

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4161923号
(P4161923)

(45) 発行日 平成20年10月8日(2008.10.8)

(24) 登録日 平成20年8月1日(2008.8.1)

(51) Int.Cl.	F 1
B60W 30/02	(2006.01) B60K 41/00 340
B60W 10/04	(2006.01) B60K 41/00 301A
F02D 29/02	(2006.01) F02D 29/02 301Z
B60R 1/00	(2006.01) B60R 1/00 A
B62D 6/00	(2006.01) B62D 6/00 ZYW

請求項の数 9 (全 29 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号	特願2004-65927 (P2004-65927)	(73) 特許権者	000004260
(22) 出願日	平成16年3月9日(2004.3.9)	株式会社デンソー	
(65) 公開番号	特開2005-256636 (P2005-256636A)	愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地	
(43) 公開日	平成17年9月22日(2005.9.22)	(74) 代理人	100100022
審査請求日	平成16年11月8日(2004.11.8)	弁理士	伊藤 洋二
		(74) 代理人	100108198
		弁理士	三浦 高広
		(74) 代理人	100111578
		弁理士	水野 史博
		(72) 発明者	沢田 譲
			愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内
		(72) 発明者	松本 平樹
			愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】車両安定化制御システム

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

車両に備えられた駆動輪に対して、ドライバが要求する基本要求駆動力を発生させるべく、その基本要求駆動力に相当する物理量を演算する基本要求駆動力演算部(2a)と、

前記車両における前輪および後輪それぞれに加えられる荷重を検出する前後輪荷重演算部(2g)と、

前記車両における仮想的な旋回半径を推定する仮想旋回半径推定部(2h)と、

前記前後輪荷重演算部および前記仮想旋回半径推定部での演算結果に基づき、車速をV[m/sec]、舵角を[rad]、前後輪のタイヤコーナリングパワーをそれぞれKcf、Kcr[N/rad]とし、前記車両のバネ上における車体質量[kg]をM、ホイールベース[m]をL、車両重心と前輪軸との間の距離[m]をLf、車両重心と後輪軸との間の距離[m]をLrとして前記旋回半径を数式1で表したとき、

【数式1】

$$\rho = \left(1 - \frac{M}{2L^2} \frac{L_f K_{cf} - L_r K_{cr}}{K_{cf} K_{cr}} V^2 \right) \frac{L}{\delta}$$

$$= (1 + AV^2) \frac{L}{\delta}$$

10

スタビリティファクタが前記数式 1 における A にて表され、該数式 1 における $L_f k_c$ $f - L_r K_c r$ の目標値を演算することにより、前記スタビリティファクタの目標値を演算する目標値演算部 (2 i) と、

前記目標値演算部によって演算された前記目標値に追従するように、前記基本要求駆動力演算部が演算した前記基本要求駆動力に相当する物理量を補正する制振補正制御部 (2 j) とを備え、この制振補正制御部 (2 j) によって補正された補正後物理量に応じた駆動力を前記駆動輪に発生させるようになっており、

前記制振補正制御部は、前記車両におけるバネ上振動モデルに基づいて前記車両における状態量を示した状態方程式を有していると共に、前記状態方程式に基づいて前記スタビリティファクタを前記状態量で表した出力方程式を有しており、前記出力方程式と前記状態量とから求められるスタビリティファクタと、前記目標値演算部で演算されたスタビリティファクタの前記目標値との差に基づいて、前記基本要求駆動力に相当する前記物理量の補正を行うようになっていることを特徴とする車両安定化制御システム。10

【請求項 2】

前記基本要求駆動力演算部は、前記基本要求駆動力に相当する物理量として、基本要求トルクを演算するものであることを特徴とする請求項 1 に記載の車両安定化制御システム。。

【請求項 3】

前記前後輪接地荷重演算部は、前記前後輪接地荷重として、前記車両が定常走行状態の際に前記前輪および後輪それぞれに加わる前後輪静的接地荷重を演算するものであり、20

前記目標値演算部は、この前後輪静的接地荷重に基づいて、前記スタビリティファクタの目標値を演算するようになっていることを特徴とする請求項 1 または 2 に記載の車両安定化制御システム。

【請求項 4】

前記車両が走行中の路面の勾配を推定する推定道路勾配算出部 (2 d) を備え、前記前後輪接地荷重演算部は、前記前後輪接地荷重として、前記車両が定常走行状態の際に前記前輪および後輪それぞれに加わる前後輪静的接地荷重を演算すると共に、前記推定道路勾配算出部で演算された推定道路勾配に基づいて、その推定道路勾配を前記車両が定常走行した場合における前記前後輪接地荷重の変動量を演算し、前記前後輪静的接地荷重から前記推定道路勾配による変動分を見込んだ値を前後輪接地荷重として求めるようになっており、30

前記目標値演算部は、この前記推定道路勾配による前記前後輪設置荷重の変動分を見込んだ前後輪接地荷重に基づいて、前記スタビリティファクタの目標値を演算するようになっていることを特徴とする請求項 1 または 2 に記載の車両安定化制御システム。

【請求項 5】

前記車両における車輪に加えられる走行抵抗外乱を推定する走行抵抗外乱推定部 (2 f)) を有し、

前記制振補正制御部は、前記走行抵抗外乱推定部によって推定される走行抵抗外乱を鑑みて、前記状態方程式における前記状態量を求め、求めた状態量と前記出力方程式とにに基づいて前記スタビリティファクタを求めると共に、該スタビリティファクタの前記目標値との差を求めるようになっていることを特徴とする請求項 1 ないし 4 のいずれか 1 つ に記載の車両安定化制御システム。40

【請求項 6】

前記走行抵抗外乱推定部は、前記車両に備えられた前輪の車輪速度の微分値と該車両の重量とに基づいて、前記走行抵抗外乱として前記前輪の走行抵抗外乱を求めるようになっていることを特徴とする請求項 5 に記載の車両安定化制御システム。

【請求項 7】

前記車両の外の状況の画像を撮影すると共に、その画像データを出力する画像認識手段 (16) を有し、

前記仮想旋回半径推定部は、前記車載カメラの画像データのオプティカルフローに基づ50

いて、前記仮想旋回半径を推定するようになっていることを特徴とする請求項 1 ないし 6 のいずれか 1 つに記載の車両安定化制御システム。

【請求項 8】

前記仮想旋回半径推定部は、前記画像認識手段の画像データの中に障害物が存在し、その障害物が自車両から所定距離以上離れている場合には、前記車両が回転運動よりも横方向の並進運動を優先して行うように前記仮想旋回半径を設定し、所定距離以内に接近している場合には、前記車両が横方向の並進運動よりも回転運動を優先して行うように前記仮想旋回半径を設定するようになっていることを特徴とする請求項 7 に記載の車両安定化制御システム。

【請求項 9】

10

前記車両における車速に応じた出力を発生させる車速検出手段 (4 a、4 b) を有し、

前記仮想旋回半径推定部は、前記車速検出手段によって検出された車速が所定速度よりも速く、前記車両が高速走行中であるときには、前記車両が回転運動よりも横方向の並進運動を優先して行うように前記仮想旋回半径を設定し、前記所定速度よりも遅く低速走行中であるときには、前記車両が横方向の並進運動よりも回転運動を優先して行うように前記仮想旋回半径を設定するようになっていることを特徴とする請求項 7 または 8 に記載の車両安定化制御システム。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

20

本発明は、前後車輪それぞれの接地荷重の変化によるコーナリングパワーの変化を管理することで、車両走行の安定化を図る車両安定化制御システムおよび車両安定化制御方法に関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来、車両走行制御において、白線などで示された車線内を確実に走行できるように車両を制御するレーンキープ制御が知られている（例えば、特許文献 1、2 参照）。

【0003】

30

レーンキープ制御では、走行路面に記された白線を車載カメラ等によって認識し、その白線で示された道路軌跡に沿って車両が走行できるように、ステアリング角度を自動的に制御するようになっている。これにより、走行路面に記された白線から逸脱することなく、車両を正しい軌跡に沿って走行させることが可能となる。

【特許文献 1】特開 2000-168599 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

しかしながら、上記各制御によって白線から逸脱することなく走行させることが可能になるものの、単に、白線との関係によってステアリング角を調整するものであるため、ドライバは車両の挙動に応じてステアリングの修正動作を行わなければならなかった。このような運転負担をドライバに与えてしまう根本原因を究明し、そのような運転負担を低減することが望まれる。

40

【0005】

これに関して本発明者らが鋭意検討を行った。その結果、路面その他の外的要因（路面外乱）による車体挙動の変動が車体姿勢や走行軌道を乱し、これによる車体の姿勢や振動がドライバのステアリング操作そのものにも外乱成分を誘発するために上記のような運転負担が発生すると結論づけた。

【0006】

すなわち、車両の走行軌跡は、時々刻々の車両の姿勢と位置が有限時間積分したものと考えられる。このため、不本意な車両挙動により、ドライバが意図する走行ラインからはずれたとき、ドライバが修正操作を強いられるのである。

50

【0007】

このようなドライバ操作外乱や路面外乱の影響という問題は、レーンキープ制御中だけでなく、通常の旋回動作等においても同じことが言え、上記と同様に解決が望まれると考えられる。

【0008】

本発明は上記点に鑑みて、ドライバ操作外乱や路面外乱の影響を抑圧し、車体姿勢や車両特性を安定化させることを目的とする。

【0009】

また、ドライバの運転負担を低減できるようにすることも目的とする。

【課題を解決するための手段】

10

【0010】

上記目的を達成すべく、本発明者らはドライバが修正操作を強いられる根本原因について探求した。その結果、上述したドライバ操作外乱や路面外乱などによって各車輪に加えられる前後輪の接地荷重が変動し、この接地荷重の変動によって各タイヤのコーナリングパワーが変動しているのに、このコーナリングパワーを鑑みた制御が行われていないために、上記修正操作が必要になることが判った。

【0011】

この前後輪の接地荷重の変動について説明する。前後輪の接地荷重の変動は、例えば、ピッキング振動等によって生じる。ピッキング振動とは、車両重心を中心と車両左右軸周りに発生する振動であり、このピッキング振動によるエネルギーをピッキング振動エネルギーという。

20

【0012】

ピッキング振動は、駆動（加速）時のスコート、制動（減速）時および操舵（旋回）時のノーズダイブにより発生する。図13は、これら各状態を示した図である。

【0013】

図13(a)のように、駆動（加速）時には、車体側が車輪の回転に追従できず取り残されてしまうために、車両の重心を中心として車両前方側（ノーズ）が浮き上がってしまいスコートが発生する。また、図13(b)のように、制動（減速）時には、車輪に対して制動力が発生させられた際に車体側が慣性により車輪の減速に追従できないために、車両の重心を中心として車両前方側（ノーズ）が沈むノーズダイブが発生する。そして、図13(c)のように、操舵（旋回）時には、コーナリングドラッグが発生することから、それに基づいて車輪が減速し、制動（減速）時と同様にノーズダイブが発生する。

30

【0014】

このようなスコート、ノーズダイブといった車両重心を中心として生じる回転振動がピッキング振動であり、それを発生させるエネルギーとなるものがピッキング振動エネルギーである。このようなピッキング振動エネルギーは、車両走行中、常に発生するものである。

【0015】

そして、このようなピッキング振動等によって、前後輪それぞれの接地荷重や車輪に加わる力の関係が定常走行時に対して変動する。すなわち、図13(a)に示すように、スコート時には定常走行時に比べて前輪接地荷重 W_f が小さく後輪接地荷重 W_r が大きくなり、駆動トルク反力が大きくなる。図13(b)に示すように、減速によるノーズダイブ時には定常走行時に比べて前輪接地荷重 W_f が大きく後輪接地荷重 W_r が小さくなる。したがって、前輪制動力が大きく、後輪制動力が小さくなる。また、図13(c)に示すように、旋回によるノーズダイブ時にも定常走行時に比べて前輪接地荷重 W_f が大きく後輪接地荷重 W_r が小さくなる。

40

【0016】

このように接地荷重 W_f 、 W_r が変動するため、コーナリングパワーが変動し、そのために車両の旋回が安定せず、ステアリングの修正動作などの操作負担をドライバに強いることになるのである。

50

【0017】

これらピッキング振動と前後輪接地荷重および前後輪コーナリングパワーの関係をタイミングチャートで示すと、図14のような関係となっていることが判る。すなわち、図14(a)のようなピッキング振動が発生したとした場合、図14(b)に示されるように、前輪および後輪荷重 W_f 、 W_r が定常走行時の前輪および後輪荷重 W_{f0} 、 W_{r0} にピッキング振動による変動分となる W_f 、 W_r を足し合わせた式1に示されるものとなる。

【0018】

(数1)

$$W_f = W_{f0} + W_f, W_r = W_{r0} + W_r$$

10

したがって、前輪および後輪荷重 W_f 、 W_r は、ピッキング振動の波形に対応する波形となる。そして、図14(c)に示されるように、前輪および後輪のコーナリングパワー K_{cf} 、 K_{cr} に関しても、タイヤ特性の線形領域においては前輪および後輪荷重 W_f 、 W_r と係数 C_w との積となることから、定常時におけるコーナリングパワー K_{cf0} 、 K_{cr0} の波形は、前輪および後輪荷重 W_f 、 W_r と同様になる。

【0019】

したがって、ピッキング振動等を原因として生じる前後輪接地荷重の移動を利用して、車両の横運動を支配するステアリング特性が安定化するように、エンジンが発生させる車軸トルクを補正すれば、車体の姿勢および車両特性の乱れを効果的に抑制できると考えられる。

20

【0020】

次に、本発明者らは、車両における状態量について、バネ上振動モデルを設定して検討した。

【0021】

図15に示すバネ上振動モデルの模式図を参照して、車両における状態量について説明する。

【0022】

図15に示すバネ上振動モデルは、任意の定常状態を基準としたトルク反力の変化分 T_r を受けて、バネ上部分に対してピッキング中心周りの振動を発生させることを想定している。ここでは、車体を水平方向と平行な任意の基準平面からなる平板と見立てて、その平板にサスペンションに支持されてタイヤが備えられ、また、エンジンおよびトランスミッション等もバネ要素を持つマウントを介して車体に支持されているものとして、バネ上振動を想定している。

30

【0023】

このバネ上振動モデルにおいて、各定数を次のように設定している。まず、基準平面Bに備えられた前輪および後輪それぞれの車輪について、サスペンションのバネ定数が K_f 、 K_r 、サスペンションの減衰係数が C_f 、 C_r 、エンジンとトランスミッションの重量が m 、エンジンマウントにおけるバネ定数が K_e 、減衰係数が C_e としている。

【0024】

また、タイヤ半径を r とし、バネ上における車体質量 [kg] を M 、エンジンとトランスミッション (T/M) の質量 [kg] を m 、ホイールベース [m] を L 、車両重心と前輪軸との間の距離 [m] を L_f 、車両重心と後輪軸との間の距離 [m] を L_r 、車両重心とエンジンおよび T/M 重心との間の距離 [m] を L_e 、車体基準線 (基準平面の高さ) と車両重心の高さとの間の距離 [m] を h_c としている。

40

【0025】

そして、車体のピッキング慣性モーメント [$kg\ m^2$] を I_p 、重力加速度 [m/s^2] を g としている。

【0026】

一方、独立変数については、バネ上における車体の垂直方向変位 [m] を x 、エンジンおよび T/M の垂直方向の変位を x_e 、仮想ピッキング中心周りのピッチ角 [rad] を

50

p としている。

【0027】

まず、ピッキング中心に対しての仮想ピッチ角が p として表されることから、ピッキング中心から L_f 離れた前輪軸におけるピッチ中心周りでの変位量は $L_f - p$ となり、ピッキング中心から L_r 離れた後輪軸におけるピッチ中心周りでの変位量は $L_r - p$ となる。このため、車体の垂直方向変位は、前輪側では $x + L_f - p$ 、後輪側では $x - L_r - p$ となる。

【0028】

従って、車体のピッチ中心周りの運動方程式は、数式2のように表される。

【0029】

(数2)

$$\begin{aligned} I_p \ddot{p} &= -L_f \{ K_f (x + L_f - p) + C_f (x' + L_f - p') \} \\ &\quad - L_e \{ K_e (x + L_e - p - x_e) + C_e (x' + L_e - p' - x_e') \} \\ &\quad + L_r \{ K_r (x - L_r - p) + C_r (x' - L_r - p') \} \\ &\quad + h_c p M g + (h_c g - h_c) T_r / r + T_r \end{aligned}$$

また、車体上下運動の方程式とエンジン1およびT/Mの上下運動の方程式は、それぞれ数式3、数式4のように表される。

【0030】

(数3)

$$\begin{aligned} M \ddot{x} &= -K_f (x + L_f - p) - C_f (x' + L_f - p') \\ &\quad - K_e (x + L_e - p - x_e) - C_e (x' + L_e - p' - x_e') \\ &\quad - K_r (x - L_r - p) - C_r (x' - L_r - p') \end{aligned}$$

(数4)

$$m \ddot{x}_e = -K_e (x_e - x - L_e - p) - C_e (x_e' - x' - L_e - p')$$

そして、 x_e 、 x' 、 p' を数式2~4から求めると、それぞれ数式5~7のようになる。

【0031】

(数5)

$$\begin{aligned} x_e' &= -K_e / m \cdot x_e - C_e / m \cdot x_e' + K_e / m \cdot x + C_e / m \cdot x' \\ &\quad + K_e L_e / m \cdot p + C_e L_e / m \cdot p' \end{aligned}$$

(数6)

$$\begin{aligned} x' &= K_e / M \cdot x_e + C_e / M \cdot x_e' - (K_e + K_f + K_r) / M \cdot x \\ &\quad - (C_e + C_f + C_r) / M \cdot x' - (K_f L_f + K_e L_e - K_r L_r) / M \cdot p \\ &\quad - (C_f L_f + C_e L_e - C_r L_r) / M \cdot p' \end{aligned}$$

(数7)

$$\begin{aligned} p' &= K_e L_e / I_p \cdot x_e + C_e L_e / I_p \cdot x_e' \\ &\quad - (K_f L_f + K_e L_e - K_r L_r) / I_p \cdot x \\ &\quad - (C_f L_f + C_e L_e - C_r L_r) / I_p \cdot x' \\ &\quad - (K_f L_f^2 + K_e L_e^2 + K_r L_r^2 - h_c M g) / I_p \cdot p \\ &\quad - (C_f L_f^2 + C_e L_e^2 + C_r L_r^2) / I_p \cdot p' \\ &\quad + \{ 1 + (h_c g - h_c) / r \} / I_p \cdot T_r \end{aligned}$$

従って、各状態量をそれぞれ $x_e = x_1$ 、 $x_e' = x_2$ 、 $x = x_3$ 、 $x' = x_4$ 、 $p = x_5$ 、 $p' = x_6$ 、 $T_r = u$ とし、上記各数式における変数の係数を $a_1 \sim a_6$ 、 $b_1 \sim b_6$ 、 $c_1 \sim c_6$ 、 p_1 と置くと、上記各式は、以下のように変換される。

【0032】

(数8)

$$\begin{aligned} x_e' &= a_1 x_e + a_2 x_e' + a_3 x + a_4 x' + a_5 p + a_6 p' \\ &= a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_3 x_3 + a_4 x_4 + a_5 x_5 + a_6 x_6 \end{aligned}$$

(数9)

$$x' = b_1 x_e + b_2 x_e' + b_3 x + b_4 x' + b_5 p + b_6 p'$$

10

20

30

40

50

$$= b_1 \times 1 + b_2 \times 2 + b_3 \times 3 + b_4 \times 4 + b_5 \times 5 + b_6 \times 6$$

(数10)

$$p' = c_1 \times e + c_2 \times e' + c_3 \times + c_4 \times' + c_5 \times p + c_6 \times p' + p_1 u$$

$$= c_1 \times 1 + c_2 \times 2 + c_3 \times 3 + c_4 \times 4 + c_5 \times 5 + c_6 \times 6 + p_1 u$$

ただし、上記数式8～10において、 $a_1 = -K_e/m$, $a_2 = -C_e/m$, $a_3 = K_e/m$, $a_4 = C_e/m$, $a_5 = K_e L_e/m$, $a_6 = C_e L_e/m$, $b_1 = K_e/M$, $b_2 = C_e/M$, $b_3 = -(K_e + K_f + K_r)/M$, $b_4 = -(C_e + C_f + C_r)/M$, $b_5 = -(K_f L_f + K_e L_e - K_r L_r)/M$, $b_6 = -(C_f L_f + C_e L_e - C_r L_r)/M$, $c_1 = K_e L_e/I_p$, $c_2 = C_e L_e/I_p$, $c_3 = -(K_f L_f + K_e L_e - K_r L_r)/I_p$, $c_4 = -(C_f L_f + C_e L_e - C_r L_r)/I_p$, $c_5 = -(K_f L_f^2 + K_e L_e^2 + K_r L_r^2 - h c M g)/I_p$, $c_6 = -(C_f L_f^2 + C_e L_e^2 + C_r L_r^2)/I_p$, $p_1 = \{1 + (h c g - h c)/r\}/I_p$ である。

【0033】

また、上記のように $x_1 \sim x_6$ を定義したことから、以下の関係も成り立つ。

【0034】

(数11)

$$x'_1 = x_e' = x_2$$

(数12)

$$x'_2 = x_e'' = a_1 \times 1 + a_2 \times 2 + a_3 \times 3 + a_4 \times 4 + a_5 \times 5 + a_6 \times 6$$

(数13)

$$x'_3 = x' = x_4$$

(数14)

$$x'_4 = x' = b_1 \times 1 + b_2 \times 2 + b_3 \times 3 + b_4 \times 4 + b_5 \times 5 + b_6 \times 6$$

(数15)

$$x'_5 = p' = x_6$$

(数16)

$$x'_6 = p'' = c_1 \times 1 + c_2 \times 2 + c_3 \times 3 + c_4 \times 4 + c_5 \times 5 + c_6 \times 6 + p_1 u$$

したがって、数式11～16を状態空間表現とすると、その状態方程式が数式17のような6行6列の行列式で示され、数17を簡略化すると、数18のように表される。

【0035】

【数17】

$$\begin{bmatrix} x_1' \\ x_2' \\ x_3' \\ x_4' \\ x_5' \\ x_6' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_1 & a_2 & a_3 & a_4 & a_5 & a_6 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ b_1 & b_2 & b_3 & b_4 & b_5 & b_6 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ c_1 & c_2 & c_3 & c_4 & c_5 & c_6 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ p_1 \end{bmatrix} u$$

(数18)

$$x' = A x + B u$$

このようにして、バネ上振動モデルの状態方程式が導出される。したがって、この状態方程式に基づいて、エンジンが発生させる車軸トルク（駆動力に相当する物理量）を補正すれば、車両の横運動を支配するステアリング特性（スタビリティファクタ）を能動的に制御することが可能となる。

【0036】

そこで、請求項1に記載の発明では、車両に備えられた駆動輪に対して、ドライバが要求する基本要求駆動力を発生させるべく、その基本要求駆動力に相当する物理量を演算す

10

20

30

40

50

る基本要求駆動力演算部(2a)と、車両における前輪および後輪それぞれにかかる準静的な接地荷重を検出する前後輪静的接地荷重演算部(2g)と、車両における仮想的な旋回半径を推定する仮想旋回半径推定部(2h)と、前後輪荷重演算部および仮想旋回半径推定部での演算結果に基づき、車速をV[m/sec]、舵角を[rad]、前後輪のタイヤコーナリングパワーをそれぞれK_{cf}、K_{cr}[N/rad]とし、車両のバネ上における車体質量[kg]をM、ホイールベース[m]をL、車両重心と前輪軸との間の距離[m]をL_f、車両重心と後輪軸との間の距離[m]をL_rとして旋回半径を数式1で表したとき、スタビリティファクタが後述する数式36におけるAにて表され、該数式36におけるL_fK_{cf}-L_rK_{cr}の目標値を演算することにより、スタビリティファクタの目標値を演算する目標値演算部(2i)と、目標値演算部によって演算された目標値に追従するように、基本要求駆動力演算部が演算した基本要求駆動力に相当する物理量を補正する制振補正制御部(2j)とを備え、この制振補正制御部(2j)によって補正された補正後物理量に応じた駆動力を駆動輪に発生させるようになっていることを特徴としている。10

【0037】

このように、車両における前輪および後輪それぞれにかかる準静的接地荷重に基づいて、スタビリティファクタの目標値に追従するように、基本要求駆動力に相当する物理量を補正するようにしている。このため、時々刻々と変化する様々な周辺環境に対応して、その時々に理想的な旋回半径となるようにスタビリティファクタを安定化することが可能となり、例えばピッキング振動エネルギーが抑制される等、内部の各状態量が安定化し、車両の走行状態を安定化させることが可能となる。20

【0038】

したがって、路面その他の外的要因(路面外乱)によって車体挙動の変動が車体姿勢や走行軌道を乱すことを抑制することができる。そして、これらを要因とする車体の姿勢の乱れや振動が抑制されることから、車体の姿勢乱れや振動を修正しようとするドライバのステアリング操作が不要となり、ドライバのステアリング操作によって外乱成分を誘発してしまうことを防止することが可能となる。

さらに、請求項1に記載の発明では、制振補正制御部は、車両におけるバネ上振動モデルに基づいて車両における状態量を示した状態方程式を有していると共に、状態方程式に基づいてスタビリティファクタを状態量で表した出力方程式を有しており、出力方程式と状態量とから求められるスタビリティファクタと、目標値演算部で演算されたスタビリティファクタの目標値との差に基づいて、基本要求駆動力に相当する物理量の補正を行うようになっていることを特徴としている。30

このように、車両におけるバネ上振動モデルに基づいて、車両における状態量を示した状態方程式と、状態方程式に基づいてスタビリティファクタを状態量で表した出力方程式を予め制振補正制御部に記憶させておき、出力方程式と状態量とからスタビリティファクタを求め、このスタビリティファクタの目標値との差に基づいて基本要求駆動力に相当する物理量の補正を行うことができる。これにより、出力方程式と状態量とから求められるスタビリティファクタが目標値に追従できるよう、基本要求駆動力に相当する物理量が補正されることになる。40

【0039】

基本要求駆動力に相当する物理量としては、例えば、請求項2に示されるように、基本要求トルクがある。

【0040】

請求項3に記載の発明では、前後輪接地荷重演算部は、前後輪接地荷重として、車両が定常走行状態の際に前輪および後輪それぞれに加わる前後輪静的接地荷重を演算するものであり、目標値演算部は、この前後輪静的接地荷重に基づいて、スタビリティファクタの目標値を演算するようになっていることを特徴とする。このように、前後輪静的接地荷重に基づいて、スタビリティファクタの目標値を設定することができる。50

【0041】

請求項4に記載の発明では、車両が走行中の路面の勾配を推定する推定道路勾配算出部(2d)を備え、前後輪接地荷重演算部は、前後輪接地荷重として、車両が定常走行状態の際に前輪および後輪それぞれに加わる前後輪静的接地荷重を演算すると共に、推定道路勾配算出部で演算された推定道路勾配に基づいて、その推定道路勾配を車両が定常走行した場合における前後輪接地荷重の変動量を演算し、前後輪静的接地荷重から推定道路勾配による変動分を見込んだ値を前後輪接地荷重として求めるようになっており、目標値演算部は、この推定道路勾配による前後輪設置荷重の変動分を見込んだ前後輪接地荷重に基づいて、スタビリティファクタの目標値を演算するようになっていることを特徴としている。

10

【0042】

このように、道路勾配に応じた前後輪接地荷重の変動量を求め、前輪と後輪それぞれの静的な接地荷重から道路勾配による前後輪接地荷重の変化量分を差し引くことにより、道路勾配に応じた前後輪接地荷重を求めることができる。

【0045】

請求項5に記載の発明では、車両における車輪に加えられる走行抵抗外乱を推定する走行抵抗外乱推定部(2f)を有し、制振補正制御部は、走行抵抗外乱推定部によって推定される走行抵抗外乱を鑑みて、状態方程式における状態量を求め、求めた状態量と出力方程式とに基づいてスタビリティファクタを求めると共に、該スタビリティファクタの目標値との差を求めるようになっていることを特徴としている。

20

【0046】

このように、走行外乱推定部によって走行外乱抵抗を推定し、その走行外乱抵抗を鑑みて、状態方程式における状態量を求めることができる。ここでいう走行外乱抵抗は、例えば、請求項6に示されるように、前輪の車輪速度の微分値と車両の重量とに基づいて、例えば、これらを乗算することにより求められる。

【0047】

請求項7に記載の発明では、車両の外の状況の画像を撮影すると共に、その画像データを出力する画像認識手段(16)を有し、仮想旋回半径推定部は、車載カメラの画像データのオプティカルフローに基づいて、仮想旋回半径を推定するようになっていることを特徴としている。

30

【0048】

このように、車両の外の状況の画像を撮影することによって得た画像データ中のオプティカルフローに基づいて、車両の走行状態を検出することができる。このため、オプティカルフローに基づいて、仮想旋回半径を推定することができる。

【0049】

請求項8に記載の発明では、仮想旋回半径推定部は、画像認識手段の画像データ中に対向車が存在し、その対向車や人が自車両から所定距離以上離れているような場合には、車両が回転運動よりも横方向の並進運動を優先して行うように仮想旋回半径を設定し、自車両から所定距離以内に接近している場合には、車両が横方向の並進運動よりも回転運動を優先して行うように仮想旋回半径を設定するようになっていることを特徴としている。

40

【0050】

このように、対向車が自車両から所定距離以上に離れているような場合には、車両が回転運動よりも横方向の並進運動を優先して行うように仮想旋回半径を設定している。このため、対向車から見て、急な旋回を行わずにその人を避ける、つまり自車両が横にスライドするような動きをすることになるため、自車両が対向車線にはみ出しそうに見えず、対向車のドライバーに与える威圧感を少なくすることができる。

【0051】

また、自車両から所定距離以内に接近している場合には、車両が横方向の並進運動よりも回転運動を優先して行うように仮想旋回半径を設定している。このため、急な飛び出し等の緊急時には衝突等最悪の事態を回避することができる。

50

【0052】

請求項9に記載の発明では、車両における車速に応じた出力を発生させる車速検出手段(4a、4b)を有し、仮想旋回半径推定部は、車速検出手段によって検出された車速が所定速度よりも速く、車両が高速走行中であるときには、車両が回転運動よりも横方向の並進運動を優先して行うように仮想旋回半径を設定し、所定速度よりも遅く低速走行中であるときには、車両が横方向の並進運動よりも回転運動を優先して行うように仮想旋回半径を設定するようになっていることを特徴としている。

【0053】

このように、車速が所定速度よりも速く、車両が高速走行中であるときには、車両が回転運動よりも横方向の並進運動を優先して行うように仮想旋回半径を設定している。このため、高速走行中には、車両がノーズを振るように曲がって車線変更するのではなく、車両が横にスライドするような感じで車線変更することになり、ドライバに対してより安心感を与えることができる。

【0054】

また、所定速度よりも遅く低速走行中であるときには、車両が横方向の並進運動よりも回転運動を優先して行うように仮想旋回半径を設定している。このため、低速走行中には、車両がきびきびと曲がれるようにすることができ、ドライバに対して車両を旋回させやすいという印象を与えることができる。

【0055】

なお、上記各手段の括弧内の符号は、後述する実施形態に記載の具体的手段との対応関係を示すものである。

【発明を実施するための最良の形態】

【0056】

以下、本発明の実施形態について図に基づいて説明する。なお、以下の各実施形態相互において、互いに同一もしくは均等である部分には、図中、同一符号を付してある。

【0057】

(第1実施形態)

本発明の一実施形態の車両安定化制御システムについて説明する。図1は、本実施形態における車両安定化制御システムの概略構成を示したものである。なお、本実施形態では、車両の駆動形態が後輪駆動のものを想定して説明するが、勿論、前輪駆動の車両でも4輪駆動の車両でも本発明を適用することができる。

【0058】

本実施形態の車両安定化制御システムは、車両に備えられたエンジン1が発生させる駆動トルクを調整し、ピッティング振動エネルギー等に起因する前後輪荷重の移動に基づくスタビリティファクタの変動を安定化させることで、車体の姿勢や車両特性を安定化するものである。

【0059】

図1に示す車両安定化制御システムにおいて、エンジン1は、エンジンE C U 2によって制御されるようになっている。このエンジンE C U 2には、アクセルストロークセンサ3、前輪用車輪速度センサ4a、4b、舵角センサ5、吸入空気量センサ6、エンジン回転センサ7からの検出信号が入力されると共に、ナビゲーションシステムに備えられるナビゲーションE C U 8から各種情報が入力されるようになっている。

【0060】

アクセルストロークセンサ3は、アクセルペダル9の操作量に応じた検出信号を出力するものである。エンジンE C U 2では、このアクセルストロークセンサ3からの検出信号に基づいてアクセル操作量が求められ、そのアクセル操作量に応じた要求駆動力となる要求車軸トルクを求められるようになっている。

【0061】

前輪用車輪速度センサ4a、4bは、操舵輪となる両前輪10a、10bそれぞれに対

10

20

30

40

50

応して備えられており、右前輪用の車輪速度センサ 4 a と左前輪用の車輪速度センサ 4 b とによって構成されている。これら各車輪速度センサ 4 a は、例えば、車軸に備えられた歯車型のロータの歯の回転に応じて異なる検出信号を出力する電磁ピックアップタイプ等の周知のもので構成され、各前輪の回転に応じた検出信号を発生させる。

【 0 0 6 2 】

舵角センサ 5 は、車両前輪の操舵角、すなわち車両前後方向軸に対する車両前輪の傾斜角度に応じた検出信号を出力する周知のものである。例えば、ステアリング操作に応じてステアリングシャフトが回動すると、それがステアリング機構を介して車両前輪の操舵に変換されることから、操舵角センサは、ステアリングの回動量を検出することにより、車両前輪の操舵角に応じた検出信号を出力するようになっている。

10

【 0 0 6 3 】

吸入空気量センサ 6 およびエンジン回転センサ 7 は、共にエンジン 1 に設置されている周知のもので、吸入空気量センサ 6 は、エンジン内に吸入される吸入空気量に応じた検出信号を出力し、エンジン回転センサ 7 は、エンジン回転速度に応じた検出信号を出力するようになっている。

【 0 0 6 4 】

ナビゲーション E C U 8 は、例えば、ナビゲーションシステムの本体 1 1 に備えられているもので、車内 L A N (C A N) を通じて各種情報をエンジン E C U 2 に伝えるようになっている。例えば、ナビゲーション E C U 8 は、本体 1 1 に備えられたハードディスクや D V D などの情報記録媒体に記憶された道路情報およびナビゲーションシステムに内蔵されたヨーレートセンサからの検出信号から演算したヨー角に関する情報をエンジン E C U 2 に伝える。

20

【 0 0 6 5 】

そして、エンジン E C U 2 では、これら各センサ 3 、 4 a 、 4 b 、 5 ~ 7 からの検出信号およびナビゲーション E C U 8 から送られてきた各種情報に基づき、種々の演算を行い、その演算結果に基づいてエンジンパワーを調整する。これにより、トランスミッション 1 2 、終減速装置 1 3 および駆動軸 1 4 を介して駆動輪となる後輪 1 5 a 、 1 5 b に伝えられる車軸トルクが調整されるようになっている。

【 0 0 6 6 】

図 2 に、このエンジン E C U 2 のブロック構成を概略的に示し、この図を参照してエンジン E C U 2 の詳細について説明する。

30

【 0 0 6 7 】

エンジン E C U 2 は、 C P U 、 R A M 、 R O M 、 I / O などを備えたマイクロコンピュータによって構成されている。そして、 C P U にて R O M に記憶されたエンジン制御プログラムを実行し、各種演算を行うことで、エンジン 1 によるエンジンパワーの制御を実行するようになっている。

【 0 0 6 8 】

具体的には、エンジン E C U 2 は、図 2 に示されるように、基本要求トルク算出部 2 a 、推定車軸トルク算出部 2 b 、前輪車輪速度算出部 2 c 、推定道路勾配算出部 2 d 、操舵角算出部 2 e 、前輪走行抵抗外乱推定部 2 f 、前後輪静的接地荷重演算部 2 g 、仮想旋回半径推定演算部 2 h 、目標値演算部 2 i および制振補正制御部 2 j とを備えて構成されている。

40

【 0 0 6 9 】

基本要求トルク算出部 2 a は、ペダルストロークセンサ 5 から出力される検出信号を受け取り、その検出信号に基づいてアクセル操作量を物理量として求めると共に、その操作量に応じた基本要求駆動力となる基本要求トルクを求めるものである。ここで求められた基本要求トルクが車両の加速、減速に使用されるトルク、つまり基本的に要求される車軸トルクとなるものである。そして、この基本要求トルク演算部 2 a での演算結果が制振補正制御部 2 j に出力されるようになっている。

【 0 0 7 0 】

50

推定車軸トルク算出部 2 b は、吸入空気量センサ 6 およびエンジン回転センサ 7 からの検出信号に基づき、推定車軸トルク、すなわち検出結果が得られたときに発生させらるるであろう車軸トルクを演算する。この推定車軸トルク算出部 2 b での演算結果が制振補正制御部 2 j および前後輪静的接地荷重演算部 2 g に出力されるようになっている。

【 0 0 7 1 】

前輪車輪速度算出部 2 c は、両車輪速度センサ 4 a、4 b からの検出信号に基づいて操舵輪となる両前輪の車輪速度を算出するものである。この前輪車輪速度算出部 2 c が前輪走行抵抗外乱推定部 2 f や仮想旋回半径推定演算部 2 h に出力されるようになっている。

【 0 0 7 2 】

推定道路勾配算出部 2 d は、ナビゲーション E C U 8 からの道路情報を受け取り、その道路情報内に含まれる走行路面の勾配情報を抽出することによって道路勾配を推定するものである。そして、この推定道路勾配算出部 2 d で演算結果が前後輪静的接地荷重演算部 2 g に出力されるようになっている。なお、ここではナビゲーションシステムに記憶された道路情報に基づいて道路勾配を推定しているが、車両に接地した加速度センサからの検出信号から、車両前後駆動力加速度成分を除去し、重力加速度成分に基づいて道路勾配を算出する等の周知の方法によって道路勾配を推定しても良い。

【 0 0 7 3 】

操舵角算出部 2 e は、舵角センサ 5 からの検出信号に基づいて操舵角を算出し、その演算結果を仮想旋回半径推定演算部 2 h および目標値演算部 2 i に出力されるようになっている。

【 0 0 7 4 】

前輪走行抵抗外乱推定部 2 f は、演算された前輪車輪速度に基づき、前輪走行抵抗外乱を推定する。前輪には車輪速度に応じた走行抵抗が発生する。このため、その走行抵抗外乱を車輪速度から推定するのである。例えば、車輪速度の微分値に対して車両重量を掛けることで並進方向の力 [N / m] を求め、それに更に転動輪の半径を乗算することにより、走行抵抗外乱を転動輪に働くモーメント [N] として求めることができる。

【 0 0 7 5 】

このような車輪速度の一回微分に基づいて走行抵抗外乱を求めることで、その走行抵抗外乱の要因が何であったかに關係なく、結果としてどれだけの走行抵抗外乱が入ったかを求めることが可能となる。すなわち、走行抵抗外乱は、例えば、ドライバによる操舵により発生したコーナリングドラッグによって生じたり、路面の凹凸によって生じたりするが、どのような場合であっても、結果的に車輪速度に変化が生じることから、その車輪速度の変化（微分値）から走行抵抗外乱を算出すれば、どのような要因かに関わらず、転動輪が受けた走行抵抗外乱を求めることができる。

【 0 0 7 6 】

なお、この走行抵抗外乱に関しては、車輪速度と走行抵抗外乱との特性をエンジン E C U 2 内のメモリなどに予め記憶させておき、その特性に基づいて演算された車輪速度と対応する走行抵抗外乱を選択することによって、推定することも可能である。

【 0 0 7 7 】

前後輪静的接地荷重演算部 2 g は、演算された推定車軸トルクおよび推定道路勾配に基づいて前後輪における静的な接地荷重を演算するものである。具体的には、前後輪静的接地荷重演算部 2 g は、上述した式 1 7 で示された状態方程式において、状態量 x_e '、 x_p '、 p ' . . . すなわちドット成分を 0 とすることで、定常状態での各状態量の算出を行うようになっている。このときの各状態量は、式 1 9 ~ 2 1 のように表される。

【 0 0 7 8 】

(数 1 9)

$$0 = a_1 x_e + a_3 x + a_5 \quad p$$

(数 2 0)

$$0 = b_1 x_e + b_3 x + b_5 \quad p$$

(数 2 1)

10

20

30

40

50

$$0 = c_1 x_e + c_3 x + c_5 p + p_1 T_r$$

したがって、状態量 x_e 、 x 、 p における 3 行 3 列の行列式として数式 2 2 のように直すことができる。ただし、 x_{e_s} 、 x_s 、 p_s は、状態量 x_e 、 x 、 p の定常解である。そして、 A を数式 2 3 のような 3 行 3 列の行列式で表される係数とすると、定常解 x_{e_s} 、 x_s 、 p_s は、数式 2 4 のように表されることになる。

【0 0 7 9】

【数 2 2】

$$\begin{bmatrix} a_1 & a_3 & a_5 \\ b_1 & b_3 & b_5 \\ c_1 & c_3 & c_5 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{e_s} \\ x_s \\ \theta_{p_s} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -p_1 \Delta T_r \end{bmatrix}$$

10

【0 0 8 0】

【数 2 3】

$$A = \begin{bmatrix} a_1 & a_3 & a_5 \\ b_1 & b_3 & b_5 \\ c_1 & c_3 & c_5 \end{bmatrix}$$

20

【0 0 8 1】

【数 2 4】

$$\begin{bmatrix} x_{e_s} \\ x_s \\ \theta_{p_s} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_1 & a_3 & a_5 \\ b_1 & b_3 & b_5 \\ c_1 & c_3 & c_5 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -p_1 \Delta T_r \end{bmatrix}$$

$$= \frac{1}{\det(A)} \begin{bmatrix} b_3 c_5 - b_5 c_3 & -(a_3 c_5 - a_5 c_3) & a_3 b_5 - a_5 b_3 \\ -(b_1 c_5 - b_5 c_1) & a_1 c_5 - a_5 c_1 & -(a_1 b_5 - a_5 b_1) \\ b_1 c_3 - b_3 c_1 & -(a_1 c_3 - a_3 c_1) & a_1 b_3 - a_3 b_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -p_1 \Delta T_r \end{bmatrix}$$

30

$$= \frac{1}{a_1 b_3 c_5 + a_3 b_5 c_1 + a_5 b_1 c_3 - (a_5 b_3 c_1 + a_3 b_1 c_5 + a_1 b_5 c_3)} \begin{bmatrix} -(a_3 b_5 - a_5 b_3) p_1 \Delta T_r \\ (a_1 b_5 - a_5 b_1) p_1 \Delta T_r \\ -(a_1 b_3 - a_3 b_1) p_1 \Delta T_r \end{bmatrix}$$

また、定常状態での前輪および後輪それぞれの静荷重 W_{f_s} 、 W_{r_s} は、図 3 に示す振動モデルに基づいて、以下のように求められる。

【0 0 8 2】

図 3 の振動モデルは、図 1 5 に示した振動モデルに対して仮想重心点移動量 L を考慮した物理量を示したものである。

40

【0 0 8 3】

定常状態での前輪および後輪それぞれの静荷重 W_{f_s} 、 W_{r_s} は、数式 2 5、2 6 で示される。ただし、これらの式において、 W_{f_o} 、 W_{r_o} は、前輪および後輪の静止荷重を示しており、 W_{f_s} 、 W_{r_s} は、制動力や走行抵抗等すべての外的要因の影響を含む総路面反力となる駆動力変化量 F が作用したときの前輪および後輪の静的な荷重変化量を示している。

【0 0 8 4】

(数 2 5)

$$W_{f_s} = W_{f_o} + W_{f_s}$$

50

(数26)

$$W_{r_s} = W_{r_o} + W_{r_s}$$

また、静止時における車両重心と前輪軸との間の距離を L_{f_o} 、車両重心と後輪軸との間の距離を L_{r_o} とすると、前輪および後輪の静止荷重 W_{f_o} 、 W_{r_o} は、数式27、28で示される。なお、Wは、車両重量Mにかかる重力 Mg 、すなわち前後輪にかかるトータルの荷重に相当するものである。

【0085】

(数27)

$$W_{f_o} = (L_{r_o} / L) W$$

(数28)

$$W_{r_o} = (L_{f_o} / L) W$$

10

また、前輪および後輪の静的荷重変化量 W_{f_s} 、 W_{r_s} は、前輪もしくは後輪のバネ定数 k_f 、 k_r を前輪もしくは後輪側における車体の垂直方向変位量 $x_s + L_{f_o} p_s$ 、 $x_s - L_{f_o} p_s$ に掛け合わしたものとなる。そして、定常解 x_s 、 p_s が数式24のように表されることから、前輪および後輪の静的荷重変化量 W_{f_s} 、 W_{r_s} は、それぞれ数式29、30のように示される。

【0086】

【数29】

$$\Delta W_{f_s} = -k_f (x_s + L_{f_o} p_s)$$

20

$$= \frac{-k_f [(a1 b5 - a5 b1) - L_{f_o} (a1 b3 - a3 b1)] p_1}{a1 b3 c5 + a3 b5 c1 + a5 b1 c3 - (a5 b3 c1 + a3 b1 c5 + a1 b5 c3)} \Delta T_r$$

【0087】

【数30】

$$\Delta W_{r_s} = -k_r (x_s + L_{r_o} p_s)$$

$$= \frac{-k_r [(a1 b5 - a5 b1) - L_{r_o} (a1 b3 - a3 b1)] p_1}{a1 b3 c5 + a3 b5 c1 + a5 b1 c3 - (a5 b3 c1 + a3 b1 c5 + a1 b5 c3)} \Delta T_r$$

30

このため、前後輪静的接地荷重演算部2gにて、推定車軸トルク算出部2bにて演算された推定車軸トルクからその変化量 T_r を求め、それを数式29、30に代入すれば、前輪および後輪の静的荷重変化量 W_{f_s} 、 W_{r_s} が算出される。そして、数式25、26における W_{f_o} 、 W_{r_o} 、 W_{f_s} 、 W_{r_s} がそれぞれ数式27～30で表されることから、それらを数式29、30に代入すれば、前輪および後輪の静止荷重 W_{f_o} 、 W_{r_o} を求めることができる。このようにして、前後輪における静的な接地荷重 W_{f_s} 、 W_{r_s} が求められる。

【0088】

40

一方、道路勾配による前後輪接地荷重の変化量は、図4に示すモデルに基づいて求めることができる。

【0089】

図4は、所定の道路勾配の場所に車両が位置している場合の物理量の関係を示したものである。この図に示されるように、車両の重心の路面からの高さを重心高さ h_{c_g} 、その重心が位置する車体平面を B_p とすると、前輪および後輪の荷重が加えられる位置（前後輪接地位置）から鉛直方向に伸ばした線と車体平面 B_p との交点から重心までの距離は、それぞれ $L_f + h_{c_g} \tan \theta$ と $L_f - h_{c_g} \tan \theta$ となる。

【0090】

また、任意の水平線 H に対して、車両重心と前後輪接地位置それから鉛直方向に直

50

線を引いたときの交点を S_1 、 S_2 、 S_3 とすると、 $S_1 - S_3$ 間の距離 $L_a = L \cos \theta$ 、 $S_1 - S_2$ 間の距離 $L_f' = (L \cos \theta + h c g \tan \theta) \cos \phi$ 、 $S_2 - S_3$ 間の距離 $L_r' = (L \cos \theta - h c g \tan \theta) \cos \phi$ となる。

【0091】

この場合において、前後輪にかかるそれぞれの鉛直方向の接地荷重を W_f' 、 W_r' とすると、これらは数式 27、28 と同様に示される。

【0092】

(数31)

$$\begin{aligned} W_f' &= (L_r' / L') W \\ &= \{ (L \cos \theta - h c g \tan \theta) \cos \phi / (L \cos \theta) \} W \\ &= \{ (L \cos \theta / L - (h c g / L) \tan \theta) \cos \phi \} W \\ &= W_f o - W (h c g / L) \tan \theta \end{aligned}$$

10

(数32)

$$\begin{aligned} W_r' &= (L_f' / L') W \\ &= \{ (L \cos \theta + h c g \tan \theta) \cos \phi / (L \cos \theta) \} W \\ &= \{ (L \cos \theta / L + (h c g / L) \tan \theta) \cos \phi \} W \\ &= W_r o + W (h c g / L) \tan \theta \end{aligned}$$

そして、路面垂直方向における前後輪にかかる接地荷重は、鉛直方向の接地荷重 W_f' 、 W_r' に対する路面垂直方向成分に相当し、それぞれ $W_f' \cos \phi$ 、 $W_r' \cos \phi$ となり、鉛直方向の接地荷重 W_f' 、 W_r' が数式 31、32 で表されることから、次のようになる。

20

【0093】

(数33)

$$\begin{aligned} W_f' \cos \phi &= \{ W_f o - W (h c g / L) \tan \theta \} \cos \phi \\ &= W_f o \cos \phi - W (h c g / L) \sin \theta \end{aligned}$$

(数34)

$$\begin{aligned} W_r' \cos \phi &= \{ W_r o + W (h c g / L) \tan \theta \} \cos \phi \\ &= W_r o \cos \phi + W (h c g / L) \sin \theta \end{aligned}$$

このようにして、道路勾配による前後輪接地荷重の変化量が求められる。この前後輪設置荷重の変化量に関しては、その道路勾配を走行中に定的に変化する荷重量となる。したがって、道路勾配算出部 2d によって道路勾配が求められたら、その道路勾配のときの前後輪接地荷重の変化量分を求め、前輪と後輪それぞれの静的な接地荷重から道路勾配による前後輪接地荷重の変化量分を差し引くことにより、道路勾配に応じた前後輪接地荷重を求めることができる。

30

【0094】

このため、後述する目標値演算部 2i で求められる $L_f K_{cf} - L_r K_{cr}$ は、道路勾配も考慮した理想的な旋回半径のスタビリティファクタとして求められることになる。以上のようにして、前後輪静的接地荷重演算部 2g にて、前後輪接地荷重を求められる。

【0095】

また、仮想旋回半径推定部 2h は、前輪車輪速度演算部 2d で演算された前輪車輪速度とナビゲーション ECU 8 から送られてくるヨーレートセンサでの検出結果となるヨー角(センサ値)に関する情報に基づいて、車両が走行するのに適した仮想的な旋回半径を推定するものである。具体的には、ヨー角(センサ値)が $sensor [r a d / s]$ という値であったとすると、旋回半径 R はヨー角 θ と車速 V から次式のように示される。

40

【0096】

(数35)

$$R = V / sensor$$

したがって、仮想旋回半径推定部 2h は、前輪車輪速度から、例えば両前輪車輪速度の平均値を求めて車速 V を求め、この車速 V とヨー角 θ とを数式 35 に代入することにより、仮想的な旋回半径を算出するようにしている。

50

【0097】

目標値演算部 2 i は、スタビリティファクタを決定する $L_f K_{cf} - L_r K_{cr}$ の目標値を決定するものである。以下、この $L_f K_{cf} - L_r K_{cr}$ の目標値について説明する。

【0098】

定常円旋回時において、スリップ角 δ とヨーレート $\dot{\theta}$ は、以下のように定義される。これらについて、図 5 を参照して説明する。

【0099】

図 5 は、車両各部のサイズ等について模式的に示したものである。この図に示されるように、バネ上における車体質量 [kg] を M 、ホイールベース [m] を L 、車両重心と前輪軸との間の距離 [m] を L_f 、車両重心と後輪軸との間の距離 [m] を L_r としている。また、車速を V [m/sec]、舵角を δ [rad]、前後輪のタイヤコーナリングパワーをそれぞれ K_{cf} 、 K_{cr} [N/rad] としている。これらを基に、旋回半径 ρ を表すと、次式になることが知られている。

【0100】

【数36】

$$\rho = \left(1 - \frac{M}{2L^2} \frac{L_f K_{cf} - L_r K_{cr}}{K_{cf} K_{cr}} V^2 \right) \frac{L}{\delta}$$

$$= (1 + AV^2) \frac{L}{\delta}$$

10

20

なお、数式 36 に示される A が上述したスタビリティファクタ (Stability Factor) であり、次式で示され、車両ごとに決まる値である。

【0101】

【数37】

$$A = -\frac{M}{2L^2} \frac{L_f K_{cf} - L_r K_{cr}}{K_{cf} K_{cr}}$$

30

この数式 37 におけるスタビリティファクタ、具体的にはスタビリティファクタにおける $L_f K_{cf} - L_r K_{cr}$ の項の正負によってステアリング特性が確定する。このステアリング特性は、以下のように示される。

【0102】

【数38】

$$\Delta = L_f K_{cf} - L_r K_{cr} < 0 \rightarrow \partial \rho / \partial V > 0 \text{ (アンダーステア)}$$

$$\Delta = L_f K_{cf} - L_r K_{cr} = 0 \rightarrow \partial \rho / \partial V = 0 \text{ (通常旋回)}$$

$$\Delta = L_f K_{cf} - L_r K_{cr} > 0 \rightarrow \partial \rho / \partial V < 0 \text{ (オーバステア)}$$

40

すなわち、 $L_f K_{cf} - L_r K_{cr}$ の項を Δ とした場合、図 6 (a) の車両旋回状態を示す図に示されるように、円旋回が定常旋回 (理想旋回) であると考えると、 Δ が負であればアンダーステア、0 であれば定常旋回、 Δ が正であればオーバステアというステアリング特性となる。換言すれば、図 6 (b) に示す車速と旋回半径との関係図に示されるように、 Δ が負であれば車速に対して旋回半径が大きくなる状態 (アンダーステア)、0 であれば定常旋回、 Δ が正であれば車速に対して旋回半径が小さくなる状態 (オーバステア) となる。

【0103】

したがって、スタビリティファクタにおける $L_f K_{cf} - L_r K_{cr}$ の項の設定次第で、車両が理想的な旋回を行えるようにすることが可能となり、ステアリング特性を向上さ

50

せられる。

【0104】

したがって、この目標値演算部2iでは、数式36から逆算することにより、 $L_f K_c f - L_r K_c r$ の目標値を演算するようにしている。具体的には、 $L_f K_c f - L_r K_c r$ は、次式から求められる。

【0105】

(数39)

$$L_f K_c f - L_r K_c r = K_c f_s K_c r_s (2L^2/MV^2) \cdot (1 - \quad / L)$$

なお、 $K_c f_s$ 、 $K_c r_s$ は、道路勾配および加減速による荷重移動分のみを考慮した静的な前後輪のコーナリングパワーであり、 \quad は操舵角、 \quad は仮想旋回半径である。 10

【0106】

これらのうち、独立変数となるのは車速Vと操舵角 および仮想旋回半径 である。車速Vには、前輪車輪速度算出部2cで演算された前輪車輪速度から上述した方法により求められたものが用いられ、操舵角には、操舵角算出部2eでの演算結果が用いられる。仮想旋回半径は、数式35より求められたものが用いられる。このようにして、目標値演算部2iにて、 $L_f K_c f - L_r K_c r$ の目標値が求められる。

【0107】

そして、制振補正制御部2jは、目標値演算部2iで求められた $L_f K_c f - L_r K_c r$ の目標値を基に、 $L_f K_c f - L_r K_c r$ の目標値が演算された値であった場合に、実際の $L_f K_c f - L_r K_c r$ との差分からスタビリティファクタの目標値からの変化量を求める、その変化分を無くすべく、基本要求トルク算出部2aで求められた基本要求トルクを補正するものである。 20

【0108】

具体的には、図2に示されるように、目標値に対してピッティング振動モデルから求めた出力yを減じることで、スタビリティファクタの目標値と現在の実際のスタビリティファクタとの差が求められ、その値に対して $1/s$ および K_i が掛け合わされる。これは、目標値を積分系とすることによりサーボ系のフィードバックを行うことができ、目標値が0でない場合であっても、その値に追従させられるからである。そして、これにさらに走行抵抗外乱を加算し、ピッティング振動モデルを用いて演算した各状態量 x (x 、 x' 、 x_e 、 x_e' 、 p 、 p')に対して制御系の設計手法によって求めた所定の状態フィードバックゲイン K_s ($K_1 \sim K_6$)を乗じたものを減じることで、駆動トルクの補正值を求めることが可能となる。 30

【0109】

ここで、 $(= L_f K_c f - L_r K_c r)$ は、前後輪のタイヤコーナリングパワー $K_c f$ 、 $K_c r$ が前輪および後輪接地荷重 W_f 、 W_r に依存していることから、荷重依存係数を C_w とすると、以下のように表すことができる。

【0110】

(数40)

$$= L_f K_c f - L_r K_c r$$

$$= C_w (L_f W_f - L_r W_r)$$

この結果、前輪および後輪におけるコーナリングパワー W_f 、 W_r の変動に伴う $(= L_f K_c f - L_r K_c r)$ の変動、すなわちステアリング特性の変動は、数式25、26、40より、次式で示されることになる。

【0111】

(数41)

$$L_f K_c f - L_r K_c r = C_w (L_f W_f - F_r W_r)$$

$$= C_w L_f (W_f o + W_f) - C_w L_r (W_r o + W_r)$$

$$= - C_w (K_f L_f - K_r L_r) x - C_w (C_f L_f - C_r L_r) x'$$

$$- C_w (K_f L_f^2 + K_r L_r^2) p - C_w (C_f L_f^2 - C_r L_r^2) p'$$

したがって、ステアリング特性の支配パラメータとなる $(= L_f K_c f - L_r K_c r)$ 50

) は、数 11 ~ 数 16 に基づき、数式 42 のような状態量の線形結合で表されることになり、数式 41 を 6 次元の行列式として表すと数式 43 のようになる。

【0112】

(数 42)

$$L_f K_c f - L_r K_c r = q_1 \times 3 + q_2 \times 4 + q_3 \times 5 + q_4 \times 6$$

【0113】

【数 43】

$$q_1 x_3 + q_2 x_4 + q_3 x_5 + q_4 x_6 = \underbrace{[0 \ 0 \ q_1 \ q_2 \ q_3 \ q_4]}_{\substack{\parallel \\ C}} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \end{bmatrix} \quad 10$$

ただし、 $q_1 \sim q_4$ は係数であり、それぞれ、 $q_1 = -C_w (K_f L_f - K_r L_r)$ 、 $q_2 = -C_w (C_f L_f - C_r L_r)$ 、 $q_3 = -C_w (K_f L_f^2 + K_r L_r^2)$ 、 $q_4 = -C_w (C_f L_f^2 - C_r L_r^2)$ である。

【0114】

これが図 2 中に示されている出力方程式となるものであり、この数式 42 を簡略化すると、 $y = Cx + Du$ (ただし、 $D = 0$ となるため、実質的には、 $y = Cx$) というバネ上振動モデルの出力方程式が導出される。 20

【0115】

したがって、この出力方程式に対して、各状態量 x 、 x' 、 x_e 、 x_e' 、 p 、 p' を代入することにより、目標値と実際のスタビリティファクタとの差が演算され、この差に基づいてフィードバック制御がなされるという、サーボ系状態のフィードバックによる目標追従制御を行うことが可能となる。

【0116】

このようにして求められた車軸トルクは、 $L_f K_c f - L_r K_c r$ の目標値に追従するように、推定される走行抵抗外乱や状態量 x を鑑みて、補正されたものとなっている。そして、この車軸トルクの補正值は、絶対値であることから、それを推定車軸トルク算出部 2b での演算結果から減算することで、車軸トルクの相対値を求める。すなわち、ピッキング振動モデルを用いて車軸トルクの補正值を求めた場合、そのピッキング振動モデルの精度によって、目標値から演算された補正後の車軸トルクが正確でないこともあり得る。このため、定常偏差を 0 にするために、現在実際に発生していると想定される推定車軸トルクと車軸トルクの補正值との差分をとることで、その補正值を相対化する。 30

【0117】

そして、相対化された補正值に対して終減速装置での減速比 (ディファレンシャル比 : $1 / R_d$) を掛けたのち、その値を基本要求トルク算出部 2a で演算された基本要求トルクから減算する。これにより、車軸トルクの補正值が基本要求トルクに対する絶対値として求められ、この値が補正後要求トルクとされる。 40

【0118】

このようにして、エンジン 1 に発生させる車軸トルクが決定し、この補正後要求トルクが得られるように、エンジン 1 の吸入空気量や燃料噴射量などが調整され、それに応じたエネルギーが出力される。そして、このエネルギーがトランスマッショ (T/M) 12 および終減速装置 13 などを介して駆動輪 15a、15b に回転エネルギーとして伝えられ、駆動輪 15a、15b にて要求に応じた車軸トルクを発生させるようになっている。

【0119】

以上説明したように、本実施形態に示した車両安定化制御システムによれば、スタビリティファクタとなる $L_f K_c f - L_r K_c r$ の目標値に追従するように、推定される走行

10

20

30

40

50

抵抗外乱や状態量 x を鑑みて、車軸トルクを補正するようにしている。このため、時々刻々と変化する様々な周辺環境に対応して、その時々に理想的な旋回半径となるようにスタビリティファクタを安定化することが可能となり、例えばピッティング振動エネルギーが抑制される等、内部の各状態量が安定化し、車両の走行状態を安定化させることが可能となる。

【0120】

参考として、図7に、駆動軸トルクの変化に対する各状態量の様子およびスタビリティファクタの変化についてシミュレーションした結果を示す。この図に示されるように、本実施形態による制御を行った場合は、制御を行っていない場合と比べて、状態量の振幅が少なく、早期に安定化していることが分かる。

10

【0121】

このように、路面その他の外的要因（路面外乱）によって車体挙動の変動が車体姿勢や走行軌道を乱すことを抑制することができる。そして、これらを要因とする車体の姿勢の乱れや振動が抑制されることから、車体の姿勢乱れや振動を修正しようとするドライバのステアリング操作が不要となり、ドライバのステアリング操作によって外乱成分を誘発してしまうことを防止することが可能となる。

【0122】

したがって、ドライバ操作外乱や路面外乱の影響を抑圧することが可能となり、車体姿勢や車両特性を安定化させることが可能となる。このため、ドライバの運転負担を低減できる。

20

【0123】

なお、従来、特開平5-26067号公報において、車両におけるヨーレートを求め、そのヨーレートから車両がオーバステア状態もしくはアンダーステア状態になっていることを検知し、それを防ぐようにエンジン出力を制御する駆動輪制御装置が提案されている。この公報の装置においても、エンジン出力の調整により、車両がオーバステア状態もしくはアンダーステア状態となることを抑制できる。しかしながら、ヨーレートは、車両上下軸を軸とした回転成分を検出するものであり、車両左右軸を軸とした車両重心周りの回転であるピッティング振動成分を検出するものではないため、ヨーレートに基づいてエンジン出力の補正を行っても、ピッティング振動成分を抑制するような補正を行えるものではない。したがって、本実施形態で示したような、ピッティング振動成分を抑制することにより、前後輪荷重の変動の安定化を図り、もってコーナリングパワーの安定化を可能とするという効果を得られるものではない。

30

（第2実施形態）

本発明の第2実施形態について説明する。本実施形態は、第1実施形態に示した車両安定化制御システムにおいて、仮想旋回半径の推定演算を画像データに基づいて実行する物である。なお、その他の部分については、本実施形態における車両安定化制御システムは、第1実施形態と同様であるため、異なる部分についてのみ説明し、同様の部分については説明を省略する。

【0124】

図8に、本実施形態の車両安定化制御システムの全体構成を示す。この図に示されるように、本実施形態の車両安定化制御システムは、第1実施形態の構成に対して、車載カメラ16が加えられたものとなっている。

40

【0125】

車載カメラ16は、車両前方を映し出すものであり、車両走行中、常に車両前方の画像を撮影し、その画像データを車両状態検出用のECUに伝えるようになっている。

【0126】

この車載カメラ16の画像データは、エンジンECU2に入力されるようになっており、エンジンECU2により、車載カメラ16の画像データおよび操舵角センサとヨーレートセンサからの検出信号に基づき、車両の走行状態を検出するようになっている。

【0127】

50

具体的には、エンジン E C U 2 は、車両の走行状態を示すパラメータとして、車両の回転角、すなわち車両中心軸に対しての回転量と、車両の並進運動による移動量とを求めるようになっている。

【 0 1 2 8 】

すなわち、本発明者らは、車載カメラ 1 6 によって映し出される画像データのオプティカルフローが、自車両の走行状態を示す物理量をを含んだものとなっていることを見出した。このオプティカルフローの物理的意味について説明する。

【 0 1 2 9 】

図 9 (a) は、車両が横方向へ並進運動のみを行ったとした場合のオプティカルフロー、図 9 (b) は、車両が回転運動のみを行ったとした場合のオプティカルフローを示したものである。なお、この図では、車両前後方向を X 軸、左右方向 Y 軸、上下方向を Z 軸として示してあり、車両が横方向へ並進運動したということは車両が Y 軸上で移動したことを意味し、車両が回転運動したということは車両が Z 軸を中心として回転したことを意味する。

【 0 1 3 0 】

オプティカルフローとは、車載カメラ 1 6 で見た任意の前方注視点での車両横方向移動速度を示したものであり、画像座標中において任意の注視点が所定時間後にある点に移動したとしたときに、それら 2 点を結ぶベクトルに相当するものである。

【 0 1 3 1 】

図 9 (a) に示されるように、車両が横方向へ並進運動した場合、画像データのうち車両前方における車両から遠い位置ではオプティカルフローは小さく、車両左右の位置ではオプティカルフローが大きくなる。一方、図 9 (b) に示されるように、車両が回転した場合、画像データのうち車両前方の位置、左右の位置いずれの場合にもオプティカルフローが大きくなっている。

【 0 1 3 2 】

これらから、車両が横方向に並進運動した場合と回転運動した場合とで、それぞれオプティカルフローが異なっていることが判る。したがって、車載カメラ 1 6 で画像を撮影した場合に、その画像データに含まれるオプティカルフローを解析すれば、車両の並進運動や回転運動を検出することが可能になると考えられる。

【 0 1 3 3 】

図 1 0 は、車両の前方中心位置のうち距離 d の位置を注視点 P として設定し、所定時間後に車両の移動に伴って注視点がどのように移動するかを示した図である。

【 0 1 3 4 】

この図に示されるように、車両がスリップ角 δ とヨーレート $\dot{\theta}$ を持つ状態で進行している場合、注視点 P は、車両横方向に $d \cdot \dot{\theta} + V$ の速度で移動する。したがって、画像データから得られるオプティカルフローの横方向速度を V_{y_flow} とすると、これは次式で示される。

【 0 1 3 5 】

(数 4 4)

$$d \cdot \dot{\theta} + V = V_{y_flow}$$

この数式は、車両の横すべりによる横移動速度 V と、重心周りの回転角速度による前方注視点の横移動速度 $d \cdot \dot{\theta}$ との総和が画像で捉えた前方注視点 P のオプティカルフローの横方向成分として現れることを意味している。換言すれば、オプティカルフローの横方向速度成分は、車両の横滑り運動と回転運動の拘束関係を示すことになる。

【 0 1 3 6 】

一方、定常円旋回時において、スリップ角 δ とヨーレート $\dot{\theta}$ は、以下のように定義される。これらについて、上述した図 5 を参照して説明する。

【 0 1 3 7 】

車両各部のサイズ等が、図 5 に示される関係、すなわち、車両質量 [kg] が M 、ホイールベース [m] が L 、車両重心と前輪軸との間の距離 [m] が L_f 、車両重心と後輪軸

10

20

30

40

50

との間の距離 [m] が L_r であるとする。そして、車速が V [m / sec] 、舵角が [rad] 、前後輪のタイヤコーナリングパワーがそれぞれ K_f 、 K_r [N / rad] だとすると、これらを基に旋回半径 γ を表すと、上述した数式 3 6 になることが知られている。

【0138】

また、旋回半径 γ は、車速 V およびヨーレート $\dot{\gamma}$ とから、数式 3 5 のように表すことができることから、数式 3 5 と上記数式 3 6 とから、ヨーレート $\dot{\gamma}$ は、数式 4 5 のように表されることが判る。

【0139】

【数 4 5】

10

$$\gamma = \frac{1}{1+AV^2} \frac{V}{L} \delta$$

同様にして、定常円旋回時におけるスリップ角 β を表すと、次式のようになる。

【0140】

【数 4 6】

$$\beta = \frac{1-KV^2}{1+AV^2} \frac{L_r}{L} \delta$$

20

なお、数式 4 6 において、 K は次式のように定義される。

【0141】

【数 4 7】

$$K = \frac{M}{2L} \frac{L_f}{L_r K_c r}$$

したがって、数式 4 5 と数式 4 6 との関係から、数式 4 8 が導き出される。また、回転角速度による前方注視点の横移動速度 d_x と横滑りによる横移動速度 V_x とは比例関係にあり、横移動速度 V_x が横移動速度 d_x に対して所定の勾配 α で増加する関係にある。このため、数式 4 8 は、さらに、横移動速度 V_x が横移動速度 d_x に対して勾配 α で増加するという式としても表される。

30

【0142】

(数 4 8)

$$V_x = (1 - KV^2) L_r \dot{\gamma}$$

ただし、 $V_x = (1 - KV^2) L_r / d$ である。

【0143】

そして、この数式 4 8 と上記した数式 4 4 とから、拘束状態における車両の横すべりによる横移動速度 V_x および重心周りの回転角速度による前方注視点の横移動速度 d_x は、数式 4 9 、 5 0 のように表される。

40

【0144】

【数 4 9】

$$d_x = \left[\frac{1}{1+\alpha} \right] V_y f_{low}$$

【0145】

【数50】

$$V\beta = \left[\frac{\alpha}{1+\alpha} \right] V_{y_flow}$$

したがって、数式49に基づき、オプティカルフロー V_{y_flow} からヨーレート β を導出すれば、その導出したヨーレート β に基づいて数式35を用いて仮想旋回半径 r を求めることが可能となる。これにより、第1実施形態における仮想旋回半径 r を演算することが可能となり、この仮想旋回半径 r を用いて、第1実施形態と同様に車軸トルクの補正值を求め、補正後要求トルクを求めることが可能となる。

10

【0146】

ところで、車載カメラ16が撮影した画像における画像データ中には、対向車や近隣の人などのデータが含まれている場合がある。このような場合には、単に第1実施形態と同様の手法によって仮想旋回半径 r を求めるのではなく、対向車や近隣の人間に合わせて、その仮想旋回半径 r を求めることも可能である。

【0147】

例えば、図11のような場合を想定してみる。この図11(a)に示されるように、対向車が存在する場合に自車両の左前方の人を避けるべく自車両を中央ライン側に移動させる場合、自車両が対向車線にはみ出さなくても、その対向車のドライバに威圧感を与えてしまい兼ねない。したがって、このような場合には、図11(b)に示されるように、対向車から見て、急な旋回を行わずにその人を避ける、つまり自車両が横にスライドするような動きをしているようにした方が、自車両が対向車線にはみ出しそうに見えず、対向車のドライバに与える威圧感を少なくすることができる。

20

【0148】

このため、画像データ中に対向車が存在し、その対向車が自車両から所定距離以上離れているような場合には、回転運動よりも横方向の並進運動が優先されるような仮想旋回半径が設定されるのが好ましい。逆に、所定距離以内に接近しているような場合には、横方向の並進運動よりも回転運動が優先されるようにし、より安全に対向車や人を回避できるような仮想旋回半径が設定されるのが好ましい。

【0149】

30

また、高速走行中と低速走行中とでも、仮想旋回半径として好ましい設定は異なる。すなわち、高速走行中には、車両がノーズを振るように曲がって車線変更する場合と、車両が横にスライドするような感じで車線変更する場合とで、ドライバに対して与える印象が異なる。この場合、車両が横にスライドするような感じで車線変更する方がドライバに対してより安心感を与える。

【0150】

逆に、低速走行中には、車両がきびきびと曲がった方が、ドライバに対して車両を旋回させやすいという印象を与える。

【0151】

これらの観点に鑑みて仮想旋回半径が設定されるように、以下の手法により仮想旋回半径の設定を行うのがより好ましい。

40

【0152】

まず、数式49、50において、 β は、定常旋回時における幾何学的関係から導かれた値であるため、任意の状態に拡張するため、数式48の関係を以下のように置き換える。

【0153】

(数51)

$$\begin{aligned} V\beta &= \cdot \cdot d \cdot \\ &= k \cdot \cdot d \cdot \end{aligned}$$

なお、 $\cdot \cdot = k$ であり、 k は調整ゲイン定数である。

【0154】

50

この数51と上記数式44とに基づいて、任意の走行条件における車両の横すべりによる横移動速度V_yおよび重心周りの回転角速度による前方注視点の横移動速度d_yを表すと、数式52、53のようになる。

【0155】

【数52】

$$d \cdot \gamma = \left(\frac{1}{1 + k \alpha_0} \right) V_{y_flow}$$

【0156】

【数53】

$$V\beta = \left(\frac{k\alpha_0}{1 + k \alpha_0} \right) V_{y_flow}$$

また、数式52から、ヨーレート γ が数式54で表され、数式53からスリップ角 β が数式55のように表されることが判る。

【0157】

【数54】

$$\gamma = \frac{1}{d} \left(\frac{1}{1 + \alpha} \right) V_{y_flow}$$

10

【0158】

【数55】

$$\beta = \frac{1}{V} \left(\frac{\alpha}{1 + \alpha} \right) V_{y_flow}$$

これらの数式より、 $k > 1$ ($\gamma > \beta$) の場合には、横滑りによる横移動速度V_y > 回転角速度による前方注視点の横移動速度d_yとなり、横並進運動が優先される制御形態となる。また、 $k = 1$ ($\gamma = \beta$) の場合には、横滑りによる横移動速度V_y = 回転角速度による前方注視点の横移動速度d_yとなり、定常状態の旋回半径が設定される制御形態となる。そして、 $k < 1$ ($\gamma < \beta$) の場合には、横滑りによる横移動速度V_y < 回転角速度による前方注視点の横移動速度d_yとなり、回転運動が優先される制御形態となる。

【0159】

したがって、画像データ中に含まれる内容に基づいて、kの値を調整すれば、横並進運動が優先される制御形態か、定常旋回か、もしくは回転運動が優先される制御形態かを適宜選択することが可能となる。

30

【0160】

このため、kを車速Vおよび操舵角 δ の関数 $\{k = f(V, \delta)\}$ として定義し、車速が大きくもしくは操舵角が小さくなるほど横並進運動が優先され、車速が小さくもしくは操舵角が大きくなるほど横並進運動が優先されるようなkが設定されるように、この関数を設定する。

【0161】

これにより、画像データ中に対向車や人などが存在する場合には、自車両の走行状態と前方障害物との距離等に応じて横並進運動と回転運動の拘束関係を自在に操作することができ、対向車や人に与える威圧感を少なくすることができる。

【0162】

40

50

なお、このような制御を行った場合、制御中における各状態量のタイミングチャートをシミュレーションにより求めると、図12のように示されることになる。この図に示されるように、上述のような目標旋回半径の設定を行った場合には、補正後要求車軸トルクが制御なしの場合と比べて、定常偏差を持つものとなる場合もあり得る。

【0163】

(他の実施形態)

上記実施形態では、エンジン1が発生させるエンジンパワーを制御するものとしてエンジンECU2を例に挙げて説明したが、エンジンECU2といったエンジン専用にECUを設けるのではなく、エンジン以外の装置の制御も統合して行う統合ECU、例えば、エンジン、トランスミッション、ブレーキそれぞれの制御を統合して行うものがある。このような統合ECUによって、上述したようなピッキング振動を除去するように駆動車軸トルクの調整を行うことも可能である。

【0164】

一方、上述したエンジンECU2によって実現される各手段は、近年に見られるような、ネットワーク上に配備された複数のECUで構成される分散環境上のいかなるECUで実現されてもよく、また複数のECUに機能分割して実現されるものであっても構わない。

【0165】

なお、上記実施形態では、ドライバが要求する駆動力（要求駆動力）として、基本要求駆動力の物理量となる基本要求車軸トルクを求め、この基本要求車軸トルクを補正することによって得た補正後要求車軸トルクを最終的な要求駆動力としているが、この他の物理量として駆動力を求めても構わない。

【0166】

また、上記実施例では、駆動力補正手段として動力源であるエンジンの出力を操作するものとしているが、必ずしもこの限りではなく、駆動軸トルクを能動的に操作することのできる補助動力源や補機類等の負荷を利用してよい。

【図面の簡単な説明】

【0167】

【図1】本発明の第1実施形態における車両安定化制御システムの概略構成を示す図である。

【図2】エンジンECUの概略を示すブロック図である。

【図3】定常状態での前輪および後輪それぞれの静荷重を示した振動モデルの図である。

【図4】道路勾配による前後輪接地荷重の変化量を示したモデルの図である。

【図5】車両各部のサイズを示した模式図である。

【図6】(a)は、車両が旋回しているときの経路を示した図であり、(b)は、車両が旋回しているときの車速と旋回半径との関係を示した相関図である。

【図7】駆動軸トルクの変化に対する各状態量の様子およびスタビリティファクタの変化についてシミュレーションした結果を示した図である。

【図8】本発明の第2実施形態における車両安定化制御システムの全体構成を示した図である。

【図9】(a)は、車両が横方向へ並進運動のみを行ったとした場合のオプティカルフローを示した図であり、(b)は、車両が回転運動のみを行ったとした場合のオプティカルフローを示した図である。

【図10】車両の前方中心位置のうち距離dの位置を注視点Pとして設定し、所定時間後に車両の移動に伴って注視点がどのように移動するかを示した図である。

【図11】車載カメラの画像データ中にと車両が走行する軌道を示した図である。

【図12】駆動軸トルクの変化に対する各状態量の様子およびスタビリティファクタの変化についてシミュレーションした結果を示した図である。

【図13】ピッキング振動による駆動(加速)時のスコート、制動(減速)時および操舵(旋回)時のノーズダイブを示した図である。

10

20

30

40

50

【図14】ピッキング振動と前後輪接地荷重および前後輪コーナリングパワーの関係を示したタイミングチャートである。

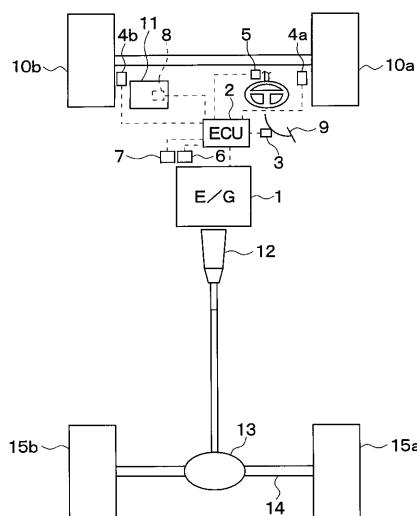
【図15】バネ上振動モデルの模式図である。

【符号の説明】

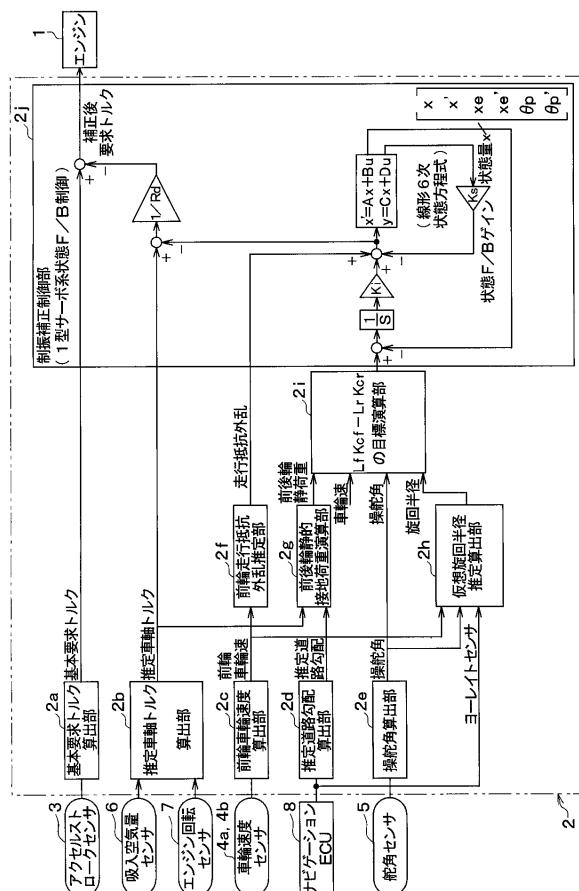
【0168】

- 1 ... エンジン、2 ... エンジン ECU、2 a ... 基本要求トルク算出部、
 2 b ... 推定車軸トルク算出部、2 c ... 前輪車輪速度算出部、
 2 d ... 推定道路勾配算出部、2 e ... 操舵角算出部、2 f ... 前輪走行抵抗外乱推定部、
 2 g ... 前後輪静的接地荷重演算部、2 h ... 仮想旋回半径推定演算部、
 2 i ... 目標値演算部、2 j ... 制振補正制御部、3 ... アクセルストロークセンサ、
 4 a、4 b ... 前輪用車輪速度センサ、5 ... 舵角センサ、6 ... 吸入空気量センサ、
 7 ... エンジン回転センサ、8 ... ナビゲーション ECU、10 a、10 b ... 前輪、
 12 ... トランスミッション、13 ... 週減速装置、14 ... 駆動軸、
 15 a、15 b ... 後輪、16 ... 車載カメラ（画像認識手段）。
 10

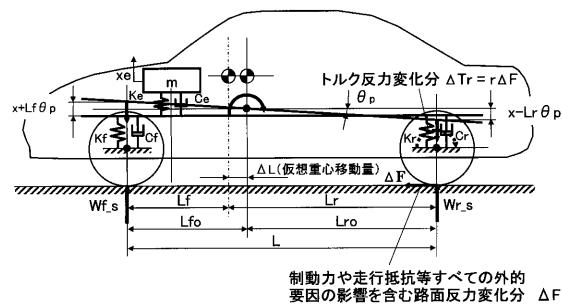
【図1】



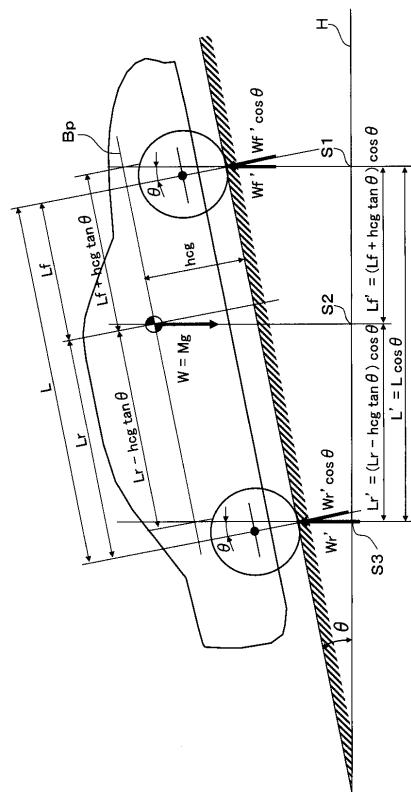
【図2】



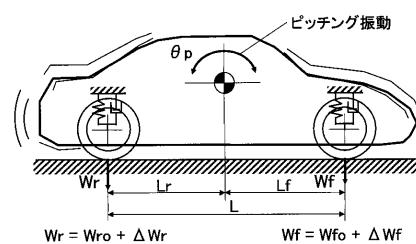
【図3】



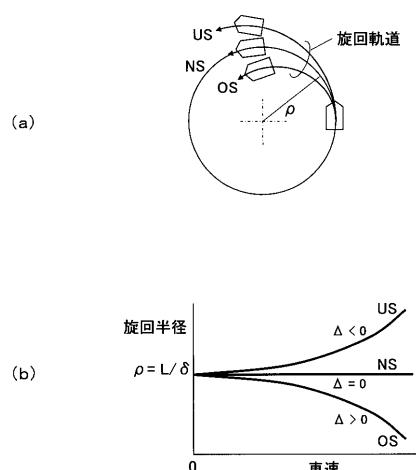
【図4】



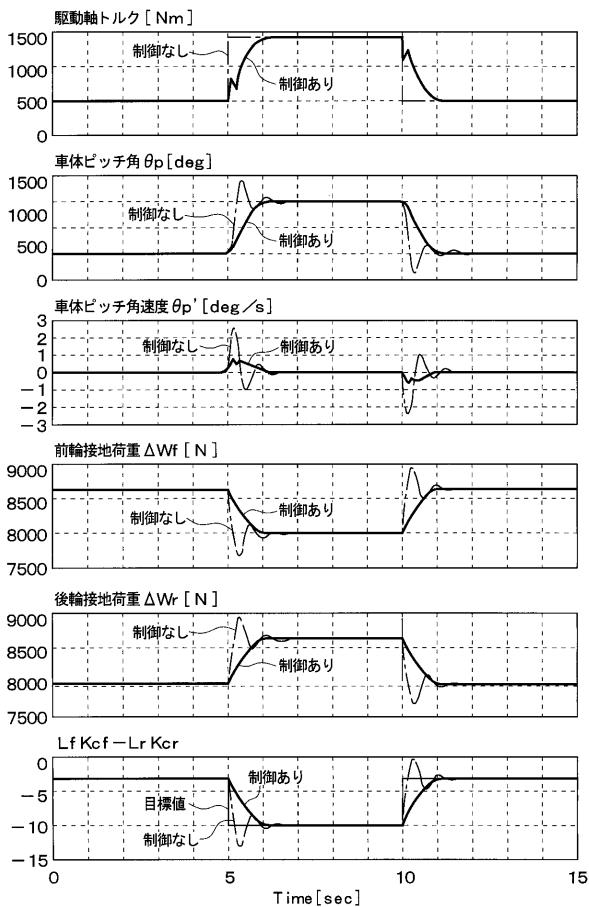
【図5】



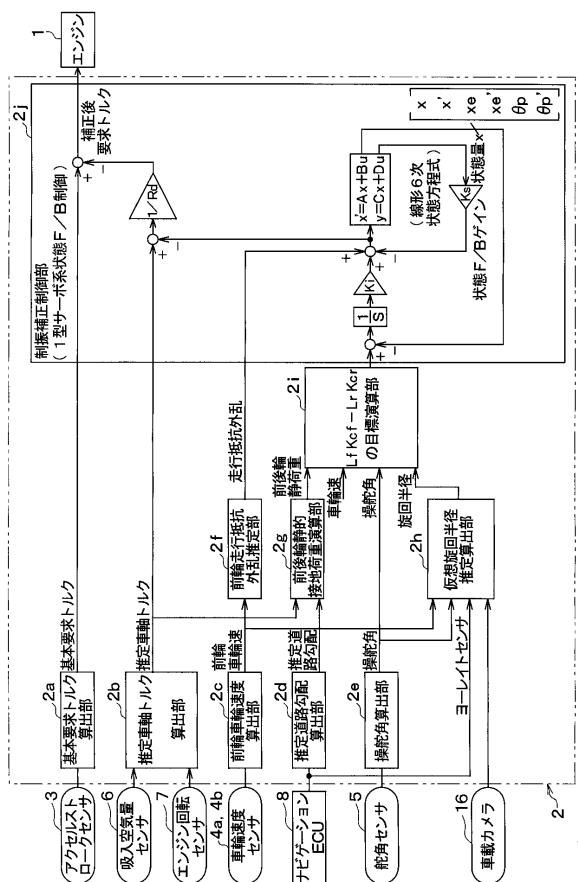
【図6】



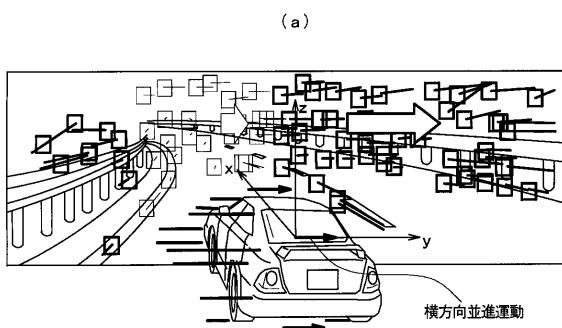
【図7】



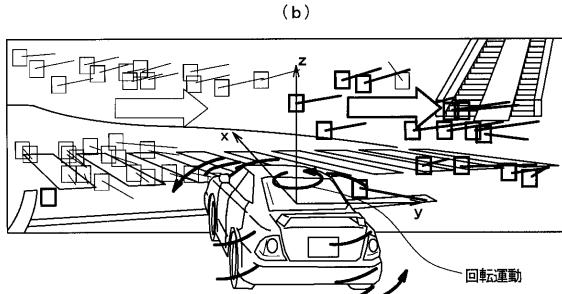
【図 8】



【図 9】

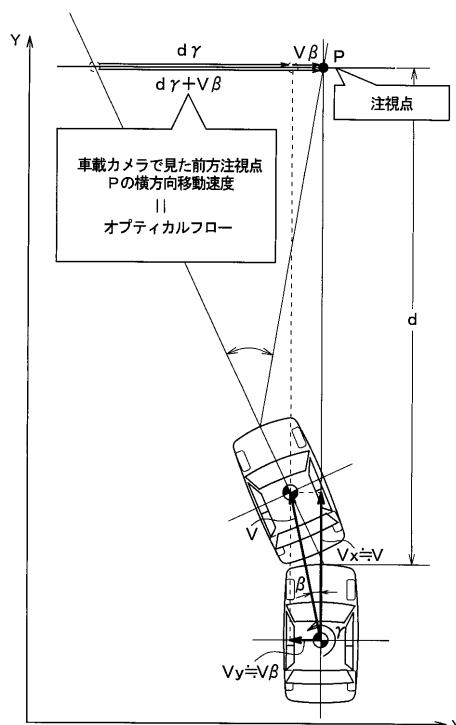


(a)

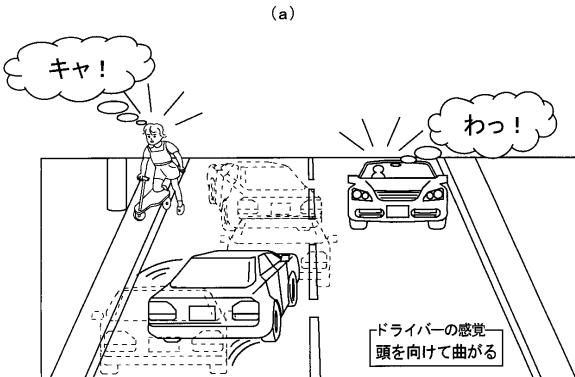


(b)

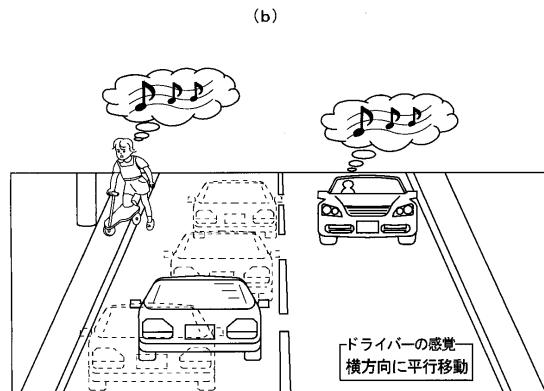
【図 10】



【図 11】

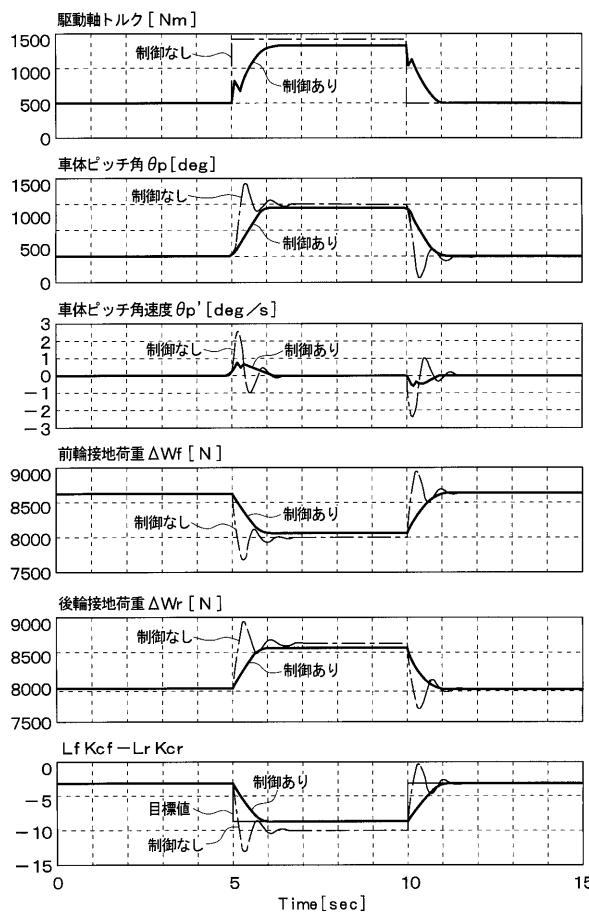


(a)

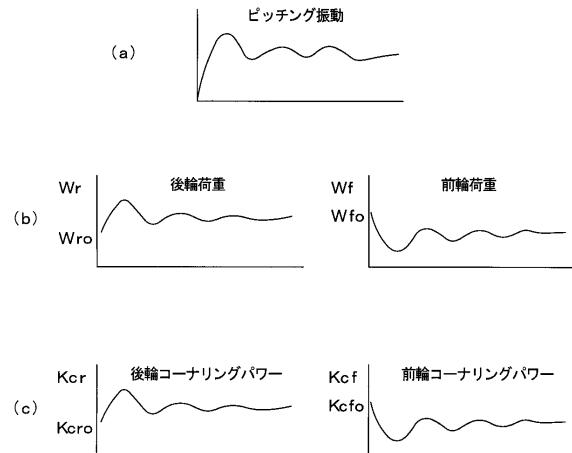


(b)

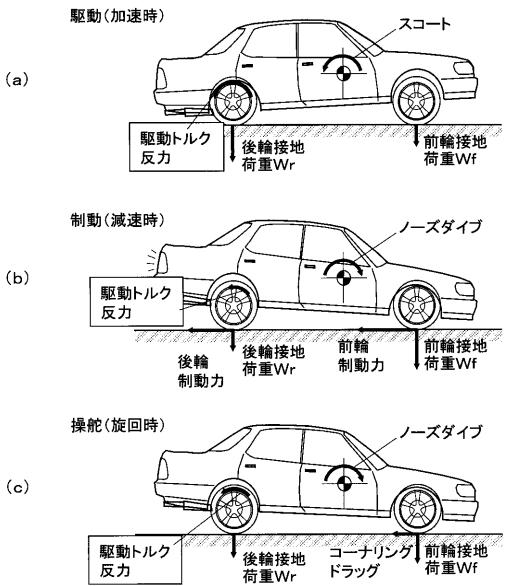
【図12】



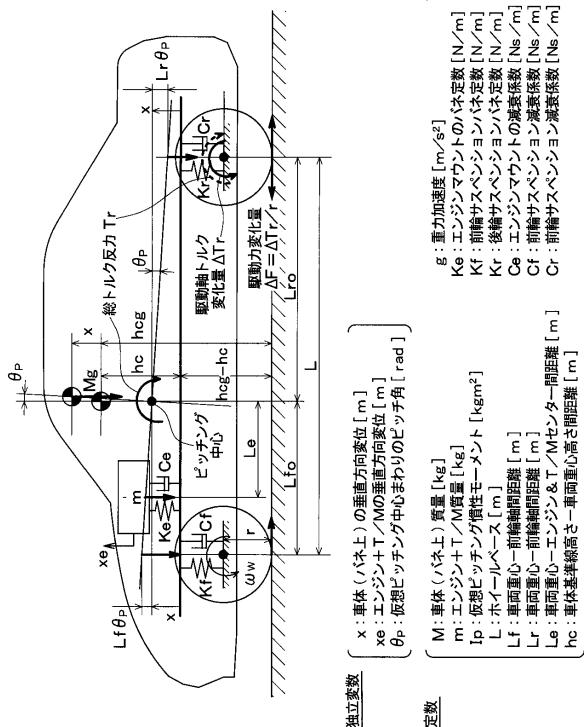
【図 1 4】



【図13】



【図15】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.

F I

F 0 2 D 45/00	(2006.01)	F 0 2 D 45/00	3 1 2 M
<i>B 6 2 D 101/00</i>	<i>(2006.01)</i>	F 0 2 D 45/00	3 6 4 A
<i>B 6 2 D 109/00</i>	<i>(2006.01)</i>	F 0 2 D 45/00	3 7 0 B
<i>B 6 2 D 113/00</i>	<i>(2006.01)</i>	B 6 2 D 101:00	
<i>B 6 2 D 127/00</i>	<i>(2006.01)</i>	B 6 2 D 109:00	
<i>B 6 2 D 131/00</i>	<i>(2006.01)</i>	B 6 2 D 113:00	
<i>B 6 2 D 133/00</i>	<i>(2006.01)</i>	B 6 2 D 127:00	
<i>B 6 2 D 137/00</i>	<i>(2006.01)</i>	B 6 2 D 131:00	
		B 6 2 D 133:00	
		B 6 2 D 137:00	

審査官 藤井 昇

(56)参考文献 特開平11-180173 (JP, A)

特開平11-107802 (JP, A)

特開2003-175749 (JP, A)

特開2000-095083 (JP, A)

特開平02-274669 (JP, A)

特開昭61-232963 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B 6 0 W	3 0 / 0 2
B 6 0 R	1 / 0 0
B 6 0 W	1 0 / 0 4
B 6 2 D	6 / 0 0
F 0 2 D	2 9 / 0 2
F 0 2 D	4 5 / 0 0