

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4935757号
(P4935757)

(45) 発行日 平成24年5月23日(2012.5.23)

(24) 登録日 平成24年3月2日(2012.3.2)

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

請求項の数 9 (全 37 頁)

(21) 出願番号	特願2008-138230 (P2008-138230)	(73) 特許権者	000003207 トヨタ自動車株式会社
(22) 出願日	平成20年5月27日(2008.5.27)		愛知県豊田市トヨタ町1番地
(65) 公開番号	特開2009-286178 (P2009-286178A)	(74) 代理人	100079669 弁理士 神戸 典和
(43) 公開日	平成21年12月10日(2009.12.10)	(74) 代理人	100111394 弁理士 佐藤 光俊
審査請求日	平成21年6月1日(2009.6.1)	(72) 発明者	梶野 英紀 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
		(72) 発明者	趙 在成 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
		審査官	米山 毅

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用サスペンションシステム

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

前後左右の4つの車輪に対応して設けられ、それぞれが、電磁モータを有してその電磁モータが発生させるモータ力に依拠して自身に対応するばね上部とばね下部とを接近・離間させる方向の力である接近離間力を発生させる4つの接近離間力発生装置と、

それら4つの接近離間力発生装置の各々が有する前記電磁モータの作動を制御することで、それら4つの接近離間力発生装置の各々が発生させる接近離間力を制御する制御装置であって、車体に生じている振動を減衰するために、それぞれがその振動の成分であって種類が互いに異なる複数の車体振動の各々を減衰の対象とする複数の振動減衰制御を同時に実行可能とされ、それら複数の振動減衰制御の各々において発生させるべき減衰力を前記4つの接近離間力発生装置の各々に分配し、それら4つの接近離間力発生装置の各々に発生させるべき接近離間力の成分である振動減衰成分を決定し、前記4つの接近離間力発生装置の各々ごとに前記複数の振動減衰制御の各々の振動減衰成分を足し合わせてそれら4つの接近離間力発生装置の各々が発生させる接近離間力を制御する制御装置と

を備えた車両用サスペンションシステムであって、

前記複数の振動減衰制御が、

前記複数の車体振動の1つであるロール振動を減衰するロール減衰制御と、前記複数の車体振動の1つであるピッチ振動を減衰するピッチ減衰制御と、前記複数の車体振動の1つであるバウンス振動を減衰するバウンス減衰制御とを含み、

前記制御装置が、

4つの車輪の各々に対応するばね上部の振動におけるばね上共振周波数の振動成分の強度が設定された程度より低い状況下において、前記複数の振動減衰制御のうち減衰させる必要のない車体振動に対応する振動減衰制御を実行しないように構成された車両用サスペンションシステム。

【請求項2】

前記制御装置が、

前記複数の車体振動の各々において、それらの各々の強度がその各々に対応して設定された強度以下である場合に、減衰させる必要がない車体振動であると判定し、その減衰させる必要がないと判定された車体振動に対応する振動減衰制御を実行しないように構成された請求項1に記載の車両用サスペンションシステム。

10

【請求項3】

前記制御装置が、4つの車輪の各々に対応するばね上部の振動におけるばね上共振周波数の振動成分の強度が設定された程度より低い状況下において、ロール振動の強度が設定された程度以下である場合には、前記ロール減衰制御を実行せず、ピッチ振動の強度が設定された程度以下である場合には、前記ピッチ減衰制御を実行せず、バウンス振動の強度が設定された程度以下である場合には、前記バウンス減衰制御を実行しないように構成された請求項2に記載の車両用サスペンションシステム。

【請求項4】

前記制御装置が、4つの車輪の各々に対応するばね上部の上下方向の動作速度であるばね上速度に基づいて、4つの車輪の各々に対応するばね上部の振動におけるばね上共振周波数の振動成分の強度が設定された程度より低い状況下にあるか否かを推定するように構成された請求項1ないし請求項3のいずれか1つに記載の車両用サスペンションシステム。

20

【請求項5】

当該車両用サスペンションシステムが、

4つの車輪に対応して設けられ、(a)それぞれが、自身に対応するばね上部とばね下部とを弾性的に連結する4つのサスペンションスプリング、および、(b)それぞれが、自身に対応するばね上部とばね下部との接近離間動作に対する減衰力を発生させるとともに、減衰力を発生させるための自身の能力であってその減衰力の大きさの基準となる減衰係数を変更する減衰係数変更機構を有する4つの液圧式のショックアブソーバを備え、

30

前記制御装置が、

前記4つのショックアブソーバの各々が有する前記減衰係数変更機構を制御することで、それら4つのショックアブソーバの各々の減衰係数を制御するように構成されて、それら4つのショックアブソーバの各々の減衰係数を制御して、前記4つのショックアブソーバのうちの前輪に対応する2つのものの減衰係数である前輪側減衰係数が後輪に対応する2つのものの減衰係数である後輪側減衰係数より大きい第1の特定状態と、前記後輪側減衰係数が前記前輪側減衰係数より大きい第2の特定状態とを選択的に実現することで、ピッチ振動の抑制に好適なピッチ抑制状態と、ロール振動の抑制に好適なロール抑制状態とを選択的に実現可能に構成され、

前記複数の振動減衰制御が、ロール振動を減衰するロール減衰制御と、ピッチ振動を減衰するピッチ減衰制御とを含むものとされ、

40

4つの車輪の各々に対応するばね上部の振動におけるばね上共振周波数の振動成分の強度が設定された程度より低い状況下において、ロール振動とピッチ振動との少なくとも一方を減衰させる必要がある場合に、(i)前記4つのショックアブソーバの各々の減衰係数を制御して前記ロール抑制状態を実現するとともに、前記複数の振動減衰制御のうち前記ロール減衰制御を実行しないように、あるいは、(ii)前記4つのショックアブソーバの各々の減衰係数を制御して前記ピッチ抑制状態を実現するとともに、前記複数の振動減衰制御のうち前記ピッチ減衰制御を実行しないように構成された請求項1ないし請求項4のいずれか1つに記載の車両用サスペンションシステム。

【請求項6】

50

前記制御装置が、

4つの車輪の各々に対応するばね上部の振動におけるばね上共振周波数の振動成分の強度が設定された程度より低い状況下において、(A-1)ロール振動の強度が設定された程度を超え、かつ、ピッチ振動の強度が設定された程度以下である場合に、前記4つのショックアブソーバの各々の減衰係数を制御して前記ロール抑制状態を実現するとともに、前記ロール減衰制御と前記ピッチ減衰制御との両者を実行しないようにされ、(A-2)ロール振動の強度が設定された程度以下で、かつ、ピッチ振動の強度が設定された程度を超える場合に、前記4つのショックアブソーバの各々の減衰係数を制御して前記ピッチ抑制状態を実現するとともに、前記ロール減衰制御と前記ピッチ減衰制御との両者を実行しないように構成された請求項5に記載の車両用サスペンションシステム。

10

【請求項7】

前記制御装置が、

4つの車輪の各々に対応するばね上部の振動におけるばね上共振周波数の振動成分の強度が設定された程度より低い状況下において、ロール振動の強度が設定された程度を超え、かつ、ピッチ振動の強度が設定された程度を超える場合に、(B-1)前記4つのショックアブソーバの各々の減衰係数を制御して前記ロール抑制状態を実現するとともに、前記複数の振動減衰制御のうち前記ロール減衰制御を実行せず、前記ピッチ抑制制御を実行するように、あるいは、(B-2)前記4つのショックアブソーバの各々の減衰係数を制御して前記ピッチ抑制状態を実現するとともに、前記複数の振動減衰制御のうち前記ピッチ減衰制御を実行せず、前記ロール抑制制御を実行するように構成された請求項5または請求項6

20

【請求項8】

当該サスペンションシステムが、振動の位相を進ませる位相進み補償器を備え、

前記制御装置が、4つの車輪の各々に対応するばね上部の上下方向の動作速度であるばね上速度であって、前記位相進み補償器によって位相を進ませたばね上速度に基づいて、前記複数の振動減衰制御の各々において減衰の対象となる車体振動の速度を推定するように構成され、

前記複数の振動減衰制御の各々が、その推定された減衰の対象となる車体振動の速度に応じた大きさの接近離間力を発生させるべく振動減衰成分を決定するように構成された請求項1ないし請求項7のいずれか1つに記載の車両用サスペンションシステム。

30

【請求項9】

前記4つの接近離間力発生装置の各々が、

一端部がばね上部とばね下部との一方に連結される弾性体と、

ばね上部とばね下部との他方と前記弾性体の他端部との間に配設されてその他方と前記弾性体とを連結し、前記電磁モータを自身の構成要素としてその電磁モータが発生させるモータ力に依拠して自身が発生させる力を前記弾性体に作用させることで、自身の動作量に応じて前記弾性体の変形量を変化させるとともに、その力を前記弾性体を介してばね上部とばね下部とに接近離間力として作用させる電磁式のアクチュエータと

を有する請求項1ないし請求項8のいずれか1つに記載の車両用サスペンションシステム。

40

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、電磁モータの力に依拠してばね上部とばね下部とを接近・離間させる方向の力を発生させる装置を各車輪に対応して設けた車両用サスペンションシステムに関する。

【背景技術】

【0002】

近年では、車両用のサスペンションシステムとして、電磁モータの力に依拠してばね上部とばね下部とに対してそれらが接近・離間する方向の力を発生させる装置である接近離間力発生装置を各車輪に対応して備えたサスペンションシステムが検討されている。例え

50

ば、接近離間力発生装置を、いわゆる電磁式のショックアブソーバとして機能させるシステムが存在する。また、特許文献1に記載のシステムは、いわゆるアクティブスタビライザ装置を備えたシステムであるが、現在では、左右独立型のスタビライザ装置が検討されており、特許文献2に記載のシステムのように、接近離間力発生装置を、その左右独立型のスタビライザ装置の一構成要素としたシステムも存在する。それら接近離間力発生装置を備えたシステムは、いわゆるスカイフックダンパ理論に基づく振動減衰特性を容易に実現できたり、車体の姿勢変化を抑制できる等の利点から、高性能なシステムとして期待されている。

【特許文献1】特開2005-238972号公報

【特許文献2】特開2006-82751号公報

10

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0003】

上述した接近離間力発生装置を含んで構成されるサスペンションシステムにおいて、車体に生じている振動を種類が異なる複数の車体振動が合成されたものと捉えて、それら複数の車体振動を減衰させるように接近離間力をそれらの振動に対する減衰力として発生させるように構成される場合がある。ところが、振動の周波数が高くなるほど、接近離間力発生装置の作動が十分に追従することが難しく、効果的な振動減衰ができないこと、さらには、比較的周波数の高い振動に対して接近離間力が遅れて発生することによる影響等で、乗り心地を悪化させてしまうことが問題となっている。そのような接近離間力発生装置を備えたサスペンションシステムは、未だ開発途上であり、上記のような問題を始めとする種々の問題を抱え、改良の余地を多分に残すものとなっている。そのため、種々の改良を施すことによって、そのサスペンションシステムの実用性が向上すると考えられる。本発明は、そのような実情に鑑みてなされたものであり、実用性の高いサスペンションシステムを提供することを課題とする。

20

【課題を解決するための手段】

【0004】

上記課題を解決するために、本発明のサスペンションシステムは、前述した複数の車体振動の各々を減衰の対象とする複数の振動減衰制御を同時に実行可能とされ、4つの車輪の各々に対応するばね上部の振動におけるばね上共振周波数の振動成分の強度が設定された程度より低い状況下においては、複数の振動減衰制御のうち減衰させる必要のない車体振動に対応する振動減衰制御を実行しないように構成される。

30

【発明の効果】

【0005】

本発明のサスペンションシステムによれば、車体に生じている振動が、ばね上共振周波数域の振動のような比較的低い周波数の振動が生じている場合には、接近離間力発生装置が発生させる接近離間力により効果的に振動減衰するとともに、比較的高い周波数の振動が主体となっている場合には、そのような振動に対する減衰性能に影響を与えることがある接近離間力を制限して、乗り心地の悪化を抑制することが可能となる。そのような利点を有することで、本発明のサスペンションシステムは実用性の高いものとなる。

40

【発明の態様】

【0006】

以下に、本願において特許請求が可能と認識されている発明（以下、「請求可能発明」という場合がある）の態様をいくつか例示し、それらについて説明する。各態様は請求項と同様に、項に区分し、各項に番号を付し、必要に応じて他の項の番号を引用する形式で記載する。これは、あくまでも請求可能発明の理解を容易にするためであり、それらの発明を構成する構成要素の組み合わせを、以下の各項に記載されたものに限定する趣旨ではない。つまり、請求可能発明は、各項に付随する記載、実施例の記載等を参酌して解釈されるべきであり、その解釈に従う限りにおいて、各項の態様にさらに他の構成要素を付加した態様も、また、各項の態様から何某かの構成要素を削除した態様も、請求可能発明の

50

一態様となり得るのである。

【0007】

なお、以下の各項において、(1)項および(3)項を合わせるとともに制御装置における接近離間力の制御に関する限定を加えたものが請求項1に相当し、請求項1に複数の車体振動の各々が減衰させる必要があるか否かを判定する手法を加えたものが請求項2に、請求項2に(4)項ないし(6)項の技術的特徴を付加したものが請求項3に、請求項1ないし請求項3のいずれか1つに(2)項の技術的特徴を付加したものが請求項4に、請求項1ないし請求項4のいずれか1つに(11)項ないし(13)項および(16)項の技術的特徴を付加したものが請求項5に、請求項5に(17)項の技術的特徴を付加したものが請求項6に、請求項5または請求項6に(18)項の技術的特徴を付加したものが請求項7に、請求項1ないし請求項6のいずれか1つに(7)項ないし(9)項の技術的特徴を付加したものが請求項8に、請求項1ないし請求項8のいずれか1つに(21)項の技術的特徴を付加したものが請求項9に、それぞれ相当する。

10

【0008】

(1)前後左右の4つの車輪に対応して設けられ、それぞれが、電磁モータを有してその電磁モータが発生させるモータ力に依拠して自身に対応するばね上部とばね下部とを接近・離間させる方向の力である接近離間力を発生させる4つの接近離間力発生装置と、

それら4つの接近離間力発生装置の各々が有する前記電磁モータの作動を制御することで、それら4つの接近離間力発生装置の各々が発生させる接近離間力を制御する制御装置であって、種類が互いに異なる複数の車体振動が合成された振動を減衰するためにそれら複数の車体振動の各々を減衰の対象とする複数の振動減衰制御を同時に実行可能とされ、それら複数の振動減衰制御の各々において発生させるべき接近離間力の成分である振動減衰成分の和に基づいて、前記4つの接近離間力発生装置の各々が発生させる接近離間力を制御する制御装置と

20

を備えた車両用サスペンションシステムであって、
前記制御装置が、

4つの車輪の各々に対応するばね上部の振動におけるばね上共振周波数の振動成分の強度が設定された程度より低い状況下において、前記複数の振動減衰制御のうち減衰させる必要のない車体振動に対応する振動減衰制御を実行しないように構成された車両用サスペンションシステム。

30

【0009】

上記接近離間力発生装置を備えるサスペンションシステムは、その装置が発生させる接近離間力を、車体に生じる振動に対する減衰力として作用させて、その振動を減衰させることが可能である。ところが、接近離間力発生装置は、振動の周波数が高くなるほど、その作動が追従することが困難となる。その場合、振動を効果的に減衰できないだけでなく、比較的高い周波数の振動に対して接近離間力が遅れて発生することによる影響等で、乗り心地を悪化させてしまう虞がある。

【0010】

本項に記載の態様は、車体に生じている振動の種類が異なる複数の車体振動が合成されたものと捉えて、それら複数の車体振動の各々に対する減衰力を接近離間力発生装置に発生させる複数の振動減衰制御が実行可能とされており、ばね上共振周波数域の振動成分の強度が比較的低い場合に、換言すれば、車体に生じている振動が、比較的高い周波数の振動が主体となっている場合に、複数の振動減衰制御の各々をできる限り実行しないように構成される。つまり、本項の態様によれば、比較的高い周波数の振動が主体となっている場合には、そのような振動に対する減衰性能に影響を与えることがある接近離間力を制限して、乗り心地の悪化を抑制することが可能である。

40

【0011】

本項に記載の「4つの車輪の各々に対応するばね上部の振動におけるばね上共振周波数の振動成分の強度が設定された程度より低い状況下(以下、「低振動強度状況下」という

50

場合がある)」とは、ばね上部の振動を種々の周波数の振動成分が合成したものと捉え、それらのうちのばね上共振周波数域の振動成分、例えば、0.1Hzより高く3.0Hzより低い周波数の振動成分の強度の程度が比較的低いことを意味する。その振動の強度は、振動の激しさの程度をいい、例えば、ばね上共振周波数域の振動成分の振幅、ばね上共振周波数域の振動成分に関するばね上部の動作の速度、加速度等が比較的低い状況である場合に、上記低振動強度状況下にあると判断することができる。なお、振動の強度は、現時点から遡った設定時間内におけるそれらの値、具体的には、最大値や実効値等に基づいて判断されることが望ましい。また、上記低振動強度状況下とは、4つの車輪の各々に対応する4箇所の振動強度のすべてが、設定された程度より低い状況下を意味する。

【0012】

また、接近離間力発生装置が比較的周波数の高い振動の減衰性能が低いことを考慮して、例えば、接近離間力発生装置が発生させる力を常に小さくするように、システムを構成することが可能である。ところが、そのようなシステムにおいては、十分に追従できる比較的低い周波数の振動に対する力をも抑えてしまうことになる。本項の態様によれば、接近離間力発生装置の作動が十分に追従可能なばね上共振周波数域の振動は、効果的に減衰させることが可能である。

【0013】

本項に記載の「接近離間力発生装置」は、その構造が特に限定されるものではなく、例えば、後に説明するように、ばね上部とばね下部との一方に連結される弾性体とその弾性体を変形させるアクチュエータとを備え、アクチュエータが発生させる力を弾性体に作用させるとともに、その力を接近離間力として発生させるような構造の装置、いわゆる左右独立型のスタビライザ装置とすることができる。また、(a)ばね上部に連結されるばね上部側ユニットと、(b)ばね下部に連結され、ばね上部とばね下部との接近離間動作に伴ってばね上部側ユニットと相対動作するばね下部側ユニットとを有し、電磁モータが発生させる力に依拠して、ばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとの相対動作に対する力を発生させる構造の装置、いわゆる電磁式のショックアブソーバとすることもできる。

【0014】

また、接近離間力発生装置は、例えば、ばね上部とばね下部とを積極的に相対動作させる力、つまり推進力や、外部からの入力に対してばね上部とばね下部とを相対動作させないようにする力、つまり維持力をも発生可能なものとして行うことができる。つまり、接近離間力発生装置が発生させる種々の接近離間力を利用して、本項に記載の「制御装置」は、上記複数の振動減衰制御を実行することが可能となる。また、制御装置は、それら複数の振動減衰制御に加えて、各車輪ごとにそれらの各々に対応するばね上部の振動を減衰させるいわゆるスカイフックダンパ理論に基づいた制御や、車両の旋回に起因する車体のロールの抑制、車両の加減速に起因する車体のピッチの抑制を目的とした車体の姿勢変化を抑制する制御等をも実行するように構成することが可能である。

【0015】

(2)前記制御装置が、4つの車輪の各々に対応するばね上部の上下方向の動作速度であるばね上速度に基づいて、4つの車輪の各々に対応するばね上部の振動におけるばね上共振周波数の振動成分の強度が設定された程度より低い状況下にあるか否かを推定するように構成された(1)項に記載の車両用サスペンションシステム。

【0016】

一般的に、荒れた路面を車両が走行するような場合、ばね下部から伝達されるばね上部の振動の周波数は高くかつ振幅が小さいため、ばね上部の動作速度は比較的小さいと考えられる。しかし、路面の凸所や凹所を車輪が通過するような場合には、ばね下部から伝達されるばね上部の振動の周波数は低くかつ振幅が大きいため、ばね上部の動作速度は比較的大きくなると考えられる。したがって、設定値の適切化等により、ばね上速度に基づいて、低振動強度状況下にあるか否かを判断することが可能であり、本項に記載の態様は、例えば、4つの車輪の各々に対応する4箇所のばね上速度のすべてが設定値より小さい場合に、不必要な振動減衰制御を実行しないように構成することができる。

10

20

30

40

50

【 0 0 1 7 】

(3) 前記複数の振動減衰制御が、

前記複数の車体振動の1つであるロール振動を減衰するロール減衰制御と、前記複数の車体振動の1つであるピッチ振動を減衰するピッチ減衰制御と、前記複数の車体振動の1つであるバウンス振動を減衰するバウンス減衰制御とを含む(1)項または(2)項に記載の車両用サスペンションシステム。

【 0 0 1 8 】

本項に記載の態様は、複数の振動減衰制御を具体化した態様である。本項の態様においては、例えば、車体に生じている振動を、車体の重心位置を基準とした種々の振動の成分が合成したものと捉え、それら種々の振動の成分の各々を、複数の車体振動として捉えることができる。より具体的に言えば、車体の重心を通る前後方向の軸線回りの回転振動をロール振動と、車体の重心を通る左右方向の軸線回りの回転振動をピッチ振動と、車体の重心位置の上下方向の振動をバウンス振動とそれぞれ考え、それらの振動の各々を減衰させるように接近離間力の成分を決定する態様とすることができる。

【 0 0 1 9 】

(4) 前記複数の振動減衰制御が、少なくとも、前記複数の車体振動の1つであるロール振動を減衰するロール減衰制御を含み、

前記制御装置が、4つの車輪の各々に対応するばね上部の振動におけるばね上共振周波数の振動成分の強度が設定された程度より低い状況下において、ロール振動の強度が設定された程度以下である場合には、前記ロール減衰制御を実行しないように構成された(1)項ないし(3)項のいずれか1つに記載の車両用サスペンションシステム。

【 0 0 2 0 】

(5) 前記複数の振動減衰制御が、少なくとも、前記複数の車体振動の1つであるピッチ振動を減衰するピッチ減衰制御を含み、

前記制御装置が、4つの車輪の各々に対応するばね上部の振動におけるばね上共振周波数の振動成分の強度が設定された程度より低い状況下において、ピッチ振動の強度が設定された程度以下である場合には、前記ピッチ減衰制御を実行しないように構成された(1)項ないし(4)項のいずれか1つに記載の車両用サスペンションシステム。

【 0 0 2 1 】

(6) 前記複数の振動減衰制御が、少なくとも、前記複数の車体振動の1つであるバウンス振動を減衰するバウンス減衰制御を含み、

前記制御装置が、4つの車輪の各々に対応するばね上部の振動におけるばね上共振周波数の振動成分の強度が設定された程度より低い状況下において、バウンス振動の強度が設定された程度以下である場合には、前記バウンス減衰制御を実行しないように構成された(1)項ないし(5)項のいずれか1つに記載の車両用サスペンションシステム。

【 0 0 2 2 】

上記3つの項に記載の態様には、複数の振動減衰制御の各々が、その各々において減衰の対象となる車体振動の強度が設定された程度を越えた場合に、実行する必要があると判断される態様とすることができる。具体的には、例えば、バウンス振動の強度は、車体の上下方向の加速度(例えば、4つの車輪の各々に対応するばね上部の縦加速度の平均値等)から推定することが可能であり、車体の回転振動であるロール振動、ピッチ振動の強度は、車体の傾斜角等から推定することが可能である。なお、車体の傾斜角は、加速度センサを利用して推定することが可能である。詳しく言えば、加速度センサが、設定された方向に移動可能とされた振り子を有し、その振り子の変位に起因して設定された方向の加速度を検出するような構造である場合には、その振り子の変位に基づいて車体の傾斜角を推定すること、つまり、ロール振動、ピッチ振動の強度を推定することができる。

【 0 0 2 3 】

(7) 前記複数の振動減衰制御の各々が、減衰の対象となる車体振動の速度に応じた大きさの接近離間力を発生させるべく振動減衰成分を決定するように構成された(1)項ないし(6)項のいずれか1つに記載の車両用サスペンションシステム。

【 0 0 2 4 】

本項に記載の態様は、減衰の対象となる車体振動に関するばね上部の動作の速度、具体的には、車体のバウンス速度、ロール速度、ピッチ速度に応じた大きさの力、つまり、減衰力を発生させる態様である。本項の態様は、例えば、振動減衰成分を車体振動の速度に比例する大きさに決定するような態様とすることができ、本項の態様によれば、接近離間力を、適切な大きさの減衰力として発生させることが可能である。

【 0 0 2 5 】

(8) 前記制御装置が、4つの車輪の各々に対応するばね上部の上下方向の動作速度であるばね上速度に基づいて、前記複数の振動減衰制御の各々において減衰の対象となる車体振動の速度を推定するように構成された(7)項に記載の車両用サスペンションシステム

10

【 0 0 2 6 】

例えば、複数の車体振動の各々を車体の重心位置を基準とした振動と捉える場合、4つの車輪の各々に対応するばね上速度、および、4つの車輪の各々の重心位置からの距離を考慮して、複数の車体振動の各々に関するばね上部の動作の速度を推定することができる。

【 0 0 2 7 】

(9) 当該サスペンションシステムが、振動の位相を進ませる位相進み補償器を備え、前記制御装置が、前記位相進み補償器によって位相を進ませた4つの車輪の各々に対応するばね上速度に基づいて、前記複数の振動減衰制御の各々において減衰の対象となる車体振動の速度を推定するように構成された(8)項に記載の車両用サスペンションシステム

20

【 0 0 2 8 】

接近離間力発生装置の応答性の向上等を目的として、接近離間力の決定に用いる指標に対して位相進み補償器によって位相を進ませる処理を行い、その位相を進ませた指標に基づいて接近離間力を制御することができる。詳しく言えば、制御装置によって接近離間力についての指令が発令された場合においてはばね上部とばね下部とに実際に作用する力がその指令値に相当する力に到達するまでの時間の遅れを小さくすること等を目的として、位相進み補償器を用いることができる。その位相進み補償器は、例えば、ばね上共振周波数の振動成分の位相を設定された角度分だけ進ませるように設定することができる。一般的に、そのように設定した位相進み補償器は、自身の特性によって、ばね上共振周波数より高い周波数の振動に対して、周波数が高くなるほど、位相のずれや振幅の変化を生じさせてしまう。つまり、位相進み補償器による処理を行ったばね上速度から推定された複数の車体振動の速度に基づいて、複数の振動減衰制御の各々における接近離間力の成分が決定されると、比較的高い周波数の振動を効果的に減衰できず、接近離間力発生装置が発生させる接近離間力によって乗り心地を悪化させる可能性があるのである。したがって、本項の態様には、低振動強度状況下においては、複数の振動減衰制御の各々をできる限り実行しないような構成が、特に有効である。

30

【 0 0 2 9 】

本項に記載の位相進み補償器は、その特性が特に限定されるものではない。例えば、ばね上部に設けられたばね上縦加速度センサを利用し、そのばね上縦加速度センサから検出されたばね上縦加速度を積分処理して得られるばね上速度の位相を、そのばね上縦加速度の位相を考慮して、進ませるような特性のものとすることができる。なお、位相進み補償器は、その具体的な構成が特に限定されるものではない。例えば、位相を進ませるための専用のコンピュータや回路を含んで構成されるものであってもよく、その他の制御にも用いられるような汎用性のあるコンピュータ内に位相を進ませるためのプログラムが記憶され、そのプログラムの処理を実行する部分を含んで構成されるものであってもよい。

40

【 0 0 3 0 】

(1 1) 当該車両用サスペンションシステムが、4つの車輪に対応して設けられ、(a)それぞれが、自身に対応するばね上部とばね下部

50

とを弾性的に連結する4つのサスペンションスプリング、および、(b)それぞれが、自身に対応するばね上部とばね下部との接近離間動作に対する減衰力を発生させる4つの液圧式のショックアブソーバを備えた(1)項ないし(9)項のいずれか1つに記載の車両用サスペンションシステム。

【0031】

本項に記載の態様は、4つの車輪の各々に、サスペンションスプリング、ショックアブソーバ、接近離間力発生装置が並列的に設けられた態様である。本項の態様によれば、例えば、ショックアブソーバの減衰係数の適切化等により、接近離間力発生装置の作動が追従し得ないような周波数の高い振動がばね下部に入力されたような場合であっても、その高周波振動のばね上部への伝達を効果的に抑えることが可能になる。なお、ショックアブソーバの減衰係数とばね下部からばね上部への振動の伝達性とは関係があり、大まかに言えば、ショックアブソーバの減衰係数が低いほど、高周波振動の伝達性は低くなる。そのような観点からすれば、接近離間力発生装置を備えたシステムにおいては、ショックアブソーバの減衰係数は、比較的lowめに、具体的には、 $1000 \sim 2000 \text{ N} \cdot \text{s} / \text{m}$ (車輪の動作に対してその車輪に直接作用させたと仮定した値) に設定されることが望ましい。

10

【0032】

(12)前記4つのショックアブソーバの各々が、減衰力を発生させるための自身の能力であってその減衰力の大きさの基準となる減衰係数を変更する減衰係数変更機構を有し、

20

前記制御装置が、前記4つのショックアブソーバの各々が有する前記減衰係数変更機構を制御することで、それら4つのショックアブソーバの各々の減衰係数を制御するように構成された(11)項に記載の車両用サスペンションシステム。

【0033】

本項に記載の「減衰係数変更機構」は、減衰係数を連続的に変更可能なものであってもよく、減衰係数を段階的に設定された2以上の値の間で変更可能なものであってもよい。

【0034】

(13)前記制御装置が、前記4つのショックアブソーバの各々の減衰係数を制御して、前記4つのショックアブソーバのうちの前輪に対応する2つのものの減衰係数である前輪側減衰係数が後輪に対応する2つのものの減衰係数である後輪側減衰係数より大きい第1の特定状態と、前記後輪側減衰係数が前記前輪側減衰係数より大きい第2の特定状態とを選択的に実現することで、ピッチ振動の抑制に好適なピッチ抑制状態と、ロール振動の抑制に好適なロール抑制状態とを選択的に実現可能に構成された(12)項に記載の車両用サスペンションシステム。

30

【0035】

減衰係数変更機構を有するショックアブソーバを備えたサスペンションシステムにおいては、車両の走行中に車体に生じるピッチ振動やロール振動を抑制するために、従来は、4つの車輪のすべてに対応するショックアブソーバの減衰係数を大きくする手法がとられていた。ところが、ショックアブソーバの減衰係数を高くすると、ばね上共振周波数より周波数の高い振動のばね下部からばね上部への伝達性も高くなり、乗り心地が悪化してしまうことになる。

40

【0036】

そこで、本項に記載の態様は、通常は同程度の値に設定されている前輪側減衰係数と後輪側減衰係数との間に差を設けることで、ピッチ振動あるいはロール振動を抑制するために好適な状態を実現可能とされている。例えば、本項の態様は、前輪側減衰係数と後輪側減衰係数との一方のみを大きくして、それらの他方を通常の数あるいは通常より小さな値とすることで、ピッチ抑制状態あるいはロール抑制状態を実現する態様とすることができる。そして、前輪側減衰係数と後輪側減衰係数のいずれをそれらの他方に対して大きくするかによって、ピッチ抑制状態とロール抑制状態とのいずれが実現されるかが決まることになる。なお、前輪側減衰係数が後輪側減衰係数より大きい第1の特定状態と、後輪側

50

減衰係数が前輪側減衰係数より大きい第2の特定状態とのいずれが、ピッチ抑制状態とロール抑制状態とのいずれに対応するかについては、車両によって異なり、そのことについては、後に詳しく説明することとする。本項の態様によれば、ピッチ振動あるいはロール振動を抑制するとともに、比較的高い周波数の振動もある程度減衰することが可能であるため、上述の乗り心地の悪化を抑制することが可能である。

【0037】

前輪側減衰係数と後輪側減衰係数との間に差を設けることで、ピッチ振動あるいはロール振動を抑制することができるかについて説明する。まず、1自由度の減衰振動モデルを考え、 m を前輪あるいは後輪に対応するばね上部の質量（分担荷重 W を重力加速度 g で除したものである）、 C をショックアブソーバの減衰係数、 k をサスペンションスプリングのばね定数とすれば、次式のような関係が成り立つ。

$$\text{ばね上共振周波数} = (k/m)^{1/2} \quad \dots (1)$$

$$\text{臨界減衰係数 } C_c = 2 \cdot (m \cdot k)^{1/2} \quad \dots (2)$$

$$\text{減衰比} = C / C_c \quad \dots (3)$$

また、1自由度の減衰振動モデルにおいて、前輪あるいは後輪に対応するばね上部の変位量を $x(t)$ とすれば、運動方程式は次式によって表される。

$$m \cdot d^2 x(t) / dt^2 + C \cdot dx(t) / dt + k \cdot x(t) = 0 \quad \dots (4)$$

その運動方程式の解から、減衰振動周波数 ω_d が、次式によって表される。

$$\omega_d = (1 - \zeta^2)^{1/2} \cdot \omega_n \quad (\zeta < 1 \text{ の場合}) \quad \dots (5)$$

なお、一般的な車両においては、路面の凸所や凹所を車輪が通過する際の振動が、1周期強で収束するように設定される。

【0038】

図1に示すように、路面の凸所を前側2輪、後側2輪が順次通過して、ピッチ振動が生じる場合を考える。その場合、前輪側のばね上部および後輪側のばね上部は、それぞれが(5)式から求まる周波数の減衰振動が生じる。そして、前輪側の減衰振動周波数および後輪側の減衰振動周波数が、ほぼ同程度であれば、図2に示すように、前輪側、後輪側の順でばね上部の変位が最大値に達し、その順で振動が収束することになる。そして、その前輪側の振動と後輪側の振動とのリバウンド方向の変位が最大となるタイミングを合わせるようにすれば、ピッチ角は小さくなると考えられる。また、路面の凹所を車輪が通過する場合には、前輪側の振動と後輪側の振動とのバウンド方向の変位が最大となるタイミングを合わせるようにすればよい。つまり、前輪側の振動の位相を遅らせるように前輪側の減衰振動周波数を低くすることと、後輪側の振動の位相を進ませるように前輪側の減衰振動周波数を高くすることとの少なくとも一方を行えばよいのである。(5)式および(2)式から解るように、ショックアブソーバの減衰係数 C を変化させることで、減衰振動周波数 ω_d を変化させることが可能であるため、前輪側減衰係数が後輪側減衰係数より大きい第1の特定状態とすることで、ピッチ抑制状態を実現することができる。なお、図2は、ある車両の走行速度の場合を示したものであり、車速が高くなれば、前輪側の振動と後輪側の振動との開始時が近くなるため、前輪側の振動と後輪側の振動とのリバウンド方向の変位が最大となるタイミングは近づくことになり、逆に、車速が低くなれば、前輪側の振動と後輪側の振動とのリバウンド方向の変位が最大となるタイミングはずれることになる。

【0039】

また、路面の凸所あるいは凹所を左右のいずれかの前輪、後輪が順次通過して、ロール振動が生じる場合を考える。例えば、左前輪が凸所を通過し終え、左後輪が凸所を通過中であるような場合には、図3（車両後方側からの視点において、前輪側を図3(a)に、後輪側を図3(b)に示している）に示すように、左前輪がバウンド方向に変位するとともに、左後輪がリバウンド方向に変位するような状態があり、そのような状態においては、前輪側がロールしようとする方向と後輪側がロールしようとする方向とが逆方向となる。つまり、車体がそのような動作をしようする場合、車体の剛性が高いために、車体にロールが生じにくい。したがって、前輪側の振動と後輪側の振動とが逆位相になるように、前輪

10

20

30

40

50

側の振動と後輪側の振動とのリバウンド方向の変位が最大となるタイミングをずらすことで、ロールを抑制することができると考えられる。具体的には、前輪側の振動の位相を進ませるように前輪側の減衰振動周波数を高くすることと、後輪側の振動の位相を遅らせるように前輪側の減衰振動周波数を低くすることとの少なくとも一方を行えばよいのであり、後輪側減衰係数が前輪側減衰係数より大きい第2の特定状態とすることで、ロール抑制状態を実現することができる。

【0040】

ところが、前輪に対応するショックアブソーバと後輪に対応するショックアブソーバとの減衰係数は、通常、ほぼ同じ程度の値に設定されているが、前輪側の分担荷重と後輪側の分担荷重とに差があること等によって、前輪側のばね上部の共振周波数である前輪側ばね上共振周波数と、後輪側のばね上部の共振周波数である後輪側ばね上共振周波数とが、互いに異なることになる。その場合には、(5)式から解るように、前輪側減衰振動周波数および後輪側減衰振動周波数とが互いに異なることになるのである。そして、それら前輪側減衰振動周波数および後輪側減衰振動周波数との関係、つまり、前輪側ばね上共振周波数と後輪側ばね上共振周波数との関係によっては、例えば、路面の凸所を通過する際に、後輪側が前輪側より先にリバウンド方向の変位が最大となるような車両も存在するのである。

【0041】

ここで、路面の凸所あるいは凹所を前輪および後輪が順次通過する際における、前輪および後輪の各々についての、前輪が凸所に差し掛かってからリバウンド側の変位が最大となるまでの時間あるいは前輪が凹所に差し掛かってからリバウンド側の変位が最大となるまでの時間を、前輪側最大変位到達時間、後輪側最大変位到達時間と定義する(図2参照)。そして、図2に示したように、前輪側最大変位到達時間が後輪側最大変位到達時間より短い場合には、前述したように第1の特定状態をピッチ抑制状態に対応させ、第2の特定状態をロール抑制状態に対応させるのが望ましい。それに対して、図示はしないが、上述の後輪側が前輪側より先にリバウンド方向の変位が最大となるような車両である場合、つまり、後輪側最大変位到達時間が前輪側最大変位到達時間より短い場合には、後輪側減衰係数が前輪側減衰係数より大きい第2の特定状態をピッチ抑制状態に対応させ、前輪側減衰係数が後輪側減衰係数より大きい第1の特定状態をロール抑制状態に対応させることが望ましい。

【0042】

本項の態様は、ピッチ抑制状態とロール抑制状態との各々を実現する際に、例えば、前輪側減衰係数と後輪側減衰係数との比を前後減衰係数比と定義した場合において、制御装置が、その各々に対して設定された前後減衰係数比が設定比となるように4つのショックアブソーバの各々の減衰係数を制御する態様とすることが可能である。一般的に、ショックアブソーバは、減衰係数変更機構によって減衰係数を変更可能な範囲は限られており、上述した後輪側最大変位到達時間と前輪側最大変位到達時間との差をなくすように、前輪側減衰係数と後輪側減衰係数との差を比較的大きくすることが望ましい。具体的には、ピッチ抑制状態における前後減衰係数比とロール抑制状態における前後減衰係数比との各々が、前輪側減衰係数と後輪側減衰係数とのうちの大きい方の値がそれらのうちの小さい方の値の2倍以上の大きさとなるように設定されることが望ましい。

【0043】

(14)前輪側のばね上部の共振周波数である前輪側ばね上共振周波数と後輪側のばね上部の共振周波数である後輪側ばね上共振周波数との関係に基づいて、前記2つの特定状態のいずれがピッチ抑制状態に対応し、いずれがロール抑制状態に対応するかが設定されている(13)項に記載の車両用サスペンションシステム。

【0044】

(15)路面の凸所あるいは凹所を前輪および後輪が順次通過する際における、前輪および後輪の各々についての、前輪が凸所に差し掛かってからリバウンド方向の変位が最大となるまでの時間あるいは前輪が凹所に差し掛かってからリバウンド方向の変位が最大とな

10

20

30

40

50

るまでの時間を、前輪側最大変位到達時間、後輪側最大変位到達時間と定義した場合において、

前輪側最大変位到達時間が後輪側最大変位到達時間より短い場合に、第1の特定状態が前記ピッチ抑制状態に対応し、第2の特定状態が前記ロール抑制状態に対応するように設定され、

後輪側最大変位到達時間が前輪側最大変位到達時間より短い場合に、第1の特定状態が前記ロール抑制状態に対応し、第2の特定状態が前記ピッチ抑制状態に対応するように設定された(13)項または(14)項に記載の車両用サスペンションシステム。

【0045】

上記2つの項に記載の態様は、先に説明した内容に基づいて、第1の特定状態と第2の特定状態とのいずれが、ピッチ抑制状態とロール抑制状態とのいずれに対応するかを決定する方法を具体化した態様である。

【0046】

(16)前記複数の振動減衰制御が、

前記複数の車体振動の1つであるロール振動を減衰するロール減衰制御と、前記複数の車体振動の1つであるピッチ振動を減衰するピッチ減衰制御とを含み、

前記制御装置が、

4つの車輪の各々に対応するばね上部の振動におけるばね上共振周波数の振動成分の強度が設定された程度より低い状況下において、ロール振動とピッチ振動との少なくとも一方を減衰させる必要がある場合に、(i)前記4つのショックアブソーバの各々の減衰係数を制御して前記ロール抑制状態を実現するとともに、前記複数の振動減衰制御のうち前記ロール減衰制御を実行しないように、あるいは、(ii)前記4つのショックアブソーバの各々の減衰係数を制御して前記ピッチ抑制状態を実現するとともに、前記複数の振動減衰制御のうち前記ピッチ減衰制御を実行しないように構成された(13)項ないし(15)項のいずれか1つに記載の車両用サスペンションシステム。

【0047】

(17)前記制御装置が、

4つの車輪の各々に対応するばね上部の振動におけるばね上共振周波数の振動成分の強度が設定された程度より低い状況下において、(A-1)ロール振動の強度が設定された程度を超え、かつ、ピッチ振動の強度が設定された程度以下である場合に、前記4つのショックアブソーバの各々の減衰係数を制御して前記ロール抑制状態を実現するとともに、前記ロール減衰制御と前記ピッチ減衰制御との両者を実行しないようにされ、(A-2)ロール振動の強度が設定された程度以下で、かつ、ピッチ振動の強度が設定された程度を超える場合に、前記4つのショックアブソーバの各々の減衰係数を制御して前記ピッチ抑制状態を実現するとともに、前記ロール減衰制御と前記ピッチ減衰制御との両者を実行しないように構成された(16)項に記載の車両用サスペンションシステム。

【0048】

(18)前記制御装置が、

4つの車輪の各々に対応するばね上部の振動におけるばね上共振周波数の振動成分の強度が設定された程度より低い状況下において、ロール振動の強度が設定された程度を超え、かつ、ピッチ振動の強度が設定された程度を超える場合に、(B-1)前記4つのショックアブソーバの各々の減衰係数を制御して前記ロール抑制状態を実現するとともに、前記複数の振動減衰制御のうち前記ロール減衰制御を実行せず、前記ピッチ抑制制御を実行するように、あるいは、(B-2)前記4つのショックアブソーバの各々の減衰係数を制御して前記ピッチ抑制状態を実現するとともに、前記複数の振動減衰制御のうち前記ピッチ減衰制御を実行せず、前記ロール抑制制御を実行するように構成された(16)項または(17)項に記載の車両用サスペンションシステム。

【0049】

上記3つの項に記載の態様によれば、ロール振動とピッチ振動とのいずれかをショックアブソーバによって抑制して、接近離間力発生装置が発生させる接近離間力を、さらに制

10

20

30

40

50

限することが可能である。2つめの項に記載の態様は、ロール振動とピッチ振動とのいずれかがそれらの各々の振動の強度に基づいて抑える必要があると判断された場合において、その一方をショックアブソーバによって抑制する態様である。3つめの項に記載の態様は、ロール振動とピッチ振動との両者がそれらの各々の振動の強度に基づいて抑える必要があると判断された場合において、それらのうちの一方をショックアブソーバによって抑制するとともに、それらの他方を接近離間力発生装置によって減衰させる態様である。

【0050】

(21)前記4つの接近離間力発生装置の各々が、

一端部がばね上部とばね下部との一方に連結される弾性体と、

ばね上部とばね下部との他方と前記弾性体の他端部との間に配設されてその他方と前記弾性体とを連結し、前記電磁モータを自身の構成要素としてその電磁モータが発生させるモータ力に依拠して自身が発生させる力を前記弾性体に作用させることで、自身の動作量に応じて前記弾性体の変形量を変化させるとともに、その力を前記弾性体を介してばね上部とばね下部とに接近離間力として作用させる電磁式のアクチュエータと

を有する(1)項ないし(18)項のいずれかが1つに記載の車両用サスペンションシステム。

【0051】

本項に記載の態様は、接近離間力発生装置を、いわゆる左右独立型のスタビライザ装置の一構成要素に限定した態様である。本項に記載の「接近離間力発生装置」は、アクチュエータの発生させる力を弾性体に作用させるとともに、アクチュエータの動作量に応じて弾性体の変形量を変化させる構造のものとされている。したがって、本項の態様では、接近離間力発生装置が発生させる接近離間力と、アクチュエータの動作量とは、相互に対応する。なお、本項に記載の「弾性体」は、変形量に応じた何らかの弾性力を発揮するものであればよく、例えば、コイルばね、トーションばね等、種々の構造の弾性体とすることができる。

【0052】

(22)前記弾性体が、ばね上部に回転可能に保持されたシャフト部と、そのシャフト部の一端部からそのシャフト部と交差して延びて先端部がばね下部に連結されたアーム部とを有し、

前記アクチュエータが、車体に固定され、自身が発生させる力によって前記シャフト部をその軸線まわりに回転させるものである(21)項に記載の車両用サスペンションシステム。

【0053】

本項に記載の態様は、接近離間力発生装置の構造をさらに具体的に限定した態様である。本項の態様における「弾性体」は、シャフト部とアーム部との少なくとも一方が、弾性体としての機能を有していればよい。例えば、シャフト部が捩られることでそれがばねとしての機能を有するようにしてもよく、アーム部が撓むことでそれがばねとしての機能を有するようにしてもよい。なお、上記弾性体は、シャフト部とアーム部とが別部材とされてそれらが結合されたものであってもよく、それらが一体化して成形されたものであってもよい。

【0054】

(23)外部入力に抗して前記アクチュエータを作動させるのに必要なモータ力に対するその外部入力の比率を、前記アクチュエータの正効率と、外部入力によっても前記アクチュエータが動作させられないために必要となるモータ力のその外部入力に対する比率を、前記アクチュエータの逆効率と、それら正効率と逆効率との積を、正逆効率積と、それぞれ定義した場合において、

前記アクチュエータが、 $1/2$ 以下の正逆効率積を有する構造とされた(21)項または(22)項に記載の車両用サスペンションシステム。

【0055】

本項にいう「正逆効率積」は、ある大きさの外部入力に抗してアクチュエータを動作させるのに必要なモータ力と、その外部入力によってもアクチュエータが動作させられない

10

20

30

40

50

ために必要なモータ力との比と考えることができ、正逆効率積が小さいほど、外部入力に対して動かされ難いアクチュエータとなる。したがって、正逆効率積が比較的小さなアクチュエータを採用すれば、例えば、車体のロール、ピッチ等を抑制する際に、外部入力の作用下、ばね上部とばね下部との距離をある距離に維持させるような場合において、比較的小さな電力によって、その距離を維持することが可能なる。したがって、本項の態様のシステムによれば、省電力の観点において優れたシステムが実現され得る。

【0056】

(24)前記アクチュエータが、前記電磁モータの動作を減速する減速機を有してその減速機によって減速された動作が自身の動作となるとともに、その減速機の減速比が1/100以下となる構造とされた(21)項ないし(23)項のいずれか1つに記載の車両用サスペンションシステム。

10

【0057】

本項の態様は、減速比が比較的大きい、換言すれば、電磁モータの動作量に対するアクチュエータの動作量が小さいアクチュエータを採用する態様である。減速比が大きい減速機を採用する場合、一般に、上述した正逆効率積の値は小さくなると考えることができる。その観点からすれば、本項の態様は、正逆効率積の比較的小さなアクチュエータを採用する態様の一種と考えることができる。減速機の減速比を大きくすれば、電磁モータの小型化が可能となる。

【0058】

本項の態様において減速機は、その機構が特に限定されるものではない。例えば、ハーモニックギヤ機構(「ハーモニックドライブ(登録商標)機構」,「ストレインウェーブギヤリング機構」等と呼ばれることもある)、ハイポサイクロイド減速機構等、種々の機構の減速機を採用することが可能である。

20

【実施例】

【0059】

以下、請求可能発明の実施例を、図を参照しつつ詳しく説明する。なお、請求可能発明は、下記実施例の他、前記〔発明の態様〕の項に記載された態様を始めとして、当業者の知識に基づいて種々の変更、改良を施した種々の態様で実施することができる。また、〔発明の態様〕の各項の説明における技術的事項を利用して、下記の実施例の変形例を構成することも可能である。

30

【0060】

<サスペンションシステムの構成>

i) サスペンションシステムの全体構成

図4に、実施例の車両用サスペンションシステム10を模式的に示す。本システム10においては、前後左右4つの車輪12FR, FL, RR, RLと車体14との間に、それら4つの車輪12の各々に対応して4つのサスペンション装置20FR, FL, RR, RLが設けられている。転舵輪である前輪12FR, FLのサスペンション装置20FR, FLと非転舵輪である後輪12RR, RLのサスペンション装置20RR, RLとは、車輪12を転舵可能とする機構を除き略同様の構成とみなせるため、説明の簡略化に配慮して、図5, 6を参照しつつ、左後輪12RLのサスペンション装置20RLを代表して説明する。図5は、サスペンション装置20RLの側面図(車両後方から眺めた図)であり、図6は、その平面図(車両上方から眺めた図)である。なお、以下の説明において、4つの車輪のいずれに対応するものであるかを明確にする必要がある場合には、図に示すように、車輪位置を示す添え字として、左前輪, 右前輪, 左後輪, 右後輪の各々に対応するものにFL, FR, RL, RRを付す場合がある。また、前輪側と後輪側とを区別する必要がある場合には、Fr, Rrを付す場合がある。

40

【0061】

図5, 6に示すように、サスペンション装置20は、独立懸架式のものであり、マルチリンク式サスペンション装置とされている。サスペンション装置20は、それぞれが車輪保持部としてのサスペンションアームである第1アッパアーム30, 第2アッパアーム3

50

2, 第1ロアアーム34, 第2ロアアーム36, トーコントロールアーム38を備えている。5本のアーム30, 32, 34, 36, 38のそれぞれ的一端部は、車体14に回動可能に連結され、他端部は、車輪12を回轉可能に保持するアクスルキャリア40に回動可能に連結されている。それら5本のアーム30, 32, 34, 36, 38により、アクスルキャリア40は、車体14に対して略一定の軌跡を描くような上下動が可能とされている。

【0062】

サスペンション装置20は、サスペンションスプリングとしてのコイルスプリング50と、液圧式のショックアブソーバ52と、車体14と車輪12との間の距離（以下、「車体車輪間距離」という場合がある）を調整可能な車体車輪間距離調整装置54（以下、単に「調整装置54」という場合がある）とを備えている。それらコイルスプリング50, ショックアブソーバ52, 調整装置54は、それぞれ、ばね上部の一部分を構成するマウント部56を含む車体14の一部と、ばね下部の一部分を構成する第2ロアアーム36との間に、互いに並列的に配設されている。

【0063】

ii) ショックアブソーバの構成

上記ショックアブソーバ52の構造について、図7, 8を参照しつつ、詳しく説明する。ショックアブソーバ52は、図7に示すように、作動液を収容するハウジング60と、そのハウジング60に液密かつ摺動可能に嵌合されたピストン62と、そのピストン62に下端部が連結されて上端部がハウジング60の上方から延び出すピストンロッド64とを含んで構成されている。そして、ハウジング60が、第2ロアアーム36に連結され、ピストンロッド64が、マウント部56に連結される。ちなみに、ピストンロッド64は、ハウジング60の上部に設けられた蓋部66を貫通しており、シール68を介してその蓋部66と摺接している。

【0064】

ハウジング60は、図8に示すように、外筒70と内筒72とを含んで構成され、それらの間にバッファ室74が形成されている。上記ピストン62は、その内筒72の内側に嵌合されており、内筒72の内部を、上室76と下室78とに区画している。そのピストン62には、上室76と下室78とを接続する接続通路80, 82が、同心状に複数個ずつ設けられている（図8には、2つずつが図示されている）。ピストン62の下面には、弾性材製の円形をなす弁板84が配設されており、その弁板84によって、ピストン62の内周側の接続通路80が塞がれ、上室76と下室78との液圧差により弁板84が撓められると上室76から下室78への作動液の流れが許容されるようになっている。また、ピストン62の上面には、弾性材製の円形をなす2枚の弁板86, 88が配設されており、その弁板86, 88によって、それらに設けられた開口部によりピストン62の内周側の接続通路80が常時塞がれずに、ピストン62の外周側の接続通路82が塞がれ、上室76と下室78との液圧差により弁板86が撓められると下室78から上室76への作動液の流れが許容されるようになっている。さらに、下室76とバッファ室74との間には、ピストン62と同様の接続通路, 弁板が設けられたベースバルブ体90が設けられている。

【0065】

また、ショックアブソーバ52は、図7に示すように、回轉型の電磁モータ100（以下、単に「モータ100」という場合がある）と、軸線方向に移動可能な調整ロッド102と、モータ100の回轉動作を調整ロッド102の軸線方向の動作に変換する動作変換機構104とを備えている。モータ100は、モータケース106に固定して収容され、そのモータケース106が、その外周部において、防振ゴムを含んで構成されるアッパサポート108を介してマウント部56に連結されている。前述のピストンロッド64は、その上端部において、モータケース106に固定されることで、マウント部56にモータケース106を介して連結されている。ピストンロッド64には、軸線方向に延びる貫通穴110が形成されており、調整ロッド102が、その貫通穴110に挿入され、軸

10

20

30

40

50

線方向に移動可能とされている。調整ロッド102は、その上端部において、動作変換機構104を介してモータ100に連結され、モータ100の回転駆動に伴って、軸線方向に移動させられるようになっている。

【0066】

図8に示すように、ピストンロッド64の貫通穴110は、段付き形状を成し、上部が大径部112、下部が小径部114とされる。その大径部112は、接続通路116によって上室76に開口し、小径部114は下室78に開口しており、上室76と下室78とが連通させられている。一方、調整ロッド102は、下端部118を除く部分の外径が、大径部112の内径より小さく、かつ、小径部114の内径より大きくされている。調整ロッド102の下端部118は、下方に向かうほど外径が小さくなる円錐形状とされており、小径部114に進入可能とされている。なお、貫通穴110の接続通路116が接続された部分より上方にシール120が設けられ、貫通穴110の内周面と調整ロッド102の外周面との間の液密が保たれる。

10

【0067】

上記のような構造により、例えば、マウント部56と第2ロアアーム36とが離間し、ピストン62がハウジング60に対して上方に移動させられる場合には、上室76の液圧が高くなる。そのため、上室76の作動液の一部が、接続通路80および貫通穴110を通過して下室78へ流れるとともに、バッファ室74の作動液の一部がベースバルブ体90の接続通路を通過して下室78へ流入することになる。逆に、マウント部56と第2ロアアーム36とが接近し、ピストン62がハウジング60に対して下方に移動させられる場合には、下室78の液圧が高くなる。そのため、下室78の作動液の一部が、接続通路82および貫通穴110を通過して上室76へ流れるとともに、ベースバルブ体90の接続通路を通過してバッファ室74へ流出することになる。そして、それらの場合の作動液の流通に対して抵抗力が付与され、ピストン62とハウジング60との相対移動に対して抵抗力が付与されるのである。つまり、ショックアブソーバ52は、ばね上部とばね下部と接近離間動作に対して減衰力を発生させる構造とされている。

20

【0068】

また、上述したように、調整ロッド102は、モータ100の駆動に伴って軸線方向に移動可能とされており、その調整ロッド102の位置の変化に伴って、貫通穴110における大径部112と小径部114との段差部と調整ロッド102の下端部118の外周面との間のクリアランス130が、換言すれば、小径部114の開口面積が、変化させられることになる。つまり、調整ロッド102のピストンロッド64に対する位置を変化させることで、貫通穴110の作動液の流通に対する抵抗力を変化させることが可能である。したがって、ショックアブソーバ52は、モータ100の駆動により調整ロッド102を軸線方向に移動させてクリアランス130を変更することで、ばね上部とばね下部と接近離間動作に対する減衰特性、換言すれば、減衰係数を変更することが可能な構造とされている。そのような構造とれていることから、ショックアブソーバ52は、モータ100、調整ロッド102、貫通穴110、接続通路116等を含んで構成される減衰係数変更機構を備えるものとなっている。

30

【0069】

なお、モータ100は、ステッピングモータであり、あらかじめ設定された複数の回転位置(回転角)で停止させられるようになっている。つまり、ショックアブソーバ52は、その複数の回転位置に応じて、段階的に減衰係数を変更可能とされている。具体的には、本システム10のショックアブソーバ52は、減衰係数を、標準的な減衰係数である標準減衰係数 C_M 、その標準減衰係数 C_M より大きい減衰係数として設定された高減衰係数 C_H 、標準減衰係数 C_M より小さい減衰係数として設定された低減衰係数 C_L の3段階に変更可能とされており、それら3つの減衰係数のうちから選択的に変更することが可能とされている。

40

【0070】

ハウジング60の外周部には、環状の下部リテーナ132が設けられ、一方、アッパサ

50

ポート108が、上部リテーナ134を有している。それら下部リテーナ132と上部リテーナ134とによって、コイルスプリング50が挟まれる状態で支持されている。また、ピストンロッド64のハウジング60の内部に位置する部分には、環状部材136が固定されてその上面に緩衝ゴム138が貼着されており、環状部材136とハウジング60の蓋部66の下面とが緩衝ゴム138を介して当接することによって、ばね上部とばね下部との離間方向の動作が禁止される。さらに、モータケース106の下面には、筒状の緩衝ゴム140が貼着されており、モータケース106の下面とハウジング60の蓋部66の上面とが緩衝ゴム140を介して当接することによって、ばね上部とばね下部との接近方向の動作が禁止される。つまり、ショックアブソーバ52は、ばね上部とばね下部との接近離間動作に対するストッパ、いわゆるバウンドストッパ、および、リバウンドストッパを有しているのである。

10

【0071】

iii) 車体車輪間距離調整装置の構成

車体車輪間距離調整装置54は、概してL字形をなすL字形バー150と、そのバー150を回転させるアクチュエータ152とを備えている。アクチュエータ152は、取付部154において車体14の下部に固定される。L字形バー150は、図5, 6に示すように、概ね車幅方向に延びるシャフト部156と、それと連続するとともにそれと交差して概ね車両後方に延びるアーム部158とに区分することができる。L字形バー150は、シャフト部156の端部(アーム部158とは反対側の端部)において、アクチュエータ152に連結されるとともに、シャフト部156の中間部において、車体14に固定された保持具160によってシャフト部156の軸線回りの回転が許容される状態で保持されている。また、アーム部158の端部(シャフト部154とは反対側の端部)は、リンクロッド162を介して、第2ロアアーム36に連結されている。なお、そのリンクロッド162は、一端部において、第2ロアアーム36に設けられたリンクロッド連結部164に揺動可能に連結され、他端部において、L字形バー150のアーム部158の端部に揺動可能に連結されている。

20

【0072】

調整装置54の備えるアクチュエータ152は、図9に示すように、駆動源としての電磁モータ170と、その電磁モータ170の回転を減速して伝達する減速機172とを含んで構成される。これらモータ170と減速機172とは、アクチュエータ152の外殻部材であるハウジング174内に設けられており、そのハウジング174は、その一端部に設けられた上述の取付部154において、車体14に固定的に取り付けられている。L字形バー150は、そのシャフト部156がハウジング174の他端部から延びるように配設される。L字形バー150のシャフト部156は、そのハウジング174内に存在する部分において、後に詳しく説明するように、減速機172と接続されている。さらに、シャフト部156は、その軸方向の中間部において、プッシュ型軸受176を介してハウジング174に回転可能に保持される。

30

【0073】

モータ80は、ハウジング174の内周面に設けられた複数のコイル178と、ハウジング174に回転可能に保持された中空状のモータ軸180と、コイル178と向きあうようにしてモータ軸180の外周面に設けられた永久磁石182とを含んで構成される。モータ170は、コイル178がステータとして機能し、永久磁石182がロータとして機能するモータであり、3相のDCブラシレスモータとされている。なお、ハウジング174内に、モータ軸180の回転角度、すなわち、モータ80の回転角を検出するためのモータ回転角センサ184が設けられている。モータ回転角センサ184は、エンコーダを主体とするものであり、アクチュエータ152の制御、つまり、調整装置54の制御に利用される。

40

【0074】

減速機172は、波動発生器(ウェーブジェネレータ)190, フレキシブルギヤ(フレクスプライン)192およびリングギヤ(サーキュラスプライン)194を備え、ハー

50

モニックギヤ機構（「ハーモニックドライブ（登録商標）機構」，「ストレインウェーブギヤリング機構」等と呼ばれることもある）として構成されている。波動発生器 190 は、楕円状カムと、その外周に嵌められたボールベアリングとを含んで構成されるものであり、モータ軸 180 の一端部に固定されている。フレキシブルギヤ 192 は、周壁部が弾性変形可能なカップ形状をなすものとされており、周壁部の開口側の外周に複数の歯（本減速機 172 では、400 歯）が形成されている。このフレキシブルギヤ 192 には、その底部に設けられた孔に L 字形バー 150 のシャフト部 156 がスプライン嵌合されており、それらが一体的に回転可能とされている。リングギヤ 194 は、概してリング状をなして内周に複数の歯（本減速機 172 においては、402 歯）が形成されたものであり、ハウジング 174 に固定されている。フレキシブルギヤ 192 は、その周壁部が波動発生器 190 に外嵌して楕円状に弾性変形させられ、楕円の長軸方向に位置する 2 箇所においてリングギヤ 194 と噛合し、他の箇所では噛合しない状態とされている。

10

【0075】

波動発生器 190 が 1 回転（360 度）、つまり、モータ 170 のモータ軸 180 が 1 回転させられると、フレキシブルギヤ 192 とリングギヤ 194 とが、2 歯分だけ相対回転させられる。つまり、減速機 172 の減速比は、 $1/200$ とされている。 $1/200$ という減速比は、比較的大きな減速比であり（モータ 170 の回転速度に対してアクチュエータ 152 の回転速度が比較的小さいことを意味する）、この減速比の大きさに依存して、本アクチュエータ 152 では、電磁モータ 170 の小型化が図られているのである。また、その減速比に依存して、外部入力等によっては動作させられ難いものになっている。

20

【0076】

以上のような構造から、モータ 170 が駆動させられると、そのモータ 170 が発生させるモータ力によって、L 字形バー 150 が回転させられて、その L 字形バー 150 のシャフト部 156 が捩じられることになる。この捩りにより生じる捩り反力が、アーム部 158，リンクロッド 162，リンクロッド連結部 164 を介し、第 2 ロアアーム 36 に伝達され、第 2 ロアアーム 36 を車体 14 に対して押し下げたり、引き上げたりする力、言い換えれば、ばね上部とばね下部とを接近離間させる方向の力である接近離間力として作用する。つまり、アクチュエータ 152 が発生させる力であるアクチュエータ力が、弾性体として機能する L 字形バー 150 を介して、接近離間力として作用することになる。このことから、調整装置 54 は、接近離間力を発生する接近離間力発生装置としての機能を有していると考えることができ、その接近離間力を調整することで、車体 14 と車輪 12 との距離を調整することが可能となっている。

30

【0077】

サスペンション装置 20 の構成は、概念的には、図 10 のように示すことができる。図から解るように、マウント部 56 を含むばね上部としての車体の一部と、第 2 ロアアーム 36 等を含んで構成されるばね下部との間に、コイルスプリング 50，ショックアブソーバ 52 および調整装置 54 が、互いに並列的に配置されている。また、調整装置 54 を構成する弾性体としての L 字形バー 150 およびアクチュエータ 152 は、ばね上部とばね下部との間に直列的に配置されている。言い換えれば、L 字形バー 150 は、コイルスプリング 50 およびショックアブソーバ 52 と並列的に配置され、L 字形バー 150 と車体の一部との間には、それらを連結するアクチュエータ 152 が配設されているのである。

40

【0078】

調整装置 54 は、ばね上部とばね下部とを接近・離間させる方向の力である接近離間力を発生させ、その接近離間力の大きさを変更可能とされている。詳しく言えば、アクチュエータ 152 が、モータ力に依拠するアクチュエータ力によって、弾性体としての L 字形バー 150 を変形させつつ、つまり、L 字形バー 150 のシャフト部 156 を捩りつつ、そのアクチュエータ力を、L 字形バー 150 を介して、ばね上部とばね下部とに接近離間力として作用させている。その接近離間力は、L 字形バー 150 の変形による弾性力に相当するものであり、その弾性力は、シャフト部 156 の捩り変形量に応じた大きさとなる。また、そのシャフト部 156 の捩り変形量は、アクチュエータ 152 の動作量、つまり

50

モータ170の回転角に対応したものである。つまり、モータ170の回転角を変化させることで、接近離間力を変化させることが可能である。したがって、本サスペンションシステム10では、ばね上とばね下に作用させる接近離間力が、目標の大きさとなるように、モータ170の回転角が制御されるようになっている。

【0079】

ここで、アクチュエータ152の効率（以下、「アクチュエータ効率」という場合がある）について考察する。アクチュエータ効率には、正効率、逆効率との2種が存在する。アクチュエータ逆効率（以下、単に「逆効率」という場合がある） η_N は、ある外部入力によってもモータ170が回転させられない最小のモータ力の、その外部入力に対する比率と定義されるものであり、また、アクチュエータ正効率（以下、単に「正効率」という場合がある） η_P は、ある外部入力に抗してL字形バー150のシャフト部156を回転させるのに必要な最小のモータ力に対するその外部入力の比率と定義されるものである。つまり、アクチュエータ力（アクチュエータトルクと考えてもよい）を F_a と、電磁モータ80が発生させる力であるモータ力（モータトルクと考えることができる）を F_m とすれば、正効率 η_P 、逆効率 η_N は、下式のように表現できる。

$$\text{正効率 } \eta_P = F_{aP} / F_{mP}$$

$$\text{逆効率 } \eta_N = F_{mN} / F_{aN}$$

【0080】

アクチュエータ152のモータ力 - アクチュエータ力特性は、図11に示すようなものであり、アクチュエータ152の正効率 η_P 、逆効率 η_N は、それぞれ、図に示す正効率特性線の傾き、逆効率特性線の傾きの逆数に相当するものとなる。図から解るように、同じ大きさのアクチュエータ F_a を発生させる場合であっても、正効率特性下において必要な電磁モータ170のモータ力 F_{mP} と、逆効率特性下において必要なモータ力 F_{mN} とは、その値が比較的大きく異なっている（ $F_{mP} > F_{mN}$ ）。

【0081】

ここで、正効率 η_P と逆効率 η_N との積を正逆効率積 $\eta_P \cdot \eta_N$ と定義すれば、正逆効率積 $\eta_P \cdot \eta_N$ は、ある大きさの外部入力に抗してアクチュエータを動作させるのに必要なモータ力と、その外部入力によってもアクチュエータが動作させられないために必要なモータ力との比と考えることができる。そして、正逆効率積 $\eta_P \cdot \eta_N$ が小さい程、正効率特性下において必要なモータ力 F_{mP} に対して、逆効率特性下において必要なモータ力 F_{mN} が小さくなる。簡単に言えば、正逆効率積 $\eta_P \cdot \eta_N$ が小さい程、動かされ難いアクチュエータであると考えることができる。

【0082】

本システム10においては、アクチュエータ152は、図11から解るように、正逆効率積 $\eta_P \cdot \eta_N$ が比較的小さく、具体的な数値で言えば、正逆効率積 $\eta_P \cdot \eta_N$ が1/3となっており、外部入力によっては比較的動作させられ難いアクチュエータとなっている。このことは、例えば、外部入力の作用下で回転位置を維持させる場合等において、外部入力に抗してアクチュエータ152を回転させる場合に比較して、電磁モータ170が発生させるべき力を大きく低減することを可能としている。モータ力は、モータへの供給電力に比例すると考えることができるため、正逆効率積 $\eta_P \cdot \eta_N$ が小さいアクチュエータ152を備えた本システム10では、電力消費が大きく削減されることになる。

【0083】

なお、本システム10においては、上述のように、正逆効率積 $\eta_P \cdot \eta_N$ が比較的小さいアクチュエータ152を採用していること等の理由から、調整装置54は、比較的高周波域の振動に対処することが困難となっている。そこで、本システム10が備えるショックアブソーバ52は、通常時に高周波域の振動減衰に好適なアブソーバとされており、比較的高周波数域の振動の車体への伝達を抑制することが可能となっている。つまり、本システム10では、アクチュエータ152の作動が十分に追従可能な比較的低周波数域、つまり、ばね上共振周波数を含む低周波域の振動には調整装置54によって対処し、ばね下共振周波数を含む高周波域の振動にはアブソーバ52によって対処するようにされている。

したがって、ショックアブソーバ52の標準減衰係数 C_M は、上記機能を担保するために低目に設定されている。具体的に言えば、アブソーバ52の標準減衰係数 C_M は、 $1500\text{ N}\cdot\text{s}\cdot\text{e}\cdot\text{c}/\text{m}$ （車輪の動作に対してその車輪に直接作用させたと仮定した値）とされており、調整装置54を有していないサスペンションシステムにおけるショックアブソーバ、つまり、コンベンショナルなショックアブソーバに設定されている値である $3000\sim 5000\text{ N}\cdot\text{s}\cdot\text{e}\cdot\text{c}/\text{m}$ の半分以下に設定されている。

【0084】

iv) 制御装置の構成

本サスペンションシステム10は、4つのサスペンション装置20の作動、詳しく言えば、4つのショックアブソーバ52の各々の減衰係数変更機構と、4つの調整装置54の各々のアクチュエータ152との作動を制御する制御装置としてのサスペンション電子制御ユニット200（以下、「ECU200」という場合がある）を備えている（図4参照）。ECU200は、図12に示すように、CPU、ROM、RAM等を備えたコンピュータを主体とするコントローラ202と、各ショックアブソーバ52が有するモータ100に対応する4つのインバータ204と、各アクチュエータ152が有するモータ170に対応する4つのインバータ206とを有している。それらインバータ204およびインバータ206は、コンバータ208を介してバッテリー210に接続されており、各ショックアブソーバ52のモータ100、各アクチュエータ152のモータ170には、そのコンバータ208とバッテリー210とを含んで構成される電源から電力が供給される。

【0085】

なお、各アクチュエータ152のモータ170は定電圧駆動されることから、モータ170への供給電力量は、供給電流量を変更することによって変更され、モータ170は、その供給電流量に応じた力を発揮することとなる。ちなみに、供給電流量の変更は、各インバータ206がPWM（Pulse Width Modulation）によるパルスオン時間とパルスオフ時間との比（デューティ比）を変更することによって行われる。

【0086】

車両には、車体に発生する横加速度を検出する横加速度センサ220、車体に発生する前後加速度を検出する前後加速度センサ222、各車輪12に対応する車体14の各マウント部56の縦加速度（上下加速度）を検出する4つのばね上縦加速度センサ224、ステアリングホイールの操作角を検出するための操作角センサ226、4つの車輪12のそれぞれに対して設けられてそれぞれの回転速度を検出するための車輪速センサ228、アクセルスロットルの開度を検出するスロットルセンサ230、ブレーキのマスタシリンダ圧を検出するブレーキ圧センサ232、車体14の左右方向の傾きを検出する左右傾斜計234、車体14の前後方向の傾きを検出する前後傾斜計236等が設けられており、それらセンサおよび前述したモータ回転角センサ184は、ECU200のコントローラ202に接続されている。ECU200は、それらのスイッチ、センサからの信号に基づいて、各ショックアブソーバ52の作動、各アクチュエータ152の作動の制御を行うものとされている。また、ECU200のコントローラ202が備えるROMには、ショックアブソーバ52の制御に関するプログラム、アクチュエータ152の制御に関するプログラム、各種のデータ等が記憶されている。

【0087】

<サスペンションシステムの制御>

i) サスペンションシステムの基本的な制御の概要

本サスペンションシステム10では、各車輪12ごとにそれらの各々に対応するばね上部の振動を減衰するための制御であるいわゆるスカイフックダンパ理論に基づく制御（以下、「スカイフック制御」という場合がある）、車両の旋回に起因する車体のロールを抑制するための制御（以下、「旋回ロール抑制制御」という場合がある）、車両の加減速に起因する車体のピッチを抑制するための制御（以下、「加減速ピッチ抑制制御」という場合がある）、種類が異なる複数の車体振動に対処するための制御（以下、「複合振動対処制御」という場合がある）が、並行して実行される。基本的には、各調整装置54が発生

させる接近離間力が独立して制御されて、それらスカイフック制御，旋回ロール抑制制御，加減速ピッチ抑制制御，複合振動対処制御が総合的に実行される。

【 0 0 8 8 】

上記複合振動対処制御は、車体に生じている振動を車体の重心位置を基準とした種類が異なる複数の車体振動が合成されたものと捉えて、それら複数の車体振動を、基本的には各調整装置 5 4 によって、それらが発生させる接近離間力を制御することで減衰する制御である。より具体的に言えば、複合振動対処制御は、車体の重心位置の上下方向の振動であるバウンス振動を減衰するバウンス振動減衰制御と、車体の重心を通る前後方向の軸線回りの回転振動であるロール振動を減衰するロール振動減衰制御と、車体の重心を通る左右方向の軸線回りの回転振動であるピッチ振動を減衰するピッチ振動減衰制御とを含む複数の振動減衰制御が総合的に実行される制御であり、それら制御ごとの接近離間力の成分の各々の和に基づいて、4つの調整装置 5 4 が発生させる接近離間力を制御するものである。

10

【 0 0 8 9 】

つまり、4つの調整装置 5 4 の各々において、上記スカイフック制御，旋回ロール抑制制御，加減速ピッチ抑制制御，バウンス振動減衰制御，ロール振動減衰制御，ピッチ振動減衰制御ごとの接近離間力の成分であるスカイフック減衰力成分，ロール抑制力成分，ピッチ抑制力成分，バウンス減衰力成分，ロール減衰力成分，ピッチ減衰力成分を合計して制御目標値である目標接近離間力 F^* が決定され、調整装置 5 4 がその目標接近離間力 F^* を発生させるように、アクチュエータ 1 5 2 のモータ 1 7 0 の回転角 θ が制御される。なお、ショックアブソーバ 5 2 は、通常、標準減衰係数 C_M とされている。以下に、上記の各制御の各々を、その各々において発生させるべき接近離間力の成分の決定方法を中心に詳しく説明する。

20

【 0 0 9 0 】

ii) スカイフック制御

スカイフック制御では、ばね上部の振動を減衰するためにその振動の速度に応じた大きさの接近離間力を発生させるべく、各調整装置 5 4 の各々のスカイフック減衰力成分 F_S が決定される。具体的には、車体のマウント部 5 6 に設けられたばね上縦加速度センサ 2 2 4 の検出結果に基づいて、車体のマウント部 5 6 の上下方向の動作速度、いわゆる、ばね上絶対速度 $V_{u_{fill}}$ (後に詳しく説明するが、位相進み補償後のばね上絶対速度である) が求められ、そのばね上絶対速度 $V_{u_{fill}}$ に基づき、次式に従って、スカイフック減衰力成分 F_S が演算される。

30

$$F_S = K_1 \cdot C_s \cdot V_{u_{fill}} \quad (K_1: \text{ゲイン}, C_s: \text{減衰係数})$$

【 0 0 9 1 】

iii) 旋回ロール抑制制御

車両の旋回時においては、その旋回に起因するロールモーメントによって、旋回内輪側のばね上部とばね下部とが離間させられるとともに、旋回外輪側のばね上部とばね下部とが接近させられる。旋回ロール抑制制御では、その旋回内輪側の離間および旋回外輪側の接近を抑制すべく、旋回内輪側の調整装置 5 4 にバウンド方向の接近離間力を、旋回外輪側の調整装置 5 4 にリバウンド方向の接近離間力を、それぞれ、ロール抑制力として発生させる。具体的に言えば、まず、車体が受けるロールモーメントを指標する横加速度として、ステアリングホイールの操舵角 δ と車速 v とに基づいて推定された推定横加速度 G_{yc} と、横加速度センサ 2 2 0 によって実測された実横加速度 G_{yr} とに基づいて、制御に利用される横加速度である制御横加速度 G_{y^*} が、次式に従って決定される。

40

$$G_{y^*} = K_2 \cdot G_{yc} + K_3 \cdot G_{yr} \quad (K_2, K_3: \text{ゲイン})$$

そのように決定された制御横加速度 G_{y^*} に基づいて、ロール抑制力成分 F_R が、次式に従って決定される。

$$F_R = K_4 \cdot G_{y^*} \quad (K_4: \text{ゲイン})$$

【 0 0 9 2 】

iv) 加減速ピッチ抑制制御

50

車両の制動時等の減速時において車体のノーズダイブが生じる場合には、そのノーズダイブを生じさせるピッチモーメントによって、前輪側のばね上部とばね下部とが接近させられるとともに、後輪側のばね上部とばね下部とが離間させられる。また、車両の加速時において車体のスクワットが生じる場合には、そのスクワットを生じさせるピッチモーメントによって、前輪側のばね上部とばね下部とが離間させられるとともに、後輪側のばね上部とばね下部とが接近させられる。加減速ピッチ抑制制御では、それらの場合のばね上ばね下間距離の変動を抑制すべく、接近離間力をピッチ抑制力として発生させる。具体的には、車体が受けるピッチモーメントを指標する前後加速度として、前後加速度センサ 222 によって実測された実前後加速度 G_x が採用され、その実前後加速度 G_x に基づいて、ピッチ抑制力成分 F_p が、次式に従って決定される。

$$F_p = K_5 \cdot G_x \quad (K_5: \text{ゲイン})$$

なお、ピッチ抑制力制御は、スロットルセンサ 230 によって検出されるスロットルの開度、あるいは、ブレーキ圧センサ 232 によって検出されるマスタシリンダ圧が、設定された閾値を超えることをトリガとして実行される。

【0093】

v) 複合振動対処制御

複合振動対処制御では、4つの調整装置 54 の各々において、バウンス振動減衰制御、ロール振動減衰制御、ピッチ振動減衰制御ごとの接近離間力の成分であるバウンス減衰力成分、ロール減衰力成分、ピッチ減衰力成分の和である複合振動減衰成分 F_v が決定される。その複合振動減衰成分 F_v は、4つの車輪 12 の各々に対応して設けられた4つのばね上縦加速度センサ 224 の検出値に基づいて決定されるのであり、その4つのばね上縦加速度センサ 224 の検出値に対して複合振動減衰成分 F_v が決定されるまでの流れを、図 13 に示すブロック図を参照しつつ詳しく説明する。

【0094】

(a) 制御ばね上速度決定

まず、4つのばね上縦加速度センサ 224 の検出値が、ノイズ等除去部 250 に送信される。そのノイズ等除去部 250 は、ローパスフィルタ [LPF] およびハイパスフィルタ [HPF] を含んで構成されるものであり、HPF によってカットオフ周波数（例えば、0.1Hz）以下の周波数成分を除去するとともに、LPF によって高周波数成分（例えば、24Hz）のノイズを除去する。そして、ノイズ等除去部 250 によって処理されたばね上縦加速度 G_u が、積分器を含んで構成されるばね上絶対速度演算部 252 によって積分されて、ばね上絶対速度 V_u が演算される。

【0095】

次いで、ばね上絶対速度 V_u は、位相補償処理部 254 に送信される。その位相補償処理部 254 は、調整装置 54 の応答性の向上、つまり、ECU 200 によって接近離間力についての指令が発令された場合においてアクチュエータ 152 が発生させたアクチュエータ力によってばね上部とばね下部とに実際に作用する力がその指令値に相当する力に到達するまでの時間の遅れを小さくすることを目的として設けられている。先にも述べたように、調整装置 54 は、ばね上共振周波数域の振動に対処するものであるため、位相補償処理部 254 は、入力であるばね上速度 V_u におけるばね上共振周波数の周波数成分の位相を設定された角度分だけ進ませたばね上速度である位相補償ばね上速度 $V_{u_{fil}}$ を出力する位相進み補償器を含んで構成されている。具体的には、ばね上絶対速度 V_u の位相を、ノイズ等除去部 250 によって処理されたばね上縦加速度 G_u の位相を考慮して進ませるものであり、次式に従って、位相補償ばね上速度 $V_{u_{fil}}$ が演算される。

$$V_{u_{fil}} = K \cdot (P \cdot V_u + D \cdot dV_u / dt) = K \cdot (P \cdot V_u + D \cdot G_u)$$

ここで、 K 、 P 、 D は、それぞれ、補償ゲイン、比例ゲイン、微分ゲインであり、ばね上共振周波数（1.0Hz）の周波数成分の位相を設定された角度分だけ進ませるとともに、その成分における出力の振幅が入力の振幅と等しくなるように、適切な値に設定されたものである。なお、この位相進み補償器の特性を、図 14 のボード線図に示す。図 14 (a) には、周波数に対するゲイン（入力に対する出力の振幅比の常用対数をとって、20倍した

10

20

30

40

50

もの)の特性を、図14(b)には、周波数に対する位相の特性を、それぞれ示している。

【0096】

(b)各振動減衰制御における振動減衰成分の決定

上記の位相補償処理部254から出力された4つの車輪12の各々に対応する位相補償ばね上速度 $V_{u_{fil}}$ は、振動速度変換部256に送信される。この振動速度変換部256では、バウンス振動減衰制御、ロール振動減衰制御、ピッチ振動減衰制御において減衰の対象となる車体14の動作速度、つまり、バウンス速度 V_b 、ロール速度 V_r 、ピッチ速度 V_p の各々が、4つの車輪12の各々に対応する位相補償ばね上速度 $V_{u_{fil}}$ (V_{FR} , V_{FL} , V_{RR} , V_{RL})に基づいて推定される。詳しくは、重心位置から4つの車輪12の各々の距離を考慮して、次式に従って演算される。

$$V_b = (V_{FR} + V_{FL} + V_{RR} + V_{RL}) / 4$$

$$V_r = (V_{FR} - V_{FL} + V_{RR} - V_{RL}) / 4$$

$$V_p = (V_{FR} + V_{FL} - V_{RR} - V_{RL}) / 4$$

なお、上記の式においては、車体の重心位置から4つの車輪12までの距離が等しく、単位距離にあるものとしている。次いで、振動減衰力演算部258において、バウンス振動減衰制御、ロール振動減衰制御、ピッチ振動減衰制御の各々において、車体に発生させるべきバウンス振動減衰力 F_{Vb} 、ロール振動減衰力 F_{Vr} 、ピッチ振動減衰力 F_{Vp} が、次式に従って決定される。

$$F_{Vb} = K_b \cdot C_b \cdot V_b$$

$$F_{Vr} = K_r \cdot C_r \cdot V_r$$

$$F_{Vp} = K_p \cdot C_p \cdot V_p$$

ここで、 C_b , C_r , C_p は、それぞれ、バウンス振動、ロール振動、ピッチ振動に対する減衰係数である。また、 K_b , K_r , K_p は、[1]と[0]との間で切り換えられて、それぞれ、バウンス振動減衰制御、ロール振動減衰制御、ピッチ振動減衰制御を実行するかどうかを決定するためのゲイン(以下、「実行切換ゲイン」という場合がある)である。それら実行切換ゲイン K_b , K_r , K_p は、通常時において[1]とされており、後に詳しく説明するが、それぞれ、バウンス振動減衰制御、ロール振動減衰制御、ピッチ振動減衰制御を実行する必要がない場合に[0]とされるようになっている。

【0097】

上記のように決定されたバウンス振動減衰力 F_{Vb} 、ロール振動減衰力 F_{Vr} 、ピッチ振動減衰力 F_{Vp} の各々は、減衰力分配部260において、4つの車輪12に対応する調整装置54に分配され、それらの和に基づいて、4つの調整装置54の各々に対する複合振動減衰成分 F_V が決定される。つまり、4つの調整装置54の各々に対する複合振動減衰成分 F_V (F_{VFR} , F_{VFL} , F_{VRR} , F_{VRL})は、次式に従って決定される。

$$F_{VFR} = (F_{Vb} + F_{Vr} + F_{Vp}) / 4$$

$$F_{VFL} = (F_{Vb} - F_{Vr} + F_{Vp}) / 4$$

$$F_{VRR} = (F_{Vb} + F_{Vr} - F_{Vp}) / 4$$

$$F_{VRL} = (F_{Vb} - F_{Vr} - F_{Vp}) / 4$$

したがって、各調整装置54が発生させる接近離間力は、バウンス振動減衰制御、ロール振動減衰制御、ピッチ振動減衰制御において発生させるべき接近離間力の成分であるバウンス振動減衰成分、ロール振動減衰成分、ピッチ振動減衰成分の和に基づいて制御されるのである。

【0098】

iv)制御目標値の決定

、上述のようにして、接近離間力のスカイック減衰力成分 F_S 、ロール抑制力成分 F_R 、ピッチ抑制力成分 F_P 、複合振動減衰成分 F_V が決定されると、それらに基づき、次式に従って目標接近離間力 F^* が決定される。

$$F^* = F_S + F_R + F_P + F_V$$

前述したように、接近離間力とモータ回転角とは対応関係にあるため、その目標接近離間力 F^* に基づいて、目標モータ回転角 θ^* が決定される。そして、実際のモータ回転角であ

10

20

30

40

50

る実モータ回転角 θ が、その目標モータ回転角 θ^* となるように、モータ 170 が制御される。このモータ 170 の制御において、モータ 170 に供給される電流は、実モータ回転角 θ の目標モータ回転角 θ^* に対する偏差であるモータ回転角偏差 $\theta - \theta^*$ ($= \theta - \theta^*$) に基づいて決定される。つまり、モータ 170 への供給電流が、モータ回転角偏差 $\theta - \theta^*$ に基づくフィードバック制御の手法に従って決定される。具体的には、モータ 170 が備えるモータ回転角センサ 184 の検出値に基づいて、上記モータ回転角偏差 $\theta - \theta^*$ が認定され、次いで、それをパラメータとして、次式に従って、目標供給電流 i^* が決定される。

$$i^* = K_p \cdot (\theta - \theta^*) + K_i \cdot \text{Int}(\theta - \theta^*)$$

この式は、PI制御則に従う式であり、第1項、第2項は、それぞれ、比例項、積分項を、 K_p 、 K_i は、それぞれ、比例ゲイン、積分ゲインを意味する。また、 $\text{Int}(\theta - \theta^*)$ は、モータ回転角偏差 $\theta - \theta^*$ の積分値に相当する。

【0099】

上記目標供給電流 i^* は、その符号によりモータ 170 のモータ力の発生方向を表すものとなっており、モータ 170 の駆動制御にあたっては、目標供給電流 i^* に基づいて、モータ 170 を駆動するためのデューティ比およびモータ力発生方向が決定される。そして、それらデューティ比およびモータ力発生方向についての指令がインバータ 206 に送信され、インバータ 206 によって、その指令に基づいたモータ 170 の駆動制御がなされる。このようにして、4つの調整装置 54 の各々は、発生させるべき接近離間力を発生させるのである。

【0100】

v) 振動減衰制御の制限

本システム 10 においては、先に述べたように、正逆効率積 $\eta_p \cdot \eta_n$ が比較的小さいアクチュエータ 152 を採用していること等の理由から、調整装置 54 が、比較的高周波域の振動に対処することが困難となっている。また、各調整装置 54 の目標接近離間力 F^* を決定する際に、詳しくは、振動減衰制御における接近離間力の成分を決定する際に、減衰の対象となる振動に関する車体の動作速度（以下、「振動速度」という場合がある）を用いているが、その振動速度が、図 14 に示した特性の位相進み処理を行ったばね上速度に基づいて推定される。そのため、図 14 から解るように、ばね上共振周波数より高い周波数の振動の成分に対しては、周波数が高くなるほど、位相のずれが生じるとともに振幅が大きくなってしまふ。つまり、調整装置 54 が発生させる接近離間力では、比較的高い周波数の振動を減衰できず、接近離間力によって乗り心地を悪化させる可能性があるのである。そこで、本システム 10 では、4つの車輪 12 に対応するばね上部の振動におけるばね上共振周波数の振動の強度が設定された程度より低い状況下（以下、「低振動強度状況下」という場合がある）において、バウンス振動減衰制御、ロール振動減衰制御、ピッチ振動減衰制御のうち減衰させる必要のない車体振動に対応する制御を実行しないようにされている。簡単に言えば、調整装置 54 が主に対処することになるばね上共振周波数域の振動が車体に生じていないような場合には、振動減衰制御が制限されることで調整装置 54 が発生させる接近離間力が制限されるのである。

【0101】

本システム 10 においては、低振動強度状況下にあるか否かは、いわゆる、あおり判定ロジックによって判断される。具体的には、図 13 に示す ECU 200 が有する振動強度判定部 270 において、4つの車輪 12 すべてに対応するばね上絶対速度演算部 252 によって積分されたばね上絶対速度 V_u に基づいて判定され、現時点から遡った設定時間 t_0 内におけるばね上絶対速度 V_u の最大値が、設定速度 V_0 より小さい場合に、低振動強度状況下にあると推定される。そして、低振動強度状況下にあると推定された場合には、3つの振動減衰制御のうち不必要なものに対応する減衰力を調整装置 54 が発生させないように、実行不要な振動減衰制御に対応する実行切換ゲイン K_b 、 K_r 、 K_p が [0] とされ、前述した振動減衰力演算部 258 において、バウンス振動減衰力 F_{vb} 、ロール振動減衰力 F_{vr} 、ピッチ振動減衰力 F_{vp} が 0 とされるようになっている。

【0102】

10

20

30

40

50

図15には、例えば、ある車輪12に対応するばね上部の絶対速度が図に示すように変動した場合において、すべての振動減衰制御が実行される基本的な制御と、上記のように振動減衰制御を制限する制御とのいずれが実行されるかを示している。低振動強度状況下にあるか否か、つまり、振動減衰制御を制限する制御を実行するか否かは、上述したように、現時点から遡った設定時間 t_0 内におけるばね上絶対速度 V_u の最大値が設定速度 V_0 より小さいか否かによって判断される。つまり、本システム10では、3つの振動減衰制御の各々が、ばね上共振周波数の振動の強度が十分に低くなるまでは実行されるように、ばね上絶対速度 V_u が設定速度 V_0 より小さい状態が設定時間 t_0 だけ経過した後に、実行不要な振動減衰制御が制限されるようになっている。図15は、1つの車輪12に対応するばね上部の変動のみを示したが、実際には、4つの車輪12のすべてにおいて、現時点から遡った設定時間 t_0 内におけるばね上絶対速度 V_u の最大値が設定速度 V_0 より小さい場合に、低振動強度状況下にあると判断される。

10

【0103】

上記のように低振動強度状況下にあると判断された場合において、3つの振動減衰制御を実行する必要があるか否かは、それらの制御の各々において減衰の対象となる振動の強度に基づいて判断される。詳しく言えば、バウンス振動の強度、ロール振動の強度、ピッチ振動の強度が、それぞれ、車体の上下方向の縦加速度（具体的には、4つの車輪12の各々に対応する4つのばね上縦加速度センサの検出結果から得られたばね上縦加速度 G_u の平均値）、左右傾斜計234によって検出された車体14の車幅方向の左右傾斜角、前後傾斜計236によって検出された車体14の前後方向の前後傾斜角に基づいて推定される。そして、それら現時点から遡った設定時間 t_1 内における縦加速度の平均値、左右傾斜角、前後傾斜角の各々の最大値（以下、それらの各々を、最大縦加速度 G_z 、最大左右傾斜角、最大前後傾斜角という場合がある）が、それぞれ、設定値 G_{z0} 、 θ_0 、 ϕ_0 以下である場合に、バウンス振動減衰制御、ロール振動減衰制御、ピッチ振動減衰制御を実行する必要がないと判断される。

20

【0104】

ただし、最大左右傾斜角と最大前後傾斜角との少なくとも一方が、設定値 θ_0 、 ϕ_0 を超え、ロール振動とピッチ振動との少なくとも一方を減衰させる必要があると判断された場合には、ECU200は、調整装置54のロール振動減衰制御あるいはピッチ振動減衰制御に代えて、4つのショックアブソーバ52の各々の減衰係数を制御することで、ロール振動の抑制に好適なロール抑制状態あるいはピッチ振動の抑制に好適なピッチ抑制状態を実現させる。図16に、左右傾斜角と前後傾斜角とに応じてショックアブソーバ52によって実現される状態と調整装置54によって実行される振動減衰制御とを示す。

30

【0105】

上記ロール抑制状態とピッチ抑制状態とについて、以下に詳しく説明する。ECU200は、前輪12FR、12FLに対応するショックアブソーバ52FR、52FLの前輪側減衰係数 C_{FR} が、後輪12RR、12RLに対応するショックアブソーバ52RR、52RLの後輪側減衰係数 C_{RR} に対して大きい第1特定状態と、後輪側減衰係数 C_{RR} が前輪側減衰係数 C_{FR} に対して大きい第2特定状態とを切り換えることで、ロール抑制状態とピッチ抑制状態とを選択的に切り換えることが可能とされている。なお、それらピッチ抑制状態およびロール抑制状態を実現しない通常状態においては、前輪側減衰係数 C_{FR} と後輪側減衰係数 C_{RR} とも、標準減衰係数 C_M とされており、同じ値とされる。

40

【0106】

ピッチ抑制状態とロール抑制状態とのいずれが、前輪側減衰係数 C_{FR} が後輪側減衰係数 C_{RR} に対して大きい第1特定状態と、後輪側減衰係数 C_{RR} が前輪側減衰係数 C_{FR} に対して大きい第2特定状態とのいずれに対応するかは、車両によって異なり、本システム10においては、前輪12FRに対応するばね上共振周波数 f_{FR} と、後輪12RRに対応するばね上共振周波数 f_{RR} との関係に基づいて設定されている。ばね上共振周波数は、サスペンションスプリング50のばね定数 k と、ばね上部の質量 m （分担荷重 W を重力加速度 g で除したものである）とを用いて、式 $f = (k/m)^{1/2}$ で表される。それらばね定数 k 、

50

ばね上質量 m は、前輪側と後輪側とで異なり、本サスペンションシステム 10 を搭載する車両においては、前輪 12F に対応するばね上共振周波数 f_r に対して、後輪 12R に対応するばね上共振周波数 f_r が、比較的高くなるように設定されている。

【0107】

1 自由度の減衰振動モデルにおける運動方程式から得られる減衰振動周波数は、次式によって表される。

$$d = (1 - \zeta^2)^{1/2} \cdot \dots \quad (\zeta < 1 \text{ の場合}) \quad \dots \quad (5)$$

ここで、 $\zeta = C / C_c$ は減衰比であり、 $C_c = 2 \cdot (m \cdot k)^{1/2}$ は臨界減衰係数である。つまり、通常状態においては、前輪側減衰係数 C_{Fr} と後輪側減衰係数 C_{Rr} とは、同じ値とされているため、上記のばね上共振周波数 f_r に依存し、前輪 12Fr に対応する減衰振動周波数 d_{Fr} に対して、後輪 12Rr に対応する減衰振動周波数 d_{Rr} が、比較的高い。ちなみに、本システム 10 を搭載した車両においては、路面の凸所や凹所を車輪が通過した場合の振動が、1 周期強で収束するように設定されている。

【0108】

次に、路面の凸所を左前輪 12FL が通過し、続いて、その凸所を左後輪 12RL が通過した場合を考える。その場合、前輪側のばね上部、後輪側のばね上部は、それぞれ、前輪側減衰振動周波数 d_{Fr} 、後輪側減衰振動周波数 d_{Rr} の減衰振動が生じる。本システム 10 を搭載した車両においては、後輪側減衰振動周波数 d_{Rr} が前輪側減衰振動周波数 d_{Fr} に対して比較的高い設定されているため、後輪側の減衰振動のリバウンド方向の変位が、前輪側の減衰振動のリバウンド方向の変位より先に最大に達することが多い。また、換言すれば、路面の凸所あるいは凹所を前輪および後輪が順次通過する際における、前輪および後輪の各々についての、前輪が凸所に差し掛かってからリバウンド方向の変位が最大となるまでの時間あるいは前輪が凹所に差し掛かってからリバウンド方向の変位が最大となるまでの時間を、前輪側最大変位到達時間、後輪側最大変位到達時間と定義した場合において、後輪側最大変位到達時間が前輪側最大変位到達時間より短いことが多い。例えば、後輪側の減衰振動と、前輪側の減衰振動とのリバウンド方向の変位が最大となるタイミングを合わせるようにすれば（後輪側最大変位到達時間と前輪側最大変位到達時間との差をなくすようにすれば）、ピッチ角は小さくなる。つまり、前輪側の減衰振動の位相を進ませるように前輪側減衰振動周波数 d_{Fr} を高くするとともに、後輪側の減衰振動の位相を遅らせるように後輪側減衰振動周波数 d_{Rr} を低くすればよいのである。したがって、本システム 10 においては、前輪側減衰係数 C_{Fr} を低減衰係数 C_L とし、かつ、後輪側減衰係数 C_{Rr} を高減衰係数 C_H とした状態、つまり、後輪側減衰係数 C_{Rr} が前輪側減衰係数 C_{Fr} より大きい第 2 特定状態とすることで、ピッチ抑制状態を実現できる。

【0109】

逆に、後輪側の減衰振動と前輪側の減衰振動とが逆位相となるように、それらのリバウンド方向の変位が最大となるタイミングをずらしてやれば、前輪側と後輪側とが互いに逆方向にロールしようとしても車体の剛性が高いことから、ロール振動が生じにくい状態となる。つまり、前輪側の減衰振動の位相を遅らせるように前輪側減衰振動周波数 d_{Fr} を低くするとともに、後輪側の減衰振動の位相を進ませるように後輪側減衰振動周波数 d_{Rr} を高くすればよいのである。したがって、本システム 10 においては、前輪側減衰係数 C_{Fr} を高減衰係数 C_H とし、かつ、後輪側減衰係数 C_{Rr} を低減衰係数 C_L とした状態、つまり、前輪側減衰係数 C_{Fr} が後輪側減衰係数 C_{Rr} より大きい第 1 特定状態とすることで、ロール抑制状態を実現できる。

【0110】

まず、最大左右傾斜角 θ_0 と最大前後傾斜角 ϕ_0 のいずれか一方が、設定値 θ_0 、 ϕ_0 を超えた場合について説明する。最大左右傾斜角 θ_0 が設定値 θ_0 を超え、最大前後傾斜角 ϕ_0 が設定値 ϕ_0 以下である場合には、4 つのショックアブソーバ 52 の各々の減衰係数を制御して前輪側減衰係数 C_{Fr} が後輪側減衰係数 C_{Rr} より大きい第 1 特定状態とすることで、ロール抑制状態が実現されるとともに、調整装置 54 のロール振動減衰制御とピッチ振動減衰制御との両者が実行されないようになっている。また、最大左右傾斜角 θ_0 が設定値 θ_0

10

20

30

40

50

以下で、最大前後傾斜角 θ_{0} が設定値 θ_{0} を超える場合には、4つのショックアブソーバ52の各々の減衰係数を制御して後輪側減衰係数 C_{Rr} が前輪側減衰係数 C_{Fr} より大きい第2特定状態とすることで、ピッチ抑制状態が実現されるとともに、調整装置54のロール振動減衰制御とピッチ振動減衰制御との両者が実行されないようになっている。

【0111】

さらに、最大左右傾斜角 θ_{0} と最大前後傾斜角 θ_{0} の両者が、設定値 θ_{0} , θ_{0} を超えた場合について説明する。この場合には、4つのショックアブソーバ52の各々の減衰係数を制御して後輪側減衰係数 C_{Rr} が前輪側減衰係数 C_{Fr} より大きい第2特定状態とすることで、ピッチ抑制状態が実現されるとともに、調整装置54のピッチ振動減衰制御が実行されず、ロール振動減衰制御が実行されるようになっている。なお、4つのショックアブソーバ52の各々の減衰係数を制御して前輪側減衰係数 C_{Fr} が後輪側減衰係数 C_{Rr} より大きい第1特定状態とすることで、ロール抑制状態が実現されるとともに、調整装置54のロール振動減衰制御が実行されず、ピッチ振動減衰制御が実行されるようにしてもよい。

10

【0112】

以上のように、本サスペンションシステム10では、低振動強度状況下において、振動減衰制御ができる限り実行されないようにされることで調整装置54が発生させる接近離間力が制限される。したがって、本システム10によれば、接近離間力による乗り心地の悪化を抑制することが可能である。さらに、本システム10では、ショックアブソーバ52を利用することで、調整装置54が発生させる接近離間力がより制限されるため、接近離間力による乗り心地の悪化が、より効果的に抑制されることになる。

20

【0113】

<制御プログラム>

前述のようなサスペンションシステムの制御は、図17にフローチャートを示す複合振動対処制御プログラムと、図19にフローチャートを示す接近離間力制御プログラムとが、イグニッションスイッチがON状態とされている間、短い時間間隔 t (例えば、数ms) をおいてECU200により繰り返し実行されることによって行われる。以下に、その制御のフローを、図に示すフローチャートを参照しつつ、簡単に説明する。なお、接近離間力制御プログラムは、4つの車輪12にそれぞれ設けられた調整装置54の各々に対して実行される。以降の接近離間力制御プログラムの説明においては、説明の簡略化に配慮して、1つの調整装置54に対しての処理について説明する。

30

【0114】

i) 複合振動対処制御プログラム

複合振動対処制御プログラムによる処理では、まず、ステップ1(以下、「S1」と略す、他のステップも同様である)において、4つの車輪12のすべてに対応する位相補償ばね上速度 $V_{u_{f_{i1}}}$ が取得される。S2において、それらに基づき、重心位置から4つの車輪12の各々の距離を考慮して、バウンス速度 $V_b (= (V_{FR} + V_{FL} + V_{RR} + V_{RL}) / 4)$, ロール速度 $V_r (= (V_{FR} - V_{FL} + V_{RR} - V_{RL}) / 4)$, ピッチ速度 $V_p (= (V_{FR} + V_{FL} - V_{RR} - V_{RL}) / 4)$ の各々が演算される。

【0115】

次いで、S3において、先に説明した3つの振動減衰制御であるバウンス振動減衰制御, ロール振動減衰制御, ピッチ振動減衰制御の各々を制限するか否かを決定する処理が、図18にフローチャートを示す振動減衰制御制限処理サブルーチンが実行されることによって行われる。その振動減衰制御制限処理においては、まず、4つの車輪12に対応するばね上部の振動におけるばね上共振周波数の振動の強度が設定された程度より低い状況下にあるか否か、つまり、低振動強度状況下にあるか否かが判断される。具体的には、S1において、4つの車輪12の各々に対応するばね上絶対速度 V_u が取得され、S12において、それらのいずれかが設定速度 V_0 以上か否かによって判断される。それら4つの車輪12のうち少なくとも1つに対応するばね上絶対速度 V_u が設定速度 V_0 以上である場合には、ばね上共振周波数域の振動が車体に生じているとして、すべての振動減衰制御を実行するように、S29において、実行切換ゲイン K_b, K_r, K_p が1とされる。また

40

50

、その場合には、4つのショックアブソーバ52の各々は、それらの減衰係数が標準減衰係数 C_M となるように、モータ100が制御される。

【0116】

また、S12において、それら4つの車輪12すべてに対応するばね上絶対速度 V_u が設定速度 V_0 より低い場合には、低振動強度状況下にあると判断され、基本的には、振動減衰制御の各々を実行しないようにされる。詳しく言えば、4つの車輪12のすべてにおいて、現時点から遡った設定時間 t_0 におけるばね上絶対速度 V_u の最大値が設定速度 V_0 より小さい場合に、低振動強度状況下にあると判断される。具体的には、4つの車輪12のすべてのばね上絶対速度 V_u の最大値が設定速度 V_0 より小さい場合には、S13において、タイムカウンタがカウントアップされる。このカウンタは、設定時間 t_0 経過したか否かを判定するためのものであり、S14において、このカウンタのカウント値 C が、設定時間 t_0 に相当するカウンタ閾値 C_0 と比較される。なお、このカウンタ値 C は、S15において、4つの車輪12の少なくとも1つに対応するばね上絶対速度 V_u の最大値が設定速度 V_0 以上となった場合にリセットされる。S14において、カウンタ値 C がカウンタ閾値 C_0 に達していない場合には、S29以下の処理によりすべての振動減衰制御が実行される。また、S14において、カウンタ値 C がカウンタ閾値 C_0 に達した場合に、低振動強度状況下にあると判断されるのである。

【0117】

低振動強度状況下においては、それら振動減衰制御の各々において減衰の対象となる振動の強度が比較的高くなった場合、その振動強度が高い振動減衰制御は実行されるようになっていく。具体的には、まず、S16において、各振動の強度を推定するための指標として、4つの車輪12のばね上縦加速度 G_u の平均値、左右傾斜角、前後傾斜角の設定時間 t_1 内の最大値 G_z 、 θ 、 ϕ が取得される。そして、S17において、最大縦加速度 G_z が設定値 G_{z0} 以下であると判定された場合には、バウンス振動減衰制御の実行切換ゲイン K_b が0とされ、最大縦加速度 G_z が設定値 G_{z0} を超える場合には、実行切換ゲイン K_b が1とされる。次いで、S21において、最大左右傾斜角 θ が設定値 θ_0 以下であるか否かが判断され、最大左右傾斜角 θ が設定値 θ_0 を超える場合には、ピッチ振動を抑制する必要がある。本システム10においては、調整装置54によるピッチ振動減衰制御に代えて、4つのショックアブソーバ52によって、ピッチ抑制状態が実現されるようになっていく。つまり、S22において、後輪側減衰係数 C_{Rr} が前輪側減衰係数 C_{Fr} より大きい第2特定状態となるように、前輪側減衰係数 C_{Fr} が低減衰係数 C_L に、後輪側減衰係数 C_{Rr} が高減衰係数 C_H になるように、各ショックアブソーバ52のモータ100が制御される。ちなみに、本システム10においては、低振動強度状況下においては、ピッチ振動減衰制御は実行されることはないため、S20において、ピッチ振動減衰制御の実行切換ゲイン K_p は0とされる。

【0118】

そして、ショックアブソーバ52によってピッチ抑制状態が実現された場合には、S23において、最大前後傾斜角 ϕ が設定値 ϕ_0 以下であるか否かが判断され、最大前後傾斜角 ϕ が設定値 ϕ_0 以下である場合には、ロール振動減衰制御の実行切換ゲイン K_r が0とされ、最大前後傾斜角 ϕ が設定値 ϕ_0 を超える場合には、ロール振動減衰制御の実行切換ゲイン K_r が1とされる。また、S21において、最大縦加速度 G_z が設定値 G_{z0} 以下であると判断された場合には、最大前後傾斜角 ϕ が設定値 ϕ_0 以下であるか否かが判断され、最大前後傾斜角 ϕ が設定値 ϕ_0 を超える場合には、ロール振動を抑制する必要がある。本システム10においては、調整装置54によるロール振動減衰制御に代えて、4つのショックアブソーバ52によって、ロール抑制状態が実現されるようになっていく。つまり、S28において、前輪側減衰係数 C_{Fr} が後輪側減衰係数 C_{Rr} より大きい第1特定状態となるように、前輪側減衰係数 C_{Fr} が高減衰係数 C_H に、後輪側減衰係数 C_{Rr} が低減衰係数 C_L になるように、各ショックアブソーバ52のモータ100が制御される。つまり、S21において、最大前後傾斜角 ϕ が設定値 ϕ_0 以下であると判断された場合には、ロール振動減衰制御は実行されることはないため、S26において、ロール振動減衰制御の実行切換ゲ

10

20

30

40

50

イン K_r は 0 とされる。

【 0 1 1 9 】

上述した振動減衰制御制限処理サブルーチンの実行によって、実行切換ゲイン K_b , K_r , K_p が決定された後には、複合振動対処制御プログラムの S 4 において、S 2 において演算されたバウンス速度 V_b , ロール速度 V_r , ピッチ速度 V_p に基づいて、バウンス振動減衰力 F_{vb} (= $K_b \cdot C_b \cdot V_b$) , ロール振動減衰力 F_{vr} (= $K_r \cdot C_r \cdot V_r$) , ピッチ振動減衰力 F_{vp} (= $K_p \cdot C_p \cdot V_p$) が演算される。続いて、S 5 において、それらの減衰力を 4 つの車輪 1 2 に対応する調整装置 5 4 に分配し、各車輪 1 2 に対応する複合振動減衰成分 F_v が決定され、複合振動対処制御プログラムの 1 回の実行が終了する。

【 0 1 2 0 】

ii) 接近離間力制御プログラム

接近離間力制御プログラムによる処理では、S 5 1、5 2 で、スカイフック制御を行うためのスカイフック減衰力成分 F_s が、S 5 3 , 5 4 で、旋回ロール抑制制御を行うためのロール抑制力成分 F_R が、S 5 5 , 5 6 で、加減速ピッチ抑制制御を行うためのピッチ抑制力成分 F_p が、それぞれ、先に説明したような方法によって決定される。次いで、S 5 7 において、複合振動対処制御プログラムにおいて決定された自身に対応する複合振動減衰成分 F_v が取得され、S 5 8 において、それらの成分 F_s , F_R , F_p , F_v が合計されて目標接近離間力 F^* が決定される。そして、目標接近離間力 F^* が決定されると、S 5 9 において、その目標接近離間力 F^* に基づいて、目標モータ回転角 θ^* が決定される。さらに、S 6 2 において、決定された目標モータ回転角 θ^* に基づき、前述の P I 制御則に従う式に従って、目標供給電流 i^* が決定され、S 6 3 において、決定された目標供給電流 i^* に基づく制御信号がインバータ 2 0 6 に送信された後、本プログラムの 1 回の実行が終了する。このような処理により、各調整装置 5 4 のモータ 1 7 0 の作動が制御されることで、各調整装置 5 4 は、必要とされる接近離間力を発生させることになる。

【 0 1 2 1 】

< 制御装置の機能構成 >

本サスペンションシステム 1 0 の制御装置である E C U 2 0 0 は、複合振動対処制御プログラムおよび接近離間力制御プログラムの実行により、上述したような種々の処理を実行する。この種々の処理の実行によって、E C U 2 0 0 は、図 1 2 に示すような機能部を有していると考えることができる。E C U 2 0 0 は、基本的な制御部として、S 5 1 , 5 2 の処理を実行してスカイフック減衰力成分 F_s を決定するスカイフック制御部 3 0 2 と、S 5 3 , 5 4 の処理を実行してロール抑制力成分 F_R を決定する旋回ロール抑制制御部 3 0 4 と、S 5 5 , 5 6 の処理を実行してピッチ抑制力成分 F_p を決定する加減速ピッチ抑制制御部 3 0 6 とを有している。

【 0 1 2 2 】

また、E C U 2 0 0 は、上記複合振動対処制御プログラムに従った処理を実行する複合振動対処制御部 3 1 0 を有している。この複合振動対処制御部 3 1 0 は、振動減衰制御制限処理サブルーチンに従った処理を実行して、4 つの車輪 1 2 に対応するばね上部の振動におけるばね上共振周波数の振動強度が設定された程度より低いか否かの判定と、各振動減衰制御において減衰の対象となる振動の強度が設定された程度以下か否かの判定とを行う振動強度判定部 2 7 0 と、その振動強度判定部 2 7 0 の判定結果に基づいて複合振動減衰成分 F_v を決定する振動減衰成分決定部 3 1 2 と、その振動強度判定部 2 7 0 の判定結果に基づいて 4 つのショックアブソーバ 5 2 の減衰係数を制御してピッチ振動あるいはロール振動の抑制に好適な状態を実現する振動抑制状態実現部 3 1 4 とを有している。なお、振動減衰成分決定部 3 1 2 は、図 1 3 に示すように、S 2 の処理を実行する振動速度変換部 2 5 6 と、S 4 の処理を実行する振動減衰力決定部 2 5 8 と、S 5 の処理を実行する減衰力分配部 2 6 0 とを含んで構成される。また、振動抑制状態実現部 3 1 4 は、ピッチ抑制状態を実現するために振動減衰制御制限処理サブルーチンの S 2 2 の処理を実行する部分と、ロール抑制状態を実現するために S 2 8 の処理を実行する部分とが相当する。

【 0 1 2 3 】

10

20

30

40

50

さらに、ECU 200は、図13に示したノイズ等除去部250，ばね上絶対速度演算部252，位相補償処理部254とを含んで構成され、接近離間力の成分の決定に用いられるばね上速度を決定する制御ばね上速度決定部320を有するものとなっている。

【0124】

<変形例>

上記の実施例においては、4つのショックアブソーバ52の各々の減衰係数を制御して、ロール抑制状態とピッチ抑制状態とを選択的に実現可能とされており、低振動強度状況下において、ロール振動あるいはピッチ振動を抑制する必要がある場合に、調整装置54代えて、それらショックアブソーバ52を利用して、ロール振動あるいはピッチ振動を抑制するように構成されていた。本変形例のシステムは、例えば、4つのショックアブソーバの各々が減衰係数変更機構を有していないこと等により、低振動強度状況下において、4つのショックアブソーバを利用しないものである。つまり、本変形例のシステムにおいては、3つの振動減衰制御の各々が、減衰の対象となる振動の強度が設定された程度を越えるか否かによって、実行されるか否かが判断されるようになっている。詳しく言えば、バウンス振動の強度，ロール振動の強度，ピッチ振動の強度が、それぞれ、車体の上下方向の縦加速度，左右傾斜角，前後傾斜角に基づいて推定される。そして、それらの現時点から遡った設定時間 t_1 内における最大値である最大縦加速度 G_z ，最大左右傾斜角 θ_r ，最大前後傾斜角 θ_p の各々が、それぞれ、設定値 G_{z0} ， θ_{r0} ， θ_{p0} 以下である場合に、バウンス振動減衰制御，ロール振動減衰制御，ピッチ振動減衰制御が実行されないようになっている。つまり、本変形例のシステムにおいては、最大縦加速度 G_z ，最大左右傾斜角 θ_r ，最大前後傾斜角 θ_p に応じて、図20(a)に示すような場合に区分することができ、その区分毎に各振動減衰制御の実行切換ゲイン K_b ， K_r ， K_p が、図20(b)に示すように決定されるのである。

【0125】

なお、上記実施例および変形例においては、バウンス振動の強度，ロール振動の強度，ピッチ振動の強度が、それぞれ、車体の上下方向の縦加速度，左右傾斜角，前後傾斜角に基づいて推定されていたが、例えば、バウンス速度，ロール速度，ピッチ速度に基づいて推定されてもよい。

【図面の簡単な説明】

【0126】

【図1】ピッチ振動が生じる場合の一例として路面の凸所を前輪，後輪が順次通過する場合の概略図である。

【図2】路面の凸所を前輪，後輪が順次通過した際における前輪側のばね上部と後輪側のばね上部との変動を示した図である。

【図3】左前輪が凸所を通過し終え、左後輪が凸所を通過中である場合の車両の前輪側を(a)に、後輪側を(b)に、車両後方側からの視点において示す図である。

【図4】請求可能発明の一実施例である車両用サスペンションシステムの全体構成を示す模式図である。

【図5】図4に示す車両用サスペンションシステムが備えるサスペンション装置を車両後方からの視点において示す図である。

【図6】図4に示す車両用サスペンションシステムが備えるサスペンション装置を車両上方からの視点において示す図である。

【図7】図5に示すサスペンション装置が備えるショックアブソーバを示す正面断面図である。

【図8】図7に示すショックアブソーバを拡大して示す正面断面図である。

【図9】図5に示すサスペンション装置が備える調整装置を構成するアクチュエータを示す断面図である。

【図10】サスペンション装置を概念的に示す図である。

【図11】図9に示すアクチュエータの正効率および逆効率を概念的に示すグラフである。

。

10

20

30

40

50

【図12】図1に示すサスペンション電子制御ユニットの機能に関するブロック図である。

【図13】図12に示すサスペンション電子制御ユニットの一部の機能をさらに詳細に示すブロック図である。

【図14】図13に示す位相進み補償器の特性を示すボード線図である。

【図15】4つの車輪の各々に対応するばね上部の振動におけるばね上共振周波数の振動成分の強度が設定された程度より低い状況下にあるか否かの判定を概略的に示す図である。

【図16】ロール振動の強度とピッチ振動の強度とに応じてショックアブソーバによって実現される状態を示す図である。

【図17】図1に示すサスペンション電子制御ユニットによって実行される複合振動対処制御プログラムを表すフローチャートである。

【図18】図17の複合振動対処制御プログラムの一部分である振動減衰制御制限処理サブルーチンを示すフローチャートである。

【図19】図1に示すサスペンション電子制御ユニットによって実行される接近離間力制御プログラムを表すフローチャートである。

【図20】バウンス振動の強度，ロール振動の強度，ピッチ振動の強度に応じて実行される振動減衰制御を示す図である。

【符号の説明】

【0127】

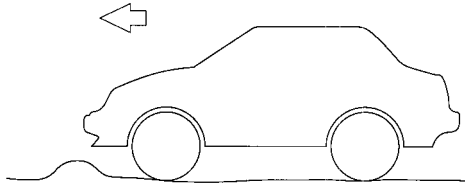
10：車両用サスペンションシステム 12：車輪 14：車体 20：サスペンション装置 36：第2ロアアーム（ばね下部） 50：コイルスプリング（サスペンションスプリング） 52：ショックアブソーバ 54：車体車輪間距離調整装置（接近離間力発生装置） 56：マウント部（ばね上部） 100：電磁モータ 102：調整ロッド 130：クリアランス（開口面積） 150：L字形バー 152：アクチュエータ 156：シャフト部 158：アーム部 170：電磁モータ 172：減速機 184：モータ回転角センサ 200：サスペンション電子制御ユニット（制御装置） 202：コントローラ 204：インバータ 206：インバータ 224：ばね上縦加速度センサ 234：左右傾斜計 236：前後傾斜計 254：位相補償処理部（位相進み補償器） 256：振動速度変換部 258：振動減衰力演算部 260：減衰力分配部 270：振動強度判定部 302：スカイフック制御部 304：旋回ロール抑制制御部 306：加減速ピッチ抑制制御部 310：複合振動対処制御部 312：振動減衰成分決定部 314：振動抑制状態実現部 320：制御ばね上速度決定部

10

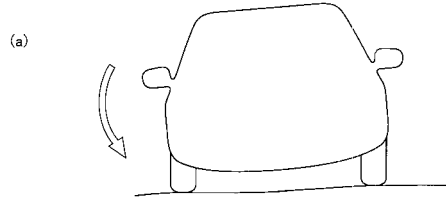
20

30

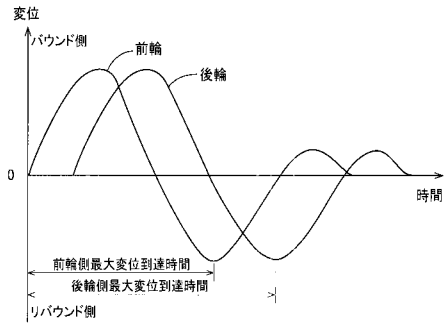
【図1】



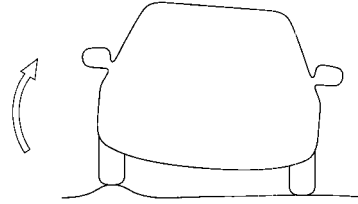
【図3】



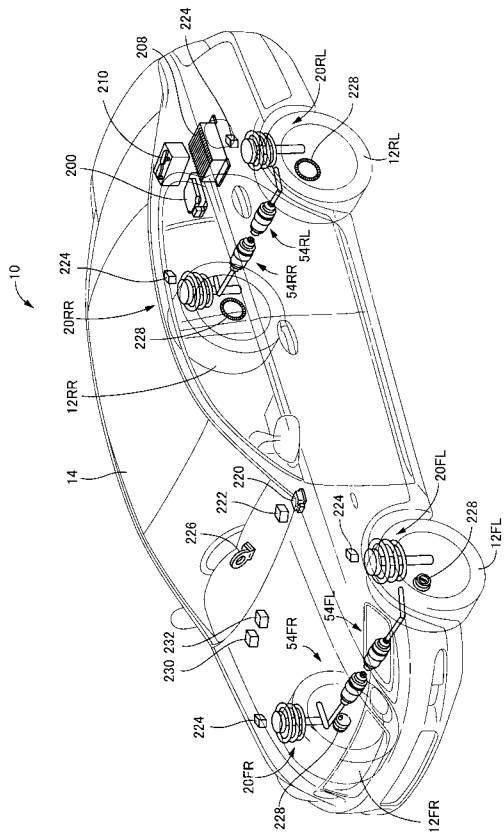
【図2】



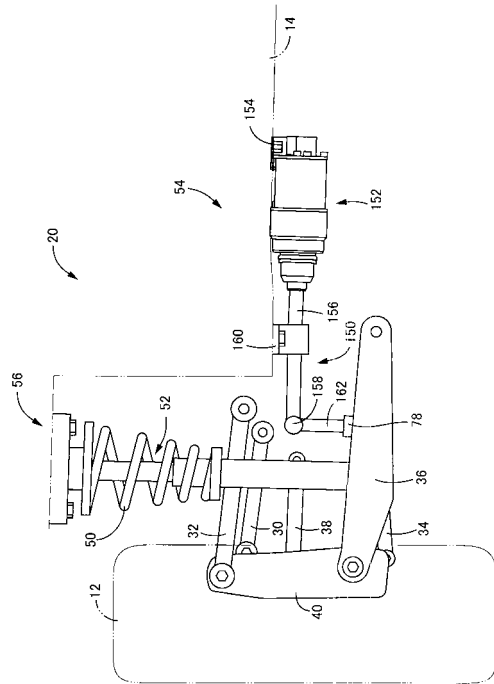
(b)



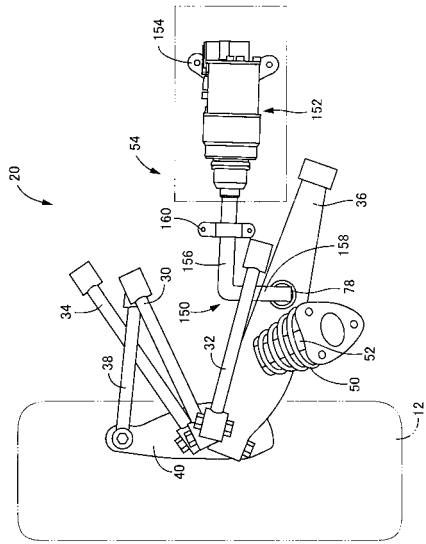
【図4】



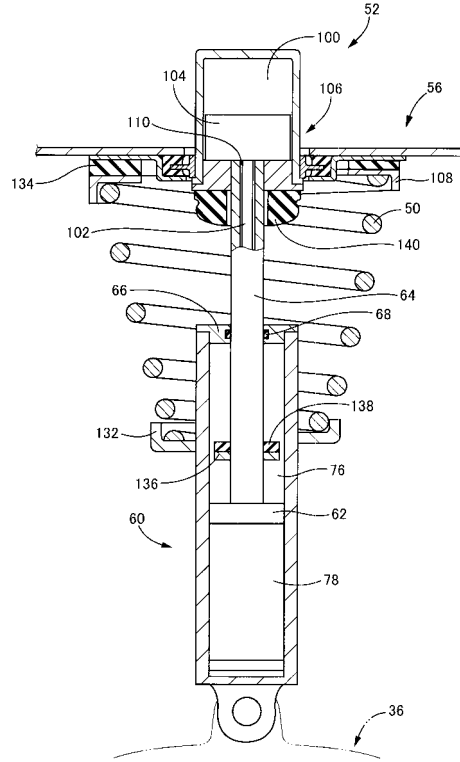
【図5】



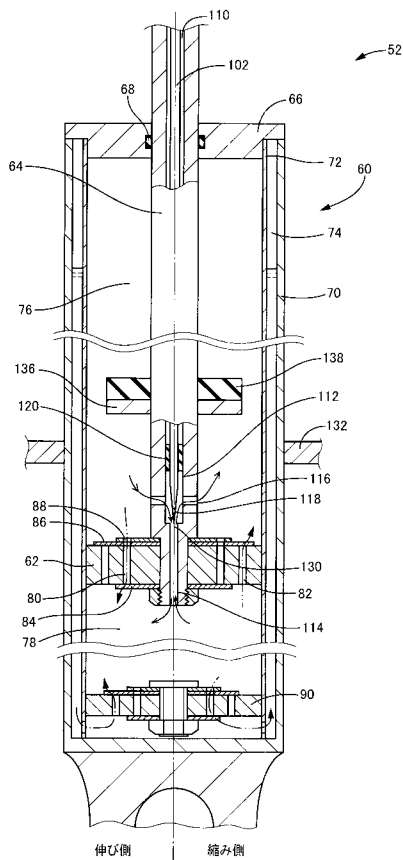
【図6】



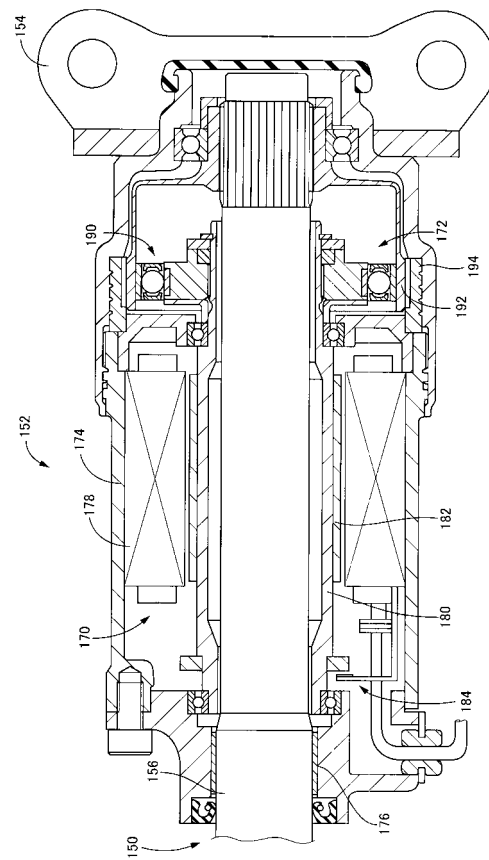
【図7】



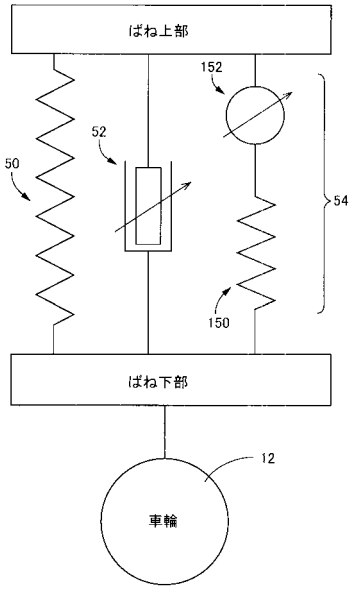
【図8】



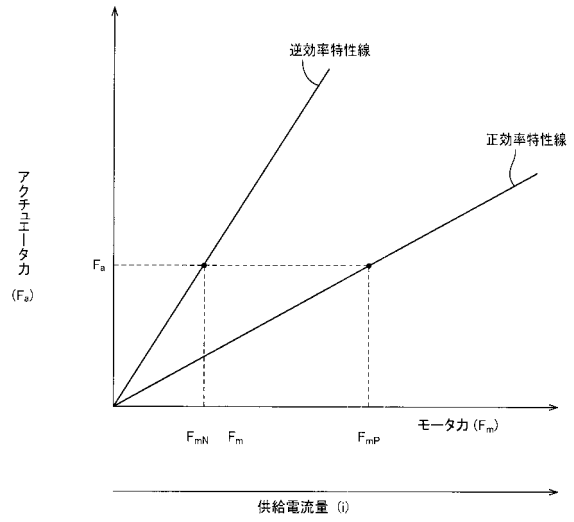
【図9】



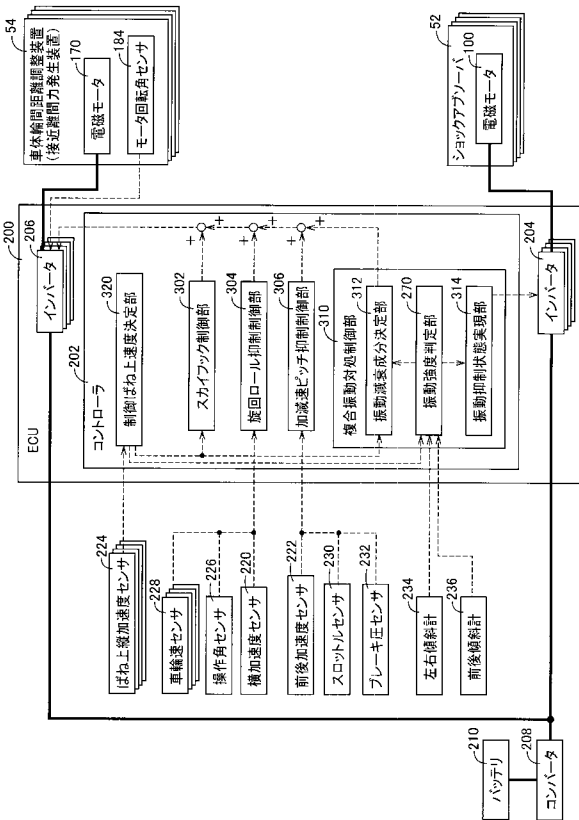
【図10】



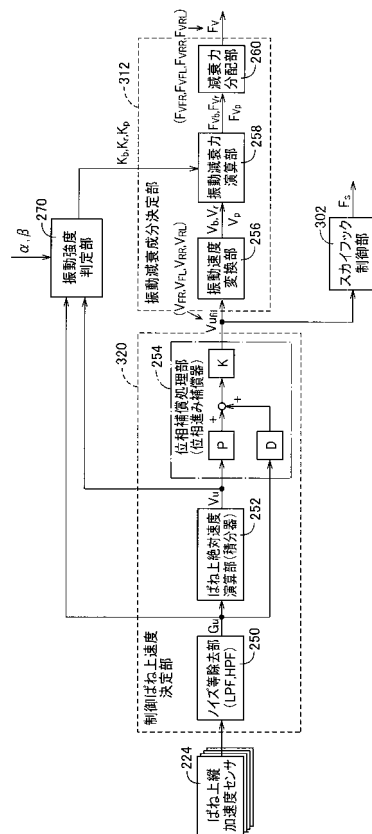
【図11】



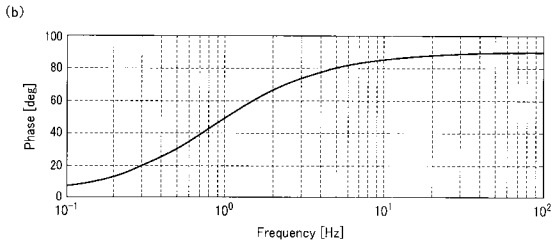
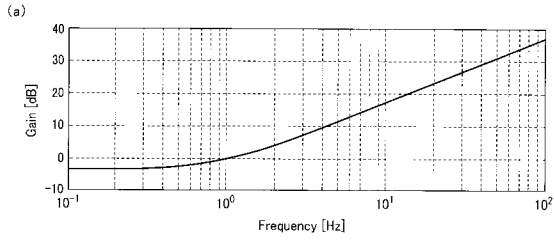
【図12】



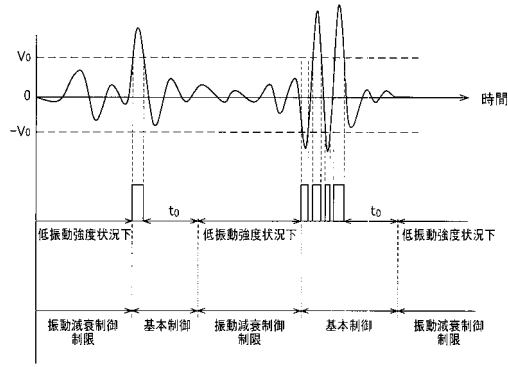
【図13】



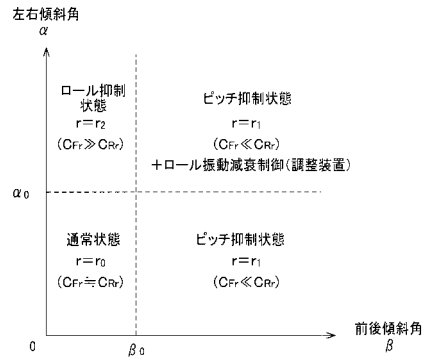
【図14】



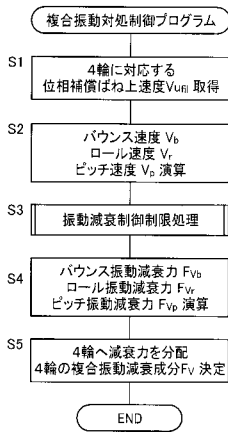
【図15】



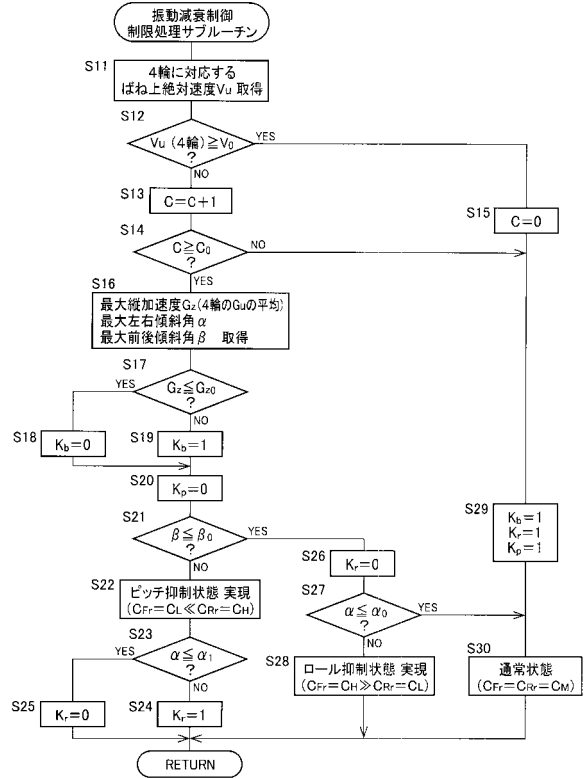
【図16】



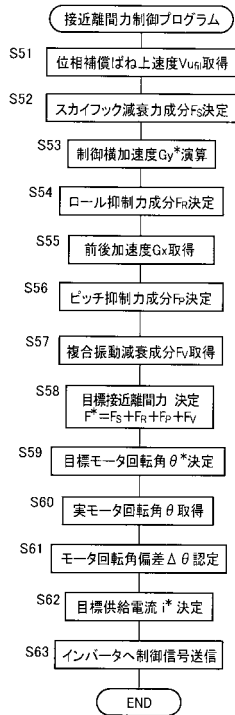
【図17】



【図18】



【図19】



【図20】

(a)

	バウンス強度 大		バウンス強度 小	
	ピッチ強度 大	ピッチ強度 小	ピッチ強度 大	ピッチ強度 小
ロール強度 大	A	B	E	F
ロール強度 小	C	D	G	H

(b)

	K_b (バウンス)	K_r (ロール)	K_p (ピッチ)
A	1	1	1
B	1	1	0
C	1	0	1
D	1	0	0
E	0	1	1
F	0	1	0
G	0	0	1
H	0	0	0

フロントページの続き

(56)参考文献 特開2007-302194(JP,A)
特開2003-194844(JP,A)
特開2007-331513(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
B60G 1/00 - 99/00