

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5740358号
(P5740358)

(45) 発行日 平成27年6月24日(2015.6.24)

(24) 登録日 平成27年5月1日(2015.5.1)

(51) Int.Cl. F I
B 6 0 G 17/016 (2006.01) B 6 0 G 17/016
B 6 0 G 17/015 (2006.01) B 6 0 G 17/015 A

請求項の数 4 (全 26 頁)

<p>(21) 出願番号 特願2012-147443 (P2012-147443) (22) 出願日 平成24年6月29日 (2012.6.29) (65) 公開番号 特開2014-8884 (P2014-8884A) (43) 公開日 平成26年1月20日 (2014.1.20) 審査請求日 平成25年3月27日 (2013.3.27)</p>	<p>(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 110001379 特許業務法人 大島特許事務所 (72) 発明者 早川 由紀夫 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 岡▲さき▼ 潤</p>
--	--

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 サスペンション制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

入力信号に応じて減衰力を調整可能な減衰力可変ダンパを備えた車両のサスペンション制御装置であって、

各車輪の車輪速を検出する車輪速センサと、

前記車輪速センサが検出した車輪速変動に基づいて前記車両の基本入力量としてばね下荷重を算出する基本入力量算出手段と、

前記車両の挙動を表す車両モデルに前記ばね下荷重を入力することにより前記車両の状態量を算出する状態量算出手段と、

少なくとも前記状態量算出手段により算出された前記状態量に基づいて前記減衰力可変ダンパの減衰力を制御するダンパ制御手段と、

前記車両の車体加速度に基づき車体速を推定する車体速推定手段と、

前記車輪速センサの検出値が、前記車体速に基づく推定車輪速に対して所定値以上乖離したことをもってスリップ状態を判定するスリップ判定手段とを備え、

前記スリップ判定手段によりスリップ状態と判定された場合、前記ダンパ制御手段は、前記状態量算出手段により算出された前記状態量に基づく前記減衰力可変ダンパの減衰力の制御を抑制することを特徴とするサスペンション制御装置。

【請求項2】

前記スリップ判定手段によりスリップ状態と判定された場合、前記ダンパ制御手段は、減衰力可変ダンパの制御量を所定量で固定することにより、前記状態量算出手段により算

10

20

出された前記状態量に基づく前記減衰力可変ダンパの減衰力の制御を抑制することを特徴とする、請求項 1 に記載のサスペンション制御装置。

【請求項 3】

前記スリップ判定手段によりスリップ状態と判定された場合、前記ダンパ制御手段は、減衰力可変ダンパの制御量を所定量から漸減することにより、前記状態量算出手段により算出された前記状態量に基づく前記減衰力可変ダンパの減衰力の制御を抑制することを特徴とする、請求項 1 に記載のサスペンション制御装置。

【請求項 4】

前記車両の旋回状態量を検出する旋回状態量検出手段をさらに備え、
前記ダンパ制御手段は、前記旋回状態量検出手段が検出した旋回状態量に基づいて前記減衰力可変ダンパの制御量を設定するロール制御部を備え、

前記スリップ判定手段によりスリップ状態と判定された場合、前記ダンパ制御手段は、前記ロール制御部により設定された制御量を維持することを特徴とする、請求項 1 に記載のサスペンション制御装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、入力信号に応じて減衰力を調整可能な減衰力可変ダンパを備えた車両のサスペンション制御装置に関する。

【背景技術】

【0002】

近年、自動車のサスペンションに用いられるダンパとして、減衰力を段階的あるいは無段階に可変制御できる減衰力可変型のものが種々開発されている。減衰力を変化させる機構としては、ピストンに設けたオリフィスの面積をロータリバルブによって変化させる機械式のほか、作動油に磁気粘性流体 (Magneto-Rheological Fluid: 以下、MRF と記す) を用い、ピストンに設けた磁気流体バルブによって MRF の粘度を制御する MRF 式が知られている。このような減衰力可変ダンパ (以下、単にダンパと記す) を装着した車両では、車両の走行状態に応じてダンパの減衰力を可変制御することにより、操縦安定性や乗り心地の向上を図ることが可能となる。

【0003】

乗り心地を向上する手法の 1 つとして、スカイフック理論に基づくスカイフック制御が知られている。乗り心地制御 (制振制御) を行うスカイフック制御では、ばね上の上下方向の移動を抑制するように目標減衰力を設定するため、ばね上速度を検出する必要がある。また、ダンパの特性として、オリフィスの面積や MRF の粘度が一定であったとしても、ストローク速度に応じて減衰力が変化することから、スカイフック制御を行うためにはストローク速度すなわちばね上とばね下との相対変位速度も検出する必要がある。

【0004】

従来、スカイフック制御を行うサスペンション制御装置では、ばね上の上下速度やストローク速度を検出するために、各輪について上下 G センサやストロークセンサを装着する必要があった。ところが、ストロークセンサはホイールハウス内またはその近傍に取り付けられることから、配置スペースを確保などが困難である。そこで、この問題を解決すべく、ストロークセンサを設置することなく、ばね上とばね下との相対変位速度を車輪速変動量から算出し、算出した相対変位速度などに基づいて、ダンパの減衰力を制御するようにしたサスペンション制御装置が提案されている (特許文献 1 参照)。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0005】

【特許文献 1】特開平 6 - 48139 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

10

20

30

40

50

【 0 0 0 6 】

しかしながら、特許文献 1 のサスペンション装置では、車輪がサスペンションのジオメトリにしたがって車体に対して上下方向に相対変位したときに、キャスト角に応じて車輪が車体に対して前後方向にも相対変位することに起因して車輪速度が変動することを利用して、ばね上とばね下との相対変位速度を算出している。したがって、サスペンションに設定されたキャスト角がない場合や微小な場合には相対変位速度を算出することができない、あるいは算出精度が低下してしまう。また、車輪速に基づいて相対変位速度を算出しているため、車輪がスリップした場合には相対変位速度に基づく制御が不的確になり、車両挙動が不安定になる虞がある。

【 0 0 0 7 】

本発明は、このような従来技術に含まれる課題を解消するべく案出されたものであり、サスペンションに設定されたキャスト角にかかわらず、ダンパの減衰力制御に供される車両の状態量を高精度に算出することができるサスペンション制御装置を提供することを第 1 の目的とし、車輪がスリップしたときにも車両挙動の安定性を維持することを第 2 の目的とする。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 0 8 】

このような課題を解決するために、本発明の一側面によれば、入力信号 (V_w) に応じて減衰力を調整可能な減衰力可変ダンパ (6) を備えた車両 (V) のサスペンション制御装置 (20) であって、各車輪 (3) の車輪速 (V_w) を検出する車輪速センサ (9) と、前記車輪速センサが検出した車輪速変動 (V_w) に基づいて前記車両の基本入力量 (u_1) を算出する基本入力量算出手段 (37) と、前記車両の挙動を表す車両モデル (38) に前記基本入力量を入力することにより前記車両の状態量 (S_2, S_s) を算出する状態量算出手段 (33) と、算出された前記状態量に基づいて前記減衰力可変ダンパの減衰力を制御するダンパ制御手段 (23、25) と、前記車両の車体加速度 (G_x) に基づき車体速 (V_b) を推定する車体速推定手段 (32) と、前記車輪速センサの検出値が、前記車体速に基づく推定車輪速に対して所定値以上乖離したことをもってスリップ状態を判定するスリップ判定手段 (50) とを備え、前記スリップ判定手段によりスリップ状態と判定された場合、前記ダンパ制御手段は、前記車輪速センサが検出した車輪速変動に基づく制御を抑制 (A_{sh}, A_u を固定または漸減) する構成とする。ここで、基本入力量とは、サスペンションのジオメトリに関わりなく、路面などの外部から車輪が受ける入力量のことを意味する。

【 0 0 0 9 】

この構成によれば、検出した車輪速変動に基づいて車両の基本入力量を算出し、この値を車両モデルに入力することで、減衰力可変ダンパの減衰力制御に供される車両の状態量を算出できる。そのため、サスペンションのキャスト角にかかわらずに、車両の状態量を高精度に算出することができる。また、スリップ状態と判定されたときに車輪速変動に基づく制御を抑制することにより、車輪速に基づく不的確な制御によって車両挙動が不安定になることを防止できる。

【 0 0 1 0 】

また、本発明の一側面によれば、前記スリップ判定手段によりスリップ状態と判定された場合、前記ダンパ制御手段は、減衰力可変ダンパの制御量 (A_{sh}, A_u) を所定量で固定することにより、車輪速変動に基づく制御を抑制する構成とすることができる。

【 0 0 1 1 】

この構成によれば、スリップ状態と判定された場合に、例えばスリップ前の制御量といった所定量で固定することにより、減衰力可変ダンパの制御量を、変化を発生させない態様で抑制することができ、車両挙動の悪化を防止できる。

【 0 0 1 2 】

また、本発明の一側面によれば、前記スリップ判定手段によりスリップ状態と判定された場合、前記ダンパ制御手段は、減衰力可変ダンパの制御量 (A_{sh}, A_u) を所定量か

10

20

30

40

50

ら漸減することにより、車輪速変動に基づく制御を抑制する構成とすることができる。

【0013】

この構成によれば、スリップ状態と判定された場合に、例えばスリップ前の制御量といった所定量から漸減することにより、減衰力可変ダンパの制御量を、急激な変化を生じさせることなく効果的に抑制することができ、車両挙動の悪化を防止できる。

【0014】

また、本発明の一側面によれば、前記車両の旋回状態量 (G_y) を検出する旋回状態量検出手段 (10) をさらに備え、前記ダンパ制御手段は、前記旋回状態量検出手段が検出した旋回状態量に基づいて前記減衰力可変ダンパの制御量 (A_r) を設定するロール制御部 (92) を備え、前記スリップ判定手段によりスリップ状態と判定された場合、前記ダンパ制御手段は、前記ロール制御部により設定された制御量を維持する構成とすることができる。

10

【0015】

この構成によれば、スリップ状態と判定された場合であっても車輪速に依存しないロール制御を継続することでロール姿勢変化を抑制することにより、車両挙動の乱れを抑制できる。これにより、例えばスリップ状態で作動する車両挙動安定化装置の制御精度を向上させることができる。

【発明の効果】

【0016】

このように本発明によれば、サスペンションに設定されたキャスター角にかかわらず、ダンパの減衰力制御に供される車両の状態量を高精度に算出することができ、車輪がスリップしたときにも車両挙動の安定性を維持できるサスペンション制御装置を提供することができる。

20

【図面の簡単な説明】

【0017】

【図1】第1実施形態に係るサスペンション制御装置を適用した車両の概略構成図

【図2】図1に示すサスペンションのモデル図

【図3】図1に示すサスペンション制御装置の概略構成を示すブロック図

【図4】図3に示す状態量推定部のブロック図

【図5】図4に示すばね下荷重一輪モデルにおける車輪速と接地荷重の関係を示すタイムチャート

30

【図6】図4に示すばね下荷重一輪モデルにおける車輪速変動と接地荷重変動との相関を示すグラフ

【図7】図4に示すばね下荷重一輪モデル計算部のブロック図

【図8】図3に示す車体速推定部のブロック図

【図9】図8に示す車体速推定部の要部制御ブロック図

【図10】図8に示す操舵補正量算出部のブロック図

【図11】(A) 図4に示す一輪モデルによるばね上速度の推定値とセンサ値とを比較したタイムチャート、(B) 図4に示す一輪モデルによるストローク速度の推定値とセンサ値とを比較したタイムチャート

40

【図12】図1に示すスカイック制御演算部のブロック図

【図13】図12に示す目標電流設定部が用いる目標電流マップ

【図14】図1に示すばね下制振制御演算部のブロック図

【図15】車輪速とばね下加速度とを対比して示す周波数応答図

【図16】ばね下加速度と図14に示すピークホールド・ランブダウン回路による目標電流とを対比して示すタイムチャート

【図17】(A) 平坦路走行時のローパスフィルタ処理前後の車輪速変動のタイムチャート、(B) 荒れた舗装路走行時のローパスフィルタ処理前後の車輪速変動のタイムチャート

【図18】図3に示すサスペンション制御装置による減衰力制御の手順を示すフロー図

50

【図 19】第 2 実施形態に係るサスペンション制御装置の概略構成を示すブロック図

【図 20】図 19 に示すサスペンション制御装置による減衰力制御の手順を示すフロー図

【発明を実施するための形態】

【0018】

以下、本発明に係るサスペンション制御装置 20 を 4 輪自動車に適用した実施形態について、図面を参照して詳細に説明する。なお、図中では 4 本の車輪 3 やそれらに対して配置された要素、すなわち、ダンパ 6 や車輪速 V_w 等については、それぞれ数字の符号に前後左右を示す添字を付して、例えば、車輪 3 f_l (左前)、車輪 3 f_r (右前)、車輪 3 r_l (左後)、車輪 3 r_r (右後) と記している。

【0019】

第 1 実施形態

自動車 V の概略構成

先ず、図 1 を参照して、第 1 実施形態に係る自動車 V の概略構成について説明する。自動車 (車両) V の車体 1 にはタイヤ 2 が装着された車輪 3 が前後左右に設置されており、これら各車輪 3 がサスペンションアーム 4 や、スプリング 5、減衰力可変式ダンパ (以下、単にダンパ 6 と記す) 等からなるサスペンション 7 によって車体 1 に懸架されている。自動車 V には、各種の制御に供される ECU (Electronic Control Unit) 8 の他、車輪 3 ごとに設置された各車輪 3 の車輪速 V_w を検出する車輪速センサ 9 や、車体 1 の横加速度 G_y を検出する横 G センサ 10、車体 1 のヨーレイト $\dot{\psi}$ を検出するヨーレイトセンサ 11、ステアリング操舵角 δ を検出する操舵角センサ 12 等が車体 1 の適所に設置されている。

【0020】

図示は省略するが、自動車 V には、ブレーキ時の車輪ロックを防ぐ ABS (Antilock Brake System)、または、加速時などの車輪空転を防ぐ TCS (トラクションコントロールシステム)、或いは、ABS と TCS とを備え、旋回時のヨーモーメント制御、ブレーキアシスト機能などのための自動ブレーキ機能を備えた車両挙動安定化制御システムとして公知の VSA (Vehicle Stability Assist) 制御が可能なブレーキ装置が搭載されている。これら ABS、TCS および VSA は、車輪速センサ 9 の検出値が推定した車体速 V_b に基づく車輪速に対して所定値以上乖離したことをもってスリップ状態を判定し、走行状態に応じて最適なブレーキ制御またはトラクションコントロール制御を行うことで車両挙動を安定化させる。

【0021】

また、自動車 V には、ブレーキ装置のブレーキ液圧 P_b を検出するブレーキ圧センサや、駆動トルク T_e を検出するトルクセンサ、変速機のギヤポジション P_g を検出するギヤポジションセンサなどが適所に設定されている。

【0022】

ECU 8 は、マイクロコンピュータや ROM、RAM、周辺回路、入出力インタフェース、各種ドライバ等から構成されており、通信回線 (本実施形態では、CAN 13 (Controller Area Network)) を介して、各車輪 3 のダンパ 6 や各センサ 9 ~ 12 などと接続されている。ECU 8 やこれらのセンサ 9 ~ 12 などによってサスペンション制御装置 20 が構成される。

【0023】

本実施形態のダンパ 6 は、詳細な図示は省略するが、モノチューブ式 (ド・カルボン式) であり、MRF が充填された円筒状のシリンダに対してピストンロッドが軸方向に摺動可能に挿入され、ピストンロッドの先端に装着されたピストンがシリンダ内を上部油室と下部油室とに区画し、上部油室と下部油室とを連通する連通路とこの連通路の内側に位置する MLV コイルとがピストンに設けられた公知の構成のものである。

【0024】

ダンパ 6 は、シリンダの下端が車輪側部材であるサスペンションアーム 4 の上面に連結され、ピストンロッドの上端が車体側部材であるダンパベース (ホイールハウス上部) に

10

20

30

40

50

連結される。模式的に表せば、図 2 に示すように各ダンパ 6 は、質量 M_1 を有するばね下（車輪 3 やナックル、サスペンションアーム 4 を含むサスペンションスプリングの下側の可動部位）と車体 1 からなる質量 M_2 を有するばね上とをスプリング 5 とともに連結している。

【 0 0 2 5 】

E C U 8 から M L V コイルに電流が供給されると、連通路を流通する M R F に磁界が印可されて強磁性微粒子が鎖状のクラスタを形成する。これにより、連通路を通過する M R F の見かけ上の粘度（以下、単に粘度と記す）が上昇し、ダンパ 6 の減衰力が増大する。

【 0 0 2 6 】

E C U 8

次に、図 3 を参照して、サスペンション制御装置 2 0 の構成要素のうち、ダンパ 6 の制御を行う E C U 8 の概略構成について説明する。なお、E C U 8 は、ダンパ 6 の制御だけでなく、A B S、T C S および V S A の制御も併せて行うものであるが、これらの制御を行う車両挙動制御部についての説明はここでは割愛する。

【 0 0 2 7 】

E C U 8 は、C A N 1 3 を介して上述した各センサ 9 ~ 1 2 や車両挙動制御部などが接続する入力部 2 1 と、各センサ 9 ~ 1 2 の検出信号などから自動車 V の状態量を推定する車両状態量推定部 2 2 と、車両状態量推定部 2 2 にて算出された各種値や各センサ 9 ~ 1 2 などの検出信号から、自動車 V の操縦安定性および乗心地を向上すべく、各ダンパ 6 の各種制御目標電流を設定する制御目標電流設定部 2 3 と、所定の条件に応じてダンパ 6 の駆動電流を固定すべく電流固定信号 S f i x を設定する電流固定化部 2 4 と、制御目標電流設定部 2 3 にて設定された各種制御目標電流のなかから各ダンパ 6 の目標電流 A t g t を選択するとともに、電流固定信号 S f i x に応じて各ダンパ 6（M L V コイル）への駆動電流を生成してダンパ 6 の減衰力を制御するダンパ制御部 2 5 とを主要素として構成されている。

【 0 0 2 8 】

< 車両状態量推定部 2 2 >

車両状態量推定部 2 2 は、車輪速変動 V_w が車輪 3 の接地荷重変動に一定の関係を有することを利用して自動車 V の状態量を推定するものであり、車輪速センサ 9 の検出値に基づき、車両モデルを用いて自動車 V の各種状態量を各輪について推定する状態量算出部 3 1 と、状態量算出部 3 1 に対する車輪速補正量である車体速 V_b （内輪側車体速 V_{bi} および外輪側車体速 V_{bo} ）を算出する車体速推定部 3 2 とを有している。状態量算出部 3 1 は、前後左右の各輪に対する一輪モデル計算部 3 3 や四輪モデル計算部 3 4、スリップ判定部 5 0（図 4 参照）を含んでいる。車体速推定部 3 2 は、加減速力算出部 5 1 や、ステアリング操作による補正量を算出する操舵補正量算出部 5 3 などを含んでいる。以下では、車両状態量推定部 2 2 の各部について、図 4 ~ 図 1 1 を参照しながら詳細に説明する。

【 0 0 2 9 】

< 状態量算出部 3 1 >

図 4 に示すように、状態量算出部 3 1 では、入力した車輪速 V_w （信号）が減算器 3 5 に加算値として入力する。減算器 3 5 には、後述する内輪側車体速 V_{bi} または外輪側車体速 V_{bo} が減算値として入力しており、減算器 3 5 にて各車輪速 V_w から内輪側車体速 V_{bi} または外輪側車体速 V_{bo} が減算されることにより、車輪速 V_w が補正される。また、減算器 3 5 は、車輪速 V_w に基づいて車輪速変動 V_w を算出する車輪速変動算出手段としても機能する。

【 0 0 3 0 】

減算器 3 5 に入力する内輪側車体速 V_{bi} または外輪側車体速 V_{bo} は、後述するように、自動車 V の車速変化や内外輪の旋回半径差に起因する軌跡長さの差による車輪速変動成分を除去するために算出されるものである。つまり、減算器 3 5 は、バンドパスフィルタ 3 6 に入力する前の各車輪速 V_w から、車体速推定部 3 2 で算出された内輪側車体速 V_{bi}

10

20

30

40

50

b i または外輪側車体速 $V b o$ を減算することにより、運転者による操作などに起因する車体速 $V b$ 成分を車輪速 $V w$ から除去する補正処理を行う補正手段として機能する。

【0031】

減算器 35 から出力された車輪速 $V w$ は、バンドパスフィルタ 36 を介してゲイン回路 37 に入力する。バンドパスフィルタ 36 は、0.5 ~ 5 Hz の周波数成分を通過させるバンドパス特性を有する。本実施形態では、通信回線として CAN 13 を用いており、10 ~ 20 msec 程度の更新周期で車輪速 $V w$ 信号が入力するため、バンドパスフィルタ 36 は、高周波成分を遮断し且つばね上共振帯の周波数成分（ばね上振動に対応した周波域の信号）を確実に取り出せるように、5 Hz 程度よりも低い帯域を通過させるローパス特性を有する。一方、車輪速 $V w$ 信号がより短い更新周期で入力する場合には、ばね下共振帯の周波数成分をも抽出できるように、例えば 20 Hz といったより高い帯域のローパス特性を有するバンドパスフィルタ 36 を用いてもよい。

10

【0032】

また、バンドパスフィルタ 36 は、連続的に入力する車輪速 $V w$ 信号から DC 成分を除去すべく、0.5 Hz 程度よりも高い帯域を通過させるハイパス特性を有する。これにより、ばね上振動に対応した 5 Hz 以下の低周波域の信号から、運転者による操作などに起因する車体速 $V b$ 成分（制駆動力による車体速成分）を除去することができる。つまり、バンドパスフィルタ 36 は、車輪速 $V w$ に基づいて車輪速変動 $V w$ を抽出する車輪速変動抽出手段として機能する。なお、バンドパスフィルタ 36 によって車輪速 $V w$ 信号から DC 成分を除去できるため、車輪速 $V w$ から車体速 $V b$ を減算する減算器 35 を設けない構成とすることも可能である。

20

【0033】

ゲイン回路 37 は、車輪速変動 $V w$ とばね下荷重 u_1 （接地荷重変動）とが一定の相関関係にあることを利用して、各輪の車輪速変動 $V w$ をばね下荷重 u_1 に変換する。以下に、ゲイン回路 37 が利用する車輪速変動 $V w$ とばね下荷重 u_1 との関係について説明する。

【0034】

例えば、自動車 V が一定速度で平坦路を直進走行している場合、車輪 3 の接地荷重は一定であり、車輪速 $V w$ も一定である。ここで、車輪 3 は、接地荷重（ばね下質量 M_1 + ばね上質量 M_2 ）に応じて接地部分に変形しており、タイヤ 2 の動的荷重半径 R_d は無荷重状態に比べて小さくなっている。ところが、例えば時速 80 km/h 程度で走行中に路面の凹凸によって接地荷重変動量が図 5（B）に示すように増減すると、タイヤ 2 の動的荷重半径 R_d の変化に起因して、車輪速変動量も接地荷重変動量に対応して図 5（A）に示すように増減する。ここでは、路面バウンスにより接地荷重が 1 Hz 程度で変動すると同様に、車輪速 $V w$ も 1 Hz 程度で変動している。なお、車輪速 $V w$ および接地荷重はいずれもセンサによる検出値である。

30

【0035】

このときの両センサの検出信号をバンドパス処理（ここでは 0.5 ~ 2 Hz のバンドパスフィルタを通過させる）して求めたときの車輪速変動 $V w$ を横軸に、接地荷重変動を縦軸にとったグラフが図 6 である。図 6 に示すように、車輪速変動 $V w$ は接地荷重変動と比例関係になっており、下式として表すことができる。

40

$$u_1 = k \quad V w$$

ただし、 k ：比例定数である。

【0036】

そこで、図 4 のゲイン回路 37 は、車輪速変動 $V w$ に比例定数 k を乗じて各輪のばね下荷重 u_1 を算出する。つまり、ゲイン回路 37 は、車輪速センサ 9 が検出した車輪速変動 $V w$ に基づいて自動車 V の基本入力量であるばね下荷重 u_1 を算出する基本入力量算出手段として機能する。

【0037】

このように、車輪速 $V w$ の信号から車体速 $V b$ 成分を車輪速 $V w$ から除去する補正を行

50

うことにより、車速変動の影響を受けることなく車輪速変動 V_w を精度良く算出することができる。また、車輪速 V_w 信号をばね上振動に対応するバンドパスフィルタ 36 に通すことにより、車輪速変動 V_w に基づいてばね下荷重 u_1 を高精度に算出することができる。そして、バンドパスフィルタ 36 によってばね下振動に対応する周波数域をカットすることにより、車輪速センサ 9 の検出制度や計測周期・通信速度を必要以上に高めずに済むため、サスペンション制御装置 20 の汎用性も向上する。

【0038】

(一輪モデル計算部 33)

ゲイン回路 37 から出力されたばね下荷重 u_1 は、一輪モデル計算部 33 に含まれる一輪モデル 38 に入力する。一輪モデル計算部 33 は、一輪モデル 38 にばね下荷重 u_1 を入力することにより、スカイフック制御部 90 での演算に供されるばね上速度 S_2 およびサスペンション 7 のストローク速度 S_s といった自動車 V の状態量を演算・出力する。すなわち、一輪モデル 38 は、車輪速変動 V_w を外力として扱うことで自動車 V の各種状態量を算出する状態量算出手段をなす。

10

【0039】

ここで、一輪モデル 38 の一例について詳細に説明すると、上記したように自動車 V の各車輪 3 は図 2 に示すように表すことができ、車輪 3 のばね下荷重 u_1 を入力 u として下式 (1) で表すことができる。なお、本明細書の式中および図中では、1 階微分値 (dx/dt) および 2 階微分値 (d^2x/dt^2) を下のように表示するものとする。

【数 1】

20

$$dx/dt = \dot{x} \quad , \quad d^2x/dt^2 = \ddot{x}$$

【数 2】

$$u = M_1 \ddot{x}_1 + M_2 \ddot{x}_2 \quad \dots (1)$$

ここで、 M_1 : ばね下質量、 M_2 : ばね上質量、 x_1 : ばね下の上下方向位置、 x_2 : ばね上の上下方向位置、であり、 d^2x_1/dt^2 は、ばね下の上下方向加速度、 d^2x_2/dt^2 は、ばね上の上下方向加速度である。

【0040】

ここで、ばね下質量 M_1 およびばね上質量 M_2 は既知である。一方、入力 u としては、ばね下荷重 u_1 のほか、ダンパ 6 が減衰力可変式であることからダンパ 6 の減衰力 u_2 が含まれるが、ダンパ 6 の減衰力 u_2 は一輪モデル 38 内においてばね下荷重 u_1 に基づいて求めることができる。そこで、ばね下荷重 u_1 が車輪速 V_w に基づいて算出できれば、ばね下荷重 u_1 およびこれに基づいて算出したダンパ 6 の減衰力 u_2 を入力 u とし、ばね上およびばね下間のばね定数 K (スプリング 5 のばね定数) や、ばね下質量 M_1 、ばね上質量 M_2 を考慮したシステム行列を用いることにより、ばね下およびばね上の上下方向加速度 d^2x_1/dt^2 、 d^2x_2/dt^2 や、ばね下位置 x_1 、ばね下速度 dx/dt などを求めることができる。なお、ストローク速度 S_s は、 $dx_2/dt - dx_1/dt$ で表される。

30

【0041】

40

具体的に説明すると、上式 (1) の $M_1 \cdot d^2x_1/dt^2$ および $M_2 \cdot d^2x_2/dt^2$ は、それぞれ下式 (2)、(3) のように表すことができる。

【数 3】

$$M_1 \ddot{x}_1 = u_1 - K_2(x_1 - x_2) - u_2 \quad \dots (2)$$

【数 4】

$$M_2 \ddot{x}_2 = K_2(x_1 - x_2) + u_2 \quad \dots (3)$$

ただし、 u_1 : ばね下荷重、 u_2 : ダンパ 6 の減衰力、 K : ばね定数、である。

【0042】

50

そこで、一輪モデル 38 では、下式 (4) の状態方程式をモデルとし、入力ベクトル u から下式 (5) の状態変数 x を算出する。

【数 5】

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad \dots (4)$$

【数 6】

$$x = [x_1 \quad x_2 \quad \dot{x}_1 \quad \dot{x}_2]^T \quad \dots (5)$$

ただし、 x : 状態変数ベクトル、 A , B : システム行列、である。

10

上式 (2) ~ (5) から、上式 (4) は下式 (6) として表される。

【数 7】

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{K_2}{M_1} & \frac{K_2}{M_1} & 0 & 0 \\ \frac{K_2}{M_2} & -\frac{K_2}{M_2} & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 1 & -1 \\ \frac{1}{M_1} & -\frac{1}{M_1} \\ 0 & 1 \\ \frac{1}{M_2} & \frac{1}{M_2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} \quad \dots (6)$$

20

【0043】

このような状態方程式を用いた一輪モデル 38 は、図 7 に示すように、入力 u をシステム行列 B を用いた演算器 39 に入力し、演算器 39 からの出力を加算器 40 を介して積分器 41 に入力させ、積分器 41 からの出力を、システム行列 A を用いた演算器 42 に入力させて加算器 40 に戻す処理を行う。この一輪モデル 38 から第 1 ~ 第 4 観測行列 43 ~ 46 の出力を得ることにより、ばね下位置 x_1 、ばね上位置 x_2 、ばね上速度 S_2 ($d^2 x_2 / dt^2$)、およびストローク速度 S_s ($d^2 x_2 / dt^2 - d^2 x_1 / dt^2$) を算出することができる。なお、第 1 観測行列 43 は、ばね下位置観測行列であり、 $[1 \quad 0 \quad 0 \quad 0]$ である。第 2 観測行列 44 は、ばね上位置観測行列であり、 $[0 \quad 1 \quad 0 \quad 0]$ である。第 3 観測行列 45 は、ばね上速度観測行列であり、 $[0 \quad 0 \quad 0 \quad 1]$ である。第 4 観測行列 46 は、ストローク速度観測行列であり、 $[0 \quad 0 \quad -1 \quad 1]$ である。すなわち、一輪モデル 38 における第 1 ~ 第 4 観測行列 43 ~ 46 はそれぞれ、車輪速変動 V_w に基づいてばね下位置 x_1 、ばね上位置 x_2 、ばね上速度 S_2 およびストローク速度 S_s を算出するための手段である。

30

【0044】

このように、車輪速 V_w に基づいて算出したばね下荷重 u_1 を一輪モデル 38 に入力することにより、サスペンション 7 にキャスター角が設定されているか否かにかかわらず、ばね上速度 S_2 およびストローク速度 S_s を算出することができる。そして、ばね下荷重 u_1 からばね上速度 S_2 およびストローク速度 S_s を算出できるため、自動車 V に上下 G センサやストロークセンサを設ける必要がなく、サスペンション制御装置 20 のコスト低減を図ることができる。

40

【0045】

再び図 4 に戻り、一輪モデル計算部 33 は、一輪モデル 38 にて算出されたばね下位置 x_1 およびばね上位置 x_2 をフィードバックさせるフィードバック手段としての PID 回路 47 を備えている。これにより、一輪モデル計算部 33 では、一輪モデル 38 にて算出されたばね下位置 x_1 およびばね上位置 x_2 と、ばね下基準位置 $x_{10} (= 0)$ またはばね上基準位置 $x_{20} (= 0)$ との偏差に基づいて、一輪モデル計算部 33 で算出されるばね下位置 x_1 およびばね上位置 x_2 が補正され、平坦路の定速直進走行時といった定常状態における一輪モデル 38 のばね上位置 x_2 およびばね下位置 x_1 が基準位置 (初期値) に収束するようになっている。

50

【 0 0 4 6 】

これにより、ばね下荷重 u_1 が基準位置を参照して調整されるため、一方にオフセットした入力が続いた際にも、系全体がオフセットすることでばね上速度 S_2 およびストローク速度 S_s に誤差が生じることが抑制される。また、他制御システム上でのデータ利用等も可能となる。

【 0 0 4 7 】

このように、一輪モデル計算部 33 は、ばね下荷重 u_1 およびダンパ 6 の減衰力 u_2 を入力として一輪モデル 38 から第 1 観測行列 43 および第 2 観測行列 44 の出力を得ることにより、ばね下位置 x_1 、ばね上位置 x_2 を算出する位置算出手段として機能する。なお、ここでは一輪モデル計算部 33 を、PID 回路 47 がばね下位置 x_1 およびばね上位置 x_2 の両方をフィードバックさせる形態としているが、ばね下位置 x_1 とばね上位置 x_2 との少なくとも一方をフィードバックさせ、ばね下位置 x_1 およびばね上位置 x_2 を補正す形態としてもよい。一輪モデル計算部 33 で算出されたばね上速度 S_2 およびストローク速度 S_s は、図 3 に示すように、スカイフック制御部 90 に入力する。

【 0 0 4 8 】

(四輪モデル計算部 34)

図 4 に示すように、状態量算出部 31 に含まれる四輪モデル計算部 34 は、ピッチ角速度算出部 48 とロール角速度算出部 49 とを備えている。ピッチ角速度算出部 48 には、ゲイン回路 37 から出力されたばね下荷重 u_1 が入力する。ピッチ角速度算出部 48 は、入力された各輪のばね下荷重 u_1 に基づいて (車輪速 V_w に基づいて) 自動車 V の加減速度 (前後加速度 G_x) を算出し、算出した加減速度や、サスペンション特性、ばね上質量 M_2 などに基づいてピッチ角速度 p を求める。一方、ロール角速度算出部 49 には、横 G センサ 10 で検出された横加速度 G_y が入力している。ロール角速度算出部 49 は、入力された横加速度 G_y や、サスペンション特性、ばね上質量 M_2 などに基づいてロール角速度 r を求める。なお、図 3 に示すように、ピッチ角速度 p はピッチ制御部 91 に入力し、ロール角速度 r はロール制御部 92 に入力する。

【 0 0 4 9 】

(スリップ判定部 50)

スリップ判定部 50 には、減算器 35 から出力された車輪速 V_w 、すなわち各輪の車輪速 V_w と推定した車体速 V_b との偏差が入力する。スリップ判定部 50 は、入力した車輪速 V_w (偏差) の絶対値が所定値以上であるか否か、すなわち車輪速センサ 9 で検出した車輪速 V_w が車体速 V_b に対して所定値以上乖離しているか否かを判定し、所定値以上である場合には対応する車輪 3 がスリップ状態にあるものと判定してスリップ信号 S_s を出力する。出力されたスリップ信号 S_s は、ABS、TCS および VSA を制御する図示しない車両挙動制御部に入力する。なお、車両挙動制御部は、スリップ信号 S_s が入力して ABS、TCS および VSA のいずれかを作動させると、それらの作動を示す作動信号を入力部 21 に入力させる。

【 0 0 5 0 】

< 車体速推定部 32 >

図 3 の車体速推定部 32 は、図 8 に示すように、自動車 V の加減速力 F (F_e 、 F_s 、 F_d) を算出する加減速力算出部 51 と、加減速力算出部 51 により算出された加減速力に基づいて車体速 V_b を算出する車体速算出部 52 と、ステアリング操作による補正量 (後述する内輪車体速比 R_{vi} および外輪車体速比 R_{vo}) を算出する操舵補正量算出部 53 と、操舵補正量算出部 53 により算出された補正量に基づいて車体速 V_b を補正する車体速補正部 54 とを有している。

【 0 0 5 1 】

加減速力算出部 51 は、エンジンまたはモータ等の原動機出力による自動車 V の駆動力 F_e (加速力) を算出する加速力算出部 55 と、路面勾配による自動車 V の減速力 F_s を算出する路面勾配減速力算出部 56 と、路面勾配以外の要素に起因する自動車 V の減速力 F_d を算出する減速力算出部 57 とを含んでいる。

【 0 0 5 2 】

加速力算出部 5 5 は、トルクセンサにより検出された駆動トルク T_e 、およびギヤポジション P_g を入力として、原動機出力による自動車 V の駆動力 F_e を算出する。

【 0 0 5 3 】

路面勾配減速力算出部 5 6 は、例えば、加速力算出部 5 5 が算出した駆動力 F_e から減速力算出部 5 7 が算出した減速力 F_d を減じて求めた加減速力から、前後 G センサが検出した検出前後加速度 $G \times d$ に車体重量 M を乗じて求めた加減速力を減じることにより、路面勾配による減速力 F_s を算出する。

【 0 0 5 4 】

減速力算出部 5 7 は、ブレーキ装置のブレーキ液圧 P_b を入力として、ブレーキ液圧 P_b に比例して増大するブレーキ操作にかかる自動車 V の減速力を算出するブレーキ減速力算出部 5 8 と、車輪速 V_w の平均値を概算車体速として用いることにより、車体形状および概算車体速に起因する走行抵抗にかかる減速力を算出する走行抵抗算出部 5 9 と、車輪速フィードバックによる走行抵抗を算出するフィードバック抵抗算出部 6 0 とを含んでおり、ブレーキ減速力算出部 5 8、走行抵抗算出部 5 9 およびフィードバック抵抗算出部 6 0 の算出結果を加算して、路面勾配以外の要素に起因する自動車 V の減速力 F_d を算出する。

10

【 0 0 5 5 】

車体速算出部 5 2 は、加速力算出部 5 5 で算出された駆動力 F_e から、路面勾配減速力算出部 5 6 で算出された減速力 F_s を減じるとともに、減速力算出部 5 7 で算出された減速力 F_d を減じて車体 1 の加減速力 F を算出した後、算出した加減速力 F を車体重量 M で除して加速度を求め、これを積算することで車体速 V_b を算出する。算出された車体速 V_b は、車体速補正部 5 4 に入力する。

20

【 0 0 5 6 】

ここで、図 9 を参照して、加速力算出部 5 5 および減速力算出部 5 7 における処理について詳細に説明する。駆動トルク T_e は乗算器 6 1 に入力する。ギヤポジション P_g は、ギヤポジション - 変速ギヤ比変換回路 6 2 に入力する。ギヤポジション - 変速ギヤ比変換回路 6 2 では、ギヤポジション P_g に基づいてテーブルを参照することにより変速ギヤ比 R_g が求められ、出力された変速ギヤ比 R_g が乗算器 6 1 に入力する。なお、乗算器 6 1 には、後述する第 1 車輪速ゲイン設定回路 6 3 からの第 1 車輪速ゲイン G_1 も入力する。

30

【 0 0 5 7 】

第 1 車輪速ゲイン G_1 は、第 1 車輪速ゲイン設定回路 6 3 において、各車輪速センサ 9 が検出した車輪 3 の車輪速平均値である平均車輪速 $V_{w a v}$ に基づいて、参照テーブルを参照することにより設定される。なお、この例においては第 1 車輪速ゲイン G_1 は、平均車輪速 $V_{w a v}$ が微小の領域では 0、平均車輪速 $V_{w a v}$ が所定の閾値よりも大きい場合には略一定としている。乗算器 6 1 にて、駆動トルク T_e 、変速ギヤ比 R_g および第 1 車輪速ゲイン G_1 が乗じられて駆動輪の出力である車輪トルク T_w が算出されると、この車輪トルク T_w は、トルク - 駆動力変換回路 6 4 に入力し、タイヤ 2 の動的荷重半径 R_d で除算されることよって自動車 V の駆動力 F_e に変換され、その出力がゲイン回路 6 5 を介して減算器 6 6 に加算値として入力する。

40

【 0 0 5 8 】

減算器 6 6 には、ゲイン回路 6 5 から出力される駆動力 F_e の他、後述する制動力 F_b 、走行抵抗 F_r およびフィードバック抵抗 $F_{f b}$ が入力している。

【 0 0 5 9 】

ブレーキ液圧 P_b は、乗算器 6 7 に入力する。乗算器 6 7 には、第 2 車輪速ゲイン設定回路 6 8 からの第 2 車輪速ゲイン G_2 も入力する。第 2 車輪速ゲイン G_2 は、第 2 車輪速ゲイン設定回路 6 8 において、平均車輪速 $V_{w a v}$ に基づいて参照テーブルを参照することにより設定される。なお、この例においては第 2 車輪速ゲイン G_2 は、平均車輪速 $V_{w a v}$ が微小の領域では 0、平均車輪速 $V_{w a v}$ が所定の閾値よりも大きい場合には略一定としている。乗算器 6 7 にてブレーキ液圧 P_b と第 2 車輪速ゲイン G_2 とが乗じられてブ

50

レーキ装置による制動力に相当する制動力 F_b が算出されると、正の値を示すこの制動力 F_b は、減算器 66 に減算値として入力する。

【0060】

また、平均車輪速 V_{wav} は走行抵抗設定回路 69 に入力する。走行抵抗設定回路 69 では、入力した平均車輪速 V_{wav} に基づいて参照テーブルを参照することにより、車速（平均車輪速 V_{wav} ）に依存する走行抵抗 F_r が設定される。走行抵抗設定回路 69 で算出された正の値を示す走行抵抗 F_r は、減算器 66 に減算値として入力する。

【0061】

さらに、従動輪である後輪 3r の車輪速平均値である平均後輪速 V_{wavr} がフィードバック抵抗算出部 60 に入力する。フィードバック抵抗算出部 60 は、減算器 71 に入力する車体速 V_b から平均後輪速 V_{wavr} を減じて求めた偏差 V にそれぞれ基づいて、比例ゲインに基づく走行抵抗を設定する比例回路 72 と、積分ゲインに基づく走行抵抗を設定する積分回路 73 と、微分ゲインに基づく走行抵抗を設定する微分回路 74 とを備えている。これら比例回路 72、積分回路 73 および微分回路 74 の出力が加算器 75 に入力して加算され、車体速 V_b のフィードバックによる補正值であるフィードバック抵抗 F_{fb} が出力される。出力されたフィードバック抵抗 F_{fb} は、減算器 66 に減算値として入力する。

10

【0062】

減算器 66 では、駆動力 F_e から、これら制動力 F_b 、走行抵抗 F_r およびフィードバック抵抗 F_{fb} 、ここでは図示しない図 8 の路面勾配による減速力 F_s が減算され、その出力である加減速力 F が、加減速力 - 加減速度変換回路 76 に入力し、加減速力 F が車体重量 M で除算されることにより自動車 V の加減速度（前後加速度 G_x ）に変換される。自動車 V の加減速度は、ゲイン回路 77 を介して積算器 78 に入力して積算されることにより車体速 V_b となって出力される。

20

【0063】

このように、駆動力 F_e や制動力 F_b 、走行抵抗 F_r およびフィードバック抵抗 F_{fb} に基づいて自動車 V の車体速 V_b を算出することにより、車輪速 V_w を補正するための車体速 V_b を求めることができる。

【0064】

図 8 に戻り、操舵補正量算出部 53 は、各車輪速 V_w およびヨーレート $\dot{\gamma}$ に基づいて自動車 V の旋回半径 T_R を算出する旋回半径算出部 79 と、自動車 V のトレッド T と算出された旋回半径 T_R とに基づいて、補正量としての旋回状態量、すなわち内輪および外輪に対応する各車体部位の車体速 V_b に対する比である内輪車体速比 R_{vi} および外輪車体速比 R_{vo} を算出する内外輪車体速比算出部 80 とを含んでいる。

30

【0065】

図 10 を参照して、操舵補正量算出部 53 における処理について詳細に説明する。各車輪速センサ 9 が検出した車輪速 V_w の平均車輪速 V_{wav} が除算器 81 に被除数（分子）として入力する。除算器 81 には、ヨーレートセンサ 11 の検出値であるヨーレート $\dot{\gamma}$ も除数（分母）として入力しており、除算器 81 では、各輪の平均車輪速 V_{wav} をヨーレート $\dot{\gamma}$ で除すことにより自動車 V の旋回半径 T_R が算出される。なお、除算時にヨーレート $\dot{\gamma}$ が 0 となる場合には、定数で置換する等の周知の方法により値を規制する。算出された旋回半径 T_R は、減算器 83 および加算器 85 にそれぞれ加算値として入力する。減算器 83 および加算器 85 はそれぞれ、入力した旋回半径 T_R に対し、メモリ 82 に記憶されたトレッド T の $1/2$ を減算または加算することにより、内輪旋回半径 T_{Ri} および外輪旋回半径 T_{Ro} を算出する。減算器 83 および加算器 85 からの出力は、それぞれ除算器 84・86 に被除数として入力する。除算器 84・86 には、除算器 81 で算出した自動車 V の旋回半径 T_R が除数として入力しており、各除算器 84・86 は、内輪旋回半径 T_{Ri} または外輪旋回半径 T_{Ro} を自動車 V の旋回半径 T_R で除すことにより、それぞれ内輪車体速比 R_{vi} および外輪車体速比 R_{vo} を算出する。

40

50

【 0 0 6 6 】

各除算器 8 4 ・ 8 6 で算出された内輪車体速比 $R v i$ および外輪車体速比 $R v o$ は、図 8 に示すように、車体速補正部 5 4 に入力し、車体速補正部 5 4 にて車体速 $V b$ と内輪車体速比 $R v i$ および外輪車体速比 $R v o$ とがそれぞれ乗じられることにより、内輪に対応する車体部位の車体速 $V b$ である内輪側車体速 $V b i$ および外輪に対応する車体部位の車体速 $V b$ である外輪側車体速 $V b o$ が算出される。つまり、車体速補正部 5 4 は、内輪車体速比 $R v i$ および外輪車体速比 $R v o$ に基づいて車体速 $V b$ を補正する補正手段である。

【 0 0 6 7 】

このように、自動車 V の旋回状態に応じて車体速 $V b$ が補正されることにより、運転者のステアリング操作に応じて変化する内輪側および外輪側の車体速 $V b$ ($V b i \cdot V b o$) が正確に算出される。

10

【 0 0 6 8 】

内輪側車体速 $V b i$ および外輪側車体速 $V b o$ は、図 4 に示すように状態量算出部 3 1 に、より詳しくはバンドパスフィルタ 3 6 の上流側に設けられた減算器 3 5 に減算値として入力し、車輪速 $V w$ に基づく車輪速変動 $V w$ の算出に供されるとともに、自動車 V の車体速変動成分や内外輪の旋回半径差に起因する軌跡長さの差による車輪速変動成分の除去に供される。

【 0 0 6 9 】

このように、状態量算出部 3 1 において入力した各車輪速 $V w$ から内輪側車体速 $V b i$ または外輪側車体速 $V b o$ が減算されることにより、車輪速 $V w$ から自動車 V の制駆動力による影響が排除されるため、自動車 V の状態量 (ばね上速度 S_2 やストローク速度 S_s) がより高精度に算出される。また、車体速補正部 5 4 が、内輪車体速比 $R v i$ および外輪車体速比 $R v o$ に基づいて車体速 $V b$ を補正することにより、各輪に対応した車体速 $V b$ が高精度に算出されて、自動車 V の旋回による車輪速 $V w$ に対する影響が排除されるため、自動車 V の状態量がより高精度に算出される。

20

【 0 0 7 0 】

図 1 1 (A) は、センサを用いて検出したばね上速度と、状態量算出部 3 1 により算出されたばね上速度 S_2 とをそれぞれ破線と実線とで示したタイムチャートであり、図 1 1 (B) は、センサを用いて検出したストローク速度と、状態量算出部 3 1 により算出されたストローク速度 S_s とをそれぞれ破線と実線とで示したタイムチャートである。図 1 1 に示すように、算出されたストローク速度 S_s およびばね上速度 S_2 は、センサ値と略一致しており、車輪速 $V w$ に基づいて状態量算出部 3 1 がストローク速度 S_s およびばね上速度 S_2 を高精度に算出できることがわかる。また、本実施形態では、車輪速 $V w$ に基づいてばね下荷重 u_1 を算出し、ばね下荷重 u_1 を車両モデルの入力にするため、サスペンション γ にキャスト角が設定されているか否かにかかわらず、ばね上速度 S_2 およびストローク速度 S_s を算出することができる。

30

【 0 0 7 1 】

< 制御目標電流設定部 2 3 >

図 3 に示すように、制御目標電流設定部 2 3 は、スカイフック制御を行い、スカイフック制御目標電流 $A s h$ を設定するスカイフック制御部 9 0 や、ピッチ角速度 p に基づくピッチ制御を行い、ピッチ制御目標電流 $A p$ を設定するピッチ制御部 9 1、ロール角速度 r に基づくロール制御を行い、ロール制御目標電流 $A r$ を設定するロール制御部 9 2、ステアリング操舵角 f に基づくロール制御を行い、舵角比例制御目標電流 $A s a$ を設定する舵角比例制御部 9 3、自動車 V のばね下の制振制御を行い、ばね下制振制御目標電流 $A u$ を設定するばね下制振制御部 9 5、車速に依存する最低減衰力を発生させるための最低目標電流 $A m i n$ を設定する最低目標電流制御部 9 6 等を有している。

40

【 0 0 7 2 】

スカイフック制御部 9 0 は、路面の凹凸を乗り越える際の車両の動揺を抑えて乗り心地を高める乗り心地制御 (制振制御) を行う。ピッチ制御部 9 1 は、自動車 V の急加速時や

50

急減速時のピッチングを抑えて車体 1 の姿勢を適正化する車体姿勢制御を行う。ロール制御部 9 2 および舵角比例制御部 9 3 からなるロール姿勢制御部 9 4 は、自動車 V の旋回時のローリングを抑えて車体 1 の姿勢を適正化する車体姿勢制御を行う。ばね下制振制御部 9 5 は、ばね下の共振域の振動を抑制して車輪 3 の接地性や乗り心地を高めるものである。

【 0 0 7 3 】

< スカイフック制御部 9 0 >

次に、図 1 2 および図 1 3 を参照してスカイフック制御部 9 0 における処理について詳細に説明する。スカイフック制御部 9 0 では、図 3 の状態量算出部 3 1 で算出されたばね上速度 S_2 が減衰力ベース値算出部 9 7 に入力する。減衰力ベース値算出部 9 7 は、入力したばね上速度 S_2 に基づいて、ばね上減衰力マップを参照することにより減衰力ベース値 Dsb を算出する。算出された減衰力ベース値 Dsb は、ゲイン回路 9 8 に入力する。ゲイン回路 9 8 では、減衰力ベース値 Dsb にスカイフックゲイン Gsh が乗じられてスカイフック目標減衰力 Dsh_t が算出され、算出された目標減衰力 Dsh_t が目標電流設定回路 9 9 に入力する。目標電流設定回路 9 9 にはストローク速度 S_s も入力しており、目標電流設定回路 9 9 は、スカイフック目標減衰力 Dsh_t とストローク速度 S_s とに基づいて、図 1 3 に示す電流マップを参照することにより各ダンパ 6 に対するスカイフック制御目標電流 Ash を設定し、スカイフック制御目標電流 Ash を出力する。

10

【 0 0 7 4 】

< ばね下制振制御部 9 5 >

次に、図 3 のばね下制振制御部 9 5 について、図 1 4 ~ 図 1 7 を参照して詳細に説明する。図 1 4 に示すように、ばね下制振制御部 9 5 では、入力した各車輪速 V_w がバンドパスフィルタ 1 0 1 に入力する。バンドパスフィルタ 1 0 1 は、ばね下の共振域の車輪速 V_w 信号を通過させるべく、ここでは 8 ~ 1 8 Hz のバンドパス特性を有する。したがって、バンドパスフィルタ 1 0 1 は、スカイフック制御のためのバンドパスフィルタ 3 6 (図 4) の 0 . 5 ~ 5 Hz の周波数域よりも高い周波数域の信号を抽出する。そして、スカイフック制御のためのバンドパスフィルタ 3 6 の高周波側のカット周波数が 5 Hz とされ、ばね下制振制御のためのバンドパスフィルタ 1 0 1 の低周波側のカット周波数が 8 Hz とされ、両バンドパスフィルタ 3 6、1 0 1 の間にバンドギャップが設けられていることにより、スカイフック制御とばね下制振制御とによる相互干渉が防止される。

20

30

【 0 0 7 5 】

CAN 1 3 から入力する車輪速 V_w 信号には、ばね下共振域以外の信号も含まれており、例えば時速 4 0 k p m で走行中に得られる図 1 5 (A) に示す周波数特性の車輪速 V_w 信号には、図 1 5 (B) に示すようなばね下共振域の車輪速 V_w 信号が含まれている。そこで、車輪速 V_w 信号をばね下の共振域に対応するバンドパスフィルタ 1 0 1 を通過させることにより、ばね下信号成分を含んだ車輪速 V_w 信号を抽出して車輪速 V_w 信号から DC 成分を除去することができる。すなわち、バンドパスフィルタ 1 0 1 は、車輪速 V_w 信号に基づいて車輪速変動 V_w を抽出する車輪速変動抽出手段として機能する。

【 0 0 7 6 】

バンドパスフィルタ 1 0 1 を通過した車輪速変動 V_w は、絶対値演算回路 1 0 2 に入力して車輪速変動 V_w の絶対値に変換される。車輪速変動 V_w は、上記したようにばね下荷重 u_1 に比例し、ばね下荷重 u_1 をばね下質量 M_1 で除算して求まるばね下の上下方向加速度も車輪速変動 V_w に対応した値となる。そのため、上下方向加速度の絶対値に応じた減衰力を発生させることにより、ばね下振動を抑制することができる。

40

【 0 0 7 7 】

絶対値演算回路 1 0 2 から出力された車輪速変動 V_w が、ゲイン回路 1 0 3 に入力してゲインが乗じられることにより、自動車 V の基本入力量であるばね下加速度 Gz_1 の大きさ (絶対値) が算出される。具体的には、ゲイン回路 1 0 3 では、図 6 に関連して説明した比例定数 k をばね下質量 M_1 で除算した値をゲインとして車輪速変動 V_w に乗算する。

50

【0078】

ゲイン回路103から出力されたばね下加速度 Gz_1 は、目標電流設定回路104に入力する。目標電流設定回路104では、ばね下加速度 Gz_1 に対応する算出電流が算出され、この算出電流に基づいてピークホールド・ランプダウン制御によるばね下制振制御目標電流 Au が設定される。

【0079】

目標電流設定回路104は、図16(A)に示す特性のばね下加速度 Gz_1 の入力に対して、図16(B)に破線で示す算出電流に基づいて、図16(B)に実線で示すようなばね下制振制御目標電流 Au を設定する。具体的には、目標電流設定回路104は、入力した算出電流のうちの最大値をばね下制振制御目標電流 Au として所定時間ホールドし、この最大値が入力してから所定時間が経過した後に、ばね下制振制御目標電流 Au の値を所定の勾配で低下させる。すなわち、ばね下加速度 Gz_1 が増大する場合には、ばね下加速度 Gz_1 に合わせて(早く)応答するようにばね下制振制御目標電流 Au の値を設定する一方、ばね下加速度 Gz_1 が縮小する場合には、増大する場合に比べて遅く応答するように設定される。これにより、破線で示すような算出電流をばね下制振制御目標電流 Au に設定する場合に比べて、ばね下振動がより効果的かつ安定的に減衰する。

10

【0080】

図14に戻り、目標電流設定回路104から出力されるばね下制振制御目標電流 Au は、制限回路105に入力する。制限回路105は、ばね下制振制御目標電流 Au の上限を上限値 $Aumax$ に制限し、ばね下制振制御目標電流 Au を出力する。すなわち、制限回路105は、入力したばね下制振制御目標電流 Au が上限値 $Aumax$ を超えている場合、上限値 $Aumax$ をばね下制振制御目標電流 Au に設定する。これにより、車輪速変動 Vw の大きさに応じて設定されるばね下制振制御目標電流 Au が、自動車Vの電源容量やダンパ6の減衰力特性を考慮して設定される上限値 $Aumax$ を超えて設定されることが防止される。

20

【0081】

絶対値演算回路102から出力された車輪速変動 Vw は、ゲイン回路103だけでなくローパスフィルタ106にも入力している。ローパスフィルタ106は、ここでは1Hzよりも低い帯域を通過させるローパス特性を有する。上限設定回路107は、ローパスフィルタ106を通過した車輪速変動 Vw の絶対値に応じて上限値 $Aumax$ を設定し、上限値 $Aumax$ を制限回路105に入力させる。具体的には、上限設定回路107は、車輪速変動 Vw の絶対値が所定値を超える場合に、車輪速変動 Vw が大きくなるほど小さくなるように上限値 $Aumax$ を設定する。

30

【0082】

制限回路105は、入力した上限値 $Aumax$ に応じてばね下制振制御目標電流 Au の上限を変更する、すなわちローパスフィルタ106を通過した車輪速変動 Vw の絶対値が大きいほど上限値 $Aumax$ が小さくなるように変更する。その効果について以下に説明する。

【0083】

比較的平坦な舗装路では、図17(A)に実線で示すローパスフィルタ106通過後の車輪速変動 Vw (絶対値)は、細線で示すローパスフィルタ106通過前の車輪速変動 Vw に比べて小さく、かつその平均値も小さい。これに対し、荒れた舗装路では、図17(B)に示すように、細線で示すローパスフィルタ106通過前の車輪速変動 Vw が(A)の平坦路に比べて大きいだけでなく、実線で示すローパスフィルタ106通過後の車輪速変動 Vw も(A)に比べて大きくなっている。そこで、ローパスフィルタ106を通過した車輪速変動 Vw の絶対値が大きい場合には、路面が荒れているものとして、制限回路105がばね下制振制御目標電流 Au を小さくする(ばね下制振制御を弱める)ことで、下制振制御目標電流 Au が過剰に高く設定されることによって乗心地が悪化することを防止できる。

40

【0084】

50

このように、ばね下制振制御部 95 を、車輪速 V_w 信号に基づいてばね下制振制御目標電流 A_u を設定する構成とすることができ、ばね下制振制御目標電流 A_u を、車輪速 V_w のばね下共振域成分の車輪速変動 V_w の大きさに基づいて決定するため、ばね上などの他の要因を介入させることなくばね下の制振制御を行うことができる。

【 0 0 8 5 】

< 電流固定化部 24 >

図 3 に戻り、電流固定化部 24 は、 VSA 、 ABS および TCS が作動していることを示す作動信号のいずれかが入力部 21 に入力している場合、自動車 V の挙動が不安定であるものとして、電流固定信号 S_{fix} を出力する。出力された電流固定信号 S_{fix} は、ダンパ制御部 25 に入力する。

【 0 0 8 6 】

< ダンパ制御部 25 >

ダンパ制御部 25 は、高電流選択部 108 と、電流制御部 109 とを有している。高電流選択部 108 は、設定されたスカイフック制御目標電流 A_{sh} 、ピッチ制御目標電流 A_p 、ロール制御目標電流 A_r 、舵角比例制御目標電流 A_{sa} 、ばね下制振制御目標電流 A_u および最低目標電流 A_{min} のなかから値が最も大きなものを目標電流 A_{tgt} に設定する。

【 0 0 8 7 】

電流制御部 109 には、目標電流 A_{tgt} と電流固定信号 S_{fix} とが入力している。電流制御部 109 は、電流固定信号 S_{fix} が入力していないときには、高電流選択部 108 が設定した目標電流 A_{tgt} に基づいて各ダンパ 6 への駆動電流を生成してダンパ 6 の減衰力を制御する。一方、電流固定信号 S_{fix} が入力した場合、電流制御部 109 は、ダンパ 6 の減衰力が急変することを避けるために、電流固定信号 S_{fix} が入力する直前の目標電流 A_{tgt} に基づいて電流を固定し（すなわちダンパ 6 の減衰係数を所定値に固定する）、固定した目標電流 A_{tgt} に基づいて各ダンパ 6 への駆動電流を生成してダンパ 6 の減衰力を制御する。

【 0 0 8 8 】

なお、電流制御部 109 は、ここでは電流固定信号 S_{fix} が入力している期間にわたって目標電流 A_{tgt} を一定に維持する。或いは、電流固定信号 S_{fix} の入力がなくなってから所定時間経過するまで目標電流 A_{tgt} を一定に維持する形態としてもよい。

【 0 0 8 9 】

減衰力制御手順

このように構成された $ECU8$ は、次のような基本手順にしたがって減衰力制御を行う。すなわち、自動車 V が走行を開始すると、 $ECU8$ は、所定の処理インターバル（例えば、 $10ms$ ）をもって、図 18 のフローチャートにその手順を示す減衰力制御を実行する。減衰力制御を開始すると、 $ECU8$ は、車輪速センサ 9 の検出値などに基づいて各輪のばね下荷重 u_1 を演算するとともに、演算したばね下荷重 u_1 や、横 G センサ 10 の検出値に基づいて、自動車 V の運動状態量（各輪におけるばね上速度 S_2 やストローク速度 S_s 、車体 1 のロール角速度 r 、ピッチ角速度 p ）を演算する（ステップ $ST1$ ）。

【 0 0 9 0 】

次に、 $ECU8$ は、ばね上速度 S_2 およびストローク速度 S_s に基づいて各ダンパ 6 のスカイフック制御目標電流 A_{sh} を算出し（ステップ $ST2$ ）、車体 1 のピッチ角速度 p に基づいて各ダンパ 6 のピッチ制御目標電流 A_p を算出し（ステップ $ST3$ ）、車体 1 のロール角速度 r に基づいて各ダンパ 6 のロール制御目標電流 A_r を算出し（ステップ $ST4$ ）、ステアリング操舵角 f に基づいて各ダンパ 6 の舵角比例制御目標電流 A_{sa} を算出し（ステップ $ST5$ ）、各輪の車輪速 V_w に基づいて各ダンパ 6 のばね下制振制御目標電流 A_u を算出し（ステップ $ST6$ ）、各輪の車輪速 V_w に基づいて各ダンパ 6 の最低目標電流 A_{min} を算出する（ステップ $ST7$ ）。なお、ステップ $ST2 \sim ST7$ の処理は、この順に行われる必要はなく、或いは、並行して行われてもよい。

【 0 0 9 1 】

10

20

30

40

50

次に、ECU8は、各輪について6つの制御目標電流 A_{sh} 、 A_p 、 A_r 、 A_{sa} 、 A_u 、 A_{min} のうち値が最も大きいものを目標電流 A_{tgt} に設定する(ステップST8)。その後、ECU8は、電流固定信号 S_{fix} が入力しているか否かを判定し(ステップST9)、この判定がNoであった場合(すなわち、VSA、ABSおよびTCSのいずれも作動していない場合)、ステップST8で選択した目標電流 A_{tgt} に基づき、各ダンパ6のMLVコイルに駆動電流を出力する(ステップST10)。これにより、減衰力制御においては、ダンパ6の荷重に応じた最適な目標減衰力が設定され、操縦安定性や乗り心地の向上が実現される。

【0092】

一方、ステップST9の判定がYesであった場合(すなわち、VSA、ABSおよびTCSのいずれかが作動している場合)、ECU8は、前回値の目標電流 A_{tgt} に基づき、各ダンパ6のMLVコイルに駆動電流を出力する(ステップST11)。これにより、VSA、ABSおよびTCSのいずれかが作動している場合に、ステップST8で選択する目標電流 A_{tgt} が急変して車両挙動が不安定になることが防止される。

【0093】

第2実施形態

次に、図19を参照して、本発明に係るサスペンション制御装置20の第2実施形態について説明する。説明にあたり、第1実施形態と同様の機能を有する要素には同一の符号を付し、重複する説明は省略する。

【0094】

ECU8

本実施形態では、図19に示すように、ECU8の入力部21には、第1実施形態の車輪速 V_w 、横加速度 G_y 、駆動トルク T_e 、ギヤポジション P_g 、ブレーキ液圧 P_b 、ヨーレート、ステアリング操舵角 δ 、VSA、ABS、TCSフラグに加え、車体1に設けられた図示しない前後Gセンサから前後加速度 G_x が入力している。

【0095】

車両状態量推定部22は、状態量算出部31と車体速推定部32とを含み、車体速推定部32は、図示は省略するが第1実施形態と同様に加減速力算出部51と操舵補正量算出部53とを含む。一方、状態量算出部31は、四輪モデル計算部34を備えておらず、一輪モデル計算部33およびスリップ判定部50のみを備えている。車両状態量推定部22で算出されたばね上速度 S_2 およびストローク速度 S_s は、第1実施形態と同様に、スカイフック制御部90でスカイフック制御目標電流 A_{sh} の算出に用いられる。

【0096】

本実施形態のピッチ制御部91は、前後Gセンサにより検出された前後加速度 G_x を用いて、その微分値に基づいてピッチ制御目標電流 A_p を設定する。また、ロール制御部92は、横Gセンサ10により検出された横加速度 G_y を用いて、その微分値に基づいてロール制御目標電流 A_r を設定する。なお、ばね下制振制御部95は、第1実施形態と同様に各車輪速 V_w に基づいてばね下制振制御目標電流 A_u を設定する。

【0097】

また、本実施形態では、第1実施形態の電流固定化部24の代わりに、電流抑制部124が設けられている。ABS、TCSおよびVSAの作動を示す作動信号は入力部21には入力しておらず、電流抑制部124には、スリップ判定部50から出力されるスリップ信号 S_s が直接入力する。なお、スリップ信号 S_s は、ABS、TCSおよびVSAを制御する図示しない車両挙動制御部にも入力し、スリップ信号 S_s の入力に応じて車両挙動制御部はABS、TCSおよびVSAの制御を行う。一方、電流抑制部124は、スリップ信号 S_s が入力すると、自動車Vの挙動が不安定であるものとして、各制御目標電流を所定の規定にしたがって抑制するための抑制信号 S_d を出力する。

【0098】

本実施形態のダンパ制御部25は、第1実施形態の高電流選択部108および電流制御部109の代わりに、目標電流補正部110と高電流選択・制御部111とを有している

10

20

30

40

50

。制御目標電流設定部 2 3 で設定されたスカイフック制御目標電流 A_{sh} 、ばね下制振制御目標電流 A_u 、ピッチ制御目標電流 A_p 、舵角比例制御目標電流 A_{sa} 、ロール制御目標電流 A_r および最低目標電流 A_{min} は、目標電流補正部 1 1 0 を介して高電流選択・制御部 1 1 1 に入力する。

【 0 0 9 9 】

目標電流補正部 1 1 0 には、電流抑制部 1 2 4 から出力される抑制信号 S_d も入力している。目標電流補正部 1 1 0 は、抑制信号 S_d が入力すると、スカイフック制御目標電流 A_{sh} およびばね下制振制御目標電流 A_u を、抑制信号 S_d が入力する直前の値で一定に維持する（すなわちダンパ 6 の減衰係数を所定値に固定する）ことで補正（抑制）する。

【 0 1 0 0 】

高電流選択・制御部 1 1 1 は、目標電流補正部 1 1 0 から出力された 6 つの制御目標電流 A_{sh} 、 A_u 、 A_p 、 A_{sa} 、 A_r 、 A_{min} のなかから値が最も大きなものを目標電流 A_{tgt} に設定し、設定した目標電流 A_{tgt} に基づいて各ダンパ 6 への駆動電流を生成してダンパ 6 の減衰力を制御する。このように、高電流選択・制御部 1 1 1 が、目標電流補正部 1 1 0 によって補正されたスカイフック制御目標電流 A_{sh} およびばね下制振制御目標電流 A_u を選択肢として用いることにより、スリップ状態と判定された車輪速 V_w に依存して設定されるスカイフック制御目標電流 A_{sh} およびばね下制振制御目標電流 A_u によってダンパ 6 の減衰力が急変することが回避される。

【 0 1 0 1 】

また、本実施形態では、目標電流補正部 1 1 0 がスカイフック制御目標電流 A_{sh} およびばね下制振制御目標電流 A_u のみを補正し、ばね下制振制御目標電流 A_u 、ピッチ制御目標電流 A_p 、舵角比例制御目標電流 A_{sa} 、ロール制御目標電流 A_r および最低目標電流 A_{min} については補正を行わないため、例えばロール姿勢が変化する車両挙動のときには、適正なロール制御目標電流 A_r が出力されて車両挙動の乱れが抑制され、 VSA などの作動制御の制御を向上させることができる。

【 0 1 0 2 】

目標電流補正部 1 1 0 の変形例として、抑制信号 S_d が入力した場合に、目標電流補正部 1 1 0 が、スカイフック制御目標電流 A_{sh} およびばね下制振制御目標電流 A_u を一定に維持するとともに、ピッチ制御目標電流 A_p 、舵角比例制御目標電流 A_{sa} 、ロール制御目標電流 A_r および最低目標電流 A_{min} に対し、制御を抑制するための低減ゲインを乗算する形態とすることもできる。このような形態とすることにより、車両挙動が不安定な状態でのダンパ 6 の制御量を全体的に抑制することができる。

【 0 1 0 3 】

或いは、抑制信号 S_d が入力した場合に、目標電流補正部 1 1 0 が、スカイフック制御目標電流 A_{sh} およびばね下制振制御目標電流 A_u を一定に維持するとともに、ピッチ制御目標電流 A_p 、舵角比例制御目標電流 A_{sa} 、ロール制御目標電流 A_r および最低目標電流 A_{min} をも、抑制信号 S_d が入力する直前の値で一定に維持する（すなわちダンパ 6 の減衰係数を所定値に固定する）形態としてもよい。このような形態とすることにより、車両挙動が不安定な状態でのダンパ 6 の制御量を確実に抑制することができる。

【 0 1 0 4 】

なお、いずれの形態においても、電流制御部 1 0 9 が各制御目標電流を一定に維持あるいは抑制する期間（継続時間）を、抑制信号 S_d が入力している間とする形態や、抑制信号 S_d の入力がなくなってから所定時間経過するまでとする形態にできることは第 1 実施形態と同様である。

【 0 1 0 5 】

また、電流制御部 1 0 9 が各制御目標電流を一定に維持または抑制する制御は、継続期間にわたって一定値を維持する形態に限らず、漸減して所定時間後に所定値になるように各制御目標電流の変化を設定（固定）する形態や、所定時間にわたって一定値を維持した後に漸減するように各制御目標電流の変化を設定（固定）する形態とすることで、制御目標電流設定部 2 3 に依存した制御の度合いを抑制してもよい。このように、所定時間後に

10

20

30

40

50

制御量を確実に一定値に収束させることで、車両挙動を安定させることができる。

【0106】

減衰力制御手順

次に、第2実施形態に係るECU8による減衰力制御の手順について図20を参照して説明する。

【0107】

減衰力制御を開始すると、ECU8は、車輪速センサ9の検出値に基づいて各輪のばね下荷重 u_1 を演算するとともに、演算したばね下荷重 u_1 に基づいて、自動車Vの運動状態量（各輪におけるばね上速度 S_2 およびストローク速度 S_s ）を演算する（ステップST21）。

10

【0108】

次に、ECU8は、ばね上速度 S_2 およびストローク速度 S_s に基づいて各ダンパ6のスカイフック制御目標電流 A_{sh} を算出し（ステップST22）、前後加速度 G_x の微分値に基づいて各ダンパ6のピッチ制御目標電流 A_p を算出し（ステップST23）、横加速度 G_y の微分値に基づいて各ダンパ6のロール制御目標電流 A_r を算出し（ステップST24）、ステアリング操舵角 δ に基づいて各ダンパ6の舵角比例制御目標電流 A_{sa} を算出し（ステップST25）、各輪の車輪速 V_w に基づいて各ダンパ6のばね下制振制御目標電流 A_u を算出し（ステップST26）、各輪の車輪速 V_w に基づいて各ダンパ6の最低目標電流 A_{min} を算出する（ステップST27）。なお、ステップST22～ST27の処理は、この順に行われる必要はなく、或いは、並行して行われてもよい。

20

【0109】

次に、ECU8は、抑制信号 S_d が入力しているか否かを判定し（ステップST28）、この判定がNoであった場合（すなわち、スリップ状態と判定されていない場合）、ECU8は、各輪についてステップST21～ST27で設定された6つの制御目標電流 A_{sh} 、 A_p 、 A_r 、 A_{sa} 、 A_u 、 A_{min} のうち値が最も大きいものを目標電流 A_{tgt} に設定したうえで、目標電流 A_{tgt} に基づき、各ダンパ6のMLVコイルに駆動電流を出力する（ステップST30）。これにより、減衰力制御においては、ダンパ6の荷重に応じた最適な目標減衰力が設定され、操縦安定性や乗り心地の向上が実現される。

【0110】

一方、ステップST29の判定がYesであった場合（すなわち、スリップ状態と判定されている場合）、スカイフック制御目標電流 A_{sh} およびばね下制振制御目標電流 A_u を前回値に基づいて補正（抑制）した後に（ステップST29）、各輪について6つの制御目標電流 A_{sh} 、 A_p 、 A_r 、 A_{sa} 、 A_u 、 A_{min} のうち値が最も大きいものを目標電流 A_{tgt} に設定したうえで、目標電流 A_{tgt} に基づき、各ダンパ6のMLVコイルに駆動電流を出力する（ステップST30）。これにより、自動車Vがスリップ状態にあり、VSA、ABSおよびTCSのいずれかが作動している場合に、ステップST22およびステップST26で設定される制御目標電流 A_{sh} 、 A_u の急変によって各ダンパ6の目標電流 A_{tgt} が急変して車両挙動が不安定になることが防止される。

30

【0111】

以上で具体的実施形態の説明を終えるが、本発明は上記実施形態に限定されることなく幅広く変形実施することができる。例えば、各部材や部位の具体的構成や配置、あるいは制御の具体的手順などは、本発明の趣旨を逸脱しない範囲であれば適宜変更可能である。一方、上記実施形態に示した本発明に係るの各構成要素は必ずしも全てが必須ではなく、適宜取捨選択することが可能である。

40

【符号の説明】

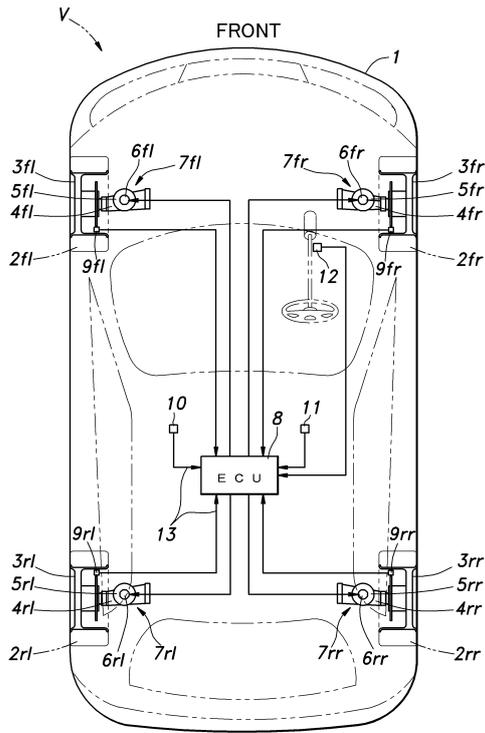
【0112】

V	自動車（車両）
3	車輪
6	ダンパ（減衰力可変ダンパ）
8	ECU

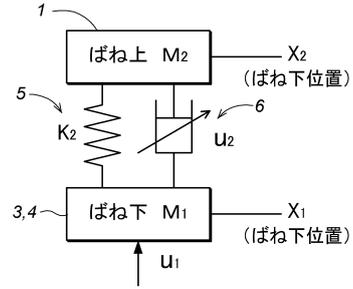
50

9	車輪速センサ	
1 0	横 G センサ (旋回状態量検出手段)	
2 0	サスペンション制御装置	
2 3	制御目標電流設定部 (ダンパ制御手段)	
2 4	電流固定化部	
1 2 4	電流抑制部	
2 5	ダンパ制御部 (ダンパ制御手段)	
3 3	一輪モデル計算部 (状態量算出手段)	
3 2	車体速推定部	
3 3	一輪モデル計算部 (状態量算出手段)	10
3 7	ゲイン回路 (基本入力量算出手段)	
3 8	一輪モデル (車両モデル)	
5 0	スリップ判定部	
9 0	スカイフック制御部 (ばね上制振制御部)	
9 2	ロール制御部	
9 5	ばね下制振制御部	
A s h	スカイフック制御目標電流	
A u	ばね下制振制御目標電流	
A r	ロール制御目標電流	
G x	前後加速度 (車体加速度)	20
G y	横加速度 (旋回状態量)	
V w	車輪速 (入力信号)	
V w	車輪速変動	
V b	車体速	
u ₁	ばね下荷重 (基本入力量)	
S ₂	ばね上速度 (状態量)	
S s	ストローク速度 (状態量)	

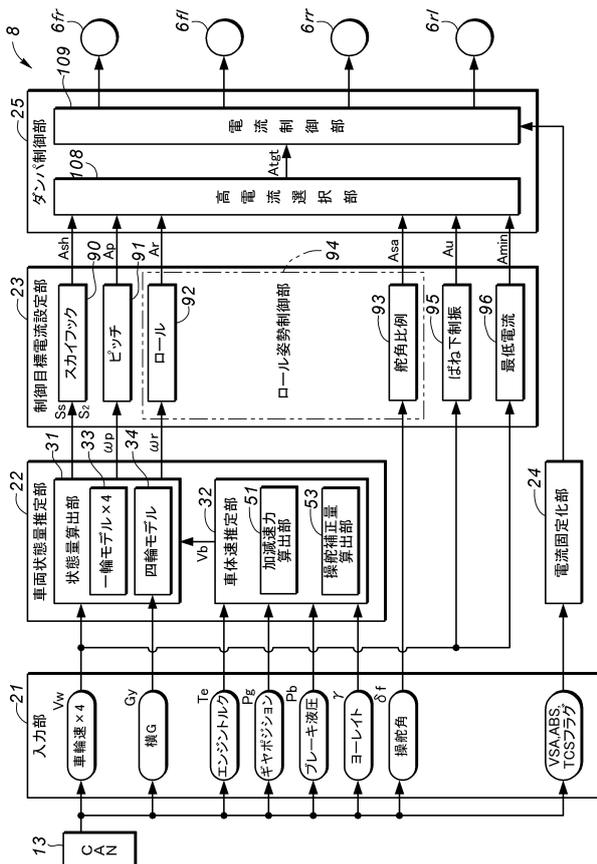
【図1】



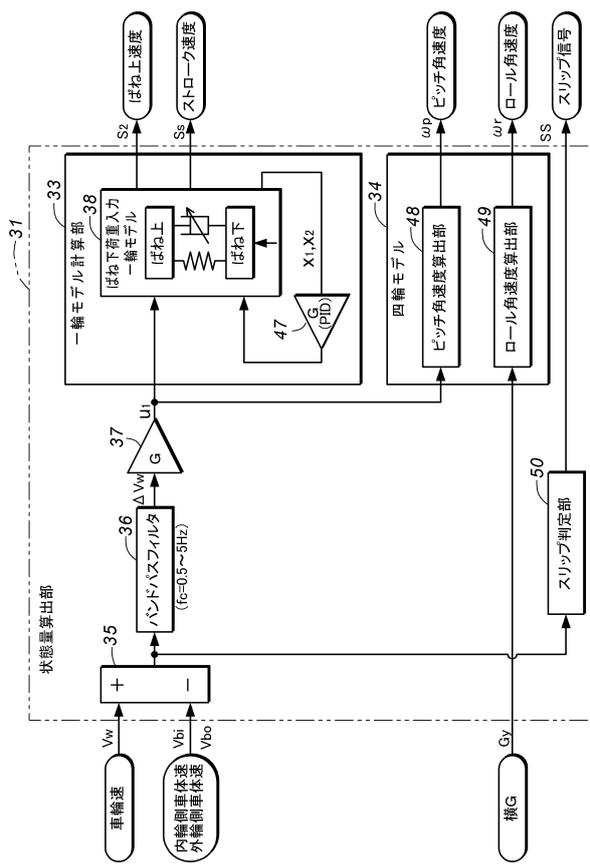
【図2】



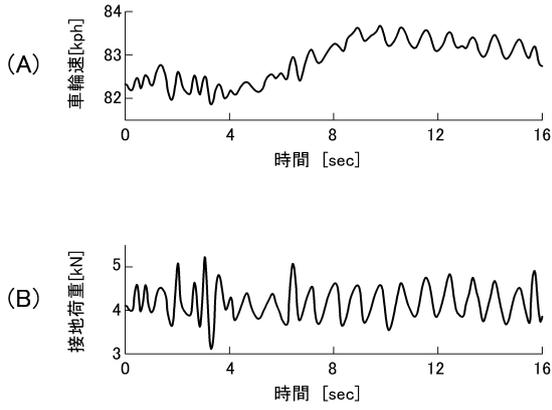
【図3】



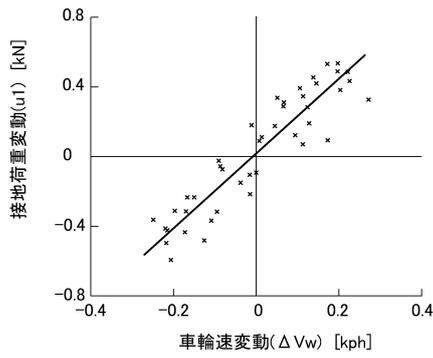
【図4】



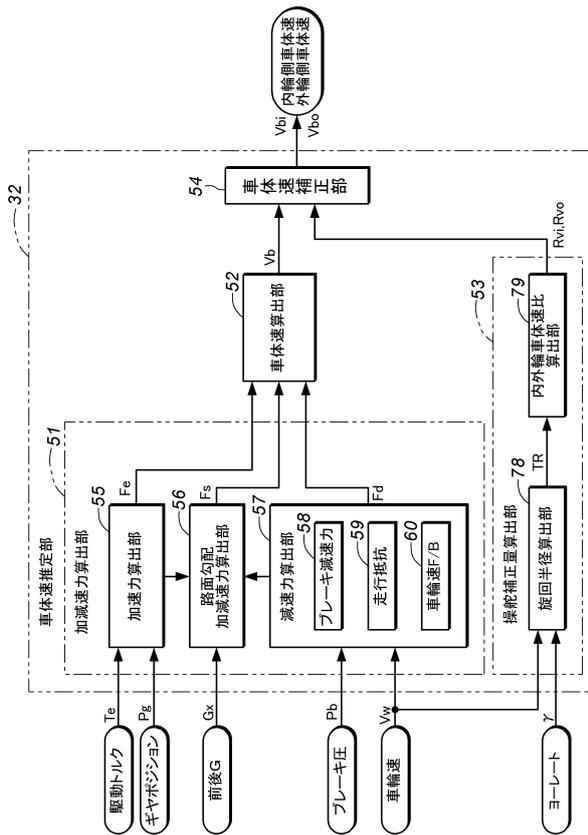
【図5】



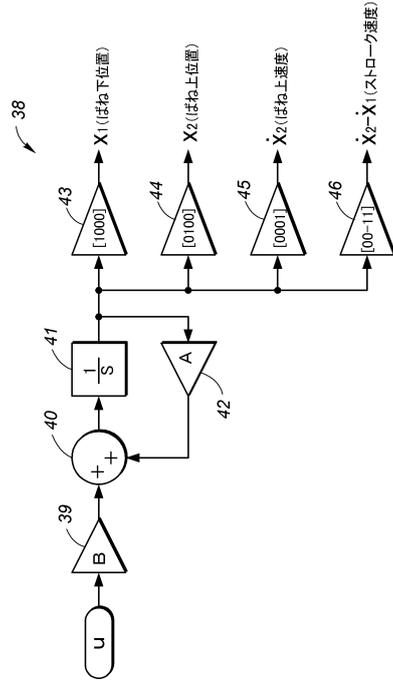
【図6】



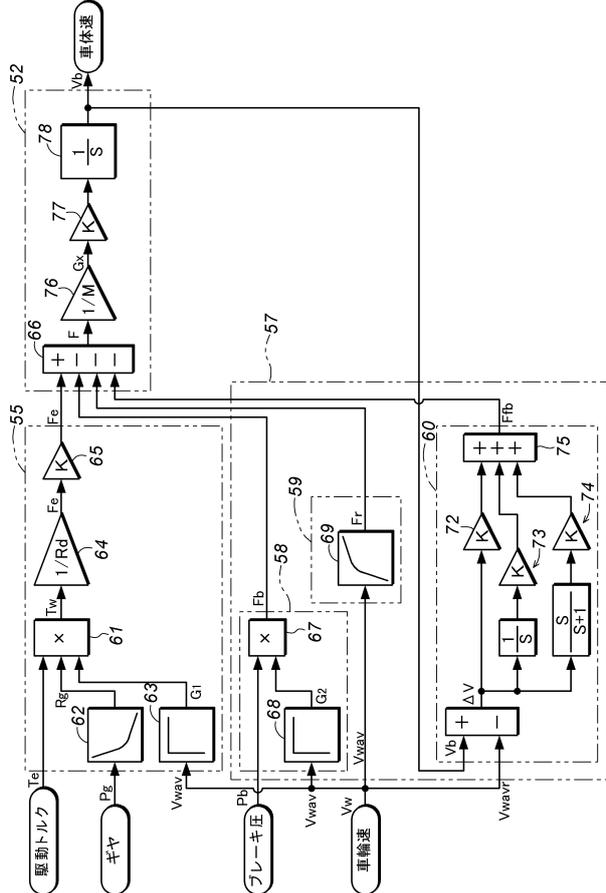
【図8】



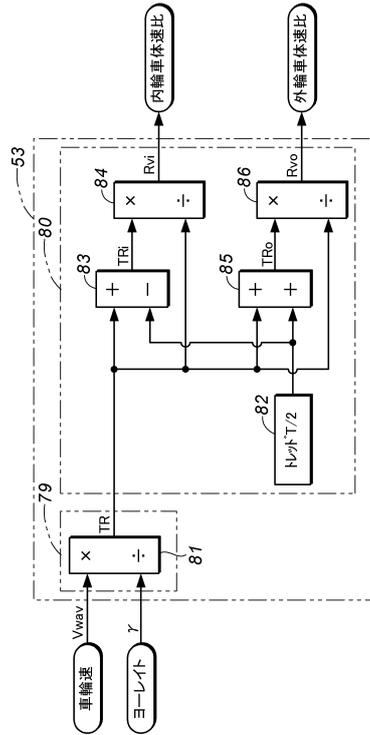
【図7】



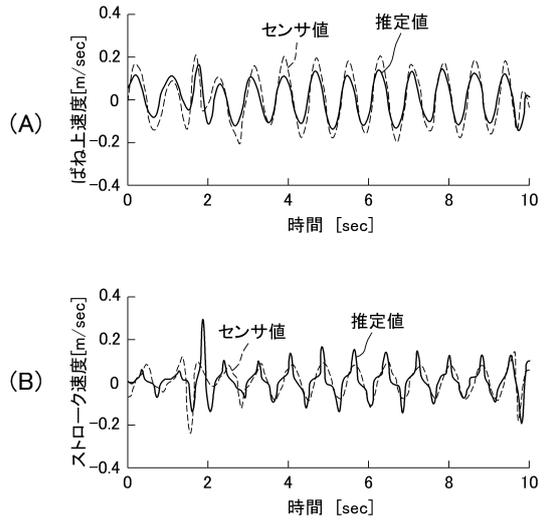
【図9】



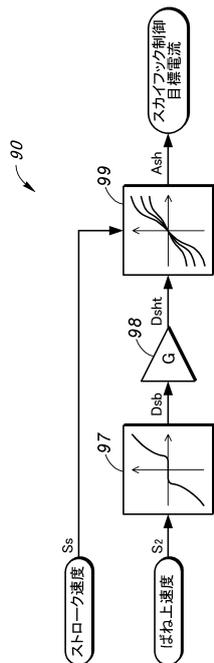
【図10】



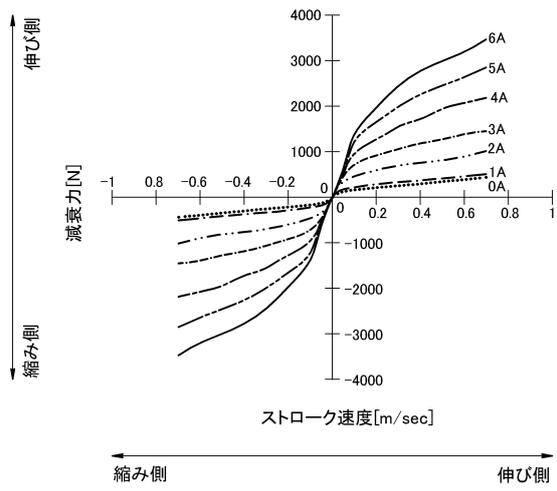
【図11】



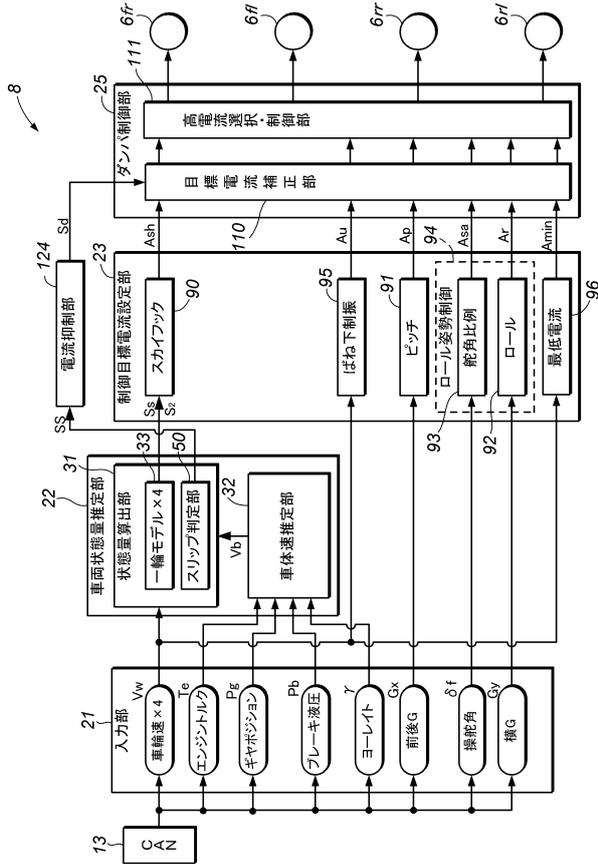
【図12】



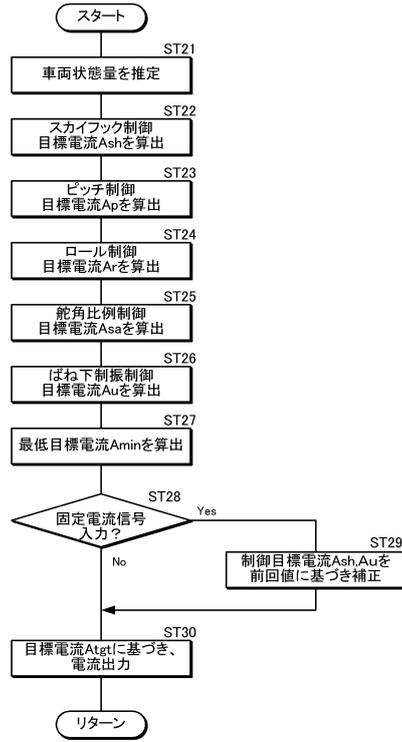
【図13】



【図19】



【図20】



フロントページの続き

- (56)参考文献 特開2009-241813(JP,A)
特開2007-160944(JP,A)
国際公開第2008/050782(WO,A1)
特開平08-025935(JP,A)
特開2008-030536(JP,A)
特開平07-257136(JP,A)
特開2012-056365(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B60G 17/016
B60G 17/015