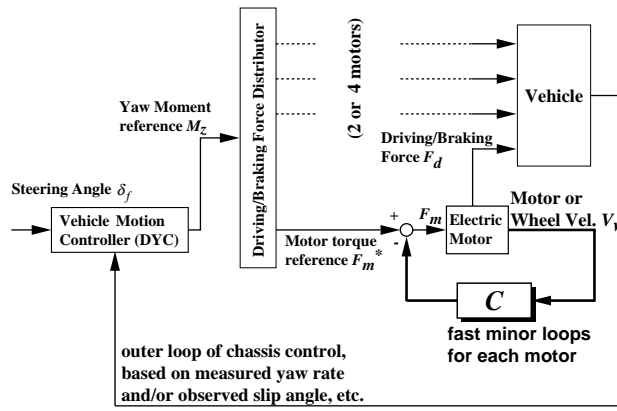


図 3.13: Our idea for total system: chassis controller with fast minor loops.

既に述べた通り、現在の車両運動制御は β 推定に基づく β 安定化に主眼がおかれている。ここで述べたようなフィードバックベースのアプローチは、このようなシステムにおける推定機構への負担を軽減し、より効率的な車両運動制御系の実現につながる可能性がある。このようにして制御系の安定性が向上すれば、DYC 本来の目的でもあった、 γ フィードバックによる車両運動特性の改変も、可能になると考えている。

3.3 路面情報源としてのモータトルク値の活用

スリップ防止制御、あるいは車両の 2 次元運動制御のいずれにおいても、現在の路面状態をリアルタイムで推定したいという強い要望がある。ここで路面状態とは、厳密には $\mu - \lambda$ 曲線そのものということになるが、簡単には「滑りにくい乾燥アスファルトなのか、滑りやすい雪道なのか」ということだろう。これを端的に表現するのは、路面の最大摩擦力を示すピーク μ 値であり、従ってこれを推定することが路面状態推定の最初の目的となる。

比較的長い時間のデータを処理して、やや統計的に路面状態推定を判断する方法は、既にエンジン自動車でもいくつかの提案がある [13]。エンジン車に対する電気自動車の利点は、出力トルク値が正確に、かつ相対的には高い周波数まで把握できる点にあるので、我々は電気自動車ならではの路面状態推定として、なるべく瞬時状態を推定しようというアプローチを試みている。

3.3.1 モータトルク値活用のための駆動力オブザーバ

いずれにしる路面状態とは、路面-タイヤ間で発生する力に関する状況であり、従って、この駆動・制動力を知ることは、非常に有用であろう。車輪から発生する駆動力を直接測定することは困難であるが、電気モータの場合は自身の発生しているトルク値を正しく把握できるので、この情報をもとにオブザーバにより駆動力（の瞬時値）を推定する手法が提案されている [14]。

まず、駆動力 F_d は、軸トルク T 、車軸イナーシャ J_w 、駆動輪角速度 ω 、タイヤ半径 r を用いて式 (3.16) のように表現できる。

$$F_d = \frac{1}{r} \left(T - J_w \frac{d\omega}{dt} \right) \quad (3.16)$$

ここから、モータとタイヤのモデル $P_n(s)$, 車軸のノミナルイナーシャ J_n , ローパスフィルタ Q を用い、図 3.14 のようなブロック図で推定が可能となる。図 3.14 は、いわゆる外乱オブザーバと同じものであるが、ここでは駆動力オブザーバと呼ぶことにする。

3.3.2 路面状態推定と μ 勾配推定

このような駆動力オブザーバを用いて路面状態推定に至る方法の一つとして、路面摩擦関数 ($\mu - \lambda$ 曲線) の傾きを推定する方法が提案されている [14]。ここではこれを、 μ 勾配推定と呼ぶことにする (図 3.15)。 μ 勾配が推定できれば、その正負や大きさから、ピーク値を判断したりすることが可能となる。

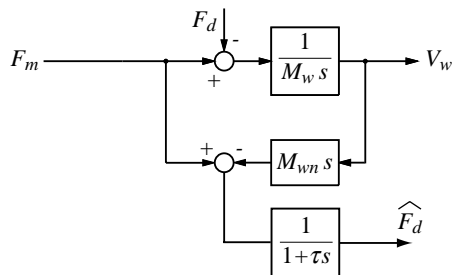


図 3.14: 駆動力オブザーバ

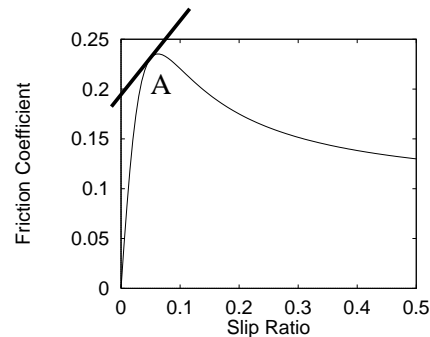


図 3.15: μ 勾配推定

駆動力オブザーバが推定した駆動力を垂直加重で割れば、路面摩擦係数が求められる。また、スリップ率は駆動輪速度と車体速度から検出できるとする。この時路面摩擦関数の傾きは、式 (3.17) に対して推定アルゴリズムを適用することで推定可能となる。(式 (3.18), (3.19))。推定には最小二乗法が適用でき、逐次最小二乗法・固定トレース法などが検討されている。

$$\frac{d\mu}{dt} = A \frac{d\lambda}{dt} \quad (3.17)$$

$$\hat{A}[k] = \hat{A}[k-1] - \frac{P[k-1] \frac{d\lambda}{dt}[k]}{1 + P[k-1] (\frac{d\lambda}{dt}[k])^2} * (\hat{A}[k-1] \frac{d\lambda}{dt}[k] - \frac{d\mu}{dt}[k]) \quad (3.18)$$

$$P[k] = \frac{1}{\kappa} [P[k-1] - \frac{P^2[k-1] (\frac{d\lambda}{dt}[k])^2}{1 + P[k-1] (\frac{d\lambda}{dt}[k])^2}] \quad (3.19)$$

以上、提案した μ 勾配推定の性能を評価するために実験による検討を行なった。図 3.16, 図 3.17 に乾燥アスファルトにおける μ 勾配推定値とそのときのスリップ率を示す。この路面のピーク μ 値は $\lambda = 0.1 \sim 0.2$ に存在し、従って、1100[sec] 付近と 1800[sec] 付近でピーク μ 値をよぎっているはずである。1100[sec] でのスリップ時には、駆動力が不連続に変化したため傾き推定がうまく行われていないが、1800[sec] 付近での再粘着は、 μ 勾配の符号変化として捉えられている。このようにして路面摩擦関数の傾きを推定するできれば、その正負から、タイヤと路面間の状態が粘着状態か滑走状態かを把握できる。また、傾きの正負が切り替わる時の駆動力を把握すれば、それがその路面の最大発生可能な制駆動力、つまりピーク μ 値ということになる。

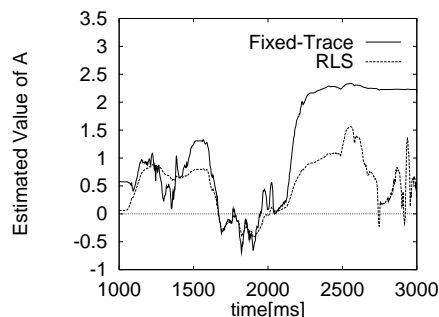


図 3.16: μ 勾配推定の実験結果 (乾燥路面)

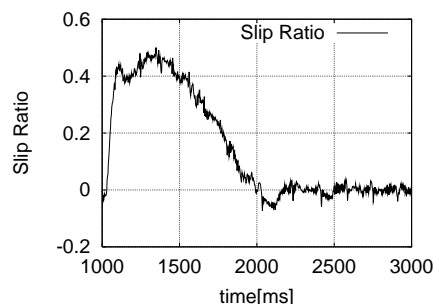


図 3.17: スリップ率 (乾燥路面)

3.3.3 粘着走行時にピーク μ 値を推定する手法

このように μ 勾配の推定に基づいて $\mu - \lambda$ 関数のピーク値を推定する方法は、いわば山の頂上に近づくに従い、傾斜が緩やかになることを利用した方法である。従って粘着限界に一度近づき、あるいはその限界を一度超えなければ、原理的にピーク μ 値は推定できない。

一方で、より直接的な（そしてより過激な）路面状態手法も提案されている。これは、路面摩擦関数の最大値、空転と粘着の境界領域に至ることなく、その最大値を推定する手法である。例えるなら、山に登ることなく裾の様子から、その高さを推定する手法と表現することができる。

そんなことが可能である理由は、路面摩擦関数つまり $\mu - \lambda$ 曲線の背景となっている物理にある。通常走行の状態、 $\lambda \approx 0$ での $\mu - \lambda$ 曲線の傾きを決定している物理パラメータには、実は $\mu - \lambda$ のピーク値の情報が含まれているのである。その詳しいタイヤ物理は参考文献 [15] などに詳しいのでここでは省略するが、結果だけを示すと、以下ようになる。

$$\mu_{\text{peak}} W = \frac{3(C_s \lambda)^2 + \sqrt{3(C_s \lambda)^3(4F_d - C_s \lambda)}}{18(C_s \lambda - F_d)} \quad (3.20)$$

$$\frac{C_s \lambda}{3} \leq F_d < C_s \lambda \quad (3.21)$$

これはスリップ率 λ とそれに応じて発生する駆動力 F_d が、路面の発生できる最大制駆動力 $\mu_{\text{peak}} W$ (W はタイヤにおける垂直荷重) を介して関係していることを示す式である。 C_s はドライビングスティフィネスと呼ばれる物理パラメータである。式 (3.21) は式 (3.20) が成立する範囲を示した式である。従って状態が式 (3.21) の範囲にあるデータに対して式 (3.20) を計算すれば、路面の最大駆動力ないし路面摩擦曲線 ($\mu - \lambda$ 曲線) の最大値が、通常走行時の情報だけから検出できることになる。

ここではドライビングスティフィネスはオンライン同定で求められるとして（それほど急激には変動しないであろう）、式 (3.20) にもとづく路面の最大駆動力推定を試みる。もちろんこれは簡単ではない。式 (3.20) は強い非線形性を持った計算式で、これをそのまま逐次的に計算しても安定な推定は望めない。そこで固定トレース法と呼ばれる適応同定の手法を用いた式 (3.20) の計算を試みている。

さて、ここでは路面状態を推定してドライバーに「今滑りやすい路面に入った」などの情報を伝えるシステムを仮に想定しよう。そのためにピーク μ 値に基づき、タイヤ粘着利用率 r を式 (3.22)

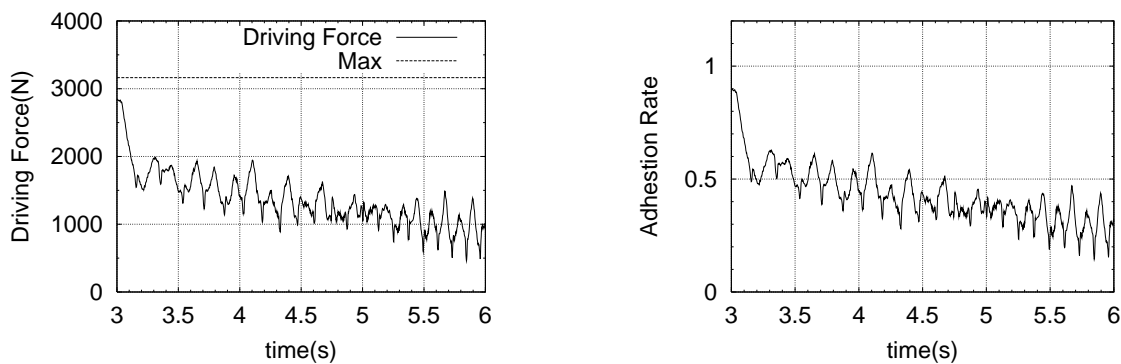
のように定義する.

$$r = \frac{\hat{F}_d}{\mu_x W} \quad (3.22)$$

つまり、「推定された制駆動力の最大値」に対して、「推定されている実際の制駆動力はどの位の割合か」を示す指標である. 図 3.18 は, 乾燥アスファルト路面上で急発進する実験における, 粘着利用率を示している. 駆動力の推定値 ((a) 図実線) は初め大きく立上り, やがて徐々に減少している. この時路面はほぼ均一であるので, 路面が発生できる最大駆動力の推定値 ((a) 図点線) は一定値となり, 時間が経つにつれ粘着利用率が下がり ((b) 図), 徐々により安全な走行状態に移行している様子が数値的に確認できる. これは“初め急加速し, 徐々に加速度を減少させながら走行している”状態に適切に対応している.

一方図 3.19 は, 定常走行時に, 路面が乾燥アスファルトから濡れた鉄板に急変した場合の駆動力及び粘着利用率を示している. 車両が実験開始から 2.2[s] 後に濡れた鉄板に至っているが, 2.6[s] の時点で, このことが“路面の最大制駆動力の減少”として検出されている. 結果, 粘着利用率が $r = 0.8$ 程度まで急増し, 最大摩擦力の 8 割を既に使い切っている状況であると, 操縦者に提示できている.

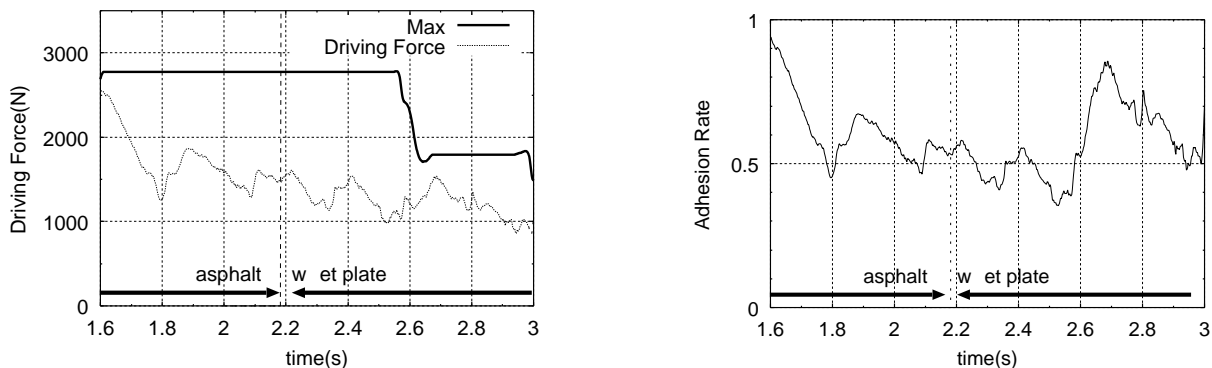
この推定方法の問題は, 式 (3.20) において, もともとピーク μ 値検出の感度がよくない点にあり, 実用化に際してはなお多くの問題があると考えているが, 路面状態をなるべく瞬時に判断するという意味では, 一つの興味深い手法である.



(a) 最大駆動力推定値

(b) 粘着利用率

図 3.18: 乾燥アスファルト路面での粘着利用率



(a) 最大駆動力推定値

(b) 粘着利用率

図 3.19: 路面が急変する場合の粘着利用率 ($x = 3[m]$)

3.3.4 車輪空転検出器

最後に、駆動力オブザーバを応用した実験結果をひとつ示しておく。この実験では、駆動力オブザーバを用いてタイヤの空転発生を検知し、ABSの原理に近い簡単な空転防止制御を行って、スリップの防止を試みている。

駆動力オブザーバを用いてタイヤの空転を検出する方法は、以下のようなものである。直感的に、

- タイヤが粘着している ... モータトルクが増えれば、駆動力も増える
- タイヤが空転している ... モータトルクが増えても、駆動力は増えない

という分類は可能であろう。これを数式で表現するなら、再び式(3.7)から出発すればよい。今度はモータトルク F_m から駆動力 F_d までの伝達関数を調べてみると、

$$\frac{\Delta F_d}{\Delta F_m} = \frac{M(1 - \lambda_0)}{M_w + M(1 - \lambda_0)} \frac{1}{\tau_a s + 1} \quad (3.23)$$

となる。

(3.23)式を見ると、モータトルクから駆動力までの伝達関数が一次遅れ特性となっていることが分かる。適当な $\mu - \lambda$ 曲線を与えて、この伝達関数のゲイン K と時定数 τ_a のスリップ率依存性を計算してみると、ゲイン K はスリップ率増加に応じて緩やかに減少するが、時定数 τ_a は粘着状態から粘着限界状態(ピーク μ 付近)に向かうにつれて、急激に大きくなることが分かる。従って、モータトルクの増分と、駆動力の増分に関して、

$$\text{(粘着時)} \cdots \frac{\Delta F_d}{\Delta F_m} = \frac{M}{M_w + M} \quad (3.24)$$

$$\text{(粘着限界時)} \cdots \frac{\Delta F_d}{\Delta F_m} = 0 \quad (3.25)$$

なる(非常におおざっぱな)記述を得ることができるだろう。つまり、横軸がモータトルク、縦軸が駆動力という平面の中で、 F_m と F_d のなす曲線($F_m - F_d$ 曲線)の傾き g を見て、これが(3.24)式の値程度なら粘着、これより著しく小さいなら空転という判定を行えばよい。そこでこの g を、空転指標値と呼ぶことにしよう。

車が急発進し、大きなタイヤ空転が生じるような実験において、空転指標値 g の同定を行った結果を図3.20に示す。傾きの検出には、これをオンラインでしかも安定に行うため、逐次型の最小二乗法(RLS法)を適用している。図3.20の右図は、従動輪である後輪の速度を車体速度と見なして参照用に計算された、スリップ率の応答である(もちろんこの値はここでは一切用いていない)。両者を見比べてれば、この方法が正しくタイヤの空転と再粘着を検出できていることがわかる。

スリップ率を用いずに空転と粘着の検出が行えることが分かったので、今度はそれをもとにしたスリップ防止制御手法を試みよう。制御はとりあえずごく簡単に、“空転/粘着に応じて、モータトルクを指数的に増減させる”だけの制御とした。

このような制御を適応した場合の実験結果を図3.21、3.22に示す。滑りやすい路面を加速する実験であるので、制御を適用しなければ大きな空転が発生する状況であるが(図3.22(b))、適用した制御器が空転の発生を検出してトルクを急速に減じるので、大空転に至る前に再粘着している。また、再粘着もきちんと検出して再び加速を開始するので、やみくもにトルクが減じられているわけでもない。これによって、車両は滑りやすい路面上を安全に加速できている。図3.22は、急激にモー

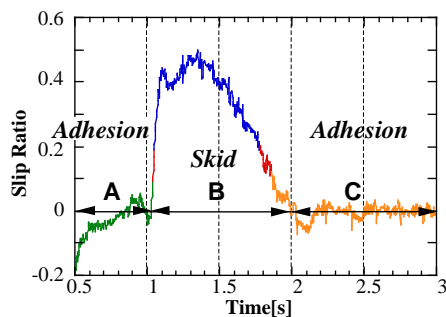
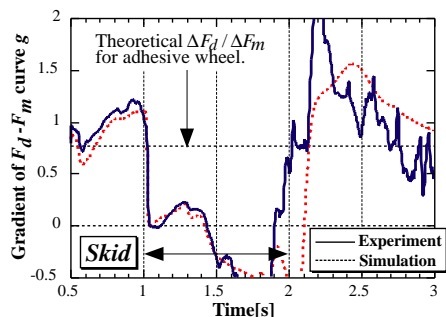


図 3.20: 同定された $F_m - F_d$ 曲線の傾き g と、この時参照用に観測されたスリップ率の時間応答 (乾燥アスファルト路面での実験結果)

タトルクを増やして特に制御も行わなかった場合の結果である。このような、いわばアクセル全開のような走行に比べて、提案する制御を適用することで車体速度の増加はむしろ大きくなっている ((c) 図)。これは、制御によって適切に駆動力が確保できたことを示す結果である。改めて強調する必要もないが、出力トルクが正確に把握できるという利点は、確かに活用し、応用することができるものなのである。

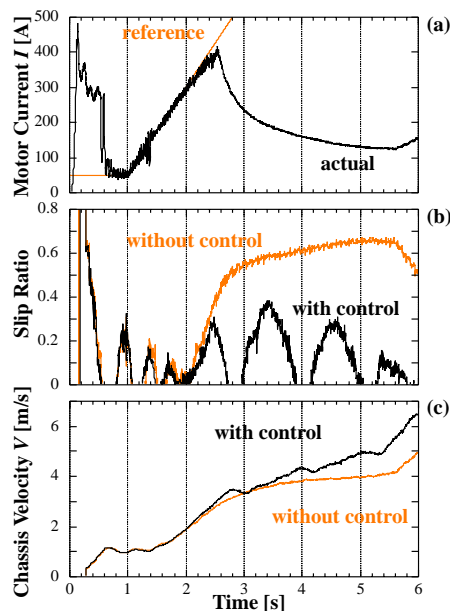
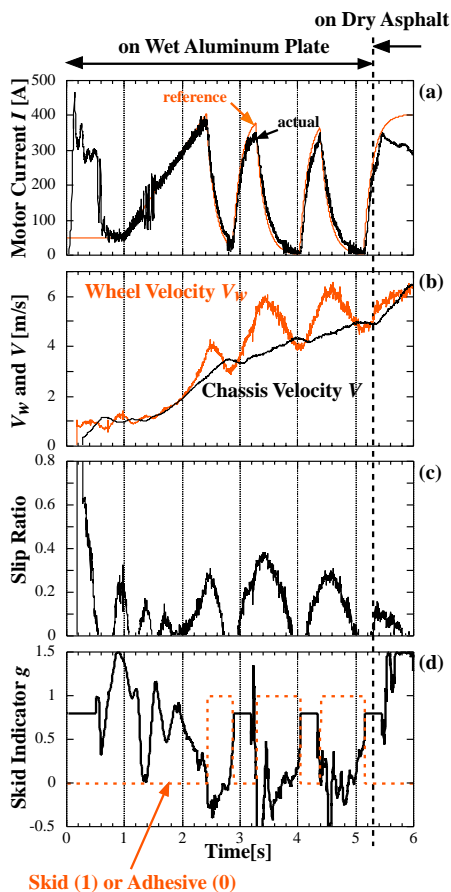


図 3.21: 提案する空転防止制御の実験結果

図 3.22: 空転防止を行わなかった場合との比較。モータへの印加電圧を上げ、流せる最大に近いモータ電流を与えて走行すると、当然大きなタイヤ空転が発生する。このような走行と比べると、提案手法を適用した場合はむしろ車体速度が増大しており、適切な駆動力の確保がなされている様子がよく理解できる。

第4章 おわりに

本講演で我々は、

1. 環境, エネルギー面での理由から電気自動車が普及すれば,
2. 高速トルク応答などの制御面での利点を必ずや応用したくなり,
3. 結果, 電気自動車では新しい制御が用いられることになるだろう,

というストーリーを示し, 3. に関する我々の研究を紹介した. その内容をもう一度要約しておくなら,

- 電気自動車の最大の特長は, 電気モータのトルク応答が非常に速い点にある. フィードバック制御が可能になり, 2自由度制御系を構成することによって, 人間から見た駆動特性を変えることなく, 車輪をすべりにくくしたりできるようになる.
- モータは分散配置が可能であるから4輪独立駆動にすれば, ガソリン車にはできないモーション制御が可能になる.
- 電気モータは自分の発生するトルクが正確に把握できるので, 路面状態の実時間推定などが簡単にできる.

ということになる. これらの議論は, 電気自動車における新しい制御の基礎的議論であり, 実際の適用に際してはメーカーを中心としたより実際的な検討が必要であろう. その意味でも, 今後はメーカーとの連携が重要であろうと考えている.

ここでメーカーとは, 単に自動車メーカーのみならず, 電気関係のメーカーも含んでいる. 例えば第3.1節で紹介したモータによる駆動輪のマイナー制御は, モータ電流の制御系と一体化することも可能であり, こうして電気自動車用に特化したモータ・インバータ制御系を提案することも可能と考えられる(例えば今日のモータ制御は定トルク性を狙っているが, これはEVの場合でも本当に”望ましい”特性なのだろうか?).

本講演ではこのような問題提起も含め, 電気自動車ならではの魅力を制御によって引き出すことを目的に, 筆者らが行ってきた研究を紹介した. 将来のクルマ, とくに電気自動車には, 制御工学者の出番がいっぱいあることを感じていただければ, そして“電気と制御ではしる未来のクルマ”のイメージを少しでも感じて頂ければ, 幸いである.

最後になりましたが, 本発表の機会を与えて下さった電気学会産業応用フォーラムと, その関係者の皆様のご厚意に深謝いたします. また“東大三月号II”製作に際しては, (株)ナブコ, 日産自動車(株), 日本精工(株), 富士通電装(株), (株)ブリヂストン, 松下電池工業(株), (株)明電舎の各社に, また卒業生である佐渡秀夫氏, 北川健太郎氏, 宮本徹也氏, 原哲氏, 片岡寛暁氏に, 研究員であったミン タ カオ氏及び研究員のチャンダン・チャクラボラティ氏に, それぞれ多大なご支援を頂きましたので, ここに謹んで謝意を表します.

なお発表論文や車両シミュレーションモデルなど含め, 下記の研究室ホームページには関連情報がたくさんあるので, 興味のある方はご覧下さい.

<http://www.hori.t.u-tokyo.ac.jp>

<http://www.hori.t.u-tokyo.ac.jp/997/sakai>

参考文献

- [1] Hiroyuki Watanabe. The keyword for the 21st century -hybrid-. In *Keynote Address of EVS-17*, 2000.
- [2] Y. Hori, Y. Toyoda, and Y. Tsuruoka. Traction control of electric vehicle: Basic experimental results using the test EV “UOT Electric March”. *IEEE Trans. Ind. Applicat.*, Vol. 34, No. 5, pp. 1131–1138, 1998.
- [3] 坂井真一郎. 4輪独立駆動EVの製作プロジェクト [online]. URL: <http://www.hori.t.u-tokyo.ac.jp/997/sakai/Research/index.html>, 1999.
- [4] 酒井秀男. タイヤ工学. グランプリ出版, 1987.
- [5] 安部正人. 自動車の運動と制御. 山海堂, 1991.
- [6] J. Ackermann and T. Bunte. Yaw disturbance attenuation by robust decoupling of car steering. *Control Eng. Practice*, Vol. 5, No. 8, pp. 1131–1136, 1997.
- [7] M. Nagai, S. Yamanaka, and Y. Hirano. Integrated control law of active rear steering control. In *Proc. 3rd International Symposium on Advanced Vehicle Control*, pp. 451–469, 1996.
- [8] Yasuji Shibahata, et al. The improvement of vehicle maneuverability by direct yaw moment control. In *Proc. AVEC '92*, No. 923081, 1992.
- [9] 岩間紀男, 稲熊幸雄, 浅野勝宏. 車両のアクティブ制御. 計測自動制御学会, Vol. 28, No. 7, pp. 844–853, 1992.
- [10] 山本真規. 横すべり抑制のための車両安定性制御システム (VSC). 自動車技術会シンポジウム No. 9602, No. 9631164, 1996.
- [11] Shin-ichiro Sakai and Yoichi Hori. Advanced vehicle motion control of electric vehicle based on the fast motor torque response. In *Proc. 5th International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC)*, pp. 729–736, Michigan, USA, 2000.
- [12] 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, No. 64-98, pp. 5–8, 1998.
- [13] Fredrik Gustafsson. Monitoring tire-road friction using the wheel slip. *IEEE Control Systems Magazines*, Vol. 18, No. 4, pp. 42–49, 1998.
- [14] Hideo Sado, Shin-ichiro Sakai, and Yoichi Hori. Road condition estimation for traction control in electric vehicle. In *The 1999 IEEE International Symposium on Industrial Electronics*, pp. 973–978, Bled, Slovenia, 1999.
- [15] 山崎俊一. 走行中のタイヤと路面間の摩擦係数推定技術. 自動車技術, Vol. 51, No. 11, pp. 58–62, 1997.