

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4300923号
(P4300923)

(45) 発行日 平成21年7月22日(2009.7.22)

(24) 登録日 平成21年5月1日(2009.5.1)

(51) Int.Cl.

F 1

B 6 2 D 6/00 (2006.01)

B 6 2 D 6/00

B 6 2 D 7/14 (2006.01)

B 6 2 D 7/14

A

B 6 2 D 101/00 (2006.01)

B 6 2 D 101:00

B 6 2 D 111/00 (2006.01)

B 6 2 D 111:00

B 6 2 D 113/00 (2006.01)

B 6 2 D 113:00

請求項の数 3 (全 11 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2003-278741 (P2003-278741)
(22) 出願日 平成15年7月24日(2003.7.24)
(65) 公開番号 特開2005-41385 (P2005-41385A)
(43) 公開日 平成17年2月17日(2005.2.17)
審査請求日 平成18年6月22日(2006.6.22)

(73) 特許権者 000000011
アイシン精機株式会社
愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地
(74) 代理人 100084124
弁理士 池田 一真
(72) 発明者 秋田 時彦
愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 アイシン精機株式会社内
審査官 佐々木 智洋

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両の操舵制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

車両の実状態量が規範状態量に追従するようにフィードバック制御を行う制御系によって、前記車両前方及び後方の少なくとも一方の車輪の舵角を制御する車両の操舵制御装置において、前記車両の実状態量を検出する車両状態検出手段と、車両運動方程式に基づいて設定し路面摩擦係数の推定に供する計算モデルの出力値と前記車両状態検出手段が検出した実状態量との誤差成分を、前記実状態量の線形和の係数で表し、所定の高路面摩擦係数の路面における所定のコーナリングパワーを基準として、該所定のコーナリングパワーに対する推定時のコーナリングパワーの変動比を演算し、該コーナリングパワーの変動比を用いて路面摩擦に関連するパラメータを逆算する路面摩擦推定手段と、該路面摩擦推定手段が演算したパラメータに基づき、前記制御系に対する規範状態量及びフィードバックゲインの少なくとも一方を調整する調整手段とを備えたことを特徴とする車両の操舵制御装置。

【請求項 2】

前記車両状態検出手段は、前記車両の実状態量として、前記車両のヨーレイト、横加速度、前輪舵角及び後輪舵角を検出するように構成したことを特徴とする請求項 1 記載の車両の操舵制御装置。

【請求項 3】

前記調整手段は、前記規範状態量として、前記車両に対する規範ヨーレイト及び規範横加速度の少なくとも一方を設定し、前記路面摩擦に関連するパラメータに基づいて調整す

るように構成したことを特徴とする請求項2記載の車両の操舵制御装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、車両の操舵制御装置に関し、特に、フィードバック制御によって前輪及び後輪の少なくとも一方の車輪の舵角を制御する操舵制御装置に係る。

【背景技術】

【0002】

近時、車両の実状態量が所定の目標状態量に追従するようにフィードバック制御を行う制御系によって、車両前方及び後方の少なくとも一方の車輪の舵角を制御する車両の操舵制御装置が注目されている。例えば後輪操舵制御装置として、下記の特許文献1に記載のように、前輪舵角に対する目標後輪舵角のゲインの設定工数を大幅に短縮可能な後輪操舵制御装置が提案されている。同特許文献1においては、前輪舵角に対する後輪舵角の伝達関数を設定するにあたり、車両の運動を表現する特定物理量に着目し、前輪舵角に対する特定物理量の理論伝達関数の所定の特性パラメータに可変定数入力手段により入力された各々の可変定数を乗算してなる伝達関数を目標伝達関数とし、前輪舵角に対する特定物理量の等価伝達関数を前輪舵角に対する後輪舵角の伝達関数と前輪舵角に対する特定物理量の理論伝達関数と後輪舵角に対する特定物理量の理論伝達関数とにより表現したときに、等価伝達関数が目標伝達関数と等価になるように、前輪舵角に対する後輪舵角の伝達関数を逆演算し、これにより設定された前輪舵角に対する後輪舵角の伝達関数に基づいて目標後輪舵角を演算することとしている。

【0003】

一方、車両走行路面の路面摩擦を推定する手段として、下記の特許文献2には、車両挙動が限界に達する前に、車両走行路面の摩擦係数を良好な精度で容易に推定し得る路面摩擦係数推定装置が提案されている。この装置は、操舵角検出手段が検出した操舵角に対する操舵トルク検出手段が検出した操舵トルクの特性を演算し、その演算結果に基づき車輪が接地する路面の摩擦係数を推定するように構成されている。

【0004】

更に、下記の特許文献3には車両のスリップ制御装置が提案され、「横加速度に基づく第1路面 μ と車体前後加速度に基づく第2路面 μ との2種類の路面 μ を推定して、所定の選択条件にしたがって選択されたすなわちより正確に実際の路面 μ を反映する方の路面 μ にしたがってスリップ制御が行われる」旨記載されている。しかし、同特許文献3には、「車両のスピン時すなわち横すべりやドリフト走行しているようなとき、従動輪がロックしているようなとき、駆動輪のスリップが極めて大きいとき等の特定運転状態のときは、いずれにしても路面 μ の推定を正確に行なうことはむずかしくなるので、この特定運転状態とされる前の路面 μ すなわち前回選択された路面 μ を今回の路面 μ として選択するのが好ましい」と記載されている。

【0005】

【特許文献1】特開平2001-334949号公報

【特許文献2】特開平11-287749号公報

【特許文献3】特開平5-170087号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

前掲の特許文献1は車両が所望の特性となるように目標状態を設定しその特性となるように後輪操舵制御を行うものであるが、所望の特性は通常路面（ドライアスファルト路等）における特性であり、圧雪路のように条件が変わると却って操作に悪影響を及ぼす場合がある。具体的には、上記所望の特性は通常路面でのステアリング特性を反映しておりヨーレイトゲインは高いが、摩擦の低い路面ではゲインが高いと、運転者によるステアリング操作との共振を惹起するおそれもある。従って、このような場合には別途対策を講ずる

必要がある。

【0007】

これに対する対策としては、上記の後輪操舵制御における目標状態を路面摩擦（例えば路面摩擦係数 μ ）に応じて変更し、路面摩擦適応制御を行うことが考えられるが、路面摩擦を正確に推定することは容易ではない。例えば、前掲の特許文献2では、ステアリングホイールを切り増ししたときに、この回転角（ハンドル角）の変化量に対する操舵トルクの変化量を求め、この値から路面の摩擦係数を算出しているが、その前提として操舵トルクの計測が必要であり、新たに操舵トルクセンサを装着する場合にはかなりのコスト上昇となる。

【0008】

また、前掲の特許文献3では、車輪のスピン検出時には前回の路面摩擦係数を選択することとしているので、車輪がスピンしていない状態では路面摩擦係数が固定されることになる。特に、後輪操舵制御装置においては、このような状態にあるときにこそ、逐次、正確に路面摩擦状態を検出する必要があるが生ずる。従って、特許文献3に記載の路面摩擦係数推定手段を後輪操舵制御装置に利用することは妥当ではない。

【0009】

そこで、本発明は、車両の前輪及び後輪の少なくとも一方の操舵制御に対し、新たに特別なセンサ等を設けることなく簡単な構成で、路面摩擦適応制御を行い得る操舵制御装置を提供することを課題とする。

【課題を解決するための手段】

【0010】

上記の課題を達成するため、本発明は、車両の実状態量が規範状態量に追従するようにフィードバック制御を行う制御系によって、前記車両前方及び後方の少なくとも一方の車輪の舵角を制御する車両の操舵制御装置において、請求項1に記載のように、前記車両の実状態量を検出する車両状態検出手段と、車両運動方程式に基づいて設定し路面摩擦係数の推定に供する計算モデルの出力値と前記車両状態検出手段が検出した実状態量との誤差成分を、前記実状態量の線形和の係数で表し、所定の高路面摩擦係数の路面における所定のコーナリングパワーを基準として、該所定のコーナリングパワーに対する推定時のコーナリングパワーの変動比を演算し、該コーナリングパワーの変動比を用いて路面摩擦に関連するパラメータを逆算する路面摩擦推定手段と、該路面摩擦推定手段が演算したパラメータに基づき、前記制御系に対する規範状態量及びフィードバックゲインの少なくとも一方を調整する調整手段とを備えることとしたものである。尚、上記の計算モデルとしては、例えば線形二輪車両モデルが用いられる。

【0012】

前記車両状態検出手段は、請求項2に記載のように、前記車両の実状態量として、前記車両のヨーレート、横加速度、前輪舵角及び後輪舵角を検出するように構成することができる。

【0013】

前記調整手段は、請求項3に記載のように、前記規範状態量として、前記車両に対する規範ヨーレート及び規範横加速度の少なくとも一方を設定し、前記路面摩擦に関連するパラメータに基づいて調整するように構成するとよい。

【発明の効果】

【0014】

本発明は上述のように構成されているので以下の効果を奏する。即ち、請求項1に記載の車両の操舵制御装置においては、車両運動方程式に基づいて設定し路面摩擦係数の推定に供する計算モデルの出力値と実状態量との誤差成分を実状態量の線形和の係数で表し、コーナリングパワーの変動比を用いて路面摩擦に関連するパラメータを逆算し、このパラメータに基づき、制御系に対する規範状態量及びフィードバックゲインの少なくとも一方を調整するように構成されているので、新たに特別なセンサ等を設けることなく既存のセンサのみによって、路面摩擦に応じた最適な制御、即ち路面摩擦適応制御を比較的少ない

10

20

30

40

50

演算量で実現することができ、滑りやすい路面等における不具合を解消することができる。

【0016】

前記車両状態量検出手段は、請求項2に記載のように構成すれば、既存のセンサのみによって容易に車両の実状態量を検出することができる。そして、前記調整手段は、請求項3に記載のように、規範状態量として規範ヨーレイト及び規範横加速度の少なくとも一方を設定することとすれば、簡単な構成とすることができ、安価な装置を提供することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0017】

以下、本発明の望ましい実施形態を図面を参照して説明する。図1は本発明の一実施形態に係る車両の操舵制御装置の構成を示すもので、車両1において、ステアリングホイール2の操作に応じて前輪3、3が操舵されると共に、これに応じて後輪4、4の舵角がアクチュエータ5によって制御され、四輪操舵制御システム(4WS)が構成されている。前輪3、3の操舵角であるステアリング角(ハンドル角)は前輪舵角センサ6によって検出され、その検出信号に基づき前輪舵角 δf が求められるように構成されている。一方、アクチュエータ5はコントローラ10によって駆動制御され、アクチュエータ5に連結された後輪4、4が操舵されるように構成されており、その操舵角が後輪舵角センサ7によって検出され、その検出信号に基づき後輪舵角 δr が求められるように構成されている。

【0018】

尚、本実施形態においては、前輪舵角 δf がステアリング角(ハンドル角)と一対一に対応する構成であるが、前輪3、3をステアリングホイール2から機械的に分離し、独立して制御するように構成した場合(例えば、所謂ステアバイワイヤ)には、前輪舵角 δf とステアリング角(ハンドル角)が一対一に対応しなくなる。この場合には、これらの回転角がそれぞれ別々に検出され、前輪舵角が後輪舵角と同様、独立して制御されることになるが、この場合も本実施形態と同様に制御することができる。

【0019】

更に、前輪3、3及び後輪4、4の各車輪には車輪速度センサ11が配設され、これらがコントローラ10に接続されており、各車輪の回転速度、即ち車輪速度に比例するパルス信号がコントローラ10に入力されるように構成されている。また、車両のヨーレイト γ を検出するヨーレイトセンサ12、車両の横加速度 g_y を検出する横加速度センサ13等が搭載されており、夫々コントローラ10に接続されている。而して、これらによって、車両1の実状態量としてヨーレイト γ 及び横加速度 g_y を検出する車両状態検出手段が構成されている。尚、本実施形態においては、モード切替スイッチ14がコントローラ10に接続されており、四輪操舵制御と通常の二輪(前輪)操舵制御とが切替可能とされている。

【0020】

上記コントローラ10内には操舵制御用のCPU、ROM及びRAM(図示せず)が配設されており、これらによって、前輪舵角 δf (ステアリング角)に基づきフィードフォワード制御で制御する項と、前輪舵角 δf に基づき、規範車両状態を表す規範状態量(規範ヨーレイト及び規範横加速度)を計算し、実車両状態を表す実状態量(ヨーレイト γ 及び横加速度 g_y)との差をフィードバック制御する項とを加えたものを目標後輪舵角とし、後輪操舵用のアクチュエータ5をサーボ制御するという基本システムが構成されている。

【0021】

本実施形態においては、コントローラ10内に路面摩擦推定手段及び調整手段が構成されており、路面摩擦推定手段において、車両運動方程式に基づいて設定された計算モデル(後述の線形二輪車両モデル)の出力値と、上記のように検出された実状態量との誤差成分が、実状態量(ヨーレイト及び横加速度)の線形和の係数で表され、路面摩擦に関連するパラメータが逆算される。而して、このパラメータに基づき調整手段により規範状態量

10

20

30

40

50

(規範ヨーレイト及び規範横加速度) 及び／又はフィードバックゲインが調整される。

【0022】

具体的には、図2の制御ブロック図に示すように構成されており、フィードフォワード制御部FFにて、前輪舵角センサ6によって検出された前輪舵角 δf (ステアリング角) に基づき、且つこれに基づいて演算部RY及びRGで演算される規範ヨーレイト γ_r 及び規範横加速度 g_{yr} に応じて、第1の目標値が演算される。このフィードフォワード制御部FFの処理と並行して、フィードバック制御部FBにおいて、フィードバック制御が実行される。即ち、ヨーレイトセンサ12及び横加速度センサ13で検出された(実)ヨーレイト γ 及び横加速度 g_y が、夫々規範ヨーレイト γ_r 及び規範横加速度 g_{yr} と比較され、比較結果のヨーレイト偏差及び横加速度偏差に基づき、フィードバック制御部FBにおいて第2の目標値が演算される。

10

【0023】

そして、フィードフォワード制御部FFで演算された第1の目標値に、フィードバック制御部FBで演算された第2の目標値が加算されて、最終的な目標後輪舵角が求められ、この目標後輪舵角に基づき後輪舵角サーボ制御部SCによりアクチュエータ5がサーボ制御される。尚、本実施形態においては、実状態量としてヨーレイト γ 及び横加速度 g_y の両者を用いることとしているが、何れか一方のみとしてもよい。

【0024】

更に、本実施形態においては、上記のフィードフォワード制御部FF、フィードバック制御部FB、並びに演算部RY及びRGが、路面摩擦推定部ESによって調整されるように構成されている。即ち、各制御部においては以下に示す[数1]乃至[数4]の制御式で伝達関数が計算され、その中の各係数及び定数が路面摩擦推定結果、即ち路面摩擦に関連するパラメータとして演算されるコーナリングパワー変動比に応じて調整され、路面摩擦適応制御が行われる。

20

【0025】

先ず、フィードフォワード制御部FFにおいては、下記[数1]式の制御伝達関数が設定されている。

【数1】

$$kff(s) = \frac{Gbdf(0)}{Gbdr(0)} \cdot \frac{n0 + n1 \cdot s + n2 \cdot s^2 + n2 \cdot s^3}{1 + d1 \cdot s + d2 \cdot s^2 + d3 \cdot s^3}$$

30

ここで、Gbdf(0)及びGbdr(0)はゲイン定数で、 n_0 乃至 n_2 及び d_1 乃至 d_3 は車速依存係数である。尚、 s はラプラス演算子を示す。

【0026】

次に、フィードバック制御部FBにおいては、下記[数2]式の制御伝達関数が設定されている。

【数2】

$$\begin{aligned} \delta tfb(s) = & \frac{nr0 + nr1 \cdot s + nr2 \cdot s^2 + nr3 \cdot s^3 + nr4 \cdot s^4}{dr0 + dr1 \cdot s + dr2 \cdot s^2 + dr3 \cdot s^3 + dr4 \cdot s^4} \cdot (\gamma_r - \gamma) \\ & + \frac{ng0 + ng1 \cdot s + ng2 \cdot s^2 + ng3 \cdot s^3 + ng4 \cdot s^4}{dg0 + dg1 \cdot s + dg2 \cdot s^2 + dg3 \cdot s^3 + dg4 \cdot s^4} \cdot (g_{yr} - g_y) \end{aligned}$$

40

ここで、 nr_0 乃至 nr_4 、 ng_0 乃至 ng_4 、及び dg_0 乃至 dg_4 は車速依存係数、 γ_r は規範ヨーレイト、 γ は(実)ヨーレイト、 g_{yr} は規範横加速度、 g_y は(実)横加速度である。

【0027】

一方、規範ヨーレイト伝達関数は下記[数3]式のように設定されている。

【数 3】

$$r(s) = \frac{Grdf(0) \cdot (1 + Tr \cdot s) - kff(s) \cdot Grdr(0) \cdot (1 + Tr' \cdot s)}{1 + 2\zeta/\omega_n \cdot s + 1/\omega_n^2 \cdot s^2}$$

ここで、Grdf(0)及びGrdr(0)はゲイン定数、Tr及びTr'は車速依存係数、ζは減衰係数、ω_nは固有周波数である。

【0028】

また、規範横加速度伝達関数は下記「数4」式のように設定されている。

【数 4】

$$gyr(s) = \frac{Grdfgy(0) \cdot (1 + T1 \cdot s + T2 \cdot s^2) - kff(s) \cdot Grdrgy(0) \cdot (1 + T1' \cdot s + T2' \cdot s^2)}{1 + 2\zeta/\omega_n \cdot s + 1/\omega_n^2 \cdot s^2}$$

10

ここで、Grdfgy(0)及びGrdrgy(0)はゲイン定数、T1、T2、T1'、T2'は車速依存係数、ζは減衰係数、ω_nは固有周波数である。

【0029】

そして、上記「数1」乃至「数4」式における各係数及び定数は、以下のように路面摩擦推定部ESにて演算されるコーナリングパワー変動比によって可変とされている。この路面摩擦推定部ESにおいては、線形二輪車両モデルを用いて外乱を推定し、即ち以下のように外乱オブザーバにより求めた推定外乱を使い、路面摩擦変動パラメータを逐次最小二乗法により抽出することによって、路面摩擦状態（路面摩擦係数μ）を推定することと

20

【0030】

而して、路面摩擦推定部ESによる路面摩擦係数推定アルゴリズムにおいては、先ず、線形二輪車両モデルから状態方程式表現（省略）を得て、下記「数5」式の外乱オブザーバを得る。

【数 5】

$$d\gamma/dt = aa1 \cdot \gamma + aa2 \cdot gy + bb1 \cdot \delta f + bb2 \cdot \delta r$$

ここで、aa1等は状態方程式の係数であり、一般的であるので説明は省略する。

【0031】

30

上記「数5」式において、前輪のコーナリングパワーC_f及び後輪のコーナリングパワーC_rに関するパラメータ（全パラメータ）が変動すると「数6」式に示すようになる。即ち、線形二輪車両モデルの出力値と実状態量との誤差成分を、実状態量（ヨーレート等）の線形和の係数で表すことができる。

【数 6】

$$\begin{aligned} d\gamma/dt &= (aa1 + \Delta aa1) \cdot \gamma + (aa2 + \Delta aa2) \cdot gy + (bb1 + \Delta bb1) \cdot \delta f + (bb2 + \Delta bb2) \cdot \delta r + d \\ &= aa1 \cdot \gamma + aa2 \cdot gy + bb1 \cdot \delta f + bb2 \cdot \delta r \\ &\quad + (\Delta aa1 \cdot \gamma + \Delta aa2 \cdot gy + \Delta bb1 \cdot \delta f + \Delta bb2 \cdot \delta r + d) \\ &= aa1 \cdot \gamma + aa2 \cdot gy + bb1 \cdot \delta f + bb2 \cdot \delta r + Dw \end{aligned}$$

40

この場合において、dは変数独立の外乱ノイズであり、これは白色ノイズとして無視する。

【0032】

上記「数6」式により、外乱は以下の「数7」式により算出可能であるが、微分を含んでいるので、微分計算不要となるようにフィルタをかけて変形すると、以下の「数8」式となる。ここで、Tは時定数で、Dw及びDwh（積分値）は推定外乱である。

【数 7】

$$Dw = \gamma s - (aa1 \cdot \gamma + aa2 \cdot gy + bb1 \cdot \delta f + bb2 \cdot \delta r)$$

【数 8】

$$D_{wh} = 1/(T_s+1) \cdot D_w \\ = \gamma/T - (1/(T_s+1)) (\gamma/T + (aa_1 \cdot \gamma + aa_2 \cdot g_y + bb_1 \cdot \delta f + bb_2 \cdot \delta r))$$

【0033】

次に、逐次最小二乗法によって、上記外乱とパラメータ変動の関係よりパラメータ推定を行い、この推定パラメータから路面摩擦係数 μ 関連のコナリングパワーを逆算する。この場合において、全パラメータ推定を行うと 4×4 行列の演算が必要となり計算量が多くなるので、以下の【数 9】及び【数 10】式に示すようにコナリングパワー変動のみを近似抽出した簡易推定方法を用いることとした。即ち、 μ のみを変動要因として、 $C_f' = K_{cp} \cdot C_f$ と近似させると共に、 $C_r' = K_{cp} \cdot C_r$ と近似させる（ここでの C_f 及び C_r は、理想特性における所定の高路面摩擦係数での前輪及び後輪のコナリングパワーを表す）。

10

【数 9】

$$d\gamma/dt = aa_1 \cdot \gamma + aa_2 \cdot g_y + bb_1 \cdot \delta f + bb_2 \cdot \delta r \\ + (\Delta aa_1 \cdot \gamma + \Delta aa_2 \cdot g_y + \Delta bb_1 \cdot \delta f + \Delta bb_2 \cdot \delta r + d) \\ = aa_1 \cdot \gamma + aa_2 \cdot g_y + bb_1 \cdot \delta f + bb_2 \cdot \delta r \\ + ((K_{cp}-1) \cdot aa_1 \cdot \gamma + (K_{cp}-1) \cdot aa_2 \cdot g_y + (K_{cp}-1) \cdot bb_1 \cdot \delta f + (K_{cp}-1) \cdot bb_2 \cdot \delta r + d) \\ = aa_1 \cdot \gamma + aa_2 \cdot g_y + bb_1 \cdot \delta f + bb_2 \cdot \delta r + D_w$$

20

【数 10】

$$D_w = (K_{cp}-1) \cdot (aa_1 \cdot \gamma + aa_2 \cdot g_y + bb_1 \cdot \delta f + bb_2 \cdot \delta r)$$

【0034】

そして、推定パラメータ θ_h を $K_{cp}-1$ とし、それ以外を下記【数 11】式で示すように一つの変数 z としてまとめると、以下の【数 12】乃至【数 18】式に示すようになり、路面摩擦に関連するパラメータとして、コナリングパワー変動比 K_{cp} （これは路面摩擦係数の変動に対応し、変動前後のコナリングパワーを C_p 及び C_p' で表すと $C_p' = K_{cp} \cdot C_p$ の関係にある）を得ることができる。

【数 11】

30

$$z = (aa_1 \cdot \gamma + aa_2 \cdot g_y + bb_1 \cdot \delta f + bb_2 \cdot \delta r)$$

【0035】

即ち、線形二輪車両モデルの出力値と実状態量との誤差成分は下記【数 15】式で表され、路面摩擦適応制御に供されるコナリングパワー変動比 K_{cp} が以下のように求められる。

【数 12】

$$K_{cp} = \theta_h(k+1) + 1$$

【数 13】

40

$$\theta_h(k+1) = \theta_h(k) - \Gamma(k) \cdot z(k+1) \cdot e(k+1) / (\lambda + \Gamma(k) \cdot z(k+1)^2)$$

【数 14】

$$\Gamma(k+1) = 1/\lambda \cdot (\Gamma(k) - \Gamma(k)^2 \cdot z(k+1)^2 / (\lambda + \Gamma(k) \cdot z(k+1)^2))$$

【数 15】

$$e(k) = \theta_h(k) \cdot z(k+1) - D_{wh}(k+1)$$

【数 1 6】

$$Dwh(k+1) = \gamma/T - (1/(T \cdot s+1)) \cdot (\gamma/T + z(k+1))$$

【数 1 7】

$$z(k+1) = aa1 \cdot \gamma + aa2 \cdot g_y + bb1 \cdot \delta f + bb2 \cdot \delta r$$

【数 1 8】

$$\Gamma(0) = K0$$

【0 0 3 6】

上記の各式において、 $(k+1)$ は今回の計算値で (k) は前回の計算値であり、 $\theta h(k)$ は中間変数（ $=Kcp-1$ ）、 $\Gamma(k)$ は中間変数、 $e(k)$ は中間変数で、 $K0$ は十分大きな定数で、 λ は忘却係数（ $0 \sim 1$ ）である。前述のように、 T は時定数、 γ はヨーレイト、 g_y は横加速度、 δf は前輪舵角、 δr は後輪舵角であり、 $aa1$, $aa2$, $bb1$, $bb2$ は係数である。

【0 0 3 7】

図 3 は上記の路面摩擦適応制御のシミュレーション結果の一例を示すもので、この適応制御が行われない従来の四輪操舵制御システム（4WS）の対比例を図 4 に示す。後者の図 4 に示すように、従来のシステムにおいては、例えば低摩擦係数の路面（低 μ 路）を車両が走行中に、4WSにおける制御ゲインが高い場合には、運転者によるステアリング操作と共振を起こすことがある。即ち、低 μ 路においては、図 4 の（a）の最初の立ち上がり時に示すように、ステアリング操作によって前輪舵角（この場合はステアリング角を表す）が変化すると、制御ゲインが高い場合には、後輪舵角、スリップ角、ヨーレイト及び横加速度が図 4 の（b）乃至（e）に示すように変化することとなる。

【0 0 3 8】

これに対し、本実施形態によれば、図 2 のように構成されているので、既存のセンサのみによって上記の路面摩擦適応制御を比較的少ない演算コスト（演算量）で実現することができ、図 3 の（G）に示すように車両が高摩擦係数の路面（高 μ 路）から低 μ 路に移動したときに、制御ゲインが高い場合には、路面摩擦適応制御によって4WSの制御ゲインが低下するように調整される。而して、図 3 の（B）乃至（E）に示すように、後輪舵角、スリップ角、ヨーレイト及び横加速度が共振を惹起することなく収束し、滑りやすい路面でも安定した走行が確保される。尚、本実施形態とは異なり、前輪 3, 3 をステアリングホイール 2 から機械的に分離し、独立して制御するように構成した操舵制御装置においても、前輪舵角制御に対し上記と同様の路面摩擦適応制御（図示せず）を適用することができる。

【図面の簡単な説明】

【0 0 3 9】

【図 1】本発明の車両の操舵制御装置の一実施形態を示す構成図である。

【図 2】本発明の一実施形態における制御態様を示すブロック図である。

【図 3】本発明の一実施形態における路面摩擦適応制御のシミュレーション結果の一例を示すグラフである。

【図 4】従来の四輪操舵制御システムにおけるシミュレーション結果の一例を示すグラフである。

【符号の説明】

【0 0 4 0】

- 1 車両
- 2 ステアリングホイール
- 3 前輪
- 4 後輪
- 5 アクチュエータ
- 6 前輪舵角センサ

10

20

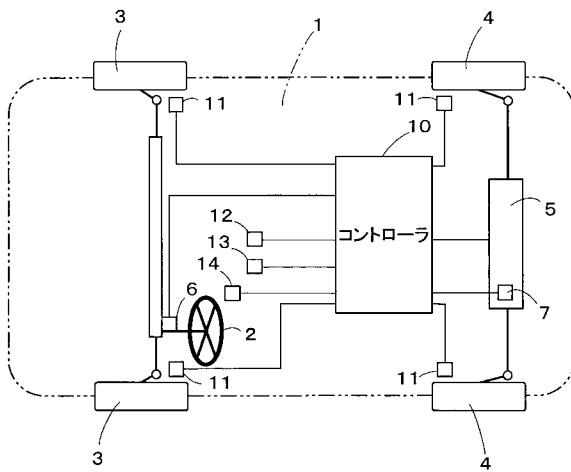
30

40

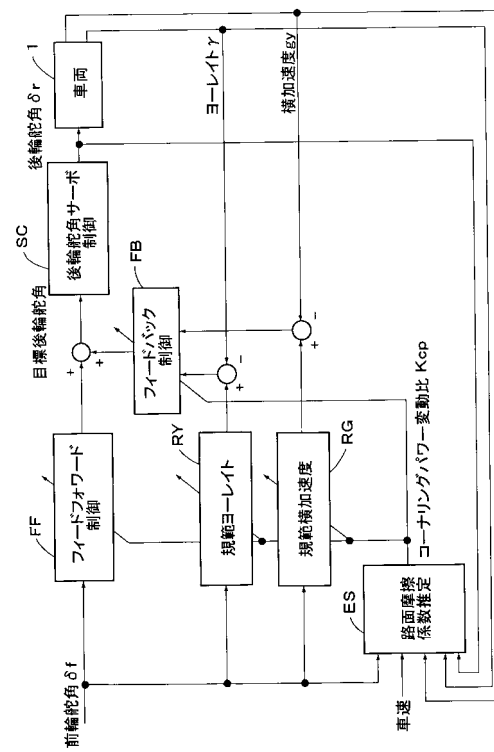
50

- 7 後輪舵角センサ
- 10 コントローラ
- 11 車輪速度センサ
- 12 ヨーレイトセンサ
- 13 横加速度センサ
- 14 モード切替スイッチ

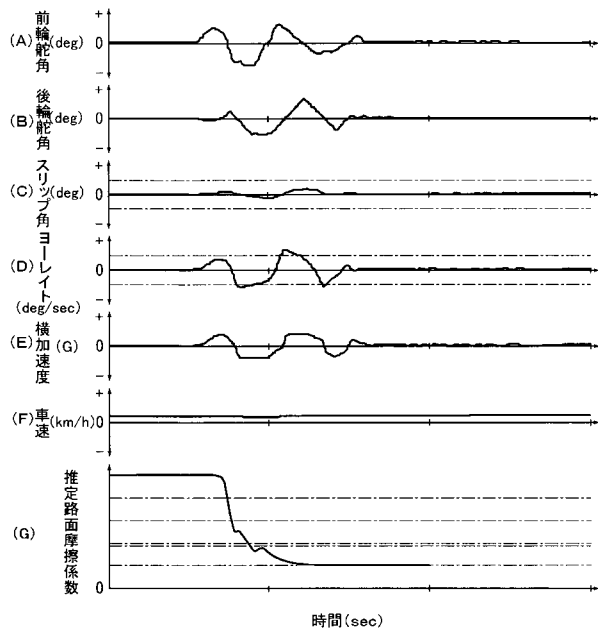
【図 1】



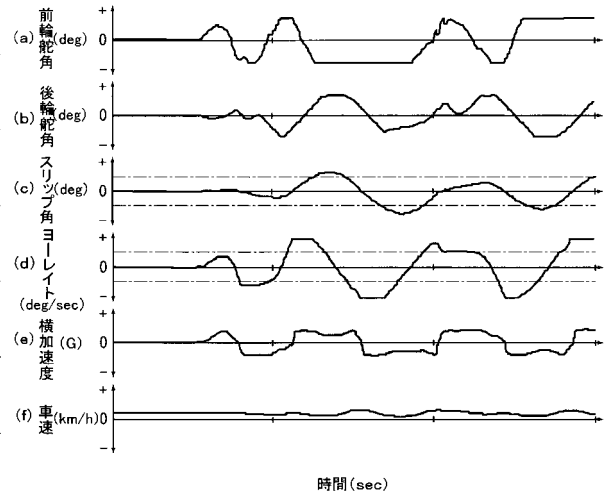
【図 2】



【図 3】



【図 4】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I
B 6 2 D 137/00 (2006.01) B 6 2 D 137:00

(56)参考文献 特開昭62-163868 (JP, A)
特開昭62-083247 (JP, A)
特開昭62-088666 (JP, A)
特開昭62-091370 (JP, A)
特開平02-045802 (JP, A)
特開平02-106471 (JP, A)
特開平08-268306 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
B 6 2 D 6/00
B 6 2 D 7/14