# 電気自動車におけるロールおよびピッチモーメントオブザーバを

# 用いた規範モデル追従制御

# 落直哉\*, 藤本博志, 堀洋一 (東京大学)

Model Following Control with Roll and Pitch Moment Observer for Electric Vehicle Naoya Ochi<sup>\*</sup>, Hiroshi Fujimoto, Yoichi Hori (The University of Tokyo)

### Abstract

In this paper, we propose a reference model following control with roll and pitch moment observer in electric vehicle with four in-wheel motors. The proposed method is built by roll and pitch control systems based on the observers, it is more robust against parameter variations of the plant and disturbance. In addition, the proposed method can follow the optimum angle command by using reference model regardless of the state of the vehicle. The effectiveness of the proposed method is verified by simulation and experimental results.

**キーワード**: 電気自動車, ロール制御, ピッチ制御, インホイールモータ, アンチダイブ力, 規範モデル追従制御 (electric vehicle, roll control, pitch control, in-wheel motors, anti-dive force, model following control)

### 1. 序 論

電気自動車 (EV: Electric Vehicle) は動力源がモータであ るため、車両運動制御の観点において3つの優位点を持つ。 3つの優位点とは、モータのトルク応答が高速かつ正確で あること、モータに流れる電流によりモータの発生トルク が正確に測定可能であること、インホイールモータ (IWM) を用いることでモータを分散配置し独立駆動可能であるこ とである(1)。

これらの利点を生かして、電気自動車の運動制御につい て数多くの研究が発表されている(2)-(4)。また、車体の姿 勢制御としてアクティブサスペンションを用いた姿勢制御 や荷重制御が研究されてきたが、これらの手法ではアクチュ エータが増えてしまう(5)-(6)。その一方で、正負のアンチ ダイブカを用いることにより駆動モータだけで姿勢制御や 荷重制御が可能である(3)(4)。ここで、正負のアンチダイ ブカとはサスペンションの構造により車輪に駆動力が働い たときに車体の上下方向に働く力である。IWM 車は車載 モータ車に比べ正負のアンチダイブカを大きく出すことが 可能である。

車両の3軸周りの回転運動はヨーイング(ヨー角),ロー リング(ロール角),ピッチング(ピッチ角)がある。ロール とは、自動車が旋回走行中に横加速度により旋回外側に車 体が傾くように発生し、同時にx軸周りのモーメントが加 わることにより起きる車体のロール軸周りの運動である。 また、ピッチとは自動車が直線走行中に駆動力または制動 力をかけると前後加速度が発生し、同時にy軸周りのモー メントが加わることにより起きる車体の重心点周りの運動 である。これらのロール角やピッチ角が大きく発生すると、 乗り心地が悪くなるだけでなく、挙動が乱れやすくなりステ アレスポンスやブレーキ性能も悪化してしまうため、ロー ル角やピッチ角を抑制する必要がある。特に、これらが同





(a) FPEV2-Kanon (b) In-wheel motor Fig. 1 Experimental vehicle

時に発生する減速旋回時では挙動が非常に乱れやすく,事 故につながりやすい。著者等は四輪独立駆動の電気自動車 における,正負のアンチダイブ力を用いた定常円旋回中の ロール角制御(7),減速旋回時を想定したロールとピッチの 同時制御(8)を提案した。しかし,これらの制御系では各指 令値として一定角度を入力するだけであった。文献(8)で は無理な角度指令値を入力することで駆動力が飽和し,実 験にて大きな有効性を示すことが出来ていない。

そこで、本稿では自動車の減速旋回時において、規範モ デルを用いて各角度指令値を生成し追従させる、規範モデ ル追従制御を提案する。指令値の生成に規範モデルを用い ることで、より適切な指令値となり、無理の無い駆動力の 配分が可能になると考えられる。また、ロールモーメント オブザーバ (RMO) および、ピッチモーメントオブザーバ (PMO) を構成することにより、パラメータ変動等を外乱と して一括補償することでロバスト性の向上が期待できる。 提案法の減速旋回時のロール角とピッチ角の抑制および指 令値への追従、パラメータ変動に対するロバスト性をシミュ レーションにて示す。また、実験にて提案法の有効性を確 認する。

#### 2. 実験車両

本稿では、実験車両としてアウターロータ型インホイー

Table 1         Parameters of FPEV2–Kanon				
Vehicle weight $(M)$	880 [kg]			
Wheelbase(l)	1.70 [m]			
Distance between front axle	0.000 [m]			
and center of $gravity(l_f)$	0.999 [m]			
Distance between rear axle	0.701 [m]			
and center of $gravity(l_r)$				
Front wheel tread width $(d_f)$	1.30 [m]			
Rear wheel tread width $(d_r)$	1.30 [m]			
Front wheel inertia( $J_{\omega f}$ )	$1.24 \; [kg/m^2]$			
Rear wheel inertia( $J_{\omega r}$ )	$1.26 \; [kg/m^2]$			
Radius of the tire $(r)$	0.302 [m]			



Fig. 2 Vehicle model



ルモータを 4 輪全てに搭載したオリジナル電気自動車 「FPEV2-Kanon」を用いた。このモータはダイレクトド ライブ方式であり、ギアを介さないためバックラッシュの 影響などがない。したがって、路面からの反力情報を直に モータに伝えることが可能である。1 輪あたりに発生可能な 最大トルクは前輪が 500 Nm、後輪が 340 Nm である。Fig. 1(a) に実験車両, Fig. 1(b) にインホイールモータ、Table 1 に車両緒元を示す。

#### 3. 車両の運動力学

**(3・1) 車両の運動方程式** 車両モデルを Fig. 2 に示 す。車両の前後方向及び,ロール軸周り,ピッチ軸周りの 運動方程式を以下に示す (9)。

$$M_{x} = \frac{1}{2} (-u_{zfl} + u_{zfr}) + \frac{1}{2} (u_{zrl} - u_{zrr})$$
$$= G_{fl}F_{xfl} + G_{fr}F_{xfr} + G_{rl}F_{xrl} + G_{rr}F_{xrr} (2)$$

$$M_{xall} = Mh_s a_y + M_x \quad \dots \quad \dots \quad \dots \quad \dots \quad \dots \quad (3)$$

$$M_{y} = -l_{f}u_{zfl} - l_{f}u_{zfr} + l_{r}u_{zrl} + l_{r}u_{zrr}$$
$$= H_{fl}F_{xfl} + H_{fr}F_{xfr} + H_{rl}F_{xrl} + H_{rr}F_{xrr}(4)$$

ここで、 $F_x$  は車両の総駆動力、 $M_x$  は正負のアンチダイブ 力によるロールモーメント、 $M_{xall}$  は車両全体のロールモー メント、 $M_y$  は正負のアンチダイブ力によるピッチモーメ ント、 $M_{yall}$  は車両全体のピッチモーメント、 $F_{xfl}$ ,  $F_{xrr}$ ,  $F_{xrl}$ ,  $F_{xrr}$  はそれぞれ各輪の駆動力、M は車両重量、 $\beta$  は 車両重心点の横すべり角、 $\gamma$  は車両重心軸周りの回転角速 度、 $h_s$  は車両重心と回転重心の距離、 $h_g$  は車両重心高さ、  $a_y$  は横加速度、 $a_x$  は前後加速度、 $d_f$ 、 $d_r$  は前後輪のトレッ ド幅、 $u_{zfl}$ ,  $u_{zfr}$ ,  $u_{zrl}$ ,  $u_{zrr}$  はそれぞれ各輪における正負 のアンチダイブ力である。

次に、各駆動力による正負のアンチダイブ力について説明する。駆動力 *F*<sub>x0</sub> が作用するときのサスペンションジオメトリを考える。この時、Fig. 3 のように正負のアンチダイブ力は接地点からサスペンションの瞬間回転中心までを結ぶ線と水平面のなす角度より決まる。このとき、前輪には負のアンチダイブ力、後輪には正のアンチダイブ力が働く。各輪の正負のアンチダイブ力は次式で与えられる。

また、この時の各輪の垂直荷重  $F_{zfj}$ 、 $F_{zrj}$  は以下のようになる。

$$F_{zfj} = \frac{1}{2}N_f - \frac{1}{2}a_x M \frac{h}{l_f + l_r} \mp \rho_f a_y M \frac{h}{d_f} - u_{zfj}$$
(8)  
$$F_{zrj} = \frac{1}{2}N_r + \frac{1}{2}a_x M \frac{h}{l_f + l_r} \mp \rho_r a_y M \frac{h}{d_r} - u_{zrj}$$
(9)

ただし、j = l,rであり、 $\phi_f$ 、 $\phi_r$  は瞬間回転中心角、 $N_f$ 、  $N_r$ はそれぞれ前後輪の静止時の垂直荷重、 $a_x$ は前後加速 度、hは車両重心高さ、 $l_f$ 、 $l_r$ はそれぞれ重心点から前後 輪シャフトまでの距離、 $\rho_f$ 、 $\rho_r$ はロール剛性前後配分比で ある。

**〈3・2〉 ロール運動** ロールに関する運動方程式は, *x* 軸周りの回転運動によるロールモーメントと車体全体に働 く全外力によるロールモーメントのつり合いより以下の様 になる。

ここで、 $I_r$  は車体のロール軸周りの慣性モーメント、 $C_r$ 、 $K_r$  はそれぞれはサスペンションのダンパ係数、バネ定数である。

車体のロールに対する重力の影響は無視できるほど小さいすると、ロールモーメント  $M_{xall}$  からロール角  $\theta_r$  までの 伝達関数は次式のように表せる。

$$\theta_r = \frac{1}{I_r s^2 + C_r s + K_r} M_{xall}$$
$$= \frac{1}{I_r s^2 + C_r s + K_r} (Mh_s a_y + M_x) \cdots \cdots \cdots (11)$$



Fig. 5 Block diagram of proposed method

Table 2	Parameters	of	Reference	model
	1 aramouts	O1	ruciciciice	mouci

		Ι	C	K
Plant	Roll	$1.1  imes 10^2$	$4.7  imes 10^3$	$2.1  imes 10^4$
	Pitch	$6.2  imes 10^2$	$4.7 \times 10^3$	$8.9\times10^4$
Refernce model	Roll	$1.1\times 10^2$	$7.0\times10^3$	$3.2\times 10^4$
	Pitch	$6.2 \times 10^2$	$7.0 \times 10^3$	$1.8\times 10^5$

〈3・3〉 ピッチ運動 ピッチ運動は車体の姿勢変化であり、ばね上のみを考慮したモデルで近似できる。また、前後方向の運動であるため、前後二輪のモデル (ハーフカーモデル) で考えられる。Fig. 4 にハーフカーモデルを示す。ハーフカーモデルの伝達関数は次のように定義できる。

ここで、 $I_p$ は車体のy軸周りの慣性モーメント、 $C_p$ 、 $K_p$ は それぞれはサスペンションのダンパ係数、バネ定数である。

車体のピッチに対する重力の影響は無視できるほど小さ いすると、ピッチモーメント *M<sub>xall</sub>* からピッチ角 θ<sub>p</sub> までの 伝達関数は次式のように表せる。

$$\theta_{p} = \frac{1}{I_{p}s^{2} + C_{p}s + K_{p}}M_{yall}$$
$$= \frac{1}{I_{p}s^{2} + C_{p}s + K_{p}}(Mh_{g}a_{x} + M_{y}) \cdots \cdots \cdots (13)$$

同定試験より、ロール・ピッチ各パラメータは Table 2 中の Plantの様に設定した。

#### 4. 制御系設計

Fig. 5 に提案する制御系のブロック図を示す。本制御系は 速度制御系・ロール制御系・ピッチ制御系から構築されてい る。Fig. 5 中の Reference Model より,規範モデルを用いて ロール角指令値・ピッチ角指令値を生成する。また,それぞ れの制御系から生成された駆動力指令値  $F_x^*$ ,ロールモーメ ント指令値  $M_x^*$ , ピッチモーメント指令値  $M_y^*$  を満たすよ うな各輪のトルクを Fig. 5 中の DFDL(Driving Force Distribution Law) にて生成しプラントへの入力とする。Fig. 5 中に示した,  $z_{ij}$  は各サスペンションの長さであり,これ よりロール角  $\theta_r$  とピッチ角  $\theta_p$  を推定している。



Fig. 6 Reference model



Fig. 7 Block diagram of RMO/PMO

自動車には横加速度・縦加速度に応じた適切な角度指令値 が存在する(6)。しかし、本稿で想定している減速旋回では その領域に達しないため、規範モデルは実車両と同じ減速・ 旋回を行った時に出力されるロール角・ピッチ角が実車両と 比較して小さくなるように設定した。規範モデルを式(14), (15)に示す。

ここで、各パラメータ値を Table 2 中の Reference model の様に設定した。

また,規範モデルに入力するロールモーメント・ピッチ モーメントは,実車両に入力する速度指令値  $V^*$  と前輪舵 角指令値  $\delta_f^*$  を式 (16)~(18) を用いて生成する。

このとき出力されるロール角  $\theta_r^*$  とピッチ角  $\theta_p^*$  を実車両に 入力する指令値とする。

**〈4・2〉 ロールモーメントオブザーバ (RMO)・ピッチ** モーメントオブザーバ (PMO) 式 (11) と式 (13) にお いて外乱を考える場合,以下の様に記述できる。

Table 3	Parameter	variations
	1 01 011100001	1001101010

		Ι	C	K
w/o variations	Roll	$1.1  imes 10^2$	$4.7  imes 10^3$	$2.1  imes 10^4$
	Pitch	$6.2  imes 10^2$	$4.7  imes 10^3$	$8.9\times10^4$
w/ variations	Roll	$1.1  imes 10^2$	$2.0  imes 10^3$	$1.5\times 10^4$
	Pitch	$6.2  imes 10^2$	$2.0  imes 10^3$	$7.0  imes 10^4$

ただし,  $M_{xd}$ ,  $M_{yd}$  は外乱ロールモーメント, 外乱ピッ チモーメントである。このとき, Fig. 7 に示す外乱オブ ザーバを構成し,  $M_{xad} = Mh_s a_y - C_r \dot{\theta_r} - K_r \theta_r + M_{xd}$ ,  $M_{yad} = Mh_g a_x - C_p \dot{\theta_p} - K_p \theta_p + M_{yd}$ を外乱として一括補 償することで,以下の様にノミナル化できる。なお, Fig. 7 中の $I_n$ はロール軸周り・y 軸周りの慣性モーメントである。

ここで,  $F_x$  は Fig. 7 の DFO(Driving Force Observer) に て推定しており,  $M_x$ ,  $M_y$  は式 (2), (4) の関係により Fig. 7 の Roll and Pitch Moment Calculator にて推定している。

〈4・3〉 Driving Force Distribution Law: DFDL DFDL では速度制御系からの駆動力指令値  $F_x^*$  とロール制 御系からのロールモーメント指令値  $M_x^*$ , ピッチ制御系から のピッチモーメント指令値  $M_y^*$  を満たすような各駆動力を 生成する。ただし、ここでのロールモーメント指令値  $M_x^*$ ・ ピッチモーメント指令値  $M_y^*$  は前節に述べた RMO・PMO を構成することで与える。以下に DFDL 内での計算を示す。

駆動力,正負のアンチダイブ力によるロールモーメント・ ピッチモーメントの運動方程式をまとめると以下の様になる。

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ G_{fl} & G_{fr} & G_{rl} & G_{rr} \\ H_{fl} & H_{fr} & H_{rl} & H_{rr} \\ -\frac{d_f}{2} & -\frac{d_f}{2} & -\frac{d_r}{2} & -\frac{d_r}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{xfl} \\ F_{xrl} \\ F_{xrr} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_x^* \\ M_x^* \\ M_y^* \\ M_z^* \end{bmatrix}$$
(23)

式 (23) を解くことで各輪駆動力を求める。ただし、 $M_z^* = 0$  としている。

また、配分された制駆動力は $T = rF_d$ の関係を用いて各輪モータへのとトルク指令値として入力する。

5. シミュレーション

提案した制御系の有用性を確認および,パラメータ変動に 対するロバスト性の確認のため,実際の実験環境を想定した 路面における減速旋回試験をシミュレーションにて行った。

一定速度からの減速で比較を行うため車体速制御系を構築した。この車体速制御系ではに比例制御器 (Fig. 5, C<sub>1</sub>)を用い,式 (24) に示した車両重量を考慮したプラントを用いて極配置設計を行った。

車体制御系の極は $w_v = -5 \text{ rad/s}$ とした。

ロール角指令値・ピッチ角指令値は第(4・1)節で示した

規範モデルを用いて生成した。両制御器には PD 制御器 (Fig. 5,  $C_2$ ,  $C_3$ )を用い,式 (11)に示したロールモデル および式 (13)のピッチモデルから極配置法を用いて設計し た。なお、ロール制御系の極は  $w_{roll} = -30$  rad/s,ピッチ 制御系の極は  $w_{pitch} = -15$  rad/s とした。また、ロール モーメントオブザーバ・ピッチモーメントオブザーバの極 は  $w_{ro} = -40$  rad/s,  $w_{po} = -40$  rad/s とした。

また、従来法として両オブザーバを構成しない PID 制御 器のみの制御系を想定した。PID コントローラの極は極配 置法により決定した。また、各制御系の極は提案法と一致 させロール制御系の極を  $w_{roll} = -30$  rad/s、ピッチ制御系 の極を  $w_{pitch} = -15$  rad/s とした。

パラメータ変動に対するロバスト性の確認のため, サス ペンションのダンパ係数, ばね係数の変化を想定した。各 パラメータの変動を Table 3 に示す。

従来法・提案法において、パラメータ変動がある場合と無 い場合に置いて、速度 V = 40 km/h で走行中に t = 1 s で -300 Nの制動力で減速を開始し、t = 2 s で舵角を 0.03 rad 切るという減速旋回を想定したシミュレーションを行った。 シミュレーション結果を Fig. 8~Fig. 11 に示す。Fig. 8(a), Fig. 9(a) にパラメータ変動がない場合の従来法・提案法に おける速度を示す。両手法で同じ減速度で減速しているこ とが見て取れる。次に Fig. 8(b), Fig. 9(b) にロール角を, Fig. 8(c), Fig. 9(c) にピッチ角を示す。規範モデルにより 速度・舵角に応じたロール角指令値・ピッチ角指令値が生 成され、従来法・提案法共に指令値に追従し、低減してい ることが分かる。この時の各駆動力を Fig. 8(d), Fig. 9(d) に示す。従来法・提案法共に減速開始と同時にピッチを抑 える様に駆動力が配分され、旋回開始以降はピッチとロー ルを同時に抑制するように駆動力を配分していることが見 て取れる。

また, Fig. 8(a)~(d), Fig. 9(a)~(d) にパラメータ変動 がある場合の従来法・提案法の結果を示す。従来法では駆動 力が発散し,それに伴いロール角も発散,ピッチ角は指令 値に追従している様に見えるが振動している。しかし,提 案法ではパラメータ変動がある場合でも安定して指令値に 追従していることが見て取れる。

以上の結果より,規範モデルにより適切な角度指令値を 生成し,定常誤差なく指令値に追従されていることが見て 取れる。この時の駆動力は,角度指令値に一定値を入力し た場合に比べ低減されており,より適切な指令値だといえ る。また,本提案法はモデルベースである従来法に比べて, パラメータ変動に対しロバストであり,安定した安全な制 御系であるということが分かる。

#### 6. 実 験

本提案法の有効性を確認を行うため、制御なしの場合・ 提案法を適用した場合における実験を行った。実験は、第 2章で示した実験車両を用い、大学構内の試験場で行った。 ロール角・ピッチ角の測定には各サスペンションアームに取 り付けられたポテンショメータを用いた。速度 V = 20 m/s





で走行中に-300 N で減速を開始し、その後舵角を 0.09 rad 切るという減速旋回を行った。また、制御系の極はそれぞれ  $w_{roll} = -10$  rad/s、ピッチ制御系の極は  $w_{pitch} = -10$  rad/s とし、ロールモーメントオブザーバの極は  $w_{ro} = -20$  rad/s、ピッチモーメントオブザーバの極は  $w_{po} = -20$  rad/s とし た。実験結果を Fig. 12、Fig. 13 に示す。

Fig. 12(a), Fig. 13(a) に各手法による車体速を, Fig. 12(b), Fig. 13(b) にロール角を, Fig. 12(c), Fig. 13(c) に ピッチ角を示す。速度・舵角に応じた各角度指令値が生成

されていることが分かる。また, Fig. 13(b) よりピッチ角が 指令値に追従しているのが見て取れる。しかし, Fig. 13(c) ではロール角は制御なしに比べ低減されてはいるものの指 令値に追従できていない。この時の各駆動力を Fig. 12(d), Fig. 13(d) に示す。減速開始後にピッチを抑制するように駆 動力を配分しており、旋回開始後からロールを抑制する様 に配分されているのが見て取れる。しかし, 7 s あたりから トルクが車両の限界に達してしまい、飽和している。これ により、ピッチは指令値に追従できているがロールが追従



Fig. 13 Experimental results w/ control

できないと考えられる。また,駆動力が飽和しているため, 全体の制動力も制御無しと比較して若干低下してしまって いる。

### 7. まとめ

本稿では減速旋回時を想定したロールとピッチの規範モ デル追従制御を提案し、その有効性を検証した。各角度指 令値を規範モデルを用いて生成した。シミュレーション・ 実験にて規範モデルにより各角度指令値が生成されること を確認し、シミュレーションでは指令値に追従させること に成功した。しかし、実験では実験車両の構造上の限界に よりピッチは指令値に追従できているものの、ロールは完 全には指令値に追従できなかった。また、シミュレーショ ンにてパラメータ変動に対するロバスト性を確認した。

今後の課題として、本稿で使用した実験車両では正負の アンチダイブ力を大きく出すことが困難であるため、小さ い駆動力でも十分なアンチダイブ力を生成することが可能 である新しい実験車両により、本提案手法の有効性を再度 確認する必要がある。

## 謝 辞

最後に本研究の一部はNEDO 産業技術研究助成 (プロジェ クト ID:05A48701d) によって行われたことを付記する。及 び,文部科学省科学研究費補助金(課題番号 22246057) に よって行われたことを付記する。また,インホイールモー タを提供頂いた東洋電機製造株式会社に対し深く感謝申し 上げる。

#### 参考文献

 Y. Hori: "Future vehicle driven by electricity and control research on four-wheel-motored 'UOTElectric March II", IEEE Trans. on Industrial Electronics, Vol. 51, No. 5, pp. 954–962, 2004

- (2) K. Kawashima, T. Uchida, M. Tomizuka, Y. Hori: "Rolling stability control of in-wheel electric vehicle based on two-degree-of-freedom control", The 10th IEEE International Workshop on Advanced Motion Control 2008, pp. 751–756, 2008
- (3) S. Sato, H. fujimoto: "Proposal of pitching Control for Electric Vehicle with In-Wheel Motor", IEE of Japan Technical Meeting Recoard, IIC-07-81, pp. 65-70, 2007
- E. Katsuyama: "Decoupled 3D Moment Control by In-Wheel Motor", JSAE 2011 Annual Congress(Spring), No.3–11, pp. 1–6, 2011
- (5) Y. Hanamura, K. Fujita, Y. Araki, M. Oya, H. Harada: "Control of Vehicle Maneuverability and Stability of 4 Wheeled Vehicle by Active Suspension Control with Additional Vertical Load Control", The Japan Society of Mechanical Engineers. C, No. 98–0904, pp. 236–243, 1998
- (6) S. Buma, H. Satou, T.Yonekawa, T. Ohnuma, K. Hattori, M. Sugihara: "Synthesis and Development of the Avtive Control Suspension", Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers. C, Vol.157, No. 534, pp. 257–263,1991
- (7) N. Ochi, H. Fujimoto, Y. Hori: "Roll Angle Control using Positive and Negative Anti-dive Force for Electric Vehicle with Four In-wheel Motors", IEE of Japan Industry Applications Society Conference, pp. 133–136, 2012
- (8) N. Ochi, H. Fujimoto, Y. Hori: "Roll and Pitch Control using Positive and Negative Anti-dive Force for Electric Vehicle with Four In-wheel Motors", Transportation and Logistics Conference, pp. 95–98, 2012
- (9) 安部正人「"自動車の運動と制御",山海堂」(2003)