

ブラシモデルに基づく横滑りを考慮した駆動力制御系

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

布施 空由*, 藤本 博志 (東京大学)

Driving Force Controller Considering Lateral Slip based on Brush Model
for Independent-Four-Wheel-Drive Electric Vehicle
Hiroyuki FUSE*, Hiroshi Fujimoto (The University of Tokyo)

Abstract

As one of EV's motion control methods, a driving force controller (DFC) with slip ratio limiter has been proposed. The conventional controller has a slip ratio limiter for safety reason, but it did not consider lateral slip of tire during cornering. To deal with this problem, this paper proposes a DFC with variable slip ratio limiter base on brush model. The experimental results show that the proposed controller can work on both acceleration and deceleration cornering, with increase of lateral force and lateral acceleration for smoother cornering.

キーワード：電気自動車，車両運動制御，トラクション制御，スリップ率制御，ブラシモデル，タイヤ負荷率，グリップマージン (Electric Vehicle, vehicle dynamics control, traction control, slip ratio control, brush model, tire workload, grip margin)

1. Introduction

近年，CO₂排出量が少なく環境性能に優れるハイブリッド自動車 (Hybrid Electric Vehicle: HEV) や電気自動車 (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) と比較して以下のように様々なメリットがある⁽¹⁾。

- (1) ICEV よりも 2 桁速いトルク応答
- (2) 力行と回生によるスムーズな加減速
- (3) トルクの測定が容易
- (4) 分散配置による 4 輪独立駆動が可能

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，より安全な自動車を実現できる可能性が大いにある。

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⁽²⁾⁽³⁾。著者のグループでは，各輪の駆動力を直接制御する駆動力制御法 (DFC) を開発している。本制御では，インナーループで車輪速やスリップ率を直接制御している点が特徴である⁽²⁾。スリップ率指令値にはリミッタが設けられており，これによってタイヤの接地面は常に粘着状態を維持でき，トラクション効果を得ることができる。

しかし，従来のスリップ率リミッタで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。

そこで，⁽³⁾ では，λ-Method タイヤモデルに基づく，可変スリップ率リミッタを付加した DFC を提案した。本手法では，横滑り角が 0 の時に駆動力が最大となる最適スリップ率 λ_{p0} の情報を用いて，タイヤ力の大きさが最大となるスリップ率と横滑り角の組み合わせを定量的に与えている。測定される横滑り角に合わせて DFC のスリップ率リミッタを可変とすれば，タイヤは常に粘着領域にとどまり，トラクションを得ることができる。本手法の良いところは，推定が困難な最大摩擦係数 μ_{\max} の情報が不要な点である。スリップ率の大きさに制限を与えることで，どのような路面でも効果的に空転を防ぐこと

が可能である。

しかしながら，ベースとなっている λ-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していない。トレッドに溝の掘られた一般的なタイヤでは縦方向と横方向でグリップ特性が異なることが多い事実を考えると，適用できる範囲が限定される。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，本モデルをベースに可変スリップ率リミッタを構築すれば，より多くのタイヤを扱うことができるようになる。

ブラシモデルに基づく可変スリップ率リミッタを付加した DFC は，縦横剛性比が 1 でないタイヤにも対応し，実用性が一層高まる。

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，提案手法となるブラシモデルに基づく可変スリップ率リミッタを記述する。第 5 章では，低 μ 路上の旋回試験を，シミュレーションと実車による検証を実施し，提案手法の有効性を示す。

2. Tire Model

〈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，本論文でも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。図中にある α , F_x , F_y , $J\omega$, ω , T , そして r はそれぞれ，駆動力，横力，車輪のイナーシャ，車輪角速度，入力トルク，そして車輪半径である。

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

〈2・1・1〉 摩擦円と負荷率 最大摩擦係数を μ_{\max} とすれば，タイヤの前後力 F_{xij} ，横力 F_{yij} ，そして垂直抗力 N_{ij} ，タイヤ力の方向 θ は

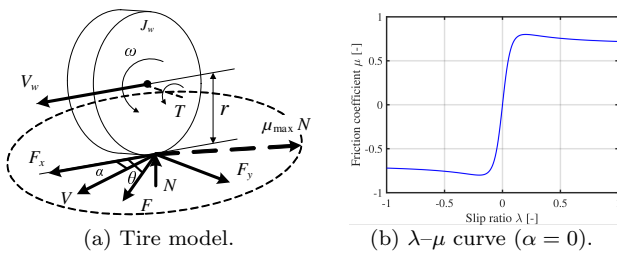


Fig. 1 Tire force model.

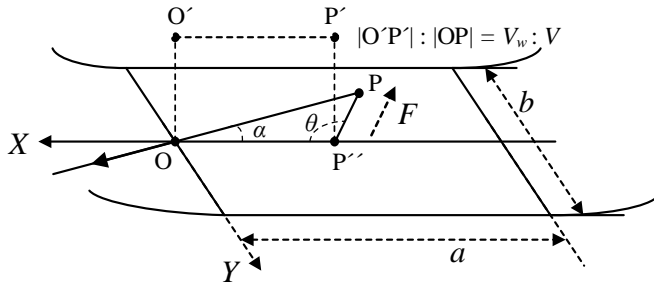


Fig. 2 Tread rubber distortion during deceleration cornering.

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

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

を満たさなければならず、この概念を摩擦円と呼び、Fig. 1(a)の破線で描かれた円がそれである。タイヤの負荷率 η_{ij} は

$$\eta_{ij} = \frac{\sqrt{F_{xij}^2 + F_{yij}^2}}{\mu_{\max} N_{ij}} \dots\dots\dots (4)$$

で定義され、 η_{ij} は発生しているタイヤ力がどれほど限界に近いかわを示す。

〈2・1・2〉 滑りとタイヤ力 定性的には、前後力はスリップ率、横力は横滑り角によって発生する。各輪のスリップ率 λ_{ij} は

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

で定義される。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 とはヨーレートの影響により異なる。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。横滑り角が 0 の場合、摩擦係数はあるスリップ率（最適スリップ率 λ_{p0} ）で最大値 μ_{\max} をとる。

〈2・2〉 タイヤブラシモデルの概要 タイヤモデルでは、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。Fig. 2 に制動時横滑りによる接地面でのトレッドラバーの変形を示す。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。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 、前後力 F_x および横力 F_y は⁽⁵⁾により下式のように導出できる。

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

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

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

ここで μ_{\max} は λ_{p0} 時の摩擦係数（最大摩擦係数）である。また、 s はタイヤ滑り域の長さを接地長で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。 θ はタイヤ力の方向を示す。制動時は、

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

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

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

となる。

3. 駆動力制御系

〈3・1〉 ブロック図 Fig. 3 に本研究で用いる駆動力制御系 (DFC) を示す。アウトーループでは駆動力をフィードバックしており、インナーループではスリップ率と車輪速度を制御している。(1) より、各輪の駆動力は駆動力オブザーバ (DFO) で推定できる。 F_x^* と \hat{F}_x はそれぞれ駆動力指令値と推定値である。スムーズな制御のために、DFC ではスリップ率の指令値として、以下で定義される y を用いる。

$$y = (V_w - V) / V \dots\dots\dots (12)$$

y は減速時のスリップ率 λ の定義と同じである。駆動時の y と λ の関係は

$$y = \lambda / (1 - \lambda) \dots\dots\dots (13)$$

で表される。駆動力指令値 F_x^* が入力されると、 r 倍のゲインがかかってモータトルク指令値をフィードフォワードが出力する。車輪が粘着していれば、(1) において $J\omega_i \dot{\omega}$ は十分小さく、 $T \approx rF_x$ が成り立つ。したがって、フィードフォワードによって駆動力指令値にほぼ等しい駆動力を発生することができ、若干の誤差を駆動力制御系のフィードバックが補償する形となっている。

駆動力が飽和するような低 μ 路上ではあらかじめ内側のスリップ率指令値に相当する操作量 y にリミッタを設けることで、スリップ率増大を防ぎトラクションを得る。これは、スリップ率を最適スリップ率 λ_{p0} に制限すれば摩擦係数は単調増加領域で変動するためである (Fig. 1(b))。

本制御には最適スリップ率 λ_{p0} の推定が必要であるが、EV では駆動力が正確に把握できるため、事前の走行試験で最適スリップ率 λ_{p0} を得ることができる⁽⁶⁾。

〈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 λ_{p0} で固定としていた (Constant Slip Ratio Limiter: CSRL と呼ぶ)。直進時 (横滑り角が 0) であれば摩擦係数は単調増加領域に制限され、効果的な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前後方向のスリッ

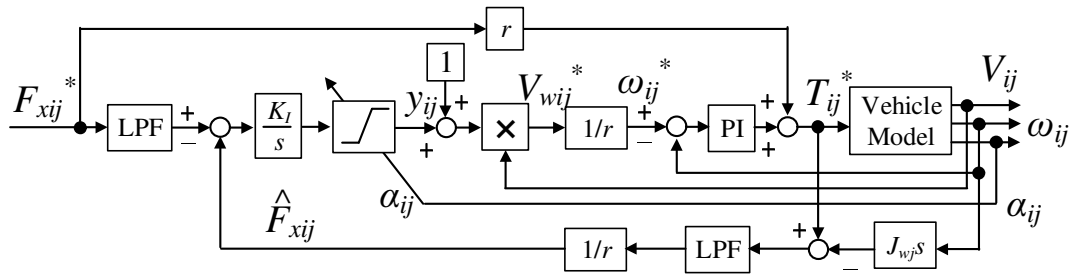


Fig. 3 Driving Force Controller with proposed variable slip ratio limiter.

プ率を更に制限する必要がある。そこで著者は、λ-Method タイヤモデルに基づき、横滑り角の変化に合わせてスリップ率のリミッタを可変とする、可変スリップ率リミッタ (Variable Slip Ratio Limiter: VSRL) を付加した DFC⁽³⁾ を提案した。本 VSRL は、λ-Method タイヤモデルによって得られる、タイヤ負荷率が 1 となるスリップ率と横滑り角の関係式をベースにしている⁽⁷⁾。関係式の導出には最適スリップ率 λ_{p0} 情報しか必要としないため、従来の DFC をそのまま旋回回路へ拡張できる。これは、λ-Method タイヤモデルが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である。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。

4. ブラシモデルに基づく可変スリップ率リミッタの提案

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用いて 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 φ として記述できるため、λ-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。

更に、新しく提案する VSRL では、タイヤ負荷率を 1 以下の所望の値に制限できる。これにより、タイヤの負担をより緻密にコントロールすることが可能となる。タイヤ負荷率の制御についても、本節の後半に示す。

〈4・1〉 粘着限界条件の導出 (s = η = 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, η = 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定量的に導出する。

〈4・1・1〉 パラメータ K と φ の導出 K と剛性比 φ 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、加速時の最適スリップ率 λ_{p0t} が既知であるとすれば⁽⁶⁾、K は (10) から次のように求まる。

$$K = 1/\lambda_{p0t} \dots \dots \dots (14)$$

剛性比 φ は、(3) と (9) に測定された F_x, F_y, λ, α を代入することにより、次のように推定できる。

$$\phi = -\frac{F_y \lambda}{F_x \tan \alpha} \dots \dots \dots (15)$$

〈4・1・2〉 粘着限界条件の導出 (6), (10), (14), η = 1,

そして s = 1 より、粘着限界条件は次式で表される。

$$\lambda_{p0t} = \frac{\sqrt{\lambda^2 + \phi^2 \tan^2 \alpha}}{(1 + \lambda)} \dots \dots \dots (16)$$

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。両辺を二乗すれば、λ と α の 2 次式で表され、閉曲線を描くことが分かる (Fig. 4(a))。この二次式 (16) を λ 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。

$$y_{max}(\alpha) = \frac{\lambda_{p0t}^2 + X_1}{1 - \lambda_{p0t}^2} \quad (|\alpha| \leq \alpha_{max}) \dots \dots \dots (17)$$

$$y_{min}(\alpha) = \frac{\lambda_{p0t}^2 - X_1}{1 - \lambda_{p0t}^2} \quad (|\alpha| \leq \alpha_{max}) \dots \dots \dots (18)$$

$$X_1 := \sqrt{\lambda_{p0t}^2 + (\lambda_{p0t}^2 - 1)\phi^2 \tan^2 \alpha} \dots \dots \dots (19)$$

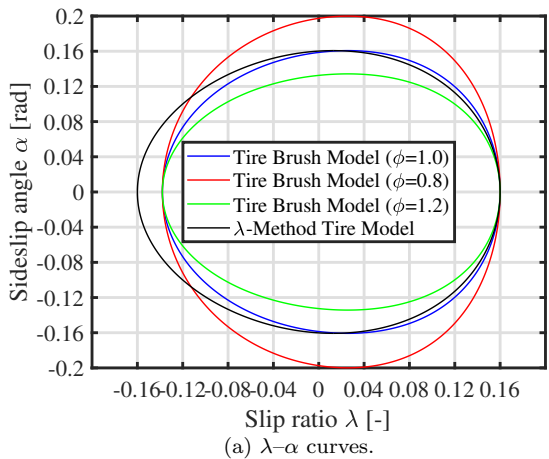
$$\alpha_{max} := \tan^{-1} \frac{\lambda_{p0t}}{\phi \sqrt{1 - \lambda_{p0t}^2}} \dots \dots \dots (20)$$

ここで、α_{max} は粘着限界条件を満たしうる横滑り角 α の最大値である。これ以上横滑り角 α が大きくなるとスリップ率の値にかかわらず、負荷率は 1 未満となり、タイヤは空転領域に入る。この場合、タイヤの空転を最小にするため、VSRL の式には α_{max} を代入する。

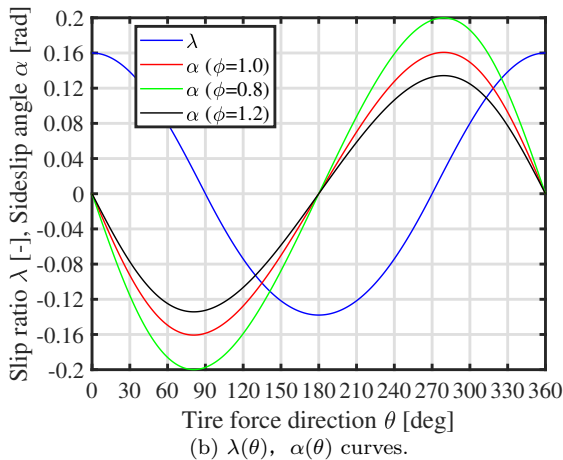
Fig. 4 に粘着限界条件に関するグラフを示す。タイヤのパラメータとして、駆動側の最適スリップ率は λ_{p0t} = 0.16、剛性比は φ = 0.8, 1, 1.2 の三通りでプロットした。Fig. 4(a) は粘着限界条件を満たすスリップ率と横滑り角の閉曲線を、Fig. 4(b) は λ-θ 曲線と α-θ 曲線をそれぞれ示している。また比較として、λ-Method による粘着限界条件⁽⁷⁾ も Fig. 4(a) に示した (同じタイヤのパラメータ λ_{p0t} = 0.16 と設定)。Fig. 4(a) より、剛性比 φ が変化すると、λ-α 曲線は α 軸方向にのみ増減する様子が分かる。

このように、従来の VSRL で利用した λ-Method では、ある最適スリップ率 λ_{p0} を持つタイヤに対し、剛性比 φ = 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 φ でも対応できることが分かる。

φ = 1 の時、λ-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、λ-Method を用いた粘着限界条件では、前後方向のタイヤ特性を Magic Formula で記述しており (Fig. 1(b))、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。

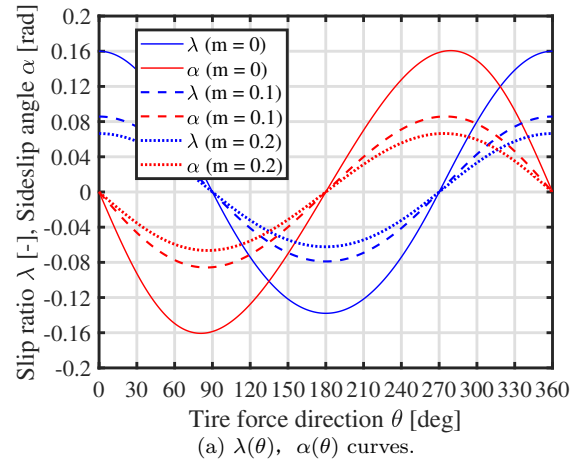


(a) λ-α curves.

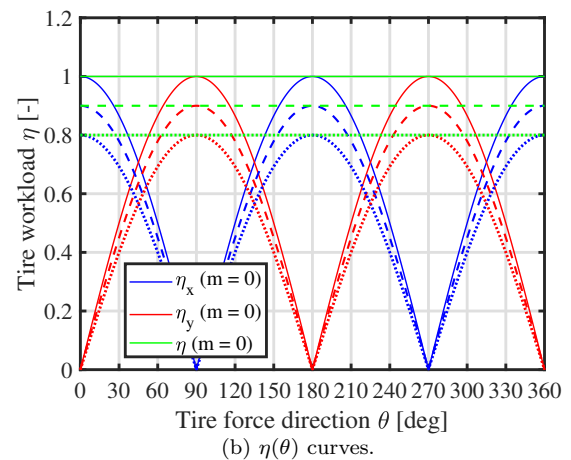


(b) λ(θ), α(θ) curves.

Fig. 4 Comparison of Critical Condition with different value of φ.



(a) λ(θ), α(θ) curves.



(b) η(θ) curves.

Fig. 5 Slip ratio, sideslip angle, and tire workload with grip margin $m = 0, 0.1, 0.2$.

〈4・2〉 グリップマージンを考慮した可変スリップ率リミッタ ($s < 1$) 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 をに適用すれば、旋回時にも十分な横力が発生できるため、安定したコーナリングが期待できる。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 η と s は (4) と (6) から次の関係式を持つ。

$$\eta = s(3 - 3s + s^2), [0 \leq s \leq 1] \dots (21)$$

負荷率 η 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 つの解の内、実数解は以下のように表すことができる。

$$s = 1 - (1 - \eta)^{\frac{1}{3}}, [0 \leq \eta \leq 1] \dots (22)$$

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

$$s_{lim} = 1 - m^{\frac{1}{3}}, [0 \leq m \leq 1] \dots (23)$$

となる。常に $s \leq s_{lim}$ を満たせれば、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 (16) 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 (17), (18) に現れる λ_{p0t} を $s_{lim}\lambda_{p0t}$ に置き換えれば良い。Fig. 5 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 λ 、横滑り角 α をタイヤ力方向 θ を横軸にプロットしたものと、得られたタイヤ負荷率 η (前後成分 η_x と横成分 η_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 λ と横滑り角 α 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 θ に対しても所望のタイヤ負荷率 η 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. 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

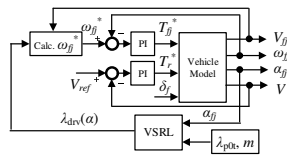
提案した VSRL を付加した DFC の有効性を示すべく、実車を用いた低 μ 路上の旋回実験を実施した。Fig. 6(a) に実験の様子を示す。低 μ 路は高分子ポリマーシートを水で濡らして再現されている。VSRL の効果に焦点を当てるため、DFC のインナーループであるスリップ率制御器に VSRL を適用したものの (Fig. 6(b)) を制御器として用いた。本実験では、

Table 1 Experimental condition.

λ_{p0t}	ϕ	μ_{max}	m	V_{ref}
0.16	1.12	0.27	0	6 m/s



(a) Slippery road.



(b) VSRL controller.

Fig. 6 Experimental Setup.



(a) FPEV2-Kanon.



(b) Equipped in-wheel motor.

Fig. 7 Experimental vehicle and its motor.

- (1) 横滑り角の変化に応じてスリップ率のリミッタが適切に変動するか
- (2) 横力の大きさが増加するか

を、従来法の CSRL と VSRL で比較して確かめた。横滑り角に応じて駆動時と制動時で二通りのスリップ率指令値が与えられるため、VSRL による旋回実験は駆動モードと制動モードの両方を実施した。Fig. 6(b) に示す制御器は前輪をスリップ率制御で駆動し、後輪は車体速を一定に保つ制御で駆動した。前輪のスリップ率指令値 λ_{drv} の生成のため、 λ_{p0t} , m , ϕ はそれぞれ Table 1 に示すパラメータを採用した。今回の実験では車両は車体速度は 6 m/s で旋回した。低 μ 路上でドライバーが徐々に前輪操舵角 δ_f を増やしていき、タイヤの横滑り角 α を増加させる。これにより、制御器はスリップ率指令値 $\lambda_{drv}(\alpha)$ を可変にし、効果的にタイヤ力を最大化させる。 $\mu_{max} = 0.27$ を使用した。 λ_{p0t} , ϕ , そして μ_{max} は事前に測定されたデータを採用している^{(6) (8)}。

〈5・1〉 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. 7(a) にその外観を示す。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。また、この EV は Electric Power Steering (EPS) を前後に搭載しており、4 輪操舵 (4WS) も可能である。Table 2 に実験車両の仕様を示す。

〈5・2〉 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

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 ²
Wheel radius r	0.302 m

λ , 横滑り角 α , 駆動力 F_x , 横力 F_y , タイヤ負荷率 η を推定、算出した⁽⁷⁾。

〈5・3〉 実験結果 Fig. 8 と Fig. 9 はそれぞれ CSRL と ブラシモデルに基づく 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 λ_{fl} , 横滑り角 α_{fl} , 駆動力 F_{xfl} , 横力 F_{yfl} , タイヤ負荷率 η_{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 α_{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 λ_{fl} も 0.16 を中心に前後している (Fig. 8(a))。一方 VSRL を用いた場合、スリップ率 λ_{fl} の減少が確認できる (Fig. 9(a))。この違いにより、VSRL は CSRL と比較して横滑り角 α_{fl} が大きい時に、前後力 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. 8(b) と Fig. 9(b))。CSRL ではおよそ 330 N であるが、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 η_{yfl} でも明らかであり、CSRL では最大 0.6 である一方、VSRL では 0.7 まで増加している (Fig. 8(c) and Fig. 9(c))。更に、車体の横加速度 a_y も VSRL を用いた場合のほうが大きくなっている (Fig. 8(d) と Fig. 9(d))。以上より、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. 10 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。VSRL による駆動モード時の旋回と同様に、横滑り角 α_{fl} の増加に伴い、スリップ率 λ_{fl} の大きさが小さくなっている (Fig. 10(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. 10(b))。更に、タイヤ負荷率 η_{yfl} は 0.8 まで増加している (Fig. 10(c))。これらの結果は、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 η 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 η は 0.8 以下であることがほとんどであった。この違いは、路面状況の変化や、事前に既知とみなしていた最大摩擦係数 μ_{max} や最適スリップ率 λ_{p0t} が実験当時と異なっていたことに起因している可能性がある。今後更なる実験検証を通じて検討する必要があるが、VSRL の有無によって横力や横加速度の増加が確認できているため、提案法の有効性は依然として示されたと言える。

今後は異なる剛性比 ϕ を持つ複数のタイヤを用いた実験検証も行っていきたい。

6. Conclusion

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

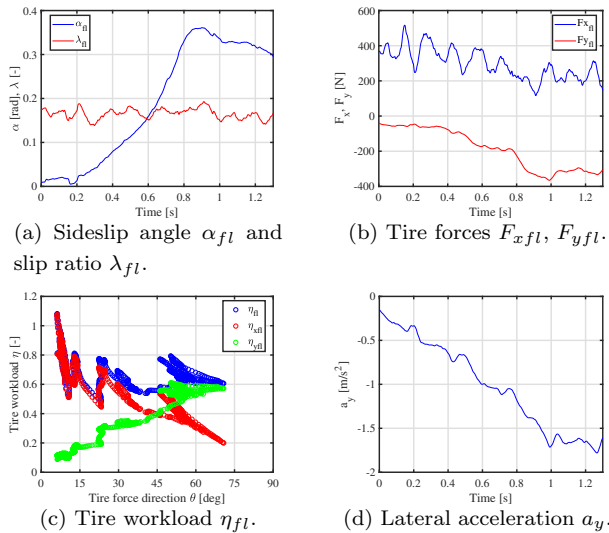


Fig. 8 Experimental results of acceleration mode with constant slip ratio limiter (Conventional Method).

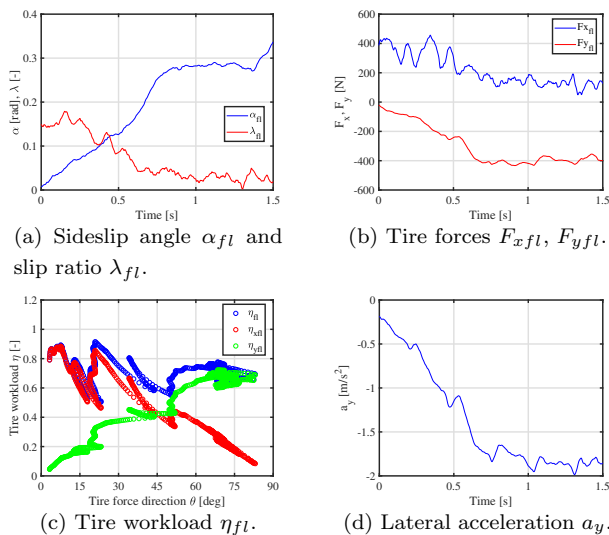


Fig. 9 Experimental results of acceleration mode with variable slip ratio limiter (Proposed Method).

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 μ 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や車体の横加速度が増加し、旋回性能が大幅に向上することが示された。

7. Acknowledgments

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。

参考文献

- (1) Y. Hori, "Future vehicle driven by electricity and control research on four-wheel-motored "UOT electric march II"" , IEEE Trans. Industrial Electronics, 51, 5, pp. 954-

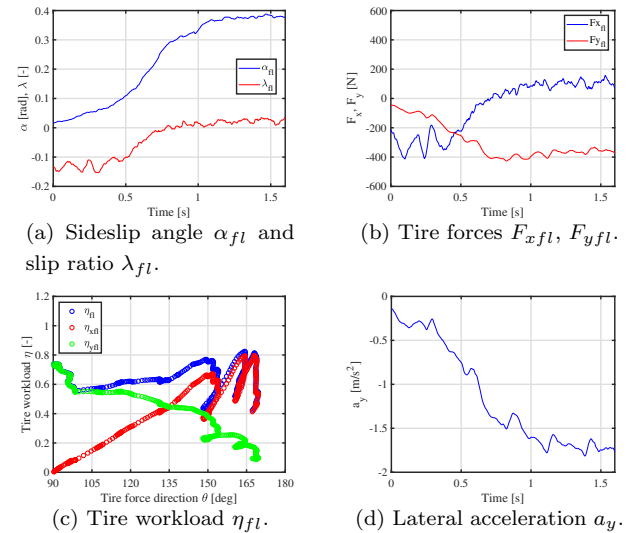


Fig. 10 Experimental results of deceleration mode with variable slip ratio limiter (Proposed Method).

962 (2004).

- (2) M. Yoshimura and H. Fujimoto, "Driving torque control method for electric vehicle with in-wheel motors", IEEJ Transactions on Industry Applications, Vol. 131, No. 5, pp.1-8 (2010) (in Japanese).
- (3) H. Fuse, H. Fujimoto. "Fundamental Study on Driving Force Control Method for Independent-Four-Wheel-Drive Electric Vehicle Considering Tire Slip Angle", IEEE conference IECON2018, 2018.
- (4) H. Fuse, H. Fujimoto: "Driving Force Controller for Electric Vehicle Considering Sideslip Angle Based on Brush Model", IEEE 2019 International Conference on Mechatronics, Ilmenau, Germany (2019).
- (5) 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).
- (6) H. Fuse, et.al. "Minimum-time Maneuver and Friction Coefficient Estimation Using Slip Ratio Control for Autonomously-Driven Electric Vehicle", IEEJ SAMCON2018, 2018.
- (7) H. Fuse, 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 pp.54 (2018).
- (8) K. Maeda, H. Fujimoto, Y. Hori, "Driving Force Control of Electric Vehicle Based on Optimal Slip Ratio Estimation Using brush model", JIASC, Vol. IV, pp. 137-140, 2012.