

電気自動車の特長を生かした路面状態の推定と制御

堀 洋一 (東京大学生産技術研究所)・古川 公久 (東京大学大学院工学系研究科)

The University of Tokyo, Institute of Industrial Science

(Information & System Division, Electrical Control System Engineering)

Ce-501, 4-6-1 Komaba, Meguro-ku, Tokyo

153-8505 Japan

Phone: +81-3-5452-6287, Fax: +81-3-5452-6288

E-Mail: hori@iis.u-tokyo.ac.jp, furukawa@horilab.iis.u-tokyo.ac.jp

1 まえがき

1.1 電気自動車の特長

環境への負担が少ないという観点から、低公害車が注目されている。なかでも汚染物質を排出しない電気自動車の研究は盛んで、エネルギー効率の高さを強調することが多い。しかし、内燃機関自動車と比較して、電気自動車のエネルギー効率が格段に高いとは言えない。効率だけに固執していたのでは電気自動車は普及しないであろう。内燃機関自動車では不可能で、電気自動車特有の利点とは何であろうか？それは、駆動源であるモータの特性にある。すなわち、モータはエンジンよりもトルク応答が高速で発生トルクが正確であるという利点がある。しかし、一般的にこのことに気づいている人は少ないであろう。電気自動車が将来生き残るためには、モータの特長を積極的に活用すべきである。

以下は、電気自動車ならではの特長を内燃機関自動車と比較しながらまとめたものである [1]。

A. トルク応答が高速である

内燃機関自動車の駆動源であるエンジンはトルク応答が遅い(数 100ms)。従ってフィードバック制御をかけると不安定になるため、フィードフォワード制御が施される。一方、電気自動車ではモータのトルク応答が高速であるので(数 ms)、フィードバックループによる高度な制御が可能となる。

B. 発生トルクを正確に把握できる

エンジンはトルク発生機構に多くの非線形性を含み、モデルを正確に記述することは難しい。従って、発生トルクを正確に把握することはできない。一方でモータはモデル化し易く、発生トルクを正確かつ容易に観測できる。すると、駆動力オブザーバを用いることにより、リアルタイムで路面状態推定が可能となる。

C. 分散配置が可能である

小型エンジンを各車輪に分散配置することは現実的ではないが、モータならば可能である。モータは小型化し易く、分散配置を行ってもコストはそれほど高くない。これによって左右輪独立駆動 [3] や 8 輪駆動 [4] を実現でき、高性能な車両運動制御が可能となる。

本稿では、このうち「トルク応答が高速である」、「発生トルクを正確に把握できる」というモータの特長を生かした路面状態推定とその応用についての研究を紹介する。

路面状態推定の目的は、空転を防止し車両運動を安定化するところにある。増粘着制御の一種である従来の ABS や TCS は、空転発生直後の状態を検出し再粘着に至らしめる手法である。従って、大空転を抑制することは可能でも空転を防止することはできない。一度空転が発生すると車両は不安定な状態に陥り、ともすれば増粘着制御は不能となり車両システムは発散してしまう。また、この状態では乗り心地も悪くなる。従って、なるべく空転を発生させずに増粘着制御を行うことが望ましい。路面状態の推定情報を増粘着制御に反映させ、空転を未然に防止できるならば、車両運動はより安定したものとなるであろう。

1.2 本稿の構成

本稿は図 1 に示す構成となっており、堀研究室において提案された路面状態推定を中心に述べる。

まず、2 節では路面状態推定の基本となる粘着特性、ならびに各種用語について説明する。

3 節で空転現象の発生原理を示し、空転を発生させない制御の重要性を述べる。

路面状態を決定する重要なパラメタの 1 つに摩擦係数 μ がある。 μ は駆動力から計算できるが、駆動力を直接観測することはできない(しかし、可観測ではある)ので、駆動力オブザーバを用いる必要がある。4 節では、路面状態推定になくはならない駆動力オブザーバの基本原則を紹介する。

続いて、5 節の μ 勾配推定は、路面状態推定の中で最も基本的な推定アルゴリズムであり、増粘着制御へ応用する場合は μ 勾配情報をもとに更に詳しい路面状態推定を行うことが多い。そのため 6 節の推定手法とは区別している。ここではカルマンフィルタによる推定アルゴリズムと固定トレース法による推定アルゴリズムを紹介する。なお、カルマンフィルタによる推定アルゴリズムは堀研究室で提案されたものではないが、タイヤ・路面間の性質を巧妙に利用した興味深い推定手法なのであえて取り上げることとした。

6 節では路面状態の推定手法とその応用を紹介する。

いずれも μ 勾配情報を推定に使用している。

本稿では実験用電気自動車「東大三月号」による実験結果も随所に織り込みながら、各手法の研究状況を紹介する。

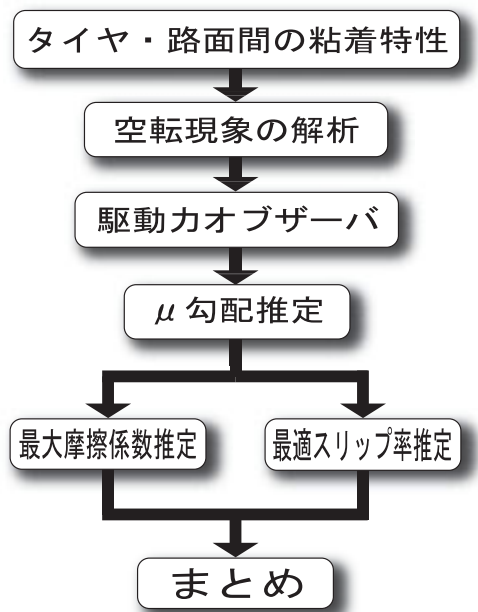


図 1. 本稿の構成

1.3 実験用電気自動車「東大三月号」構成と仕様

本稿で取り上げる研究の多くは、電気自動車「東大三月号」による実験的検討や東大三月号の車両データに基づくシミュレーションを行っている。従って、本論に入る前に東大三月号の仕様については多少認識しておいた方がよいと思われるので、ここで簡単に述べることにする。

図 2 に東大三月号の外観を示す。

東大三月号は駆動源として直流直巻モータを使用し、一象限チョッパによってモータ印加電圧を制御している。このため、モータによる回生制動は不可能である。

また、推定や制御に用いる車輪速度情報は、前輪と後輪にそれぞれ取り付けられているパルスエンコーダ



図 2. 実験用電気自動車「東大三月号」

から得ている。前輪は駆動輪であり、モータの回転数を計測する。後輪は車両の制駆動力に影響を及ぼさない非駆動輪であり、車体速度の計測に用いられている。非駆動輪は空転を発生させることなく、路面とは常に粘着しているという仮定のもとでこの計測は行われている。

図 3 に制御系ハードウェアの構成を、表 1 に車両の仕様を示す。

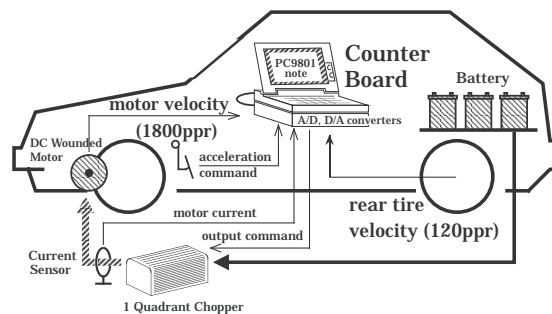


図 3. 制御系ハードウェア構成

表 1. 「東大三月号」の仕様

Conversion Base	Nissan March (Micra)
size	3785×1560×1395[mm]
weight	1100[kg](batteries included)
Motor	Advanced D.C. Motors, Inc.
type	DC series wound
rated power (@120V)	19[kW](1hr.), 32[kW](5min.)
size/weight	φ 232,length 397[mm], 65[kg]
Controller	Curtis Instruments, Inc.
type	MOSFET PWM Chopper
operation frequency	15[kHz]
rated voltage/current	120[V]/400[A]
Battery	Japan Storge Battery Co.,Ltd. GTX-130E41L
type	lead acid
voltage/capacity	120[V]/92[Ah](5hr.)
weight	27.5[kg]×10
CPU	PC9801NS/T(i386SL, 20MHz)
weight	3.2[kg]
A/D and D/A converters	12bit, 8ch/12bit, 2ch

2 タイヤ・路面間の粘着特性

本節では、路面状態推定の根幹をなすタイヤ・路面間の粘着特性について述べる [5][14][15]。

摩擦力はタイヤと路面の間での速度の差、即ちスリップによって発生する。図 4 に示した駆動力 F_d と横力 F_s はまさに摩擦力そのものであり、車両の 2 次元運動は F_d , F_s によって決定される。駆動力は摩擦係数 μ 、垂直抗力 N を用いて式 (1) で与えられる。

$$F_d = \mu(\lambda)N \quad (1)$$

横力も同様の式で表される。駆動力および横力と摩擦の関係は、図 5 に示すスリップ率 λ で定まる関数である。ここで、スリップ率についてはタイヤ重心対地速

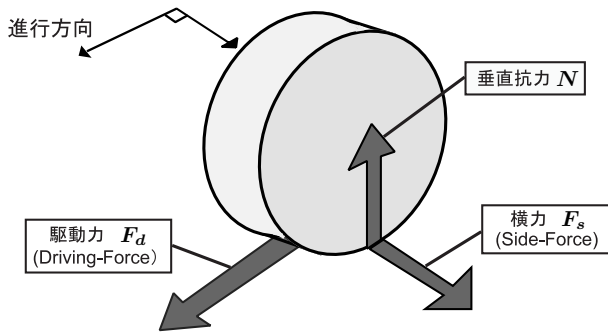


図 4. 路面とタイヤに働く摩擦力

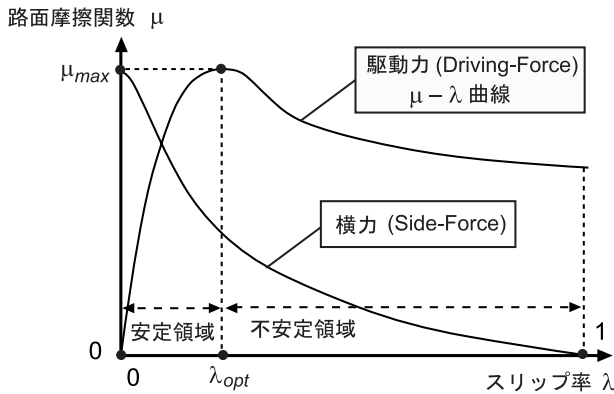


図 5. タイヤが路面から受ける駆動力と横力

度ベクトルとタイヤ回転速度ベクトルの関数として定義されるが、特に直進走行時におけるスリップ率はスカラ量である車体速度 V 、駆動輪速度 V_w を用いて式 (2) として与えられる。

$$\lambda = \frac{V_w - V}{\max(V, V_w)} \quad (2)$$

2つの路面摩擦係数は車両運動を考える上で極めて重要である。ここでは、2つの関数の特徴を説明する。まず、駆動力の路面摩擦係数について述べる。この関数は最大値 μ_{max} (以降、最大摩擦係数と呼ぶ) を有する非線形関数で、 μ_{max} の値によって最大制駆動力の性能が制限される。 μ_{max} となるスリップ率 λ_{opt} (以降、最適スリップ率と名付ける) は、通常 0.05~0.2 程度である。粘着領域： $\lambda \leq \lambda_{opt}$ ではタイヤ・路面間は粘着状態にあり安定走行が可能であるが、滑走領域： $\lambda > \lambda_{opt}$ では駆動力は減衰する一方でタイヤの回転は加速され続け、大空転が発生する。

次に横力の路面摩擦係数は λ に関して単調減少で、 $\lambda = 1$ では横力は $F_s = \mu(\lambda)N = 0$ となる。この状態ではタイヤの蛇角を変化させても旋回運動は不可能である。

以下の議論では直進走行である 1次元運動に限定し、タイヤに働く力としては駆動力のみを考慮する。また、駆動力の路面摩擦係数を単に「 μ - λ 曲線」と呼ぶものとする。

3 空転現象の解析

前節において、タイヤ・路面間の状態が最適スリップ率 λ_{opt} よりも右側の領域に入るとスリップ率が発散し、いわゆる大空転を誘発することを述べた。本節では図 6 に示した車両の一輪モデルを用いて、加速時 (即ち $V_w > V$) におけるモータトルクと空転発生との関係を定性的に説明する [2][6]。なお以下の解析では、スリップ率は力学的平衡状態にあるとし、スリップ率が変化する過渡状態については考慮しないものとする。

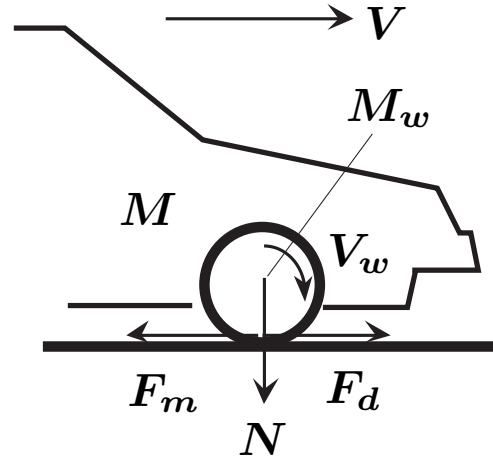


図 6. 車両の一輪モデル

図 6 に基づき、駆動輪ならびに車両の運動方程式を求めると

$$M_w \frac{dV_w}{dt} = F_m - F_d \quad (3)$$

$$M \frac{dV}{dt} = F_d \quad (4)$$

のように表される。但し、 M_w は駆動輪慣性モーメントの質量換算値、 F_m はモータトルクの力換算値、 F_d は駆動力、 M は車体質量である。

さて、式 (3)、式 (4) の両辺を割ると、

$$\frac{F_m - F_d}{F_d} = \frac{M_w}{M} \frac{dV_w}{dV} \quad (5)$$

なる関係が得られる。ここで、スリップ率が平衡状態にあり $V_w > V$ であることを考慮すると、式 (2) より

$$\frac{dV_w}{dV} = \frac{V_w}{V} = \frac{1}{1 - \lambda} \quad (6)$$

となる。ここへ式 (5) を代入し、更に式 (1) の関係を用いて摩擦係数 μ について解くと

$$\mu = \frac{F_m}{N} \left(1 - \frac{\frac{M_w}{M}}{1 + \frac{M_w}{M}} \frac{1 + \frac{M_w}{M}}{1 + \frac{M_w}{M} - \lambda} \right) \quad (7)$$

を得る。即ち、 F_m を固定して λ の関数としてみれば、縦軸は F_m/N 、横軸は $1 + M_w/M$ を漸近線とする双曲線となる。この曲線は、スリップ率を変化させない仮

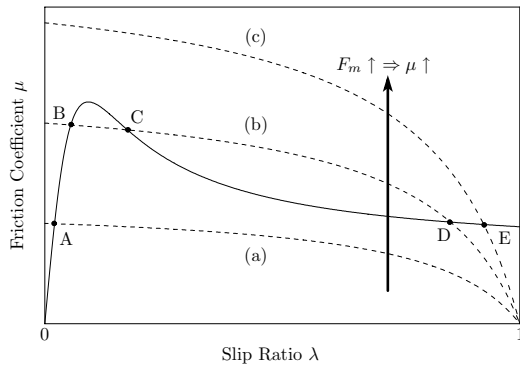


図 7. スリップ率平衡点の推移

想的な摩擦係数を表しており、以降「定スリップ率曲線」と呼ぶ。定スリップ率曲線を μ - λ 曲線と重ね合わせることで、あるモータトルクにおけるスリップ率の平衡点が、2つの曲線の交点として得られる。

ここで、電気自動車が実際にトルク制御をした場合にスリップ率がどのように変化するかを見てみる。図 7 の曲線 (a), (b), (c) が定スリップ率曲線で、パラメタ F_m の増加に伴って曲線は (a)→(b)→(c) のように推移する。 μ - λ 曲線は雪道などの滑りやすい路面などに多く見られるものを用いる。まず、定スリップ率曲線はモータトルクの変化によって (a)→(b)→(c)→(b)→(a) と変化したとする。このとき各々のトルクに対応するスリップ率の平衡点は A→B→E→D→A と変化する。ここで注目すべきことは次の 2 つである。

- モータトルクが摩擦力のピークを超える (b)→(c) の過程でスリップ率が急増している。
- 定スリップ率曲線が (c)→(b) に変化してもスリップ率の平衡点は E から D へ移行するだけで、スリップ率は殆ど減少しない。

即ち、スリップ率の平衡点が最適スリップ率 λ_{opt} よりも右側の領域に入ると空転が発生し、少しトルクを減少させた程度では空転状態から回復できない。このような理由から、車両運動の安定化には、空転を発生させないことが極めて重要であると言える。

4 駆動力オブザーバ

路面状態推定を行う上で、摩擦係数 μ の推定は必要不可欠である。式 (1) で示した通り、摩擦係数は駆動力 F_d と垂直抗力 N から求められる。しかし、タイヤ・路面間で発生する駆動力を直接観測することは困難であるため駆動力を推定する必要がある。本節では駆動力オブザーバによる駆動力推定原理ならびに電気自動車による実験的検討について述べる [10][11][12]。

4.1 駆動力オブザーバの構成

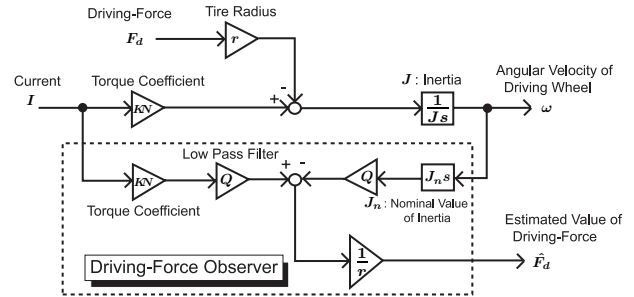


図 8. 駆動力オブザーバ

内燃機関自動車では、エンジンの発生トルクを正確には把握できないために駆動力の推定精度には限界がある。一方、モータでは発生トルクを正確にかつ容易に観測できるので、モータを駆動源とする電気自動車ならば駆動力を精度良く推定することが可能である。電気自動車の駆動力推定では、発生トルクを算出するためのモータ電流 (DC モータの場合は電機子電流, AC モータの場合はトルク分電流) と駆動輪角速度の情報さえあればよい。電気自動車はこのような点でも内燃機関自動車に比べ優位であると言える。

式 (3) で示した駆動輪の運動方程式を駆動力について解くと、式 (8) を得る。

$$F_d = \frac{1}{r} \left(T - J \frac{d\omega}{dt} \right) \quad (8)$$

但し、 r はタイヤ半径、 T はモータトルク、 J は車軸イナーシャ、 ω は駆動輪角速度であり、 $F_m = T/r$ 、 $M_w = J/r^2$ なる関係がある。

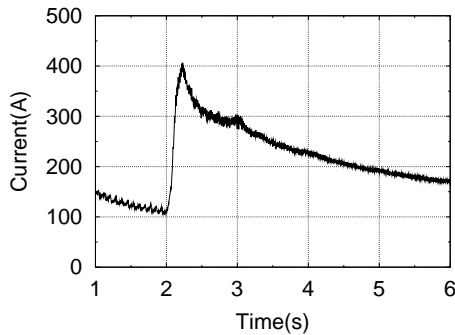
式 (8) の推定式に基づき、駆動力オブザーバを構成すると図 8 のようになる。推定された駆動力は \hat{F}_d である。なお、図 8 はトルク係数 K の直流分巻モータの場合で、トランスミッションのギア比を N としている。また、 J_n は車軸イナーシャのノミナル値である。この構造は、メカトロニクスでしばしば用いられる外乱オブザーバと全く同一の原理であるが、駆動力推定にも頻繁に適用されるので、特に駆動力オブザーバと名づけられている。

駆動力オブザーバは、駆動力を推定する際に駆動輪角速度の 1 階微分を用いており、微分演算による高調波ノイズを除去する必要があるため図 8 の Q として Low Pass Filter (LPF) を介している。

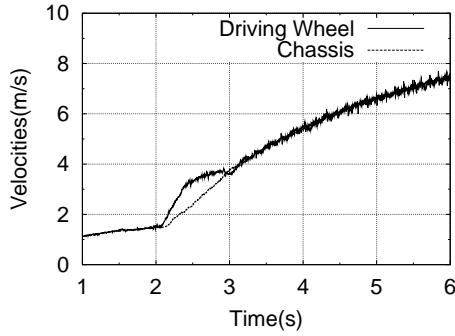
4.2 駆動力オブザーバの実験的検討

駆動力オブザーバを電気自動車「東大三月号」へ適用した実験を行ったのでこれを紹介する。ここで、駆動力推定値の定量的比較を行なうため参照値として車体重量 M を用いて式 (9) より算出した値を用いた。

$$F_d = M \frac{dV}{dt} \quad (9)$$



(a) モータ電流



(b) 駆動輪速度および車体速度

図 9. アスファルト路面における走行データ

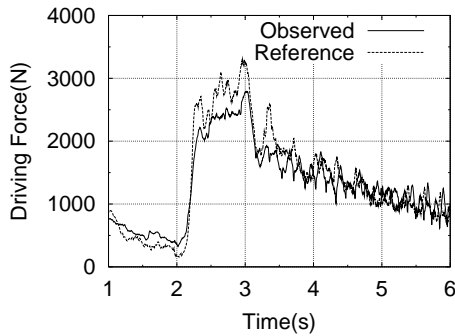


図 10. 駆動力オブザーバによる駆動力推定

なお、実験で使用した電気自動車は直流直巻モータを用いて駆動しているため、モータのトルク特性として式 (10) を用いる。

$$T = \begin{cases} 0.0105I^2 & I < 200 \\ 0.252I^{1.4} & I > 200 \end{cases} \quad (10)$$

はじめに図 9 のアスファルト路面での走行データに対する駆動力推定の実験結果を図 10 に示す。ここで Q としてオブザーバの極の他に、式 (11) に示す Low Pass Filter を用いた。

$$Q = \frac{1}{(1 + \tau s)^2} \quad (11)$$

但し、時定数は $\tau = 0.05[s]$ とする。

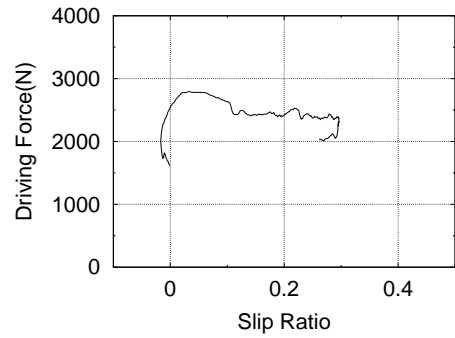


図 11. アスファルト路面での路面摩擦関数

図 10 より、高速かつ正確に駆動力を推定していることが確認できる。図 10 において時刻 3[s] 以降で推定値に振動が現れているが、これは図 9(b) において駆動輪速度に振動成分を含んでいるためだと考えられる。

次に、図 10 と図 9(b) から求まるスリップ率を用いて路面摩擦関数の測定実験を行なう。図 11 に縦軸に駆動力を表記した路面摩擦曲線を示す。

図 11 より、路面摩擦関数が極大値を持つ非線形特性を持つことが確認でき、駆動力オブザーバの高速かつ正確な推定により路面摩擦関数の非線形特性を的確に推定していることが実験を通して確認できる。

5 μ 勾配推定

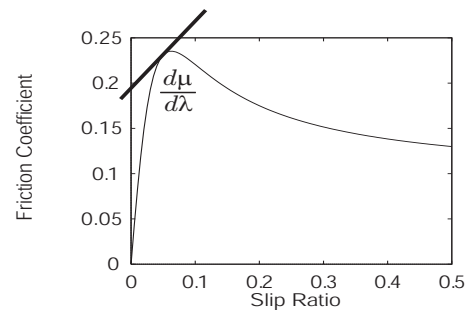


図 12. μ 勾配推定の定義

図 12 に示す μ - λ 曲線の傾き（以下では略して μ 勾配と呼ぶ）の情報は車両の制駆動力制御に必ずしも直接必要な情報ではない。しかし、制御に有効な情報であることは以前より広く知られており、他の推定手法の基本情報として利用されることが多い。内燃機関自動車における車両運動制御の分野でも μ 勾配を推定する研究が行われている [7][8]。本節では、現在提案されている μ 勾配推定法のうち駆動力オブザーバを利用した 2 つの推定法を紹介する。

5.1 カルマンフィルタによる μ 勾配推定

μ 勾配の推定は式 (12) により路面摩擦係数の時間変化とスリップ率の時間変化を用いて係数推定を行う方

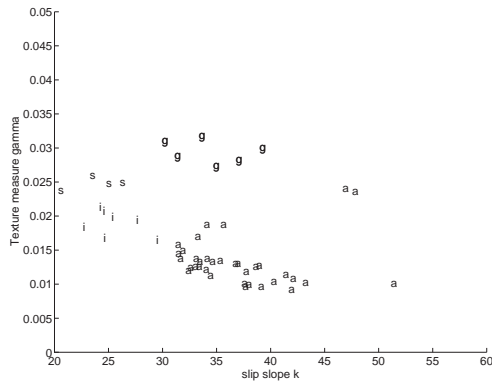


図 13. 路面の種類と μ 勾配の関係 (図中の記号は(a)asphalt, (s)snow, (i)ice, (g)gravel を表す。)

法が考えられる。

$$\alpha = \frac{d\mu}{d\lambda} = \frac{d\mu(t)/dt}{d\lambda(t)/dt} \quad (12)$$

もしくは路面摩擦関数が線形化できると仮定し式 (13) より係数推定する方法が考えられる。

$$\mu(t) = \alpha\lambda(t) + \beta \quad (13)$$

F. Gustafsson は粘着走行を前提とすることで式 (13) を用い、カルマンフィルタにより係数推定を行っている [7]。粘着走行を前提としているため、ここで推定される μ 勾配は、 $\lambda = 0$ 付近の μ 勾配を示す。この研究は図 13 のように路面の種類により $\lambda = 0$ 付近の μ 勾配がある程度決まることから、逆に $\lambda = 0$ 付近の μ 勾配を推定することで路面の種類を決定することが目的である。このことは、 $\lambda = 0$ 付近の μ 勾配を用いて路面摩擦係数の最大値が推定できることを実験により示したものととらえられる。図 13 において、横軸は μ 勾配 α 、縦軸は車輪角速度 ω と車体速度 v 、タイヤ半径 r を用いて式 (14), (15) で定めたもので、スリップ速度の分散と等価である。ただし、(15) の Var は分散を意味する。

$$e = \omega - v/r \quad (14)$$

$$\gamma = 4\text{Var}(e) \quad (15)$$

図 13 より、以下のように γ と α を用いて路面の種類を決定できると考えられる。

- ・砂利道： $\gamma > 0.027$
- ・舗装道路： $\gamma < 0.027, \alpha > 30$
- ・雪道： $\gamma < 0.027, \alpha < 30$

なお、以上のような分類を詳細に行うことにより実験的に γ, α と路面摩擦係数の最大値との関係を定性的に分類することが可能である。ところで、 μ 勾配をカ

ルマンフィルタで推定する際、式 (13) の係数推定ではなく式 (16) のように式を変形して推定を行っている。

$$\lambda(t) = \frac{1}{\alpha}\mu(t) - \frac{\beta}{\alpha} = C_1\mu(t) + C_2 \quad (16)$$

式 (16) を用いて推定する理由の 1 つは λ の変動が μ の変動より大きいからである。もう 1 つの理由は式 (16) の β/α は α, β よりも変動が少なく、 $1/\alpha$ の推定を高速化できるためである。式 (16) の係数をカルマンフィルタで推定した結果を図 14 に示す。

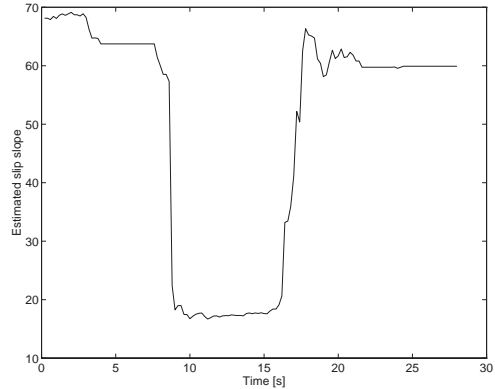


図 14. カルマンフィルタによる μ 勾配推定

5.2 適応同定に基づく μ 勾配推定

駆動カオブザーバを用いて式 (8) から求めた摩擦係数と、駆動輪速度と車体速度から検出できるスリップ率によって、図 12 のように μ 勾配を推定することができる。粘着領域では μ 勾配は正、滑走領域では負であるから、この勾配を推定することで空転を検出できる。また、 μ 勾配が零となるようなフィードバック制御を行うと増粘着制御が可能となる。 μ 勾配は式 (17) より算出でき、式 (18) のように変形したものに対して適応アルゴリズムを用いることで μ 勾配推定が可能となる [10][11][12][13]。

$$A = \frac{d\mu}{d\lambda} = \frac{d\mu/dt}{d\lambda/dt} \quad (17)$$

$$\frac{d\mu}{dt} = A \frac{d\lambda}{dt} \quad (18)$$

適応同定に用いられる適応アルゴリズムは数多く提案されているが、ここでは式誤差法の一般的な形である逐次最小二乗法と固定トレース法を採用し、両者の比較検討を行う。

適応アルゴリズムは逐次最小二乗法・固定トレース法ともに忘却係数 κ を用いた一般的な推定漸化式で与えられ、式 (19) に対する推定式は式 (20) ~ (21) で表される。

$$y[k] = \hat{\theta}^T[k]\phi[k] \quad (19)$$

$$\hat{\theta}[k] = \hat{\theta}[k-1] - \frac{P[k-1]\phi[k]}{1 + \phi^T[k]P[k-1]\phi[k]} * (\hat{\theta}[k-1]\phi[k] - y[k]) \quad (20)$$

$$P[k] = \frac{1}{\kappa} [P[k-1] - \frac{P[k-1]\phi[k]\phi^T[k]P[k-1]}{1 + \phi^T[k]P[k-1]\phi[k]}] \quad (21)$$

ここで、逐次最小二乗法と固定トレース法を以下のように分類することができる。

逐次最小二乗法 忘却係数 κ を固定。

固定トレース法 トレースゲイン $\gamma = \text{tr}P[k]$ を固定。

一次元推定の固定トレース法では、忘却係数 κ は式 (22) で与えられる。

$$\kappa = \frac{1}{1 + \gamma \|\phi[k]\|^2} \quad (22)$$

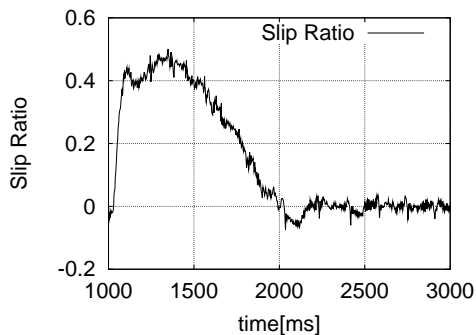
なお、式 (18) より式 (19) の各変数を式 (23) ~ (25) のように設定することで μ 勾配推定が可能となる。

$$\phi[k] = \frac{d\lambda}{dt} \quad (23)$$

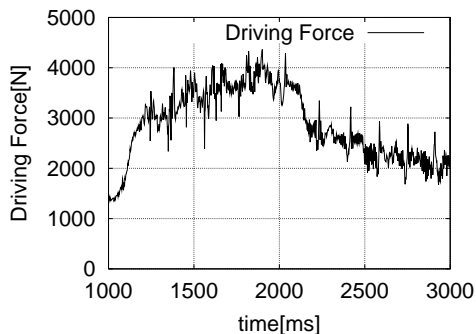
$$y[k] = \frac{d\mu}{dt} \quad (24)$$

$$\hat{\theta}[k] = \hat{A} \quad (25)$$

逐次最小二乗法による推定では忘却係数を固定している。これにより、スリップ率が一定の状態に続いた場合は過去の情報を忘却するので、推定不能に陥る



(a) スリップ率



(b) 駆動力推定値

図 15. アスファルト路面における走行データ

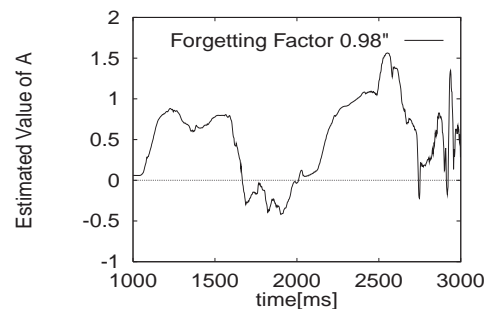
と考えられる。一方、固定トレース法ではトレースゲイン γ を固定することで式 (22) のように忘却係数が可変となる。つまり、 $\phi[k]$ が大きく精度の良い推定が可能な場合には、短い時定数で推定値を更新するが、推定に必要とされるいわゆるリッチネスを満たさない信号の場合には、過去の推定値を更新しないというアルゴリズムとなる。

以上で提案した路面状態推定器の性能を確認するため、実験用電気自動車「東大三月号」を使用したオフラインでの μ 勾配推定を行った。

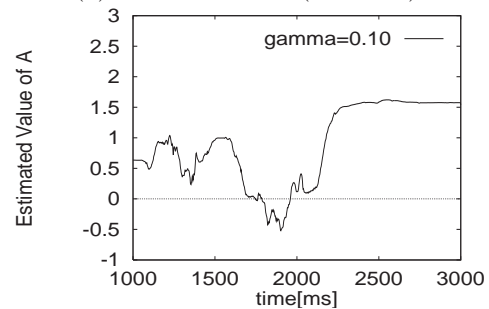
まず乾燥アスファルトでの走行データ (図 15) による推定結果を示す。図 16(a) は逐次最小二乗法の場合で忘却係数を $\kappa = 0.98$ として推定し、(b) は固定トレース法の場合でトレースゲインを $\gamma = 0.10$ とした時の結果である。

図 16(a) より、時刻 $t = 2000$ [ms] 以降で推定値が安定していないことがわかる。しかし、実際のスリップ率は 0 近傍で安定している (図 15(a) 参照)。このように、逐次最小二乗法による推定が適切に行われない理由は二つ考えられる。一つ目は、忘却係数が固定されていることによって重要なデータまで喪失していると考えられる。二つ目としては、 $\lambda \neq 0$ であるために μ 勾配推定値が ∞ に近い値となり、推定不能であることが考えられる。

一方、固定トレース法で推定した図 16(b) は (a) に比べ推定値の振動現象が少なく、近似的に $d\lambda/dt = 0$ とみなせる。このとき $\kappa = 1$ となるので安定した推定結果が得られる。

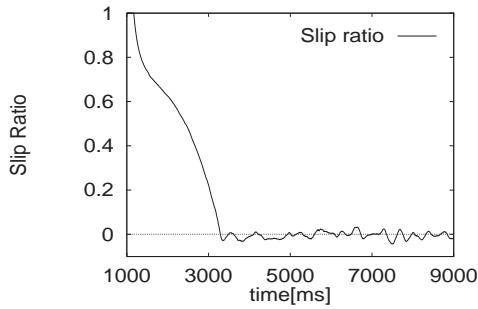


(a) 逐次最小二乗法 ($\kappa = 0.98$)

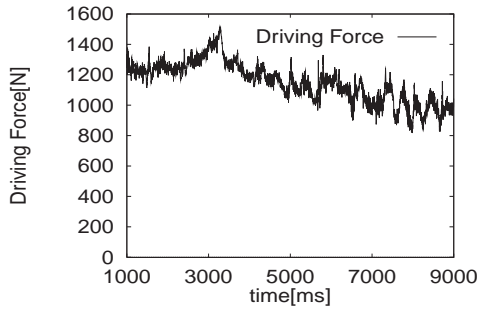


(b) 固定トレース法 ($\gamma = 0.10$)

図 16. μ 勾配推定の実験結果 (乾燥アスファルト)

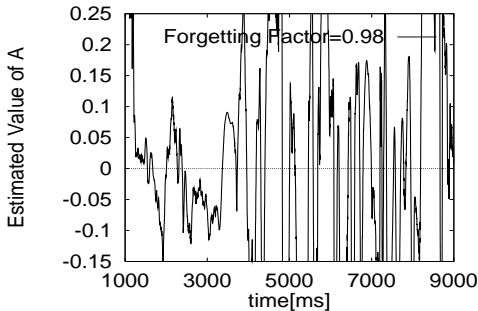


(a) スリップ率

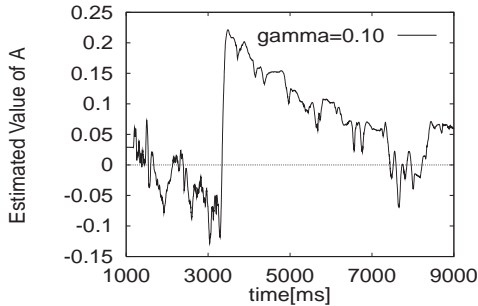


(b) 駆動力推定値

図 17. 雪道における走行データ



(a) 逐次最小二乗法 ($\kappa = 0.98$)



(b) 固定トレース法 ($\gamma = 0.10$)

図 18. μ 勾配推定の実験結果 (雪道)

しかし、固定トレース法を用いても、時間の経過と共に推定値が不安定になることが確認できる。これはスリップ率が 0 近傍に収束すると微小な振動成分が現れることによる。この振動成分の影響により $d\lambda/dt \neq 0$ 、即ち $\kappa < 1$ となるので (図 19) 時間の経過と共に過去のデータを忘却してゆく。つまり、スリップ率が小さく、かつスリップ率に振動成分が残る場合、推定値の信

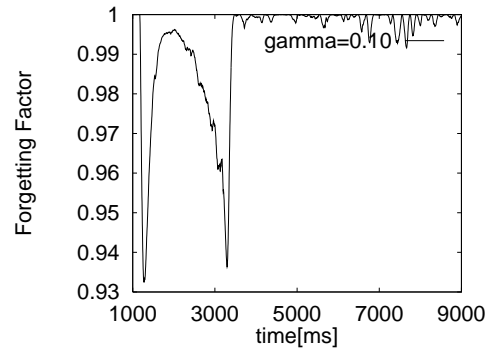


図 19. 雪道における固定トレース法での忘却係数の変化 ($\gamma = 0.10$)

頼性が低下する可能性がある。

以上の検討から、最小二乗法に比べ固定トレース法による推定は比較的安定しているものの、固定トレース法にも問題点はあることがわかる。実用化するには更なる検討が必要だが推定アルゴリズムとして有効な手法であり、更に改善を加えてゆきたい。

なお、比較した 2 つのアルゴリズムにおける推定時間、精度、安定性は κ や γ の値に依存し、路面状態に応じていかに適切なパラメタ設定を行うかにかかっている。これも今後の課題である。

6 μ 勾配推定情報を利用した路面状態推定とその応用

6.1 最大摩擦係数推定

$\lambda = 0$ 付近の μ 勾配には最大摩擦係数 μ_{max} の情報が含まれている。この情報を利用することで一度も空転することなく μ_{max} を推定できると考えられる。本節では、まずタイヤ・路面間における粘着特性を物理的に解析する [9][11]。続いてこの解析から導出された式に基づく最大摩擦係数推定とその応用を紹介する [11]。

6.1.1 ブラシモデルに基づくタイヤ・路面間の粘着特性

タイヤの接地面には粘着領域と滑走領域が混在し、図 20 のようにスリップ率に応じて 2 つの領域の割合は変化する。この現象を簡易的に解析するタイヤのモデルとして図 21 のブラシモデルを用いる。

まず、タイヤにかかる垂直抗力を図 22 のように接地圧分布を用いて表現する。ここで、位置 ξ に対する接地圧分布を放物線形状と仮定すると、接地圧力 p は接地長さ l 、最大接地圧力 p_m を用いて式 (26) のように与えられる。またこのとき、タイヤにかかる荷重 F_z はタイヤ幅 w を用いて式 (27) となる。

$$p = 4p_m \frac{\xi}{l} \left(1 - \frac{\xi}{l}\right) \quad (26)$$

$$N = \frac{2}{3} p_m w l \quad (27)$$

図 23 に示すように、接地面においては粘着領域と滑走領域が混在する。粘着領域で発生する摩擦応力 $\sigma_\xi^{(a)}$ はせん断応力により定まり、トレッドゴムの単位面積あたりの前後ばね定数 k_x を用いて式 (28) となる。一方、滑走領域では摩擦応力 $\sigma_\xi^{(s)}$ は最大摩擦係数（動摩擦係数） μ_{max} により定まり、式 (29) となる。

$$\sigma_\xi^{(a)} = k_x \lambda \xi \quad (28)$$

$$\sigma_\xi^{(s)} = \mu_{max} p \quad (29)$$

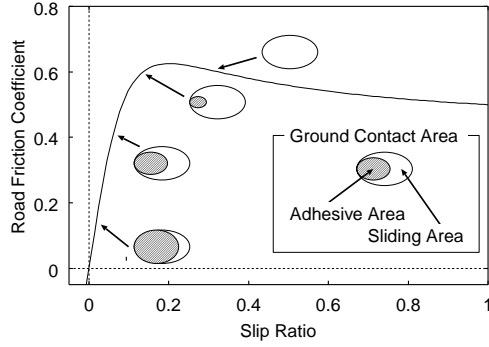


図 20. 接地面における粘着状態の変化

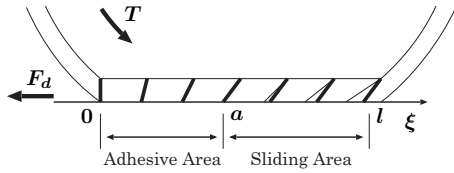


図 21. タイヤのブラシモデル

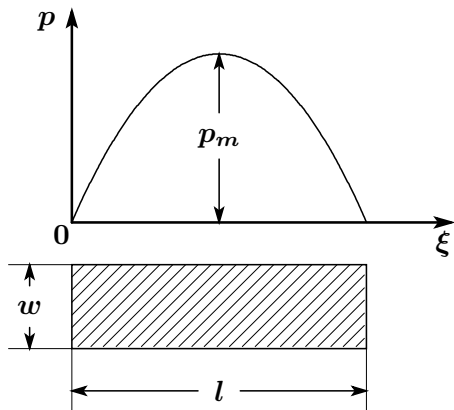


図 22. タイヤの接地圧分布

粘着領域と滑走領域の境界を $\xi = a$ とおくと、粘着

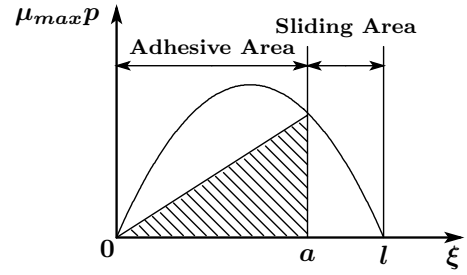


図 23. 粘着域と滑走域

領域の摩擦応力と滑走領域の摩擦応力は $\xi = a$ において式 (30) のように等しくなる。

$$\sigma_a^{(a)} = \sigma_a^{(s)} \quad (30)$$

式 (28), (29) を式 (30) に代入して整理すると、接地面の滑り面積率 S_n は式 (31) のように表される。

$$S_n = 1 - \frac{a}{l} = \frac{C_s \lambda}{3 \mu_{max} N} \quad (31)$$

ここで、 C_s はスリップ率が小さいときの単位スリップ率あたりの駆動力であり、ドライビングステイフネスと呼ばれ式 (32) で与えられる。

$$C_s = \frac{1}{2} w k_x l^2 \quad (32)$$

以上のことから、駆動力 F_d は摩擦応力を接地面について積分することで式 (33) のように求まる。

$$\begin{aligned} F_d &= \int_0^l \sigma_\xi w d\xi \\ &= \int_0^a \sigma_\xi^{(a)} w d\xi + \int_a^l \sigma_\xi^{(s)} w d\xi \\ &= C_s \lambda l_n^2 + \mu_{max} N (1 - 3l_n^2 + 2l_n^3) \\ &= 3 \mu_{max} N S_n (1 - S_n + \frac{S_n^2}{3}) \end{aligned} \quad (33)$$

更に、式 (31) を用いて S_n を消去すると、 F_d は式 (34) のように表される。

$$\begin{aligned} F_d &= \mu N \\ &= C_s \lambda - \frac{(C_s \lambda)^2}{3 \mu_{max} N} + \frac{(C_s \lambda)^3}{27 (\mu_{max} N)^2} \end{aligned} \quad (34)$$

式 (34) を $\mu_{max} N$ の 2 次式として展開し、その方程式の解を求めることで、駆動力最大値は最大摩擦係数 μ_{max} と垂直抗力 N の積として式 (35) のように与えられる。

$$\mu_{max} N = \frac{3(C_s \lambda)^2 + \sqrt{3(C_s \lambda)^3 (4F_d - C_s \lambda)}}{18(C_s \lambda - F_d)} \quad (35)$$

式 (35) より、駆動力 F_d 、スリップ率 λ 、ドライビングステイフネス C_s を走行中に求めることが可能なら

ば、駆動力最大値をリアルタイムで推定することができる。

なお、接地面の形状は車体速度やタイヤの摩耗によって変化するため、式 (32) からわかるようにドライビングステイフネス C_s の値も走行中に変動する。従ってこの手法で路面状態推定を行う際、 C_s を走行中に同定する必要がある。 C_s を求める方法は2通り考えられる。

1つは、粘着走行時に同定する手法で、式 (36) に示す性質から、 $\lambda = 0$ 付近での駆動力とスリップ率を用いて C_s が求まる。

$$C_s = \left. \frac{dF_d}{d\lambda} \right|_{\lambda=0} \quad (36)$$

つまり、これは5節で述べた μ 勾配推定法から得られる。

もう1つは、駆動力が最大となるときに同定する手法である。このとき、接地面全域が滑走状態、即ち $S_n = 1$ となる条件を式 (31) へ与えると、式 (37) を得る。

$$C_s = \frac{3\mu_{max}N}{\lambda_{opt}} \quad (37)$$

時々刻々と変化する路面状態をリアルタイムで推定するためにはこの2つの C_s 同定法を巧みに組み合わせる必要があると思われる。

6.1.2 固定トレース法による最大摩擦係数推定

以上では、ブラシモデルに基づく最大摩擦係数推定の物理的原理を示したが、スリップ率の振動などの原因により式 (35) をそのまま適用しても推定は困難である。安定した推定値を得るためには μ - λ 曲線の最大値付近を重点的に推定するとともに、推定が不可能な場合は過去の推定値を保持する必要がある。この解決策として固定トレース法を用いた最大摩擦係数推定法が提案されている [11]。固定トレース法については5.2で μ 勾配推定への適用を述べたが、以下に最大摩擦係数推定へ適用した場合の特長を示す。

- 微小な信号を用いて推定すると雑音などで最大摩擦係数推定値の変動が激しくなるが、その際は過去の推定結果を有用な情報として保持できる。
- 推定不可能な場合は意図的に同定アルゴリズムへの入力を0とすることで過去の推定結果を保持することができる。
- トレースゲインを適切に与えることにより、滑走直前での最大摩擦係数を重点的に推定することができる。すなわち、駆動力最大値の推定が可能となる。

なお、固定トレース法は $y[k] = \hat{\theta}^T[k]\phi[k]$ に対し、式 (38) ~ (40) を適用することで実現できる。このとき、

推定式は5.2で示した式 (20), (21) と同様である。

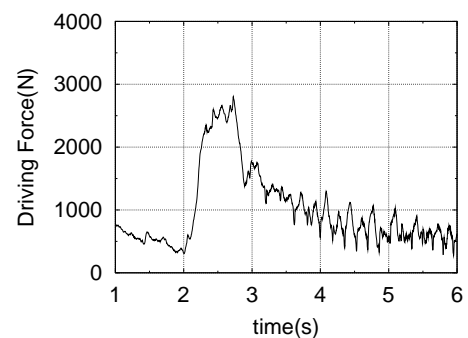
$$y[k] = 3(C_s\lambda)^2 + \sqrt{3(C_s\lambda)^3(4F_d - C_s\lambda)} \quad (38)$$

$$\hat{\theta}[k] = \mu_x W \quad (39)$$

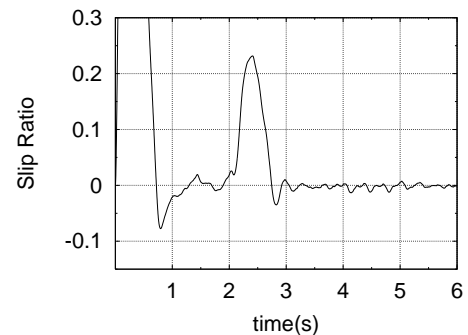
$$\phi[k] = 18(C_s\lambda - F_d) \quad (40)$$

スリップ率 λ が0に近いときは発生する駆動力も小さい。従って式 (40) より $\phi[k]$ も小さな値となり、過去の情報を保持する。また、スリップ率 λ が駆動力最大値を与えるスリップ率に近づくとき、 $\phi[k]$ の値が大きくなり推定値を更新する。固定トレース法を用いることで最適スリップ率における最大摩擦係数の付近を重点的に推定することができ、結果として駆動力最大値の推定が可能となる。

固定トレース法による推定手法の有効性を確認すべく、実験用電気自動車「東大三月号」の走行データを用



(a) 駆動力推定値



(b) スリップ率

図 24. 最大摩擦係数推定の検討に用いた走行データ

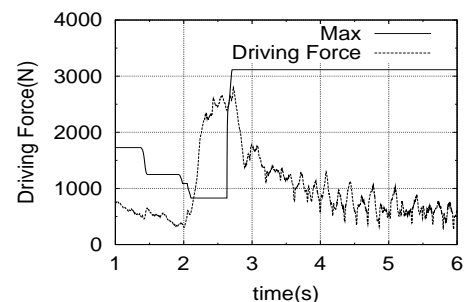


図 25. 固定トレース法を用いた最大駆動力推定

いてオフラインで検討を行った。なお、ドライビングステイフネス C_s は乾燥アスファルト路面における駆動力最大値、最適スリップ率の測定値を基に、式 (37) より算出した。その結果、東大三月号のタイヤのドライビングステイフネスは式 (41) となった。

$$C_s = 7 \times 10^4 [\text{kN}] \quad (41)$$

なお、前項でも述べたようにドライビングステイフネスは車体速度（特に、高速走行時）やタイヤの摩耗などによって変動する可能性があるが、実験ではこれらの影響を殆ど受けないものとする。従って、ドライビングステイフネス C_s を定数とみなし、式 (41) で示した値を用いる。

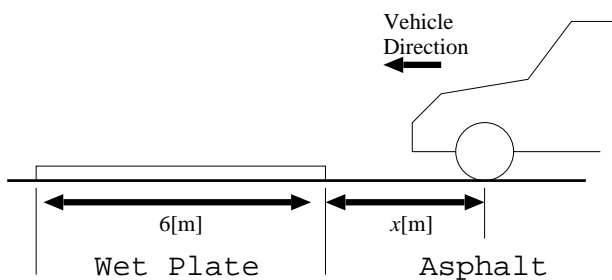
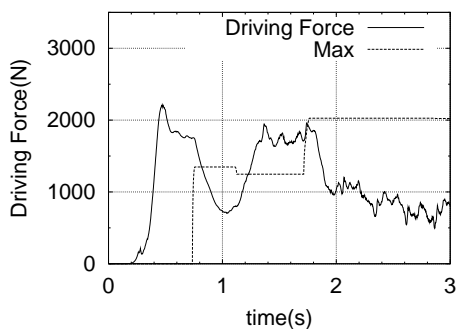
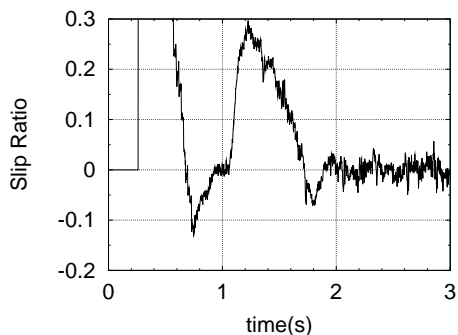


図 26. 路面状態が急変する場合の走行実験の方法

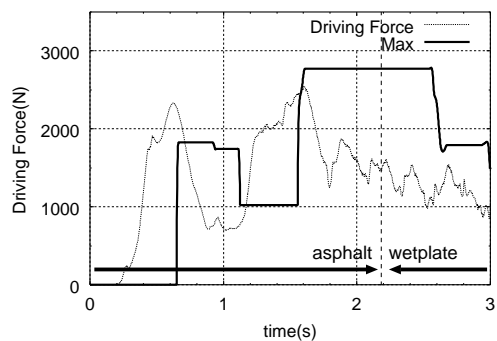


(a) 最大駆動力推定値

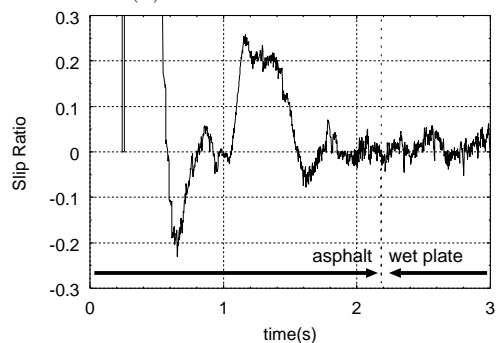


(b) スリップ率

図 27. 濡れた鉄板における最大摩擦係数推定



(a) 最大駆動力推定値



(b) スリップ率

図 28. 路面が急変する場合の最大摩擦係数推定

図 24 に乾燥アスファルト路面における走行データを示す。図 24 では、時刻 2[s] において急加速をする走行パターンであり、急加速のためにスリップ率は一瞬大きくなる。トレースゲインを $\gamma = 1 \times 10^{-10}$ としたときの最大駆動力の推定結果を図 25 に示す。なお、駆動力オブザーバの Low Pass Filter は 4.2 節で示した式 (11) を用い、時定数は $\tau = 0.04 [\text{s}]$ とする。

走行中に路面が急変した場合、タイヤ・路面間の粘着状態も急変することから、スリップ率や駆動力は過渡的に変化すると考えられる。以下では、走行中に路面が急変する場合の実験的検討について述べる。本実験ではアスファルト路面に敷いた鉄板の上に水を撒くことで、低 μ 路を実現している。また、図 26 のように発進地点から路面が変化する地点までの距離を定めおき、車体速度の積分値を用いて路面が急変する時刻を実験後に算出した。

はじめに、濡れた鉄板における最大駆動力を測定した。濡れた鉄板上で車を発進させ、最大駆動力推定を行った際の実験結果を図 27 に示す。

図 27 より、時刻 1[s] において車輪が滑走し、時刻 1.6[s] で再粘着していることから、その間に最大駆動力を発生していると考えられる。従って最大駆動力は約 2000[N] である。また、そのときの最大摩擦係数推定の結果から、時刻 1.6[s] 以降における最大駆動力推定値は駆動力推定値から求めた最大値と等しいことが確認できる。つまり、濡れた鉄板における最大駆動力は推

定値、測定値共に 2000[N] 程度となり、正しく推定されていることがわかる。

次に、路面が急変したときの路面最大摩擦係数推定の効果を確認するために、図 26 において手前 3[m] から発進した場合の実験結果を図 28 に示す。路面が変化した後の最大駆動力推定値が図 27 で示された最大駆動力より小さいことが確認できる。最大駆動力推定値が真値より大きいと最大駆動力を出そうとしたときに車輪が滑走する危険性が考えられるが、推定結果が真値より小さい場合は最大駆動力推定値をもとに最大駆動力を出したときでも必ず粘着しているはずである。つまり、最大摩擦係数推定によって真値より若干小さく推定されることは、安全性などを考慮すると実用的であると言える。

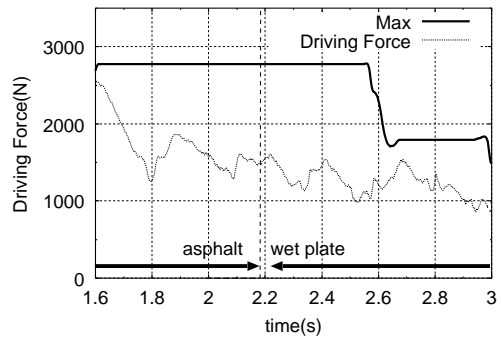
6.1.3 最大摩擦係数推定と駆動力オブザーバを用いた運転手への粘着利用率の提示

6.1.1 節および 6.1.2 節 では意図的にタイヤを空転させることなく路面の最大摩擦係数を推定する手法について述べた。これを応用すると、現在の駆動力と最大駆動力推定値の比をタイヤ・路面間の粘着状態情報として利用できる。この情報をリアルタイムで運転手に告知することでより安定した運転を実現できると考えられる。ここでタイヤ粘着利用率 r を式 (42) のように定義する。

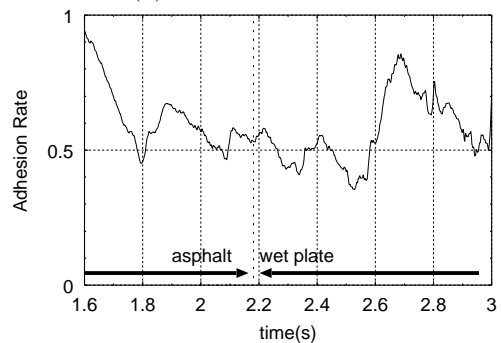
$$r = \frac{\hat{F}_d}{\mu_{max} N} \quad (42)$$

式 (42) において \hat{F}_d と $\mu_{max} N$ はそれぞれ駆動力オブザーバと最大摩擦係数推定器によって得られる。この二種類の値を用いると粘着利用率は容易に算出可能である。式 (42) のように現在の駆動力を最大値に対する比率として表すことで、タイヤ・路面間の粘着状態を運転手へ定量的に提示することができる。具体的には、粘着利用率 r が低い場合は更に加速をしてもタイヤは粘着状態に保たれることを示し、粘着利用率 r が 1 に近づくと僅かな加速でも空転発生の可能性が高いことを示唆する。図 6.1.3 は、定常走行を行っている車両が乾燥アスファルト路面から濡れた鉄板の路面へ急に進入した場合の駆動力及び粘着利用率を示したものである。

図 6.1.3 において乾燥アスファルト路面では粘着利用率 0.5 程度と安全な運転をしているが、路面が急変した後に最大駆動力推定値が更新されることにより、粘着利用率が 0.8 程度まで急増することが確認できる。図 6.1.3(a) の通り、一定の駆動力を発生しているとしても、路面の変化のために現在の走行が滑走しやすいことを定量的に知らせることが可能である。実験装置の制約のため短時間における検証しか行っていないが、粘着利用率を運転手に LED などですすことで現在の運転の安全情報ないしは滑走警告を提示することができると考えられる。



(a) 最大駆動力推定値



(b) 粘着利用率

図 29. 路面が急変する場合の粘着利用率

6.2 最適スリップ率推定

最適スリップ率 λ_{opt} を推定するには、駆動力オブザーバや路面状態推定器から生成される μ 勾配 A の推定値 \hat{A} からの情報を利用するが、これらにはノイズや誤差が多く含まれ、勾配法などの従来の探索法では安定な推定が困難である。以下では、入力ノイズに対してロバストであり、また経験則を推定に利用することで推定性能が向上するという特徴を持つ、ファジィ推論を用いた最適スリップ率推定を紹介する [14][15]。

6.2.1 路面状況の数値化

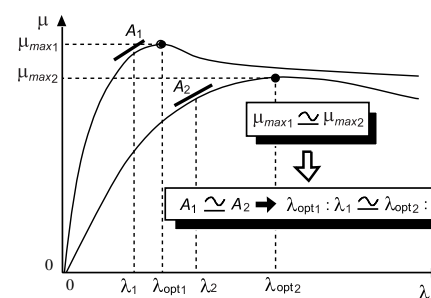


図 30. μ - λ 曲線の幾何学的特徴

μ - λ 曲線モデルでは最適スリップ率 λ_{opt} と μ 勾配の間に、図 30 に示すような曲線の形に起因する特徴 (A_1 , A_2 は μ 勾配を表す) が見られるので、この幾何学的な

特徴に基づいて最適スリップ率推定を行うことを考える。ただし、これは最大摩擦係数が同じ程度の μ - λ 曲線で成り立つ特徴であるため、推定に利用する場合には μ_{max} を知る必要がある。

μ_{max} の推定手法としては、6.1 節において述べた最大摩擦係数推定を用いることも考えられる。しかし、ここでは μ_{max} に高い精度は要求されない上、高速な推定である必要があるため、スリップ率 λ と路面摩擦係数 μ のみを用いた簡易的な推定を行う。具体的には、滑りにくい順に ASPHALT, GRAVEL, SNOW, ICE の 4 種類の路面状況を用意した上で、走行中に測定されるスリップ率と路面摩擦係数から走行路面の粘着特性がどの路面状況にどの程度似ているのかを数値表現することで μ_{max} 推定を行う。この判定法は、ファジィ推論を用いることで 4 種類の境界にあいまいさを持たせることが可能で、 μ と λ が図 31 のどの領域に位置するかによって数値化を行う。

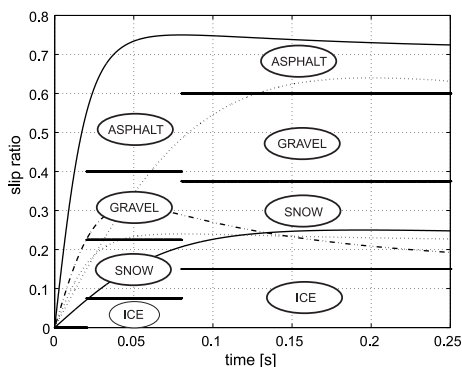


図 31. 路面状況を区別する境界線

6.2.2 ファジィ変数・アルゴリズムの設計

最適スリップ率推定器はまず 2 つの処理を平行して行う。1 つは μ と λ を用いてファジィ推論を行うことで路面状況を数値化する処理である。もう 1 つは μ 勾配推定値 \hat{A} と λ を用いて幾何学的特徴を利用することで、4 つの仮想的な路面についてそれぞれの λ_{opt} を推定する処理である。最後に各最適スリップ率の路面状況を重みとした平均を計算して、最適スリップ率推定値 $\hat{\lambda}_{opt}$ として出力する。この計算式を式 (43) に示す。但し、 K_A から K_I はそれぞれ ASPHALT から ICE の路面状況に対する路面数値であり、 $\hat{\lambda}_{opt_A}$ から $\hat{\lambda}_{opt_I}$ はそれぞれの路面状況に対する最適スリップ率推定値である。以上の最適スリップ率推定器のアルゴリズムを図 32 に示す。

$$\hat{\lambda}_{opt} = \frac{K_A \hat{\lambda}_{opt_A} + K_G \hat{\lambda}_{opt_G} + K_S \hat{\lambda}_{opt_S} + K_I \hat{\lambda}_{opt_I}}{K_A + K_G + K_S + K_I} \quad (43)$$

λ のファジィ変数は図 33 のように設定し、 μ のファジィ変数は $\lambda = MS \cdot MB \cdot B$ の領域において μ が大きく変化しないことに着目して図 34 と図 35 のように設定した。また、 $\lambda = SS$ では μ - λ 曲線モデルをもとに路

面状況を判定することが現在は困難であるため、ここでは ASPHALT = 1 と分類した。

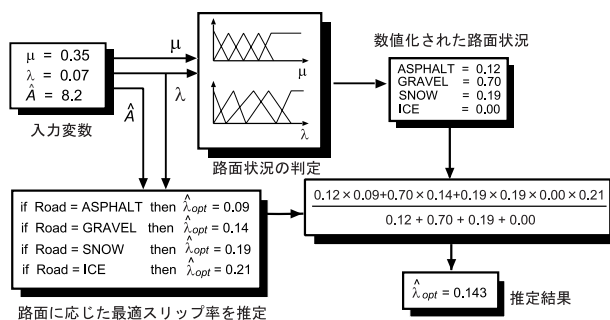


図 32. 最適スリップ率推定器の動作

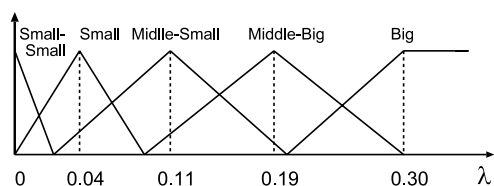


図 33. λ のファジィ変数

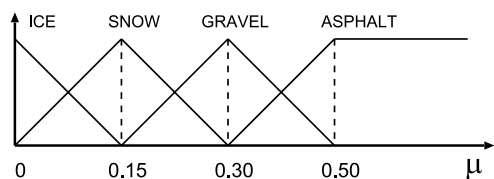


図 34. $\lambda = \text{Small}$ の場合の μ ファジィ変数

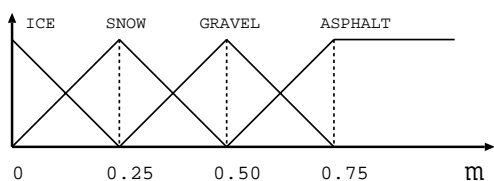


図 35. $\lambda = \text{Middle-Small, Middle-Big, Big}$ の場合の μ のファジィ変数

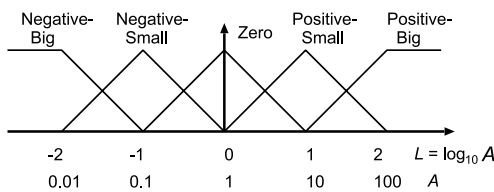


図 36. L のファジィ変数

推定値 \hat{A} が正の場合には、 μ 勾配 A は $\lambda \simeq \lambda_{opt}$ における 0.1 程度の小さな値から $\lambda \simeq 0$ における数十程度の値までとり得る。そこで \hat{A} の代わりに式 (44) で定義する L について考え、そのファジィ変数を図 36 のように設定した。また、図 30 の幾何学的特徴を用いるための L と λ_{opt}/λ の関係を路面状況別に表 2 に示す。

$$L = \log_{10} \hat{A} \quad (44)$$

表 2. L と λ_{opt}/λ の関係

Road Conditon	L (= $\log_{10} \hat{A}$)				
	PB	PS	ZO	NS	NB
ASPHALT	17	3	1.4	1.05	1.00
GRAVEL	25	5	1.8	1.10	1.01
SNOW	50	15	2.0	1.15	1.02
ICE	70	20	3.0	1.20	1.03

但し、推定値 \hat{A} が負の場合には、 λ_{opt} の推定を行う有効な方法はまだ考案されておらず、現段階では式 (45) のように徐々に $\hat{\lambda}_{opt}$ を小さくする処理を行っている。

$$\text{if } A = \text{Negative then } \hat{\lambda}_{opt}[k+1] = 0.9\hat{\lambda}_{opt}[k] \quad (45)$$

以上、ファジィ推論を用いた最適スリップ率推定について取り上げた。

6.2.3 ファジィ推論に基づく最適スリップ率制御

最適スリップ率制御は、図 37 のように路面に応じてリアルタイムに変化する λ_{opt} に λ を追従させ、駆動力の最大化を実現する手法である。その方法として図 38 に示すスリップ率制御を用いる。最適スリップ率推定器で λ_{opt} の推定を行い、その推定値 $\hat{\lambda}_{opt}$ をスリップ率制御の目標値に設定する。 $\hat{\lambda}_{opt}$ の推定は 6.2.1 節および 6.2.2 節で述べたファジィ推論に基づく推定アルゴリズムを用いる。これらの推定器を含む最適スリップ率制御系の全体ブロック図を図 39 に示す。

ここでは、適用した推定アルゴリズムに対し、走行シミュレーションを行った。シミュレーションで用いた μ - λ 曲線には式 (46) で定義される Magic-Formula の近似式を用いた。

$$\mu = C \sin(D \arctan(E\lambda)) \quad (46)$$

実験用電気自動車「東大三月号」の実験データを用いて 3 つの定数を決定し、 λ_{opt} と μ_{max} が異なる 5 つの μ - λ 曲線をモデルを作成した。これらを図 40 に示す。

シミュレーション状況は、車両が全開加速中の 5[s] の時点で突然粘着特性が変化した場合を想定し、 λ の過渡応答を調べた。 $-0.1 < \hat{A} < 0.5$ に不感帯領域を設定し、また推定器に用いるいくつかの入力信号の遅れをそろえるため λ と μ には Low Pass Filter を挿入した。

1、現実の路面における λ_{opt} の変化

2、研究を行なう上での、 λ_{opt} の変化のモデルと最適スリップ率制御によるスリップ率の追従

3、2 の制御を行なった場合の、路面で得られる最大駆動力 F_{dmax} に対する駆動力の変化

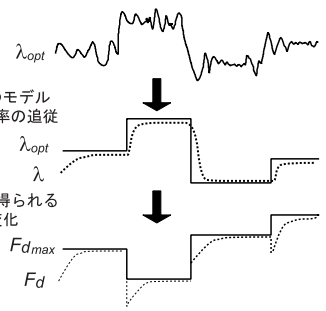
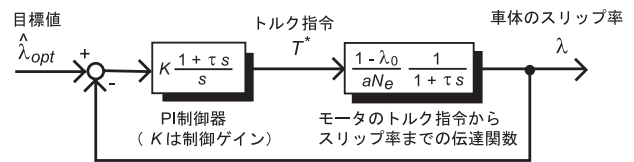


図 37. 最適スリップ率制御による駆動力最大化制御の概念



$$\text{ただし、 } \tau = \frac{M_w V_w}{a N_e} \quad N_e = N \frac{M_w + M(1-\lambda_0)}{M}$$

a : μ - λ 曲線の傾きのノミナル値

M : 車体の質量

M_w : 車軸イナーシャの質量換算値

λ_0 : 線形化を行なう動作点におけるスリップ率

図 38. スリップ率制御のブロック図

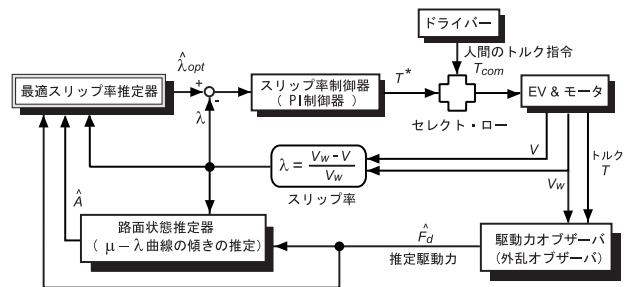


図 39. 最適スリップ率制御系の全体ブロック図

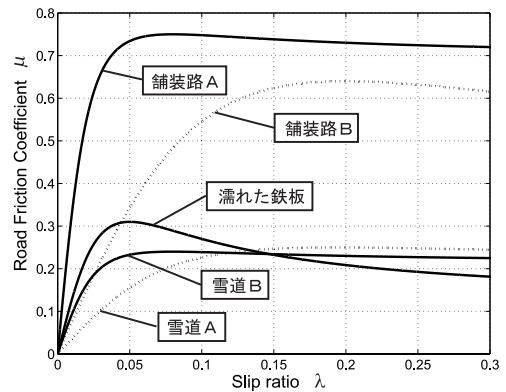


図 40. シミュレーションに用いた μ - λ 曲線

図 41 ~ 43 はそれぞれ路面の変化が異なる場合の結果である。図 41, 42 では路面状況の変化が異なるにもかかわらず、どちらの場合でも 2[s] 程度で λ が λ_{opt} に追従している。一方、 λ_{opt} が小さな値へ変化する図 43 の場合にも同じく 2[s] 程度で追従している。

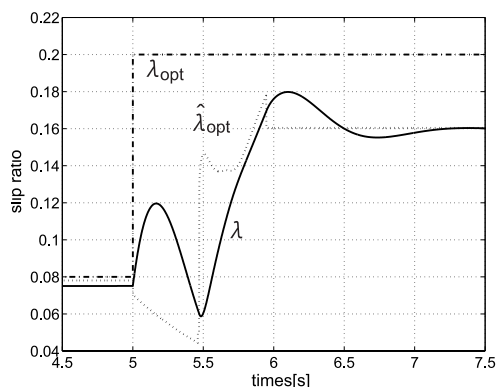


図 41. 舗装路 A から雪道 A への変化

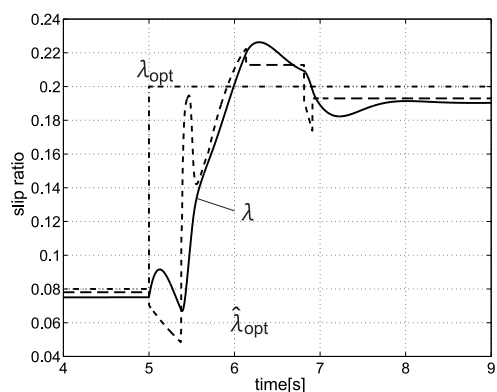


図 42. 舗装路 A から舗装路 B への変化

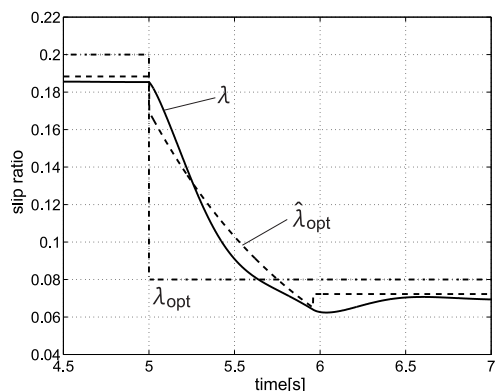


図 43. 舗装路 B から舗装路 A への変化

また、図 42, 43 の駆動力の変化を図 44, 45 に示した。どちらも約 1[s] で駆動力 F_d がその路面で得られる駆動力の最大値に追従している。これは舗装路を走行中に水たまりを一瞬通過するときなど短時間のホイールスピンが発生する場合には有効でないが、雪道での加速するときなど長時間ホイールスピンが持続する場合には、最初の 1[s] で駆動力を最大化することができれば十分有効であると考えられる。

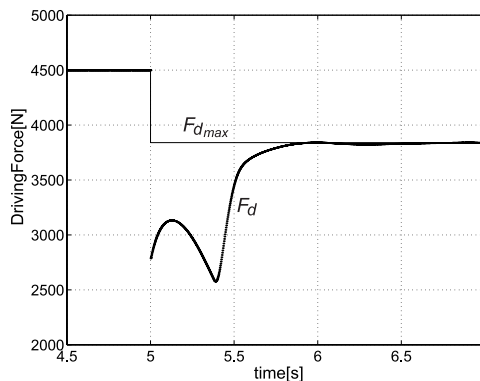


図 44. 図 42 の場合の駆動力の変化

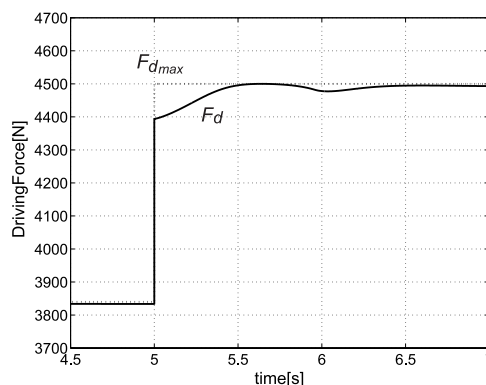


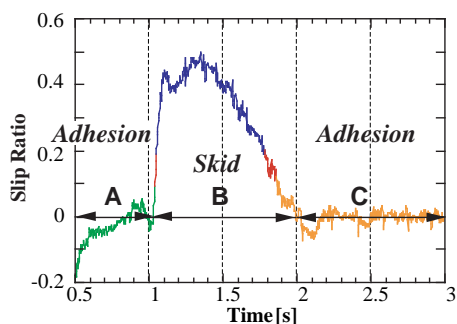
図 45. 図 43 の場合の駆動力の変化

7 あとがき

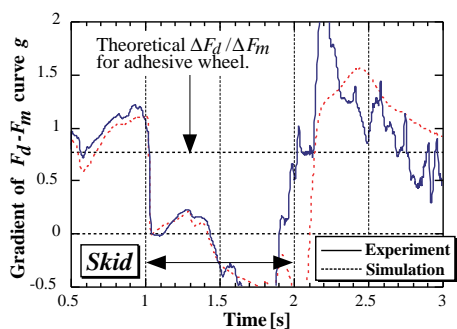
本稿では、モータの特長を活用した路面状態推定とその応用について現在の研究状況をまとめた。いずれの推定法も車体速度情報を用いているが、本研究では非駆動輪の速度を車体速度としている。本稿で紹介した実験は全て直線走行という制約のもとで行われているので非駆動輪による速度計測が可能である。しかし、2次元の旋回運動の場合は車体速度の計測が困難である。4輪独立の制御を実現する場合にも車体速度（あるいはタイヤ重心対地速度）の計測が問題となる。坂井は車体速度情報を用いない新しい空転検出法を提案している。実験結果を図 46 に示す。この手法を応用した空転防止制御の実験も行われている。現時点では従

来の ABS と同程度の性能であるが、車体速度情報がなくとも、空転・粘着の判断ができるところは非常に興味深い。

今後は車体速度情報によらない路面状態推定法を検討して行きたいと考えている。



(a) 車体速度を用いて測定した空転現象



(b) 車体速度を用いない空転検出結果

図 46. 空転検出実験

参考文献

- [1] Y.Hori, "Future Vehicle driven by Electricity and Control -Research on 4 Wheel Motored UOT March II", Proc. of AMC 2002, invited paper, pp.1-14, Maribor, Slovenia, 2002.
- [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. on Industry Applications, 34, 5, pp.1131-1138, 1998.
- [3] S. Sakai, H. Sado and Y. Hori, "Motion Control in an Electric Vehicle with Four Independently Driven In-Wheel Motors", IEEE Trans. on Mechatronics, 4, 1, pp.9-16, 1999.
- [4] H. Shimizu, K. Kawakami, Y. Kakizaki, S. Matsugaura and M. Ohnishi, "KAZ" The super electric vehicle", Proc. of EVS18, Berlin, 2001.
- [5] 日本エービーエス株式会社編, "自動車用 ABS の研究", 山海堂, 1995.
- [6] 鶴岡慶雅, 豊田靖, 堀洋一, "電気自動車のトラクションコントロールに関する基礎研究", 電気学会論文誌 D, Vol.118-D, No.1, pp.45-50 1998.
- [7] F. Gustafsson, "Slip-based Tire-Road Friction Estimation", IFAC Automatica, Vol. 33, No. 6, pp.1087-1099, 1997.
- [8] M. Sugai, H. Yamaguchi, M. Miyashita, T. Umeno and K. Asano, "New Control Technique for Maximizing Breaking Force on Antilock Breaking System", Proc. AVEC '98, pp.649-654, 1998.
- [9] 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.
- [10] 佐渡秀夫, 坂井真一郎, 堀洋一, "駆動力オブザーバを用いた電気自動車の路面動摩擦係数推定の実験的検討", 平成 11 年電気学界産業応用部門全国大会, Vol.2, pp.87-90, 1999.
- [11] 佐渡秀夫, 坂井真一郎, 堀洋一, "駆動力オブザーバを用いた電気自動車のタイヤ・路面間の動摩擦係数推定", 第 5 回電気自動車研究会, pp.145-146, 1999.
- [12] H. Sado, S. Sakai and Y. Hori, "Road Condition Estimation for Traction Control in Electric Vehicle", in Proc. of the 1999 IEEE International Symposium on Industrial Electronics, Bled. Slovenia, 99TH8465, Vol.2, pp.973-978, 1999.
- [13] 佐渡秀夫, 坂井真一郎, 堀洋一, "電気自動車の高性能トラクションコントロールのための路面状態推定", 第 4 回電気自動車研究会, pp.93-94, 1998.
- [14] 片岡寛暁, 佐渡秀夫, 坂井真一郎, 堀洋一, "ファジィ推論を用いた電気自動車用トラクションコントロールシステムのための最適スリップ率推定器", 電気学会論文誌 D, Vol.120-D, No.4, pp.581-586, 2000.
- [15] 片岡寛暁, 佐渡秀夫, 坂井真一郎, 堀洋一, "電気自動車の高性能トラクションコントロール実現のための最適スリップ率生成器の設計", 第 5 回電気自動車研究会, pp.143-144, 1999.
- [16] 坂井真一郎, 佐渡秀夫, 堀洋一, "電気自動車における車体速度情報不要の新しいタイヤ空転検出法", 電気学会論文誌 D, Vol.120-D, No.2, pp.281-287, 2000.