

# ブラシモデルに基づく旋回を考慮した電気自動車の駆動力制御

学生員 布施 空由<sup>\*a)</sup> 上級会員 藤本 博志\*

## Driving Force Controller Considering Lateral Slip based on Brush Model for Traction Control of Independent-Four-Wheel-Drive Electric Vehicle

Hiroyuki Fuse<sup>\*a)</sup>, Student Member, Hiroshi Fujimoto\*, Senior Member

(2019年7月17日受付, 2019年11月8日再受付)

As one of the motion control methods of electric vehicles (EVs), a driving force controller (DFC) with a slip ratio limiter has been proposed. The conventional controller has a slip ratio limiter for safety reasons, but it does not consider the lateral slip of the tire during cornering. To deal with this problem, this paper proposes a DFC with a variable slip ratio limiter based on brush model. The experimental results show that the proposed controller can work on both acceleration and deceleration cornering, by increasing the lateral force and lateral acceleration for smoother cornering.

キーワード: 電気自動車, トラクション制御, 駆動力制御, スリップ率, ブラシモデル, タイヤ負荷率

**Keywords:** electric vehicle, traction control, driving force controller, slip ratio, brush model, tire workload

### 1. はじめに

近年, CO<sub>2</sub> 排出量が少なく環境性能に優れる電気自動車 (Electric Vehicle: EV) の普及が進んでいる。特に EV はモータによって駆動するため, 従来の内燃機関車 (Internal Combustion Engine Vehicle: ICEV) と比較して, 高速なトルク応答, 力行と回生によるシームレスな加減速, 容易な発生トルクや駆動力の推定, 分散配置による各輪の独立駆動が可能など, 様々なメリットがある。これより, EV は運動性能において従来の ICEV を大きく上回り, より安全で快適な車両運動を実現できる可能性が大いにある<sup>(1)</sup>。この優位性を活かし, EV を想定した様々なトラクション制御が考案されてきた<sup>(2)(3)</sup>。著者のグループでも, 駆動力制御系 (DFC) と呼ばれるトラクション制御を開発しており, インナーループでスリップ率を直接制御している点が特長である<sup>(4)(5)</sup>。DFC はタイヤが粘着している時は指令値通りの駆動力を高速に発生する一方, 低 $\mu$ 路に侵入したり, タイヤが滑りやすい場合はスリップ率に制限をかけることでトラクション効果が得られる。DFC を応用した駆動力配分

制御<sup>(6)</sup>やヨーレート制御も提案されている。しかし, 従来のスリップ率制御ループに設けられたリミッタは固定値が採用されており, 旋回中に発生するタイヤの横滑りを考慮していなかった。そのため<sup>(7)(8)</sup>では, タイヤの横滑りに応じてスリップ率リミッタを可変にする DFC を提案し, 前後方向のトラクションを維持しつつ, 旋回に必要な横力が十分に得られるようにした。ところが,<sup>(8)</sup>で提案された可変スリップ率リミッタのベースとなっている  $\mu$ -Method タイヤモデルでは, 等方的な剛性特性を持つタイヤしか考慮できなかった。

これに対し本紙で報告するのは, ブラシモデルに基づく可変スリップ率リミッタである。ブラシモデルでは前後と左右方向の剛性が異なるタイヤも記述できるため, より多くのタイヤを扱えるようになる。

本論文の構成は以下の通りである。第2章と第3章ではそれぞれ, タイヤモデルと DFC について説明する。第4章では, ブラシモデルに基づく可変スリップ率リミッタを提案する。第5章と第6章では, 低 $\mu$ 路上の旋回試験を, シミュレーションと実車を用いた実験によって実施し, 提案手法の有効性を示す。

### 2. タイヤモデル

**(2-1) タイヤモデル** 本節でははじめに, タイヤ力の基本的な性質について述べる。次に, 本論文で用いるブラシモデルについて説明する。

Fig. 1(a) に横滑りしながら回転するタイヤの図を示す。

a) Correspondence to: Hiroyuki Fuse. E-mail: fuse.hiroyuki17@ae.k.u-tokyo.ac.jp

\* 東京大学

〒277-8561 千葉県柏市柏の葉 5-1-5 東京大学 新領域基盤棟 7H4

The University of Tokyo

5-1-5, Kashiwanowa, Kashiwa, Chiba 277-8561, Japan

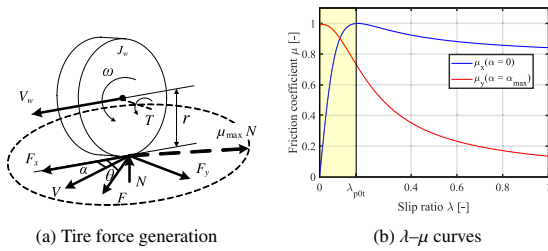


Fig. 1. Tire model.

図中にある  $\alpha$ ,  $F$ ,  $F_x$ ,  $F_y$ ,  $J_\omega$ ,  $\omega$ ,  $T$ , そして  $r$  はそれぞれ、横滑り角、タイヤ力の大きさ、駆動力、横力、車輪のイナーシャ、車輪角速度、入力トルク、そしてタイヤの半径である。車輪の回転運動の方程式は次のように表現される。

$$J_\omega \dot{\omega} = T - rF_x \dots \dots \dots (1)$$

〈2・1・1〉 摩擦円とタイヤ負荷率 最大摩擦係数を  $\mu_{\max}$  とすれば、タイヤの駆動力  $F_x$ , 横力  $F_y$ , 垂直抗力  $N$ , そしてタイヤ力方向  $\theta$  は

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \leq \mu_{\max} N \dots \dots \dots (2)$$

$$\theta = \tan^{-1}(F_y/F_x) \dots \dots \dots (3)$$

を満たす。この概念を摩擦円と呼び、Fig. 1(a) の破線で描かれた円のように表される。タイヤ負荷率  $\eta$  は

$$\eta = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} / (\mu_{\max} N) \dots \dots \dots (4)$$

で定義され、タイヤ力がどれほど限界に近いかを示す。

〈2・1・2〉 滑りとタイヤ力 駆動力はスリップ率、横力は横滑り角によって発生する。各輪のスリップ率  $\lambda_{ij}$  は

$$\lambda_{ij} = (r\omega_{ij} - V_{ij}) / \max(r\omega_{ij}, V_{ij}) \dots \dots \dots (5)$$

で定義される。添字の  $i$  には前後輪を示す  $f$ ,  $r$ ,  $j$  には左右輪を示す  $l$ ,  $r$  のいずれかが入る。ここで、 $V_{ij}$  は車輪回転軸上での車体速度であり、車体重心速度  $V$  とはわずかに異なる。スリップ率と摩擦係数の関係は Fig. 1(b) に示すように非線形である。図において、 $\mu_x$  が前後成分の摩擦係数、 $\mu_y$  は横方向の摩擦係数であり、 $\alpha_{\max}$  は  $\mu_y$  がほぼ最大となる横滑り角である。横滑り角  $\alpha$  が 0 の場合、摩擦係数  $\mu$  はあるスリップ率 (最適スリップ率  $\lambda_{p0}$ ) で最大値  $\mu_{\max}$  をとる。また、 $\lambda$  が増加すると  $\mu_y$  が小さくなってしまふ。これらの特性を持つため、 $\mu_x$  や  $\mu_y$  を効果的に最大化するためには、車輪のスリップを適切に抑える必要があり、本論文の主たる動機となっている。

〈2・2〉 ブラシモデルの概要 ブラシモデルでは、タイヤが無数のブラシ状の弾性体要素によって構成されると仮定し、タイヤに発生する力とモーメントをブラシの弾性変形に基づいて計算する。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  $C_x$ ,  $C_y$  とおく。接地面の圧力分布が前後方向では二次関数、横方向には一定と仮定するこ

とで、タイヤに発生する合力  $F$ , 駆動力  $F_x$  および横力  $F_y$  は下式のように導出できる<sup>(9)</sup>。

$$F(\lambda, \alpha) = \begin{cases} \mu_{\max} N s(3 - 3s + s^2), & [0 \leq s \leq 1] \\ \mu_{\max} N & [s > 1] \end{cases} \dots \dots \dots (6)$$

$$F_x(\lambda, \alpha) = F \cos \theta \dots \dots \dots (7)$$

$$F_y(\lambda, \alpha) = F \sin \theta \dots \dots \dots (8)$$

$s$  はタイヤの滑り具合を規格化した量であり、 $s = 0$  のときタイヤは完全粘着し、 $s = 1$  でタイヤ接地面の全領域が滑り域になっているとみなす。制動時、 $\theta$  と  $s$  は

$$\theta(\lambda, \alpha) = -\tan^{-1}(\phi \tan \alpha / \lambda) \dots \dots \dots (9)$$

$$s(\lambda, \alpha) := K \sqrt{\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha / (1 + \lambda)} \dots \dots \dots (10)$$

$$K := a^2 b C_x / (6 \mu_{\max} N), \quad C_y = \phi C_x \dots \dots \dots (11)$$

と与えられる。 $K$  はタイヤ力の計算導出に必要なタイヤと路面のパラメータを一括して表現したものであり、タイヤ力のピークがどの程度の滑り具合で発生するかを決定する。 $\phi$  は前後と左右方向の剛性の比を示しており、ここでは剛性比と呼ぶ。

### 3. 駆動力制御系

〈3・1〉 ブロック図 Fig. 2 に本研究で用いる駆動力制御系 (DFC) を示す。DFC では、車輪粘着時に高速な応答を実現するフィードフォワードと空転時にトラクション効果を発揮するフィードバックから構成されている。図において  $F_x^*$  と  $\hat{F}_x$  はそれぞれ駆動力指令値と推定値であり、空転時に両者の差が大きくなると積分器を通じてスリップ率指令値  $y$  を大きくする (ここで  $y = (r\omega - V)/V$  は制動時のスリップ率の定義式であり、 $\lambda$  を用いることで生じる制駆動での定義式による切り替えを避けている)。しかし、駆動力は最適スリップ率  $\lambda_{p0}$  で最大となるため、スリップ率リミッタを設けることでトラクション効果を得ている。

〈3・2〉 従来のスリップ率リミッタ これまで DFC に用いられたスリップ率リミッタは最適スリップ率  $\lambda_{p0}$  で固定としていた (Constant Slip Ratio Limiter: CSRL と呼ぶ)。直進時 (すなわち、横滑り角が 0 の時) であれば摩擦係数は単調増加領域に制限され、効果的に駆動力の最大化が可能である。ところが、旋回時は横力も必要のため、十分な横力を得るためにはスリップ率を更に制限する必要がある (Fig. 1(b))。そこで著者は、 $\lambda$ -Method タイヤモデルに基づき、横滑り角の変化にあわせてリミッタの値を可変とする、可変スリップ率リミッタ (Variable Slip Ratio Limiter: VSRL) を付加した DFC<sup>(9)</sup> を提案した。 $\lambda$ -Method タイヤモデルは縦方向と横方向で等しい摩擦・剛性特性を持つタイヤを仮定していたため<sup>(10)</sup>、本 VSRL は最適スリップ率  $\lambda_{p0}$  情報しか必要せず、従来の DFC をそのまま旋回路へ拡張できた。

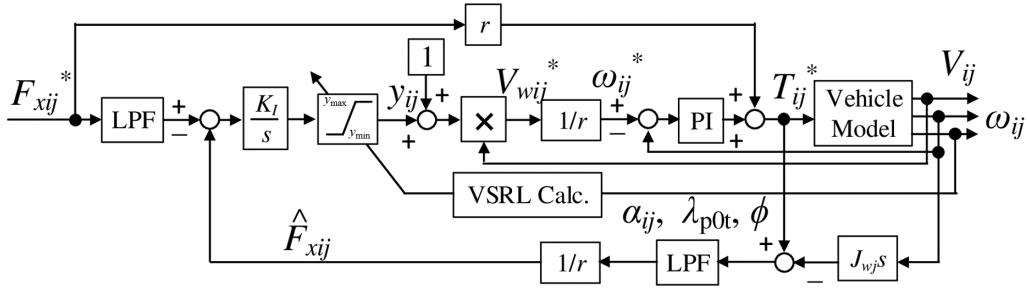


Fig. 2. Driving Force Controller with proposed variable slip ratio limiter.

4. ブラシモデルに基づく可変スリップ率リミッタ

しかしながら, 一般的なタイヤは様々な形状・接地面の溝を持つことにより, 厳密には縦方向と横方向で剛性が異なることが考えられる。DFC の実用性・適用範囲を更に向上させるため, 本論文ではブラシモデルをベースに新しい VSRL を提案する。ブラシモデルは縦方向と横方向での剛性の違いを剛性比  $\phi$  として記述できるため,  $\lambda$ -Method タイヤモデルよりも多くのタイヤを取り扱うことができる。

〈4・1〉 粘着限界条件の導出 ( $s = \eta = 1$ ) 本紙では, タイヤ負荷率が 1 となるスリップ率と横滑り角の組み合わせを粘着限界条件と呼ぶ。粘着限界条件を満たす時, タイヤ力は最大化され  $s = 1, \eta = 1$  が成立する。本節では粘着限界条件を満たすスリップ率と横滑り角の組み合わせをブラシモデルから定量的に導出する。

$K$  と剛性比  $\phi$  は, ブラシモデルでタイヤ力を導出するために決定すべき重要なパラメータである。ここで, 駆動時の最適スリップ率  $\lambda_{p0t}$  が既知であるとすれば<sup>(11)</sup>,  $K$  は (10) から次のように求まる。ここで, 駆動時と制動時ではスリップ率の定義式が異なるため,  $\lambda = \lambda_{p0t}/(1 - \lambda_{p0t})$  と変換してから代入することに注意されたい。

$$K = 1/\lambda_{p0t} \dots \dots \dots (12)$$

剛性比  $\phi$  は, (3) と (9) を変形し次のように表せる。

$$\phi = -(F_y \lambda)/(F_x \tan \alpha) \dots \dots \dots (13)$$

事前の走行で  $F_x, F_y, \lambda, \alpha$  を測定すれば, 剛性比  $\phi$  を予め推定し, 既知とできる<sup>(12)</sup>。(6), (10), (12),  $\eta = 1$ , そして  $s = 1$  より, 粘着限界条件は次式で表せる。

$$\lambda_{p0t} = \sqrt{\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha} / (1 + \lambda) \dots \dots \dots (14)$$

〈4・1・1〉 可変スリップ率リミッタ DFC ではスリップ率の減速側の定義式と等しい  $y$  を指令値として用いるため, ブラシモデルにおける  $s$  も減速側の式だけを用いれば十分である。粘着限界条件式の両辺を二乗すれば,  $\lambda$  と  $\alpha$  の 2 次式で表される。この二次式 (14) を  $\lambda$  について解けば 2 つの解が得られ, それぞれを VSRL の上限  $y_{max}$  と下限  $y_{min}$  として次が導ける。

$$y_{max}(\alpha) = (\lambda_{p0t}^2 + X_1) / (1 - \lambda_{p0t}^2) \quad (|\alpha| \leq \alpha_{max}) \dots \dots \dots (15)$$

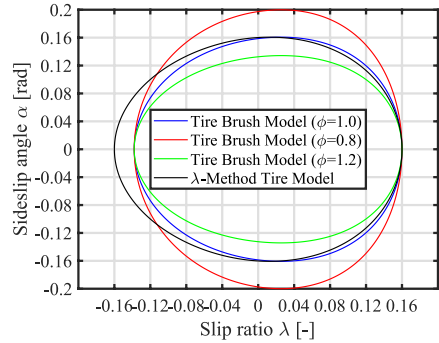


Fig. 3. Critical conditions with different  $\phi$ .

$$y_{min}(\alpha) = (\lambda_{p0t}^2 - X_1) / (1 - \lambda_{p0t}^2) \quad (|\alpha| \leq \alpha_{max}) \dots \dots \dots (16)$$

$$X_1 := \sqrt{\lambda_{p0t}^2 + (\lambda_{p0t}^2 - 1)\phi^2 \tan^2 \alpha} \dots \dots \dots (17)$$

$$\alpha_{max} := \tan^{-1}(\lambda_{p0t}) / (\phi \sqrt{1 - \lambda_{p0t}^2}) \dots \dots \dots (18)$$

ここで,  $\alpha_{max}$  は粘着限界条件を満たしうる横滑り角  $\alpha$  の最大値である。これ以上横滑り角  $\alpha$  が大きくなると, スリップ率  $\lambda$  の値にかかわらずタイヤ負荷率  $\eta$  は 1 未満となり, 空転領域に入る。この場合, 旋回に必要な横力  $F_y$  を可能な限り大きくさせるために,  $y_{max} = y_{min} = 0$  とする。

Fig. 3 は粘着限界条件を満たす  $\lambda$ - $\alpha$  曲線を示している。タイヤのパラメータとして, 駆動側の最適スリップ率は  $\lambda_{p0t} = 0.16$  (のちに用いる実験車両に基づく), 剛性比は現実的な範囲での代表値として  $\phi = 0.8, 1.0, 1.2$  の三通りでプロットした。また比較として, 従来法に相当する  $\lambda$ -Method による粘着限界条件<sup>(8)</sup>も示した。 $\lambda$ -Method で用いる縦方向のタイヤ特性は以下の式に示す Magic Formula<sup>(13)</sup>を用いた (Fig. 1(b) の  $\mu_x$  もこの式を用いてプロットしている)。

$$\mu(\lambda) = \mu_{max} \sin \left( C \tan^{-1} B \left[ (1 - E)\lambda + \frac{E}{B} \tan^{-1} B \lambda \right] \right) \dots \dots \dots (19)$$

ここで,  $B, C, E$  は  $\lambda_{p0t} = 0.16$  となるように調整してある。Fig. 3 より, 剛性比  $\phi$  が変化すると,  $\lambda$ - $\alpha$  曲線は  $\alpha$  軸方向にのみ増減する様子が見られる。

このように, 従来の VSRL で利用した  $\lambda$ -Method では, ある最適スリップ率  $\lambda_{p0}$  を持つタイヤに対し, 剛性比  $\phi = 1$  の場合しか粘着限界条件を得られなかったが, ブラシモデ

ルをベースにすれば，異なる剛性比  $\phi$  でも粘着限界条件を導出できることが分かる。

$\phi = 1$  の時， $\lambda$ -Method とブラシモデルの粘着限界条件はほぼ等しい閉曲線を駆動側で描くが，減速側ではかなり異なる。これは， $\lambda$ -Method を用いた粘着限界条件では，最適スリップ率の絶対値が駆動時と制動時で等しい一方，ブラシモデルは異なる値を取るためである。

**(4・2) グリップマージンの考慮 ( $s < 1$ )** 前節ではブラシモデルに基づいて粘着限界条件を求め，タイヤ力が効果的に最大化される VSRL を提案した。本 VSRL を DFC に適用すれば，旋回性能の向上が期待できる。しかしながら，緊急回避のようにタイヤの限界を使い切る必要がある場合以外は，タイヤの空転はできる限り小さい方が寿命の延長と駆動ロス低減につながる。そこで本節では，ブラシモデルに基づき，所望のグリップマージンを得るための VSRL を提案する。タイヤ負荷率  $\eta$  と  $s$  は (4) と (6) から次の関係式を持つ。

$$\eta = s(3 - 3s + s^2) \quad [0 \leq s \leq 1] \dots\dots\dots (20)$$

タイヤ負荷率  $\eta$  が先に与えられたとすると，条件を満たす  $s$  は，上式を  $s$  に関する三次式とみなして解くことで得られる。3つの解のうち，実数解は

$$s = 1 - (1 - \eta)^{\frac{1}{3}} \quad [0 \leq \eta \leq 1] \dots\dots\dots (21)$$

である。ここで所望のグリップマージンを  $m = 1 - \eta$  とすれば，条件を満たす  $s_{lim}$  は

$$s_{lim} = 1 - m^{\frac{1}{3}} \quad [0 \leq m \leq 1] \dots\dots\dots (22)$$

となる。 $s \leq s_{lim}$  を満たせば，所望のグリップマージン  $m$  を常に得られる。粘着限界条件では， $s = 1$  として (14) を導いたが，代わりに  $s = s_{lim}$  とすれば，それが所望のグリップマージンを満たす条件となる。具体的には，VSRL の式群 (15)，(16) に現れる  $\lambda_{p0t}$  を  $s_{lim}\lambda_{p0t}$  に置き換えれば良い。Fig. 4 に，タイヤブラシモデルにグリップマージン  $m = 0, 0.1, 0.2$  をそれぞれ満たすスリップ率  $\lambda$ ，横滑り角  $\alpha$  をタイヤ力方向  $\theta$  を横軸にプロットしたものと，得られたタイヤ負荷率  $\eta$ （前後成分  $\eta_x$  と横成分  $\eta_y$  を含む）をそれぞれ示す。グリップマージン  $m$  によって，とるべきスリップ率  $\lambda$  と横滑り角  $\alpha$  の大きさが異なることが分かる。また，シミュレーションではどのタイヤ力方向  $\theta$  に対しても所望

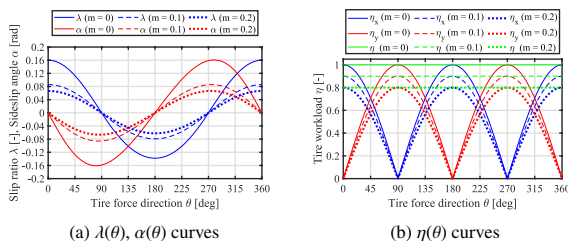


Fig. 4. Slip ratio, sideslip angle, and tire workload with grip margin  $m = 0, 0.1, 0.2$ .

のタイヤ負荷率  $\eta$  及びグリップマージン  $m$  が得られており，提案した VSRL の妥当性が確認できる。

**5. タイヤ力飽和を考慮したブラシモデルによる可変スリップ率リミッタのシミュレーション検証**

本節では，低  $\mu$  路上での加速旋回シミュレーションを行い，提案したブラシモデルによる VSRL の効果を確認する。シミュレーションでは，4 輪それぞれに DFC を適用した EV を使い，タイヤが発揮できる最大値よりも大きい駆動力の指令値を各輪に等しく与え，旋回中のトラクション効果を確かめる。タイヤの横滑り角を積極的に変化させるため，前輪の操舵角  $\delta_f$  は 0 から徐々に絶対値を増加させる。

比較検討する制御は以下の 4 通りであり，はじめの 3 つが従来法である。

- (1) DFC なし（直接トルク制御）
- (2) DFC + CSRL（横滑り角に関わらず固定）
- (3) DFC +  $\lambda$ -Method に基づく VSRL（LM-VSRL）
- (4) DFC + ブラシモデルに基づく VSRL（BM-VSRL）

これらの制御を，剛性比が  $\phi = 0.8, 1.2$  と異なる 2 つのタイヤモデルに適用する。

車両モデルは，加速度に応じて荷重移動が発生するがロールやピッチなどを無視した剛体 4 輪モデルとする。

ブラシモデルでは，接地面の全領域が滑り域になると（すなわち， $s > 1$  の時），タイヤ力の大きさ  $F$  は最大値  $\mu_{max}N$  で一定としていたが，実際のタイヤでは Fig. 1(b) のようにスリップの増大に伴いむしろ減少するのが一般的である。そこで， $s > 1$  の時は  $s$  の増加に伴い，タイヤ力の大きさが小さくなるように修正したブラシモデルを採用する。本ブラシモデルでは， $s > 1$  の時に摩擦係数  $\mu$  は以下のように表される。

$$\mu(s) = \left(1 - \frac{\lambda_{p0t}(s - 1)(1 - A)}{\lambda_A - \lambda_{p0t}}\right) \mu_{max} \dots\dots\dots (23)$$

$\lambda_A$  は空転時の目安となるスリップ率であり，係数  $A$  は摩擦係数の減少度合いを示している ( $0 < A < 1$ )。例えば， $\lambda = \lambda_A$ ， $\alpha = 0$  の時， $s = \lambda_A/\lambda_{p0t}$ ， $\mu = A\mu_{max}$  となる。

Table 1 にタイヤモデルと車両運動の諸条件を示す。 $V_{ini}$  は車両の初速度である。Table 2 にシミュレーションに使用

Table 1. Simulation condition.

$\lambda_{p0t}$	$\phi$	$\alpha_{max}$	$\mu_{max}$	$A$	$\lambda_A$	$\delta_f$	$V_{ini}$
0.16	0.8, 1.2	0.134( $\phi = 1.2$ ), 0.200( $\phi = 0.8$ ) rad	0.23	0.9	0.8	-0.5 rad/s	5 m/s

Table 2. Vehicle specification.

Vehicle mass (including driver) $M$	910 kg
Wheelbase $l$	1.7 m
Distance from center gravity to front and rear axle $l_f, l_r$	$l_f: 1.0$ m $l_r: 0.7$ m
Tread $d_f, d_r$	$d_f = d_r = 1.3$ m
Gravity height $h_g$	0.51 m
Front and rear wheel inertia $J_{\omega_f}, J_{\omega_r}$	1.24, 1.26 kg·m <sup>2</sup>
Wheel radius $r$	0.302 m



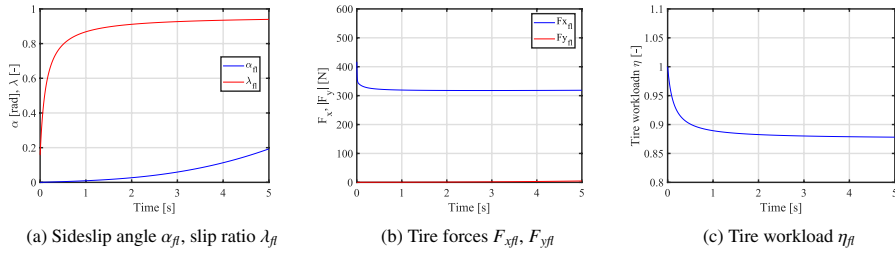


Fig. 5. Simulation results of acceleration cornering without DFC ( $\phi = 1.2$ ).

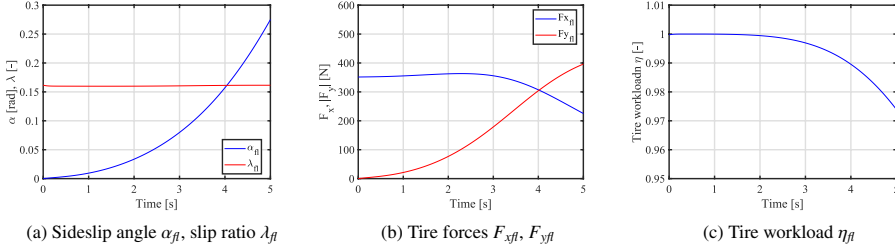


Fig. 6. Simulation results of acceleration cornering with DFC and CSRL ( $\phi = 1.2$ ).

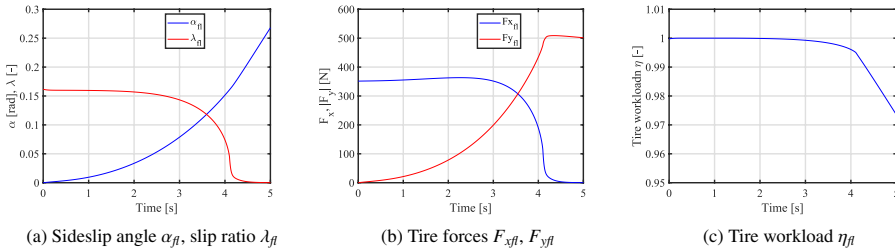


Fig. 7. Simulation results of acceleration cornering with DFC and LM-VSRL ( $\phi = 1.2$ ).

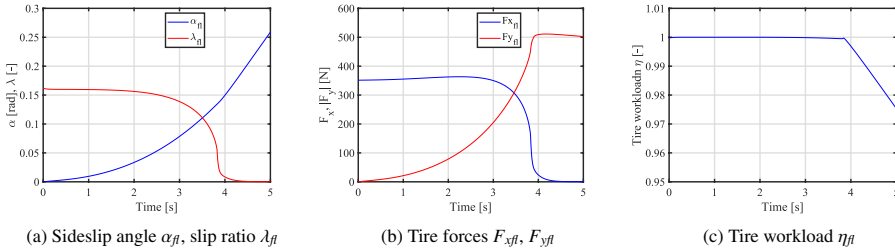


Fig. 8. Simulation results of acceleration cornering with DFC and BM-VSRL ( $\phi = 1.2$ ).

した車両モデルのパラメータを示す。本パラメータは次節で示す実験検証に用いた実車のものと同じである。

Fig. 5~Fig. 8 に、剛性比  $\phi = 1.2$  を持つタイヤを装着した EV を用いて低  $\mu$  路上で加速旋回したシミュレーション結果を示す (旋回中に外輪となる左前輪のみの結果を掲載している)。4つの制御パターンの主な傾向は以下の通りである。まず、制御がない場合 (Fig. 5) はトルク入力が増加するため、スリップ率が 0.9 以上まで急上昇している (Fig. 5(a))。これにより、駆動力  $F_{xff}$  は一瞬最大値に達した後に減少しほぼ一定となっている。また、縦方向に大きくスリップしているため、横力  $F_{yff}$  はほぼゼロである (Fig. 5(b))。一方、タイヤ負荷率  $\eta_{\beta}$  は 0.9 未満まで減少している。よって、制御がない場合に空転が発生すると、横方向にタイヤ力が発揮できないだけでなく、タイヤ負荷率も大きく減少してしまうため、車両運動の観点で大変危険である。次に、CSRL を用いた DFC の場合では (Fig. 6)、横滑り角  $\alpha_{\beta}$  の変化に

関わらずスリップ率  $\lambda_{\beta}$  が 0.16 で一定になるように制御している。制御がない場合に比べ駆動力  $F_{xff}$  の最大値だけでなく、横力  $F_{yff}$  も大幅に増加している点に注目されたい。しかしながら、 $s_{\beta}$  は 1 より大きいため、タイヤ負荷率  $\eta_{\beta}$  は徐々に小さくなっている。

これに対し、LM-VSRL を適用すると (Fig. 7)、横滑り角  $\alpha_{\beta}$  の増加に伴い、スリップ率  $\lambda_{\beta}$  は徐々に小さくなっていき、4s あたりで 0 になっている (Fig. 7(a))。そのため、駆動力  $F_{xff}$  も 0 になるが、横力  $F_{yff}$  は 500N まで増加している (Fig. 7(b))。駆動力の最大値よりも大きくなっているのは、前左輪は加速中に荷重が少なく、旋回中では遠心力で荷重が増加しているためである。一方、タイヤ負荷率  $\eta_{\beta}$  は CSRL と比較して常に高い値を維持しているが、若干減少する (2s~4s)。これは、LM-VSRL は扱うタイヤの剛性比を  $\phi = 1.0$  と仮定しているため、シミュレーションで用いたタイヤモデルが持つ  $\phi = 1.2$  と異なることに起因して

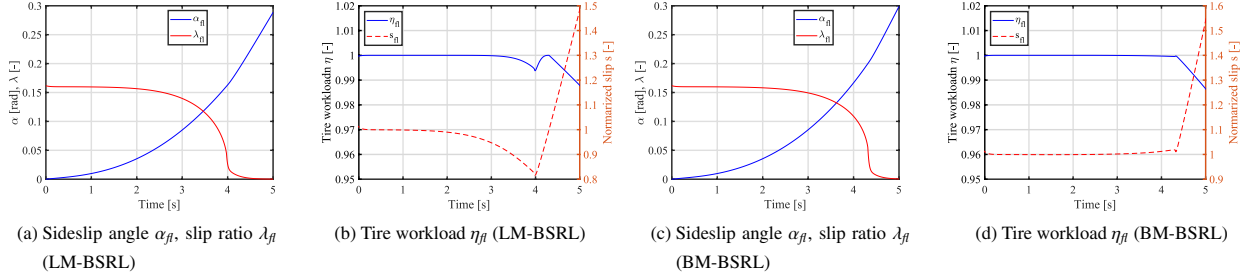

 Fig. 9. Comparison of BM-VSRL and LM-VSRL in case of  $\phi = 0.8$ .

 Table 3. Comparison of  $\eta_{\beta}$  when  $\alpha = \alpha_{\max}$  and  $\phi = 1.2$ .

Tire workload	No Ctrl	CSRL	LM-VSRL	BM-VSRL
$\eta_{\beta}(\alpha = \alpha_{\max})$ [%]	88.8	99.2	99.7	100.0

いる。また、横滑り角が  $\alpha_{\max} = 0.134$  よりも大きい 4 s 以降では、スリップ率に関わらず常に  $s > 1$  となるため、タイヤ負荷率  $\eta_{\beta}$  は徐々に減少する。

提案法である BM-VSRL を用いると、LM-VSRL の場合と基本的に同様の傾向であるが、スリップ率  $\lambda_{\beta}$  の減少が時間的に若干早い (Fig. 8(a))。これは、 $\phi = 1.2$  と横方向の剛性が高いため、より小さい横滑り角でタイヤ負荷率が最大値になることを考慮しているためである。結果、2 s ~ 4 s の間もタイヤ負荷率はほぼ 1 を維持できている。

Fig. 9 では、剛性比が  $\phi = 0.8$  であるタイヤモデルを用いた場合のシミュレーション結果を示す。この場合、横方向の剛性が低いため、より大きい横滑り角でタイヤ負荷率が最大値になる ( $\alpha_{\max} = 0.200$ )。そのため、LM-VSRL ではスリップ率  $\lambda_{\beta}$  を過剰に制限することになり、 $s_{\beta}$  は 1 以下となり、タイヤ負荷率  $\eta_{\beta}$  が小さくなっている (3 s ~ 4 s)。一方、BM-VSRL では、その点も考慮してスリップ率のリミッタを大きくしているため、タイヤ負荷率  $\eta_{\beta}$  が 1 で維持されている時間が長い。

Table 3 に、剛性比が  $\phi = 1.2$ 、横滑り角が  $\alpha = \alpha_{\max}$  である時のタイヤ負荷率  $\eta_{\beta}$  を各制御手法で比較したものを示す。数値的には制御なしと制御ありで最も差が大きく、CSRL、LM-VSRL、BM-VSRL の 3 手法間の差は 1% 以内である。後者の差は一見すると小さいが、CSRL の代わりに VSRL を適用すると横力が大幅に増加し、旋回性能の向上に寄与ことを考えれば、0.5% の向上 (CSRL と LM-VSRL の差) は十分に意味がある。LM-VSRL を用いても 99.7% と高いタイヤ負荷率が得られるが、タイヤの剛性比による若干の低下を補償できるのは BM-VSRL だけである。なお、過剰なスリップによってタイヤ負荷率がどれほど低下するかはタイヤモデルや条件に大きく依存するが、BM-VSRL を導入すればその低下を最小化できるため、最も実用性が高いといえる。

## 6. ブラシモデルに基づく可変スリップ率リミッタの実験検証

VSRL を付加した DFC の有効性を示すべく、実車を用

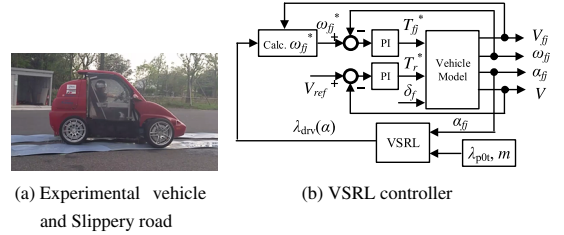


Fig. 10. Experimental Setup.

Table 4. Experimental condition.

$\lambda_{p0t}$	$\phi$	$\mu_{\max}$	$m$	$V_{\text{ref}}$
0.16	1.12	0.23	0	6 m/s

いた低  $\mu$  路上の旋回実験を実施した。Fig. 10(a) に実験の様子を示す。低  $\mu$  路は高分子ポリマーシートを水で濡らして再現されている。本実験では、

- (1) てスリップ率リミッタが適切に変化するか
- (2) 横力の大きさが増加するか

を、駆動モードと制動モードの両方における CSRL と BM-VSRL で比較して確かめた。実験では VSRL の効果に着目すべく、DFC のインナーリングであるスリップ率制御器に BM-VSRL を適用したもの (Fig. 10(b)) を制御器として用いた。本制御器では駆動力の代わりに最適スリップ率  $\lambda_{p0}$  を入力指令値としている点が異なる。前輪のスリップ率指令値  $\lambda_{\text{drv}}$  の生成のため、 $\lambda_{p0t}$ 、 $m$ 、 $\phi$  はそれぞれ Table 4 に示すパラメータを採用した。一方、低  $\mu$  路上を安定して走れるよう、車体速度を 6 m/s で一定とする車体速度制御系で後輪を駆動させた。低  $\mu$  路上でドライバーが徐々に前輪操舵角  $\delta_f$  を増やしていき、タイヤの横滑り角  $\alpha$  を増加させる。これにより、制御器はスリップ率指令値  $\lambda_{\text{drv}}(\alpha)$  を可変にし、効果的にタイヤ力を最大化させる。 $\lambda_{p0t}$ 、 $\phi$ 、そして  $\mu_{\max}$  は事前に測定されたデータを採用している<sup>(11)(12)</sup>。

**(6・1) 車両運動変数の測定と推定** 実験では光学式車速計、加速度センサ、ヨーレートセンサ、車輪速センサ、操舵角センサを用いて車両運動変数を測定した。制御系の実装や演算処理には AUTOBOX DS1103 を用いた。サンプリング周波数は 20 kHz である。測定した変数を用いて車輪のスリップ率  $\lambda$ 、横滑り角  $\alpha$ 、駆動力  $F_x$ 、横力  $F_y$ 、タイヤ負荷率  $\eta$  を推定、算出した<sup>(8)</sup>。ちなみに、車体速度  $V$  や横滑り角  $\alpha$  は IWM を搭載する EV であれば推定することが可能である<sup>(14)(15)</sup>。

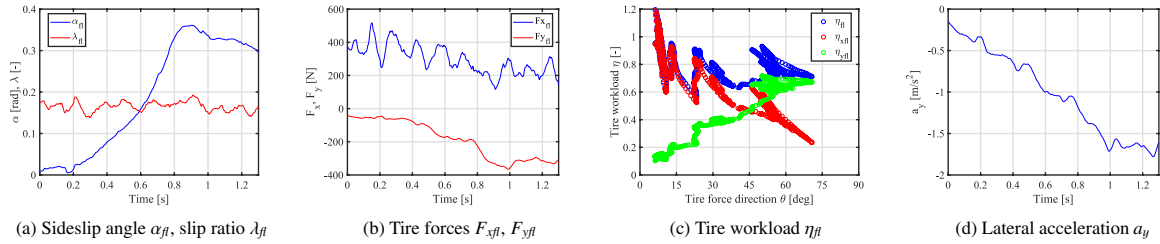


Fig. 11. Experimental results of acceleration mode with constant slip ratio limiter (Conventional Method).

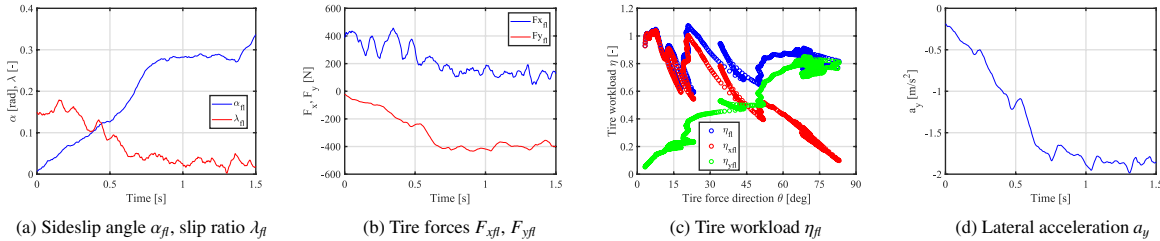


Fig. 12. Experimental results of acceleration mode with variable slip ratio limiter (Proposed Method).

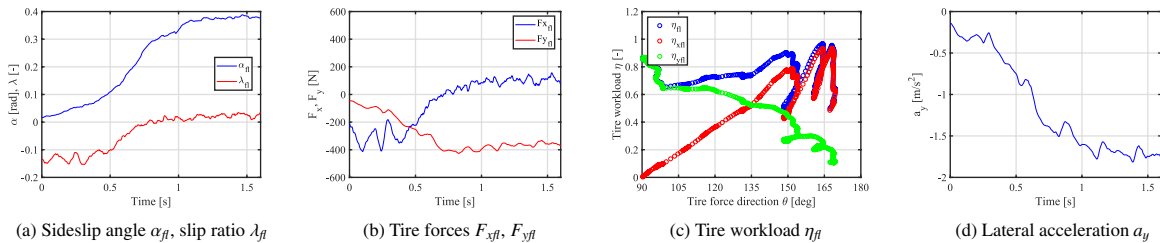


Fig. 13. Experimental results of deceleration mode with variable slip ratio limiter (Proposed Method).

〈6・2〉 実験車両 本研究では著者のグループが所有する EV “FPEV2-Kanon” を使用する (Fig. 10(a))。この EV は各輪にインホイールモータ (In-Wheel Motor : IWM) が搭載されており、4 輪独立駆動が可能である。更に、IWM はアウターロータ型ダイレクトドライブ式を採用しており、減速ギヤやバックラッシュが無いことが特徴である。

〈6・3〉 実験結果 Fig. 11 と Fig. 12 はそれぞれ CSRL と BM-VSRL を用いて駆動モードで旋回させた実験結果を示す。実験結果は左前輪のスリップ率  $\lambda_{fl}$ 、横滑り角  $\alpha_{fl}$ 、駆動力  $F_{xfl}$ 、横力  $F_{yfl}$ 、タイヤ負荷率  $\eta_{fl}$ 、車体の横加速度  $a_y$  をそれぞれ示している。CSRL を用いた場合、スリップ率指令値は横滑り角  $\alpha_{fl}$  に関わらず 0.16 で一定であるため、測定されたスリップ率  $\lambda_{fl}$  も 0.16 を中心に前後している (Fig. 11(a))。一方 VSRL を用いた場合、スリップ率  $\lambda_{fl}$  の減少が確認できる (Fig. 12(a))。この違いにより、BM-VSRL は CSRL と比較して横滑り角  $\alpha_{fl}$  が大きい時に、駆動力  $F_{xfl}$  は小さくなるが、横力  $F_{yfl}$  の大きさが大きくなっている (Fig. 11(b) と Fig. 12(b))。CSRL ではおよそ 330 N であるが、BM-VSRL では 400 N まで増加している。これはタイヤ負荷率の横成分  $\eta_{yfl}$  でも明らかであり、CSRL では最大 0.7 である一方、VSRL では 0.8 まで増加している (Fig. 11(c) と Fig. 12(c))。更に、車体の横加速度  $a_y$  も BM-VSRL を用いた場合のほうが大きくなっている (Fig. 11(d) と Fig. 12(d))。以上より、BM-VSRL は横力と横加速度を効果的に増加し、旋回性能の向上に大きく寄与することが確認できた。

Fig. 13 はブラシモデルに基づく VSRL を用いて制動モードで旋回させた実験結果を示す。BM-VSRL による駆動モード時の旋回と同様に、横滑り角  $\alpha_{fl}$  の増加に伴い、スリップ率  $\lambda_{fl}$  の大きさが小さくなっている (Fig. 13(a))。また、横力  $F_{yfl}$  の大きさも駆動モードとほぼ等しい 400 N まで増加している (Fig. 13(b))。更に、タイヤ負荷率  $\eta_{yfl}$  は 0.8 まで増加している (Fig. 13(c))。これらの結果は、BM-VSRL は制動モードでも同様の効果が得られることを示している。

今回 3 通りで旋回試験を行ったが、 $m = 0$  と設定したため、タイヤ負荷率  $\eta$  が 1 を維持するようにスリップ率を制御していた。ところが、実際に得られたタイヤ負荷率  $\eta$  は 0.9 以下であることがほとんどであった (特に制動モードの場合)。路面の状況変化など様々な原因が考えられるが、今後は安定して高いタイヤ負荷率が得られるよう制御系の改善も必要であると考えている。更に、異なる剛性比  $\phi$  を持つ複数のタイヤを用いた実験検証や、本制御法を応用した駆動力配分制御やトルクベクタリングも取り組んでいきたい。

## 7. 結論

本紙では 4 輪独立駆動する電気自動車を想定したトラクション制御の一種である駆動力制御系の実用化へ向け、ブラシモデルに基づく可変スリップ率リミッタ (VSRL) を提案した。VSRL は旋回時に発生する横滑り角に応じてスリップ率のリミッタを動的に可変にするため、横力の増加

や，よりスムーズな旋回が可能となる。実車を用いた低 $\mu$ 路上の旋回実験では提案したVSRLは駆動と制動両モードで等しく有効であり，スリップ率リミッタが固定の場合に比べて横力が増加し，旋回性能が向上することが示された。

謝 辞

本研究の一部はNEDO産業技術研究助成（プロジェクトID：05A48701d）及び，文部科学省科学研究費補助金（課題番号：22246057及び26249061）によって行われたことを付記する。

文 献

- (1) Y. Hori: "Future vehicle driven by electricity and control research on four-wheel-motored "UOT electric march II"", IEEE Trans. Industrial Electronics, Vol.51, No.5, pp.954-962 (2004)
- (2) N. Mutoh: "Driving and Braking Torque Distribution Methods for Front and Rear-Wheel-Independent Drive-Type Electric Vehicles on Roads With Low Friction Coefficient", IEEE Trans. Industrial Electronics, Vol.59, No.10, pp.3919-3933 (2012)
- (3) D. Savitski, et al.: "Robust Continuous Wheel Slip Control with Reference Adaptation: Application to Brake System with Decoupled Architecture", IEEE Trans. on Industrial Informatics, Vol.14, No.9, pp.1-12 (2018)
- (4) 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」, 電学論 D, Vol.131, No.5, pp.721-728 (2011)
- (5) 高野ほか:「高精度スリップ率制御による駆動力制御技術」, マツダ技報, Vol.32, pp.228-233 (2015)
- (6) N. Shimoya and H. Fujimoto: "Fundamental Study of Driving Force Distribution Method for Minimization of Maximum Slip Ratio for Electric Vehicles with In-wheel Motors", EVTeC2016 (2016)
- (7) H. Fuse and H. Fujimoto: "Effective Tire Force Vector Control and Maximization Method for Independent-Four-Wheel-Drive Electric Vehicle, The 2018 IEEE International Transportation Electrification Conference & EXPO Asia-Pacific", Bangkok, Thailand, Session 8A2-2, Proceedings p.54 (2018)
- (8) H. Fuse and H. Fujimoto: "Fundamental Study on Driving Force Control Method for Independent-Four-Wheel-Drive Electric Vehicle Considering Tire Slip Angle", IEEE Conference IECON 2018 (2018)
- (9) O. Nishihara, et al.: "Estimation of Road Friction Coefficient Based on the Brush Model", Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series C 75(753), 1516-1524 (2009) (in Japanese)
- (10) Y. Horiuchi: "A proposition of the simple tire model for the Vehicle Stability Assist system", Society of Automotive Engineers of Japan, preceding of congress, No.64-98 (1998) (in Japanese)

- (11) H. Fuse, et al.: "Minimum-time Maneuver and Friction Coefficient Estimation Using Slip Ratio Control for Autonomously-Driven Electric Vehicle", IEEE SAMCON2018 (2018)
- (12) K. Maeda, H. Fujimoto, and Y. Hori: "Driving Force Control of Electric Vehicle Based on Optimal Slip Ratio Estimation Using brush model", JIASC, Vol.IV, pp.137-140 (2012)
- (13) H.B. Pacejka and E. Bakker: "The Magic FormulaTyre Model", Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, Vol.21, No.1, pp.1-18 (1992)
- (14) C. Geng, T. Uchida, and Y. Hori: "Body Slip Angle Estimation and Control for Electric Vehicle with In-Wheel Motors", IEEE Conference IECON (2007)
- (15) K. Fujii and H. Fujimoto: "Traction Control based on Slip Ratio Estimation Without Detecting Vehicle Speed for Electric Vehicle", IEEE, Power Conversion Conference (2007)

布施空由（学生員） 2017年3月東京工業大学工学部電気電子工学科卒業。2019年3月東京大学大学院新領域創成科学研究科先端エネルギー工学専攻修士課程修了。同年4月より同専攻博士課程進学。現在，レースなど限界領域を想定した電気自動車の車両運動制御の研究に従事。自動車技術会，IEEE，各学生会員。



藤本博志（上級会員） 2001年東京大学大学院工学系研究科電気工学専攻博士課程修了。博士（工学）。同年長岡技術科学大学工学部電気系助手。2002年～2003年，米国Purdue大学工学部機械工学科客員研究員。2004年横浜国立大学大学院工学研究院講師。2005年同助教授，2007年同准教授。2010年東京大学大学院准教授。制御工学，モーションコントロール，マルチレート制御，ナノスケールサーボ，電気自動車の運動制御，モータとインバータの高性能制御，ビジュアルサーボに関する研究に従事。IEEE Senior Member，計測自動制御学会，日本ロボット学会，自動車技術会，各会員。

