

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4386101号
(P4386101)

(45) 発行日 平成21年12月16日(2009.12.16)

(24) 登録日 平成21年10月9日(2009.10.9)

(51) Int. Cl.		F I	
B 6 0 G	17/015	(2006.01)	B 6 0 G 17/015 Z
B 6 0 G	17/018	(2006.01)	B 6 0 G 17/018
B 6 0 G	17/02	(2006.01)	B 6 0 G 17/02
B 6 0 G	11/50	(2006.01)	B 6 0 G 11/50

請求項の数 12 (全 31 頁)

<p>(21) 出願番号 特願2007-168950 (P2007-168950)</p> <p>(22) 出願日 平成19年6月27日(2007.6.27)</p> <p>(65) 公開番号 特開2009-6798 (P2009-6798A)</p> <p>(43) 公開日 平成21年1月15日(2009.1.15)</p> <p>審査請求日 平成20年7月1日(2008.7.1)</p>	<p>(73) 特許権者 000003207 トヨタ自動車株式会社 愛知県豊田市トヨタ町1番地</p> <p>(74) 代理人 100079669 弁理士 神戸 典和</p> <p>(74) 代理人 100111394 弁理士 佐藤 光俊</p> <p>(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</p> <p>(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</p> <p>審査官 本庄 亮太郎</p> <p style="text-align: right;">最終頁に続く</p>
---	---

(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】

4つの車輪に対応して設けられ、それぞれが、電磁モータを備え、その電磁モータが発生させる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、

前記4つの接近離間力発生装置の各々の備える電磁モータの作動を制御することで、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とともに、抑制の対象となる車体の挙動が互いに異なる複数の車体挙動抑制制御を実行可能とされた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、

前記制御装置が、

前記4つの接近離間力発生装置の各々の制御目標値を、その各々が前記複数の車体挙動抑制制御の各々において発生させるべき接近離間力についての複数の制御目標値成分を決定するとともにそれら複数の制御目標値成分を和することによって決定する制御目標値決定部と、

前記4つの接近離間力発生装置のうちの1つのものである対象装置の制御目標値を、特定の低減規則に従って低減させ、そのときに、それぞれが前記4つの接近離間力発生装置のうちの前記対象装置以外のものである3つの対象外装置のうちの少なくとも1つのもので、制御目標値をも、前記特定の低減規則に従って低減させる制御目標値低減部とを備え、

前記特定の低減規則が、複数の制御目標値成分のうちの前記複数の車体挙動抑制制御のうちの全てではなく一部をなす1以上のものについての制御目標値成分である1以上の特

定制御目標値成分のみを特定の比率で低減させる規則である車両用サスペンションシステム。

【請求項 2】

前記特定の低減規則が、前記複数の車体挙動抑制制御において抑制対象となる車体の複数の挙動のうちいずれかのものが大きい場合に、そのいずれかのものを抑制する車体挙動抑制制御についての制御目標値成分を、前記 1 以上の特定制御目標値成分に含まないようにする規則である請求項 1 に記載の車両用サスペンションシステム。

【請求項 3】

前記複数の車体挙動抑制制御が、(i)車両の旋回に起因する車体のロールを抑制するロール抑制制御と、(ii)車両の加減速に起因する車体のピッチを抑制するピッチ抑制制御と、(iii)ばね上部の振動をそれを減衰させることによって抑制する振動抑制制御とから選ばれる少なくとも 1 つのものを含む請求項 1 または請求項 2 に記載の車両用サスペンション装置。

【請求項 4】

前記複数の車体挙動抑制制御が、車両の旋回に起因する車体のロールを抑制するロール抑制制御を含むものであり、

前記特定の低減規則が、前記制御装置がロール抑制制御を優先して実行すべきときに、ロール抑制制御において発生させるべき接近離間力についての制御目標値成分を、前記 1 以上の特定制御目標値成分に含まないようにする規則である請求項 1 ないし請求項 3 のいずれかに記載の車両用サスペンションシステム。

【請求項 5】

前記複数の車体挙動抑制制御が、車両の加減速に起因する車体のピッチを抑制するピッチ抑制制御を含むものであり、

前記特定の低減規則が、前記制御装置がピッチ抑制制御を優先して実行すべきときに、ピッチ抑制制御において発生させるべき接近離間力についての制御目標値成分を、前記 1 以上の特定制御目標値成分に含まないようにする規則である請求項 1 ないし請求項 4 のいずれかに記載の車両用サスペンションシステム。

【請求項 6】

前記複数の車体挙動抑制制御が、ばね上部の振動をそれを減衰させることによって抑制する振動抑制制御を含むものであり、

前記特定の低減規則が、前記制御装置が振動抑制制御を優先して実行すべき状況において、振動抑制制御において発生させるべき接近離間力についての制御目標値成分を、前記 1 以上の特定制御目標値成分に含まないようにする規則である請求項 1 ないし請求項 5 のいずれかに記載の車両用サスペンションシステム。

【請求項 7】

前記制御目標値低減部が、前記 4 つの接近離間力発生装置のうちの前記制御目標値決定部において決定された制御目標値が設定閾目標値を超えた 1 つのものを前記対象装置として、その対象装置の制御目標値および前記 3 つの対象外装置のうち少なくとも 1 つのものの制御目標値を低減させるように構成された請求項 1 ないし請求項 6 のいずれかに記載の車両用サスペンションシステム。

【請求項 8】

前記特定の低減規則が、前記対象装置の制御目標値が前記設定閾目標値を超えないように低減させる規則である請求項 7 に記載の車両用サスペンションシステム。

【請求項 9】

前記制御目標値低減部が、前記 4 つの接近離間力発生装置のうちの前記制御目標値決定部において決定された制御目標値が設定閾目標値を超えた 1 つのものを前記対象装置として、その対象装置の制御目標値および前記 3 つの対象外装置のうち少なくとも 1 つのものの制御目標値を低減させるように構成され、

前記特定の比率が、前記制御目標値決定部によって決定された前記対象装置の制御目標値が前記設定閾目標値となるように、前記制御目標値決定部によって決定された前記対象

10

20

30

40

50

装置の前記 1 以上の特定制御目標値成分を低減させたときの、前記制御目標値決定部によって決定された前記対象装置の前記 1 以上の特定制御目標値成分に対するその低減させた前記対象装置の前記 1 以上の特定制御目標値成分の比率とされた請求項 1 ないし請求項 8 のいずれかに記載の車両用サスペンションシステム。

【請求項 10】

前記制御目標値低減部が、前記 4 つの接近離間力発生装置のうちの前記制御目標値決定部において決定された制御目標値が設定閾目標値を超えた 1 つのものを前記対象装置として、その対象装置の制御目標値および前記 3 つの対象外装置のうちの少なくとも 1 つのもの、の制御目標値を低減させるように構成され、

前記複数の制御目標値成分のうちの前記 1 以上の特定制御目標値成分以外のものを 1 以上の優先制御目標値成分と定義した場合において、

前記特定の比率が、前記設定閾目標値から前記制御目標値決定部によって決定された前記対象装置の前記 1 以上の優先制御目標値成分を減じたものの、前記制御目標値決定部によって決定された前記対象装置の前記 1 以上の特定制御目標値成分に対する比率とされた請求項 1 ないし請求項 8 のいずれかに記載の車両用サスペンションシステム。

【請求項 11】

前記 4 つの接近離間力発生装置の各々が、

一端部が 4 つの車輪のうちの対応するものを保持する車輪保持部と車体との一方に連結された弾性体と、

前記車輪保持部と車体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するとともに、前記電磁モータが発生させる力であ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接近離間力として前記車輪保持部と車体とに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 10 のいずれかに記載の車両用サスペンションシステム。

【請求項 12】

当該車両用サスペンションシステムが、さらに、4 つの車輪に対応して設けられてそれぞれが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と、4 つの車輪に対応して設けられてそれぞれがばね上部とばね下部との接近・離間動作に対する抵抗力を発生させる 4 つの液圧式のショックアブソーバとを備えた請求項 1 ないし請求項 11 のいずれかに記載の車両用サスペンションシステム。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、電磁モータの力によってばね上部とばね下部とを接近・離間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】

電磁モータの力によってばね上部とばね下部とを接近・離間させる方向の力（以下、「接近離間力」という場合がある）を制御可能に発生させる装置、つまり、接近離間力発生装置を各車輪に配備した車両用サスペンションシステムは、車体の姿勢、振動等、車体の挙動を適切に制御できる可能性が高いことから、近年、開発が急速に進められている。そのような車両用サスペンションシステムとしては、例えば、下記特許文献に示すようなシステムが検討されている。ちなみに、それらのシステムは、車体のロールを効果的に抑制することを主目的とするシステムである。

【特許文献 1】特開 2002 - 218778 号公報

【特許文献 2】特開 2002 - 211224 号公報

【特許文献 3】特開 2006 - 82751 号公報

【発明の開示】

10

20

30

40

50

【発明が解決しようとする課題】

【0003】

上記接近離間力発生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では、車体の挙動の適切な制御という目的からすれば、接近離間力発生装置が発生可能な接近離間力は、余裕がある程に大きいことが望ましい。その一方で、接近離間力発生装置には、車両への搭載性の観点から、コンパクトであるとか軽量であるといったことが望まれ、さらには、車両コストの観点から、安価であるといったことが望まれる。したがって、接近離間力発生装置は、理想とする大きさの接近離間力を発生させることができない仕様のものとならざるを得ない場合もある。その場合、車体の挙動の適切な制御を担保するための何らかの手段が望まれ、有効な手段を採用することが、接近離間力発生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の実用性の向上に繋がることになる。本発明は、そのような実情に鑑みてなされたものであり、当該車両用サスペンションシステムの実用性を向上させることを課題とする。

10

【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、本発明の車両用サスペンションシステムは、4つの車輪に対応して設けられた4つの電磁式の接近離間力発生装置と、その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とともに、複数の車体挙動抑制制御を実行する制御装置とを備えたシステムであって、制御装置が、(a)4つの接近離間力発生装置の各々の制御目標値を、その各々が複数の車体挙動抑制制御の各々において発生させるべき接近離間力についての複数の制御目標値成分を決定するとともにそれら複数の制御目標値成分を和することによって決定する制御目標値決定部と、(b)4つの接近離間力発生装置の1つである対象装置の制御目標値を特定の低減規則に従って低減させ、そのときに、対象装置以外の3つの接近離間力発生装置のうち少なくとも1つの制御目標値をも、その特定の低減規則に従って低減させる制御目標値低減部とを備え、その特定の低減規則が、複数の制御目標値成分のうち一部の制御目標値成分のみを特定の比率で低減させる規則であることを特徴とする。

20

【発明の効果】

【0005】

本発明の車両用サスペンションシステムによれば、1つの接近離間力発生装置の複数の制御目標値成分のうち一部の制御目標値成分を低減させた場合に、他の1以上の接近離間力発生装置の一部の制御目標値成分を、その1つの接近離間力発生装置の一部の制御目標値成分を低減させた規則とおなじ規則で低減させることができるため、4つの接近離間力発生装置が発生させる接近離間力のバランスを適切に保つとともに、複数の車体挙動抑制制御のうち一部の制御のみを制限することが可能となる。その結果、車両の走行状況等に応じて、抑制することが望ましい車体の挙動を十分に抑制するとともに、4つの接近離間力発生装置が発生させる接近離間力のバランスを適切に保つことが可能となる。

30

【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、各項の態様から構成要素を削除した態様も、請求可能発明の一態様となり得るのである。

40

【0007】

なお、下記(1)項、(5)項および(11)項を合わせたものが請求項1に相当し、

50

請求項 1 に (1 3) 項の技術的特徴を付加したものが請求項 2 に、請求項 1 または請求項 2 に (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 のいずれかに (1 4) 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 のいずれかに (1 6) 項の技術的特徴を付加したものが請求項 5 に、請求項 1 ないし請求項 5 のいずれかに (1 8) 項の技術的特徴を付加したものが請求項 6 に、請求項 1 ないし請求項 6 のいずれかに (2) 項の技術的特徴を付加したものが請求項 7 に、請求項 7 に (3) 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 のいずれかに (1 2) 項の技術的特徴を付加したものが請求項 9 に、請求項 1 ないし請求項 8 のいずれかに「特定の比率が、設定閾目標値から対象装置の 1 以上の優先制御目標値成分を減じたものの、制御目標値決定部によって決定された対象装置の 1 以上の特定制御目標値成分に対する比率である」という技術的特徴を付加したものが請求項 1 0 に、請求項 1 ないし請求項 1 0 のいずれかに (2 0) 項の技術的特徴を付加したものが請求項 1 1 に、請求項 1 ないし請求項 1 1 のいずれかに (2 4) 項の技術的特徴を付加したものが請求項 1 2 に、それぞれ相当する。

【 0 0 0 8 】

(1) 4 つの車輪に対応して設けられ、それぞれが、電磁モータを備え、その電磁モータが発生させる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、

前記 4 つの接近離間力発生装置の各々の備える電磁モータの作動を制御することで、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、

前記 4 つの接近離間力発生装置の各々のその各々が発生させるべき接近離間力についての制御目標値を決定する制御目標値決定部と、

前記 4 つの接近離間力発生装置のうちの 1 つのものである対象装置の制御目標値を、特定の低減規則に従って低減させ、そのときに、それぞれが前記 4 つの接近離間力発生装置のうちの前記対象装置以外のものである 3 つの対象外装置のうちの少なくとも 1 つのものの制御目標値をも、前記特定の低減規則に従って低減させる制御目標値低減部とを備えた車両用サスペンションシステム。

【 0 0 0 9 】

上記接近離間力を制御可能に発生させることが可能な装置を 4 つの車輪に対応して設けたシステムにおいては、接近離間力を車体のロールを抑制するロール抑制力として作用させることで、車体のロールを抑制することが可能とされている。また、接近離間力を、ロール抑制力だけでなく、車体のピッチを抑制するピッチ抑制力、車体の振動を減衰する減衰力として作用させることが可能である。つまり、このような構造のシステムにおいては、車体のロール、ピッチ、振動等の車体の挙動を制御することが可能とされている。ところが、例えば、4 つの装置のうちの 1 つのものが発生させる接近離間力を低減させる必要が生じた場合において、その接近離間力だけを低減させると、4 つの装置の各々が発生させる接近離間力のバランスが崩れ、車体の挙動の制御が適切に実行されない虞がある。

【 0 0 1 0 】

本項の態様の車両用サスペンションシステムでは、例えば、4 つの接近離間力発生装置のうちの 1 つの装置の制御目標値を低減させる場合、その装置を、制御目標値低減の主たる対象若しくは優先的な制御目標値低減の対象、つまり、対象装置と認定され、そして、その対象装置の制御目標値がある規則に従って低減させられるとともに、他の 3 つの接近離間力発生装置、つまり、3 つの対象外装置のうちの少なくとも 1 つの装置の制御目標値が、対象装置の制御目標値を低減させた規則と同じ規則で低減させられる。したがって、1 つの接近離間力発生装置が発生させる接近離間力を低減させるべきときであっても、その接近離間力の低減に応じて、他の 1 以上の接近離間力発生装置が発生させる接近離間力をも低減させることができるため、4 つの接近離間力発生装置が発生させる接近離間力のバランスを適切に保つことが可能となる。その結果、4 つの接近離間力発生装置による車

10

20

30

40

50

体の挙動の制御が適切な状態に維持されることになる。

【0011】

本項に記載の「特定の低減規則」は、どのように制御目標値を低減させる規則であってもよく、例えば、低減前の制御目標値に対する低減後の制御目標値の比率が特定の比率となるように、制御目標値を低減させる規則であってもよく、低減前の制御目標値から低減後の制御目標値を減じた値が特定の値となるように、制御目標値を低減させる規則であってもよい。また、後に詳しく述べるように、制御目標値が複数の制御目標値成分から構成されるものである場合には、複数の制御目標値成分の全部、若しくは、一部を特定の比率、あるいは、特定の値で低減させる規則であってもよい。また、「特定の低減規則」は、必ずしも一定の規則である必要はなく、例えば、成り行きで定められる規則であってもよい。具体的に言えば、例えば、車体のロール、ピッチ、振動等の車体の挙動の大きさを指標するものに基づいて定められる規則であってもよい。

10

【0012】

本項に記載の「接近離間力発生装置」の構成は、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備え、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、その力を接近離間力として発生させるような構成であってもよい。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、ばね上部側ユニットと上下方向に相対移動可能とされるばね下部側ユニットと、(c)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移動に対して抵抗力を発生させるアクチュエータとを備え、アクチュエータの発生させる力を接近離間力として作用させるような構成であってもよく、さらに、(d)ばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとの一方に設けられ、雄ねじが形成されたねじロッドと、そのねじロッドと螺合し、ばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとの他方に設けられたナットとを有し、ばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとの相対移動に伴って、ねじロッドとナットとの一方が回転する構造とされたねじ機構を備え、電磁モータが発生させる力に依拠してねじロッドとナットとの一方に回転力を付与することで接近離間力を発生させるような構成であってもよい。つまり、本項に記載の「接近離間力発生装置」としていわゆる電磁式のショックアブソーバを採用してもよい。

20

【0013】

(2)前記制御目標値低減部が、前記4つの接近離間力発生装置のうちの前記制御目標値決定部において決定された制御目標値が設定閾目標値を超えた1つのものを前記対象装置として、その対象装置の制御目標値および前記3つの対象外装置のうち少なくとも1つのものの制御目標値を低減させ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。

30

【0014】

接近離間力発生装置が発生可能な接近離間力は、車体の挙動の適切な制御という目的からすれば、余裕がある程に大きいことが望ましい。その一方で、接近離間力発生装置には、車両への搭載性の観点から、コンパクトであるとか軽量であるといったことが望まれ、さらには、車両コストの観点から、安価であるといったことが望まれる。このため、接近離間力発生装置が、車体の挙動の制御において必要とされる接近離間力を発生させることができない場合がある。本項に記載の態様においては、必要とされる接近離間力が閾値を越えるような場合に、閾値を超える接近離間力を低減させるとともに、4つの接近離間力発生装置が発生させる接近離間力のバランスを適切に保つことが可能である。したがって、本項に記載の態様によれば、例えば、そのような場合において、車体の挙動の適切な制御を担保することが可能となる。

40

【0015】

(3)前記特定の低減規則が、前記対象装置の制御目標値が前記設定閾目標値を超えないように低減させる規則である(2)項に記載の車両用サスペンションシステム。

【0016】

50

(4) 前記特定の低減規則が、前記対象装置の制御目標値が前記設定閾目標値となるように低減させる規則である(2)項に記載の車両用サスペンションシステム。

【0017】

上記2つの項に記載の態様によれば、例えば、設定された大きさを超える接近離間力の発生を回避することが可能となる。ただし、発生させるべき接近離間力を低減させ過ぎると、車体の挙動の適切な制御を担保することができない虞がある。したがって、後者の項の態様によれば、発生させるべき接近離間力を低減させ過ぎることなく、車体の挙動の適切な制御を担保することが可能となる。

【0018】

(5) 前記制御装置が、抑制の対象となる車体の挙動が互いに異なる複数の車体挙動抑制制御を実行可能とされ、

10

前記制御目標値決定部が、前記4つの接近離間力発生装置の各々の制御目標値を、その各々が前記複数の車体挙動抑制制御の各々において発生させるべき接近離間力についての複数の制御目標値成分を決定するとともにそれら複数の制御目標値成分を和することによって決定するように構成された(1)項ないし(4)項のいずれかに記載の車両用サスペンションシステム。

【0019】

本項に記載の態様によれば、例えば、接近離間力発生装置を多機能な装置として機能させることが可能となる。ただし、複数の制御が同時に実行されるような場合において、各制御における接近離間力の方向が互いに同じ方向となると、比較的大きな接近離間力が必要とされる場合があり、接近離間力発生装置が車体の挙動の制御において必要とされる接近離間力を発生させることができない虞がある。したがって、本項に記載の態様は、上述のように設定された大きさを超える接近離間力の発生を回避することが可能な装置を備えたシステムにとって好適な態様である。

20

【0020】

(6) 前記複数の車体挙動抑制制御が、(i)車両の旋回に起因する車体のロールを抑制するロール抑制制御と、(ii)車両の加減速に起因する車体のピッチを抑制するピッチ抑制制御と、(iii)ばね上部の振動をそれを減衰させることによって抑制する振動抑制制御とから選ばれる少なくとも1つのものを含む(5)項に記載の車両用サスペンション装置。

30

【0021】

本項に記載の態様は、車体挙動抑制制御を具体的に限定した態様である。本項に記載の態様によれば、例えば、車体の挙動を適切に抑制することが可能となる。本項に記載の「振動抑制制御」は、接近離間力をばね上絶対速度に基づいて決定される減衰力として作用させる制御、いわゆるスカイフックダンパ理論に基づく制御であってもよく、そのスカイフックダンパ理論に基づく制御においていわゆるグランドフックダンパ理論を考慮した制御、つまり、接近離間力をばね上絶対速度とばね下絶対速度とに基づいて決定される減衰力として作用させる制御であってもよい。

【0022】

(7) 前記特定の低減規則が、制御目標値を特定の比率で低減させる規則である(1)項ないし(6)項のいずれかに記載の車両用サスペンションシステム。

40

【0023】

本項に記載の態様は、特定の低減規則に具体的な限定を加えた態様である。本項の態様において、4つの接近離間力発生装置の制御目標値を同じ比率で低減させることが可能であることから、本項の態様によれば、例えば、1つの接近離間力発生装置が発生させる接近離間力を低減させるべきときであっても、比較的簡便な手法によって、4つの接近離間力発生装置が発生させる接近離間力のバランスを適切に保つことが可能となる。本項に記載の「特定の比率」は、必ずしも一定の比率である必要はなく、成り行きで決定される比率であってもよい。具体的に言えば、例えば、車両の走行状況等によって変化する対象装置の制御目標値等に基づいて決定される比率であってもよい。

【0024】

50

(8) 前記制御目標値低減部が、前記4つの接近離間力発生装置のうちの前記制御目標値決定部において決定された制御目標値が設定閾目標値を超えた1つのものを前記対象装置として、その対象装置の制御目標値および前記3つの対象外装置のうち少なくとも1つのものの制御目標値を低減させるように構成され、

前記特定の比率が、前記制御目標値決定部によって決定された前記対象装置の制御目標値に対する前記設定閾目標値の比率とされた(7)項に記載の車両用サスペンションシステム。

【0025】

本項に記載の態様によれば、対象装置の制御目標値を低減させる際に対象装置の制御目標値を設定閾目標値に低減させることが可能となり、例えば、発生させるべき接近離間力を低減させ過ぎることなく、車体の挙動の適切な制御を担保することが可能となる。

10

【0026】

(9) 前記特定の低減規則が、複数の制御目標値成分の各々を特定の比率で低減させる規則である(5)項または(6)項に記載の車両用サスペンションシステム。

【0027】

本項に記載の態様は、複数の制御目標値成分の全てを同じ比率で低減させる態様であり、言い換えれば、複数の車体挙動抑制制御において発生させるべき接近離間力の各々を同じ比率で低減させる態様である。つまり、複数の車体挙動抑制制御を均等に制限する態様である。本項に記載の態様によれば、対象装置の制御目標値を低減させる際に、例えば、複数の車体挙動抑制制御に差をつけることなく実行することが可能となる。なお、複数の制御目標値成分の各々を特定の比率で低減させると、それら複数の制御目標値成分を合計した制御目標値はその特定の比率で低減することから、本項に記載の態様は、上述の項に記載の制御目標値を特定の比率で低減させる態様と同等の態様と考えることができる。なお、本項に記載の「特定の比率」は、上述に記載の「特定の比率」と同様の概念であるが、さらに具体的に言えば、例えば、対象装置の制御目標値を構成する制御目標値成分に基づいて決定される比率であってもよい。

20

【0028】

(10) 前記制御目標値低減部が、前記4つの接近離間力発生装置のうちの前記制御目標値決定部において決定された制御目標値が設定閾目標値を超えた1つのものを前記対象装置として、その対象装置の制御目標値および前記3つの対象外装置のうち少なくとも1つのものの制御目標値を低減させるように構成され、

30

前記特定の比率が、前記制御目標値決定部によって決定された前記対象装置の制御目標値に対する前記設定閾目標値の比率とされた(9)項に記載の車両用サスペンションシステム。

【0029】

本項に記載の態様によれば、例えば、複数の車体挙動抑制制御に差をつけることなく実行するとともに、対象装置の制御目標値を設定閾目標値に低減させることが可能となる。

【0030】

(11) 前記特定の低減規則が、複数の制御目標値成分のうちの前記複数の車体挙動抑制制御のうちの全てではなく一部をなす1以上のものについての制御目標値成分である1以上の特定制御目標値成分のみを特定の比率で低減させる規則である(5)項または(6)項に記載の車両用サスペンションシステム。

40

【0031】

本項に記載の態様は、複数の車体挙動抑制制御のうちの一部の制御のみを制限する態様である。言い換えれば、複数の車体挙動抑制制御のうち制限される制御以外の制御を優先して実行する態様である。つまり、複数の車体挙動抑制制御において抑制対象となる車体の複数の挙動のうちの一部のものを重点的に抑制できる態様である。本項に記載の態様によれば、対象装置の制御目標値を低減させる際に、例えば、車両の走行状況等に応じて、抑制することが望ましい車体の挙動を十分に抑制するとともに、4つの接近離間力発生装置が発生させる接近離間力のバランスを適切に保つことが可能となる。

50

【 0 0 3 2 】

(1 2) 前記制御目標値低減部が、前記 4 つの接近離間力発生装置のうちの前記制御目標値決定部において決定された制御目標値が設定閾目標値を超えた 1 つのものを前記対象装置として、その対象装置の制御目標値および前記 3 つの対象外装置のうちの少なくとも 1 つのものの制御目標値を低減させるように構成され、

前記特定の比率が、前記制御目標値決定部によって決定された前記対象装置の制御目標値が前記設定閾目標値となるように、前記制御目標値決定部によって決定された前記対象装置の前記 1 以上 の特定制御目標値成分を低減させたときの、前記制御目標値決定部によって決定された前記対象装置の前記 1 以上 の特定制御目標値成分に対するその低減させた前記対象装置の前記 1 以上 の特定制御目標値成分の比率とされた(11)項に記載の車両用サスペンションシステム。

10

【 0 0 3 3 】

本項に記載の態様は、複数の車体挙動抑制制御のうちの一部の制御のみを制限して、対象装置の制御目標値を設定閾目標値に低減させる態様である。本項に記載の態様によれば、例えば、複数の車体挙動抑制制御において抑制対象となる車体の複数の挙動のうちの一部のものを重点的に抑制するとともに、対象装置の制御目標値を設定閾目標値に低減させることが可能となる。

【 0 0 3 4 】

複数の制御目標値成分のうち少なくとも 1 つの特定制御目標値成分以外のものを少なくとも 1 つの優先制御目標値成分と定義した場合において、本項に記載の「低減させた対象装置の少なくとも 1 つの特定制御目標値成分」は、設定閾目標値から制御目標値決定部によって決定された対象装置の少なくとも 1 つの優先制御目標値成分を減じたものと同じである。したがって、本項に記載の「特定の比率」は、設定閾目標値から制御目標値決定部によって決定された対象装置の少なくとも 1 つの優先制御目標値成分を減じたものの、制御目標値決定部によって決定された対象装置の少なくとも 1 つの特定制御目標値成分に対する比率であってもよい。

20

【 0 0 3 5 】

(1 3) 前記特定の低減規則が、前記複数の車体挙動抑制制御において抑制対象となる車体の複数の挙動のうちいずれかのものが大きい場合に、そのいずれかのものを抑制する車体挙動抑制制御についての制御目標値成分を、前記 1 以上 の特定制御目標値成分に含まないようにする規則である(11)項または(12)項に記載の車両用サスペンションシステム。

30

【 0 0 3 6 】

車体の挙動が比較的大きい場合には、そのような車体の挙動はできる限り制御されることが望ましい。本項に記載の態様においては、比較的大きな車体の挙動を優先的に制御することが可能であることから、本項に記載の態様によれば、例えば、複数の車体挙動抑制制御において抑制可能な車体の複数の挙動のうち制御することが望ましいものを優先して制御することが可能となる。

【 0 0 3 7 】

(1 4) 前記複数の車体挙動抑制制御が、車両の旋回に起因する車体のロールを抑制するロール抑制制御を含むものであり、

40

前記特定の低減規則が、前記制御装置がロール抑制制御を優先して実行すべきときに、ロール抑制制御において発生させるべき接近離間力についての制御目標値成分を、前記 1 以上 の特定制御目標値成分に含まないようにする規則である(11)項ないし(13)項のいずれかに記載の車両用サスペンションシステム。

【 0 0 3 8 】

(1 5) 前記複数の車体挙動抑制制御が、車両の旋回に起因する車体のロールを抑制するロール抑制制御を含むものであり、

前記特定の低減規則が、車体が受けるロールモーメントが閾値を超える条件下、ロール抑制制御において発生させるべき接近離間力についての制御目標値成分を、前記 1 以上 の

50

特定制御目標値成分に含まないようにする規則である(11)項ないし(14)項のいずれかに記載の車両用サスペンションシステム。

【 0 0 3 9 】

上記2つの項に記載の態様は、複数の車体挙動抑制制御のうちのロール抑制制御を優先する態様である。上記2つの項に記載の態様によれば、制御目標値を低減させても、車体のロールを十分に抑制することが可能となる。後者の項において、車体が受けるロールモーメントが閾値を超えるか否かは、車体が受けるロールモーメントの大きさを指標するもので判定すればよく、例えば、ロールモーメント自体を始めとして、車両の操舵角、車体に発生している横加速度、車両に発生しているヨーレートといった種々のものを用いて判定すればよい。

10

【 0 0 4 0 】

(16)前記複数の車体挙動抑制制御が、車両の加減速に起因する車体のピッチを抑制するピッチ抑制制御を含むものであり、

前記特定の低減規則が、前記制御装置がピッチ抑制制御を優先して実行すべきときに、ピッチ抑制制御において発生させるべき接近離間力についての制御目標値成分を、前記1以上の特定制御目標値成分に含まないようにする規則である(11)項ないし(15)項のいずれかに記載の車両用サスペンションシステム。

【 0 0 4 1 】

(17)前記複数の車体挙動抑制制御が、車両の加減速に起因する車体のピッチを抑制するピッチ抑制制御を含むものであり、

20

前記特定の低減規則が、車体が受けるピッチモーメントが閾値を超える条件下、ピッチ抑制制御において発生させるべき接近離間力についての制御目標値成分を、前記1以上の特定制御目標値成分に含まないようにする規則である(11)項ないし(16)項のいずれかに記載の車両用サスペンションシステム。

【 0 0 4 2 】

上記2つの項に記載の態様は、複数の車体挙動抑制制御のうちのピッチ抑制制御を優先する態様である。上記2つの項に記載の態様によれば、制御目標値を低減させても、車体のピッチを十分に抑制することが可能となる。後者の項において、車体が受けるピッチモーメントが閾値を超えるか否かは、車体が受けるピッチモーメントの大きさを指標するもので判定すればよく、例えば、ピッチモーメント自体を始めとして、車体に発生している前後加速度、アクセルスロットの開度、ブレーキ圧といった種々のものを用いて判定すればよい。

30

【 0 0 4 3 】

(18)前記複数の車体挙動抑制制御が、ばね上部の振動をそれを減衰させることによって抑制する振動抑制制御を含むものであり、

前記特定の低減規則が、前記制御装置が振動抑制制御を優先して実行すべき状況において、振動抑制制御において発生させるべき接近離間力についての制御目標値成分を、前記1以上の特定制御目標値成分に含まないようにする規則である(11)項ないし(17)項のいずれかに記載の車両用サスペンションシステム。

【 0 0 4 4 】

40

(19)前記複数の車体挙動抑制制御が、ばね上部の振動をそれを減衰させることによって抑制する振動抑制制御を含むものであり、

前記特定の低減規則が、ばね上部の速度が閾値を超える条件下、振動抑制制御において発生させるべき接近離間力についての制御目標値成分を、前記1以上の特定制御目標値成分に含まないようにする規則である(11)項ないし(18)項のいずれかに記載の車両用サスペンションシステム。

【 0 0 4 5 】

上記2つの項に記載の態様は、複数の車体挙動抑制制御のうちの振動抑制制御を優先する態様である。上記2つの項に記載の態様によれば、制御目標値を低減させても、ばね上

50

振動を十分に抑制することが可能となる。後者の項において、ばね上部の速度が閾値を越えるか否かは、4つの車輪のいずれに対応するばね上部の速度を用いて判定してもよく、また、4つの車輪に対応するばね上部の速度の平均の速度を用いて判定してもよい。

【0046】

(20)前記4つの接近離間力発生装置の各々が、一端部が4つの車輪のうちの対応するものを保持する車輪保持部と車体との一方に連結された弾性体と、

前記車輪保持部と車体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するとともに、前記電磁モータが発生させる力であ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接近離間力として前記車輪保持部と車体とに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(19)項のいずれかに記載の車両用サスペンションシステム。

【0047】

本項に記載の態様は、接近離間力発生装置の構造をある1つのタイプ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を採用することができる。

【0048】

(21)前記弾性体が、車体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るとともに先端部が前記車輪保持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、車体に固定されるとともに、自身が発生させる力によって前記シャフト部の他端部をその軸線まわりに回転させるものである(20)項に記載の車両用サスペンションシステム。

【0049】

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。

【0050】

(22)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(20)項または(21)項に記載の車両用サスペンションシステム。

【0051】

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

10

20

30

40

50

作用下、車体と車輪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。

【0052】

(23)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(20)項ないし(22)項のいずれかに記載の車両用サスペンションシステム。

【0053】

本項の態様は、比較的減速比が大きい(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ことを意味する)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。

10

【0054】

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

【0055】

(24)当該車両用サスペンションシステムが、さらに、4つの車輪に対応して設けられてそれぞれが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と、4つの車輪に対応して設けられてそれぞれがばね上部とばね下部との接近・離間動作に対する抵抗力を発生させる4つの液圧式のショックアブソーバとを備えた(1)項ないし(23)項のいずれかに記載の車両用サスペンションシステム。

【0056】

(25)前記4つのショックアブソーバの各々が、その各々に設定された減衰係数が1000~2000N・sec/mとされたものである(24)項に記載の車両用サスペンションシステム。

30

【0057】

上記2つの項に記載の態様は、4つの車輪の各々に、サスペンションスプリングとショックアブソーバと接近離間力発生装置とが並列的に設けられた態様であり、後者の項の態様においては、ショックアブソーバの減衰係数が比較的lowめに設定されている。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、アブソーバの減衰係数が低いほど、高周波域の振動の伝達性は低くなる。したがって、後者の項の態様によれば、比較的高周波域の振動のばね下部からばね上部への伝達を抑制することが可能となる。また、接近離間力発生装置は、アクチュエータの作動の追従性等の問題から、高周波域の振動に対処し難い傾向にあり、特に、前述の正逆効率積が小さいアクチュエータを採用する場合に、その傾向が強くなる。このような構造の接近離間力発生装置が設けられたシステムにおいて、高周波域の振動には後者の項に記載のアブソーバによって対処することが可能である。なお、後者の項に記載の「1000~2000N・sec/m」は、アブソーバの発生させる力を、アブソーバのストローク動作に対して作用させる場合の値ではなく、車体と車輪との接近・離間動作に対して、車輪の上下方向に車体と車輪とに直接作用させたと仮定した場合の値である。

40

【実施例】

【0058】

以下、ある1つのタイプの接近離間力発生装置を採用した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、本請求可能発明は、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

50

施した種々の態様で実施することができる。

【 0 0 5 9 】

車両用サスペンションシステムの構成

図 1 に、実施例の車両用サスペンションシステム 1 0 を模式的に示す。本システム 1 0 は、前後左右 4 つの車輪 1 2 に対応して設けられた 4 つのサスペンション装置 2 0 と、それらサスペンション装置 2 0 の制御を担う制御装置とを含んで構成されている。転舵輪である前輪のサスペンション装置 2 0 と非転舵輪である後輪のサスペンション装置 2 0 とは、車輪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、後輪のサスペンション装置 2 0 を代表して説明する。

【 0 0 6 0 】

図 2 , 3 に示すように、サスペンション装置 2 0 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 2 0 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 アップアーム 3 0 , 第 2 アップアーム 3 2 , 第 1 ロアアーム 3 4 , 第 2 ロアアーム 3 6 , トーコントロールアーム 3 8 を備えている。5 本のアーム 3 0 , 3 2 , 3 4 , 3 6 , 3 8 のそれぞれ的一端部は、車体に回動可能に連結され、他端部は、車輪 1 2 を回転可能に保持するアクスルキャリア 4 0 に回動可能に連結されている。それら 5 本のアーム 3 0 , 3 2 , 3 4 , 3 6 , 3 8 により、アクスルキャリア 4 0 は、車体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。

【 0 0 6 1 】

サスペンション装置 2 0 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 5 0 と液圧式のショックアブソーバ（以下、「アブソーバ」と略す場合がある）5 2 とを備えており、それらは、それぞれ、ばね上部の一構成部分であるタイヤハウジングに設けられたマウント部 5 4 と、ばね下部の一構成部分である第 2 ロアアーム 3 6 との間に、互いに並列的に配設されている。アブソーバ 5 2 は、油圧式のものであり、ばね上部とばね下部との相対振動を減衰する構造とされている。つまり、サスペンション装置 2 0 は、車輪 1 2 と車体とを弾性的に相互支持するとともに、それらの接近離間に伴う振動に対する減衰力を発生させているのである。なお、油圧式のアブソーバ 5 2 の構造は公知のものであることから、詳細な説明は省略する。

【 0 0 6 2 】

また、サスペンション装置 2 0 は、車体と車輪との距離（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（以下、「調整装置」という場合がある）6 0 を備えており、その調整装置 6 0 はそれぞれ、概して L 字形状をなす L 字形バー 6 2 と、そのバー 6 2 を回転させるアクチュエータ 6 6 とを備えている。L 字形バー 6 2 は、図 2 , 3 に示すように、概ね車幅方向に延びるシャフト部 7 0 と、シャフト部 7 0 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 7 2 とに区分することができる。L 字形バー 6 2 のシャフト部 7 0 は、その軸方向の中間部において、車体に固定された保持具 7 4 によって車体の下部に回転可能に保持されている。アクチュエータ 6 6 は、その一端部に設けられた取付部材 7 6 によって車体下部の車幅方向における中央付近に固定されており、シャフト部 7 0 の端部（車幅方向における中央側の端部）がそのアクチュエータ 6 6 に接続されている。一方、アーム部 7 2 の端部（シャフト部 7 0 とは反対側の端部）は、リンクロッド 7 7 を介して、第 2 ロアアーム 3 6 に連結されている。詳しく言えば、第 2 ロアアーム 3 6 には、リンクロッド連結部 7 8 が設けられ、リンクロッド 7 7 の一端部は、そのリンクロッド連結部 7 8 に、他端部は L 字形バー 6 2 のアーム部 7 2 の端部に、それぞれ遥動可能に連結されている。

【 0 0 6 3 】

調整装置 6 0 の備えるアクチュエータ 6 6 は、図 4 に示すように、駆動源としての電磁モータ 8 0 と、その電磁モータ 8 0 の回転を減速して伝達する減速機 8 2 とを含んで構成されている。これら電磁モータ 8 0 と減速機 8 2 とは、アクチュエータ 6 6 の外殻部材であるハウジング 8 4 内に設けられており、そのハウジング 8 4 は、その一端部に固定された上述の取付部材 7 6 によって、車体に固定的に取り付けられている。L 字形バー 6 2

10

20

30

40

50

は、そのシャフト部70がハウジング84の他端部から延び入るように、配設されている。L字形バー62のシャフト部70は、そのハウジング84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82と接続されている。さらに、シャフト部70は、その軸方向の中間部において、プシュ型軸受86を介してハウジング84に回転可能に保持されている。

【0064】

電磁モータ80は、ハウジング84の周壁の内面に沿って一円周上に固定して配置された複数のコイル88と、ハウジング84に回転可能に保持された中空状のモータ軸90と、コイル88と向きあうようにしてモータ軸90の外周に固定して配設された永久磁石92とを含んで構成されている。電磁モータ80は、コイル88がステータとして機能し、永久磁石92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84内に、モータ軸90の回転角度、すなわち、電磁モータ80の回転角度を検出するためのモータ回転角センサ94が設けられている。モータ回転角センサ94は、エンコーダを主体とするものであり、アクチュエータ66の制御、つまり、調整装置60の制御に利用される。

10

【0065】

減速機82は、波動発生器(ウェーブジェネレータ)96、フレキシブルギヤ(フレクスプライン)98およびリングギヤ(サーキュラスプライン)100を備え、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)として構成されている。波動発生器96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90の一端部に固定されている。フレキシブルギヤ98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82では、400歯)が形成されている。このフレキシブルギヤ98は、先に説明したL字形バー62のシャフト部70に接続され、それによって支持されている。詳しく言えば、L字形バー62のシャフト部70は、モータ軸90を貫通しており、それから延び出す部分の外周面において、フレキシブルギヤ98の底部を貫通する状態でその底部とスプライン嵌合によって相対回転不能に接続されているのである。リングギヤ100は、概してリング状をなして内周に複数の歯(本減速機82においては、402歯)が形成されたものであり、ハウジング84に固定されている。フレキシブルギヤ98は、その周壁部が波動発生器96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100と噛合し、他の箇所では噛合しない状態とされている。

20

30

【0066】

このような構造により、波動発生器96が1回転(360度)すると、つまり、電磁モータ80のモータ軸90が1回転すると、フレキシブルギヤ98とリングギヤ100とが、2歯分だけ相対回転させられる。つまり、減速機82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(電磁モータ80の回転速度に対してアクチュエータ66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66では、電磁モータ80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

40

【0067】

以上の構成から、電磁モータ80が駆動させられると、そのモータ80が発生させるモータ力によって、L字形バー62が回転させられて、そのL字形バー62のシャフト部70が擦られることになる。この擦りにより生じる擦り反力が、アーム部72、リンクロッド77、リンクロッド連結部78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、車体と車輪とを上下に接近・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66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62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60は

50

、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、車体と車輪との距離を調整することが可能となっている。

【0068】

サスペンション装置20の構成は、概念的には、図5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54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、アブソーバ52および調整装置60が、互いに並列的に配置されている。また、調整装置60を構成する弾性体としてのL字形バー62およびアクチュエータ66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62は、コイルスプリング50およびアブソーバ52と並列的に配置され、L字形バー62と車体の一部54との間には、それらを連結するアクチュエータ66が配設されているのである。

10

【0069】

調整装置60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66が、モータ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62を変形させつつ、つまり、L字形バー62のシャフト部70を捻りつつ、そのアクチュエータ力を、L字形バー62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のである。L字形バー62の変形量、つまり、シャフト部70の捻り変形量は、アクチュエータ66の動作量に対応したものとなっており、また、アクチュエータ力に対応するものとなっている。接近離間力は、L字形バー62の変形による弾性力に相当するものであることから、アクチュエータ66の動作量に対応し、アクチュエータ力に対応するものとなる。したがって、アクチュエータ66の動作量とアクチュエータ力のいずれか一方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とされているのである。本サスペンションシステム10では、アクチュエータ66の動作量を直接の制御対象とした制御を実行することで、接近離間力が制御される。

20

【0070】

なお、本システム10の制御においては、アクチュエータ66の動作量は、所定の中立位置を基準とする動作量として扱われる。この中立位置は、例えば、車体に、ロールモーメント、ピッチモーメント等が実質作用しておらず、かつ、車体、車輪12に振動が生じていないとみなせる状態である基準状態において、アクチュエータ力を発揮していないときのアクチュエータ66の動作位置として設定される。したがって、アクチュエータ66の動作位置が中立位置から離れるほど、アクチュエータ66の動作量は大きくなり、アクチュエータ力、つまり、接近離間力も大きくなるのである。また、本システム10の制御においては、アクチュエータ66の動作量と電磁モータ80の回転角とは対応関係にあるため、実際には、アクチュエータ66の動作量に代えて、モータ回転角センサによって取得されるモータ回転角を対象とした制御が行われる。

30

【0071】

本システム10は、図1に示すように、各調整装置60、詳しく言えば、各アクチュエータ66の作動を制御する制御装置である電子制御ユニット(ECU)110を備えている。ECU110は、各アクチュエータ66の作動を制御し、各アクチュエータ66が有する電磁モータ80に対応する駆動回路としての4つのインバータ112と、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114とを備えている。(図10参照)。各インバータ112は、コンバータ116を介してバッテリー118に接続されており、各インバータ112は各調整装置60の電磁モータ80に接続されている。

40

【0072】

電磁モータ80は定電圧駆動されることから、電磁モータ80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、電磁モータ80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112がPWM(

50

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。

【0073】

コントローラ114には、上記モータ回転角センサ94とともに、操舵量としてのステアリング操作部材の操作量であるステアリングホイールの操作角を検出するためのステアリングセンサ120, 車体に発生する横加速度を検出する横加速度センサ122, 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124, 車体のマウント部54に設けられ車体に発生するばね上縦加速度を検出する縦加速度センサ126が接続されている。コントローラ114には、さらに、ブレーキシステムの制御装置であるブレーキ電子制御ユニット(以下、「ブレーキECU」と記載する場合がある)128が接続されている。ブレーキECU128には、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130が接続され、ブレーキECU128は、それら車輪速センサ130の検出値に基づいて、車両の走行速度(以下、「車速」という場合がある)を推定する機能を有している。コントローラ114は、必要に応じてブレーキECU128から車速を取得するようにされている。さらに、コントローラ114は、インバータ112にも接続され、それを制御することで、調整装置60を制御するものとされている。なお、コントローラ114のコンピュータが備えるROMには、後に説明する調整装置60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。

10

【0074】

アクチュエータの正効率, 逆効率および正逆効率積

20

ここで、アクチュエータ66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) N は、ある外部入力によっても電磁モータ80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) P は、ある外部入力に抗してL字形バー62のシャフト部70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てもよい)を F_m とすれば、正効率 P , 逆効率 N は、下式のように表現できる。

30

$$\text{正効率 } P = F_{aP} / F_{mP}$$

$$\text{逆効率 } N = F_{mN} / F_{aN}$$

【0075】

本アクチュエータ66のモータ力-アクチュエータ力特性は、図6に示すようであり、本アクチュエータ66の正効率 P , 逆効率 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80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} とでは、その値が比較的大きく異なっている($F_{mP} > F_{mN}$)。

【0076】

40

ここで、正効率 P と逆効率 N との積を正逆効率積 $P \cdot N$ と定義すれば、正逆効率積 $P \cdot N$ 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 $P \cdot N$ が小さい程、正効率特性下において必要な電磁モータのモータ力 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 $P \cdot N$ が小さい程、動かされ難いアクチュエータであるといえるのである。

【0077】

本アクチュエータ66は、図6から解るように、正逆効率積 $P \cdot N$ が比較的小さく、具体的な数値で言えば、正逆効率積 $P \cdot N$ が $1/3$ となっており、外部入力によっては

50

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、外部入力的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 66 を回転させる場合に比較して、電磁モータ 80 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、電磁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 $P \cdot N$ が小さい本アクチュエータ 66 では、電力消費が大きく削減されることになる。

【0078】

車両用サスペンションシステムの制御

i) 基本的な制御

本サスペンションシステム 10 では、各調整装置 60 が発生させる接近離間力を独立して制御することによって、4つの車輪 12 の各々に対応するばね上振動を減衰する制御（以下、「振動抑制制御」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制御（以下「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制御（以下、「ピッチ抑制制御」という場合がある）が実行可能とされている。本システムにおいては、通常、それら3つの制御が総合された制御が実行されている。この制御では、各調整装置 60 において、ばね上速度、車体が受けるロールモーメント、ピッチモーメント等に基づいて、適切な接近離間力を発揮させるべく、電磁モータ 80 のモータ回転角が制御されている。詳しく言えば、ばね上速度、車体が受けるロールモーメント、ピッチモーメント等に基づいて、目標となるモータ回転角である制御目標値としての目標モータ回転角が決定され、実際のモータ回転角がその目標モータ回転角となるように電磁モータ 80 が制御される。なお、振動抑制制御、ロール抑制制御およびピッチ抑制制御は、車体の振動、ロール、ピッチ等のそれぞれの車体の挙動を抑制する制御であることから、車体挙動抑制制御の一種と考えることができる。

【0079】

本システム 10 においては、上述の制御目標値としての目標モータ回転角は、振動抑制制御、ロール抑制制御、ピッチ抑制制御の各制御ごとの制御目標値成分である目標モータ回転角成分を和することによって決定される。各制御ごとの成分は、それぞれ、

振動抑制目標モータ回転角成分（振動抑制成分） θ_s^*

ロール抑制目標モータ回転角成分（ロール抑制成分） θ_r^*

ピッチ抑制目標モータ回転角成分（ピッチ抑制成分） θ_p^*

である。以下に、振動抑制制御、ロール抑制制御、ピッチ抑制制御の各々を、その各々の目標モータ回転角成分の決定方法を中心に詳しく説明するとともに、目標モータ回転角に基づく上記電動モータ 80 への供給電力の決定について詳しく説明する。

【0080】

a) 振動抑制制御

振動抑制制御では、接近離間力を、車体の上下方向への移動速度、いわゆるばね上絶対速度に応じた大きさの減衰力として発生させており、いわゆるスカイフックダンパ理論に基づいた制御が実行される。具体的には、ばね上絶対速度に応じた大きさの接近離間力を発生させるべく、車体のマウント部 54 に設けられた縦加速度センサ 126 によって検出されるばね上縦加速度 G_u に基づき、ばね上絶対速度 V_u が計算され、次式に従って、振動抑制成分 θ_s^* が演算される。

$$\theta_s^* = K_1 \cdot C_s \cdot V_u \quad (K_1: \text{ゲイン}, C_s: \text{減衰係数})$$

【0081】

b) ロール抑制制御

ロール抑制制御では、車両の旋回時において、その旋回に起因するロールモーメントに応じて、旋回内輪側の調整装置 60 にはバウンド方向の接近離間力を、旋回外輪側の調整装置 60 には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 と車両走行速度 v に基づいて推定された推定横加速度 G_{yc} と、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。

$$G y^* = K_2 \cdot G y c + K_3 \cdot G y r \quad (K_2, K_3: \text{ゲイン})$$

そして、決定された制御横加速度 $G y^*$ に基づいて、ロール抑制成分 *R が決定される。ECU 110 のコントローラ 114 内には、制御横加速度 $G y^*$ をパラメータとするロール抑制成分 *R のマップデータが格納されており、ロール抑制成分 *R の決定にあたっては、そのマップデータが参照される。

【0082】

c) ピッチ抑制制御

ピッチ抑制制御では、車体の制動時に発生する車体のノーズダイブに対して、そのノーズダイブを生じさせるピッチモーメントに応じて、前輪側の調整装置 60 にはリバウンド方向の接近離間力を、後輪側の調整装置 60 にはバウンド方向の接近離間力を、それぞれピッチ抑制力として発生させる。それによって、ノーズダイブが抑制されることになる。また、車体の加速時に発生する車体のスクワットに対して、そのスクワットを生じさせるピッチモーメントに応じて、後輪側の調整装置 60 にはリバウンド方向の接近離間力を、前輪側の調整装置 60 にはバウンド方向の接近離間力を、それぞれ、ピッチ抑制力として発生させる。ピッチ抑制制御では、そのような接近離間力によって、ノーズダイブおよびスクワットが抑制されることになる。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、実測された実前後加速度 $G z g$ が採用され、その実前後加速度 $G z g$ に基づいて、ピッチ抑制成分 *P が、次式に従って決定される。

$$^*P = K_4 \cdot G z g \quad (K_4: \text{ゲイン})$$

【0083】

d) 目標供給電流の決定

以上のように、振動抑制成分 *S 、ロール抑制成分 *R 、ピッチ抑制成分 *P がそれぞれ決定されると、目標モータ回転角 *θ が、次式に従って決定される。

$$^*θ = ^*S + ^*R + ^*P$$

そして、実際のモータ回転角である実モータ回転角 $θ$ が上記目標モータ回転角 *θ になるように、電磁モータ 80 が制御される。この電磁モータ 80 の制御において、電磁モータ 80 に供給される電力は、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 $Δθ$ ($= θ - ^*θ$) に基づいて決定される。詳しく言えば、供給電流モータ回転角偏差 $Δθ$ 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、まず、電磁モータ 80 が備えるモータ回転角センサ 94 の検出値に基づいて、上記モータ回転角偏差 $Δθ$ 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。

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

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、 $\text{Int}(\Delta\theta)$ は、モータ回転角偏差 $Δθ$ の積分値に相当する。なお、モータ回転角偏差 $Δθ$ は、その符号が、実モータ回転角 $θ$ が目標モータ回転角 *θ に近づくべき方向、すなわち電磁モータ 140 の動作方向を表し、その絶対値が、動作させるべき量を表すものとなっている。

【0084】

上記目標供給電流 i^* を決定するための式は、2 つの項からなり、それら 2 つの項は、それぞれが、目標供給電力の成分と考えることができる。第 1 項の成分は、モータ回転角偏差 $Δθ$ に応じた成分（以下、「比例項電流成分」という場合がある） i_h であり、第 2 項の成分は、その偏差 $Δθ$ の積分に応じた成分（以下、「積分項電流成分」という場合がある） i_s である。アクチュエータ 66 は、L 字形バー 62 の弾性反力といった外部入力を受けながら動作するものであり、PI 制御の理論からすれば、積分項電流成分 i_s は、外部入力によっては電磁モータ 80 が回転させられないようにするための電流成分、つまり、外部入力の作用下においてアクチュエータ 66 の回転位置を維持するためのモータに関する成分と考えることができる。また、比例項電流成分 i_h は、外部入力の作用下において、アクチュエータ 66 を適切に動作させるための電流成分であり、つまり、外部入

10

20

30

40

50

力に抗ってアクチュエータ 66 を動作させるためのモータ力に関する成分と考えることができる。

【 0 0 8 5 】

ここで、先のアクチュエータ効率を考えれば、概して言えば、上記積分項電流成分 i_s は、モータ回転角 θ を維持するための電流成分であればよいから、逆効率 η_N に従う大きさのモータ力を発生させる電流成分であればよいこととなる。したがって、目標供給電流 i^* を決定するための上記式における第 2 項のゲインである積分ゲイン K_I は、積分項成分 i_s が逆効率特性に沿った値となるように設定されている。例えば、車両が典型的な一旋回動作を行う場合のロール抑制について考えてみれば、図 7 に示すように、調整装置 60 が発生させるべきロール抑制力、つまり、接近離間力は変化し、電磁モータ 80 の目標モータ回転角 θ^* は変化する。この例では、実モータ回転旋回初期 [a] , 旋回中期 [b] および旋回後期 [c] を通じて、モータ回転角が目標モータ回転角 θ^* を維持できるように、積分項電流成分 i_s が、逆効率 η_N に従って決定される。

【 0 0 8 6 】

それに対して、上記比例項電流成分 i_h は、外部入力的作用下において、目標モータ回転角 θ^* に対する実モータ回転角 θ のずれをなくするための成分であり、上記式における第 1 項のゲインである比例ゲイン K_P は、モータ回転角偏差 $\Delta\theta$ に応じた適切な積分項電流成分 i_s の増減補正が行われるような値に設定されている。特に、旋回初期 [a] では、外部入力に抗してアクチュエータ 66 を動作させなければならないため、正効率特性に従ったモータ力以上のモータ力を発生させるような大きさの電流が電磁モータ 80 に供給される必要がある。そのことに鑑み、比例ゲイン K_P は、モータ回転角偏差 $\Delta\theta$ があまり大きくなならない状態において正効率特性に従ったモータ力を発生可能な値に設定されている。

【 0 0 8 7 】

ロール抑制制御を例にとって説明したが、比例ゲイン K_P , 積分ゲイン K_I が適切に設定された上記式に従って目標供給電流 i^* を決定することにより、ピッチ抑制制御あるいはそれらが複合された制御においても、同様に、アクチュエータ 66 の正効率 η_P , 逆効率 η_N が考慮されることとなる。したがって、アクチュエータ 66 の正効率 η_P , 逆効率 η_N を考慮した目標供給電流 i^* の決定により、モータ回転角 θ が同じ角度に維持される状態および減少させられる状態、言い換えれば、モータ力、すなわち、アクチュエータ力、接近離間力が同じ大きさに維持される状態および減少させられる状態において、電磁モータ 80 の電力消費は、効果的に低減されることになるのである。

【 0 0 8 8 】

なお、上記目標供給電流 i^* は、その符号により電磁モータ 80 のモータ力の発生方向をも表すものとなっており、電磁モータ 80 の駆動制御にあたっては、目標供給電流 i^* に基づいて、電磁モータ 80 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 114 に発令され、インバータ 114 によって、その指令に基づいた電磁モータ 80 の駆動制御がなされる。このようにして、4 つの調整装置 60 の各々は、発生させるべき接近離間力を発生させ、車体のロール、ピッチ等を抑制するとともに、ばね上振動を減衰するのである。

【 0 0 8 9 】

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 66 を採用していること等の理由から、調整装置 60 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 が備えるアブソーバ 52 は、高周波域の振動減衰に好適なアブソーバとされており、このアブソーバ 52 の作用によって、比較的高周波数域の振動の車体への伝達が抑制されることになる。つまり、本システム 10 では、アクチュエータ 66 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 60 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

10

20

30

40

50

る。したがって、アブソーバ52の減衰係数は、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の減衰係数は、 $1500 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{e} \cdot \text{c} / \text{m}$ （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60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。

【0090】

ii) 制御目標値が上限値を超える場合の制御

本システム10では、電磁モータ80，L字形バー62，調整装置60の構造上の理由等から、発生させることのできるモータ力、つまり、調整装置60が発生させることのできる接近離間力に上限が存在する。その上限を高くすれば、調整装置60の大型化等に繋がりが、逆に、その上限を低くすれば、調整装置60を小型化できるものの、十分な接近離間力を発生させ得ないばかりか、電磁モータ80，L字形バー62等に大きな負担を強いられることにも繋がる。ちなみに、比較的大きな接近離間力が必要とされるのは、例えば、振動抑制制御，ロール抑制制御，ピッチ抑制制御が同時に実行される際に、それらの制御における接近離間力の方向が互いに同じ方向となるようなときである。

【0091】

上述した理由から、調整装置60が発生させるべき接近離間力が上限を超えるような場合、つまり、制御目標値が設定閾目標値を超えるような場合には、制御目標値である目標モータ回転角 θ^* を低減させることが望まれる。ただし、目標モータ回転角 θ^* は各調整装置60毎に決定されていることから、各調整装置60において決定される目標モータ回転角 θ^* のうちで設定閾目標値としての設定閾回転角 θ_{MAX} を超えるものと、設定閾回転角 θ_{MAX} 以下のものとが混在する場合がある。このような場合には、従来、各調整装置60において決定される目標モータ回転角 θ^* のうちの設定閾回転角 θ_{MAX} を超えるものだけを低減させており、このため、4つの調整装置60の各々が実際に発生させる接近離間力のバランスが崩れ、車体の挙動を適切に制御できない虞がある。そこで、本システム10においては、各調整装置60において決定される目標モータ回転角 θ^* のうちの設定閾回転角 θ_{MAX} を超えるものと、設定閾回転角 θ_{MAX} 以下のものとを特定の低減規則に従って低減させている。

【0092】

詳しく言えば、例えば、4つの調整装置60において決定される目標モータ回転角 θ^* のうちの1つのものが設定閾回転角 θ_{MAX} を超えるような場合において、設定閾回転角 θ_{MAX} を超える目標モータ回転角 θ^* とされた調整装置60を、各調整装置の制御目標値を低減させる際の主たる対象とし、その対象となる調整装置である対象装置の目標モータ回転角 θ_T^* を設定閾回転角 θ_{MAX} に低減させるとともに、4つの調整装置60のうちの対象装置以外の3つの対象外装置の目標モータ回転角 θ^* を、対象装置の目標モータ回転角 θ_T^* を設定閾回転角 θ_{MAX} に低減した比率、つまり、対象装置の目標モータ回転角 θ_T^* に対する設定閾回転角 θ_{MAX} の比率で低減させるのである。つまり、対象装置の目標モータ回転角 θ_T^* と3つの対象外装置の目標モータ回転角 θ^* とを、次式に従って決定される制御目標値を低減する低減ゲインKに従って低減させるのである。

$$K = \theta_{MAX} / |\theta_T^*|$$

したがって、目標モータ回転角 θ^* を低減させた低減目標モータ回転角 θ_L^* は、次式に示すように、目標モータ回転角 θ^* を特定の比率に従って低減させる規則である特定の低減規則に従って決定される。

$$\theta_L^* = (\theta_{MAX} / |\theta_T^*|) \cdot \theta^* \cdots (1)$$

【0093】

また、制御目標値としての目標モータ回転角 θ^* は、複数の制御目標値成分、つまり、各目標モータ回転角成分 θ_S^* ， θ_R^* ， θ_P^* を合計したものである。このため、各目標モータ回転角成分 θ_S^* ， θ_R^* ， θ_P^* を各成分 θ_S^* ， θ_R^* ， θ_P^* ごとの低減ゲインに従って低減させても、目標モータ回転角 θ^* を上述のように低減させることが可能である。詳しく言

10

20

30

40

50

例えば、各成分 θ^*_S , θ^*_R , θ^*_P ごとの低減ゲインは、それぞれ、
 振動抑制成分 θ^*_S の低減ゲイン（振動抑制成分低減ゲイン） K_S
 ロール抑制成分 θ^*_R の低減ゲイン（ロール抑制成分低減ゲイン） K_R
 ピッチ抑制成分 θ^*_P の低減ゲイン（ピッチ抑制成分低減ゲイン） K_P
 であり、低減目標モータ回転角 θ^*_L は次式のように示すことができる。

$$\theta^*_L = K_S \cdot \theta^*_S + K_R \cdot \theta^*_R + K_P \cdot \theta^*_P$$

また、上記（1）式を変形すると、次式ようになる。

$$\begin{aligned} \theta^*_L &= \left(\theta^*_{MAX} / \left| \theta^*_T \right| \right) \cdot \theta^*_T = \left(\theta^*_{MAX} / \left| \theta^*_T \right| \right) \cdot \left(\theta^*_S + \theta^*_R + \theta^*_P \right) \\ &= \left(\theta^*_{MAX} / \left| \theta^*_T \right| \right) \cdot \theta^*_S + \left(\theta^*_{MAX} / \left| \theta^*_T \right| \right) \cdot \theta^*_R \\ &\quad + \left(\theta^*_{MAX} / \left| \theta^*_T \right| \right) \cdot \theta^*_P \end{aligned}$$

10

したがって、各成分の低減ゲイン K_S , K_R , K_P を次式のようにすれば、対象装置の目標モータ回転角 θ^*_T を設定閾回転角 θ^*_{MAX} に低減させるとともに、対象装置の目標モータ回転角 θ^*_T と3つの対象外装置の目標モータ回転角 θ^* とを特定の比率で低減させることが可能となる。

$$K_S = K_R = K_P = \theta^*_{MAX} / \left| \theta^*_T \right| = K$$

【0094】

上述のように、4つの調整装置60の各々の目標モータ回転角 θ^* の各成分 θ^*_S , θ^*_R , θ^*_P の全てを均等に低減させれば、対象装置の目標モータ回転角 θ^*_T を設定閾回転角 θ^*_{MAX} にするとともに、4つの調整装置60の各々が発生させる接近離間力のバランスを適切に保つことが可能となる。ただし、各成分 θ^*_S , θ^*_R , θ^*_P の全てを均等に低減させることから、振動抑制制御、ロール抑制制御、ピッチ抑制制御の3つの制御全てをある程度犠牲にすることになる。本システム10においては、それら3つの制御のうちの一部の制御のみを制限して実行し、4つの調整装置60の各々の目標モータ回転角 θ^* を低減させることが可能である。つまり、本システム10においては、それら3つの制御のうちの一部の制御を優先して実行しつつ、目標モータ回転角 θ^* を低減させることが可能である。

20

【0095】

詳しく言えば、3つの制御のうち優先する制御である優先制御の目標モータ回転角成分を低減させずに、3つの制御のうち優先制御以外の制限させる制御である制限制御の目標モータ回転角成分を特定の比率で低減させて、目標モータ回転角 θ^* を低減させるのである。つまり、3つの制御目標値成分のうち少なくとも1つの特定制御目標値成分のみを特定の比率で低減させて、目標モータ回転角 θ^* を低減させるのである。具体的に言えば、優先制御と制限制御との成分は、それぞれ、

30

優先制御目標モータ回転角成分（優先制御成分） θ^*_Y

制限制御目標モータ回転角成分（制限制御成分） θ^*_D

であり、目標モータ回転角 θ^* は次式のように示すことができ、

$$\theta^* = \theta^*_Y + \theta^*_D$$

低減目標モータ回転角 θ^*_L は次式のように示すことができる。

$$\theta^*_L = \theta^*_Y + K_D \cdot \theta^*_D$$

ここで、 K_D は、制限制御成分 θ^*_D の低減ゲイン（制限制御成分低減ゲイン）であり、次式のように示すことができる。

40

$$K_D = \left(\theta^*_L - \theta^*_Y \right) / \theta^*_D$$

対象装置の目標モータ回転角 θ^*_T を設定閾回転角 θ^*_{MAX} に低減させるためには、対象装置における低減目標モータ回転角 θ^*_L が設定閾回転角 θ^*_{MAX} となればよいことから、制限制御成分低減ゲイン K_D を次式のようにすれば、対象装置の目標モータ回転角 θ^*_T を設定閾回転角 θ^*_{MAX} に低減させることができる。

$$K_D = \left(\theta^*_{MAX} - \left| \theta^*_{TY} \right| \right) / \left| \theta^*_{TD} \right|$$

ここで、 θ^*_{TY} は、対象装置の目標モータ回転角 θ^*_T の優先制御成分であり、 θ^*_{TD} は、対象装置の目標モータ回転角 θ^*_T の制限制御成分である。ちなみに、設定閾回転角 θ^*_{MAX} から対象装置の優先制御成分 θ^*_{TY} を減じたものは、低減させた後の対象装置の制限制御成分であることから、制限制御成分低減ゲイン K_D は、対象装置の制限制御成分 θ^*_{TD} に対

50

する低減させた後の対象装置の制限制御成分の比率と考えることができる。

【0096】

上述のように特定の目標モータ回転角成分を低減させて目標モータ回転角 θ^* を低減させる際に振動抑制制御、ロール抑制制御、ピッチ抑制制御の3つの制御のうちのいずれの制御を優先すべきかに関しては、車体のロール、ピッチ、ばね上部の振動といった車体の挙動の大きさを指標する車体挙動指標量に基づいて判定すべきである。具体的に言えば、車体が受けるロールモーメントが比較的大きい場合には、ロール抑制制御を優先すべきであり、車体が受けるピッチモーメントが比較的大きい場合には、ピッチ抑制制御を優先すべきであり、ばね上絶対速度が比較的速度い場合には、振動抑制制御を優先すべきである。したがって、本システム10においては、車体が受けるロールモーメントを指標する制御横加速度 G_y^* が閾値としての閾横加速度 G_{y0}^* を超えることを条件としてロール抑制制御が優先され、車体が受けるピッチモーメントを指標する実前後加速度 $G_z g$ が閾値としての閾前後加速度 G_{zg0} を超えることを条件としてピッチ抑制制御が優先され、4つの調整装置60の各々に対応するばね上絶対速度 V_u の平均速度である平均ばね上絶対速度 V_{AV} が閾値としての閾速度 V_{u0} を超えることを条件として振動抑制制御が優先される。

10

【0097】

具体的に言えば、上記3つの条件のうちの制御横加速度 G_y^* に関する条件のみを満たす場合には、ロール抑制制御を優先し、ピッチ抑制制御と振動抑制制御とを制限すべく、低減目標モータ回転角 θ_L^* は次式に従って決定される。

$$\theta_L^* = \theta_R^* + K_D \cdot \theta_S^* + K_D \cdot \theta_P^* \quad (20)$$

この際、制限制御成分低減ゲイン K_D は、次式のようになる。

$$K_D = (K_{MAX} - |\theta_{TR}^*|) / (|\theta_{TS}^* + \theta_{TP}^*|)$$

ここで、 θ_{TR}^* は、対象装置の目標モータ回転角 θ_T^* のロール抑制成分であり、 θ_{TS}^* は、対象装置の目標モータ回転角 θ_T^* の振動抑制成分であり、 θ_{TP}^* は、対象装置の目標モータ回転角 θ_T^* のピッチ抑制成分である。ちなみに、低減目標モータ回転角 θ_L^* を各成分の低減ゲイン K_S 、 K_R 、 K_P を用いて示す場合には、優先すべき制御の制御目標値成分の低減ゲインは、1とされ、制限すべき制御の制御目標値成分の低減ゲインは、制限制御成分低減ゲイン K_D とされる。したがって、上記3つの条件のうちの制御横加速度 G_y^* に関する条件のみを満たす場合における各成分の低減ゲイン K_S 、 K_R 、 K_P は、それぞれ、

$$K_R = 1 \quad K_S = K_P = (K_{MAX} - |\theta_{TR}^*|) / (|\theta_{TS}^* + \theta_{TP}^*|) \quad (30)$$

とされる。

【0098】

また、上記3つの条件のうちの実前後加速度 $G_z g$ に関する条件のみを満たす場合には、ピッチ抑制制御を優先し、ロール抑制制御と振動抑制制御とを制限すべく、制限制御成分低減ゲイン K_D は、次式のようになり、

$$K_D = (K_{MAX} - |\theta_{TP}^*|) / (|\theta_{TS}^* + \theta_{TR}^*|)$$

各成分の低減ゲイン K_S 、 K_R 、 K_P は、それぞれ、

$$K_P = 1 \quad K_S = K_R = (K_{MAX} - |\theta_{TP}^*|) / (|\theta_{TS}^* + \theta_{TR}^*|)$$

とされる。また、上記3つの条件のうちのばね上絶対速度 V_u に関する条件のみを満たす場合には、振動抑制制御を優先し、ロール抑制制御とピッチ抑制制御とを制限すべく、制限制御成分低減ゲイン K_D は、次式のようになり、

40

$$K_D = (K_{MAX} - |\theta_{TS}^*|) / (|\theta_{TR}^* + \theta_{TP}^*|)$$

各成分の低減ゲイン K_S 、 K_R 、 K_P は、それぞれ、

$$K_S = 1 \quad K_R = K_P = (K_{MAX} - |\theta_{TS}^*|) / (|\theta_{TR}^* + \theta_{TP}^*|)$$

とされる。

【0099】

上記3つの条件のうちの2つの条件を満たす場合にも、優先すべき制御と制限すべき制御とによって、上述のように各成分の低減ゲイン K_S 、 K_R 、 K_P を決定する。具体的には、上記3つの条件のうちの制御横加速度 G_y^* に関する条件と実前後加速度 $G_z g$ に関する条件とを満たす場合には、ロール抑制制御とピッチ抑制制御とを優先し、振動抑制制御

50

を制限すべく、各成分の低減ゲイン K_S , K_R , K_P は、それぞれ、

$$K_R = K_P = 1 \quad K_S = (\text{MAX} - | \dot{\theta}_{TR} + \dot{\theta}_{TP} |) / | \dot{\theta}_{TS} |$$

とされ、上記3つの条件のうちの実前後加速度 $G_z g$ に関する条件とばね上絶対速度 V_u に関する条件とを満たす場合には、振動抑制制御とピッチ抑制制御とを優先し、ロール抑制制御を制限すべく、各成分の低減ゲイン K_S , K_R , K_P は、それぞれ、

$$K_S = K_P = 1 \quad K_R = (\text{MAX} - | \dot{\theta}_{TS} + \dot{\theta}_{TP} |) / | \dot{\theta}_{TR} |$$

とされ、上記3つの条件のうちばね上絶対速度 V_u に関する条件と制御横加速度 G_y^* に関する条件を満たす場合には、振動抑制制御とロール抑制制御とを優先し、ピッチ抑制制御を制限すべく、各成分の低減ゲイン K_S , K_R , K_P は、それぞれ、

$$K_S = K_R = 1 \quad K_P = (\text{MAX} - | \dot{\theta}_{TS} + \dot{\theta}_{TR} |) / | \dot{\theta}_{TP} |$$

とされる。

【0100】

また、上記3つの条件の全てを満たす場合、若しくは、上記3つの条件のいずれも満たさない場合には、3つの制御のうちいずれの制御を優先すべきかが判断できないことから、上述のように3つの制御の全てを差をつけずに制限すべく、各成分の低減ゲイン K_S , K_R , K_P は、それぞれ、

$$K_S = K_R = K_P = \text{MAX} / | \dot{\theta}_T |$$

とされ、目標モータ回転角成分 $\dot{\theta}_S$, $\dot{\theta}_R$, $\dot{\theta}_P$ の全てを同じ比率で低減させる全成分低減制御が実行される。

【0101】

図8に、低減前後の対象装置の目標モータ回転角 $\dot{\theta}_T$ と、低減前後の対象外装置の目標モータ回転角 $\dot{\theta}$ との関係をグラフを用いて模式的に示す。ちなみに、本システム10において、対象外装置は3つあるが、説明を簡略化するため、3つの対象外装置のうち1つのものについて図示し、説明を行う。上記3つの条件のうち制御横加速度 G_y^* に関する条件のみを満たすような場合には、対象装置の目標モータ回転角 $\dot{\theta}_T$ と対象外装置の目標モータ回転角 $\dot{\theta}$ との低減前後の関係は図8(a)に示すようになる。図から解るように、ロール抑制制御を優先して実行すべく、対象装置のロール抑制成分 $\dot{\theta}_{TR}$ と対象外装置のロール抑制成分 $\dot{\theta}_R$ との各々は、低減前と低減後とで同じとされている。そして、対象装置の目標モータ回転角 $\dot{\theta}_T (= 12)$ を設定閾目標値 $\text{MAX} (= 10)$ に低減させるべく、対象装置の振動抑制成分 $\dot{\theta}_{TS}$ とピッチ抑制成分 $\dot{\theta}_{TP}$ とを特定の比率 (2/3) で低減させており、対象装置の発生させる接近離間力と対象外装置の発生させる接近離間力とのバランスを適切に保つべく、対象外装置の振動抑制成分 $\dot{\theta}_S$ とピッチ抑制成分 $\dot{\theta}_P$ とを同じ比率 (2/3) で低減させている。なお、特定の比率 (2/3) は、次式に従って決定される。

$$(\text{MAX} - | \dot{\theta}_{TR} |) / | \dot{\theta}_{TS} + \dot{\theta}_{TP} | = (10 - 6) / (3 + 3) = 2 / 3$$

【0102】

また、上記3つの条件の全てを満たすような場合には、対象装置の目標モータ回転角 $\dot{\theta}_T$ と対象外装置の目標モータ回転角 $\dot{\theta}$ との低減前後の関係は図8(b)に示すようになる。図から解るように、全ての制御を均等に実行するとともに、対象装置の目標モータ回転角 $\dot{\theta}_T (= 20)$ を設定閾目標値 $\text{MAX} (= 10)$ に低減させるべく、対象装置のロール抑制成分 $\dot{\theta}_{TR}$ と振動抑制成分 $\dot{\theta}_{TS}$ とピッチ抑制成分 $\dot{\theta}_{TP}$ とを特定の比率 (1/2) で低減させており、対象装置の発生させる接近離間力と対象外装置の発生させる接近離間力とのバランスを適切に保つべく、対象外装置のロール抑制成分 $\dot{\theta}_R$ と振動抑制成分 $\dot{\theta}_S$ とピッチ抑制成分 $\dot{\theta}_P$ とを同じ比率 (1/2) で低減させている。なお、特定の比率 (1/2) は、次式に従って決定される。

$$\text{MAX} / | \dot{\theta}_T | = 10 / 20 = 1 / 2$$

【0103】

ちなみに、4つの調整装置60において決定される目標モータ回転角 $\dot{\theta}$ のうちの複数のものが設定閾回転角 MAX を超えるような場合がある。具体的に言えば、例えば、図9に示すように、2つの調整装置A, Bの目標モータ回転角 $\dot{\theta}$ が設定閾回転角 MAX を超え

10

20

30

40

50

る場合がある。このような場合には、調整装置 A を対象装置とした場合（図 9（a））の低減ゲイン K_S, K_R, K_P と、調整装置 B を対象装置とした場合（図 9（b））の低減ゲイン K_S, K_R, K_P とが決定される。つまり、複数のセットの低減ゲイン K_S, K_R, K_P が決定される。なお、2つの調整装置 A, B のうちのいずれを対象装置とする場合においても、ロール抑制制御を優先して実行するように低減ゲイン K_S, K_R, K_P が決定される。

【0104】

調整装置 A を対象装置とした場合においては、図 9（a）に示すように、調整装置 A, B の各々の振動抑制成分 $\dot{\theta}_s$ とピッチ抑制成分 $\dot{\theta}_p$ とを特定の比率（2/3）で低減させている。ちなみに、特定の比率（2/3）は、次式に従って決定される。

$$\left(\theta_{MAX} - \left| \dot{\theta}_{TR} \right| \right) / \left| \dot{\theta}_{TS} + \dot{\theta}_{TP} \right| = (10 - 6) / (4 + 2) = 2 / 3$$

このような場合には、図から解るように、調整装置 A の低減目標モータ回転角 $\dot{\theta}_L$ は設定閾回転角 θ_{MAX} となるが、調整装置 B の低減目標モータ回転角 $\dot{\theta}_L$ は設定閾回転角 θ_{MAX} を超えてしまう。一方、調整装置 B を対象装置とした場合においては、図 9（b）に示すように、調整装置 A, B の各々の振動抑制成分 $\dot{\theta}_s$ とピッチ抑制成分 $\dot{\theta}_p$ とを特定の比率（1/2）で低減させている。ちなみに、特定の比率（1/2）は、次式に従って決定される。

$$\left(\theta_{MAX} - \left| \dot{\theta}_{TR} \right| \right) / \left| \dot{\theta}_{TS} + \dot{\theta}_{TP} \right| = (10 - 7) / (3 + 3) = 1 / 2$$

このような場合には、図から解るように、調整装置 B の低減目標モータ回転角 $\dot{\theta}_L$ は設定閾回転角 θ_{MAX} とされ、調整装置 A の低減目標モータ回転角 $\dot{\theta}_L$ は設定閾回転角 θ_{MAX} 以下とされる。

【0105】

調整装置 A を対象装置とした場合には、振動抑制成分 $\dot{\theta}_s$ とピッチ抑制成分 $\dot{\theta}_p$ とを特定の比率（2/3）で低減させても、調整装置 B の低減目標モータ回転角 $\dot{\theta}_L$ は設定閾回転角 θ_{MAX} を超え、一方、調整装置 B を対象装置とした場合には、振動抑制成分 $\dot{\theta}_s$ とピッチ抑制成分 $\dot{\theta}_p$ とを特定の比率（1/2）で低減させると、調整装置 A, B のいずれの低減目標モータ回転角 $\dot{\theta}_L$ も設定閾回転角 θ_{MAX} 以下となる。つまり、2セットの低減ゲイン K_S, K_R, K_P のうちの目標モータ回転角成分を低減させる比率が小さいものに従って、調整装置 A, B の目標モータ回転角 $\dot{\theta}$ を低減させれば、調整装置 A, B のいずれの低減目標モータ回転角 $\dot{\theta}_L$ も設定閾回転角 θ_{MAX} 以下とすることができる。したがって、本システム 10 において、4つの調整装置 60 において決定される目標モータ回転角 $\dot{\theta}$ のうちの複数のものが設定閾回転角 θ_{MAX} を超えるような場合には、複数のセットの低減ゲイン K_S, K_R, K_P が決定され、それら複数のセットの低減ゲイン K_S, K_R, K_P のうちから目標モータ回転角成分を低減させる比率が最も小さいものが1つ選択される。そして、その選択された低減ゲイン K_S, K_R, K_P に従って、4つの調整装置 60 において決定される目標モータ回転角 $\dot{\theta}$ を低減させる。

【0106】

つまり、本システム 10 においては、4つの調整装置の制御目標値のうちの複数のものが設定閾目標値を超えるような場合に、設定閾目標値を超える複数の制御目標値に対応する複数の調整装置の各々を対象装置とみなしてそれら複数の調整装置に対応して特定の比率の候補が複数決定されるようにされており、それら複数の候補のうちでもっと小さいものが特定の比率となるようにされている。

【0107】

制御プログラム

本システム 10 において、調整装置 60 の発生させる接近離間力の制御は、図 10 にフローチャートを示す調整装置制御プログラムが、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（例えば、数 msec）を以てコントローラ 114 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、調整装置制御プログラムは、4つの車輪に対応して設けられた4つの調整装置 60 全てに対して実行される。

【0108】

本プログラムに従う処理では、まず、ステップ1（以下、単に「S1」と略す。他のステップについても同様とする）において、4つの車輪に設けられる4つの縦加速度センサ126の各々によって検出される各ばね上縦加速度 G_u に基づいて、各調整装置60に対応したばね上絶対速度 V_u が演算され、S2において、各調整装置60に対応したばね上絶対速度 V_u に基づいて、振動抑制制御のための振動抑制成分 $\dot{\theta}_s^*$ が各調整装置60に対応して決定される。次に、S3において、横加速度センサ122によって検出される実横加速度 G_{yr} と上記推定横加速度 G_{yc} とに基づいて、制御横加速度 G_{y^*} が演算され、S4において、その制御横加速度 G_{y^*} に基づいて、ロール抑制制御のためのロール抑制成分 $\dot{\theta}_R^*$ が各調整装置60に対応して決定される。続いて、S5において、前後加速度センサ124によって前後加速度 G_{zg} が検出され、S6において、その検出された前後加速度 G_{zg} に基づいて、ピッチ抑制制御のためのピッチ抑制成分 $\dot{\theta}_p^*$ が各調整装置60に対応して決定される。そして、S7において、振動抑制成分 $\dot{\theta}_s^*$ とロール抑制成分 $\dot{\theta}_R^*$ とピッチ抑制成分 $\dot{\theta}_p^*$ とが合計されることによって、目標モータ回転角 θ^* が各調整装置60に対応して決定される。

【0109】

続いて、S8において、各調整装置60に対応して決定された目標モータ回転角 θ^* の全てがあらかじめ設定された設定閾回転角 θ_{MAX} 以下であるか否かが判断される。各調整装置60の目標モータ回転角 θ^* のうちのいずれか1つでも設定閾回転角 θ_{MAX} を越えていると判断された場合には、S9において、図11にフローチャートを示す目標モータ回転角成分低減ゲイン決定サブルーチンを実行するための処理が実行される。このサブルーチンにおいては、まず、S21において、各車輪に対応して演算された各ばね上縦加速度 G_u に基づいて、平均ばね上絶対速度 V_{AV} が演算される。次に、S22～S28において、目標モータ回転角 θ^* を低減させる際に、振動抑制制御とロール抑制制御とピッチ抑制制御とのうちのいずれの制御を優先すべきかが判断される。具体的に言えば、平均ばね上絶対速度 V_{AV} が閾速度 V_{u0} を超えることを条件として振動抑制制御を優先すべきと判断され、制御横加速度 G_{y^*} が閾横加速度 G_{y0^*} を超えることを条件としてロール抑制制御を優先すべきと判断され、実前後加速度 G_{zg} が閾前後加速度 G_{zg0} を超えることを条件としてピッチ抑制制御を優先すべきと判断される。

【0110】

S29～S35に示すように、3つの制御のうちのいずれの制御を優先すべきかがと判断されると、S36において、各調整装置60の目標モータ回転角 θ^* のうちの複数のものが設定閾回転角 θ_{MAX} を越えているか否かが判断される。各調整装置60の目標モータ回転角 θ^* のうちの1つのものだけが設定閾回転角 θ_{MAX} を越えていると判断された場合は、S37において、その設定閾回転角 θ_{MAX} を越える目標モータ回転角 θ^* を構成する目標回転角成分 $\dot{\theta}_s^*$ 、 $\dot{\theta}_R^*$ 、 $\dot{\theta}_p^*$ を対象装置の目標回転角成分 $\dot{\theta}_{TR}^*$ 、 $\dot{\theta}_{TS}^*$ 、 $\dot{\theta}_{TP}^*$ として、上述のように、各成分ごとの目標モータ回転角成分低減ゲイン K_S 、 K_R 、 K_P が決定される。また、S36において、各調整装置60の目標モータ回転角 θ^* のうちの複数のものが設定閾回転角 θ_{MAX} を越えていると判断された場合には、S38において、設定閾回転角 θ_{MAX} を越える複数の目標モータ回転角 θ^* に対応して、複数セットの目標モータ回転角成分低減ゲイン K_S 、 K_R 、 K_P が決定される。続いて、S39において、図9を用いて詳しく説明したように、それら複数セットの目標モータ回転角成分低減ゲイン K_S 、 K_R 、 K_P のうちから1セットの目標モータ回転角成分低減ゲイン K_S 、 K_R 、 K_P が選択される。目標モータ回転角成分低減ゲイン K_S 、 K_R 、 K_P が決定、若しくは、選択されると、このサブルーチンが終了する。

【0111】

目標モータ回転角成分低減ゲイン決定サブルーチンの実行の後、S10において、目標モータ回転角成分低減ゲイン K_S 、 K_R 、 K_P に基づいて、低減目標モータ回転角 θ_L^* が各調整装置60に対応して決定される。そして、S11において、決定された低減目標モータ回転角 θ_L^* に基づき、前述のPI制御則に従う式に従って、目標供給電流 i^* が各調整装置60に対応して決定される。また、S8において、各調整装置60に対応して決定さ

10

20

30

40

50

れた目標モータ回転角 θ^* の全てが設定閾回転角 θ_{MAX} 以下であると判断された場合には、S 1 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PI制御則に従う式に従って、目標供給電流 i^* が各調整装置 6 0 に対応して決定される。目標供給電流 i^* が決定されると、S 1 3において、各調整装置 6 0 に対応して決定された目標供給電流 i^* に基づく制御信号がそれぞれに対応するインバータ 1 1 2 に送信された後、本プログラムの1回の実行が終了する。

【0 1 1 2】

ちなみに、振動減衰制御とロール抑制制御とピッチ抑制制御とのうちの優先すべき制御が変更すると、目標モータ回転角成分低減ゲイン K_S , K_R , K_P が大きく変更され、低減目標モータ回転角 θ_L^* が急激に変化する場合がある。このような場合の低減目標モータ回転角 θ_L^* の急激な変化を回避すべく、本システム 1 0 において、変化前の低減目標モータ回転角 θ_L^* が変化後の低減目標モータ回転角 θ_L^* に漸変するような処理が実行されるプログラムが実行されてもよい。

10

【0 1 1 3】

コントローラの機能構成

上記調整装置制御プログラムを実行するコントローラ 1 1 4 は、その実行処理に鑑みれば、図 1 2 に示すような機能構成を有するものと考えることができる。図から解るように、コントローラ 1 1 4 は、S 1 ~ S 7 の処理を実行する機能部、つまり、制御目標値としての目標モータ回転角 θ^* を決定する機能部として、制御目標値決定部 1 4 0 を、S 9 ~ S 1 1 の処理を実行する機能部、つまり、制御目標値としての目標モータ回転角 θ^* を低減させる機能部として、制御目標値低減部 1 4 2 を、それぞれ有している。

20

【0 1 1 4】

なお、制御目標値決定部 1 4 0 は、S 1, S 2 の処理を実行する機能部、つまり、振動抑制制御のための振動抑制成分 s^* を決定する機能部として、振動抑制成分決定部 1 4 4 を、S 3, S 4 の処理を実行する機能部、つまり、ロール抑制制御のためのロール抑制成分 r^* を決定する機能部として、ロール抑制成分決定部 1 4 6 を、S 5, S 6 の処理を実行する機能部、つまり、ピッチ抑制制御のためのピッチ抑制成分 p^* を決定する機能部として、ピッチ抑制成分決定部 1 4 8 を、それぞれ備えている。また、制御目標値低減部 1 4 2 は、目標モータ回転角成分低減ゲイン決定サブルーチンの処理を実行する機能部、つまり、目標モータ回転角 θ^* を低減させるための特定の低減規則としての各制御ごとの目標モータ回転角成分低減ゲイン K_S , K_R , K_P を決定する機能部として、特定低減規則決定部 1 5 0 を備えており、その特定低減規則決定部 1 5 0 は、S 2 2 ~ S 3 5 の処理を実行する機能部、つまり、振動抑制制御とロール抑制制御とピッチ抑制制御とのうちのいずれの制御を優先すべきかを判定する機能部として、優先制御判定部 1 5 2 を備えている。

30

【図面の簡単な説明】

【0 1 1 5】

【図 1】請求可能発明の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 2】図 1 の車両用サスペンションシステムの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模式図である。

40

【図 3】図 1 の車両用サスペンションシステムの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模式図である。

【図 4】サスペンション装置の備える調整装置を構成するアクチュエータを示す概略断面図である。

【図 5】サスペンション装置を概念的に示す図である。

【図 6】実施例の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。

【図 7】車両の典型的な一旋回動作中におけるロール抑制力、目標モータ回転角、実モータ回転角、比例項電流成分、積分項電流成分、目標供給電流の時間経過に対する変化を概略的に示すチャートである。

【図 8】対象装置の目標モータ回転角と対象外装置の目標モータ回転角との低減前後の関

50

係を模式的に示したグラフである。

【図9】2つの調整装置の目標モータ回転角が設定閾回転角を超えた場合の目標モータ回転角の低減前後の関係を模式的に示したグラフである。

【図10】調整装置制御プログラムを示すフローチャートである。

【図11】調整装置制御プログラムにおいて実行される目標モータ回転角成分低減ゲイン決定サブルーチンを示すフローチャートである。

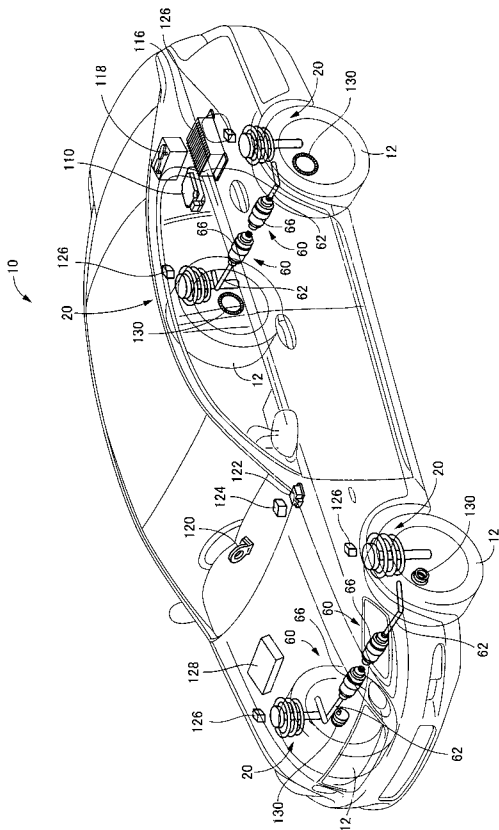
【図12】サスペンションシステムの制御を司る制御装置の機能を示すブロック図である。

【符号の説明】

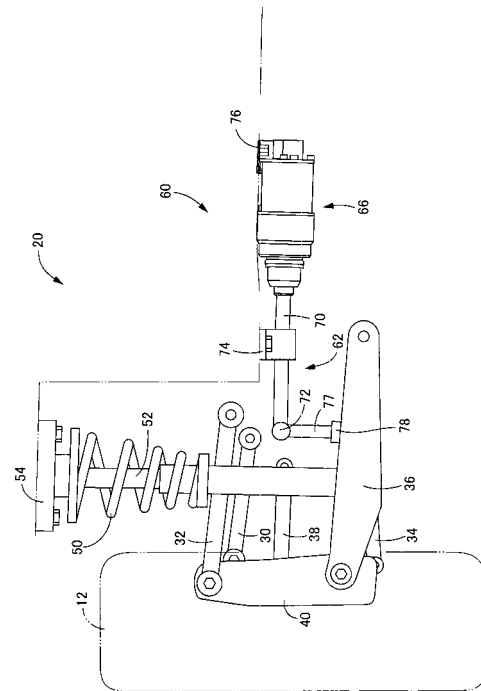
【0116】

- 10 : 車両用サスペンションシステム 36 : 第2ロアアーム (車輪保持部) (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 : マウント部 (ばね上部) 60 : 車体車輪間距離調整装置 (接近離間力発生装置)
- 62 : L字形バー (弾性体) 66 : アクチュエータ 70 : シャフト部
- 72 : アーム部 80 : 電磁モータ 82 : 減速機 110 : 電子制御ユニット (制御装置)
- 140 : 制御目標値決定部 142 : 制御目標値低減部

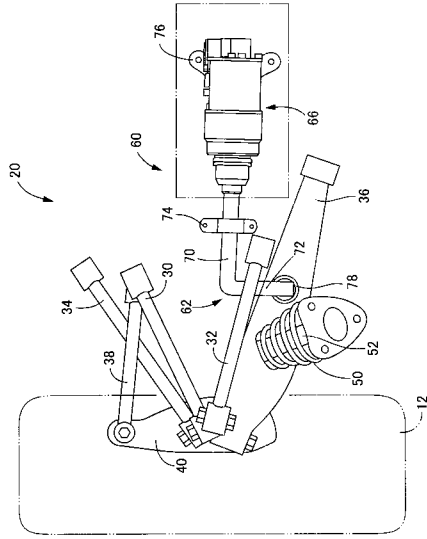
【図1】



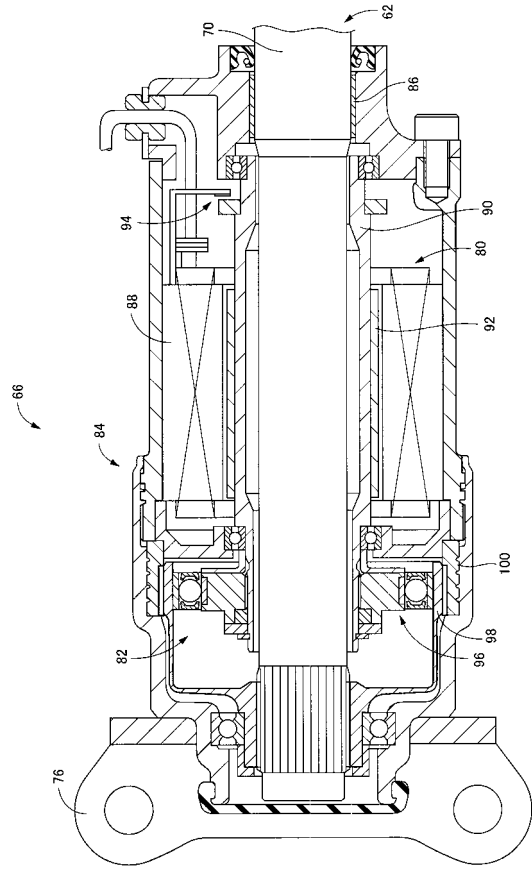
【図2】



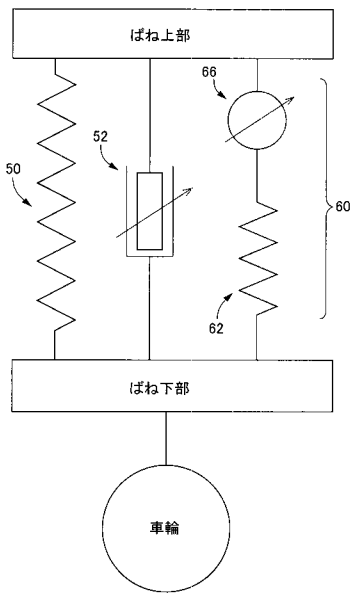
【図3】



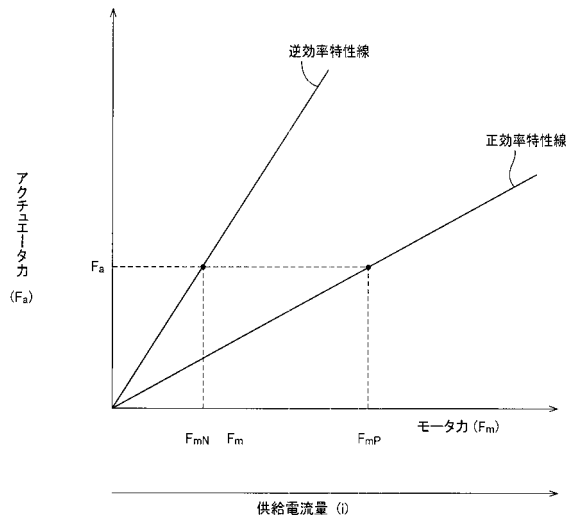
【図4】



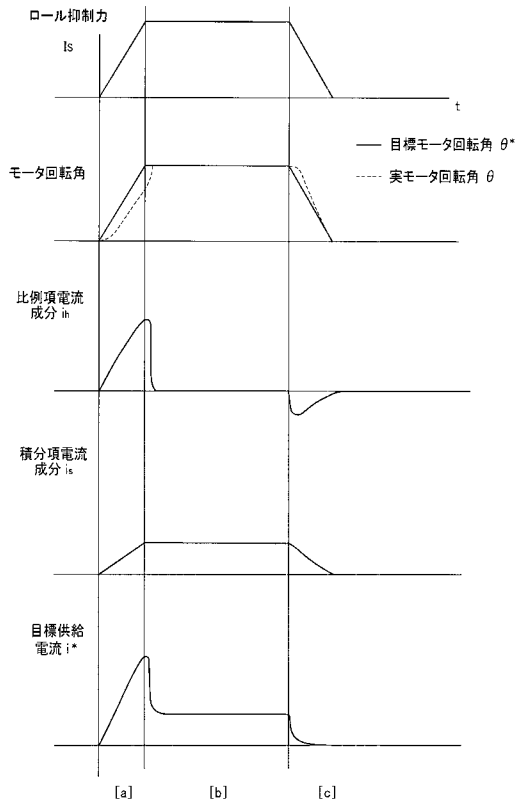
【図5】



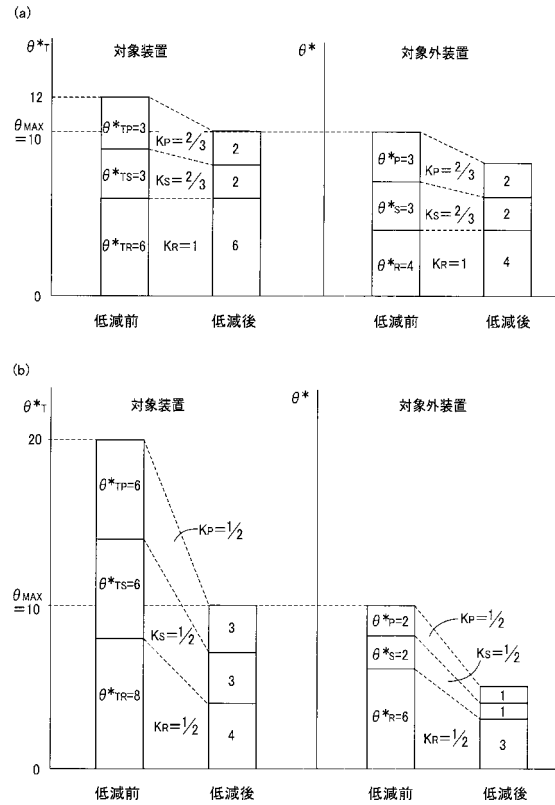
【図6】



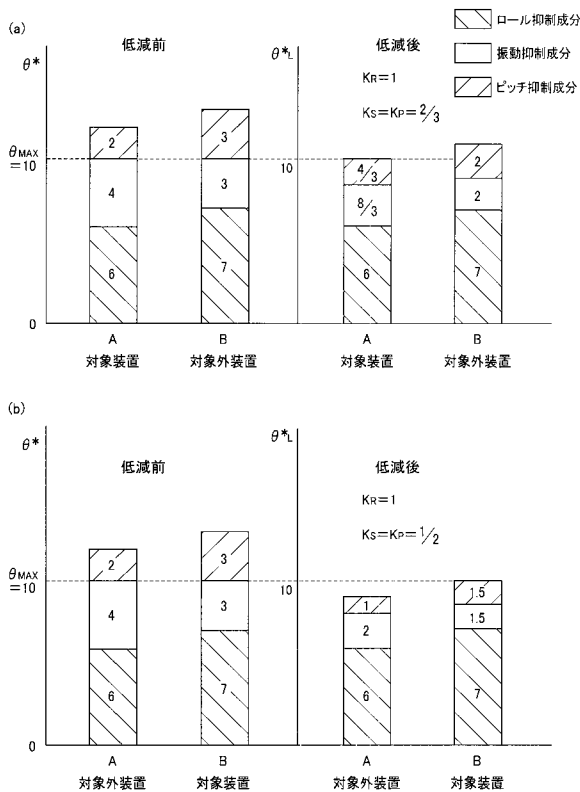
【図7】



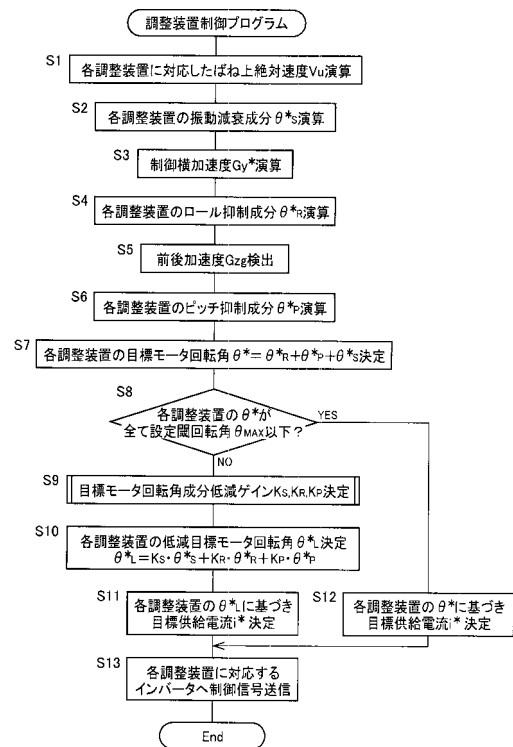
【図8】



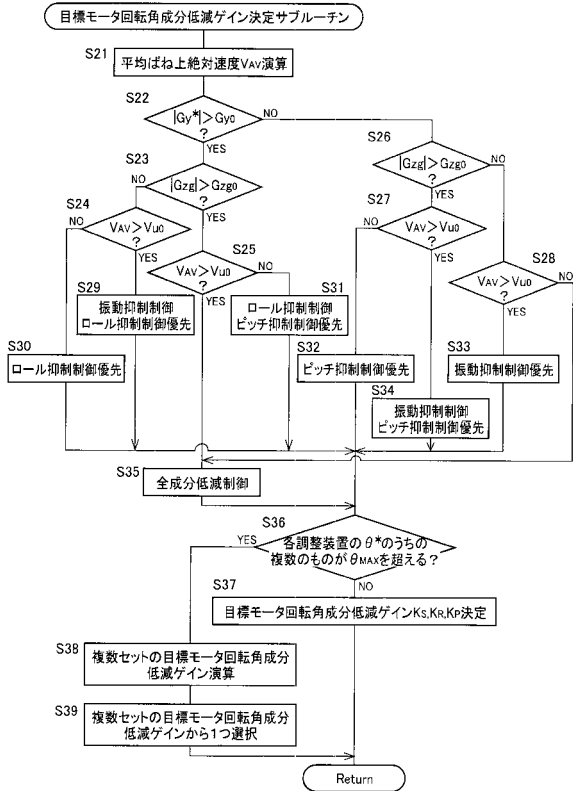
【図9】



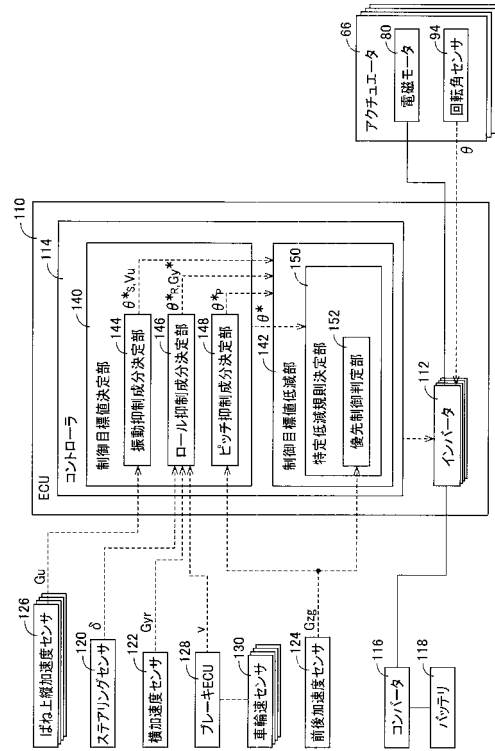
【図10】



【図11】



【図12】



フロントページの続き

- (56)参考文献 特開2003-042224(JP,A)
特開2005-162021(JP,A)
特開2007-001330(JP,A)
特開2006-082751(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B60G 1/00 - 25/00
B60W 10/00 - 10/30
30/00 - 50/08