自動車の走行安定化 Gain-Scheduling 制御*

金 原 輝^{*1}, 劉 康 志^{*2}

A Gain-Scheduling Control Method for Automotive Vehicle Stabilization

Akira KANEHARA^{*3} and Kang-Zhi LIU^{*3} Department of Electronics and Mechanical Engineering, Chiba University,
1-33 Yayoicho, Inage-ku, Chiba-shi, Chiba, 263-8522 Japan

In this paper, a gain-scheduling controller for automotive vehicles is proposed. This controller is to protect the vehicle from spin and realize the improved cornering performance. Since the vehicle unstabilization is mainly caused by the cornering force saturation of rear tire. This saturation is considered explicitly in design by using LPV modelling method. And a gain-scheduling controller is designed based on linear matrix inequality (LMI) approach. Simulation shows that the vehicle stability performance is improved significantly as compared with robust control based on linearized model.

Key Words: Nonlinear Control, Robust Control, Automobile, Vehicle Stability, LMI, Gain-Scheduling Controller, LPV Model

は じ め に

電子制御技術の発展に伴い自動車の運動制御には様々な側面からの研究がなされているが、その一つとして走行安定性に関するものが挙げられる。そもそも自動車が走行する場合、タイヤにはまっすぐに戻ろうとする力が働く。しかし雨天時や悪路などにおいて通常と同じ感覚で操舵を行うと、車両はスピン状態に陥る恐れがある。熟練ドライバーは経験によりこれを回避することが可能であるが、しかし事故の多くはこのような過度の操舵角操作により発生しており、これを自動制御により防止することが期待されている。

前後の車輪に発生するコーナリングフォースにより車体にヨーモーメントが与えられる。自動車の旋回運動は、このヨーモーメントの不均衡により行われる。ここで問題となるのは、コーナリングフォースは状態に対し線形ではなく非線型性(飽和特性)を持つことである。とくに雨天時などはこの飽和特性が顕著に現れる。そして、過大な操舵角を入力した場合この飽和特性により十分なコーナリングフォースを得られず車体はスピン状態に陥ることとなる。そのため、期待される動作に出来るだけ近い応答しつつもスピンを防止するような制御が必要になる。また、単にスピンを防

止するだけにとどまらず、平衡姿勢に移行するまでの状態の応答についても考える必要がある。例えば、車体の角速度が大きく上下することは操縦性の悪化につながり望ましくない。

小野ら⁽³⁾はコーナリングフォースの飽和特性および路面状態による変動を、あるセクタ条件を満たす非線型関数としてとらえ H_∞ 制御に基づく制御系を提案している。

本論文では、コーナリングフォースの非線型特性を新たなパラメータで表現し Linear Parameter Varying (LPV) モデルへ書き直すことにより、システムの状態に依存するゲインスケジューリング制御器を設計する。スケジューリングを行うことにより、固定されたフィードバックゲインを用いる場合と比較し、より良い応答が得られることが期待できる。また、路面状況の変化によるコーナリングフォースの変動をモデルの不確かさとして扱うが、本手法は線形近似を行う場合よりも不確かさの範囲を小さくすることができる。

1. 制 御 対 象

1-1 走行車両モデル 制御対象は図1に示す一定速度旋回車両モデルであり、前輪操舵角制御系を設計する。その運動方程式は、左右の車輪を等価的に1つにまとめた二輪車モデルとして記述できる⁽¹⁾。車体横滑り角 β とヨー角速度 r を状態変数とすると、運動

* 原稿受付 2006年10月16日。

^{*1} 千葉大学工学部 (〒263-8522 千葉市稲毛区弥生町1-33)。^{*2} 正員、千葉大学工学部。

E-mail: kzliu@faculty.chiba-u.jp

Fig. 1 Vehicle Model

方程式は

$$mv \left(\frac{d}{dt} \beta + r \right) = F_f + F_r \quad (1)$$

$$I_z \frac{d}{dt} r = (l_f F_f - l_r F_r) \cos \beta \quad (2)$$

で与えられる⁽³⁾. これを状態空間モデルで記述すると

$$\dot{\beta} = \frac{F_f + F_r}{mv} - r \quad (3)$$

$$\dot{r} = \frac{l_f F_f - l_r F_r}{I_z} \cos \beta \quad (4)$$

となる. 各パラメータは, β : 車体スリップ角, r : ヨー角速度, F_f, F_r : 前後輪コーナリングフォース, α_f, α_r : 前後輪スリップ角, δ_f : 前輪操舵角, l_f, l_r : 前後軸-重心間距離, m : 車両質量, I_z : ヨー慣性モーメント, v : 車速である. また, コーナリングフォース F_f, F_r は, それぞれ車輪のスリップ角 α_f, α_r の関数である.

$$F_f := F_f(\alpha_f), \quad F_r := F_r(\alpha_r) \quad (5)$$

前輪及び後輪のスリップ角度 α_f, α_r は, 車体スリップ角度 β , ヨー角速度 r 及び操舵角度 δ_f より求めることができる. すなわち, 操舵角度を $\delta_f = 0$ としたときの前輪スリップ角度を α'_f とおくと

$$\alpha_f(\beta, r, \delta_f) = \alpha'_f(\beta, r) - \delta_f \quad (6)$$

$$\alpha'_f(\beta, r) = \beta + \tan^{-1} \left(\frac{l_f}{v} r \cos \beta \right) \quad (7)$$

$$\alpha_r(\beta, r) = \beta - \tan^{-1} \left(\frac{l_r}{v} r \cos \beta \right) \quad (8)$$

が成立する.

ところで, タイヤの力学特性は複雑でありコーナリングフォースを厳密にモデル化することは非常に困難である. そのためいくつかの近似モデルが提案されている. ここでは, 車両シミュレータなどでよく用いられている magic formula と呼ばれる次式を用いる.

$$F_m(\alpha_m) = D_m \sin C_m \tan^{-1} \{ B_m (1 - E_m) \alpha_m + E_m \tan^{-1} (B_m \alpha_m) \} \quad (9)$$

$F_m(\alpha)$ はある車輪に発生するコーナリングフォースであり, α はそのスリップ角である. 係数 $B_{cf}, C_{cf}, D_{cf}, E_{cf}$ の同定手法は文献⁽⁵⁾などで与えられている.

また, コーナリングフォースは路面状況の変化により変動する. 路面変化によるコーナリングフォースの変動幅を図2に示す. 上下の鎖線がそれぞれ晴天時と雨天時のコーナリングフォースを表し, これは⁽⁴⁾の数値を用いて magic formula により計算したものである. 実線で示された中間値を $\tilde{F}_r$ で表す.

Fig. 2 Change of Road Environments

これらを用いて, 路面変化によるコーナリングフォースの変動を表す不確かな時変係数 ϕ を定義する.

$$\phi = \frac{F_r - \tilde{F}_r}{\alpha_r} \quad (10)$$

F_r を左辺に移項すると次式を得る.

$$F_r(\beta, r, \phi) = \tilde{F}_r(\beta, r) + \phi \alpha_r \quad (11)$$

これを代入し (3), (4) 式を書き直す.

$$\dot{\beta} = \frac{F_f + \tilde{F}_r}{mv} - r + \frac{\phi \alpha_r}{mv} \quad (12)$$

$$\dot{r} = \frac{l_f F_f - l_r \tilde{F}_r}{I_z} \cos \beta - \frac{l_r \phi \alpha_r}{I_z} \cos \beta \quad (13)$$

ところで, 前輪のコーナリングフォースも後輪のそれと同様に路面状況により変化する. また, 新たなパラメータを用いることにより後輪と同様の方法で前輪についても変動を含むモデルを構築することが可能である. しかしシミュレーションの結果などから, 後輪についてのみ考慮すれば十分である.

1.2 LPV モデル LPV (線形パラメータ変動) モデルは, 非線形系を (近似なしに) 線形モデル形式で表すのに有効である. そこで, (12), (13) 式の非線形システムを状態に依存するパラメータを用いることにより LPV モデルとして記述する.

図3は⁽⁴⁾の雨天時における数値を用いて前後輪のコーナリングフォースを計算した結果である. ここで

Fig. 3 Cornering Force(F_f , F_r)

は、スピンの陥りやすい状況として、下り坂でブレーキをかけ一定速度で走行した場合を考えている。このとき、図3に示すように前輪のコーナリングフォースは後輪と比べ高い車輪スリップ角度まで線型性を維持していることがわかる。これは前後のタイヤスリップ角 α_f, α_r が共に増大したとき、後輪のコーナリングフォースが前輪のそれに比べ小さくなることを意味し、スピンを引き起こす可能性が高いと考えられる。ここで重要なのは後輪コーナリングフォースの飽和であり、前輪においてはコーナリングフォースをスリップ角の線形関数で近似しても差し支えない。よって、

$$F_f(\alpha_f) \cong -c_f \alpha_f = -c_f \alpha'_f + c_f \delta_f \quad (14)$$

とする。また、 $|\beta| \ll 1$ より (8) の α_r は

$$\alpha_r \cong \beta - \frac{l_r}{v} r$$

で近似できる。これを、(11) 式第2項に代入すると、

$$F_r \cong \tilde{F}_r(\alpha_r) + \phi \beta - \phi \frac{l_r}{v} r \quad (15)$$

が成立する。

上の近似を用いて (12), (13) 式を時変の線形システムに書き直すと次式となる。

$$\begin{aligned} \dot{x} &= \begin{pmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{pmatrix} x + H(\phi)x + B\delta_f \quad (16) \\ x &= [x_1, x_2]^T = [\beta, r]^T \\ H(\phi) &= \phi \begin{bmatrix} \frac{1}{mv} & -\frac{l_r}{mv^2} \\ -\frac{l_f}{I_z} & \frac{l_f}{I_z v} \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} \frac{1}{mv} c_f \\ \frac{1}{I_z} l_f c_f \end{bmatrix} \end{aligned}$$

A_{ij} は次のようになる。

$$\begin{aligned} A_{11} &= \frac{-c_f \{\alpha'_f(\beta, r) - \alpha'_f(0, r)\}}{mv\beta} \\ &\quad + \frac{\tilde{F}_r(\alpha_r(\beta, r)) - \tilde{F}_r(\alpha_r(0, r))}{mv\beta} \\ A_{12} &= \frac{-c_f \alpha'_f(0, r) + \tilde{F}_r(\alpha_r(0, r))}{mvr} - 1 \\ A_{21} &= \frac{-l_f c_f (\alpha'_f(\beta, r) - \alpha'_f(0, r))}{I_z \beta} \\ &\quad - \frac{l_r (\tilde{F}_r(\alpha_r(\beta, r)) - \tilde{F}_r(\alpha_r(0, r)))}{I_z \beta} \\ A_{22} &= \frac{-l_f c_f \alpha'_f(0, r) - l_r \tilde{F}_r(\alpha_r(0, r))}{I_z r} \end{aligned}$$

ここで、 $\alpha'_f(0, r), \alpha_r(0, r)$ はそれぞれ車体の滑り角 β を零としたときのタイヤ横滑り角であり、

$$\alpha_f(0, r) = \tan^{-1} \left(\frac{l_f}{v} r \right), \quad \alpha_r(0, r) = -\tan^{-1} \left(\frac{l_r}{v} r \right)$$

に等しい。 A_{12} と A_{22} の値は、ほぼ変動しないため定数とみなせる。ここで表現の簡略化のため、

$$\theta = [\theta_1, \theta_2], \quad \theta_1 = A_{11}, \quad \theta_2 = A_{21} \quad (17)$$

と書く。変数 θ_i の上限と下限を見積もるにあたり、変数 β, r の定義域を定める必要がある。ここでは実際の走行に際し、十分大きいとみなせる $|\beta|, |r| < 0.5$ の範囲で考えるものとする。各 θ_1, θ_2 の最大値を $\bar{\theta}_i$ 、最小値を $\underline{\theta}_i$ とおけば

$$\underline{\theta}_i \leq \theta_i \leq \bar{\theta}_i, \quad i = 1, 2 \quad (18)$$

が成り立つ。

操舵入力を以下の2つの部分に分解する。

$$\delta_f = \delta_{sw} + u \quad (19)$$

δ_{sw} : ドライバの手動操作等による入力

u : スピン防止のための制御入力

最終的に、本式を (16) に代入することによって対象を LPV モデル

$$\dot{x} = A'(\theta, \phi)x + B\delta_{sw} + Bu \quad (20)$$

$$A'(\theta, \phi) := A(\theta) + H(\phi) \quad (21)$$

として記述することができる。以下、このシステムに対して制御器を設計する。

2. 制御器の設計

文献⁽³⁾⁽⁴⁾同様、モデルマッチング手法で制御系を設計する。制御系の構造は図4のようになる。規範モデ

Fig. 4 Control System

ル P_0 の状態を x_r とし、誤差変数を

$$\bar{x} = x - x_r \quad (22)$$

とおく。系全体のダイナミクスは次式となる。

$$\dot{\bar{x}} = A'(\theta, \phi)\bar{x} + (A'(\theta, \phi) - A_r)x_r + Bu \quad (23)$$

$$\dot{x}_r = A_r x_r + B\delta_r \quad (24)$$

変数 ϕ が未知でありゲインスケジューリングに用いることができないため、制御器を θ のみに依存するものとする。

$$u = F(\theta)\bar{x} \quad (25)$$

$$F(\theta) = F_0 + \theta_1 F_1 + \theta_2 F_2 \quad (26)$$

拡大系の状態変数を $\tilde{x} = [\bar{x}^T, x_r^T]^T$ とおくと、閉ループ系は以下となる。

$$\dot{\tilde{x}} = \tilde{A}\tilde{x} + \tilde{B}\delta_{sw} \quad (27)$$

$$\tilde{A} = \begin{bmatrix} A'(\theta, \phi) + BF(\theta)A(\theta, \phi) - A_r & 0 \\ 0 & A_r \end{bmatrix}, \tilde{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ B \end{bmatrix} \quad (28)$$

フィードバックゲイン F は変数 θ の関数であるが、 θ は θ は式 (17) に基づいて状態変数（車体横滑り角及びヨー角速度）より計算できる。

2.1 極配置条件付き L_2 ゲイン最小化 制御仕様を決定するにあたり、以下のことを考える。目的は自動車のコーナリング時におけるスピン防止であるが、単純にスピンを防止するだけでなく操作者の望む旋回動作もできるだけ実現しなければならない。そこで、規範入力（手動操舵角）が 2 乗積分有界であると仮定した上で、規範モデルとの状態の誤差を評価出力として入出力 L_2 ゲインを最小化するような制御器を設計する。この仮定は操舵角が最終的にかならず中心に戻すことに対応しており、実際の運転を想定した場合現実的な仮定であるといえる。

まず、評価出力 z を誤差状態の線形結合とする。

$$z = \tilde{C}_z \tilde{x} = C_z \bar{x} \quad (29)$$

$$\tilde{C}_z = [0, C_z] \quad (30)$$

規範入力 δ_r から評価誤差出力までの入出力 L_2 ゲインを γ 以下に抑えることを考える。

$$\sup_{\|\delta_r\|_2 \neq 0} \frac{\|z\|_2}{\|\delta_r\|_2} \leq \gamma \quad (31)$$

L_2 ゲインが γ 以下になる十分条件は次式で与えられる（文献⁽²⁾参照）。

$$\begin{bmatrix} Q\tilde{A}^T + \tilde{A}Q + \frac{1}{\gamma}\tilde{B}\tilde{B}^T Q\tilde{C}_z^T \\ \tilde{C}_z Q & -1 \end{bmatrix} \leq 0$$

$\tilde{A}$ には変数 F が含まれているため、変数変換を行う必要がある。そこで、

$$Q = \begin{bmatrix} Q_1 & 0 \\ 0 & Q_2 \end{bmatrix} \quad (32)$$

とおき、変数

$$M(\theta) = M_0 + \theta_1 M_1 + \theta_2 M_2 \quad (33)$$

$$M_i = F_i Q_1, \quad i = 0, 1, 2 \quad (34)$$

を定義する。このとき不等式条件は次式となる。

$$\Sigma + \Sigma^T \leq 0 \quad (35)$$

$$\Sigma = \begin{bmatrix} A'Q_1 + BM(A' - A_r)Q_2 & Q_1 C_z^T \\ 0 & A_r Q_2 + \frac{1}{2\gamma} B B^T & 0 \\ 0 & 0 & -1 \end{bmatrix}$$

これは変数 θ, ϕ に依存した時変の不等式である。これを LMI へと変換するため、以下の操作を行う。まず、 θ, ϕ を抜き出した形で記述する。

$$\Sigma = \Sigma_0 + \theta_1 \Sigma_1 + \theta_2 \Sigma_2 + \phi \Sigma_3 \quad (36)$$

Σ_i はそれぞれ定数行列である。 θ, ϕ は三次元ベクトルであり、 θ, ϕ の最大最小値に対応する 8 つの頂点をもつ直方体の領域に存在する。各頂点における Σ の値は次のようになる。

$$\begin{aligned} \bar{\Sigma}_1 &= \Sigma_0 + \bar{\theta}_1 \Sigma_1 + \bar{\theta}_2 \Sigma_2 + \bar{\phi} \Sigma_3, \bar{\Sigma}_2 = \Sigma_0 + \underline{\theta}_1 \Sigma_1 + \bar{\theta}_2 \Sigma_2 + \bar{\phi} \Sigma_3 \\ \bar{\Sigma}_3 &= \Sigma_0 + \bar{\theta}_1 \Sigma_1 + \underline{\theta}_2 \Sigma_2 + \bar{\phi} \Sigma_3, \bar{\Sigma}_4 = \Sigma_0 + \underline{\theta}_1 \Sigma_1 + \underline{\theta}_2 \Sigma_2 + \bar{\phi} \Sigma_3 \\ \bar{\Sigma}_5 &= \Sigma_0 + \bar{\theta}_1 \Sigma_1 + \bar{\theta}_2 \Sigma_2 + \underline{\phi} \Sigma_3, \bar{\Sigma}_6 = \Sigma_0 + \underline{\theta}_1 \Sigma_1 + \bar{\theta}_2 \Sigma_2 + \underline{\phi} \Sigma_3 \\ \bar{\Sigma}_7 &= \Sigma_0 + \bar{\theta}_1 \Sigma_1 + \underline{\theta}_2 \Sigma_2 + \underline{\phi} \Sigma_3, \bar{\Sigma}_8 = \Sigma_0 + \underline{\theta}_1 \Sigma_1 + \underline{\theta}_2 \Sigma_2 + \underline{\phi} \Sigma_3 \end{aligned}$$

このとき、制約不等式 (35) は次の 8 つの頂点における不等式と等価である。

$$\bar{\Sigma}_i + \bar{\Sigma}_i^T < 0, \quad i = 1, 2, 3, \dots, 8 \quad (37)$$

この LMI 条件のもとで最小の γ を与える M_i を求め、

$$F_i = M_i Q_i^{-1}, \quad i = 0, 1, 2 \quad (38)$$

の関係よりフィードバックゲインを決定できる。

ところで、この LMI 条件のもとで解を決定した場合に、各頂点における閉ループ系の極が原点から大きく離れてしまい望ましい応答を得られない。そこで、閉ループ極を所望する領域内に限定するための制約不等式を追加する⁽⁶⁾。

$$\Gamma + \Gamma^T > 0 \quad (39)$$

$$\Gamma = \begin{bmatrix} \frac{1}{2} r_{eig}^2 Q_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{2} r_{eig}^2 Q_2 & 0 & 0 \\ A Q_1 + B M + \frac{1}{2} c_{eig} Q_1 & 0 & Q_1 & 0 \\ (A_r - A) Q_2 & A_r Q_2 + \frac{1}{2} c_{eig} Q_2 & 0 & Q_2 \end{bmatrix}$$

c_{eig}, r_{eig} はそれぞれ領域の中心と半径であり、領域は図 5 に示すような実軸上に中心をもつ円となっている。これは時変の不等式であるが上と同様に

Fig. 5 Pole Placement

$\bar{\Gamma}_1 = \Gamma_0 + \bar{\theta}_1 \Gamma_1 + \bar{\theta}_2 \Gamma_2 + \bar{\phi} \Gamma_3$, $\bar{\Gamma}_2 = \Gamma_0 + \underline{\theta}_1 \Gamma_1 + \underline{\theta}_2 \Gamma_2 + \bar{\phi} \Gamma_3$
 $\bar{\Gamma}_3 = \Gamma_0 + \bar{\theta}_1 \Gamma_1 + \underline{\theta}_2 \Gamma_2 + \bar{\phi} \Gamma_3$, $\bar{\Gamma}_4 = \Gamma_0 + \underline{\theta}_1 \Gamma_1 + \underline{\theta}_2 \Gamma_2 + \bar{\phi} \Gamma_3$
 $\bar{\Gamma}_5 = \Gamma_0 + \bar{\theta}_1 \Gamma_1 + \bar{\theta}_2 \Gamma_2 + \underline{\phi} \Gamma_3$, $\bar{\Gamma}_6 = \Gamma_0 + \underline{\theta}_1 \Gamma_1 + \bar{\theta}_2 \Gamma_2 + \underline{\phi} \Gamma_3$
 $\bar{\Gamma}_7 = \Gamma_0 + \bar{\theta}_1 \Gamma_1 + \underline{\theta}_2 \Gamma_2 + \underline{\phi} \Gamma_3$, $\bar{\Gamma}_8 = \Gamma_0 + \underline{\theta}_1 \Gamma_1 + \underline{\theta}_2 \Gamma_2 + \underline{\phi} \Gamma_3$
 とおくことにより次式の LMI へ書き直される。

$$\bar{\Gamma}_i + \bar{\Gamma}_i^T < 0, \quad i = 1, 2, 3, \dots, 8 \quad (40)$$

3. シミュレーション

以上で提案した設計手法を用いて、制御器を設計し数値シミュレーションにより検証する。物理パラメータは $l_f = 1.2[m]$, $l_r = 1.3[m]$, $I_z = 3000[kgm^2]$, $m = 1500[kg]$ であり、これらは文献⁽⁴⁾と同じである。また、設計のための各パラメータは

$$C_z = [1, 1], \quad r_{eig} = 8, \quad c_{eig} = 10;$$

と設定した。また、規範モデルは雨天時を想定した原点での線形近似モデル

$$A = \begin{bmatrix} -3.20 & -0.205 \\ 3.99 & 18.05 \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 1.50 \\ 18.05 \end{bmatrix}$$

を用いた。設計されたフィードバックゲインは

$$F_0 = [5.8473, -0.2045]$$

$$F_1 = [-0.6575, 0.0031]$$

$$F_2 = [0.1633, -0.0051]$$

であり、状態フィードバックを用いる。また、パラメータ θ, ϕ の最大値と最小値はそれぞれ

$$\bar{\theta}_1 = 1.2399, \quad \underline{\theta}_1 = -0.5737 \quad (41)$$

$$\bar{\theta}_2 = 40.7912, \quad \underline{\theta}_2 = 17.2144 \quad (42)$$

$$\bar{\phi} = 1.7053 \times 10^4, \quad \underline{\phi} = -1.7053 \times 10^4 \quad (43)$$

である。

低摩擦（雨天時）を想定し、規範入力を $\delta_{sw} = 0$ とした場合についていくつかの初期値からの β - r 平面上の軌跡は図 6 である。これを見るとすべての軌道が原点に向かって収束しているのがわかる。軌道が交差しているのは状態が分岐しているのではなく、実際は規範モデルの状態を含む 4 次の系のためである。

つぎに、同様の条件の下でステップ状の操舵角目標値を与えた場合の結果を図 7 に示す。文献⁽⁴⁾の結果と比較して、ヨー角速度の行き過ぎ量が少ない。スピン防止の観点から見ると、車両旋回角速度の上下が穏やかであり危険な挙動をとりにくい、という点で優れていると言える。

図 8～図 10 にはステップ応答を示す。点線が規範モデルである。鎖線が雨天時での制御なし場合の応答だが、2 秒前後で状態が発散しはじめスピン状態に陥っていることがわかる。実線で示したのが雨天時において提案手法により制御した場合の応答である。晴天時は制御のあるなしにかかわらず、ほぼ同じ挙動を示したので制御器ありの場合のみを破線で示した。定常偏差はシステムの特性上なくすることはできないが、しかしどちらの路面状況においても十分よく追従できている。

おわりに

タイヤのコーナリングフォースの非線型飽和特性を陽に考慮した自動車モデルに対して、モデルを LPV システムとして表現することによりゲインスケジューリングコントローラを設計した。数値シミュレーションでは線形近似モデルに対する H_∞ 制御器⁽³⁾と比較して、少ない行き過ぎ量で平衡状態に移動できることが

Fig. 6 $\delta_{sw} = 0$ Fig. 7 $\delta_{sw} = 0.03$ Fig. 8 Sideslip Angle ($\delta_{sw} = 0.03$) Fig. 9 Yaw Velocity ($\delta_{sw} = 0.03$) Fig. 10 Steering Angle ($\delta_{sw} = 0.03$)

確認できた。これはスピン防止という設計目標を考えると、有効な制御系であるといえる。

文 献

- (1) Masato Abe, *dynamics and control of automobile (in japanese)*, (1992), Sankaido
- (2) S. Boyd, L. E. Ghaoui, E. Feron, V. Balakrishnan, *Linear Matrix Inequalities in System and Control Theory*, (1994), p.109, Society for Industrial and Applied Mathematic
- (3) Eiichi. Ono, *Theoretical analysis of counter steering and vehicle dynamics control*, "Journal of the Society of Instrument and Control Engineers", vol. 45, No 3, (2006), pp.185-190
- (4) Eiichi Ono, Shigeyuki Hosoe, Hoang D. Tuan, Shun'ichi Doi, *Bifurcation in Vehicle Dynamics and Robust Front Wheel Steering Control*, "IEEE Trans. Contr. Syst. Technol.", vol. 6, (1998), pp.412-420
- (5) Masahiko Mizuno, Toshimichi Takahashi, Masatoshi Hada, *Magic Formula Tire Model Using the Measured Data of a Vehicle Running on Actual Roads*, "R&D Review of Toyota CRDL", vol. 34, No. 3, (1999)
- (6) Asai Toru, *Analysis and design of linear robust control system based on LMI*, "Journal of the Society of Instrument and Control Engineers", vol. 42, No. 12, (2003), pp.1032-1038