

42-20135439 可変駆動ユニットシステムを有する電気自動車の開発と制御*

藤本 博志¹⁾ 天田 順也²⁾ 宮島 孝幸³⁾

Development and Control of Electric Vehicle with Variable Drive Unit System

Hiroshi Fujimoto

Junya Amada

Takayuki Miyajima

Electric vehicles (EVs) have attracted a great deal of interest as zero-emission vehicle. Moreover, since motors are compact than internal-combustion engines, EVs have many options for compositions of drive system. However, there is no research which compares the performance of different kind of EV's drive system in even conditions. Then, in order to compare the drive-systems for EVs, the authors' research group developed a experimental vehicle named "FPEV4-*Sawyer*". By using variable drive unit system, the drive system of this vehicle can be changed, such as on-board motor and in-wheel motors. This paper introduces the specification of "FPEV4-*Sawyer*" and its novel driving force control method.

KEY WORDS: vehicle dynamics, electronic stability control, motion control

1. 序 論

現在、環境問題やエネルギー資源の問題から、電気自動車 (Electric Vehicle: EV) が注目されている。EV は駆動力源がモータであることから以下に示すような特長がある⁽¹⁾。

- トルク応答が高速で、緻密に制駆動力が制御できる。
- モータ電流から、出力トルクが正確に算出できる。
- モータの分散配置・各輪独立制御が可能である。

これらの特長から、従来の内燃機関自動車では不可能なより高度な車両姿勢制御の実現が期待できる⁽²⁾。著者らの研究グループでも、インホイールモータ (In-Wheel Motor: IWM) を搭載した EV で車両姿勢制御や制駆動力制御に関する研究に取り組んできた⁽³⁾。

一般的に IWM 搭載車両は、ドライブシャフトのねじれ共振などの問題を持った車載モータ (On-Board Motor: OBM) 搭載車両に比べ、優れた制御性能を持つと言われている。一方、高価格である点や市販車での実績が少ないため、今後も当面の間は OBM とディファレンシャルギヤを用いた駆動方式の車両が主流となると考えられる。そのため、ディファレンシャルギヤ搭載車両に制振制御を適用し、加速性能を向上させる手法も提案されている⁽⁴⁾⁽⁵⁾。さらに、OBM 駆動の場合でも複数のモータを搭載すれば、左右輪の独立制御が可能となる。

そこで本研究グループでは EV の駆動システムの構成について検討するために、可変駆動方式 EV, "FPEV4-*Sawyer*" を開発した。この車両の最大の特徴は、駆動用モータを搭載したサブユニットを、別のサブユニットと交換可能な点である。この機構により同一の車両で、OBM や IWM などの EV 駆動方式構成について安全性や航続距離延長制御の観点から、公平な比較が行える。"Sawyer" とは、Switchable all-wheels yield EV revolution. の頭文字から名付けられた。全輪切換え型機構による本研究が電気自動車に革命を生み出すという意気込みを込めた。

本稿では FPEV4-*Sawyer* の構成を紹介する。また、FPEV4-*Sawyer* を用いて行われた研究のうち、制振ドライブシャフト

Table 1 Vehicle specifications.

Dimension (L × W × H)	3.395 × 1.475 × 1.61 m
Weight <i>M</i>	1183 kg
Wheel radius <i>r</i>	0.27 m

トルク制御を用いた駆動力制御制御系を紹介する⁽⁶⁾。

2. 可変駆動ユニットシステムを有する実験車両

2.1. FPEV4-*Sawyer* 概要

市販の電気自動車 i-MiEV を改造して製作した実験車両、FPEV4-*Sawyer* に関して述べる。この車両は可変駆動ユニットシステムを有しており、駆動用モータやステアリング機構が組み込まれたサブユニットを取り外し、異なるサブユニットと交換できる。実験車両の外観を Fig.1 に、車両緒元を Table 1 に示す。

2.2. バッテリーと充電

本実験車両のバッテリーはベース車両 i-MiEV のリチウムイオン電池を流用している。バッテリーはメインユニット下部に搭載されており、最大電圧 330 V、総電力量 16 kWh である。充電システムはベース車両 i-MiEV のものと同一であるため、家庭用電源 AC100 V、AC200 V、急速充電器に対応している。

2.3. 可変駆動ユニットシステム

(1) 可変駆動ユニットシステムの基本構造

可変駆動ユニットシステムとは、バッテリーやコントローラ、インバータを搭載したメインユニットとモータやステアリング機構が組み込まれた前後輪サブユニットが分割可能となっている構造である。メインユニットとサブユニットの分割構造模式図を Fig.2 に示す。

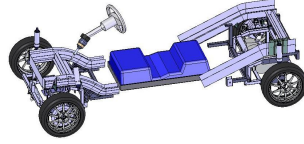
各サブユニットはモータなどの駆動機構以外は基本フレーム、サスペンション構造、ステアリング機構は共通である。したがって、前後サブユニットを交換可能であり、車両駆動方式の自由な変更が行える。また、Fig.3 に示す通り、サスペンションアームの取り付け角を変換する機構が組み込まれている。この角度が変化すると、IWM 搭載車両において発生する正負のアンチダイブ力に影響するサスペンションアームの瞬間回転中心角が変化するため、この力をより積極的に制御する研究や、IWM 搭載車両の最適なサスペンション機構に関する研究も行える。

*2013 年 5 月 22 日 自動車技術会春季学術講演会において発表。

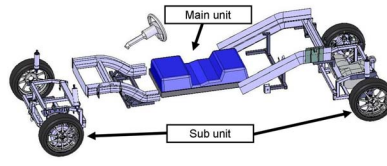
1)・2)・3) 東京大学 (277-8561 千葉県柏市柏の葉 5-1-5)



Fig. 1 FPEV4-Sawyer



(a) Assembled



(b) Disassembled

Fig. 2 Sub-unit system

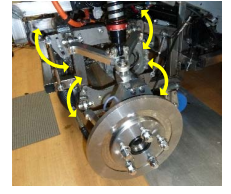


Fig. 3 Variable suspension



(a) OBM with differential gear



(b) In-wheel motor



OBM

Fig. 4 Motors in sub-units

全てのサブユニットのステアリング機構はラック同軸型電動パワーステアリングを搭載しており、前後輪の操舵角が制御できる。またメインユニットには、(株)ジェイテクト製の差動機構式のアクティブフロントステアリングシステムも搭載されており、ステアバイワイヤや反力制御の実験も行える。

また、各輪のハブにタイヤ横力センサとして日本精工(株)で開発中のマルチセンシングハブユニット軸受(MSHub)を搭載している。

(2) サブユニットの種類

サブユニットは、駆動用モータが搭載されていない非駆動輪ユニット、1つの車載モータを搭載し、ディファレンシャルギヤで左右に駆動力を分配する方式の車載モータユニット、インホイールモータユニット、2つの車載モータを搭載し左右独立駆動が行える左右輪独立駆動車載モータユニットの4種類が開発されている。

デフギヤ車載モータ搭載ユニットにはベース車両、i-MiEVの駆動系がFig.4(a)に示すように組み込まれている。モータが1つ搭載されており、減速ギヤによって減速された後、ディファレンシャルギヤで左右に動力を分配し、ドライブシャフトを介して左右輪に動力が伝達される。

インホイールモータユニットには両輪にFig.4(b)に示したインホイールモータを搭載している。このモータは小型化のために減速機を内蔵している。また、左右輪独立車載モータ駆動ユニットにはFig.4(c)に示した車載モータを2つ搭載し、左右輪を独立に制御可能である。減速ギヤとドライブシャフトをもつ。

各々のモータ外観をFig.4に、モータ緒元をTable 2に示す。

3. FPEV4-Sawyerを用いた研究成果

3.1. 後輪車載モータユニット搭載時の駆動力制御

著者らはFPEV4-Sawyerの前輪に非駆動輪ユニット、後輪にデフギヤ車載モータユニットを搭載し、制振ドライブシャフトトルク制御に基づく駆動力制御を提案した⁽⁶⁾。駆動力制御系とは、路面条件に関わらず、路面-タイヤ間に作用する駆動力を制御する制御系である。また、実現不可能な過大な駆動力指令値が入力されると、スリップ率を許容最大スリップ率以内に抑制する制御系となる。

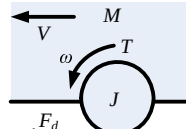


Fig. 5 One wheel model

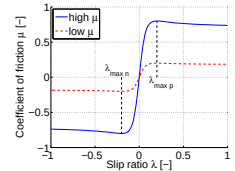


Fig. 6 Typical μ - λ curve

3.2. 車両のモデル化

(1) 直進運動をする車両のモデル

本章では後輪駆動自動車の運動方程式を示す。Fig.5に一輪車両モデルを示す。車輪には車輪軸への入力トルク T と駆動力 F_d の反力が作用する。車輪半径を r 、車輪の回転角速度を ω 、車輪イナーシャを J_ω とすると、車輪の運動方程式は式(1)のようになる。

$$J_\omega \dot{\omega} = T - r F_d \quad (1)$$

この方程式は左右輪それぞれに対して成立する。左右の駆動力 F_{dRL} 、 F_{dRR} と車体速 V には式(2)の関係が成り立つ。

$$M \dot{V} = F_{dRL} + F_{dRR} \quad (2)$$

ここで、 M は車両重量、 V は車体速である。また、駆動力 F_{dRi} はタイヤの垂直抗力 N_{Ri} とタイヤ-路面間の摩擦係数 μ_i から得られる。ここで、添え字 i には左右を表す L, R が挿入される。

$$F_{dRi} = \mu_i N_{Ri} \quad (3)$$

ここで摩擦係数 μ_i は、式(4)で表されるスリップ率 λ_{Ri} によって値が変化する。

$$\lambda_{Ri} = \frac{V_{\omega Ri} - V}{\max(V_{\omega Ri}, V, \varepsilon)} \quad (4)$$

ここで、 $V_{\omega Ri}$ は車輪速、 ε は零割を防ぐための定数である。タイヤ-路面間の摩擦係数とスリップ率はFig.6に示すような関係があると知られている。ここでスリップ率が小さい領域では摩擦係数、つまり駆動力の値がスリップ率とほぼ線形の関係にあるため、式(5)を用いて駆動力値が推定できる。この時の比例定数の値 D_s をドライビングスティフネスという。

$$F_{dRi} \simeq D_s \lambda_{Ri} \quad (5)$$

(2) ディファレンシャルギヤの二慣性系モデル

ディファレンシャルギヤの模式図をFig.7に示す。ディファレンシャルギヤにおける力の伝搬経路において、ギヤ部にはバックラッシュが存在し、さらにサイドギヤから左右車輪までのドライブシャフトにて捩れ振動が発生する。

ここでモータからディファレンシャルギヤまでの剛性は十分高いとし、モータからリングギヤまでを一つの慣性、サイドギヤから左右の車輪までをもう一つの慣性とした二慣性系として

Table 2 Specification of motors in sub-units.

	Differential gear & OBM	IWM	Independently-driven OBM
Maximum power	47 kW	25 kW × 2	27.5 kW × 2
Maximum torque	180 Nm	40 Nm(designedvalue)	111 Nm
Maximum speed	8500 rpm	9100rpm(designedvalue)	6000 rpm
Gear ratio	6.066	10	under design
Cooling system	Water cooling	Air cooling	Air cooling
Drivshaft	Installed	None	Installed
Active differential	Unable	Possible	Possible

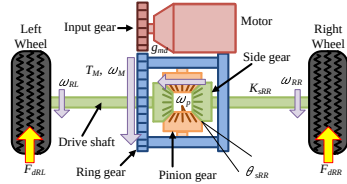


Fig. 7 Schematic diagram of differential gear

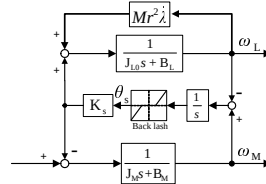


Fig. 8 Block diagram of differential gear

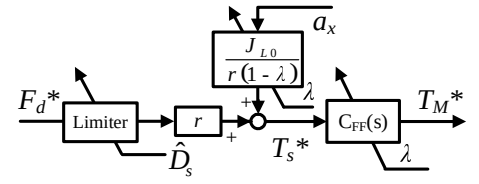


Fig. 9 Block diagram of torque based driving force control method with resonance suppression

モデル化を行う。この時、ディファレンシャルギヤの運動方程式を式 (6)～式 (9) に示す。

$$J_M \dot{\omega}_M = T_M - B_M \omega_M - T_S \quad (6)$$

$$J_{L0} \dot{\omega}_L = T_S - B_L \omega_L - T_L \quad (7)$$

$$T_S = K_s \theta_s \quad (8)$$

$$T_L = r(F_{dRL} + F_{dRR}) \quad (9)$$

ここで、 J_M , B_M はドライブシャフト側から見たモータからリングギヤまでのイナーシャ、および粘性摩擦係数、 T_M は入力トルク、 ω_M はモータ側回転角速度、同様に J_{L0} , B_L はサイドギヤから左右の車輪までのイナーシャと粘性摩擦係数、 ω_L は負荷側回転角速度である。また、 θ_s は二つの慣性の間の振れ角、 K_s は振れトルクの弾性係数、 T_L は駆動力により発生する負荷側の反作用トルクである。

本稿では直進時のみ検討しているためピニオンギヤの回転は無いとする。よって、 ω_L と左右の車輪速は次式の関係にある。

$$\omega_L = \omega_{RL} = \omega_{RR} \quad (10)$$

ここで、 ω_{RL} , ω_{RR} はそれぞれ左右の車輪速である。

負荷側の反作用トルク T_L は路面条件と発生している駆動力に応じて値が変化する。ここで、式 (1), (2), (4), (7), (9) より、式 (11) のように $J_L(\lambda)$ を定義すると、式 (7) は式 (12) のように表せる⁽⁵⁾。

$$J_L(\lambda) = J_{L0} + Mr^2(1 - \lambda) \quad (11)$$

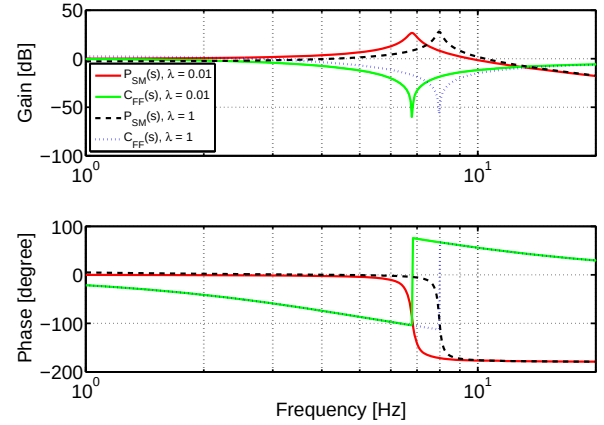
$$J_L(\lambda) \dot{\omega}_L = T_S - B_L \omega_L + Mr^2 \lambda \omega_L \quad (12)$$

式 (12) に基づくディファレンシャルギヤの二慣性系モデルを Fig. 8 に示す。

3.3. 制振ドライブシャフトトルク制御に基づく駆動力制御

(1) 駆動力制御の概要

制振ドライブシャフトトルク制御に基づく駆動力制御系のブロック図を Fig. 9 に示す。トルク制御に基づく駆動力制御は車輪の運動方程式に基づくフィードフォワード (FF) 指令値を用いて指令値応答の速い駆動力制御を実現する。このトルク制御に基づく駆動力制御系に共振を抑制する制振ドライブシャフト

Fig. 10 Frequency responses of $P_{MS}(s)$ and $C_{FF}(s)$

トルク制御器を組み合わせる。さらに、路面条件に応じて上限値の変化する指令値リミッタを組み合わせると低 μ 路におけるトラクション制御を実現する。

(2) トルク制御に基づく駆動力制御

式 (1), (4) より、駆動力制御の FF 制御器を式 (13) のように設計する。ドライブシャフトトルク指令値 T_s^* を実現すれば、モデル化誤差や外乱が存在しない場合には駆動力指令値 F_d^* が達成できる。

$$T_s^* = r F_d^* + J_{L0} \frac{1}{r(1 - \lambda)} a_x \quad (13)$$

ここで、 a_x は加速度センサから取得した車体進行方向の加速度を使用する。式 (13) の右辺第二項の慣性トルク補償項は本来 $J_{L0} \dot{\omega}$ であるが、駆動力が飽和してタイヤが空転した場合には急速に増大し、空転を増大させてしまう。そこで、式 (4) を変形・微分して得られた式を用いて慣性項補償を行う。スリップ率の値は式 (4) を用いて計算した値に $-\lambda_{\max} \leq \lambda \leq \lambda_{\max}$ の制限を加え代入する。

さらに、路面条件に応じて駆動力指令値に制限を加え、滑り

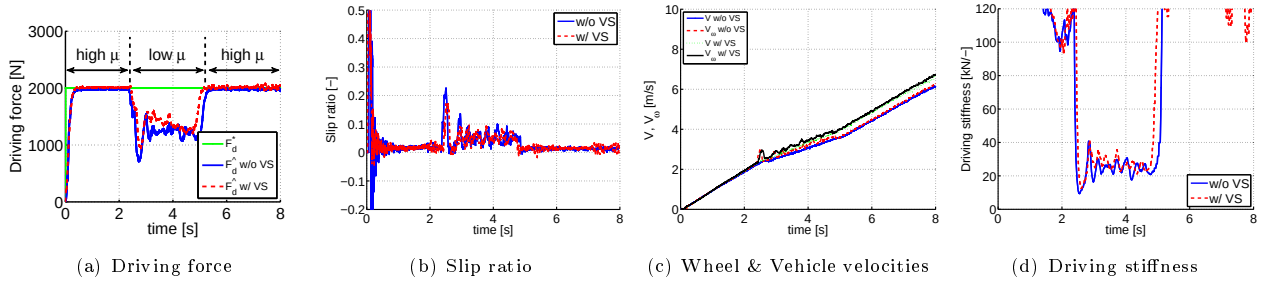


Fig. 11 Result of experiment (Driving force control).

やすい路面上でのトラクション制御を実現する。式 (14) に基づき、その路面条件で出うる最大の駆動力値を計算し、その値を駆動力指令値のリミッタの上限値とする。なお、 $\hat{D}_s$ は逐次形最小二乗法を用いて推定する⁽⁶⁾。

$$F_{d \max} = \hat{D}_s \lambda_{\max} \quad (14)$$

(3) 制振ドライブシャフトトルク制御

モータトルク T_M からドライブシャフトトルク T_S までの伝達関数を $P_{SM}(s)$ とすると、ドライブシャフトトルク指令値 T_S^* からモータ側のトルク指令値 T_M^* を生成する制振ドライブシャフト制御器 C_{FF} は式 (15) で与えられる。

$$C_{FF}(s) = \frac{P_{SM}^{-1}(s)G(s)}{\frac{J_M J_L(\lambda)s^2 + K_s(J_M + J_L(\lambda))}{K_s\{J_M + J_L(\lambda)\}(\tau_g s + 1)^2}} \quad (15)$$

$$G(s) = \frac{1}{(\tau_g s + 1)^2} \quad (16)$$

$$T_M^* = C_{FF}(s)T_S^* \quad (17)$$

ここで、 $G(s)$ は規範モデルの伝達関数である。モデル化誤差や外乱がなければ、 $T_S = G(s)T_S^*$ と応答する。

$P_{SM}(s)$ と $C_{FF}(s)$ の周波数特性を Fig.10 に示す。スリップ率の値が変動すると共振周波数も変化するが、スリップ率をモデルに組み込むことで $C_{FF}(s)$ は共振周波数変動に対応するノッチフィルタとして作用する。

(4) 実験結果

制振ドライブシャフトトルク制御を用いた駆動力制御系を実験により評価を行った。実験ではアスファルトの路面上で発達し、高分子シートに水をまいて作製した低 μ 路を通過させた。規範モデル $G(s)$ の時定数 $\tau_g = 0.03$ s とした。また、指令値リミッタのスリップ率上限値 $\lambda_{\max}$ は 0.05 とし、駆動力指令値は 2000 N のステップ指令値とした。

結果を Fig.11 に示す。制振制御ありの結果 (w/ VS) と、比較対象として、 $T_M^* = G(s)T_S^*$ とする制振制御無しの結果 (w/o VS) を重ね書きしてある。Fig.10(a) より制振制御の有無にかかわらず、高 μ 路に置いて駆動力指令を正確に実現している。さらに、Fig.10(b) より、低 μ 路上ではスリップ率の値が設計値である 0.05 付近に収束しており、トラクション制御が実現されている。

この時のモータ側、負荷側の角速度を Fig.12 に示す。Fig.12(b) を見ると、制振制御なしの場合に比べ、角速度の振動が半分程度に抑制している。したがって、提案した制振ドライブシャフトトルク制御器を用いて、ドライブシャフトにおいて発生する共振を抑制可能である。

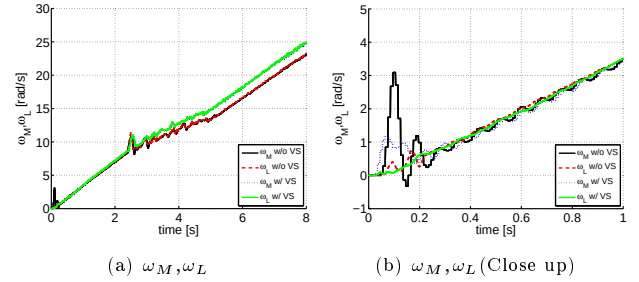


Fig. 12 Result of experiment (ω_M, ω_L).

4. 結 言

本稿では著者らの研究グループが開発した可変駆動ユニットシステムを有する電気自動車 FPEV4-Sawyer を紹介した。また、FPEV4-Sawyer を用いて開発した制御系のうち、制振ドライブシャフトトルク制御を用いた駆動力制御法を紹介した。制振制御により共振を抑制され、指令値応答が速い駆動力制御が実現された。

今後は、開発中の IWM ユニットを利用し、IWM と OBM の制御性能の公平な比較を行う。また、より多くのサブユニットを開発し、変速ギヤの必要性も含めた理想的な駆動方式構成についても検討を行う。

謝 辞

最後に本研究の一部は文部科学省科学研究費補助金 (基盤研究 A, 課題番号: 22246057) 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. on Industrial Electronics, Vol.51, No.5, pp.954–962 (2004)
- (2) E. Katsuyama, "Decoupled 3d moment control by in-wheel motor", in Proc. 2011 JSAE Annual Congress (Spring), no.3-11, pp.1–6 (2011) (in Japanese)
- (3) H. Fujimoto, "Regenerative Brake and Slip Angle Control of Electric Vehicle with In-wheel Motor and Active Front Steering", Proc. 1st International Electric Vehicle Technology Conference, pp.1–7, 2011
- (4) T. Karikomi, K. Ito, H. Kawamura and T. Kume, "Highly-responsive acceleration control for the newly developed EV", JASE Annual Congress(Spring), 20115197, pp.5–8, 2012
- (5) H. Sumiya, H. Fujimoto, "Driving Force Control Method Using Suppression Control of Driving-shaft Vibration for Electric Vehicle with On-board Motor", IEE of Japan Technical Meeting Record, IIC-12-106, pp.115–120, 2012 (in Japanese)
- (6) J. Amada, H. Fujimoto, "Driving Force Control Method with Resonance Suppression for Drive Shaft of Electric Vehicle with on-board Motor", IEE of Japan Technical Meeting Record, IIC-13-003, pp. 13–18, 2013 (in Japanese)