

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3553539号  
(P3553539)

(45) 発行日 平成16年8月11日(2004.8.11)

(24) 登録日 平成16年5月14日(2004.5.14)

(51) Int. Cl.<sup>7</sup>

F I

B60R 16/02  
B60K 17/35  
B60K 23/04  
B60T 8/58  
G01N 19/02B60R 16/02 661B  
B60K 17/35 B  
B60K 23/04 E  
B60T 8/58 ZYWH  
G01N 19/02 B

請求項の数 3 (全 22 頁)

(21) 出願番号 特願2001-331154 (P2001-331154)  
 (22) 出願日 平成13年10月29日(2001.10.29)  
 (62) 分割の表示 特願平6-144656の分割  
 原出願日 平成6年6月27日(1994.6.27)  
 (65) 公開番号 特開2002-200927 (P2002-200927A)  
 (43) 公開日 平成14年7月16日(2002.7.16)  
 審査請求日 平成13年10月29日(2001.10.29)

(73) 特許権者 000005348  
 富士重工業株式会社  
 東京都新宿区西新宿一丁目7番2号  
 (74) 代理人 100063565  
 弁理士 小橋 信淳  
 (74) 代理人 100118898  
 弁理士 小橋 立昌  
 (72) 発明者 松野 浩二  
 東京都新宿区西新宿一丁目7番2号 富士  
 重工業株式会社内

審査官 田々井 正吾

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 路面摩擦係数推定方法

(57) 【特許請求の範囲】

## 【請求項1】

路面の摩擦係数を推定する路面摩擦係数推定方法であって、少なくとも舵角、車速、実ヨーレイトの各種パラメータと車両の運動方程式とに基づき、前後輪のコーナリングパワーを非線形域に拡張して推定し、この前後輪の推定コーナリングパワーと高 $\mu$ 路でのコーナリングパワーとを比較して前後輪毎の路面摩擦係数推定値を算出し、これらの路面摩擦係数推定値のうち大きい方を路面摩擦係数推定値の代表値として設定することを特徴とする路面摩擦係数推定方法。

## 【請求項2】

前記車両の運動方程式を状態変数表現で示し、パラメータ調整則を設定して適応制御理論を展開することによって推定されたパラメータと実車のパラメータとから前記前後輪の推定コーナリングパワーが推定されることを特徴とする請求項1に記載の路面摩擦係数推定方法。

## 【請求項3】

路面の摩擦係数を推定する路面摩擦係数推定方法であって、少なくとも舵角、車速、推定された前後輪のコーナリングパワーと車両の線形領域の運動方程式とに基づき車体のヨーレイトと横加速度とを演算し、演算されたヨーレイトおよび実ヨーレイトの偏差と、演算された横加速度および実横加速度の偏差とを演算し、これらの両偏差に基づいて前後輪のコーナリングパワーを非線形域まで拡張して推定し、この前後輪の推定コーナリングパワーと高 $\mu$ 路でのコーナリングパワーとを比較して前後輪毎の路面摩擦係数推定値を算出し、これら

10

20

の路面摩擦係数推定値のうち大きい方を路面摩擦係数推定値の代表値として設定することを特徴とする路面摩擦係数推定方法。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】

本発明は、路面の摩擦係数を推定する路面摩擦係数推定方法に関する。

【0002】

【従来の技術】

一般に、車両においては駆動方式により異なった特有の運動性能になることが知られている。ここで、センターディファレンシャルを備えたフルタイム式4輪駆動車では、常に4輪を駆動することで、FR車やFF車のようなスリップやスキッドが回避されて駆動、制動、旋回の走行時の限界性能が向上する。また、スロットルオン、オフ時の影響が前、後輪に分散して作用するので、アンダステアやオーバステアの傾向が共に弱くなって両者の中間的な特性になるのであり、このような利点から近年通常の車両においても、この種の4輪駆動車が大幅に普及しつつある。また、このセンターディファレンシャルを備えた4輪駆動車においては、前後輪や左右後輪のトルク配分が更に旋回性能や車両挙動変化に対して影響を与え、これらのトルク配分を適正化することで運動性能、動的安定性を一層向上することが可能である。そこで、前後輪等のトルク配分を運転、走行条件に応じて最適に可変制御することが研究開発されている。

【0003】

従来、上述したようなセンターディファレンシャルを備えた4輪駆動車の前後輪のトルク配分制御に関しては、例えば特開昭63-13824号公報の先行技術がある。ここで、センターディファレンシャルに対して油圧式多板クラッチを、その差動制限トルクによりトルク移動して前後輪のトルク配分を可変することが可能に構成する。また、車両の旋回状態は横Gにより検出することが可能であり、この横Gの値が大きくなると、漸次タイヤのグリップ力が限界状態に近付き車両のスピンやドリフトを生じるようになる。そこで、横Gの値に応じて多板クラッチの差動制限トルクを設定し、前後輪のトルク配分をスピンやドリフトを生じないように可変制御することが示されている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】

ところで、上記先行技術のものにあつては、横Gの値のみで旋回状態を判断する構成であるから、タイヤの横すべり角に対して横力が比例的に変化する線形のグリップ領域に限定される。即ち、低 $\mu$ 路においてタイヤのグリップ力が限界に達して車両がスピン等を始める限界状態では、横力が非線形に変化して実際の横Gの値は車両がスピンする挙動に基づいて任意に変化してしまい、旋回状態を正確に判断することができなくなるからである。一方、限界状態のスピン等を防止するには、非線形のスリップ領域の車両の挙動を正確に判断して前後輪のトルク配分を制御することが必要になり、この点で先行技術のものでは不十分である。

【0005】

本発明は、このような点に鑑み、グリップ領域、スリップ領域を問わず逐次路面摩擦係数を検出或いは推定することによって、非線形なスリップ領域での車両の運動特性を正確に把握することのできる路面摩擦係数推定方法を提供することを目的とする。

【0006】

【課題を解決するための手段】

この目的を達成するため本発明は、路面の摩擦係数を推定する路面摩擦係数推定方法であつて、少なくとも舵角、車速、実ヨーレイトの各種パラメータと車両の運動方程式とに基づき、前後輪のコーナリングパワーを非線形域に拡張して推定し、この前後輪の推定コーナリングパワーと高 $\mu$ 路でのコーナリングパワーとを比較して前後輪毎の路面摩擦係数推定値を算出し、これらの路面摩擦係数推定値のうち大きい方を路面摩擦係数推定値の代表値として設定することを特徴とする。

10

20

30

40

50

## 【0007】

また、本発明は、前記車両の運動方程式を状態変数表現で示し、パラメータ調整則を設定して適応制御理論を展開することによって推定されたパラメータと実車のパラメータとから前記前後輪の推定コーナリングパワーが推定されることを特徴とする。

## 【0008】

さらに、本発明は、路面の摩擦係数を推定する路面摩擦係数推定方法であって、少なくとも舵角、車速、推定された前後輪のコーナリングパワーと車両の線形領域の運動方程式とに基づき車体のヨーレートと横加速度とを演算し、演算されたヨーレートおよび実ヨーレートの偏差と、演算された横加速度および実横加速度の偏差とを演算し、これらの両偏差に基づいて前後輪のコーナリングパワーを非線形域まで拡張して推定し、この前後輪の推定コーナリングパワーと高 $\mu$ 路でのコーナリングパワーとを比較して前後輪毎の路面摩擦係数推定値を算出し、これらの路面摩擦係数推定値のうち大きい方を路面摩擦係数推定値の代表値として設定することを特徴とする。

10

## 【0009】

## 【作用】

上記構成による本発明では、少なくとも舵角、車速、実ヨーレートのパラメータと車両の運動方程式とによって車両の挙動が常に監視される。そして、たとえば、低 $\mu$ 路の旋回加速時にタイヤのグリップ力が限界に達して車両がスピン等を始める限界状態では、タイヤ横力が低下し非線形に変化するが、車両の運動方程式を低 $\mu$ 路の非線形領域まで拡張して解析することによって、この車両の限界挙動のタイヤ横力の低下を前後輪のコーナリング

20

## 【0010】

## 【実施例】

以下、本発明の摩擦係数推定方法を適用した4輪駆動車のトルク配分制御装置の実施例を図面に基いて説明する。なお、本発明の摩擦係数推定方法は、4輪駆動車のみならず左右輪のトルク配分制御が可能な2輪駆動車に適用しても良い。まず、前後輪と左右後輪とのトルク配分制御が可能な4輪駆動車の駆動系の概略について図2を用いて説明する。符合1はエンジン、2はクラッチ、3は変速機であり、変速機出力軸4がセンターディファレンシャル20に入力している。センターディファレンシャル20から前方に向かってフロント駆動軸5が、後方に向かってリヤ駆動軸6が出力され、フロント駆動軸5はフロン

30

## 【0011】

トディファレンシャル7、車軸8を介して左右の前輪9L, 9Rに、リヤ駆動軸6はプロペラ軸10、リヤディファレンシャル11、車軸12を介して左右の後輪13L, 13Rにそれぞれ連結して伝動構成されている。

リヤディファレンシャル11はベベルギヤ式であり、このリヤディファレンシャル11の例えばデフケース11aと一方のサイドギヤ11bとの間に、差動制限装置として油圧多板式リヤクラッチ28がバイパスして付設されている。そして、リヤクラッチ28のリヤ差動制限トルク $T_d$ が零の場合は、左右後輪13L, 13Rに等しくトルク配分し、所定のリヤ差動制限トルク $T_d$ を生じるとこのトルク $T_d$ の分だけ高速輪から低速輪にトルク移動し、最も大きいリヤ差動制限トルク $T_d$ でデフロックする場合は左右後輪13L, 13Rにかかる荷重 $W$ と路面摩擦係数 $\mu$ との積 $W \cdot \mu$ に応じてトルク配分するようになっている。

40

## 【0012】

センターディファレンシャル20は複合プラネタリギヤ式であり、変速機出力軸4と一体の第1サンギヤ21、リヤ駆動軸6と一体の第2サンギヤ22、及びこれらのサンギヤ21, 22の周囲に複数個配置されるピニオン23を有し、ピニオン23の第1ピニオンギヤ23aが第1サンギヤ21に、第2ピニオンギヤ23bが第2サンギヤ22にそれぞれ噛合している。また、変速機出力軸4にはリダクションのドライブギヤ25が回転自在に設けられ、このドライブギヤ25と一体のキャリア24にピニオン23が軸支され、ドライブギヤ25はフロント駆動軸5と一体のドリブンギヤ26に噛合して構成される。これ

50

により、第1サンギヤ21に入力する変速動力をキャリア24と第2サンギヤ22とに、  
 所定の基準トルク配分で分けて伝達し、回転時の前後輪の回転差をピニオン23の遊星回  
 転により吸収するようになっている。ここで、基準トルク配分は、2つのサンギヤ21、  
 22と2つのピニオンギヤ23a、23bとの4つのギヤ噛み合いピッチ円半径で自由に設  
 定される。そこで、前輪トルクTFと後輪トルクTRとの基準トルク配分etを例えば、  
 【数1】

$$TF : TR \doteq 34 : 66$$

のように十分に後輪偏重に設定することが可能になる。

10

【0013】

また、上記センターディファレンシャル20の直後方には油圧多板式センタークラッチ27が、ドラム27aをキャリア24に、ハブ27bを第2サンギヤ22と一体的なりヤドライブ軸6に結合して同軸上に配置される。そして、センタークラッチ27のセンター差動制限トルクTcによりセンターディファレンシャル20の差動を制限すると共に、後輪側から前輪側にトルク移動することが可能になっている。ここで、フロントエンジン搭載の場合は、車両の前輪重量WFと後輪重量WRとの静的重量配分ewが例えば、

【数2】

$$WF : WR \doteq 62 : 38$$

20

であり、センタークラッチ27による直結の場合は、前後輪の路面摩擦係数μが等しいとすると、この重量配分ewに応じて前輪偏重にトルク配分される。従って、センタークラッチ27のセンター差動制限トルクTcにより前後輪のトルク配分を、後輪偏重の基準トルク配分etと、前輪偏重の重量配分ewとの広い範囲で制御することが可能とされている。

【0014】

次に、センタークラッチ27とリヤクラッチ28との油圧制御系について説明する。まず、変速機3が自動変速機の場合は、その油圧制御系のオイルポンプ30の油圧をレギュレータ弁31で調圧したライン圧を利用して構成される。そこで、センタークラッチ油圧制御手段32はライン圧油路33と連通するクラッチ制御弁34を有し、このクラッチ制御弁34が油路35を介してセンタークラッチ27に連通する。また、ライン圧油路33はパイロット弁36及びオリフィス37を有する油路38によりソレノイド弁40に連通し、ソレノイド弁40によるデューティ圧が油路39を介してクラッチ制御弁34の制御側に作用する。ソレノイド弁40は制御ユニット50からの各走行条件に応じたデューティ信号が入力すると、それにより油圧をドレンしてデューティ圧Pdを生じるものであり、このデューティ圧Pdに応じてクラッチ制御弁34を動作し、センタークラッチ27のセンター差動制限トルクTcを可変制御する。また、リヤクラッチ油圧制御手段32'は同様に油路33、39'と連通したクラッチ制御弁34'、油路35'、ソレノイド弁40'を有し、ソレノイド弁40'のデューティ圧Pdによりリヤクラッチ28のリヤ差動制限トルクTdを可変制御するように構成される。

30

40

【0015】

次いで、前後輪トルク配分制御装置の制御系について説明する。まず、基本的制御原理について説明する。タイヤ特性が線形領域では前後輪のコーナリングパワーが一定であるが、低μ路での旋回加速時にタイヤグリップが限界に達して車両スピンするように限界挙動する場合は、タイヤ横力が低下する。そこで、車両の限界挙動のタイヤ横力の低下を前後輪のコーナリングパワーの低下として扱うことにより、路面μを正確に推定でき、且つ車両の運動方程式を低μ路の非線形領域まで拡張して解析できる。また、摩擦円の理論により駆動力もタイヤ横力に影響を与える。更に、非線形なスリップ領域での車両の安定性の目安は、ステア特性のスタビリティファクタにより判断できる。

50

## 【0016】

そこで、種々のパラメータにより非線形領域の前後輪のコーナリングパワーを求めて路面 $\mu$ を推定し、車両の限界挙動をスタビリティファクタにより数値化する。また、駆動力、走行状態、路面 $\mu$ 、スタビリティファクタにより車両の運動方程式を解析することで、非線形領域での車両の運動特性を正確に把握できる。このため、前後輪トルク配分を常に一定のスタビリティファクタを得るように制御することで車両スピン等を防止して安定性を向上できる。

## 【0017】

従って、種々のパラメータにより非線形領域の前後輪のコーナリングパワーを求めて路面 $\mu$ を推定することが重要であり、舵角、車速、実際のヨーレート（ヨー角速度）により求めることができる。この場合の路面 $\mu$ の推定方法としては、例えば車両の運動方程式に基づくヨーレート応答と実際のヨーレートとを比較し、タイヤの等価コーナリングパワーを未知パラメータとしてその値をオンラインで推定する方法がある。具体的には、以下の適応制御理論によるパラメータ調整則で算出される。

## 【0018】

図3の車両運動モデルを用いて、車両の横運動の運動方程式を立てる。横方向の並進運動の運動方程式は、前後輪のコーナリングフォース $C_f$ 、 $C_r$ 、車体質量 $M$ 、横加速度 $G_y$ により以下である。

## 【数3】

$$2C_f + 2C_r = M \cdot G_y$$

## 【0019】

一方、重心回りの回転の運動方程式は、重心から前後輪までの距離 $L_f$ 、 $L_r$ 、車体のヨーイング慣性モーメント $I_z$ 、ヨー角加速度 $\dot{\gamma}$ により以下である。

## 【数4】

$$2C_f \cdot L_f - 2C_r \cdot L_r = I_z \cdot \dot{\gamma}$$

## 【0020】

車速 $V$ と重心点の横方向への並進速度（横すべり速度） $V_y$ を用いると、横加速度 $G_y$ は、次式で表わされる。

## 【数5】

$$G_y = \dot{V}_y + V \cdot \dot{\gamma}$$

## 【0021】

コーナリングフォースはタイヤの横すべり角に対し1次遅れに近い応答をするが、この遅れを無視すると、前後輪のコーナリングパワー $K_f$ 、 $K_r$ 、前後輪の横すべり角 $\alpha_f$ 、 $\alpha_r$ により以下となる。

## 【数6】

$$C_f = K_f \cdot \alpha_f, \quad C_r = K_r \cdot \alpha_r$$

## 【0022】

コーナリングパワーの中でロールやサスペンションの影響を考慮するものとして等価コーナリングパワーを用いると、横すべり角 $\alpha_f$ 、 $\alpha_r$ は、前輪舵角 $\delta_f$ 、後輪舵角 $\delta_r$ 、ステアリングギヤ比 $n$ により以下のように簡略化できる。

## 【数7】

10

20

30

40

$$\alpha_f = \frac{\delta f}{n} - \frac{V_y + L_f \cdot \gamma}{V}$$

$$\alpha_r = \delta r - \frac{V_y - L_r \cdot \gamma}{V}$$

以上が基本的な運動方程式である。

【0023】

そこで、上記運動方程式を状態変数表現で示し、パラメータ調整則を設定して適応制御理論を展開することで種々のパラメータが推定される。次に、推定されたパラメータから実車のコーナリングパワー  $K_f$ 、 $K_r$  を求める。実車のパラメータとしては、車体質量  $M$  やヨーイング慣性モーメント  $I_z$  等があるが、これらは一定と仮定し、タイヤのコーナリングパワーのみが変化するものとする。タイヤのコーナリングパワーが変化する要因としては、すべり角に対する横力の非線形性、路面  $\mu$  の影響、荷重移動の影響等がある。ヨーレイトの変化により推定されるパラメータ  $a$ 、前輪舵角  $\delta_f$  により推定されるパラメータ  $b$ 、ステアリングギヤ比  $n$  により、前後輪のコーナリングパワー  $K_f$ 、 $K_r$  を求めると、例えば以下になる。

【数8】

$$K_f = b \cdot I_z \cdot n / 2L_f$$

$$K_r = (a \cdot I_z + L_f \cdot K_f) / L_r$$

【0024】

ここで、前後輪のコーナリングパワー  $K_f$ 、 $K_r$  を求める過程について詳細に説明する。上記の運動方程式をまとめると以下の状態方程式となる。

【数9】

$$\dot{X}_p = A_p X_p + B_p U_p$$

$$X_p = [\dot{\gamma} \quad V_y]^T \quad U_p = [\theta_H \quad \delta_r]^T$$

$$A_p = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{pmatrix} \quad B_p = \begin{pmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{pmatrix}$$

$$a_{11} = -2(L_f^2 K_f + L_r^2 K_r) / I_z \cdot V \quad b_{11} = 2L_f K_f / I_z \cdot N$$

$$a_{12} = -2(L_f K_f - L_r K_r) / I_z \cdot V \quad b_{12} = -2L_r K_r / I_z$$

$$a_{21} = -2(L_f K_f - L_r K_r) / MV - V \quad b_{21} = 2K_f / MN$$

$$a_{22} = -2(K_f + K_r) / MV \quad b_{22} = 2K_r / M$$

【0025】

次に、パラメータ調整則を考えるにあたり、車速は既知であるとして、車速と固定パラメータとを分離すると以下となる。

【数10】

10

20

30

40

$$\dot{X}_p = A_p X_p + B_p U_p$$

$$A_p = \begin{pmatrix} 2a_{11}'/V & 2a_{12}'/V \\ 2a_{21}'/V - V & 2a_{22}'/V \end{pmatrix}$$

$$a_{11}' = -(L_f^2 K_f + L_r^2 K_r) / I_z$$

$$a_{12}' = -(L_f K_f - L_r K_r) / I_z$$

$$a_{21}' = -(L_f K_f - L_r K_r) / M$$

$$a_{22}' = -(K_f + K_r) / M$$

10

## 【 0 0 2 6 】

このとき、ヨ-角速度 は、以下のように表される。

## 【 数 1 1 】

$$G_p(p) \gamma(t) = H_f(p) \theta_H(t) + H_r(p) \delta_r(t)$$

$$G_p(p) = p^2 - a_{y1}(2/V)p + a_{y2}(2/V)^2 + 2a_{y3}$$

20

$$a_{y1} = a_{11}' + a_{22}'$$

$$a_{y2} = a_{11}' a_{22}' - a_{12}' a_{21}'$$

$$a_{y3} = a_{12}'$$

$$H_r(p) = b_{1p} + b_{01}(2/V)$$

$$b_{1p} = b_{12} \quad b_{01} = -a_{22}' b_{12} + a_{12}' b_{22}$$

$$H_f(p) = b_{y1}p + b_{y0}(2/V)$$

30

$$b_{y1} = b_{11} \quad b_{y0} = -a_{22}' b_{11} + a_{12}' b_{21}$$

p ; 微分演算子

## 【 0 0 2 7 】

ここで、車両の横運動の次数が2なので、安定多項式 Q(p), D(p) を以下のようにおく。

## 【 数 1 2 】

$$Q(p) = Q_1(p) D(p)$$

40

$$Q_1(p) = p + q_1 \quad (q_1 > 0)$$

$$D(p) = p + d_1 \quad (d_1 > 0)$$

この多項式を用いると、 $G_p(p) \gamma(t) = H_f(p) \theta_H(t) + H_r(p) \delta_r(t)$  の非最小実現は以下のように得られる。

## 【 数 1 3 】

$$\begin{aligned}
Q^{-1}(p) p^2 \gamma(t) &= [a_{y1}(2/V)p - a_{y2}(2/V)^2 - 2a_{y3}] Q^{-1}(p) \gamma(t) \\
&+ [b_{1D}(p) + b_{01}(2/V) - q_{1d1}] Q^{-1}(p) \delta r(t) \\
&+ [b_{y1}p + b_{y0}(2/V)] Q^{-1}(p) \theta_H(t)
\end{aligned}$$

これと等価的に次式をおく。

【数 1 4】

$$\eta(t) = \zeta^T \xi(t)$$

$$\eta(t) = Q^{-1}(p) p^2 \gamma(t)$$

$$\zeta^T = [a_{y1} \quad a_{y2} \quad a_{y3} \quad b_{1D} \quad b_{01} \quad b_{y1} \quad b_{y0}]$$

$$\begin{aligned}
\xi^T(t) &= Q^{-1}(p) \{ (2/V)p \gamma(t) \quad - (2/V)^2 \gamma(t) \quad - 2 \gamma(t) \\
& \quad p \delta r(t) \quad (2/V) \delta r(t) \quad p \theta_H(t) \quad (2/V) \theta_H(t) \}
\end{aligned}$$

10

【0028】

ここで、車速  $V$  は  $\xi(t)$  に含まれており、パラメータのベクトル  $\zeta$  は車速を含まない。

$\xi(t) = \zeta^T \xi(t)$  に対応してパラメータ同定器を設定する。

20

【数 1 5】

$$\hat{\eta}(t) = \hat{\zeta}^T(t) \xi(t)$$

$$\hat{\zeta}^T(t) = [\hat{a}_{y1}(t) \quad \hat{a}_{y2}(t) \quad \hat{a}_{y3}(t) \quad \hat{b}_{1D}(t) \quad \hat{b}_{01}(t) \quad \hat{b}_{y1}(t) \quad \hat{b}_{y0}(t)]$$

パラメータ調整則として次のものを用いる。

【数 1 6】

$$\hat{\zeta}_{(k+1)} = \hat{\zeta}_{(k)} + \Gamma_{(k)} \xi_{(k)} \varepsilon_{(k)}$$

$$\Gamma_{(k+1)} = \frac{1}{\lambda} \left\{ \Gamma_{(k)} - \frac{\Gamma_{(k)} \xi_{(k)} \xi_{(k)}^T \Gamma_{(k)}}{\lambda + \xi_{(k)}^T \Gamma_{(k)} \xi_{(k)}} \right\} \quad (\text{又は、一定。今回は一定。})$$

30

$$\varepsilon_{(k)} = \eta_{(k)} - \hat{\zeta}_{(k)}^T \xi_{(k)}$$

各パラメータは、

【数 1 7】

$$\hat{\zeta}_{(k)}$$

40

を用いて、

【数 1 8】

$$\hat{\zeta}_{(t)} = \hat{\zeta}_{(k)} \quad (k\Delta T \leq t \leq (k+1)\Delta T)$$

から導くようにすると、

【数 1 9】

$$\|\hat{\xi}_{(t)}\| \leq M < \infty \quad \lim_{t \rightarrow \infty} \varepsilon_{(t)} = 0$$

が保証される。

【0029】

50

次に、固定されたパラメータから実車のコーナリングパワを求める。

実車のパラメータは、上述したように、車体重量  $M$  やヨーイング慣性モーメント  $I_z$  等があるが、今回はこれらを既知、且つ一定であると仮定し、前後輪のコーナリングパワのみが変化するものとする。後輪舵角が  $0$  である場合、同定されるパラメータは以下の  $5$  つである。

【数 2 0】

$$\begin{aligned} \dot{a}_{y_1}(t) &= a_{11}' + a_{22}' \\ &= -\left(L_f^2 \dot{K}_f + L_r^2 \dot{K}_r\right) / I_z - \left(\dot{K}_f + \dot{K}_r\right) / M \end{aligned} \quad (1-1)$$

$$\begin{aligned} \dot{a}_{y_2}(t) &= a_{11}' a_{22}' - a_{12}' a_{21}' \\ &= \dot{K}_f \dot{K}_r L^2 / I_z M \end{aligned} \quad (1-2)$$

$$\begin{aligned} \dot{a}_{y_3}(t) &= a_{12}' \\ &= -\left(L_f \dot{K}_f - L_r \dot{K}_r\right) / I_z \end{aligned} \quad (1-3)$$

$$\begin{aligned} \dot{b}_{y_1}(t) &= b_{11} \\ &= 2L_f \dot{K}_f / I_z n \end{aligned} \quad (1-4)$$

$$\begin{aligned} \dot{b}_{y_0}(t) &= -a_{22}' b_{11} + a_{12}' b_{21} \\ &= 2\dot{K}_f \dot{K}_r L / I_z M n \end{aligned} \quad (1-5)$$

したがって、(1-1) ~ (1-5) 式のうちの  $2$  式(ただし、(1-2), (1-5) 式の組み合わせは除く) を用いれば実車のコーナリングパワが求まる。ここでは、(1-3), (1-4) 式を用いて前後輪のコーナリングパワ  $K^f$ ,  $K^r$  を求めるものとする。

【数 2 1】

$$\dot{K}_f = \dot{b}_{y_1}(t) \cdot I_z n / 2L_f$$

$$\dot{K}_r = \left(\dot{a}_{y_3}(t) \cdot I_z + L_f \dot{K}_f\right) / L_r \quad (2)$$

ところで、 $a^{y_1}(t)$ ,  $a^{y_2}(t)$ ,  $a^{y_3}(t)$  は、ヨー角速度の変化によって同定され、 $b^{y_1}(t)$ ,  $b^{y_0}(t)$  は、ドライバのハンドル入力によって同定される性質がある。また、 $a^{y_3}(t)$  および  $b^{y_1}(t)$  以外は、式の中に車体質量  $M$  が入っており、今回のようにヨー角速度応答のみ(横加速度を用いない)を用いた同定では十分な精度が期待できない。

したがって、ドライバの操舵力が十分な頻度で加えられる状況では  $b^{y_1}(t)$  の同定結果を元に  $K^f$  を求め、更に、 $a^{y_3}(t)$  の同定結果を用いて  $K^r$  を求めるのが最も好ましい。

以上、前後輪のコーナリングパワ  $K^f$ ,  $K^r$  を求める過程について詳細に説明した。

【0030】

従って、(数 8) に示された数式により、車速  $V$ 、舵角  $\delta$ 、ヨーレート  $\dot{\gamma}$  で演算して非線形域の前後輪のコーナリングパワ  $K^f$ ,  $K^r$  が推定される。そして推定された前後輪のコーナリングパワ  $K^f$ ,  $K^r$  は、例えば前後輪毎に高  $\mu$  路のコーナリングパワと比較することで、路面  $\mu$  が算出され、路面  $\mu$  に基づいて非線形域の路面  $\mu$  推定値  $E$  が高い精度で設定される。

【0031】

次に、前後輪にトルク配分する場合について説明する。車両の運動方程式は、車速  $V$ 、ヨーレート  $\dot{\gamma}$ 、入力トルク  $N_i$ 、目標スタビリティファクタ  $A_t$ 、路面  $\mu$  推定値  $E$  等により

10

20

30

40

50

非線形領域まで拡張して解析することができる。そこで、車両の運動方程式により前後輪トルク配分比は、以下のような式により算出される。ただし、 $Gx'$ ：前後加速度推定値、 $Gy'$ ：横加速度推定値、 $W$ ：車体重量、 $h$ ：重心高、 $L$ ：ホイールベース、 $L_f$ ： $L_r$ ：重心から前後輪までの距離、 $K_{fo}$ ： $K_{ro}$ ：線形域の等価コーナリングパワー、 $K_{fc}$ ： $K_{rc}$ ： $K_f$ 、 $K_r$ を接地荷重で偏微分したコーナリングパワーの荷重依存性、 $G_t$ ：ファイナルギヤ比、 $R_t$ ：タイヤ径、 $T_i$ ：入力トルクである。

【0032】

【数22】

$$\alpha = \frac{-b + \sqrt{b^2 - ac}}{a} \quad 10$$

$$Gx' = (T_i \cdot G_t / R_t) / (W / g)$$

$$Gy' = V \cdot \gamma$$

【0033】

【数23】

$$a = \left\{ -\frac{L_f \cdot L^2}{2L_r^2} \left( K_{fo} - \frac{K_{fc} \cdot W \cdot Gx' \cdot h}{2gL} \right) + \frac{L_r \cdot L^2}{2L_f^2} \left( K_{ro} + \frac{K_{rc} \cdot W \cdot Gx' \cdot h}{2gL} \right) \right\} \frac{(Gx')^2 Gy'}{g^3 E^3} \quad 20$$

$$b = -\frac{L_r \cdot L^2}{2L_f^2} \left( K_{ro} + \frac{K_{rc} \cdot W \cdot Gx' \cdot h}{2gL} \right) \frac{(Gx')^2 Gy'}{g^3 E^3}$$

【0034】

【数24】

$$c = 2L_f \left\{ K_{fo} - \frac{K_{fc} \cdot W \cdot Gx' \cdot h}{2gL} \right\} \left[ 1 - \frac{Gy'}{2gE} \left( 1 + \frac{h \cdot Gx'}{L_r \cdot g} - \frac{h^2}{2L_r^2} \left( \frac{Gx'}{g} \right)^2 \right) \right] \quad 30$$

$$-2L_r \left\{ K_{ro} + \frac{K_{rc} \cdot W \cdot Gx' \cdot h}{2gL} \right\} \left( 1 - \frac{Gy'}{2gE} \left[ 1 - \frac{h \cdot Gx'}{L_f \cdot g} \right. \right.$$

$$\left. \left. - \frac{1}{2} \left( \frac{h^2}{L_f^2} - \frac{L^2}{E^2 L_f^2} \right) \left( \frac{Gx'}{g} \right)^2 \right] \right) + A \frac{g \cdot L^2}{W} \cdot \frac{\partial Y_f}{\partial \beta_f} \cdot \frac{\partial Y_r}{\partial \beta_r} \quad 40$$

【0035】

【数25】

$$\frac{\partial Y_f}{\partial \beta_f} = 2 \left( K_{fo} - \frac{K_{fc} \cdot W \cdot G_{x'} \cdot h}{2gL} \right) \left( 1 - \frac{G_{y'}}{2gE} \left[ 1 + \frac{h \cdot G_{x'}}{L_r \cdot g} - \frac{1}{2} \left( \frac{h^2}{L_r^2} - \frac{L^2}{4E^2 L_r^2} \right) \left( \frac{G_{x'}}{g} \right)^2 \right] \right)$$

【 0 0 3 6 】

【 数 2 6 】

$$\frac{\partial Y_r}{\partial \beta_r} = 2 \left( K_{ro} + \frac{K_{rc} \cdot W \cdot G_{x'} \cdot h}{2gL} \right) \left( 1 - \frac{G_{y'}}{2gE} \left[ 1 - \frac{h \cdot G_{x'}}{L_f \cdot g} - \frac{1}{2} \left( \frac{h^2}{L_f^2} - \frac{L^2}{4E^2 L_f^2} \right) \left( \frac{G_{x'}}{g} \right)^2 \right] \right)$$

10

【 0 0 3 7 】

そこで、上記基本的制御原理に基づき図1の制御系について説明する。入力情報として舵角  $\delta$  を検出する舵角センサ42、車速  $V$  を検出する車速センサ43、実ヨーレイト  $\dot{\delta}$  を検出するヨーレイトセンサ44を有する。また、センターディファレンシャル20の入力トルクを推定するため、エンジン回転数センサ45、アクセル開度センサ46、ギヤ位置センサ47を有する。

20

【 0 0 3 8 】

制御ユニット50は、舵角  $\delta$ 、車速  $V$ 、実ヨーレイト  $\dot{\delta}$  が入力する路面  $\mu$  推定手段51を有し、上述のように適応制御理論により前後輪のコーナリングパワ  $K_f$ 、 $K_r$  を推定する。そして、前後輪の路面  $\mu$  は、高  $\mu$  路 ( $\mu = 1.0$ ) での前後輪の等価コーナリングパワ  $K_{fo}$ 、 $K_{ro}$  に対する推定した前後輪のコーナリングパワ  $K_f$ 、 $K_r$  の比で算出する。また、ハンドルを切っても曲がらないドリフト状態では前輪のコーナリングパワが、逆に車両のスピン状態では後輪のコーナリングパワが極端に小さい値に推定される不具合を回避するため、前輪と後輪の路面  $\mu$  の大きい方を路面  $\mu$  推定値  $E$  として設定する。

30

【 0 0 3 9 】

また、舵角  $\delta$  と車速  $V$  とが入力する目標ヨーレイト設定手段52を有し、高  $\mu$  路での車両の旋回特性を基準として目標ヨーレイト  $\dot{\delta}_t$  を設定する。目標ヨーレイト  $\dot{\delta}_t$  と実ヨーレイト  $\dot{\delta}$  とは目標ステア特性設定手段53に入力し、両ヨーレイト  $\dot{\delta}_t$ 、 $\dot{\delta}$  の偏差に応じてステア特性の目標スタビリティファクタ  $A_t$  を設定、修正する。ここで、ステア特性のスタビリティファクタは、予め弱アンダステアの一般的な特性に設定される。そのため、車両がスピンまたはドリフトアウトすると、実ヨーレイト  $\dot{\delta}$  が増減することで目標スタビリティファクタ  $A_t$  がそのスピンやドリフトアウトの状態に応じ数値化して設定される。

【 0 0 4 0 】

一方、エンジン回転数  $N$ 、アクセル開度  $A$ 、ギヤ位置  $P$  が入力する入力トルク推定手段54を有し、エンジン出力特性を参照してエンジン回転数  $N$  とアクセル開度  $A$  とによりエンジン出力  $T_e$  を推定し、このエンジン出力  $T_e$  にギヤ位置  $P$  のギヤ比  $g$  を乗算することによって、センターディファレンシャル入力トルク  $T_i$  を算出する。

40

【 0 0 4 1 】

これら車速  $V$ 、実ヨーレイト  $\dot{\delta}$ 、入力トルク  $T_i$ 、目標スタビリティファクタ  $A_t$ 、路面  $\mu$  推定値  $E$  は、前後トルク配分比算出手段55に入力し、上述の式を用いて前後トルク配分比  $\beta_f$ 、 $\beta_r$  を算出する。この前後トルク配分比  $\beta_f$ 、 $\beta_r$ 、入力トルク  $T_i$  は、センター差動制限トルク算出手段56に入力して、センター差動制限トルク  $T_c$  を以下のように算出する。即ち、前後トルク配分比  $\beta_f$  が  $RWD$  の0と  $FWD$  の1との間で設定されており、基準トルク配

50

分比  $D_i$  が実施例のように後輪偏重で設定されている場合は、センター差動制限トルク  $T_c$  を、 $T_c = (-D_i) T_i$  により算出する。ここで、計算値が負の場合には、センター差動制限トルク  $T_c$  の値を 0 とする。尚、基準トルク配分比  $D_i$  が前輪偏重に設定される場合は、上述と逆に減算すれば良い。このトルク信号は、デューティ比変換手段 57 に入力して所定のデューティ比  $D$  に変換され、このデューティ信号をソレノイド弁 40 に出力するように構成される。

#### 【0042】

次に、この実施例の作用を説明する。まず、車両走行時にエンジン 1 の動力がクラッチ 2 を介して変速機 3 に入力し、変速動力がセンターディファレンシャル 20 の第 1 サンギヤ 21 に入力する。ここでセンターディファレンシャル 20 の各歯車諸元により基準トルク配分  $e_t$  が後輪偏重に設定されているため、このトルク配分でキャリヤ 24 と第 2 サンギヤ 22 とに分配して動力が出力される。このときセンタークラッチ 27 が解放されていると、上記基準トルク配分  $e_t$  で更に前後輪側に動力伝達して、4 輪駆動でありながら FR 的な動力性能になる。また、センターディファレンシャル 20 がフリーのため、前後輪の回転差を吸収しながら自由に旋回することが可能になる。また、制御ユニット 50 からのデューティ信号がソレノイド弁 40 に出力すると、油圧制御手段 32 によりセンタークラッチ 27 に差動制限トルク  $T_c$  を生じる。このため、差動制限トルク  $T_c$  に応じて第 2 サンギヤ 22 とキャリヤ 24 との間で更にバイパスしてトルク移動し、後輪偏重から直結時の重量配分に応じた前輪偏重のトルク配分に可変制御される。

#### 【0043】

このとき、舵角  $\delta$ 、車速  $V$ 、実ヨーレート  $\dot{\psi}$  の信号が制御ユニット 50 に入力して、車両の挙動が常に監視される。そして、高  $\mu$  路では、目標ヨーレート設定手段 52 で舵角  $\delta$  と車速  $V$  とにより設定される目標ヨーレート  $\dot{\psi}_t$  に対して実ヨーレート  $\dot{\psi}$  が略一致することによって目標スタビリティファクタ  $A_t$  が弱アンダステアの一般的な値に設定され、常に弱アンダステアのステア特性が確保される。また、路面  $\mu$  推定手段 51 で設定される路面  $\mu$  推定値  $E$  が 1.0 になる。そこで、前後トルク配分比算出手段 55 では前後トルク配分比  $D_i$  が、車速  $V$ 、実ヨーレート  $\dot{\psi}$ 、入力トルク  $T_i$  により算出され、直進走行では、主として入力トルク  $T_i$ 、車体重量等による前後加速度推定値  $G_x'$  に基づきトルク配分されて操縦安定性を向上する。旋回走行では、主として車速  $V$  と実ヨーレート  $\dot{\psi}$  による横加速度推定値  $G_y'$  に基づきトルク配分されて旋回性を向上し、特に実ヨーレート  $\dot{\psi}$  のフ

#### 【0044】

低  $\mu$  路での旋回加速時に後輪寄りにトルク配分されていると、駆動力が大きくてタイヤ横力の小さくなった後輪が先に横すべりする。そして、タイヤグリップ限界で車両がスピンし始めると、路面  $\mu$  推定手段 51 で舵角  $\delta$ 、車速  $V$ 、実ヨーレート  $\dot{\psi}$  により前後輪のコーナリングパワ  $K_f$ 、 $K_r$  がその挙動に対応して推定される。そして、推定されたコーナリングパワ  $K_f$ 、 $K_r$  と高  $\mu$  路での前後輪のコーナリングパワとを前後輪毎に比較して路面  $\mu$  を算出し、この路面  $\mu$  の大きい方を選択することで、路面  $\mu$  推定値  $E$  が車両の挙動の状態にかかわらず高い精度で設定される。

#### 【0045】

また、目標ステア特性設定手段 53 では、実ヨーレート  $\dot{\psi}$  が目標ヨーレート  $\dot{\psi}_t$  より大きくなって、車両スピンの応じた目標スタビリティファクタ  $A_t$  が設定される。そこで、前後トルク配分比算出手段 55 では、路面  $\mu$  推定値  $E$ 、目標スタビリティファクタ  $A_t$  等によりトルク配分比  $D_i$  を前輪寄りに算出して制御され、このため、後輪のタイヤ横力が増して車両スピンの防止される。このとき、実ヨーレート  $\dot{\psi}$  が目標ヨーレート  $\dot{\psi}_t$  に一致するようにフィードバック制御されて、車両の挙動が弱アンダステアの良好なステア特性となる。

#### 【0046】

図 4 において、本発明の第 2 の実施例として、路面  $\mu$  推定手段 51 の他の実施例について説明する。まず、制御原理について説明すると、適応制御理論により、横加速度偏差と実

10

20

30

40

50

ヨーレイト偏差とで適応機構を構成することにより、前後輪のコーナリングパワを非線形域に拡張して推定できる。また、舵角、車速、推定される前後輪のコーナリングパワで適応観測器を構成することにより、線形領域の車両運動モデルをベースとしてヨーレイトと横加速度とを非線形域に拡張して演算できる。

【0047】

そこで、車速センサ43、舵角センサ42、ヨーレイトセンサ44、及び横加速度Gyを検出する横Gセンサ48を有し、これらセンサ信号が路面μ推定手段51に入力する。路面μ推定手段51は、舵角φ、車速V、推定される前後輪のコーナリングパワKf、Krが入力する演算手段(適応観測器)61を有し、これらパラメータにより線形領域の車両運動モデルに基づき車体のヨーレイトθnと横加速度Gynとを演算する。この演算手段61のヨーレイトθn、横加速度Gyn、センサ44、48等による実ヨーレイトθと実横加速度Gyとは、偏差演算手段62に入力し、演算されたヨーレイトθnから実ヨーレイトθを減算してヨーレイト偏差Δγを算出し、同様に演算された横加速度Gynから実横加速度Gyを減算して横加速度偏差ΔGを算出する。

10

【0048】

これら偏差Δγ、ΔGは、タイヤ特性制御手段(適応機構)63に入力し、両偏差Δγ、ΔGにより限界挙動での前後輪のコーナリングパワKf、Krを推定する。ここで、実横加速度Gyが減じてΔG>0の場合は、限界域での車両のドリフトアウトやスピンを判断して前後輪のコーナリングパワKf、Krを共に減じれば良い。ΔG<0の場合は、タックイン等を判断して前後輪のコーナリングパワKf、Krを共に増せば良い。実ヨーレイトθが減じてΔγ>0の場合は、ドリフトアウトを判断して前輪コーナリングパワKfは減じ、後輪コーナリングパワKrは増せば良い。実ヨーレイトθが増してΔγ<0の場合は、スピンを判断して前輪コーナリングパワKfは増し、後輪コーナリングパワKrは減じれば良い。両偏差Δγ、ΔGの正、負に対するコーナリングパワKf、Krの補正状態をまとめて示すと、以下の表1のようになる。

20

【0049】

【表1】

横加速度偏差ΔG	+	Kfダウン, Krダウン
	-	Kfアップ, Krアップ
ヨーレイト偏差Δγ	+	Kfダウン, Krアップ
	-	Kfアップ, Krダウン

30

【0050】

そこで、両偏差Δγ、ΔGにより表1を参照して前後輪のコーナリングパワKf、Krを定めることで、限界域での車両のドリフトアウトやスピンの応じた前後輪のコーナリングパワKf、Krが、図5のように精度良く推定される。尚、コーナリングパワKf、Krの値を増減する場合は、例えば前回の値に補正量を増減して積分動作により時々刻々定める。

40

【0051】

また、前後輪のコーナリングパワKf、Krは、路面μ推定値設定手段64に入力し、上記実施例の場合と同様に高μ路のものと比較して前後輪の路面μを推定する。更に前後輪の路面μの大きい方を選択して路面μ推定値Eを設定する。

【0052】

そこで、この実施例では、路面μ推定手段51の演算手段61で舵角φ、車速V、推定される前後輪のコーナリングパワKf、Krによりヨーレイトθn、横加速度Gynを演算し、偏差演算手段62で演算されたヨーレイトθn、横加速度Gynと実際の実ヨーレ

50

イト、実横加速度  $G_y$  の偏差  $\Delta G_y$ 、 $G$  とを演算し、タイヤ特性制御手段 63 で両偏差  $\Delta G_y$ 、 $G$  により前後輪 8、9 のコーナリングパワ  $K_f$ 、 $K_r$  を推定することが、車両運動モデルに基づく適応制御理論の制御方法で行われる。そして、低  $\mu$  路で車両がドリフトアウトやスピンを生じると、この限界挙動がヨーレイト偏差  $\Delta \dot{\psi}$  と横加速度偏差  $\Delta G_y$  とにより適確に検出され、前後輪のコーナリングパワ  $K_f$ 、 $K_r$  が前後輪の横すべり状態に対応して高い精度で推定される。このため種々の車両の限界挙動において、路面  $\mu$  推定値  $E$  が更に高い精度で設定される。

【0053】

図6において、本発明の第3の実施例として、左右後輪トルク配分制御装置のヨーレイトを用いた制御系について説明する。

10

まず、制御原理について説明すると、高速旋回中のアクセルオフ時にリヤ差動制限トルク  $T_d$  を増大すると、外輪の制動力が内輪の制動力より大きくなり、この制動力の差により車両を直進させようとするヨーモーメント  $M$  が発生して、タックイン防止に有効であることが知られている。一方、ドライバによる旋回走行時の車速  $V$  と舵角  $\delta$  とにより目標ヨーレイト  $\dot{\psi}_t$  を設定でき、この目標ヨーレイト  $\dot{\psi}_t$  と実ヨーレイト  $\dot{\psi}$  との偏差によりタックイン強さを判断できる。そこで、タックイン強さをスタビリティファクタの変化として数値化し、このスタビリティファクタの変化を打ち消すようなヨーモーメント  $M$  を発生するようにリヤ差動制限トルク  $T_d$  を決定すれば良い。

【0054】

そこで、車速  $V$  と舵角  $\delta$  とにより目標ヨーレイト  $\dot{\psi}_t$  を設定する方法について説明する

20

まず、車両を図7のように前後2輪でモデル化し、自由度として実ヨーレイト  $\dot{\psi}$  と車体すべり角  $\beta$  とをとる。また、車速  $V$  を一定とすると、車速  $V$ 、車体質量  $m$ 、ヨーイング慣性モーメント  $I$ 、前後輪のコーナリングフォース  $C_f$ 、 $C_r$ 、重心から前後輪までの距離  $L_f$ 、 $L_r$  により、運動方程式は以下となる。

【数27】

$$mV(\dot{\beta} + \gamma) = C_f + C_r$$

$$I\dot{\gamma} = L_f \cdot C_f - L_r \cdot C_r$$

30

【0055】

ここで、コーナリングフォースがタイヤのスリップ角  $\delta_f$ 、 $\delta_r$  に対して線形で扱える領域を考え、 $C_f = 2K_f \cdot \delta_f$ 、 $C_r = 2K_r \cdot \delta_r$  (ただし、 $K_f$ 、 $K_r$  は前後輪の等価コーナリングパワ) を導入すると、以下となる。

【数28】

$$mV\dot{\beta} + 2(K_f + K_r)\beta + (mV + 2(L_f K_f - L_r K_r)/V)\dot{\gamma}$$

$$= 2K_f \delta_f + 2K_r \delta_r$$

40

$$2(L_f K_f - L_r K_r)\beta + I\dot{\gamma} + \{2(L_f^2 K_f + L_r^2 K_r)/V\}\dot{\gamma}$$

$$= 2L_f K_f \delta_f - 2L_r K_r \delta_r$$

以上の車両の基本的な運動方程式に基づいて、目標ヨーレイト  $\dot{\psi}_t$  が設定される。

【0056】

次いで、ヨーレイト偏差  $\Delta \dot{\psi}$  によりスタビリティファクタを数値化してヨーモーメント  $M$ 、リヤ差動制限トルク  $T_d$  を算出する方法について説明する。

まず、図7の2輪モデルについての運動方程式は、ヨーレイト  $\dot{\psi}$  と車体すべり角  $\beta$  を変数とすると、車体質量  $m$ 、車速  $V$ 、前後輪のコーナリングフォース  $C_f$ 、 $C_r$ 、ヨー慣性  $I$

50

、重心から前後輪までの距離  $L_f$  ,  $L_r$ 、リヤ差動制限によるヨーモーメント  $M$  により、次のように表わされる。

【数 29】

$$mV(\dot{\beta} + \gamma) = C_f + C_r \quad (1)$$

$$I\dot{\gamma} = L_f C_f - L_r C_r - M \quad (2)$$

【0057】

ここで、前後輪のコナリングフォース  $C_f$  ,  $C_r$  をタイヤの等価コナリングパワ  $K_f$  ,  $K_r$ 、タイヤのすべり角  $\alpha_f$  ,  $\alpha_r$  を用いて表すと、以下のようになる。

10

【数 30】

$$C_f = 2K_f \alpha_f$$

$$C_r = 2K_r \alpha_r \quad (3)$$

【0058】

式(3)を式(1)、(2)式に代入し、更にタイヤのすべり角  $\alpha_f$  ,  $\alpha_r$  を前輪舵角  $\delta_f$ 、後輪舵角  $\delta_r$  を用いて書き直して整理すると、以下の式になる。

【数 31】

$$mV\dot{\beta} + 2(K_f + K_r)\beta + \{mV + 2(L_f K_f - L_r K_r)/V\}\gamma = 2K_f \delta_f + 2K_r \delta_r \quad (4)$$

20

$$2(L_f K_f - L_r K_r)\beta + I\dot{\gamma} + \{2(L_f^2 K_f + L_r^2 K_r)/V\}\gamma + M = 2L_f K_f \delta_f - 2L_r K_r \delta_r \quad (5)$$

【0059】

次に、車両が定常円旋回する場合の特性を説明する。この場合に車体すべり角  $\beta$ 、ヨーレート  $\dot{\gamma}$  は共に一定で、その変化量は零になる。従って、式(4)、(5)は、以下のようになる。ただし、 $\dot{\gamma} = 0$  とする。

30

【数 32】

$$2(K_f + K_r)\beta + \{mV + 2(L_f K_f - L_r K_r)/V\}\gamma = 2K_f \delta_f \quad (6)$$

$$2(L_f K_f - L_r K_r)\beta + \{2(L_f^2 K_f + L_r^2 K_r)/V\}\gamma + M = 2L_f K_f \delta_f \quad (7)$$

【0060】

ここで式(7)を次のように変形する。

【数 33】

$$2(L_f K_f - L_r K_r)\beta + \{2(L_f^2 K_f + L_r^2 K_r)/V + M/\gamma\}/\gamma = 2L_f K_f \delta_f \quad (8)$$

40

【0061】

式(6)、(8)をヨーレート  $\dot{\gamma}$  について解くと、次式になる。ただし  $M$  に付随する  $\beta$  は残す。また、 $L$  はホイールベース ( $L_f + L_r$ ) である。

【数 34】

$$\gamma = \left( \frac{1}{1 - \frac{m}{2L^2} \cdot \frac{LfKf - LrKr}{KfKr} V^2 + \frac{Kf + Kr}{2L^2 KfKr} \cdot M \frac{V}{\gamma}} \right) \frac{V}{L} \delta f \quad (9)$$

## 【0062】

ここで、(9)式が物理的に意味を持つ(安定なヨーレイトが存在する)には、以下の条件が必要である。

## 【数35】

$$1 - \frac{m}{2L^2} \cdot \frac{LfKf - LrKr}{KfKr} V^2 + \frac{Kf + Kr}{2L^2 KfKr} \cdot M \frac{V}{\gamma} > 0 \quad (10) \quad 10$$

## 【0063】

ここで、リヤ差動制限制御車に拡張したスタビリティファクタA'を導入すると、以下になる。ただし、A:リヤ差動制限制御無しのスタビリティファクタである。

## 【数36】

$$A' = A + \frac{Kf + Kr}{2L^2 KfKr} \cdot \frac{M}{V \gamma} \quad (11) \quad 20$$

## 【0064】

従って、タックインによってヨーレイトが( $> 0$ )増加する場合に、これをスタビリティファクタの変化 $\Delta A$ として表すと、以下になる。

## 【数37】

$$\Delta A = \left( \frac{\delta f}{G \gamma \delta f + \Delta \gamma} - \frac{1}{G \gamma} \right) / L V$$

## 【0065】

尚、Gは前輪舵角fに対するヨーレイトゲインであり、以下により算出される。

## 【数38】

$$G \gamma = \left( \frac{1}{1 - \frac{m}{2L^2} \cdot \frac{LfKf - LrKr}{KfKr} V^2} \right) \frac{V}{L}$$

## 【0066】

よってタックインを打ち消すために必要なヨーモーメントMは、以下となる。

## 【数39】

$$M = -\Delta A \frac{2L^2 KfKr V \gamma}{Kf + Kr} \quad 40$$

## 【0067】

更に、ヨーモーメントM、タイヤ径R、トレッドdによりリヤ差動制限トルクTdは、以下の式で算出される。

## 【数40】

$$Td = \frac{M}{d} \cdot R$$

## 【 0 0 6 8 】

そこで、上記制御原理に基づき、図 6 の制御系について説明する。車速センサ 4 3、舵角センサ 4 2、ヨーレイトセンサ 4 4 を有し、これらセンサ信号が制御ユニット 7 0 に入力する。制御ユニット 7 0 は、車速 V が入力するヨーレイトゲイン設定手段 7 1 を有し、車速 V の関数で予め設定される前輪舵角  $\delta$  に対するヨーレイトゲイン G を、上述の式またはマップにより設定する。車速 V と舵角  $\delta$  とは目標ヨーレイト演算手段 7 2 に入力し、上述の式による運動方程式に基づいて高  $\mu$  路の走行状態に応じた目標ヨーレイト  $\dot{\psi}_t$  を演算する。目標ヨーレイト  $\dot{\psi}_t$  とセンサ 4 4 による実ヨーレイト  $\dot{\psi}_a$  とは偏差演算手段 7 3 に入力して、両者の偏差  $e$  を、 $e = \dot{\psi}_t - \dot{\psi}_a$  ( $e > 0$ ) により算出する。即ち、タックインを実ヨーレイト  $\dot{\psi}_a$  の増加により検出し、且つ偏差  $e$  により実際のタックイン強さを求める。

10

## 【 0 0 6 9 】

ヨーレイトゲイン G とタックイン強さに応じたヨーレイト偏差  $e$  とは、ヨーモーメント演算手段 7 4 に入力し、上述の式による運動方程式に基づきヨーレイトゲイン G を用いて、ヨーレイト偏差  $e$  をステア特性のスタビリティファクタの変化  $\Delta A$  として数値化して求める。ここで、スタビリティファクタは予め一般的な弱アンダステアに設定されており、タックインによりヨーレイト偏差  $e$  を生じると、スタビリティファクタの変化  $\Delta A$  はその偏差  $e$  に応じた負の値（オーバステア側）になり、このスタビリティファクタの変化  $\Delta A$  を打ち消すのに必要なヨーモーメント M を演算する。

20

## 【 0 0 7 0 】

ヨーモーメント M は、リヤ差動制限トルク演算手段 7 5 に入力し、上述の式によりヨーモーメント M に応じたリヤ差動制限トルク Td を算出する。そして、トルク信号をデューティ比変換手段 7 6 で所定のデューティ比 D に変換し、このデューティ信号をソレノイド弁 4 0' に出力するように構成される。

## 【 0 0 7 1 】

そこで、この実施例では、4 輪駆動走行時にセンターディファレンシャル 2 0 とセンタークラッチ 2 7 とによりトルク配分して後輪側に伝達する動力は、リヤディファレンシャル 1 1 に入力する。そして、リヤクラッチ 2 8 が解放すると、リヤディファレンシャル 1 1 がフリーになって、その歯車諸元により駆動力またはアクセルオフ時の制動力が、左右後輪 1 3 L, 1 3 R に等しく配分して伝達される。また、油圧制御手段 3 2' によりリヤクラッチ 2 8 にリヤ差動制限トルク Td を生じると、差動制限すると共に左右後輪 1 3 L, 1 3 R の配分が変化する。

30

## 【 0 0 7 2 】

即ち、駆動の場合は、リヤ差動制限トルク Td に応じて高速輪から低速のグリップ車輪に有効にトルク移動する。一方、旋回時のアクセルオフの際に路面により外輪の方が内輪より高速で回される場合は、リヤ差動制限トルク Td に応じて外輪の方に多く制動力がかかるように配分される。

40

## 【 0 0 7 3 】

このとき舵角  $\delta$ 、車速 V、ヨーレイト  $\dot{\psi}$  の信号が制御ユニット 7 0 に入力して、車両の挙動が監視される。そこで、直進や旋回時に車両の挙動が変化しない場合は、目標ヨーレイト演算手段 7 2 で舵角  $\delta$  と車速 V とにより演算される目標ヨーレイト  $\dot{\psi}_t$  と実ヨーレイト  $\dot{\psi}_a$  とが略一致してスタビリティファクタの変化も無く、リヤ差動制限トルク Td が零となる。一方、高速旋回時のアクセルオフの際に車両が内側に切れ込むように挙動変化してタックインし始めると、実ヨーレイト  $\dot{\psi}_a$  が増加することで、偏差演算手段 7 3 で実ヨーレイト  $\dot{\psi}_a$  と目標ヨーレイト  $\dot{\psi}_t$  の偏差  $e$  とによりタックイン強さが正確に検出される。そして、ヨーモーメント演算手段 7 4 でこの偏差  $e$  がスタビリティファクタの変化  $\Delta A$  として換算され、更にスタビリティファクタの変化  $\Delta A$  を打ち消すようにヨーモーメント

50

Mが演算される。

【0074】

そして、リヤ差動制限トルク算出手段75でヨーモーメントMに応じたリヤ差動制限トルクTdを演算して、このトルクTdがリヤクラッチ28にかかる。そこで、高速旋回時のアクセルオフの際に、左右後輪13L, 13Rではリヤ差動制限トルクTdにより外輪の制動力の方が内輪の制動力より大きくなるように配分され、この制動力の差により車両にタックインと逆方向のヨーモーメントMが発生して、タックイン現象が防止される。このとき、実ヨーレートが目標ヨーレートtと一致するようにフィードバック制御されるため、逆の強いアンダステアになることを回避して、旋回中のタックイン現象のみが適確に防止される。また、ヨーレート偏差をスタビリティファクタの変化Aに換算して制御することで、弱アンダステアのステア特性が確保される。

10

【0075】

【発明の効果】

以上説明したように本発明によると、少なくとも舵角、車速、実ヨーレートのパラメータと車両の運動方程式とによって車両の挙動が常に監視される。そして、たとえば、低μ路の旋回加速時にタイヤのグリップ力が限界に達して車両がスピン等を始める限界状態では、タイヤ横力が低下し非線形に変化するが、車両の運動方程式を低μ路の非線形領域まで拡張して解析することによって、この車両の限界挙動のタイヤ横力の低下を前後輪のコーナリングパワの低下として扱うことができる。そのため、少なくとも舵角、車速、実ヨーレートの各種パラメータと車両の運動方程式とに基づき、前後輪のコーナリングパワを非線形域に拡張して推定し、この前後輪の推定コーナリングパワを高μ路のコーナリングパワと比較することにより前後輪毎の路面摩擦係数推定値を算出し、これらの路面摩擦係数推定値のうち大きい方を路面摩擦係数推定値の代表値として設定することによって路面摩擦係数をほぼ正確に推定することができる。そして、推定された路面摩擦係数に基づいて車両の限界挙動をスタビリティファクタにより数値化して車両の運動特性を正確に把握できるとともに、一定のスタビリティファクタを得るように前後輪トルク配分を制御することによって、車両スピン等を的確に防止して良好なステア特性を確保することができて走行安定性をさらに向上させることができる。

20

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の路面摩擦係数推定方法を適用した4輪駆動車のトルク配分制御装置を説明するためのブロック図である。

30

【図2】本発明を適用した4輪駆動車の駆動系および油圧制御を説明するための構成図である。

【図3】同例における車両の横運動の2輪モデルを示す図である。

【図4】同例とは異なる路面摩擦係数推定方法を適用した4輪駆動車のトルク配分制御装置における路面μ推定手段を説明するためのブロック図である。

【図5】同例の推定される前後輪のコーナリングパワの説明図である。

【図6】本発明に係る4輪駆動車のトルク配分制御装置における左右後輪トルク配分制御を説明するためのブロック図である。

【図7】同例の車両における旋回運動の2輪モデルを示す説明図である。

40

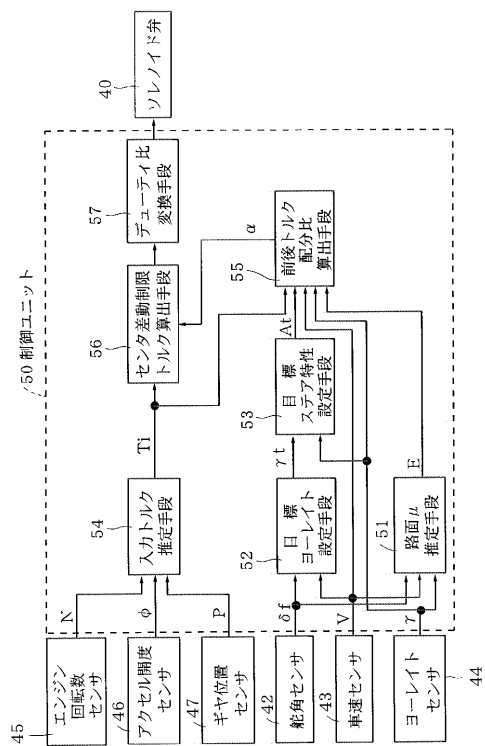
【符号の説明】

- 27 センタークラッチ
- 28 リヤクラッチ
- 32, 32' 油圧制御手段
- 42 舵角センサ
- 43 車速センサ
- 44 ヨーレートセンサ
- 50 制御ユニット
- 51 路面μ推定手段
- 52 目標ヨーレート設定手段

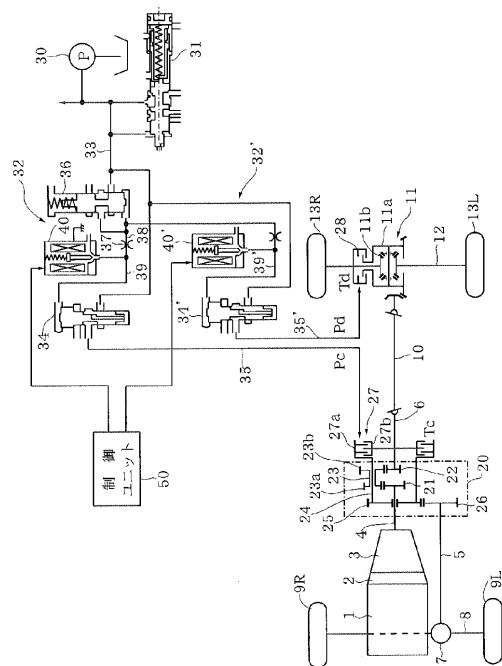
50

- 5 3 目標ステア特性設定手段
- 5 4 入力トルク推定手段
- 5 5 前後トルク配分比算出手段
- 5 6 センター差動制限トルク算出手段

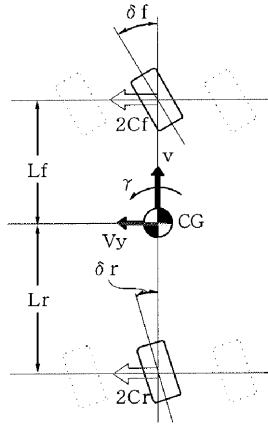
【図1】



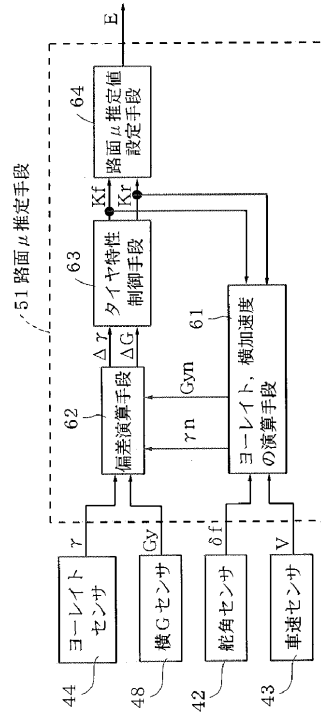
【図2】



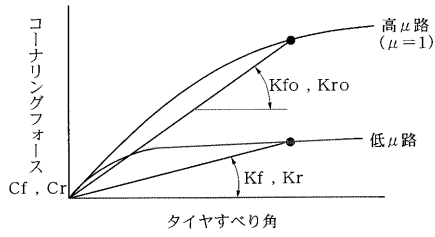
【 図 3 】



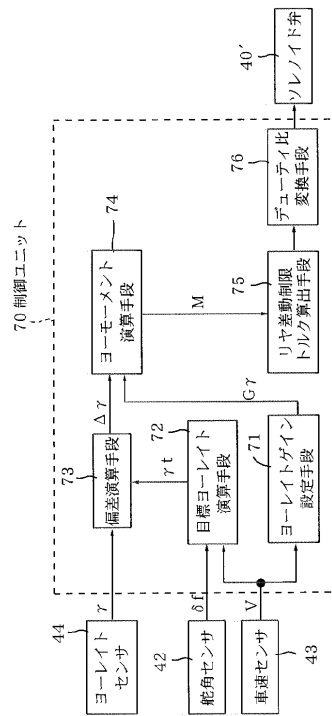
【 図 4 】



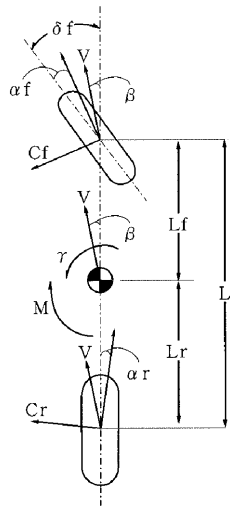
【 図 5 】



【 図 6 】



【 図 7 】



## フロントページの続き

- (56)参考文献 特開平08-002274(JP,A)  
特開平04-307348(JP,A)  
特開平04-135923(JP,A)  
特開平05-170087(JP,A)  
特開平05-294173(JP,A)  
特開平05-193387(JP,A)  
特開平03-258650(JP,A)  
特開平03-258652(JP,A)  
特開平01-101434(JP,A)  
特開平04-328028(JP,A)  
特開平05-124452(JP,A)  
特開昭62-198522(JP,A)  
特開昭61-161266(JP,A)  
特開昭60-161256(JP,A)  
特開昭63-013824(JP,A)  
特開平04-307348(JP,A)  
特開平04-135923(JP,A)  
特開平05-170087(JP,A)  
特開平05-294173(JP,A)  
特開平05-193387(JP,A)  
特開平03-258650(JP,A)  
特開平03-258652(JP,A)  
特開平01-101434(JP,A)  
特開平04-328028(JP,A)  
特開平05-124452(JP,A)  
特開昭62-198522(JP,A)  
特開昭61-161266(JP,A)  
特開昭60-161256(JP,A)  
特開昭63-013824(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl.<sup>7</sup>, DB名)

B6R 16/02 661  
B6K 17/00 - B6K 17/36  
B6K 23/04  
B6T 8/58 ZYW