

車両運動の安定性解析と制御への応用

小野英一，土居俊一

Vehicle Running Stability Analysis and Spin Control

Eiichi Ono, Shun'ichi Doi

要 旨

本研究は，車両運動の安定性解析とアクティブ制御による走行時運動性能の向上を目的としたものである。ここでは，まず，自動車の旋回時に発生するスピン現象を微分幾何学的なアプローチにより解析する。さらに，運動安定性向上のために制御系が満足すべき条件を導出し，この条件に基づいた制御系設計をアクティブブレーキを用いたDirect Yaw Moment制御系に適用する。この設計には，LMI (Linear Matrix Inequality : 線形行列不等式) の手法が適用され，車速を時変パラメータとしたゲインスケジュールドコントローラが導出される。このように設計された制御系の運動性能向上効果をシミュレーションによって確認する。

Abstract

The instability of a vehicle in a state of spin is explained by the notion of saddle-node bifurcation, the characteristic of which has a close connection with perturbations of cornering force. The control law for a direct yaw moment control system to protect a vehicle from spin is designed through LMI (Linear Matrix Inequality) approach. The designed controller satisfies a constant scaling H^∞ norm condition for an arbitrary velocity in some specified range; this guarantees that the control robustly stabilizes the vehicle and protects it from spin in the presence of perturbations of cornering force. The result is examined through computer simulations.

キーワード

車両運動，安定性，制御，ブレーキ，数値解析，LMI， H^∞ 制御，ダイレクトヨーモーメント

1. はじめに

自動車の走行時運動性能の向上は予防安全上の重要な課題となっている。本研究は，車両運動の安定性解析とアクティブ制御による運動性能向上を目的としたものである。ここでは，まず，自動車の旋回時に発生するスピン現象を微分幾何学的なアプローチにより解析する。さらに，スピン防

止のために制御系が満足すべき条件を導出し，この条件を満足し，かつドリフトアウト抑制のためヨー角速度の目標値追従特性の向上を図る制御則を導出する。そして，その制御則を左右制動力差を利用したDirect Yaw Moment制御^{1, 2)}によって実現する。なお，制御系設計はLMI (Linear Matrix Inequality : 線形行列不等式) の手法^{3~6)}を用いて行う。LMIを利用した制御系設計は，設計

問題を数値最適化問題に置き換えるものであり、高速の計算機の普及に伴い注目を集めつつある手法である。この手法では、システムの凸性を利用することによって、ある特定の構造をもつ時変システムに対する設計も可能であり、時変パラメータに依存したコントローラが導出される⁴⁾。一方、車両運動は車速を時変パラメータとして含むシステムであり、車速に適応したコントローラの導出などLMIの車両運動制御における有用性が期待される。そして、こうして設計された制御系の運動性能向上効果をシミュレーションによって確認する。

2. 車両運動の安定性

2.1 車両運動の安定性シミュレーション

車速一定時の車両運動の安定性数値解析をFig. 1に示す非線形コーナリング特性⁷⁾を含む次式の2自由度モデルに基づいて行う。

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

$$\frac{d}{dt} r = (a_f F_f - a_r F_r) \cdot \cos \beta \quad \dots\dots\dots (2)$$

ただし、 β は横滑り角、 r はヨー角速度、 F_f 、 F_r は前後輪コーナリングフォース、 a_f 、 a_r は前後軸重心間距離 ($a_f = 1.2$ [m], $a_r = 1.3$ [m]), I_z はヨー慣性モーメント ($I_z = 3000$ [kgm²]), m は車両質量 ($m = 1500$ [kg]) である。また、Fig. 1において

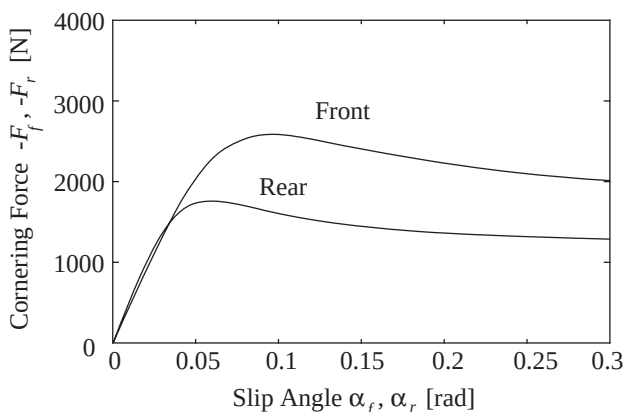


Fig. 1 Equivalent cornering characteristics.

$$\alpha_f = \beta + \tan^{-1} \left(\frac{a_f}{v} \cdot r \cos \beta \right) - \delta_f,$$

$$\alpha_r = \beta - \tan^{-1} \left(\frac{a_r}{v} \cdot r \cos \beta \right)$$

ただし、 α_f 、 α_r は前後輪スリップ角、 v は車速 ($v = 20$ [m/s]), δ_f は前輪舵角である。なお、このコーナリング特性はスピンの発生しやすい状況として、低 μ 路の下り坂をエンジブブレーキを掛けながら定速走行するといった厳しい走行条件を仮定したものである。Fig. 2は初期状態 (+) から2秒間の状態軌道を示したものである。 $\delta_f = 0$ [rad]の状態では、原点に安定な平衡点が存在しており、これは直進状態を表している。安定領域から出発した軌道は、安定平衡点に収束している。これは、外乱等により車体にある程度横滑りが発生しても、直進状態に戻ることを表している。また、 $\delta_f = 0$ [rad]のときには、セパトリクス⁸⁾とよばれる安定と不安定の領域を分割する境界が存在しており、外乱が大きく、状態がこの不安定領域に出してしまった場合には、横滑り角は発散し、スピン状態に陥ってしまう。このようなセパトリクスの存在は、不安定な平衡点 (鞍型点) の存在と対応しており、セパトリクス上には不安定な平衡点が存在している。舵角を徐々に大きくすると安定な平衡点はFig. 2において左上に移動し、舵角に応じた左旋回が実現されていることを表している。しかし、このような状況では、安定な平衡点は不安定領域に近く、外乱等により状態が不安定領域に移り、スピンに陥る可能性が大きい。さらに舵角を大きくすると安定な平衡点と不安定な平衡点が衝突し消滅してしまう。この結果、安定領域が存在しなくなり、車両は常にスピン状態に陥る。このような平衡点の消滅は、saddle-node分岐⁸⁾とよばれる分岐現象の一つである。Fig. 3に前輪舵角と対応する平衡点の状態量との関係を示す。ドライバは走行するコースに応じたヨー角速度が得られるように前輪舵角を操舵するが、急カーブで限界 (分岐点) を越えるような操舵を行った場合、分岐により安定な平衡点が消滅しスピンの状態に陥ってしまう。熟練ドライバは、このような状

況ではカウンタステアによってハンドルを逆方向に操舵し、車両を安定化させることができる。このカウンタステアは、順方向の操舵では成し得ない急旋回を定常的に実現することも可能であり、Fig. 3の破線で示した不安定な平衡点上に車両運動を安定化させるテクニックであると解釈できる。

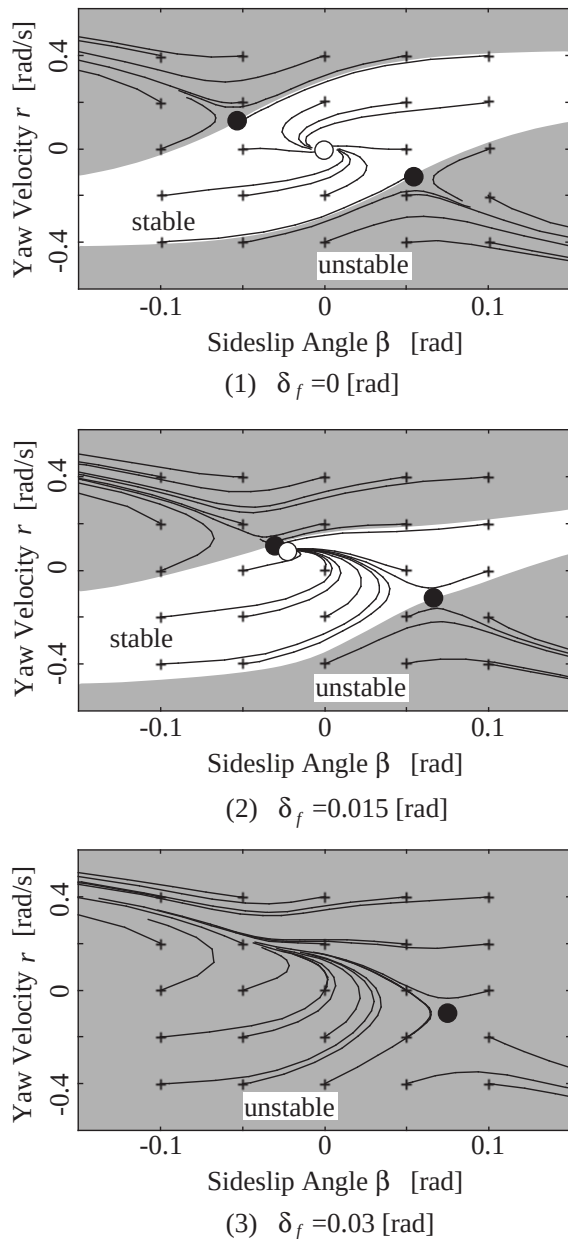


Fig. 2 Trajectories of the vehicle without control on a low friction road.
○ : stable equilibrium point
● : saddle-points

2. 2 安定性に関する理論解析

前節で示した分岐現象は前輪舵角をパラメータとすると二つの平衡点の衝突による消滅とみなされるが、各平衡点における横滑り角の値をパラメータとすると、安定な平衡点が不安定化する現象とみなすこともできる。本節では、この不安定化の原因について解析する。平衡点の局所的な安定性はその平衡点周りの線形化システムの安定性によって判別することができる⁸⁾。ここでは、車両運動の線形化システムの特性方程式を導出し、その係数の変化を観測することによって不安定化の原因を解析する。車両運動の特性方程式は、次式のように計算される。

$$s^2 + p \cdot s + q = 0 \quad \dots\dots\dots (3)$$

ただし、

$$p = \frac{c_f^* + c_r^*}{mv} + \frac{a_f^2 c_f^* + a_r^2 c_r^*}{I_z v}, \quad \dots\dots\dots (4)$$

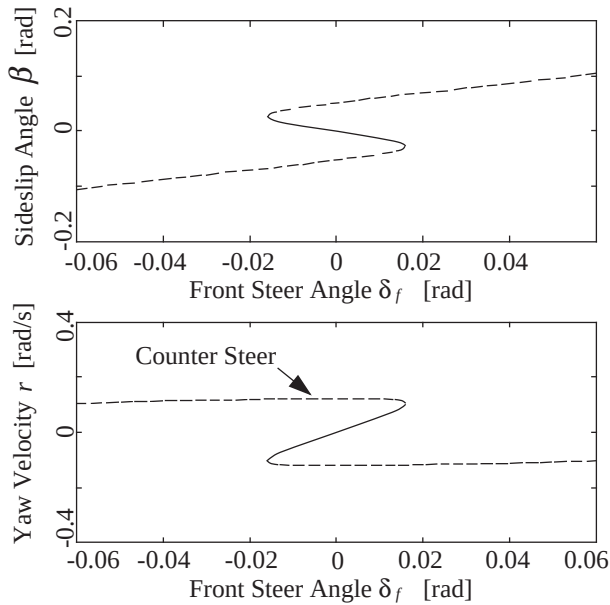


Fig. 3 Bifurcation diagram of the vehicle traveling on a low friction road.
(solid: stable equilibrium point,
dashed: unstable equilibrium points)

$$q = \frac{(a_f + a_r)^2 c_f^* c_r^*}{m I_z v^2} - \frac{a_f c_f^* - a_r c_r^*}{I_z} \quad \dots\dots(5)$$

ここで、 c_f^* 、 c_r^* はそれぞれ平衡点周りの前後輪コーナリングフォースの傾きを表している。**Fig. 4**は横滑り角の値をパラメータとして平衡点における p 、 q の値をそれぞれ式(4)、(5)に基づいて求めたものである。平衡点が安定となる区間を実線で、不安定となる区間を破線で示しているが、この不安定な領域は q が負となる領域と一致しており、これが不安定化の原因となっていることがわかる。また、 $q < 0$ は

$$c_r^* < \frac{m v^2 a_f c_f^*}{m v^2 a_r + (a_f + a_r)^2 c_f^*} \quad \dots\dots\dots(6)$$

を表している。これは前後輪コーナリングフォースの傾きのバランスにより不安定化することを表している。ところで、式(6)が成立している不安定平衡点は、制御により安定化させることができる。この場合、平衡点が安定化される結果、セパトリクスは消滅し、全領域が安定化されることになる。そこで、

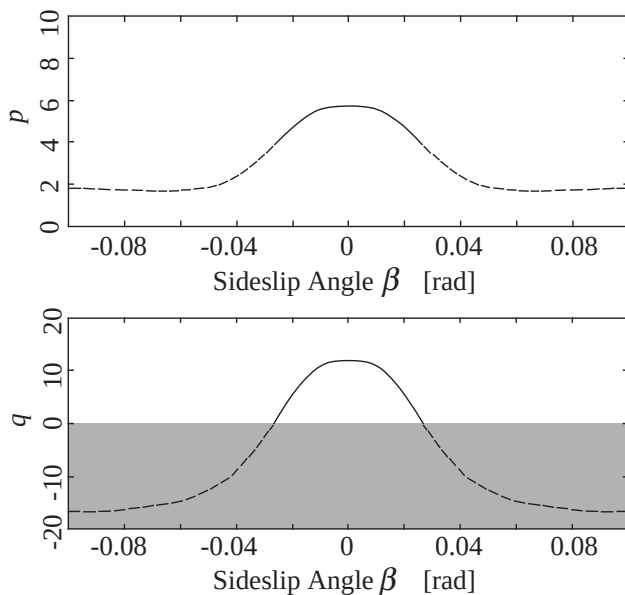


Fig. 4 Coefficients of characteristic equation.

$$s^2 + p \cdot s + q = 0$$

次章では、コーナリングフォースの変動を許容する制御系設計を行い、不安定平衡点の安定化によるスピン防止法を考える。

3. 車両運動の安定化制御

本章では、車両運動の平衡点が不安定化するような限界領域においても運動を安定化し、スピン防止と高い旋回性能を両立させる Direct Yaw Moment 制御則を導出する。前章では一定車速走行での解析を行ったが、スピンは加減速を伴う限界走行状態において発生しやすいことから、ここでは車速を時変パラメータとして扱った制御系設計をLMIの手法に基づいて行う。

3. 1 制御系設計のための車両運動モデル

制御系設計のために基本的な性質を保存する範囲内でモデルの簡素化を行う。前章における解析の結果、車両運動の不安定化は前後輪コーナリングフォースの傾きのバランスに原因があることがわかっており、設計のためのモデルはこの性質を表現する必要がある。このため、前後輪コーナリングフォースを次式のように変動を含む形でモデル化する。

$$F_f = -c_f(1 + W_f \Delta_f) \alpha_f \quad \dots\dots\dots(7)$$

$$F_r = -c_r(1 + W_r \Delta_r) \alpha_r \quad \dots\dots\dots(8)$$

ただし、 c_f 、 c_r は前後輪コーナリングスティッフネスノミナル値 ($c_f = 8.90 \times 10^4$, $c_r = 4.35 \times 10^4$), W_f , W_r は前後輪コーナリングフォース変動率の基準化のための重み ($W_f = 0.5$, $W_r = 1.26$), Δ_f , Δ_r は基準化された変動率 ($-1 \leq \Delta_f, \Delta_r \leq 1$) である。なお、後輪に関しては符号が変化する変動まで考慮しているが、これはコーナリング特性が負勾配となる限界領域まで考慮することに対応している。このとき、車体横速度 v_y とヨー角速度 r を状態量とした車両運動は、

$$\dot{\mathbf{x}} = A(v_x) \mathbf{x} + B_1 \cdot \Delta \cdot \mathbf{z} + B_f \delta_f + B_2 u \quad \dots\dots\dots(9)$$

$$\mathbf{z} = C(v_x) \mathbf{x} + D_f \delta_f \quad \dots\dots\dots(10)$$

ただし,

$$A(v_x) = A_n v_x + A_d \frac{1}{v_x},$$

$$A_n = \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad A_d = \begin{bmatrix} -\frac{c_f + c_r}{m} & -\frac{a_f c_f - a_r c_r}{m} \\ -\frac{a_f c_f - a_r c_r}{I_z} & -\frac{a_f^2 c_f + a_r^2 c_r}{I_z} \end{bmatrix},$$

$$B_1 = \begin{bmatrix} \frac{c_f}{m} & \frac{c_r}{m} \\ \frac{a_f c_f}{I_z} & -\frac{a_r c_r}{I_z} \end{bmatrix}, \quad B_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ 1/I_z \end{bmatrix}, \quad B_f = \begin{bmatrix} \frac{c_f}{m} \\ \frac{a_f c_f}{I_z} \end{bmatrix},$$

$$C(v_x) = \begin{bmatrix} W_f & W_f a_f \\ W_r & -W_r a_r \end{bmatrix} \frac{1}{v_x}, \quad D_f = \begin{bmatrix} W_f \\ 0 \end{bmatrix},$$

$$x = \begin{bmatrix} v_y \\ r \end{bmatrix}, \quad \Delta = \begin{bmatrix} \Delta_f & 0 \\ 0 & \Delta_r \end{bmatrix}$$

ここで, u はヨーモーメント (操作量), v_x は車体前後速度, z は重み付けされた前後輪スリップ角 (評価量) である。

3. 2 車両運動安定化制御系の設計

前節では, 前後輪のコナリングフォースの非線形性や荷重移動依存性をプラント変動とみなし, この変動を含んだ車両運動のモデル化を行った。本節では, この変動を許容する, すなわち任

意の $-1 \leq \Delta_f \leq 1, -1 \leq \Delta_r \leq 1$ に対して式(9), (10)のシステムをロバスト安定化させることによりスピンの防止を図る。ところで, 式(9), (10)の車両運動とコントローラ $K(v_x)$ からなる閉ループ系は, 不安定化を引き起こす変動 Δ_f, Δ_r を外部に出したFig. 5のブロック線図で記述できる。ただし, Fig. 5において $G(v_x)$ は

$$\dot{x} = A(v_x)x + B_1 w + B_2 u \quad \dots\dots\dots(11)$$

$$z = C(v_x)x \quad \dots\dots\dots(12)$$

である。なお, ここでは閉ループ系の安定性のみを議論するため, $\delta_f = 0$ としている。結局, スモールゲイン定理⁹⁾ からつぎのようなスピン防止のための十分条件が導かれる。

アンチスピン条件 : Fig. 5の制御系において, 変動を除いた閉ループ系を安定化し, かつ w から z までの定数スケーリング H^∞ ノルムを1未満とする制御系を構成すれば, スピンは防止される。

ここでは, ヨー角速度の低感度化に関する評価を考慮して, Fig. 6の拡大系に定数スケーリング H^∞ 制御を適用し, アンチスピン条件を満足するコントローラの導出を図る。ただし, Fig. 6において $G_a(v_x)$ は

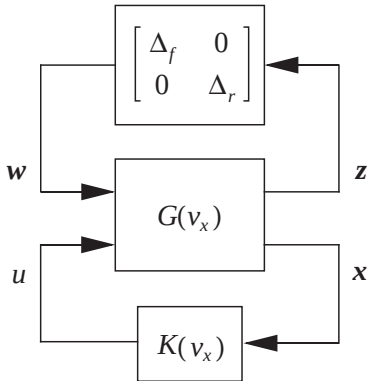


Fig. 5 Vehicle system with perturbations.

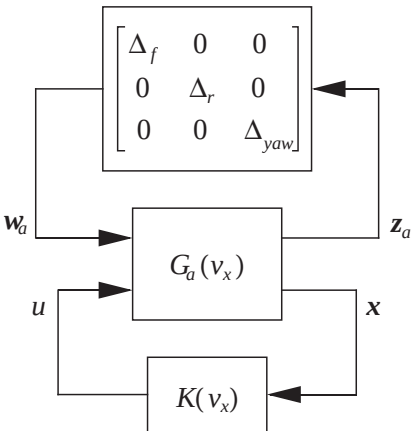


Fig. 6 Augmented system.

$$\dot{\mathbf{x}} = A(v_x)\mathbf{x} + B_{1a}\mathbf{w}_a + B_2u \quad \dots\dots\dots(13)$$

$$\mathbf{z}_a = C_a(v_x)\mathbf{x} \quad \dots\dots\dots(14)$$

ここで,

$$B_{1a} = [B_1 \quad 0.001 \cdot B_2],$$

$$C_a(v_x) = \begin{bmatrix} C(v_x) \\ 0 \quad 200 \end{bmatrix}$$

である。なお、ヨー角速度の低感度化は、ヨー角速度の目標値追従特性の向上をねらうものであり、ドリフトアウトの防止が期待できる。ところで、Fig. 6の v_x を時変パラメータとして含む拡大系において閉ループ系を安定化し、かつ $\mathbf{w}_a$ から $\mathbf{z}_a$ までの定数スケーリング H^∞ ノルムを1未満とする状態フィードバックゲインが存在するための十分条件は、以下のLMI条件で与えられる^{4, 5)}。

$$\exists X = X^T > 0, \quad \exists M(v_x),$$

$$\exists W(v_x) = \text{diag}[w_1(v_x) \quad w_2(v_x) \quad w_3(v_x)], \quad w_i(v_x) > 0,$$

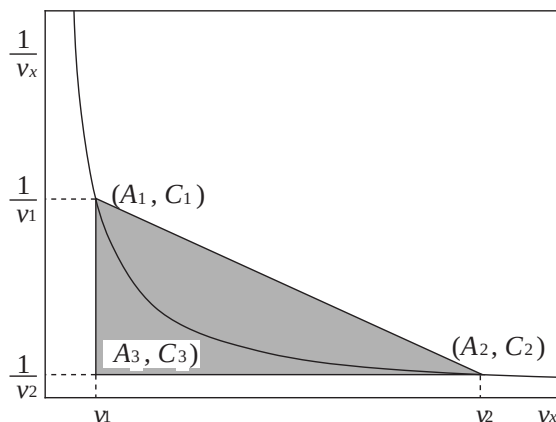


Fig. 7 Parameter range of a polytope LPV.

$$\begin{bmatrix} AX + B_2M + (AX + B_2M)^T & XC_a^T & B_{1a}W \\ C_aX & -W & 0 \\ WB_{1a}^T & 0 & -W \end{bmatrix} < 0 \quad \dots\dots\dots(15)$$

すなわち、任意の v_x に対して式(15)を満足する X (定数正定対称行列), $M(v_x)$, $W(v_x)$ (変動のブロック構造と整合する正定対称行列) が求められれば、所望の状態フィードバックゲインが

$$K(v_x) = M(v_x)X^{-1} \quad \dots\dots\dots(16)$$

として導出される。なお、 $\mathbf{w}_a$ から $\mathbf{z}_a$ までの定数スケーリング H^∞ ノルムを1未満とすることは、 $\mathbf{w}$ から $\mathbf{z}$ までの定数スケーリング H^∞ ノルムを1未満とするための十分条件となっている。

ところで、 $A(v_x)$, $C_a(v_x)$ は考慮すべき车速範囲を $[v_1, v_2]$ とすることにより、つぎのようなポリトープLPV (Linear Parameter Varying) システムとして記述できる (Fig. 7参照)。

$$A(v_x) = \theta_1(v_x)A_1 + \theta_2(v_x)A_2 + \theta_3(v_x)A_3 \quad \dots\dots\dots(17)$$

$$C_a(v_x) = \theta_1(v_x)C_1 + \theta_2(v_x)C_2 + \theta_3(v_x)C_3 \quad \dots\dots\dots(18)$$

ただし,

$$A_1 = A_n v_1 + A_d \frac{1}{v_1}, \quad A_2 = A_n v_2 + A_d \frac{1}{v_2}, \quad A_3 = A_n v_1 + A_d \frac{1}{v_2},$$

$$C_1 = \begin{bmatrix} W_f & W_f a_f \\ W_r & -W_r a_r \\ 0 & 200 \end{bmatrix} \frac{1}{v_1}, \quad C_2 = C_3 = \begin{bmatrix} W_f & W_f a_f \\ W_r & -W_r a_r \\ 0 & 200 \end{bmatrix} \frac{1}{v_2},$$

$$\theta_1(v_x) = \frac{v_1(v_2 - v_x)}{v_x(v_2 - v_1)}, \quad \theta_2(v_x) = \frac{v_x - v_1}{v_2 - v_1}, \quad \theta_3(v_x) = 1 - \theta_1(v_x) - \theta_2(v_x)$$

であり、 $\theta_1(v_x)$, $\theta_2(v_x)$, $\theta_3(v_x)$ は任意の $v_x \in [v_1, v_2]$ において,

$$\theta_1(v_x) \geq 0, \quad \theta_2(v_x) \geq 0, \quad \theta_3(v_x) \geq 0,$$

$$\theta_1(v_x) + \theta_2(v_x) + \theta_3(v_x) = 1$$

を満足する。このとき、式(15)を満足する状態フィードバックゲイン $K(v_x)$ は、Fig. 7に表された凸領域の端点に対応するつぎのLMIを解くことによって導出できる。

$$\exists X = X^T > 0, \quad \exists M_i,$$

$$\exists W_i = \text{diag}[w_{1i} \quad w_{2i} \quad w_{3i}], \quad w_{1i}, w_{2i}, w_{3i} > 0,$$

$$\begin{bmatrix} A_i X + B_2 M_i + (A_i X + B_2 M_i)^T & X C_{ai}^T & B_{1a} W_i \\ C_{ai} X & -W_i & 0 \\ W_i B_{1a}^T & 0 & -W_i \end{bmatrix} < 0$$

(i = 1, 2, 3)
.....(19)

また、このときのフィードバックゲインは

$$K(v_x) = \theta_1(v_x) K_1 + \theta_2(v_x) K_2 + \theta_3(v_x) K_3 \quad \dots\dots\dots(20)$$

ただし、

$$K_i = M_i X^{-1}$$

である。ここでは、 $v_1 = 1$ [m/s], $v_2 = 60$ [m/s]として式(19)のLMIをGahinetら^{10, 11)}の手法に基づいて求めた。また、自動車の旋回運動を制御する場

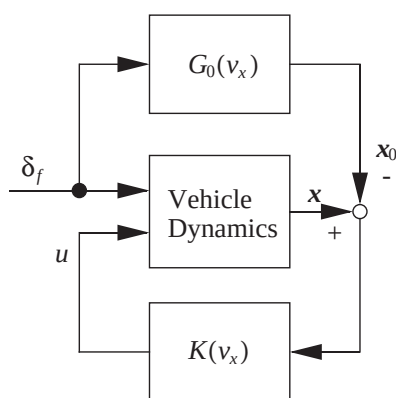


Fig. 8 Control system structure.

合、ドライバのハンドル操舵に応じた旋回特性が得られる必要がある。このため、Fig. 8に示すようなモデル追従型の制御系を構成する。ただし、 $G_0(v_x)$ は目標となる車両運動の状態量 x_0 を演算する規範モデルであり、ここでは高 μ 路における線形車両運動モデルを設定している。

4. 制御効果予測シミュレーション

前章で設計した制御系の制御効果を確認するため、シミュレーションを行う。なお、ここでは操作量としてのDirect Yaw Momentは、旋回外前輪と旋回内後輪の制動力差によって実現し、車輪をロックさせるような過大な操作量に対しては、ABSの作動によりスリップ率一定(0.2)に制御している。

4. 1 スピン抑制効果

初速20[m/s]から、各輪に100[Nm]の制動トルクを加え、さらに1[s]後に0.02[rad]のステップ操舵を行ったときのシミュレーション結果をFig. 9に示す。前後均等に制動トルクを加えた場合、制御を行わない車両ではスピンに陥ってしまう。これに対し、制御を行った車両では、まず操舵の瞬間(1-2[s])内向きのヨーモーメントが働き、ヨー角速度の目標値に追従した高い応答性能が確認できる。しかし、この目標値はタイヤ力の限界を超えた値であるため、車体横速度(横滑り角)は増加する。このような車体横速度の増加に伴い、これを抑制するように操作量が演算され、安定した旋回特性が実現される一方でヨー角速度には追従誤差が生じている(2-8[s])。その後、車速の減少によってタイヤ力に余裕が生じると、ヨー角速度の追従誤差は再び小さくなっている。このように、ここで提案した制御則は、タイヤ力特性に余裕のある走行領域では、ドライバの操舵に対応したヨー角速度を発生させるとともに、限界を逸脱し、横滑り角が増加する走行領域では、横滑り角の発生を抑制すべく、ヨー角速度を低減化しており、走行する路面限界に適応したものとなっている。

ところで、ここで設計された制御則は式(7)、(8)によって記述される全てのコーナリング特性に関して有効であり、高 μ 路においてもその制御効果が期待できる。そこで次に、高 μ 路における制御

効果を確認する。**Fig. 10**は、初速30[m/s]から、1.5[s]間に振幅0.05[rad]の3/4周期のサイン操舵を行ったときのシミュレーション結果を示したものである。タイヤ力限界の高い高 μ 路においても、制御を行わない場合、このような操舵によってスピンに陥ってしまう。これに対し、制御を行った車両では、操舵に対応した安定した走行特性が得られている。

4. 2 ドリフトアウト抑制効果

初速20[m/s]から、前輪に200[Nm]、後輪に50[Nm]の制動トルクを加え、さらに1[s]後に0.02[rad]のステップ操舵を行ったときのシミュレーション結果を**Fig. 11**に示す。このように前輪に大きな制動トルクを加えた場合、制御を行わない車両ではドリフトアウトに陥ってしまう。これに対し、制御を行った車両では目標に近いヨー角速度が得られ、ドリフトアウトが抑制されていることがわかる。

このように前輪に大きな制動トルクを加えた場合、制御を行わない車両ではドリフトアウトに陥ってしまう。これに対し、制御を行った車両では目標に近いヨー角速度が得られ、ドリフトアウトが抑制されていることがわかる。

5. おわりに

本研究では、自動車の旋回時に発生するスピン現象を解析し、前後輪のコナリングフォースの傾きのバランスによってスピンが発生することを明らかにした。そして、前後輪コナリングフォースの傾きのバランスによってスピンが発生することを明らかにした。そして、前後輪コナリングフォースの傾きのバランスによってスピンが発生することを明らかにした。

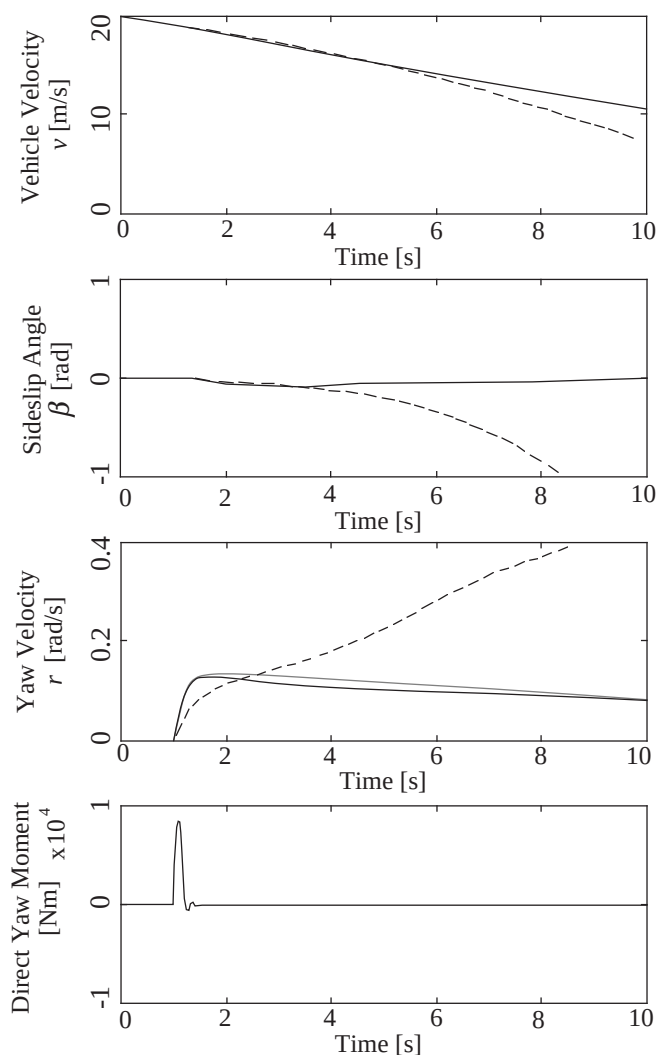


Fig. 9 Step steer responses (0.02 rad) on a low friction road (Anti-spin).

Solid : With Control

Dashed : Without Control

Doted : Reference Value of Yaw Velocity

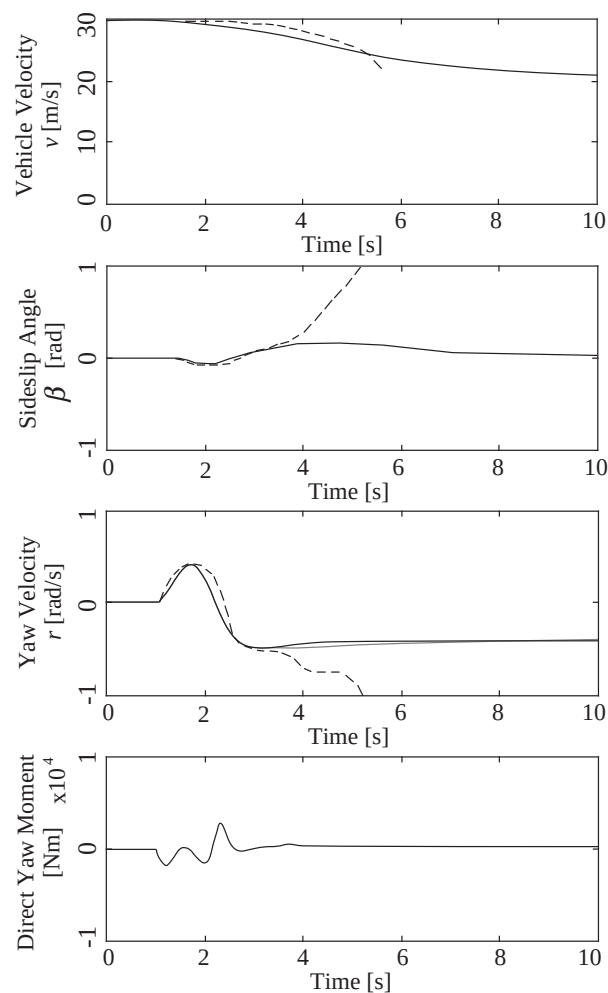


Fig. 10 Sine steer responses (0.05 rad) on a high friction road (Anti-spin).

Solid : With Control

Dashed : Without Control

Doted : Reference Value of Yaw Velocity

ースの特性変動の許容によってスピンを防止するとともに、ヨー角速度の低感度化によるドリフトアウトを防止するDirect Yaw Moment制御則を車体前後速度 v_x を時変パラメータとしたLMIの手法により導出した。また、このDirect Yaw Moment制御則は、旋回外前輪と旋回内後輪の制動力差によって実現することとした。さらに、こうして設計された制御系のスピンやドリフトアウトの防止効果は、限界を超える操舵入力時のシミュレーションにより、走行する路面の特性や操舵入力波形

に関わらず有効であることが確認された。

最後に、本研究を実施する際に、ご指導ご助言いただいた名古屋大学細江繁幸教授に感謝の意を表します。

参考文献

- 1) Shibahata, Y., Shimada, K. and Tomari, T. : "The Improvement of Vehicle Maneuverability by Direct Yaw Moment Control", Proc. of AVEC'92 (1992), 452~457, JSAE
- 2) Abe, M., Ohkubo, N. and Kano, Y. : "Comparison of 4WS and Direct Yaw Moment Control for Improvement of Vehicle Handling Performance", Proc. of AVEC'94 (1994), 159~164, JSAE
- 3) 小原敦美, 杉江俊治 : "凸最適化を用いた制御系設計", システム／制御／情報, **38-3** (1994), 139~146
- 4) 原辰次 : "線形行列不等式 (LMI) に基づく制御系設計", 計測自動制御学会中部支部第1回制御理論ワーキングセミナー資料, (1995), 計測自動制御学会
- 5) Becker, G., Packard, A., Philbrick, D. and Balas, G. : "Control of Parametrically-Dependent Linear Systems: A Single Quadratic Lyapunov Approach", Proc. ACC (1993), 2795~2799
- 6) Gahinet, P. and Apkarian, P. : "A Linear Matrix Inequality Approach to H^∞ control", Int. J. Robust Nonlinear Contr., Vol. 4 (1994), 421~448
- 7) Bakker, E., Pacejka, H. B. and Lidner, L. : "A New Tire Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies", in Proc. Int. Congress and Exposition, Detroit, MI, (1989), SAE paper 890087.
- 8) Hale, J. K. and Koçak, H. : "Dynamics and Bifurcations", Springer-Verlag, (1991).
- 9) Desoer, C. A. and Vidyasagar, M. : "Feedback Systems, Input-Output Properties", Academic Press, (1975)
- 10) Gahinet, P. and Nemirovskii, A. : General-Purpose LMI Solvers with Benchmarks, Proc. CDC (1993), 3162~3165, IEEE
- 11) Nemirovskii, A. and Gahinet, P. : The Projective Method for Solving Linear Matrix Inequalities, Proc. ACC (1994), 840~844

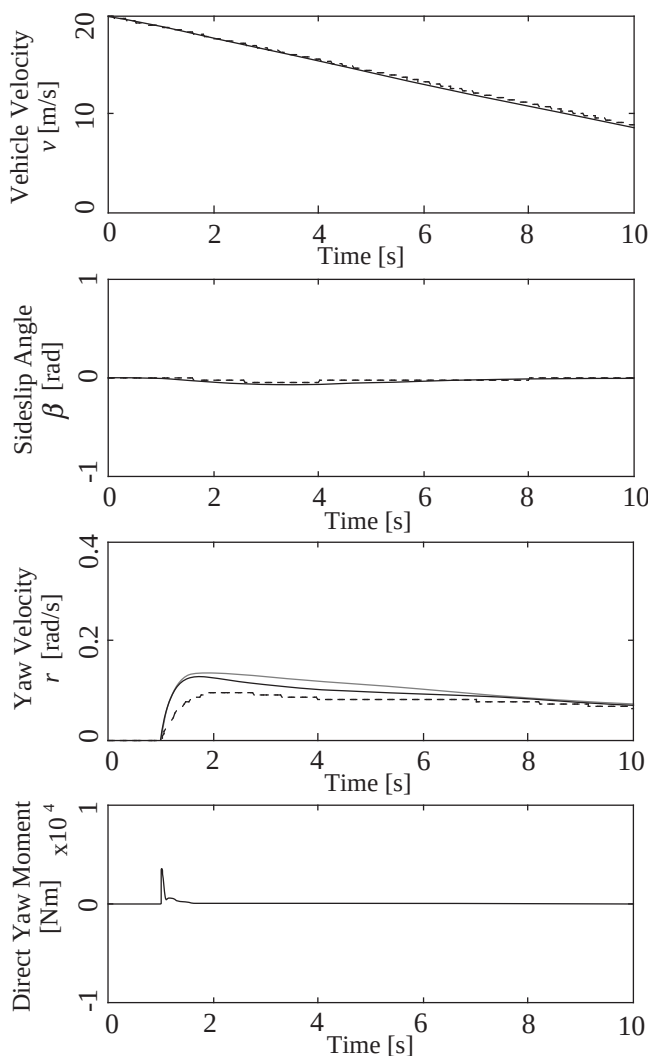


Fig. 11 Step steer responses (0.02 rad) on a low friction road (Anti-drift).

Solid : With Control

Dashed : Without Control

Doted : Reference Value of Yaw Velocity

著者紹介



小野英一 Eiichi Ono

生年：1963年。

所属：制御研究室。

分野：自動車の制御に関する研究。

学会等：計測自動制御学会，自動車技術会会員。

1995年度計測自動制御学会論文賞受賞。

工学博士。



土居俊一 Shun'ichi Doi

生年：1947年。

所属：人間工学研究室。

分野：車両運動および人間機械系解析分野の研究。

学会等：日本機械学会，自動車技術会，計測自動制御学会会員。

1985年IR100選入賞。

1993年度計測自動制御学会技術賞武田賞受賞。

工学博士。