

# Slip Suppression Method of Electric Vehicles by using Given Upper Limit of Slip Ratio

Kaoru INOUE\*, Akira SHIOGAI\*, Keiichi FUKUI\*, and Toshiji KATO\*

(Received January 21, 2013)

Recently, the development of electric vehicles (EVs) has been focused because of energy and environmental problems. The advantages such as quick and precise torque response enable EVs to realize new advanced traction control system. This paper proposes a novel slip suppression method of EVs in the case of acceleration. The equilibrium slip ratio curve defined by the characteristics of EVs is modified by the proposed control method in order to suppress the slip under given upper limit. The effectiveness of the proposed methods are illustrated by both simulations and experiments.

Key words : Electric Vehicle, Slip Suppression, Operating Point, Traction Control System (TCS)

キーワード : 電動車両, スリップ抑制, 動作点, トラクションコントロールシステム

## スリップ率の上限値を設定した電動車両のスリップ抑制法

井上 馨, 塩貝 彬, 福井 慶一, 加藤 利次

### 1. はじめに

雪道や濡れた路面などの低摩擦路面で車両を急加速や急減速した場合、ホイールスピンなどの駆動輪と路面との間にスリップ現象が生じることがある。このスリップを0~1の値に正規化したものをスリップ率という。スリップ率の増加は、車輪や路面を摩耗させるだけでなく車両の挙動を不安定にすることがあり、抑制する必要がある。そこで、車両の加速時および制動時におけるスリップ率の急変を抑制するTCS(Traction Control System)などのスリップ制御法が多数検討されてきた<sup>1-10)</sup>。最近では環境問題および省エネルギーの観点から、モータで車両を駆動する電動車両が注目されている。駆動源であるモータは、トルク応答が高速かつ発生トルクを把握し易いなどの特徴があるため、これらの利点を生かすことでより高精度な駆動輪のスリップ抑制が実現可能とされている。

電動車両がモータの回転力を路面に伝えて加速するためには、駆動輪と路面の間の摩擦特性が重要となる。

この摩擦係数はスリップ率に応じて変化する非線形な性質を持つことが知られており<sup>11)</sup>、この特性を表現するために様々な路面摩擦関数が提案されている<sup>12,13)</sup>。加速時の車両の動作点は、風損や回転減衰等の損失を除いて単純化して考えると、モータ回転力と摩擦力が平衡状態にある点となる。摩擦-スリップ率の平面で考えた場合の動作点は、モータ回転力が一定の場合にスリップ率が変化しない(平衡状態)として車両特性より導出される平衡スリップ率曲線と路面摩擦関数の交点で与えられる<sup>12)</sup>。この交点より何らかの影響で動作点がずれた場合には、モータ回転力と摩擦力の大小関係によってその後の挙動が決まる。例えば、交点のスリップ率より若干大きいスリップ率へと変化した場合には、モータ回転力よりも摩擦力が大きければ駆動輪の速度が低下してスリップは減少し、元の動作点へと収束する。すなわち、路面摩擦関数と平衡スリップ率曲線が交差する際に、両者の間の傾きの差が大きい方が安定性が強くなる。

\*Department of Electrical Engineering, Doshisha University, Kyotanabe, Kyoto 610-0321, Japan,  
Tel: +81-774-65-6296, Fax: +81-774-65-6801, E-mail: kaoinoue@mail.doshisha.ac.jp, tkato@mail.doshisha.ac.jp

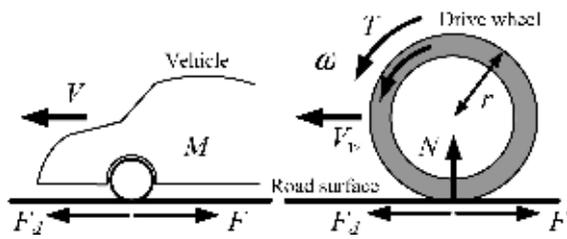


Fig. 1. Schematic diagram of electric vehicle and drive wheel.

そこで本論文では、平坦な路面を直線加速する2輪駆動の電動車両において、平衡スリップ率曲線を変形させることで、路面摩擦係数との交点で与えられる動作点への収束性を向上させつつ、スリップ率を与えられた上限値以下に抑制するスリップ抑制法を提案する。提案手法の有効性を、シミュレーション、2台のモータを直結した台上模擬実験装置、および模擬電動車両を用いた走行実験において検討する。

## 2. スリップ現象

### 2.1 車両モデル

Fig. 1に示す2輪駆動の電動車両を対象とし、平坦な路面における直進加速時について考える。

路面と駆動輪間の速度差を0~1の値に正規化したスリップ率 $\lambda$ は、車両速度 $V$ と駆動輪速度 $V_w$ を用いて

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

と表される。スリップ率 $\lambda$ は推定法<sup>14)</sup>などによっても検出することができるが、本論文ではスリップ抑制のための制御法に主眼を置くため、車両速度 $V_w$ を駆動輪以外の従属輪に取り付けたセンサを用いて検出して $\lambda$ を得ることとする。

車両を推進させる車体駆動力 $F_d$ は、路面と駆動輪間の摩擦力によるものであり、この摩擦力は路面と駆動輪間のスリップ率 $\lambda$ に依存する非線形関数 $\mu(\lambda)$ となることが知られている<sup>11)</sup>。 $F_d$ は垂直抗力 $N$ と $\mu(\lambda)$ を用いると、

$$F_d = \mu(\lambda)N \quad (2)$$

と表される。車両の運動方程式は、車両重量を $M$ とすると、

$$M \frac{dV_v}{dt} = F_d \quad (3)$$

となる。駆動輪の運動方程式は、駆動輪の合成慣性モーメント $J_w$ 、車輪半径 $r$ 、回転角速度 $\omega (= \frac{V_w}{r})$ 、モータから駆動輪に加えられるモータトルク $T$ を用いると、

$$J_w \frac{d\omega}{dt} = T - F_d \cdot r \quad (4)$$

と表される。ただし、モータの時定数は十分短く、転がり抵抗や回転減衰および空気抵抗は十分小さいものと仮定している。また、(4)式で表される駆動輪の運動方程式を、(3)式で表される車両の運動方程式の単位系の次元に合わせると、

$$M_w \frac{dV_w}{dt} = F - F_d \quad (5)$$

となる関係式が得られる。駆動輪イナーシャ $J_w$ とその重量換算値 $M_w$ 、モータトルク $T$ とその力換算値であるモータ回転力 $F$ は、それぞれ $M_w = \frac{J_w}{r^2}$ 、 $F = \frac{T}{r}$ の関係が成り立つ。

以上を用いて、車両が加速する仕組みを簡単に説明する。まず、運転者の運転指令 $T^*$ に応じたモータトルク $T$ がモータから駆動輪に与えられ、駆動輪は(4)式((5)式)に従って回転する。このとき、(1)式の $\lambda$ に依存して路面摩擦係数が変化するため、車体駆動力 $F_d$ が変化する。すなわち、摩擦力を介して推進させるための駆動力が車体に伝わり、(3)式に従い車両は加速することになる。

### 2.2 スリップ率の平衡状態

ここでは、 $T$ を一定値に保った場合の電動車両の動作点、すなわちスリップ率の平衡点を導出する。

(1)式の両辺を時間 $t$ で微分したものに、(3)式、(5)式を代入すると以下となる。

$$-\frac{d\lambda}{dt}V_w + (1-\lambda)\frac{1}{M_w}(F - F_d) = \frac{F_d}{M} \quad (6)$$

スリップ率の平衡状態を考えているので $\frac{d\lambda}{dt} = 0$ とし、(2)式と $F = \frac{T}{r}$ の関係を用いると、

$$\mu^*(T, \lambda) = \frac{1}{rN}a(\lambda)T \quad (7)$$

となる。但し、

$$a(\lambda) = \frac{M(1-\lambda)}{M(1-\lambda) + M_w} \quad (8)$$

である。(7)式は平衡状態を表現し、モータトルク $T$ とスリップ率 $\lambda$ に依存していることから、 $\mu(\lambda)$ の項を $\mu^*(T, \lambda)$ と表記することにする。 $\mu - \lambda$ 平面に描か

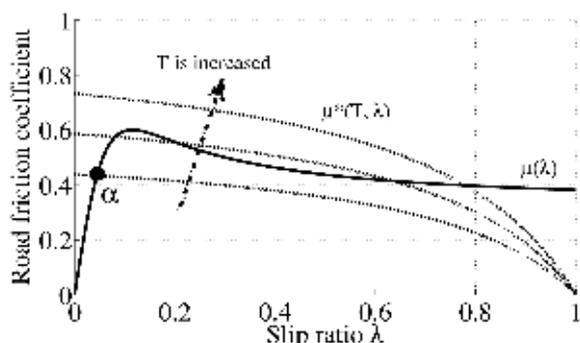


Fig. 2. Equilibrium slip ratio curves  $\mu^*(T, \lambda)$  for various  $T$  and Road friction coefficient function  $\mu(\lambda)$ .

れる (7) 式の曲線は、平衡状態を表現するため本論文では平衡スリップ率曲線とよぶ。

Fig. 2 に路面摩擦関数と平衡スリップ率曲線の例を示す。路面摩擦関数はピークを持つ非線形関数で、電動車両の場合、そのピークの大きさは路面の状況によって変化し、またピークとなるスリップ率は 0.05~0.2 付近になることが知られている<sup>15)</sup>。平衡スリップ率曲線は、 $\lambda = 1$  において  $\mu = 0$  となる曲線で、 $T$  が増加するにつれて右上がり上昇する。Fig. 2 において、路面摩擦係数と平衡スリップ率曲線の両方に垂直抗力  $N$  を掛けると、それぞれ (2) 式より車体駆動力 (摩擦力)  $F_d$  と (7) 式よりモータ回転力  $F$  に関する平衡スリップ率曲線となり、これらの力の関係を表しているとも考えられる。

これらの曲線の交点は、モータ回転力と摩擦力が平衡状態にある点となる。交点が路面摩擦関数のピークより左側にある場合には  $T$  を変化させても  $\lambda$  は大きく変化しないが、交点がピークを越えて右側では  $T$  の微小な変化で  $\lambda$  が大きく変化してしまう。これは、路面摩擦関数と平衡スリップ率曲線の傾きの差が小さくなるためと考えられる。また、交点より何らかの影響で動作点がずれた場合には、モータ回転力と摩擦力の

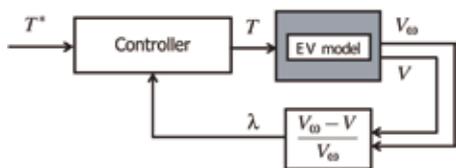


Fig. 3. Proposed slip suppression control system.

Table 1. Parameters of EV for numerical analysis (Scaled in 1/50000).

$M$	Weight of vehicle	20[g]
$r$	Radius of drive wheel	0.26[m]
$J_w$	Inertia of drive wheel	0.422[gcm <sup>2</sup> ]
$N$	Normal force	0.12[N]

大小関係によってその後の挙動が決まる。例えば、交点  $\alpha$  のスリップ率より若干大きいスリップ率へと外乱等の影響により変化した場合には、モータ回転力よりも摩擦力が大きくなるため (5) 式より駆動輪速度が低下するためスリップは減少し、元の動作点へと収束する。すなわち、路面摩擦関数と平衡スリップ率曲線が交差する際に、路面摩擦関数の傾きが平衡スリップ率曲線の傾きよりも十分大きい方が動作点への収束性が強くなる。

### 3. スリップ抑制法

#### 3.1 スリップ率の上限値制御

前章において、路面摩擦関数の傾きが平衡スリップ率曲線の傾きよりも十分大きい方が、スリップ率の変化が少なく、動作点への収束性が高いことを示した。そこで、路面摩擦関数に対して常に 1 点で大きな傾き差で交差し、かつスリップ率の上限値  $\lambda_l$  以下にスリップを抑制するために、平衡スリップ率曲線を変形する方法<sup>9,10)</sup> について提案する。

Fig. 3 に制御系の構成を示す。制御器は、スリップ率  $\lambda$  を用いて運転者の指示する運転指令  $T^*$  をモータトルク  $T$  へ変換する。これによって、一定としていた

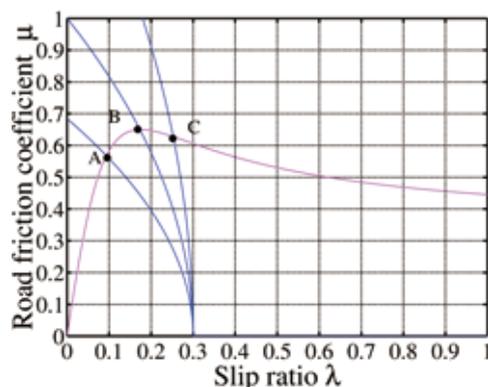
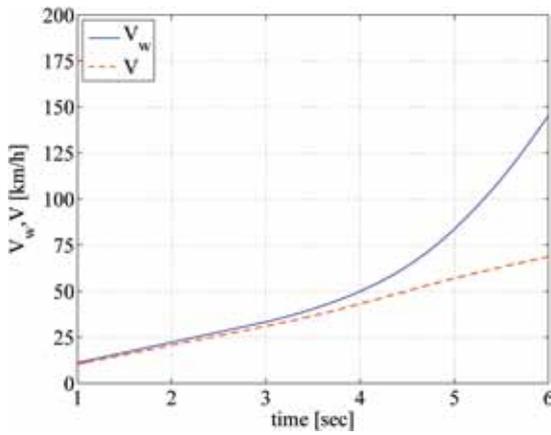
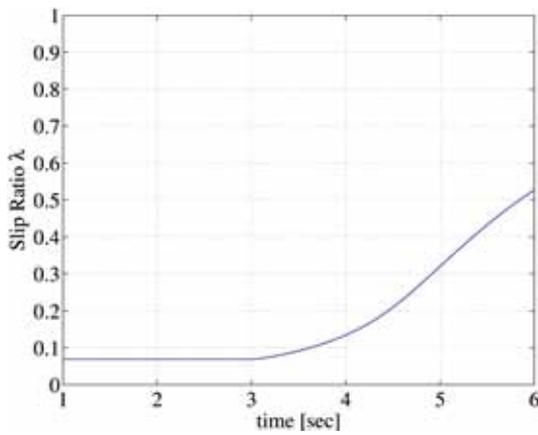


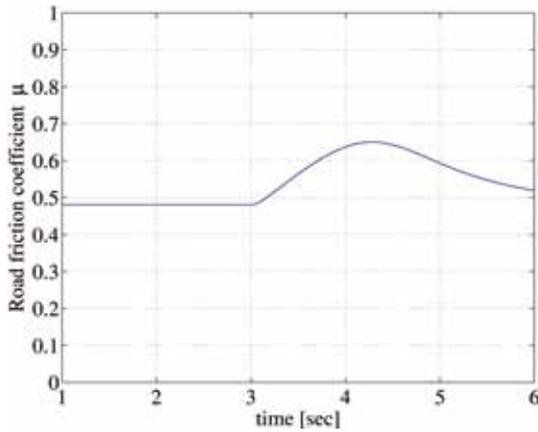
Fig. 4. Modified equilibrium slip ratio curves  $\mu^*(T^*, \lambda)$  under proposed method.



(a) Wheel and vehicle speeds.



(b) Slip ratio.

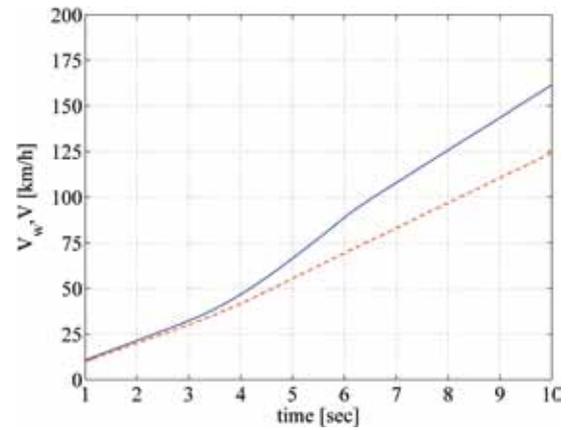


(c) Road friction coefficient.

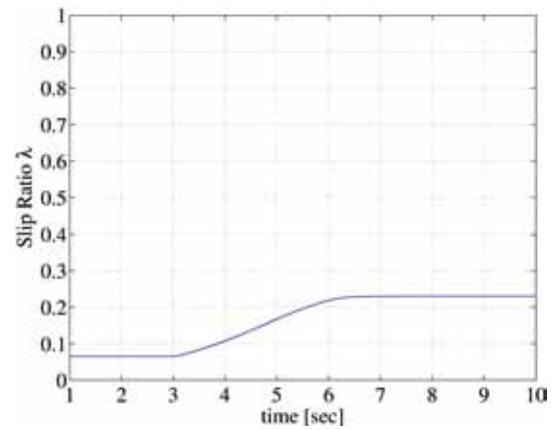
Fig. 5. Simulation results when  $T^*$  varies without control.

(7) 式の  $T$  を  $\lambda$  に応じて変化させ、平衡スリップ率曲線を変化させる。

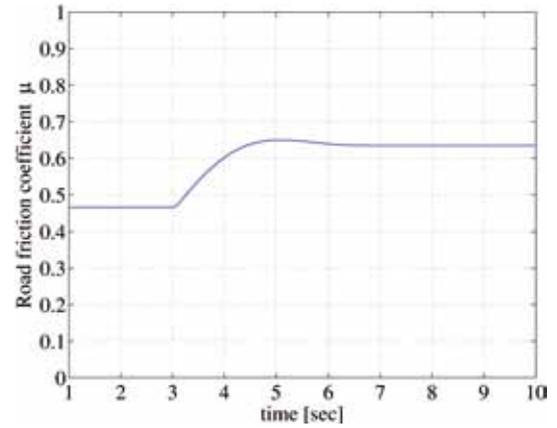
この際の変形のさせ方、すなわち制御則は、動作点がどのような  $T^*$  に対しても唯一点で傾き差が十分大きくするようにするだけでよい。すなわち、変形され



(a) Wheel and vehicle speeds.



(b) Slip ratio.



(c) Road friction coefficient.

Fig. 6. Simulation results when  $T^*$  varies under proposed control method.

た平衡スリップ率曲線を  $\mu^*(T^*, \lambda)$  とし、この傾きを  $\frac{d}{d\lambda}\mu^*(T^*, \lambda)$ 、路面摩擦関数  $\mu(\lambda)$  の傾きを  $\frac{d}{d\lambda}\mu(\lambda)$  としたとき、

$$\frac{d}{d\lambda}\mu^*(T^*, \lambda) < 0 \quad (9)$$

$$\mu^*(T^*, 0) > \mu(0) \quad (10)$$

$$\frac{d}{d\lambda}\mu^*(T^*, \lambda) \ll \frac{d}{d\lambda}\mu(\lambda) \quad (11)$$

となるようにすればよい。これらを満足する制御関数は無限に考えられる。例えば、 $T = T^* - K\lambda$  のような  $\lambda$  をゲイン  $K$  倍した単純な形が考えられるが、 $T^*$  に応じて  $\lambda$  が上限なく変化してしまう。そこで、加速のよい摩擦係数のピーク付近にスリップ率の上限値  $\lambda_l$  を設け、さらに変形前の平衡スリップ率曲線に近い形状(上に凸)に変形することで、加速性と運転性の維持を目指した以下の制御則を考える。

$$T = \begin{cases} \left( \frac{1 + \frac{M_{tr}}{M} - \lambda}{1 - \lambda} \right) K \sqrt{\lambda_l - \lambda} T^* & : (\lambda_l \geq \lambda) \\ 0 & : (\lambda_l < \lambda) \end{cases} \quad (12)$$

但し、ゲイン  $K$  とスリップ率の上限値  $\lambda_l$  は設計パラメータであり、 $\lambda_l$  は一般的にタイヤ-路面間の摩擦係数がスリップ率 0.05~0.2 付近で最大となることを利用して決定する。(12) 式の項  $\sqrt{\lambda_l - \lambda}$  により、スリップ率はその上限値  $\lambda_l$  に近づくにつれてトルク  $T$  が減少し、その結果スリップを抑制する。さらに上限値を超えるとトルクは 0 となることから、スリップ率はその上限値以下に抑制されることとなる。

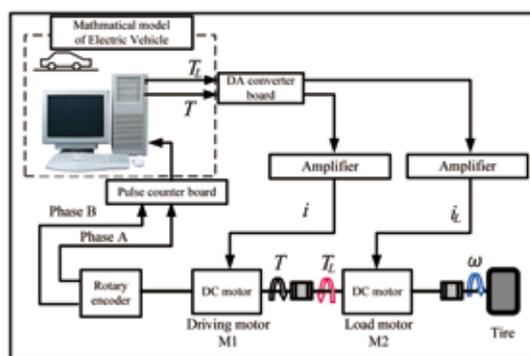
### 3.2 提案手法による平衡スリップ率曲線の変化

(12) 式を用いた場合、 $\lambda_l \geq \lambda$  での平衡スリップ率曲線は

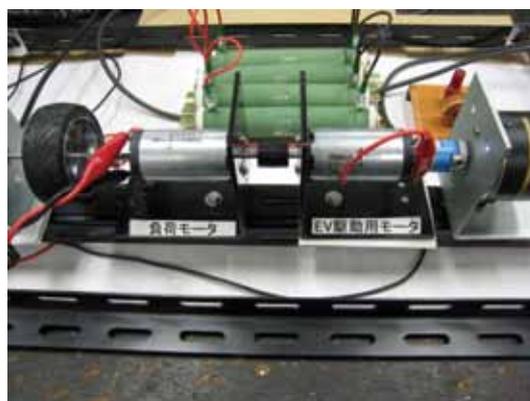
$$\mu^*(T^*, \lambda) = K \cdot \frac{1}{r \cdot N} \sqrt{\lambda_l - \lambda} \cdot T^* \quad (13)$$

と変形される。(13) 式は、 $\sqrt{\lambda_l - \lambda}$  の項により、 $\lambda_l = \lambda$  で必ず 0 に収束し、 $\lambda_l > \lambda$  において上に凸となる関数である。ゲイン  $K$  は単に  $T^*$  を定数倍するものであり、例えば異なるゲイン  $K_1, K_2$  に対して、 $K_1 T_1^* = K_2 T_2^*$  となるような  $T_1^*, T_2^*$  を与えた場合、全く同一の変形された平衡スリップ率曲線を得る。すなわち、 $\lambda_l$  で 0 に収束する  $\sqrt{\lambda_l - \lambda}$  が本手法の本質であることがわかる。また、非制御時と提案手法を用いた場合での  $T^*$  に対する動作点が大きく異ならないように  $K$  を定めることで、非制御時と制御時の加速感を大きく変化させずにスリップ制御が可能となる。

Fig. 4 に  $\lambda_l = 0.3$  固定とした場合において、例として 3 つの  $T^*$  に対する  $\mu^*(T^*, \lambda)$  を示す。各車両パラ



(a) Control system.



(b) Two motors coupled system.

Fig. 7. Two motors coupled experimental system.

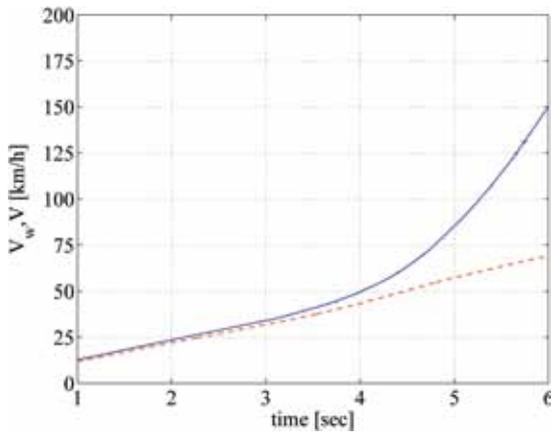
メータ値は、駆動輪の半径  $r$  を除いて実車の 1/50000 スケールを想定した Table 1 に示す値を用いた。また、路面摩擦関数の各値は、ぬれたアスファルト路面を想定した ( $B = 8.00, C = 1.64, D = 0.65, E = -0.10$ ) とした。それぞれ、路面摩擦関数に対して交点 (A, B, C) が唯一点となっており、また路面摩擦関数の傾きと変形された平衡スリップ率曲線の傾きの差が大きくなっている。さらには、 $T^*$  が大きい場合でも、 $\lambda_l$  を適切に設定することにより、路面摩擦関数の最大値付近を有効に利用できていることから、加速性能にも優れた制御となることがわかる。

## 4. 提案手法の有効性の検証

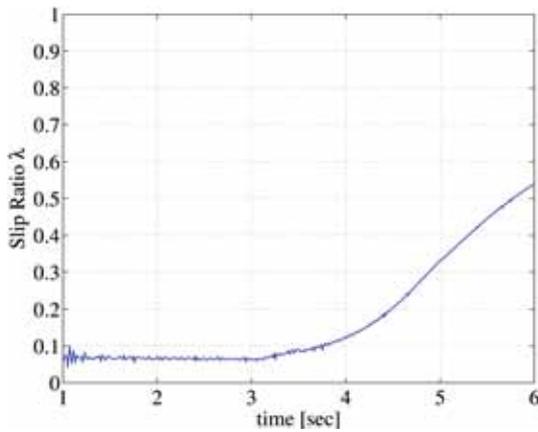
### 4.1 シミュレーション結果

本手法の有効性を確認するため、Matlab Simulink を用いてシミュレーションを行った。車両の各パラメータを Table 1. に示す。なお、トルク制御の遅れとして時定数  $\tau_s = 5$  [ms] の一次遅れ  $\frac{1}{1+\tau_s t}$  を考慮した。

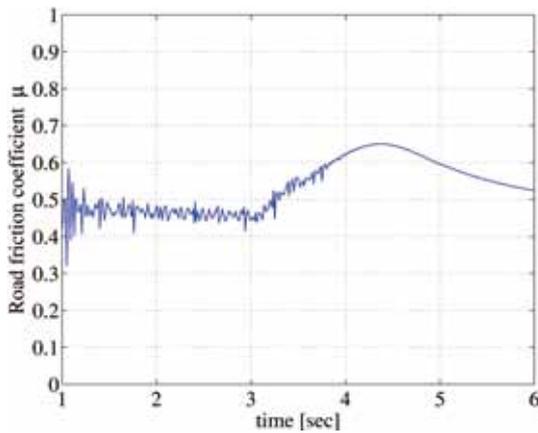
一定トルクで加速中にさらにスロットルを大きく開けて加速する場合を想定し、以下の条件でシミュレー



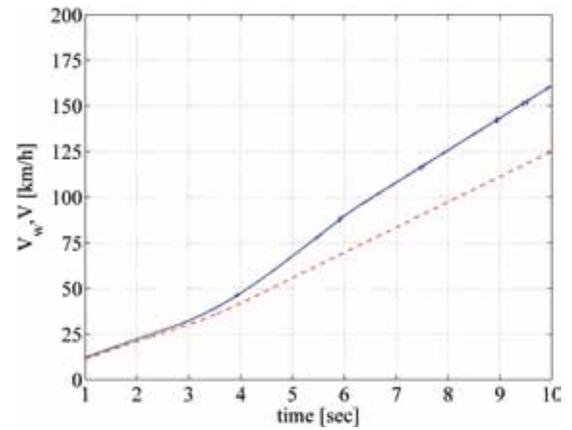
(a) Wheel and vehicle speeds.



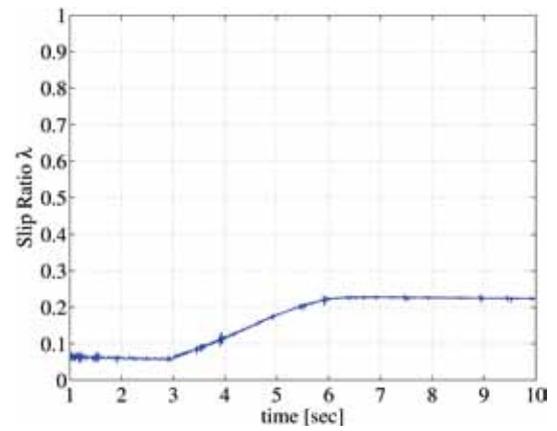
(b) Slip ratio.



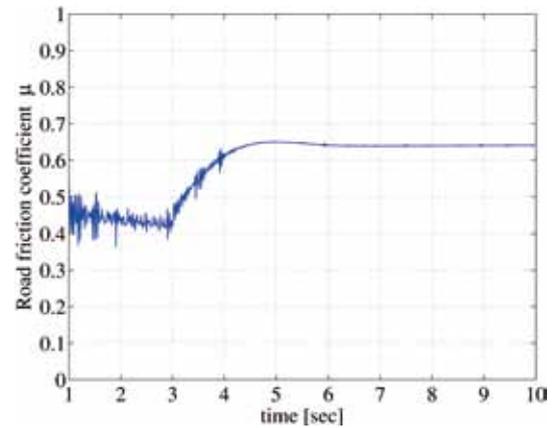
(c) Road friction coefficient.

Fig. 8. Experimental results of coupled motor system when  $T^*$  varies without control.

(a) Wheel and vehicle speeds.



(b) Slip ratio.



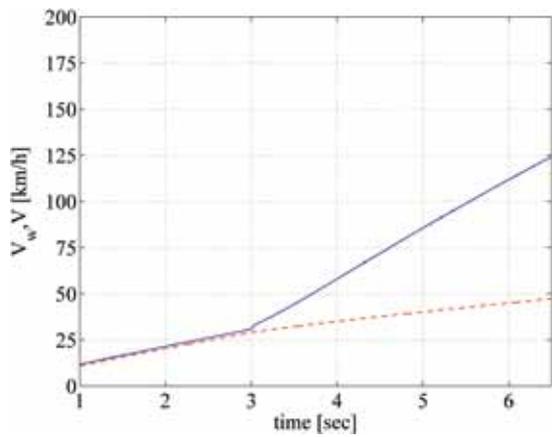
(c) Road friction coefficient.

Fig. 9. Experimental results of coupled motor system when  $T^*$  varies under proposed control method.

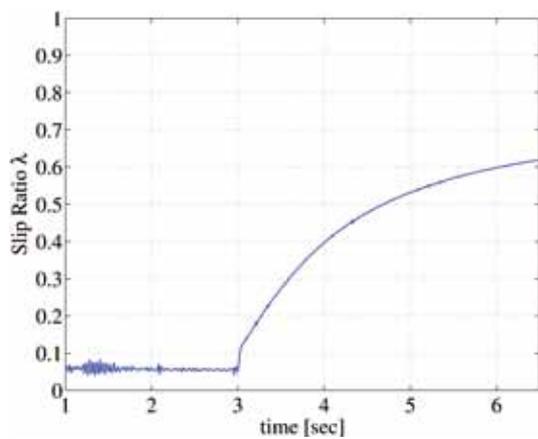
ションを行った。

$$T^* = \begin{cases} 20 & : (0 \leq t < 3) \\ 20 + 10(t - 3) & : (3 \leq t < 6) \\ 50 & : (6 \leq t) \end{cases} \quad (14)$$

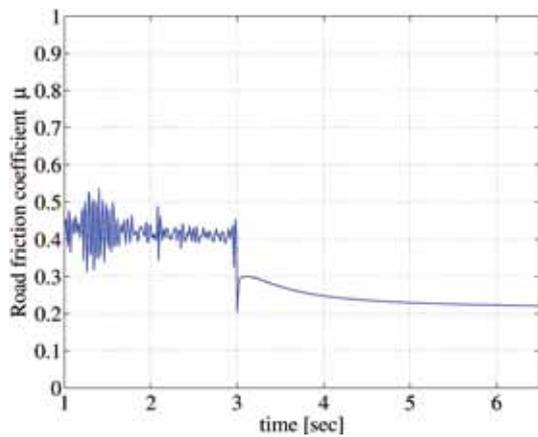
但し、非制御の場合は  $T = T^*$  とした。また  $T$  と  $t$  の単位は、それぞれ [mNm], [s] である。路面は、ぬれたアスファルトを想定している。Fig. 5 に非制御の場合、Fig. 6 に提案手法を用いた場合の結果を示す。非



(a) Wheel and vehicle speeds.



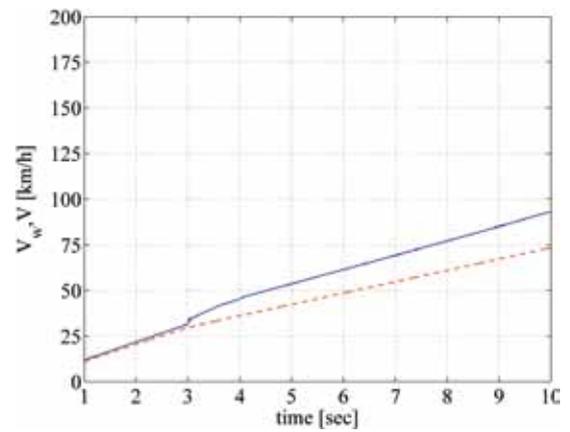
(b) Slip ratio.



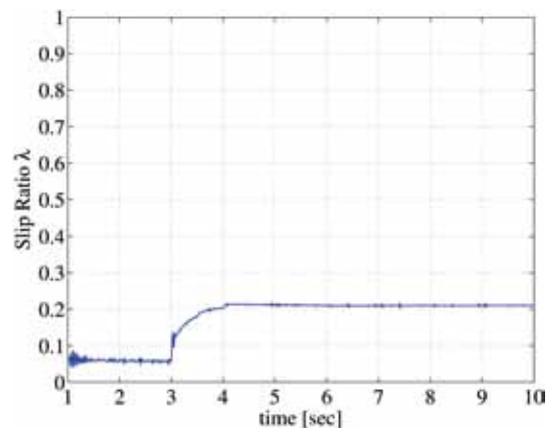
(c) Road friction coefficient.

Fig. 10. Experimental results of coupled motor system when road surface condition changes without control.

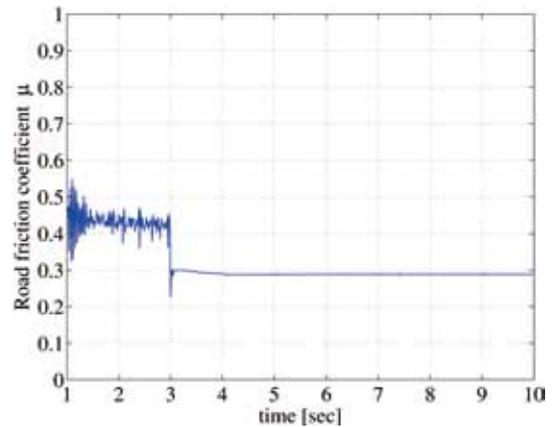
制御の場合では、3[s]以降のトルクの増大により、車輪速度  $V_w$  と車両速度  $V$  の差が大きくなり、スリップ率が大幅に増大しており、スリップ率の跳躍現象が生



(a) Wheel and vehicle speeds.



(b) Slip ratio.



(c) Road friction coefficient.

Fig. 11. Experimental results of coupled motor system when road surface condition changes under proposed control method.

じている。路面摩擦係数は、その最大値 0.65 に達してから減少していることが確認出来る。一方、提案手法を用いた場合では、スリップ率が多少大きくなっているが、その上限値  $\lambda_l = 0.3$  よりも小さなスリップ率に



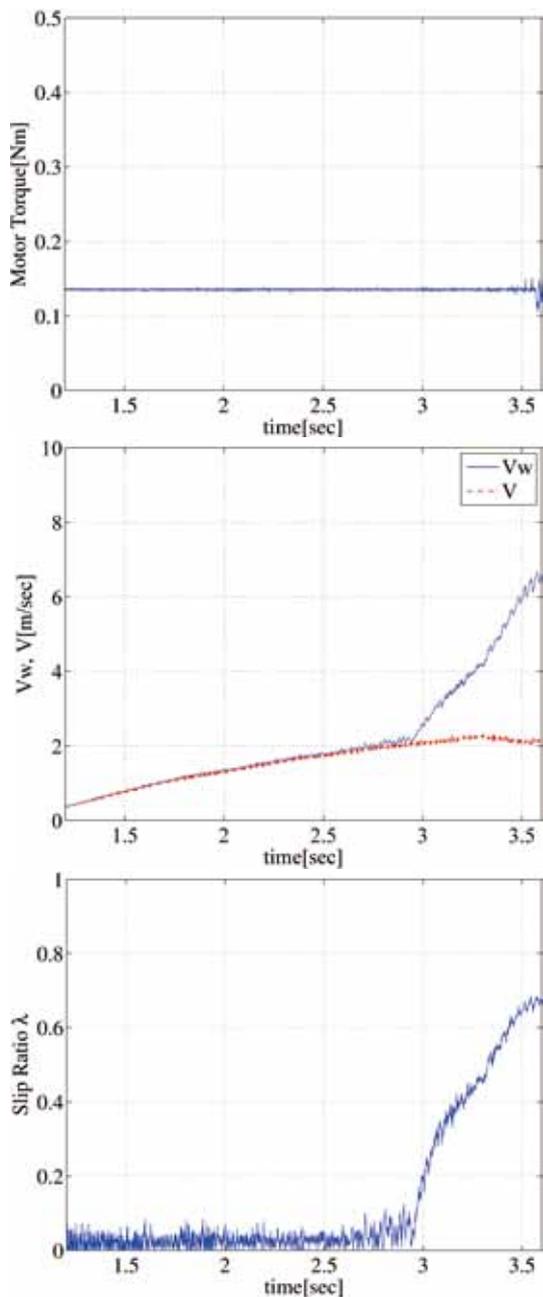


Fig. 13. Experimental results of slip phenomena in miniature EV when road surface changes.

#### 4.3 模擬電動車両による実験

提案手法の有効性をより詳しく実験で検証するため、Fig. 12 に示す模擬電動車両を製作し、スリップ抑制実験を行った。実験装置は、重量 2.17 [kg] の車両を Maxon 社製の DC モータ (A-max 32) を用い、ギア比 3.7 : 1 で減速しトルクを増幅して半径 0.02 [m] の前輪 2 輪を駆動している。駆動輪軸と後輪軸にはそれぞれオムロン社製のロータリーエンコーダ (E6B2-CWZ1X)

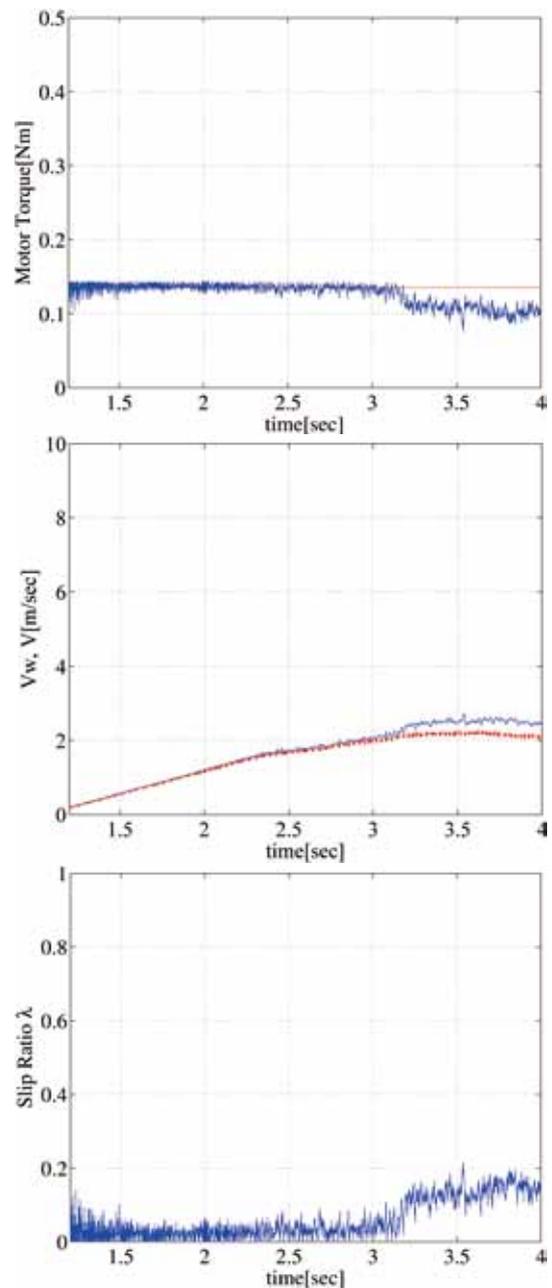


Fig. 14. Experimental results of miniature EV when road surface changes under proposed control method with fixed  $\lambda_l = 0.3$ .

が接続されており、駆動輪と後輪の回転角速度を検出する。Fig. 12(a) に示すように、dSPACE 社製のデジタル制御装置 DS1103 を用いてデータの取得ならびにトルク制御を行っている。スリップ率の上限値を固定の  $\lambda_l = 0.3$  とした。

運転指令  $T^*$  を一定とした走行中に、ビニールの滑りにくい路面から、紙の滑りやすい路面へと変化した

場合のスリップ抑制実験を行った。Fig. 12(c) に実験で用いた路面を示す。スリップ制御を行わず、一定のモータトルクで走行した場合の挙動を Fig. 13 に示す。およそ 2.9 [sec] 付近で滑りやすい路面に進入すると、スリップ率が急増していることがわかる。Fig. 14 は提案制御法を施した場合の結果を示している。約 3.1 [sec] で滑りやすい路面に進入すると、スリップが多少増加しているものの、これに伴いモータトルクが減少することで、スリップ率は上限値以下に抑えられており、提案手法の有効性が確認できる。

以上の結果より、本提案手法はスリップ率の跳躍現象を抑制できるだけでなく、路面摩擦係数の大きなスリップ率に維持することができ、加速性能が優れていることが確認できた。

## 5. おわりに

本論文では、平衡スリップ率曲線を変形することで、スリップ率の上限値以下にスリップを抑制する方法について提案した。本手法の特長は、スリップを抑制するだけでなく、適切なスリップ率上限値の設定により摩擦力の大きい領域を駆動に用いることができる点などがある。提案手法の有効性をシミュレーションと 2 つの実験によって明らかにした。今後は、より実機に近い状態での実験によって、その有効性を検討していく。

## 参考文献

- 1) 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”, 電気論 D, **118-D**, [1], 45–50 (1998).
- 2) 大石潔, 中野建, 宮下一郎, 保川忍, “外乱オブザーバによる接線力係数推定器を用いた電気車のアンチスリップ制御”, 電気論 D, **119-D**, [6], 802–808 (1999).
- 3) 松本久, 守田栄之, “ファジイトラクションコントロール”, 日本機械学会論文集 C 編, **58**, [553], 115–119 (1992).
- 4) 瀬戸圭介, 守田栄之, 高田洋吾, “駆動力頂点探索法による電気モータ駆動車のトラクションコントロール”, 日本機械学会論文集 C 編, **67**, [655], 149–153 (2001).
- 5) 河村篤男, 竹内恵一, 古谷勇真, 曹梅芬, 高岡洋介, 吉本貫太郎, “粘着試験装置を用いた接線力係数の測定とそれに基づく最大接線力制御”, 電気論 D, **123-D**, [8], 885–893 (2003).
- 6) T. A. Johansen, I. Petersen, J. C. Kalkkuhl and J. Lüdemann, “Gain-scheduled wheel slip control in automotive brake systems”, IEEE Transactions on Control Systems Technology, **11**, [6], 799–811 (2003).
- 7) 稲葉雅章, 吉原郁夫, 郭海蛟, 中尾和夫, 阿部健一, “実時間試行に基づくマルチプルコントロールシステムの提案とその ABS への適用”, 電気論 C, **118-C**, [6], 897–908 (1998).
- 8) 笠原美左和, 金井悠樹, 白木綾子, 森泰親, “スライディングモード制御によるハイブリッドブレーキ制御—速度およびスリップ率追従切替制御—”, 電気論 C, **131-C**, [1], 219–226 (2011).
- 9) K. Inoue, K. Fukui, A. Shiogai and T. Kato, “A Novel Control Method of Wheel Slip Phenomena in Electric Vehicles Based on the Number of Equilibrium Points”, The Fourth Power Conversion Conference (PCC), 963–968 (2007).
- 10) 加藤利次, 井上馨, 電動車両の制御装置, 特許第 4686774 号 (2005).
- 11) 酒井秀男, タイヤ工学, (グランプリ出版, 東京, 2001), pp. 172–233.
- 12) 堀内泰, “車両挙動安定化制御システムにおけるタイヤモデルの提案”, 自動車技術会 学術講演会前刷集, [64–98], 5–8 (1998).
- 13) H. B. Pacejka and E. Bakker, “The magic formula tyre model”, Proc. 1st International Colloquium on tyre models for vehicle dynamics analysis, 1–18 (1991).
- 14) 藤井淳, 藤本博志, “車体速検出が不要な電気自動車のスリップ率オブザーバの提案”, 平成 18 年電気学会産業応用部門大会, [2–55], II-503–II-506 (2006).
- 15) 片岡寛暁, 佐渡秀夫, 坂井真一郎, 堀洋一, “ファジイ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”, 電気論 D, **120-D**, [4], 581–586 (2000).