

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5133917号
(P5133917)

(45) 発行日 平成25年1月30日(2013.1.30)

(24) 登録日 平成24年11月16日(2012.11.16)

(51) Int.Cl.

F I

B60W 40/068 (2012.01)

B60W 40/06 168

B60R 16/02 661B

請求項の数 14 (全 73 頁)

(21) 出願番号 特願2009-32569(P2009-32569)
 (22) 出願日 平成21年2月16日(2009.2.16)
 (65) 公開番号 特開2010-188760(P2010-188760A)
 (43) 公開日 平成22年9月2日(2010.9.2)
 審査請求日 平成23年11月24日(2011.11.24)

(73) 特許権者 000005326
 本田技研工業株式会社
 東京都港区南青山二丁目1番1号
 (74) 代理人 110000800
 特許業務法人創成国際特許事務所
 (72) 発明者 竹中 透
 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
 (72) 発明者 占部 博之
 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
 (72) 発明者 矢野 修
 栃木県芳賀郡芳賀町143番地 株式会
 社ピーエスジー内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 路面摩擦係数推定装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

車両が走行している路面の摩擦係数を更新しつつ推定する路面摩擦係数推定装置であつて、

車両の各車輪に路面から作用する路面反力の合力によって車両のニュートラル・ステア・ポイント(以下、NSPという)でのヨー軸周りに発生する外力モーメントであるNSPヨーモーメントの第1推定値を、車両の車輪と路面との間の滑りと路面反力との関係を表す摩擦特性モデルと、既に決定された摩擦係数の推定値と、車両の挙動に関する所定種類の観測対象量の観測値とを用いて求めるNSPヨーモーメント第1推定手段と、

車両の横方向の加速度に応じた出力を発生する加速度センサと、

車両の運動によって前記NSPでのヨー軸周りに発生する慣性力モーメントを規定する車両の運動状態量の観測値であつて、前記加速度センサの出力が示す加速度の観測値を含む該運動状態量の観測値から、該慣性力モーメントに釣り合う外力モーメントの値を求め、その求めた外力モーメントの値を前記NSPヨーモーメントの第2推定値として得るNSPヨーモーメント第2推定手段と、

前記第1推定値と第2推定値との偏差、又は、該第1推定値を周波数成分調整用の第1フィルタに通してなる第1推定フィルタリング値と第2推定値を周波数成分調整用の第2フィルタに通してなる第2推定フィルタリング値との偏差を“0”に収束させるように、少なくとも該偏差に応じて路面の摩擦係数の推定値の増減操作量を決定する摩擦係数増減操作量決定手段と、

10

20

前記増減操作量に応じて路面の摩擦係数の推定値を更新することによって該摩擦係数の新たな推定値を決定する摩擦係数推定値更新手段とを備えることを特徴とする路面摩擦係数推定装置。

【請求項 2】

請求項 1 記載の路面摩擦係数推定装置において、

前記 NSP ヨーモーメント第 1 推定手段は、前記摩擦特性モデルと、前記既に決定された路面の摩擦係数の推定値と、前記観測対象量の観測値とを基に、車両の各車輪に作用する路面反力のうちの少なくとも横力を推定し、該横力の推定値を用いて前記 NSP ヨーモーメントの第 1 推定値を求めることを特徴とする路面摩擦係数推定装置。

【請求項 3】

請求項 2 記載の路面摩擦係数推定装置において、

前記 NSP ヨーモーメント第 1 推定手段は、車両の各車輪に作用する路面反力の合力によって発生する車両の運動の状態量のうちの少なくとも横滑り運動の状態量を推定しつつ、各車輪に作用する路面反力のうちの少なくとも横力を推定する車両運動・路面反力推定手段を備え、

該車両運動・路面反力推定手段は、

前記観測対象量の観測値と既に求めた車両の横滑り運動の状態量の推定値とを用いて車両の各車輪の滑りとしての横滑り角の推定値を求める手段と、

少なくとも各車輪の横滑り角の推定値と前記既に決定された路面の摩擦係数の推定値とを前記摩擦特性モデルに入力し、該摩擦特性モデルにより各車輪に作用する横力の推定値を求める手段と、

各車輪に作用する横力を少なくとも含む路面反力の合力と前記車両の横滑り運動の状態量との間の動学的関係と、前記各車輪に作用する横力の推定値とを用いて車両の横滑り運動の状態量の新たな推定値を求める手段とを有することを特徴とする路面摩擦係数推定装置。

【請求項 4】

請求項 1 記載の路面摩擦係数推定装置において、

前記 NSP ヨーモーメント第 1 推定手段は、路面の摩擦係数の前記最新の推定値と、前記摩擦特性モデルと、前記観測対象量の観測値とを基に、車両の各車輪に作用する路面反力のうちの駆動・制動力及び横力を推定し、該駆動・制動力の推定値と横力の推定値とを用いて前記 NSP ヨーモーメントの第 1 推定値を求めることを特徴とする路面摩擦係数推定装置。

【請求項 5】

請求項 4 記載の路面摩擦係数推定装置において、

前記 NSP ヨーモーメント第 1 推定手段は、車両の各車輪に作用する路面反力の合力によって発生する車両の運動の状態量のうちの少なくとも横滑り運動の状態量を推定しつつ、各車輪に作用する路面反力のうちの駆動・制動力及び横力を推定する車両運動・路面反力推定手段を備え、

該車両運動・路面反力推定手段は、

前記観測対象量の観測値と既に求めた車両の横滑り運動の状態量の推定値とを用いて車両の各車輪の滑りとしてのスリップ率及び横滑り角の推定値を求める手段と、

少なくとも各車輪のスリップ率及び横滑り角の推定値と前記既に決定された路面の摩擦係数の推定値とを前記摩擦特性モデルに入力し、該摩擦特性モデルにより各車輪に作用する駆動・制動力及び横力の推定値を求める手段と、

各車輪に作用する駆動・制動力及び横力を少なくとも含む路面反力の合力と前記車両の横滑り運動の状態量との間の動学的関係と、前記各車輪に作用する駆動・制動力及び横力の推定値とを用いて車両の横滑り運動の状態量の新たな推定値を求める手段とを有することを特徴とする路面摩擦係数推定装置。

【請求項 6】

請求項 2 又は 3 記載の路面摩擦係数推定装置において、

前記摩擦特性モデルは、少なくとも車両の各車輪のスリップ率又は該車輪に作用する路面反力のうちの駆動・制動力と、該路面反力のうちの横力と、該車輪の横すべり角と、路面の摩擦係数との間の関係を表すモデルを含むことを特徴とする路面摩擦係数推定装置。

【請求項 7】

請求項 4 又は 5 記載の路面摩擦係数推定装置において、

前記摩擦特性モデルは、車両の各車輪のスリップ率と、該車輪に作用する路面反力のうちの駆動・制動力と、該車輪の横すべり角と、路面の摩擦係数との間の関係を表す第 1 モデル、並びに、車両の各車輪のスリップ率又は該車輪に作用する路面反力のうちの駆動・制動力と、該路面反力のうちの横力と、該車輪の横すべり角と、路面の摩擦係数との間の関係を表す第 2 モデルを含むことを特徴とする路面摩擦係数推定装置。

10

【請求項 8】

請求項 1 ~ 7 のいずれか 1 項に記載の路面摩擦係数推定装置において、

前記 NSP ヨーモーメント第 2 推定手段は、前記運動状態量の観測値として、車両のヨー軸周りの回転運動に関する状態量の観測値と、前記加速度センサの出力が示す車両の横方向の加速度の値とを用いることを特徴とする路面摩擦係数推定装置。

【請求項 9】

請求項 1 ~ 8 のいずれか 1 項に記載の路面摩擦係数推定装置において、

路面の摩擦係数の増加量に対する前記 NSP ヨーモーメントの増加量の比率である μ 感度の値を、車両の車輪のうちの操舵輪の操舵角の観測値と、車両のヨーレートの観測値とを線形結合することにより求める μ 感度算出手段をさらに備え、

20

前記摩擦係数増減操作量決定手段は、前記第 1 推定値と第 2 推定値との偏差、又は、前記第 1 推定フィルタリング値と第 2 推定フィルタリング値との偏差と、前記 μ 感度の値とに応じて前記増減操作量を決定することを特徴とする路面摩擦係数推定装置。

【請求項 10】

請求項 9 記載の路面摩擦係数推定装置において、

前記摩擦係数増減操作量決定手段は、前記第 1 推定値と第 2 推定値との偏差、又は、前記第 1 推定フィルタリング値と第 2 推定フィルタリング値との偏差と、前記 μ 感度の値、又は該 μ 感度の値を周波数成分調整用の第 3 フィルタと飽和特性要素とのうちの一方もしくは両方に通してなる μ 感度依存値との積である偏差・ μ 感度積に応じて前記増減操作量を決定することを特徴とする路面摩擦係数推定装置。

30

【請求項 11】

請求項 10 記載の路面摩擦係数推定装置において、

前記摩擦係数増減操作量決定手段は、前記増減操作量を前記偏差・ μ 感度積に比例させるように該偏差・ μ 感度積に応じて前記増減操作量を決定することを特徴とする路面摩擦係数推定装置。

【請求項 12】

請求項 9 ~ 11 のいずれか 1 項に記載の路面摩擦係数推定装置において、

前記 μ 感度算出手段は、前記線形結合において前記操舵角の観測値と前記ヨーレートの観測値とにそれぞれ掛かる重み係数を、当該両重み係数の相互の比率が車両の車速に応じて変化するように、当該両重み係数のうちの少なくともいずれか一方を該車速の観測値に応じて設定し、その設定した重み係数を用いて前記線形結合の演算を行うことを特徴とする路面摩擦係数推定装置。

40

【請求項 13】

請求項 9 ~ 11 のいずれか 1 項に記載の路面摩擦係数推定装置において、

前記 μ 感度算出手段は、車両の車輪のうちの操舵輪の操舵角の観測値 (f_sens) と、車両のヨーレートの観測値 ($_sens$) と、車両の車速の観測値 (Vx_estm) とから、次式 0 1 により前記 μ 感度の値を求めることを特徴とする路面摩擦係数推定装置。

$$\mu \text{ 感度} = A1(Vx_estm) * _sens + A2 * f_sens \quad \dots \text{式 0 1}$$

50

ただし、 $A1(Vx_estm) = Iz * (a22 - (a21 / a11) * a12s) / Vx_estm$ 、 $A2 = (b2 - (a21 / a11) * b1)$ 、 $a11 = - 2 * (CPf0 + CPr0) / m$ 、 $a12s = - 2 * (Lf * CPf0 - Lr * CPr0) / m$ 、 $a21 = - 2 * (Lf * CPf0 - Lr * CPr0) / Iz$ 、 $a22 = - 2 * (Lf * Lf * CPf0 + Lr * Lr * CPr0) / Iz$ 、 $b1 = 2 * CPf0 / m$ 、 $CPf0$ ：摩擦係数 = 1 となる路面での車両の前輪（操舵輪）の 1 輪当たりのコーナリングパワー、 $CPr0$ ：摩擦係数 = 1 となる路面での車両の後輪の 1 輪当たりのコーナリングパワー、 Lf ：車両の重心と前輪の車軸との間の距離、 Lr ：車両の重心と後輪の車軸との間の距離、 m ：車両の質量、 Iz ：車両のヨー軸周りの慣性モーメント。

【請求項 14】

請求項 9 ~ 11 のいずれか 1 項に記載の路面摩擦係数推定装置において、

10

前記 μ 感度算出手段が実行する前記線形結合は、実際の車両の横滑り運動とヨー軸周りの回転運動とを、操舵輪としての前輪と、非操舵輪としての後輪を 1 輪ずつ備えるモデル車両の挙動として近似表現する線形 2 輪車両モデルにおいて、路面の摩擦係数を一定値とした場合に、車両の車輪のうちの操舵輪の操舵角の観測値と、車両のヨーレートの観測値と、車両の車速の観測値とから前記線形 2 輪車両モデルを用いて特定される前記 NSP ヨーモーメントの値に、前記 μ 感度の値が比例するように該 μ 感度の値を決定する線形結合であることを特徴とする路面摩擦係数推定装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

20

本発明は、車両が走行している路面の摩擦係数を推定する路面摩擦係数推定装置に関する。

【背景技術】

【0002】

車両が走行している路面の摩擦係数（以下、単に μ ということがある）を推定する技術としては、例えば、特許文献 1、2 に見られる技術が本願出願人により提案されている。

【0003】

特許文献 1 の技術では、 μ の推定値に応じて設定されたタイヤ特性を用いて各車輪に路面から作用する路面反力（コーナリングフォース（車両の横方向の力）と制動・駆動力（車両の前後方向の力））を推定し、この路面反力の推定値を基に、それらの路面反力の合力によって発生する車両の運動状態量としての、車両の横加速度の推定値と、車両のヨーレート変化速度（車両の重心でのヨーレート変化速度）の推定値とを算出するようにしている。そして、特許文献 1 の技術では、加速度センサによる横加速度の検出値と横加速度の推定値との偏差、並びに、ヨーレートセンサによるヨーレートの検出値の微分値（ヨーレート変化速度の検出値）とヨーレート変化速度の推定値との偏差のうちの大きい方の偏差に応じて、 μ の前回の推定値を更新することで、 μ の新たな推定値を求めるようにしている。

30

【0004】

また、特許文献 2 の技術では、 μ の推定値に応じて設定されるタイヤモデルを用いて各車輪に路面から作用する路面反力（コーナリングフォースと制動・駆動力）を推定し、この路面反力の推定値を基に、それらの路面反力の合力によって発生する車両の運動状態量としての、車両の横加速度の推定値と、車両の前後加速度の推定値とを算出するようにしている。そして、特許文献 2 の技術では、後輪のスリップ角（横滑り角）が小さい場合には、車両の前後加速度の推定値とセンサによる前後加速度の検出値との大小関係に応じて μ の推定値を所定値ずつ増減させ、また、後輪のスリップ角が大きい場合には、車両の横加速度の推定値とセンサによる横加速度の検出値との大小関係に応じて μ の推定値を所定値ずつ増減させることによって、 μ の推定値を逐次更新するようにしている。

40

【0005】

なお、車輪に作用する路面反力は、 μ だけでなく、車輪のスリップ率や横滑り角（スリップ角）などにも依存する。このため、特許文献 1、2 に見られる技術では、車輪のスリ

50

ップ率を推定すると共に、車両の運動モデルを用いて車両の横滑り角や車輪の横滑り角も推定するようにしている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0006】

【特許文献1】特許3669668号公報

【特許文献2】特開2003-118554号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0007】

ところで、上記特許文献1, 2に見られるように、車両の重心の横加速度の推定値と加速度センサによる横加速度の検出値との偏差（以降、本欄では横加速度偏差という）に応じて、あるいは、車両の重心でのヨーレート変化速度の推定値とヨーレートセンサの出力に基づくヨーレート変化速度の検出値との偏差（以降、本欄ではヨーレート変化速度偏差という）に応じて μ の推定値を更新する技術は、これらの横加速度偏差またはヨーレート変化速度偏差が、横加速度の推定値又はヨーレート変化速度の推定値を求めるために使用した μ の推定値の誤差に起因するものであることを前提とするものである。

【0008】

しかるに、車両の重心の横加速度や、該重心でのヨーレート変化速度は、 μ の値だけでなく、車両の横滑り運動の状態量（車両の重心の横滑り角の時間的変化率や横滑り速度）の影響を直接的に受ける。また、車両の重心の横加速度は、路面のバンク角（車両のロール軸周りの傾斜角）の影響も受ける。

【0009】

そして、車両の横滑り運動の状態量は、一般に、その値を精度よく検出又は推定することが困難である。また、特許文献1, 2のものでは、路面のバンク角の影響分に対する考慮もなされていない。

【0010】

このため、前記横加速度偏差や、ヨーレート変速速度偏差は、 μ の推定値の誤差だけでなく、車両の横滑り運動の状態量の推定誤差やバンク角の影響を受け易い。つまり、 μ の推定値が実際の値に精度よく合致していたとしても、車両の横滑り運動の状態量の推定誤差やバンク角の影響で、前記横加速度偏差や、ヨーレート変速速度偏差が変動しやすい。その結果、該横加速度偏差、あるいは、ヨーレート変化速度偏差に応じて μ の推定値を更新するようにしても、 μ の推定値の誤差が適切に反映されず、 μ の推定値を精度よく安定して求めることが困難となる場合がある。

【0011】

本発明は、かかる背景に鑑みてなされたものであり、車両が走行している路面の摩擦係数を精度よく安定して推定することができ、ロバスト性の高い推定処理を行うことができる路面摩擦係数推定装置を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0012】

本発明の路面摩擦係数推定装置は、かかる目的を達成するために、車両が走行している路面の摩擦係数を更新しつつ推定する路面摩擦係数推定装置であって、

車両の各車輪に路面から作用する路面反力の合力によって車両のニュートラル・ステア・ポイント（以下、NSPという）でのヨー軸周りに発生する外力モーメントであるNSPヨーモーメントの第1推定値を、車両の車輪と路面との間の滑りと路面反力との関係を表す摩擦特性モデルと、既に決定された摩擦係数の推定値と、車両の挙動に関する所定種類の観測対象量の観測値とを用いて求めるNSPヨーモーメント第1推定手段と、

車両の横方向の加速度に応じた出力を発生する加速度センサと、

車両の運動によって前記NSPでのヨー軸周りに発生する慣性力モーメントを規定する車両の運動状態量の観測値であって、前記加速度センサの出力が示す加速度の観測値を含

10

20

30

40

50

む該運動状態量の観測値から、該慣性力モーメントに釣り合う外力モーメントの値を求め、その求めた外力モーメントの値を前記NSPヨーモーメントの第2推定値として得るNSPヨーモーメント第2推定手段と、

前記第1推定値と第2推定値との偏差、又は、該第1推定値を周波数成分調整用の第1フィルタに通してなる第1推定フィルタリング値と第2推定値を周波数成分調整用の第2フィルタに通してなる第2推定フィルタリング値との偏差を“0”に収束させるように、少なくとも該偏差に応じて路面の摩擦係数の推定値の増減操作量を決定する摩擦係数増減操作量決定手段と、

前記増減操作量に応じて路面の摩擦係数の推定値を更新することによって該摩擦係数の新たな推定値を決定する摩擦係数推定値更新手段とを備えることを特徴とする（第1発明）。

10

【0013】

なお、本発明における“観測値”は、あるセンサ出力から直接的に観測される検出値、又は、観測対象量に関連する1つ以上のセンサ出力から適当なモデルあるいは自然法則を用いて間接的に観測される推定値を意味する。

【0014】

ここで、本願発明者は、車両の各車輪に路面から作用する路面反力の合力（全ての車輪についての路面反力の合力）によって前記NSPでのヨー軸周りに発生するモーメント（以降、NSPヨーモーメントということがある）に着目し、このNSPヨーモーメントの特性に関して次のような知見を得た。すなわち、該NSPヨーモーメントは、路面の摩擦係数に対する依存性を有する一方、車両の重心の横滑り運動の状態量や路面のバンク角の影響を受け難い。そこで、第1発明では、このNSPヨーモーメントを利用して、前記摩擦係数を推定するために、前記NSPヨーモーメント第1推定手段とNSPヨーモーメント第2推定手段とによって、それぞれ各別にNSPヨーモーメントの第1推定値と第2推定値を算出する。

20

【0015】

この場合、NSPヨーモーメント第1推定手段は、NSPヨーモーメントの第1推定値を、車両の車輪と路面との間の滑りと路面反力との関係を表す摩擦特性モデルと、既に決定された摩擦係数の推定値（以降、決定済推定値ということがある）と、車両の挙動に関する所定種類の観測対象量の観測値とを用いて求める。これにより、摩擦係数の決定済推定値に依存して特定されるNSPヨーモーメントの値としての、前記第1推定値が求められる。この場合、より詳しくは、車両の挙動に関する前記所定種類の観測対象量の観測値から前記摩擦特性モデルにおける上記滑りを特定（推定）し、その滑りと前記摩擦係数の決定済推定値とを前記摩擦特性モデルに入力することで、車両の各車輪に作用する路面反力を推定できる。そして、その推定した路面反力から求められるNSPヨーモーメントの値を第1推定値として得るようにすればよい。従って、前記所定種類の観測対象量の観測値は、前記摩擦特性モデルにおける車輪と路面との間の滑りを特定するために必要な観測対象量の観測値であれば良い。そのような観測対象量は、前記摩擦特性モデルの構造に合わせて選定しておけばよい。

30

【0016】

また、前記摩擦係数の決定済推定値は、既に決定された推定値のうちの最新値であることが好ましいが、摩擦係数の推定値がほぼ一定に保たれるような十分に短い期間内の値であれば、上記最新値よりも過去の値であってもよい。

40

【0017】

一方、NSPヨーモーメント第2推定手段は、車両の運動によって前記NSPでのヨー軸周りに発生する慣性力モーメントを規定する車両の運動状態量の観測値であって、前記加速度センサの出力が示す加速度の観測値を含む該運動状態量の観測値から、該慣性力モーメントに釣り合う外力モーメントの値を求め、その求めた外力モーメントの値を前記NSPヨーモーメントの第2推定値として得る。これにより、路面の摩擦係数の推定値を用いることなく、NSPでのヨー軸周りに発生する慣性力モーメントを規定する車両の運動

50

状態量の観測値から、NSPヨーモーメントの第2推定値を求めることができる。この場合、該第2推定値を求めるために用いる車両の運動状態量の観測値には、前記加速度センサの出力（車両の横方向の加速度に応じた出力）が示す加速度の観測値が含まれる。また、加速度センサは一般に、重力加速度にも感応する。従って、該加速度センサの出力が示す加速度の観測値には、路面がバンク角（“0”でないバンク角）を有する場合には、該バンク角の影響分が含まれることとなる。このため、該バンク角の値を必要とすることなく、該バンク角の影響分を含めてNSPヨーモーメントの第2推定値を適切に求めることができることとなる。

【0018】

そして、第1発明は、前記第1推定値と第2推定値との偏差、又は、該第1推定値を周波数成分調整用の第1フィルタに通してなる第1推定フィルタリング値と第2推定値を周波数成分調整用の第2フィルタに通してなる第2推定フィルタリング値との偏差（以降、これらの偏差を総称的に、NSPヨーモーメント推定偏差ということがある）を“0”に収束させるように、少なくとも該偏差に応じて路面の摩擦係数の推定値の増減操作量を決定する。なお、前記第1フィルタ及び第2フィルタとしては、ハイカット特性、又はローカット特性、又はバンドパス特性のフィルタが挙げられる。該第1及び第2フィルタの特性は、互いに同じ傾向の特性であることが望ましい。

【0019】

この場合、前記したように、該NSPヨーモーメントは、路面の摩擦係数に対する依存性を有する一方、車両の重心の横滑り運動の状態量や路面のバンク角の影響を受け難い。また、前記第2推定値は、前記したようにバンク角の値を必要とすることなく、前記加速度センサの出力が示す加速度の観測値を含む車両の運動状態量の観測値から適切に求めることができる。

【0020】

このため、前記NSPヨーモーメント推定偏差は、前記第1推定値を求めるために使用した摩擦係数の決定済推定値の誤差（実際の摩擦係数の値に対する誤差）に対する依存性が高いものとなる一方、車両の重心の横滑り運動の状態量や路面のバンク角に対する依存性が低いものとなる。従って、該NSPヨーモーメント推定偏差を“0”に収束させるように、前記増減操作量を決定することにより、摩擦係数の推定値の誤差を適切に解消し得るような増減操作量を決定できることとなる。

【0021】

そして、第1発明は、このように決定される増減操作量に応じて摩擦係数の推定値を更新するので、該摩擦係数の推定値の精度を高めることができると共に、該推定値の安定性を高めることができる。従って、第1発明によれば、車両が走行している路面の摩擦係数を精度よく安定して推定することができ、ロバスト性の高い推定処理を行うことができる。

【0022】

かかる第1発明では、前記NSPヨーモーメント第1推定手段は、例えば、前記摩擦特性モデルと、前記既に決定された路面の摩擦係数の推定値と、前記観測対象量の観測値とを基に、車両の各車輪に作用する路面反力のうちの少なくとも横力を推定し、該横力の推定値を用いて前記NSPヨーモーメントの第1推定値を求める（第2発明）。

【0023】

すなわち、NSPヨーモーメントは、各車輪に作用する路面反力のうちの横力（該車輪の横方向の並進力成分）に対する依存性が高い。そこで、第2発明では、前記NSPヨーモーメント第1推定手段は少なくとも該横力を推定し、該横力の推定値を用いて前記NSPヨーモーメントの第1推定値を求める。これにより、該第1推定値を適切に求めることができる。

【0024】

この第2発明では、より具体的には、例えば、前記NSPヨーモーメント第1推定手段は、車両の各車輪に作用する路面反力の合力によって発生する車両の運動の状態量のうち

10

20

30

40

50

の少なくとも横滑り運動の状態量を推定しつつ、各車輪に作用する路面反力のうちの少なくとも横力を推定する車両運動・路面反力推定手段を備え、該車両運動・路面反力推定手段は、前記観測対象量の観測値と既に求めた車両の横滑り運動の状態量の推定値とを用いて車両の各車輪の滑りとしての横滑り角の推定値を求める手段と、少なくとも各車輪の横滑り角の推定値と前記既に決定された路面の摩擦係数の推定値とを前記摩擦特性モデルに入力し、該摩擦特性モデルにより各車輪に作用する横力の推定値を求める手段と、各車輪に作用する横力を少なくとも含む路面反力の合力と前記車両の横滑り運動の状態量との間の動力的関係と、前記各車輪に作用する横力の推定値とを用いて車両の横滑り運動の状態量の新たな推定値を求める手段とを有する（第3発明）。

【0025】

この第3発明では、前記車両運動・路面反力推定手段は、前記観測対象量の観測値と既に求めた車両の横滑り運動の状態量の推定値とを用いることによって、車両の各車輪の滑りとしての横滑り角の推定値を求める。この場合、車両の横滑り運動の状態量としては、例えば、車両の重心点の横滑り角あるいは横滑り速度が挙げられる。また、既に求めた車両の横滑り運動の状態量の推定値（以降、決定済推定値ということがある）は、既に決定された推定値のうちの最新値であることが好ましいが、該横滑り運動の状態量がほぼ一定に保たれるような十分に短い期間内の値であれば、上記最新値よりも過去の値であってもよい。そして、前記観測対象量の観測値としては、車両の横滑り運動の状態量の決定済推定値と併せて、各車輪の横滑り角を推定する上で必要な観測対象量の観測値（例えば、車両のヨーレート、操舵輪の舵角、車速等）を用いばよい。例えば、車速の観測値と、車両の横滑り運動の状態量の決定済推定値と、車両のヨーレートの観測値とから、各車輪の接地部の移動速度の推定値を求めることができ、その移動速度の推定値と操舵輪の舵角の観測値とから、操舵輪を含めた各車輪の横滑り角の推定値を求めることができる。

【0026】

そして、前記車両運動・路面反力推定手段は、各車輪の横滑り角の推定値と前記摩擦係数の決定済推定値とを前記摩擦特性モデルに入力することで、該摩擦特性モデルにより各車輪に作用する横力の推定値を求める。ここで、車両の横滑り運動は、主に、各車輪に作用する横力の合力に起因して発生する。そこで、前記車両運動・路面反力推定手段は、各車輪に作用する横力を少なくとも含む路面反力の合力と前記車両の横滑り運動の状態量との間の動力的関係（例えば、車両の重心点の横方向の並進運動に関する運動方程式により表される関係）と、前記各車輪に作用する横力の推定値とを用いて車両の横滑り運動の状態量の新たな推定値を求める。

【0027】

このようにして第3発明によれば、各車輪の横滑り角、ひいては、横力を推定する上で必要な車両の横滑り運動の状態量を推定しつつ、各車輪に作用する横力を推定することができる。

【0028】

あるいは、第1発明において、前記NSPヨーモーメント第1推定手段は、路面の摩擦係数の前記最新の推定値と、前記摩擦特性モデルと、前記観測対象量の観測値とを基に、車両の各車輪に作用する路面反力のうちの駆動・制動力及び横力を推定し、該駆動・制動力の推定値と横力の推定値とを用いて前記NSPヨーモーメントの第1推定値を求めるようにしてもよい（第4発明）。

【0029】

この第4発明によれば、前記NSPヨーモーメント第1推定手段は、各車輪に作用する横力に加えて、駆動・制動力（該車輪の前後方向の並進力成分）をも推定し、該駆動・制動力の推定値と横力の推定値とを用いて前記NSPヨーモーメントの第1推定値を求める。このことにより、特に、車両の左側の車輪と右側の車輪とで、意図的に駆動力や制動力の差を発生させる制御を行うような車両では、第1推定値をより正確に求めることができる。

【0030】

この第4発明では、より具体的には、例えば、前記NSPヨーモーメント第1推定手段は、車両の各車輪に作用する路面反力の合力によって発生する車両の運動の状態量のうちの少なくとも横滑り運動の状態量を推定しつつ、各車輪に作用する路面反力のうちの駆動・制動力及び横力を推定する車両運動・路面反力推定手段を備え、該車両運動・路面反力推定手段は、前記観測対象量の観測値と既に求めた車両の横滑り運動の状態量の推定値とを用いて車両の各車輪の滑りとしてのスリップ率及び横滑り角の推定値を求める手段と、少なくとも各車輪のスリップ率及び横滑り角の推定値と前記既に決定された路面の摩擦係数の推定値とを前記摩擦特性モデルに入力し、該摩擦特性モデルにより各車輪に作用する駆動・制動力及び横力の推定値を求める手段と、各車輪に作用する駆動・制動力及び横力を少なくとも含む路面反力の合力と前記車両の横滑り運動の状態量との間の動力的関係と、前記各車輪に作用する駆動・制動力及び横力の推定値とを用いて車両の横滑り運動の状態量の新たな推定値を求める手段とを有する(第5発明)。

10

【0031】

この第5発明では、前記車両運動・路面反力推定手段は、前記観測対象量の観測値と既に求めた車両の横滑り運動の状態量の推定値とを用いることによって、車両の各車輪の滑りとしてのスリップ率及び横滑り角の推定値を求める。この場合、車両の横滑り運動の状態量としては、例えば、車両の重心点の横滑り角あるいは横滑り速度が挙げられる。また、既に求めた車両の横滑り運動の状態量の推定値(決定済推定値)は、第3発明の場合と同様に、既に決定された推定値のうち最新の値であることが好ましいが、該横滑り運動の状態量がほぼ一定に保たれるような十分に短い期間内の値であれば、上記最新値よりも過去の値であってもよい。そして、前記観測対象量の観測値としては、車両の横滑り運動の状態量の決定済推定値と併せて、各車輪のスリップ率及び横滑り角を推定する上で必要な観測対象量の観測値(例えば、車両のヨーレート、操舵輪の舵角、車速等)を用いればよい。例えば、車速の観測値と、車両の横滑り運動の状態量の決定済推定値と、車両のヨーレートの観測値とから、各車輪の接地部の移動速度の推定値を求めることができ、その移動速度の推定値と操舵輪の舵角の観測値とから、操舵輪を含めた各車輪の横滑り角の推定値を求めることができる。さらに、各車輪の接地部の移動速度の推定値と車速の観測値と操舵輪の舵角の観測値とから、操舵輪を含めた各車輪のスリップ率の推定値を求めることができる。

20

【0032】

そして、前記車両運動・路面反力推定手段は、各車輪の横滑り角及びスリップ率の推定値と前記摩擦係数の決定済推定値とを前記摩擦特性モデルに入力することで、該摩擦特性モデルにより各車輪に作用する横力及び駆動・制動力の推定値を求める。さらに、前記車両運動・路面反力推定手段は、各車輪に作用する駆動・制動力及び横力を少なくとも含む路面反力の合力と前記車両の横滑り運動の状態量との間の動力的関係(例えば、車両の重心点の横方向の並進運動に関する運動方程式により表される関係)と、前記各車輪に作用する駆動・制動力及び横力の推定値とを用いて車両の横滑り運動の状態量の新たな推定値を求める。

30

【0033】

このようにして第5発明によれば、各車輪のスリップ率及び横滑り角、ひいては、駆動・制動力及び横力を推定する上で必要な車両の横滑り運動の状態量を推定しつつ、各車輪に作用する駆動・制動力及び横力を推定することができる。

40

【0034】

上記第2発明又は第3発明では、前記摩擦特性モデルは、例えば、少なくとも車両の各車輪のスリップ率又は該車輪に作用する路面反力のうちの駆動・制動力と、該路面反力のうちの横力と、該車輪の横すべり角と、路面の摩擦係数との間の関係を表すモデルを含む(第6発明)。

【0035】

このような摩擦特性モデルを用いることにより、前記横力を適切に推定できる。なお、この場合、前記所定種類の観測対象量としては、各車輪の上記スリップ率又は駆動・制動

50

力と、横滑り角とを特定する上で必要な観測対象量を選定しておけばよい。

【 0 0 3 6 】

また、上記第 4 発明又は第 5 発明では、前記摩擦特性モデルは、例えば、車両の各車輪のスリップ率と、該車輪に作用する路面反力のうちの駆動・制動力と、該車輪の横すべり角と、路面の摩擦係数との間の関係を表す第 1 モデル、並びに、車両の各車輪のスリップ率又は該車輪に作用する路面反力のうちの駆動・制動力と、該路面反力のうちの横力と、該車輪の横すべり角と、路面の摩擦係数との間の関係を表す第 2 モデルを含む（第 7 発明）。

【 0 0 3 7 】

このような摩擦特性モデルを用いることにより、前記駆動・制動力と横力とを適切に推定できる。なお、この場合、前記所定種類の観測対象量としては、各車輪の上記スリップ率と、横滑り角とを特定する上で必要な観測対象量を選定しておけばよい。

10

【 0 0 3 8 】

以上説明した第 1 ~ 第 7 発明では、前記 N S P ヨーモーメント第 2 推定手段は、前記運動状態量の観測値として、車両のヨー軸周りの回転運動に関する状態量の観測値と、前記加速度センサの出力が示す車両の横方向の加速度の値とを用いればよい（第 8 発明）。

【 0 0 3 9 】

すなわち、車両のヨー軸周りの回転運動に関する状態量の観測値（例えばヨーレートの観測値やヨーレートの時間的变化率の観測値）と、前記加速度センサの出力が示す車両の横方向の加速度の値とを用いることで、N S P ヨーモーメントの第 2 推定値を求めることができる。例えば、前記加速度センサにより車両の重心点の横方向の加速度を観測（検出）し、ヨーレートセンサにより車両のヨーレートを観測（検出）するようにした場合には、該加速度の観測値に、車両の質量と車両の重心点から N S P までの距離とを乗じて得られるモーメントと、ヨーレートの観測値の時間的变化率（微分値）に、車両の重心点でのヨー軸周りの慣性モーメントを乗じて得られるモーメントとを合成してなるモーメントが N S P ヨーモーメントの第 2 推定値となる。

20

【 0 0 4 0 】

また、前記第 1 ~ 第 8 発明では、路面の摩擦係数の増加量に対する前記 N S P ヨーモーメントの増加量の比率である μ 感度の値を、車両の車輪のうちの操舵輪の操舵角の観測値と、車両のヨーレートの観測値とを線形結合することにより求める μ 感度算出手段をさらに備え、前記摩擦係数増減操作量決定手段は、前記第 1 推定値と第 2 推定値との偏差、又は、前記第 1 推定フィルタリング値と第 2 推定フィルタリング値との偏差と、前記 μ 感度の値とに応じて前記増減操作量を決定することが好ましい（第 9 発明）。

30

【 0 0 4 1 】

ここで、本願発明者の検討によれば、車両の直進状態もしくはそれに近い状態、換言すれば、車両の実際のヨーレートと横滑り角とがいずれも“ 0 ”もしくはそれに近い値となる状態では、前記 μ 感度の大きさが小さくなる傾向がある。すなわち、車両の直進状態もしくはそれに近い状態では、実際の N S P ヨーモーメントは、実際の路面の摩擦係数の変化の影響を受けにくくなる。ひいては、前記 N S P ヨーモーメント偏差も、実際の路面の摩擦係数の変化に対する依存性が低下する。

40

【 0 0 4 2 】

また、車両の直進状態もしくはそれに近い状態では、実際の N S P ヨーモーメント自体の大きさが比較的小さなものとなるため、前記 N S P ヨーモーメントの第 1 推定値には、実際の車輪と路面との間の摩擦特性と前記摩擦特性モデルとの違いや、前記観測対象量の観測値の誤差等に起因する不要成分（摩擦係数を推定する上では不要な成分）が相対的に多くなりやすい。さらに、前記 N S P ヨーモーメントの第 2 推定値にあっても、前記慣性モーメントを規定する車両の運動状態量の観測値の誤差等に起因する不要成分が多くなりやすい。

【 0 0 4 3 】

従って、前記 N S P ヨーモーメント偏差の変化に対する前記摩擦係数の増減操作量の変

50

化の割合であるゲイン値（フィードバックゲイン）の大きさを、前記 μ 感度の大きさが小さい場合に、小さくするようにすることが望ましいと考えられる。

【0044】

一方、本願発明者の検討によれば、前記 μ 感度は、近似的に、車両の車輪のうちの操舵輪の操舵角の観測値と、車両のヨーレートの観測値とを線形結合することによって推定することができる。そして、この場合、該線形結合によって求められる μ 感度は、車両の走行状態が直進状態又はそれに近い状態になると、路面のバンク角等の影響を受けることなく“0”またはそれに近い値になる。

【0045】

そこで、第7発明では、前記線形結合によって、 μ 感度の値を求め、その求めた μ 感度の値と、前記NSPヨーモーメント偏差とに応じて前記増減操作量を決定するようにした。これにより、車両の走行状態が直進状態又はそれに近い状態など、 μ 感度の大きさが小さくなる状況で、前記ゲイン値の大きさを小さくするように、前記増減操作量を決定することが可能となる。ひいては、 μ 感度の大きさが小さくなる状況で、摩擦係数の推定値を過剰に変化させてしまうことを防止することが可能となる。

10

【0046】

かかる第9発明では、前記摩擦係数増減操作量決定手段は、より具体的には、前記第1推定値と第2推定値との偏差、又は、前記第1推定フィルタリング値と第2推定フィルタリング値との偏差と、前記 μ 感度の値、又は該 μ 感度の値を周波数成分調整用の第3フィルタと飽和特性要素とのうちの一方もしくは両方に通してなる μ 感度依存値との積である偏差・ μ 感度積に応じて前記増減操作量を決定することが好ましい（第10発明）。

20

【0047】

なお、第3フィルタとしては、ハイカット特性、ローカット特性又はバンドパス特性のフィルタが挙げられる。前記第1フィルタ及び第2フィルタを備える場合には、第3フィルタの特性は、該第1及び第2フィルタと同じ傾向の特性であることが望ましい。また、前記飽和特性要素は、前記 μ 感度の値の大きさ（絶対値）が大きいほど、該 μ 感度の値の変化に対する該飽和特性要素の出力の変化の割合が小さくなるような特性を有する要素である。この場合、 μ 感度の値の変化に対する該飽和特性要素の出力の変化の割合は、 μ 感度の値の大きさの変化に伴い連続的に変化してもよいが、不連続に変化してもよい。

30

【0048】

かかる第8発明によれば、 μ 感度の値の大きさが“0”に近いほど、前記偏差・ μ 感度積も“0”に近づくこととなる。従って、該偏差・ μ 感度積に応じて、前記増減操作量を決定することにより、 μ 感度の値が“0”に近いほど、前記ゲイン値の大きさが小さくなるように、増減操作量を決定することが可能となる。

【0049】

この第10発明では、より具体的には、前記摩擦係数増減操作量決定手段は、前記増減操作量を前記偏差・ μ 感度積に比例させるように該偏差・ μ 感度積に応じて前記増減操作量を決定するようにすればよい（第11発明）。

【0050】

この第11発明によれば、前記増減操作量が前記偏差・ μ 感度積に比例することとなるので、 μ 感度の値が“0”に近いほど、前記増減操作量が“0”に近づくように決定されることとなる。

40

【0051】

前記第9～第11発明では、より好適には、前記 μ 感度算出手段は、前記線形結合において前記操舵角の観測値と前記ヨーレートの観測値とにそれぞれ掛かる重み係数を、当該両重み係数の相互の比率が車両の車速に応じて変化するように、当該両重み係数のうちの少なくともいずれか一方を該車速の観測値に応じて設定し、その設定した重み係数を用いて前記線形結合の演算を行う（第12発明）。

【0052】

このようにすることにより、 μ 感度算出手段により算出される μ 感度の値の信頼性を高

50

めることができ、ひいては、該 μ 感度の値を反映させた前記増減操作量の決定を好適に行うことができる。

【0053】

また、前記第9～第11発明では、より具体的には、前記 μ 感度算出手段は、例えば、車両の車輪のうちの操舵輪の操舵角の観測値 (f_sens) と、車両のヨーレートの観測値 ($_sens$) と、車両の車速の観測値 (Vgx_estm) とから、次式01により前記 μ 感度の値を求める(第13発明)。

【0054】

$$\mu \text{ 感度} = A1(Vgx_estm) * _sens + A2 * f_sens \quad \dots \dots \text{式 0 1}$$

10

ただし、 $A1(Vgx_estm) = Iz * (a22 - (a21 / a11) * a12s) / Vgx_estm$ 、 $A2 = (b2 - (a21 / a11) * b1)$ 、 $a11 = - 2 * (CPf0 + CPr0) / m$ 、 $a12s = - 2 * (Lf * CPf0 - Lr * CPr0) / m$ 、 $a21 = - 2 * (Lf * CPf0 - Lr * CPr0) / Iz$ 、 $a22 = - 2 * (Lf * Lf * CPf0 + Lr * Lr * CPr0) / Iz$ 、 $b1 = 2 * CPf0 / m$ 、 $CPf0$: 摩擦係数 = 1 となる路面での車両の前輪(操舵輪)の1輪当たりのコーナリングパワー、 $CPr0$: 摩擦係数 = 1 となる路面での車両の後輪の1輪当たりのコーナリングパワー、 Lf : 車両の重心と前輪の車軸との間の距離、 Lr : 車両の重心と後輪の車軸との間の距離、 m : 車両の質量、 Iz : 車両のヨー軸周りの慣性モーメント。

【0055】

20

かかる第13発明によれば、 μ 感度の値を求めるための前記式01の線形結合において、車両のヨーレートの観測値 ($_sens$) に掛かる重み係数 $A1(Vgx_estm)$ と、車両の操舵輪の操舵角の観測値 (f_sens) に掛かる重み係数 $A2$ として、上記の如く定義される値を用いることによって、前記増減操作量を決定する上で信頼性の有る μ 感度の値を適切に求めることができる。また、この場合、前記第9発明の如く、重み係数 $A1(Vgx_estm)$ と $A2$ との比率を車速の観測値 Vgx_estm に応じて変化させるように(より詳しくは、比率 $A2 / A1$ を Vgx_estm に比例させるように)設定されることとなる。但し、車両の車速の観測値 Vgx_estm が“0”である場合には、式01による μ 感度の算出は行わないものとする。

【0056】

あるいは、前記第9～第11発明において、前記 μ 感度算出手段が実行する前記線形結合を、例えば、実際の車両の横滑り運動とヨー軸周りの回転運動とを、操舵輪としての前輪と、非操舵輪としての後輪を1輪ずつ備えるモデル車両の挙動として近似表現する線形2輪車両モデルにおいて、路面の摩擦係数を一定値とした場合に、車両の車輪のうちの操舵輪の操舵角の観測値と、車両のヨーレートの観測値と、車両の車速の観測値とから前記線形2輪車両モデルを用いて特定される前記NSPヨーモーメントの値に、前記 μ 感度の値が比例するように該 μ 感度の値を決定する線形結合として構成してもよい(第14発明)。

30

【0057】

このようにすることにより、 μ 感度の値を求めるための線形結合が、前記式01の形の線形結合となり、前記増減操作量を決定する上で信頼性の有る μ 感度の値を決定できる。

40

【図面の簡単な説明】

【0058】

【図1】実施形態における車両の概略構成を示す図。

【図2】図2(a)、(b)は、実施形態の説明で用いる代表的な参照符号を視覚的に示す図。

【図3】第1実施形態における制御装置の主要な機能を示すブロック図。

【図4】第1実施形態における制御装置の処理を示すフローチャート。

【図5】図3に示す車両モデル演算手段の機能を示すブロック図。

【図6】図6(a)、(b)は、図5に示す車輪スリップ率推定部の処理を説明するためのグラフ。

50

【図 7】図 7 (a) , (b) は、図 5 に示す車輪横滑り角推定部の処理を説明するためのグラフ。

【図 8】図 5 に示す車輪スリップ率推定部の他の形態の処理を説明するためのグラフ。

【図 9】図 3 に示すバンク角推定手段の処理を示すフローチャート。

【図 10】図 3 に示す勾配角推定手段の処理を示すフローチャート。

【図 11】図 3 に示す μ 推定手段の機能を示すブロック図。

【図 12】図 3 に示す μ 推定手段の処理を示すフローチャート。

【図 13】第 2 実施形態における摩擦係数増減操作量 μ の決定処理を示すフローチャート。

【図 14】第 3 実施形態における摩擦係数増減操作量 μ の決定処理を説明するための図 10

。 【図 15】第 3 実施形態における摩擦係数増減操作量 μ の決定処理を示すフローチャート。

【図 16】第 4 実施形態における摩擦係数増減操作量 μ の決定処理を示すフローチャート。

【図 17】第 5 実施形態における摩擦係数増減操作量 μ の決定処理を示すフローチャート。

【図 18】第 6 実施形態における摩擦係数増減操作量 μ の決定処理の要部を示すブロック図。

【図 19】第 7 実施形態における摩擦係数増減操作量 μ の決定処理の要部を示すブロック図。 20

【図 20】第 8 実施形態における摩擦係数増減操作量 μ の決定処理の要部を示すブロック図。

【図 21】第 9 実施形態における摩擦係数増減操作量 μ の決定処理の要部を示すブロック図。

【発明を実施するための形態】

【0059】

以下に、本発明の実施形態を説明する。まず、図 1 を参照して、本明細書の実施形態における車両の概略構成を説明する。

【0060】

図 1 に示す如く、車両 1 は、複数の車輪 2 - i (i = 1 , 2 , ...) を備え、これらの車輪 2 - i (i = 1 , 2 , ...) に図示しないサスペンション装置を介して車体 1 B を支持している。実施形態の車両 1 は、より詳しくは、左右一対の前輪 2 - 1 , 2 - 2、及び左右一対の後輪 2 - 3 , 2 - 4 の計 4 個の車輪 2 - i (i = 1 , 2 , 3 , 4) を備える。この場合、車輪 2 - i (i = 1 , 2 , 3 , 4) のうちの前輪 2 - 1 , 2 - 2 は駆動輪であると共に操舵輪であり、後輪 2 - 3 , 2 - 4 は従動輪であると共に非操舵輪である。

【0061】

以降の説明では、車両 1 の左前側の車輪 2 - 1 を第 1 車輪 2 - 1、右前側の車輪 2 - 2 を第 2 車輪 2 - 2、左後側の車輪 2 - 3 を第 3 車輪 2 - 3、右後側の車輪 2 - 4 を第 4 車輪 2 - 4 ということがある。また、車輪 2 - i (i = 1 , 2 , 3 , 4) のうちの任意の車輪を表現する場合には、“ (i = 1 , 2 , 3 , 4) ” というような記載を省略し、単に “ 車輪 2 - i ” 又は “ 第 i 車輪 2 - i ” ということがある。また、車輪 2 - i (i = 1 , 2 , 3 , 4) 以外の要素 (構成部品、物理量等) で、個々の第 i 車輪 2 - i に関連する要素の参照符号には、添え字 “ i ” を付加する。この場合において、車輪 2 - i (i = 1 , 2 , 3 , 4) のうちの特定の 1 つの車輪に対応する要素については、該要素の参照符号に、添え字 “ i ” の代わりに、当該特定の車輪に対応する i の値 (1 又は 2 又は 3 又は 4) を付加する。 40

【0062】

車両 1 には、駆動輪を回転駆動するための駆動系が備えられている。この駆動系は、実施形態では、車体 1 B に搭載された動力発生源としてのエンジン 3 を有する。そして、該 50

駆動系は、このエンジン 3 の動力（出力トルク）を変速機 4 a を含む動力伝達機構 4 を介して駆動輪としての前輪 2 - 1 , 2 - 2 に伝達することによって前輪 2 - 1 , 2 - 2 を回転駆動する。この場合、エンジン 3 の動力は、車両 1 の図示しないアクセルペダルの踏み込み操作量に応じて制御される。

【 0 0 6 3 】

また、車両 1 には、操舵輪を操舵するための操舵系が備えられている。この操舵系は、実施形態では、車体 1 B の運転席前方に配置されたステアリングホイール 5 を有し、ステアリングホイール 5 の回転操作に連動させて、図示しない操舵機構により操舵輪としての前輪 2 - 1 , 2 - 2 を操舵する。該操舵機構は、例えばラック・アンド・ピニオン等の機械式の操舵機構、あるいは、電動モータ等の操舵用アクチュエータを有するアクチュエータ付き操舵機構（所謂、パワー・ステアリング装置）により構成される。

10

【 0 0 6 4 】

また、車両 1 には、その走行を制動するための制動系が備えられている。この制動系は、実施形態では、各車輪 2 - i 毎に、ディスクブレーキ等の摩擦式の制動機構 7 - i (i = 1 , 2 , 3 , 4) を有する。これらの制動機構 7 - i (i = 1 , 2 , 3 , 4) は、制動系油圧回路 6 に接続されており、この制動系油圧回路 6 から付与される油圧（ブレーキ圧）によって、それぞれに対応する車輪 2 - i の回転を制動する制動力を発生する。この場合、制動系油圧回路 6 は、基本的には、車両 1 のブレーキペダル（図示省略）の踏み込み操作に連動して、該ブレーキペダルの踏み込み操作量（踏力）に応じたブレーキ圧を各制動機構 7 - i に付与する。そして、実施形態の車両 1 では、制動系油圧回路 6 は、各制動機構 7 - i に付与するブレーキ圧を（ひいては、各車輪 2 - i の制動力を）、後述する制御装置 2 0 から与えられる制御指令に応じて調整することが可能となっている。

20

【 0 0 6 5 】

さらに、車両 1 は、上記駆動系、操舵系、及び制動系に加えて、後述する観測対象量を検出するための各種のセンサと、車両 1 の挙動制御等を行う制御装置 2 0 とを備える。実施形態では、センサとして、例えば、各車輪 2 - i の回転角速度に応じた出力をそれぞれ発生する車輪回転角速度センサ 8 - i (i = 1 , 2 , 3 , 4)、各車輪 2 - i の制動機構 7 - i に付与されるブレーキ圧に応じた出力をそれぞれ発生するブレーキ圧センサ 9 - i (i = 1 , 2 , 3 , 4)、ステアリングホイール 5 の操舵角（回転角度）に応じた出力を発生するステアリング操舵角センサ 1 0、変速機 3 の動作状態（変速比など）に応じた出力を発生する変速機センサ 1 1、車両 1 のアクセルペダル（図示省略）の踏み込み操作量に応じた出力を発生するアクセルセンサ 1 2、車両 1 のヨー軸周り（車体 1 B の上下方向の軸周り）の角速度であるヨーレートに応じた出力を発生するヨーレートセンサ 1 3、車両 1 のロール軸方向（車体 1 B の前後方向）の加速度に応じた出力を発生する前後加速度センサ 1 4、車両 1 のピッチ軸方向（車体 1 B の横方向（左右方向））の加速度に応じた出力を発生する横加速度センサ 1 5 が車両 1 に搭載されている。

30

【 0 0 6 6 】

なお、横加速度センサ 1 5 は、本発明における加速度センサに相当する。

【 0 0 6 7 】

制御装置 2 0 は、CPU、RAM、ROM等を含む電子回路ユニットであり、上記の各センサの出力（検出データ）が入力される。そして、制御装置 2 0 は、入力された検出データと、あらかじめ記憶保持した設定データとを使用しつつ、あらかじめ実装されたプログラムに基づく所定の演算処理を実行することで、車両 1 の挙動を制御する。この場合、制御装置 2 0 は、例えば各制動機構 7 - i による各車輪 2 - i の制動力を制動系油圧回路 6 を介して制御することによって、車両 1 のヨー軸周りの回転運動（旋回運動）や横滑り運動などの挙動を目標とする挙動に制御する機能を有する。また、制御装置 2 0 は、車両 1 の挙動の制御処理を実行するために、車両 1 が走行している路面の摩擦係数等を逐次推定する機能も有する。推定された摩擦係数は、例えば車両 1 の横滑り運動の状態量（横滑り角、横滑り速度等）を推定するために使用され、あるいは、目標とする車両 1 の挙動を決定するために使用される。

40

50

【 0 0 6 8 】

以上が本明細書で説明する各実施形態における車両 1 の概略構成である。

【 0 0 6 9 】

なお、本発明を適用する車両は上記の構成の車両 1 に限られるものではない。例えば、車両 1 の駆動系の動力発生源は電動モータであってもよい。あるいは、エンジンと電動モータとの両方が動力発生源として車両 1 に搭載されていてもよい。また、車両 1 の駆動輪は、後輪 2 - 3 , 2 - 4 であってもよく、あるいは、前輪 2 - 1 , 2 - 2 および後輪 2 - 3 , 2 - 4 の両方であってもよい。また、駆動系は、動力発生源から各駆動輪に付与する駆動力を各別に調整することができるように構成されていてもよい。また、車両 1 の操舵系は、前輪 2 - 1 , 2 - 2 をステアリングホイール 5 の回転操作に連動させて操舵することに加えて、後輪 2 - 3 , 2 - 4 を適宜、アクチュエータにより操舵するように構成されていてもよい。また、車輪の個数は 4 個でなくてもよい。

10

【 0 0 7 0 】

次に、図 2 (a) , (b) を参照しつつ、以降の各実施形態の説明で用いる主要な参照符号 (変数) 及び用語について説明する。

【 0 0 7 1 】

図 2 (a) , (b) 中の V_1 , F_1 等のように、“ ” を先頭に付した変数はベクトル量を表す。ベクトル量は、それを適当な座標系を用いて成分表示する場合に、列ベクトル (行ベクトルの転置ベクトル) の形態で表現されるものとする。なお、実施形態の説明では、ベクトル量同士の掛け算 (すなわち外積) の算術記号として “ \times ” を用い、スカラー量同士の掛け算やスカラー量とベクトル量との掛け算等、外積以外の掛け算の算術記号として “ $*$ ” を用いる。また、行ベクトルの転置を示す場合には、その行ベクトルの成分表示の右上に添え字 “ T ” を付する。

20

【 0 0 7 2 】

“ 車体座標系 ” は、車体 1 B の前後方向を X 軸方向、車体 1 B の横方向 (左右方向) を Y 軸方向とする座標系である。この場合、車体 1 B の前向きを X 軸の正の向き、車体 1 B の左向きを Y 軸の正の向きとする。なお、車体座標系の X 軸方向は、単に、車両 1 の前後方向又はロール軸方向ということもある。また、車両座標系の Y 軸方向は、単に、車両 1 の横方向又はピッチ軸方向ということもある。また、車両 1 のヨー軸方向 (車体 1 B の上下方向) は、車体座標系の X Y 平面に直交 (X 軸及び Y 軸に直交) するものとする。

30

【 0 0 7 3 】

“ 第 i 車輪座標系 ” は、車両 1 をヨー軸方向で上方から見た状態において、第 i 車輪 2 - i の回転面 (第 i 車輪 2 - i の回転軸に直交する面) と平行な方向 (第 i 車輪 2 - i の前後方向) を x 軸方向、第 i 車輪 2 - i の回転軸と平行な方向 (第 i 車輪 2 - i の左右方向 (横方向)) を y 軸とする座標系である。この場合、第 i 車輪 2 - i の前向きを x 軸の正の向き、第 i 車輪 2 - i の左向きを y 軸の正の向きとする。なお、第 i 車輪座標系の x y 平面は、車体座標系の X Y 平面と平行であり、車両 1 のヨー軸方向に直交するものとする。

【 0 0 7 4 】

補足すると、本明細書での “ 直交 ” 及び “ 平行 ” は、それぞれ、厳密な意味での直交、平行だけを意味するものではなく、近似的な直交、平行であってもよい。

40

【 0 0 7 5 】

“ δ_i ” は、第 i 車輪 2 - i の舵角 (以降、単に車輪舵角ということもある) を表す。各車輪舵角 δ_i は、より詳しくは、車両 1 をヨー軸方向で上方から見た状態において、第 i 車輪 2 - i の回転面が車体座標系の X 軸方向に対してなす角度である。なお、実施形態の車両 1 では、後輪 2 - 3 , 2 - 4 は非操舵輪であるので、常に $\delta_3 = \delta_4 = 0$ である。

【 0 0 7 6 】

“ V_g ” は、車体座標系の X Y 平面に投影して見た、路面に対する車両 1 の重心点の移動速度ベクトル (以降、車両重心速度ベクトルという) を表す。この車両重心速度ベクトル V_g は、車体座標系の X 軸方向成分と Y 軸方向成分とから成るベクトルである。この場

50

合、車両重心速度ベクトル V_g の X 軸方向成分を V_{gx} 、Y 軸方向成分を V_{gy} と表記し、それぞれを車両重心前後速度 V_{gx} 、車両重心横滑り速度 V_{gy} という。なお、車両重心前後速度 V_{gx} は、別の言い方をすれば、車両 1 の走行速度（車速）としての意味を持つ。また、図 2 (a) , (b) での図示を省略するが、車両重心前後速度 V_{gx} の時間的変化率（微分値）を車両重心前後速度変化率 V_{gdot_x} 、車両重心横滑り速度 V_{gy} の時間的変化率（微分値）を車両重心横滑り速度変化率 V_{gdot_y} という。

【 0 0 7 7 】

“ g ” は車両 1 の重心点の横滑り角（以降、車両重心横滑り角という）を表す。車両重心横滑り角 g は、より詳しくは、車両重心速度ベクトル V_g が車体座標系の X 軸方向に対してなす角度である。従って、 $g = \tan^{-1} (V_{gy} / V_{gx})$ である。

10

【 0 0 7 8 】

“ V_i ” は、車体座標系の X Y 平面に投影して見た、路面に対する第 i 車輪 2 - i の接地部の移動速度ベクトル（以降、第 i 車輪 2 - i の進行速度ベクトル、又は単に車輪進行速度ベクトルという）を表す。各車輪進行速度ベクトル V_i は、車体座標系の X 軸方向成分と Y 軸方向成分とから成るベクトルである。この場合、図 2 (a) , (b) での図示を省略するが、各車輪進行速度ベクトル V_i の X 軸方向成分を V_{x_i} 、Y 軸方向成分を V_{y_i} と表記する。

【 0 0 7 9 】

“ V_{sub_i} ” は、第 i 車輪座標系の $x y$ 平面に投影して見た、路面に対する第 i 車輪 2 - i の接地部の移動速度ベクトル（以降、車輪座標系上車輪進行速度ベクトルという）を表す。各車輪座標系上車輪進行速度ベクトル V_{sub_i} は第 i 車輪座標系の x 軸方向成分と y 軸方向成分とから成るベクトルである。この場合、図 2 (a) , (b) での図示を省略するが、各車輪座標系上車輪進行速度ベクトル V_{sub_i} の x 軸方向成分を V_{subx_i} 、 y 軸方向成分を V_{suby_i} と表記する。なお、各車輪 2 - i の車輪座標系上車輪進行速度ベクトル V_{sub_i} と、前記車輪進行速度ベクトル V_i とは、それらを表現する座標系が異なるだけであり、空間的な向き及び大きさが互いに同一のベクトル量である。

20

【 0 0 8 0 】

“ i ” は、第 i 車輪 2 - i の横滑り角（以降、単に車輪横滑り角ということもある）を表す。各車輪横滑り角 i は、より詳しくは、第 i 車輪 2 - i の車輪座標系上車輪進行速度ベクトル V_{sub_i} が第 i 車輪座標系の x 軸方向に対してなす角度である。従って、 $i = \tan^{-1} (V_{suby_i} / V_{subx_i})$ である。

30

【 0 0 8 1 】

“ 0_i ” は第 i 車輪 2 - i の車輪進行速度ベクトル V_i が車体座標系の X 軸方向に対してなす角度（ = $i + i$ 。以降、車輪位置横滑り角という）を表す。なお、実施形態では、後輪 2 - 3 , 2 - 4 は非操舵輪であるので、 $0_3 = 3$ 、 $0_4 = 4$ である。このため、 0_3 , 0_4 の図示は省略している。

【 0 0 8 2 】

“ ” は車両 1 のヨー軸周りの角速度、すなわち、ヨーレートを表す。

【 0 0 8 3 】

“ df ” は車両 1 の横方向（車体座標系の Y 軸方向）における前輪 2 - 1 , 2 - 2 の間の間隔（すなわち前輪 2 - 1 , 2 - 2 のトレッド）、“ dr ” は車両 1 の横方向（車体座標系の Y 軸方向）における後輪 2 - 3 , 2 - 4 の間の間隔（すなわち後輪 2 - 3 , 2 - 4 のトレッド）を表す。以降、 df を前輪トレッド、 dr を後輪トレッドという。

40

【 0 0 8 4 】

“ L_f ” は $1 = 2 = 0$ の状態の前輪 2 - 1 , 2 - 2 の車軸（回転軸）と、車両 1 の重心点との間の距離（車両 1 の前後方向での距離）、“ L_r ” は後輪 2 - 3 , 2 - 4 の車軸（回転軸）と、車両 1 の重心点との間の距離（車両 1 の前後方向での距離）を表す。以降、 L_f を前輪車軸・重心間距離、 L_r を後輪車軸・重心間距離という。

【 0 0 8 5 】

“ P_i ” は、車両 1 をヨー軸方向で上方から見た状態において、車両 1 の重心点から見

50

た第 i 車輪 2 - i の位置ベクトル（以降、単に車輪位置ベクトルということもある）を表す。各車輪位置ベクトル P_i は、車体座標系の X 軸方向成分と Y 軸方向成分とから成るベクトルである。この場合、図 2 (a) , (b) での図示は省略するが、各車輪位置ベクトル P_i の X 軸方向成分を P_{x_i} 、Y 軸方向成分を P_{y_i} と表記する。なお、車体座標系の Y 軸方向での車両 1 の重心点の位置が、車両 1 の車幅の中心線上に存在する場合には、 $P_1 = (L_f, d_f / 2)^T$ 、 $P_2 = (L_f, -d_f / 2)^T$ 、 $P_3 = (-L_r, d_r / 2)^T$ 、 $P_4 = (-L_r, -d_r / 2)^T$ となる。

【 0 0 8 6 】

“ F_i ” は、車体座標系の X Y 平面に投影して見た、第 i 車輪 2 - i の路面反力（第 i 車輪 2 - i に路面から作用する並進力ベクトル）を表す。以降、 F_i を車輪 2 次元路面反力又は 2 次元路面反力という。この車輪 2 次元路面反力 F_i は、車体座標系の X 軸方向成分と Y 軸方向成分とから成るベクトルである。ここで、各車輪 2 - i に路面から作用する路面反力は、空間的（3 次元的）には、第 i 車輪座標系の x 軸方向の並進力成分である駆動・制動力と、y 軸方向の並進力成分である横力と、ヨー軸方向の並進力成分である接地荷重との合力ベクトルである。従って、車輪 2 次元路面反力 F_i は、第 i 車輪 2 - i の駆動・制動力と横力との合力ベクトル（これは路面から第 i 車輪 2 - i に作用する摩擦力に相当する）を車体座標系で表現してなるベクトルである。この場合、図 2 (a) , (b) での図示は省略するが、車輪 2 次元路面反力 F_i の X 軸方向成分を F_{x_i} 、Y 軸方向成分を F_{y_i} と表記する。なお、以降の説明では、各車輪 2 - i の駆動・制動力と横力と接地荷重との合力ベクトルとしての空間的な路面反力を、車輪 3 次元路面反力又は 3 次元路面反力という。また、各車輪 2 - i の 3 次元路面反力のヨー軸方向成分としての接地荷重を F_{z_i} と表記する。

【 0 0 8 7 】

“ F_{sub_i} ” は、第 i 車輪座標系の x y 平面に投影して見た、第 i 車輪 2 - i の路面反力（以降、車輪座標系上車輪 2 次元路面反力という）を表す。各車輪座標系上車輪 2 次元路面反力 F_{sub_i} は、第 i 車輪座標系の x 軸方向成分と y 軸方向成分とから成るベクトルである。この場合、図 2 (a) , (b) での図示は省略するが、各車輪座標系上車輪 2 次元路面反力 F_{sub_i} の x 軸方向成分を F_{subx_i} 、y 軸方向成分を F_{suby_i} と表記する。x 軸方向成分 F_{subx_i} は、換言すれば、第 i 車輪 2 - i の駆動・制動力であり、y 軸方向成分 F_{suby_i} は、換言すれば、第 i 車輪 2 - i の横力である。なお、第 i 車輪 2 - i の車輪座標系上車輪 2 次元路面反力 F_{sub_i} と、第 i 車輪 2 - i の前記車輪 2 次元路面反力 F_i とは、それらを表現する座標系が異なるだけであり、空間的な向き及び大きさが互いに同一のベクトル量である。

【 0 0 8 8 】

“ F_{g_total} ” は、車輪 2 - i ($i = 1, 2, 3, 4$) に作用する路面反力の合力（前記車輪 3 次元路面反力 ($i = 1, 2, 3, 4$) の合力）によって、車両 1 の重心点に作用する空間的な並進力ベクトル（以降、全路面反力合成並進力ベクトルという）を表す。この場合、図 2 (a) , (b) での図示は省略するが、全路面反力合成並進力ベクトル F_{g_total} のうちの、車体座標系の X 軸方向成分を F_{gx_total} 、車体座標系の Y 軸方向成分を F_{gy_total} 、ヨー軸方向成分を F_{gz_total} と表記する。また、 F_{gx_total} を全路面反力合成前後力、 F_{gy_total} を全路面反力合成横力ということがある。

【 0 0 8 9 】

“ M_{gz_total} ” は、車輪 2 - i ($i = 1, 2, 3, 4$) に作用する路面反力の合力（前記車輪 3 次元路面反力 ($i = 1, 2, 3, 4$) の合力）によって、車両 1 の重心点でヨー軸周りに作用するモーメント（以降、全路面反力合成ヨーモーメントという）を表す。なお、前記車輪 3 次元路面反力 ($i = 1, 2, 3, 4$) の合力のうちのヨー軸方向成分 F_{gz_total} は、全路面反力合成ヨーモーメント M_{gz_total} に寄与しない。従って、全路面反力合成ヨーモーメント M_{gz_total} は、実質的には、前記車輪 2 次元路面反力 F_i ($i = 1, 2, 3, 4$) の合力、すなわち、全ての車輪 2 - i ($i = 1, 2, 3, 4$) の駆動・制動力及び横力の合力によって、車両 1 の重心点でヨー軸周りに作用するモーメントを表す。

10

20

30

40

50

【 0 0 9 0 】

補足すると、本明細書の実施形態では、車輪 2 - i (i = 1 , 2 , 3 , 4) に作用する路面反力の合力を、車両 1 に作用する外力の全体と見なす。より詳しく言えば、車両 1 に作用する外力としては、各車輪 2 - i に路面から作用する路面反力の他に、空気抵抗等もあるが、実施形態では、路面反力以外の外力は、車輪 2 - i (i = 1 , 2 , 3 , 4) に作用する路面反力の合力に比して、無視し得る程度に十分に小さいものと見なす。従って、上記 Fg_total 及び Mgz_total は、それぞれ、車両 1 に作用する外力の全体によって車両 1 の重心点に作用する並進力ベクトル、モーメントとしての意味を持つ。

【 0 0 9 1 】

“ NSP ” は、車両 1 のニュートラル・ステア・ポイントを表す。 NSP は、 $\theta = 0$ として車両 1 が走行している状態で、車両重心横滑り角 $\theta(0)$ が発生したときに、全ての車輪 2 - i (i = 1 , 2 , 3 , 4) にそれぞれ作用する横力 F_{suby_i} (i = 1 , 2 , 3 , 4) の合力の着点 (作用点) を意味する。より詳しくは、 NSP は、車両 1 をヨー軸方向で上方から見た状態において、車両 1 の重心点を通して車体座標系の X 軸方向 (車両 1 の前後方向) に延在する直線と、全ての車輪 2 - i (i = 1 , 2 , 3 , 4) にそれぞれ作用する横力 F_{suby_i} (i = 1 , 2 , 3 , 4) の合力の作用線との交点を意味する。

【 0 0 9 2 】

“ L_{nsp} ” は、車体座標系の X 軸方向 (車両 1 の前後方向) での車両 1 の重心点と、 NSP との距離 (以降、車両重心・ NSP 間距離という) を表す。なお、車両 1 の重心点よりも NSP が後方側に存在する場合に、車両重心・ NSP 間距離 L_{nsp} の値を正の値とし、車両 1 の重心点よりも NSP が前方側に存在する場合に、車両重心・ NSP 間距離 L_{nsp} の値を負の値とする。

【 0 0 9 3 】

“ M_{nsp} ” は、車輪 2 - i (i = 1 , 2 , 3 , 4) に作用する路面反力の合力 (前記車輪 3 次元路面反力 (i = 1 , 2 , 3 , 4) の合力又は前記車輪 2 次元路面反力 F_i (i = 1 , 2 , 3 , 4) の合力) によって、 NSP でヨー軸周りに作用するモーメント (以降、 NSP ヨーモーメントという) を表す。 NSP ヨーモーメント M_{nsp} は、換言すれば前記全路面反力合成ヨーモーメント Mgz_total と、前記全路面反力合成並進力ベクトル Fg_total が NSP でヨー軸周りに発生させるモーメント (= $L_{nsp} * Fgy_total$) との総和のモーメントである。

【 0 0 9 4 】

補足すると、実施形態では、ヨー軸周りの角度、角速度、角加速度等、ヨー軸周りの回転運動に関する状態量 (θ 、 $\dot{\theta}$ 、 $\ddot{\theta}$ 等) と、ヨー軸周りのモーメント (Mgz_total 、 M_{nsp} 等) とに関しては、車両 1 をヨー軸方向で上方から見た状態で、反時計周りの向きを正の向きとする。

【 0 0 9 5 】

また、図 2 (a) , (b) での図示は省略するが、以降の説明では、上記した変数 (参照符号) の他に、次のような変数も使用する。

【 0 0 9 6 】

“ h ” はステアリングホイール 5 の操舵角 (回転角度。以降、ステアリング操舵角という) を表す。

【 0 0 9 7 】

“ $\dot{\theta}$ ” は車両 1 のヨー軸周りの角加速度 (以降、ヨー角加速度という) を表す。

【 0 0 9 8 】

“ w_i ” は第 i 車輪 2 - i の回転角速度 (以降、単に車輪回転角速度ということがある)、 “ Rw_i ” は第 i 車輪 2 - i の有効半径 (以降、単に車輪有効半径ということがある)、 “ Vw_i ” は、 w_i と Rw_i との積 (= $w_i * Rw_i$) として定義される第 i 車輪 2 - i の車輪速度 (すなわち、第 i 車輪 2 - i の回転中心から見た、第 i 車輪 2 - i の接地部の周方向速度) を表す。なお、各車輪速度 Vw_i は、第 i 車輪 2 - i の滑りが無い状態では、

10

20

30

40

50

前記車輪座標系上車輪進行速度ベクトル V_{sub_i} の x 軸方向成分 $V_{sub_x_i}$ に一致する。

【 0 0 9 9 】

“ i ” は第 i 車輪 2 - i のスリップ率（縦滑り率。以降、単に車輪スリップ率ということがある）、“ Tq_i ” は第 i 車輪 2 - i に車両 1 の駆動系から付与される駆動トルクと、車両 1 の制動系から付与される制動トルクとの総和のトルク（以降、単に車輪トルクということがある）、“ Iw_i ” は第 i 車輪 2 - i の慣性モーメント（以降、単に車輪慣性モーメントということがある）を表す。

【 0 1 0 0 】

“ m ” は車両 1 全体の質量（以降、車両質量という）、“ Iz ” は車両 1 の重心点での車両 1 全体のヨー軸周りの慣性モーメント（以降、車両ヨー慣性モーメントという）を表す。

10

【 0 1 0 1 】

“ $Accx$ ” は、前記車両重心前後速度変化率 $Vgdot_x$ に、車両 1 の旋回運動に伴う遠心力に起因して該車両 1 の重心点に生じる加速度のうちの車体座標系の X 軸方向成分（ $= -Vgy^*$ ）を加え合わせてなる加速度（ $= Vgdot_x - Vgy^*$ ）を表す。また、“ $Accy$ ” は、前記車両重心横滑り速度変化率 $Vgdot_y$ に、車両 1 の旋回運動に伴う遠心力に起因して該車両 1 の重心点に生じる加速度のうちの車体座標系の Y 軸方向成分（ $= Vgx^*$ ）を加え合わせてなる加速度（ $= Vgdot_y + Vgx^*$ ）を表す。換言すれば、“ $Accx$ ”、“ $Accy$ ” は、それぞれ、車体座標系で見た車両 1 の重心点の運動の加速度（車体座標系での重心点の位置の 2 階微分値）の X 軸方向成分、 Y 軸方向成分を表す。以降、“ $Accx$ ” を車両重心前後加速度、“ $Accy$ ” を車両重心横加速度という。

20

【 0 1 0 2 】

“ μ ” は路面の摩擦係数（各車輪 2 - i との間の摩擦係数。以降、路面摩擦係数ということがある）を表す。なお、実施形態での路面摩擦係数 μ は、標準的な乾燥路面など、ある基準状態の路面（以降、基準路面という）と各車輪 2 - i との間の摩擦係数を基準とする相対的な摩擦係数である。また、路面摩擦係数 μ は、いずれの車輪 2 - i （ $i = 1, 2, 3, 4$ ）の接地箇所でも同一であるとみなす。

【 0 1 0 3 】

“ $bank$ ” は路面のバンク角（以降、路面バンク角ということがある）、“ $slope$ ” は路面の勾配角（以降、路面勾配角ということがある）を表す。路面バンク角 $bank$ は、車両 1 のロール軸方向で見た、水平面に対する路面の傾斜角であり、路面勾配角 $slope$ は、車両 1 のピッチ軸方向で見た、水平面に対する路面の傾斜角である。なお、路面バンク角 $bank$ は、自動車工学の分野では一般に、路面のカント角と言われるものであるが、本明細書では、バンク角という用語を用いる。また、本明細書の実施形態では、路面上の車両 1 が右下がりの傾斜姿勢となる場合の路面バンク角 $bank$ を正の角度とする。また、路面上の車両 1 が前下がりの傾斜姿勢となる場合の路面勾配角 $slope$ を正の角度とする。

30

【 0 1 0 4 】

“ $Rot(i)$ ” は、第 i 車輪座標系で表現したベクトル量（第 i 車輪座標系の x 軸方向成分及び y 軸方向成分からなるベクトル量）を、車体座標系で表現したベクトル量（車体座標系の X 軸方向成分及び Y 軸方向成分からなるベクトル量）に変換するための座標変換行列を表す。座標変換行列 $R(i)$ は、第 i 車輪 2 - i の舵角 δ_i に依存して定まる行列（2 次の正方行列）であり、列ベクトル $(\cos(\delta_i), \sin(\delta_i))^T$ 、 $(-\sin(\delta_i), \cos(\delta_i))^T$ をそれぞれ第 1 列の成分、第 2 列の成分とする行列である。この場合、あるベクトル量 A の第 i 車輪座標系での表記を $(ax, ay)^T$ 、車体座標系での表記を $(Ax, Ay)^T$ とすると、 $(Ax, Ay)^T$ と $(ax, ay)^T$ との関係は、 $(Ax, Ay)^T = Rot(i) * (ax, ay)^T$ となる。従って、前記各車輪 2 - i の車輪進行速度ベクトル V_i と、車輪座標系上車輪進行速度ベクトル V_{sub_i} との関係は、 $V_i = Rot(i) * V_{sub_i}$ により与えられる。同様に、前記各車輪 2 - i の車輪 2 次元路面反力 F_i と、車輪座標系上車輪 2 次元路面反力 F_{sub_i} との関係は、 $F_i = Rot(i) * F_{sub_i}$ により

40

50

与えられる。なお、車体座標系で表現したベクトル量を、第 i 車輪座標系で表現したベクトル量に変換するための座標変換行列、すなわち、 $\text{Rot}(i)$ の逆行列は、 $\text{Rot}(-i)$ となる。

【0105】

また、以降の説明では、実際の値（真値）の状態量やベクトル量等を表現する場合に、“実ヨーレート”等というように、該状態量やベクトル量等の名称（呼称）の先頭に“実”を付することがある。そして、この場合に、“_act”等というように、該状態量やベクトル量等を表す変数（参照符号）の末尾に、“_act”を付加する。さらに、状態量やベクトル量の観測値（検出値もしくは推定値）を表現する場合に、例えば“ヨーレート検出値”、“ヨーレート推定値”等というように、該状態量やベクトル量等の名称（呼称）の末尾に“検出値”や“推定値”を付する。この場合、原則として、後述する車両モデル演算手段24で算出された観測値又はその算出された観測値を基に生成される他の観測値に対しては、“推定値”を使用する。また、車両モデル演算手段24で算出された観測値を使用することなく、あるセンサの出力を基に得られる観測値に対しては、“検出値”を使用する。そして、“検出値”には、“_sens”等というように、変数（参照符号）の末尾に“_sens”を付加し、“推定値”には、“_estm”等というように、変数（参照符号）の末尾に“_estm”を付加する。また、状態量の時間的変化率（時間による微分値）を表現する場合には、“dot”等というように、その状態量の変数（参照符号）中に、“dot”を付加する。

10

【0106】

以上説明したことを前提として、以下に、本発明の実施形態を詳細に説明する。

20

【0107】

[第1実施形態]

まず、第1実施形態における前記制御装置20の処理を具体的に説明する。本実施形態では、図3のブロック図で示す如く、制御装置20は、その主要な機能的手段として、観測対象量検出手段22、車両モデル演算手段24、 μ 推定手段26、バンク角推定手段28、及び勾配角推定手段30を備える。

【0108】

観測対象量検出手段22は、車両1の前記した各種センサの出力（検出データ）から、車両1の挙動に関する所定種類の観測対象量を検出する処理を実行し、該観測対象量の検出値を生成する手段である。

30

【0109】

本実施形態では、観測対象量検出手段22による観測対象量には、操舵輪（前輪）2-1, 2-2の実舵角 θ_{1_act} , θ_{2_act} と、実車輪速度 $V_{w_i_act}$ ($i = 1, 2, 3, 4$)と、車両1の実ヨーレート $\dot{\theta}_{act}$ 及び実ヨー角加速度 $\ddot{\theta}_{act}$ と、実車両重心前後加速度 $Accx_{act}$ 及び実車両重心横加速度 $Accy_{act}$ と、実車輪トルク $T_{q_i_act}$ ($i = 1, 2, 3, 4$)とが含まれる。

【0110】

これらの観測対象量の検出値を生成するために、観測対象量検出手段22は、前輪2-1, 2-2の車輪舵角検出値 θ_{1_sens} , θ_{2_sens} を生成する車輪舵角検出手段22aと、車輪速度検出値 $V_{w_i_sens}$ ($i = 1, 2, 3, 4$)を生成する車輪速度検出手段22bと、ヨーレート検出値 $\dot{\theta}_{sens}$ を生成するヨーレート検出手段22cと、ヨー角加速度検出値 $\ddot{\theta}_{sens}$ を生成するヨー角加速度検出手段22dと、車両重心前後加速度検出値 $Accx_{sens}$ を生成する前後加速度検出手段22eと、車両重心横加速度検出値 $Accy_{sens}$ を生成する横加速度検出手段22fと、車輪トルク検出値 $T_{q_i_sens}$ ($i = 1, 2, 3, 4$)を生成する車輪トルク検出手段22gとを備える。

40

【0111】

車両モデル演算手段24は、各車輪2-iと路面との間の滑りと該車輪2-iに路面から作用する路面反力との関係を表現する摩擦特性モデルと、車両1に作用する外力と該車両1の運動との関係を表現する車両運動モデルとを含む車両1の動力学モデル（以降、単

50

に車両モデルということがある)を用いて、各車輪 2 - i に作用する路面反力を推定すると共に、その路面反力が外力として車両 1 に作用することによって動力学的に発生する車両 1 の運動の状態量を推定する処理を実行する手段である。この処理のために、車両モデル演算手段 2 4 には、観測対象量検出手段 2 2 で生成された所定種類の観測対象量の検出値(本実施形態では、該検出値のうちの 1_sens , 2_sens , Vw_i_sens , $\dot{\theta}_sens$, $Accy_sens$, Tq_i_sens)が入力されると共に、 μ 推定手段 2 6 で既に決定された最新の路面摩擦係数推定値 μ_estm が入力される。そして、車両モデル演算手段 2 4 は、これらの入力値と上記車両モデルとを用いて、各車輪 2 - i の路面反力や車両 1 の運動の状態量を推定する。

【0112】

10

この車両モデル演算手段 2 4 が求める推定値は、路面反力に関する推定値である路面反力推定値と、車両 1 の前後方向(ロール軸方向)及び横方向(ピッチ軸方向)の並進運動、並びにヨー軸周りの回転運動に関する状態量の推定値である車両運動状態量推定値とに大別される。

【0113】

この場合、路面反力推定値には、各車輪 2 - i の駆動・制動力 F_{subx_i} 及び横力 F_{suby_i} と接地荷重 Fz_i とが含まれると共に、全路面反力合成並進力ベクトル推定値 Fg_total_estm (Fgx_total_estm 及び Fgy_total_estm) と、全路面反力合成ヨーモーメント推定値 Mgz_total_estm とが含まれる。また、車両運動状態量推定値には、ヨーレート推定値 $\dot{\theta}_estm$ と、車両重心速度ベクトル推定値 Vg_estm (Vgx_estm 及び Vgy_estm) と、車両重心前後加速度推定値 $Accx_estm$ と、車両重心横加速度推定値 $Accy_estm$ とが含まれる。

20

【0114】

μ 推定手段 2 6 は、車両 1 が走行している路面の摩擦係数 μ (路面摩擦係数 μ) を推定する処理を実行する手段である。その処理のために、 μ 推定手段 2 6 には、観測対象量検出手段 2 2 で生成された観測対象量の検出値のうちの 1_sens , 2_sens , $\dot{\theta}_sens$, dot_sens , $Accy_sens$ と、車両モデル演算手段 2 4 で算出された全路面反力合成並進力ベクトル推定値 Fg_total_estm (より詳しくは、 Fg_total_estm のうちの全路面反力合成横力推定値 Fgy_total_estm) 及び全路面反力合成ヨーモーメント推定値 Mgz_total_estm と、車両モデル演算手段 2 4 で算出された車両運動状態量推定値のうちの車両重心速度ベクトル推定値 Vg_estm の X 軸方向成分(車両 1 の前後方向成分) Vgx_estm である車両重心前後速度推定値 Vgx_estm とが入力される。そして、 μ 推定手段 2 6 は、これらの入力値を用いて路面摩擦係数 μ の推定値である路面摩擦係数推定値 μ_estm を算出する。

30

【0115】

バンク角推定手段 2 8 は、路面バンク角 $bank$ (車両 1 が走行している路面のバンク角 $bank$) を推定する処理を実行する手段である。この処理のために、バンク角推定手段 2 8 には、観測対象量検出手段 2 2 で生成された観測対象量の検出値のうちの車両重心横加速度検出値 $Accy_sens$ と、車両モデル演算手段 2 4 で算出された車両運動状態量推定値のうちの車両重心横加速度推定値 $Accy_estm$ とが入力される。そして、バンク角推定手段 2 8 は、これらの入力値を用いて、路面のバンク角 $bank$ の推定値である路面バンク角推定値 $bank_estm$ を算出する。

40

【0116】

勾配角推定手段 3 0 は、路面勾配角 $slope$ (車両 1 が走行している路面の勾配角 $slope$) を推定する処理を実行する手段である。この処理のために、勾配角推定手段 3 0 には、観測対象量検出手段 2 2 で生成された観測対象量の検出値のうちの車両重心前後加速度検出値 $Accx_sens$ と、車両モデル演算手段 2 4 で算出された車両運動状態量推定値のうちの車両重心前後加速度推定値 $Accx_estm$ とが入力される。そして、勾配角推定手段 3 0 は、これらの入力値を用いて、路面勾配角 $slope$ の推定値である路面勾配角推定値 $slope_estm$ を算出する。

【0117】

制御装置 2 0 は、上記観測対象量検出手段 2 2、車両モデル演算手段 2 4、 μ 推定手段

50

26、バンク角推定手段28、及び勾配角推定手段30によって、図4のフローチャートに示す処理を所定の演算処理周期で逐次実行する。なお、以降の説明では、制御装置20の今回の(現在の)演算処理周期で得られた値(検出値、推定値等)と、前回の(1つ前の)演算処理周期で得られた値とを区別するために、前者を“今回値”、後者を“前回値”ということがある。そして、前回値の参照符号には、例えば“_estm_p”というように、添え字“_p”を付加する。この場合、“前回値”は、制御装置20の過去の演算処理周期で既に得られた値のうちの最新値を意味する。また、“今回値”及び“前回値”を特にことわらない値は、今回値を意味する。

【0118】

図4を参照して、制御装置20は、まず、S100において、観測対象量検出手段22の処理を実行する。該観測対象量検出手段22は、前記車輪回転角速度センサ8-i(i=1,2,3,4)、ブレーキ圧センサ9-i(i=1,2,3,4)、ステアリング操舵角センサ10、変速機センサ11、アクセルセンサ12、ヨーレートセンサ13、前後加速度センサ14、横加速度センサ15等の各種センサの出力から、観測対象量の検出値1_sens、2_sens、Vw_i_sens(i=1,2,3,4)、_sens、dot_sens、Accy_sens、Accy_sens、Tq_i_sensを生成する。

【0119】

より詳しくは、車輪舵角検出値1_sens, 2_sensは、ステアリング操舵角センサ10の出力から車輪舵角検出手段22aにより生成される。ここで、本実施形態では、第1車輪2-1の実舵角1_actと、第2車輪2-2の実舵角2_actとは互いに同一であり、ひいては、1_sens = 2_sensであると見なす。そこで、以降、前輪2-1, 2-2の舵角1, 2を総称的に前輪舵角fと称し、車輪舵角検出値1_sens, 2_sensを総称的に前輪舵角検出値f_sensと言う。そして、車輪舵角検出手段22aは、ステアリング操舵角センサ10の出力値が示すステアリング操舵角の値(換算値)であるステアリング操舵角検出値h_sensから、ステアリング操舵角hと前輪舵角fとの間のあらかじめ設定された関係(モデルやマップ等)に基づいて、前輪2-1, 2-2の共通の舵角検出値としての前輪舵角検出値f_sens(= 1_sens = 2_sens)を求める。

【0120】

例えば前輪2-1, 2-2の実舵角1_act, 2_actが実ステアリング操舵角h_actにほぼ比例するように車両1の操舵機構が構成されている場合には、h_sensにあらかじめ設定された比例定数(所謂、オーバーオールステアリング比)を乗じることでf_sensが算出される。

【0121】

なお、操舵系の操舵機構が、パワー・ステアリング装置のように、操舵用アクチュエータを備える場合には、ステアリング操舵角検出値h_sensに加えて、あるいは、ステアリング操舵角検出値h_sensの代わりに、操舵用アクチュエータの動作状態、あるいはそれを規定する状態量を検出し、その検出値を用いて前輪舵角検出値f_sensを求めるようにしてもよい。

【0122】

また、より厳密な操舵系モデル等を用いて前輪2-1, 2-2のそれぞれの舵角検出値1_sens, 2_sensを個別に得るようにしてもよい。そして、前輪2-1, 2-2のそれぞれの舵角検出値1_sens, 2_sensの平均値(=(1_sens + 2_sens) / 2)を、前輪2-1, 2-2の実舵角1_act, 2_actを代表する前輪舵角検出値f_sensとして求めるようにしてもよい。

【0123】

車輪速度検出値Vw_i_sens(i=1,2,3,4)は、それぞれに対応する車輪回転角速度センサ8-iの出力から車輪速度検出手段22bにより生成される。具体的には、車輪速度検出手段22bは、各車輪2-i毎に、車輪回転角速度センサ8-iの出力値が示す角加速度の値(換算値)である車輪回転角速度検出値w_i_sensに、あらかじめ設定された第i車輪2-iの有効半径Rw_iの値を乗じることによって車輪速度検出値Vw_i_sens

10

20

30

40

50

を求める。

【0124】

ヨーレート検出値 $_sens$ 及びヨー角加速度検出値 dot_sens は、ヨーレートセンサ13の出力からヨーレート検出手段22c及びヨー角加速度検出手段22dによりそれぞれ生成される。すなわち、ヨーレート検出手段22cは、ヨーレートセンサ13の出力値が示す角速度の値(換算値)をヨーレート検出値 $_sens$ として生成する。また、ヨー角加速度検出手段22dは、このヨーレート検出値 $_sens$ を微分する(時間的変化率を求める)ことによって、あるいは、ヨーレートセンサ13の出力値を微分してなる値が示す角加速度の値(換算値)をヨー角加速度検出値 dot_sens として生成する。

【0125】

なお、ヨー角加速度検出値 dot_sens をヨーレートセンサ13とは別のセンサの出力から生成するようにすることも可能である。例えば、車両1のヨー軸方向に直交する方向(例えば車両1のロール軸方向又はピッチ軸方向)に間隔Laccを存して2つの加速度センサを車体1Bに搭載する。この場合、これらの2つの加速度センサは、該2つの加速度センサの間隔方向とヨー軸方向とに直交する方向の加速度に感応するように配置される。このようにした場合には、それらの2つの加速度センサのそれぞれの出力値が示す加速度検出値の差を、間隔Laccで除算することによって、ヨー角加速度検出値 dot_sens を生成することができる。

【0126】

車両重心前後加速度検出値 A_{ccx_sens} は、前後加速度センサ14の出力から前記前後加速度検出手段22eにより生成される。また、車両重心横加速度検出値 A_{ccy_sens} は、横加速度センサ15の出力から前記横加速度検出手段22fにより生成される。ここで、本実施形態では、車両1の重心点の位置があらかじめ特定されており、前後加速度センサ14及び横加速度センサ15は、その重心点に位置するように車体1Bに固定されている。なお、前後加速度センサ14及び横加速度センサ15は、一体構造の加速度センサ(2軸の加速度センサ)であってもよい。

【0127】

そして、前後加速度検出手段22eは、前後加速度センサ14の出力値が示す加速度の値(換算値)を車両重心前後加速度検出値 A_{ccx_sens} として生成する。また、横加速度検出手段22fは、横加速度センサ15の出力値が示す加速度の値(換算値)を車両重心横加速度検出値 A_{ccy_sens} として生成する。

【0128】

なお、前後加速度センサ14又は横加速度センサ15を車両1の重心点からずれた位置に配置した場合であっても、該センサ14又は15の出力値が示す加速度検出値を、前記ヨー角加速度検出値 dot_sens (又はヨーレート検出値 $_sens$ の微分値)に応じて補正することで、車両重心前後加速度検出値 A_{ccx_sens} 又は車両重心横加速度検出値 A_{ccy_sens} を生成することができる。例えば、前後加速度センサ14が、車両1の重心点から左側にLyの間隔を存する位置に配置されている場合には、前後加速度センサ14の出力値が示す加速度検出値(センサ14の位置の加速度の検出値)から、ヨー角加速度検出値 dot_sens (又はヨーレート検出値 $_sens$ の微分値)にLyを乗じてなる値を加算することにより、車両重心前後加速度検出値 A_{ccx_sens} を生成することができる。同様に、横加速度センサ15が、車両1の重心点から前側にLxの間隔を存する位置に配置されている場合には、横加速度センサ15の出力値が示す加速度検出値(センサ15の位置の加速度の検出値)に、ヨー角加速度検出値 dot_sens (又はヨーレート検出値 $_sens$ の微分値)にLxを乗じてなる値を減算することにより、車両重心横加速度検出値 A_{ccy_sens} を生成することができる。

【0129】

補足すると、前後加速度センサ14が検出する(感応する)加速度は、車両1に作用する外力の全体(合力)によって車両1の重心点に生じる加速度ベクトル(該外力の全体によって車両1の重心点に作用する並進力ベクトルを車両質量mで除算してなる加速度ベク

10

20

30

40

50

トル)のうちの、車体1Bの前後方向の成分(車体座標系のX軸方向成分)としての意味を持つ。この場合、前後加速度センサ14が感応する加速度は、実路面勾配角 slope_act が“0”であれば、本来の検出対象としての実車両重心前後加速度 Accx_act そのものとなる。一方、実路面勾配角 slope_act が“0”で無い場合には、前後加速度センサ14の感応方向である車体1Bの前後方向(X軸方向)が、水平面に対して slope_act の傾きを有することとなる。このため、前後加速度センサ14は、実車両重心前後加速度 Accx_act だけでなく、重力加速度のうちの、車体1Bの前後方向に平行な方向の加速度成分($= -g * \sin(\text{slope_act})$ 。g:重力加速度定数)にも感応する。従って、前後加速度センサ14の出力が示す加速度としての車両重心前後加速度検出値 Accx_sens は、実際には、実車両重心前後加速度 Accx_act に、重力加速度のうちの、車体1Bの前後方向に平行な方向の加速度成分を重畳してなる加速度($= \text{Accx_act} - g * \sin(\text{slope_act})$)の検出値となる($\text{slope_act} = 0$ の場合を含む)。

10

【0130】

上記と同様に、横加速度センサ15が検出する(感応する)加速度は、車両1に作用する外力の全体(合力)によって車両1の重心点に生じる加速度ベクトルのうちの、車体1Bの横方向の成分(車体座標系のY軸方向成分)としての意味を持つ。この場合、横加速度センサ15が感応する加速度は、実路面バンク角 bank_act が“0”であれば、本来の検出対象としての実車両重心横加速度 Accy_act そのものとなる。一方、実路面バンク角 bank_act が“0”で無い場合には、横加速度センサ15の感応方向である車体1Bの横方向(Y軸方向)が、水平面に対して bank_act の傾きを有することとなる。このため、横加速度センサ15は、実車両重心横加速度 Accy_act だけでなく、重力加速度のうちの、車体1Bの横方向に平行な方向の加速度成分($= g * \sin(\text{bank_act})$)にも感応する。従って、横加速度センサ15の出力が示す加速度としての車両重心横加速度検出値 Accy_sens は、実際には、実車両重心横加速度 Accy_act に、重力加速度のうちの、車体1Bの横方向に平行な方向の加速度成分を重畳してなる加速度($= \text{Accy_act} + g * \sin(\text{bank_act})$)の検出値となる($\text{bank_act} = 0$ の場合を含む)。

20

【0131】

以降の説明では、車両重心前後加速度 Accx と、重力加速度のうちの、車体1Bの前後方向に平行な方向の加速度成分($= -g * \sin(\text{slope})$)との和($= \text{Accx} - g * \sin(\text{slope})$)として定義される加速度(すなわち前後加速度センサ14が感応する加速度)を、センサ感応前後加速度 Accx_sensor という。同様に、車両重心横加速度 Accy と、重力加速度のうちの、車体1Bの横方向に平行な方向の加速度成分($= g * \sin(\text{bank})$)との和($= \text{Accy} + g * \sin(\text{bank})$)として定義される加速度(すなわち横加速度センサ15が感応する加速度)を、センサ感応横加速度 Accy_sensor という。センサ感応前後加速度 Accx_sensor は、 $\text{slope} = 0$ である場合に、車両重心前後加速度 Accx に一致し、センサ感応横加速度 Accy_sensor は、 $\text{bank} = 0$ である場合に、車両重心横加速度 Accy に一致する。従って、前後加速度検出手段22eが生成する前記車両重心前後加速度検出値 Accx_sens と、横加速度検出手段22fが生成する車両重心横加速度検出値 Accy_sens は、厳密には、それぞれ、センサ感応前後加速度 Accx_sensor 、センサ感応横加速度 Accy_sensor の検出値を意味する。

30

40

【0132】

車輪トルク検出値 Tq_i_sens ($i = 1, 2, 3, 4$)は、それぞれに対応するブレーキ圧センサ9-iの出力と、アクセルセンサ12及び変速機センサ11の出力とから車輪トルク検出手段22gにより生成される。具体的には、車輪トルク検出手段22gは、アクセルセンサ12の出力値が示すアクセルペダルの踏み込み量の検出値から、エンジン3の出力トルク(要求トルク)を認識すると共に、変速機センサ4aの出力値が示す変速機4aの変速比の検出値から、エンジン3と各車輪2-iとの間の減速比を認識する。そして、車輪トルク検出手段22gは、認識したエンジン3の出力トルクと、上記減速比とを基に、エンジン3から各車輪2-iに伝達される駆動トルク(車両1の駆動系によって各車輪2-iに付与される駆動トルク)を求める。また、ブレーキ圧センサ9-iの出力値が

50

示すブレーキ圧検出値を基に、各制動機構 7 - i から各車輪 2 - i に付与される制動トルク（車両 1 の制動系によって各車輪 2 - i に付与される制動トルク）を求める。そして、各車輪 2 - i 毎に、求めた駆動トルクと制動トルクとの総和のトルク（合成トルク）の値を、車輪トルク検出値 Tq_i_sens として算出する。

【 0 1 3 3 】

以上が、S 1 0 0 の処理（観測対象量検出手段 2 2 の処理）の詳細である。

【 0 1 3 4 】

なお、観測対象量検出手段 2 2 の処理において、センサの出力を、高周波ノイズ成分を除去するためのハイカットフィルタ等のフィルタに通した上で、各検出手段 2 2 a ~ 2 2 g に入力するようにしてもよい。あるいは、センサの出力をそのまま使用して得られた観測対象量の検出値を暫定的な検出値とし、その暫定的な検出値をハイカットフィルタ等のフィルタに通すことで、観測対象量の正式な検出値を生成するようにしてもよい。

10

【 0 1 3 5 】

また、特に車両重心横加速度検出値 $Accy$ については、車体 1 B のロール角（路面に対する車体 1 B のロール軸周りの相対傾斜角）を検出又は推定する手段（例えばサスペンションのストロークをセンサにより検出し、その検出値から車体 1 B のロール角を算出する手段）を備える場合には、車体 1 B のロール運動に伴う横加速度センサ 1 5 の出力の影響分（横加速度センサ 1 5 が車体 1 B のロール角だけ傾くことに起因して加速度センサ 1 5 に出力に含まれる重力加速度の影響分）を該ロール角の観測値を用いて推定し、その推定した影響分を横加速度センサ 1 5 の出力値が示す加速度検出値から差し引くことで、車両重心横加速度検出値 $Accy$ を得ることが望ましい。

20

【 0 1 3 6 】

以上の如く観測対象量検出手段 2 2 の処理を実行した後、制御装置 2 0 は、S 1 0 2 ~ S 1 1 6 の処理を車両モデル演算手段 2 4 により実行する。

【 0 1 3 7 】

以下、この処理を図 4 及び図 5 を参照して詳細に説明する。

【 0 1 3 8 】

図 5 に示すように、車両モデル演算手段 2 4 は、その機能として、各車輪 2 - i の接地荷重推定値 Fz_i_estm を求める車輪接地荷重推定部 2 4 a と、各車輪 2 - i の車輪座標系上車輪 2 次元路面反力 $Fsub_i$ の x 軸方向成分の推定値である駆動・制動力推定値 $Fsubx_i_estm$ 及び y 軸方向成分の推定値である横力推定値 $Fsuby_i_estm$ を求める車輪摩擦力推定部 2 4 b と、全路面反力合成並進力ベクトル Fg_total_estm 及び全路面反力合成ヨーモーメント Mgz_total_estm を求める合力算出部 2 4 c と、車両運動状態量推定値を求める車両運動推定部 2 4 d と、各車輪 2 - i の車輪進行速度ベクトル推定値 Vi_estm を求める車輪進行速度ベクトル推定部 2 4 e と、各車輪 2 - i の車輪速度推定値 Vw_i_estm を求める車輪運動推定部 2 4 f と、各車輪 2 - i の車輪横滑り角推定値 δ_i_estm を求める車輪横滑り角推定部 2 4 g と、各車輪 2 - i の車輪スリップ率推定値 λ_i_estm を求める車輪スリップ率推定部 2 4 h とを備える。

30

【 0 1 3 9 】

S 1 0 2 ~ S 1 1 6 の処理では、まず、S 1 0 2 において、車輪接地荷重推定部 2 4 a によって、各車輪 2 - i の接地荷重推定値 Fz_i_estm が算出される。

40

【 0 1 4 0 】

この場合、本実施形態では、車輪接地荷重推定部 2 4 a は、S 1 0 0 で得られた観測対象量の検出値のうちの車両重心前後加速度検出値 $Accx_sens$ と車両重心横加速度検出値 $Accy_sens$ とを用いて、次式 1 - 1 により、接地荷重推定値 Fz_i_estm ($i = 1, 2, 3, 4$) を算出する。

【 0 1 4 1 】

$$Fz_i_estm = Fz0_i + Wx_i * Accx_sens + Wy_i * Accy_sens \quad \dots \dots \text{式 1 - 1}$$

50

ここで、式 1 - 1 における $Fz0_i$ は、車両 1 が水平な路面上で停車（静止）している状態での第 i 車輪 2 - i の接地荷重 Fz_i の値（以下、接地荷重基準値という）、 Wx_i は車両重心前後加速度 $Accx$ に依存した第 i 車輪 2 - i の接地荷重 Fz_i の変化分（ $Fz0_i$ からの変化分）を規定する重み係数、 Wy_i は車両重心横加速度 $Accy$ に依存した第 i 車輪 2 - i の接地荷重 Fz_i の変化分（ $Fz0_i$ からの変化分）を規定する重み係数である。これらの $Fz0_i$, Wx_i , Wy_i の値は、あらかじめ設定された所定値である。

【 0 1 4 2 】

従って、式 1 - 1 は、車両 1 の重心点の加速度（ヨー軸方向に直交する方向の加速度）に伴う各車輪 2 - i の接地荷重 Fz_i の変化分（接地荷重基準値 $Fz0_i$ からの増減量）を、車両重心前後加速度検出値 $Accx_sens$ と車両重心横加速度検出値 $Accy_sens$ との線形結合によって求め、その変化分を接地荷重基準値 $Fz0_i$ に加えてなる値を接地荷重推定値 Fz_i_estm として算出する式である。

10

【 0 1 4 3 】

なお、車両重心前後加速度 $Accx$ 及び車両重心横加速度 $Accy$ と、接地荷重 Fz_i との関係のマッピング化しておき、車両重心前後加速度検出値 $Accx_sens$ と車両重心横加速度検出値 $Accy_sens$ とから、該マッピングに基づいて各車輪 2 - i の接地荷重推定値 Fz_i_estm を求めるようにしてもよい。

【 0 1 4 4 】

また、車両 1 の図示しないサスペンション装置の動特性を反映させて Fz_i_estm を求めるようにしてもよい。例えば、車両 1 のサスペンション装置の動特性を、車体 1 B のロール軸周りの回転運動（ロール運動）やピッチ軸周りの回転運動（ピッチ運動）と関連付けてモデル化しておく。そして、ロール運動やピッチ運動に係わる運動状態量、例えばロール軸周りの車体 1 B の傾斜角やその変化速度の観測値と、ピッチ軸周りの車体 1 B の傾斜角やその変化速度の観測値と、サスペンション装置の動特性を示す上記モデルとを用いて、サスペンション装置から各車輪 2 - i に作用する上下方向（ヨー軸方向）の並進力を推定する。そして、各車輪 2 - i 毎に、その推定した並進力と、該車輪 2 - i に作用する重力とを加え合わせることで、各車輪 2 - i の接地荷重推定値 Fz_i_estm を求める。このようにすると、接地荷重推定値 Fz_i_estm ($i = 1, 2, 3, 4$) の精度をより高めることができる。

20

【 0 1 4 5 】

また、各車輪 2 - i の接地荷重 Fz_i の変化が十分に微小なものと見なせる場合には、S 1 0 2 の処理を省略し、接地荷重推定値 Fz_i_estm をあらかじめ定めた所定値（例えば、前記接地荷重基準値 $Fz0_i$ ）に設定してもよい。

30

【 0 1 4 6 】

上記のように、車両重心前後加速度検出値 $Accx_sens$ と車両重心横加速度検出値 $Accy_sens$ とを使用せずに、接地荷重推定値 Fz_i_estm ($i = 1, 2, 3, 4$) を決定する場合には、車両モデル演算手段 2 4 への $Accx_sens$ 及び $Accy_sens$ の入力は不要である。

【 0 1 4 7 】

次いで、S 1 0 4 において、車輪進行速度ベクトル推定部 2 4 e によって、各車輪 2 - i の車輪進行速度ベクトル Vi_estm が算出される。

40

【 0 1 4 8 】

この場合、車輪進行速度ベクトル推定部 2 4 e は、前回の演算処理周期における後述する S 1 1 4 の処理（車両運動推定部 2 4 d による処理）により算出された車両運動状態量推定値（前回値）のうちの車両重心速度ベクトル推定値 Vg_estm_p ($= (Vgx_estm_p, Vgy_estm_p)^T$) と、ヨーレート推定値 $\dot{\gamma}_estm_p$ と、あらかじめ設定した各車輪位置ベクトル Pi ($= (Px_i, Py_i)^T$) とから、次式 1 - 2 により、各車輪進行速度ベクトル推定値 Vi_estm ($= (Vx_i_estm, Vy_i_estm)^T$) を算出する。

【 0 1 4 9 】

$$Vi_estm = Vg_estm_p + (-Py_i * \dot{\gamma}_estm_p, Px_i * \dot{\gamma}_estm_p)^T \quad \dots\dots \text{式 1 - 2}$$

50

ここで、式 1 - 2 の右辺の第 2 項は、車両 1 のヨー軸周りの回転運動（ヨーレートの値が estm_p となる回転運動）に起因して生じる、車両 1 の重心点に対する第 i 車輪 $2 - i$ の相対速度（ヨー軸方向に直交する方向の相対速度）を意味する。

【 0 1 5 0 】

なお、式 1 - 2 のヨーレート推定値（前回値） estm_p の代わりに、ヨーレート検出値 sens （前回値又は今回値）を使用してもよい。

【 0 1 5 1 】

次いで、S 1 0 6 において、車輪スリップ率推定部 2 4 h によって、各車輪 $2 - i$ の車輪スリップ率推定値 i_estm が算出される。

10

【 0 1 5 2 】

この場合、車輪スリップ率推定部 2 4 h は、S 1 0 0 で得られた観測対象量の検出値のうちの前輪舵角検出値（今回値） f_sens （ $= 1_sens = 2_sens$ ）と、前回の演算処理周期における後述する S 1 1 6 の処理（車輪運動推定部 2 4 f による演算処理）で算出された車輪速度推定値（前回値） $Vw_i_estm_p$ （ $i = 1, 2, 3, 4$ ）と、S 1 1 4 で算出された車輪進行速度ベクトル推定値（今回値） Vi_estm （ $i = 1, 2, 3, 4$ ）とから各車輪スリップ率推定値 i_estm を算出する。

【 0 1 5 3 】

具体的には、車輪スリップ率推定部 2 4 h は、まず、各車輪 $2 - i$ 毎に、車輪進行速度ベクトル推定値 Vi_estm を次式 1 - 3 により車輪座標系上に座標変換することによって、車輪座標系上車輪進行速度ベクトル推定値 $Vsub_i_estm$ を算出する。

20

【 0 1 5 4 】

$$Vsub_i_estm = Rot(-i_sens) * Vi_estm \quad \dots\dots \text{式 1 - 3}$$

この場合、式 1 - 3 において、前輪 $2 - 1, 2 - 2$ については、 $1_sens, 2_sens$ の値としては、前輪舵角検出値 f_sens が用いられる。また、本実施形態では、後輪 $2 - 3, 2 - 4$ は非操舵輪であるので、式 1 - 3 における $3_sens, 4_sens$ の値は“0”とされる。従って、後輪 $2 - 3, 2 - 4$ については、 $Vsub_3_estm = V3_estm, Vsub_4_estm = V4_estm$ であるので、式 1 - 3 の演算処理は省略してもよい。

30

【 0 1 5 5 】

なお、各車輪座標系上車輪進行速度ベクトル推定値 $Vsub_i_estm$ の y 軸方向成分推定値 $Vsuby_i_estm$ を後述の演算処理（S 1 0 8 の処理等）で使用しない場合には、各車輪座標系上車輪進行速度ベクトル推定値 $Vsub_i_estm$ の x 軸方向成分推定値 $Vsubx_i_estm$ だけを算出するようにしてもよい。

【 0 1 5 6 】

そして、車輪スリップ率推定部 2 4 h は、各車輪 $2 - i$ 毎に、上記の如く算出した車輪座標系上車輪進行速度ベクトル推定値 $Vsub_i_estm$ の x 軸方向成分推定値 $Vsubx_i_estm$ と、車輪速度推定値（前回値） $Vw_i_estm_p$ とから次式 1 - 4 により、車輪スリップ率推定値 i_estm を算出する。

40

【 0 1 5 7 】

$$i_estm = (Vsubx_i_estm - Vw_i_estm_p) / \max(Vsubx_i_estm, Vw_i_estm_p) \quad \dots\dots \text{式 1 - 4}$$

この場合、駆動輪である前輪 $2 - 1, 2 - 2$ に車両 1 の駆動系から駆動力を付与する車両 1 の加速時には、 $Vsubx_i_estm = Vw_i_estm_p$ となるので、 $i_estm = 0$ となる。また、各車輪 $2 - i$ に車両 1 の制動系から制動力を付与する車両 1 の減速時には、 $Vsubx_i_estm = -Vw_i_estm_p$ となるので、 $i_estm = 0$ となる。

【 0 1 5 8 】

50

なお、式 1 - 4 の車輪速度推定値 (前回値) $Vw_i_estm_p$ の代わりに、車輪速度検出値 w_i_sens (前回値又は今回値) を使用してもよい。このようにした場合には、詳細を後述する車輪運動推定部 2 4 f は不要である。

【 0 1 5 9 】

次いで、S 1 0 8 において、車輪横滑り角推定部 2 4 g によって、各車輪 2 - i の車輪横滑り角推定値 i_estm が算出される。

【 0 1 6 0 】

この場合、車輪横滑り角推定部 2 4 g は、S 1 0 0 で得られた観測対象量の検出値のうちの前輪舵角検出値 f_sens (= 1_sens = 2_sens) と、S 1 0 4 で算出された車輪進行速度ベクトル推定値 Vi_estm ($i = 1, 2, 3, 4$) とから各車輪横滑り角推定値 i_estm を算出する。

10

【 0 1 6 1 】

具体的には、車輪横滑り角推定部 2 4 g は、まず、各車輪 2 - i 毎に、車輪速度進行速度ベクトル推定値 Vi_estm の X 軸方向成分推定値 Vx_i_estm 及び Y 軸方向成分推定値 Vy_i_estm から次式 1 - 5 により、車輪位置横滑り角推定値 $0i_estm$ を算出する。

【 0 1 6 2 】

$$0i_estm = \tan^{-1} (Vy_i_estm / Vx_i_estm) \quad \dots\dots \text{式 1 - 5}$$

そして、車輪横滑り角推定部 2 4 g は、各車輪 2 - i 毎に、上記の如く算出した車輪位置横滑り角推定値 $0i_estm$ と、舵角検出値 i_sens とから次式 1 - 6 により、車輪横滑り角推定値 i_estm を算出する。

20

【 0 1 6 3 】

$$i_estm = 0i_estm - i_sens \quad \dots\dots \text{式 1 - 6}$$

この場合、式 1 - 6 において、前輪 2 - 1, 2 - 2 については、 1_sens , 2_sens の値としては、前輪舵角検出値 f_sens が用いられる。また、本実施形態では、後輪 2 - 3, 2 - 4 は非操舵輪であるので、式 1 - 6 における 3_sens , 4_sens の値は “ 0 ” とされる。従って、 $3_estm = 03_estm$ 、 $4_estm = 04_estm$ である。

30

【 0 1 6 4 】

なお、前記式 1 - 3 により算出される車輪座標系上車輪進行速度ベクトル推定値 $Vsub_i_estm$ の x 軸方向成分推定値 $Vsubx_i_estm$ と y 軸方向成分推定値 $Vsuby_i_estm$ とから次式 1 - 7 により車輪横滑り角推定値 i_estm を算出するようにしてもよい。

【 0 1 6 5 】

$$i_estm = \tan^{-1} (Vsuby_i_estm / Vsubx_i_estm) \quad \dots\dots \text{式 1 - 7}$$

次いで、S 1 1 0 において、車輪摩擦力推定部 2 4 b によって、各車輪 2 - i の車輪座標系上車輪 2 次元路面反力推定値 $Fsub_i$ (= ($Fsubx_i_estm$, $Fsuby_i_estm$)^T) が算出される。

40

【 0 1 6 6 】

ここで、車輪摩擦力推定部 2 4 b は、各車輪 2 - i の路面との間の滑りと、該車輪 2 - i に路面から作用する路面反力との関係を表現する摩擦特性モデルを備える。この摩擦特性モデルは、本実施形態では、各車輪 2 - i に路面から作用する摩擦力としての車輪座標系上車輪 2 次元路面反力 $Fsub_i$ のうちの駆動・制動力 $Fsubx_i$ と、横力 $Fsuby_i$ とをそれぞれ、次式 1 - 8, 1 - 9 の如く、第 i 車輪 2 - i の滑り状態を示す車輪スリップ率 i 及び車輪横滑り角 i と、接地荷重 Fz_i と、路面摩擦係数 μ とを入力パラメータとする関数として表現するモデルである。

【 0 1 6 7 】

50

$$F_{subx_i} = \text{func_fxi}(\delta_i, \beta_i, F_{z_i}, \mu) \quad \dots\dots \text{式 1 - 8}$$

$$F_{suby_i} = \text{func_fyi}(\delta_i, \beta_i, F_{z_i}, \mu) \quad \dots\dots \text{式 1 - 9}$$

この場合、式 1 - 8 の右辺の関数 $\text{func_fxi}(\delta_i, \beta_i, F_{z_i}, \mu)$ 、すなわち F_{subx_i} と、 δ_i 、 β_i 、 F_{z_i} 、及び μ との関係の規定する関数 func_fx_i は、本実施形態の例では、次式 1 - 8 a により表される。

【 0 1 6 8 】

$$\text{func_fx_i}(\delta_i, \beta_i, F_{z_i}, \mu) = \mu * C_{slp_i}(\delta_i) * C_{attx_i}(\beta_i) * F_{z_i} \quad \dots\dots \text{式 1 - 8 a} \quad 10$$

この式 1 - 8 a における $C_{slp_i}(\delta_i)$ は、車輪スリップ率 δ_i の変化に伴う駆動・制動力 F_{subx_i} の変化特性を規定する係数、 $C_{attx_i}(\beta_i)$ は、車輪横滑り角 β_i の変化（ひいては、横力 F_{suby_i} の変化）に伴う駆動・制動力 F_{subx_i} の変化特性を規定する係数である。 $C_{slp_i}(\delta_i)$ と δ_i との関係は、例えば図 6 (a) のグラフで示すように設定される。すなわち、該関係は、係数 $C_{slp_i}(\delta_i)$ が車輪スリップ率 δ_i に対して単調減少関数となるように設定される。より詳しくは、 $\delta_i > 0$ となる状況（車両 1 の減速時の状況）では、車輪スリップ率 δ_i の大きさが大きくなるに伴い、関数 func_fx_i の値（= 駆動・制動力 F_{subx_i} ）が負方向（制動力の増加方向）に変化し、且つ、 $\delta_i < 0$ となる状況（車両 1 の加速時の状況）では、車輪スリップ率 δ_i の大きさが大きくなるに伴い、関数 func_fx_i の値（= 駆動・制動力 F_{subx_i} ）が正方向（駆動力の増加方向）に変化するよう、 $C_{slp_i}(\delta_i)$ と δ_i との関係が設定されている。なお、図 6 (a) に示す関係では、係数 $C_{slp_i}(\delta_i)$ が車輪スリップ率 δ_i に対して飽和特性を有する。すなわち、 δ_i の絶対値が大きくなるほど、 δ_i の変化に対する $C_{slp_i}(\delta_i)$ の変化の割合（ $C_{slp_i}(\delta_i)$ を δ_i により微分してなる値）の大きさが小さくなる。 20

【 0 1 6 9 】

また、係数 $C_{attx_i}(\beta_i)$ と車輪横滑り角 β_i との関係は、例えば図 6 (b) のグラフで示すように設定される。すなわち、該関係は、車輪横滑り角 β_i の絶対値が“ 0 ”から大きくなるに伴い、係数 $C_{attx_i}(\beta_i)$ の値が“ 1 ”から“ 0 ”に近づくように設定される。換言すれば、車輪横滑り角 β_i の絶対値が大きくなるに伴い、関数 func_fx_i の値（= 駆動・制動力 F_{subx_i} ）の大きさが小さくなるように、 $C_{attx_i}(\beta_i)$ と β_i との関係が設定されている。これは、車輪横滑り角 β_i の絶対値が大きくなると、一般に横力 F_{suby_i} の大きさが増加し、ひいては、駆動・制動力 F_{subx_i} の大きさが小さくなるということに対応している。 30

【 0 1 7 0 】

従って、式 1 - 8 , 1 - 8 a により表される摩擦特性モデルは、第 i 車輪 2 - i の駆動・制動力 F_{subx_i} が、路面摩擦係数 μ と接地荷重 F_{z_i} とに比例し、且つ、車輪スリップ率 δ_i に対して F_{subx_i} が単調減少関数となり、且つ、車輪横滑り角 β_i の絶対値が大きくなるに伴い F_{subx_i} の大きさが小さくなるという関係を表すモデルである。 40

【 0 1 7 1 】

補足すると、このように式 1 - 8 , 1 - 8 a により表される摩擦特性モデルが、本発明における摩擦特性モデルのうちの第 1 モデルに相当する。

【 0 1 7 2 】

また、式 1 - 9 の右辺の関数 $\text{func_fyi}(\delta_i, \beta_i, F_{z_i}, \mu)$ 、すなわち F_{suby_i} と、 δ_i 、 β_i 、 F_{z_i} 、及び μ との関係の規定する関数 func_fyi は、本実施形態の例では、次式 1 - 9 a により表される。

【 0 1 7 3 】

$$\text{func_fy_i}(\delta_i, \beta_i, F_{z_i}, \mu) = \mu * C_{\beta_i}(\beta_i) * C_{atty_i}(\delta_i) * F_{z_i} \quad 50$$

.....式 1 - 9 a

この式 1 - 9 a における $C_{\beta_i}(\delta_i)$ は、車輪横滑り角 δ_i の変化に伴う横力 F_{suby_i} の変化特性を規定する係数、 $C_{\text{aty}_i}(\delta_i)$ は、車輪スリップ率 s_i の変化（ひいては、駆動・制動力 F_{subx_i} の変化）に伴う横力 F_{suby_i} の変化特性を規定する係数である。 $C_{\beta_i}(\delta_i)$ と δ_i との関係は、例えば図 7 (a) のグラフで示すように設定される。すなわち、該関係は、係数 $C_{\beta_i}(\delta_i)$ が車輪横滑り角 δ_i に対して単調減少関数となるように設定される。より詳しくは、 $\delta_i > 0$ となる状況（ $V_{\text{suby}_i} > 0$ となる状況）では、車輪横滑り角 δ_i の大きさが大きくなるに伴い、関数 $\text{func}_{\text{fy}_i}$ の値（＝横力 F_{suby_i} ）が負方向（第 i 車輪 2 - i の右向き）に増加し、且つ、 $\delta_i < 0$ となる状況（ $V_{\text{suby}_i} < 0$ となる状況）では、車輪横滑り角 δ_i の大きさが大きくなるに伴い、関数 $\text{func}_{\text{fy}_i}$ の値（＝横力 F_{suby_i} ）が正方向（第 i 車輪 2 - i の左向き）に増加するように、 $C_{\beta_i}(\delta_i)$ と δ_i との関係が設定されている。なお、図 7 (a) に示す関係では、係数 $C_{\beta_i}(\delta_i)$ が車輪横滑り角 δ_i に対して飽和特性を有する。すなわち、 δ_i の絶対値が大きくなるほど、 δ_i の変化に対する係数 $C_{\beta_i}(\delta_i)$ の変化の割合（ $C_{\beta_i}(\delta_i)$ を δ_i により微分してなる値）の大きさが小さくなる。

10

【 0 1 7 4 】

また、係数 $C_{\text{aty}_i}(\delta_i)$ と車輪スリップ率 s_i との関係は、例えば図 7 (b) のグラフで示すように設定される。すなわち、該関係は、車輪スリップ率 s_i の絶対値が “ 0 ” から大きくなるに伴い、係数 $C_{\text{aty}_i}(\delta_i)$ の値が “ 1 ” から “ 0 ” に近づくように設定される。換言すれば、車輪スリップ率 s_i の絶対値が大きくなるに伴い、関数 $\text{func}_{\text{fy}_i}$ の値としての横力 F_{suby_i} の大きさが小さくなるように、 $C_{\text{aty}_i}(\delta_i)$ と s_i との関係が設定されている。これは、車輪スリップ率 s_i の絶対値が大きくなると、一般に駆動・制動力 F_{subx_i} の大きさが増加し、ひいては、横力 F_{suby_i} の大きさが小さくなるということに対応している。

20

【 0 1 7 5 】

従って、式 1 - 9 , 1 - 9 a により表される摩擦特性モデルは、第 i 車輪 2 - i の横力 F_{suby_i} が、路面摩擦係数 μ と接地荷重 F_{z_i} とに比例し、且つ、車輪横滑り角 δ_i に対して F_{suby_i} が単調減少関数となり、且つ、車輪スリップ率 s_i の絶対値が大きくなるに伴い F_{suby_i} の大きさが小さくなるという関係を表すモデルである。

30

【 0 1 7 6 】

補足すると、このように式 1 - 9 , 1 - 9 a により表される摩擦特性モデルが、本発明における摩擦特性モデルのうちの第 2 モデルに相当する。

【 0 1 7 7 】

S 1 1 0 では、車輪摩擦力推定部 2 4 b は、上記の如く設定された摩擦特性モデルを用いて、各車輪 2 - i の車輪座標系上車輪 2 次元路面反力推定値 F_{sub_i} を求める。具体的には、車輪摩擦力推定部 2 4 b は、各車輪 2 - i 毎に、S 1 0 6 で算出された車輪スリップ率推定値 s_{i_estm} と、S 1 0 8 で算出された車輪横滑り角推定値 δ_{i_estm} と、S 1 0 2 で算出された接地荷重推定値 $F_{z_i_estm}$ と、前回の演算処理周期における後述する S 1 2 2 の処理（ μ 推定手段 2 6 による演算処理）で算出された路面摩擦係数推定値 μ_{estm_p} とをそれぞれ、前記関数 $\text{func}_{\text{fx}_i}(\delta_i, s_i, F_{z_i}, \mu)$ 及び $\text{func}_{\text{fy}_i}(\delta_i, s_i, F_{z_i}, \mu)$ の入力パラメータの値として用い、前記式 1 - 8 a の右辺の演算と、式 1 - 9 a の右辺の演算とを行う。そして、車輪摩擦力推定部 2 4 b は、式 1 - 8 a の演算により求められた関数 $\text{func}_{\text{fx}_i}$ の値を、車輪座標系上車輪 2 次元路面反力推定値 F_{sub_i} の x 軸方向成分推定値である駆動・制動力推定値 $F_{\text{subx}_i_estm}$ とする。また、車輪摩擦力推定部 2 4 b は、式 1 - 9 a の演算により求められた関数 $\text{func}_{\text{fy}_i}$ の値を、車輪座標系上車輪 2 次元路面反力推定値 F_{sub_i} の y 軸方向成分推定値である横力推定値 $F_{\text{suby}_i_estm}$ とする。この場合、式 1 - 8 a の右辺の演算に必要な係数 $C_{\text{slp}_i}(\delta_i)$ の値は、車輪スリップ率推定値 s_{i_estm} から、図 6 (a) に示した関係を表すマップに基づいて決定される。また、式 1 - 8 a の右辺の演算に必要な係数 $C_{\text{aty}_i}(\delta_i)$ の値は、車輪横滑り角推定値 δ_{i_es}

40

50

tmから、図6(b)に示した関係を表すマップに基づいて決定される。また、式1-9aの右辺の演算に必要なCbeta_i(*i*)の値は、車輪横スリップ率推定値 *i*_estmから、図7(a)に示した関係を表すマップに基づいて決定される。また、式1-9aの右辺の演算に必要な係数Cattx_i(*i*)の値は、車輪スリップ率推定値 *i*_estmから、図7(b)に示した関係を表すマップに基づいて決定される。

【0178】

以上により、各車輪2-iに作用する路面反力のうち、路面摩擦係数μに対する依存性を有する路面反力(摩擦力)の推定値として、の駆動・制動力推定値Fsubx_i_estmと横力推定値Fsuby_i_estmとが路面摩擦係数推定値μ_estmの最新値(前回値μ_estm_p)と、摩擦特性モデルとを用いて算出される。

10

【0179】

補足すると、本実施形態では、各車輪2-iの駆動・制動力Fsubx_iが、路面摩擦係数μに比例するように関数func_fx_iを設定したが、例えば、次式1-8bにより、関数func_fx_iを設定してもよい。

【0180】

$$\text{func_fx_i}(\quad, \quad, Fz_i, \mu) = \text{Cslp2_i}(\mu, \quad) * \text{Cattx_i}(\quad) * Fz_i$$

.....式1-8b

この式1-8bにおけるCslp2_i(μ, *i*)は、路面摩擦係数μ及び車輪スリップ率*i*の変化に伴う駆動・制動力Fsubx_iの変化特性を規定する係数であり、前記式1-8aにおけるμ * Cslp_i(*i*)をより一般化したものである。この場合、係数Cslp2_i(μ, *i*)と路面摩擦係数μ及び車輪スリップ率*i*との間の関係は、例えばマップ等によって図8のグラフで示すように設定される。この関係は、係数Cslp2_i(μ, *i*)が車輪スリップ率*i*に対して単調減少関数となると同時に、その絶対値が路面摩擦係数μに対して単調増加関数となるように設定される。なお、図8では、3種類の路面摩擦係数μの値に対応するCslp2_i(μ, *i*)のグラフを代表的に例示している。また、図8に示す関係では、係数Cslp2_i(μ, *i*)が車輪スリップ率*i*に対して飽和特性を持つ。すなわち、*i*の絶対値が大きくなると、*i*の増加に対する係数Cslp_i(μ, *i*)の変化率(Cslp_i(μ, *i*)を*i*により偏微分してなる値)の大きさが、*i*の絶対値の増加に伴い小さくなる。

20

30

【0181】

上記の如く関数func_fx_iを設定した場合には、各車輪2-iの駆動・制動力Fsubx_iと路面摩擦係数μとの間に非線形な関係を設定することができる。

【0182】

また、各車輪2-iの横力Fsuby_iに係わる関数func_fy_iについても、駆動力Fsubx_iに係わる関数func_fx_iの場合と同様に、式1-9aにおけるμ * Cbeta_i(*i*)の代わりに、路面摩擦係数μ及び車輪横滑り角*i*の変化に伴う横力Fsuby_iの変化特性を規定する係数Cbeta2_i(μ, *i*)を用いるようにしてもよい。

【0183】

また、各車輪2-iの横力Fsuby_iに係わる関数func_fy_iは、車輪スリップ率*i*の代わりに駆動・制動力Fsubx_iを入力パラメータとして構成してもよい。この場合において、Fsubx_iの値として、前記式1-8a又は式1-8bの関数func_fx_iにより前記した如く求めた駆動・制動力推定値Fsubx_i_estmを用いてもよいが、例えば次のように求められる駆動・制動力検出値Fsubx_i_sensを用いてもよい。すなわち、前記S100において、観測対象量検出手段22により生成された各車輪2-iの車輪トルク検出値Tq_i_sensと、車輪速度検出値Vw_i_sensとを基に、次式1-8cにより駆動・制動力検出値Fsubx_i_sensを求める。

40

【0184】

50

$$F_{subx_i_sens} = Tq_i_sens / R_{w_i} - V\dot{w}_{i_sens} * l_{w_i} / R_{w_i}^2 \quad \dots\dots \text{式 1 - 8 c}$$

式 1 - 8 c の右辺の $V\dot{w}_{i_sens}$ は、車輪速度検出値 $V_{w_i_sens}$ の時間的変化率（微分値）である。また、式 1 - 8 c における車輪有効半径 R_{w_i} 、車輪慣性モーメント l_{w_i} の値としてはあらかじめ設定された所定値が用いられる。なお、式 1 - 8 c の右辺の第 2 項は、車輪回転角速度センサ 8 - i の出力値が示す車輪回転角速度検出値 w_{i_sens} の微分値である \dot{w}_{i_sens} を用いる項 $\dot{w}_{i_sens} * l_{w_i} / R_{w_i}$ に置き換えてもよい。

【 0 1 8 5 】

図 4 の説明に戻って、次に、S 1 1 2 において、合力算出部 2 4 c によって、全路面反力合成並進力ベクトル推定値 $F_{g_total_estm}$ と全路面反力合成ヨーモーメント推定値 $M_{gz_total_estm}$ とが算出される。

10

【 0 1 8 6 】

この場合、合力算出部 2 4 c は、S 1 0 2 で算出された各車輪 2 - i の接地荷重推定値 $F_{z_i_estm}$ と、S 1 1 0 で算出された各車輪 2 - i の駆動・制動力推定値 $F_{subx_i_estm}$ 及び横力推定値 $F_{suby_i_estm}$ と、S 1 0 0 で得られた観測対象量の検出値のうちの前輪舵角検出値 $f_{sens} (= \dot{w}_{1_sens} = \dot{w}_{2_sens})$ とから、全路面反力合成並進力ベクトル推定値 $F_{g_total_estm}$ と全路面反力合成ヨーモーメント推定値 $M_{gz_total_estm}$ とを算出する。

【 0 1 8 7 】

具体的には、合力算出部 2 4 c は、まず、各車輪 2 - i 毎に、車輪座標系上 2 次元路面反力ベクトル推定値 $F_{sub_i_estm} (= (F_{subx_i_estm}, F_{suby_i_estm})^T)$ を、次式 1 - 1 0 により車体座標系上に座標変換することで 2 次元路面反力ベクトル推定値 $F_{i_estm} (= (F_{x_i_estm}, F_{y_i_estm})^T)$ を算出する。

20

【 0 1 8 8 】

$$F_{i_estm} = Rot (\dot{w}_{i_sens}) * F_{sub_i_estm} \quad \dots\dots \text{式 1 - 1 0}$$

この場合、式 1 - 1 0 において、前輪 2 - 1, 2 - 2 については、 $\dot{w}_{1_sens}, \dot{w}_{2_sens}$ の値としては、前輪舵角検出値 f_{sens} が用いられる。また、本実施形態では、後輪 2 - 3, 2 - 4 は非操舵輪であるので、式 1 - 1 0 における $\dot{w}_{3_sens}, \dot{w}_{4_sens}$ の値は“ 0 ”とされる。従って、後輪 2 - 3, 2 - 4 については、 $F_{3_estm} = F_{sub_3_estm}$ 、 $F_{4_estm} = F_{sub_4_estm}$ であるので、式 1 - 1 0 の演算処理は省略してもよい。

30

【 0 1 8 9 】

次いで、合力算出部 2 4 c は、次式 1 - 1 1 により全路面反力合成並進力ベクトル推定値 $F_{g_total_estm} (= (F_{gx_total_estm}, F_{gy_total_estm}, F_{gz_total_estm})^T)$ を算出すると共に、次式 1 - 1 2 により全路面反力合成ヨーモーメント推定値 $M_{gz_total_estm}$ を算出する。

【 0 1 9 0 】

$$F_{g_total_estm} = (F_{x_i_estm}, F_{y_i_estm}, F_{z_i_estm})^T \quad \dots\dots \text{式 1 - 1 1}$$

$$M_{gz_total_estm} = (\sum P_i \times F_{i_estm}) \quad \dots\dots \text{式 1 - 1 2}$$

40

なお、式 1 - 1 1, 1 - 1 2 における“ \sum ”は、全ての車輪 2 - i ($i = 1, 2, 3, 4$) についての総和を意味する。また、式 1 - 1 2 の右辺中の $\sum P_i \times F_{i_estm}$ は、第 i 車輪 2 - i の車輪位置ベクトル P_i と、2 次元路面反力ベクトル推定値 F_{i_estm} との外積であるから、第 i 車輪 2 - i の 2 次元路面反力ベクトル推定値 F_{i_estm} によって、車両 1 の重心点に発生するヨー軸周りのモーメントを意味する。

【 0 1 9 1 】

補足すると、 $F_{g_total_estm}$ のうちの、ヨー軸方向成分 $F_{gz_total_estm}$ の算出は省略してもよい。

【 0 1 9 2 】

50

次に、S 1 1 4において、車両運動推定部 2 4 e によって、車両運動状態量推定値としての車両重心前後速度推定値Vgx_estm、車両重心横滑り速度推定値Vgy_estm、ヨーレート推定値 _estm、車両重心前後加速度推定値Accx_estm、車両重心横加速度推定値Accy_estm等が算出される。

【 0 1 9 3 】

ここで、車両運動推定部 2 4 e は、車両 1 に作用する外力としての路面反力の合力と、該車両 1 の運動との関係を表す車両運動モデルを備えている。この車両運動モデルは、本実施形態では、次式 1 - 1 3 ~ 式 1 - 1 5 により表される。

【 0 1 9 4 】

Fgx_total = m * (Vgdot_x - Vgy *) 式 1 - 1 3

Fgy_total = m * (Vgdot_y + Vgx *) 式 1 - 1 4

Mgz_total = Iz * dot 式 1 - 1 5

10

式 1 - 1 3 , 1 - 1 4 は、それぞれ、車体座標系の X 軸方向、Y 軸方向における車両 1 の重心点の並進運動に関する動力学の方程式を表している。また、式 1 - 1 5 は車両 1 のヨー軸周りの回転運動に関する動力学の方程式を表している。なお、本実施形態での車両運動モデルは、車両 1 が走行している路面が水平面（路面バンク角 bank及び路面勾配角 slopeがいずれも“ 0 ”）であることを前提とするモデルである。

【 0 1 9 5 】

S 1 1 4 では、車両運動推定部 2 4 d は、上記式 1 - 1 3 ~ 1 - 1 5 により表される車両運動モデルと、S 1 1 2 で算出された全路面反力合成並進力ベクトル推定値 Fg_total_estm及び全路面反力合成ヨーモーメント推定値Mgz_total_estmとを用いて車両運動状態量推定値を算出する。なお、この場合、一部の車両運動状態量推定値については、それを算出するために、当該一部の車両運動状態量推定値の前回値も使用される。また、一部の車両運動状態量推定値については、S 1 0 0 で得られた検出値に近づけるように（該検出値から乖離しないように）、当該一部の車両運動状態量推定値が算出される。

20

【 0 1 9 6 】

具体的には、車両運動推定部 2 4 d は、前記式 1 - 1 3 ~ 1 - 1 5 に基づき得られる次式 1 - 1 3 a ~ 1 - 1 5 a により、それぞれ、車両重心前後速度変化率推定値Vgdot_x_estm、車両重心横滑り速度変化率推定値Vgdot_y_estm、ヨー角加速度推定値 dot_estmを算出する。さらに、車両運動推定部 2 4 d は、車両重心前後加速度Accx及び車両重心横加速度Accyの定義に従って、次式 1 - 1 6 a、1 - 1 7 a により、それぞれ、車両重心前後加速度推定値Accx_estm、車両重心横加速度推定値Accy_estmを算出する。

30

【 0 1 9 7 】

Vgdot_x_estm = Fgx_total_estm / m + Vgy_estm_p * _estm_p 式 1 - 1 3 a

Vgdot_y_estm = Fgy_total_estm / m - Vgx_estm_p * _estm_p 式 1 - 1 4 a

dot_estm = Mgz_total_estm / Iz 式 1 - 1 5 a

Accx_estm = Vgdot_x_estm - Vgy_estm_p * _estm_p 式 1 - 1 6 a

Accy_estm = Vgdot_y_estm + Vgx_estm_p * _estm_p 式 1 - 1 7 a

40

この場合、式 1 - 1 3 a ~ 1 - 1 5 a におけるFx_total_estmとFy_total_estmとMgz_total_estmとは、それぞれ S 1 1 2 で算出された値（今回値）、Vgy_estm_pとVgx_estm_pと _estm_pとは、それぞれ前回の演算処理周期における S 1 1 4 で求めた値（前回値）である。また、式 1 - 1 6 a におけるVgdot_x_estm、式 1 - 1 7 a におけるVgdot_y_estmは、それぞれ、式 1 - 1 3 a、1 - 1 4 a により算出された値（今回値）である。また、式 1 - 1 3 a 及び 1 - 1 4 a における車両質量mの値、並びに、式 1 - 1 5 a における車両ヨー慣性モーメントIzの値としては、あらかじめ設定された所定値が用いられる。

【 0 1 9 8 】

50

補足すると、式 1 - 13 a 及び式 1 - 14 a のヨーレート推定値（前回値） $_estm_p$ の代わりに、ヨーレート検出値 $_sens$ （前回値又は今回値）を使用してもよい。また、車両重心前後加速度推定値 $Accx_estm$ 、車両重心横加速度推定値 $Accy_estm$ は、それぞれ、式 1 - 13 a の右辺の第 1 項、式 1 - 14 a の右辺の第 1 項の演算により求めるようにしてもよい。すなわち、 $Accx_estm$ 、 $Accy_estm$ をそれぞれ、次式 1 - 16 b、1 - 17 b により算出してもよい。

【 0 1 9 9 】

$$Accx_estm = Fgx_total_estm / m \quad \dots\dots \text{式 1 - 16 b}$$

$$Accy_estm = Fgy_total_estm / m \quad \dots\dots \text{式 1 - 17 b}$$

10

次いで、車両運動推定部 2 4 d は、上記の如く求めた車両重心前後速度変化率推定値 $Vgdot_x_estm$ と、車両重心横滑り速度変化率推定値 $Vgdot_y_estm$ と、ヨー角加速度推定値 dot_estm と、車両重心前後速度推定値の前回値 Vgx_estm_p と、車両重心横滑り速度推定値の前回値 Vgy_estm_p と、ヨーレート推定値の前回値 $_estm_p$ とから、次式 1 - 18、1 - 19、1 - 20 により、それぞれ、車両重心前後速度推定値の暫定値としての車両重心前後速度暫定推定値 $Vgx_predict$ と、車両重心横滑り速度推定値の暫定値としての車両重心横滑り速度暫定推定値 $Vgy_predict$ と、ヨーレート推定値の暫定値としてのヨーレート暫定推定値 $_predict$ とを算出する。

【 0 2 0 0 】

20

$$Vgx_predict = Vgx_estm_p + Vgdot_x_estm * T \quad \dots\dots \text{式 1 - 18}$$

$$Vgy_predict = Vgy_estm_p + Vgdot_y_estm * T \quad \dots\dots \text{式 1 - 19}$$

$$_predict = _estm_p + dot_estm * T \quad \dots\dots \text{式 1 - 20}$$

なお、式 1 - 18 ~ 1 - 20 における T は、制御装置 2 0 の演算処理周期である。これらの式 1 - 18 ~ 1 - 20 の右辺は、それぞれ、 $Vgdot_x_estm$ の積分演算、 $Vgdot_y_estm$ の積分演算、 dot_estm の積分演算に相当する。

【 0 2 0 1 】

ここで、本実施形態においては、車両運動推定部 2 4 d は、推定する運動状態量のうち、ヨーレートに関して、ヨーレート推定値 $_estm$ を、ヨーレート検出値 $_sens$ に近づけるように（ $_sens$ から乖離しないように）決定する。また、車両運動推定部 2 4 d は、車両 1 の車速としての意味を持つ車両重心前後速度 Vgx についても、車両重心前後速度推定値 Vgx_estm を、車輪速度検出値 Vw_i_sens （ $i = 1, 2, 3, 4$ ）から認識される車両重心前後速度に近づけるように（当該認識される車両重心前後速度から乖離しないように）決定する。

30

【 0 2 0 2 】

そこで、車両運動推定部 2 4 d は、ヨーレートに関して、S 1 0 0 で得られたヨーレート検出値 $_sens$ と、上記の如く式 1 - 20 により算出したヨーレート暫定推定値 $_predict$ との偏差としてのヨーレート偏差 $estm_err$ を次式 1 - 21 により算出する。また、車両運動推定部 2 4 d は、車両重心前後速度 Vgx に関して、S 1 0 0 で得られた車輪速度検出値 Vw_i_sens （ $i = 1, 2, 3, 4$ ）のうちのいずれか 1 つである車輪速度選択検出値 $Vw_i_sens_select$ と、上記の如く式 1 - 18 により算出した車両前後速度暫定推定値 $Vgx_predict$ の偏差としての車速偏差 Vgx_estm_err を次式 1 - 22 により算出する。上記車輪速度選択検出値 $Vw_i_sens_select$ は、車輪速度検出値 Vw_i_sens （ $i = 1, 2, 3, 4$ ）に基づく実車速の検出値（実車両重心前後速度 Vgx_act の検出値）に相当するものとして、車輪速度検出値 Vw_i_sens （ $i = 1, 2, 3, 4$ ）から選択される値である。この場合、車両 1 の加速時には、車輪速度検出値 Vw_i_sens （ $i = 1, 2, 3, 4$ ）のうちの最も遅い車輪速度検出値が選択車輪速度検出値 $Vw_i_sens_select$ として選択される。また、車両 1 の減速時には、車輪速度検出値 Vw_i_sens （ $i = 1, 2, 3, 4$ ）のうちの最も

40

50

速い車輪速度検出値が、選択車輪速度検出値Vw_i_sens_selectとして選択される。

【0203】

$$\begin{aligned} \text{estm_err} &= _sens - _predict \quad \dots\dots \text{式 1 - 2 1} \\ \text{Vgx_estm_err} &= \text{Vw_i_sens_select} - \text{Vgx_predict} \quad \dots\dots \text{式 1 - 2 2} \end{aligned}$$

次いで、車両運動推定部24dは、次式1-23～1-25により、それぞれ、今回の演算処理周期における最終的な車両重心前後速度推定値Vgx_estm、車両重心横滑り速度推定値Vgy_estm、ヨーレート推定値 _estmを決定する。

【0204】

$$\begin{aligned} \text{Vgx_estm} &= \text{Vgx_predict} + \text{Kvx} * \text{Vgx_estm_err} \quad \dots\dots \text{式 1 - 2 3} \\ \text{Vgy_estm} &= \text{Vgy_predict} \quad \dots\dots \text{式 1 - 2 4} \\ _estm &= _predict + \text{K} * \text{estm_err} \quad \dots\dots \text{式 1 - 2 5} \end{aligned}$$

なお、式1-23におけるKvx、式1-25におけるKは、それぞれ、あらかじめ設定された所定値 (< 1) のゲイン係数である。

【0205】

これらの式1-23～1-25に示されるように、本実施形態では、前記式1-18により算出された車両重心前後速度暫定推定値Vgx_predict (車両運動モデル上での推定値) を、前記式1-22により算出された車速偏差Vgx_estm_errに応じて、該車速偏差Vgx_estm_errを“0”に近づけるようにフィードバック制御則 (ここでは比例則) により修正することによって、車両重心前後速度推定値Vgx_estmが決定される。また、前記式1-19により算出された車両重心横滑り速度暫定推定値Vgy_predict (車両運動モデル上での推定値) がそのまま車両重心横滑り速度推定値Vgy_estmとして決定される。また、前記式1-20により算出されたヨーレート暫定推定値 _predict (車両運動モデル上での推定値) を、前記式1-21により算出されたヨーレート偏差 _estm_errに応じて、該ヨーレート偏差 _estm_errを“0”に近づけるようにフィードバック制御則 (ここでは比例則) により修正することによって、ヨーレート推定値 _estmが決定される。このように、本実施形態では、車両運動モデル上の車両1の車速としての車両重心前後速度推定値Vgx_estmが、実車速の検出値としての車輪速度選択検出値Vw_i_sens_selectから乖離しないように (Vw_i_sens_selectと一致もしくはほぼ一致するように) 決定される。また、車両運動モデル上の車両1のヨーレートとしてのヨーレート推定値 _estmが、実ヨーレート _actの検出値としてのヨーレート検出値 _sensから乖離しないように (_sensと一致もしくはほぼ一致するように) 決定される。

【0206】

以上が、S114の処理 (車両運動推定部24dの処理) の詳細である。

【0207】

なお、本実施形態での車両運動推定部24dは、車両重心前後速度推定値Vgx_estmとヨーレート推定値 _estmとを、それぞれ、車輪速度選択検出値Vw_i_sens_select (実車速の検出値)、ヨーレート検出値 _sensから乖離しないように決定したが、いずれか一方、又は両方を、Vw_i_sens_select、 _sensに常に一致させるようにしてもよい。この場合には、Vgx_estm又は _estmを算出するための処理は不要である。

【0208】

また、車両運動推定部24dは車両運動状態量推定値として、Vgdot_x_estm、Vgx_estm、Vgdot_y_estm、Vgy_estm、 _estm、Accx_estm、Accy_estmを求めるようにしたが、必要に応じて、これら以外の車両運動状態量推定値をさらに求めるようにしてもよい。例えば、車両運動状態量推定値を利用して、車両重心横滑り角 gの制御を行うような場合には、車両重心横滑り角推定値 g_estmを算出するようにしてもよい。この場合には、上記の如く求めた車両重心前後速度推定値Vgx_estmと車両重心横滑り速度推定値Vgy_estmとか

10

20

30

40

50

ら、次式 1 - 2 6 により、車両重心横滑り角推定値 g_estm を算出することができる。

【 0 2 0 9 】

$$g_estm = \tan^{-1} (Vgy_estm / Vgx_estm) \quad \dots\dots \text{式 1 - 2 6}$$

また、車両運動推定部 2 4 d により求めた車両運動状態量推定値のうち、 $Accx_estm$ 、 $Accy_estm$ は、本実施形態では、それぞれ詳細を後述する勾配角推定手段 3 0、バンク角推定部 2 8 で使用するものであり、車両モデル演算手段 2 4 の処理では使用しない。従って、 $Accx_estm$ 、 $Accy_estm$ の算出は、それぞれ、勾配角推定手段 3 0、バンク角推定部 2 8 で行うようにしてもよい。

10

【 0 2 1 0 】

次に、図 4 の S 1 1 6 において、前記車輪運動推定部 2 4 f によって、各車輪 2 - i の車輪速度推定値 Vw_i_estm が算出される。

【 0 2 1 1 】

ここで、車輪運動推定部 2 4 f は、各車輪 2 - i に作用する力（車輪トルク Tq_i 及び駆動・制動力）と、該車輪 2 - i の回転運動との間の関係を表す車輪運動モデルを備えている。この車輪運動モデルは、本実施形態では、次式 1 - 2 7 により表現されるモデルである。

【 0 2 1 2 】

$$Tq_i - Fsubx_i * Rw_i = Iw_i * (Vw_dot_i / Rw_i) \quad \dots\dots \text{式 1 - 2 7}$$

20

なお、式 1 - 2 7 における “ Vw_dot_i ” は、第 i 車輪 2 - i の車輪速度 Vw_i の時間的変化率（微分値）であり、以降、車輪速度変化率という。また、式 1 - 2 7 の左辺は、車両 1 の駆動系及び制動系の一方又は両方から第 i 車輪 2 - i に付与される車輪トルク Tq_i と、第 i 車輪 2 - i の駆動・制動力 $Fsubx_i$ によって該車輪 2 - i に付与されるトルクとの合成トルクを意味する。

【 0 2 1 3 】

そして、車輪運動推定部 2 4 f は、まず、式 1 - 2 7 に基づき得られる次式 1 - 2 7 a によって、各車輪 2 - i の車輪速度変化率推定値 $Vw_dot_i_estm$ を算出する。

30

【 0 2 1 4 】

$$Vw_dot_i_estm = Rw_i * (Tq_i_sens - Fsubx_i_estm * Rw_i) / Iw_i \quad \dots\dots \text{式 1 - 2 7 a}$$

この場合、式 1 - 2 7 a の Tq_i_sens は、各車輪 2 - i について S 1 0 0 で得られた検出値（今回値）、 $Fsubx_i_estm$ は、各車輪 2 - i について S 1 1 0 で求められた値（今回値）である。なお、各車輪 2 - i の車輪有効半径 Rw_i 、車輪慣性モーメント Iw_i の値としては、あらかじめ設定された所定値が用いられる。

【 0 2 1 5 】

40

次いで、車輪運動推定部 2 4 f は、各車輪 2 - i 毎に、上記の如く求めた車輪速度変化率推定値 $Vw_dot_i_estm$ と、車輪速度推定値の前回値 $Vw_i_estm_p$ とから、次式 1 - 2 8 により、車輪速度推定値の暫定値としての車輪速度暫定推定値 $Vw_i_predict$ を算出する。

【 0 2 1 6 】

$$Vw_i_predict = Vw_i_estm_p + Vw_dot_i_estm * T \quad \dots\dots \text{式 1 - 2 8}$$

なお、式 1 - 2 8 は、 $Vw_dot_i_estm$ の積分演算に相当する。

【 0 2 1 7 】

ここで、本実施形態においては、車輪運動推定部 2 4 f は、車両運動推定部 2 4 d によ

50

るヨーレート推定値 $\dot{\psi}_{estm}$ 等の算出の場合と同様に、車輪速度推定値 Vw_i_estm を車輪速度検出値 Vw_i_sens に近づけるように (Vw_i_sens から乖離しないように) 決定する。

【0218】

そこで、車輪運動推定部24fは、各車輪2-i毎に、S110で得られた車輪速度推定値 Vw_i_sens と、上記の如く式1-28により算出した車輪速度暫定推定値 $Vw_i_predict$ との偏差としての車輪速度偏差 $Vw_i_estm_err$ を次式1-29により算出する。

【0219】

$$Vw_i_estm_err = Vw_i_sens - Vw_i_predict \quad \dots\dots \text{式 1 - 2 9}$$

10

次いで、車輪運動推定部24fは、各車輪2-i毎に、次式1-30により、今回の演算処理周期における最終的な車輪速度推定値 Vw_i_estm を決定する。

【0220】

$$Vw_i_estm = Vw_i_predict + Kwv * Vw_i_estm_err \quad \dots\dots \text{式 1 - 3 0}$$

なお、式1-30における Kwv は、あらかじめ設定された所定値 (< 1) のゲイン係数である。

【0221】

従って、本実施形態では、前記式1-28により算出された各車輪速度暫定推定値 $Vw_i_predict$ (車輪運動モデル上での推定値)を、前記式1-29により算出された車輪速度偏差 $Vw_i_estm_err$ に応じて、該車輪速度偏差 $Vw_i_estm_err$ を“0”に近づけるようにフィードバック制御則 (ここでは比例則)により修正することによって、各車輪速度推定値 Vw_i_estm が決定される。

20

【0222】

以上説明したS102~S116の処理が車両モデル演算手段24の処理の詳細である。

【0223】

次に、制御装置20は、S118において、バンク角推定手段28の処理を実行する。

【0224】

ここで、前記車両運動推定部24dは、車両1が走行している路面が水平面であると見なして構築された車両運動モデルを用いて車両運動状態量推定値を算出している。従って、前記車両重心横加速度推定値 $Accy_estm$ は、路面バンク角 $bank$ が“0”であるとの前提の下で車両運動モデルを用いて推定された、車両1の重心点の横方向 (車体座標系のY軸方向)の運動の加速度の値を意味する。

30

【0225】

一方、前記した如く、車両1が実際に走行している路面の実バンク角 $bank_act$ が“0”でない場合には、横加速度センサ15が感応する実際の加速度 (すなわち、実センサ感応横加速度 $Accy_sensor_act$)は、実車両重心横加速度 $Accy_act$ ($= Vgdot_y_act + Vgx_act * \sin(bank_act)$)に、重力加速度のうちの車両1の横方向に平行な方向の加速度成分 ($= g * \sin(bank_act)$)を重畳したものとなる。従って、車両重心横加速度検出値 $Accy_sens$ の誤差が無いとすると、次式2-1が成立する。

40

【0226】

$$\begin{aligned} Accy_sens &= Accy_sensor_act \\ &= Accy_act + g * \sin(bank_act) \quad \dots\dots \text{式 2 - 1} \end{aligned}$$

このため、横加速度センサ15の出力に基づく車両重心横加速度検出値 $Accy_sens$ ($=$ センサ感応横加速度 $Accy_sensor$ の検出値)と、車両運動モデルに基づく車両重心横加速度推定値 $Accy_estm$ との偏差 ($= Accy_sens - Accy_estm$ 。以降、車両重心横加速度偏差 Acc

50

y_estm_errという)は、路面の実バンク角 bank_actに依存し、定常状態では、重力加速度のうちの、車体1Bの横方向に平行な方向の加速度成分(= $g * \sin(\text{bank_act})$)に一致すると考えられる。

【0227】

そこで、本実施形態では、バンク角推定手段28により図9のフローチャートに示す処理を実行することによって、路面バンク角推定値 bank_estmを求める。

【0228】

以下説明すると、バンク角推定手段28は、S118-1において、次式2-2により、前記車両重心横加速度偏差Accy_estm_errを算出する。すなわち、前記図4のS100で横加速度検出手段22fが生成した車両重心横加速度検出値Accy_sensから、S114で車両運動推定部24eが算出した車両重心横加速度推定値Accy_estmを減じるこ

10

よって、Accy_estm_errが算出される。

$$\text{Accy_estm_err} = \text{Accy_sens} - \text{Accy_estm} \quad \dots\dots \text{式 2 - 2}$$

次いで、バンク角推定手段28は、S118-2において、路面バンク角推定値の暫定値としての路面バンク角暫定推定値 bank_preを算出する。この場合、バンク角推定手段28は、S118-1で求めた車両重心横加速度偏差Accy_estm_errから、次式2-3により bank_preを算出する。

20

【0230】

$$\text{bank_pre} = \sin^{-1}(\text{Accy_estm_err} / g) \quad \dots\dots \text{式 2 - 3}$$

次いで、バンク角推定手段28は、S118-3において、上記の如く算出した路面バンク角暫定推定値 bank_preを、ローパス特性(ハイカット特性)のフィルタに通すこと

によって、路面バンク角推定値 bank_estmを求める。

【0231】

以上がS118の処理(バンク角推定手段28の処理)の詳細である。

【0232】

次に、制御装置20は、S120において、勾配角推定手段30の処理を実行する。

30

【0233】

ここで、Accy_estmと同様に、前記車両重心前後加速度推定値Accx_estmは、路面勾配角 slopeが“0”であるとの前提の下で車両運動モデルを用いて推定された、車両1の重心点の前後方向(車体座標系のX軸方向)の運動の加速度の値を意味する。

【0234】

一方、路面バンク角 bankの場合と同様に、車両1が実際に走行している路面の実勾配角 slope_actが“0”でない場合には、前後加速度センサ14が感応する実際の加速度(すなわち、実センサ感応前後加速度Accx_sensor_act)は、実車両重心前後加速度Accx_act(= $Vgdot_x_act + Vgy_act * \sin(\text{slope_act})$)に、重力加速度のうちの、車体1Bの前後方向に平行な方向の加速度成分(= $-g * \sin(\text{slope_act})$)を重畳したものとなる。従って、車両重心前後加速度検出値Accx_sensの誤差が無いとすると、次式3-1が成立する。

40

【0235】

$$\begin{aligned} \text{Accx_sens} &= \text{Accx_sensor_act} \\ &= \text{Accx_act} - g * \sin(\text{slope_act}) \quad \dots\dots \text{式 3 - 1} \end{aligned}$$

このため、前後加速度センサ14の出力に基づく車両重心前後加速度検出値Accx_sens(=センサ感応前後加速度Accx_sensensorの検出値)と、車両運動モデルに基づく車両重心前後加速度推定値Accx_estmとの偏差(= $\text{Accx_sens} - \text{Accx_estm}$ 。以降、車両重心前後加

50

速度偏差 $Accx_estm_err$ という)は、路面の実勾配角 $slope_act$ に依存し、定常状態では、重力加速度のうちの、車体 1 B の前後方向に平行な方向の加速度成分 ($= -g * \sin(slope_act)$) に一致すると考えられる。

【 0 2 3 6 】

そこで、勾配角推定手段 3 0 の処理は、バンク角推定手段 2 8 と同様の処理により、路面勾配角推定値 $slope_estm$ を算出する。

【 0 2 3 7 】

具体的には、勾配角推定手段 3 0 は、図 1 0 のフローチャートに示す処理を実行することによって、路面勾配角推定値 $slope_estm$ を求める。

【 0 2 3 8 】

以下説明すると、勾配角推定手段 3 0 は、S 1 2 0 - 1 において、次式 3 - 2 により、前記車両重心前後加速度偏差 $Accx_estm_err$ を算出する。すなわち、前記図 4 の S 1 0 0 で前後加速度検出手段 2 2 e が生成した車両重心前後加速度検出値 $Accx_sens$ から、S 1 1 4 で車両運動推定部 2 4 e が算出した車両重心前後加速度推定値 $Accx_estm$ を減じることによって、 $Accx_estm_err$ が算出される。

【 0 2 3 9 】

$$Accx_estm_err = Accx_sens - Accx_estm \quad \dots\dots \text{式 3 - 2}$$

次いで、勾配角推定手段 3 0 は、S 1 2 0 - 2 において、路面勾配角推定値の暫定値としての路面勾配角暫定推定値 $slope_pre$ を算出する。この場合、勾配角推定手段 3 0 は、S 1 2 0 - 1 で求めた車両重心前後加速度偏差 $Accx_estm_err$ から、次式 3 - 3 により $slope_pre$ を算出する。

【 0 2 4 0 】

$$slope_pre = -\sin^{-1}(Accx_estm_err / g) \quad \dots\dots \text{式 3 - 3}$$

次いで、勾配角推定手段 3 0 は、S 1 2 0 - 3 において、上記の如く算出した路面バンク角暫定推定値 $slope_pre$ を、ローパス特性 (ハイカット特性) のフィルタに通すことによって、路面勾配角推定値 $slope_estm$ を求める。

【 0 2 4 1 】

以上が S 1 2 0 の処理 (勾配角推定手段 3 0 の処理) の詳細である。

【 0 2 4 2 】

次に、制御装置 3 0 は、S 1 2 2 において、 μ 推定手段 2 6 の処理を実行する。

【 0 2 4 3 】

この処理の詳細を説明する前に、まず、本実施形態における路面摩擦係数 μ の推定原理を説明しておく。

【 0 2 4 4 】

この場合、説明の便宜上、実際の車両 1 の動力学が、近似的に次式 4 - 1 によって表現されるものとする。

【 0 2 4 5 】

10

20

30

40

【数 1】

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} Vgy_act \\ \gamma_act \end{bmatrix} = \frac{1}{Vgx_act} * \begin{bmatrix} A11 & -Vgx_act^2 + A12s \\ A21 & A22 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} Vgy_act \\ \gamma_act \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B1 \\ B2 \end{bmatrix} * \delta f_act - \begin{bmatrix} g \\ 0 \end{bmatrix} * \sin(\theta bank_act)$$

.....式 4 - 1

ただし、 $A11 = -2 * (CPf + CPr) / m$

$$A12s = -2 * (Lf * CPf - Lr * CPr) / m$$

$$A21 = -2 * (Lf * CPf - Lr * CPr) / lz$$

$$A22 = -2 * (Lf^2 * CPf + Lr^2 * CPr) / lz$$

$$B1 = 2 * CPf / m$$

$$B2 = 2 * Lf * CPf / lz$$

CPf : 2 輪モデルの前輪のコーナリングパワー

CPr : 2 輪モデルの後輪のコーナリングパワー

10

20

【 0 2 4 6 】

この式 4 - 1 は、詳しくは実際の車両 1 の横滑り運動とヨー軸周りの回転運動とを、操舵輪としての前輪と、非操舵輪としての後輪とを 1 輪ずつ備えるモデル車両の動力学的な挙動として近似表現する、所謂 2 輪モデル（線形 2 輪モデル）と言われる動力学モデルを表している。なお、この 2 輪モデルにおける前輪のコーナリングパワー CPf は、実際の車両 1（4 輪車両）の前輪 2 - 1，2 - 2 の 1 輪当たりのコーナリングパワーに相当し、後輪のコーナリングパワー CPr は、実際の車両 1（4 輪車両）の後輪 2 - 3，2 - 4 の 1 輪当たりのコーナリングパワーに相当する。

【 0 2 4 7 】

ここで、実路面摩擦係数 μ_act の値が “ 1 ” となる基準路面における前輪 2 - 1，2 - 2 の 1 輪当たりのコーナリングパワー CPf を CPf0、該基準路面における後輪 2 - 3，2 - 4 の 1 輪当たりのコーナリングパワー CPr を CPr0 とおく。そして、任意の値の実路面摩擦係数 μ_act を有する路面における上記コーナリングパワー CPf，CPr のそれぞれと、該実路面摩擦係数 μ_act との間には、次式 4 - 2 a，4 - 2 b の如く、近似的に比例関係が成立する。

【 0 2 4 8 】

$$CPf = CPf0 * \mu_act \quad \dots\dots \text{式 4 - 2 a}$$

$$CPr = CPr0 * \mu_act \quad \dots\dots \text{式 4 - 2 b}$$

30

40

この式 4 - 2 a，4 - 2 b を前記式 4 - 1 に適用すると、式 4 - 1 は、次式 4 - 3 に書き換えられる。

【 0 2 4 9 】

【数2】

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} Vgy_act \\ \gamma_act \end{bmatrix} = \frac{1}{Vgx_act} * \begin{bmatrix} \mu_act * a11 & -Vgx_act^2 + \mu_act * a12s \\ \mu_act * a21 & \mu_act * a22 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} Vgy_act \\ \gamma_act \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mu_act * b1 \\ \mu_act * b2 \end{bmatrix} * \delta f_act - \begin{bmatrix} g \\ 0 \end{bmatrix} * \sin(\theta bank_act)$$

.....式4-3

ただし、 $a11 = -2 * (CPf0 + CPr0) / m$

$$a12s = -2 * (Lf * CPf0 - Lr * CPr0) / m$$

$$a21 = -2 * (Lf * CPf0 - Lr * CPr0) / Iz$$

$$a22 = -2 * (Lf^2 * CPf0 + Lr^2 * CPr0) / Iz$$

$$b1 = 2 * CPf0 / m$$

$$b2 = 2 * Lf * CPf0 / Iz$$

10

【0250】

以降、この式4-3（線形2輪モデルを表現する式）を基礎として、車両1のNSP（ニュートラル・ステア・ポイント）で発生するヨー軸周りのモーメント（すなわち前記NSPヨーモーメントMnsp）を利用して路面摩擦係数 μ を推定する手法に関して以下に説明する。

20

【0251】

まず、路面摩擦係数 μ の推定に係わる実NSPヨーモーメントMnsp_actの技術的意味合いと、該実NSPヨーモーメントMnsp_actの値を、これに関連する車両1の運動の状態量の観測値から特定する（推定する）手法とに関して説明する。

【0252】

式4-3の第1行の式の左辺は、実車両重心横滑り速度Vgy_actの微分値（時間的变化率）、すなわち、実車両重心横滑り速度変化率Vgdot_y_actを意味するものであるから、式4-3の第1行の式は、次式4-4に書き換えられる。

30

【0253】

$$Vgdot_y_act + Vgx_act * \gamma_act + g * \sin(\theta bank_act) = \mu_act * a11 * Vgy_act / Vgx_act + \mu_act * a12s * \gamma_act / Vgx_act + \mu_act * b1 * \delta f_act$$

.....式4-4

一方、前記車両重心横加速度Accyの定義（ $Accy = Vgdot_y + Vgx * \gamma$ ）と前記センサ感応横加速度Accy_sensorに関する前記の式2-1とから、次式4-5が得られる。

【0254】

40

$$Accy_sensor_act = Vgdot_y_act + Vgx_act * \gamma_act + g * \sin(\theta bank_act)$$

.....式4-5

この式4-5により、式4-4の左辺は実センサ感応横加速度Accy_sensor_actに一致することが判る。従って、式4-4、4-5から次式4-6が得られる。

【0255】

$$Accy_sensor_act = \mu_act * a11 * Vgy_act / Vgx_act + \mu_act * a12s * \gamma_act / Vgx_act + \mu_act * b1 * \delta f_act$$

50

.....式 4 - 6

なお、この式 4 - 6 の右辺は、各車輪 2 - i に路面から作用する実際の路面反力の合力によって、車両 1 の重心点に作用する並進力ベクトルのうちの車体 1 B の横方向の成分（すなわち、実全路面反力合成並進力ベクトル $F_{g_total_act}$ の X 軸方向成分 $F_{gy_total_act}$ ）を、車両質量 m で除算してなる値に相当するものである。従って、式 4 - 6 は、 $Accy_sensor_act (= Accy_act + g * \sin(bank_act))$ が、 $F_{gy_total_act} / m$ に一致するという関係を表すものである。

【 0 2 5 6 】

また、式 4 - 3 の第 2 行の式の左辺は、実ヨーレート $\dot{\psi}_{act}$ の微分値（時間的変化率）、すなわち、実ヨー角加速度 $\dot{\psi}_{act}$ を意味するものであるから、式 4 - 3 の第 2 行の式は、次式 4 - 7 に書き換えられる。

【 0 2 5 7 】

$$\begin{aligned} \dot{\psi}_{act} = & \mu_{act} * a_{21} * V_{gy_act} / V_{gx_act} \\ & + \mu_{act} * a_{22} * \dot{\psi}_{act} / V_{gx_act} + \mu_{act} * b_2 * f_{act} \end{aligned} \quad \dots\dots \text{式 4 - 7}$$

なお、この式 4 - 7 の右辺は、各車輪 2 - i に路面から作用する実際の路面反力の合力によって、車両 1 の重心点に作用するヨー軸周りのモーメント（すなわち、実全路面反力合成ヨーモーメント M_{gz_act} ）を、車両ヨー慣性モーメント I_z で除算してなる値に相当するものである。従って、式 4 - 7 は、 $\dot{\psi}_{act}$ が、 M_{gz_act} / I_z に一致するという関係を表すものである。

【 0 2 5 8 】

上記の式 4 - 6 , 4 - 7 を連立方程式として、 V_{y_act} を消去すると、次式 4 - 8 が得られる。

【 0 2 5 9 】

$$\begin{aligned} \dot{\psi}_{act} - (a_{21} / a_{11}) * Accy_sensor_act \\ = \mu_{act} * ((a_{22} - (a_{21} / a_{11}) * a_{12s}) * \dot{\psi}_{act} / V_{x_act} \\ + (b_2 - (a_{21} / a_{11}) * b_1) * f_{act}) \end{aligned} \quad \dots\dots \text{式 4 - 8}$$

ここで、NSP は、前記したように、 $\dot{\psi}_1 = \dot{\psi}_2 = 0$ として車両 1 が走行している状態で、車両重心横滑り角 ψ_g が発生したときに、全ての車輪 2 - i ($i = 1, 2, 3, 4$) にそれぞれ作用する横力 F_{suby_i} ($i = 1, 2, 3, 4$) の合力の着点（作用点）を意味する。このため、前記式 4 - 3 に表される車両 1 の動力学モデルでは、車両 1 の重心点と NSP との距離である前記車両重心・NSP 間距離 L_{nsp} と、前記基準路面のコーナリングパワー CP_{f0} , CP_{r0} との間に次式 4 - 9 の関係が成立する。

【 0 2 6 0 】

$$L_{nsp} = - (L_f * CP_{f0} - L_r * CP_{r0}) / (CP_{f0} + CP_{r0}) \quad \dots\dots \text{式 4 - 9}$$

さらに、この式 4 - 9 と、前記式 4 - 2 の但し書きに示した a_{11} , a_{21} の定義とから、次式 4 - 10 が得られる。

【 0 2 6 1 】

$$a_{21} / a_{11} = - L_{nsp} * m / I_z \quad \dots\dots \text{式 4 - 10}$$

そして、この式 4 - 10 を前記式 4 - 8 の左辺に適用することで、式 4 - 8 は、次式 4 - 11 に書き換えられる。

10

20

30

40

50

【 0 2 6 2 】

$$Iz * \dot{\theta}_{act} + L_{nsp} * m * Accy_sensor_act = \mu_{act} * p(\theta_{act}, f_{act}, Vx_{act}) \dots\dots式 4 - 1 1$$

ただし、

$$p(\theta_{act}, f_{act}, Vx_{act}) = Iz * ((a22 - (a21 / a11) * a12s) * \theta_{act} / Vx_{act} + (b2 - (a21 / a11) * b1) * f_{act}) \dots\dots式 4 - 1 2$$

式 4 - 1 1 の両辺は、いずれも、NSPでのヨー軸周りの実際モーメント（実NSPヨーモーメントMnsp_act）を意味する。すなわち、実NSPヨーモーメントMnsp_actは、次式 4 - 1 3 a, 4 - 1 3 b に示す如く、式 4 - 1 1 の左辺及び右辺に一致する。

【 0 2 6 3 】

$$Mnsp_act = Iz * \dot{\theta}_{act} + L_{nsp} * m * Accy_sensor_act \dots\dots式 4 - 1 3 a$$

$$Mnsp_act = \mu_{act} * p(\theta_{act}, f_{act}, Vx_{act}) \dots\dots式 4 - 1 3 b$$

式 4 - 1 3 a は、車両 1 の運動によって、NSPで発生するヨー軸周りの実慣性力モーメント（実慣性力のうちのモーメント成分）に釣り合う外力モーメント（実慣性力モーメントの符号を反転させたモーメント）として、実NSPヨーモーメントMnsp_actを表現したものである。なお、式 4 - 1 3 a の右辺の第 1 項は、車両 1 の運動によって、車両 1 の重心点で発生するヨー軸周りの実慣性力モーメントに釣り合う外力モーメント（すなわち実全路面反力合成ヨーモーメントMgz_total_act）に相当する。また、式 4 - 1 3 b の右辺の第 2 項は、車両 1 の運動によって、車両 1 の重心点で発生する車体座標系の Y 軸方向の実並進慣性力（実慣性力のうちの並進力成分）に釣り合う並進外力（すなわち実全路面反力合成並進力ベクトル Fg_total_act の、車体座標系の Y 軸方向成分Fgy_total_act）がNSPでのヨー軸周りに発生させるモーメント（=Lnspl * Fgy_total_act）に相当する。

【 0 2 6 4 】

また、式 4 - 1 3 b は、実路面摩擦係数 μ_{act} に依存して各車輪 2 - i に路面から作用する実際の路面反力の合力によって、NSPに作用するヨー軸周りの実モーメントとして、実NSPヨーモーメントMnsp_actを表現したものである。なお、式 4 - 1 2 により定義した $p(\theta_{act}, f_{act}, Vgx_{act})$ は、前記式 4 - 1 3 b から明らかなように、 μ_{act} の増加量に対するMnsp_actの増加量の比率（ μ_{act} によるMnsp_actの微分値）、換言すれば、 μ_{act} の変化に対するMnsp_actの感度（以降、 μ 感度という）としての意味を持つものである。また、別の言い方をすれば、 $p(\theta_{act}, f_{act}, Vgx_{act})$ は、 $\mu_{act} = 1$ である場合（実路面摩擦係数 μ_{act} が基準路面の摩擦係数に一致する場合）における実NSPヨーモーメントMnsp_actである。

【 0 2 6 5 】

ここで、上記式 4 - 1 3 a 及び式 4 - 1 3 b の右辺には、いずれも実車両重心横滑り速度Vgy_actや、実路面バンク角 bank_actが含まれない。従って、実NSPヨーモーメントMnsp_actは、その値が、実車両重心横滑り速度Vgy_actや、実路面バンク角 bank_actの値に直接的に依存せずに、規定されるものであることが判る。より詳しく言えば、実車両重心横滑り速度Vgy_actの変化、あるいは、実路面バンク角 bank_actの変化が生じると、その変化に起因して、前記式 4 - 1 3 a の右辺の第 1 項のモーメント成分と第 2 項のモーメント成分とが変化するものの、それらのモーメント成分の変化は基本的には互いに逆向きに生じる。このため、Vgy_actの変化、あるいは、bank_actの変化に起因する式 4 - 1 3 a の第 1 項及び第 2 項のそれぞれのモーメント成分の変化は、互いに相殺されるように発生する。その結果、実NSPヨーモーメントMnsp_actが、Vgy_actの変化、あるいは、bank_actの変化の影響を受け難いものとなる。

【 0 2 6 6 】

また、式 4 - 1 3 b から明らかのように、実 N S P ヨーモーメント M_{nsp_act} は、 μ 感度 p ($\dot{\gamma}_{act}$, f_{act} , V_{x_act}) が $p = 0$ となる状況において、 V_{gy_act} や $bank_act$ の値に直接的に依存せずに、実路面摩擦係数 μ_{act} と μ 感度 p とに依存して変化することが判る。

【 0 2 6 7 】

そして、上記式 4 - 1 3 a 及び式 4 - 1 3 b のうちの式 4 - 1 3 a に着目すると、車両 1 の運動の状態量としての実ヨー角加速度 $\dot{\gamma}_{act}$ と、実センサ感応横加速度 $Accy_sensor_act$ とを観測すれば、それらの観測値に基づいて、各車輪 2 - i に路面から作用する実際の路面反力（これは実路面摩擦係数 μ_{act} に依存する）の合力によって発生する実 N S P ヨーモーメント M_{nsp_act} の値を特定できることが判る。この場合、式 4 - 1 3 a の右辺には、実路面摩擦係数 μ_{act} が含まれないと共に、実車両重心横加速度 V_{gy_act} や実路面バンク角 $bank_act$ が含まれない。このため、実路面摩擦係数 μ_{act} や、実車両重心横加速度 V_{gy_act} 、実路面バンク角 $bank_act$ の観測値を必要とすることなく、実ヨー角加速度 $\dot{\gamma}_{act}$ 及び実センサ感応横加速度 $Accy_sensor_act$ の観測値から、実 N S P ヨーモーメント M_{nsp_act} の観測値を得ることができるとなる。

10

【 0 2 6 8 】

ここで、前記ヨー角加速度検出値 $\dot{\gamma}_{sens}$ が、実ヨー角加速度 $\dot{\gamma}_{act}$ の観測値、前記車両重心横加速度検出値 $Accy_sens$ が、実センサ感応横加速度 $Accy_sensor_act$ の観測値としての意味を持つ。そこで、式 4 - 1 3 a の右辺の $\dot{\gamma}_{act}$ 、 $Accy_sensor_act$ をそれぞれの観測値としての $\dot{\gamma}_{sens}$ 、 $Accy_sens$ で置き換えた式によって算出される値を、以降、N S P ヨーモーメント検出値 M_{nsp_sens} という。すなわち、 M_{nsp_sens} を次式 4 - 1 4 により定義する。

20

【 0 2 6 9 】

$$M_{nsp_sens} = I_z * \dot{\gamma}_{sens} + I_{nsp} * m * Accy_sens \quad \dots \dots \text{式 4 - 1 4}$$

この場合、ヨー角加速度検出値 $\dot{\gamma}_{sens}$ と、車両重心横加速度検出値 $Accy_sens$ とがそれぞれ、実ヨー角加速度検出値 $\dot{\gamma}_{act}$ 、実センサ感応横加速度 $Accy_sensor_act$ に精度よく合致すると仮定すると、 $M_{nsp_act} = M_{nsp_sens}$ となる。従って、ヨー角加速度検出値 $\dot{\gamma}_{sens}$ と、車両重心横加速度検出値 $Accy_sens$ とから、式 4 - 1 4 により、実 N S P ヨーモーメント M_{nsp_act} の観測値としての N S P ヨーモーメント検出値 M_{nsp_sens} を算出できることとなる。このようにして算出される N S P ヨーモーメント検出値 M_{nsp_sens} は、車両 1 に作用する実際の外力（実路面反力）の値や実路面摩擦係数 μ_{act} の値を必要とすることなく、車両 1 の運動の状態量の観測値を基に推定される M_{nsp} の値（検出値）としての意味を持つ。

30

【 0 2 7 0 】

次に、上記 N S P ヨーモーメント検出値 M_{nsp_sens} とは別に、車両 1 の適当な動力学モデルを基に、該モデル上の車両 1 の車輪に作用する路面反力を路面摩擦係数 μ の推定値を用いて推定し、その推定した路面反力の合力によって発生する N S P ヨーモーメント M_{nsp} の値を推定する処理に関して説明する。

40

【 0 2 7 1 】

ここで、本実施形態では、実際には、前記車両モデル演算手段 2 4 によって、摩擦特性モデルや車両運動モデルを用いて路面反力推定値が前記した如く算出される。そして、その路面反力の推定値から、後述するように N S P ヨーモーメント M_{nsp} の値を推定することができる。ただし、ここでの説明では、路面摩擦係数 μ の推定原理の説明のために、便宜上、前記車両モデル演算手段 2 4 とは別の車両モデル演算手段（以下、説明用車両モデル演算手段という）によって、前記式 4 - 3 で表される車両 1 の動力学モデルを用いて、車両 1 の運動状態量や路面反力の推定演算処理が所定の演算処理周期で逐次実行されるものとする。

【 0 2 7 2 】

50

この場合、説明用車両モデル演算手段には、各演算処理周期において、前輪舵角検出値 f_sens 、ヨーレート検出値 $_sens$ 、車速の観測値としての車両重心前後速度推定値 Vgx_estm 、路面摩擦係数推定値 μ_estm 、及び路面バンク角推定値 $bank_estm$ の最新値（前回値又は今回値）が、それぞれ、式 4 - 3 の右辺の f_act 、 $_act$ 、 Vgx_act 、 μ_act 、 $bank_act$ の観測値として入力されるものとする。なお、ここでの Vgx_estm 、 μ_estm 、及び $bank_estm$ は、任意の適当な手法によって得られた観測値を意味するものである。また、前記式 4 - 3 におけるパラメータ $a11$ 、 $a12s$ 、 $a21$ 、 $a22$ 、 $b1$ 、 $b2$ の値は、あらかじめ設定されているものとする。

【 0 2 7 3 】

そして、説明用車両モデル演算手段は、以下に示す推定演算処理を実行するものとする。すなわち、説明用車両モデル演算手段は、前記式 4 - 3 の第 1 行の式における $_act$ 等の実際の値を、推定値又は検出値で置き換えてなる次式 5 - 1 によって、車両重心横滑り速度 Vgy の時間的变化率（微分値）の推定値である車両重心横滑り速度変化率推定値 $Vgdot_y_estm$ を算出する。

10

【 0 2 7 4 】

$$Vgdot_y_estm = \mu_estm * a11 * Vgy_estm_p / Vgx_estm + \mu_estm * a12s * _sens / Vgx_estm + \mu_estm * b1 * f_sens - Vgx_estm * _sens - g * \sin (bank_estm)$$

..... 式 5 - 1

20

なお、式 5 - 1 の右辺の第 1 項の演算に必要な車両重心横滑り速度推定値 Vgy_estm_p は、説明用車両モデル演算手段が既に算出した Vgy_estm のうちの最新値としての前回値である。

【 0 2 7 5 】

この場合、式 5 - 1 の右辺から第 4 項及び第 5 項を除去したものは、各車輪 2 - i の路面反力の合力によって車両 1 の重心点に作用する並進力ベクトルのうちの車体 1 B の横方向の成分の推定値（すなわち、全路面反力合成並進力ベクトル Fg_total の Y 軸方向成分の推定値 Fgy_total_estm ）を、車両質量 m で除算してなる値としての意味を持つ。また、右辺の第 4 項は、車両 1 の旋回運動に伴う遠心力に起因して該車両 1 の重心点に生じる加速度の推定値、第 5 項は、重力加速度のうちの、車体 1 B の横方向の加速度成分の推定値を意味する。

30

【 0 2 7 6 】

従って、式 5 - 1 は、 μ_estm 、 Vgy_estm_p 、 Vgx_estm 、 $_sens$ 、 f_sens を基に、 Fgy_total_estm / m を算出し、この算出した Fgy_total_estm / m の値から、車両 1 の重心点に作用する遠心力の加速度の推定値（ $= Vgx_estm * _sens$ ）と、重力加速度のうちの、車体 1 B の横方向の加速度成分の推定値（ $= g * \sin (bank_estm)$ ）とを減算することによって、車両重心横滑り速度変化率推定値 $Vgdot_y_estm$ を算出する処理を示している。

【 0 2 7 7 】

そして、説明用車両モデル演算手段は、上記の如く求めた車両重心横滑り速度変化率推定値 $Vgdot_y_estm$ と、車両重心横滑り速度推定値の前回値 Vgy_estm_p とから、 $Vgdot_y_estm$ の積分演算を示す次式 5 - 2 により、新たな車両重心横滑り速度推定値 Vgy_estm （今回値）を算出する。なお、式 5 - 2 における T は、説明用車両モデル演算手段の演算処理周期である。

40

【 0 2 7 8 】

$$Vgy_estm = Vgy_estm_p + Vgdot_y_estm * T$$

..... 式 5 - 2

このようにして算出された Vgy_estm が、次回の演算処理周期で、新たな車両重心横滑り

50

速度変化率Vgdot_y_estmを算出するために使用される。

【 0 2 7 9 】

さらに、説明用車両モデル演算手段は、車両 1 の横加速度センサ 1 5 が感応する実加速度（すなわち実センサ感応横加速度Accy_sensor_act）の推定値であるセンサ感応横加速度推定値Accy_sensor_estmを、次式 5 - 3 により（換言すれば式 5 - 1 の右辺の第 1 項～第 3 項までの演算により）算出する。

【 0 2 8 0 】

$$\begin{aligned} \text{Accy_sensor_estm} = & \mu_estm * a11 * \text{Vgy_estm_p} / \text{Vgx_estm} \\ & + \mu_estm * a12s * _sens / \text{Vgx_estm} + \mu_estm * b1 * f_sens \end{aligned} \quad 10$$

..... 式 5 - 3

ここで、この式 5 - 3 について補足すると、前記式 4 - 5 から明らかなように、次式 5 - 4 が成立する。

【 0 2 8 1 】

$$\text{Accy_sensor_estm} = \text{Vgdot_y_estm} + \text{Vgx_estm} * _sens + g * \sin(\text{bank_estm}) \quad \text{..... 式 5 - 4}$$

そして、この式 5 - 4 と、前記式 5 - 1 とから明らかなように、式 5 - 4 の右辺は、式 5 - 1 の右辺の第 1 項～第 3 項の和に一致する。従って、センサ感応横加速度推定値Accy_sensor_estmを前記式 5 - 3 により算出することができることとなる。 20

【 0 2 8 2 】

さらに、式 5 - 3 の右辺は、各車輪 2 - i の路面反力の合力によって車両 1 の重心点に作用する並進力ベクトルのうちの車体 1 B の横方向の成分の推定値（すなわち、全路面反力合成並進力ベクトル Fg_totalの Y 軸方向成分の推定値Fgy_total_estm）を、車両質量 m で除算してなる値としての意味を持つ。従って、式 5 - 3 は、 μ_estm 、 Vgy_estm_p 、 Vgx_estm 、 $_sens$ 、 f_sens を基に、 $\text{Fgy_total_estm} / m$ を算出し、この算出された $\text{Fgy_total_estm} / m$ をAccy_sensor_estmとして得る処理を示している。

【 0 2 8 3 】

また、説明用車両モデル演算手段は、前記式 4 - 3 の第 2 行の式における $_act$ 等の実際の値を、推定値又は検出値で置き換えてなる次式 5 - 5 によって、ヨー角加速度 dot の時間的変化率（微分値）の推定値であるヨー角加速度推定値 dot_estmを算出する。

【 0 2 8 4 】

$$\begin{aligned} \text{dot_estm} = & \mu_estm * a21 * \text{Vgy_estm_p} / \text{Vgx_estm} \\ & + \mu_estm * a22 * _sens / \text{Vgx_estm} + \mu_estm * b2 * f_sens \end{aligned} \quad \text{..... 式 5 - 5}$$

この式 5 - 5 の右辺は、各車輪 2 - i の路面反力の合力によって車両 1 の重心点に作用するヨー軸周りのモーメントの推定値（すなわち、全路面反力合成ヨーモーメント推定値Mgz_estm）を、車両ヨー慣性モーメントIzで除算してなる値を求める演算処理を意味する。従って、式 5 - 5 は、 μ_estm 、 Vgy_estm_p 、 Vgx_estm 、 $_sens$ 、 f_sens を基に $\text{Mgz_estm} / Iz$ を算出し、その算出した $\text{Mgz_estm} / Iz$ の値をヨー角加速度推定値 dot_estmとして得る処理を示している。 40

【 0 2 8 5 】

ここで、前記式 5 - 3 , 5 - 5 を連立方程式として、 Vgy_estm を消去し、さらに、前記式 4 - 10 を適用することで、次式 5 - 6 が得られる。

【 0 2 8 6 】

$$Iz * \dot{\theta}_{estm} + L_{nsp} * m * Accy_sensor_estm = \mu_estm * p(\theta_sens, f_sens, Vgx_estm) \quad \dots \text{式 5 - 6}$$

ただし、

$$p(\theta_sens, f_sens, Vgx_estm) = Iz * ((a22 - (a21 / a11) * a12s) * \theta_sens / Vgx_estm + (b2 - (a21 / a11) * b1) * f_sens) \quad \dots \text{式 5 - 7}$$

なお、式 5 - 7 により定義される $p(\theta_sens, f_sens, Vgx_estm)$ は、 θ 、 f 、 Vgx の観測値 θ_sens 、 f_sens 、 Vgx_estm から算出した μ 感度の値を意味する。以降の説明では、 μ 感度 p は、特にことわらない限り、この式 5 - 7 により定義される $p(\theta_sens, f_sens, Vgx_estm)$ を意味するものとする。式 5 - 7 により定義される μ 感度 p は、より一般的に言えば、 θ_sens と f_sens との線形結合によって算出される μ 感度の値である。この場合、この線形結合において、 θ_sens と、 f_sens とにそれぞれに掛かる係数を $A1$ 、 $A2$ とおくと ($p = A1 * \theta_sens + A2 * f_sens$ とおくと)、 $A1 = Iz * ((a22 - (a21 / a11) * a12s) / Vgx_estm$ 、 $A2 = (b2 - (a21 / a11) * b1)$ である。従って、該係数 $A1$ 、 $A2$ は、それらの比率 $A2 / A1$ が、車両 1 の車速の観測値としての Vgx_estm に応じて変化する ($A2 / A1$ が Vgx_estm に比例して変化する) ように設定される係数であると言える。また、別の言い方をすれば、式 5 - 7 による θ_sens と f_sens との線形結合は、前記式 4 - 3 の線形 2 輪車両モデルにおいて、路面摩擦係数 μ_act を一定値と仮定した場合に、 θ_act 、 f_act 、 Vgx_act の値として、それらの観測値 (検出値) θ_sens 、 f_sens 、 Vgx_estm を用いて特定される実 NSP ヨーモーメント M_{nsp_act} の値に、当該線形結合により算出される μ 感度 p の値が比例するものとなるように構築された線形結合であると言える。

【 0 2 8 7 】

補足すると、本実施形態では、前記したようにヨーレート推定値 $\dot{\theta}_{estm}$ は、ヨーレート検出値 $\dot{\theta}_{sens}$ と一致もしくはほぼ一致するように決定される。従って、上記式 5 - 7 の右辺における $\dot{\theta}_{sens}$ を $\dot{\theta}_{estm}$ に置き換えた式を、 μ 感度 p の値を求めるための定義式として用いてもよい。

【 0 2 8 8 】

上記式 5 - 6 の両辺は、いずれも、NSP でのヨー軸周りのモーメントの推定値 (前記式 4 - 3 を前提とするモデル上でのモーメントの値) である NSP ヨーモーメント推定値 M_{nsp_estm} を意味する。すなわち、NSP ヨーモーメント推定値 M_{nsp_estm} は、次式 5 - 8 a、5 - 8 b に示す如く、式 5 - 6 の左辺及び右辺に一致する。

【 0 2 8 9 】

$$M_{nsp_estm} = Iz * \dot{\theta}_{estm} + L_{nsp} * m * Accy_sensor_estm \quad \dots \text{式 5 - 8 a}$$

$$M_{nsp_estm} = \mu_estm * p(\theta_sens, f_sens, Vgx_estm) \quad \dots \text{式 5 - 8 b}$$

式 5 - 8 a は、モデル上での車両 1 の運動によって NSP でのヨー軸周りに発生する慣性力モーメントに釣り合うモーメント (該慣性力モーメントの符号を反転させたモーメント) の推定値として、NSP ヨーモーメント推定値 M_{nsp_estm} を表現したものである。また、式 5 - 8 b は、 μ_estm に依存する各車輪 2 - i の路面反力の合力 (モデル上での路面反力の合力) によって NSP で発生するヨー軸周りのモーメントの推定値として、NSP ヨーモーメント推定値 M_{nsp_estm} を表現したものである。

【 0 2 9 0 】

この場合、式 5 - 8 a、5 - 8 b のうちの、式 5 - 8 b により算出される NSP ヨーモーメント推定値 M_{nsp_estm} は、路面摩擦係数推定値 μ_estm に依存して算出されるものであるから、該 M_{nsp_estm} には路面摩擦係数推定値 μ_estm の誤差の影響が反映される。また、式 5 - 8 b の右辺には、車両重心横加速度推定値 Vgy_estm や路面バンク角推定値 $bank_estm$ が直接的には含まれない。このため、式 5 - 8 b によって算出される NSP ヨーモーメント推定値 M_{nsp_estm} は、実 NSP ヨーモーメント M_{nsp_act} に関して説明した場合と同

様に、車両重心横加速度推定値 Vgy_estm や路面バンク角推定値 $bank_estm$ の誤差の影響を直接的に受けないこととなる。

【0291】

そこで、説明用車両モデル演算手段は、式5-8bにより、NSPヨーモーメント推定値 $Mnsp_estm$ を算出する。このようにして算出されるNSPヨーモーメント推定値 $Mnsp_estm$ は、それを一般化して言えば、車両1の動力学モデルを基に、 μ_estm に依存して算出される $Mnsp_act$ の推定値(より詳しくは、 μ_estm が正確であると仮定して算出される $Mnsp_act$ の推定値)としての意味を持つ。

【0292】

以上が、説明用車両モデル演算手段の処理である。補足すると、以上の説明用車両モデル演算手段では、路面摩擦係数 μ の推定原理の説明の便宜上、車両重心横滑り速度変化率推定値 $Vgdot_y_estm$ や、車両重心横滑り速度推定値 Vgy_estm 、ヨー角加速度推定値 dot_estm 、センサ感応横加速度推定値 $Accy_sensor_estm$ を算出するものとしたが、前記式4-3により表される動力学モデル(線形2輪車両モデル)を前提として、前記式5-8bによりNSPヨーモーメント推定値 $Mnsp_estm$ を算出する上では、前記5-7及び5-8bから明らかなように、 $Vgdot_y_estm$ や、 Vgy_estm 、 dot_estm 、 $Accy_sensor_estm$ は不要である。また、前記式4-3により表される動力学モデルを前提とする場合には、前記式5-8aの右辺の演算結果の値と、式5-8bの右辺の演算結果とは同じ値になるので、式5-8aにより、 $Mnsp_estm$ を算出してよい。

【0293】

次に、前記式4-14により得られるNSPヨーモーメント検出値 $Mnsp_sens$ と、前記式5-8bにより算出されるNSPヨーモーメント推定値 $Mnsp_estm$ とを基に、路面摩擦係数 μ を推定する手法を考察する。前記した如く、 $Mnsp_sens$ は、車両1に外力として作用する路面反力の値、あるいは、路面摩擦係数 μ の値を必要とすることなく、車両1の運動の状態量の観測値(dot_sens , $Accy_sens$)に基づいて得られる $Mnsp_act$ の観測値(検出値)としての意味を持つ。また、 $Mnsp_estm$ は、車両1の動力学モデルを基に、 μ_estm を用いて算出される $Mnsp_act$ の観測値(推定値)としての意味を持つ。従って、 $Mnsp_sens$ と $Mnsp_estm$ との偏差は、 μ_act に対する μ_estm の誤差と相関性を有すると考えられる。

【0294】

ここで、ヨーレート検出値 $\dot{\theta}_sens$ 、ヨー角加速度検出値 $dot\theta_sens$ 、前輪舵角検出値 f_sens 、車両重心前後速度推定値 Vgx_estm (車速推定値)、車両重心横加速度検出値 $Accy_sens$ が、それぞれ、実ヨーレート $\dot{\theta}_act$ 、実ヨー角加速度 $dot\theta_act$ 、実前輪舵角検出値 f_act 、実車両重心前後速度 Vgx_act 、実センサ感応横加速度 Acc_sensor_act に精度よく合致するものと仮定する。このとき、前記式4-11から、次式6-1が得られる。

【0295】

$$Iz * \dot{\theta}_sens + Lns * m * Accy_sens = \mu_act * p(\dot{\theta}_sens, f_sens, Vgx_estm) \quad \dots\dots \text{式6-1}$$

そして、この式6-1と、前記式4-14、式5-6、式5-8bから、次式6-2が得られる。

【0296】

$$\begin{aligned} Mnsp_sens - Mnsp_estm &= (Iz * \dot{\theta}_sens + Lns * m * Accy_sens) \\ &\quad - (Iz * \dot{\theta}_estm + Lns * m * Accy_sensor_estm) \\ &= (\mu_act - \mu_estm) * p(\dot{\theta}_sens, f_sens, Vgx_estm) \end{aligned} \quad \dots\dots \text{式6-2}$$

この式6-2から、路面摩擦係数推定値 μ_estm を実路面摩擦係数 μ_act に一致させる

ためには、 $p(_sens, f_sens, Vgx_estm) = 0$ となる状況で、 $Mnsp_estm$ を $Mnsp_sens$ に一致させるように μ_estm を決定すればよいこととなる。このことは、より一般的に言えば、車両1の各車輪 $2 - i$ の摩擦特性を含めた動力学モデル（路面摩擦係数推定値 μ_estm に依存する動力学モデル）を用いて算出される実NSPヨーモーメント $Mnsp_act$ の推定値（NSPヨーモーメント推定値 $Mnsp_estm$ ）を、車両1の運動状態量の観測値としてのヨー角加速度検出値 dot_sens と車両重心横加速度検出値 $Accy_sens$ （= センサ感応横加速度 $Accy_sensor$ の検出値）とから算出される実NSPヨーモーメント $Mnsp_act$ の推定値（NSPヨーモーメント検出値 $Mnsp_sens$ ）に一致させるように、上記動力学モデルに適用する路面摩擦係数推定値 μ_estm を決定すればよいことを意味する。

【0297】

この場合、式6-2の右辺の $p(_sens, f_sens, Vgx_estm)$ は、前記式5-7から明らかなように、車両重心横滑り速度推定値 Vgy_estm や、路面バンク角推定値 $bank_estm$ を含まない。従って、 $p(_sens, f_sens, Vgx_estm) = 0$ となる状況では、 $Mnsp_sens$ と $Mnsp_estm$ との偏差（式6-2の左辺）の値は、 μ_act と μ_estm との偏差（すなわち μ_estm の誤差）に対する相関性が高いと考えられる。換言すれば、 $p(_sens, f_sens, Vgx_estm) = 0$ となる状況では、 $Mnsp_sens$ と $Mnsp_estm$ との偏差は、主に、 μ_estm の誤差に起因して発生すると考えられる。このため、式6-2を基礎として、路面摩擦係数推定値 μ_estm を決定するようになれば、車両重心横滑り速度推定値 Vgy_estm や路面バンク角推定値 $bank_estm$ の誤差の影響を受けるのを抑制するようにして、実路面摩擦係数 μ_act を推定できると考えられる。そこで、本実施形態における μ 推定手段26は、前記式6-2を基礎として、路面摩擦係数推定値 μ_estm を算出する。

【0298】

上記のように式6-2を基礎とし、 $p(_sens, f_sens, Vgx_estm) = 0$ となる状況で、 $Mnsp_estm$ を $Mnsp_sens$ に一致させるように路面摩擦係数推定値 μ_estm を決定するためには、例えば次式6-3を満足するように、路面摩擦係数推定値 μ_estm を決定することが考えられる。

【0299】

$$Mnsp_sens = \mu_estm * p(_sens, f_sens, Vgx_estm) \quad \dots\dots \text{式6-3}$$

ただし、このようにした場合には、 $Mnsp_sens$ 、 $_sens$ 、 f_sens 、 Vx_sens の誤差に起因して、路面摩擦係数推定値 μ_estm の過剰な変動が生じやすい。特に $p(_sens, f_sens, Vgx_estm)$ の値が“0”に近い値である場合には、式6-3に基づき求められる路面摩擦係数推定値 μ_estm の信頼性や安定性を確保することが困難である。

【0300】

そこで、本実施形態における μ 推定手段26は、車両1の運動状態量の観測値から求められるNSPヨーモーメント検出値 $Mnsp_sens$ と、路面摩擦係数推定値 μ_estm に依存して推定される路面反力を基に求められるNSPヨーモーメント推定値 $Mnsp_estm$ との偏差に応じたフィードバック演算処理によって、該偏差を“0”に収束させるように（ $Mnsp_sens$ に $Mnsp_estm$ を収束させるように）、 μ_estm の増減操作量を逐次決定し、その増減操作量に応じて μ_estm の値を更新する。これにより、路面摩擦係数推定値 μ_estm を実路面摩擦係数 μ_act に収束させるように（定常的には、 μ_act に一致させるように）、 μ_estm を逐次算出する。以降、 $Mnsp_sens$ と $Mnsp_estm$ との偏差（ $= Mnsp_sens - Mnsp_estm$ ）を、NSPヨーモーメント推定誤差 $Mnsp_err$ という。

【0301】

また、この場合、前記式6-2から明らかなように、NSPヨーモーメント推定誤差 $Mnsp_err$ は、 μ 感度 p に比例する。そして、 μ 感度 p が“0”に近いほど、 μ_estm の誤差に対する $Mnsp_err$ の感度（ μ_estm の誤差の変化に対する $Mnsp_err$ の変化の比率の大きさ）が低下する。そこで、本実施形態では、 μ_estm の信頼性や安定性を確保するために、 $Mnsp_err$ の変化に対する μ_estm の増減操作量の変化の割合であるゲイン値（換言すれば

10

20

30

40

50

、Mnsp_errを“0”に収束させるフィードバック演算処理のフィードバックゲイン)を、 μ 感度pに応じて変化させる。

【0302】

以上が、本実施形態における路面摩擦係数 μ の基本的な推定原理である。

【0303】

以上説明した路面摩擦係数 μ の基本的な推定原理を踏まえて、本実施形態における μ 推定手段26の処理を図11及び図12を参照して説明する。

【0304】

図11のブロック図に示すように、 μ 推定手段26は、その機能として、NSPヨーモーメント検出値Mnsp_sensを算出するMnsp_sens算出部26aと、NSPヨーモーメント推定値Mnsp_estmを算出するMnsp_estm算出部26bと、NSPヨーモーメント推定誤差Mnsp_errを算出するMnsp_err算出部26cと、 μ 感度p(μ_sens , f_sens , Vgx_estm)を算出する μ 感度算出部26dと、NSPヨーモーメント推定誤差Mnsp_errと μ 感度p(μ_sens , f_sens , Vgx_estm)とに応じて路面摩擦係数 μ の増減操作量 μ を決定する摩擦係数増減操作量決定部26eと、この増減操作量 μ に応じて路面摩擦係数推定値 μ_estm を更新する摩擦係数推定値更新部26fとを備える。

10

【0305】

そして、 μ 推定手段26は、図12のフローチャートの処理を実行することで、路面摩擦係数推定値 μ_estm を逐次決定する。

【0306】

20

すなわち、 μ 推定手段26は、S122-1において、Mnsp_sens算出部26aの処理を実行し、NSPヨーモーメント検出値Mnsp_sensを算出する。具体的には、Mnsp_sens算出部26aは、前記S100において観測対象量検出手段22により生成された観測対象量検出値のうち、NSPヨーモーメントMnspに釣り合う慣性力モーメントに関連する車両1の運動状態量の観測値としてのヨー角加速度検出値dot_sensと、車両重心横加速度検出値Accy_sens(センサ感応横加速度検出値)とを用いて前記式4-14の右辺の演算を行うことによりMnsp_sensを算出する。この場合、式4-14の演算に必要な車両ヨー慣性モーメントIzの値、車両質量mの値、及び車両重心・NSP間距離Lnsplの値としては、あらかじめ設定された所定値が用いられる。なお、式4-14の右辺の第1項は、全路面反力合成ヨーモーメント検出値Mgz_total_sensに相当し、第2項中のm*Accy_sensは、全路面反力合成横力検出値Fgy_total_sensに相当する。

30

【0307】

さらに μ 推定手段26は、S122-2において、Mnsp_estm算出部26bの処理を実行し、NSPヨーモーメント推定値Mnsp_estmを算出する。具体的には、Mnsp_estm算出部26bは、前記S112において車両モデル演算手段24により算出された全路面反力合成横力推定値Fgy_total_estm(全路面反力合成並進力ベクトル推定値Fg_total_estmのY軸方向成分)と、全路面反力合成ヨーモーメント推定値Mgz_total_estmとから、次式7-1によりMnsp_estmを算出する。

【0308】

40

$$Mnsp_estm = Mgz_total_estm + Lnspl * Fgy_total_estm \quad \dots\dots \text{式 } 7 - 1$$

次いで、 μ 推定手段26は、S122-3において、Mnsp_err算出部26cの処理を実行し、NSPヨーモーメント推定誤差Mnsp_errを算出する。具体的には、Mnsp_err算出部26cは、S122-1で算出されたNSPヨーモーメント検出値Mnsp_sensから、S122-2で算出されたNSPヨーモーメント推定値Mnsp_estmを減じることによって、Mnsp_errを算出する。

【0309】

さらに、 μ 推定手段26は、S122-4において、 μ 感度算出部26dの処理を実行し、 μ 感度pを算出する。具体的には、 μ 感度算出部26dは、前記S100において観

50

測対象量検出手段 2 2 により生成されたヨーレート検出値 $_sens$ 及び前輪舵角検出値 f_sens と、前記 S 1 1 4 において車両モデル演算手段 2 4 により求められた車両重心前後速度推定値 Vgx_estm とから、前記式 5 - 7 の右辺の演算を行うことにより μ 感度 $p(_sens, f_sens, Vgx_estm)$ を算出する。この場合、式 5 - 7 の演算に必要な車両慣性ヨーモーメント Iz の値、並びにパラメータ $a11, a12s, a21, a22, b1, b2$ の値としては、あらかじめ設定された所定値が用いられる。

【 0 3 1 0 】

この場合、式 5 - 7 から明らかなように、 μ 感度 p は、 $_sens$ と f_sens との線形結合によって求められる。そして、この線形結合において、 $_sens$ に掛かる係数と、 f_sens に掛かる係数との比が、 Vgx_estm に応じて変化することとなる。

10

【 0 3 1 1 】

次いで、 μ 推定手段 2 6 は、S 1 2 2 - 5 において、摩擦係数増減操作量決定部 2 6 e の処理を実行し、S 1 2 2 - 3 で算出された NSP ヨーモーメント推定誤差 $Mnsp_err$ と、S 1 2 2 - 4 で算出された μ 感度 p とに応じて、摩擦係数増減操作量 μ を決定する。この処理においては、フィードバック制御則により $Mnsp_err$ を “ 0 ” に収束させるように（すなわち、 $Mnsp_estm$ を $Mnsp_sens$ に収束させるように）、摩擦係数増減操作量 μ が決定される。この場合、上記フィードバック制御則として、比例則が用いられ、あるゲイン値 Gmu を $Mnsp_err$ に乗じることによって μ が算出される。この場合、 μ が、 $Mnsp_err$ と前記 μ 感度 p との積に比例するように決定される。ひいては、 $Mnsp_err$ の変化に対する μ の変化の割合を表す前記ゲイン値 Gmu （以降、 Gmu を摩擦係数操作ゲインという）が、

20

【 0 3 1 2 】

具体的には、本実施形態では、摩擦係数増減操作量決定部 2 6 e は、次式 7 - 2 により、 μ を算出する。なお、式 7 - 2 における Kmu は、あらかじめ設定された正の所定値である。

【 0 3 1 3 】

$$\begin{aligned} \mu &= Mnsp_err * Gmu \\ &= Mnsp_err * (p(_sens, f_sens, Vgx_estm) * Kmu) \end{aligned}$$

..... 式 7 - 2

30

すなわち、摩擦係数増減操作量決定部 2 6 e は、S 1 2 2 - 4 で算出された μ 感度 p に、あらかじめ設定された正の所定値である基本ゲイン Kmu を乗じたもの（ $= Kmu * p$ ）を摩擦係数操作ゲイン Gmu とし、この摩擦係数操作ゲイン Gmu を S 1 2 2 - 3 で算出された NSP ヨーモーメント推定誤差 $Mnsp_err$ に乗じることによって、摩擦係数増減操作量 μ を決定する。この場合、摩擦係数操作ゲイン Gmu は、 μ 感度 p と同一極性を有し、且つ、 μ 感度 p の大きさ（絶対値）が小さいほど、 Gmu の大きさ（絶対値）も小さくなるように決定されることとなる。

【 0 3 1 4 】

次いで、 μ 推定手段 2 6 は、S 1 2 2 - 6 において、摩擦係数推定値更新部 2 6 f の処理を実行し、路面摩擦係数推定値 μ_estm を更新する。具体的には、摩擦係数推定値更新部 2 6 f は、路面摩擦係数推定値の前回値 μ_estm_p に、S 1 2 2 - 5 で算出された摩擦係数増減操作量 μ を加えることによって、路面摩擦係数推定値 μ_estm を前回値 μ_estm_p から更新し、新たな路面摩擦係数推定値 μ_estm （今回値 μ_estm ）を求める。この処理は、換言すれば、 μ を積分することによって、路面摩擦係数推定値 μ_estm を求める処理である。

40

【 0 3 1 5 】

以上が、本実施形態における μ 推定手段 2 6 の処理の詳細である。

【 0 3 1 6 】

補足すると、本実施形態では、前記車両モデル演算手段 2 4 の処理（図 4 の S 1 0 2 ~

50

S 1 1 6 の処理) と、 μ 推定手段 2 6 で N S P ヨーモーメント推定値 $Mnsp_estm$ を求める処理 (図 1 2 の S 1 2 2 - 2) とにより、本発明における N S P ヨーモーメント第 1 推定手段が実現される。この場合、 $Mnsp_estm$ が、本発明における第 1 推定値に相当する。また、車両モデル演算手段 2 4 に入力される観測対象量の検出値 (v_{1_sens} , v_{2_sens} , $v_{w_i_sens}$, $v_{_sens}$, $Accx_sens$, $Accy_sens$, Tq_i_sens) が、本発明における所定種類の観測対象量の観測値に相当する。該観測対象量の検出値 (v_{1_sens} , v_{2_sens} , $v_{w_i_sens}$, $v_{_sens}$, $Accx_sens$, $Accy_sens$, Tq_i_sens) は、前記摩擦特性モデルにおける入力パラメータのうちの、路面摩擦係数 μ 以外の入力パラメータの値 (r_{i} , r_{i} , Fz_i) を特定する上で必要な観測対象量の検出値である。また、車両モデル演算手段 2 4 の処理のうち、S 1 0 2 ~ S 1 1 6 の処理により本発明における車両運動・路面反力推定手段が実現される。この場合、車両運動横滑り速度 Vgy_estm が本発明における車両の横滑り運動の状態量に相当する。また、前記式 1 - 1 4 により表される関係が、車両運動・路面反力推定手段に係わる動力学的関係に相当する。なお、図 1 2 の S 1 2 2 - 2 の処理は、車両モデル演算手段 2 4 で実行するようにしてもよい。

10

【 0 3 1 7 】

また、本実施形態では、 μ 推定手段 2 6 で N S P ヨーモーメント検出値 $Mnsp_sens$ を求める処理 (図 1 2 の S 1 2 2 - 1) により、本発明における N S P ヨーモーメント第 2 推定手段が実現される。この場合、 $Mnsp_sens$ が本発明における第 2 推定値に相当する。また、ヨー角加速度検出値 dot_sens 及び車両重心横加速度検出値 $Accy_sens$ (センサ感応横加速度検出値 $Accy_sensor_sens$) が、N S P でのヨー軸周りの慣性モーメントを規定する車両 1 の運動状態量の観測値に相当する。

20

【 0 3 1 8 】

また、 μ 推定手段 2 6 の μ 感度算出部 2 6 d の処理 (図 1 2 の S 1 2 2 - 4 の処理) が、本発明における μ 感度算出手段に相当し、摩擦係数増減操作量決定部 2 6 e の処理 (図 1 2 の S 1 2 2 - 5 の処理) が、本発明における摩擦係数増減操作量決定手段に相当し、摩擦係数推定値更新部 2 6 f の処理 (図 1 2 の S 1 2 2 - 6 の処理) が、本発明における摩擦係数推定値更新手段に相当する。

【 0 3 1 9 】

なお、上記した本実施形態と本発明との対応関係は、後述の第 2 ~ 第 9 実施形態においても同様である。

30

【 0 3 2 0 】

以上説明した本実施形態では、摩擦係数増減操作量 μ は、N S P ヨーモーメント検出値 $Mnsp_sens$ と、N S P ヨーモーメント推定値 $Mnsp_estm$ との偏差である N S P ヨーモーメント誤差 $Mnsp_err$ を “ 0 ” に収束させるように決定される。このため、車両重心横滑り速度推定値 Vgy_estm 等、車両 1 の横滑り運動の状態量の推定値の誤差や、実路面バンク角 $_act$ の変化が路面摩擦係数推定値 μ_estm に影響するのを抑制しつつ、 μ_estm を決定することができる。このため、信頼性の高い μ_estm を安定して求めることができる。

【 0 3 2 1 】

また、路面摩擦係数推定値 μ_estm は、N S P ヨーモーメント誤差 $Mnsp_err$ と前記式 5 - 7 に示す、 $v_{_sens}$ と f_sens との線形結合によって算出される μ 感度 p との積に比例するように決定される。ひいては、前記摩擦係数操作ゲイン Gmu は、 μ 感度 p の大きさが小さいほど、 Gmu の大きさも小さくなるように設定される。従って、車両 1 の直進走行時のように、 μ 感度 p の値が “ 0 ” もしくは “ 0 ” に近い値となる状況、換言すれば、 $Mnsp_err$ に、路面摩擦係数推定値 μ_estm の誤差に依存しない不要成分が相対的に多く含まれることとなりやすい状況で、路面摩擦係数推定値 μ_estm を過剰に更新してしまうこととなるのを防止することができる。このため、路面摩擦係数 μ の推定のロバスト性を高めることができると共に、 $Mnsp_err$ の、路面摩擦係数推定値 μ_estm の誤差に対する依存度合いに適合させて、 $Mnsp_err$ を路面摩擦係数推定値 μ_estm の更新に反映させることができる。ひいては、路面摩擦係数 μ の推定精度を高めることができると共に、その推定処理のロバスト性を高めることができる。

40

50

【 0 3 2 2 】

〔 第 2 実施形態 〕

次に、本発明の第 2 実施形態を図 1 3 を参照して説明する。

【 0 3 2 3 】

本実施形態は、 μ 推定手段 2 6 の摩擦係数増減操作量決定部 2 6 e の処理（図 1 2 の S 1 2 2 - 5 の処理）のみが前記第 1 実施形態と相違するものである。この場合、本実施形態では、 μ 推定手段 2 6 は、NSP ヨーモメント検出値 M_{nsp_sens} 及び NSP ヨーモメント推定値 M_{nsp_estm} の極性に関する条件を含む所定の更新中止条件が成立する場合には、NSP ヨーモメント推定誤差 M_{nsp_err} に応じて路面摩擦係数推定値 μ_estm を更新することを中止し、上記更新中止条件が成立しない場合に、 M_{nsp_err} に応じて路面摩擦係数推定値 μ_estm を更新する。

10

【 0 3 2 4 】

ここで、 M_{nsp_sens} 及び M_{nsp_estm} は、互いに異なるアプローチ（仕方）で、同じ実 NSP ヨーモメント M_{nsp_act} の値を推定したものである。また、実 NSP ヨーモメント M_{nsp_act} の極性（向き）は、車両 1 の走行状態に応じて、正極性及び負極性のいずれの極性にもなり得る。このため、 $M_{nsp_act} = 0$ となる状況では、 M_{nsp_sens} 及び M_{nsp_estm} は互いに同一極性のモーメント（同一の向きのモーメント）となるべきものである。そして、 M_{nsp_sens} 及び M_{nsp_estm} が互いに異なる極性となる状況では、 M_{nsp_sens} 又は M_{nsp_estm} の誤差が M_{nsp_sens} 又は M_{nsp_estm} の絶対値に比して相対的に大きく、 M_{nsp_sens} 又は M_{nsp_estm} の値の信頼性が低い（S/N 比が低い）と考えられる。このため、このような状況で、 M_{nsp_sens} 及び M_{nsp_estm} から算出される NSP ヨーモメント推定誤差 M_{nsp_err} に応じて路面摩擦係数推定値 μ_estm を更新すると、 M_{nsp_err} の絶対値がさらに増大し、ひいては路面摩擦係数推定値 μ_estm が発散してしまう恐れがある。

20

【 0 3 2 5 】

そこで、本実施形態では、少なくとも M_{nsp_sens} 及び M_{nsp_estm} の極性が互いに異なる極性（逆極性）となる場合には、 M_{nsp_err} に応じて路面摩擦係数推定値 μ_estm を更新することを中止するようにした。

【 0 3 2 6 】

具体的には、本実施形態では、 μ 推定手段 2 6 の摩擦係数増減操作量決定部 2 6 e は、図 1 3 のフローチャートに示す処理を実行することで、摩擦係数増減操作量 μ を決定する。

30

【 0 3 2 7 】

以下説明すると、摩擦係数増減操作量決定部 2 6 e は、まず、S 1 2 2 - 5 - 1 において、 $M_{nsp_estm} > M_m$ 且つ $M_{nsp_sens} > M_s$ という条件、あるいは、 $M_{nsp_estm} < -M_m$ 且つ $M_{nsp_sens} < -M_s$ という条件が成立するか否かを判断する。ここで、 M_m 、 M_s はあらかじめ設定された非負の所定値（“ 0 ” 又は “ 0 ” 近傍の正の値）である。

【 0 3 2 8 】

この S 1 2 2 - 5 - 1 の判断処理は、前記更新中止条件が成立するか否かを判断する処理であり、S 1 2 2 - 5 - 1 の判断結果が否定的となるということが、更新中止条件が成立するということを意味する。この場合、上記所定値 M_m 及び M_s の値が “ 0 ” に設定されている場合には、S 1 2 2 - 5 - 1 の判断結果が否定的となる（更新中止条件が成立する）ということは、 M_{nsp_estm} と M_{nsp_sens} とが互いに異なる極性であるということと等価である。一方、上記所定値 M_m 及び M_s の値が正の値である場合には、 M_{nsp_estm} と M_{nsp_sens} とが互いに異なる極性である場合だけでなく、 $-M_m < M_{nsp_estm} < M_m$ もしくは $-M_s < M_{nsp_sens} < M_s$ が成立する場合（換言すれば、 M_{nsp_estm} 又は M_{nsp_sens} が “ 0 ” 近傍の範囲内の値である場合）にも、S 1 2 2 - 5 - 1 の判断結果が否定的となる（更新中止条件が成立する）こととなる。

40

【 0 3 2 9 】

次いで、摩擦係数増減操作量決定部 2 6 e は、S 1 2 2 - 5 - 2 又は S 1 2 2 - 5 - 3

50

において、前記摩擦係数操作ゲイン G_{μ} を調整する（ μ 感度 p と併せてNSPヨーモーメント誤差 M_{nsp_err} に乘じる値を基本ゲイン K_{μ} から変化させる）ためのパラメータであるゲイン調整パラメータ K_{μ_att} をS 1 2 2 - 5 - 1の判断結果に応じて設定する。

【0330】

具体的には、摩擦係数増減操作量決定部26eは、S 1 2 2 - 5 - 1の判断結果が肯定的である場合（更新中止条件が成立しない場合）には、S 1 2 2 - 5 - 2において K_{μ_att} の値を“1”に設定し、該判断結果が否定的である場合（更新中止条件が成立する場合）には、S 1 2 2 - 5 - 3において K_{μ_att} の値を“0”に設定する（S 1 2 2 - 5 - 3）。

【0331】

次いで、摩擦係数増減操作量決定部26eは、S 1 2 2 - 5 - 4において、摩擦係数増減操作量 μ を、前記式7-2にゲイン調整パラメータ K_{μ_att} を付加した次式7-2aにより算出する。

【0332】

$$\begin{aligned} \mu &= M_{nsp_err} * G_{\mu} \\ &= M_{nsp_err} * (p (_sens , _f_sens , V_{gx_estm}) * K_{\mu} * K_{\mu_att}) \end{aligned}$$

.....式7-2a

従って、本実施形態では、 $p * K_{\mu}$ にさらに K_{μ_att} を乗じてなる値を摩擦係数操作ゲイン G_{μ} とし、この G_{μ} （ $= p * K_{\mu} * K_{\mu_att}$ ）を M_{nsp_err} に乘じることによって、摩擦係数増減操作量 μ が決定される。

【0333】

本実施形態は、以上説明した摩擦係数増減操作量決定部26eの処理以外は、第1実施形態と同じである。かかる本実施形態は、第1実施形態で奏する効果に加えて、さらに次のような効果を奏する。

【0334】

すなわち、上記のように摩擦係数増減操作量 μ を決定することにより、NSPヨーモーメント検出値 M_{nsp_sens} とNSPヨーモーメント推定値 M_{nsp_estm} とが互いに異なる極性となる状況では、S 1 2 2 - 5 - 1の判断結果が否定的となるので、ゲイン調整パラメータ K_{μ_att} の値が“0”に設定される。ひいては、 μ が強制的に“0”に設定されることとなる。従って、 M_{nsp_err} に応じて路面摩擦係数推定値 μ_estm を更新することが中止され、 μ_estm は、S 1 2 2 - 5 - 1の判断結果が否定的となる直前の値に保持されることとなる。

【0335】

これにより、 M_{nsp_sens} と M_{nsp_estm} とが互いに異なる極性となる状況で、路面摩擦係数推定値 μ_estm が発散してしまうのを防止することができる。

【0336】

また、S 1 2 2 - 5 - 1の判断結果が肯定的となる場合、すなわち、前記更新中止条件が成立しない場合には、 K_{μ_att} の値が“1”に設定される。従って、NSPヨーモーメント推定誤差 M_{nsp_err} に応じて路面摩擦係数推定値 μ_estm が更新されることとなる。

【0337】

補足すると、S 1 2 2 - 5 - 1の判断処理における所定値 M_m 及び M_s の値を正の値に設定した場合には、前記したように M_{nsp_sens} または M_{nsp_estm} が“0”近傍の範囲内の値となる場合に、S 1 2 2 - 5 - 1の判断結果が否定的となるので、 μ が強制的に“0”に設定されることとなる。従って、 M_{nsp_estm} と M_{nsp_sens} とが互いに異なる極性となる場合の他、 M_{nsp_sens} または M_{nsp_estm} の誤差が実NSPヨーモーメント M_{nsp_act} の大きさに比して相対的に大きなものとなり易い場合にも、 M_{nsp_err} に応じて μ_estm を更新することを中止することができる。

【0338】

10

20

30

40

50

なお、本実施形態では、S 1 2 2 - 5 - 1の判断結果に応じてゲイン調整パラメータ K_{mu_att} の値を決定するようにしたが、 K_{mu_att} を用いることなく、S 1 2 2 - 5 - 1の判断結果が肯定的である場合に、前記式7 - 2により μ を決定し、該判断結果が否定的である場合に、 μ を “ 0 ” に設定するようにしてもよい。

【 0 3 3 9 】

[第 3 実施形態]

次に、本発明の第 3 実施形態を図 1 4 及び図 1 5 を参照して説明する。本実施形態は、摩擦係数増減操作量決定部 2 6 e における前記ゲイン調整パラメータ K_{mu_att} の設定の仕方のみが前記第 2 実施形態と相違するものである。

10

【 0 3 4 0 】

前記第 2 実施形態では、S 1 2 2 - 5 - 1の判断結果が肯定的である場合（更新中止条件が成立しない場合）に、 K_{mu_att} を常に “ 1 ” に設定するようにした。これに対して本実施形態では、S 1 2 2 - 5 - 1の判断結果が肯定的である場合に、例えば図 1 4 に示す如く、 K_{mu_att} を “ 0 ” から “ 1 ” の範囲で、 M_{nsp_estm} 及び M_{nsp_sens} に応じて変化させるように設定する。

【 0 3 4 1 】

図 1 4 は、 M_{nsp_estm} を横座標軸、 M_{nsp_sens} を縦座標軸とする座標平面上での M_{nsp_estm} の値と M_{nsp_sens} の値との組に対応する K_{mu_att} の設定値を視覚的に示しており、図中の数値 “ 0 ”（縦座標軸及び横座標軸の交点（原点）での “ 0 ” を除く）、 “ 0 . 5 ”、“ 1 ” が K_{mu_att} の設定値の代表例を示している。図 1 4 に示す例では、 M_{nsp_estm} の値と M_{nsp_sens} の値との組としての点（ M_{nsp_estm} 、 M_{nsp_sens} ）が、第 2 象限（ $M_{nsp_estm} < 0$ 且つ $M_{nsp_sens} > 0$ となる領域）、又は、第 4 象限（ $M_{nsp_estm} > 0$ 且つ $M_{nsp_sens} < 0$ となる領域）に存在する場合、すなわち、 M_{nsp_estm} 及び M_{nsp_sens} が互いに異なる極性である場合には、 K_{mu_att} は常に “ 0 ” に設定される。

20

【 0 3 4 2 】

また、点（ M_{nsp_estm} 、 M_{nsp_sens} ）が、第 1 象限（ $M_{nsp_estm} > 0$ 且つ $M_{nsp_sens} > 0$ となる領域）に存在する場合には、点（ M_{nsp_estm} 、 M_{nsp_sens} ）が、図中の半直線L02a上もしくはL04a上に存在する場合、半直線L12a上もしくはL14a上に存在する場合、半直線L22a上もしくはL24a上に存在する場合に、それぞれ、 K_{mu_att} が “ 0 ”、“ 0 . 5 ”、“ 1 ” に設定される。そして、第 1 象限における半直線L02a、L04aと縦座標軸及び横座標軸との間の領域では、 K_{mu_att} は常に “ 0 ” に設定される。また、第 1 象限のうち、半直線L24aよりも上側（ M_{nsp_sens} がより大きい側）で且つ半直線L22aよりも右側（ M_{nsp_estm} がより大きい側）となる領域では、 K_{mu_att} は常に “ 1 ” に設定される。さらに、半直線L02aとL22aとの間の領域では、 M_{nsp_sens} の値が一定である場合に、 M_{nsp_estm} に応じて K_{mu_att} が “ 0 ” と “ 1 ” との間で連続的に変化するように K_{mu_att} が設定される。同様に、半直線L04aとL24aとの間の領域では、 M_{nsp_estm} の値が一定である場合に、 M_{nsp_sens} に応じて K_{mu_att} が “ 0 ” と “ 1 ” との間で連続的に変化するように K_{mu_att} が設定される。

30

【 0 3 4 3 】

また、点（ M_{nsp_estm} 、 M_{nsp_sens} ）が、第 3 象限（ $M_{nsp_estm} < 0$ 且つ $M_{nsp_sens} < 0$ となる領域）に存在する場合には、 K_{mu_att} は、第 1 象限で設定される K_{mu_att} に対して原点对称の関係になるように設定される。すなわち、第 1 象限における K_{mu_att} を M_{nsp_estm} 及び M_{nsp_sens} の関数として、 $K_{mu_att} = f_{kmuatt}(M_{nsp_estm}, M_{nsp_sens})$ と表現したとき、第 3 象限における K_{mu_att} は、 $K_{mu_att} = f_{kmuatt}(-M_{nsp_estm}, -M_{nsp_sens})$ となるように設定される。この場合、図 1 4 中の第 3 象限における半直線L02b、L12b、L22b、L04b、L14b、L24bがそれぞれ、第 1 象限における半直線L02a、L12a、L22a、L04a、L14a、L24aに対応している。

40

【 0 3 4 4 】

本実施形態における摩擦係数増減操作量決定部 2 6 e は、例えば図 1 5 のフローチャートに示す処理を実行することによって、上記のように K_{mu_att} を設定しつつ、路面摩擦係

50

数増減操作量 μ を決定する。なお、図 15 では、第 2 実施形態における図 13 のフローチャートと同一の処理については、図 13 と同一の参照符号を使用している。

【0345】

以下、説明すると、摩擦係数増減操作量決定部 26e は、まず、S122-5-1において、第 2 実施形態と同一の判断処理を実行する。そして、摩擦係数増減操作量決定部 26e は、S122-5-1 の判断結果が肯定的である場合（更新中止条件が成立しない場合）には、S122-5-6 ~ S122-5-10 の処理を実行することで、ゲイン調整パラメータ K_{mu_att} の値を設定し、該判断結果が否定的である場合（更新中止条件が成立する場合）には、S122-5-3 において、ゲイン調整パラメータ K_{mu_att} の値を“0”に設定する。

10

【0346】

上記 S122-5-6 ~ S122-5-10 の処理では、摩擦係数増減操作量決定部 26e は、まず、S122-5-6 において、パラメータ w_1 の値を、図中に示す式により、 $Mnsp_estm$ の絶対値（ $abs(Mnsp_estm)$ ）に応じて決定する。このパラメータ w_1 は、 $Mnsp_sens$ の値を一定とした場合の、 $Mnsp_estm$ の絶対値に応じた K_{mu_att} の変化の形態を規定するパラメータである。この場合、図 14 に示す如く K_{mu_att} を設定する本実施形態の例では、S122-5-6 における式中の C_1 、 C_2 は、それぞれあらかじめ正の所定値に設定されている。

【0347】

次いで、摩擦係数増減操作量決定部 26e は、S122-5-7 において、 K_{mu_att} の第 1 候補値としてのパラメータ w_2 の値を、図中に示す式により、 w_1 の値と、 $Mnsp_sens$ の絶対値（ $abs(Mnsp_sens)$ ）とに応じて決定する。この場合、図 14 に示す如く K_{mu_att} を設定する本実施形態の例では、S122-5-7 における式中の C_3 は、あらかじめ負の所定値に設定されている。なお、S122-5-7 における式で、 w_2 の値を“0”又は“0.5”又は“1”とした場合の $Mnsp_estm$ と $Mnsp_sens$ との関係は、図 14 中の半直線 L02a、L02b、又は L12a、L12b、又は L22a、L22b 上での $Mnsp_estm$ と $Mnsp_sens$ との関係となる。

20

【0348】

次いで摩擦係数増減操作量決定部 26e は、S122-5-8 において、パラメータ w_3 の値を、図中に示す式により、 $Mnsp_sens$ の絶対値（ $abs(Mnsp_sens)$ ）に応じて決定する。このパラメータ w_3 は、 $Mnsp_estm$ の値を一定とした場合の、 $Mnsp_sens$ の絶対値に応じた K_{mu_att} の変化の形態を規定するパラメータである。この場合、図 14 に示す如く K_{mu_att} を設定する本実施形態の例では、S122-5-8 における式中の C_4 、 C_5 は、それぞれあらかじめ正の所定値に設定されている。

30

【0349】

次いで、摩擦係数増減操作量決定部 26e は、S122-5-9 において、 K_{mu_att} の第 2 候補値としてのパラメータ w_4 の値を、図中に示す式により、 w_3 の値と、 $Mnsp_estm$ の絶対値（ $abs(Mnsp_estm)$ ）とに応じて決定する。この場合、図 14 に示す如く K_{mu_att} を設定する本実施形態の例では、S122-5-9 における式中の C_6 は、あらかじめ負の所定値に設定されている。なお、S122-5-9 における式で、 w_4 の値を“0”又は“0.5”又は“1”とした場合の $Mnsp_estm$ と $Mnsp_sens$ との関係は、図 14 中の半直線 L04a、L14b、又は L14a、L14b、又は L24a、L24b 上での $Mnsp_estm$ と $Mnsp_sens$ との関係となる。

40

【0350】

次いで、摩擦係数増減操作量決定部 26e は、S122-5-10 において、 K_{mu_att} を図中の式により決定する。

【0351】

以上のように、S122-5-6 ~ S122-5-10 の処理を行うことにより、図 14 に示す座標平面の第 1 象限及び第 3 象限における K_{mu_att} の値が、同図に示した如く設定されることとなる。

50

【 0 3 5 2 】

本実施形態は、以上説明した事項以外は、第2実施形態と同じである。かかる本実施形態は、上記のように、 Kmu_att の値を設定することにより、 $Mnsp_err$ に応じて路面摩擦係数推定値 μ_estm を更新する場合（更新中止条件が成立しない場合）において、 $Mnsp_sens$ または $Mnsp_estm$ が比較的“0”に近い場合には、該 $Mnsp_sens$ または $Mnsp_estm$ が“0”に近いほど、前記摩擦係数操作ゲイン Gmu の大きさが小さくなる。ひいては、路面摩擦係数推定値 μ_estm の更新量（摩擦係数増減操作量 μ ）の絶対値が小さめに抑制されることとなる。従って、 $Mnsp_sens$ または $Mnsp_estm$ が“0”に近く、 $Mnsp_sens$ または $Mnsp_estm$ の誤差が、実NSPヨーモーメント $Mnsp_act$ の大きさに対して相対的に大きくなり易くなるほど、路面摩擦係数推定値 μ_estm の不適切な更新を抑制することができる。

10

【 0 3 5 3 】

〔 第 4 実施形態 〕

次に、本発明の第4実施形態を図16を参照して説明する。本実施形態は、摩擦係数増減操作量決定部26eにおける前記ゲイン調整パラメータ Kmu_att の設定の仕方のみが前記第3実施形態と相違するものである。

【 0 3 5 4 】

すなわち、本実施形態では、NSPヨーモーメント推定値 $Mnsp_estm$ 及びNSPヨーモーメント検出値 $Mnsp_sens$ の極性だけでなく、 μ 感度 $p(_sens, _f_sens, Vgx_estm)$ の極性をも考慮し、これらの極性に関する条件を少なくとも含む所定の更新中止条件が成立する場合に、ヨーモーメント推定誤差 $Mnsp_err$ に応じて路面摩擦係数推定値 μ_estm を更新することを中止する。ここで、前記式4-13bから明らかなように、実路面摩擦係数 μ_act の増加量に対する実NSPヨーモーメント $Mnsp$ の増加量の比率としての μ 感度 p は、実NSPヨーモーメント $Mnsp_act$ と同一極性になるべきものである。そこで、本実施形態では、 $Mnsp_estm$ 、 $Mnsp_sens$ 及び p のうちのいずれか1つの極性が他の2つの極性と異なる場合に、更新中止条件が成立するものとして、 $Mnsp_err$ に応じて μ_estm を更新することを中止する。

20

【 0 3 5 5 】

具体的には、本実施形態では、摩擦係数増減操作量決定部26eは、図16のフローチャートに示す処理を実行することによって、摩擦係数増減操作量 μ を決定する。なお、図16では、第3実施形態における図15のフローチャートと同一の処理については、図15と同一の参照符号を使用している。

30

【 0 3 5 6 】

図16のフローチャートに示す処理では、第3実施形態における図15のS122-5-1の判断処理の代わりに、S122-5-20の判断処理が行われ、これ以外の処理は、第3実施形態と同じである。

【 0 3 5 7 】

この場合、S122-5-20の判断処理においては、 $Mnsp_estm > Mm$ 且つ $Mnsp_sens > Ms$ 且つ $p > p0$ という条件、あるいは、 $Mnsp_estm < -Mm$ 且つ $Mnsp_sens < -Ms$ 且つ $p < -p0$ という条件が成立するか否かを判断する。ここで、 Mm 、 Ms 、 $p0$ はあらかじめ設定された非負の所定値（“0”又は“0”近傍の正の値）である。

40

【 0 3 5 8 】

本実施形態では、このS122-5-20の判断結果が否定的となるということが、前記更新中止条件が成立するということを意味する。この場合、上記所定値 Mm 、 Ms 及び $p0$ の値が“0”に設定されている場合には、S122-5-20の判断結果が否定的となる（更新中止条件が成立する）ということは、 $Mnsp_estm$ 、 $Mnsp_sens$ 及び p のうちのいずれか1つの極性が他の2つの極性と異なる極性であるということと等価である。一方、上記所定値 Mm 、 Ms 及び $p0$ の値が正の値に設定されている場合には、 $Mnsp_estm$ 、 $Mnsp_sens$ 及び p のうちのいずれか1つの極性が他の2つの極性と異なる極性である場合だけでなく、 $-Mm$ $Mnsp_estm$ Mm もしくは $-Ms$ $Mnsp_sens$ Ms もしくは $-p0$ p $p0$ が成立する場合（換

50

言すれば、Mnsp_estm、Mnsp_sens、及び p のいずれかが “ 0 ” 近傍の範囲内の値である場合)にも、S 1 2 2 - 5 - 2 0 の判断結果が否定的となる(更新中止条件が成立する)。

【 0 3 5 9 】

本実施形態は、以上説明した事項以外は、第 3 実施形態と同じである。

【 0 3 6 0 】

かかる本実施形態では、Mnsp_estm、Mnsp_sens及び p のうちのいずれか 1 つの極性が他の 2 つの極性と異なる極性である場合に、Mnsp_err に応じて μ_estm を更新することが中止されるので、より確実に、 μ_estm が発散してしまうのを防止することができる。

【 0 3 6 1 】

10

[第 5 実施形態]

次に本発明の第 5 実施形態を図 1 7 を参照して説明する。本実施形態は、摩擦係数増減操作量決定部 2 6 e における前記ゲイン調整パラメータKmu_attの設定の仕方のみが前記第 4 実施形態と相違するものである。

【 0 3 6 2 】

前記第 4 実施形態では、S 1 2 2 - 5 - 2 0 の判断結果が肯定的である場合(更新中止条件が成立しない場合)には、常にNSPヨーモーメント誤差Mnsp_errに応じて路面摩擦係数推定値 μ_estm を更新するようにした。これに対して、本実施形態では、S 1 2 2 - 5 - 2 0 の判断結果が否定的になった場合(更新中止条件が成立した場合)には、その後、S 1 2 2 - 5 - 2 0 の判断結果が肯定的となる状態(更新中止条件が成立しない状態)が所定時間以上、継続した場合に限って、Mnsp_err に応じて μ_estm を更新することを実行する。換言すれば、本実施形態では、一旦、更新中止条件が成立した後は、更新中止条件が成立しない状態が所定時間以上、継続することを、Mnsp_err に応じて μ_estm を更新するための必要条件とする。

20

【 0 3 6 3 】

具体的には、本実施形態では、摩擦係数増減操作量決定部 2 6 e は、図 1 7 のフローチャートに示す処理を実行することによって、摩擦係数増減操作量 μ を決定する。なお、図 1 7 では、第 4 実施形態における図 1 6 のフローチャートと同一の処理については、図 1 6 と同一の参照符号を使用している。

【 0 3 6 4 】

30

以下説明すると、摩擦係数増減操作量決定部 2 6 e は、まず、S 1 2 2 - 5 - 2 0 において、第 4 実施形態と同じ判断処理(更新中止条件が成立するか否かの判断処理)を行う。そして、摩擦係数増減操作量決定部 2 6 e は、S 1 2 2 - 5 - 2 0 の判断結果が否定的となる場合(更新中止条件が成立する場合)には、S 1 2 2 - 5 - 2 1 においてカウントダウンタイマ T_M の値をあらかじめ定められた初期値Twaitに設定した後に、S 1 2 2 - 5 - 2 2 の判断処理を実行する。また、摩擦係数増減操作量決定部 2 6 e は、S 1 2 2 - 5 - 2 0 の判断結果が肯定的となる場合(更新中止条件が成立しない場合)には、そのままS 1 2 2 - 5 - 2 2 の判断処理を実行する。

【 0 3 6 5 】

上記S 1 2 2 - 5 - 2 2 の判断処理では、摩擦係数増減操作量決定部 2 6 e は、カウントダウンタイマ T_M の現在値が “ 0 ” 以下であるか否か(前記初期値Twaitの時間分の計時が終了したか否か)を判断する。

40

【 0 3 6 6 】

このS 1 2 2 - 5 - 2 2 の判断結果が肯定的である場合には、摩擦係数増減操作量決定部 2 6 e は、第 3 実施形態で説明したS 1 2 2 - 5 - 6 ~ S 1 2 2 - 5 - 1 4 の処理を実行することによって、ゲイン調整パラメータKmu_attの値を設定する。

【 0 3 6 7 】

一方、S 1 2 2 - 5 - 2 2 の判断結果が否定的である場合には、摩擦係数増減操作量決定部 2 6 e は、S 1 2 2 - 5 - 2 3 において、カウントダウンタイマ T_M の値を、演算処理周期 T の時間分だけ減少させる。さらに、摩擦係数増減操作量決定部 2 6 e は、S 1 2

50

2 - 5 - 2 4において、ゲイン調整パラメータKmu_attの値を“ 0 ”に設定する。

【 0 3 6 8 】

次いで、摩擦係数増減操作量決定部 2 6 e は、S 1 2 2 - 5 - 4 において、第 2 実施形態と同じ処理を実行し、摩擦係数増減操作量 μ を決定する。

【 0 3 6 9 】

以上説明した処理により、S 1 2 2 - 5 - 2 0 の判断結果が一旦、否定的になると（更新中止条件が成立すると）、その後は、S 1 2 2 - 5 - 2 0 の判断結果が肯定的となる状態（更新中止条件が成立しない状態）が、カウントダウンタイマTMの初期値Twaitにより規定される所定時間以上、継続するまでは、S 1 2 2 - 5 - 2 0 の判断結果が肯定的であっても、ゲイン調整パラメータKmu_attの値が“ 0 ”に設定される。従って、Mnsp_errに
10
10 応じて μ_estm を更新することを中止する状態が維持される。そして、S 1 2 2 - 5 - 2 0 の判断結果が肯定的となる状態（更新中止条件が成立しない状態）が、カウントダウンタイマTMの初期値Twaitにより規定される所定時間以上、継続した場合に、Mnsp_errに
20 応じて μ_estm を更新することが再開されることとなる。

【 0 3 7 0 】

本実施形態は、以上説明した事項以外は、前記第 4 実施形態と同じである。かかる本実施形態によれば、更新中止条件が成立する状態から更新中止条件が成立しない状態に移行した場合には、その移行直後の期間（前記初期値Twaitの時間分の期間）では、Mnsp_err
20 20 に応じて μ_estm を更新することは禁止されることとなる。このため、外乱等の影響で、一時的に更新中止条件が成立しない状態となった場合に、路面摩擦係数推定値 μ_estm を
不適切な値に更新してしまうのを防止することができる。

【 0 3 7 1 】

なお、前記第 4 実施形態及び第 5 実施形態では、S 1 2 2 - 5 - 2 0 の判断結果が肯定的になる場合（更新中止条件が成立しない場合）に、第 3 実施形態の S 1 2 2 - 5 - 6 ~
S 1 2 2 - 5 - 1 4 の処理によってゲイン調整パラメータKmu_attを決定したが、S 1 2
2 - 5 - 2 0 の判断結果が肯定的になる場合（更新中止条件が成立しない場合）に、Kmu_
attの値を第 2 実施形態と同様に“ 1 ”に設定するようにしてもよい。

【 0 3 7 2 】

また、第 5 実施形態では、更新中止条件を第 4 実施形態と同じにしたが、第 2 実施形態
30 30 及び第 3 実施形態と同じ更新中止条件を用いてもよい。すなわち、第 5 実施形態において、S 1 2 2 - 5 - 2 0 の判断処理の代わりに、S 1 2 2 - 5 - 1 の判断処理を行うように
してもよい。

【 0 3 7 3 】

また、第 2 ~ 第 5 実施形態において、更新中止条件が成立する場合（S 1 2 2 - 5 - 1
又は S 1 2 2 - 5 - 2 0 の判断結果が否定的になる場合）に、ゲイン調整パラメータKmu_
attの値を用いることなく、摩擦係数増減操作量 μ を“ 0 ”に設定してもよい。あるいは、
摩擦係数増減操作量 μ を“ 0 ”に設定する代わりに、 μ の値をあらかじめ定め
た正の所定値に設定し、更新中止条件が成立する状態で、路面摩擦係数推定値 μ_estm が一
定の時間的増加率で徐々に増加していくようにしてもよい。

【 0 3 7 4 】

[第 6 実施形態]

次に、本発明の第 6 実施形態を図 1 8 を参照して説明する。本実施形態は、 μ 推定手段 2
6 の一部の処理のみが、前記第 1 実施形態と相違するものである。具体的には、本実施形
態では、 μ 推定手段 2 6 は、前記 μ 感度算出部 2 6 d により算出された μ 感度 p ($_sens$
, f_sens , Vgx_estm) を入力する飽和特性要素 2 6 g を有する。該飽和特性要素 2 6 g
は、入力される μ 感度 p に対して飽和特性を有する出力（ μ 感度 p の関数値）を生成する
ものであり、以降、その出力を μ 感度依存値 p_a という。この場合、飽和特性要素 2 6 g
には、 μ 感度 p と μ 感度依存値 p_a との間の関係があらかじめマップデータや演算式の形
態で設定されている。具体的には、 μ 感度 p と μ 感度依存値 p_a との間の関係は、 p が “
50 50

0”である時の p_a が“0”になると共に p の増加に対して p_a が単調増加し、且つ、 p の絶対値が大きくなると、 p の増加に対する p_a の変化率(p_a を p により微分してなる値)の大きさが、 p の絶対値の増加に伴い小さくなる(p_a の値が飽和していく)ように設定されている。

【0375】

そして、本実施形態における μ 推定手段26の摩擦係数増減操作量決定部26eは、 μ 感度 p の代わりに、 μ 感度依存値 p_a を用いて前記式7-2の右辺の演算を行うことによって、摩擦係数増減操作量 μ を決定する。換言すれば、次式7-2bの演算によって、 μ を決定する。

【0376】

$$\begin{aligned} \mu &= \text{Mnsp_err} * \text{Gmu} \\ &= \text{Mnsp_err} * (p_a * \text{Kmu}) \quad \dots\dots \text{式7-2b} \end{aligned}$$

本実施形態は、以上説明した事項以外は、前記第1実施形態と同一である。従って、本実施形態では、 Mnsp_err と μ 感度依存値 p_a との積に比例するように、 μ が決定されることとなる。

【0377】

かかる本実施形態では、 Mnsp_err に応じて摩擦係数増減操作量 μ を決定する際に、 μ 感度 p の絶対値が大きい場合に、摩擦係数操作ゲイン Gmu (フィードバックゲイン)の大きさが過大になるのが抑制される。この結果、 μ 推定手段26が算出する路面摩擦係数推定値 μ_estm が不安定に変動したり、あるいは振動するのを防止することができる。

【0378】

補足すると、本実施形態のように前記 μ 感度依存値 p_a を用いて摩擦係数増減操作量 μ を決定するようにすることは、前記第2～第5実施形態にも適用することができる。この場合には、前記第2～第5実施形態におけるS122-5-4の処理(更新中止条件が成立しない場合において、 μ を算出する処理)において、 μ 感度 p の代わりに μ 感度依存値 p_a を用いて前記式7-2aの右辺の演算を行うことによって、摩擦係数増減操作量 μ を決定するようにすればよい。換言すれば、次式7-2cによって、 μ を決定するようにすればよい。

【0379】

$$\begin{aligned} \mu &= \text{Mnsp_err} * \text{Gmu} \\ &= \text{Mnsp_err} * (p_a * \text{Kmu} * \text{Kmu_att}) \quad \dots\dots \text{式7-2c} \end{aligned}$$

なお、前記第4実施形態又は第5実施形態におけるS122-5-4の処理で上記のように μ 感度依存値 p_a を用いる場合において、前記S122-5-20の判断処理(μ 感度 p の極性に関する条件を付加した更新中止条件の判断処理)を行う際には、 μ 感度 p をそのまま用いて当該判断処理を行うか、あるいは、 μ 感度 p の代わりに、 μ 感度依存値 p_a を用いて当該判断処理を行うようにすればよい。

【0380】

[第7実施形態]

次に、本発明の第7実施形態を図19を参照して説明する。本実施形態は、前記 μ 推定手段26の一部の処理のみが、前記第1実施形態と相違するものである。

【0381】

具体的には、本実施形態では、 μ 推定手段26は、前記 Mnsp_estm 算出部26bにより算出されたNSPヨーモーメント推定値 Mnsp_estm と、前記 Mnsp_sens 算出部26aにより算出されたNSPヨーモーメント検出値 Mnsp_sens と、前記 μ 感度算出部26dにより算出された μ 感度 p (p_sens , f_sens , Vgx_estm)とをそれぞれ入力する周波数成分調整

10

20

30

40

50

用のフィルタ 2 6 ba , 2 6 aa , 2 6 da と、前記第 6 実施形態で説明した飽和特性要素 2 6 g とを有する。

【 0 3 8 2 】

この例では、フィルタ 2 6 ba , 2 6 aa , 2 6 da は、いずれもローカット特性（所定周波数以下の低周波成分を遮断する特性）を有する。より詳しくは、各フィルタ 2 6 ba , 2 6 aa , 2 6 da は、その伝達関数が例えば $Ta * S / (1 + Ta * S)$ により表現されるものであり、それぞれの周波数特性が互いに同一の目標特性（ローカット特性）になるように設定されている（伝達関数の時定数 Ta が互いに同一になるように設定されている）。なお、例えば各フィルタ 2 6 ba , 2 6 aa , 2 6 da のそれぞれの入力値の生成に用いられる各センサの周波数特性の相互の違い等に起因して、 μ_estm が μ_act に精度よく合致している状態
10
での $Mnsp_err$ と p との位相のずれ、あるいは、 $Mnsp_sens$ と $Mnsp_estm$ との位相のずれが生じるような場合には、その位相のずれを解消するように、各フィルタ 2 6 ba , 2 6 aa , 2 6 da の周波数特性を相互にずらすようにしてもよい。

【 0 3 8 3 】

そして、本実施形態では、 μ 推定手段 2 6 は、 $Mnsp_sens$ と $Mnsp_estm$ との偏差（ $N S P$ ヨーモーメント推定誤差）の代わりに、 $Mnsp_sens$ を入力するフィルタ 2 6 aa の出力である $N S P$ ヨーモーメントフィルタリング検出値 $Mnsp_sens_f$ と、 $Mnsp_estm$ を入力するフィルタ 2 6 ba の出力である $N S P$ ヨーモーメントフィルタリング推定値 $Mnsp_estm_f$ との偏差である $N S P$ ヨーモーメントフィルタリング推定誤差 $Mnsp_err_f$ （ $= Mnsp_sens_f - Mnsp_estm_f$ ）を $Mnsp_err$ 算出部 2 6 c により算出する。なお、本実施形態では、フィルタ
20
2 6 aa , 2 6 ba の周波数特性が互いに同一であるので、上記のように $Mnsp_sens_f$ と $Mnsp_estm_f$ との偏差 $Mnsp_err_f$ を求めるということは、 $Mnsp_sens$ と $Mnsp_estm$ との偏差である $N S P$ ヨーモーメント誤差 $Mnsp_err$ を、フィルタ 2 6 aa , 2 6 ba と同一の周波数特性のフィルタに通すことによって $Mnsp_err_f$ を求めることと等価である。従って、フィルタ 2 6 aa , 2 6 ba の代わりに、 $Mnsp_err$ を入力するフィルタ（フィルタ 2 6 aa , 2 6 ba と同じ周波数特性を有するフィルタ）を備え、このフィルタに $Mnsp_err$ を通すことによって、 $Mnsp_err_f$ を得るようにしてもよい。

【 0 3 8 4 】

また、 μ 推定手段 2 6 は、 μ 感度 p を入力するフィルタ 2 6 da の出力である μ 感度フィルタリング値 p_f を、 μ 感度 p の代わりに前記飽和特性要素 2 6 g に入力することによっ
30
て、 p_f の関数値としての μ 感度依存値 p_fa を求める。この場合、 p_f と p_fa との関係は、前記第 6 実施形態で説明した飽和特性要素 2 6 g の入力（ p ）と、出力（ p_a ）との関係と同じである。なお、 μ 感度 p を飽和特性要素 2 6 g に通したもの（ p_a ）をフィルタ 2 6 da に入力することによって μ 感度依存値 p_fa を求めるようにしてもよい。

【 0 3 8 5 】

そして、本実施形態における μ 推定手段 2 6 の摩擦係数増減操作量決定部 2 6 e は、 $N S P$ ヨーモーメント推定誤差 $Mnsp_err$ 、 μ 感度 p の代わりに、それぞれ、上記 $N S P$ ヨーモーメントフィルタリング推定誤差 $Mnsp_err_f$ 、 μ 感度依存値 p_fa を用いて記式 7 - 2 の右辺の演算を行うことによって、摩擦係数増減操作量 μ を決定する。換言すれば、次式
40
7 - 2 d により μ を決定する。

【 0 3 8 6 】

$$\begin{aligned} \mu &= Mnsp_err_f * Gmu \\ &= Mnsp_err_f * (p_fa * Kmu) \quad \dots\dots \text{式 7 - 2 d} \end{aligned}$$

本実施形態は、以上説明した事項以外は、前記第 1 実施形態と同一である。従って、本実施形態では、 $Mnsp_err_f$ と μ 感度依存値 p_fa との積に比例するように、 μ が決定されることとなる。

【 0 3 8 7 】

なお、本実施形態では、フィルタ 2 6 ba , 2 6 aa , 2 6 da がそれぞれ、本発明における
50

第1フィルタ、第2フィルタ、第3フィルタに相当する。そして、前記NSPヨーモーメントフィルタリング推定値Mnsp_estm_fが本発明における第1推定フィルタリング値に相当し、前記NSPヨーモーメントフィルタリング検出値Mnsp_sens_fが本発明における第2推定フィルタリング値に相当する。

【0388】

かかる本実施形態では、ローカット特性を有するフィルタ26ba, 26aa, 26daを使用して得られた前記NSPヨーモーメントフィルタリング推定誤差Mnsp_err_fと μ 感度依存値p_faとを用いて摩擦係数増減操作量 μ を決定することによって、ヨーレートセンサ13や横加速度センサ15などのセンサの出力の定常的なオフセットやドリフト、あるいは、実路面バンク角bank_actに起因してMnsp_sens、Mnsp_estm、pに含まれる不要成分を除去するようにして、路面摩擦係数推定値 μ _estmを求めることができる。その結果、 μ _estmの精度を高めることができる。

10

【0389】

補足すると、本実施形態のようにNSPヨーモーメントフィルタリング推定誤差Mnsp_err_fと μ 感度依存値p_faとを用いて摩擦係数増減操作量 μ を決定することは、前記第2～第5実施形態にも適用することができる。この場合には、前記第2～第5実施形態におけるS122-5-4の処理（更新中止条件が成立しない場合において、 μ を算出する処理）において、NSPヨーモーメント推定誤差Mnsp_err及び μ 感度pの代わりに、前記NSPヨーモーメントフィルタリング推定誤差Mnsp_err_f及び μ 感度依存値p_faを用いて前記式7-2aの右辺の演算を行うことによって、摩擦係数増減操作量 μ を決定するよう

20

【0390】

$$\begin{aligned} \mu &= \text{Mnsp_err_f} * \text{Gmu} \\ &= \text{Mnsp_err_f} * (\text{p_fa} * \text{Kmu} * \text{Kmu_att}) \quad \dots\dots \text{式7-2e} \end{aligned}$$

また、更新中止条件に関する判断処理に関しては、S122-5-1の判断処理を行う際には、Mnsp_sens及びMnsp_estmの代わりに、それぞれMnsp_sens_f、Mnsp_estm_fを用いて当該判断処理を行うようにすればよい。また、S122-5-20の判断処理を行う際には、Mnsp_sens、Mnsp_estm及びpの代わりに、それぞれ、Mnsp_sens_f、Mnsp_estm_f、p_fa（又はp_f）を用いて、当該判断処理を行うようにすればよい。

30

【0391】

また、本実施形態では、 μ 感度pをフィルタ26daと飽和特性要素26gとの両方に通すようにしたが、 μ 感度pの大きさがさほど大きくならないような場合には、飽和特性要素26gを省略してもよい。この場合には、摩擦係数増減操作量 μ を算出する処理で、前記 μ 感度フィルタリング値p_fを μ 感度pの代わりに使用すればよい。

【0392】

また、フィルタ26ba, 26aa, 26daのうちのNSPヨーモーメントの推定値及び検出値に係わるフィルタ26ba, 26aaを省略したり、あるいは、 μ 感度pに係わるフィルタ26daを省略するようにしてもよい。

40

【0393】

[第8実施形態]

次に、本発明の第8実施形態を図20を参照して説明する。本実施形態は、前記 μ 推定手段26の一部の処理のみが、前記第1実施形態と相違するものである。

【0394】

具体的には、本実施形態における μ 推定手段26は、前記第7実施形態で説明したフィルタ26ba, 26aa, 26daと周波数特性が異なるフィルタ26bb, 26ab, 26dbを備え、該フィルタ26bb, 26ab, 26dbにそれぞれ、前記Mnsp_estm算出部26bにより算出されたNSPヨーモーメント推定値Mnsp_estm、NSPヨーモーメント検出値Mnsp_se

50

ns、前記Mnsp_sens算出部26aにより算出されたNSPヨーモーメント検出値Mnsp_sens、前記 μ 感度算出部26dにより算出された μ 感度 p (p_sens , p_f_sens , Vgx_estm)が入力されるようになっている。

【0395】

この例では、フィルタ26bb, 26ab, 26dbは、いずれもハイカット特性(所定周波数以上の高周波成分を遮断する特性)を有する。より詳しくは、各フィルタ26bb, 26ab, 26dbは、その伝達関数が例えば $1 / (1 + T_b * S)$ により表現されるものであり、それぞれの周波数特性が互いに同一の目標特性(ハイカット特性)になるように設定されている(伝達関数の時定数 T_b が互いに同一になるように設定されている)。この場合、各フィルタ26bb, 26ab, 26dbの周波数特性は、換言すれば、ローパス特性である。なお、例えば各フィルタ26bb, 26ab, 26dbのそれぞれの入力値の生成に用いられる各センサの周波数特性の相互の違い等に起因して、 μ_estm が μ_act に精度よく合致している状態でのMnsp_errと p との位相のずれ、あるいは、Mnsp_sensとMnsp_estmとの位相のずれが生じるような場合には、その位相のずれを解消するように、各フィルタ26bb, 26ab, 26dbの周波数特性を相互にずらすようにしてもよい。また、各フィルタ26bb, 26ab, 26dbは、ハイカット特性を有するものであれば、ローパス特性に限らず、バンドパス特性であってもよい。

10

【0396】

そして、本実施形態では、 μ 推定手段26は、Mnsp_sensとMnsp_estmとの偏差(NSPヨーモーメント推定誤差Mnsp_err)の代わりに、Mnsp_sensを入力するフィルタ26abの出力であるNSPヨーモーメントフィルタリング検出値Mnsp_sens_fと、Mnsp_estmを入力するフィルタ26bbの出力であるNSPヨーモーメントフィルタリング推定値Mnsp_estm_fとの偏差であるNSPヨーモーメントフィルタリング推定誤差Mnsp_err_f(=Mnsp_sens_f - Mnsp_estm_f)を、Mnsp_err算出部26cにより算出する。なお、第7実施形態で説明した場合と同様に、Mnsp_sensとMnsp_estmとの偏差である前記NSPヨーモーメント推定誤差Mnsp_errを、フィルタ26ba, 26aaと同一の周波数特性(ハイカット特性)のフィルタに通すことによって、Mnsp_err_fを得るようにしてもよい。

20

【0397】

また、本実施形態の μ 推定手段26は、前記第6実施形態で説明した飽和特性要素26gを有する。そして、 μ 推定手段26は、 μ 感度 p を入力するフィルタ26dbの出力である μ 感度フィルタリング値 p_f を、前記第7実施形態と同様に、 μ 感度 p の代わりに飽和特性要素26gに通すことによって、 p_f の関数値としての μ 感度依存値 p_fa を求める。なお、 μ 感度 p を飽和特性要素26gに通したもの(p_a)をフィルタ26dbに通すことによって μ 感度依存値 p_fa を求めるようにしてもよい。

30

【0398】

そして、 μ 推定手段26の摩擦係数増減操作量決定部26eは、NSPヨーモーメント推定誤差Mnsp_err、 μ 感度 p の代わりに、それぞれ、上記NSPヨーモーメントフィルタリング推定誤差Mnsp_err_f、 μ 感度依存フィルタリング値 p_fa を用いて前記式7-2の右辺の演算を行うことによって、摩擦係数増減操作量 μ の暫定値 μ_a を決定する。すなわち、前記式7-2dの右辺の演算により求められた値を上記暫定値 μ_a として得る。

40

【0399】

ここで、本実施形態では、フィルタ26bb, 26ab, 26dbがハイカット特性を有するため、比較的高い周波数域でのNSPヨーモーメントフィルタリング推定誤差Mnsp_err_fや μ 感度依存値 p_fa (又は μ 感度フィルタリング値 p_f)の位相遅れが生じ、ひいては前記式7-2dの右辺の演算により求められた暫定値 μ_a の位相遅れが生じやすい。このため、仮に、 μ_a をそのまま用いて路面摩擦係数推定値 μ_estm の更新するにすると μ_estm の振動が生じやすくなる。そこで、本実施形態では、摩擦係数増減操作量決定部26eには、暫定値 μ_a の位相を進める(位相遅れを解消する)ための位相補償要素26eaが備えられている。この位相補償要素26eaは、その伝達関数が、 $(1 + T_b * s) / (1 + T_c * S)$ により表現されるものであり、その分子の時定数 T_b は、フィルタ26bb

50

、26ab、26dbを表現する伝達関数の分母の時定数 T_b と同一である。

【0400】

そして、本実施形態では、摩擦係数増減操作量決定部26eは、上記の如く求めた暫定値 μ_a を、この位相補償要素26eaに通すことによって、最終的な摩擦係数増減操作量 μ （今回値）を決定する。なお、NSPヨーモーメントフィルタリング推定誤差 $M_{nsp_err_f}$ と μ 感度依存値 p_{fa} との積を、位相補償要素26eaに通した後に、該位相補償要素26eaの出力に前記基本ゲイン K_{mu} を乗じることによって、摩擦係数増減操作量 μ （今回値）を決定するようにしてもよい。

【0401】

本実施形態は、以上説明した事項以外は、前記第1実施形態と同一である。

10

【0402】

なお、本実施形態では、フィルタ26bb、26ab、26dbがそれぞれ、本発明における第1フィルタ、第2フィルタ、第3フィルタに相当する。そして、前記NSPヨーモーメントフィルタリング推定値 $M_{nsp_estm_f}$ が本発明における第1推定フィルタリング値に相当し、前記NSPヨーモーメントフィルタリング検出値 $M_{nsp_sens_f}$ が本発明における第2推定フィルタリング値に相当する。

【0403】

かかる本実施形態では、ハイカット特性のフィルタ26bb、26ab、26dbを使用して得られた前記NSPヨーモーメントフィルタリング推定誤差 $M_{nsp_err_f}$ と μ 感度依存値 p_{fa} とを用いて摩擦係数増減操作量 μ を決定することによって、ヨーレートセンサ13や横加速度センサ15等の各センサの出力に含まれる高周波ノイズに起因して M_{nsp_sens} 、 M_{nsp_estm} 、 p に含まれる不要成分を除去するようにして、路面摩擦係数推定値 μ_{estm} を求めることができる。その結果、 μ_{estm} の精度を高めることができる。また、位相補償要素26eaによって、 μ の位相遅れを解消するようにしたことによって、 μ 推定手段26が決定する μ_{estm} が振動的になるのが防止され、路面摩擦係数 μ の推定処理のロバスト性を高めることができる。

20

【0404】

補足すると、本実施形態のようにNSPヨーモーメントフィルタリング推定誤差 $M_{nsp_err_f}$ と μ 感度依存値 p_{fa} とを用いて摩擦係数増減操作量 μ を決定することは、前記第2～第5実施形態にも適用することができる。この場合には、前記第7実施形態に関して説明した場合と同様に、前記第2～第5実施形態におけるS122-5-4の処理（更新中止条件が成立しない場合に μ を算出する処理）において、上記の如く、位相補償要素26eaを用いて、摩擦係数増減操作量 μ を決定するようにすればよい。

30

【0405】

また、前記S122-5-1の判断処理を行う際には、 M_{nsp_sens} 及び M_{nsp_estm} の代わりに、それぞれ $M_{nsp_sens_f}$ 、 $M_{nsp_estm_f}$ を用いて当該判断処理を行うようにすればよい。また、S122-5-20の判断処理を行う際には、 M_{nsp_sens} 、 M_{nsp_estm} 及び p の代わりに、それぞれ、 $M_{nsp_sens_f}$ 、 $M_{nsp_estm_f}$ 、 p_{fa} （又は p_f ）を用いて、当該判断処理を行うようにすればよい。

40

【0406】

また、本実施形態では、 μ 感度 p をフィルタ26dbと飽和特性要素26gとの両方に通すようにしたが、 μ 感度 p の大きさがさほど大きくならないような場合には、飽和特性要素26gを省略してもよい。

【0407】

[第9実施形態]

次に、本発明の第9実施形態を図21を参照して説明する。本実施形態は、前記 μ 推定手段26の一部の処理のみが、前記第8実施形態と相違するものである。

【0408】

50

具体的には、本実施形態では、 μ 推定手段 26 は、前記 Mnsnp_err 算出部 26 c により算出された NSP ヨーモーメントフィルタリング推定誤差 Mnsnp_err_f を入力する不感帯処理部 26 ha と、 μ 感度 p を前記フィルタ 26 db 及び飽和特性要素 26 g に通してなる μ 感度依存値 p_fa を入力する不感帯処理部 26 hb とをさらに備える。

【0409】

前記不感帯処理部 26 ha は、これに対する入力値が、あらかじめ設定された“0”近傍の所定の不感帯内の値である場合に、“0”を出力すると共に、入力値が該不感帯の上限値 (> 0) よりも大きい場合と該不感帯の下限値 (= - 上限値) よりも小さい場合とにそれぞれ、入力値から上限値、下限値を差し引いた値を出力するものである。前記不感帯処理部 26 hb も同様である。なお、不感帯処理部 26 ha, 26 hb のそれぞれの不感帯は、同一の範囲である必要はない。

10

【0410】

そして、本実施形態では、Mnsnp_err_f を入力した不感帯処理部 26 ha の出力である NSP ヨーモーメントフィルタリング推定誤差 Mnsnp_err_fa と、p_fa を入力した不感帯処理部 26 hb の出力である μ 感度依存値 p_fb とが、Mnsnp_err、 μ の代わりに摩擦係数増減操作量決定部 26 e に入力される。そして、本実施形態では、摩擦増減操作量決定部 26 e は、入力された Mnsnp_err_fa と、p_fb とを用いて第 8 実施形態と同じ処理により摩擦係数増減操作量 μ を決定する。

【0411】

以上説明した以外の事項は、前記第 8 実施形態と同じである。

20

【0412】

かかる本実施形態では、前記第 8 実施形態と同様の効果を奏することに加えて、ヨーレートセンサ 13 や横加加速度センサ 15 などのセンサの出力の定常的なオフセットやドリフト、あるいは、実路面バンク角 bank_act に起因して Mnsnp_sens、Mnsnp_estm、p に含まれる定常的な不要成分を不感帯処理部 26 ha、26 hb で除去することができる。その結果、 μ _estm の精度をより一層高めることができる。

【0413】

補足すると、本実施形態のように不感帯処理部 26 ha, 26 hb を用いて摩擦係数増減操作量 μ を決定することは、前記第 2 ~ 第 5 実施形態にも適用することができる。この場合には、前記第 7 実施形態に関して説明した場合と同様に、前記第 2 ~ 第 5 実施形態における S122-5-4 の処理 (更新中止条件が成立しない場合に μ を算出する処理) において、上記の如く、Mnsnp_err_fa と、p_fb とを用いて摩擦係数増減操作量 μ を決定するようにすればよい。

30

【0414】

また、前記 S122-5-1 の判断処理を行う際には、Mnsnp_sens 及び Mnsnp_estm の代わりに、それぞれのフィルタリング値 Mnsnp_sens_f、Mnsnp_estm_f を用いて当該判断処理を行うようにすればよい。また、S122-5-20 の判断処理を行う際には、Mnsnp_sens、Mnsnp_estm 及び p の代わりに、それぞれ、Mnsnp_sens_f、Mnsnp_estm_f、p_fb (又は p_f) を用いて、当該判断処理を行うようにすればよい。

【0415】

また、本実施形態では、Mnsnp_err_f を入力する不感帯処理部 26 ha と、p_fb を入力する不感帯処理部 26 hb とを備えたが、いずれか一方の不感帯処理部 26 ha 又は 26 hb を省略してもよい。

40

【0416】

なお、以上説明した第 1 ~ 第 9 実施形態では、NSP ヨーモーメント推定値 Mnsnp_estm を求めるために、各車輪 2-i の駆動・制動力推定値 Fsubx_i_estm と横力推定値 Fsuby_i_estm とを求め、それらの推定値を基に、Mnsnp_estm を算出するようにしたが、実 NSP ヨーモーメント Mnsnp_act は、一般には、各車輪 2-i の横力及び駆動・制動力のうちの横力に対する依存性が高く、駆動・制動力に対する依存性が低い。従って、各車輪 2-i の駆動・制動力推定値 Fsubx_i_estm を求めることを省略してもよい。この場合、例えば、車輪

50

2 - i (i = 1 , 2 , 3 , 4) の横力推定値Fsuby_i_estmの合力によって車両 1 の重心点に作用する横方向の並進力と、該横力推定値Fsuby_i_estmの合力によって車両 1 の重心点に作用するヨー軸周りのモーメントとをそれぞれ、前記全路面反力合成横力推定値Fgy_total_estm、全路面反力ヨーモーメントMgz_total_estmとして求め、その求めたFgy_total_estmとMgz_total_estmとから前記式 7 - 1 によって、NSPヨーモーメント推定値Mnsp_estmを求めるようにすればよい。

【 0 4 1 7 】

また、車両 1 の横滑り運動も、各車輪 2 - i の横力及び駆動・制動力のうちの横力に対する依存性が高い。従って、車両 1 の横滑り運動の状態量を前記車両運動推定部 2 4 d で推定する場合に、車輪 2 - i (i = 1 , 2 , 3 , 4) の横力推定値Fsuby_i_estmの合力によって車両 1 の重心点に作用する横方向の並進力だけを、車両 1 の重心点に作用する横方向の外力 (並進力) の全体と見なして車両 1 の横滑り運動の状態量を推定するようにしてもよい。例えば、車輪 2 - i (i = 1 , 2 , 3 , 4) の横力推定値Fsuby_i_estmの合力によって車両 1 の重心点に作用する横方向の並進力の値を、全路面反力合成横力推定値Fgy_total_estmとして求め、このFgy_total_estmを用いて前記式 1 - 1 4 a の演算を行うことで、車両重心横滑り速度変化率推定値Vgdot_y_estmを求めると共に該Vgdot_y_estmを積分することで車両重心横滑り速度推定値Vgy_estmを求めるようにしてもよい。

10

【 0 4 1 8 】

また、以上説明した第 1 ~ 第 9 実施形態では、バンク角推定手段 2 8 及び勾配角推定手段 3 0 を備えたが、前記第 1 ~ 第 9 実施形態で路面摩擦係数 μ を推定する処理では、路面バンク推定値 bank_estm及び路面勾配角推定値 slope_estmは不要である。従って、バンク角推定手段 2 8 及び勾配角推定手段 3 0 を省略してもよい。

20

【 0 4 1 9 】

また、前記車両モデル演算手段 2 4 の処理では、路面が水平面であることを前提とした車両運動モデルを用いたが、路面バンク角 bankや路面勾配角 slopeを考慮した車両運動モデルを用いてもよい。例えば、前記式 1 - 1 3、1 - 1 4 を、それぞれ次式 1 - 1 3 b、1 - 1 4 b に置き換えた車両運動モデルを用いるようにしてもよい。

【 0 4 2 0 】

$$Fgx_total = m * (Vgdot_x - Vgy * - g * s i n (slope)) \quad \dots\dots \text{式 } 1 - 1 3 b$$

$$Fgy_total = m * (Vgdot_y + Vgx * + g * s i n (bank)) \quad \dots\dots \text{式 } 1 - 1 4 b$$

30

この場合には、車両モデル演算手段 2 4 は、例えば次のようにして、車両重心前後速度推定値Vgx_estmや車両重心横滑り速度推定値Vgy_estmを求めつつ、路面バンク角 bankや路面勾配角 slopeを推定することができる。

【 0 4 2 1 】

具体的には、この場合には、車両モデル演算手段 2 4 は、前記式 1 - 1 3 a , 1 - 1 4 a の代わりに、それぞれ、次式 1 - 1 3 c , 1 - 1 4 c により、車両重心前後速度変化率推定値Vgdot_x_estm及び車両重心横滑り速度変化率推定値Vgdot_y_estmを算出する。

【 0 4 2 2 】

40

$$Vgdot_x_estm = Fgx_total_estm / m + Vgy_estm_p * _estm_p + g * s i n (slope_estm_p) \quad \dots\dots \text{式 } 1 - 1 3 c$$

$$Vgdot_y_estm = Fgy_total_estm / m - Vgx_estm_p * _estm_p - g * s i n (bank_estm_p) \quad \dots\dots \text{式 } 1 - 1 4 c$$

そして、車両モデル演算手段 2 4 は、これらのVgdot_x_estmとVgdot_y_estmとを用いて、前記第 1 実施形態と同様に、車両重心前後速度推定値Vgx_estmと車両重心横滑り速度推定値Vgy_estmとを求める。なお、車両重心前後速度推定値Vgx_estmは、前記車輪速度選択検出値Vw_i_sens_selectに一致させるようにしてもよい。

50

【 0 4 2 3 】

さらに、車両モデル演算手段 2 4 は、前記前後加速度センサ 1 4 が感応する加速度の推定値であるセンサ感応前後加速度推定値 $Accx_sensor_estm$ と、横加速度センサ 1 5 が感応する加速度の推定値であるセンサ感応横加速度推定値 $Accy_sensor_estm$ とをそれぞれ次式 1 - 3 1 , 1 - 3 2 により算出する。

【 0 4 2 4 】

$$Accx_sensor_estm = Vgdot_x_estm - Vgy_estm_p * _estm_p - g * \sin(\text{slope_estm_p}) \quad \dots\dots \text{式 1 - 3 1}$$

$$Accy_sensor_estm = Vgdot_y_estm + Vgx_estm_p * _estm_p + g * \sin(\text{bank_estm_p}) \quad \dots\dots \text{式 1 - 3 2}$$

10

なお、式 1 - 3 1 , 1 - 3 2 の代わりに、それぞれ、式 1 - 1 3 c の右辺の第 1 項の演算、式 1 - 1 4 c の右辺の第 1 項の演算により、 $Accx_sensor_estm$ と $Accy_sensor_estm$ とを求めるとしてもよい。

【 0 4 2 5 】

ここで、上記のように求められる $Accx_sensor_estm$ は、路面勾配角推定値の前回値（最新値） slope_estm_p が正確であると仮定して求められるセンサ感応前後加速度推定値を意味する。同様に、上記のように求められる $Accy_sensor_estm$ は、路面バンク角推定値の前回値（最新値） bank_estm_p が正確であると仮定して求められるセンサ感応横加速度推定値を意味する。従って、前後加速度センサ 1 4 の出力に基づく車両重心前後加速度検出値 $Accx_sens$ （＝センサ感応前後加速度検出値）と、センサ感応前後加速度推定値 $Accx_sensor_estm$ との偏差は、 slope_estm_p の誤差に応じたものとなると考えられる。同様に、横加速度センサ 1 5 の出力に基づく車両重心横加速度検出値 $Accy_sens$ （＝センサ感応横加速度検出値）と、センサ感応横加速度推定値 $Accy_sensor_estm$ との偏差は、 bank_estm_p の誤差に応じたものとなると考えられる。

20

【 0 4 2 6 】

そこで、車両モデル演算手段 2 4 は、車両重心前後加速度検出値 $Accx_sens$ と、センサ感応前後加速度推定値 $Accx_sensor_estm$ との偏差を“0”に収束させるように、該偏差に応じてフィードバック制御則により路面勾配角推定値 slope_estm を更新することによって、新たな路面勾配角推定値 slope_estm を求める。同様に、車両モデル演算手段 2 4 は、車両重心横加速度検出値 $Accy_sens$ と、センサ感応横加速度推定値 $Accy_sensor_estm$ との偏差を“0”に収束させるように、該偏差に応じてフィードバック制御則により bank_estm を更新することによって、新たな路面バンク角推定値 bank_estm を求める。

30

【 0 4 2 7 】

例えば、車両モデル演算手段 2 4 は、次式 1 - 3 3 , 1 - 3 4 により、それぞれ、新たな路面勾配角推定値 slope_estm 、路面バンク角推定値 bank_estm を求める。

【 0 4 2 8 】

$$\text{slope_estm} = \text{slope_estm_p} + K_{\text{slope}} * (Accx_sens - Accx_sensor_estm) \quad \dots\dots \text{式 1 - 3 3}$$

$$\text{bank_estm} = \text{bank_estm_p} + K_{\text{bank}} * (Accy_sens - Accy_sensor_estm) \quad \dots\dots \text{式 1 - 3 4}$$

40

なお、式 1 - 3 3 の K_{slope} 、式 1 - 3 4 の K_{bank} は、それぞれ、あらかじめ設定された所定値（比例ゲイン）である。この例では、偏差（ $Accx_sens - Accx_sensor_estm$ ）、（ $Accy_sens - Accy_sensor_estm$ ）の積分演算によって、それぞれ、 slope_estm 、 bank_estm とが算出されることとなる。

【 0 4 2 9 】

以上のようにして、車両重心前後速度推定値 Vgx_estm や車両重心横滑り速度推定値 Vgy_estm

50

estmを求めつつ、路面バンク角 bankや路面勾配角 slopeを推定することができる。

【0430】

なお、このようにした場合には、車両重心前後加速度推定値Accx_estmや車両重心横加速度推定値Accy_estmの算出は不要である。また、この場合には、前記式1-14bにより表される関係が、車両運動・路面反力推定手段に係わる動力学の関係に相当する。

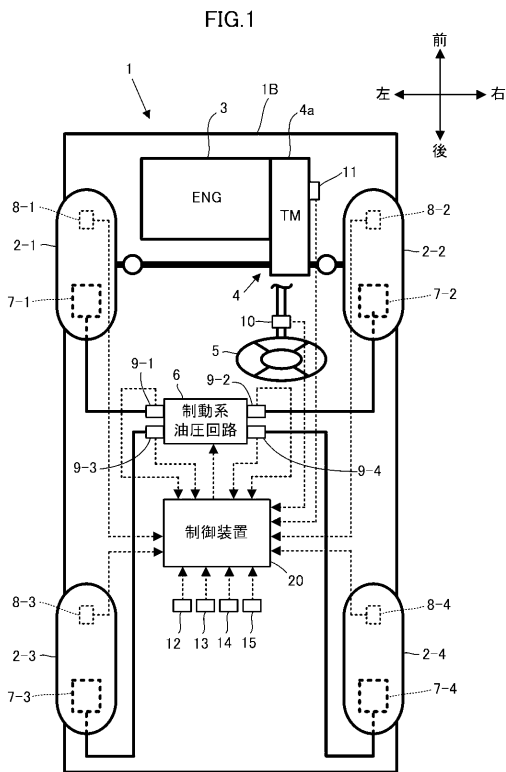
【符号の説明】

【0431】

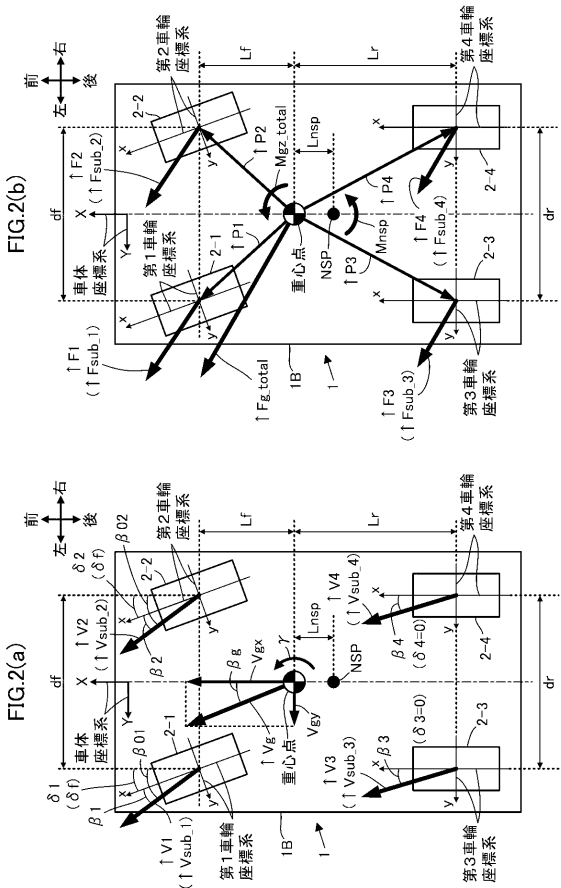
1...車両、2-1, 2-2, 2-3, 2-4...車輪、15...横加速度センサ、S102~S116, S122-2...NSPヨーモーメント第1推定手段、S122-1...NSPヨーモーメント第2推定手段、26d(S122-4)...μ感度算出部(μ感度算出手段)、26e(S122-5)...摩擦係数増減操作量決定部(摩擦係数増減操作量決定手段)、26f(S122-6)...摩擦係数推定値更新部(摩擦係数推定値更新手段)。

10

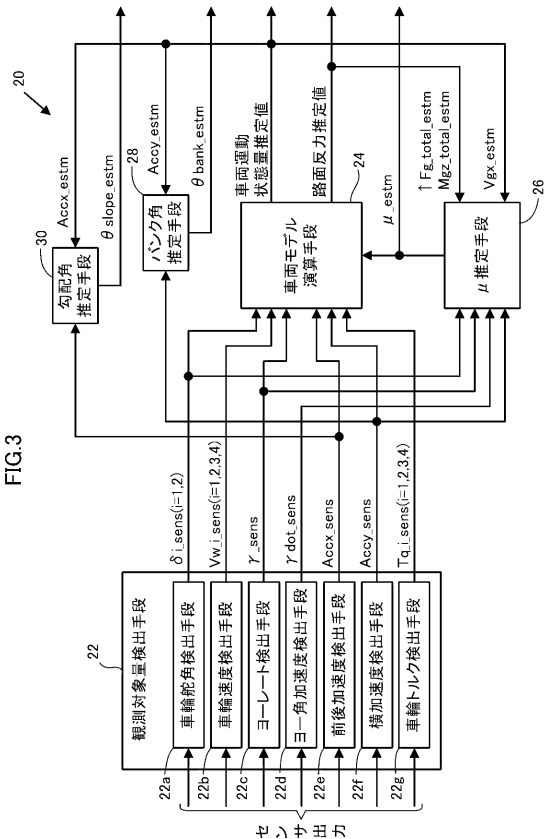
【図1】



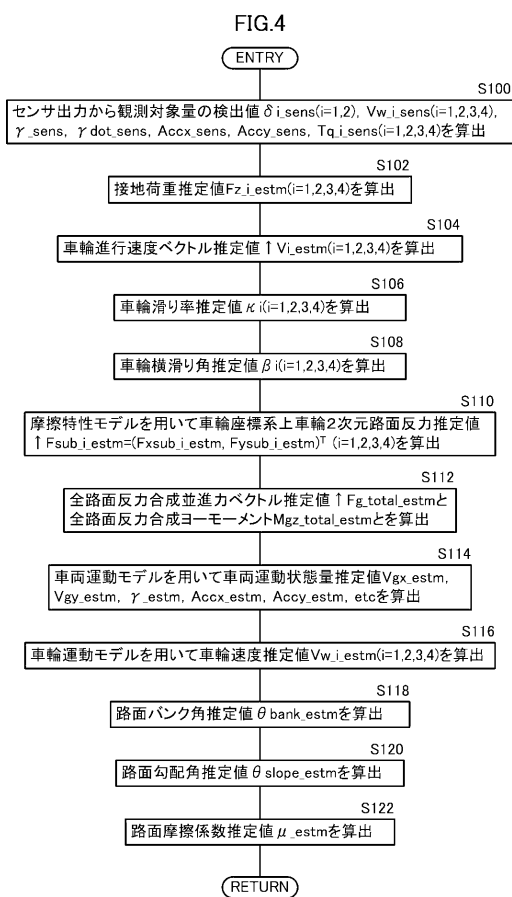
【図2】



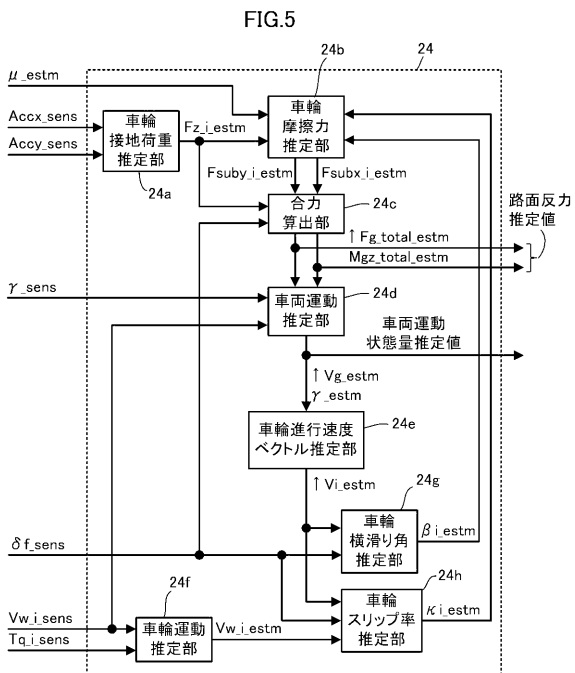
【図3】



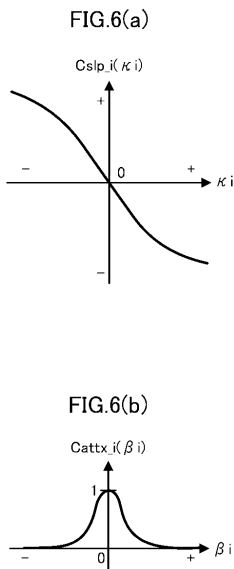
【図4】



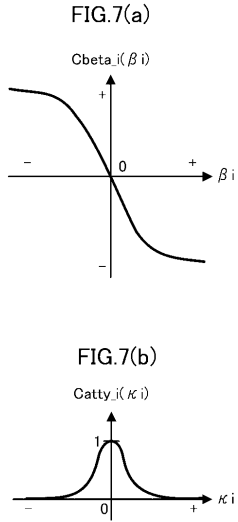
【図5】



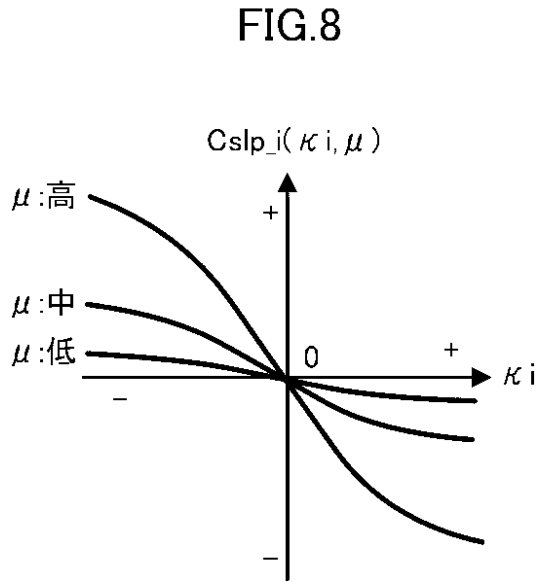
【図6】



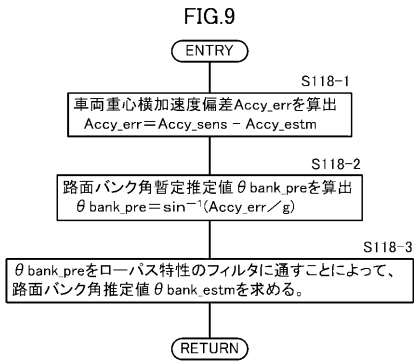
【図7】



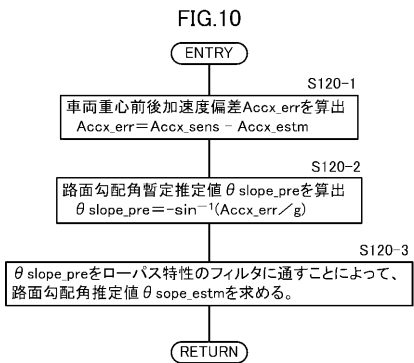
【図8】



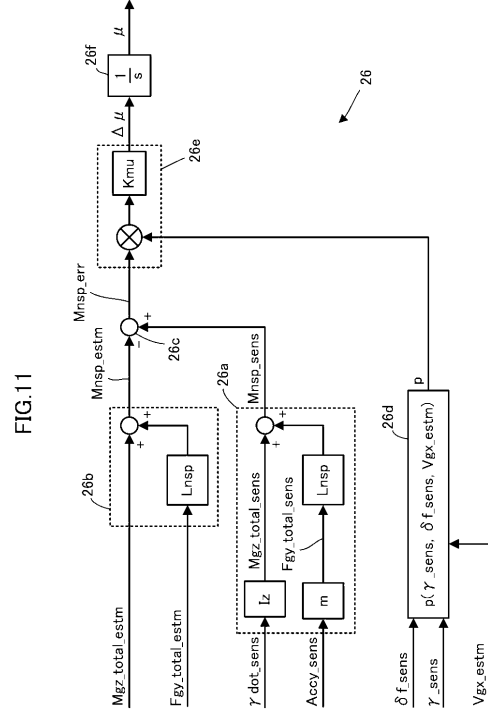
【図9】



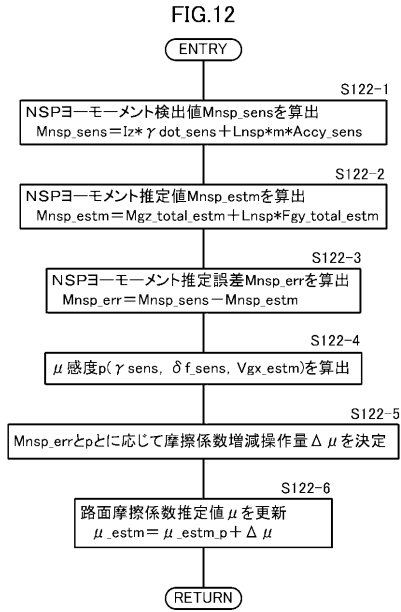
【図10】



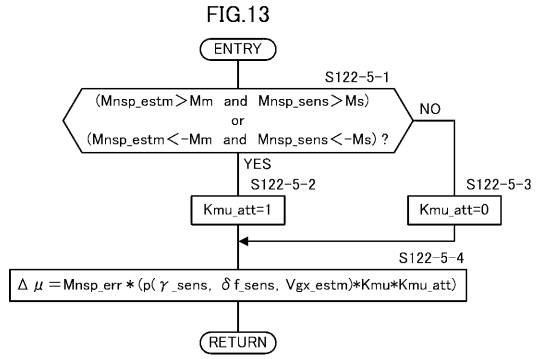
【図11】



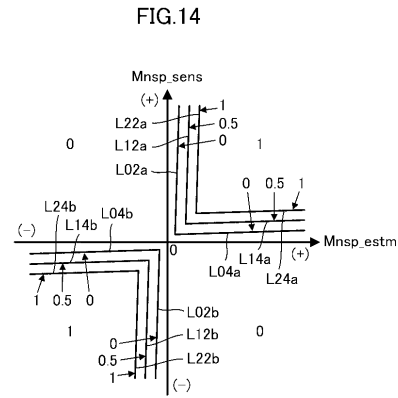
【図12】



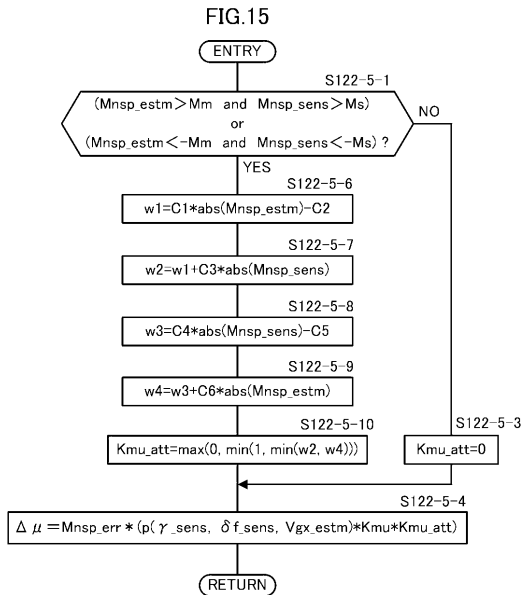
【図13】



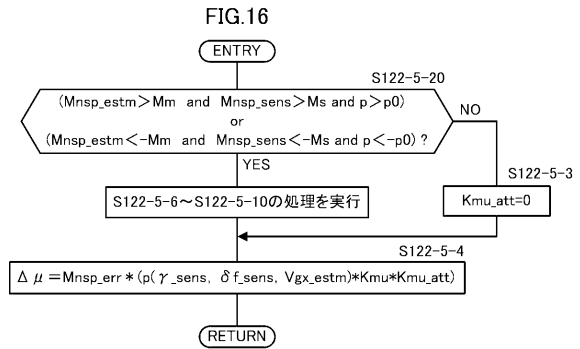
【図14】



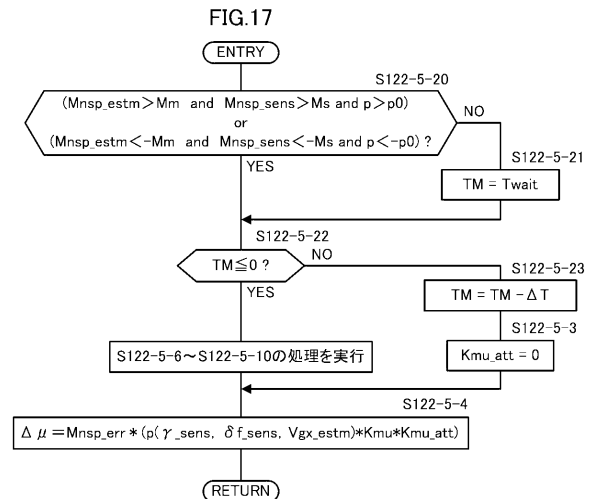
【図15】



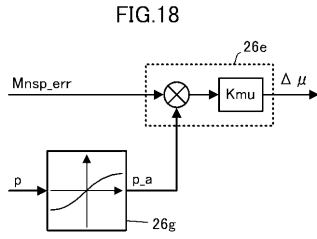
【図16】



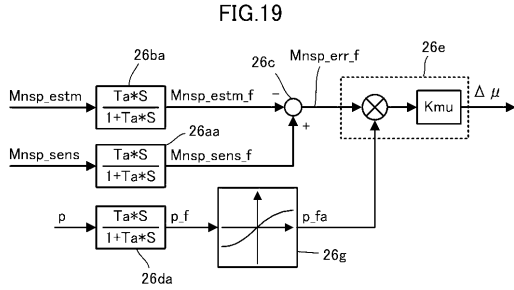
【図17】



【 18 】

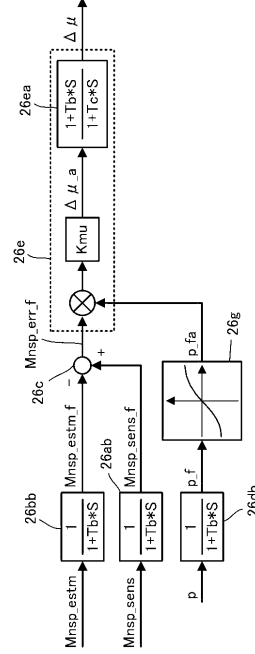


【 19 】



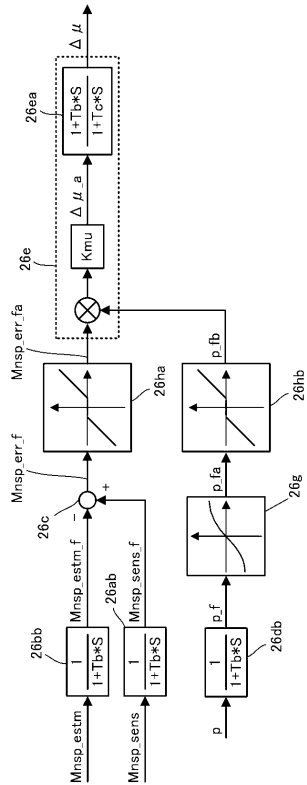
【 20 】

FIG.20



【 21 】

FIG.21



フロントページの続き

- (72)発明者 母里 佳裕
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
- (72)発明者 牛村 智也
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 吉村 俊厚

- (56)参考文献 特開2003-118554(JP,A)
特開2000-025599(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
- | | | | |
|------|-------|---|-------|
| B60W | 10/00 | - | 10/30 |
| | 30/00 | - | 50/16 |