

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4021185号  
(P4021185)

(45) 発行日 平成19年12月12日(2007.12.12)

(24) 登録日 平成19年10月5日(2007.10.5)

(51) Int. Cl.	F I
<b>B60W 50/06 (2006.01)</b>	B60K 41/00 506
<b>B60W 30/00 (2006.01)</b>	B60K 41/00 610J
<b>B60T 8/174 (2006.01)</b>	B60K 41/00 612K
<b>B60T 8/1755 (2006.01)</b>	B60T 8/174 Z
<b>B60W 30/02 (2006.01)</b>	B60T 8/1755 A

請求項の数 3 (全 12 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号	特願2001-373859 (P2001-373859)	(73) 特許権者	000005326
(22) 出願日	平成13年12月7日(2001.12.7)		本田技研工業株式会社
(65) 公開番号	特開2003-170822 (P2003-170822A)		東京都港区南青山二丁目1番1号
(43) 公開日	平成15年6月17日(2003.6.17)	(74) 代理人	100089266
審査請求日	平成15年11月27日(2003.11.27)		弁理士 大島 陽一
		(72) 発明者	若松 清志
			埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会 社 本田技術研究所内
		審査官	森本 康正

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】ヨーモーメントフィードバック制御方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

規範ヨーモーメントに基づき、左右駆動制動力配分を用いて、車両の実ヨーモーメントをフィードバック制御するための方法であって、

重心点の横運動及びヨー運動が拘束された車両モデルについての車体スリップ角、ヨーモーメント及び前輪舵角の関係と、車体スリップ角、横力及び前輪舵角の関係を設定する過程と、

車体スリップ角、前輪舵角、ヨーレート及び実ヨーモーメントを実測値又は推定値として得る過程と、

所定のスタティックマージンを指定して、前記車体スリップ角及び前輪舵角を前記両関係に適用することにより規範ヨーモーメントを計算する過程と、

前記規範ヨーモーメントに対する実ヨーモーメントの偏差に基づき左右駆動制動力配分を決定する過程とを有し、

前記規範ヨーモーメントが更に、規範ヨーモーメントの過渡特性として、前記車体スリップ角の微分値のフィードバック及び前記前輪舵角の微分値のフィードフォワードから計算される動的ヨーモーメントを含むことを特徴とするヨーモーメントフィードバック制御方法。

【請求項2】

横加速度を実測値又は推定値として得る過程を更に有し、前記車体スリップ角を、前記前輪舵角、ヨーレート及び横加速度を入力とするスリップ角オブザーバにより得ること

10

20

を特徴とする請求項 1 に記載のヨーモーメントフィードバック制御方法。

【請求項 3】

前記実ヨーモーメントを、前記前輪舵角、ヨーレート及び車体スリップ角に基づき計算することを特徴とする請求項 1 に記載のヨーモーメントフィードバック制御方法。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は駆動制動力配分を用いたヨーモーメントフィードバック制御方法に関する。

【0002】

【従来の技術】

従来から、目標ヨーレート追従制御や目標スリップ角追従制御などの方法が種々提案されている。目標ヨーレートは、検出容易なヨーレート、舵角、車速などから設定することができるので、システム設計が比較的容易であるという利点がある。しかしながら、車両の状態量としてのヨーレートは、ヨーモーメントが積分された結果であることから、運転者の舵角入力に対して遅れが大きいため、応答性に難があることが知られている。

【0003】

そこで、規範ヨーモーメントに基づき、左右駆動制動力配分を用いて、車両の実ヨーモーメントをフィードバック制御することが考えられる。しかしながら、このような制御は、特にタイヤ特性のように、実用域でもかなり非線形の強い要素が含まれることに伴い、このような非線形性を考慮した妥当な目標特性を設定することが困難であるという問題がある。例えば、特開昭 2000 - 25594 号には、そのような制御の一例が開示されているが、目標ヨーモーメントを、仮想的(理想的)なタイヤ特性から計算しているため以下の点で問題がある。

(1) 仮想的なタイヤ特性の前後バランスを指定する方法が示されていない。

(2) 目標の過渡応答を直接指定できない。また、定常特性と過渡特性を独立して指定できない。

(3) 制御系の安定性が検討されていない。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】

このような従来技術の問題点及び発明者の知見に鑑み、本発明の主な目的は、タイヤ特性のような非線形性の強い要素が関与しても、高い精度をもって規範ヨーモーメントを設定可能なヨーモーメントフィードバック制御方法を提供することにある。

【0005】

本発明の第 2 の目的は、定常特性と過渡特性を独立して指定できるなど、設定自由度の高いヨーモーメントフィードバック制御方法を提供することにある。

【0006】

本発明の第 3 の目的は、制御系の安定性を確保し得るようなヨーモーメントフィードバック制御方法を提供することにある。

【0007】

【課題を解決するための手段】

このような目的は、本発明によれば、規範ヨーモーメントに基づき、左右駆動制動力配分を用いて、車両の実ヨーモーメントをフィードバック制御するための方法であって、重心点の横運動及びヨー運動が拘束された車両モデルについての車体スリップ角、ヨーモーメント及び前輪舵角の関係と、車体スリップ角、横力及び前輪舵角の関係を設定する過程と、車体スリップ角、前輪舵角、ヨーレート及び実ヨーモーメントを実測値又は推定値として得る過程と、所定のスタティックマージンを指定して、前記車体スリップ角及び前輪舵角を前記両関係に適用することにより規範ヨーモーメントを計算する過程と、前記規範ヨーモーメントに対する実ヨーモーメントの偏差に基づき左右駆動制動力配分を決定する過程とを有することを特徴とするヨーモーメントフィードバック制御方法を提供することにより達成される。

10

20

30

40

50

## 【0008】

この構成によれば、線形領域から非線形領域までの定常状態での目標ヨーモーメント特性を、メソッドによって得られる - ヨーモーメント線図、 - サイドフォース線図(これら2つはベース車両に対して一意に計算できる)と目標スタティックマージンを指定することにより車体スリップ角 と前輪舵角 から計算できる。

## 【0009】

特に、前記規範ヨーモーメントが更に、規範ヨーモーメントの過渡特性として、前記車体スリップ角の微分値のフィードバック及び前記前輪舵角の微分値のフィードフォワードから計算される動的ヨーモーメントを含むものであれば、定常状態のみならず過渡領域でも、それぞれ独立に適切な目標ヨーモーメント特性が指定できる。

10

## 【0010】

また、この手法によれば、制御系の安定性を確保しつつ、応答性を向上することが可能である。特に、規範ヨーモーメントとして、静的ヨーモーメントのみを考慮した場合には、前輪舵角 \* のフィードフォワード及び車体スリップ角 のフィードバックから計算可能であり、更に動的ヨーモーメントを考慮した場合でも、前輪舵角 \* の微分値のフィードフォワード及び車体スリップ角 の微分値のフィードバックから計算可能であることから、制御系の構成がシンプルである。

## 【0011】

## 【発明の実施の形態】

以下に添付の図面に示された具体例に基づいて本発明の実施の形態について詳細に説明する。

20

## 【0012】

車両のヨー運動及び横運動は、線形から非線形領域を含め式(1)、(2)の運動方程式で表される。

## 【0013】

## 【数1】

$$I_z \left( \frac{d\gamma}{dt} \right) = 2L_1 Y_1 (\alpha_1) - 2L_2 Y_2 (\alpha_2) - (T_{SA1} + T_{SA2} + T_{SA3} + T_{SA4}) \dots (1)$$

30

$$M \left( \frac{d^2 y}{dt^2} \right) = 2Y_1 (\alpha_1) + 2Y_2 (\alpha_2)$$

… (2)

但し、 $I_z$  : ヨー慣性モーメント、 ; ヨーレイト、 $L_1, L_2$  : 前(後)輪軸から重心までの距離、 $Y_1, Y_2$  : 前後輪タイヤの横力、 $\alpha_1, \alpha_2$  : 前後輪タイヤのスリップ角、 $T_{SA1} \sim 4$  : 各輪のセルフアライニングトルク、 $M$  : 質量、 $y$  : 横方向変位である。

## 【0014】

40

しかし、非線形領域では、線形領域のように式(1)、(2)を解析的に解くことはできない。そこで、(1)、(2)のモーメント及び力の値を算出し、車両の基本的な安定性及び運動特性を、以下に説明するメソッドにより、解析するものとする。

## 【0015】

ここで、重心点の横運動及びヨー運動が拘束され、直進走行する車両モデルについて考える(図1)。ここで前輪舵角 \* = 0のときの車体スリップ角 に対する前輪及び後輪のサスペンション及びステアリング系とタイヤ自身の特性を含めた横力の特性が、図2に示されている。

## 【0016】

これらにより、つりあいのために必要な復元ヨーモーメント $M_s$ 及び横力 $F_s$ は、以下の

50

式(3)(4)により表され、更に図3及び4のグラフにより示されるように表される。

【0017】

【数2】

$$M_s = -2L_1 Y_1(\alpha_1) + 2L_2 Y_2(\alpha_2) + (T_{SA1} + T_{SA2} + T_{SA3} + T_{SA4}) \quad \dots (3)$$

$$F_s = 2Y_1(\alpha_1) + 2Y_2(\alpha_2) \quad \dots (4) \quad 10$$

ここで、

$$\alpha_1 = \delta^* + \beta \quad \dots (5)$$

$$\alpha_2 = \beta \quad \dots (6) \quad 20$$

車両の全ての運動状態は、 $\alpha_1$  及び  $\alpha_2$  の組み合わせで表現できることを考えると、図1の拘束条件下に於ける  $\delta^*$  及び  $\beta$  をパラメータとした図3のグラフにより、旋回抵抗を無視すれば、線形、非線形、定常及び過渡状態を含む全ての車両の特性が1つのグラフにより表されることがわかる。

【0018】

図3のグラフに於いて、曲線の傾き  $M_s$  はスタティックマージンに対応する。従って、図3の曲線が右上がりであれば、車両がアンダステアであることを示している。これが右下がりであれば、車両がオーバステアであることを示しており、限界速度以上になると、車両が不安定になることを示している。従って、図3のグラフで、 $\beta$  が増えるに従って、 $M_s$  が減少し、車両の旋回横加速度の限界に近づくにつれて、安定性が低下することがわかる。

【0019】

この関係を横加速度に対して求めるには、図4の  $F_s$  を車両の質量  $M$  で除し  $Y_G$  とし、 $Y_G$  と  $M_s$  との関係を調べれば良い(図5)。図3でも同一の関係があるが、図5に於いては、定常旋回状態は、 $M_s = 0$  の横軸上にある。従って、対応する車両について復元モーメント係数を知るには、図5の横軸上の  $Y_G$  に於ける  $M_s$  を調べれば良い。また、式(5)、(6)から、式(7)が得られ、旋回半径  $R$  と、実走中のタイヤの切れ角、スリップ角  $\alpha_1, \alpha_2$  の関係から、 $R = L$  とすれば、式(8)が得られる。

【0020】

【数3】

$$\delta^* = \alpha_1 - \alpha_2 \quad \dots (7)$$

$$R = L / (\delta^* - \alpha_1 - \alpha_2) = L / (\delta^* - \delta) \quad \dots (8)$$

このように、図1のモデルに於ける車体すべり角を基準とする解析方法により、非線形 50

及び過渡状態を含む全ての運転状態の安定性及び運動特性を把握することができる。上記したメソッドについては、芝端らによる「ヨーモーメント制御による車両運動性能の向上について」、自動車技術、1993年、Vol. 47, No. 12, pp 54 - 60を参照されたい。

【0021】

このように、重心点の横運動及びヨー運動が拘束された車両モデルについての車体スリップ角、ヨーモーメント及び前輪舵角の関係と、車体スリップ角、横力及び前輪舵角の関係を設定することができる。そこで、所定のスタティックマージンを指定して、前記車体スリップ角及び前輪舵角を前記両関係に適用することにより規範ヨーモーメントを計算することができる。

10

【0022】

図6は、このような着想に基づくヨーモーメントフィードバック制御方法を実施するための制御装置の一実施例を示している。車両には、前後輪のそれぞれについて設けられた横加速度センサ及び重心に配置されたヨーレートセンサ及び前輪舵角センサが備えられている。また、スリップ角オブザーバが制御装置内に設けられ、各時点に於ける横加速度、ヨーレート及び前輪舵角に基づいて、車体スリップ角を推定する。推定車体スリップ角、前輪舵角及びヨーレートから、実ヨーモーメントを計算する。更に、線形領域から非線形領域で線形近似した車両モデルの $\alpha^*$ から $\alpha$ までの伝達関数の形(具体的にはダンピング項と零点)を指定することにより、制御系の安定性を確保した上で応答性や収斂性を向上させ、かつ上記定常特性に影響を及ぼすことのない目標ヨーモーメントの過渡特性を指定

20

【0023】

このような制御構造を更に詳しく以下に説明する。

1. ヨーモーメント偏差のフィードバック

非線形車両モデルが以下の運動方程式で表されものと想定する。

【0024】

【数4】

$$MV \left( \frac{d\beta}{dt} + \gamma \right) = 2Y_1(\alpha_1) + 2Y_2(\alpha_2) \quad \dots (9)$$

$$I_z \left( \frac{d\gamma}{dt} \right) = 2L_1 Y_1(\alpha_1) - 2L_2 Y_2(\alpha_2) + M_z \quad \dots (10)$$

このモデルについて、実ヨーモーメントと規範ヨーモーメント $u$ の偏差

$$M_z = - [ 2L_1 Y_1(\alpha_1) - 2L_2 y_2(\alpha_2) ] + u \quad \dots (11)$$

30

40

を制御入力とするヨーモーメントFB制御系を構成する。但し、 $\beta$  : 車体スリップ角、 $V$  : 車速、 $M_z$  : ヨーモーメント制御入力である。式(11)を式(10)に代入するとヨーモーメントの釣り合い式は以下のようになる。

【0025】

【数5】

$$I_z (d\gamma/dt) = u \quad \dots (12)$$

## 2. メソッドによる静的な規範ヨーモーメントの設定

$M_z = 0$  のときの NSP 及びスタティックマージンを、それぞれ  $L_N$ 、 $S_M (= L_N / L)$  とすると、式 (10) の重心点拘束モデルのヨーモーメント釣り合い式は

【数6】

$$\begin{aligned} -2(L_1 + L_N) Y_1(\beta - \delta^*) + 2(L_2 - L_N) Y_2(\beta) \\ = \{2L_1 Y_1(\beta - \delta^*) + 2L_2 Y_2(\beta)\} - u_0 \end{aligned} \quad \dots (13)$$

ここで、 $u_0$  は  $u$  の定常項である。一方このヨーモーメント制御車両の新しい NSP、スタティックマージンを  $L_N^*$ 、 $S_M^*$  とする釣り合い式は

【数7】

$$-2(L_1 + L_N^*) Y_1(\beta - \delta^*) + 2(L_2 - L_N^*) Y_2(\beta) = 0 \quad \dots (14)$$

となる。式 (11)、(12) により指定されたスタティックマージン  $S_M$  となるヨーモーメント制御入力  $u_0$  は次式のようになる。(L:ホイールベース)

【数8】

$$\begin{aligned} u_0 = 2L_1 Y_1(\beta - \delta^*) - 2L_2 Y_2(\beta) \\ + 2L(S_M - S_M^*)(Y_1(\beta - \delta^*) + Y_2(\beta)) \end{aligned} \quad \dots (15)$$

ここで、 $2L_1 Y_1(\beta - \delta^*) - 2L_2 Y_2(\beta)$  は、図3のグラフから、 $S_M$  は、図5の曲線の傾きからグラフから、 $Y_1(\beta - \delta^*) + Y_2(\beta)$  は、図4のグラフから、それぞれ求められる。従って、ヨーモーメント制御入力  $M_z$  は、

【数9】

$$\begin{aligned} M_z = - \{2L_1 Y_1(\alpha_1) - 2L_2 Y_2(\alpha_2)\} \\ + \{2L_1 Y_1(\beta - \delta^*) - 2L_2 Y_2(\beta) \\ + 2L(S_M - S_M^*)(Y_1(\beta - \delta^*) + Y_2(\beta))\} \end{aligned} \quad \dots (16)$$

となる。第1項は実ヨーモーメントであり、第2項は、図3及び4のグラフ及びスタティックマージンから決まる規範ヨーモーメントである。

## 3. 動特性の解析

式 (9) の両辺を時間  $t$  で微分して整理すると

【数10】

$$\begin{aligned}
 & (d^2 \beta / d t^2) + \{2 (K_1 + K_2) / MV\} (d \beta / d t) \\
 & + \{1 + 2 (L_1 K_1 - L_2 K_2) / MV^2\} (d \gamma / d t) \\
 & - 2 K_1 / MV (d \delta^* / d t) = 0
 \end{aligned}
 \tag{17}$$

但し、 $K_1 = - (Y_1 / \dots) [ \dots + (L_1 / V) \dots ]$ 、 $K_2 = - (Y_2 / \dots) \{ \dots - (L_2 / V) \dots \}$ である。 10

【0026】

動特性の解析、設計を行うため、式(15)の非線形タイヤ特性を以下のように線形近似する。

【0027】

【数1】

$$\begin{aligned}
 u_0 & \doteq -2 \{ (L_1 K_{10} - L_2 K_{20}) + L (S_M - S_M^*) (K_{10} + K_{20}) \} \beta \\
 & + 2 \{ L_1 + L (S_M - S_M^*) \} K_{10} \delta^* \\
 & = -K_{\beta P} + K_{\beta F0} \delta^*
 \end{aligned}
 \tag{18}$$

但し、 $K_{10} = - (Y_1 / \dots) ( \dots - S_M^* )$ 、 $K_{20} = - (Y_2 / \dots) ( \dots )$ とする。なお、式(18)から静的な規範ヨーモーメントはのFBとのFFで構成されていることが分かる。

【0028】

$u$ の過渡項を $u_1$  (すなわち $u = u_0 + u_1$ )として、式(12)、(18)を式(17)に代入すると、参照入力 $\delta^*$ 、制御入力 $u_1$ 、出力 $\beta$ の線形化された伝達特性が得られる。 30

【0029】

【数12】

$$\begin{aligned}
 & (d^2 \beta / d t^2) + \{2 (K_1 + K_2) / MV\} (d \beta / d t) \\
 & - (1 / I_z) \{1 + 2 (L_1 K_1 - L_2 K_2) / MV^2\} K_{\beta P} K_{\beta P} \beta \\
 & = ( (2 K_1 / MV) (d \delta^* / d t) ) \\
 & - (1 / I_z) [1 + 2 ( (L_1 K_1 - L_2 K_2) / MV^2 )] K_{\beta F0} \delta^* \\
 & - (1 / I_z) [1 + 2 (L_1 K_1 - L_2 K_2) / MV^2] u_1
 \end{aligned}
 \tag{19}$$

上式から分かるように式(18)の静的な制御では、 $\delta^*$ と $S_M^*$ の定常項を変えることはできるが、 $\delta^*$ と $S_M^*$ の1次微分係数は変えることはできない。これはスタティックマージンを小さくした場合車両の動特性が悪化することになる。そこで規範モーメントの過渡項 $u_1$ を用いて動特性の改善を図る。

#### 4. 動的FB+FFによる過渡応答の解析

式(19)の過渡応答を改善するために、規範ヨーモーメントの過渡項 $u_1$ を、 $\delta^*$ の微分及び $\beta$ の微分の線形結合で表す。 50

【 0 0 3 0 】

【 数 1 3 】

$$u_1 = -K_{\beta D} (d\beta/dt) + K_{\beta F1} (d\delta^*/dt) \quad \dots (20)$$

式(20)を式(19)に代入すると、

【 数 1 4 】

$$\begin{aligned} & (d^2\beta/dt^2) \\ & + [ \{ 2(K_1 + K_2) / MV \} - (1/I_z) \{ 1 + 2(L_1 K_1 - L_2 K_2) / MV^2 \} K_{\beta D} ] (d\beta/dt) \\ & - (1/I_z) \{ 1 + 2(L_1 K_1 - L_2 K_2) / MV^2 \} K_{\beta P} \beta \\ & = \{ (2K_1 / MV) - (1/I_z) \{ 1 + 2(L_1 K_1 - L_2 K_2) / MV^2 \} K_{\beta F1} \} (d\delta^*/dt) \\ & - (1/I_z) [ 1 + 2 \{ (L_1 K_1 - L_2 K_2) / MV^2 \} ] K_{\beta F0} \delta^* \quad \dots (21) \end{aligned}$$

となる。ここで、 $s^*$  から  $s^*$  までの伝達関数の減衰係数  $\times$  固有角周波数 ( $\omega_n^*$ ) と零点  $z^*$  を指定すると、

【 数 1 5 】

$$\begin{aligned} & 2\xi^* \omega_n^* \\ & = \{ 2(K_1 + K_2) / MV \} \\ & - (1/I_z) \{ 1 + 2(L_1 K_1 - L_2 K_2) / MV^2 \} K_{\beta D} \quad \dots (22) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} z_{\beta}^* & = - [ (1/I_z) \{ 1 + 2(L_1 K_1 - L_2 K_2) / MV^2 \} K_{\beta F0} ] \\ & / [ (2K_1 / MV) - (1/I_z) \{ 1 + 2(L_1 K_1 - L_2 K_2) / MV^2 \} K_{\beta F1} ] \quad \dots (23) \end{aligned}$$

より

【 数 1 6 】

10

20

30

40

$$K_{\beta D} = I_z \left[ \left\{ 2 (K_1 + K_2) / MV \right\} - 2 \xi^* \omega n^* \right] \\ / \left\{ 1 + 2 \left( (L_1 K_1 - L_2 K_2) / MV^2 \right) \right\} \quad \dots (24)$$

$$K_{\beta F1} = (K_{\beta F0} / z_{\beta}^*) \\ + I_z \left( 2 K_1 / MV \right) / \left\{ 1 + 2 \left( (L_1 K_1 - L_2 K_2) / MV^2 \right) \right\} \quad \dots (25)$$

以上より最終的なヨーモーメント制御入力は次のようになる。

【数17】

$$MZ = (\text{実ヨーモーメント}) + (\text{規範ヨーモーメント一定常項}) \\ + (\text{規範ヨーモーメント一過渡項}) \quad \dots (26)$$

ここで、

【数18】

$$(\text{実ヨーモーメント}) = -2 L_1 Y_1 (\alpha_1) + 2 L_2 Y_2 (\alpha_2) \\ (\text{規範ヨーモーメント一定常項}) \\ = 2 L_1 Y_1 (\beta - \delta^*) - 2 L_2 Y_2 (\beta) \\ + 2 L (S_M - S_M^*) \{ Y_1 (\beta - \delta^*) + Y_2 (\beta) \} \\ (\text{規範ヨーモーメント一過渡項}) \\ = \left[ (K_{\beta F0} / z_{\beta}^*) + I_z \left( 2 K_1 / MV \right) / \left\{ 1 + 2 \left( (L_1 K_1 - L_2 K_2) / MV^2 \right) \right\} \right] (d \delta^* / d t) \\ - \left[ I_z \left\{ \left( 2 (K_1 + K_2) / MV \right) - 2 \xi^* \omega n^* \right\} / \left\{ 1 + 2 \left( (L_1 K_1 - L_2 K_2) / MV^2 \right) \right\} \right] (d \beta / d t)$$

【0031】

【発明の効果】

このように、本発明によれば、線形領域から非線形領域までの定常状態での目標ヨーモーメント特性を、メソッドによって得られる - ヨーモーメント線図及び - サイドフォース線図(これら2つはベース車両に対して一意に計算できる)と目標スタティックマージンを指定することにより車体スリップ角 と前輪舵角 \* から計算できる。また、線形領域のみならず非線形領域でも、また定常状態のみならず過渡領域でも、それぞれ独立に適切な目標ヨーモーメント特性が指定できる。また、この手法によれば、制御系の安定性を確保しつつ、応答性を向上することが可能である。更に、この目標ヨーモーメントは車体スリップ角 とその微分値のフィードバックと前輪舵角 \* とその微分値のフィードワードから計算可能であるため、制御系の構成がシンプルである。

10

20

30

40

50

【図面の簡単な説明】

【図1】 メソッドの基礎となる、重心点の横運動及びヨー運動が拘束された車両モデルを示すダイヤグラム図。

【図2】 前記車両モデルに於いてスリップ角と横力との関係を示すグラフ。

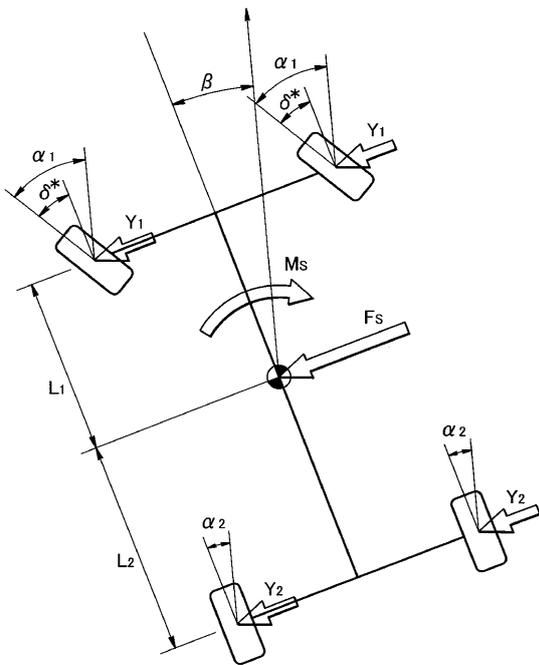
【図3】 前記車両モデルに於いて様々な前輪舵角について車体スリップ角と復元ヨーモーメントとの関係を示すグラフ。

【図4】 前記車両モデルに於いて車体スリップ角と横力との関係を示すグラフ。

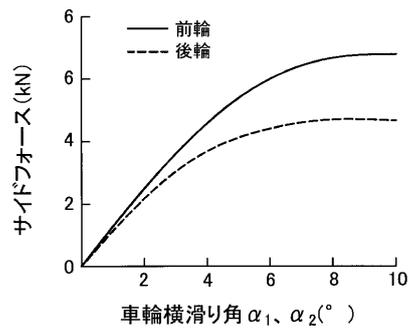
【図5】 前記車両モデルに於いて様々な前輪舵角について横加速度と復元ヨーモーメントとの関係を示すグラフ。

【図6】 本発明に基づくヨーモーメントフィードバック制御方法を実施するための制御装置の一実施例を示すブロック図。

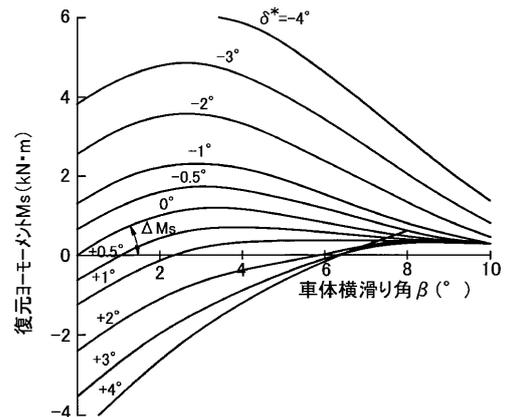
【図1】



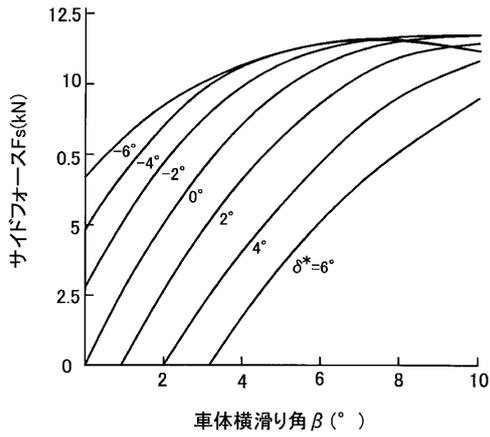
【図2】



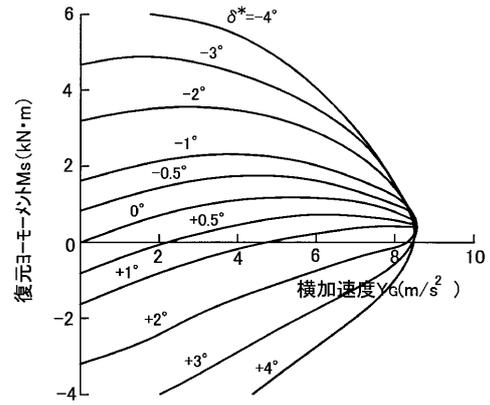
【図3】



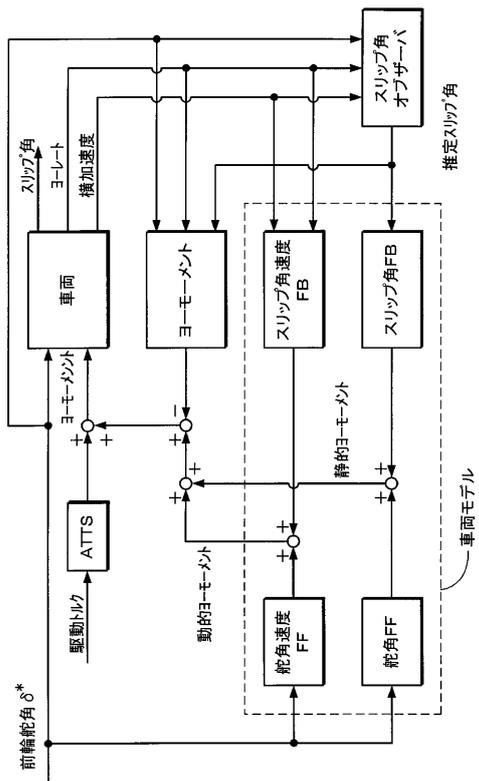
【 図 4 】



【 図 5 】



【 図 6 】



## フロントページの続き

(51) Int.Cl.		F I	
<b>B 6 0 W 10/12 (2006.01)</b>		B 6 0 K 41/00	3 4 0
<b>B 6 0 W 10/18 (2006.01)</b>		B 6 0 K 41/00	3 0 1 E
<b>B 6 2 D 6/00 (2006.01)</b>		B 6 0 K 41/00	3 0 1 F
B 6 0 K 23/04 (2006.01)		B 6 2 D 6/00	
B 6 2 D 111/00 (2006.01)		B 6 0 K 23/04	Z Y Y E
B 6 2 D 113/00 (2006.01)		B 6 2 D 111:00	
B 6 2 D 137/00 (2006.01)		B 6 2 D 113:00	
		B 6 2 D 137:00	

- (56) 参考文献 特開平 1 0 - 1 0 0 6 3 4 ( J P , A )  
 特開 2 0 0 0 - 0 2 5 5 9 4 ( J P , A )  
 特開 2 0 0 1 - 1 0 8 7 0 1 ( J P , A )  
 特開 2 0 0 1 - 0 3 9 2 8 9 ( J P , A )  
 特開 2 0 0 5 - 1 9 9 8 1 8 ( J P , A )

## (58) 調査した分野(Int.Cl. , D B 名)

B60T 7/12- 8/96  
 B60W 10/00-50/12  
 B60K 23/04  
 B62D 6/00- 6/06  
 B62D 111/00  
 B62D 113/00  
 B62D 137/00