ファジィ推論を用いた電気自動車の駆動力制御に関する研究*

(前後輪・左右輪の駆動力制御)

芳村 敏夫^{*1}, 上野 亮祐^{*2}, 日野 順市^{*1}

Traction Force Control of an Electric Vehicle Using Fuzzy Reasoning

(Traction Force Control on Front and Rear Wheels and on Left and Right Wheels)

Toshio YOSHIMURA, Ryosuke UENO and Junichi HINO

This paper presents the traction force control of an electric vehicle using fuzzy reasoning. The electric vehicle is in a wheel-in-motor system, and the yaw moment is regulated by the traction force control on front and rear wheels and on left and right wheels (F/R & L/R TC). The traction force control is determined by using fuzzy reasoning where the slip ratio, the error of yaw rate and the change in the error of yaw rate are denoted as the input variables of the fuzzy control rules for left and right wheels, and the yaw rate and the error of yaw rate done as those for front and rear wheels. Comparing the simulation result obtained from the proposed method with that obtained from the traction force control only on left and right wheels (L/R TC), the former indicates more improved performance than the latter in handling and stability of the vehicle.

Key Words: Dynamics of Machinery, Motion Control, Control Device, Fuzzy Set Theory, Electric Vehicle, Traction Force Control, Yaw Rate, Slip Ratio

1. 緒 言

環境問題やエネルギー問題の対策のために電気自動車の研究・開発が最近特に注目されるようになってきた⁽¹⁾⁻⁽⁴⁾。電気自動車は車輪内部にモータを取付けたもので(Wheel-in-motor system), 駆動系に特別な設計を加えなくても, 駆動力を四輪独立に制御することができ, 任意に車両の旋回運動の制御や, 車輪のスリップ防止などが可能である。

車両の運動ではタイヤの特性のために, 必ずしもドライバの意志どおりの駆動力や横力が得られるものではない。そのために, もし一定の操舵角に対して車両が旋回しすぎたりあるいはその逆の場合, 適正に旋回するようにドライバがそれを修正しなければならない。したがって, 前後輪および(あるいは)左右輪に適当な駆動力差を与えてヨーモーメントを発生させることにより車両が操舵に対して正確に追従できるようにすれば, ドライバの負担を軽減することができる。また, 高速で走行中に大きな操舵を行った場合や滑りや

すい路面で過大なトルクをかけた場合には, タイヤが空転を起こすことがあるのでこれを防止する必要がある。

車両の旋回制御を行うためには, ドライバの操舵により発生するヨーモーメントが不足する場合は外輪側の駆動力を増加し内輪側の駆動力を減少させ, またそれが過多な場合はその逆になるように左右輪に駆動力を配分すればよい。これについてはすでに報告したが⁽³⁾ 急激なヨーレートの変化に対しては左右輪の駆動力の配分だけでは対応できないことがある。したがって, このような場合はさらに前後輪の駆動力の配分をも考慮しなければならない。前後輪の駆動力の配分は直接ヨーモーメントを制御しないが, 左右輪の駆動力の配分を補うという意味で効果があると考えられる。一方, スリップ防止についてはスリップが大きくなった車輪の駆動トルクを減少させることにより行う。電気自動車の駆動トルクを四輪独立に制御できるので, 一つの制御装置でヨーモーメントの制御とスリップの防止を同時に行うことが可能である。

本研究では, このような問題をファジィ推論を用いた左右輪の駆動力配分制御(L/R TC)の手法⁽³⁾を拡張・適用し, 前後輪・左右輪の駆動力配分制御(F/R & L/R TC)を設計する。ファジィ推論において if-

* 原稿受付 1998 年 3 月 16 日。

^{*1} 正員, 徳島大学工学部 (☎ 770-8506 徳島市南常三島町 2-1)。

^{*2} 徳島大学大学院。

E-mail: yosimura @ me.tokushima-u.ac.jp

then 形の制御規則を作成する際には、タイヤの空転量および車両のヨーレートの二つの入力変数に対して制御を決定することができる。ここでは、作成した制御規則によって得られる制御の妥当性を確かめるために、シミュレーションを行う。対象とする電気自動車は 4 WS, 4 WD モードから前輪操舵、後輪駆動モードまで自由に選択することができるが⁽¹⁾、ここでは前輪操舵、4 WD モードとする。

2. 車両モデル

車両モデルは図 1 に示すように、車両の前後方向、横方向、ヨーイング、ローリングの 4 自由度のモデルで運動方程式は以下になる⁽³⁾。

$$m(\dot{u} - v\gamma) = (D_{f1} + D_{f2})\cos\delta + D_{r1} + D_{r2} - (SF_{f1} + SF_{f2})\sin\delta - F_a \quad (1)$$

$$m(\dot{v} + u\gamma) = (D_{f1} + D_{f2})\sin\delta + (SF_{f1} + SF_{f2})\cos\delta + SF_{r1} + SF_{r2} \quad (2)$$

$$I\dot{\gamma} = \{(D_{f1} + D_{f2})\sin\delta + (SF_{f1} + SF_{f2})\cos\delta\}a - (SF_{r1} + SF_{r2})b - (SF_{f2} - SF_{f1})\sin\delta(d/2) + M_o \quad (3)$$

ただし、

$$M_o = \{(D_{f2} - D_{f1})\cos\delta + D_{r2} - D_{r1}\}(d/2) \quad (4)$$

ここで、

m : 車両重量

u, v : 前後方向、横方向の速度成分

γ : ヨーレート

δ : 操舵角

I : ヨー慣性モーメント

a, b : 前、後軸～重心間距離

d : トレッド

M_o : 駆動力制御により発生させるヨーモーメント

F_a : 空気抵抗

D_{ij} : 駆動力

SF_{ij} : 横力

($i=f, r, j=1, 2$) は前後左右を表す。車両の速度 V は

$$V = \sqrt{u^2 + v^2} \quad (5)$$

であり、 F_a は空気抵抗で走行速度 V の二乗に比例し

$$F_a = 0.610 V^2 \quad (6)$$

で与えられるが、この係数は日本自動車研究所での走行試験により得られた。ここでは、運動方程式(1)～(3)において 4 輪独立に駆動力 D_{ij} を制御するものとする。

各タイヤの横滑り角 β_{ij} および走行速度 V_{tij} は図 1 より求めることができる⁽³⁾。また、各タイヤに作用する垂直荷重 W_{ij} を以下のように定義する。

$$W_{f1} = W_{f10} - dW - dW_f \quad (7)$$

$$W_{f2} = W_{f20} - dW + dW_f \quad (8)$$

$$W_{r1} = W_{r10} + dW - dW_r \quad (9)$$

$$W_{r2} = W_{r20} + dW + dW_r \quad (10)$$

ここで、 W_{ij0} は静止時の接地荷重、 dW 、 dW_f 、 dW_r はそれぞれ前後荷重移動、前後輪の左右の荷重移動を示している。ローリング運動によるキャンバー角の変化によりキャンバースラストが発生するが、ローリング運動は定常状態のみを考慮し、ロールが車両に及ぼす影響は荷重移動のみとする。ロール角を ϕ とすれば、

$$\phi = \frac{m_s h_s V}{K_\phi - m_s g h_s} \gamma \quad (11)$$

となる。したがって、前後、左右の荷重移動はそれぞれ

$$W_{fj0} = \frac{mgb}{2(a+b)} \quad (12)$$

$$W_{rj0} = \frac{mga}{2(a+b)} \quad (13)$$

$$dW = \frac{mha_x}{2(a+b)} \quad (14)$$

$$dW_f = \frac{K_\phi \phi}{d} + \frac{m_s b h_s a_y}{(a+b)d} \quad (15)$$

$$dW_r = \frac{K_\phi \phi}{d} + \frac{m_s a h_s a_y}{(a+b)d} \quad (16)$$

である。ここで、

m_s : ばね上質量

h : 重心の高さ

h_s : ロールセンタ～重心間距離

K_ϕ : ロール剛性

$a_x (= \dot{u} - v\gamma)$: 前後方向の加速度

$a_y (= \dot{v} + u\gamma)$: 横方向の加速度

g : 重力加速度

を示す。

Fig. 1 Vehicle model

3. タイヤモデル

各タイヤが角速度 ω_{ij} , 横滑り角 β_{ij} , 速度 V_{ij} で走行しているとする。このタイヤにモータからのトルク T_{ij} により駆動力 D_{ij} が生じ、操舵などにより横力 SF_{ij} が生じ、車体からの垂直荷重 W_{ij} が作用しているときタイヤの回転に関する運動方程式は

$$I_t \dot{\omega}_{ij} = T_{ij} - D_{ij}R - F_d R \quad \dots\dots\dots (17)$$

となる。ただし、

I_t : タイヤの慣性モーメント

R : タイヤの有効半径

F_d : タイヤの転がり抵抗

を表す。ただし、転がり抵抗は垂直荷重 W_{ij} に比例し、式(6)の空気抵抗と同様に試験結果より、

$$F_d = 0.0083 W_{ij} \quad \dots\dots\dots (18)$$

となる。

タイヤに働く横方向の力と前後方向の力を同時に考慮するために、ブラッシュモデルを用いる⁽⁵⁾。モータからのトルクが作用するとき、タイヤの路面の接地点でのトレッドラバの縦方向に変形が生じる。また、操舵などによりタイヤの回転面と進行方向にずれが生じれば横方向に変形が生じる。それらの変形による弾性力が駆動力あるいは横力となるので、タイヤの駆動力および横力はスリップ率、横滑り角、垂直荷重、タイヤの走行速度の関数として求められる⁽⁵⁾。図2にスリップ率と駆動力および横力の関係を示す⁽¹⁾⁽³⁾⁽⁵⁾。ただし、ここでのスリップ率は

$$S_{ij} = \frac{R\omega_{ij} - V_{ij}}{R\omega_{ij}} \quad \dots\dots\dots (19)$$

で与えられ、0と1の間の値をとる。

4. 駆動力制御

4.1 左右輪の駆動力配分制御の制御規則

ここではL/R TCは、時間間隔 Δt ごとに実行するものとする。離散時刻 $i\Delta t$ において、操舵角と車速から決まる目標のヨーレート γ^* とセンサからフィードバック

Fig. 2 Tire characteristics

してきた実際のヨーレート γ との偏差 e を $e(i) = \gamma^*(i) - \gamma(i)$ とし、 $e(i)$ の一階差分を $\Delta e(i) = e(i) - e(i-1)$ とする。車両のヨーレートは

$$\gamma = \frac{1}{1 + A V^2} \frac{V}{a + b} \delta \quad \dots\dots\dots (20)$$

で表される。ここで、 A はスタビリティファクタであり、

$A < 0$ のとき オーバーステア

$A = 0$ のとき ニュートラルステア

$A > 0$ のとき アンダーステア

と呼ぶ。また、目標ヨーレートはニュートラルステアとするため

$$\gamma^* = \frac{V}{a + b} \delta \quad \dots\dots\dots (21)$$

となる。

L/R & F/R TC の設計では、制御規則の数をできるだけ減少させるために $e(i)$ と $\Delta e(i)$ の重み付き和である

$$E(i) = k_1 e(i) + k_2 \Delta e(i) \quad \dots\dots\dots (22)$$

とセンサよりフィードバックした各輪のスリップ率 $S_{ij}(i)$ を入力変数とし、左右輪への駆動トルク $T_{cij}(i)$ の増加あるいは減少を指令する制御規則を作成する。ただし、 k_1 および k_2 は正の定数である。制御規則の作成にはファジィラベル、NB(負で大)、NM(負で中)、NS(負で小)、ZE(零)、PS(正で小)、PM(正で中)およびPB(正で大)を用いる。ここでは、 E についてはNB、NS、ZE、PS、PBの5種類、 S についてはZE、PS、PBの3種類、 T_c についてはNB、NM、NS、ZE、PS、PM、PBの7種類とする。したがって、前後輪において左右輪配分制御では15とおりの制御規則ができる。

制御規則の作成は以下に行う。

左旋回するとき (i) $E > 0$ では内輪側(左車輪)の駆動力を減少させ、外輪側(右車輪)の駆動力を増加させる
(ii) $E < 0$ では内輪側(左車輪)の駆動力を増加させ、外輪側(右車輪)の駆動力を減少させる。

右旋回するとき (i) $E > 0$ では内輪側(右車輪)の駆動力を増加させ、外輪側(左車輪)の駆動力を減少させる
(ii) $E < 0$ では内輪側(右車輪)の駆動力を減少させ、外輪側(左車輪)の駆動力を増加させる。ただし、スリップ率が大きくなる場合には、図2に示すように駆動力と横力がともに減少するため、駆動トルクを急激に減少させるようにした。

If-then 形の制御規則 R_i は2入力・1出力であるので

$$R_i: \text{If } x \text{ is } X_i \text{ and } y \text{ is } Y_i \text{ then } z \text{ is } Z_i$$

$$i=1, 2, \dots, n \dots\dots\dots (23)$$

と記述することができる⁽³⁾⁽⁶⁾。ただし、 x , y は入力変数, z は出力変数, X_i , Y_i , Z_i はファジィラベル, また n は制御規則の数であるとする。制御規則の調整では、 S が PB のときはスリップ防止のために Z_i はすべて NB とし、また ZE, PS のときは駆動トルクを増加させるためにスリップを誘発しないように Z_i は PB, PM, PS とする。また、反対側の車輪ではこれと逆の制御が働くようにする。これらをシミュレーションによって確認しながら調整した結果、表 1 のような制御規則が得られた。

4.2 前後輪の駆動力配分制御の制御規則 上述した L/R TC ではヨーモーメントを直接的に制御するのに対して、F/R TC はヨーモーメントを間接的に制御して L/R TC を補う役割をするものとする。

タイヤに働く駆動力 D と横力 SF は、

$$\sqrt{D^2 + SF^2} \leq \mu W \dots\dots\dots (24)$$

によって制約されるから、この領域内で設計しなければならない⁽⁵⁾。ただし、 μ は路面と車輪の間の摩擦係数, W は垂直荷重である。F/R TC は前後輪での横力に差をもたしてヨーモーメントを制御するが、 e と γ より前後輪でのトルクの増加あるいは減少を指令する。 e については NB, NS, ZE, PS, PB の 5 種類のファジィラベル, γ については N(負), P(正)の 2 種類のファジィラベル, T_c については NB, NM, NS, ZE, PS, PM, PB の 7 種類のファジィラベルとする。したがって、10 とおりの制御規則ができる。

制御規則の作成は以下のように行う。

左旋回するとき ($\gamma > 0$) は、(i) $e > 0$ (アンダステア) で前輪の駆動力を減少させ、後輪の駆動力を増加させる。(ii) $e < 0$ (オーバステア) では前輪の駆動力を増加させ、後輪の駆動力を減少させる。

右旋回するとき ($\gamma < 0$) は、(i) $e > 0$ (オーバステア) では前輪の駆動力を増加させ、後輪の駆動力を減少させる。(ii) $e < 0$ (アンダステア) では前輪の駆動力を減少させ、後輪の駆動力を増加させる。

この場合も 2 入力・1 出力であるので、式(23)で与えられる制御規則を適用できる。L/R TC のスリップ防止の操作を F/R TC が妨げないように、かつ両者の出力和がモータの最大発生トルクを越えないようにシミュレーションで確認しながら調整した結果、表 2 のような制御規則が得られた。

4.3 ファジィ推論と制御器 ファジィ推論とそれに基づいた制御器の設計において、前後輪および左右輪において同様であるために、ここでは変数の添字 (ij) を省略する。制御規則の入力変数である E と e , S , γ および出力変数である T_c に関するメンバシップ関数を図 3(a), (b), (c) および (d) に与える。ただし、(b) はタイヤ特性を参考にして作成した。

ここでは、非ファジィ化値を求めるために簡略推論法を用いる⁽⁶⁾。この方法は式(23)において入力変数 x , y の測定値がそれぞれ x^0 , y^0 として得られたとき、制御規則 R_i においてメンバシップ関数値 $X_i(x^0)$, $Y_i(y^0)$ の積を適合度とする。ただし、 $X_i(x)$, $Y_i(y)$ はメンバシップ関数である。出力変数 T_c のメンバシップ関数が図 3(d) のようにシングルトンであるので出力変数の推論値はその高さ h_i に相当し、すべての制御規則からの推論結果より非ファジィ化値を

Table 1 Fuzzy rules in L/R TC
for left tires

		E				
		NB	NS	ZE	PS	PB
S	ZE	PB	PM	ZE	NM	NB
	PS	PM	PS	ZE	NS	NM
	PB	NB	NB	NB	NB	NB

for right tires

		E				
		NB	NS	ZE	PS	PB
S	ZE	NB	NM	ZE	PM	PB
	PS	NM	NS	ZE	PS	PM
	PB	NB	NB	NB	NB	NB

Table 2 Fuzzy rules in F/R TC
for front tires

		e				
		NB	NS	ZE	PS	PB
γ	N	NB	NM	ZE	PS	PB
	P	PB	PS	ZE	NM	NB

for rear tires

		e				
		NB	NS	ZE	PS	PB
γ	N	PB	PM	ZE	NS	NB
	P	NB	NS	ZE	PM	PB

Fig. 3 Membership functions

Fig. 4 Block Diagram of fuzzy controller

$$z^0 = \frac{\sum z_i h_i}{\sum h_i} \dots\dots\dots (25)$$

のように与える。ただし、 z_i は出力変数 z のメンバシップ関数 $Z_i(z)$ の代表点までの距離を表す。これにより、トルク T_c はこの z^0 に出力ゲインを乗じたものとして求められる。

得られた制御器のブロック線図を図4に示す。図4中の k_1, k_2, k_3, k_4 はスケールングファクタであり、これらを各変数に乘ずることにより -1 から 1 の範囲になるように、それぞれ $20, 60, 30, 10$ とした。また、

スケールングファクタを乗じた入出力変数のメンバシップ関数の領域は -1 から 1 とした。ただし、スリップ率は零から 1 の値を取るためスケールングファクタは 1 となる。

F/R TC ではスリップ率を考慮していないので、L/R TC で取扱うスリップ防止の操作を妨げないようにゲイン k_5, k_6 を調整し、それぞれ $200, 120$ とした。

実際のトルク T はこの T_c にドライバのアクセル開度から決まるトルク T_0 を加減することにより

$$T = T_c + T_0 \dots\dots\dots (26)$$

となる。この T を式(17)に代入すれば駆動力が求まる。

4.4 モータの出力特性

出力トルクを決定する際には車両のモータ特性を考慮しなければならない。これは、先の空気抵抗、転がり抵抗の試験と同様に行ったが、後輪二輪でのモータの発生する最大トルク T_{max} の試験結果⁽⁸⁾ より次の関係式

$$T_{max} = \begin{cases} 765 & (n < 500) \\ -0.69(n - 500) + 765 & (n \geq 500) \end{cases} \dots\dots\dots (27)$$

を導いた。ただし、 n はモータの回転数(rpm)を示し、二輪同時に駆動しているから一輪当たりのトルクは $1/2$ となる。また、モータの駆動効率 η は 0.95 である。

5. シミュレーション

5.1 シミュレーション結果

現実の道路で問題となる代表的な操舵の入力としてステップ入力と正弦波入力を与えることにより、シミュレーションを行う。このシミュレーションによって応答の速さや目標ヨーレートへの収束性などを確認することができる。目標ヨーレートへの追従性がよくなるとドライバの余分な動作は軽減されるが、しかしヨーレートが急激に変動するのは好ましいとはいえない。

(i) ステップ入力 初速度 40 km/h で低 μ 路 ($\mu = 0.3$) を加速しながら操舵角 2° のステップ入力を与えたときの車両の応答を求めた。アクセルの踏み込み量は一定とし、 T_{0ij} はすべて 200 Nm とする。ただし、車両の運動方程式はオイラー法⁽⁷⁾ で刻み時間 1 ms 、制御のための時間間隔は 10 ms 、また使用した車両のパラメータは前報⁽³⁾ と同一とする。

シミュレーション結果を図5(a)～(e)に示す。図5(a)は非制御での実際のヨーレートを示しており、路面の摩擦係数が低いために発生するヨーレートは目標ヨーレートに比べて小さくなり、偏差が拡大している。図5(b)はL/R TC のみでの実際のヨーレートを

(a) Yaw rate without control

(b) Yaw rate with L/R TC only

(c) Yaw rate with F/R & L/R TC

(d) Motor torque with L/R TC only

(e) Motor torque with F/R & L/R TC

Fig. 5 Response subject to step input

(a) Yaw rate without control

(b) Yaw rate with F/R & L/R TC and L/R TC only

(c) Motor torque with L/R TC only

(d) Motor torque with F/R & L/R TC

Fig. 6 Response subject to sinusoidal input

示しており、目標ヨーレートに追従しているが、速度が上昇したときには偏差が大きくなることがわかる。図5(c)はF/R & L/R TCでの実際のヨーレートを示しており、目標ヨーレートへの追従性が図5(b)の場合に比べて良好であることがわかる。図5(d)はL/R TCのみでの出力トルクを示しているが、左右輪に駆動力差を持たせてヨーモーメントを発生させ、不足しているヨーレートを増大させていることがわかる。図5(e)はF/R & L/R TCでの出力トルクを示すが、L/R TCでの不足をF/R TCによって補っていることがわかる。

(ii) 正弦波入力 初速度 40 km/h で低 μ 路 ($\mu = 0.3$) を加速しながら、振幅 2° 、周期 5 秒で 2 周期の正弦波で操舵を与えたときの車両の応答を求めた。アクセルの踏み込み量は一定とし、 T_{0ij} はすべて 200 Nm とする。その他の条件は(i)の場合と同一である。

シミュレーション結果を図6(a)～(d)に示す。図6(a)は非制御での実際のヨーレートを示しているが、追従性が悪く、かつ不安定であることがわかる。図6(b)は制御での実際のヨーレートを示しているが、追従性が良好であることがわかる。またL/R TCのみに比べて、F/R & L/R TCでは発生するヨーレートが若干大きく、速度が上昇した後半の部分では速くなっていることがわかる。図6(c)、(d)はそれぞれL/R TCのみ、F/R & L/R TCの出力トルクを示しているが、各輪に駆動力差をもたせていることがわかる。

5.2 F/R & L/R TCの性能評価 提案する制御の妥当性を確かめるために、ヨーレートの追従性を評価する。評価指数として目標ヨーレートとセンサからフィードバックされた実際のヨーレートの偏差 e の絶対値の総和とする。

操舵がステップ入力するとき、非制御の場合に比べてL/R TCのみでは14.4%に、F/R & L/R TCでは7.0%にそれぞれ減少した。また正弦波入力するとき、L/R TCのみでは22.7%に、F/R & L/R TCでは17.2%にそれぞれ減少した。以上の結果から、ここで提案した制御を用いれば、詳細な制御アルゴリズムを用いなくても、また条件が変化しても、狙いとする車両挙動の安定化が可能であることがわかった。したがって、提案する方法によってドライバの負担がかなり軽減できるといえる。

6. 結 言

本研究では、電気自動車の操縦性および安定性の向上と、スリップ防止を目的としてファジィ推論によってF/R & L/R TCを設計し、その妥当性をシミュレーションによって確認した。シミュレーションの結果、ここで提案したF/R & L/R TCはL/R TCの場合よりもヨーレートの追従性において良好であることから、車両挙動の安定性が優れていることを示した。

文 献

- (1) 那須秀俊・樋笠博正・芳村敏夫, 機論, **61**-591, C (1995), 4326-4333.
- (2) 那須秀俊・樋笠博正・芳村敏夫, 機論, **62**-595, C (1996), 976-982.
- (3) 芳村敏夫・内田裕万・那須秀俊・日野順市, 機論, **62**-600, C (1996), 3139-3144.
- (4) 清水浩・ほか8名, 自動車技術会学術講演会, 921084 (1992), 17-20.
- (5) 安部正人, 自動車の運動と制御, (1992), 179-192, 山海堂.
- (6) 日本ファジィ学会編, 講座ファジィ「ファジィ制御」, (1993), 11, 日刊工業新聞社.
- (7) 芳村敏夫・横山隆・日野順市, 基礎振動工学 (1992), 124, 共立出版.