

# スライディングモード制御を用いた制駆動力配分と 4WSの協調制御による車両の運動性能向上

森 和 典\*

## Improvement of Vehicle Dynamics through Integrated Control System of Braking/Driving Force Distribution and Four-Wheel-Steering Using Sliding Mode Control Method

Kazunori MORI

### Abstract

The sliding mode control theory facilitates the design of nonlinear control system and also has high robustness, which controls the left and right distribution of braking/driving forces and the four-wheel-steering cooperatively. Using the sliding mode control theory, this paper proposes a practical method for improving the step response and stability of automobiles. Our theory is composed of the feed-forward control function on steering angle and the feedback control function through the differences of actual and target characteristics of vehicle dynamics, that are yaw rate and lateral acceleration. Computer simulation confirmed that when the vehicle applied this control system an improvement of the maneuverability and stability on cornering behaviors with braking was realized. In addition, our data suggest that this system makes it possible to achieve good control effects on low frictional roads. Moreover, we report the result that was examined on the dynamic distribution method to make the load rate of four wheels with longitudinal and lateral forces uniform as much as possible, when the direct yaw moment element as the control signal is converted into the longitudinal force of each tire.

**Key words:** Automobile, Vehicle Dynamics, Motion Control, Braking/Driving System, Four-Wheel-Steering, Maneuverability, Stability, Steering Response, Sliding Mode Control, Simulation

### 1. まえがき

自動車の予防安全性を向上させるためには、通常走行時だけではなく、大きな横加速度や加減速度を伴う場合の操舵応答安定性や滑りやすい路面での走行安定性、制動安定性などの改善を図ってドライバの運転負荷を軽減することが重要である。予防安全性を確保する技術として、走行状態に応じて制駆動力の左右差配分を制御して車両に作用するヨーモーメントを直接制御する運転支援システムが検討されており、既に実用化されたものもある<sup>(1)~(3)</sup>。最近では、制駆動力配分と四輪操舵とを協調制御させてタイヤ発生力を有効に活用し、広範な車両運動

領域で走行性能の向上を図ろうとする試みがあり注目を集めている。協調制御に関しては、LQ制御<sup>(5)(6)</sup>、応用PID制御<sup>(8)(9)</sup>および非線形制御理論<sup>(10)</sup>を適用してヨーレートや車体スリップ角をモデル追従させるものなど、これまでにも様々な提案が報告されている<sup>(4)(7)</sup>。車両運動制御系の設計では、制御則が簡単な制御関数で記述でき、実際の車両性能チューニングも容易に行えること、タイヤコーナリング特性の非線形性や路面状況などによる車両特性の変動や外乱に対してロバスト性が確保できることが求められる。

本論文では、非線形システムにおいても制御系の設計が容易でロバスト性も高いといわれているスライディング

\* 交通機械工学科  
平成12年9月18日受理

グモード制御理論を適用して、制駆動力配分と四輪操舵を協調制御する方法を提案し、その制御効果を明らかにする。また、タイヤに発生する前後力と横力による4輪の負担率をできるだけ均一化するため、制御信号である直接ヨーモーメント成分を各輪のタイヤ前後力に変換する際の動的な配分方法を検討したので、その概要を報告する。

## 2. 車両運動の記述

### 2. 1 記号の説明

車両モデルで使用する記号と、計算に用いる主な諸元、特性値を示す。

$C_i$  : 制御計算に使用する前後力を考慮した左右2輪分のコーナリングパワー

$\alpha_x = 0$ 時は、 $\{51.6, 96.9 \text{ kN/rad}\}$

$F_{ix}, F_{iy}, F_{iz}$  : タイヤ接地面に働く前後力, 横力, 上下力  
 $F_{ix0}, \Delta F_{ix}$  : 前後加速度と直接ヨーモーメントを発生させる  $F_{ix}$  の各成分

$G_{r0}, G_{a0}$  : 目標ヨーレイトおよび横加速度の定常ゲイン

$I_z$  : ヨー慣性モーメント  $\{2400 \text{ kg m}^2\}$

$K_j$  : 各輪の等価コーナリングパワー

$K_s$  : スタビリティファクタ

$K_0$  : タイヤ荷重基準時の等価コーナリングパワー

$K_\phi$  : 全ロール剛性

$K_{\phi i}$  : 前・後ロール剛性  $\{38, 32 \text{ kNm/rad}\}$

$m, m_s$  : 車両質量, バネ上質量  $\{1500, 1300 \text{ kg}\}$

$M$  : 制動力左右差による直接ヨーモーメント

$N$  : ステアリング O. A. ギヤ比  $\{15.4\}$

$w_{iy}, w_x$  : 左右輪間および前後輪間の荷重移動量

$a, b$  : 前・後車軸～車両重心距離  $\{1.18, 1.44 \text{ m}\}$

$g$  : 重力加速度

$h$  : 車両重心高  $\{0.49 \text{ m}\}$

$h_i$  : ロールセンタ高さ  $\{0.043, 0.095 \text{ m}\}$

$h_s$  : ロールモーメントアーム長

$l, t_i$  : ホイールベース, トレッド  $\{1.45, 1.45 \text{ m}\}$

$r$  : ヨーレイト

$s, t$  : ラプラス記号, 時間

$v$  : 車速

$\alpha_x, \alpha_y$  : 車両の前後加速度, 横加速度

$\beta, \beta_i$  : 車体横すべり角 (at C.G.), タイヤスリップ角

$\delta_i$  : 前・後輪のタイヤ実舵角

$\eta, \eta_d$  : タイヤ負担率, タイヤ負担率平均値

$\theta$  : ハンドル操舵角  $\delta_f = \theta/N$

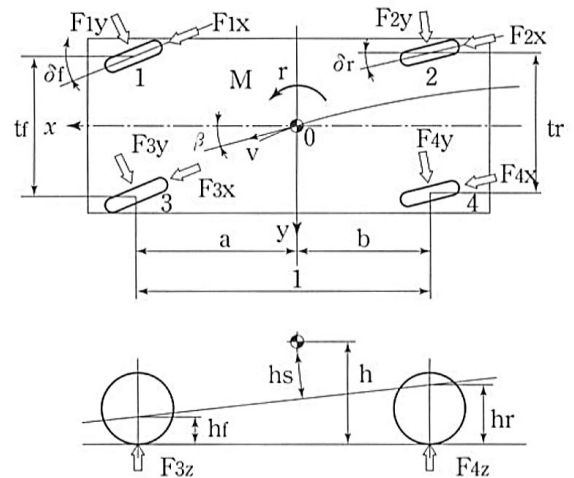


Fig. 1 Analytical model

$\mu_s, \mu_d$  : 路面静止摩擦係数, 動摩擦係数

$x$  : 制動力前後配分比

$x_1$  : 直接ヨーモーメント前後輪配分比

$\tau_r, \tau_a$  : 目標ヨーレイト, 横加速度の1次遅れ時定数

$o-xy, O-XY$  : 車両固定座標系, 路面固定座標系

添 字

$i$  :  $f$ —前輪,  $r$ —後輪

$j$  : 1—右前輪, 2—右後輪, 3—左前輪, 4—左後輪

0 : 初期値または定常値

$m$  : 規範モデル

### 2. 2 車両モデル

シミュレーション計算では図1に示される車両モデルを用いる。このモデルは、車両の前後、左右および回転方向の3自由度を有し、前後、左右輪間の荷重移動と制動・駆動力の左右差により生じる直接ヨーモーメントを考慮するために4輪モデルとする。運動方程式は次のようになる。

$$m(\ddot{x} - \dot{y}r) = \Sigma F_{ix} \quad \dots\dots\dots(1)$$

$$m(\ddot{y} + \dot{x}r) = \Sigma F_{iy} \quad \dots\dots\dots(2)$$

$$I_z \dot{r} = a(F_{1y} + F_{3y}) - b(F_{2y} + F_{4y}) + M \quad \dots\dots\dots(3)$$

直接ヨーモーメントは,

$$M = \frac{1}{2} t_f (F_{1x} - F_{3x}) + \frac{1}{2} t_r (F_{2x} + F_{4x}) \quad \dots\dots\dots(4)$$

で表される。

また、車両重心位置における前後および横加速度は,

$$\begin{cases} \alpha_x = \ddot{x} - \dot{y}r \\ \alpha_y = \ddot{y} + \dot{x}r \end{cases} \quad \dots\dots\dots(5)$$

である。解析を容易にするために左右輪のタイヤスリップ角は同一とし、前後方向速度は車体速度に等しいとす

る。

タイヤスリップ角と重心位置における車体スリップ角は次のようになる。

$$\begin{cases} \beta_f = \delta_f - \beta - ar/\dot{x} \\ \beta_r = \delta_r - \beta + br/\dot{x} \\ \beta = y/\dot{x} \end{cases} \quad \dots\dots\dots(6)$$

各輪のタイヤ上下荷重は、前後および横加速度による荷重移動により

$$\begin{cases} F_{1z} = bmg/(2l) + w_{\dot{y}} - w_x \\ F_{2z} = amg/(2l) + w_{\dot{y}} + w_x \\ F_{3z} = bmg/(2l) - w_{\dot{y}} - w_x \\ F_{4z} = amg/(2l) - w_{\dot{y}} + w_x \end{cases} \quad \dots\dots\dots(7)$$

となる。ただし

$$\begin{cases} w_x = hma_x/(2l) \\ w_{iy} = d_{yi} a_y \end{cases} \quad \dots\dots\dots(8)$$

$d_{yi}$ は車両諸元および懸架系特性によって決まる定数である。また、 $a_x$ は減速のとき負となる。タイヤのコーナリング特性を表す式は、酒井の式を用いる。計算では、横力をタイヤスリップ角に関して奇関数とする必要があるために、タイヤ式を次のようにする。添字は  $i=f$  の時、 $j=1, 3$ 、 $i=r$  の時、 $j=2, 4$  とする。

$$F_{\beta 0} = \begin{cases} \text{sgn}(q_j) \mu_d F_{jz} & : |q_j| > 1 \\ K_j \tan \beta_j / (1 - |q_j|)^2 + \mu_d F_{jz} q_j |q_j| (3 - 2|q_j|) : |q_j| \leq 1 \end{cases} \quad \dots\dots\dots(9)$$

ただし、 $q_i = K_i \tan \beta_j / (3\mu_s F_{jz})$

式(9)で得られる横力は、タイヤスリップ角以外の変数を一定とすると、タイヤスリップ角が小さい領域ではほぼ線形となり、大きくなるにしたがい限界に近づき飽和する特性を持つ。

コーナリングパワーはタイヤ荷重の関数として

$$K_j = \mu_d K_0 \left\{ \frac{4}{3} \left( \frac{F_{jz}}{F_{z0}} \right) - \frac{1}{3} \left( \frac{F_{jz}}{F_{z0}} \right)^2 \right\} \quad \dots\dots\dots(10)$$

とする。 $K_0$ は、タイヤ荷重が基準値 $F_{z0}$ のときのコーナリングパワーを $\mu_d$ で除した一定値を示す。また、横力と前後力の関係は楕円の式が成り立つとして

$$F_{\beta} = F_{\beta 0} \sqrt{1 - \left( \frac{F_{jz}}{\mu_d F_{jz}} \right)^2} \quad \dots\dots\dots(11)$$

で表される。

### 3. 制御系設計

制御則を導くための車両運動のモデルは、制御関数を単純にして計算を容易にするため、次の前提条件のもとに作成する。

・制動・駆動による車速の変化が無視できるほどに短い時間を考える（準定常状態）。したがって式(1)を省略する。車速は一定とする。

・コーナリングフォースは、タイヤスリップ角に比例し、左右輪は同じ大きさとする。コーナリングパワーは、式(10)において $F_z = F_{z0}$ のときの値を用い、式(11)の係数に配慮して、 $\alpha_x$ の関数とする。

式(2)~(4)および式(6)において、 $x = [\beta \ r]^T$ とすると、状態方程式は、次のように表現できる。

$$\dot{x} = Ax + Bu + g\delta_f \quad \dots\dots\dots(12)$$

ただし、 $u = [\delta_r \ M]^T$ 。行列 $A$ 、 $B$ 、 $g$ の各要素は末尾の付録に記す。

制御系は、スライディングモード制御法を用いたモデル規範制御として設計する。図2に制御系のブロック線図を示す。

#### 3.1 目標特性

これまでの人-自動車系の研究では、ドライバにとって望ましい特性としてステアリング操舵角に対するヨーレイトと横加速度の周波数応答特性に言及したものが数多く、またその特性も一部で明らかにされている<sup>(11)~(17)</sup>。そこで、目標ヨーレイト $r_m$ と横加速度 $\alpha_{ym}$ が次式で表される1次遅れ系となるように設定する。

$$\hat{r}_m = \frac{r_m(s)}{\delta_f(s)} = \frac{G_{r0}}{1 + \tau_r s} \quad \dots\dots\dots(13)$$

$$\hat{\alpha}_{ym} = \frac{\alpha_{ym}(s)}{\delta_f(s)} = \frac{G_{\alpha 0}}{1 + \tau_{\alpha} s} \quad \dots\dots\dots(14)$$

ただし、定常ゲインは $G_{\alpha 0} = vG_{r0}$ の関係がある。

しかし、横加速度を状態量に直接組み入れて設計すると、零点が制御則の伝達関数の極になる。これを避けるために、 $\alpha_{ym} = v(s\beta_m + r_m)$ の関係と式(13/14)から車体スリップ角 $\beta_m$ を求め、 $\beta_m$ を便宜的に目標特性として用いる。

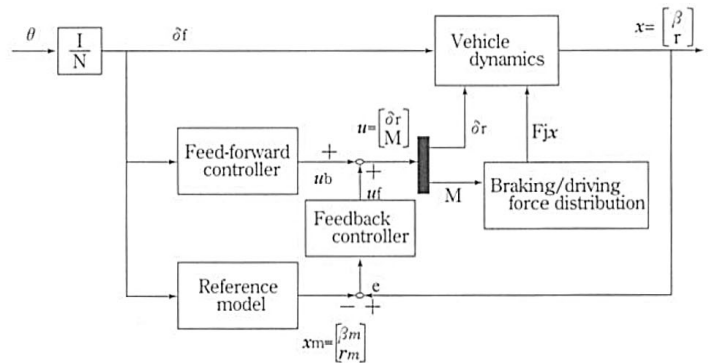


Fig. 2 Block diagram of control system

$$\hat{\beta}_m = \frac{\beta_m(s)}{\delta_f(s)} = \frac{G_{r0}(\tau_r - \tau_a)}{(1 + \tau_r s)(1 + \tau_a s)} \quad \dots\dots\dots(15)$$

目標の状態量を  $x_m = [\beta_m \ r_m]^T$  とおいて、式(13)と式(15)を状態空間表現すると、

$$\dot{x}_m = A_m x_m + g_m \delta_f \quad \dots\dots\dots(16)$$

になる。

### 3. 2 フィードバック補償部

実車両モデルの出力変数  $x$  と目標モデルの出力変数  $x_m$  との誤差を  $e$  とおくと、式(12)と式(16)により、 $e$  に関して、

$$\begin{aligned} \dot{e} &= \dot{x} - \dot{x}_m = Ax + Bu + g\delta_f - (A_m x_m + g_m \delta_f) \\ &= Ae + (A - A_m)x_m + Bu + (g - g_m)\delta_f \end{aligned} \quad \dots\dots\dots(17)$$

が得られる。

ここで、右辺の第2項以下を  $Bu_b$  とおくと、誤差方程式は、

$$\dot{e} = Ae + Bu_b \quad \dots\dots\dots(18)$$

で与えられる。

ただし、

$$Bu_b = (A - A_m)x_m + Bu + (g - g_m)\delta_f \quad \dots\dots\dots(19)$$

このフィードバック補償  $u_b$  の設計にスライディングモード制御を適用する。そこで、式(17)の誤差系について、切換関数  $\sigma = [\sigma_1 \ \sigma_2]^T$  を次式(20)のように定義する。

$$\sigma = Se \quad \dots\dots\dots(20)$$

ここで、 $S$  は未定の  $(2 \times 2)$  行列である。

以下に  $u_b$  を導出する手順を示す<sup>(18)~(19)</sup>。

①切換超平面の設計  $A$  の安定余裕を指定する設計法を用いる。すなわち、 $A$  の固有値の実部が  $-\epsilon$  以下となるように  $S$  を決定する。そこで、 $S$  について任意の正定行列  $Q$  を与えて、リッカチ方程式の解  $P$  を使った  $S$  を求める。

$$\begin{cases} PA_\epsilon + A_\epsilon^T P - PBB^T P + Q = 0 \\ S = B^T P \end{cases} \quad \dots\dots\dots(21)$$

ただし、

$$A_\epsilon = A + \epsilon I \quad (\epsilon \geq 0)$$

②制御器の設計 系がスライディングモード状態のとき、 $\sigma = \dot{\sigma} = 0$  だから、

$$\dot{\sigma} = S\dot{e} = S(Ae + Bu_b) = 0$$

等価制御入力  $u_{eq}$  を求めると、

$$u_{eq} = -(SB)^{-1}SAe \quad \dots\dots\dots(22)$$

となる。

スライディングモードへの到達則として与えられる単位制御入力について、チャタリング防止のため平滑化した非線形関数を  $u_{nl}$  とおくと、 $u_b$  は線形部の  $u_{eq}$  と非線

形部の  $u_{nl}$  との和として与えられる。

$$\begin{aligned} u_b &= u_{eq} + u_{nl} \\ &= -(SB)^{-1}SAe - (SB)^{-1} \left[ \frac{k_{b1}\sigma}{\|\sigma\| + \delta_{b1}} + \frac{k_{b2}\sigma_2}{\|\sigma\| + \delta_{b2}} \right] \end{aligned} \quad \dots\dots\dots(23)$$

ただし、 $k_{bi}$ ,  $\delta_{bi}$  ( $i = 1, 2$ ) は任意定数。 $\|\cdot\|$  は、ノルムである。

### 3. 3 フィードフォワード補償部

制御入力  $u$  は、フィードフォワード補償  $u_f$  とフィードバック補償  $u_b$  の和とする。

$$u = u_f + u_b \quad \dots\dots\dots(24)$$

式(19)に式(24)を代入して  $u_f$  を求めると、

$$u_f = -B^{-1}\{(A - A_m)x_m + (g - g_m)\delta_f\} \quad \dots\dots\dots(25)$$

が得られる。

また、式(16)をラプラス変換して求めた  $x_m(s)$  を、式(25)に代入すると、

$$u_f(s) = -B^{-1}\{(A - A_m)(sI - A_m)^{-1}g_m + (g - g_m)\}\delta_f(s) \quad \dots\dots\dots(26)$$

と表すことができる。

以上から、式(24)の制御入力  $u$  は、式(23)と式(26)により確定する。

### 3. 4 制駆動力配分

各輪の前後力を次のようにする。

$$F_{jx} = F_{jx0} + \Delta F_{jx} \quad \dots\dots\dots(27)$$

ただし、右辺の  $F_{jx0}$  は式(1)の前後加速度を得るための項であり、 $\Delta F_{jx}$  は式(4)の直接ヨーモーメントを得るための項である。

式(27)を式(1)、(4)に代入して求めた2つの式において、それぞれ  $F_{jx0}$  と  $\Delta F_{jx}$  の項を分離すると、次式を得る。

$$\begin{cases} F_{1x0} + F_{2x0} + F_{3x0} + F_{4x0} = m\alpha_x \\ t_f(F_{1x0} - F_{3x0}) + t_r(F_{2x0} - F_{4x0}) = 0 \\ \Delta F_{1x} + \Delta F_{2x} + \Delta F_{3x} + \Delta F_{4x} = 0 \\ t_f(\Delta F_{1x} - \Delta F_{3x}) + t_r(\Delta F_{2x} - \Delta F_{4x}) = 2M \end{cases} \quad \dots\dots\dots(28)$$

前後配分を考慮して、 $F_{jx}$  を求めると、

$$\begin{cases} F_{1x} = m\alpha_x x/2 + Mx_1/t_f \\ F_{2x} = m\alpha_x(1-x)/2 + M(1-x_1)/t_f \\ F_{3x} = m\alpha_x x/2 - Mx_1/t_f \\ F_{4x} = m\alpha_x(1-x)/2 - M(1-x_1)/t_f \end{cases} \quad \dots\dots\dots(29)$$

になる。ただし、 $x$  および  $x_1$  は、それぞれ制駆動力と直接ヨーモーメントの前後配分を表す。 $0 \leq x, x_1 \leq 1$  であり、これらの配分比は任意に指定できる。

ここで、 $x$  は前後輪のタイヤ荷重の配分比に等しいとおき、 $F_{jx}$  が各輪のタイヤ荷重に比例するとして式(4)と

式(7)を用いて求めた値を  $x_1$  とすると、

$$\begin{cases} x = \frac{F_{1z} + F_{3z}}{mg} = \frac{F_{fz}}{mg} \\ x_1 = \frac{d_{yf} t_f}{d_{yf} t_f + d_{yr} t_r} \end{cases} \dots\dots\dots(30)$$

である。

#### 4. 計算結果と考察

制駆動力配分と四輪操舵とを協調制御する車両（BSC と呼ぶ—Braking/driving force and Steering Controls）と制御無しの2WSとの操舵応答安定性能の比較を行う。

BSC は、式(23)、(24)と式(26)で示される制御則を用いる。目標のヨーレート特性および横加速度特性は、式(13)、(14)において定常ゲインを2WSと等しくおき、1次遅れ時定数を  $\tau_r = \tau_a = 0.035\text{sec.}$  とする。また、後述の目標値追従性とLQ制御法との比較の計算では、前後輪の制駆動力配分は式(29)と式(30)の配分則を用いる。

さらに、車速に応じて変化する制御パラメータは、コントローラ内に5～10km/h毎の制御パラメータのマップを作成して、車速をセンシングすることで切り替えられるようにした。ただし、式(21)において、 $Q = \text{diag}(1.5, 1.0)$ 、 $\varepsilon = 1.0$ 、式(23)において、 $k_{b1} = k_{b2} = 2.0$ 、 $\delta_{b1} = \delta_{b2} = 0.1$  とし、車速や路面状態の変化に対しても一定とする。なお、計算には一般的な後輪駆動の小型乗用車の車両諸元値を用いる。

##### 4.1 目標値追従性

図3は、車速120km/hのときのステップ応答を示す。BSCは2WSに対して、ヨーレートおよび車体重心位置における横加速度の立ち上がりも速く、オーバーシュートも無い。また、車体スリップ角もほぼ零に近づく。BSCは、目標特性に追従することがわかる。

##### 4.2 制動を伴う車線変更

ドライバ特性を考慮した人—自動車系の閉ループ応答により制御成績を調べるために、車線変更のシミュレーション計算を行う。ドライバーの制御動作モデルは一次予測による前方誤差補正モデルを使用する。車線は25mの直進距離間で3.5mの横移動が必要なように設定する。

ここでは、スライディングモード制御を適用したBSC（BSCsとする）と、最適制御理論によるLQ制御を適用したBSC（BSCqとする）とを比較する。BSCqは、次の評価関数  $J$  が最小になるような  $u_b$  を求めて、これを式(24)に代入して導出した  $u$  を制御入力とする。

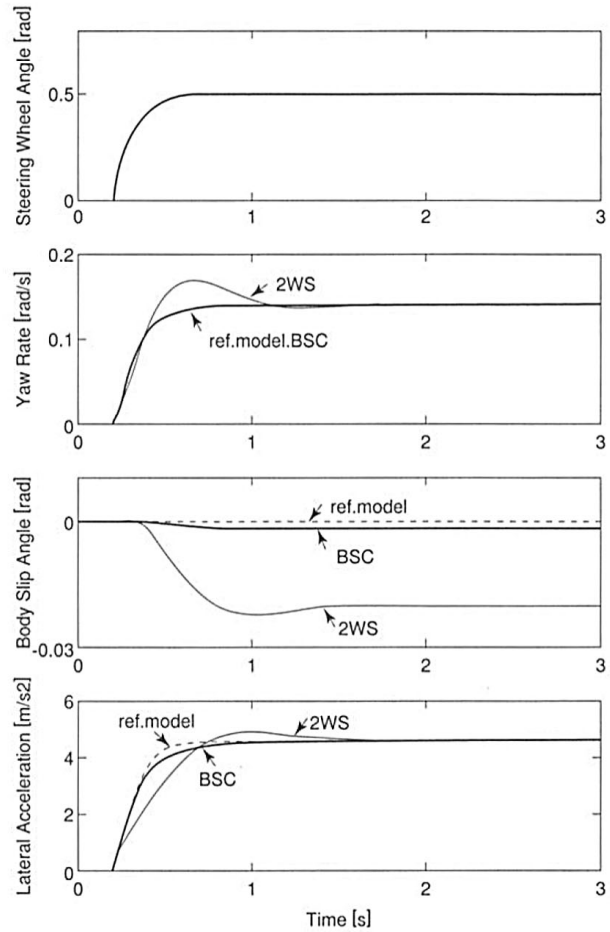
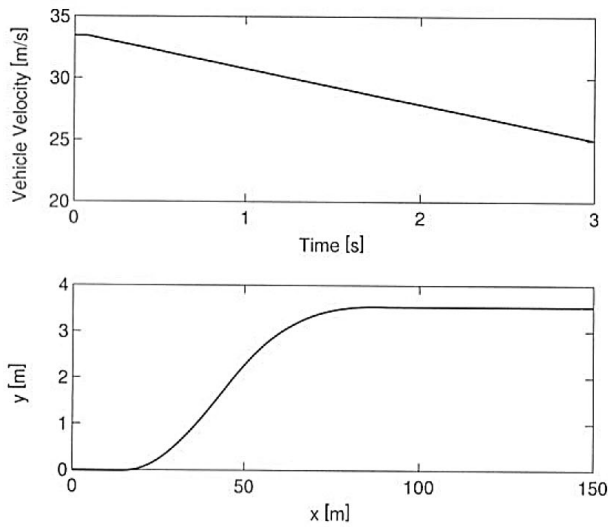
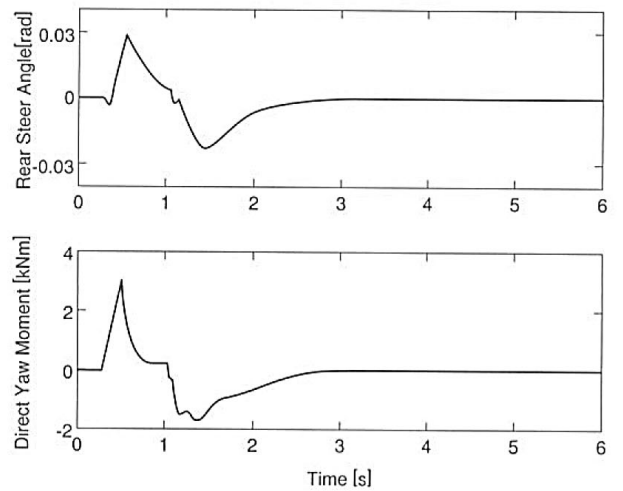
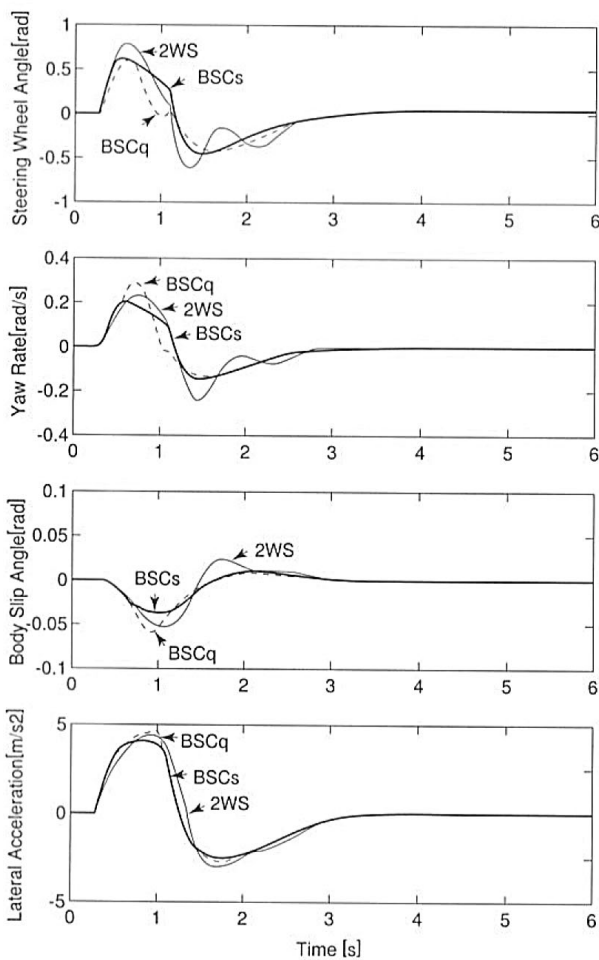
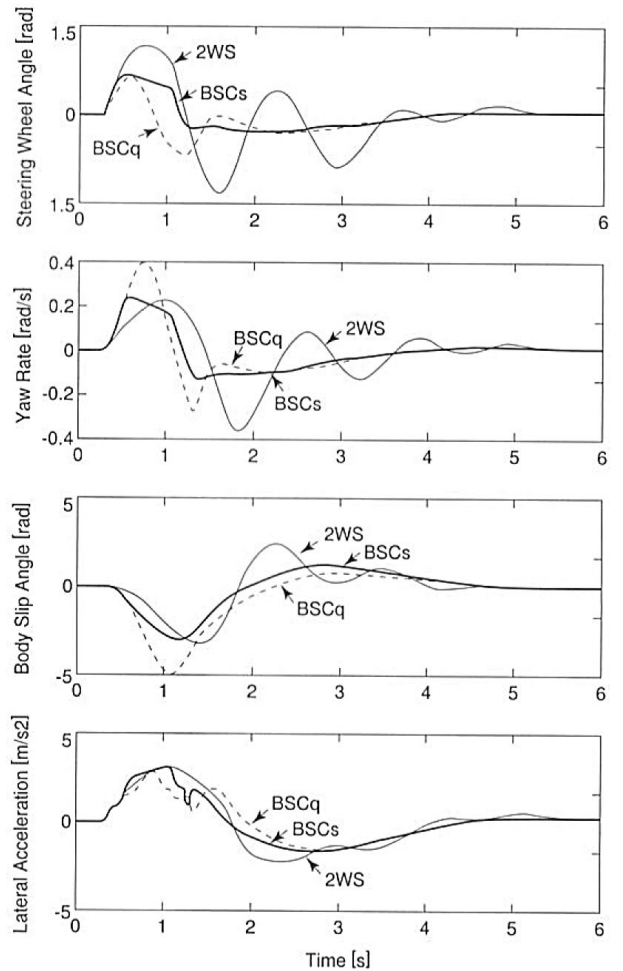


Fig. 3 Step response characteristics

$$J = \int_0^{\infty} (x^T Q_1 x + u^T R_1 u) dt \dots\dots\dots(31)$$

ただし、計算では  $Q_1 = \text{diag}(5.0, 1.0)$ 、 $R_1 = \text{diag}(1.0, 0.001)$  とした。

通常  $\mu$  路面 ( $\mu_s = 1.0$ ,  $\mu_d = 0.8$ ) と低  $\mu$  路面 ( $\mu_s = 0.5$ ,  $\mu_d = 0.4$ ) について調べた。まず通常  $\mu$  路面では、初速度120km/hとし減速度0.3Gで制動させる。図4は、車速の変化と車両重心位置の軌跡を示す。図5は、ステアリング操舵角と車両の運動状態量、図6は制御入力を示す。BSCsとBSCqはともに、操舵開始直後のヨーレートと横加速度の立ち上がりも速く、車体スリップ角やヨーレートも抑制されて車両の無駄な動きもなく、操舵量も少なく済む。そのために、ステアリング切り返し時にも余裕を持って無理のない安定した操舵ができる。また、BSCsは、BSCqに比べて制御効果が大きい。計算では、高速でしかも比較的大きな前後加速度と横加速度が発生するように厳しい走行条件を設定しており、事故回避のための緊急な運転操作時にも車両は応答良く、

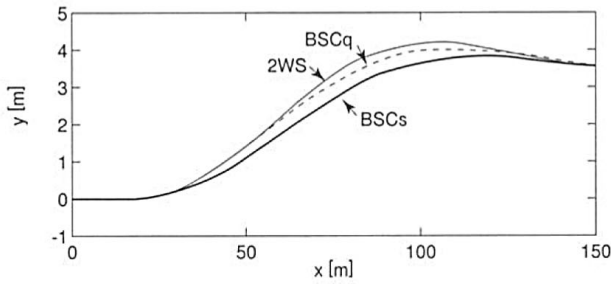
Fig. 4 Vehicle velocity and pass ( $\mu_d = 0.8$ )Fig. 6 Control input ( $\mu_d = 0.8$ )Fig. 5 Lane changing simulation ( $\mu_d = 0.8$ )Fig. 7 Lane changing simulation ( $\mu_d = 0.4$ )

安定した挙動を示すものと考えられる。

低 $\mu$ 路面では、初速度120km/hとし減速度0.15Gで

制動させる。図7と図8は、それぞれステアリング操舵角と車両運動状態量、および車両重心位置の軌跡を示す。



Fig. 8 Pass of vehicle ( $\mu_d = 0.4$ )

低 $\mu$ 路面では、通常 $\mu$ 路面の場合よりも顕著にBSCsの走行性能の良さが現れる。2WSはステアリング操作も振動的になり不安定になるが、BSCは安定性を確保できる。ただし、BSCqはBSCsに比べてステアリング操作量も大きく、特にステアリング切り返し直後から振動傾向がでてくる。BSCsは常に安定したステアリング操作ができており、車線変更時のヨーレイトや車体スリップ角の変化も小さく、コースからのズレも小さい。

#### 4. 3 制動力配分方法の検討

タイヤ発生力には限界があり、1輪でもタイヤ発生力が飽和してしまうと十分な制御効果を得られないことが予想される。また、タイヤ、ブレーキ装置の耐久性や強度上、タイヤの負荷はできるだけ均等にしたい方が望ましい。当該制御では必要な直接ヨーモーメントが計算されると、式(29)から明かなように4輪への制動力配分は比較的自由に設定できる。そこで、4輪のタイヤ負荷をできるだけ均一化する制動力の配分方法について、4-2の車線変更の計算を行い検討する。

ここでは、表1に示される4種類の配分方法について、制御効果を比較する。方法1は、これまでのBSCsの配分則である。方法2は、直接ヨーモーメント成分の前後配分 $\kappa_1$ も $\kappa$ と同じように前後輪のタイヤ荷重の配分比に等しくしたものである。 $\kappa_1$ は、横加速度の関数となり動的に変化する。方法3は、直接ヨーモーメント成分を前輪のみで確保する方法である。方法4は、車両荷重に対する各輪のタイヤ荷重配分をそのまま4輪への制動力配分に等しくおいたものである。この場合、直接にタイヤ荷重か、または前後、横加速度をセンシングする必要がある。

タイヤの最大発生摩擦力に対する前後力と横力の稼働状況を調べるために、タイヤ負担率 $\eta$ として次式を導入する。

Table 1. Methods of braking/driving force distribution

Method	Content
method 1	$\kappa = \frac{F_{fz}}{mg}, \quad \kappa_1 = \frac{d_{yf}t_f + d_{yr}t_r}{d_{yf}t_f}$
method 2	$\kappa = \kappa_1 = \frac{F_{fz}}{mg}$
method 3	$\kappa = \frac{F_{fz}}{mg}, \quad \kappa_1 = 1$
method 4	$\begin{cases} F_{1x} = \frac{F_{1z}}{mg} \left( \frac{m\alpha_x}{2} + \frac{M}{t_f} \right) \\ F_{2x} = \frac{F_{2z}}{mg} \left( \frac{m\alpha_x}{2} + \frac{M}{t_r} \right) \\ F_{3x} = \frac{F_{3z}}{mg} \left( \frac{m\alpha_x}{2} - \frac{M}{t_f} \right) \\ F_{4x} = \frac{F_{4z}}{mg} \left( \frac{m\alpha_x}{2} - \frac{M}{t_r} \right) \end{cases}$

$$\eta = \frac{\sqrt{F_{fx}^2 + F_{fy}^2}}{\mu_d F_{fz}} \quad \dots\dots\dots(32)$$

図9は、通常 $\mu$ 路面の車線変更において、方法2と方法3を用いた場合のタイヤ負担率の時間的変化を示す。図中グラフの数字は車輪の位置を表す。図10は、ステアリング操舵角の変化およびヨーレイトと車体スリップ角との関係を示す。方法2は、方法3に比べてステアリング操作量が小さいうえに、ヨーレイトと車体スリップ角の変化も少なく制御効果大きい。これは、図9より明かなように、方法3の場合、前2輪が前後力のみでタイヤ発生力を使い切る時間が存在し、必要な横力が得られなかったことが原因と考えられる。同様に、図11は方法3と方法4の比較である。方法4の方が制御効果が大きい。制御系の設計は線形で行ったが実システムは非線形であり、この差が方法4ではよい方向に出たと思われる。紙面の都合上割愛したが方法1と方法2は同じ制御成績であった。

また、図9に示されるように、タイヤ負担率が過渡的に変動した区間 $T_d$ での平均値を $\eta_d$ とすると、

$$\eta_d = \frac{1}{T_d} \int_{t_1}^{t_2} \eta dt \quad \dots\dots\dots(33)$$

ただし、 $t_1 \sim t_2$ は $T_d$ 区間を表す。

で定義できる。各配分法によるタイヤ負担率の平均値を表2にまとめて記す。方法3での前輪右側が、特に大きい傾向にあるが、平均化すると2WSと比較しても大差は無い。

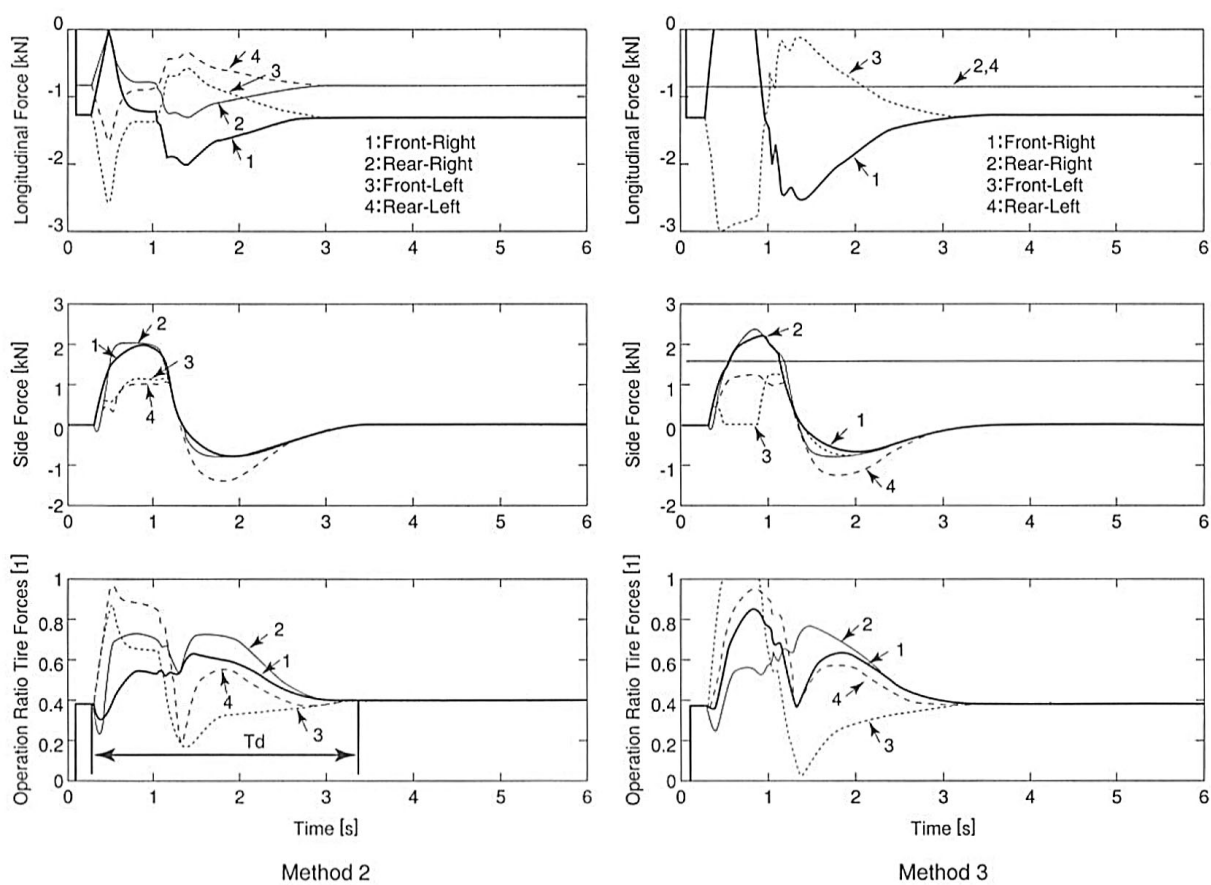


Fig. 9 Operation ratio of tire forces

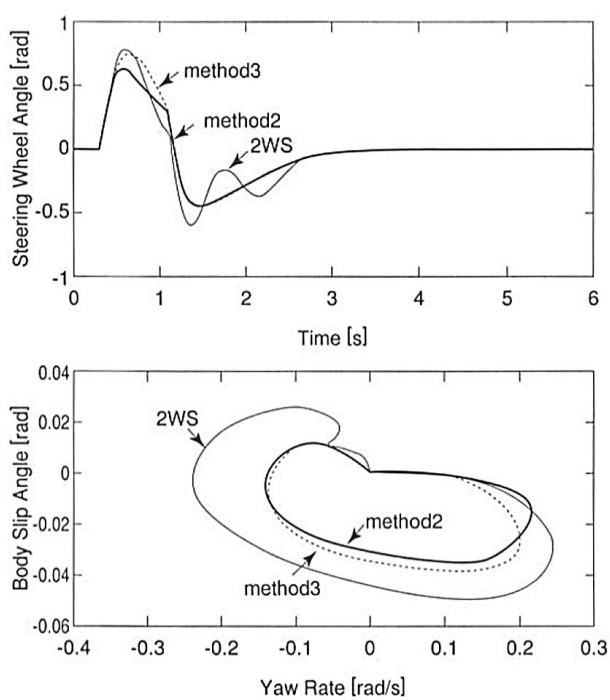


Fig. 10 Comparison of vehicle dynamics ( 1 )

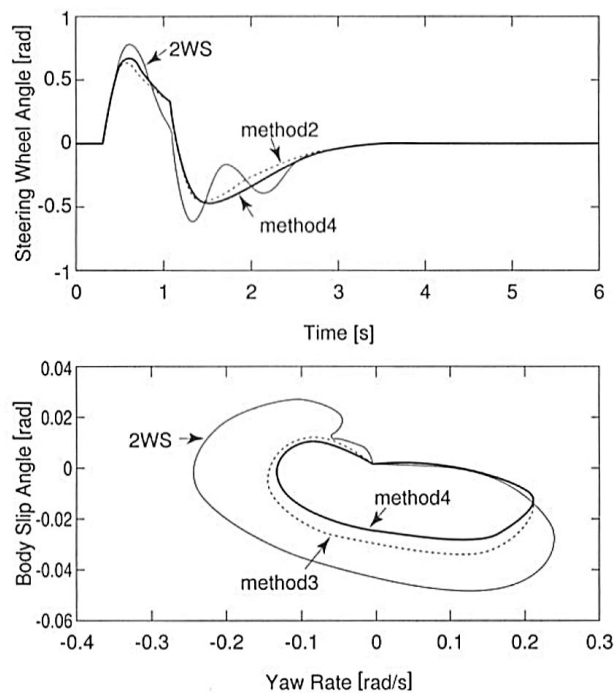


Fig. 11 Comparison of vehicle dynamics ( 2 )



Table 2. Mean of operation ratio of tire forces

position of wheel	Braking force distribution method				without control
	method 1.	method 2.	method 3.	method 4.	
Front-Right	0.4875	0.4881	0.5411	0.4677	0.4626
Rear-Right	0.5745	0.5739	0.5495	0.5503	0.5461
Front-Left	0.4103	0.4102	0.4285	0.4190	0.4406
Rear-Left	0.5364	0.5364	0.5546	0.5303	0.5532

以上から、制御成績は、方法4、方法1と2、方法3の順となった。

## 5. まとめ

制駆動力配分と4WSを協調制御する方法として、スライディングモード制御理論を応用することを検討し、車両運動性能のシミュレーション計算により以下のことを確認した。

- (1) ステアリング操舵角に対するヨーレイト特性と車両重心位置の横加速度（または車体スリップ角）特性を目標値に追従させる協調制御系をスライディングモード制御法により作成した。
- (2) (1)の協調制御系を車両に適用すると、タイヤの前後力、スリップ角に関する横力の飽和特性や路面摩擦係数低下に起因する非線形領域においても、車両運動特性が目標値にはほぼ追従する。
- (3) LQ制御理論よりも、スライディングモード制御を適用した場合のほうが、すべりやすい路面で制動を伴うような厳しい旋回条件下でも安定性を確保できる。
- (4) 制御量である直接ヨーモーメント成分を、制駆動力に変換し各輪に配分する場合、「①前2輪のみでなく4輪に配分する。②一定の配分比率ではなく各輪の輪荷重に比例した配分にする。」と4輪のタイヤ負担率の平準化が図れるとともに、若干の性能向上が見込める。

本研究は、技術的な可能性を理論的に検討することに主眼を置いたため、計算では現存する制御系の遅れなどを省略して理想的に取り扱った部分も多い。今後の課題としては、操舵、ブレーキ装置用アクチュエータの制御応答遅れ、センサーの出力信号遅れやノイズ、コントローラの演算遅れなどを考慮した制御系の安定性解析と、車両運動性能や操舵能力特性に及ぼす影響の確認がある。また、路面状況や車体スリップ角のセンシングまたは推定方法の検討などがあげられる。4WS（後輪操舵）制

御のみか直接ヨーモーメント制御のみの場合は、制御入力1つのために、本論のように2状態量为目标特性にはできず、1状態量のみとなる。しかし、比較的大きな制駆動力を必要としない通常走行時は、4WSの効果が極めて大きいことはよく知られているし、特に制駆動力制御は、装置の耐久性を念頭に置くと、通常走行時に多用するのを出来るだけ避けるのが望ましいため、状況に応じて4WSと制駆動力制御を使い分けることが可能な制御系の検討も必要である。

## 付 録

$$\begin{aligned} \cdot \text{式(12)において} \quad A &= \begin{bmatrix} \frac{C_f + C_r}{bC_r - aC_f} & \frac{-mv^2 + (bC_r - aC_f)}{I_z v} \\ \frac{mv}{I_z} & \frac{a^2 C_f + b^2 C_r}{I_z v} \end{bmatrix} \\ B &= \begin{bmatrix} \frac{C_r}{bC_r} & 0 \\ -\frac{mv}{I_z} & \frac{1}{I_z} \end{bmatrix} \\ g &= \begin{bmatrix} \frac{C_f}{aC_f} \\ \frac{mv}{I_z} \end{bmatrix} \end{aligned}$$

$$\text{ここで, } C_j = K_{j0} \sqrt{1 - (\alpha_x / \mu_d g)^2}$$

$$\begin{aligned} \cdot \text{式(16)において} \quad A_m &= \begin{bmatrix} -\frac{d_2}{s + d_1} & 0 \\ 0 & -\frac{1}{\tau_r} \end{bmatrix} \\ gm &= \begin{bmatrix} \frac{d_3}{s + d_1} \\ \frac{G_{r0}}{\tau_r} \end{bmatrix} \end{aligned}$$

$$\text{ただし, } d_1 = \frac{\tau_a + \tau_r}{\tau_a \tau_r}, \quad d_2 = \frac{1}{\tau_a \tau_r}, \quad d_3 = \frac{G_{r0}(\tau_r + \tau_a)}{\tau_a \tau_r}$$

・2WSの定常ゲイン

$$G_{r0} = \frac{v}{l(1 + K_s v^2)}$$

$$K_s = \frac{M}{l^2} \left( \frac{b}{C_f} - \frac{a}{C_r} \right)$$

## 文 献

- (1) 井上・ほか3名, 制動力配分制御による車両運動性能向上, 自動車技術会学術講演会前刷集, 921035, Vol.921 (1992-5), 139-142
- (2) 安井・ほか3名, アクティブブレーキ制御による車両安定性向上, 自動車技術会学術講演会前刷集, 9539103, Vol.954 (1995-9), 137-140
- (3) 吉岡・ほか4名, 制動力による車両運動姿勢制御へのスライディングモード制御の適用, 自動車技術会学術講演会前刷集, 9831603, Vol.981 (1998-5), 169-172
- (4) 古川・ほか1名, オンボードタイヤモデルを用いた4WSとダイレクトヨーモーメントコントロールの協調制御による車両の限界性能の向上, 自動車技術会学術講演会前刷集, 9636989, Vol.964 (1996-10), 81-84
- (5) 永井, 4WSとDYCの統合制御, 自動車技術会シンポジウム「操安性と予防安全性のためのビークルダイナミクス最先端」, No.9702 (1997-1), 44-51
- (6) 永井・ほか3名, 後輪操舵と制駆動力配分の統合制御の研究, 自動車技術会学術講演会前刷集, 9732216, Vol.972 (1997-5), 29-32
- (7) 古川・ほか1名, タイヤ横力モデリングによる車両運動制御, 自動車技術会学術講演会前刷集, 9732207, Vol.972 (1997-5), 25-28
- (8) 森・ほか1名, 車両状態量フィードバック方式のタイヤ力直接制御を用いた自動車の路面外乱安定性, 久留米工業大学研究報告, No.21 (1997-12), 23-29
- (9) 森, 制動力左右輪配分と四輪操舵との協調制御を適用した車両の操舵応答安定性, 日本機械学会論文集, 64-618, C (1998-2), 530-537
- (10) Horiuchi, S., Okada, K. and Nohtomi, S. "Integrated Control of Four Wheel Steering and Wheel Torques Using Non-linear Predictive Controller," Proc. of AVEC '98, 1998, pp.111-116
- (11) 小口, 制御しやすい操舵特性, 自動車研究, 4-5, (1982)
- (12) 中谷・ほか1名, 四輪操舵車の特性とその将来, 自動車技術, 39-1, (1985), 58-65
- (13) 古川, 四輪操舵システムによる操安性の改善, 自動車技術, 40-3, (1986), 290-296
- (14) Sano, S., Furukawa, Y. and Shiraishi, S. "Modification of Vehicle Handling Performance by Four-Wheel-Steering System," 10th International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles, (1985)
- (15) 菅沢・ほか4名, 前後輪の操舵制御による操縦安定性向上, 自動車技術会論文集, No.38, (1988), 62-70
- (16) 古川・ほか3名, 前後輪のアクティブ操舵が人間-自動車系の閉ループ制御特性に及ぼす影響, 自動車技術会学術講演会前刷集, 902180, Vol.902 (1990), 1325-1328
- (17) 中島・ほか3名, モデル追従制御を用いた後輪舵角の制御方法, 自動車技術会学術講演会前刷集, 9933808, 44-99 (1999), 1-4
- (18) 野波健蔵・田宏奇, スライディングモード制御(非線形ロバスト制御の設計理論), コロナ社, (1996), 43-154
- (19) 野波健蔵, MATLABによる制御系設計, 東京電気大学出版局, (1998), 163-202