Running Stabilization Control of Electric Vehicle Based on Cornering Stiffness Estimation

Akio Tsumasaka Member (Nagaoka University of Technology)

Hiroshi Fujimoto Member (Yokohama National University)

Toshihiko Noguchi Member (Nagaoka University of Technology)

Keywords: cornering stiffness, real-time estimation, yaw-moment observer, running stabilization control, anti-slip control, electric vehicle

In this paper, two control systems are proposed for electric vehicles (EVs) with in-wheel motors. In both methods, novel anti-slip control is utilized as an inner-loop system to control longitudinal motion of the vehicle. The stability robustness is theoretically guaranteed by modeling a road condition change as an inertia variation with dead time.

First, as an outer-loop lateral controller, a simple direct yaw-moment control (DYC) is proposed based on a yaw-moment observer (YMO) as shown in Fig. 1. The observer can nominalize the yawing dynamics by compensating unknown nonlinear lateral force and disturbance yaw-moment as lumped disturbance.

Secondly, an advanced DYC is proposed with road condition estimation as shown in Fig. 2. In this system, an immeasurable parameter known as cornering stiffness is estimated from the detected yaw-rate, steering angle, wheel speed and yaw-moment observer output in real-time. Thus, the accurate control input can be generated with the estimated parameter.

These two methods are applied to a small EV with two in-wheel motors in rear wheels. The proposed adaptive control is compared with the robust control based on the YMO on dry and snowy terrain conditions. The experimental results show that the yaw-rate error is well attenuated by the proposed control systems, as shown in Figs. 3 and 4.

Small EVs are expected to be popular as new transportation system of urban and rural areas as a commuter car, a second car, a

delivery service car, or an elderly persons' vehicle. When these vehicles are driven in cold district, there are risks of skid, slip, drift, or spin on snowy or iced road. Thus, the proposed methods of braking/traction control and DYC are significantly important solutions for safer and human-friendly driving.

Fig. 3. Experimental results of stabilizing control on dry terrain

Fig. 1. Proposed system with yaw-moment observer

Fig. 2. Proposed system with cornering stiffness estimation

Fig. 4. Experimental results of stabilizing control on snow terrain

コーナリングステイフネス推定値を用いた 電気自動車の走行安定化制御

正員 裾坂 昭生* 正員 藤本 博志**
正員 野口 季彦*

Running Stabilization Control of Electric Vehicle Based on Cornering Stiffness Estimation

Akio Tsumasaka*, Member, Hiroshi Fujimoto**, Member, Toshihiko Noguchi*, Member

In this paper, novel direct yaw-moment control (DYC) with road condition estimation and anti-slip control is proposed for electric vehicles. An inner-loop observer controls the vehicle traction, and an outer-loop observer stabilizes the yawing motion of the vehicle. An immeasurable parameter known as cornering stiffness is estimated from the detected yaw-rate, steering angle, wheel speed and yaw-moment observer output in real time. Thus, the accurate control input can be generated with the estimated parameters. The proposed adaptive control is compared with a conventional robust control method on dry and snowy terrain conditions. Experimental results show that the proposed control algorithm properly attenuates the yaw-rate error.

キーワード：コーナリングステイフネス，実時間推定法，ヨーモーメントオブザーバ，走行安定化制御，アンチスリップ制御，電気自動車

Keywords: cornering stiffness, real-time estimation, yaw-moment observer, running stabilization control, anti-slip control, electric vehicle

1. はじめに

電気自動車（Electric Vehicle：EV）は，内燃機関の排気による地球温暖化問題や化石燃料の枯渇問題などに対して非常に優れた点を有しているため，内燃機関自動車（Internal Combustion Engine Vehicle：ICEV）に代わって今後普及すると期待されている。しかし，排気規制が厳しく定められることにより，電子制御技術が進化して内燃機関の環境負荷も年々改善されている。また，ハイブリッド自動車（Hybrid Vehicle：HV）の開発によって燃費性能も更に良くなり，水素を燃料とする燃料電池車（Fuel-Cell Hybrid Vehicle：FCHV）までも登場した⁽¹⁾。

EV はモータで純電氣的に駆動することから，モータ駆動の優位性である分散配置可能なことや高速なトルク応答を活かして，高度な駆動力制御と走行安定化制御を同時に期待することができる⁽²⁾⁽³⁾。また，この利点は純EV だけで

はなく，HV やFCHV などモータを主駆動源とする広義のEV にも応用できる。

筆者らは外乱オブザーバを応用して，並進方向の制御を司るインナーループのアンチスリップオブザーバを用いた車輪速制御法と，回転方向の制御を担うアウトーループのヨーモーメントオブザーバを用いた走行安定化制御法を提案してきた。これらの制御法は，測定や推定が困難な変数や車両パラメータが不要なロバスト制御に基づくシンプルなアルゴリズムである⁽⁴⁾。また，ヨーモーメントオブザーバを応用したコーナリングステイフネス推定法も提案し，推定実験により，その推定アルゴリズムや推定値の妥当性を検証してきた⁽⁵⁾。推定困難な未知パラメータであるコーナリングステイフネスを本手法により推定し，車両モデルを用いてヨーモーメントを適応的に制御すれば，より正確で高速な制御が可能となる⁽⁶⁾。

本稿では後二輪にインホイールモータをもつ小型EV を用いて，提案法とヨーモーメントオブザーバを用いた従来の制御法を比較検討し，乾燥路面，雪路面においてはマイナーな制御系にアンチスリップオブザーバを用いた車輪速制御を施し二次元の走行安定化制御実験を行った。その結果，提案する制御法の有効性を検証できたので報告する。

* 長岡技術科学大学
〒940-2188 長岡市上富岡町 1603-1
Nagaoka University of Technology
1603-1, Kamitomioka, Nagaoka 940-2188

** 横浜国立大学
〒240-8501 横浜市保土ヶ谷区常盤台 79-5
Yokohama National University
79-5, Tokiwadai, Hodogaya, Yokohama 240-8501

2. アンチスリップオブザーバによる車輪速制御

〈2・1〉 並進方向運動方程式 図 1 において, 完全粘着を仮定したときの前後並進運動に関する運動方程式は次式で表される。

$$(J_\omega + mr^2) \frac{d\omega}{dt} = T \dots\dots\dots (1)$$

ただし, J_ω は車輪回転部分慣性モーメント (kgm^2), m は車両重量 (kg), r はタイヤ半径 (m), T はモータトルク (Nm), ω は駆動輪回転速度 (rad/s) である。

(1) の括弧内第 2 項は, 車軸換算の車体慣性モーメントである。車輪空転現象が起きるとこの第 2 項は大きく減少し, 見かけ上車両全体の慣性が小さくなったように振舞う⁽²⁾。本論文ではこの現象を利用してアンチスリップ制御を行う。

〈2・2〉 車輪速制御 提案する外乱オブザーバによるアンチスリップ制御系を図 2 に示す。図 2 はプラント $P(s)$ と外乱オブザーバを表し, 入力は上位制御系からのトルク指令値の電流換算値 I^* (A), 外乱トルク T_{dis} (Nm), センサノイズ n (rad/s) であり, 出力は駆動輪回転速度 ω となっている。 K_t はモータトルク定数 (Nm/A), K はオブザーバゲイン, τ_i はオブザーバの時定数 (s) である。上述のように, 路面の変化を慣性変動と捉え, それを車両モデルの乗法的誤差として考えると次式で表される。

$$\frac{1}{J_s} = \frac{1}{J_n s} (1 + \Delta) \dots\dots\dots (2)$$

J_n は車輪と車体を合わせた回転部分の慣性を各駆動輪単位に換算したノミナル値であり, タイヤが粘着状態にあるときの慣性モーメント (kgm^2) である。一方, J はプラントの慣性モーメントであり, 車輪粘着時は (1) の括弧内に相当し, 車輪空転時は J_ω またはそれに近い値になる。また,

図 1 車輪一輪モデル

Fig. 1. One-wheel vehicle model.

図 2 アンチスリップ制御ブロック線図

Fig. 2. Block diagram of anti-slip control.

Δ はプラントの変動である。ここで, 実験システムにはサンプリングに起因する遅れやエンコーダの分解能に起因する速度検出遅れ, さらにモータがトルクを出してからタイヤの動特性を介して実際に駆動力が発生するまでにも遅れが存在すると考えられる。そこで不確かさ Δ にむだ時間 T_d (s) を考慮すると (2) は,

$$P(s) = \frac{1}{J_n s} e^{-sT_d} = \frac{1}{J_n s} (1 + \Delta(s)) \dots\dots\dots (3)$$

となり, これより Δ について再記述すると,

$$\Delta(s) = \frac{J_n}{J} e^{-sT_d} - 1 \dots\dots\dots (4)$$

と表される。このむだ時間を含んだプラントを出力端にゲイン K をもつ外乱オブザーバによりノミナル化し, アンチスリップ制御を実現する⁽⁴⁾。

3. ヨーモーメントオブザーバを用いた走行安定化制御⁽⁴⁾ (従来法)

〈3・1〉 車両運動方程式 車両モデルとして図 3 に示したように四輪を車軸に関して対称と仮定した二輪車モデルを想定し, 車体のローリングはなく一定速度で走行していると仮定する。この車両モデルの水平面内における運動方程式は次式で表される⁽⁷⁾。

$$mV \left(\frac{d\beta}{dt} + \gamma \right) = 2Y_f + 2Y_r \dots\dots\dots (5)$$

$$I \frac{d\gamma}{dt} = 2Y_f l_f - 2Y_r l_r \dots\dots\dots (6)$$

ただし, m は車両重量 (kg), V は車両速度 (m/s), β はすべり角 (rad), γ はヨーレート (rad/s), I はヨー軸回りの車両慣性 (kgm^2), l_f , l_r はそれぞれ車両重心から前輪軸, 後輪軸までの距離 (m) である。 Y_f , Y_r は前輪, 後輪のコーナリングフォース (N) であり, タイヤの特性に依存する非線形変数である。

〈3・2〉 走行安定化制御法 上記の β と V を測定する

図 3 等価二輪車モデル

Fig. 3. Equivalent two-wheel vehicle model.

図4 ヨーモーメントオブザーバを用いた走行安定化制御ブロック線図
Fig. 4. Block diagram of vehicle stability control based on yaw-moment observer.

には車両の実速度ベクトルが必要となる。また、コーナリングフォースについては非線形変数であるので測定や推定は困難である。そこで、これらの変数による影響を外乱モーメントと捉え、外乱オブザーバによる一括補償法を検討する。

(6)の右辺で表されるタイヤに発生するコーナリングフォースによるモーメントを N_t とし、(6)で考慮されていない路面状況の変化、横風などによる外乱モーメントを N_d 、実験機に装着されている2つのインホイールモータの駆動力差により生成できるヨー軸回りのモーメントを N_z とし、 $N_{dt} = N_d - N_t$ とおくと、(6)は、

$$I \frac{d\gamma}{dt} = N_z - N_{dt} \quad (7)$$

と簡単化される。(7)において、ヨーレート γ を検出し、図4に示されるヨーモーメントオブザーバを構成すれば外乱モーメントは抑圧され、 ω_c 以下の帯域では、

$$\gamma = \frac{1}{I_n s} N_{in} \quad (8)$$

とノミナル化される。ただし、最もマイナーな制御系には先に述べたアンチスリップオブザーバを用いた駆動輪の粘着制御を施し、任意の駆動力モーメントを確実に発生できるものとする。

本システムでは生成した駆動力モーメント N_z を以下の方法で左右の車輪に駆動力分配する⁽⁹⁾。

$$N_z = l_p (F_r^* - F_l^*) \quad (9)$$

$$T_{ac}^* = F_r^* + F_l^* \quad (10)$$

ただし、 T_{ac}^* はアクセル指令値(Nm)、 F_r^* 、 F_l^* は右輪、左輪の駆動力指令値(Nm)である。(9)、(10)を解くことで、左右それぞれの車輪駆動力を決定することができる。さらに、

$$T_r^* = r F_r^*, \quad T_l^* = r F_l^* \quad (11)$$

として、各車輪駆動モータに対するトルク指令値を決定する。ここで、 l_p は各モータから車軸中心までの距離(m)である。

なお、本システムにおいて、ヨーレート指令値 γ^* を生成するためには、図4のブロック線図に示すような舵角 δ から γ^* に至る一次遅れの伝達要素をフィードフォワードモデルとして設けている。

$$G_{\gamma\delta}(s) = \frac{k_f}{\tau_f s + 1} \quad (12)$$

4. コーナリングスティフネス推定値を用いた走行安定化制御(提案法)

〈4・1〉推定アルゴリズム (6)において、前輪、後輪のコーナリングフォース Y_f 、 Y_r は次のように表される⁽⁷⁾。

$$Y_f = -C_f \left(\beta + \frac{l_f}{V} \gamma - \delta \right), \quad Y_r = -C_r \left(\beta - \frac{l_r}{V} \gamma \right) \quad (13)$$

C_f 、 C_r は前輪、後輪のコーナリングスティフネス(N/rad)である。(6)において、モデルを簡単化するため重心から前輪軸、後輪軸までの距離を $l_f = l_r = l$ 、前輪、後輪のコーナリングスティフネスを $C_f = C_r = C$ とすれば、(7)は、

$$I \frac{d\gamma}{dt} = N_z + C \left(-\frac{4l^2}{V} \gamma + 2l\delta \right) - N_d \quad (14)$$

となる。(14)の右辺括弧内を ζ とすれば、図5のヨーモーメントオブザーバ出力から、

$$\hat{N}_{dt} = -C\zeta + e \quad (15)$$

と表すことができる。 $e = N_d - \hat{N}_{dt}$ が十分小さいかホワイトであれば最小二乗法によりコーナリングスティフネス C の推定が可能となる。ただし、 $\hat{N}_{dt}$ はオブザーバの推定誤差 $N_{dt} - \hat{N}_{dt}$ である。

(14)、(15)からわかるように検出が困難なすべり角 β に依存せず、ヨーモーメントオブザーバ出力と直接検出できるパラメータ舵角 δ 、ヨーレート γ 、車輪速 V から容易に C を推定することができる。

コーナリングスティフネスの推定には重みつき逐次形最小二乗法を採用し、その推定式を(16)に、適応ゲインの更新式を(17)に示す⁽⁸⁾。 λ は忘却係数であり、後述するように条件付きアップデートアルゴリズムを用いている。

$$\hat{C}(k) = \hat{C}(k-1) - \frac{\Gamma(k-1)\zeta(k)}{\lambda + \zeta^2(k)\Gamma(k-1)} \left[\zeta(k)\hat{C}(k-1) + \hat{N}_{dt}(k) \right] \quad (16)$$

$$\Gamma(k) = \frac{1}{\lambda} \left[\Gamma(k-1) - \frac{\Gamma^2(k-1)\zeta^2(k)}{\lambda + \zeta^2(k)\Gamma(k-1)} \right] \quad (17)$$

図5 コーナリングステイフネス推定値を用いた走行安定化制御ブロック線図

Fig. 5. Block diagram of vehicle stability control based on cornering stiffness estimation.

〈4・2〉 走行安定化制御法 推定した $\hat{C}$, すべて測定可能な変数とパラメータからなる ζ から, タイヤに発生するコーナリングフォースによるモーメント推定値は,

$$\hat{N}_{ic} = \hat{C}\zeta \quad (18)$$

となるため, すべて既知の値から推定することができる。

(7) について, ヨーレートを検出し, 図5に示すシステムを構成すれば, 推定値 $\hat{C}$ により生成された $\hat{N}_{ic}$ により系がノミナル化され, $\hat{C} \cong C$ のとき,

$$\gamma = \frac{1}{I_n s} N_{in} \quad (19)$$

となる。ただし, 上式において $N_d = 0$ としている。また, 最もマイナーな制御系には先に述べたアンチスリップオブザーバを用いた車輪速制御を施し, 任意の駆動力モーメントを発生できるものとする。駆動力の分配やヨーレート指令値 γ^* の生成については, ヨーモーメントオブザーバを用いた走行安定化制御と同様である。

5. 車両制御のシミュレーション結果

図4, 図5のように構成された両制御システムにおいて, (12)を用いず γ^* に振幅 0.1 (rad/s), 周波数 0.4 (Hz) の正弦波を直接与え, γ^* に対する γ の目標値応答特性をシミュレーションにより検証した。提案法は 7.0 (s), 従来法は 7.5 (s) から γ^* を与えている。シミュレーション条件は, $\delta = 0$ (rad), $m = 400$ (kg), $V = 20$ (km/h), $I = 160$ (kgm²), $l_f = 0.689$ (m), $l_r = 0.591$ (m), $l = (l_f + l_r)/2 = 0.64$ (m), $C = C_f = C_r = 10000$ (N/rad), PIゲイン $k_p = 100$ (kgm²/s), $k_i = 30000$ (kgm²/s²), $\lambda = 0.9999$, 入力外乱 $N_d = 0$ (Nm) としている。ヨーモーメントオブザーバのカットオフ周波数 ω_c は実際の実験システムを想定して $\omega_c = 5.0$ (rad/s) と設定した。また, ヨーレートの制御入力である N_z には実機システムを想定してリミッタ ± 367 (Nm) も設けている。

シミュレーション結果を図6に示す。提案法を用いることにより, γ が γ^* に遅れることなく良好に追従することから誤差 γ_{error} を小さく抑えられていることがわかる。これは, 提案法のオブザーバ出力である $\hat{N}_{ic}$ がより忠実に路面発生力を再現することで, 必要なモーメント制御入力 N_z が正確に生成されるからである。

図6 目標値応答シミュレーション結果

Fig. 6. Simulation result of command response.

6. 車両制御の実験結果

〈6・1〉 実験システム 実験システムの構成を図7に示す。ホストコンピュータとして RT-Linux を搭載したデスクトップ PC を使い, モータコントローラとして SH マイコンを用いている。各種センサ信号は PCI バスを介して A/D ボードから入力する。ホストコンピュータでは左右モータに対するトルク指令値が計算され, このトルク指令値は光ファイバーを介してシリアル通信により SH マイコンに送られる。SH マイコン内ではモータの電流制御が行われ, その電圧指令値に基づいて生成されたパルス幅変調 (PWM) 信号がインバータに入力される。車輪速検出についてはモータの電気角 60° ごとに発生するエンコーダパルスを利用し, SH マイコンでこのパルス間隔を計測して計測値をホストコンピュータに送信することにより車輪速を求める。モータの電流制御は左右独立に 2 個の SH マイコンで行っており, ホストコンピュータからのトルク指令値に応じて電流制御を行う。始動時はエンコーダ情報を用いることが困難なので 6 ステップ通電方式としているが, 基本

図 7 実験システムの構成

Fig. 7. Configuration of experimental setup.

図 8 アンチスリップ制御実験結果

Fig. 8. Experimental results of anti-slip control.

波周波数が 30 (Hz) を超えるとエンコーダ情報を用いて正弦波電流制御に基づくベクトル制御方式に切り換えている。ベクトル制御駆動時の連続した位相はエンコーダのパルス間隔を外挿することにより計算している。また、基本波周波数が 35 (Hz) を超えると弱め界磁制御を行っている⁽⁹⁾。

〈6・2〉 アンチスリップ制御実験 実験はシャーベット状の雪路面で行った。電流指令値 (トルク指令値) はステップ入力とし、1 (s) から 50 (A) 与えている。各パラメータである J_n/K_t 、オブザーバカットオフ、ゲインはそれぞれ $J_n/K_t = 7$ (As²)、 $\omega_i = 30$ (rad/s)、 $K = 0.7$ とした⁽⁴⁾。

図 8 の実験結果は車輪速度と加速度センサの信号を 100 (μs) でデジタル積分した車体速度を示している。加速度センサ信号を積分した車体速度にオフセットが見られるのはセンサノイズが重畳したためである。しかし、ノイズはデジタル積分することにより平均化され、車体速度の勾配自体には問題がない。非制御時は大空転が発生し車輪速度が大きく跳ね上がっているが、本制御法を適用することによ

図 9 各路面における推定実験結果

Fig. 9. Estimation result of experiment on snowy terrain.

り良好な車輪速度の応答を確認できる。また、本制御法を適用することにより車輪速度とセンサ値の示す車体速度が同じ勾配で増加している。この結果からスリップが発生せず、タイヤと路面の間の摩擦力を維持しながら加速していることがわかる。

〈6・3〉 コーナリングスティフネス推定実験 実験は乾燥路面、濡れた路面、シャーベット状の雪路面の 3 条件で行い、いずれの条件でも 20 (km/h) で走行中に舵角 δ を正弦波状に入力している。このとき、ヨーレートの制御系を動作させていないので、制御入力 N_z は 0 とした。ヨーモーメントオブザーバのカットオフ周波数は 5.0 (rad/s) とし、車両慣性のノミナル値 I_n は 160 (kgm²) としている。

推定のアップデート条件として (15) の出力である $\hat{N}_{dt}$ に閾値 25 (Nm) を設け、閾値以下の推定に有効な信号が来なくなると推定値を更新せずそれまでの値を保持するようにしている。また、 ζ の生成にも $\hat{N}_{dt}$ と同じローパスフィルタを用いている。全ての実験でのサンプリング時間 T_s (s) は 200 (μs) としている。雪路面での推定時の忘却係数はノイズの影響と収束性を考慮して $\lambda = 0.9999$ とし、最もマイナーな制御系にはアンチスリップオブザーバを用いた車輪速制御を施している。

図 9 に推定実験結果を示す。実験結果から乾燥路面では 9200 (N/rad)、濡れた路面では 8300 (N/rad)、雪路面では 4300 (N/rad) という異なった推定値が得られた。得られた推定値の妥当性を確認するために、実験で測定したヨーレート γ が推定値から再現できるかを検証した。検証方法

図 10 オフラインでのヨーレート再現計算結果

Fig. 10. Offline calculation results of yaw-rate.

図 11 乾燥路面における走行安定化制御実験結果

Fig. 11. Experimental results of vehicle stabilizing control on dry terrain.

としては、測定データの系列 δ , V と前節で得られた推定値 $\hat{C}$ を (14) に代入して γ をオフライン計算し、実際に測定された γ との比較を行った。

図 10 にそれぞれの路面での再現計算結果を示す。路面状況に関係なく良好に γ を再現できていることがわかる。これらの結果から、滑りやすい路面ではコーナリングステイフネスが小さくなることが数的に立証でき、オフラインでの γ 再現計算結果も良好なことから路面状況を反映した推定値の妥当性を確認できる。

〈6・4〉 走行安定化制御実験 実験は乾燥路面と降雪後の雪路面で行い、両制御法において 20 (km/h) で走行中にヨーレート指令値 γ^* を振幅 0.1 (rad/s)、周波数 0.4 (Hz) の正弦波で与えて、 γ^* に対するヨーレート γ の目標値応答特性を確認した。ステアリングを固定し舵角 $\delta = 0$ (rad) で提案法は 7.0 (s)、従来法は 7.5 (s) から γ^* を与えている。

両制御法のヨーモーメントオブザーバのカットオフ周波数は 5.0 (rad/s) とし、車両慣性のノミナル値 I_n は 160 (kgm²)

図 12 雪路面における走行安定化制御実験結果

Fig. 12. Experimental results of vehicle stabilizing control on snowy terrain.

としている。PI ゲインを $k_p = 100$ (kgm²/s), $k_i = 30000$ (kgm²/s²), 制御入力 N_z リミッタを ± 367 (Nm) とするなど、種々のパラメータは両制御法ともすべて同じ設定とした。実験でのアクセル指令値 T_{ac}^* は両制御法ともに同じとし、コーナリングステイフネス推定時のアップデート条件などに関しては前節と同様である。雪路面での実験では、最もマイナーな制御系にアンチスリップオブザーバを用いた車輪速制御を施している。

図 11, 図 12 にそれぞれ乾燥路面、雪路面での実験結果を示す。両路面における実験結果から、提案法を用いることにより γ が γ^* に遅れずに良好に追従し誤差 γ_{error} を小さく抑制していることがわかる。また、コーナリングステイフネス推定値 $\hat{C}$ は乾燥路面で 10400 (N/rad)、雪路面で 3700 (N/rad) という値が得られ、これらも妥当な結果であると考えられる。

7. まとめ

本稿では、ヨーモーメントオブザーバを応用し全て既知のパラメータからコーナリングステイフネスを推定する手法と、その推定値を用いて車両モデルに基づき適応的に走行安定化を図る制御法について述べた。

本推定法を用いることで路面状況を反映したコーナリングステイフネス推定値が得られることを示し、ヨーレート再現計算結果から得られた推定値の妥当性を確認した。また、ヨーモーメントオブザーバを用いた従来法と走行安定化制御実験で比較評価した結果、提案法を用いることで各路面状況に応じた走行が可能となり、従来法よりも車両の走行安定性が改善されることを示した。

(平成 17 年 3 月 16 日受付, 平成 17 年 11 月 14 日再受付)

文 献

- (1) GP 企画センター：最新エンジン・ハイブリッド・燃料電池の動向，グランプリ出版 (2003)
- (2) S. Sakai, H. Sado, and Y. Hori: "Motion Control in Electric Vehicle with Four Independently Driven In-Wheel Motors", *IEEE Trans. on Mech.*, Vol.4, No.1 pp.9-16 (1999-1)
- (3) Y. Hori: "Future vehicle driven by electricity and Control-research on four-wheel-motored "UOT electric march II"", *IEEE Trans. IE*, Vol.51, No.5 pp.954-962 (2004-5)
- (4) T. Saitou, H. Fujimoto, and T. Noguchi: "Traction and Steering Stabilization Control for Electric Vehicle Based on Slip and Yaw-Moment Observers", *IEEJ Ind. Instrumentation and Control Tech. Meet.*, IIC-03-53, pp.41-46 (2003) (in Japanese)
齋藤健生・藤本博志・野口季彦：「スリップ及びヨーモーメントオブザーバを用いた電気自動車の操縦安定化制御法」，電気学会産業計測制御研資，IIC-03-53, pp.41-46 (2003)
- (5) A. Tsumasaka, H. Fujimoto, and T. Noguchi: "Cornering Stiffness Estimation of Electric Vehicle Based on Yaw-Moment Observer", *IEEJ Ind. Appl. Soc. Annual Conf.*, Vol.2, 2-51, pp.551-552 (2003) (in Japanese)
裾坂昭生・藤本博志・野口季彦：「ヨーモーメントオブザーバを用いた電気自動車のコーナリングスティフネス推定」，電気学会産業応用部門大，Vol.2, 2-51, pp.551-552 (2003)
- (6) A. Tsumasaka, H. Fujimoto, and T. Noguchi: "Yaw-Moment Stabilization Control of Electric Vehicle Based on Cornering Stiffness Estimation", *IEEJ National Convention Record*, Vol.4, 4-191, pp.308-309 (2004-3) (in Japanese)
裾坂昭生・藤本博志・野口季彦：「コーナリングスティフネス推定値を用いた電気自動車のヨーモーメント安定化制御法」，電学全大，Vol.4, 4-191, pp.308-309 (2004)
- (7) 安部正人：自動車の運動と制御 [第二版]，山海堂 (2003)
- (8) 堀 洋一・大西公平：応用制御工学，丸善 (1998)
- (9) 武田洋次・松井信行・森本茂雄・本田幸夫：埋込磁石同期モータの設計と制御，オーム社 (2001)

裾 坂 昭 生 (正員) 1980 年 8 月 11 日生。2003 年 3 月長岡技術科学大学電子機器工学課程卒業。2005 年 3 月同大学院修士課程修了。2005 年 4 月本田技研工業 (株) 入社。2005 年 8 月ホンダエンジニアリング (株) に配属，現在に至る。

藤 本 博 志 (正員) 1974 年 2 月 3 日生。1996 年 3 月横浜国立大学工学部電子情報工学科卒業。1998 年 3 月同大学大学院工学研究科電子情報工学専攻博士課程前期 (修士課程) 修了。2001 年 3 月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 4 月長岡技術科学大学工学部電気系助手。2002 年 8 月より 1 年間，米国 Purdue 大学工学部機械工学科客員研究員。2004 年 4 月横浜国立大学大学院工学研究院講師。2005 年 4 月同助教授。制御工学，モーションコントロール，マルチレート制御に関する研究に従事。2001 年 IEEE Trans. IE 最優秀論文賞など受賞。計測自動制御学会，日本ロボット学会，IEEE 各会員。

野 口 季 彦 (正員) 1959 年 10 月 23 日生。1982 年 3 月名古屋工業大学工学部電気工学科卒業。1986 年 3 月長岡技術科学大学大学院工学研究科修士課程電気・電子システム工学専攻修了。博士 (工学)。1982 年 4 月東京芝浦電気 (株) 入社。1991 年 4 月岐阜工業高等専門学校講師。1994 年 4 月長岡技術科学大学助手。1996 年 4 月同助教授。現在に至る。IEEE 上級会員。