

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5224048号  
(P5224048)

(45) 発行日 平成25年7月3日(2013.7.3)

(24) 登録日 平成25年3月22日(2013.3.22)

(51) Int. Cl. F 1  
**B 6 0 G 17/018 (2006.01)** B 6 0 G 17/018  
**B 6 0 G 17/015 (2006.01)** B 6 0 G 17/015 A

請求項の数 9 (全 31 頁)

(21) 出願番号	特願2008-254753 (P2008-254753)	(73) 特許権者	509186579
(22) 出願日	平成20年9月30日 (2008.9.30)		日立オートモティブシステムズ株式会社
(65) 公開番号	特開2010-83329 (P2010-83329A)		茨城県ひたちなか市高場2520番地
(43) 公開日	平成22年4月15日 (2010.4.15)	(74) 代理人	100068618
審査請求日	平成23年4月11日 (2011.4.11)		弁理士 粁 経夫
		(72) 発明者	平尾 隆介
			神奈川県川崎市川崎区富士見一丁目6番3号 株式会社日立製作所 オートモティブシステムグループ内
		(72) 発明者	若松 伸茂
			神奈川県川崎市川崎区富士見一丁目6番3号 株式会社日立製作所 オートモティブシステムグループ内

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】

車両の車体と車輪との間に介装されて外部からの指令により減衰特性が変化する減衰力調整式緩衝器と、その減衰特性を制御する制御装置とからなるサスペンション制御装置であって、前記制御装置は、

前記車体の任意の位置に設定される第1点の上下運動を算出する第1の上下運動算出手段と、

前記車体のロール運動を推定するロール運動推定手段と、

前記車体のピッチ運動を推定するピッチ運動推定手段と、

前記上下運動、前記ロール運動および前記ピッチ運動から前記車体の各部の上下運動を算出する各部上下運動算出手段と、

前記各部の上下運動に応じて指令を算出し、前記指令を前記減衰力調整式緩衝器に送るコントローラとからなり、

前記ピッチ運動推定手段は、

前記車輪の回転を検出し、当該検出結果から車輪速時間変化率を算出する車輪速時間変化率算出手段と、

前記車輪の回転を用いずに前記車体の前後加速度を検出または推定する前後加速度取得手段と、

前記車輪速時間変化率算出手段で算出した車輪速度時間変化率と前後加速度取得手段で取得した前後加速度との差からピッチレートを算出する減算手段とからなることを特徴と

10

20

するサスペンション制御装置。

【請求項 2】

請求項 1 に記載のサスペンション制御装置において、前記車両は前記車体の左右に一对の前記車輪を有し、前記車輪回転は、前記一对の車輪のそれぞれの車輪回転の平均値とされていることを特徴とするサスペンション制御装置。

【請求項 3】

請求項 2 に記載のサスペンション制御装置において、前記一对の車輪の車輪回転が逆位相のときは、ピッチレートを算出しないことを特徴とするサスペンション制御装置。

【請求項 4】

請求項 1 に記載のサスペンション制御装置において、前記車両は原動機のトルクを検出する原動機トルク検出手段を有し、前記前後運動は、前記原動機トルク検出手段の出力から求められることを特徴とするサスペンション制御装置。

10

【請求項 5】

請求項 1 に記載のサスペンション制御装置において、前記車両は制動機構を有し、前記前後運動は、前記制動機構が発生する制動力から求められることを特徴とするサスペンション制御装置。

【請求項 6】

請求項 1 に記載のサスペンション制御装置において、前記前後運動は、GPS による前記車両の位置情報から求められることを特徴とするサスペンション制御装置。

【請求項 7】

20

請求項 1 に記載のサスペンション制御装置において、  
前記制御装置は、積分手段を有し、  
前記上下運動算出手段は前記車体の点の上下加速度を算出し、  
前記ロール運動推定手段は前記車体のロール加速度を推定し、  
前記ピッチ運動推定手段は前記車体のピッチ加速度を推定し、  
前記各部上下運動算出手段は前記上下加速度、前記ロール加速度および前記ピッチ加速度から前記車体の各部の上下加速度を算出し、  
前記積分手段は前記各部の上下加速度を積分して前記各部の上下速度を算出し、  
前記コントローラは前記各部の上下速度に応じて指令を算出し、前記指令を前記減衰力調整式緩衝器に送ることを特徴とするサスペンション制御装置。

30

【請求項 8】

請求項 1 に記載のサスペンション制御装置において、  
前記車体のピッチ方向と異なる方向に前記第 1 点から離れた位置に設定される第 2 点の上下運動を算出する第 2 の上下運動算出手段と、  
前記第 1 点の上下運動および第 2 点の上下運動からワープ運動を算出するワープ運動算出手段とを有し、  
前記ロール運動推定手段は、前記ワープ運動と前記ピッチ運動の差から前記車体のロール運動を推定することを特徴とするサスペンション制御装置。

【請求項 9】

40

請求項 1 に記載のサスペンション制御装置において、  
前記車体のロール方向と異なる方向に前記第 1 点から離れた位置に設定される第 2 点の上下運動を算出する第 2 の上下運動算出手段と、  
前記第 1 点の上下運動および第 2 点の上下運動からワープ運動を算出するワープ運動算出手段とを有し、  
前記ピッチ運動推定手段は、前記ワープ運動と前記ロール運動の差から前記車体のピッチ運動を推定することを特徴とする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、車両に用いられるサスペンション制御装置に関する。

50

## 【背景技術】

## 【0002】

車体の振動制御を行なうためには、車体の上下動や姿勢（ピッチ、ロールなど）、各車輪と車体との上下相対速度など、多くの情報が必要となる。各情報を得るためにそれぞれ専用のセンサを搭載すると、センサのコストが増大してしまうため、センサの数をできるだけ少なくすることが望ましい。

センサの数を少なくするには、例えば、振動制御以外の用途に用いられるセンサにより検出した値（例えば車輪の角速度）に基づき計算などにより他の値（例えば車輪と車体との相対速度）を推定する方法がある。このようにすれば、車両全体としてはセンサの数を少なくすることができる。具体的な例としては、特許文献1に示されるサスペンション制御装置が挙げられる。

10

【特許文献1】特開平8 230433号公報

## 【発明の開示】

## 【発明が解決しようとする課題】

## 【0003】

特許文献1に記載のサスペンション制御装置においても、センサの数を減らすことはできているが、センサの数を少なくするというニーズは依然として存在する。

## 【0004】

本発明は、上記事情に鑑みてなされたものであり、本発明の目的は、センサの数を少なくしたサスペンション制御装置を提供することである。

20

## 【課題を解決するための手段】

## 【0005】

本発明は、車両の車体と車輪との間に介装されて外部からの指令により減衰特性が変化する減衰力調整式緩衝器と、その減衰特性を制御する制御装置とからなるサスペンション制御装置であって、前記制御装置は、前記車体の任意の位置に設定される第1点の上下運動を算出する第1の上下運動算出手段と、前記車体のロール運動を推定するロール運動推定手段と、前記車体のピッチ運動を推定するピッチ運動推定手段と、前記上下運動、前記ロール運動および前記ピッチ運動から前記車体の各部の上下運動を算出する各部上下運動算出手段と、前記各部の上下運動に応じて指令を算出し、前記指令を前記減衰力調整式緩衝器に送るコントローラとからなり、前記ピッチ運動推定手段は、前記車輪の回転を検出し、当該検出結果から車輪速時間変化率を算出する車輪速時間変化率算出手段と、前記車輪の回転を用いずに前記車体の前後加速度を検出または推定する前後加速度取得手段と、前記車輪速時間変化率算出手段で算出した車輪速度時間変化率と前後加速度取得手段で取得した前後加速度との差からピッチレートを算出する減算手段とからなることを特徴とする。

30

## 【発明の効果】

## 【0006】

本発明によれば、センサの数を少なくしたサスペンション制御装置を提供することができる。

## 【発明を実施するための最良の形態】

40

## 【0007】

次に、本発明の実施形態について説明する。

## &lt;第1実施形態&gt;

まず、第1の実施形態のサスペンション制御装置は、車体と車輪との間に介装されて外部からの指令により減衰特性が変化する減衰力調整式緩衝器と、その減衰特性を制御する制御装置とからなるサスペンション制御装置であって、前記制御装置は、前記車体の任意の位置に設定される第1点の上下運動を算出する第1の上下運動算出手段と、前記車体のロール運動を推定するロール運動推定手段と、前記車体のピッチ運動を推定するピッチ運動推定手段と、前記上下運動、前記ロール運動および前記ピッチ運動から前記車体の各部の上下運動を算出する各部上下運動算出手段と、前記各部の上下運動に応じて指令を算出

50

し、前記指令を前記減衰力調整式緩衝器に送るコントローラとからなり、前記ピッチ運動推定手段は、前記車輪の回転を算出する車輪回転算出手段と、前記車体の前後運動を算出する前後運動算出手段と、前記車輪回転と前記前後運動との差からピッチレートを算出する減算手段とからなることを特徴とする。

ここで、「上下運動」、「ロール運動」、「ピッチ運動」とは、それぞれ上下方向、ピッチ方向、ロール方向の運動に関する物理量をいい、上下変位、ロール角速度（ロールレート）、ピッチ角加速度などを含む。「車輪の回転」とは、車輪の回転運動に関わる物理量をいい、角速度、車輪速（角速度に車輪の有効半径を乗じたもの）、角加速度などを含む。「車輪回転算出手段」とは、車輪の回転を算出する機構をいい、車輪速センサ、角度センサなどを含む。「車体の前後運動」とは、車体の前後運動に関わる物理量をいい、車体速度、車体加速度などを含む。「前後運動算出手段」とは、車体の前後運動を算出する機構をいい、速度センサ、加速度センサなどを含む。

10

本実施形態のサスペンション制御装置は、車輪回転の次元と前後運動の次元が異なっている場合、次元を同一に変換する次元変換手段を有してもよい。両者の差を求める前に次元を同一に変換することで推定精度が向上する。このような次元変換手段としては、微分器、積分器などがある。ここで、「次元」とは、任意の物理量を時間（ $T$ ）、長さ（ $L$ ）、質量（ $M$ ）の積として表現したものをいい、例えば加速度は「 $L \cdot M^{-2}$ 」と表す。

本実施形態のサスペンション制御装置は、車輪回転、車体運動およびこれらの差のうち少なくとも1つに所定の係数を乗じる換算手段を有してもよい。例えば、車輪速と車体速度との差からピッチレートを求める場合、この差は、ピッチレートに比例する値であって、ピッチレートそのものの値ではない。したがって、この差に所定の係数を乗じてピッチレートに換算すれば、その後の計算を簡単にすることができる。

20

また、本実施形態のサスペンション制御装置は、車両が車体の左右に一对の車輪を有する場合、これら一对の車輪の車輪回転の平均値を車輪回転として用いてもよい。右または左の車輪のみの車輪回転を用いる場合よりも、ピッチ運動（例えばピッチレート）の推定精度を向上することができる。

さらに、本実施形態のサスペンション制御装置は、車両が車体の左右に一对の車輪を有する場合、これら一对の車輪の車輪回転が逆位相のときは、ピッチ運動を算出しないようにすることができる。逆位相のときは、走行している路面が荒れており、ピッチ運動の推定精度が低下することがあるため、精度の低い推定の実行を避けることができる。

30

また、本実施形態のサスペンション制御装置は、車両がその駆動力が作用する駆動輪と駆動力が作用しない従動輪とからなる場合に、車輪回転を従動輪の回転から算出するように構成することができる。従動輪は、車輪速の変動分が駆動力による影響を受けにくいいため、駆動輪の回転から算出する構成と比較して、ピッチ運動の推定精度を向上させることができる。

本実施形態のサスペンション制御装置は、前後運動を前後加速度センサの出力から求めることができる。直接検出された前後加速度から前後運動を算出するため、推定精度を向上することができる。この前後加速度センサを、スリップ制御など他の用途と共用すれば、コストを削減できる。

本実施形態のサスペンション制御装置は、車両が原動機のトルクを検出する原動機トルク検出手段を有している場合は、この出力から前後運動を求めてもよい。ここで、「原動機」は一般的なガソリンエンジンのほか、ディーゼルエンジン、電気モーターなど、車両を駆動するものをいう。

40

原動機と車輪との間に各種のトランスミッション（ $MT$ 、 $AT$ 、 $CVT$ など）が介在する場合は、原動機トルク検出手段の出力と原動機から車輪までの総減速比との積から前後運動を求めてもよい。

車両がトルクコンバータを有する場合、前後運動は、トルクコンバータのロックアップおよびすべりに応じた係数を乗じて求めてもよい。このように構成すれば、ピッチ運動の推定精度を向上させることができる。

前後運動は、前記車体に作用する外力（例えば、空気抵抗）を考慮してもよい。

50

また、本実施形態のサスペンション制御装置は、車両が制動機構を有する場合、前後運動は、制動機構が発生する制動力から求めてもよい。

制動機構が液圧式ディスクブレーキである場合は、前後運動は、液圧式ディスクブレーキの液圧から求めることができる。

前後運動には、算出する際の上限值を設定してもよい。これは、制動により車輪がロックした場合、液圧による推定加速度が実際の加速度よりも大きくなることによるものである。したがって、上限値としては、制動ロックが生じた場合の加速度に基づいて定めるとよい。

制動機構が回生ブレーキである場合は、前後運動は、制動時に回生ブレーキが発生する電力から求めることができる。

また、本実施形態のサスペンション制御装置は、前後運動は、GPSによる前記車両の位置情報から求めてもよい。例えば、所定の時間間隔における移動距離から車両の速度が求められる。

本実施形態のサスペンション制御装置は、前記制御装置が積分手段を有していてもよい。そして、前記上下運動算出手段は前記車体の点の上下加速度を算出し、前記ロール運動推定手段は前記車体のロール加速度を推定し、前記ピッチ運動推定手段は前記車体のピッチ加速度を推定し、前記各部上下運動算出手段は前記上下加速度、前記ロール加速度および前記ピッチ加速度から前記車体の各部の上下加速度を算出し、前記積分手段は前記各部の上下加速度を積分して前記各部の上下速度を算出し、前記コントローラは前記各部の上下速度に応じて指令を算出し、前記指令を前記減衰力調整式緩衝器に送る構成とすることができる。このようにすると、例えば、上下運動算出手段として上下加速度センサを用いた場合は、上下速度を用いて車体の各部の上下速度を算出する構成と比較して、推定精度の向上が期待できる。なぜなら、上下加速度センサの出力を微分器を通すことなく、そのまま利用して算出できるから、微分器を通すことによる誤差を回避できるからである。

また、本実施形態のサスペンション制御装置は、前記車体のピッチ方向と異なる方向であるワープ方向に前記第1点から離れた位置に設定される第2点の上下運動を算出する第2の上下運動算出手段と、前記第1点の上下運動および第2点の上下運動からワープ運動を算出するワープ運動算出手段とを有し、前記ロール運動推定手段は、前記ワープ運動と前記ピッチ運動の差から前記車体のロール運動を推定するように構成してもよい。このような構成とすると、例えば、ヘッドライトの照射する軸を推定するために搭載される後輪付近に搭載される車高センサからの出力を流用できるので、車両のセンサ数を少なくすることができる。

同様に、本実施形態のサスペンション制御装置は、前記車体のロール方向と異なる方向であるワープ方向に前記第1点から離れた位置に設定される第2点の上下運動を算出する第2の上下運動算出手段と、前記第1点の上下運動および第2点の上下運動からワープ運動を算出するワープ運動算出手段とを有し、前記ピッチ運動推定手段は、前記ワープ運動と前記ロール運動の差から前記車体のピッチ運動を推定するように構成してもよい。このような構成とすると、例えば、ヘッドライトの照射する軸を推定するために搭載される後輪付近に搭載される車高センサからの出力を流用できるので、車両のセンサ数を少なくすることができる。

#### < 第2実施形態 >

次に、より具体的に、本発明に係る第2実施形態のサスペンション制御装置を、図1～図6に基づいて説明する。

図1は、本発明の第2実施形態のサスペンション制御装置を備えた車両の部品レイアウトを模式的に示す斜視図である。図2は、図1のコントローラの制御機能を説明するためのブロック図である。図3は、図2の前後加速度推定手段を示すブロック図である。図4は、図3のエンジンによる前後加速度推定部の制御機能を説明するためのブロック図である。図5は、図3のブレーキ液圧による前後加速度推定部の制御機能を説明するためのブロック図である。図6は、図3の空気抵抗による前後加速度推定部の制御機能を説明するためのブロック図である。

10

20

30

40

50

## 【 0 0 0 8 】

図 1 及び図 2 において、第 1 実施形態のサスペンション制御装置 1 は、駆動方式が後輪駆動〔フロントエンジン・リアドライブ (FR)〕で、トランスミッションが A T (オートマチック・トランスミッション) とされた車両 2 に用いられる。車両 2 の各車輪〔前左右輪 3 F L , 3 F R、後左右輪 3 R L , 3 R R〕には、減衰力調整式緩衝器 (以下、適宜、ショックアブソーバともいう。) 4 F L , 4 F R、4 R L , 4 R R が取り付けられている。本実施形態の車両 2 は後輪駆動とされており、前左右輪 3 F L , 3 F R が従動輪となっている。そして、前左右輪 3 F L , 3 F R (従動輪) には、パワートレインとつながっている後輪と比べて、ピッチ運動に伴う車輪速の変化が現れやすい。本実施形態では、ショックアブソーバ 4 F L , 4 F R、4 R L , 4 R R (以下、適宜、ショックアブソーバ 4 と総称する。) がサスペンション機構を構成している。

10

ショックアブソーバ 4 の外周にはスプリング 5 が取付けられている。前記各車輪 (前左右輪 3 F L , 3 F R、後左右輪 3 R L , 3 R R) を以下、適宜、車輪 (適宜、タイヤともいう。) 3 と総称する。

スプリング 5 は、車体 6 と各車輪 3 との間に設けられ、車体 6 を支持している。

## 【 0 0 0 9 】

車両 2 には、C A N (Controller Area Network、車両 2 ネットワーク) が備えられており、車両 2 に既存のものとして備えられている前 2 輪 (前左右輪 3 F L , 3 F R) に対する車輪速センサ 7 F L , 7 F R 及び図示しない各種検出手段〔車速検出手段、エンジントルク検出手段、ギア位置検出手段、液圧検出手段〕からの夫々の信号が C A N を経由して制御装置 8 に入力される。

20

前記各種検出手段からの夫々の信号 (又は情報) は、前記各種検出手段から出力される前左右輪 3 F L , 3 F R の車輪速  $v_{c_{FL}}$ 、 $v_{c_{FR}}$ 、車速  $v$ 、エンジントルク  $T_e$ 、ギア位置  $P_g$ 、ブレーキマスタシリンダ液圧  $P_m$  を示す信号 (又は情報) である。この信号 (又は情報) については、適宜、その内容を示す符号で示す。例えば車速信号 (又は車速情報  $v$ )、エンジントルク信号  $T_e$  (エンジントルク情報  $T_e$ ) のように表示する。車輪速  $v_{c_{FL}}$ 、 $v_{c_{FR}}$  を示す信号 (又は情報) を含み、後述する他の信号 (又は情報) についても同様に表示する。

## 【 0 0 1 0 】

制御装置 8 は、予め定められた制御プログラムに基づいて後述する演算処理を実行し、この演算処理において前記入力を受けたデータを用いることにより得られる制御指令値を出力し、ショックアブソーバ 4 の減衰力特性を制御する。

30

この実施形態では、後述するように、車体 6 の前後方向の加速度を、C A N から取得可能な信号を用いて前後加速度を推定するようにしている。そのため、専用のセンサを搭載する必要がなく、コストを低減できている。

## 【 0 0 1 1 】

次に、制御装置 8 の構成及び前記演算処理内容を、図 2 ~ 図 6 に基づいて説明する。

制御装置 8 は、図 2 に示すように、前後運動算出手段の一例である前後加速度推定手段 2 0 (前後加速度取得手段) と、ピッチレート推定手段 2 1 と、ピッチレート推定手段 2 1 からのピッチレートに基づいて前記制御指令値を発生し、当該制御指令値をショックアブソーバ 4 に出力する制御指令算出手段 2 2 と、から構成されている。

40

前後加速度推定手段 2 0 に代えて、前後加速度を検出する前後加速度センサを用いてもよい。車両 2 に前後加速度センサが搭載されている場合は、C A N を通じてその出力値を利用することができる。

## 【 0 0 1 2 】

前後加速度推定手段 2 0 は、図 2、図 3 に示すように、エンジンによる前後加速度推定部 (以下、エンジン起因前後加速度推定部という。) 2 5 と、ブレーキマスタシリンダ液圧  $P_m$  による前後加速度推定部 (以下、液圧起因前後加速度推定部という。) 2 6 と、空気抵抗による前後加速度推定部 (以下、空気抵抗起因前後加速度推定部という。) 2 7 と、第 1、第 2 加算部 2 8 , 2 9 と、推定前後加速度切替部 3 0 と、を備えており、後述す

50

るようにして車速、エンジントルク $T_e$ 、ギア位置 $P_g$ 、及びブレーキマスタシリンダ液圧 $P_m$ に基づいて車体6の前後加速度を推定する。この推定により得られた前後加速度を、以下、便宜上、推定前後加速度 $a_{es}$ という。推定前後加速度 $a_{es}$ は、ピッチレート推定手段21に入力される。

#### 【0013】

ピッチレート推定手段21は、車輪速時間変化率算出手段31と、演算手段32と、を備えている。車輪速時間変化率算出手段31は、前左右輪3FL, 3FR(従動輪)の車輪速センサ7FL, 7FRから車輪速の入力を受け、前左右輪3FL, 3FRの車輪速センサ7FL, 7FRの車輪速 $V_{C_{FL}}$ ,  $V_{C_{FR}}$ の平均値 $[(V_{C_{FL}} + V_{C_{FR}}) / 2]$ を求め、この平均値の時間変化率〔以下、車輪速時間変化率という。〕を算出(推定)する。車輪速時間変化率算出手段31は、微分器であり、車輪速センサ7FL, 7FRの車輪速に対して微分処理を行なうことにより時間変化率を求める。車輪速時間変化率算出手段31は、本発明における次元変換手段を構成している。

10

なお、車輪速時間変化率の算出(推定)に際し、車輪速 $V_{C_{FL}}$ ,  $V_{C_{FR}}$ の時間変化率を夫々算出し、その平均値を車輪速時間変化率として求めるようにしてもよい。また、車輪速時間変化率は1つの車輪のみから求めてもよい。この場合、計算の負荷が軽減される。

#### 【0014】

演算手段32は、車輪速時間変化率から前後加速度推定手段20が出力する推定前後加速度 $a_{es}$ を減算〔車輪速時間変化率 - 推定前後加速度 $a_{es}$ 〕し、この減算により得られたデータを積分してピッチレートを得、これを制御指令算出手段22に出力する。

20

前記「車輪速時間変化率 - 推定前後加速度 $a_{es}$ 」の減算処理を行うことによりエンジンやブレーキによる車体6の加減速の影響がキャンセルされるので、エンジンやブレーキによる車体6の加減速影響に関わらず、常に車両2のピッチ運動を推定することができ、良好な振動抑制制御を行なうことができる。

#### 【0015】

また、急激な車体6の加減速に関わらず、常に車両2のピッチ運動を推定することができるため、ピッチ運動に応じてショックアブソーバ4の減衰係数を制御することで、車両2のピッチを効果的に抑制できる。

また、ピッチレート推定手段21は、車体6の加減速の影響がキャンセルされるので、ピッチレートの推定精度を向上できることになる。

30

また、CAN(車両ネットワーク)から前後加速度が得られない場合、別システムのECUからCANを通じて得られる各種信号を用いて前後加速度を推定し、車輪加速度から前後加速度を減算することで、コストアップせずに、エンジンやブレーキによる車体6の加減速影響に関わらず、車両2のピッチ運動を推定することができる。

#### 【0016】

また、ピッチレート推定手段21は、前左右輪3FL, 3FRの車輪速センサ7FL, 7FR、すなわち従動輪の車輪速を用いてピッチレートを算出している。このため、パワートレインとつながっている後輪(駆動輪)の車輪速を用いる場合と異なり、ピッチ運動に伴う車輪速の変化をより顕著に把握することができ、算出精度が向上し、これに伴い振動抑制の制御精度の向上を図ることができる。

40

#### 【0017】

エンジン起因前後加速度推定部25では、CANを経由して得られるエンジントルク $T_e$ とギア位置 $P_g$ により、エンジンによる前後加速度(以下、エンジン起因前後加速度という。)  $a_{eg}$ を算出する。

液圧起因前後加速度推定部26では、CANを経由して得られるブレーキマスタシリンダ圧力 $P_m$ により、ブレーキによる前後加速度(以下、ブレーキ起因前後加速度という。)  $a_{bk}$ を算出する。

空気抵抗起因前後加速度推定部27では、CANを経由して得られる車速より、空気抵抗による前後加速度(以下、空気抵抗起因前後加速度という。)  $a_{ar}$ を算出する。

#### 【0018】

50

第1加算部28は、空気抵抗起因前後加速度 $a_{ar}$ 及びブレーキ起因前後加速度 $a_{bk}$ を加算して第2加算部29に出力する。第2加算部29は、第1加算部28の出力データ( $a_{ar} + a_{bk}$ )及びエンジン起因前後加速度 $a_{eg}$ を加算し、この加算により得られたデータ( $a_{ar} + a_{bk} + a_{eg}$ )を合計前後加速度 $a_{to}$ として推定前後加速度切替部30に出力する。

推定前後加速度切替部30は、車速が0km/hであるか、又は0km/hより大であるかの判定を行い、車速が0km/hであると判定すれば、推定前後加速度 $a_{es}$ を0[m/s<sup>2</sup>]に設定して、これをピッチレート推定手段21に出力する。また、車速が0km/hより大であると判定すれば、推定前後加速度 $a_{es}$ として第2加算部29からの合計前後加速度 $a_{to}$ を設定し、これを、ピッチレート推定手段21に出力する。

【0019】

10

エンジン起因前後加速度推定部25は、図4に示すように、AT減速比算出手段34、最終減速比積算部35、タイヤ半径割算部36、動力伝達効率乗算部37、及び車体質量割算部38を備えている。そして、エンジン起因前後加速度推定部25は、エンジンの回転が駆動輪に伝えられた場合、駆動輪外周での駆動力は、一般的に次式(1)で表され、さらに車体質量を考慮することにより、エンジン駆動の影響に起因して生じる前後加速度、すなわちエンジン起因前後加速度は、式(2)で表されることを利用し、エンジン起因前後加速度 $a_{eg}$ を算出する。

このエンジン起因前後加速度 $a_{eg}$ の算出方法を以下に説明する。

すなわち、駆動輪外周での駆動力P[N]は、一般的に次式(1)で表される。

【0020】

20

$$P = i \times n_t \times T_e / R_t \text{ [N]} \quad \dots \quad (1)$$

i : 総減速比

$n_t$  : 動力伝達効率

$T_e$  : エンジントルク [Nm]

$R_t$  : タイヤ(車輪3)の半径 [m]

【0021】

よって上記式(1)より駆動力Pを算出し、車体質量m[Kg]を考慮すれば、次式(2)により、エンジン起因前後加速度 $a_{eg}$  [m/s<sup>2</sup>]を求めることができる。

【0022】

$$a_{eg} = P / m \text{ [m/s}^2\text{]} \quad (2)$$

30

【0023】

エンジン起因前後加速度 $a_{eg}$ が上記式(2)により求められることを利用して、エンジン起因前後加速度推定部25は、図4に示すようにして、エンジン起因前後加速度 $a_{eg}$ を算出する。

すなわち、エンジン起因前後加速度推定部25は、まず、AT減速比算出手段34がCANからのギア位置信号 $P_g$ に応じて、減速比をエンジントルク信号 $T_e$ に乗算し、これらの積を最終減速比積算部35に出力する。

最終減速比乗算部35は、エンジン起因前後加速度推定部25の出力データに最終減速比 $i_t$ を乗算し、タイヤ半径割算部36に出力する。

タイヤ半径割算部36は、最終減速比積算部35の出力データをタイヤ半径 $R_t$  [m]で割って(換言すれば、 $1/R_t$ を乗算して)、駆動力(駆動力[N]=トルク[Nm]/タイヤ半径[m])を算出し、これを動力伝達効率乗算部37に出力する。

40

動力伝達効率乗算部37は、駆動力に動力伝達効率 $n_t$ を乗じ、これを車体質量割算部38に出力する。

車体質量割算部38は、タイヤ半径割算部36の出力データを車体質量m[Kg]で割る(換言すれば、 $1/m$ を乗算する)ことにより、エンジン起因前後加速度 $a_{eg}$ を求める。

【0024】

前記液圧起因前後加速度推定部26は、図5に示すように、加速度/液圧変換ゲイン乗算部40と、MAX制限部41と、を備えている。

そして、液圧起因前後加速度推定部26は、ディスクブレーキを備えた車両2のブレー

50

キ力  $B$  が一般的に次式 (3) で表され、さらに、マスタシリンダ液圧  $P_m$  が検出可能であるとすると、式 (4) により、計算を省略化できることを利用し、ブレーキ起因前後加速度  $a_{bk}$  を算出する。

このブレーキ起因前後加速度  $a_{bk}$  の算出方法を以下に説明する。

すなわち、ディスクブレーキを備えた車両 2 のブレーキ力  $B$  は一般的に次式 (3) で表される。

【0025】

$$B = (2 \mu \times A_w \times F \times K \times r) / (R_t \times A_m) \quad (3)$$

$B$  : ブレーキ力 [N]

$\mu$  : ディスクロータとパッドの摩擦係数

$A_w$  : ホイールシリンダの断面積 [m<sup>2</sup>]

$F$  : 踏力 [N]

$K$  : ブレーキペダル比

$r$  : ディスクロータの有効半径 [m]

$R_t$  : タイヤの有効半径 [m]

$A_m$  : マスタシリンダ断面積 [m<sup>2</sup>]

10

【0026】

上記式 (3) により、ブレーキ力が算出可能であるが、ここでマスタシリンダ液圧  $P_m$  が検出可能であるとすると、以下の式 (4) により、計算を省略化できる。

$$B = P_m \times C \quad (4)$$

$B$  : ブレーキ力 [N]

$P_m$  : マスタシリンダ液圧  $P_m$  [Pa]

$C$  : 定数 [N/Pa]

20

【0027】

よって上記式 (4) よりブレーキ力を算出し、車体質量を考慮すれば、ブレーキ力影響における前後加速度  $a_{bk}$  [m/s<sup>2</sup>] は次式 (5) により求めることができる。

$$a_{bk} = B / m \text{ [m/s}^2\text{]} \quad (5)$$

【0028】

ブレーキ力影響における前後加速度  $a_{bk}$  が上記式 (5) に示すように求められることを利用して、液圧起因前後加速度推定部 26 は、図 5 に示すようにして、ブレーキ力影響における前後加速度  $a_{bk}$  を算出する。

30

すなわち、液圧起因前後加速度推定部 26 は、図 5 に示すようにして、まず、加速度 / 液圧変換ゲイン乗算部 40 が CAN からのマスタシリンダブレーキ液圧信号  $P_m$  に加速度 / 液圧変換ゲインを乗算し、この乗算により得られたデータを MAX 制限部 41 に出力する。MAX 制限部 41 は、車輪ロックのような場合には実加速度 < 推定加速度となることを考慮し、現実的に発生しうる 1.2G を最大値とした上限値を設定している。そして、MAX 制限部 41 は、加速度 / 液圧変換ゲイン乗算部 40 の出力データについて、上記上限値で制限するようにして、ブレーキ起因前後加速度  $a_{bk}$  を求める。

【0029】

前記空気抵抗起因前後加速度推定部 27 は、図 6 に示すように、乗算回路 43 と、ゲイン乗算部 44、空気密度乗算部 45、正面投影面積乗算部 46、空気抗力係数乗算部 47、質量除算部 48 を備えている。

40

そして、空気抵抗起因前後加速度推定部 27 は、空気力および同モーメントは、車体 6 の正面投影面積と速度の 2 乗に比例し、車体 6 の形状の違いによって大きさが異なり、空気抵抗による抗力は式 (6) により表され、さらに、車体質量を考慮すれば、空気抵抗による抗力影響における前後加速度  $a_{ar}$  を次式 (7) により求めることができることを利用して、空気抵抗起因前後加速度  $a_{ar}$  を算出する。

この空気抵抗起因前後加速度  $a_{ar}$  の算出方法を以下に説明する。

すなわち、空気抵抗による抗力は次式 (6) で表される。

【0030】

50

$$F_x = C_x \cdot (1/2) \cdot d_A \cdot v^2 \cdot S \quad (6)$$

$F_x$  : 空気抵抗による抗力 [ N ]

$S$  : 正面投影面積 [  $m^2$  ]

$v$  : 車速 (大気相対速度) [  $m/s$  ]

$d_A$  : 空気密度 [  $Kg/m^3$  ]

$C_x$  : 抗力係数(空気抵抗係数)

#### 【 0 0 3 1 】

よって上記より空気抵抗による抗力  $F_x$  [ N ] を算出し、車体質量  $m$  [  $Kg$  ] を考慮すれば、空気抵抗による抗力影響における前後加速度 ( 空気抵抗起因前後加速度  $a_{ar}$  [  $m/s^2$  ] ) を次式 ( 7 ) により求めることができる。

$$a_{ar} = F_x / m \quad [ m/s^2 ] \quad (7)$$

#### 【 0 0 3 2 】

空気抵抗起因前後加速度  $a_{ar}$  が上記式 ( 7 ) に示すように求められることを利用して、空気抵抗起因前後加速度推定部 2 7 は、図 6 に示すようにして、まず、乗算回路 4 3 が CAN からの車速信号 のデータ  $v$  を 2 乗して、この 2 乗処理により得たデータをゲイン乗算部 4 4 に出力する。ゲイン乗算部 4 4 は、乗算回路 4 3 の出力データにゲイン (  $1/2$  ) を乗算して、この乗算により得たデータを空気密度乗算部 4 5 に出力する。空気密度乗算部 4 5 は、ゲイン乗算部 4 4 の出力データに空気密度  $d_A$  を乗算し、この乗算により得たデータを正面投影面積乗算部 4 6 に出力する。正面投影面積乗算部 4 6 は、空気密度乗算部 4 5 の出力データに正面投影面積  $S$  を乗算し、この乗算により得たデータを空気抗力係数乗算部 4 7 に出力する。空気抗力係数乗算部 4 7 は、正面投影面積乗算部 4 6 の出力データに抗力係数  $C_x$  を乗算し、この乗算により得たデータを質量除算部 4 8 に出力する。データを質量除算部 4 8 は、空気抗力係数乗算部 4 7 の出力データを質量  $m$  で除算することにより、空気抵抗起因前後加速度  $a_{ar}$  を算出する。

#### 【 0 0 3 3 】

上記実施形態では、ピッチレート推定手段 2 1 を用いてピッチレートを算出し、この算出されたピッチレートを用いて、車両 2 の振動を抑制する。そして、ピッチレート推定手段 2 1 が、加減速を考慮して、制御指令値を生成するためのピッチレートを推定することから、上述したように精度よくピッチレートを推定することができ、これに伴い、当該サスペンション制御装置 1 では車両 2 の振動抑制を精度よく制御することができる。

さらに、ピッチレート推定手段 2 1 のピッチレート推定には、従動輪 ( 前左右輪 3 FL , 3 FR ) の車輪速を用いて行うため、駆動輪の車輪速を用いる場合と比べ、ピッチ運動に伴う車輪速の変化をより顕著に把握することができて、算出精度が向上する。これにより、サスペンション制御装置 1 では、振動抑制の制御精度の向上を図ることができる。

さらに、演算手段 3 2 は、車輪速時間変化率から推定前後加速度  $a_{\omega}$  を減算する処理を行うことにより、エンジンやブレーキによる車体 6 の加減速の影響をキャンセルする。これにより、エンジンやブレーキによる車体 6 の加減速影響に関わらず、常に車両 2 のピッチ運動を推定することができ、良好な振動抑制制御を行なうことができる。

また、減算処理の対象を加速度としているが、別の次元の運動、例えば車輪速と車体の前後速度を対象とすることができる。

#### 【 0 0 3 4 】

上記実施形態では、サスペンション制御装置 1 をトランスミッションが AT とされた車両 2 に用い、これに対応して AT 減速比算出手段 3 4 が減速比を算出する場合を例にしたが、これに限らず、トランスミッションが MT ( マニュアル・トランスミッション ) とされた車両 2 に用い、AT 減速比算出手段 3 4 に代えて、MT に対応した減速比算出手段を設けるようにしてもよい。また、トランスミッションが CVT ( 無段変速機、Continuously Variable Transmission ) とされた車両 2 に用い、AT 減速比算出手段 3 4 に代えて、CVT に対応した減速比算出手段を設けるようにしてもよい。

また、トルクコンバータなどの効率(滑り)を考慮して、減速比を算出するようにしてもよい。この場合、減速比の算出精度を向上することができる。

10

20

30

40

50

また、ハイブリッド車や電気自動車の場合には、エンジントルクではなく、それぞれエンジンとモータトルクとの和やモータトルクを用いることで同様に前後加速度が推定できる。

【0035】

上記実施の形態において、左側、右側車輪3の車輪速の時間変化率が逆位相のときは、走行路が悪路であると判定して前記車輪速時間変化率算出手段31の算出処理を中止するように構成してもよい。この構成によれば、不要な制御を抑制できる。

【0036】

上記実施形態において、前後加速度推定手段20が推定前後加速度 $a_{es}$ を推定するに際し、トルクコンバータのすべりとロックアップに係る情報を用いるようにしてもよい。この構成によれば、推定精度がより向上できる。

10

上記実施形態では、CANを経由して入手される車速、エンジントルク $T_e$ 、ギア位置 $P_g$ 、マスタシリンダ液圧 $P_m$ の各情報を用いて、前後加速度推定手段20（前後加速度算出手段）が前後加速度を算出するようにしているが、上記各情報に代えて、GPSによる位置変化に基づいて前後運動を算出するようにしてもよい。例えば、走行中、所定の時間間隔において車両の位置を測定すれば、平均速度が算出できる。これを車輪速から減算することで車輪速の変動分、すなわちピッチレートが算出できることとなる。

【0037】

上記実施形態では、CANを経由して得られる車速、エンジントルク $T_e$ 、ギア位置 $P_g$ 、及びブレーキマスタシリンダ液圧 $P_m$ に基づいて車体6の前後加速度を推定する前後加速度推定手段20を設けた場合を例にしたが、この前後加速度推定手段20に代えて、半導体加速度センサ、歪ゲージ式加速度センサ、圧電式加速度センサのように、車体6に作用する前後加速度を直接的に検出する加速度センサを用いるようにしてもよい。この構成によれば、前後加速度を直接測定するのでピッチレートの推定精度をより向上できる。

20

【0038】

上記実施形態において、前記前後加速度推定手段20が行う前後加速度の算出処理において、当該算出処理を、車両2に作用する風圧、車体6の傾斜、走行路の勾配などによる外力の影響を考慮して行うように構成してもよい。このように構成することにより、走行状態を反映した状態で前後加速度の算出を行え、ひいては実使用状態により近い形態で車両2の振動抑制を行なうことができ、振動抑制制御の精度を向上することができる。

30

【0039】

<第3実施形態>

上記実施形態の制御装置8に代えて、図7に示すように、上記実施形態のピッチレート推定手段21を備えると共に、車体6の上下加速度を推定する上下加速度推定手段（第1の上下運動算出手段）51と、車体6のロールレートを算出（推定）するロールレート算出手段（ロール運動推定手段）52と、上下加速度とロールレートとピッチレートから車体6の各部位の上下動を演算する上下動演算手段53と、演算された上下動から所定の指令をショックアブソーバ4に送るコントローラ54と、を備えて、制御装置8Aを構成してもよい。

【0040】

40

この第3実施形態によれば、ピッチレート算出手段21が、第2実施形態で述べたようにピッチレートを精度よく算出し、さらに、上下動演算手段53が、ピッチレート算出手段21が得たピッチレートと、上下加速度推定手段51からの上下加速度と、ロールレート算出手段52からのロールレートとから、車体6の各部位の上下動を演算して上下動信号を得、この上下動信号をコントローラ54に出力し、コントローラ54が前記上下動信号に応じた制御指令値を生成し、これをショックアブソーバ4に入力して減衰力、ひいては振動抑制の制御を行なう。

【0041】

上述したように、振動抑制制御に用いる指令生成に用いられるピッチレートが精度よく算出されることから、車両2の振動抑制の制御精度を向上できる。さらに、指令生成に用

50

いられるピッチレートに対して、上下加速度と、ロールレートとを含めて前記制御指令値を算出するので、前記制御指令値の算出が、車両 2 に作用する上下加速度及びロールレートの影響が考慮されて行われる分、算出精度が向上し、ひいては車両 2 の振動抑制の制御精度をより向上できることになる。

【 0 0 4 2 】

< 第 4 実施形態 >

上記第 2 実施形態で用いた上下加速度推定手段 5 1 と、車体 6 のロールレートを算出(推定)するロールレート算出手段 5 2 と、に代えて、図 8 に示すように、車体 6 の第 1 点の上下加速度を算出する第 1 の上下加速度算出手段 6 1 と、車体 6 の第 2 点の上下加速度を算出する第 2 の上下加速度算出手段 6 2 と、を設け、上下加速度とロールレートとピッチレートから車体 6 の各部位の上下動を演算する上下動演算手段 5 3 に代えて、第 1、第 2 点の上下加速度とピッチレートから車体 6 の各部位の上下動を演算する上下動演算手段 5 3 A を設けて、制御装置 8 B を構成してもよい。

10

【 0 0 4 3 】

この第 4 実施形態によれば、ピッチレート算出手段 2 1 が、上述したようにピッチレートを精度よく算出し、さらに、上下動演算手段 5 3 A が、第 1 の上下加速度算出手段 6 1 が得た車体 6 の第 1 点の上下加速度と、第 2 の上下加速度算出手段 6 2 が得た車体 6 の第 2 点の上下加速度とから、車体 6 の各部位の上下動を演算して上下動信号を得、この上下動信号をコントローラ 5 4 に出力し、コントローラ 5 4 が前記上下動信号に応じた制御指令値を生成し、これをショックアブソーバ 4 に入力して減衰力、ひいては振動抑制の制御を行なう。

20

【 0 0 4 4 】

上述したように、振動抑制制御に用いる指令生成に用いられるピッチレートが精度よく算出されることから、車両 2 の振動抑制の制御精度を向上できる。さらに、指令生成に用いられるピッチレートに対して第 1 および第 2 点の上下加速度を含めて前記制御指令値を算出するので、前記制御指令値の算出が、車両 2 に作用する第 1 および第 2 点の上下加速度の影響が考慮されて行われる分、算出精度が向上し、ひいては車両 2 の振動抑制の制御精度をより向上できることになる。

【 0 0 4 5 】

以下、本発明の第 4 実施形態を図 9 ~ 図 1 8 に基づいてより詳細に説明する。

30

図 9 は、第 4 実施形態に係るサスペンション制御装置が採用された自動車 1 0 1 を模式的に示す図である。図 9 において、自動車 1 0 1 の各車輪 1 0 2 (右前輪 102FR、右後輪 102RR のみ図示している。) に対応して、減衰力可変式ショックアブソーバ(以下、ショックアブソーバという。) 1 0 3 が設けられている。ショックアブソーバ 1 0 3 については、適宜、各車輪に対応して、便宜的に、右前輪、右後輪、左前輪、左後輪のショックアブソーバ 103FR、103RR、103FL、103RL ともいう。なお、ばね上速度及びばね上相対速度などの信号や各種部材についても、以下、適宜、各車輪 1 0 2 に対応してショックアブソーバ 1 0 3 の場合と同様の記載をする。

ショックアブソーバ 1 0 3 の外周にはスプリング 1 0 4 が取付けられている。これらショックアブソーバ 1 0 3 及びスプリング 1 0 4 は、車体 1 0 5 と各車輪 1 0 2 の間に介在され、各車輪 1 0 2 の上下動を減衰させる働きを持つ。車体 1 0 5 には、右前輪 102FR に対応して車体 1 0 5 に作用する上下方向の加速度(ばね上上下運動)を検出するばね上加速度センサ 1 0 7 (ばね上運動検出手段)が取付けられている。また、車体 1 0 5 には、車体 1 0 5 に作用する前後方向の加速度を検出する前後加速度センサ 1 0 8 が取付けられている。さらに、車体 1 0 5 の左後輪 102RL (図示しない) に対応した部分(以下、車体左後輪部という。) には、自動車 1 0 1 の車高レベルを検出する車高センサ 1 1 0 が取付けられている。また、自動車 1 0 1 には、左右前輪 102FL、102FR (右前輪 102FR のみ図示している。) の回転速度を検出する車輪速センサ 1 1 1 (以下、左右前輪 102FL、102FR に対応して車輪速センサ 111FR、111FL ともいう。) が設けられている。

40

なお、車高センサ 1 1 0 は、後述のばね上速度推定回路 1 1 5 と組み合わせられ本発明の

50

ばね上運動検出手段を構成する。

【0046】

ばね上加速度センサ107、前後加速度センサ108、車高センサ110及び車輪速センサ111には、コントローラ(制御手段)112が接続されている。コントローラ112は、各接続部材からの情報の入力を受けて、後述する演算処理に基づいて、車体105のピッチ運動、ワーブ運動、ロール運動、バウンス運動、各車輪位置での上下速度(以下、本発明のばね上運動に該当し、ばね上速度 $v$ といい、適宜、車体右前輪部、車体右後輪部、車体左前輪部、車体左後輪部のばね上速度 $v_{FR}$ 、 $v_{RR}$ 、 $v_{FL}$ 、 $v_{RL}$ ということもある。)及び各車輪102と車体105との相対速度 $v_s$ (以下、車輪(右前輪、右後輪、左前輪、左後輪)の相対速度 $v_{sFR}$ 、 $v_{sRR}$ 、 $v_{sFL}$ 、 $v_{sRL}$ と便宜的にいうこともある。)を算出し、これらの演算結果に基づいて、スカイフック制御理論に基づく制御指令値(減衰力指令値)を算出し、ショックアブソーバ103を制御する。

10

【0047】

コントローラ112は、図10に示すように、積分回路114、オブザーバで構成されるばね上速度推定回路115、ワーブ算出部116、ピッチ推定部117、ロール算出部118、バウンス推定部119、オブザーバで構成される前輪相対速度推定部120、微分回路121、オブザーバで構成される後輪相対速度推定部122、及びスカイフック制御部123を備えている。

積分回路114は、ばね上加速度センサ107が検出する車体右前輪部の加速度(ばね上加速度)  $FR$ を積分して車体右前輪部の上下絶対速度(ばね上速度)  $v_{FR}$ を算出し、算出データをバウンス推定部119及びワーブ算出部116に入力する。なお、ばね上加速度センサ107が検出した車体右前輪部の加速度(ばね上加速度)  $FR$ は前輪相対速度推定部120に入力される。

20

【0048】

ばね上速度推定回路115は、車高センサ110が検出した車体左後輪部の車高の入力を受け、予め定めたモデルを用いてシミュレーションを行って、車体左後輪部の上下絶対速度(ばね上速度)  $v_{RL}$ を推定し、推定データをワーブ算出部116及びバウンス推定部119に入力する。なお、車高センサ110には前記微分回路121が接続されており、車高センサ110の検出データを微分して、左後輪の相対速度 $v_{sRL}$ を算出し、算出データを後輪相対速度推定部122に入力する。

30

【0049】

ワーブ算出部116は、積分回路114からの車体右前輪部のばね上速度 $v_{FR}$ 及びばね上速度推定回路115からの車体左後輪部のばね上速度 $v_{RL}$ の差をとってワーブ $w_p$ を算出し、算出データ(ワーブ $w_p$ )をロール算出部118に入力する。

ピッチ推定部117は、車輪速センサ111FR、111FLが検出する左右前輪102FL、102FRの車輪速及び前後加速度センサ108が検出する前後加速度を用いてピッチレート $p_t$ を推定し、推定データ(ピッチレート $p_t$ )をロール算出部118及びスカイフック制御部123に入力する。

ロール算出部118は、ワーブ算出部116及びピッチ推定部117の演算結果からこれらの差をとってロールレート $rol$ を算出し、算出データ(ロールレート $rol$ )をバウンス推定部119、前輪相対速度推定部120、後輪相対速度推定部122、及びスカイフック制御部123に入力する。

40

バウンス推定部119は、積分回路114が得た車体右前輪部のばね上速度 $v_{FR}$ 、ばね上速度推定回路115が得た車体左後輪部のばね上速度 $v_{RL}$ 、ロール算出部118が得たロールレート $rol$ から、各車輪位置でのばね上速度( $v_{FR}$ 、 $v_{RL}$ 、 $v_{FL}$ 、 $v_{RR}$ )を求め、求めたデータを前輪相対速度推定部120、後輪相対速度推定部122、及びスカイフック制御部123に入力する。

【0050】

前輪相対速度推定部120は、ばね上加速度センサ107が検出する車体右前輪部のばね上加速度  $FR$ 、バウンス推定部119が得た各車輪位置でのばね上速度( $v_{FR}$ 、 $v_{RL}$ 、 $v_{FL}$

50

、 $vRR$ )、前記入力データ(車体右前輪部の加速度、ロール算出部118が算出したロールレート $rol$ 、及びスカイフック制御部123が出力する減衰力指令値の入力を受け、予め定めたモデルを用いてシミュレーションを行うことによって、車体右前輪部のばね上加速度 $FR$ を用いて左右前輪102FL、102FRの夫々と車体105との相対速度(車体左右前輪102FL、102FRの相対速度) $vsFL$ 、 $vsFR$ を推定し、推定データをスカイフック制御部123に入力する。

後輪相対速度推定部122は、微分回路121が算出した左後輪の相対速度 $vsRL$ 、ロール算出部118が算出したロールレート $rol$ 、バウンス推定部119が得た各車輪位置でのばね上速度( $vFR$ 、 $vRL$ 、 $vFL$ 、 $vRR$ )、及びスカイフック制御部123が出力する減衰力指令値の入力を受け、予め定めたモデルを用いてシミュレーションを行うことによって、微分回路121からの左後輪の相対速度 $vsRL$ を用いて左右後輪102RL、102RRの夫々と車体105との相対速度(車体左右後輪102RL、102RRの相対速度) $vsRL$ 、 $vsRR$ を推定し、推定データをスカイフック制御部123に入力する。

#### 【0051】

スカイフック制御部123は、予め定められるスカイフック制御理論に基づいて各輪位置でのばね上速度及び各車輪102と車体105との相対速度を用いて各車輪102に対応したショックアブソーバ103に対する減衰力指令値を発生してショックアブソーバ103を制御する。なお、減衰力指令値は、前輪相対速度推定部120及び後輪相対速度推定部122にフィードバックされ、シミュレーションに用いられる。

#### 【0052】

次に、コントローラ112の上記構成要素についてさらに説明する。

ばね上速度推定回路115は、図11に示すように、減衰力可変分算出部130及び現代制御理論を適用したカルマンフィルタ131(オブザーバ)を含んで構成され、上述したように車高センサ110が検出した車体左後輪部の車高の入力を受け、予め定めたモデルを用いてシミュレーションを行って、車体左後輪部の上下絶対速度(ばね上の絶対速度)を推定する。減衰力可変分算出部130は、右後輪のショックアブソーバ103RRへの制御指令値及びカルマンフィルタ131の算出データ(左後輪部の相対速度 $vsRL$ )の入力を受けて減衰力可変分を算出し、カルマンフィルタ131に入力する。ここで、相対速度としてカルマンフィルタの算出値を用いたが、車高センサ検出値を微分して求めてもよい。

また、カルマンフィルタ131は、以下のように設計されている。

すなわち、まず、図12に示すように、車体105の上下運動をモデル化する。図12には、その一例として、車体105の上下振動を1自由度でモデル化した1/4車体モデルを示す。図12のモデルにおいて、車体105の絶対上下変位を $Z_b$ 、ばね下の絶対上下変位を $Z_0$ 、ばね定数を $k$ 、減衰係数を $c$ 、車体105に働く外力を $f$ 、車体105の質量を $m$ としている。

#### 【0053】

これにより、この系の運動方程式は式(1)に示されるようになる。

#### 【数1】

$$m\ddot{z}_b = -k(z_b - z_0) - c(\dot{z}_b - \dot{z}_0) - f \quad (1)$$

ここで、相対変位を可観測出力とするため、状態変数としてばね上とばね下の相対変位 $z_{20}$ 、ばね上の絶対速度 $z_b$ として式(2)とおくと、状態方程式は、式(3)となる。

$$z_{20} = z_b - z_0 \quad \dots (2)$$

#### 【0054】

10

20

30

40

【数 2】

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= Ax(t) + Bu(t) + Gw(t) \\ y(t) &= Cx(t) + Du(t) + \nu(t) \end{aligned} \quad (3)$$

【0055】

ここで、状態変数は、

10

【数 3】

$$X = \begin{bmatrix} \dot{z}_b & z_{20} \end{bmatrix}^T$$

20

とおき、出力を相対変位  $y = z_{20}$ 、入力を車体 5 にかかる外力  $u = f$ 、外乱を路面上下速度

【数 4】

$$W = \dot{z}_0$$

30

としている。また、 $w(t)$  は観測雑音とし、これらは Gauss 性白色雑音で、いずれもその平均値、共分散は既知で、式 (4) であるとする。

【数 5】

$$\begin{aligned} E[w(t)] &= 0, \quad E[w(t)w^T(\tau)] = Q\delta(t-\tau) \\ E[\nu(t)] &= 0, \quad E[\nu(t)\nu^T(\tau)] = R\delta(t-\tau) \end{aligned} \quad (4)$$

40

【0056】

また、式 (5) であるとしている。

【数 6】

$$\begin{aligned}
 A &= \begin{bmatrix} -\frac{c}{m} & -\frac{k}{m} \\ 1 & 0 \end{bmatrix}, \\
 B &= \begin{bmatrix} -\frac{1}{m} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad G = \begin{bmatrix} \frac{c}{m} \\ -1 \end{bmatrix}, \\
 C &= [0 \ 1], \quad D = [0]
 \end{aligned} \tag{5}$$

10

【0057】

よって、相対変位が測定可能であると考え、式(3)よりオブザーバは、式(6)に示すように構成される。

【数 7】

$$\dot{\hat{x}} = A\hat{x} + Bu + L(y - C\hat{x}) \tag{6}$$

20

【0058】

ここで、Lは、オブザーバゲインである。このオブザーバゲインLは、カルマンによって解かれ、式(7)で示されるRiccati方程式

$AP + PA^T - PC^T R^{-1} CP + Q = 0 \dots$  (7)の正定対称な解Pより、式(8)に示されるように決定される。

$$L = PC^T R^{-1} \dots \tag{8}$$

30

【0059】

また、本第4実施形態のようにショックアブソーバを用いた系に適用する場合、式(5)の減衰定数cが可変となるため、この点を考慮する必要がある。

この第3実施形態では、推定した相対変位を微分して得た相対速度とコントローラ112の制御指令値から、減衰力可変分算出部130を用いて実際にショックアブソーバ103が発生している減衰力を推定し、その推定値を車体105に働く外力をfとしてオブザーバに入力する外乱オブザーバを構成して、この減衰力可変による相対速度の変動を打ち消す構造としている。

なお、この第4実施形態では、ばね上速度推定回路115をカルマンフィルタで構成した場合を例にしたが、他のタイプのオブザーバを用いてもよい。

40

【0060】

ワーブ算出部116は、図13に示すように、積分回路114からの車体右前輪部のばね上速度vFR及びばね上速度推定回路115からの車体左後輪部のばね上速度vRLの差(vFR - vRL)をとり、これらの距離〔車体右前輪部・車体左後輪部間の距離〕で割ることによりワーブw<sub>p</sub>を算出する。

ピッチ推定部117は、図14に示すように、車輪速センサ111FR、111FLが検出する左右前輪102FL、102FRの車輪速の平均値を演算し、得られた平均値を微分処理して車輪加速度を算出する。この車輪加速度と前後加速度センサ108が検出する前後加速度の差をとり、得られた信号を積分し、フィルタ処理及び増幅処理を行なってピッチレートp<sub>t</sub>を推定

50

する。車体左右前輪部の車輪速の平均値を演算することにより、加減速による車速変動をキャンセルするようにしている。

ロール算出部 118 は、図 15 に示すように、ワーブ算出部 116 で算出したワーブ  $w_p$  からピッチ推定部 117 で推定されたピッチ成分  $p_t$  を引くことでロール成分であるロールレート  $rol$  を算出する。

【0061】

バウンス推定部 119 は、図 16 に示すように、車体右前輪部、車体左後輪部のばね上速度  $v_{FR}$ 、 $v_{RL}$  の入力を受け、さらに、これらデータを用いて、次のように車体左前輪部、車体右後輪部のばね上速度  $v_{FL}$ 、 $v_{RR}$  を算出し、車体右前輪部、車体左後輪部のばね上速度  $v_{FR}$ 、 $v_{RL}$  と合わせて、各車輪位置でのばね上速度  $v_{FL}$ 、 $v_{RR}$ 、 $v_{FR}$ 、 $v_{RL}$ 、ひいては車体 105 のバウンス運動を推定する。

10

車体左前輪部のばね上速度  $v_{FL}$  は、積分回路 114 が得た車体右前輪部のばね上速度  $v_{FR}$ 、ロール算出部 118 が得たロールレート  $rol$ 、及び左右前輪のショックアブソーバ 103FL、103FR の距離を用いて算出する。

車体右後輪部のばね上速度  $v_{RR}$  は、ばね上速度推定回路 115 が得た車体左後輪部のばね上速度  $v_{RL}$ 、ロール算出部 118 が得たロールレート  $rol$ 、及び左右後輪のショックアブソーバ 103RL、103RR の距離を用いて算出する。

【0062】

前輪相対速度推定部 120 は、図 17 に示すように、減衰力可変分算出部（2つ設けられており、以下、適宜、第1、第2減衰力可変分算出部 130A、130B という。）及び現代制御理論を適用したカルマンフィルタ（2つ設けられており、以下、適宜、第1、第2カルマンフィルタ 131A、131B という。）を含んで構成され、ばね上加速度センサ 107 の検出値（右前輪部のばね上加速度  $FR$ ）、ロール算出部 118 のロールレート  $rol$ 、バウンス推定部 119 のばね上速度  $v_{FR}$ 、 $v_{RR}$ 、 $v_{FL}$ 、 $v_{RL}$  の入力を受け、右前輪の相対速度  $vs_{FR}$  及び左前輪の相対速度  $vs_{FL}$  を推定する。なお、ロール算出部 118 のロールレート  $rol$  の絶対値が予め定めた閾値より小さい場合は、左右速度が同じ、つまり相対速度  $FR =$  相対速度  $FL$  として出力し、また、閾値より大きい場合は、バウンス推定部 119 の推定したばね上速度（ $v_{FR}$ 、 $v_{RR}$ 、 $v_{FL}$ 、 $v_{RL}$ ）から第1、第2カルマンフィルタ 131A、131B を用いて相対速度を算出した値（右前輪、左前輪の相対速度  $vs_{FR}$ 、 $vs_{FL}$ ）を選択し、出力する。

20

30

【0063】

ここで、前輪相対速度推定部 120 で用いるカルマンフィルタ（131A、131B）についてさらに説明する。なお、ばね上速度推定回路 115 で用いるカルマンフィルタと同等部分については、その説明を省略する。

カルマンフィルタ（オブザーバ）は、ばね上速度推定回路 115 のカルマンフィルタ 131 と同等のモデル（図 12 参照）を用いて設計し、状態変数は、

【数 8】

$$X = \begin{bmatrix} \dot{Z}_{20} & Z_{20} \end{bmatrix}^T$$

40

、出力を上下加速度

【数 9】

$$y = \ddot{z}_b$$

、入力を車体 1 0 5 に働く外力  $u = f$ 、外乱をばね下加速度  
【数 1 0】

10

$$w = \ddot{z}_0$$

とした。

20

【0 0 6 4】

ここで、式(9)に示すようにされている。

【数 1 1】

$$\begin{aligned} A &= \begin{bmatrix} -\frac{c}{m} & -\frac{k}{m} \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \\ B &= \begin{bmatrix} -\frac{1}{m} \\ 0 \end{bmatrix}, G = \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \end{bmatrix} \\ C &= \begin{bmatrix} -\frac{c}{m} & -\frac{k}{m} \end{bmatrix}, D = \begin{bmatrix} -\frac{1}{m} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (9)$$

30

【0 0 6 5】

よって、ばね上の絶対加速度が測定可能であると考え、式(7)よりカルマンフィルタ(オブザーバ)は、式(10)に示すように構成される。

40

【数 1 2】

$$\dot{\hat{x}} = A\hat{x} + Bu + L(y - C\hat{x} - Du) \quad (10)$$

【0 0 6 6】

オブザーバゲイン  $L$  は、ばね上速度推定回路 1 1 5 のカルマンフィルタ 1 3 1 と同様の

50

もの〔式(8)参照〕を用いる。減衰力可変分を考慮するため、ばね上速度推定回路115と同様に第1,第2減衰力可変分算出部130A,130Bでは、第1,第2カルマンフィルタ131A,131Bが得る相対速度推定値とスカイフック制御部123が演算した制御指令値とを用いて減衰力変化を算出し、第1,第2カルマンフィルタ131A,131Bにフィードバックしている。

【0067】

次に、後輪相対速度推定部122について説明する。後輪相対速度推定部122は、図18に示すように、左後輪に対応して設けられる車高センサ110の検出値を微分して得られる左後輪の相対速度 $v_{sRL}$ 、ロール算出部118が算出したロールレート $rol$ 、バウンス推定部119のばね上速度(推定値)〔 $v_{FR}$ ,  $v_{RL}$ ,  $v_{FL}$ ,  $v_{RR}$ 〕の入力を受ける。ここで、ロール算出部118の算出値(ロールレート $rol$ )の絶対値が閾値より小さい場合、左右で相対速度が同じ、つまり相対速度 $v_{sFR}$  = 相対速度 $v_{sFL}$ として出力し、また、閾値より大きい場合は、バウンス推定部119の推定したばね上速度からカルマンフィルタ131Cを用いて相対速度を算出した値(右前輪部、左前輪部の相対速度 $F_R$ ,  $F_L$ )を選択し、出力する。

10

このカルマンフィルタ131Cは前輪の相対速度推定部120で用いたものと同様である。

【0068】

上述したようにして、車体105のピッチレート $pt$ 、ロールレート $rol$ 、各輪のばね上速度、及び相対速度を算出し、算出された信号を用いて、スカイフック制御部123が制御指令値を生成し、各ショックアブソーバ103に出力する。

20

【0069】

本実施形態によれば、各車輪102及び車体105の相対速度を算出してこれを用いてスカイフック制御のための制御指令値を算出するようにしている。このため、各輪に対応したショックアブソーバ103に対して個別に制御指令値を生成でき、ひいては各輪に対応したショックアブソーバ103の減衰力発生制御を精度高く行うことができる。

【0070】

また、本実施形態では、車体105の2箇所の対角部のばね上速度から車体105のワーブ $w_p$ を求め、車輪速から得られるピッチレート $pt$ を前記ワーブ $w_p$ から減算することによりロールレート $rol$ を算出し、前記2箇所の対角部のうち一方の箇所のばね上速度及びロールレート $rol$ から車体105の4輪に対応した部分のばね上速度並びに各車輪102及び車体105の相対速度を得ており、スカイフック制御のための制御指令値の生成に用いることができる。車体105の2箇所の対角部のばね上速度検出のために、加速度センサや車高センサ等の対応するセンサとしては、2個用意すればよいため、装置構成を簡素化でき、ひいてはコストダウンを図ることができる。

30

【0071】

上記第4実施形態では、ばね上加速度センサ107及び車高センサ110を車体105の対角に設けた場合を例にしたが、2つのばね上加速度センサを設けてもよいし、2つの車高センサを設けてもよい。また、2つのセンサの配置については、ピッチ方向に平行に配置されるのでなければ様々な位置に配置することができる。少しでもロール方向(左右方向)に位置がずれていれば、検出されるワーブ運動にはロール成分が含まれるからピッチ運動を減算することでロールを算出できるからである。

40

また、第4実施形態では、車高センサ110を用いているが、光軸自動調整システム車両のように既にリヤに車高センサを搭載している車両に対しては、その車高センサを第3実施形態の車高センサ110として流用し、追加センサの数を抑えるようにし、構成の複雑化及びコストアップを避けるようにしてもよい。

【0072】

第4実施形態では、上述したようにワーブ $w_p$ からピッチレート $pt$ を減算してロールレート $rol$ を求め、このようにして得たロールレート $rol$ を用いてバウンスひいては4輪対応部のばね上速度を得ると共に、この検出結果を利用して各車輪・車体の相対速度を得、ひ

50

いてはスカイフック制御の制御指令値を得るようにしている。これに対して、ワーブ  $w_p$  からロールレート  $rol$  を減算してピッチレート  $pt$  を求め、このようにして得たピッチレート  $pt$  を用いてバウンスひいては4輪のばね上速度を得ると共に、この検出結果を利用して各車輪・車体の相対速度を得、ひいてはスカイフック制御の制御指令値を得るようにしてもよい。

また、第4実施形態では、ピッチレート、ロールレートをそれぞれ推定して求めたが、ジャイロセンサを取付けてもよい。勿論、カーナビなどの他システムが有するピッチレート、ロールレート信号を車体ネットワーク(CANなど)経由で取得して用いてもよい。

この第4実施形態で明らかなように、車体5の2箇所の対角におけるばね上速度を用いることにより4輪対応部のばね上速度及び各車輪・車体の相対速度を得て、4輪夫々に対応したショックアブソーバ3に対するスカイフック制御の制御指令値を算出するので、制御精度の向上を図ることができる。

なお、上記実施の形態のスカイフック制御では、減衰力反転型(伸び側と縮み側の減衰力の変化の大小が反転している)のショックアブソーバを用いた場合は、相対速度のデータは不要である。

なお、上記実施の形態では、スカイフック制御をベースに説明したが、四輪のばね上の運動(変位、速度、加速度)のデータから制御理論を用いて、ショックアブソーバの減衰力を決められればよく、例えば、H制御や、現代制御理論を用いた制御にもちいてもよい。

#### 【0073】

<第5実施形態>

以下、本発明の第5実施形態を図19~図25に基づき、説明する。

図19において、自動車(車両)を構成する車体と4個の車輪211(図は1輪分のみ記載している。)との間には、スプリング212と減衰特性を調整可能な減衰力可変ダンパ213とが並列に介装されており、これらが車体214を支持している。ダンパ213及びスプリング212は、4個の車輪に対応して夫々4個設けられているが、便宜上、そのうち一つのみを図示している。

車体214の一箇所には当該箇所における上下方向の加速度(ばね上上下加速度。以下、適宜、ばね上加速度という。)を検出するばね上加速度センサ201が設けられている。

ダンパ213は、図示しない減衰力発生部と、この減衰力発生部を駆動するアクチュエータ215とを備えている。

#### 【0074】

また、自動車には、図20に示すように、操舵角センサ216、車速センサ217、横加速度センサ218及び四輪に対応して配置される車輪速センサ205が設けられている。

ばね上加速度センサ201及びアクチュエータ215、操舵角センサ216、車速センサ217、横加速度センサ218及び車輪速センサ205にコントローラ220が接続されている。

コントローラ220は、図20に示すように、微分処理部221、B.P.F処理部(以下、ピッチ加速度B.P.F処理部という。)222、係数乗算部(以下、第1係数乗算部という。)223、推定横加速度算出部224、路面入力影響の横加速度算出部225、B.P.F処理部(以下、ロール加速度B.P.F処理部という。)226、係数乗算部(以下、第2係数乗算部という。)227、四輪ばね上加速度演算部228、積分処理部(以下、四輪対応積分処理部という。)229、四輪相対速度演算部230、及びスカイフック演算部231を備えている。

#### 【0075】

微分処理部221は、車輪速センサ205が得た車輪速情報から車輪加速度を求める。

ピッチ加速度B.P.F処理部222は、微分処理部221からの車輪加速度信号をB.P.F(バンドパスフィルタ)処理してピッチ加速度成分を抜き出す。

第1係数乗算部223は、ピッチ加速度B.P.F処理部222で抜き出されたピッチ加速度成分に所定の係数を乗算してピッチ加速度を算出する。

【0076】

推定横加速度算出部224は、操舵角センサ216が得た操舵角情報と、車速センサ217が得た車速情報とから、操舵により発生する「旋回影響の横加速度」（推定横加速度）を求める。

路面入力影響の横加速度算出部225は、推定横加速度算出部224が得た「旋回影響の横加速度」と、横加速度センサ218が得た横加速度情報とから「路面入力影響の横加速度」を求める。

ロール加速度B.P.F処理部226は、「路面入力影響の横加速度」をB.P.F処理してロール加速度成分を抜き出す。

第2係数乗算部227は、ロール加速度B.P.F処理部226で抜き出されたロール加速度成分に所定の係数を乗算してロール加速度を算出する。

【0077】

四輪ばね上加速度演算部228は、ばね上加速度センサ1で得られたばね上加速度（ばね上上下加速度）情報と、第1係数乗算部223からのピッチ加速度と、第2係数乗算部227からのロール加速度とから、車体214における四輪夫々の対応部分の上下加速度に相当する四輪ばね上上下加速度（以下、適宜、四輪ばね上加速度という。）を求める。

四輪対応積分処理部229は、四輪ばね上加速度演算部228が求めた四輪ばね上上下加速度から四輪ばね上上下速度（以下、適宜、四輪ばね上速度という。）を求める。

四輪相対速度演算部230は、図24に示すようにカルマンフィルタ240（オブザーバ）及び減衰力可変分算出部241を含んで構成されており、四輪ばね上加速度演算部228が求めた四輪ばね上加速度から、四輪の夫々と車体214における四輪対応部分との相対速度（ばね上/ばね下相対速度。以下、適宜、四輪相対速度という。）を求める。

スカイフック演算部231は、四輪対応積分処理部229が求めた四輪ばね上速度と、四輪相対速度演算部230が求めた四輪相対速度から各アクチュエータ215に対するスカイフック制御のための指令電流（減衰力指令値。制御指令値）を生成し、これを対応するアクチュエータ215に入力することにより、各ダンパ213を制御する。

【0078】

この実施形態では、車輪速センサ205からの車輪速に対して微分処理（微分処理部221）を行って得られるピッチ加速度を利用して四輪ばね上速度及び四輪相対速度を求めるようにしている。この実施形態によれば、車輪速センサ205が検出した車輪速から得たピッチ加速度を用いて算出するようにしているので、上記車体加減速による影響を最小限に抑えることができる。

【0079】

本実施形態では、ばね上上下加速度とピッチ加速度によるリアばね上上下加速度の推定により、ばね上上下加速度についてはばね上加速度センサ201の検出値をそのまま使用することで誤差を生じることはない。

車輪加速度推定に関しては、車輪速度推定のように、ある狭い周波数成分（例えばばね上共振）に限定することなく、極低周波数領域（例えば0.05Hz）以下と極高周波数領域（例えば15Hz）以上の周波数領域を抜き出すことで推定可能であり、周波数を限定された推定にはならない。このことより、車輪加速度によるピッチ加速度推定、ばね上上下加速度とピッチ加速度によるリアばね上上下加速度の方が精度よく推定可能である。

【0080】

また、この実施形態では、四輪ばね上上下加速度を入力データとして受けるカルマンフィルタ240（オブザーバ）による推定により、推定可能な状態量が、ばね上/ばね下間相対速度となる。このため、この実施の形態では、演算処理を短縮でき、さらに、微分処理とフィルタ処理を行うことで生じる演算誤差も除去することができ、減衰力指示値を精度高く生成でき、良好にサスペンション制御を行うことができる。

また、この実施形態では、操舵角、車速、横加速度から推定したロール加速度により、

10

20

30

40

50

ロール変化分を補正することで、四輪全てのばね上上下下加速度、ばね上上下速度及びばね上/ばね下間相対速度を算出し、これにより推定精度と制振性能を向上したものになっている。このため、この実施形態では、優れた制振性能を確保できる。

#### 【0081】

ここで、図21のフローチャートを用いてコントローラ220の処理内容を説明し、本実施形態の作用をさらに詳しく説明する。

図21において、コントローラ220に電力が供給され、制御ソフトウェアの実行が始まる(ステップS1)。そして、まず、コントローラ220の初期設定を行う(ステップS2)。次に、所定の制御周期に達したか否かの判定を行う(ステップS3)。ステップS3で、いまだ制御周期に達していないと判定したときは、上流へ戻り、再度、制御周期に達しているか否かの判定を行う。ステップS3で制御周期に達した(YES)と判定すると、前制御周期にて演算された制御量をアクチュエータ215に出力する(ステップS4)。その後、各センサ情報を読み込む(ステップS5)。

次に、センサ情報を対応する部分に入力し(ステップS6)、この入力されたセンサ情報に基づいて、ステップS7の制御演算実行部(制御演算実行サブルーチン)で、ばね上速度、ばね上/ばね下間相対速度の推定演算を行うと共に、アクチュエータ指令値(アクチュエータ指令電流、減衰力指令値)の演算を行う。

#### 【0082】

制御演算実行部の処理内容を図22(フローチャート)及び図23(ばね上上下加速度、ピッチ加速度、ロール加速度の対応関係図)に基づいて説明する。

図22において、まず、フロント車輪速度信号を微分処理して車輪加速度を算出する(ステップS11)。次に、車輪加速度信号をバンドパスフィルタ処理して所定の周波数成分を有するピッチ加速度成分を抽出する(ステップS12)。

次に、操舵角及び車速から旋回運動によって発生している推定横加速度を算出する(ステップS13)。車両の線形モデルを仮定し、動特性を無視すると、推定横加速度 $a_y$ は次式で表すことができる。

#### 【0083】

$$a_y = [1 / (1 + AV^2)] \cdot [V^2 / (Lh)] \cdot f$$

$V$ は、車速[m/s]、 $A$ はスタビリティファクタ[s<sup>2</sup>/m<sup>2</sup>]、 $f$ は前輪舵角[rad]、 $Lh$ はホイールベース[m]である。

#### 【0084】

一方、横加速度センサ218により検出した横加速度は、操舵により発生する旋回横加速度と、路面入力の影響による車体ロール運動に伴って発生する横加速度(「路面入力影響の横加速度」と)の両方の横加速度を含んでいる。そこで、操舵角と車速より推定した推定横加速度を、センサにより検出した横加速度(実横加速度)から減算することで、「路面入力影響による横加速度」[=(実横加速度)-(推定横加速度)]を算出する(ステップS14)。

#### 【0085】

「路面入力影響による横加速度」(路面入力の影響による車体ロール運動により発生する横加速度)は、ロール加速度の接線方向加速度であるので、横加速度をバンドパスフィルタ処理して、所定の周波数成分を有するロール加速度成分を抽出する(ステップS15)。

#### 【0086】

次に、四輪のばね上加速度の算出を行う(ステップS16)。ここで、車体214の任意の位置での上下加速度は、図23(a)に示すように、車体214を剛体として考えると、車体214とある1点のばね上上下速度とピッチレート、ロールレートが判ると幾何学的に決定される。ばね上加速度センサ(ばね上上下加速度センサ)201が図23(b)に示すように配置されているときの同軸上のばね上上下加速度の算出方法を以下に説明する。

後述する式でG sensorは、ばね上加速度センサ201取付位置でのばね上上下加速度〔

10

20

30

40

50

$m/s^2$ ）、 $G_{FR}$ はフロントばね上上下下加速度〔 $m/s^2$ 〕、 $G_{RR}$ はリアばね上上下下加速度〔 $m/s^2$ 〕、 $L1$ はばね上加速度センサ201取付位置から観測したいフロントばね上上下下加速度までの距離、 $L2$ はばね上加速度センサ201取付位置から観測したリアばね上上下下加速度までの距離、 $AG_y$ はピッチ加速度〔 $rad/s^2$ 〕をそれぞれ示す。

【0087】

フロントばね上上下下加速度 $G_{FR}$ は次式で求めることができる。

$$G_{FR} = G_{sensor} + AG_y \times L1$$

また、リアばね上上下下加速度 $G_{RR}$ は次式で求めることができる。

$$G_{RR} = G_{sensor} - AG_y \times L2$$

【0088】

このようにばね上加速度センサ201の配置位置から観測したい位置までの距離と、回転速度が分かれば、観測したい位置のばね上上下下加速度を求めることができる。

ロール加速度による左右軸上に配置された位置でのばね上上下下加速度もピッチ加速度による推定と同様に求めることができる。

【0089】

次に、図23(c)に示すように、ばね上加速度センサ201が配置された車両において、各輪のダンパ213位置のばね上上下下加速度の算出方法を以下に示す。

$G_{sensor}$ をばね上加速度センサ1取付位置でのばね上上下下加速度〔 $m/s^2$ 〕、 $G_{FR}$ をフロント右のばね上上下下加速度〔 $m/s^2$ 〕、 $G_{FL}$ をフロント右のばね上上下下加速度〔 $m/s^2$ 〕、 $G_{RR}$ を右のリアばね上上下下加速度〔 $m/s^2$ 〕、 $G_{RL}$ を左のリアばね上上下下加速度〔 $m/s^2$ 〕とする。また、 $L1$ はばね上加速度センサ201取付位置から観測したいフロントばね上上下下加速度までの $y$ 軸上の距離、 $L2$ はばね上加速度センサ201取付位置から観測したリアばね上上下下加速度までの $y$ 軸上の距離、 $Wf1$ はばね上加速度センサ201取付位置から観測したいフロント右のばね上上下下加速度までの $x$ 軸上の距離、 $Wf2$ はばね上加速度センサ201取付位置から観測したいフロント左のばね上上下下加速度までの $x$ 軸上の距離、 $Wr1$ はばね上加速度センサ201取付位置から観測したいリア右のばね上上下下加速度までの $x$ 軸上の距離、 $Wf2$ はばね上加速度センサ201取付位置から観測したいリア左のばね上上下下加速度までの $x$ 軸上の距離、 $AG_y$ はピッチ加速度〔 $rad/s^2$ 〕、 $AG_x$ はロール加速度〔 $rad/s^2$ 〕、をそれぞれ示す。

【0090】

これから、フロント右のばね上上下下加速度 $G_{FR}$ は次式で求めることができる。

$$G_{FR} = G_{sensor} + AG_y \times L1 - AG_x \times Wf2$$

また、フロント左のばね上上下下加速度 $G_{FL}$ は次式で求めることができる。

$$G_{FL} = G_{sensor} + AG_y \times L1 + AG_x \times Wf1$$

また、リア右のばね上上下下加速度 $G_{RR}$ は次式で求めることができる。

$$G_{RR} = G_{sensor} - AG_y \times L2 - AG_x \times Wf2$$

また、リア左のばね上上下下加速度 $G_{RL}$ は次式で求めることができる。

$$G_{RL} = G_{sensor} - AG_y \times L2 + AG_x \times Wf1$$

このようにして求めた四輪のばね上上下下加速度を求めることができ、また、四輪のばね上上下下加速度を夫々、カルマンフィルタ240に入力し四輪の相対速度を算出する(ステップS17)。

【0091】

ここで、四輪相対速度演算部230についてさらに説明する。四輪相対速度演算部230は、図24に示すように、減衰力可変分算出部241(四輪に対応して4つ設けられている。そのうち、左右前輪に対応して2つのみ記載している。)及び現代制御理論を適用した前記カルマンフィルタ240(四輪に対応して4つ設けられている。そのうち、左右前輪に対応して2つのみ記載している。)を含んで構成されている。そして、四輪相対速度演算部230は、四輪ばね上加速度演算部228の算出値(四輪ばね上上下下加速度)と、第2係数乗算部227が算出し四輪ばね上加速度演算部228を通して得られるロール加速度(推定値)と、第1係数乗算部223が算出し四輪ばね上加速度演算部228を通

10

20

30

40

50

して得られるピッチ加速度（推定値）とを入力する。ここで、ロール加速度（推定値）の絶対値が予め定めた閾値より小さい場合は、左右速度が同じ、つまり相対速度  $F R =$  相対速度  $F L$ 、相対速度  $R R =$  相対速度  $R L$  として出力し、また、閾値より大きい場合は、四輪ばね上加速度推定部の推定した四輪ばね上加速度からカルマンフィルタ 240 を用いて相対速度を算出した値を選択し、出力する。

【0092】

以下に、ばね上加速度から相対速度を推定するオブザーバについて説明する。オブザーバは、図 25 に示す車体 214 の上下振動を 1 自由度でモデル化した 1/4 車体モデル〔 $Z_b$  : 車体 214 の絶対上下変位、 $Z_0$  : ばね下の絶対上下変位、 $k$  : ばね定数、 $c$  : 減衰係数、 $f$  : 車体 214 に働く外力、 $m$  : 車体 214 の質量〕を用いて設計し、状態変数は

10

、  
【数 13】

$$X = \begin{bmatrix} \dot{Z}_{20} & Z_{20} \end{bmatrix}^T$$

20

、  
出力を上下加速度

【数 14】

$$y = \ddot{Z}_b$$

30

、  
入力を車体 214 に働く外力  $u = f$ 、外乱をばね下加速度

【数 15】

$$w = \ddot{Z}_0$$

40

とした。

【0093】

ここで、式 (9) に示すようにされている。

【0094】

よって、ばね上の絶対加速度が測定可能であると考えると、式 (9) よりカルマンフィルタ (オブザーバ) は、式 (10) に示すように構成される。

【0095】

オブザーバゲイン  $L$  は、カルマンフィルタ 240 を用いる。減衰力可変分を考慮するた

50

め、減衰力可変算出部 241 では、カルマンフィルタ 240 の相対速度推定値とスカイフック演算部 231 が演算した制御指令値とを用いて減衰力変化を算出し、カルマンフィルタ 240 にフィードバックしている。

本実施形態によれば、ばね上加速度からの推定により、相対速度と相対変位をカルマンフィルタから直接推定できる。

【0096】

上述したようにして算出された四輪のばね上上下加速度を積分した四輪のばね上上下速度と、四輪の相対速度に基づいて四輪の目標減衰力が決定され(ステップ S18)、その決定された目標減衰力によりアクチュエータ 215 に指示を与えることで四輪のダンパ 213 (四輪のサスペンション)の減衰力を制御する(ステップ S19)。

なお、上記実施の形態では、スカイフック制御を行うため、各車輪のばね上上下速度と相対速度を求めて制御しているが、減衰力が伸縮反転するタイプの減衰力調整式油圧緩衝器を用いた場合は、相対速度は、必要としない。

また、上記実施の形態では、スカイフック演算部 231 を用いスカイフック制御を行った例を示したが、その他にも、H 制御や各種現代制御理論を用いた制御に本発明を用いてもよい。この場合、四輪ばね上加速度演算部 228 で求めた各車輪のばね上加速度から絶対速度や相対速度など必要なデータを演算することが可能なので、そのデータを用いれば、各種制御理論に対応可能である。

【図面の簡単な説明】

【0097】

【図 1】本発明の第 2 実施形態のサスペンション制御装置を備えた車両の部品レイアウトを模式的に示す斜視図である。

【図 2】図 1 の制御装置の制御機能を説明するためのブロック図である。

【図 3】図 2 の前後加速度推定手段を示すブロック図である。

【図 4】図 3 のエンジン起因前後加速度推定部の制御機能を説明するためのブロック図である。

【図 5】図 3 のブレーキ液圧による前後加速度推定部(液圧起因前後加速度推定部)の制御機能を説明するためのブロック図である。

【図 6】図 3 の空気抵抗による前後加速度推定部(空気抵抗起因前後加速度推定部)の制御機能を説明するためのブロック図である。

【図 7】本発明の第 3 実施形態のサスペンション制御装置が備える制御装置 8A を模式的に示すブロック図である。

【図 8】本発明の第 4 実施形態のサスペンション制御装置が備える制御装置 8B を模式的に示すブロック図である。

【図 9】本発明の第 4 実施形態に係るサスペンション制御装置が採用される自動車を模式的に示す斜視図である。

【図 10】図 9 のコントローラの構成を示すブロック図である。

【図 11】図 10 のばね上速度推定回路を示すブロック図である。

【図 12】1/4 車体上下振動の解析モデルを示す図である。

【図 13】図 10 のワーブ算出部を示すブロック図である。

【図 14】図 10 のピッチ推定部を示すブロック図である。

【図 15】図 10 のロール算出部を示すブロック図である。

【図 16】図 10 のバウンス推定部を示すブロック図である。

【図 17】図 10 の前輪相対速度推定部を示すブロック図である。

【図 18】図 10 の後輪相対速度推定部を示すブロック図である。

【図 19】本発明の第 5 実施形態に係るサスペンション制御装置を模式的に示す図である。

【図 20】図 19 のコントローラの構成を示すブロック図である。

【図 21】図 20 のコントローラのメイン制御内容を示すフローチャートである。

【図 22】図 21 の制御演算実行部の処理内容を示すフローチャートである。

10

20

30

40

50

【図 2 3】( a ) は車体に作用するばね上上下下加速度、ピッチ加速度、ロール加速度の対応関係を示し、( b ) はばね上上下下加速度、ピッチ加速度の対応関係を示し、( c ) は加速度センサの配置を模式的に示した図である。

【図 2 4】図 2 0 の四輪相対速度演算部を示すブロック図である。

【図 2 5】1 / 4 車体上下振動の解析モデルを示す図である。

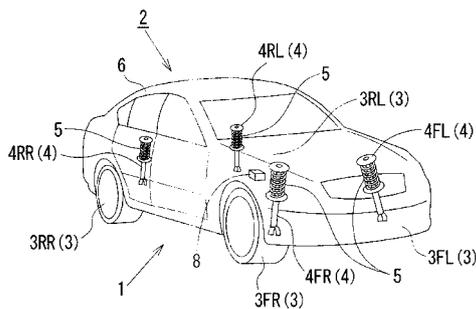
【符号の説明】

【 0 0 9 8 】

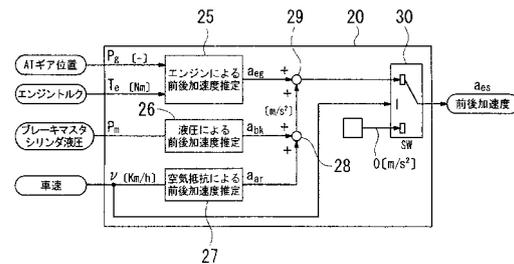
1 ... サスペンション制御装置、4 ... 減衰力可変式ショックアブソーバ(減衰力調整式緩衝器)、8 ... 制御装置、20 ... 前後加速度推定手段(前後加速度算出手段、ピッチレート推定装置)、21 ... ピッチレート推定手段(ピッチレート推定装置)、31 ... 車輪速時間変化率算出手段(ピッチレート推定装置)、32 ... 演算手段(ピッチレート推定装置)、52 ... ロールレート算出手段(ロールレート推定手段)、53 ... 上下動演算手段、53A ... 上下動演算手段、54 ... コントロールユニット、61 ... 第1の上下加速度算出手段、62 ... 第2の上下加速度算出手段。

10

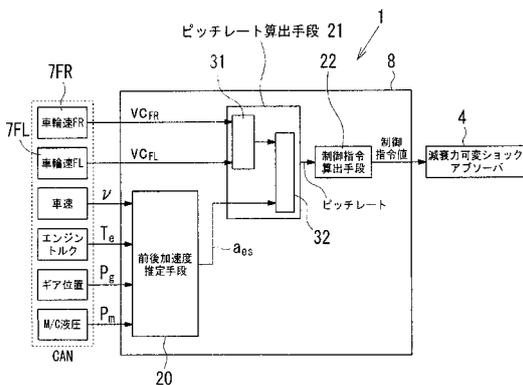
【 図 1 】



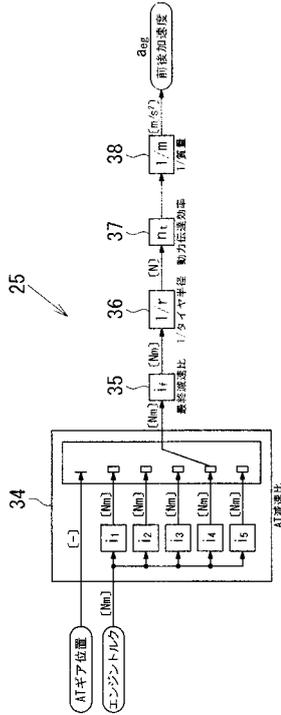
【 図 3 】



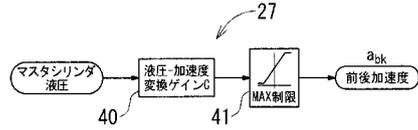
【 図 2 】



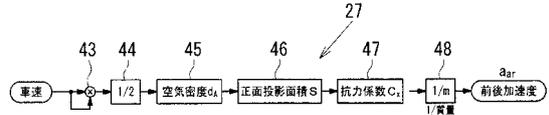
【図4】



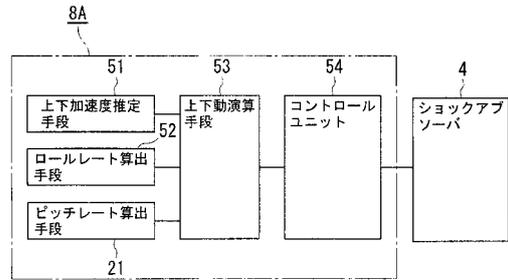
【図5】



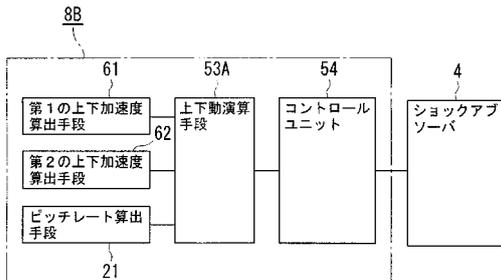
【図6】



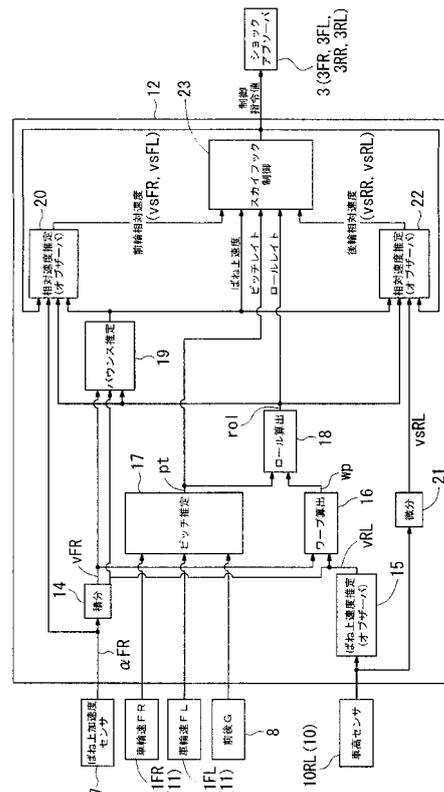
【図7】



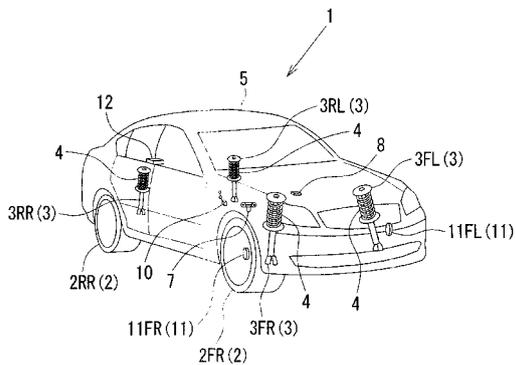
【図8】



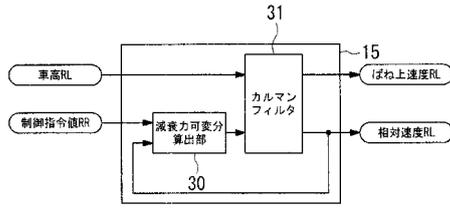
【図10】



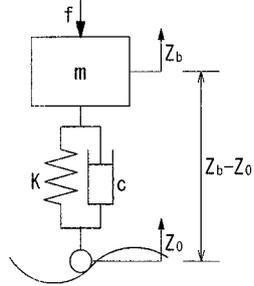
【図9】



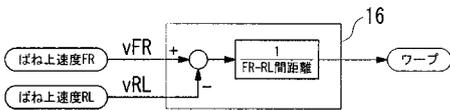
【図11】



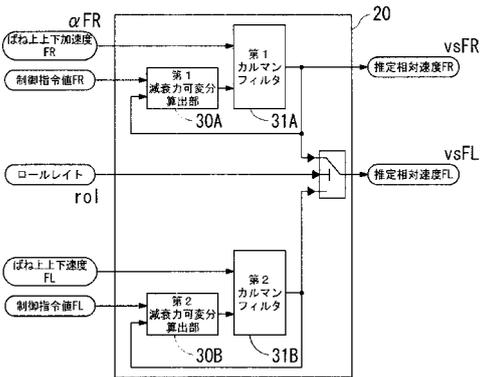
【図12】



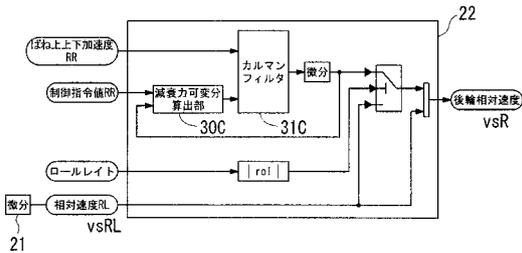
【図13】



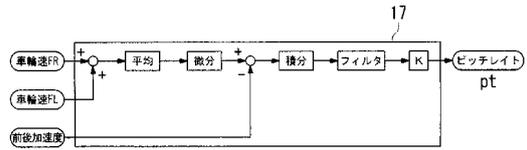
【図17】



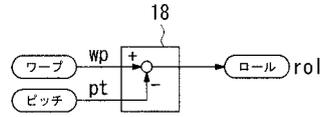
【図18】



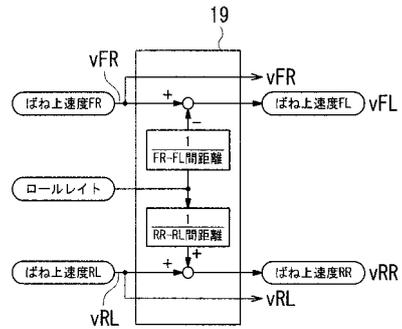
【図14】



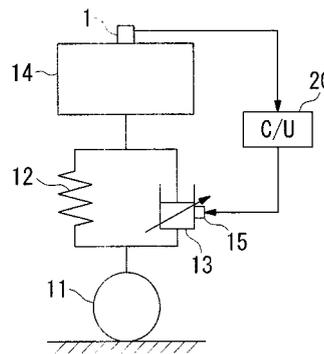
【図15】



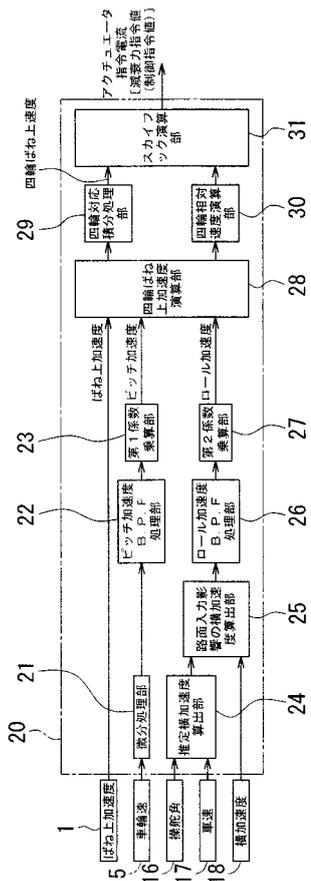
【図16】



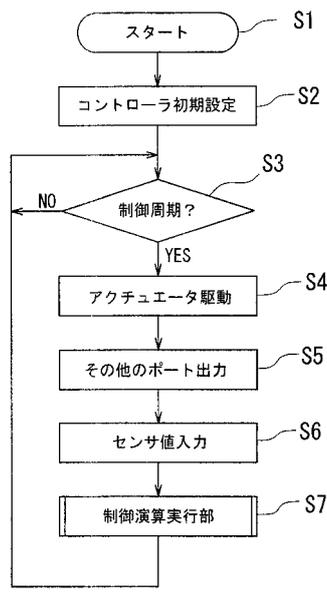
【図19】



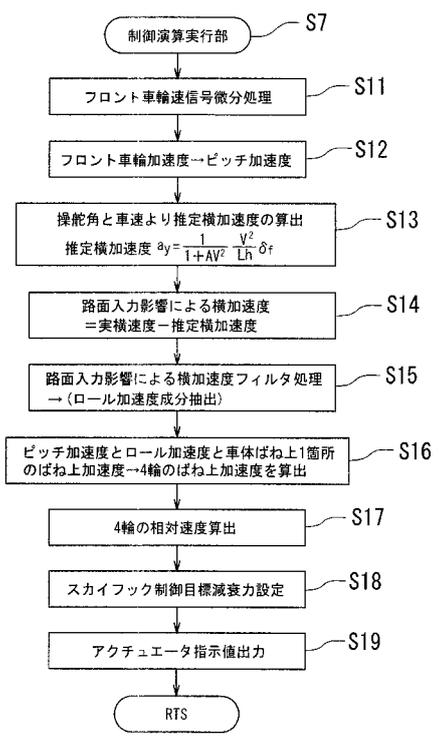
【図20】



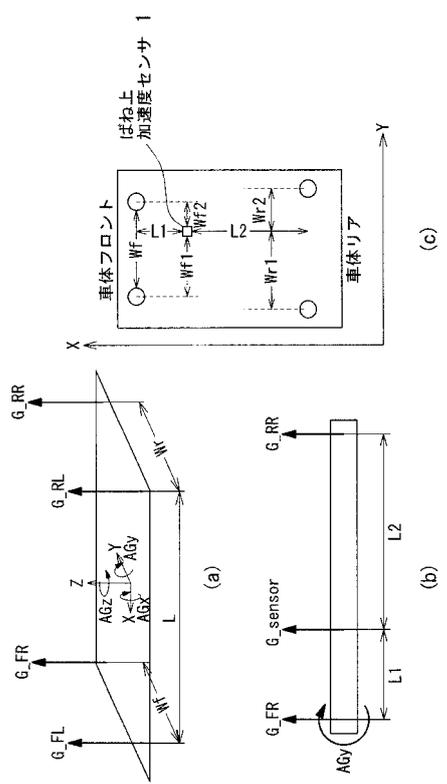
【図21】



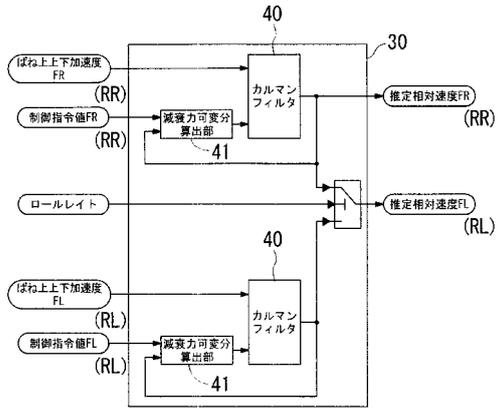
【図22】



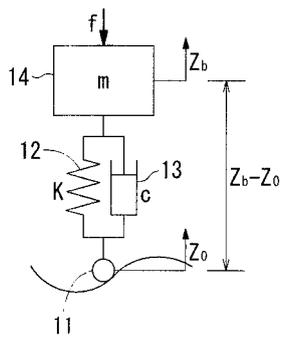
【図23】



【図24】



【図25】



---

フロントページの続き

(72)発明者 小林 隆英

神奈川県川崎市川崎区富士見一丁目6番3号 株式会社日立製作所 オートモティブシステムグループ内

審査官 梶本 直樹

(56)参考文献 特開平09-226336(JP,A)

特開2000-283758(JP,A)

特開平08-244433(JP,A)

特開2008-100582(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B60G 1/00-99/00