

# 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

森 和典\*・浅川 和秀\*\*

Stability of Automobiles through Tire Forces Direct Control using Yaw Rate Feedback Method on Sprit Frictional Roads

Kazunori MORI, Kazuhide ASAKAWA

## Abstract

We announced that a method to control the right and left difference distribution of braking forces and the four-wheel-steering cooperatively made it possible to improve the steering response and stability of automobiles better than systems controlling only the four-wheel-steering. Also, it was confirmed that when the vehicle applied this control system the good control effects were achieved even in the case of a lane change on low frictional roads with urgent braking and steering behaviours. Furthermore, in this paper, we clarify that the above mentioned control method is effective on vehicle stability during computer simulation of disturbance from a road surface. So, carrying out a detailed analysis of cornering with braking, a vehicle dynamics model in consideration of the slip ratio of tires is constructed first. Next, the characteristics of braking stability on two-wheel-steering, four-wheel-steering, and BSC vehicles are examined and compared by our calculation, in the cases of going straight at the fixed steering and of the steering operation on a split  $\mu$  road surface which is used for braking stability evaluation and so on.

## 1. まえがき

自動車の予防安全性向上のためには、通常走行時だけでなく偶発的な場面での走行性能、例えば緊急回避を想定した制動旋回時の操舵応答安定性、限界性能、滑りやすい路面での制動時安定性、横風や路面外乱に対する車両安定性などの改善を図り、ドライバーの運転操作に対する精神的および肉体的な負担を軽減することが重要である。最近、車両運動性能を向上させる手法として、走行状態に応じて制駆動力の左右差配分を制御し、車両に作用するヨーモーメントを直接コントロールするシステムが開発され、一部実用化されている<sup>(1)(2)</sup>。さらに、制駆動力の左右差配分制御と操舵角制御との協調制御を行うものなど、四輪のタイヤそれぞれに発生する前後力と横力の配分を制御して、タイヤ力を最大限有効に活用し

て、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もある<sup>(3)~(5)</sup>。

既に、著者らは、応用PID制御則を用いて制動力左右差配分と後輪操舵角とを協調制御する手法を提案した<sup>(6)</sup>。この制御方法(BSC)は、通常の一定速走行時では四輪操舵制御を用い、制動時には操舵角フィードフォワード主体の四輪操舵とヨーレートフィードバックの制動力左右差制御とを協調制御させるもので、比較的単純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特徴を有する。BSCを適用した車両は、理論解析およびシミュレーション計算により、四輪操舵車と比較しても制動旋回時の操舵応答安定性が向上し、急制動と操舵を伴った車線変更の場合でも良い制御成績が得られることが判っている。

本論文では、さらに、上述の制御方法が路面からの外

乱に対しても車両安定性上有効であることをシミュレーション計算により明らかにする。そこで、まず制動時の詳細な解析を行うためにタイヤのスリップ率までも考慮した車両運動モデルを構築する。つぎに、代表的な路面外乱として制動安定性評価などに使用されるスプリット  $\mu$  路面上でのハンドル固定時およびハンドル操作時の直進安定性について、二輪操舵車、四輪操舵およびBSC適用車の3仕様の計算を行い、比較検討する。

## 2. 記号

解析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。

$C_i$ : タイヤ線形域における左右2輪分の等価コーナリングパワー {51.6, 96.9kN/rad}

$F_{jx}, F_{jy}$ : タイヤ接地面に働く前後力, 横力

$F'_{jx}, F'_{jy}$ : タイヤ力の中心線方向成分, 中心線に対する直角方向成分

$G_f(s)$ : 後輪操舵のフィードフォワード制御関数

$G_e, B_e$ : 後輪操舵, 直接ヨーモーメントのフィードバック制御関数

$G_0$ : 目標ヨーレート定常ゲイン

$I$ : ヨー慣性モーメント {240kgm<sup>2</sup>}

$I_i$ : 車輪の回転軸周りの慣性モーメント

$K_j$ : 各輪の等価コーナリングパワー

$K_0$ : 基準タイヤ荷重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, 32kNm/rad}

$M, m_s$ : 車両質量, バネ上質量 {1500, 1300kg}

$\Delta M$ : 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}

$R$ : タイヤ有効半径 {0.3m}

$T_j$ : 車輪の制駆動トルク

$v, v_j$ : 車速, タイヤ中心位置における車体速度

$v_{jw}$ : タイヤ中心線方向の速度成分

$W_j, W_i$ : 輪荷重, 前・後軸重

$w_{ij}, w_x$ : 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, 1.44m}

$g$ : 重力加速度

$h$ : 車両重心高 {0.49m}

$h_i$ : ロールセンタ高さ {0.043, 0.095m}

$h_s$ : 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, 1.45m}

$r$ : ヨーレート

$s, s_j$ : ラプラス記号, タイヤのスリップ率

$t$ : 時間

$\alpha_x, \alpha_y$ : 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

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

$\mu_{sj}, \mu_{dj}$ : 各輪位置での路面静止摩擦係数, 動摩擦係数

$\kappa$ : 制動力の前後配分比

$\kappa_1$ : 直接ヨーモーメントの前後輪配分比

$\tau$ : 目標ヨーレート伝達関数の1次遅れ時定数

$\psi$ : ヨー角

$\omega_j$ : 車輪の回転角速度

$O-xy, O-XY$ : 車両固定座標系, 路面固定座標系

添字  $i$ :  $f$ -前輪,  $r$ -後輪

添字  $j$ : 1-右前輪, 2-右後輪, 3-左前輪, 4-左後輪

## 3. 車両モデル

### 3. 1 運動方程式

解析では、スプリット  $\mu$  路面上での前後、左右方向とヨーイング運動を調べるために、図1に示す操安性3自由度の車両モデルを用いる<sup>(7)</sup>。また、各輪タイヤのスリップ率も考慮できるように4輪モデルとする。運動方程式

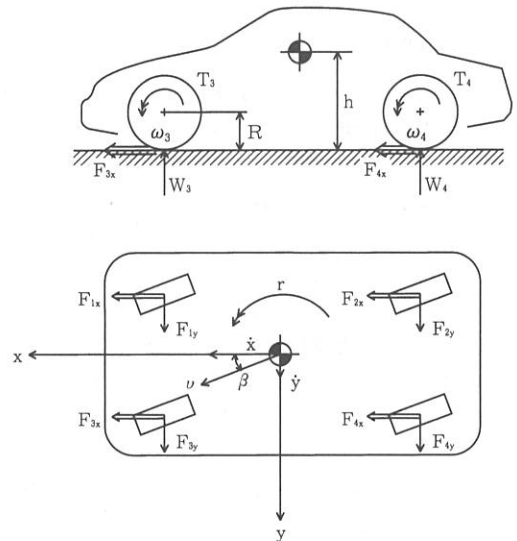


Fig. 1 Analytical model

は、次のようになる。

$$M(\ddot{x} - \dot{y}r) = \sum_{j=1}^4 F_{jx} \quad (1)$$

$$M(\dot{y} + \dot{x}r) = \sum_{j=1}^4 F_{jy} \quad (2)$$

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

ここで制動力の左右差による直接ヨーモーメントは、

$$\Delta M = t_r(F_{1x} - F_{3x})/2 + t_r(F_{2x} - F_{4x})/2 \quad (4)$$

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、

$$\begin{cases} a_x = \ddot{x} - \dot{y}r \\ a_y = \dot{y} + \dot{x}r \end{cases} \quad (5)$$

となる。

解析を簡単にするために、左右輪のタイヤスリップ角は等しいとする。タイヤスリップ角は次のようになる。

$$\begin{cases} \beta_f = \delta_f - \tan^{-1} \frac{\dot{y} + ar}{v} \div \delta_f - \beta - \frac{a}{v}r \\ \beta_r = \delta_r - \tan^{-1} \frac{\dot{y} - ar}{v} \div \delta_r - \beta + \frac{b}{v}r \end{cases} \quad (6)$$

車両重心位置での車体速度とスリップ角は、

$$v = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} \quad (7)$$

$$\tan\beta = \dot{x}/\dot{y} \quad (8)$$

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のために、

$$\begin{cases} W_1 = W_r/2 + w_{fy} - w_x \\ W_2 = W_r/2 + w_{ry} + w_x \\ W_3 = W_f/2 - w_{fy} - w_x \\ W_4 = W_f/2 - w_{ry} + w_x \end{cases} \quad (9)$$

となる。

ただし、

$$w_{iy} = d_{yi}a_y \quad (10)$$

$$w_x = Mha_x/(2l) \quad (11)$$

定数  $d_{yi}$  は車両諸元および懸架系特性によって決定される。なお、減速度の場合、 $a_x$  は負で表される。

車輪の回転の運動方程式は、

$$I_j \dot{\omega}_j = T_j - F'_{jx}R \quad (1 \leq j \leq 4) \quad (12)$$

で表される。

ここで、タイヤ発生力において、車体前後および左右方向成分  $F'_{jx}$ ,  $F'_{jy}$  と、タイヤ中心線方向および直角方向成分  $F'_{jx}$ ,  $F'_{jy}$  の関係は、

$$\begin{bmatrix} F'_{jx} \\ F'_{jy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\delta_i & -\sin\delta_i \\ \sin\delta_i & \cos\delta_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F'_{jx} \\ F'_{jy} \end{bmatrix} \quad (13)$$

となる。

タイヤ中心線方向の速度を  $v_{\omega_j}$  とすると、各輪タイヤ

のスリップ率は、制動時と駆動時の場合それぞれ

$$s_j = \frac{v_{j\omega} - R\omega_j}{v_{\omega_j}} \quad (14)$$

$$s_j = -\frac{R\omega_j - v_{j\omega}}{R\omega_j} \quad (15)$$

と表される。本論ではスリップ率の符号は制動時を正、駆動時を負と定義する。

タイヤ中心位置での速度成分は、 $x$ ,  $y$  方向成分  $v_{jx}$  と  $v_{jy}$  を用いて、

$$v_j = \sqrt{v_{jx}^2 + v_{jy}^2} \quad (16)$$

となるが、

$$v_{j\omega} = v_{jx}\cos\delta_i + v_{jy}\sin\delta_i \div v_{jx} \div v_j \quad (16)$$

の関係が導かれる。

ここで、

$$\begin{cases} v_1 = \dot{x} + t_f r/2 \\ v_2 = \dot{x} + t_r r/2 \\ v_3 = \dot{x} - t_f r/2 \\ v_4 = \dot{x} - t_r r/2 \end{cases} \quad (17)$$

### 3. 2 タイヤ特性

タイヤ前後力と横力の関係を表す式として、スリップ率を考慮している酒井の式を用いるが、計算実行上、タイヤ力はタイヤスリップ角に関して奇関数でなければならないため、次のようにする。添字は  $i=f$  の時、 $j=1, 3$ ,  $i=r$  の時、 $j=2, 4$  と取る。

$$F'_{jx} = \begin{cases} -\text{sgn}(s_j)\mu_{\omega}W_j & : |s_j|=1 \\ -\{K_j(1-q_j)^2 + \mu_{\omega}W_jq_j^2(3-2q_j)h_j\}s_j & : |s_j|<1 \end{cases} \quad (18)$$

$$F'_{jy} = \begin{cases} K_j(1-s_j^2)(1-q_j^2)\tan\beta_i + \mu_{\omega}W_jq_j^2(3-2q_j)h_j\tan\beta_i & : -1 \leq s_j \leq 0 \\ K_j(1-s_j)(1-q_j^2)\sin\beta_i + \mu_{\omega}W_jq_j^2(3-2q_j)h_j\tan\beta_i & : 0 \leq s_j \leq 1 \end{cases} \quad (19)$$

ただし、コーナリングパワーはタイヤ荷重の関数として

$$K_j = \mu_{\omega}K_{j0} \left\{ \frac{4}{3} \left( \frac{W_j}{W_{j0}} \right) - \frac{1}{3} \left( \frac{W_j}{W_{j0}} \right)^2 \right\} \quad (20)$$

の関係があると仮定する。 $K_0$  は基準とするタイヤ荷重が  $W_0$  のときのコーナリングパワーを示す。

また、式(18), (19)で用いた係数は、

$$h_j = 1/\sqrt{s_j^2 + \tan^2\beta_i} \quad (21)$$

$$q_j = K_j\sqrt{s_j^2 + \tan^2\beta_i}/(3\mu_{\omega}W_j) \quad (21)$$

### 3. 3 制御則

制御則は、その操舵応答安定性向上の効果も含めて既に報告済みであるが、考え方としては以下のようになる。

タイヤ線形領域では主として操舵角フィードフォワードで四輪操舵を制御する。緊急回避行動時など制動力を伴うようなタイヤ非線形領域では、フィードフォワード制御に加えて、制動時の横力減少によるヨーレイトゲイ

ンの低下や車両の非線形特性などに起因する目標特性からの誤差などを小さくするために、実ヨーレイトと目標ヨーレイトの差に基づいて四輪操舵と制動力左右差配分を制御する。この制御法は、路面や横風外乱遭遇時にもその効果が期待できる。

具体的な制御則は次式で与えられる。

$$\delta_r(s) = G_f(s)\delta_r(s) + G_e\{r(s) - r_i(s)\} \quad (22)$$

$$\Delta M(s) = B_e\{r(s) - r_i(s)\} \quad (23)$$

式(22), (23)は、それぞれ後輪操舵および制動力左右差配分による直接ヨーモーメントの制御則である。式(22)の右辺第1項は操舵角フィードフォワードの項で、第2項がヨーレイトフィードバックの項である。 $G_f(s)$ は、タイヤ特性が線形のときに目標ヨーレイトを得るように導出された後輪制御関数である。 $G_e, B_e$ は調整可能なフィードバック係数である。

目標ヨーレイト特性は、ハンドル操舵角に対して1次遅れ系の形とする。

$$\frac{r_i}{\delta_f} = \frac{G_0}{1 + \tau s} \quad (24)$$

$G_0$ は定常ゲインで、 $\tau$ は時定数である。ここでは $G_0$ を2WSの定常ゲインと同じにする。

$G_f(s)$ は、式(2), (3)を用いて式(24)の目標特性を得る逆問題として導くことができ、一般解は次式で与えられる。

$$G_f(s) = \frac{q_0 + q_1s + q_2s^2}{p_0 + p_1s + p_2s^2} \quad (25)$$

ここで、 $s$ に関する係数および定数項は、車両特性、タイヤの等価コーナリングパワーおよび車速の関数である。 $G_0$ が2WSの定常ゲインに等しい場合、 $q_0$ は零となる。

次に、制動力の前後配分 $\kappa$ と直接ヨーモーメントの前後輪配分 $\kappa_1$ が共に一定のとき、各輪に作用する制御トルクは、

$$\begin{cases} T_1 = \left( \frac{\kappa M \alpha_x}{2} + \frac{\kappa_1 \Delta M}{t_f} \right) R p \\ T_2 = \left\{ \frac{(1-\kappa) M \alpha_x}{2} + \frac{(1-\kappa_1) \Delta M}{t_f} \right\} R p \\ T_3 = \left( \frac{\kappa M \alpha_x}{2} + \frac{\kappa_1 \Delta M}{t_f} \right) R p \\ T_4 = \left\{ \frac{(1-\kappa) M \alpha_x}{2} + \frac{(1-\kappa_1) \Delta M}{t_f} \right\} R p \end{cases} \quad (26)$$

とする。 $p$ は、ブレーキの構造や容量などにより決定される数値であり、ここでは簡単のために一定の係数とする。

### 3. 4 路面外乱

路面外乱として制動安定性評価などに使用されるスプリット $\mu$ 路面を考える。図2は路面と路面固定座標系を

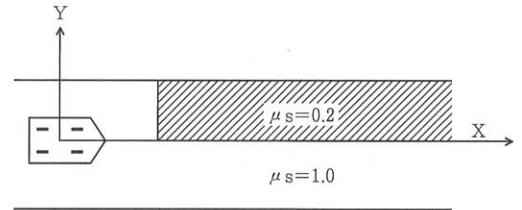


Fig. 2 Split frictional road

示す。高 $\mu$ 路面の静止摩擦係数、動摩擦係数はそれぞれ1.0, 0.8とし、低 $\mu$ 路面についてはそれぞれ0.2, 0.14とする。

シミュレーション計算では、車両の各車輪が高低いずれの $\mu$ 路面上に位置するかを知ることが必要である。路面固定座標系において、車両の重心位置が $(X, Y)$ のときの車輪 $j$ の座標 $(X_j, Y_j)$ を求めると

$$\begin{cases} X_1 = X + a \cos \psi + t_f \sin \psi / 2 \\ Y_1 = Y + a \sin \psi - t_f \cos \psi / 2 \\ X_2 = X - b \cos \psi + t_r \sin \psi / 2 \\ Y_2 = Y - b \sin \psi - t_r \cos \psi / 2 \\ X_3 = X + a \cos \psi - t_f \sin \psi / 2 \\ Y_3 = Y + a \sin \psi + t_f \cos \psi / 2 \\ X_4 = X - b \cos \psi - t_r \sin \psi / 2 \\ Y_4 = Y - b \sin \psi + t_r \cos \psi / 2 \end{cases} \quad (27)$$

となる。

### 3. 5 ドライバーモデル

人自動車系の閉ループ応答シミュレーションでは、ドライバーの制御動作モデルとして一次予測モデルを使用した。

$$\theta = ke = k(Y + l \sin \psi) \quad (28)$$

$e$ は直進からのズレ、 $k$ は操舵ゲイン、 $l$ は前方注視距離を示す。計算では、 $k = -1.0$ ,  $l = 10\text{m}$ とする。

路面固定座標系にて車両重心位置を求めると、車体固定座標系との関係から

$$\begin{cases} X = X_0 + \int^t v \cos(\beta + \psi) dt \\ Y = Y_0 + \int^t v \sin(\beta + \psi) dt \\ \psi = \psi_0 + \int^t r dt \end{cases} \quad (29)$$

である。 $X_0, Y_0, \psi_0$ は初期値を表す。

## 4. 計算結果

車両の初期位置から30m直進した位置よりスプリット

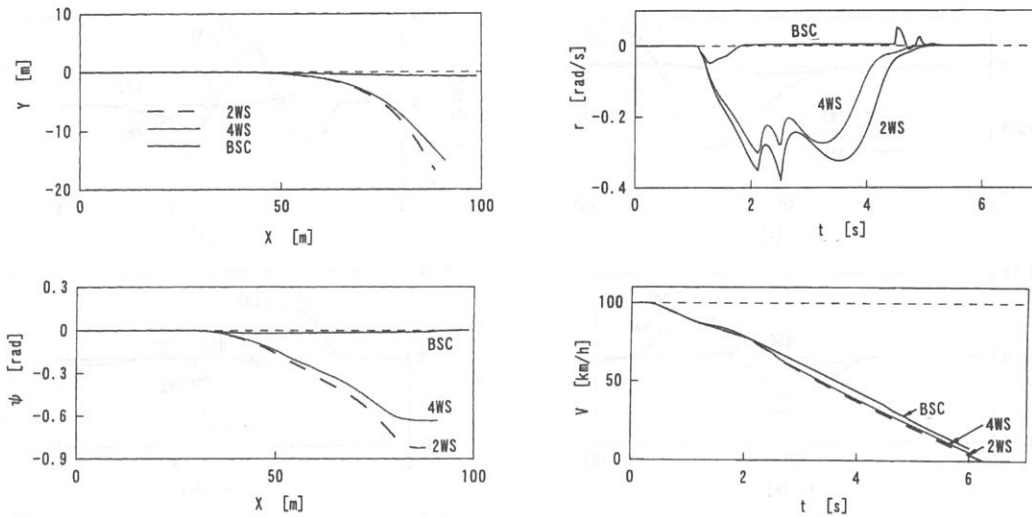


Fig. 3 Open loop characteristics

$\mu$ 路が始まる路面を検討する。初期状態では、車両の中心線は $\mu$ の境界線と一致して左輪が低 $\mu$ 路上に、また右輪が高 $\mu$ 路上に位置する場合を考える。計算では、初速100 km/hで直進し、0.3秒後に制動を加えた場合の車両挙動について、制動力左右差配分と四輪操舵とを協調制御する車両（BSC-Brake and Steering Control）と4WSおよび制御無し2WSの3仕様の比較を行う。BSCは、式(2)と式(3)を組み合わせた制御則を用いフィードバックゲインを $G_e=0.04$ 、 $B_e=-3.0 \times 10^3$ と設定する。4WSは、式(2)において $G_e=0$ として操舵角フィードフォワードによる後輪操舵制御則とする。目標のヨーレイト特性は式(1)で定常ゲインを2WSと等しくし、1次遅れ時定数を $\tau=0.07\text{sec}$ とする。また、前後輪の制動力配分と左右差配分は一定として、それぞれ $\alpha=0.5$ 、 $\alpha_1=0.5$ とする。

なお、計算データとしては一般的な後輪駆動の小型乗用車の車両諸元値を用いた。

#### 4. 1 開ループ特性

ハンドル角を零で固定し、0.46Gの急制動を行ったときの結果を図3に示す。4WSは2WSに比べて偏向角が小さく、横変位量も少ない。路面外乱に対して安定している。BSCはさらに制御効果が顕著となり、最も良好な結果を得る。

#### 4. 2 閉ループ特性

制動時に直進状態からのズレを小さくするようにハンドルを操作したときの結果を図4に示す。開ループ特性

と同様にBSCは、4WSや2WSに比べて偏向角が小さく横変位量も少なく済む。BSCは車体スリップ角や前後、左右方向の加速度を小さくし、その変化も少なくできて運転しやすい車両特性になる。したがってドライバーは余裕を持ちながら少ない操舵修正量で前述の性能を得ることができる。路面外乱安定性の良さはBSC、4WS、2WSの順になる。図5は制御量である後輪操舵角と直接ヨーモーメント量を示す。

### 5. まとめ

車両状態量をフィードバックしてタイヤの前後力と横力とを直接制御する方法として式(2)、(3)で与えられる制御則を適用した自動車について、スプリット $\mu$ 路面走行時の制動安定性の検討を行い、次のような結果を得た。

- ① タイヤのスプリット率までも考慮した解析モデルを作成して、制動時の車両運動を詳細に調べることを可能にした。
- ② ハンドル舵角固定で制動を加えた場合、BSCは車体偏向角、横変位量ともに2WSや4WSに比べて小さくなる。
  - ・制動時に直進性を確保するようにハンドル操作を行った場合、BSCは最も修正操舵量が少なく済み、ドライバーにとって運転負荷が小さく制御しやすくなる。
  - ・路面外乱安定性の良さはBSC、4WS、2WSの順であり、後輪操舵角制御よりも制動力左右差配分

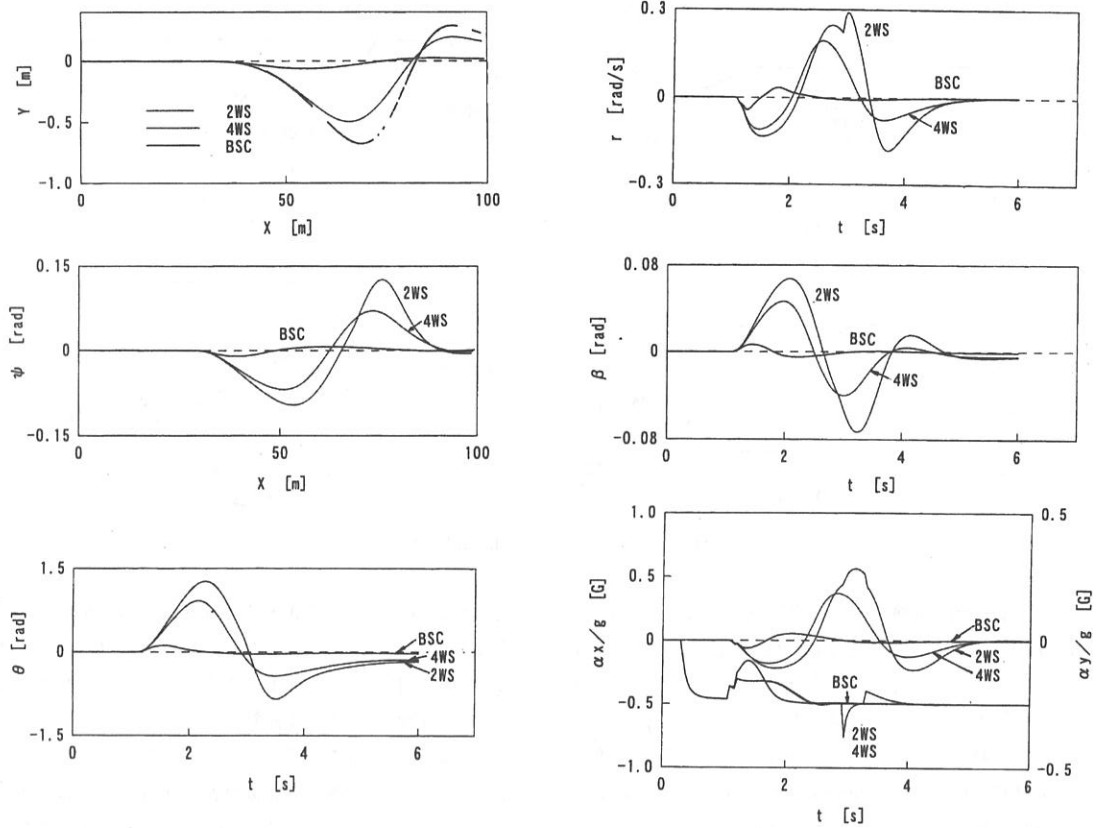


Fig. 4 Closed loop characteristics

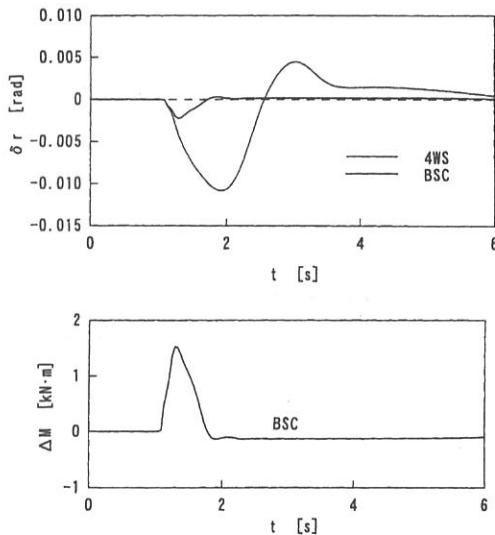


Fig. 5 Rear steering angle and direct yaw moment characteristics

制御の効果が大きい。

以上から、BSCを適用した自動車は、路面外乱に対して自律安定性を確保でき、運転操作も容易になると考えられる。

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、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、車両運動性能に対する制御効果の確認、また操舵能力特性への影響の把握などがあげられる。

## 6. あとがき

本研究に関しては平成9年度久留米工業大学特別研究費の助成を受けた。

付 録

式(10)において

$$d_f = (h_f b M / l + K_{\phi s} m_s h_s / K_{\phi s}) / t_f$$

$$d_r = (h_r b M / l + K_{\phi r} m_s h_s / K_{\phi s}) / t_f$$

$$K_{\phi s} = K_{\phi} - m_s h_s g$$

式(24)において

$$G_0(2WS) = \frac{v}{l(1+K_s v^2)}$$

$$K_s = M(b/c_f - a/c_r) / l^2$$

式(25)において

$$q_0 = \frac{c_f c_r l v - G_0 \{c_f c_r l^2 - M v^2 (a c_f - b c_r)\}}{c_f c_r l v}$$

$$q_1 = \frac{\tau c_f c_r l + a c_f M v - G_0 \{l(c_f + c_r) + M(a^2 c_f - b^2 c_r)\}}{c_f c_r l}$$

$$q_2 = \frac{M v (\tau a c_f - I G_0)}{c_f c_r l}$$

$$p_0 = 1$$

$$p_1 = \frac{b M v + \tau c_f l}{c_f l}$$

$$p_2 = \frac{\tau b M v}{c_f l}$$

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) 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

(4) 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

(5) 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

(6) 森, 制動力左右差配分と四輪操舵の協調制御による車両の操舵応答安定性, 久留米工業大学研究報告, No. 20 (1996), 29-37

(7) Mori, K., Vehicle Cornering Characteristics in Acceleration and Braking through Attitude Control of Front and Rear Tires, JSME Int. Journal, 39-1, C (1996), 58-66