四輪操舵車の適応形ヨーレート、横加速度および D^* 制御系の設計†

金 井 喜美雄*・越 智 徳 昌*・藤 代 武 史**

伊 藤 健**・川 辺 武 俊**

Design of Adaptive-Type Yaw Rate, Lateral Acceleration
and D^* -Controllers for 4-Wheel Steering Car

Kimio KANAI*, Yoshimasa OCHI*, Takeshi FUJISHIRO**,

Ken ITO** and Taketoshi KAWABE**

1. は し が き

後輪を操舵することの一つの目的は、低速域で小回り性能を向上させ、中高速域で運動性を向上させることである。基本的にはあらかじめ車速と前後輪操舵角比の関係を決めておき、走行中の車速と前輪操舵角に応じて、機械的あるいは電気的に後輪を操舵することになる^{1),2)}。しかし、後輪を前輪操舵角に対して比例的に動かすだけでは車両運動の過渡特性が車速によって大きく変わり、必ずしも操縦性と安定性を高いレベルで両立できているとはいいがたい。そこで、ヨーレートあるいは横加速度を被制御量とし、モデル追従制御を用いてそれらが希望の応答特性をもつように、後輪を操舵することが考えられる³⁾。

本稿では、さらに車両動特性が不確定な場合を想定し、パラメータ同定を行いながら制御パラメータを修正していくことを考える。不確定なパラメータとしては、タイヤと路面の状態によって大きく値が変わるコーナリングパワーを選ぶ。ヨーレート、横加速度およびそれらの線形結合である D^* をそれぞれ被制御量としてモデル追従サーボコントローラを設計し、計算機シミュレーションにより有効性を検討する。

2. 制御系の構成

2.1 離散時間モデル追従形サーボコントローラ

(1) 状態方程式、出力方程式

† 第26回計測自動制御学会学術講演会で発表(昭62・7)

* 防衛大学校 横須賀市走水 1-10-20

** 日産自動車(株)中央研究所 横須賀市夏島町1

* The National Defense Academy, Yokosuka

** Central Engineering Laboratories, Nissan Motor Co., LTD., Yokosuka

(Received October 21, 1987)

(Revised December 12, 1987)

Key Words: model following control, parameter identification, 4-wheel steering car

プラント、モデルおよび出力誤差をつぎのように定義する。

プラント ($x_p \in R^{n_p}, u, y_p \in R$)

$$x_p(k+1) = A_p x_p(k) + B_p u(k) + B_p r(k) \quad (1)$$

$$y_p(k) = C_p x_p(k) + D_p u(k) + D_p r(k) \quad (2)$$

モデル ($x_r \in R^{n_r}, r, y_r \in R$)

$$x_r(k+1) = A_r x_r(k) + B_r r(k) \quad (3)$$

$$y_r(k) = C_r x_r(k) \quad (4)$$

出力誤差

$$e(k) = y_p(k) - y_r(k) \quad (5)$$

(2) 拡大系

モデル入力 $r(k)$ をステップとし、上述のプラント、モデルおよび出力誤差に対して以下のような拡大系を考える⁴⁾。

$$z_p(k) = x_p(k+1) - x_p(k) \quad (6)$$

$$z_r(k) = x_r(k+1) - x_r(k) \quad (7)$$

$$v(k) = u(k+1) - u(k) \quad (8)$$

とおくと、(9)式のようにになる。

$$\begin{bmatrix} z_p(k+1) \\ e(k+1) \\ z_r(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_p & 0 & 0 \\ C_p & 1 & -C_r \\ 0 & 0 & A_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_p(k) \\ e(k) \\ z_r(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_p \\ D_p \\ 0 \end{bmatrix} v(k) \quad (9)$$

(3) 制御入力

(9)式で表わされるシステムに対して、つぎの評価関数を最小にする制御入力 $v(k)$ を求める。

$$J = \sum_{k=0}^{\infty} [Qe(k)^2 + Rv(k)^2] \quad (10)$$

ここで、 $Q \geq 0$, $R > 0$ である。最適フィードバックゲイン $K = [K_1 \ K_2 \ K_3]$ はよく知られているように、代数 Riccati 方程式の解より決定される。

$$v(k) = K_1 z_p(k) + K_2 e(k) + K_3 z_r(k) \quad (11)$$

これより、 $u(k)$ に関与するつぎの差分方程式が得られる。

Fig. 1 System structure of the proposed scheme

$$u(k+1) = (1 + K_1 B_p + K_2 D_p)u(k) + \{K_1(A_p - I_p) + K_2 C_p\} x_p(k) + \{-K_2 C_r + K_3(A_p - I_p)\} x_r + (K_1 B_{pr} + K_2 D_r + K_3 B_r)r \quad (12)$$

ここで， I_p ， I_r はそれぞれ $n_p \times n_p$ ， $n_r \times n_r$ の単位行列である。

2.2 パラメータ同定

プラントのパラメータは離散時間の最小 2 乗法を用いて同定する。状態量はすべて入手可能とする。

全体のシステム構成は Fig. 1 のようになる。

3. 数値計算例

車両の運動は 2 次系で近似する。

$$\dot{x}_p = A_{cp} x_p + B_{cp} u + B_{cpr} r \quad (13)$$

ここで，

$$A_{cp} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix}, \quad B_{cp} = \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \end{bmatrix}, \quad B_{cpr} = \begin{bmatrix} b_3 \\ b_4 \end{bmatrix}$$

$$a_{11} = -\frac{2(L_F^2 e K_F + L_R^2 K_R)}{I_z V},$$

$$a_{12} = \frac{2(L_R K_R - L_F e K_F)}{I_z V}$$

$$a_{21} = \frac{2(L_R K_R - L_F e K_F)}{M V} - V, \quad a_{22} = -\frac{2(K_R + e K_F)}{M V}$$

$$b_1 = -\frac{2L_R K_R}{I_z}, \quad b_2 = \frac{2L_F e K_F}{I_z N}, \quad b_3 = \frac{2K_R}{M},$$

$$b_4 = \frac{2e K_F}{M N}$$

$x_p = [\phi, V_y]^T$ ， $u = \delta_R$ ， $r = \theta$ ，である。ここで， ϕ はヨーレート， V_y は横加速度， δ_R は後輪操舵角， θ はステアリングホイール角である。また， M は車体質量， I_z は z 軸まわりの慣性モーメント， L_F ， L_R はそれぞれ重心から前後輪車軸までの距離， N はステアリングギア比， $e K_F$ ， K_R はそれぞれ前後輪の等価コーナリングパワーである。

出力はヨーレート制御のとき $y_p = \phi$ ，横加速度制御のとき $y_p = \alpha = V\phi + \dot{V}_y$ ， D^* 制御のとき $y_p = D^* = G_1 \alpha + G_2 \phi$ である。ここで， V は車速， G_1 ， G_2 は適当な定数である。シミュレーションは 3 通りのケースについて実行し，それぞれの場合の A_p ， B_p などの係数は以下の車両諸元より決定される。

- ・ノミナルと実際の値が同じもの

$$M = 125 \text{ (kgf} \cdot \text{s}^2/\text{m)}, \quad I_z = 200 \text{ (kgf} \cdot \text{ms}^2), \quad L_F = 1 \text{ (m)}, \quad L_R = 1.5 \text{ (m)}, \quad N = 20, \quad V = 50 \text{ (m/s)}$$

- ・ノミナルと実際の値が異なるものを Table 1 のように設定する。

モデルは 1 次遅れ系とする。

$$\dot{x}_r(t) = (-x_r(t) + k r(t)) / T \quad (14)$$

ここで， T ， k はそれぞれ適当な時定数，ゲインで， $T = 1 \text{ (s)}$ ， k は $8.33 \text{ (m/s}^2)$ (α 制御)， 0.167 (rad/s) (ϕ 制御)， $16.7 \text{ (m/s}^2)$ (D^* 制御) とし，また， $r = \theta_s = \pi/6 \text{ (rad)}$ とする。

(10) 式の評価関数の重みは， $Q = 1.0$ とし， $R = R_0$ (α 制御)， R_0/V^2 (ϕ 制御)， $R_0/(1 + G_2/V)^2$ (D^* 制御) のように与える。ここでは， $R_0 = 1.0$ (case 1, 2)， $R_0 = 10^5$ (case 3) とし， D^* の重みは， $G_1 = 1.0$ ， $G_2 = V$ とする。

以上のシステムを離散値化し計算機シミュレーションを行う。サンプリング周期は 0.02 (s) ，同定したパラメータによるフィードバックゲイン修正の周期は 0.08 (s) である。初期条件は $x_p(0) = 0$ ， $x_r(0) = 0$ とする。 $\delta_R(0)$ は $\alpha(0) = 0$ となるように $-b_4 \theta_s / b_2$ とする。

case 1 におけるヨーレート，横加速度，後輪操舵角の応答の様子をそれぞれ Fig. 2～Fig. 4 に示す。

Fig. 5 は case 1 におけるパラメータ A_p の同定状況である。また，case 1 でパラメータ同定をしなかった場合の応答を Fig. 6, 7 に示す。図の α -MF 等は横加速度などを出力として制御したことを示す。

パラメータ同定が 0.08 秒で完了しているため制御すべき出力はモデルによく追従している。しかし，図から明らかにように制御に考慮していない状態量の応答は好ましくないが， D^* 制御ではヨーレート，横加速度とも比較的良好な応答をしている。パラメータ同定

Table 1 Nominal and real parameters (kgf/rad)

	Nominal		Real	
	$e K_F$	K_R	$e K_F$	K_R
Case 1	3,750	5,000	1,875	2,500
Case 2	3,750	5,000	3,000	4,000
Case 3	1,875	2,500	3,750	5,000

Fig. 2 Yaw rate responses for case 1

Fig. 3 Lateral acceleration responses for case 1

Fig. 4 Rear wheel steering angles for case 1

を行わない場合は、特に定常値への追従性が悪くなっている。

4. あとがき

本報告では、車速一定として計算したが、実際には車速が大きく変ることがあるし、また、タイヤと路面の状態によっては運動の非線形性が強くなる。このような場合には、別の対策が必要になるう。

参考文献

- 1) 金沢, 古谷: 四輪操舵車による車両運動性能の向上, 自動車技術, **39-3**, 226/274 (1985)

Fig. 5 Parameter identification of A_p for case 1

Fig. 6 Yaw rate responses without parameter identification for case 1

Fig. 7 Lateral acceleration responses without parameter identification for case 1

- 2) N. Yasuda, S. Furutani, H. Kanazawa and H. Inoue: Improvement of Vehicle Dynamics by Vehicle-Speed-Sensing Four-Wheel Steering System, SAE-Technical Paper Series, 860624 (1986)
- 3) 伊藤, 藤代, 川辺, 金井, 越智: 四輪操舵車の新しい制御法—モデル追従制御による方法—, 計測自動制御学会論文集, **23-8**, 828/834 (1987)
- 4) 古田, 小宮: 線形多変数系に対するモデル追従形サーボコントローラ的设计, 計測自動制御学会論文集, **18-1**, 8/14 (1982)