

タイヤ横すべりを考慮した限界スリップ率推定に基づく電気自動車の駆動力制御

前田 健太, 藤本 博志, 堀 洋一 (東京大学)

Driving Force Control of Electric Vehicles with Estimation of Slip Ratio Limitation Considering Tire Side Slip

*K. Maeda, H. Fujimoto, Y. Hori (The University of Tokyo)

Abstract– This paper presents an estimation method of the slip ratio limitation for electric vehicles that ensures traction, based on the tire brush model considering tire side slip. Also the estimated slip ratio limitation is applied to the driving force control, a traction control that has been proposed by the authors' research group. According to the proposed method, vehicle safety can be improved by preventing understeer when cornering with accelerating or decelerating on slippery roads. Effectiveness of the proposed method is verified by experiments using an experimental electric vehicle.

Key Words: Electric Vehicle, Traction Control, Slip Ratio, Side Slip, Tire Model, Recursive Least Squares

1 はじめに

滑りやすい路面上での駆動・制動時における自動車の走行安定性を確保するため、トラクション制御の研究が多数行われている^{1, 2, 3)}。その中で、路面摩擦係数 μ の情報を用いてタイヤ力の上限を推定する手法が注目されており、 μ の推定法に関してこれまで数々の研究成果が報告されてきた。一例として、タイヤモデルに基づき μ を推定する手法⁴⁾、ドライビングステイフネス推定に基づく手法⁵⁾、タイヤ共振周波数の変化に着目した μ 推定手法^{6, 7)}、タイヤ内に圧電素子を設置して μ を計測する手法⁸⁾などが提案されている。

一方、著者らの研究グループでは電気自動車の高い制御性⁹⁾を活かし、 μ の情報を用いずスリップ率 λ を制御するスリップ率制御^{10, 11)}を提案した。さらに、電気自動車では駆動力オブザーバによって駆動力を推定可能であることから、スリップ率制御の外側に駆動力ループを設けた駆動力制御法¹²⁾を提案した。本手法によって、駆動力が飽和しない領域ではドライバのアクセル指令に従い指令値通りの駆動力を発生させ、駆動力が飽和するような低 μ 路ではトラクション効果を発揮する。

駆動力制御法において、トラクション効果は内側のスリップ率制御系に与えるスリップ率指令値制限により実現する。文献¹²⁾では駆動力が最大となる粘着限界スリップ率を既知とし、スリップ率指令値の制限値に対して定数 ± 0.2 を与えているが、実際には粘着限界スリップ率はタイヤによって異なり、路面状況によっても変化すると考えられる。タイヤが粘着限界を超えて動摩擦領域に達することはタイヤ力の飽和、すなわち旋回時における横方向の安定性を損なうことから、粘着限界スリップ率を逐次推定することが望ましい。それゆえ粘着限界スリップ率の推定法の研究も行われており^{2, 13)}、著者らの研究グループでもタイヤブラシモデルに基づく推定手法を提案した¹⁴⁾。だが、これらはいずれもタイヤの前後運動のみを考慮しており、旋回

時におけるタイヤ横滑りの影響を考慮に入れていない。

そこで本稿では、文献¹⁴⁾で無視したタイヤ横すべり角も考慮に入れ、旋回時にも適用可能な粘着限界スリップ率推定法を提案する。本手法は、タイヤモデルに基づくスリップ率、タイヤ横すべり角、駆動力および横力の関係式を利用し、逐次形最小二乗法によって粘着限界スリップ率を直接推定する。推定された粘着限界スリップ率を駆動力制御法のスリップ率指令値制限に適用することで、加減速しながら旋回する際の安定性を向上可能である。本稿では上り勾配の雪道を想定し、カーブする低 μ 路を前輪駆動で加速旋回する際、提案法により加速旋回におけるアンダーステアが低減可能であることを、実機を用いた実験により示す。

2 実験車両と車両モデル

2.1 実験車両

実験車両として著者らの研究グループが製作し、本稿で使用した電気自動車「FPEV2-Kanon」を図1に示す。また、FPEV2-Kanonの各パラメータの値を表1に示す。

本車両には、図2に示す東洋電機製造製アウトロータ型インホイールモータを4輪全てに搭載している。このモータはダイレクトドライブ方式であり、ギアを介さないためバックラッシュの影響などが無い。したがって、路面からの反力情報を直にモータに伝えることが可能である。1輪あたりに発生可能な最大トルクは前輪が500 [Nm]、後輪が340 [Nm]である。また、本車両には車体の速度および横すべり角を計測する光学式センサ、前後・左右加速度および重心軸まわりの角速度を取得可能な加速度・ジャイロセンサを搭載している。さらに4輪全輪にタイヤ横力センサとして日本精工株式会社で開発中のマルチセンシングハブユニット軸受(MSHub)が搭載されており、タイヤに発生している横力を直接取得可能である。

Table 1: Vehicle specifications.

車両の総重量 (m)	870 [kg]
ホイールベース (l)	1.7 [m]
重心と前輪軸間の距離 (l_f)	0.999 [m]
重心と後輪軸間の距離 (l_r)	0.701 [m]
前輪トレッド幅 (d_f)	1.3 [m]
後輪トレッド幅 (d_r)	1.3 [m]
前輪イナーシャ (J_f)	1.24 [kg · m ²]
後輪イナーシャ (J_r)	1.26 [kg · m ²]
タイヤ半径 (r)	0.302 [m]
重心高 (h_g)	0.51 [m]



Fig. 1: FPEV2-Kanon.

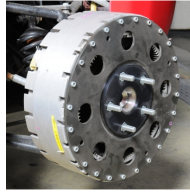


Fig. 2: In-wheel motor.

2.2 車両運動モデル

各輪の回転運動に関する運動方程式および車両の運動方程式は、走行抵抗を無視すると図 3, 4 より次式のように表される。

$$J_{ij}\dot{\omega}_{ij} = T_{ij} - rF_{dij} \quad (1)$$

$$m\dot{V} = F_{dfl} + F_{dfr} + F_{drl} + F_{drr} \quad (2)$$

ここで、 J は車輪回転部のイナーシャ、 ω は車輪角速度、 T はモータトルク、 r は車輪半径、 F_d は接地面でタイヤに働く駆動力であり、 i, j はそれぞれ f, r (前後)、 l, r (左右) を表す。また、 m は車両質量、 V は車両速度を表す。

一方、旋回時においては前輪の左右方向のタイヤ力に関して下式が成立する。

$$F_{yfl} = -C_{fl}\alpha_{fl} \approx -\kappa_{fl}C_f \left(\frac{V\beta + l_f\gamma}{V - \frac{1}{2}d_f\gamma} - \delta_f \right) \quad (3)$$

$$F_{yfr} = -C_{fr}\alpha_{fr} \approx -\kappa_{fr}C_f \left(\frac{V\beta + l_f\gamma}{V + \frac{1}{2}d_f\gamma} - \delta_f \right) \quad (4)$$

$$\kappa_{fl} := \frac{2N_{fl}}{N_{fl} + N_{fr}}, \quad \kappa_{fr} := \frac{2N_{fr}}{N_{fl} + N_{fr}}$$

$$N_{fl} = \frac{l_r}{2l}Mg - \rho_f a_y M \frac{h_g}{d_f} - a_x M \frac{h_g}{l} \quad (5)$$

$$N_{fr} = \frac{l_r}{2l}Mg + \rho_f a_y M \frac{h_g}{d_f} - a_x M \frac{h_g}{l} \quad (6)$$

ここで F_{yfl}, F_{yfr} はそれぞれ左前輪・右前輪の横力、 N_{fl}, N_{fr} はそれぞれ左前輪・右前輪の垂直荷重、 C_f は前輪のコナリングスティフネス、 β は車体横滑り角、 γ はヨーレート、 δ_f は前輪舵角である。また、 α_{fl}, α_{fr} はそれぞれ左前輪・右前輪の横滑り角であり、ここでは $|\alpha_{fl}| \ll 1$ および $|\alpha_{fr}| \ll 1$ を仮定している。さら

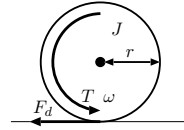


Fig. 3: Rotational motion of wheel.

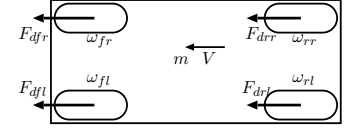


Fig. 4: Variables in vehicle motion.

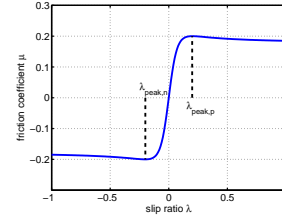


Fig. 5: Typical μ - λ relationship.

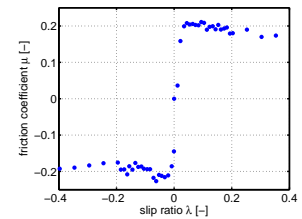


Fig. 6: μ - λ relationship of FPEV2-Kanon.

に (5), (6) 式において a_x は車両の前後加速度、 a_y は左右加速度、 ρ_f は前輪のロール剛性である。本稿では $\rho_f = 0.5$ とし、各輪の垂直荷重は加速度センサで取得した a_x および a_y から (5), (6) 式より算出する。

2.3 タイヤ運動モデル

駆動および制動時には、タイヤの弾性変形により車輪速 $V_\omega = r\omega$ と車体速 V の間に差が生じているため、スリップ率 λ が次式で定義される。

$$\lambda = \frac{V_\omega - V}{\max(V_\omega, V, \epsilon)} \quad (7)$$

ここで ϵ は零割を防ぐための微小な定数である。

各輪に発生する駆動力 F_d は、タイヤのスリップ率 λ 、垂直抗力 N および摩擦係数 μ より (8) 式で得られる。

$$F_{dij} = \mu_{ij}N_{ij} \quad (8)$$

ここで i, j は (1) 式と同様に定義され、各輪で成立することを表す。 μ と λ の関係は路面状況によって変化するが、図 5 で示すような関係があることが知られている¹⁵⁾。 μ が最大、最小となるスリップ率 $\lambda_{\text{peak,p}}, \lambda_{\text{peak,n}}$ がそれぞれ存在し、 $\lambda_{\text{peak,n}} \leq \lambda \leq \lambda_{\text{peak,p}}$ の領域はタイヤが粘着状態であり、その外側ではタイヤに動摩擦力が働く。本稿では λ_{peak} を粘着限界スリップ率とよぶ。

本稿で用いた実験車両について、滑りやすい路面上で μ - λ 特性を取得した結果を図 6 に示す。 λ_{peak} が ± 0.05 程度であり、粘着領域が非常に小さくなっている。これは、インホイールモータ搭載のため、タイヤが一般の自動車に比べて非常に扁平であることが一因と考えられる。

2.4 タイヤブラシモデル

図 5 で表される関係を数式で表すにあたって、本稿では、タイヤモデルとして広く使われているブラシモデルに注目する。タイヤにブラシ状の弾性体要素が無数に取り付けられており、タイヤに発生する力とモーメントはブラシの弾性変形に基づいて記述される。

ブラシモデルにおいて、タイヤ接地面の長さを a 、幅を b 、タイヤ前後方向および左右方向のブラシの剛性を

それぞれ C_x, C_y , タイヤの横すべり角を α とおくと, タイヤに発生する合力 F_{tire} , 駆動力 F_d および横力 F_y は以下の式で与えられる⁴⁾.

$$F_{\text{tire}} = \sqrt{F_d^2 + F_y^2} = \begin{cases} \mu_p N \eta (3 - 3\eta + \eta^2), & [0 \leq \eta \leq 1] \\ \mu N, & [\eta > 1] \end{cases} \quad (9)$$

$$F_d = \frac{\lambda}{\sqrt{\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha}} F_{\text{tire}} \quad (10)$$

$$F_y = \frac{\phi \tan \alpha}{\sqrt{\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha}} F_{\text{tire}} \quad (11)$$

$$\eta := \frac{ab^2 \sqrt{C_x^2 \lambda^2 + C_y^2 \tan^2 \alpha}}{6\mu N(1 + \lambda)} = K \frac{\sqrt{\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha}}{1 + \lambda} \quad (12)$$

$$K := \frac{a^2 b C}{6\mu N}, \quad C_x = C, \quad C_y = \phi C \quad (13)$$

ここで μ_p は図5において λ_{peak} の時の摩擦係数(路面摩擦係数), μ は動摩擦係数である。また, η はタイヤ滑り域の長さを接地長で規格化した量であり, $\eta = 0$ のときタイヤは完全粘着し, $\eta = 1$ でタイヤ接地面の全領域が空転しているとみなす。なお, タイヤブラシモデルにおいてスリップ率 λ は(14)式に示す制動時の定義を用いる。

$$\lambda = \frac{V_\omega - V}{V} \quad (14)$$

3 駆動力制御法

本節では, トラクション制御として適用した駆動力制御法について述べる¹²⁾。駆動力制御法のブロック図を図7に示す。アウターループが駆動力オブザーバに基づく駆動力ループとなっており, インナーループにスリップ率制御として車輪速制御ループが存在する。モータは角速度 ω , モータトルク T が取得可能であることから, (1)式に基づき駆動力オブザーバを構成することで各輪の駆動力 \hat{F}_d が推定可能である。なお, 本稿ではモータの電流制御系が十分速いと仮定し, モータトルク指令値 T^* を推定に利用する。

スリップ率 λ は駆動時 ($V_\omega \geq V$) と制動時 ($V_\omega < V$) で定義が異なり, 制御する上では不都合である。そこでスリップ率の代わりに操作量 y を次式で定義する。

$$y = \frac{V_\omega}{V} - 1 \quad (15)$$

これは制動時のスリップ率と同じ定義であり, 駆動時の y と λ の関係は, $\lambda = 0$ 近傍では y は λ とほぼ等しく, それ以外の領域においても両者は一対一対応の関係にある。

駆動力制御コントローラはI制御とし, K_I は積分器のゲインである。この積分器に積分値の上限 y_{max} と下限 y_{min} を設け, y の値を $y_{\text{min}} \leq y \leq y_{\text{max}}$ に制限することでトラクション効果を生み出す。

4 スリップ率制限値推定法

4.1 逐次型最小二乗法

本稿ではタイヤブラシモデルに基づきスリップ率制限値 λ_{lim} を推定し, 駆動力制御法に適用する。その際に用いる逐次型最小二乗法 (RLS) のアルゴリズムについて述べる¹⁶⁾。

出力 $y(k)$ が未知のパラメータベクトル $\xi(k)$ および入手可能な信号ベクトル $\xi(k)$ を用いて $y(k) = \theta^T(i)\xi(i)$ と表される場合, 未知のパラメータ θ はRLSを用いて下式より推定可能である。

$$\hat{\theta}(k) = \hat{\theta}(k-1) - \frac{\Gamma(k-1)\xi(k)}{W + \xi^T(k)\Gamma(k-1)\xi(k)} \times [\xi^T(k)\hat{\theta}(k-1) - y(k)] \quad (16)$$

$$\Gamma(k) = \frac{1}{W} \left[\Gamma(k-1) - \frac{\Gamma(k-1)\xi(k)\xi^T(k)\Gamma(k-1)}{W + \xi^T(k)\Gamma(k-1)\xi(k)} \right] \quad (17)$$

ここで W は忘却係数であり, 1よりわずかに小さい値とする。

4.2 スリップ率制限値推定法

提案する推定法は, タイヤブラシモデルにおいてパラメータ K を推定し, (12)式において $\eta = 1$ となるスリップ率を粘着限界スリップ率 λ_{lim} とみなす。(12)式を(9)式に代入すると(18)式ようになる。ここで $H = a^2 b C / 6$ であり, タイヤブラシモデルのパラメータ a, b, C のみで構成された定数である。また, タイヤに発生する駆動力 F_d , 横力 F_y , 横すべり角 α , スリップ率 λ はいずれも取得もしくは推定可能である。さらに, タイヤブラシモデルにおけるタイヤ剛性比 ϕ は後述の手法により予め推定し, 定数として与える。

(18)式より, それぞれ y, θ, ξ を(19)~(21)式のように定義することで, 逐次最小二乗法により K の推定が可能である。

$$y := \sqrt{F_d^2 + F_y^2} \quad (19)$$

$$\theta := [H \ H K \ H K^2] \quad (20)$$

$$\xi := \begin{bmatrix} \frac{3(\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha)^{1/2}}{1 + \lambda} \\ -\frac{3(\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha)}{(1 + \lambda)^2} \\ \frac{(\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha)^{3/2}}{(1 + \lambda)^3} \end{bmatrix} \quad (21)$$

推定にあたって初期値は $\lambda_{\text{lim}} = 0.2$ とし, 忘却係数をサンプル時間 0.1 [ms] に対して $W = 0.9999$ に決定する。なお, ξ のPE (Persistent Excitation) 性に着目した条件付更新¹⁶⁾を適用し, $|\lambda|, |\alpha|$ が同時に 0.02 を下回る場合, および両者の時間変化率が 0.01 を下回る場合には推定値を更新しない。すなわち $\hat{\theta}(k) = \hat{\theta}(k-1)$, $\Gamma(k) = \Gamma(k-1)$ となる。また, 横力センサの仕様から車体速が 15 [km/h] 以上でないとき正しい横力を取得できないため, 15 [km/h] 以上となった場合にのみ推定アルゴリズムを稼働させる。

推定した $\hat{\theta}$ において, 第一要素を \hat{H} , 第二要素を第一要素で除した値を \hat{K} として同定する。そして, (12)

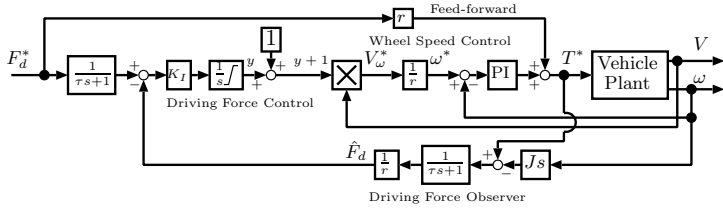


Fig. 7: Block diagram of Driving Force Control.

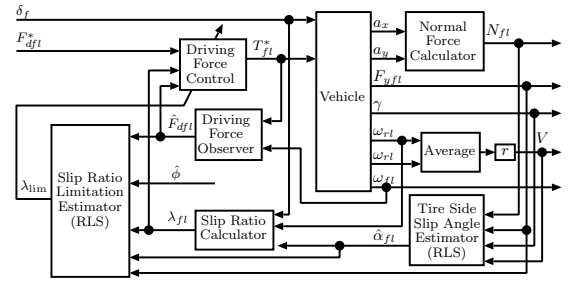


Fig. 8: Block diagram of the whole system (front-left).

$$\begin{aligned}\sqrt{F_d^2 + F_y^2} &= \mu N K \frac{\sqrt{\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha}}{1 + \lambda} \left\{ 3 - 3K \frac{\sqrt{\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha}}{1 + \lambda} + K^2 \frac{(\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha)}{(1 + \lambda)^2} \right\} \\ &= H \left\{ \frac{3(\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha)^{1/2}}{1 + \lambda} - \frac{3(\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha)}{(1 + \lambda)^2} K + \frac{(\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha)^{3/2}}{(1 + \lambda)^3} K^2 \right\} \quad (18)\end{aligned}$$

式および推定した \hat{K} よりスリップ率制限値 λ_{lim} は下式となる。

$$\lambda_{lim} = \frac{1 + \sqrt{1 - (\hat{K}^2 - 1)(\hat{K}^2 \phi^2 \tan^2 \alpha - 1)}}{\hat{K}^2 - 1} \quad (22)$$

ここでは平方根の内部が負数になる場合は0として計算する。

図8に、左前輪におけるスリップ率制限値推定法および駆動力制御法のシステム全体のブロック図を示す。右前輪に関して同じ制御系を独立して構築する。得られたスリップ制限値 λ_{lim} は(23)式のように駆動力制御法における操作量 y の制限値に与える。

$$y_{max} = \lambda_{lim}, \quad y_{min} = -\lambda_{lim} \quad (23)$$

これにより、駆動力が飽和する低 μ 路においてもタイヤは常に粘着領域にとどまることが可能である。

4.3 タイヤブラシ剛性比の推定

4.2章で述べた推定式において、 ϕ はタイヤによって異なるが路面状態には依存しない定数とみなせる。したがって、本節では ϕ の推定法について述べる。

(10), (11) 式より、タイヤに発生する駆動力 F_d 、横力 F_y の関係式は下式のように表される。

$$F_y \lambda = \phi F_d \tan \alpha \quad (24)$$

これより、 $y := F_y \lambda$ 、 $\xi := F_d \tan \alpha$ 、 $\theta := \phi$ とおけば、4.1章で述べた逐次最小二乗法により ϕ は推定可能である。推定にあたって初期値は1とし、忘却係数はサンプル時間 0.1 [ms] に対して $W = 0.999$ に決定する。本手法は駆動力、横力が同時に発生している条件下でのみ適用可能であり、かつタイヤが粘着域にとどまっていることが求められる。したがって、旋回中かつ $0.02 < |\lambda| < 0.05$ の場合のみ値を更新する。

4.4 タイヤ横滑り角推定

提案する推定手法はタイヤ横滑り角の情報を用いるが、タイヤの横滑り角を取得するためには高額な光学

式センサを用いる必要があるため、推定により取得することが望ましい。そこで本章では、光学式センサを用いずジャイロセンサ、横力センサ、車輪速センサからタイヤ横滑り角を推定する手法について述べる¹⁷⁾。(3), (4) 式より β を消去すると、前輪のコナリングステイフネス C_f について以下の関係式が成立する。

$$\frac{F_{yfr}}{\kappa_{fr}} \left(V + \frac{1}{2} d_f \gamma \right) - \frac{F_{yfl}}{\kappa_{fl}} \left(V - \frac{1}{2} d_f \gamma \right) = C_f d_f \gamma \delta_f \quad (25)$$

これより、 $y := F_{yfr}/\kappa_{fr}(V + d_f \gamma/2) - F_{yfl}/\kappa_{fl}(V - d_f \gamma/2)$ 、 $\xi := d_f \gamma \delta_f$ 、 $\theta := C_f$ とおけば、4.1章で述べた逐次最小二乗法により前輪コーナリングステイフネス C_f は推定可能である。ここでは忘却係数を、サンプル時間 0.1 [ms] に対して $W = 0.9995$ に決定し、 $\xi > 0.01$ の場合に値を更新する。また、横力センサの仕様から車体速が 15 [km/h] 以上でないとき正しい横力を取得できないため、15 [km/h] 以上となった場合にのみ推定アルゴリズムを稼働させる。

推定された前輪コーナリングステイフネス \hat{C}_f より、左右前輪の横滑り角推定値 $\hat{\alpha}_{fl}$ 、 $\hat{\alpha}_{fr}$ はそれぞれ下式より得る。

$$\hat{\alpha}_{fl} = -\frac{F_{yfl}}{\kappa_{fl} \hat{C}_f}, \quad \hat{\alpha}_{fr} = -\frac{F_{yfr}}{\kappa_{fr} \hat{C}_f} \quad (26)$$

5 実験

5.1 タイヤ剛性比推定

実験車両として2.1章で紹介したFPEV2-Kanonを用い、提案したスリップ率制限推定法に用いるタイヤブラシ剛性比 ϕ 推定を行った。図9に示す試験結果では、大学構内のアスファルト路面において半径 10 [m] の旋回を行い、ドライバが自由にアクセルを踏んで前輪駆動により加速・惰性走行を行った。車体速、前輪車軸部分の横すべり角、車体速度は光学式センサにより取得し、前輪に発生する横力は横力センサ (MS-Hub) により取得した。

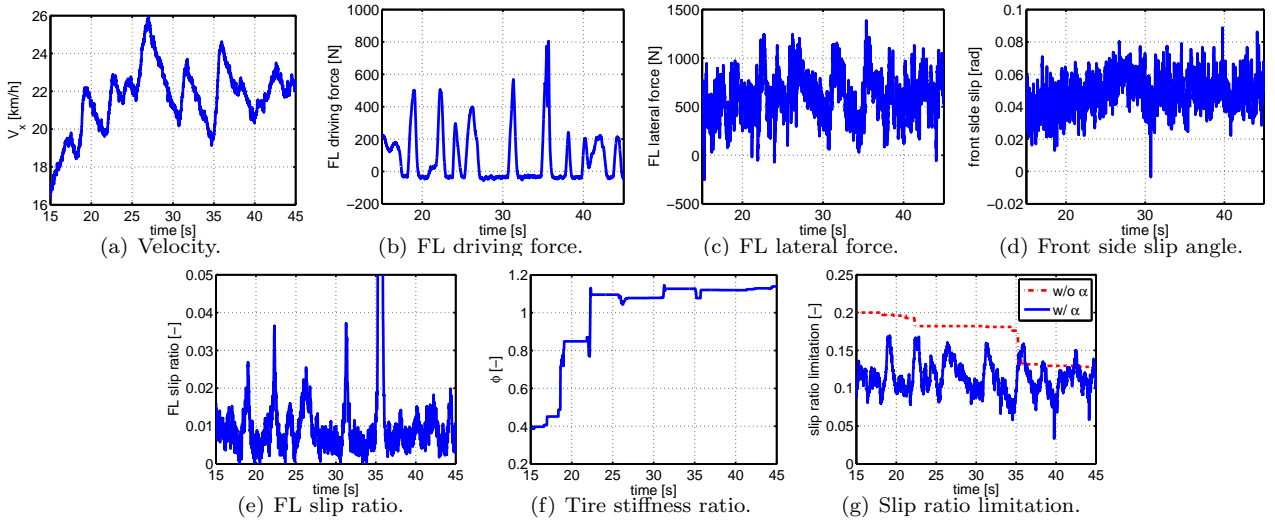


Fig. 9: Estimation result of tire stiffness ratio and slip ratio limitation.

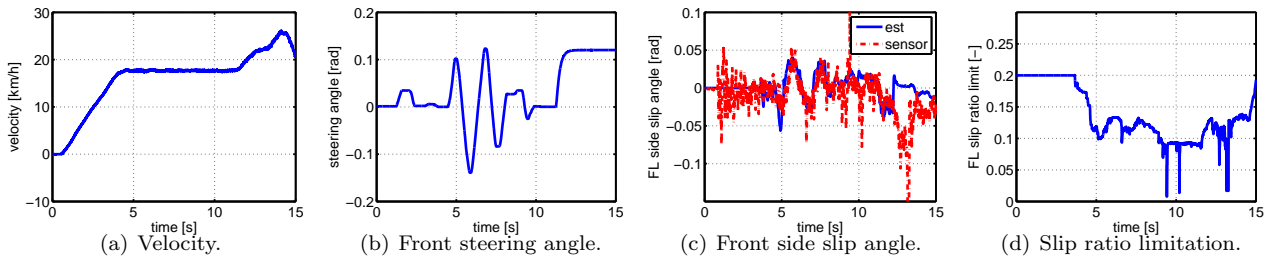


Fig. 10: Experimental results of cornering and accelerating test.

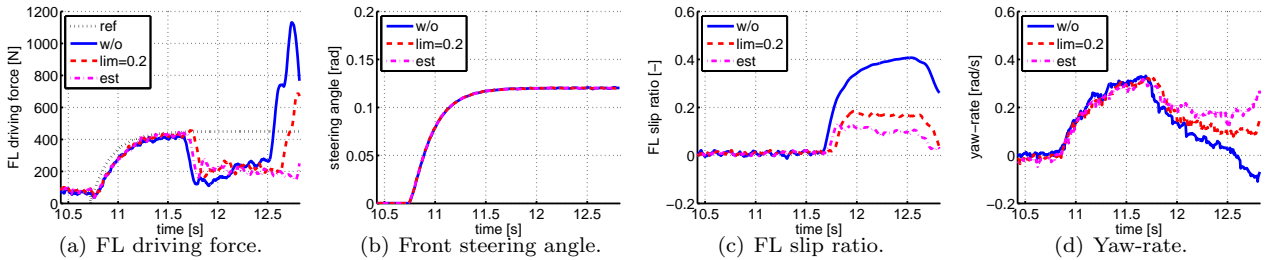


Fig. 11: Experimental results of cornering and accelerating test (enlarged between 10.5 — 13 sec).

車体速度は図 9(a) のようにおおむね 20 [km/h] 以上とし、このときの左前輪の駆動力は図 9(b) のように加速時は正值、惰性走行時はほぼ 0 となっている。左前輪に発生する横力は図 9(c) のように発生し、光学式センサにより取得した前輪横すべり角 α_f は図 9(d) のように推移している。左前輪のスリップ率を示した図 9(e) より、駆動力の発生に応じてスリップ率が変化していることが分かる。

タイヤ剛性比の推定結果を図 9(f) に示す。ブラシ剛性比は 1.14 付近に収束していることから、本稿では $\phi = 1.14$ を同定値とする。

5.2 スリップ率制限値推定

図 9 に示す試験結果に 4.2 で述べたスリップ率制限値推定をオフラインで適用した結果を図 9(g) に示す。ここでは前後運動のみを考慮した推定手法¹⁴⁾と横滑り角 α を考慮した提案法との比較を行っている。なお、提案法においてタイヤ剛性比は $\phi = 1.14$ に決定した。

走行パターンが一定半径の円旋回であり、駆動力およびスリップ率はドライバーがアクセルを踏んだ時のみ発生する。したがって、従来法ではスリップ率が立ち上がった時にのみ値の更新がかかるため、更新の頻度が遅く正常な推定が行われていない。一方、提案法では常に推定アルゴリズムが機能してスリップ率制限値推定が行われており、タイヤ横すべりを考慮することによる有効性が示されている。

5.3 低 μ 路上での加速旋回

推定手法の有効性を示すため、低 μ 路上での加速旋回での加速旋回試験をおこなった。低 μ 路を実現するため、全長 2.0 [m]、全幅 0.9 [m] の高分子シートを使用した。このシートは水をかけることで $\mu = 0.2$ 程度の滑りやすい路面を実現することが可能であり、本稿ではこのシートを「低 μ シート」と呼ぶ。試験結果を図 10 に、低 μ シート上での加速旋回部分を拡大した結果を図 11 示す。なお、図 10 は提案法であるスリップ

率制限値推定法を適用した駆動力制御法の試験結果を示しており、図 11 はトラクション制御なし、駆動力制御法（スリップ率制限値 ± 0.2 に固定）、駆動力制御法（スリップ率制限値推定法を適用）の 3 通りの走行で比較を行っている。

図 10(a) に示すようにまずは実験車両を車体速 17 [km/h] 程度に加速させ、定速走行を行いながら図 10(b) の 5 – 10 [sec] にかけてドライバによるサイン操舵を行った。その結果、図 10(c) より操舵角に応じて前輪横滑り角が発生し、図 10(d) のようにスリップ率制限値推定のアルゴリズムが動作している。なお、図 10(c) より前輪横滑り角推定値が真値にほぼ一致しており、適用した横すべり角推定法の有効性が示されている。

その後、半径 20m の旋回低 μ 路に到達し、図 11(a) に示すように低 μ シートの直前で 1 輪あたり 450 [N] の駆動力指令値を与えて加速させ、図 11(b) に示すように EPS が舵角 $\delta_f = 0.12$ [rad] の角度制御を行って低 μ シート上を加速旋回した。いずれの走行パターンも 11.7 [sec] 時点で前輪が低 μ シートにさしかっている。

図 11(c) より、トラクション制御無しの走行では空転が発生してスリップ率が 0.4 程度まで上昇し、駆動力制御法を適用した走行ではそれぞれスリップ率があらかじめ指定した上限値に制御されていることが分かる。この時、図 11(d) より、いずれの走行パターンも低 μ シートでアンダーステアを起こしてヨーレートが低下しているが、駆動力制御法を適用のうえスリップ率制限値推定法を適用した走行において最もヨーレートが出ていることから、従来のスリップ率制限値を ± 0.2 に比べて旋回時における横方向の安定性が向上している。

6 まとめ

本稿では、旋回時における電気自動車の走行安定性向上を目的として、タイヤ横すべりを考慮したタイヤブラシモデルに基づく粘着限界スリップ率の推定手法を提案した。実車を用いて低 μ 路上での旋回加速試験を行い、従来のスリップ率制限値 ± 0.2 に比べて提案法ではアンダーステアが低減可能であることを示した。本稿で提案した手法に関しては、推定アルゴリズムの簡略化が今後の課題として挙げられる。

謝辞

最後に本研究の一部は NEDO 産業技術研究助成（プロジェクト ID:05A48701d）、および文部科学省科学研究費補助金（基盤研究 A 課題番号：22246057）によって行われたことを付記する。また、タイヤ横力センサをご提供いただいた日本精工株式会社に対し、ここに記して深く感謝申し上げる。

参考文献

- 1) Kawabe, T., Nakazawa, M., Nostu, I. and Watanabe, Y.: A Sliding Mode Controller for Wheel Slip Ratio Control System, *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, Vol. 27, No. 5-6, 393/408 (1997).
- 2) Lv, H., Jia, Y., Du, J. and Du, Q.: ABS Composite Control Based on Optimal Slip Ratio, in *Proceedings*

- of 2007 American Control Conference, 5748/5752 (2007).
- 3) 白土良太, 穠場亨, 藤田武志, 下平誠司: 電動車両のトラクション制御, 計測と制御, Vol. 50, No. 3, 195/200 (2011).
- 4) 西原修, 坂谷祐輔, 野田真太郎, 栗重正彦: ブラシモデルによる路面摩擦係数の推定, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 75, No. 753, 1516/1524 (2009).
- 5) Rajamani, R., Phanomchoeng, G., Piyabongkarn, D. and Lew, J. Y.: Algorithms for Real-Time Estimation of Individual Wheel Tire-Road Friction Coefficients, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol. 17, No. 6, 1183/1195 (2012).
- 6) 浅野勝宏, 菅井賢, 小野英一, 梅野孝治, 山口裕之, 宮下政則, 石黒陸雄: 車輪の振動現象と制動力最大化制御, 豊田中央研究所 R&D レビュー, Vol. 34, No. 2, 27/34 (1999).
- 7) Erdogan, G., Alexander, L. and Rajamani, R.: Adaptive Vibration Cancellation for Tire-Road Friction Coefficient Estimation on Winter Maintenance Vehicles, *IEEE Transactions on Control System Technology*, Vol. 18, No. 5, 1023/1032 (2010).
- 8) Erdogan, G., Alexander, L. and Rajamani, R.: Estimation of Tire-Road Friction Coefficient Using a Novel Wireless Piezoelectric Tire Sensor, *IEEE Sensors Journal*, Vol. 11, No. 2, 267/279 (2011).
- 9) Hori, Y.: Future vehicle driven by electricity and control—research on four-wheel-motored “UOT Electric March II”, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol. 51, No. 5, 954/962 (2004).
- 10) Fujii, K., Fujimoto, H., Kamachi, M. and Yoshida, H.: Experimental Verification of Traction Control for Electric Vehicle Based on Slip Ratio Estimation without Vehicle Speed Detection, *Review of Automotive Engineering*, Vol. 29, No. 3, 369/373 (2008).
- 11) 鈴木亨, 藤本博志: 車体速度と加速度検出不要な電気自動車の減速時におけるスリップ率推定と回生ブレーキ制御, 電気学会論文誌 D, Vol. 130, No. 4, 512/517 (2010).
- 12) 吉村雅貴, 藤本博志: インホイールモータを搭載した電気自動車の駆動トルク制御法, 電気学会論文誌 D, Vol. 131, No. 5, 721/728 (2011).
- 13) 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, No. 4, 581/586 (2000).
- 14) 前田健太, 藤本博志, 堀洋一: タイヤブラシモデルを用いた最適スリップ率推定に基づく電気自動車の駆動力制御法, 平成 24 年電気学会産業応用部門大会講演集, 第 IV 巻, 137/140 (2012).
- 15) Pacejka, H. B. and Bakker, E.: The magic formula tyre model, *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, Vol. 21, No. 1, 1/18 (1992).
- 16) Fujimoto, H. and Yao, B.: Multirate adaptive robust control for discrete-time non-minimum phase systems and application to linear motors, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol. 10, No. 4, 371/377 (2005).
- 17) Nguyen, B. M., Nam, K., Fujimoto, H. and Hori, Y.: Proposal of Cornering Stiffness Estimation without Vehicle Side Slip Angle Using Lateral Force Sensor, in *The Papers of Technical Meeting on Industrial Instrumentation and Control*, *IEEJ*, No. IIC-11-140, 37/42 (2011).