

## 4 輪制駆動，ステア統合による車両運動最適制御<sup>†</sup>

服部 義和\*・鯉 淵 健\*\*

Integrated Control of Braking and Steering for Vehicle Dynamics

Yoshikazu HATTORI\* and Ken KOIBUCHI\*\*

This report proposes an integrated control algorithm of braking and steering. This algorithm has hierarchical architecture. One of the layers performs as a robust controller for vehicle dynamics. Another layer performs an optimal controller of tire force. We propose an optimal controller that operates braking and steering actuators based on sequential quadratic programming. The effectiveness of the proposed algorithm is confirmed by simulation and experiment.

**Key Words:** vehicle dynamics, control, optimization, tire model, brake, steering

### 1. はじめに

本研究は通常領域から限界走行領域に至るまでの車両の操縦安定性の向上を目的とした，制駆動力とステアの統合制御手法について述べるものである。

1980年代以降，シャシーのアクティブ制御による車両運動性能向上を目的とした様々な取り組みがなされ，VSCに代表されるような制動力左右差を利用した車両のアクティブヨーモーメント制御システム (Direct Yaw Moment Control: DYC) の実用化<sup>1)~3)</sup>により，限界領域における車両安定性を大幅に向上させることが可能となった。さらに，DYCと前後輪操舵の協調制御に関するいくつかの研究も進められている。ここで，実際にはDYCは4輪の制駆動力によって実現されるが，これまでの報告では，DYCを実現するための各輪の制駆動力制御についての詳細な検討はされていない。しかしながら，各輪が発生するタイヤ発生力は非線形な飽和特性を持ち，外乱に対する安定性を考慮すれば，タイヤ発生力は最大発生力に対して出来る限り余裕を持たせたいという要求があり，DYCを実現するための4輪制駆動力制御は簡単ではない。また，車両の走行条件は時々刻々と変化し，制御対象の特性や制約条件を常に正確に知ることは難しい。一方で，次世代の車両運動制御としては，更にタイヤの性能を余すことなく引き出し，通常から限界までを含むすべての走行領域においてシームレスに車両の操縦性・安定性を画期

的に向上することが望まれており，ロバスト性と最適性をうまくバランスした設計が必要である。

本報告では，上記の要求を実現するために，まず階層型の車両運動制御システムを提案する。次に，逐次2次計画法に基づき，本来車両に与えたい前後横力，ヨーモーメントを実現するための最適な4輪制駆動力制御手法について述べる。さらに，上記アルゴリズムを前輪アクティブ操舵を統合したシステムに拡張し，シミュレーションと実車実験によって統合制御による制御効果を検証する。

### 2. 階層型車両運動制御

車両制御システムはより多様化し，特性の異なる種々の装置に対する汎用性や，駆動制動，ステアリング，サスペンションなど複数のシステムの協調制御をより容易に行うことが可能なアルゴリズムが求められている。また性能面から見れば，タイヤと路面の間の力をより効率良く極限まで引き出すとともに，車両挙動が発生してから動作するこれまでのフィードバック主体の制御則に加えて，積極的にフィードフォワード制御を用いたモデルベース制御の必要性が高まってきた<sup>4), 5)</sup>。

これらの要求を満たすために，大規模になった車両システムを Fig. 1 のような小規模な階層システムに分解する，階層型車両運動制御 (H-VDIM: Hierarchical Vehicle Dynamics Integrated Management) を提案する。

(第1層) 車両運動制御 ドライバのハンドル，アクセル・ブレーキペダル操作による入力に基づき，所望の車両軌跡，姿勢を算出し，これを実現するために必要な車体の前後・横力，ヨーモーメント (目標車体フォース&モーメント) を算出する。

(第2層) タイヤ発生力配分制御 各輪のタイヤ発生力の

<sup>†</sup> 第4回制御部門大会にて講演

\* (株)豊田中央研究所

\*\* トヨタ自動車(株)

\* Toyota Central R&D Labs., Inc.

\*\* Toyota Motor Corporation

(Received March 13, 2005)

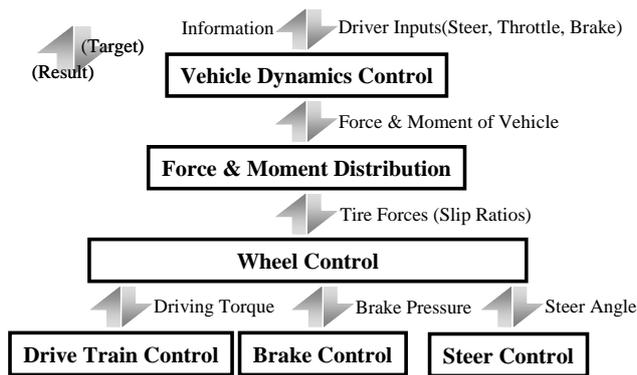


Fig. 1 Hierarchical vehicle dynamics management algorithm

総和が目標車体フォース&モーメントと一致するように、各輪のタイヤ発生力の配分（目標タイヤ発生力）を決定する。

（第3層）各輪車輪制御 目標のタイヤ発生力を実現するための、タイヤと路面の位置（スリップ率、スリップ角、キャンパ角）や荷重などを算出し、これらを実現するために各アクチュエータ（エンジン、ブレーキ、ステアリングなど）への指令を算出する。

（第4層）各アクチュエータ制御 各アクチュエータを制御する。

各階層間では双方向に情報のやり取りを行い、下位の階層は、上位の階層からの目標に対する達成度を上位の階層にフィードバックする。上位の階層は、下位の階層の達成度に応じて下位の階層の目標を再計算する。このような階層型の制御では、階層間でのフィードバックに起因する不安定現象などが懸念されるが、提案した階層制御では、階層毎の制御帯域を分離することにより上記問題を回避可能である。実際、車両運動の帯域は約 1-2 [Hz]、車輪の運動は 10 数 [Hz]、アクチュエータの運動は数百 [Hz] であり、十分に制御の帯域を分離可能である。

車両運動制御とタイヤ発生力配分制御の階層については、HVDM の中核となる部分であり、次章以降でその詳細について述べる。

### 3. 車両運動制御

車両運動制御では車体を剛体と考えて、ドライバの操作に対して車両が所望の運動をするために、車体に発生すべき目標前後・横力、ヨーモーメントを算出する。目標車体前後力は、ドライバのアクセルとブレーキペダルの操作量に応じた関数として与える。目標車体横力は、車両が加減速していないときすなわち各輪のスリップ率が0の時に、ドライバのステア操作量に応じて発生する車体横力とする。目標の車体ヨーモーメントは、フィードフォワード成分とフィードバック成分によって構成し、フィードフォワード成分は目標車体横力と同様に、車両が加減速していないときにドライバのステア操作によって発生する車体ヨーモーメントとする。

フィードバック成分は、ヨーレートや車体スリップ角といった車両状態量の計測値と、ドライバのステア操作から目標車両モデルを通して求める目標車両状態量との誤差に応じて与える。これらによって、旋回中の加減速においても旋回状態が変化しないことを基本とし、外乱により車両挙動が乱れた場合には、目標の安定な車両挙動を維持するように、目標車両前後・横力、ヨーモーメントを算出する。

ここで、時々刻々と変化するタイヤの飽和特性の中で、車両に所望の運動をさせつつ、常実現可能な目標車両前後・横力、ヨーモーメントを算出することは難しく、車両運動制御アルゴリズムには目標車両前後・横力、ヨーモーメントが厳密に実現されなくても車両を安定化できるロバスト性を考慮する必要がある<sup>6), 7)</sup>。

### 4. タイヤ発生力配分制御

タイヤ発生力配分制御では、逐次2次計画法に基づく最適化アルゴリズム<sup>8)</sup>によって、車両全体に与えたい前後・横力、ヨーモーメントを実現する各輪の前後・横力を求める。旋回制動時の制動力配分を例にあげると、横力減少を無視すれば、各輪の制動力配分を荷重配分と一致させた時、制動によってヨーモーメントは変化しないことが指摘されているが、横力減少を伴う限界状態や過渡的な状態を含めてあらゆる運動状態において最適なタイヤ発生力を求めることは、容易ではない。

ここで用いた非線形最適化手法は、以下の2点において各輪タイヤ発生力配分を求める有効な手段である。

- 目標の車体前後・横力、ヨーモーメントとして、物理的に発生不可能な値を与えても、評価関数に従って自動的にトレードオフが可能
- 目標の力、モーメントが十分小さい場合、冗長な系である4輪のタイヤ発生力に対して、評価関数に基づく最適な配分を算出することが可能

以上の理由により、以下に示すようなタイヤモデルを用いた非線形最適化手法によって、各輪の最適なタイヤ発生力を求める。

#### 4.1 タイヤモデル

本アルゴリズムの中でタイヤモデルに求める特性は、以下のとおりである。

- 飽和特性をもつこと
- スティフネスに荷重依存性を持つこと
- 前後力と横力間の関係（摩擦円）が反映されていること
- できる限り少ないパラメータで記述できること

以上を満たすタイヤモデルとして、われわれは、Eq. (1)-(10)で記述される最も簡単なブラッシュモデルを用いた<sup>9)</sup>。使用したタイヤモデルの前後、横力特性を Fig. 2 に示す。ここで、 $\kappa_i$ ,  $\alpha_i$  は各輪スリップ率、スリップ角、 $K_{\alpha}$ ,  $K_{\kappa}$  はそれぞれコーナリングスティフネスとドライビングスティフネスであり、 $K_{\alpha 0}$ ,  $K_{\kappa 0}$  はそれらの荷重に対する係数、 $F_{z_i}$  は各

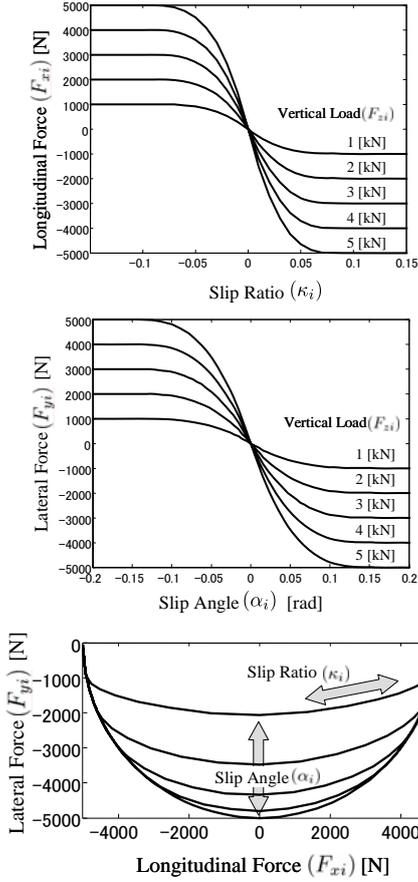


Fig. 2 Characteristics of tire forces

輪荷重,  $\mu_i$  は各輪の正規化最大タイヤ発生力である。また,  $\theta$  は接地面の滑りの方向を示す。

$$\cos \theta = \frac{\kappa_i}{\lambda} \quad (1)$$

$$\sin \theta = \frac{K_\alpha \tan \alpha_i}{K_\kappa \lambda} \quad (2)$$

$$K_\kappa = K_{\kappa 0} F_{z_i} \quad (3)$$

$$K_\alpha = K_{\alpha 0} F_{z_i} \quad (4)$$

ただし,  $\lambda, \xi$  は次式で与えられるとする。

$$\lambda = \sqrt{\kappa_i^2 + \frac{K_\alpha^2 \tan^2 \alpha_i}{K_\kappa^2}} \quad (5)$$

$$\xi = 1 - \frac{K_\kappa \lambda}{3 \mu_i F_{z_i} (1 - \kappa_i)} \quad (6)$$

(1)  $\xi > 0$  のとき

$$F_{x_i} = -\frac{\xi^2 K_\kappa}{1 - \kappa_i} \kappa_i - \mu_i F_{z_i} \cos \theta (1 - 3\xi^2 + 2\xi^3) \quad (7)$$

$$F_{y_i} = -\frac{\xi^2 K_\alpha \tan \alpha_i}{1 - \kappa_i} - \mu_i F_{z_i} \sin \theta (1 - 3\xi^2 + 2\xi^3) \quad (8)$$

(2)  $\xi < 0$  のとき

$$F_{x_i} = -\mu_i F_{z_i} \cos \theta \quad (9)$$

$$F_{y_i} = -\mu_i F_{z_i} \sin \theta \quad (10)$$

## 4.2 非線形最適化手法

ここでは, 制御入力 ( $u$ ) を次式のように各輪のスリップ率 ( $\kappa$ ) とし, 以下の評価関数 ( $L$ ) を最小にする制御入力とその修正量 ( $u, \delta u$ ) を逐次 2 次計画法を用いて求める。

$$u = \kappa = [\kappa_{fl} \quad \kappa_{fr} \quad \kappa_{rl} \quad \kappa_{rr}]^T \quad (11)$$

$$\delta u = \delta \kappa = [\delta \kappa_{fl} \quad \delta \kappa_{fr} \quad \delta \kappa_{rl} \quad \delta \kappa_{rr}]^T \quad (12)$$

$$L = E^T W_E E + \delta u^T W_{\delta u} \delta u + (u + \delta u)^T W_u (u + \delta u) \quad (13)$$

$E$  は目標車体前後・横力, ヨーモーメント ( $F_x^*, F_y^*, M_z^*$ ) と配分した各輪のタイヤ発生力の総和による車体の前後・横力, ヨーモーメント ( $\hat{F}_x, \hat{F}_y, \hat{M}_z$ ) の差 (配分誤差) である (Eq. (14))。

$$E = \begin{bmatrix} F_x^* - \hat{F}_x \\ F_y^* - \hat{F}_y \\ M_z^* - \hat{M}_z \end{bmatrix} \quad (14)$$

さらに,  $W_E, W_{\delta u}, W_u$  はそれぞれ次式のような  $E, \delta \kappa, \kappa$  に対する重み係数である。

$$W_E = \text{diag}(W_{EF_x}, W_{EF_y}, W_{EM_z}) \quad (15)$$

$$W_{\delta u} = \text{diag}(W_{\delta \kappa_f}, W_{\delta \kappa_r}, W_{\delta \kappa_r}, W_{\delta \kappa_r}) \quad (16)$$

$$W_u = \text{diag}(W_{\kappa_f}, W_{\kappa_f}, W_{\kappa_r}, W_{\kappa_r}) \quad (17)$$

ここで, 配分した各輪のタイヤ発生力の総和による車体の前後・横力, ヨーモーメント ( $\hat{F}_x, \hat{F}_y, \hat{M}_z$ ) は, 各輪のタイヤ発生力が車体に与える前後・横力, ヨーモーメント ( $F_{x_i}, F_{y_i}, M_{z_i}$ ) と Eq. (19) で与えるヤコビアン ( $J$ ) によって, 次式のように与えられる。4.1 節で示したタイヤモデルにより,  $J$  は解析的に求められるが, 車両状態に依存し, 値は時変となる。

$$\begin{bmatrix} \hat{F}_x \\ \hat{F}_y \\ \hat{M}_z \end{bmatrix} = \sum_{i=1}^4 \begin{bmatrix} F_{x_i} \\ F_{y_i} \\ M_{z_i} \end{bmatrix} + J \delta u \quad (18)$$

$$J = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_x}{\partial \kappa_{fl}} & \frac{\partial F_x}{\partial \kappa_{fr}} & \frac{\partial F_x}{\partial \kappa_{rl}} & \frac{\partial F_x}{\partial \kappa_{rr}} \\ \frac{\partial F_y}{\partial \kappa_{fl}} & \frac{\partial F_y}{\partial \kappa_{fr}} & \frac{\partial F_y}{\partial \kappa_{rl}} & \frac{\partial F_y}{\partial \kappa_{rr}} \\ \frac{\partial M_z}{\partial \kappa_{fl}} & \frac{\partial M_z}{\partial \kappa_{fr}} & \frac{\partial M_z}{\partial \kappa_{rl}} & \frac{\partial M_z}{\partial \kappa_{rr}} \end{bmatrix} \quad (19)$$

以上の準備の上で,

$$\partial L / \partial \delta u = 0 \quad (20)$$

となる  $\delta u$  によって  $u$  を修正することにより, Eq. (13) の  $L$  を最小化する  $u$  を求める。ここで,

$$\Delta E = \begin{bmatrix} F_x^* & F_y^* & M_z^* \end{bmatrix}^T - \sum_{i=1}^4 \begin{bmatrix} F_{x_i} & F_{y_i} & M_{z_i} \end{bmatrix}^T$$

$$(21)$$

と置くと,

$$\mathbf{E} = \Delta_E - J\delta\mathbf{u} \quad (22)$$

$$\frac{\partial \mathbf{E}}{\partial \delta\mathbf{u}} = -J \quad (23)$$

Eq. (13) に Eq. (22) を代入して  $\delta\kappa$  で偏微分し, Eq. (23) を代入すると, Eq. (20) は

$$\begin{aligned} \frac{\partial L}{\partial \delta\mathbf{u}} &= 2W_{\delta\mathbf{u}}\delta\mathbf{u} + 2W_u(\mathbf{u} + \delta\mathbf{u}) \\ &\quad - 2J^T W_E (\Delta_E - J\delta\mathbf{u}) \\ &= 0 \end{aligned} \quad (24)$$

となり,  $\delta\mathbf{u}$  は, 次式で与えられる.

$$\delta\mathbf{u} = (W_{\delta\mathbf{u}} + W_u + J^T W_E J)^{-1} (J^T W_E \Delta_E - W_u \mathbf{u}) \quad (25)$$

以上, 4輪制駆動力を自由に制御可能な場合のアルゴリズムについて述べたが, 上記のアルゴリズムは, スリップ率の範囲に拘束条件を与えることによって, 前輪駆動, 後輪駆動, あるいは駆動力の制御をしない場合など, 各種の条件に適用可能である.

#### 5. 4輪制駆動力とステアの統合制御

各輪のスリップ率の最適化によって, 各輪のタイヤの負担を最小化しつつ, 所望の車体発生力と実際の発生力との誤差を最小化するアルゴリズムを示したが, スリップ率のみの制御は, 以下の点で課題がある. 一つは, 目標としているスリップ率 0 の時の車体横力に対して, 実車体横力は必ず小さくなること. もう一つは, ヨーモーメント目標が非常に大きい場合, タイヤの前後力差だけでは目標ヨーモーメントが達成できず, タイヤ横力を変化させるためにスリップ率の制御量が大きくなることである. これらの課題は制駆動力とステア制御の統合によって解決できる.

最適化アルゴリズムの前輪ステアへの拡張は, Eq. (11)-(17), (19) に対して, 前輪ステアの制御量として前輪タイヤスリップ角 ( $\alpha_f$ ) を追加して, それぞれ次式に置き換えることにより実現できる.

$$\mathbf{u} = [\kappa_{fl} \ \kappa_{fr} \ \kappa_{rl} \ \kappa_{rr} \ \alpha_f]^T \quad (26)$$

$$\delta\mathbf{u} = [\delta\kappa_{fl} \ \delta\kappa_{fr} \ \delta\kappa_{rl} \ \delta\kappa_{rr} \ \delta\alpha_f]^T \quad (27)$$

$$W_{\delta\mathbf{u}} = \text{diag}(W_{\delta\kappa_f}, W_{\delta\kappa_r}, W_{\delta\kappa_r}, W_{\delta\kappa_r}, W_{\delta\alpha_f}) \quad (28)$$

$$W_u = \text{diag}(W_{\kappa_f}, W_{\kappa_f}, W_{\kappa_r}, W_{\kappa_r}, W_{\alpha_f}) \quad (29)$$

$$J = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_x}{\partial \kappa_{fl}} & \frac{\partial F_x}{\partial \kappa_{fr}} & \frac{\partial F_x}{\partial \kappa_{rl}} & \frac{\partial F_x}{\partial \kappa_{rr}} & \frac{\partial F_x}{\partial \alpha_f} \\ \frac{\partial F_y}{\partial \kappa_{fl}} & \frac{\partial F_y}{\partial \kappa_{fr}} & \frac{\partial F_y}{\partial \kappa_{rl}} & \frac{\partial F_y}{\partial \kappa_{rr}} & \frac{\partial F_y}{\partial \alpha_f} \\ \frac{\partial M_z}{\partial \kappa_{fl}} & \frac{\partial M_z}{\partial \kappa_{fr}} & \frac{\partial M_z}{\partial \kappa_{rl}} & \frac{\partial M_z}{\partial \kappa_{rr}} & \frac{\partial M_z}{\partial \alpha_f} \end{bmatrix} \quad (30)$$

同様に, 後輪タイヤスリップ角を追加することによって前後輪ステアにも拡張可能であるが, 最適化演算に必要な演算量は, 制駆動力のみの制御に比べて,  $J$  の次元の 2 乗オーダーで増加する.

#### 6. シミュレーション

以下に, 一般的な 3000cc クラスの乗用車の諸元を用いた場合のシミュレーション結果を示す. ここで述べるタスクでは, 駆動力を発生できないと仮定し, 4輪の制動力制御とステア統合制御について述べる.

##### 6.1 ステア統合の有無による制御量の違い

Table 1 に示す走行条件, すなわち左旋回中に車体スリップ角が大きくなった場合 (スピン抑制制御) の制御量の違いを Fig. 3 に示す.

Table 1 Driving condition

vehicle speed	$v_x$	23.2 [m/s]
driver's steering angle	$\delta_d$	150 [deg]
yaw rate	$\gamma$	0.39 [rad/s]
body slip angle	$\beta$	-0.1 [rad]
friction coef. between road and tire	$\mu$	0.3 -
target yaw moment	$M_z^*$	-15000 Nm

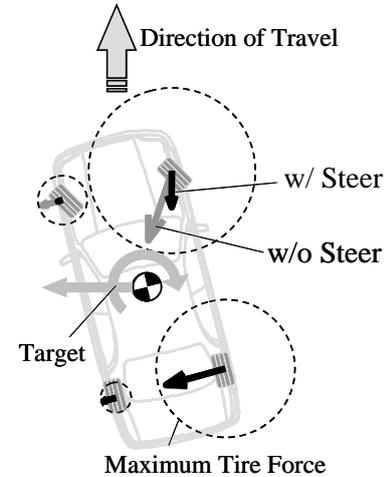


Fig. 3 Force distribution differences between steering and non-steering control

ステアを用いない制御 (w/o Steer) では, 右向きヨーモーメントを発生させるために, 右前輪に大きな制動力を発生させていることが分かる. このときのスリップ率は 0.3 となり, タイヤの負担が大きくなる. 一方でステア制御を行った場合 (w/ Steer) は, 前輪の横力を減らすことによって目標ヨーモーメントを達成しており, タイヤの負担を減らしつつ目標ヨーモーメントを達成している. 次に Fig. 4 にそれぞれの制御による目標に対する誤差と 4輪のタイヤ負担の和を示す. ここで, 制御負担とはタイヤ発生力の和を最大発生力の和で正規化したもので, 限界旋回時のスピン抑制のよ

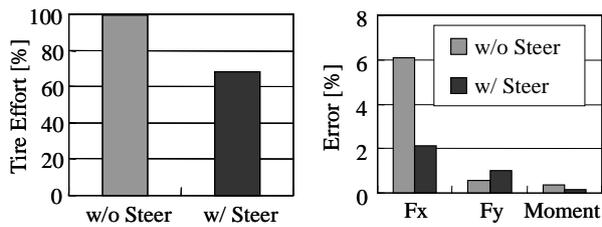


Fig. 4 Distribution error differences between steering and non steering control

うなタスクでは、ステア統合制御の方が少ないタイヤ負荷で制御可能であることを示している。また、制御誤差は、4輪制駆動力制御が前後方向に大きく、ステア統合制御では、横方向により大きく発生している。また、目標ヨーモーメントに対しては、ステア統合制御の方が誤差を小さく抑えることが出来ている。

### 6.2 スラローム時の操縦安定性向上

低 $\mu$ スラローム時のヨーレートと制御量を Fig. 5 に示す。先ほどと同様に路面摩擦係数 0.3 の滑りやすい路面で、ハンドル角 90[deg]、周波数 0.7[Hz] の sin 操舵 (Driver's Steer) をした場合、制御なし (No. Ctrl.) ではヨーレートが発散してしまうが、統合制御ではステア制御有り無しにかかわらず、いずれの制御でも車両の安定化が可能である。さらに、ステア統合制御 (w/ Steer) のほうが、ドライバーのステアに対するヨーレートの遅れが少ない。また、このときの制御

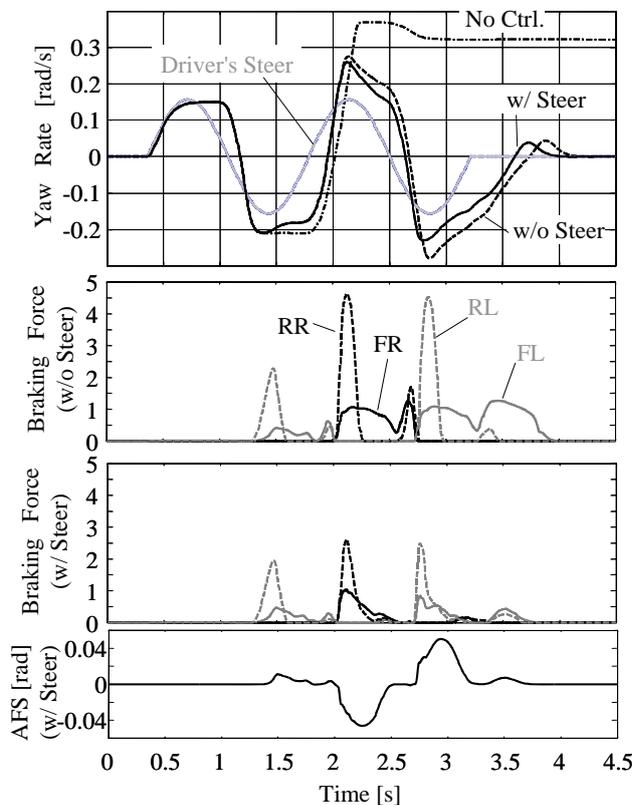


Fig. 5 Slalom maneuver

に用いた制動力を比較すると、ステア統合制御では、4輪制動のみの制御 (w/o Steer) に比べ、少ない制動力で制御可能である。さらにこのときの制御によるアクティブ前輪操舵 (AFS) の量も最大 2[deg] 程度であり、十分小さい操作量で制御可能である。

## 7. 実験結果

前輪ステアと4輪制駆動力の統合制御の効果を実車実験により検証する。実験に用いた車両は、前輪のアクティブステアと4輪独立制動が可能な後輪駆動車である。走行条件は実低 $\mu$ 路面での旋回登坂で、ステア制御の有無に対する比較を行った。まず、Fig. 6 にそれぞれの制御を行ったときのドライバーの操舵波形を示す。太線がドライバーの操舵角、細線はドライバーの舵角に 0.3[Hz] のローパスフィルタをかけたもので、走行コース形状に対応した舵角を表している。これらの差であるハッチングした領域がドライバーの修正操舵と考えられる。実路走行時の種々の外乱に対して、旋回安定性を保つためのヨーモーメントと登坂のための駆動力を両立しつつ、限界状態をトレースしなければいけない本タスクにおいては、両制御ともある程度ドライバーのステアの修正が必要であるが、ステア制御あり (w/ Steer) の場合にはドライバーの修正量が少なくなっている。

次に Fig. 7 にそのときの車体前後加速度を示す。矢印で示した領域は、ドライバーが加速要求をしている領域を示す。一般に、実車両では駆動より制動の方が応答が速かつ大きな力が発生できる。ステア制御なし (w/o Steer) の場合、必要なヨーモーメントを制駆動力差によって発生するため、路面外乱などにより急激に大きなヨーモーメントが必要とされるような場合に、制動力が多く使われることがある。Fig. 7 中のハッチングした部分でも、ステア制御なしでは、ドライバーが加速要求を出しているにもかかわらず、車体前後加速度が負 (減速) になっている。一方でステア制御あり (w/

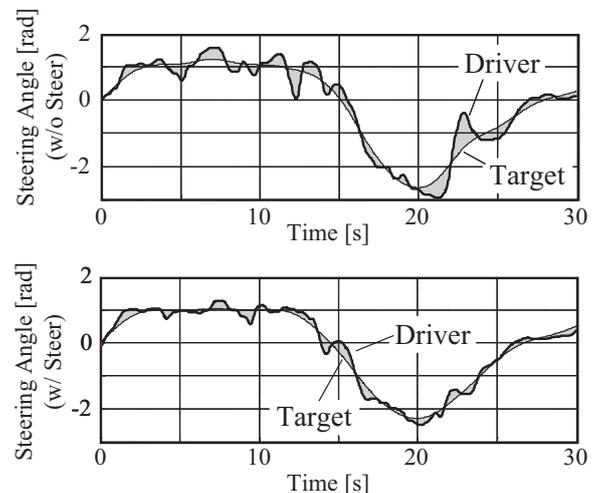


Fig. 6 Experiments

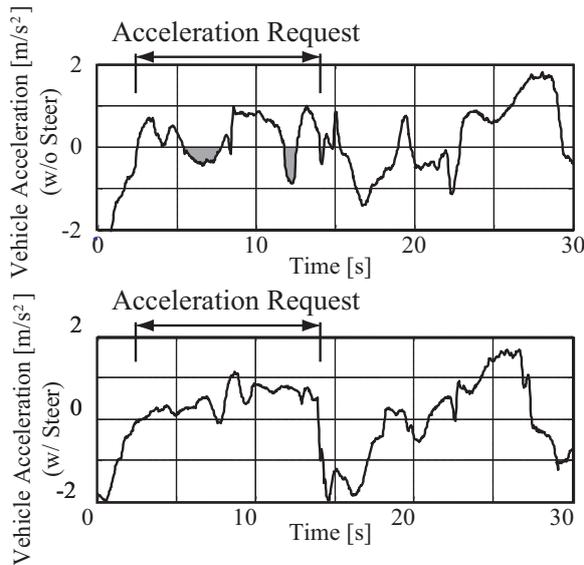


Fig. 7 Experiments

Steer) の場合は, 前輪アクティブステアによって制動力に頼らずともヨーモーメントを発生することが出来るため, ドライバの加速要求に反した減速度は発生していない。

## 8. まとめ

逐次 2 次計画法に基づく 4 輪制駆動力の最適制御アルゴリズムとその拡張であるステア統合制御アルゴリズムについて述べた。また, これらの制御が, 限界走行時の車両の安定性を向上できる出来ることをシミュレーションと実験によって示した。さらに, ステア統合制御を行うことにより, タイヤやブレーキアクチュエータの負荷を軽減しつつ安定化可能であることを示した。

## 参考文献

- 1) S. Inagaki: Analysis on Vehicle Stability in Critical Cornering Using Phase-Plane Method, Proc. of 2nd International Symposium on Advanced Vehicle Control 1994, No.50, 287/292 (1994)
- 2) K. Koibuchi: Vehicle Stability Control in Limit Cornering by Active Brake, The Society of Automotive Engineers, No.960487 (1996)
- 3) A.T.van Zanten: Control Aspects of the BOSCH-VDC, Proc. of International Symposium on Advanced Vehicle Control 1996, 573/608 (1996)
- 4) 小野英一: 懸架系からの干渉を抑制する操舵系ロバスト制御, 自動車技術会学術講演会前刷集, 892, 201/204 (1989)
- 5) 永井正夫: 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, 972, 201/204 (1997)
- 6) E.Ono: Bifurcation in Vehicle Dynamics and Robust Front Wheel Steering Control, IEEE, Trans. CST-6-3, 412/420 (1998)
- 7) 小野英一: ゲインスケジュールド  $H_{\infty}$  制御による車両運動のロバスト安定化, 計測自動制御学会論文集, 35-3, 393/400 (1999)
- 8) H.Seraji: Improved Configuration Control for Redundant Robots, Journal of Robotic Systems, 7-6, 897/928 (1990)
- 9) 安部正人: 自動車の運動と制御, 247, 山海堂 (1992)

## [著者紹介]

服部 義和 (正会員)



1965 年生。90 年大阪府立大学大学院工学研究科電子工学専攻博士前期過程修了。同年 (株) 豊田中央研究所入社, ドライバモデル, 車両運動制御の研究・開発に従事。システム制御情報学会, 自動車技術会会員。

鯉 淵 健



1966 年生。93 年東京大学工学系研究科機械工学専攻修了。同年 トヨタ自動車 (株) 入社。VSC を初めとする車両運動制御システムの先行, 製品開発に従事。自動車技術会, 機会学会会員。