

# 瞬間低 $\mu$ 路での駆動力維持を目的とした 車載モータ搭載電気自動車の前後輪駆動力配分法

前田 健太, 藤本 博志, 堀 洋一 (東京大学) 齋藤 潤, 半田 和功 (三菱自動車工業株式会社)

## Front/rear Driving Force Distribution Method for Retaining Driving Force on Instantaneous Slippery Roads for Electric Vehicle with On-board Motors

\*K. Maeda, H. Fujimoto, Y. Hori (The University of Tokyo)  
J. Saito, K. Handa (Mitsubishi Motors Corporation)

**Abstract**— In this paper, front and rear driving force distribution method for retaining driving force on instantaneous slippery roads, which has been previously proposed by the authors' research group for electric vehicle (EV) with in-wheel motors, is applied to EV with on-board motors. Compared to in-wheel motors, bandwidth of motor-speed control of on-board ones is limited because of the vibration of driving shafts, differential gears and motor mount. Therefore, preview control is proposed as the traction control without using motor-speed feedback. Effectiveness of the proposed method is verified by experiments.

**Key Words:** driving force control, electric vehicle, front and rear driving force distribution, in-vehicle motors, instantaneous slippery road

### 1 はじめに

地球温暖化問題や化石燃料枯渇問題への対策として、電気自動車 (Electric Vehicle : EV) が国内外で大きく注目されている。環境面以外にも、モータを駆動力に利用する EV は既存の内燃機関自動車と比べ、モータのトルク応答はエンジンと比べて 2 桁速く正確である、モータの分散配置によって各輪独立制御可能、モータに生じているトルクが電流値から正確に測定可能などの点で優位性を持つ<sup>1)</sup> これらのような利点を生かして、粘着制御の研究が盛んに発表されている<sup>2, 3)</sup>。

著者らの研究グループも粘着制御の研究に取り組んできており<sup>4, 5, 6, 7)</sup>、その一つとして、インホイールモータを搭載した 4 輪駆動 EV における、駆動力制御法<sup>7)</sup>に基づく前後輪駆動力配分法<sup>8)</sup>を提案した。この駆動力配分法は、所々に残る雪、雨に濡れたマンホールや橋のつなぎ目など、瞬間的に低 $\mu$ 状態になるような路面において総駆動力を維持することを目的としている。前後輪どちらかが低 $\mu$ 路に乗って駆動力が減少した際、粘着している車輪に駆動力低下量を補うことで、総駆動力の減少を抑圧する。その結果、ドライバは瞬間的に低 $\mu$ 路の存在に気づかず、高 $\mu$ 路と同じ運転感覚で運転できる。しかしながら、現状で市販されている EV は、既存の内燃機関自動車の技術を適用できる車載モータとデファレンシャルギヤを搭載するタイプが主流であり、今後も大きなシェアを占めていくと考えられる。インホイールモータ搭載 EV と比較すると、このような車両はデファレンシャルギヤ、ドライブシャフト、モータマウントが振動を起こしやすく、制御においてフィードバックの帯域を下げさせる。したがって、インホイールモータ搭載 EV に対して提案した制御法がそのまま車載モータ搭載 EV にも適用できるとは限らず、文献<sup>8)</sup>で提案した前後輪駆動力配分法も車載モータ搭載 EV への適用を検討する必要がある。

そこで本稿では、前後輪に車載モータとデファレン

シャルギヤを搭載した前後輪独立駆動 EV に対し、前後輪駆動力配分法の適用を検討する。文献<sup>8)</sup>で提案した配分法では、フィードバックのみで構成された駆動力制御法に対し、駆動力指令値への応答速度向上を目的としてフィードフォワードを付加している。本稿のようにフィードバックの帯域が上がらない車両ではフィードバックによる粘着効果は低減されるものの、フィードフォワードの効果により駆動力配分はインホイールモータ搭載 EV と同等の性能で行える。有効性をシミュレーションおよび実験により示す。

なお、本稿で用いた実験車両は特に後輪の制御帯域が上がらず、速度フィードバックによる粘着制御が困難である。そこで本稿では、後輪に対しては駆動力指令値の上限値生成により粘着効果を持たせる手法として予見制御の導入も行っている。駆動力制御法における操作量の値によって低 $\mu$ 路の存在を検知できることから、前輪が低 $\mu$ 路に乗ったときの駆動力を後輪が出せる最大駆動力と見なし、後輪の駆動力指令値を予見的に引き下げることで、速度制御を用いずに粘着効果を生み出せる。本制御法の有効性についてもシミュレーション、実験で確認する。

### 2 実験車両と車両モデル

#### 2.1 実験車両

本節では実験車両について述べる。本稿では、実験車両として三菱自動車工業株式会社が開発した SUV 型プラグインハイブリッド自動車を使用した。実験車両の写真を図 1 に示す。この車両は前後輪にモータとデファレンシャルギヤが搭載されており、前後輪独立駆動可能である。また、加速度センサにより加速度が取得可能である。

#### 2.2 車両の運動方程式

本節では車両において成立する運動方程式について述べる。各パラメータの定義は表 1 の通りである。



Fig. 1: 実験車両

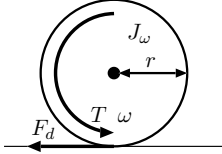


Fig. 2: 車輪の回転運動

各輪の回転運動に関する運動方程式，車両の運動方程式は，走行抵抗を無視するとそれぞれ図 2，図 3 より次式のように表される。

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

$$\begin{aligned} m \dot{V} &= F_{dfl} + F_{dfr} + F_{drl} + F_{drr} \\ &= F_{df} + F_{dr} \end{aligned} \quad (2)$$

ここで  $F_{df}$ ,  $F_{dr}$  はそれぞれ前後輪の合計駆動力であり， $F_{df} = F_{dfl} + F_{dfr}$ ,  $F_{dr} = F_{drl} + F_{drr}$  である。

デファレンシャルギアおよびドライブシャフトを剛体と仮定すると，モータ軸とドライブシャフトまでのギア比をまとめて  $g_{ir}$  とおけば，前後輪のモータ軸周りの回転運動方程式は次式のように表される<sup>9)</sup>。

$$\begin{aligned} J_i \dot{\omega}_{mi} &= T_{mi} - r g_{ir,i} (F_{dil} + F_{dir}) \\ &= T_{mi} - r g_{iri} F_{di} \end{aligned} \quad (3)$$

ここで  $F_{dil}$ ,  $F_{dir}$  は前後輪それぞれについて左輪，右輪の駆動力を表す。また，モータ速度  $\omega_{mi}$  と各車輪速  $\omega_{ij}$  の関係は以下のようにおける。

$$\omega_{mi} = \frac{1}{g_{iri}} \left( \frac{\omega_{il} + \omega_{ir}}{2} \right) \quad (4)$$

駆動および制動時には車輪速  $V_{\omega_{ij}} = r \omega_{ij}$  と車体速  $V$  の間に差が生じているため，スリップ率  $\lambda$  が次式で定義される。

$$\lambda_{ij} = \frac{V_{\omega_{ij}} - V}{\max(V_{\omega_{ij}}, V, \epsilon)} \quad (5)$$

ここで  $\epsilon$  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  $F_d$  およびドライビングステイフネス  $D_s$  は，タイヤのスリップ率  $\lambda$ ，垂直抗力  $N$  および摩擦係数  $\mu$  より (6)，(7) 式で得られる。

$$F_{dij} = \mu_{ij} N_{ij} \quad (6)$$

$$D_{sij} = \left. \frac{dF_{dij}}{d\lambda_{ij}} \right|_{\lambda_{ij}=0} \quad (7)$$

Table 1: 各変数の定義

$J_{\omega}$	タイヤのイナーシャ	
$J$	モータ軸周り換算の合計イナーシャ	
$F_d$	接地面でタイヤに働く駆動力	
$g_{ir}$	モータ軸と車軸のギア比	
$T$	タイヤの車軸にかかるトルク	
$T_m$	モータトルク	$r$ タイヤの半径
$\omega$	タイヤの角速度	$\omega_m$ モータの角速度
$m$	車両重量	$V$ 車両速度
$N$	垂直抗力	$\mu$ 摩擦係数
$i$	$f, r$ (前後)	$j$ $l, r$ (左右)

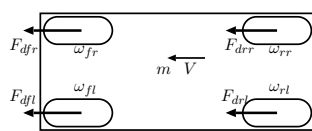


Fig. 3: 車両の並進運動

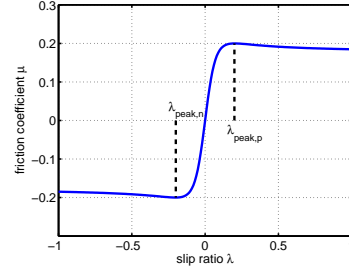


Fig. 4:  $\mu$ - $\lambda$  曲線の例

$\mu$  と  $\lambda$  の関係は路面状況によって変化するが，図 4 で示すような関係があることが知られている<sup>10)</sup>。 $\mu$  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， $\lambda_{\text{peak,n}} \leq \lambda \leq \lambda_{\text{peak,p}}$  の領域では  $\mu$  は  $\lambda$  の単調増加関数となり，それ以外の領域では単調減少する。

### 3 駆動力制御法

#### 3.1 駆動力制御法

本節では，著者らの研究グループが新たな粘着制御として提案した駆動力制御法について述べる<sup>8, 9)</sup>。駆動力制御法のブロック図を図 5 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モータ角速度ループが存在する。

(5) 式より，スリップ率  $\lambda$  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次式で定義される操作量  $y$  を使用する。

$$y = \frac{V_{\omega}}{V} - 1 \quad (8)$$

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  $\lambda$  の関係は以下ようになる。

$$y = \frac{\lambda}{1 - \lambda} \quad (9)$$

すなわち， $\lambda = 0$  近傍では  $y$  は  $\lambda$  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。

(4) 式において左右輪の速度が等しいと仮定すれば，モータ角速度はギア比で除した車輪速に等しい。この仮定において，(4)，(8) 式よりモータ角速度制御の指令値  $\omega_m^*$  は (10) 式で表される。

$$\omega_m^* = (1 + y) g_{ir} \frac{V}{r} \quad (10)$$

このことから、停車時 ( $V = 0$ ) は  $y$  を 0 以上の値にしても常に  $\omega_m^* = 0$  となって発進することができない。そこで、 $V$  がある値  $\sigma$  より小さい領域では (11) 式のように指令値を変更することで、常に  $\omega_m^* = 0$  となるのを防ぐ。

$$\begin{cases} \omega_m^* = \frac{g_{ir}}{r}(V + y\sigma) & (V < \sigma) \\ \omega_m^* = \frac{g_{ir}}{r}(V + yV) & (V \geq \sigma) \end{cases} \quad (11)$$

(7) 式より、 $|\lambda|$  が十分小さい領域では  $F_d = D_s \lambda$  とおける。また、 $y \simeq \lambda$  が成立すると仮定すると、 $y$  から  $F_d$  へは下式のように 0 次となる。

$$F_d = D_s \lambda \simeq D_s y \quad (12)$$

よって、駆動力制御コントローラは I 制御とし、初期値は非駆動状態を想定して  $y_0 = 0$  とする。 $K_I$  は積分器のゲインである。積分器に積分値の上限  $y_{\max}$  と下限  $y_{\min}$  を設けることより、 $\mu$  が  $\lambda$  の単調増加関数となる領域にスリップ率を制限することができ、粘着効果を生み出すことができる。

### 3.2 フィードフォワード

本節では駆動力制御法に付加されたフィードフォワードについて述べる<sup>8)</sup>。駆動力指令値から  $rg_{ir}$  倍のゲインがかかってモータトルク指令値に加わっている部分がフィードフォワードである。左右の車輪がどちらも粘着していれば、(3) 式において  $J_i \dot{\omega}_{mi}$  は十分小さく、 $T_{mi} \simeq rg_{iri} F_{di}$  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、タイヤの慣性による誤差を駆動力フィードバックが補償する形となっている。また、低  $\mu$  路にさしかかった際はフィードバックが機能し、粘着効果を生み出す。

### 3.3 駆動力オブザーバ

本節では駆動力制御法および駆動力配分法に用いる駆動力オブザーバについて述べる<sup>9)</sup>。(3) 式より、モータ角速度  $\omega_m$ 、モータトルク  $T_m$  を検出できれば図 6 に示すように駆動力オブザーバを構成することで、前後輪の合計駆動力  $\hat{F}_{df}$ 、 $\hat{F}_{dr}$  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  $T_m^*$  を推定に利用する。

## 4 前後輪駆動力制御法

### 4.1 前後輪駆動力配分法

本節では、前後輪駆動力配分法について述べる<sup>8)</sup>。この配分法は、加速中に前輪が低  $\mu$  路にさしかかって駆動力が飽和した際、車両全体としての総駆動力が維持されるよう、まだ高  $\mu$  路に乗っている後輪にただちに駆動力の不足分を配分することを目的とする。

図 5 に示す駆動力制御法のブロック図において、 $F_{adj}$  が駆動力配分量を示す。ここで前輪への駆動力配分量を  $F_{adjf}$ 、後輪への駆動力配分量を  $F_{adjr}$  と定義する。 $F_{adjf}$ 、 $F_{adjr}$  はそれぞれ後輪、前輪の駆動力指令値に対する駆動力推定値との差であり、(13)、(14) 式のよ

うに表せる。

$$F_{adjf} = \zeta_f(y_f, y_r) \cdot [F_{dr}^* - \hat{F}_{dr}] \quad (13)$$

$$F_{adjr} = \zeta_r(y_f, y_r) \cdot [F_{df}^* - \hat{F}_{df}] \quad (14)$$

ここで  $F_{df}^*$ 、 $F_{dr}^*$  はそれぞれ配分を行う前の前後輪の合計駆動力指令値である。また、 $\zeta_f(y_f, y_r)$ 、 $\zeta_r(y_f, y_r)$  はそれぞれ前後輪への駆動力配分量を決める 0 以上 1 以下の係数であり、前後輪の操作量  $y_f$ 、 $y_r$  の関数とする。

$\zeta_f$ 、 $\zeta_r$  の決定マップを図 7 に示す。操作量  $y$  はスリップ率指令値と等価であり、 $y$  が上限値に当たっているとき、そのタイヤは駆動力が飽和するような路面に乗っていると考えられる。そこで、 $y$  が飽和しているタイヤから、 $y$  が飽和していないタイヤへ駆動力不足量を配分する。その際、 $y$  が上限の 75% を超えた時点から徐々に配分量を増やすことで配分がステップ状に行われるのを防ぐ。また、 $y_f$ 、 $y_r$  がどちらも高い場合は前後輪とも低  $\mu$  路に乗っていると判断し、 $\zeta_f$ 、 $\zeta_r$  をともに 0 とすることで前後輪駆動力配分を停止する。

### 4.2 予見制御

本節では、後輪に対して指令値の制限のみで粘着効果を持たせる制御法として、本稿で導入する予見制御について述べる。

駆動力制御法の利点として、タイヤが低  $\mu$  路に乗ったことが操作量  $y$  から判定できることが挙げられ、前節で述べた前後輪駆動力配分法もこの利点を活用したものである。前輪の操作量  $y$  が上限値に達した瞬間の前輪駆動力推定値  $\hat{F}_{df}$  より、その路面の最大摩擦係数  $\mu_{\text{peak}}$  は (15) 式のようにおける。

$$\mu_{\text{peak}} = \frac{\hat{F}_{df}}{N_f} \quad (15)$$

ここで  $N_f$ 、 $N_r$  はそれぞれ静止時の前後輪の荷重を表す。その路面において、後輪の  $\mu_{\text{peak}}$  も同じ値であると仮定すれば、後輪がその路面において発生させられる最大駆動力  $F_{dr, \max}$  は (16) 式のようにおける。

$$F_{dr, \max} = \mu_{\text{peak}} N_r = \frac{N_r}{N_f} \hat{F}_{df} \quad (16)$$

そこで、前輪の駆動力の飽和を  $y_f$  により判定し、後輪が同じ路面に乗った際には (16) 式で表される上限値を後輪駆動力指令値に対して設けることで、後輪の粘着効果を生み出す。なお、ここでは簡単のため加減速時の荷重変動を無視した。加速時は後輪に荷重が変動し、発生可能な駆動力が静止時より大きくなるため、荷重変動考慮時と比べてより効果的な粘着効果を発揮すると考えられる。

ホイールベース  $l$  の車両が車体速  $V$  で走行するとき、前輪が低  $\mu$  路に乗ってから後輪が低  $\mu$  路に乗るまでの時間は  $\frac{l}{V}$  秒である。すなわち、前輪が  $\frac{l}{V}$  秒前に乗った路面が、現在後輪が乗っている路面とみなすことができる。また、 $\frac{l}{V}$  秒前の  $y_f$  が上限値に達していれば、現在後輪が乗っている路面は駆動力が飽和するような低  $\mu$  路と考えることができる。そこで、 $\hat{F}_{df}$ 、 $y_f$  につ

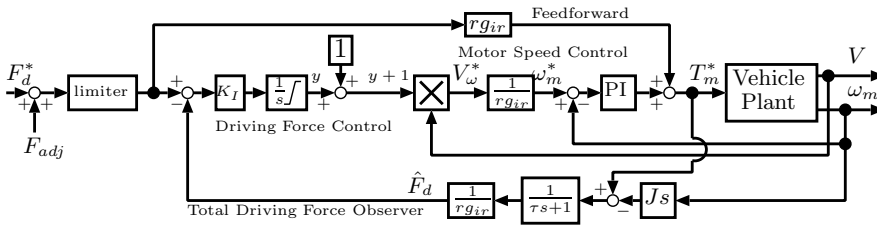


Fig. 5: 駆動力制御のブロック図

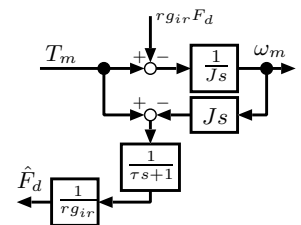


Fig. 6: 駆動力オブザーバ

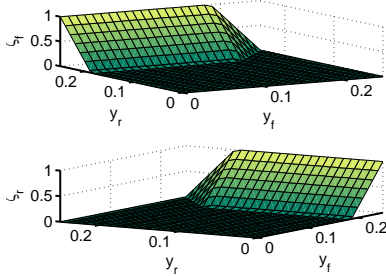


Fig. 7:  $\zeta_f, \zeta_r$  決定マップ

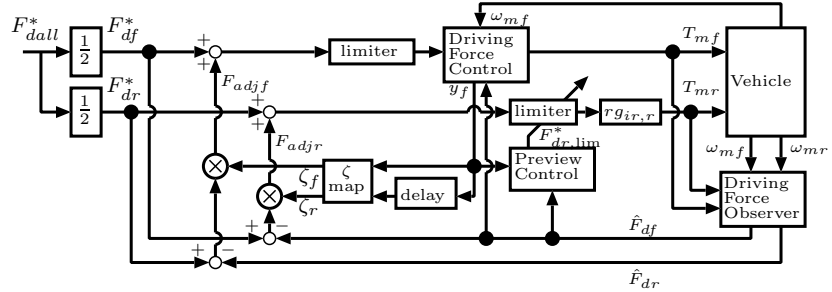


Fig. 8: 制御系全体のブロック図

Table 2: 各変数の値

総駆動力指令値 $F_{dall}^*$	5000 [N]
駆動力制御の積分器ゲイン $K_I$	0.003
操作量 $y$ の上限 $y_{max}$ , 下限 $y_{min}$	0.25, -0.2
発進時の車速代替値 $\sigma$	0.5 [m/s]
駆動力オブザーバ定時数 $\tau$	40 [ms]
前輪モータ角速度制御の極	-2 [rad/s]

いて  $\frac{1}{V}$  秒前のデータをそれぞれ  $\hat{F}_{df,past}$ ,  $y_{f,past}$  と定義すると、 $y_{f,past} = y_{max}$  となった時には後輪駆動力指令値の上限値  $F_{dr,lim}^*$  を以下のように決定する。

$$F_{dr,lim}^* = \frac{N_r}{N_f} \hat{F}_{df,past} \quad (17)$$

このように前輪の駆動力情報から後輪の駆動力指令リミッタを生成することで、後輪は駆動力制御法を適用せずに粘着効果を得ることができる。

#### 4.3 予見制御を考慮した前後輪駆動力配分法

前輪の駆動力制御、前後輪駆動力配分法、後輪の予見制御を含んだ制御系全体のブロック図を図8に示す。4.1章で説明した前後輪駆動力配分法は、前後輪とも駆動力制御法の操作量  $y$  を使用するが、本稿の場合には後輪の操作量  $y_r$  の情報が使用不可能である。そこで、 $y_r$  の代わりに  $y_{f,past}$  を  $\zeta_f, \zeta_r$  の引数とする。図8において、 $\zeta$  決定マップの前にある“delay”が  $\frac{1}{V}$  秒の時間遅れにあたり、伝達関数で示すと  $e^{-\frac{1}{V}s}$  となる。これにより、 $y_{f,past} = y_{max}$  となった場合には予見制御が機能すると同時に後輪から前輪へ駆動力が配分されることになる。また、ホイールベースより長い低  $\mu$  路では  $y_{f,past} = y_f = y_{max}$  となり、配分は行われない。

## 5 シミュレーション

### 5.1 シミュレーション条件

本章では、駆動力制御法、前後輪駆動力配分法、予見制御の有効性をシミュレーションにより示す。

発進点から 2.0 [m] 前方に、実験車両のホイールベースより短い長さ 1.8 [m],  $\mu = 0.2$  の低  $\mu$  路を設定した。そして総駆動力指令値を時定数 0.4[s] のローパスフィルタを介して与え、発進させた。インナーのモータ角速度制御のPIコントローラは(3)式において駆動力  $F_{di}$  の項を無視したプラント  $\frac{1}{J_i s}$  に対して極配置法により決定した。その他のパラメータ値は表2に示す。なお、車両シミュレータには坂井氏の車両挙動シミュレーションプログラム 2D-Vehicle ver 1.0<sup>11)</sup> を用いた。

### 5.2 シミュレーション結果

シミュレーション結果を図9, 図10, 図11に示す。ここでは制御無し、駆動力制御法と予見制御のみを適用した場合、前後輪駆動力配分法も適用した場合の3通りで比較する。なお、制御無しの試験では駆動力指令値を  $rg_{irf}, rg_{irr}$  倍した値を前後輪モータトルク指令値として与えた。結果はいずれも、1.5–2.0 [s] で前輪が、2.2–2.5 [s] で後輪が低  $\mu$  路に乗っている。

各結果について、まず左前後輪の車輪速を比較すると、図9(a)に示す制御無しの場合では前輪、後輪の順に低  $\mu$  路に乗って車輪が空転している。それに対し、駆動力制御および予見制御を適用した図10(a), 図11(a)では、前輪は制御無しに比べて空転が減少、後輪は空転せず、粘着効果を発揮している。次に前後輪の駆動力、総駆動力、加速度に着目すると、図9(b), 図9(c), 図9(d)に示す制御無しの場合、および図10(b), 図10(c), 図10(d)に示す前後輪駆動力配分無しの場合では、前輪、後輪の順に低  $\mu$  路に乗り、総駆動力および加速度が減少している。それらに対して前後輪駆動力配分法を適用した図11(b), 図11(c), 図11(d)では、前後輪が互いに駆動力を補い合っており、総駆動力、加速度の減少が抑圧されている。なお、後輪が低  $\mu$  路に乗った際に総駆動力が指令値に対して若干減少しているのは、前輪モータがトルクリミッタに当たっているのが原因である。



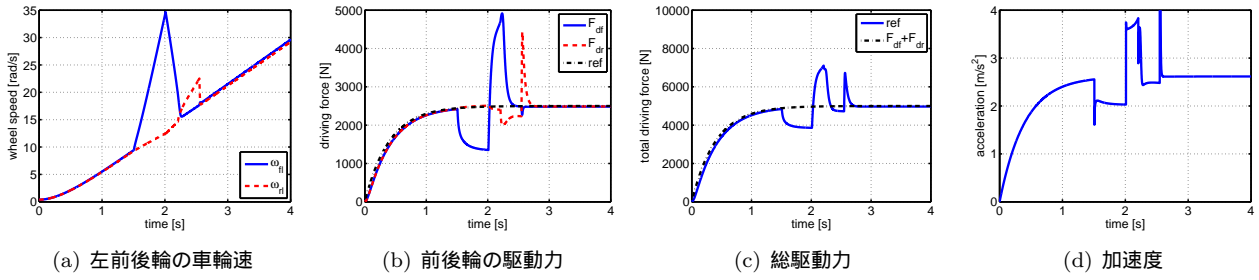


Fig. 9: シミュレーション結果：制御無し

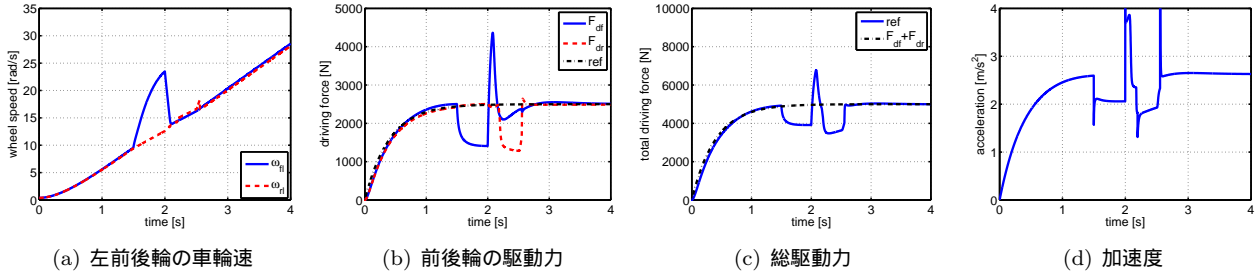


Fig. 10: シミュレーション結果：駆動力制御法, 予見制御 (前後輪駆動力配分無し)

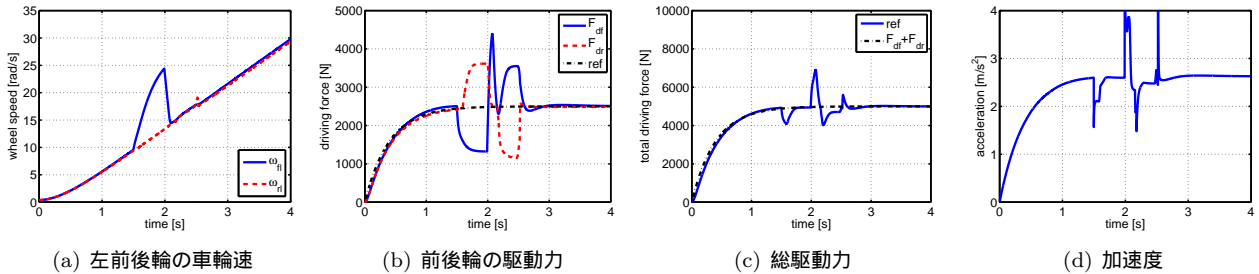


Fig. 11: シミュレーション結果：駆動力制御法, 予見制御 (前後輪駆動力配分あり)

## 6 実験

### 6.1 実験条件

本章では、シミュレーションと同様の条件で行った実験結果を示す。瞬間低 $\mu$ 路を実現するために使用した高分子シートは、水をかけることで $\mu_{peak} = 0.2$ 程度の低 $\mu$ 路を実現する。本実験では、実験車両のホイールベースより短い長さ1.8 [m]のシートを、発進点から2 [m]前方に、左右輪が同時にシート上を通過するように設置した。車体速は車輪速および加速度から計算される推定車体速を利用した。その他の実験条件および各パラメータはシミュレーションと同様である。

なお、高分子シート上で確実に空転させるため、比較的大きな駆動力指令値を与えている。急峻で強いモータトルクはドライブシャフト、モータマウントの振動を誘発し、駆動力推定値に過大な振動が生じてしまう。そこで実験では、 $F_{adjf}$ ,  $F_{adjr}$  に対して時定数40 [ms]のローパスフィルタをかけた上で駆動力配分を行うこととした。また、この振動抑圧については今後の課題とし、本稿では駆動力推定値および加速度について、FIRフィルタ $\{(z+2+z^{-1})/4\}^{20}$ をオフラインで適用した<sup>12)</sup>。

### 6.2 実験結果

実験結果を図12, 図13, 図14に示す。ここではシミュレーションと同じく3通りの場合で比較している。

前後輪が低 $\mu$ 路に乗るタイミングもシミュレーションと同じである。

左前後輪の車輪速は、制御無しである図12(a)と駆動力制御、予見制御を適用した図13(a), 図14(a)を比較することで駆動力制御および予見制御による粘着効果を見ることができる。また、駆動力、総駆動力に着目すると、図12(b), 図12(c)に示す制御無しの結果、および図13(b), 図13(c)に示す前後輪駆動力配分無しの結果では、前輪、後輪がそれぞれ低 $\mu$ 路に乗った際に駆動力の減少が見られる。それらに対して提案法では、図14(b), 図14(c)より前後輪が互いに駆動力を補い合い、総駆動力の減少が抑圧されている。このことは、総駆動力指令値と総駆動力誤差を表す図12(d), 図13(d), 図14(d)において、前後輪駆動力配分法を行った場合に総駆動力の誤差が前輪の再粘着時を除いてほぼ $\pm 500$  [N]以内に収まっていることから分かる。

加速度に着目すると、図12(e)に示す制御なしの場合ではタイヤの再粘着による過大な加速度が生じている。また、前後輪駆動力配分を行わない図13(e)と比べ、配分を行っている図14(e)では、前輪が低 $\mu$ 路に乗った際の加速度が全体的に高くなっており、後輪が低 $\mu$ 路に乗った際には加速度が定常値になるまでの回復が早くなっている。

なお、制御無し、従来法、提案法全ての場合に、前輪が低 $\mu$ 路に乗った際の前輪駆動力が一定とならずに

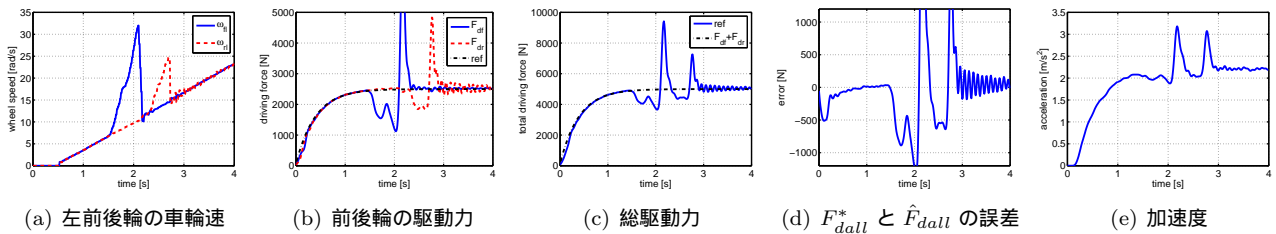


Fig. 12: 実験結果：制御無し

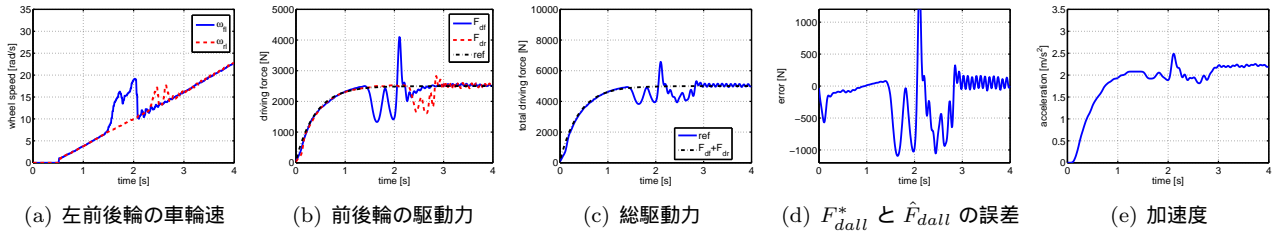


Fig. 13: 実験結果：駆動力制御法，予見制御（前後輪駆動力配分無し）

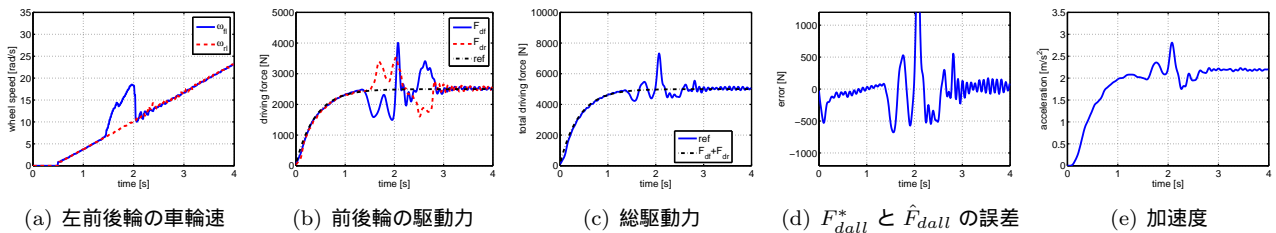


Fig. 14: 実験結果：駆動力制御法，予見制御（前後輪駆動力配分あり）

変動しているが、これは高分子シートの湿潤状態にはらつきがあり、場所によって  $\mu$  値が変化したことが原因と考えられる。

## 7 まとめ

本稿では、瞬間低  $\mu$  路での総駆動力維持を目的とした前後輪駆動力配分法を、車載モータとデファレンシャルギアを搭載した前後輪独立駆動可能電気自動車に適用した。同時に、速度フィードバックを用いない粘着制御として予見制御を導入し、その有効性をシミュレーションおよび実験で示した。今回のようにフィードバックの帯域が上がらない車両であっても、後輪は予見制御によって粘着効果を生み出すことができる。また、前後輪駆動力配分法により総駆動力の減少を抑圧できることから、ドライバは瞬間低  $\mu$  路の存在に気づかず、高  $\mu$  路と同じ感覚で運転できると考えられる。

今後の課題としては、デファレンシャルギア・ドライブシャフトの振動抑制、車輪速制御の帯域向上による前輪の粘着効果向上、今回は検討しなかった制動時、旋回時およびスプリット  $\mu$  路への対応が挙げられる。

## 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. on Industrial Electronics, Vol.51, No.5, 954/962 (2004)
- 2) 小竹元基, 大島紀明, 永井正夫, 駆動性向上を目指した超小型電気自動車の車輪速度制御, 日本機械学会論文誌 C 編, Vol.70, No.694, 1680/1686 (2004)
- 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) 藤井淳, 藤本博志, 走行抵抗を考慮した車体速検出不要の電気自動車のスリップ率推定法とその制御, 第7回計測自動制御学会制御部門大会, 84-1-3 (2007)
- 5) 狩野岳史, 藤本博志, ドライビングステイフネス同定を用いた電気自動車のスリップ率制御に基づくヨーレート制御, 第8回計測自動制御学会制御部門大会, 64-1-4 (2008)
- 6) D.Yin, S.Oh, Y.Hori, A Novel Traction Control for EV Based on Maximum Transmissible Torque Estimation, IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol.56, No.6, 2086/2094 (2009)
- 7) 藤本博志, 吉村雅貴, 電気自動車におけるスリップ率制御に基づく駆動力制御法, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.3-11, 11/14 (2011)
- 8) 前田健太, 藤本博志, 堀洋一, 瞬間低  $\mu$  路での駆動力維持を目的としたインホイールモータ搭載電気自動車の前後輪駆動力配分法, 日本機械学会第20回交通・物流部門大会講演論文集, 171/174 (2011)
- 9) 吉村雅貴, 藤本博志, 車載モータとデファレンシャルギアを搭載した電気自動車におけるスリップ率制御に基づく駆動力制御法, 電気学会産業計測制御研究会, IIC-11-137, 19/24 (2011)
- 10) H.B.Pacejka, E.Bakker, The magic formula tyre model, Tyre models for vehicle dynamic analysis: proceedings of the 1st International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis, held in Delft, The Netherlands (1991)
- 11) S.Sakai, 2D-Tire Model ver 1.0, <http://sakai.nml.isas.ac.jp/index-j.html> (2000)
- 12) M.Tomizuka, Zero phase error tracking algorithm for digital control, Trans. ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol.109, 65/68 (1987)