

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第4240010号
(P4240010)

(45) 発行日 平成21年3月18日 (2009. 3. 18)

(24) 登録日 平成21年1月9日 (2009. 1. 9)

(51) Int. Cl.

F 1

B 6 0 G 17/015 (2006. 01)

B 6 0 G 17/015

Z

B 6 0 G 21/055 (2006. 01)

B 6 0 G 21/055

請求項の数 14 (全 53 頁)

(21) 出願番号 特願2005-177023 (P2005-177023)
 (22) 出願日 平成17年6月16日 (2005. 6. 16)
 (65) 公開番号 特開2006-347406 (P2006-347406A)
 (43) 公開日 平成18年12月28日 (2006. 12. 28)
 審査請求日 平成18年2月6日 (2006. 2. 6)

(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
 (74) 代理人 100079669
 弁理士 神戸 典和
 (74) 代理人 100111394
 弁理士 佐藤 光俊
 (72) 発明者 浦馬場 真吾
 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 飯田 友幸
 愛知県名古屋市東区桜1丁目13番3号
 NHK名古屋放送センタービル20F 株式会社トヨタコミュニケーションシステム内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用スタビライザシステム

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

左右の車輪の各々に連結される1対のスタビライザバーと、

駆動力源を有し、その駆動力源の駆動力によって、前記1対のスタビライザバーの相対回転を制御するための基準として定められる相対回転位置である基準相対回転位置からの前記1対のスタビライザバーの相対回転量を変化させて、前記1対のスタビライザバーによる車体のロールを抑制する効果であるロール抑制効果を変化させるアクチュエータと、

前記1対のスタビライザバーの前記基準相対回転位置からの相対回転量が、前記1対のスタビライザバーに必要な応じたロール抑制効果を発揮させるための目標となる前記1対のスタビライザバーの相対回転量である目標回転量になるようにするアクチュエータの制御であるロール抑制制御を行うロール抑制制御部を有するスタビライザ制御装置と

を備えたスタビライザシステムであって、

前記スタビライザ制御装置が、前記基準相対回転位置を決定する基準相対回転位置決定部を有することを特徴とする車両用スタビライザシステム。

【請求項 2】

前記基準相対回転位置決定部が、

前記アクチュエータの駆動力が付与されずに、前記1対のスタビライザバーが前記左右の車輪のうち的一方の車輪と車体との離間距離と、他方の車輪と車体との離間距離との差である離間距離差の変化に応じて相対回転させられる状態である相対回転許容状態において、

(a)車体に加わるロールモーメントの大きさを推定することが可能な物理量であるロールモーメント推定物理量と、(b)前記離間距離差の大きさを推定することが可能な物理量である離間距離差推定物理量との少なくとも一方の物理量であって、前記1対のスタビライザバーの、それが相対回転していない状態の相対回転位置である中立相対回転位置からの相対回転量を推定することが可能な物理量である相対回転量推定物理量を取得するとともに、

その相対回転量推定物理量に基づいて前記基準相対回転位置を決定するように構成された請求項1に記載の車両用スタビライザシステム。

【請求項3】

前記ロール抑制制御部が、

前記相対回転量推定物理量がロール抑制制御の開始時期の基準として設定された制御開始時期設定値を超えた場合にロール抑制制御を行う一方、その制御開始時期設定値を超えない場合に前記1対のスタビライザバーを相対回転許容状態にするものである請求項2に記載の車両用スタビライザシステム。

【請求項4】

前記ロール抑制制御部が、目標回転量を決定するための根拠となる目標回転量決定根拠量に基づいて目標回転量を決定する目標回転量決定部を備えるとともに、

その目標回転量決定部が、ロールモーメント推定物理量である前記相対回転量推定物理量を前記目標回転量決定根拠量として用いるものである請求項3に記載の車両用スタビライザシステム。

【請求項5】

前記基準相対回転位置決定部が、前記相対回転量推定物理量が増加して前記制御開始時期設定値を超える際の前記1対のスタビライザバーの相対回転位置を、前記基準相対回転位置として決定するように構成された請求項3または4のいずれかに記載の車両用スタビライザシステム。

【請求項6】

前記基準相対回転位置決定部が、

前記1対のスタビライザバーが、相対回転量推定物理量が増加して前記制御開始時期設定値を超える際の相対回転位置から、その時点の目標回転量中立相対回転位置に近づく向きに相対回転した場合の相対回転位置を、前記基準相対回転位置として決定するように構成された請求項3または4に記載の車両用スタビライザシステム。

【請求項7】

前記基準相対回転位置決定部が、

前記アクチュエータの駆動力が付与されずに、前記1対のスタビライザバーが前記左右の車輪のうちの一方の車輪と車体との離間距離と、他方の車輪と車体との離間距離との差である離間距離差の変化に応じて相対回転させられる状態である相対回転許容状態において、

前記1対のスタビライザバーの、それが相対回転していない状態の相対回転位置である中立相対回転位置からの相対回転量を推定することが可能な物理量であって、前記離間距離差の大きさを推定することが可能な物理量である離間距離差推定物理量を取得するとともに、

その離間距離差推定物理量に対応する前記1対のスタビライザバーの中立相対回転位置からの相対回転量である離間距離差依拠相対回転量を取得し、その離間距離差依拠相対回転量に基づいて前記基準相対回転位置を決定するように構成された請求項1に記載の車両用スタビライザシステム。

【請求項8】

前記スタビライザ制御装置が、車両の動力停止時に、停車状態の車両の姿勢である停車姿勢を示す情報である停車姿勢情報、前記基準相対回転位置を特定するための情報である基準位置特定情報を記憶する停止時情報記憶部を備え、

前記基準相対回転位置決定部が、車両起動時の停車姿勢情報と前記停止時情報記憶部に

10

20

30

40

50

記憶されている動力停止時の停車姿勢情報とが等しい場合に、前記停止時情報記憶部に記憶されている前記基準位置特定情報に基づいて車両起動時の前記基準相対回転位置を決定するように構成された請求項 1 に記載の車両用スタビライザシステム。

【請求項 9】

前記基準相対回転位置決定部が、車両が直進走行している状態である直進状態において、前記 1 対のスタビライザバーの既存の前記基準相対回転位置からの相対回転量を常時取得するとともに、その取得された相対回転量の変化に基づいて前記基準相対回転位置を決定するように構成された請求項 1 に記載の車両用スタビライザシステム。

【請求項 10】

前記ロール抑制制御部が、

車体に加わるロールモーメントの大きさを推定することが可能な物理量であるロールモーメント推定物理量が設定値を超えない状態を直進状態と認識するとともに、

直進状態であると認識した場合に、ロール抑制制御を行わず、前記アクチュエータの駆動力が付与されずに、前記 1 対のスタビライザバーが前記左右の車輪のうちの一方の車輪と車体との離間距離と、他方の車輪と車体との離間距離との差である離間距離差の変化に応じて相対回転させられる状態である相対回転許容状態にするように構成され、

前記基準相対回転位置決定部が、前記既存の基準相対回転位置を基準にして取得された前記 1 対のスタビライザバーの相対回転量の設定された時間内における変化を記憶して、その記憶された相対回転量の変化のピーク値の平均を取得するとともに、前記 1 対のスタビライザバーの前記既存の基準相対回転位置からの相対回転量が前記ピーク値の平均と等しくなる相対回転位置を、前記基準相対回転位置として決定するように構成された請求項 9 に記載の車両用スタビライザシステム。

【請求項 11】

前記基準相対回転位置決定部が、

車両が旋回走行をしている状態である旋回状態において、(a)車体の横加速度を推定することが可能な物理量である横加速度推定物理量と、(b)前記左右の車輪のうちの一方の車輪と車体との離間距離と、他方の車輪と車体との離間距離との差である離間距離差の大きさを推定することが可能な物理量である離間距離差推定物理量とに基づいて、前記 1 対のスタビライザバーによるロール抑制効果の過不足を取得し、その過不足を減少させるべく前記基準相対回転位置を決定するように構成された請求項 1 に記載の車両用スタビライザシステム。

【請求項 12】

前記基準相対回転位置決定部が、

横加速度推定物理量と離間距離差推定物理量との少なくとも一方に基づいて車両が一定の旋回を行っている状態である定常旋回状態であることを認識するとともに、

その定常旋回状態において離間距離差推定物理量に基づいて取得される実ロール量と、横加速度推定物理量に応じて設定されたロール量の目標値である目標ロール量とに基づいて、前記 1 対のスタビライザバーの、それが相対回転していない状態の相対回転位置である中立相対回転位置からの相対回転量の過不足量である過不足相対回転量を取得するとともに、

前記 1 対のスタビライザバーを既存の前記基準相対回転位置から過不足相対回転量相対回転させた場合の相対回転位置を前記基準相対回転位置として決定することにより、前記 1 対のスタビライザバーによるロール抑制効果の過不足を減少させるように構成された請求項 11 に記載の車両用スタビライザシステム。

【請求項 13】

前記アクチュエータが、駆動力源となるモータを備え、そのモータの回転を前記 1 対のスタビライザバーに伝達することによってそれらを相対回転させるものであり、

前記スタビライザ制御装置が、前記モータの回転量に基づいて前記 1 対のスタビライザバーの相対回転量を取得するものであり、

前記基準相対回転位置決定部が、前記モータの回転と前記 1 対のスタビライザバーの相

10

20

30

40

50

対回転との間にずれが生じた場合に、そのずれに対応する前記 1 対のスタビライザバーの相対回転量に応じて既存の前記基準相対回転位置を修正することにより、前記基準相対回転位置を決定するように構成された請求項 1 に記載の車両用スタビライザシステム。

【請求項 1 4】

前記基準相対回転位置決定部が、

前記左右の車輪の外径が相互に異なる車輪異径状態において、そのことに起因して生じる一方の車輪と車体との離間距離と他方の車輪と車体との離間距離との差である離間距離差によって前記 1 対のスタビライザバーが相対回転させられたときのその 1 対のスタビライザバーの相対回転位置を、前記基準相対回転位置として決定するように構成された請求項 1 に記載の車両用スタビライザシステム。

10

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、1 対のスタビライザバーによる車体のロールを抑制する効果が可変にされたスタビライザシステムに関する。

【背景技術】

【0002】

近年、左右 1 対のスタビライザバーによる車体のロールを抑制する効果であるロール抑制効果が可変にされたスタビライザシステムが検討されている。下記特許文献 1 には、アクチュエータによって 1 対のスタビライザバーを相対回転させることにより、ロール抑制効果を変化させるスタビライザシステムが記載されている。

20

【特許文献 1】特表 2002 - 518245 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0003】

上記特許文献 1 のスタビライザシステムは、アクチュエータに供給する電流値を制御することにより、1 対のスタビライザバーに適切なロール抑制効果を発揮させている。それに対して、基準として設定された相対回転位置からの 1 対のスタビライザバーの相対回転量が目標となる相対回転量になるように制御することによって、適切なロール抑制効果を発揮させることもできる。その場合には、種々の要因によって、基準として設定された相対回転位置からの相対回転量を適切に取得できない場合がある。例えば、動力停止時の相対回転量を記憶しても、その記憶された相対回転量と車両起動時の相対回転量とが異なっている場合や、左右の車輪の一方の空気圧が低下している等の不具合によって車体の直進時の姿勢がロール方向に傾斜している場合等には、適切な相対回転量を取得することが難しく、適切なロール抑制効果を発揮させることが難しい場合があるという問題がある。

30

【0004】

以上のような問題は、従来から検討されているスタビライザシステムによって適切なロール抑制効果を発揮させる上で障害となり得る問題の一例であり、スタビライザシステムには種々の観点からの改良の余地がある。すなわち、従来から検討されてきたスタビライザシステムに改良を施すことによって車体のロール方向の姿勢を安定させる効果を向上させる等、実用性を向上させることが可能である。本発明は、そういった実情を鑑みてなされたものであり、より実用的な車両用スタビライザシステムを得ることを課題としてなされたものである。

40

【課題を解決するための手段】

【0005】

上記課題を解決するために、本発明の車両用スタビライザシステムは、(a) 1 対のスタビライザバーの基準相対回転位置からの相対回転量を変化させて、前記 1 対のスタビライザバーによる車体のロールを抑制する効果であるロール抑制効果を変化させるアクチュエータと、(b) 1 対のスタビライザバーの基準相対回転位置からの相対回転量が、1 対のス

50

スタビライザバーに必要に応じたロール抑制効果を発揮させるための目標回転量になるように、アクチュエータを制御するスタビライザ制御装置とを備えるとともに、そのスタビライザ制御装置が、基準相対回転位置を決定する基準相対回転位置決定部を有することを特徴とする。

【発明の効果】

【0006】

本発明の車両用スタビライザシステムによれば、基準相対回転位置決定部によって基準相対回転位置を適切に決定することができ、1対のスタビライザバーに適切なロール抑制効果を発生させることができる。そして、例えば、基準相対回転位置が不適切であることに起因して、1対のスタビライザバーの擦れ量の過不足が生じ、1対のスタビライザバーに適切なロール抑制効果を発揮させることができなくなることを防止することができる。すなわち、本項に記載の車両用スタビライザシステムによれば、より実用的なスタビライザシステムが得られるのである。なお、本発明の車両用スタビライザシステムの各種態様およびそれらの作用および効果については、以下の、〔発明の態様〕の項において詳しく説明する。

【発明の態様】

【0007】

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、請求可能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。

【0008】

なお、以下の各項において、(1)項が請求項1に、(2)項，(3)項，および(4)項を合わせたものが請求項2に、(5)項が請求項3に、(6)項が請求項4に、(9)項が請求項5に、(10)項と，(11)項とを合わせたものが請求項6に、(2)項，(3)項，および(12)項を合わせたものが請求項7に、(16)項が請求項8に、(20)項が請求項9に、(21)項と，(22)項とを合わせたものが請求項10に、(25)項が請求項11に、(26)項と，(27)項とを合わせたものが請求項12に、(29)項が請求項13に、(32)項が請求項14に、それぞれ相当する。

【0009】

(1)左右の車輪の各々に連結される1対のスタビライザバーと、

駆動力源を有し、その駆動力源の駆動力によって、前記1対のスタビライザバーの相対回転を制御するための基準として定められる相対回転位置である基準相対回転位置からの前記1対のスタビライザバーの相対回転量を変化させて、前記1対のスタビライザバーによる車体のロールを抑制する効果であるロール抑制効果を変化させるアクチュエータと、

前記1対のスタビライザバーの前記基準相対回転位置からの相対回転量が、前記1対のスタビライザバーに必要に応じたロール抑制効果を発揮させるための目標となる前記1対のスタビライザバーの相対回転量である目標回転量になるようにするアクチュエータの制御であるロール抑制制御を行うロール抑制制御部を有するスタビライザ制御装置と

を備えたスタビライザシステムであって、

前記スタビライザ制御装置が、前記基準相対回転位置を決定する基準相対回転位置決定部を有することを特徴とする車両用スタビライザシステム。

【0010】

本項に記載の車両用スタビライザシステム（以後、単に「スタビライザシステム」と記載する場合がある）は、1対のスタビライザバーとそれらを相対回転させる駆動装置であるアクチュエータとを備えている。1対のスタビライザバーの各々は、例えば、車体に回

転可能に保持された軸状のトーションバー部と、トーションバー部の一端部から車輪に向かって延び出すアーム部を有するものとすることができる。その場合には、例えば、アーム部の先端部を、ロアアーム等の車輪を支持する部材に接続することにより、1対のスタビライザバーの各々を間接的に車輪に連結することができる。また、上記具体例において、トーションバー部が車体に保持され、アーム部が車輪に連結されており、車体と車輪との接近離間により、スタビライザバーをトーションバー部の軸線回りに回転させる作用が生じる構造とすることができる。

【0011】

本項に記載のアクチュエータは、例えば、左右に1対のスタビライザバーを接続する接続部を有するものとすることができる。そして、その接続部の各々に接続された1対のスタビライザバーを相対回転駆動し、相対回転を禁止し、相対回転を許容し得るものとすることができる。そのアクチュエータに、例えば、1対のトーションバー部の各々のアーム部と反対側の端部である「接続端部」を接続し、1対のトーションバー部の各々の接続端部にアクチュエータの駆動力が付与されるように構成することができる。以上のように、1対のスタビライザバーの各々が上記トーションバー部と上記アーム部とを有し、1対のトーションバー部の接続端部がアクチュエータに接続されるとともに、アーム部の先端部が車輪に接続されている場合のスタビライザシステムを具体例として、本項に記載のスタビライザシステムについて説明する。

【0012】

本項に記載のロール抑制制御部は、1対のスタビライザバーのロールを抑制する効果であるロール抑制効果を適切にするために、アクチュエータによって、1対のスタビライザバーを適切に相対回転させる制御を行うものとすることができる。ロール抑制効果は、例えば、ロール量と、1対のスタビライザバーのロールを抑制する力であるロール抑制力（例えば、ロール抑制モーメント等）との関係を変化させることによって、変化させることができる。具体的には、例えば、比較的少ないロール量で比較的大きなロール抑制力を発生させるようにすれば、ロール抑制効果が高くなり、旋回時等におけるロール量を減少させることができる。そのロール抑制力は、通常、1対のスタビライザバーの捩れ量に応じた大きさとなる。なお、1対のスタビライザバーの捩れ量は、上記具体例において、アーム部の先端部とトーションバー部の接続端部との間の捩れ量に応じた量になる。したがって、ロール量が少ない段階で1対のスタビライザバーの捩れ量が増加するように、アクチュエータの駆動力によって1対のスタビライザバーを相対回転させれば、ロール量が少ない段階で比較的大きなロール抑制力が発生し、ロール抑制効果が高まるのである。なお、上述の具体例において、アクチュエータに接続された1対のトーションバー部の各々の接続端部を相対回転させることにより、1対のスタビライザバーを相対回転させることができる。

【0013】

また、本項に記載のロール抑制制御部は、1対のスタビライザバーに適度なロール抑制効果を発揮させるために、1対のスタビライザバーの基準相対回転位置からの相対回転量が目標回転量になるようにしてロールを抑制するものである。基準相対回転位置は、1対のスタビライザバーの相対回転を制御するための基準として定められる相対回転位置である。その基準相対回転位置は、例えば、1対のスタビライザバーの相対回転していない状態の相対回転位置、つまり、1対のスタビライザバーの相対回転位置の中立位置である中立相対回転位置とすることができる。具体的には、例えば、1対のスタビライザバーの各々が捩られていない状態において、左右の車輪の各々と車体との離間距離が等しく、1対のスタビライザバーのアーム部の回転角度が互いに同じ状態とすることができる。また、基準相対回転位置を、例えば、中立相対回転位置以外の相対回転位置とすることもできる。詳細は後述するが、例えば、ロール抑制制御との兼ね合いから、中立相対回転位置以外の相対回転位置を基準相対回転位置としても、適切なロール抑制制御を行うことができるのである。なお、上述の具体例において、アクチュエータに接続された1対のトーションバー部の各々の接続端部の基準相対回転位置からの相対回転量が変化させられて、1対の

10

20

30

40

50

スタビライザバーの基準相対回転位置からの相対回転量が変化させられる。

【 0 0 1 4 】

目標回転量は、例えば、車体をロールさせる車両の前後方向の軸線回りの回転方向の力であるロールモーメントに応じた大きさにすることができる。具体的には、例えば、ロールモーメントが大きい場合には、目標回転量を大きくしてロール量当たりの1対のスタビライザバーの捩れ量を増加させて、ロール抑制効果を高めれば、効果的に車体のロールを抑制することができる。しかしながら、基準相対回転位置が不適切であると、例えば、1対のスタビライザバーの捩れ量の過不足により、1対のスタビライザバーに適切なロール抑制効果を発揮させることができなくなる虞がある。基準相対回転位置が不適切なものになる事態は、例えば、車両の起動時に適切な基準相対回転位置が取得できない場合や、スタビライザシステムの作動中に基準相対回転位置がずれた場合等に生ずる。それらの詳細については後述する。

10

【 0 0 1 5 】

本項に記載のスタビライザ制御装置は、基準相対回転位置決定部によって基準相対回転位置を適切に決定することができ、1対のスタビライザバーに適切なロール抑制効果を発生させることができる。そして、例えば、基準相対回転位置が不適切であることに起因して、1対のスタビライザバーの捩れ量の過不足が生じ、1対のスタビライザバーに適切なロール抑制効果を発揮させることができなくなることを防止することができる。すなわち、本項に記載の車両用スタビライザシステムは、より実用的なスタビライザシステムとされているのである。なお、基準相対回転位置決定部は、例えば、車両の起動後に1回だけ基準相対回転位置の決定を行う態様や、定められた条件が満たされる毎に基準相対回転位置の決定を繰り返し行う態様等とすることができる。

20

【 0 0 1 6 】

アクチュエータの態様は、特に限定されず、例えば、前述の具体例のように、自身に接続された1対のスタビライザバーを相対回転させるものとすることができる。また、駆動力源は、例えば、電動モータとすることができる。1対のスタビライザバーの相対回転位置は、例えば、前述の具体例において、トーションバー部の相対回転位置を取得する相対回転位置センサを設け、その相対回転位置センサによって取得することができる。また、例えば、駆動力源が電動モータである態様において、アクチュエータが、その電動モータの回転位置を取得する回転位置センサを備えている場合には、その回転位置センサの検出信号に基づいて電動モータの回転位置を取得することにより、1対のスタビライザバーの相対回転位置を取得することができる。その回転位置センサは、例えば、ホール素子を用いて磁界の変化を検出するもの、あるいは光学式エンコーダによるもの等とすることができる。

30

【 0 0 1 7 】

(2) 前記基準相対回転位置決定部が、

前記アクチュエータの駆動力が付与されずに、前記1対のスタビライザバーが前記左右の車輪のうちの一方の車輪と車体との離間距離と、他方の車輪と車体との離間距離との差である離間距離差の変化に応じて相対回転させられる状態である相対回転許容状態において、前記1対のスタビライザバーの、それが相対回転していない状態の相対回転位置である中立相対回転位置からの相対回転量を推定することが可能な物理量である相対回転量推定物理量に基づいて前記基準相対回転位置を決定するように構成された(1)項に記載の車両用スタビライザシステム。

40

【 0 0 1 8 】

本項に記載の「相対回転許容状態」は、1対のスタビライザバーにアクチュエータの駆動力が付与されないようにすることによって実現される。具体的には、例えば、アクチュエータが駆動力源としての電動モータを備えている場合には、その電動モータに電力を供給しないようにすることにより、その電動モータが、1対のスタビライザバーの相対回転によって受動的に作動させられる状態にすることができる。また、相対回転許容状態は、例えば、アクチュエータが駆動力源と1対のスタビライザバーとを電磁クラッチ等を介し

50

て接続するものである場合には、その電磁クラッチによってアクチュエータの駆動力が 1 対のスタビライザバーに伝達されない状態にすることにより、実現することができる。

【 0 0 1 9 】

相対回転許容状態において、1 対のスタビライザバーは概ね離間距離差の変化に応じて相対回転させられる。すなわち、離間距離差が小さい状態において、1 対のスタビライザバーの相対回転位置は、中立相対回転位置に近い位置（あるいは、中立相対回転位置）にあると推測することができる。離間距離差は、車体のロールと大きな関連性があり、例えば、ロール量が大きいと離間距離差も大きくなり、旋回時の遠心力が大きいとロール量が大きくなるため離間距離差も大きくなる。一方、車両が水平で平坦な路面に停車している場合には、基本的に、ロール量および離間距離差はほぼ 0 になる。すなわち、ロール量や遠心力等に基づいて離間距離差を推定でき、また、1 対のスタビライザバーの相対回転位置が、中立相対回転位置に近いのか否か、さらには、1 対のスタビライザバーの相対回転位置から中立相対回転位置までの相対回転量を推定することができるのである。相対回転量推定物理量は、例えば、ロールモーメント、横加速度、ロール量、離間距離差等、およびそれらの大きさを推定し得る物理量とすることができる。

10

【 0 0 2 0 】

(3) 前記基準相対回転位置決定部が、前記相対回転量推定物理量として、(a) 車体に加わるロールモーメントの大きさを推定することが可能な物理量であるロールモーメント推定物理量と、(b) 前記離間距離差の大きさを推定することが可能な物理量である離間距離差推定物理量との少なくとも一方に基づいて前記基準相対回転位置を決定するように構成された(2)項に記載の車両用スタビライザシステム。

20

【 0 0 2 1 】

ロールモーメント推定物理量は、例えば、車両の構成要素が発生するロールを抑制する回転方向の力であるロール抑制モーメントを考慮せず、旋回時の遠心力等の外力によって車体に作用するロールモーメントである外力ロールモーメントの大きさを推定し得る物理量とすることができる。外力ロールモーメントの大きさは、例えば、横加速度に基づいて推定することができる。すなわち、ロールモーメント推定物理量を、例えば、横加速度、あるいは横加速度を推定し得る物理量とすることができるのである。その横加速度は、例えば、横加速度センサによって検出される実横加速度や、操舵角、ヨーレート、車速等に基づいて推定される推定横加速度とすることができる。さらに、例えば、横加速度推定物理量を、単に、ヨーレート、あるいは操舵角等とすることもできる。

30

【 0 0 2 2 】

また、ロールモーメント推定物理量は、例えば、車体のロール加速度、あるいはロール加速度を推定し得る物理量とすることができる。そのロール加速度に基づいて、車体を実際にロールさせる実ロールモーメントを取得することができる。その実ロールモーメントにロール抑制モーメントの大きさを加えることにより、上記外力ロールモーメントを推定することができる。なお、ロール抑制モーメントは、例えば、サスペンション装置、スタビライザ装置等の車両の構成要素が発生するロール抑制モーメントとすることができる。ロール加速度は、例えば、回転方向の加速度を検出するロール加速度センサ、車体の左右に設けられた上下加速度センサ、左右の車輪の各々と車体との離間距離（あるいは、接近・離間量）を取得するストロークセンサ等の検出値に基づいて取得することができる。

40

【 0 0 2 3 】

離間距離差推定物理量は、例えば、左右の車輪の離間距離差、ロール量、左右の車高差等とすることができる。左右の車輪の各々の離間距離は、例えば、上記ストロークセンサの検出値に基づいて取得することができる。ロール量は、例えば、ロール加速度センサの検出値を 2 回積分することによって取得することができる。左右の車高差は、例えば、車体の左右に設けられた上下加速度センサの検出値に基づいて取得することができる。

【 0 0 2 4 】

(4) 前記基準相対回転位置決定部が、

前記 1 対のスタビライザバーが相対回転許容状態である場合に、前記相対回転量推定物

50

理量に基づいて前記基準相対回転位置を決定するように構成された(3)項に記載の車両用スタビライザシステム。

【0025】

1対のスタビライザバーが相対回転許容状態であれば、相対回転量推定物理量に基づいて1対のスタビライザバーの中立相対回転位置からの相対回転量を推定することができる。そのため、例えば、端的な例を示すと、相対回転量推定物理量が0とみなせる状態では、1対のスタビライザバーの相対回転位置は中立相対回転位置付近の位置（あるいは、中立相対回転位置）になっていると推測することができる。そして、その状態の相対回転位置を基準相対回転位置として決定することや、その状態の相対回転位置から設定された相対回転量へ1対のスタビライザバーを相対回転させた場合の相対回転位置、つまり、上記状態の相対回転位置から設定量だけずれた位置を基準相対回転位置として決定することができる。

10

【0026】

本項に記載の態様によれば、例えば、相対回転許容状態であれば、車両の走行中であっても基準相対回転位置を決定することができ、1対のスタビライザバーに適切なロール抑制効果を発揮させることができる。本項の相対回転許容状態は、スタビライザ制御装置の制御によって実現されるが、その制御が、例えば、基準相対回転位置を決定する際に相対回転許容状態にする制御であってもよく、設定された条件が満たされた場合に相対回転許容状態にするといった制御であってもよい。

【0027】

20

(5)前記ロール抑制制御部が、

前記相対回転量推定物理量がロール抑制制御の開始時期の基準として設定された制御開始時期設定値を超えた場合にロール抑制制御を行う一方、その制御開始時期設定値を超えない場合に前記1対のスタビライザバーを相対回転許容状態にするものである(4)項に記載の車両用スタビライザシステム。

【0028】

本項に記載のロール抑制制御部は、相対回転量推定物理量が制御開始時期設定値を超えない状態ではロール抑制制御を行わず、1対のスタビライザバーが相対回転許容状態になるようにする態様である。そのため、走行中であっても、1対のスタビライザバーが相対回転許容状態にされた場合に基準相対回転位置の決定を行うことができる。本項に記載の態様においては、相対回転量推定物理量が制御開始時期設定値を超えていない状態では、ロール量が比較的少ない、あるいはロールモーメントが比較的小さい状態である場合が多く、ロール抑制制御を行う必要性が低い場合が多い。そのことから、相対回転量推定物理量が制御開始時期設定値を超えていない状態において1対のスタビライザバーを相対回転許容状態にしてもロール抑制効果は損なわれ難いのである。以上のように、本項に記載の態様において、相対回転量推定物理量は、ロール抑制制御を開始する時期を決定する根拠となる制御開始時期決定根拠量として用いられている。また、逆に、相対回転量推定物理量が、1対のスタビライザバーを相対回転許容状態にする時期を決定する根拠となる相対回転許容時期決定根拠量として用いられていると捉えることもできる。

30

【0029】

40

本項に記載の態様において、例えば、ロール抑制制御を行う必要性が小さい場合、つまり、車両が直進している状態である直進状態とみなせる場合に、1対のスタビライザバーが相対回転許容状態にされるようにすることができる。そのために、例えば、相対回転量推定物理量が0ではないが、車両が直進状態に近い状態である場合の相対回転量推定物理量の値を制御開始時期設定値とすることができる。そのような態様により、ロール抑制制御を行う必要性が小さな直進状態とみなせる状態において、1対のスタビライザバーが相対回転許容状態にされ、基準相対回転位置を決定することができる。

【0030】

(6)前記ロール抑制制御部が、目標回転量を決定するための根拠となる目標回転量決定根拠量に基づいて目標回転量を決定する目標回転量決定部を備えとともに、

50

その目標回転量決定部が、ロールモーメント推定物理量である前記相対回転量推定物理量を前記目標回転量決定根拠量として用いるものである(5)項に記載の車両用スタビライザシステム。

【0031】

本項に記載のロール抑制制御部において、前述の相対回転量推定物理量がロールモーメント推定物理量であって、そのロールモーメント推定物理量が目標回転量決定根拠量として用いられる。例えば、車体に加わる外力ロールモーメントに応じて目標回転量を決定することにより、1対のスタビライザバーに適切なロール抑制効果を発揮させることができる。そして、本項に記載のロール抑制制御部は、その目標回転量決定根拠量としてのロールモーメント推定物理量を前述の制御開始時期決定根拠量(相対回転許容時期決定根拠量)としても用いるものである。そうすることによって、制御をシンプルなものにできる。

10

【0032】

本項に記載の態様において、車両が直進状態に近い状態である場合のロールモーメント推定物理量の値を制御開始時期設定値とすることができる。そうすることにより、例えば、直進状態におけるロールモーメント推定物理量のわずかな変動やノイズの影響によって、ロール抑制制御が不必要に行われることが防止される。

【0033】

(7)前記基準相対回転位置決定部が、前記相対回転量推定物理量が増加して前記制御開始時期設定値を超える際に、前記基準相対回転位置を決定するように構成された(5)項または(6)項に記載の車両用スタビライザシステム。

20

【0034】

相対回転量推定物理量が制御開始時期設定値を超えない状態では、ロール抑制制御が行われないため基準相対回転位置を決定する必要性が低い。そのため、相対回転量推定物理量が増加して制御開始時期設定値を超える際に基準相対回転位置を決定すれば、ロール抑制制御の開始時に基準相対回転位置を決定することができ、適切なタイミングで基準相対回転位置を決定することができる。また、以下の4つの項についても同様である。なお、本項の態様が上記(6)項に掛かる場合には、ロールモーメント推定物理量が増加して制御開始時期設定値を超える際に、基準相対回転位置が決定される。また、以下の4つの項についても同様である。

【0035】

30

(8)前記基準相対回転位置決定部が、前記相対回転量推定物理量が増加して前記制御開始時期設定値を超える際の前記1対のスタビライザバーの相対回転位置に基づいて、前記基準相対回転位置を決定するように構成された(5)項ないし(7)項のいずれかに記載の車両用スタビライザシステム。

【0036】

本項に記載の態様においては、相対回転量推定物理量が増加して設定値を超える際の1対のスタビライザバーの相対回転位置が取得される。相対回転許容状態において、1対のスタビライザバーがアクチュエータ(例えば、電動モータを含む)等の抵抗に抗して相対回転可能にされている場合には、相対回転量推定物理量が0になっても、アクチュエータ等の抵抗によって1対のスタビライザバーが中立相対回転位置まで相対回転することができない場合がある。その様な場合に、仮に、相対回転量推定物理量が0になった時点の1対のスタビライザバーの相対回転位置を基準相対回転位置とすると、車体が右にロールした後の基準相対回転位置と、左にロールした後の基準相対回転位置とが異なる場合があり、さらに、その後左右いずれにロールするか予測できないため、適切に基準相対回転位置を決定することが難しい場合がある。それに対して、本項に記載の態様では、相対回転量推定物理量が増加して設定値を超える際には、車体が左右いずれにロールするかが明らかであり、比較的容易に適切に基準相対回転位置を決定することができる。

40

【0037】

(9)前記基準相対回転位置決定部が、前記相対回転量推定物理量が増加して前記制御開始時期設定値を超える際の前記1対のスタビライザバーの相対回転位置を、前記基準相

50

対回転位置として決定するように構成された(5)項ないし(8)項のいずれかに記載の車両用スタビライザシステム。

【0038】

本項に記載の態様は、上記態様の一具体例である。また、本項に記載の態様は、例えば、車両起動時等、基準相対回転位置が不明である場合に、相対回転量推定物理量が増加して設定値を超える際、つまり、ロール抑制制御が開始される直前の1対のスタビライザバーの相対回転位置を基準相対回転位置とすることができる。また、例えば、車両の動力起動直後に、ロール抑制制御の開始時の1対のスタビライザバーの相対回転位置が中立相対回転位置と大きく異なる位置であった場合でも、とりあえずその相対回転位置を基準相対回転位置とすることにより、制御開始時に1対のスタビライザバーが急激に相対回転させられることによってアクチュエータの作動の円滑さが損なわれないようにすることができる。

10

【0039】

(10) 前記基準相対回転位置決定部が、

前記1対のスタビライザバーが、相対回転量推定物理量が増加して前記制御開始時期設定値を超える際の相対回転位置から、中立相対回転位置に近づく向きに設定量相対回転した場合の相対回転位置を、前記基準相対回転位置として決定するように構成された(5)項ないし(9)項のいずれかに記載の車両用スタビライザシステム。

【0040】

本項に記載の態様は、ロール抑制制御が開始される際に、1対のスタビライザバーが急激に相対回転させられることによる作動の円滑さが損なわれないようにするために、特に好適な態様である。通常、相対回転量推定物理量が設定値を超える際の目標回転量は、ある程度の大きさの値にされている。つまり、通常、相対回転量推定物理量が設定値を超える際の目標回転量は0でない。その様な場合に、仮に、相対回転量推定物理量が増加して設定値を超える際の1対のスタビライザバーの相対回転位置を基準相対回転位置とすると、ロール抑制制御が開始された直後に1対のスタビライザバーの基準相対回転位置からの相対回転量が目標回転量になるまで急激に相対回転させられることによるショックが発生してしまう場合がある。そこで、本項に記載の態様では、例えば、相対回転量推定物理量が増加して設定値を超える際の1対のスタビライザバーの相対回転位置の基準相対回転位置からの相対回転量が、目標回転量に近い値になるように基準相対回転位置を決定することができる。その場合には、上記相対回転位置から中立相対回転位置に近づく向きに1対のスタビライザバーが設定量相対回転した場合の相対回転位置を、基準相対回転位置として決定する。1対のスタビライザバーを相対回転させる設定量は、例えば、予め試験を行うことによって適切な値とすることができる。

20

30

【0041】

(11) 前記基準相対回転位置決定部が、前記1対のスタビライザバーを相対回転させる設定量を、相対回転量推定物理量が増加して前記制御開始時期設定値を超える際の目標回転量と等しくなるように設定するものである(10)項に記載の車両用スタビライザシステム。

【0042】

本項に記載の態様は、上記の態様において、相対回転量推定物理量が増加して設定値を超える際の1対のスタビライザバーの相対回転位置から、中立相対回転位置に近づく向きに1対のスタビライザバーが目標回転量相対回転した場合の相対回転位置を、基準相対回転位置として決定する態様である。本項に記載の態様は、例えば、ロール抑制制御が開始される直前に、基準相対回転位置を中立相対回転位置に決定する態様であると捉えることができる。

40

【0043】

(12) 前記基準相対回転位置決定部が、

前記1対のスタビライザバーが相対回転許容状態である場合に、相対回転量推定物理量である離間距離差推定物理量に対応する前記1対のスタビライザバーの中立相対回転位置

50

からの相対回転量である離間距離差依拠相対回転量を取得し、その離間距離差依拠相対回転量に基づいて前記基準相対回転位置を決定するように構成された(3)項ないし(5)項のいずれかに記載の車両用スタビライザシステム。

【 0 0 4 4 】

本項に記載の態様は、相対回転許容状態において、離間距離差と基準相対回転位置からの相対回転量との間の関係に基づいて、離間距離差推定物理量に対応する離間距離差依拠相対回転量を取得するものである。すなわち、相対回転量推定物理量である離間距離差推定物理量を、文字通り、1対のスタビライザバーの基準相対回転位置からの相対回転量を推定するために利用する態様である。離間距離差依拠相対回転量を取得すれば、例えば、中立相対回転位置が基準相対回転位置とされている場合には、現時点の1対のスタビライザバーの相対回転位置から、1対のスタビライザバーを中立相対回転位置に近づく向きへ離間距離差依拠相対回転量の分相対回転させた場合の相対回転位置を基準相対回転位置として決定することができる。なお、本項に記載の態様において、基準相対回転位置は、中立相対回転位置にされていてもよく、中立相対回転位置以外の相対回転位置にされていてもよい。

10

【 0 0 4 5 】

本項に記載の態様は、相対回転量推定物理量が設定値を超えない状態の前記1対のスタビライザバーの相対回転位置に基づいて、前記基準相対回転位置を決定するように構成することができる。その場合には、例えば、相対回転量推定物理量である離間距離差推定物理量が設定値を超えない場合に、1対のスタビライザバーを相対回転許容状態にするとともに、その離間距離差推定物理量に基づいて離間距離差依拠相対回転量を取得することができる。なお、本項に記載の基準相対回転位置決定部は、例えば、離間距離差依拠相対回転量に依拠して基準相対回転位置を決定する離間距離差依拠相対回転量依拠・基準相対回転位置決定部であると捉えることができる。

20

【 0 0 4 6 】

(1 3) 前記基準相対回転位置決定部が、前記1対のスタビライザバーを中立相対回転位置に近づく向きに前記離間距離差依拠相対回転量相対回転させた場合の相対回転位置を前記基準相対回転位置として決定するように構成された(12)項に記載の車両用スタビライザシステム。

【 0 0 4 7 】

本項に記載の態様は、基準相対回転位置が中立相対回転位置となるようにする態様である。

30

【 0 0 4 8 】

(1 4) 前記ロール抑制制御部が、

ロールモーメント推定物理量である前記目標回転量を決定するための目標回転量決定根拠量に基づいて前記目標回転量を決定する目標回転量決定部を備えとともに、

前記目標回転量決定根拠量がロール抑制制御の開始時期の基準として設定された制御開始時期設定値を超えた場合にロール抑制制御を行う一方、前記目標回転量決定根拠量はその制御開始時期設定値を超えない場合に前記1対のスタビライザバーを相対回転許容状態にするものであり、

40

前記基準相対回転位置決定部が、前記目標回転量決定根拠量とその制御開始時期設定値を超えない状態において、前記基準相対回転位置を決定するように構成された(12)項または(13)項に記載の車両用スタビライザシステム。

【 0 0 4 9 】

本項に記載のロール抑制制御部は、ロールモーメント推定物理量である目標回転量決定根拠量が設定値を超えない場合、例えば、直進時に、1対のスタビライザバーを相対回転許容状態にするものである。そして、本項の基準相対回転位置決定部は、1対のスタビライザバーが相対回転許容状態にされている場合に基準相対回転位置を決定するように構成されている。

【 0 0 5 0 】

50

(15) 前記スタビライザ制御装置が、左右の車輪の各々に対応して設けられて左右の車輪の各々と車体との離間距離を検出するストロークセンサの検出値に基づいて前記離間距離差推定物理量を取得するものである(12)項ないし(14)項のいずれかに記載の車両用スタビライザシステム。

【0051】

離間距離差は、例えば、車体のロール量から推定することができる。しかしながら、路面の凹凸が存在する場合に離間距離差を正確に推定するには、左右の車輪の各々と車体との離間距離を検出するストロークセンサの検出値を用いることが望ましい。

【0052】

(16) 前記スタビライザ制御装置が、車両の動力停止時に、停車状態の車両の姿勢である停車姿勢を示す情報である停車姿勢情報、前記基準相対回転位置を特定するための情報である基準位置特定情報を記憶する停止時情報記憶部を備え、

10

前記基準相対回転位置決定部が、車両起動時の停車姿勢情報と前記停止時情報記憶部に記憶されている動力停止時の停車姿勢情報とが等しい場合に、前記停止時情報記憶部に記憶されている前記基準位置特定情報に基づいて車両起動時の前記基準相対回転位置を決定するように構成された(1)項ないし(15)項のいずれかに記載の車両用スタビライザシステム。

【0053】

通常、車庫や駐車場に停車した車両の停車姿勢が変化する機会は少ない、つまり、停車中に1対のスタビライザバーの基準相対回転位置からの相対回転量が変化することが小さいと考えられるため、多くの場合、基準位置特定情報(例えば、記憶された動力停止時の基準相対回転位置からの相対回転量等)に基づいて動力起動後の基準相対回転位置を適切に決定することができると考えられる。しかしながら、動力停止後に重量物の積み降ろしがなされた場合や、レッカー移動等によって駐車場所の地形が変化した場合等には、停車姿勢が変化している可能性が高く、つまり、1対のスタビライザバーの基準相対回転位置からの相対回転量が変化している可能性が高く、その様な事態に適切に対処されなければ誤った基準相対回転位置が決定されて、適切なロール抑制効果を発生させることができなくなる虞がある。

20

【0054】

本項に記載の態様は、動力停止時の停車姿勢情報と車両起動時の停車姿勢情報とが等しい場合に、車両の停車姿勢が変化していない、つまり、動力停止時から車両起動時までの間に1対のスタビライザバーの相対回転位置が変化していないと判断し、記憶された動力停止時の基準位置特定情報に基づいて動力起動後の基準相対回転位置を決定する態様である。なお、基準位置特定情報は、例えば、1対のスタビライザバーの基準相対回転位置からの相対回転量や、中立相対回転位置からの相対回転量等とすることができる。そして、具体的には、例えば、車両起動時の前記1対のスタビライザバーの前記基準相対回転位置からの相対回転量が、動力停止時の前記1対のスタビライザバーの前記基準相対回転位置からの相対回転量に等しくなるようにすることにより、基準相対回転位置を適切に決定することができる。

30

【0055】

本項に記載の態様は、例えば、記憶された動力停止時の相対回転量に基づいて基準相対回転位置を決定するため、例えば、素早く基準相対回転位置を決定することができる。また、本項に記載の態様は、例えば、動力停止後に重量物の積み降ろしやレッカー移動等によって停車姿勢が変化した場合には、動力停止時の停車姿勢情報と車両起動時の停車姿勢情報とが異なることとなり、1対のスタビライザバーの相対回転位置が変化したと判断され、誤った基準相対回転位置が決定されることが防止される。なお、動力停止時の停車姿勢情報と車両起動時の停車姿勢情報とが異なっている場合には、後述するように他の決定手段によって基準相対回転位置を決定することや、仮の基準相対回転位置を決定すること等ができる。なお、本項の基準相対回転位置決定部は、例えば、停車姿勢情報に依拠して基準相対回転位置を決定する態様であると捉えることができる。

40

50

【 0 0 5 6 】

(1 7) 前記スタビライザ制御装置が、停車姿勢情報として、車体のロール量を推定することが可能な物理量であるロール量推定物理量を取得するように構成された(16)項に記載の車両用スタビライザシステム。

【 0 0 5 7 】

本項に記載のロール量推定物理量は、例えば、横加速度センサによって検出される実横加速度とすることができる。横加速度センサは、車体がロールした状態において重力加速度の影響による実横加速度を検出するものがあり、そのような横加速度センサによって検出された実横加速度に基づけば、動力停止時と車両起動時とにおいて停車姿勢が変化したか否かを判定することができる。また、ロール量推定物理量は、例えば、左右の車輪の各々と車体との離間距離とすることができる。それら左右の離間距離の差から、ロール量を推定することができる。それら左右の離間距離に基づけば、動力停止時と車両起動時とにおいて停車姿勢が変化したか否かを判定することができる。なお、離間距離は、車体の一部分と車輪（あるいは、車輪を支持する部材）との距離を測定するストロークセンサによって検出することができる。また、ロール量推定物理量は、例えば、左右の車輪の各々に対応する車体の部分の路面からの高さである車高を検出する左右の車高センサによって検出される左右の車高値とすることができる。左右の車高値の差から、ロール量を推定することができる。左右の車高値に基づけば、動力停止時と車両起動時とにおいて停車姿勢が変化したか否かを判定することができる。

10

【 0 0 5 8 】

(1 8) 前記基準相対回転位置決定部が、車両の動力起動直後に前記基準相対回転位置を決定するように構成された(16)項または(17)項に記載の車両用スタビライザシステム。

20

【 0 0 5 9 】

動力起動直後に基準相対回転位置を決定することにより、走行開始直後から適切なロール抑制効果を発生させることができる。

【 0 0 6 0 】

(1 9) 前記基準相対回転位置決定部が、車両起動時の停車姿勢情報と、前記停止時情報記憶部に記憶された動力停止時の停車姿勢情報とが異なる場合に、前記停止時情報記憶部に記憶された前記 1 対のスタビライザバーの基準相対回転位置からの相対回転量を用いて前記基準相対回転位置を決定せずに、他の決定手段によって前記基準相対回転位置を決定するように構成された(16)項ないし(18)項のいずれかに記載の車両用スタビライザシステム。

30

【 0 0 6 1 】

本項に記載の態様は、動力停止時から車両起動時の間に停車姿勢が変化した場合に、他の決定手段によって基準相対回転位置を決定するものである。基準相対回転位置を決定する他の決定手段は、特に制限されず、例えば、前述のように、1 対のスタビライザバーが相対回転許容状態である場合において、相対回転量推定物理量が制御開始時期設定値を超える際の前記 1 対のスタビライザバーの相対回転位置に基づいて、前記基準相対回転位置を決定する手段等とすることができる。また、他の決定手段は、例えば、後述のように、車両が直進走行している状態において、設定された時間毎に 1 対のスタビライザバーの既存の基準相対回転位置からの相対回転量を取得するとともに、その取得された相対回転量の少なくとも一部を平均した値に基づいて前記基準相対回転位置を決定する手段とすることができる。なお、既存の基準相対回転位置は、例えば、一旦適切に決定された基準相対回転位置や、仮に決定された基準相対回転位置とすることができる（他の既存の基準相対回転位置についても同様である）。

40

【 0 0 6 2 】

(2 0) 前記基準相対回転位置決定部が、車両が直進走行している状態である直進状態において、前記 1 対のスタビライザバーの既存の前記基準相対回転位置からの相対回転量を常時取得するとともに、その取得された相対回転量の変化に基づいて前記基準相対回転位置を決定するように構成された(1)項ないし(6)項のいずれかに記載の車両用スタビライ

50

ザシステム。

【 0 0 6 3 】

直進状態において、路面の凹凸によって左右の車輪の各々が個別に車体に接近離間して1対のスタビライザーが相対回転させられる場合がある。そのような場合に、ある程度の長さの時間、例えば、車輪が車体に対して複数回接近離間を繰り返す程度の時間において、1対のスタビライザーが中立相対回転位置を中立位置として相対回転していると考えられる。そして、本項に記載の態様は、例えば、直進状態において、1対のスタビライザーの既存の基準相対回転位置からの相対回転量の変化に基づき、例えば、統計処理を行うこと等によって、中立相対回転位置を取得することができるのである。具体的には、例えば、ある程度の長さの時間において取得された相対回転量の平均値を求めることによって、中立相対回転位置を取得することができる。そして、例えば、その中立相対回転位置を基準相対回転位置として決定することや、その中立相対回転位置からいずれかの方向に設定量相対回転した場合の位置を基準相対回転位置として決定することができる。すなわち、本項に記載の基準相対回転位置決定部は、例えば、1対のスタビライザーの既存の基準相対回転位置からの相対回転量の変化に依拠して基準相対回転位置を決定する態様である。なお、本項に記載の態様においては、例えば、車両が直進走行しているとみなせる状態も直進状態であるとみなすことができる。

10

【 0 0 6 4 】

(2 1) 前記ロール抑制制御部が、

車体に加わるロールモーメントの大きさを推定することが可能な物理量であるロールモーメント推定物理量が設定値を超えない状態を直進状態と認識するとともに、

20

直進状態であると認識した場合に、ロール抑制制御を行わず、前記アクチュエータの駆動力が付与されずに、前記1対のスタビライザーが前記左右の車輪のうちの一方の車輪と車体との離間距離と、他方の車輪と車体との離間距離との差である離間距離差の変化に応じて相対回転させられる状態である相対回転許容状態にするように構成された(20)項に記載の車両用スタビライザシステム。

【 0 0 6 5 】

本項に記載の態様では、直進状態において、1対のスタビライザーが相対回転許容状態にされる。そのため、車体のロールへの影響が比較的小さい路面の凹凸上を走行することに起因して離間距離差が増加した際には、車体に対する左右の車輪の接近離間が1対のスタビライザーによって妨げられず、良好な乗り心地が保たれる。ロールモーメント推定物理量については、前述のロールモーメント推定物理量と同様であるため説明を省略する。具体的には、例えば、横加速度が0に近い状態や、操舵量がほぼ0で走行している状態を直進状態と認識することもできる。また、本項に記載の設定値は、例えば、前述のロール抑制制御の開始時期の基準として設定された制御開始時期設定値以下の値にすることができる。

30

【 0 0 6 6 】

(2 2) 前記基準相対回転位置決定部が、前記既存の基準相対回転位置を基準にして取得された前記1対のスタビライザーの相対回転量の設定された時間内における変化を記憶して、その記憶された相対回転量の変化のピーク値の平均を取得するとともに、前記1対のスタビライザーの前記既存の基準相対回転位置からの相対回転量が前記ピーク値の平均と等しくなる相対回転位置を、前記基準相対回転位置として決定するように構成された(20)項または(21)項に記載の車両用スタビライザシステム。

40

【 0 0 6 7 】

本項に記載の態様は、相対回転量の変化のピーク値に着目し、そのピーク値の平均となる相対回転位置を基準相対回転位置として決定する態様である。

【 0 0 6 8 】

(2 3) 前記スタビライザ制御装置が、左右の車輪の一方の車輪が他方の車輪よりも車体に接近している状態の相対回転量を正の値とし、前記一方の車輪が前記他方の車輪よりも車体から離間している状態の相対回転量を負の値として取得するものである(1)項ない

50

し(22)項に記載の車両用スタビライザシステム。

【0069】

本項に記載の態様は、1対のスタビライザバーが基準相対回転位置からどちらの向きに相対回転しているかを、相対回転量の正負によって判別する態様である。

【0070】

(24)前記スタビライザ制御装置が、車両の動力起動後に、前記基準相対回転位置決定部によって前記基準相対回転位置が決定されるまでロール抑制制御を行わず、前記アクチュエータの駆動力が付与されずに前記1対のスタビライザバーの相対回転が前記離間距離差の変化に応じて相対回転させられる状態にするように構成された(1)項ないし(23)項に記載の車両用スタビライザシステム。

10

【0071】

本項に記載の態様は、走行開始後しばらくの間は、ロール抑制制御を行う必要性が低いことに着目し、基準相対回転位置が決定されるまでロール抑制制御を行わないようにする態様である。本項に記載の態様によれば、例えば、誤った基準相対回転位置を基準にしてロール抑制制御が行われること等を防止することができる。

【0072】

(25)前記基準相対回転位置決定部が、

車両が旋回走行をしている状態である旋回状態において、(a)車体の横加速度を推定することが可能な物理量である横加速度推定物理量と、(b)前記左右の車輪のうちの一方の車輪と車体との離間距離と、他方の車輪と車体との離間距離との差である離間距離差の大きさを推定することが可能な物理量である離間距離差推定物理量とに基づいて、前記1対のスタビライザバーによるロール抑制効果の過不足を取得し、その過不足を減少させるべく前記基準相対回転位置を決定するように構成された(1)項に記載の車両用スタビライザシステム。

20

【0073】

本項に記載の態様は、ロール抑制制御が行われている旋回状態において基準相対回転位置を決定する態様である。旋回状態において、車両に設けられたサスペンション装置やスタビライザシステムがロール量、横加速度等に応じて発生するロール抑制モーメントの理論的な大きさは既知であるため、横加速度推定物理量の大きさから車体のロール量を予測することができる。また、実際のロール量である実ロール量は離間距離差推定物理量に基づいて取得することができる。すなわち、横加速度推定物理量と離間距離差推定物理量とに基づいて、実ロール量が、予測されたロール量よりも比較的少ない状態か、あるいは比較的多い状態かを判断することができ、既存の基準相対回転位置が不適切であることに起因するロール抑制効果の過不足を取得することができるのである。

30

【0074】

具体的には、例えば、実ロール量が設定されたロール量(例えば、目標ロール量の数分の1程度のロール量、あるいは目標ロール量に無関係に設定された比較的少ないロール量)になった際の、実ロール量の増加速度に基づいてロール抑制効果の過不足を判断することができる。例えば、実ロール量の増加速度が、予め基準となるように横加速度推定物理量に応じて設定された基準増加速度と比較して、基準増加速度よりも設定量以上小さい場合にはロール抑制効果が過剰であり、基準増加速度よりも設定量以上大きい場合にはロール抑制効果が不足していると判断することもできる。

40

【0075】

基準相対回転位置は、既存の基準相対回転位置から1対のスタビライザバーをある程度の相対回転量相対回転させた場合の相対回転位置に決定される。その際に、例えば、1対のスタビライザバーを、比較的小さい相対回転量相対回転させることができる。その場合には、基準相対回転位置を一度決定するだけでは不十分となる可能性もあるが、基準相対回転位置を決定する処理を複数回行うことによって、基準相対回転位置を適切なものとするることができる。なお、横加速度推定物理量は、例えば、横加速度センサによって検出することや、操舵角、ヨーレート、車速等に基づいて推定することができる。さらに、例え

50

ば、横加速度推定物理量を、単に、ヨーレート、あるいは操舵角等とすることもできる。また、離間距離差推定物理量は、前述の離間距離差推定物理量と同様であるため、説明を省略する。

【 0 0 7 6 】

(2 6) 前記基準相対回転位置決定部が、横加速度推定物理量と離間距離差推定物理量との少なくとも一方に基づいて、車両が一定の旋回を行っている状態である定常旋回状態であることを認識するとともに、前記定常旋回状態において基準相対回転位置を決定するものである(25)項に記載の車両用スタビライザシステム。

【 0 0 7 7 】

定常旋回状態においては、車体のロール量がほぼ一定の状態となっており、遠心力の作用によって車体をロールさせるロールモーメントと、車両のサスペンションスプリング等および1対のスタビライザバーが発生するロール抑制モーメントとが釣り合った状態となる。そのため、1対のスタビライザバーによるロール抑制効果の過不足を認識しやすく、適切に基準相対回転位置を決定することができる。

【 0 0 7 8 】

(2 7) 前記基準相対回転位置決定部が、

前記定常旋回状態において離間距離差推定物理量に基づいて取得される実ロール量と、横加速度推定物理量に応じて設定されたロール量の目標値である目標ロール量とに基づいて、前記1対のスタビライザバーの、それが相対回転していない状態の相対回転位置である中立相対回転位置からの相対回転量の過不足量である過不足相対回転量を取得するとともに、

前記1対のスタビライザバーを既存の前記基準相対回転位置から過不足相対回転量相対回転させた場合の相対回転位置を前記基準相対回転位置として決定することにより、前記1対のスタビライザバーによるロール抑制効果の過不足を減少させるように構成された(26)項に記載の車両用スタビライザシステム。

【 0 0 7 9 】

本項に記載の態様においては、実ロール量と目標ロール量とに基づいて過不足相対回転量が取得される。例えば、実ロール量が目標ロール量よりも大きい場合には、1対のスタビライザバーの捩れ量が不足しているために、1対のスタビライザバーが車体のロール量に応じて発生させるロール抑制力が不足している、つまり、ロール抑制効果が不足していると考えられる。そして、1対のスタビライザバーの捩れ量が不足するのは、1対のスタビライザバーの中立相対回転位置からの相対回転量が不足しているからである。すなわち、既存の前記基準相対回転位置が不適切であることに起因して、相対回転量の過不足が生じているのである。その場合には、スタビライザ制御装置によって認識される相対回転量(すなわち、基準相対回転位置からの相対回転量である)が減少するように基準相対回転位置を決定することによって、1対のスタビライザバーの中立相対回転位置からの相対回転量を増加させることができ、1対のスタビライザバーの捩れ量を適切にすることができる。なお、本項の態様とは異なるが、過不足相対回転量をロール量偏差に基づいて取得することも可能である。また、本項の態様を、実ロール量と、目標ロール量との偏差であるロール量偏差が、そのロール量偏差のしきい値である偏差しきい値を超える場合に、過不足相対回転量を取得し、基準相対回転位置を決定する態様とすることもできる。

【 0 0 8 0 】

(2 8) 前記基準相対回転位置決定部が、

(a) 定常旋回状態において前記1対のスタビライザバーが発生させるロール抑制力と、車体のロール量が横加速度推定物理量に応じて設定されたロール量の目標値である目標ロール量となる場合の前記1対のスタビライザバーが発生させるロール抑制力との差と、(b) 定常旋回状態において前記1対のスタビライザバー以外の車両の構成要素が発生させるロール抑制力と、車体のロール量が前記目標ロール量となる場合の前記構成要素が発生させるロール抑制力との差とに基づいて、前記1対のスタビライザバーの、それが相対回転していない状態の相対回転位置である中立相対回転位置からの相対回転量の過不足量であ

る過不足相対回転量を取得するとともに、

前記１対のスタビライザバーを既存の前記基準相対回転位置から過不足相対回転量相対回転させた場合の相対回転位置を前記基準相対回転位置として決定することにより、前記１対のスタビライザバーによるロール抑制効果の過不足を減少させるように構成された(26)項または(27)項に記載の車両用スタビライザシステム。

【 0 0 8 1 】

１対のスタビライザバーおよび１対のスタビライザバー以外の車両の構成要素（以後、「他の構成要素」と略記する場合がある）の各々について、定常旋回状態におけるロール抑制力と、車体のロール量が目標ロール量となる場合のロール抑制力との差を求めることにより、車体のロール量が目標ロール量となる場合の１対のスタビライザバーが発生するロール抑制力の過不足量を求めることができる。そのロール抑制力の過不足量から、１対のスタビライザバーの捩れ量の過不足量、つまり、１対のスタビライザバーの過不足相対回転量を取得することができる。なお、ロール量の違いによる１対のスタビライザバーおよびサスペンションスプリング等の１対のスタビライザバー以外の車両の構成要素が発生するロール抑制力の差は、例えば、演算により求めることができる。また、例えば、予め試験測定を行うことによって得られた値をスタビライザ制御装置の記憶部に記憶させておくこともできる。なお、過不足相対回転量を、ロール量偏差に基づいて取得することも可能である。

【 0 0 8 2 】

（２９）前記アクチュエータが、駆動力源となるモータを備え、そのモータの回転を前記１対のスタビライザバーに伝達することによってそれらを相対回転させるものであり、

前記スタビライザ制御装置が、前記モータの回転量に基づいて前記１対のスタビライザバーの前記基準相対回転位置からの相対回転量を取得するものであり、

前記基準相対回転位置決定部が、前記モータの回転と前記１対のスタビライザバーの相対回転との間にずれが生じた場合に、そのずれに対応する前記１対のスタビライザバーの相対回転量に応じて既存の前記基準相対回転位置を修正することにより、前記基準相対回転位置を決定するように構成された(1)項ないし(28)項のいずれかに記載の車両用スタビライザシステム。

【 0 0 8 3 】

本項に記載のスタビライザ制御装置は、駆動力源たるモータ（例えば、電動モータ）の回転量に基づいて１対のスタビライザバーの相対回転量を取得するものである。通常、制御用のモータには、そのモータの回転位置を検出する回転位置センサが設けられているため、その回転位置センサの検出値に基づいて、モータの制御を行うとともに、１対のスタビライザバーの相対回転量を取得でき、別の回転位置センサを設けるのに比べてコスト的に有利である。

【 0 0 8 4 】

本項に記載の態様において、例えば、モータと１対のスタビライザバーとを、例えば、減速機構を介して接続することができる。その減速機構によって、モータの駆動力が増幅されて１対のスタビライザバーに伝達される。しかしながら、モータの駆動力を１対のスタビライザバーに伝達する際に、例えば、減速機構が有する歯車と歯車との噛み合いが瞬間的に解消することによって歯飛びが生じた場合には、モータが空回りして余分に回転してしまうこととなる。すなわち、モータの回転と１対のスタビライザバーの相対回転との間にずれが生じる場合があるのである。そのままでは、１対のスタビライザバーの基準相対回転位置からの相対回転量が不適切な値となり、適切なロール抑制制御を行うことが困難になる。また、例えば、モータと１対のスタビライザバーとを、電磁クラッチ等の駆動力伝達状態切換機構を介して連結することができる。その場合には、例えば、電磁クラッチによって、駆動力を伝達する状態（１対のスタビライザバーに駆動力を付与する状態）と、駆動力を伝達しない状態（駆動力を付与しない状態）とを切り換えることができる。しかしながら、駆動力を付与する状態において電磁クラッチが滑った場合には、上述の減速機構の歯飛びが生じた場合と同様に、モータの回転と１対のスタビライザバーの相対回

転との間にずれが生じて、適切なロール抑制効果を発揮することが困難になる。

【 0 0 8 5 】

以上の例のように、モータの回転と1対のスタビライザバーの相対回転との間にずれが生じて、適切なロール抑制制御を発揮することが困難になる場合がある。それに対して、本項に記載の基準相対回転位置決定部によれば、モータの回転と1対のスタビライザバーの相対回転との間にずれが生じた場合に、そのずれを修正するように基準相対回転位置を決定することができ、1対のスタビライザバーに適切なロール抑制制御を発揮させることができるのである。なお、本項の基準相対回転位置決定部は、例えば、モータの回転と1対のスタビライザバーの相対回転との間のずれ、すなわち相対回転量のずれが発生した際に基準相対回転位置を決定する相対回転量ずれ発生時・基準相対回転位置決定部であると捉えることができる。

10

【 0 0 8 6 】

(3 0) 前記スタビライザ制御装置が、モータの回転量に基づいてモータの回転速度を取得するとともに、そのモータの回転速度が設定回転速度を超えた場合に、モータの回転と前記1対のスタビライザバーの相対回転との間にずれが生じていると判定する(29)項に記載の車両用スタビライザシステム。

【 0 0 8 7 】

例えば、モータの駆動力によって1対のスタビライザバーを相対回転させる場合には、1対のスタビライザバーが振られることによって、モータの駆動力に逆らう向きの弾性力が発生するため、例えば、無負荷状態のようにモータの回転速度が極端に大きくなることはない。一方、例えば、減速機構の歯飛び等が生じた場合には、モータの駆動力に逆らう向きの弾性力がモータに伝達されないため、モータの負荷が小さくなり、モータの回転速度が急激に上昇する。すなわち、本項に記載の態様では、モータの回転速度が設定回転速度を超えた場合に、減速機構の歯飛び等が生じたと判定されるのである。なお、本項の態様とは異なるが、歯飛び前のモータの回転速度と歯飛び時のモータの回転速度との相対速度が、設定相対速度値を超えた場合に、モータの回転と前記1対のスタビライザバーの相対回転との間にずれが生じていると判定することもできる。

20

【 0 0 8 8 】

(3 1) 前記アクチュエータが、駆動力源となるモータと、自身に入力された前記モータの回転を減速して出力することによって前記1対のスタビライザバーを相対回転させる減速機構とを備え、

30

前記ロール抑制制御部が、前記モータの回転量に基づいて前記1対のスタビライザバーの相対回転量を取得するものであり、

前記基準相対回転位置決定部が、前記減速機構の歯飛びによって前記モータの回転と前記1対のスタビライザバーの相対回転との間にずれが生じた場合に、そのずれに対応する前記1対のスタビライザバーの相対回転量に応じて既存の前記基準相対回転位置を修正することにより、前記基準相対回転位置を決定するように構成された(1)項ないし(30)項のいずれかに記載の車両用スタビライザシステム。

【 0 0 8 9 】

本項に記載の態様は、モータと1対のスタビライザバーとが減速機構を介して接続された態様である。そのため、減速機構の歯飛びによって、モータの回転と1対のスタビライザバーの相対回転との間にずれが生じる虞がある。しかし、本項に記載の基準相対回転位置決定部によれば、モータの回転と1対のスタビライザバーの相対回転との間にずれが生じた場合に、そのずれを修正するように基準相対回転位置を決定することができ、1対のスタビライザバーに適切なロール抑制制御を発揮させることができるのである。本項に記載の基準相対回転位置決定部は、例えば、減速機構が歯飛びした際に基準相対回転位置を決定する減速機構歯飛び時・基準相対回転位置決定部であると捉えることができる。なお、本項に記載の態様を、前記スタビライザ制御装置が、モータの回転量に基づいてモータの回転速度を取得するとともに、そのモータの回転速度が設定回転速度を超えた場合に、モータの回転と前記1対のスタビライザバーの相対回転との間にずれが生じていると判定

40

50

する態様とすることができる。

【0090】

(32) 前記基準相対回転位置決定部が、

前記左右の車輪の外径が相互に異なる車輪異径状態において、そのことに起因して生じる一方の車輪と車体との離間距離と他方の車輪と車体との離間距離との差である離間距離差によって前記1対のスタビライザバーが相対回転させられたときのその1対のスタビライザバーの相対回転位置を、前記基準相対回転位置として決定するように構成された(1)項ないし(31)項のいずれかに記載の車両用スタビライザシステム。

【0091】

タイヤのパンク、1輪のタイヤ空気圧の過度の減少、外径の異なるテンパタイヤを装着したとき等の車輪異径状態においては、車体の傾斜が生じるとともに、4つの車輪への車体重量の配分が変化して左右における車輪と車体との離間距離差が生じる。その離間距離差は、相対回転許容状態における1対のスタビライザバーの相対回転位置を変化させてしまう。一方、車輪異径状態では、そのことに起因して車体がロールしており、そのロールを抑制すべく、その状態における横加速度等に基づいて車輪異径状態でない通常状態における基準相対回転位置を基準としたロール抑制制御が実行されれば、車体のロール量は適切なものとはならない。本項に記載の態様は、そのことに考慮した態様であり、本項に記載の態様によれば、車輪異径状態に起因して1対のスタビライザバーの相対回転位置を基準としてロール抑制制御が実行されることで、車輪異径状態であっても、適切なロール抑制制御が実現する。

【0092】

なお、本項にいう「車輪異径状態に起因して生じる離間距離差によって相対回転させられたときの相対回転位置」とは、例えば、1対のスタビライザバーが相対回転許容状態にある場合において、車輪異径状態によって引き起こされる離間距離差のみが影響した場合の相対回転位置と考えることができる。また、そのときの相対回転位置は、後に説明するように、相対回転量を検出するセンサ等の検出値に基づく実際値であってもよく、また、パンク等、離間距離差が既知である車輪異径状態においては、予め設定されている相対回転位置を採用することも可能である。

【0093】

(33) 前記基準相対回転位置決定部が、

水平な平坦路に車両が停車した状態と水平な平坦路を車両が直進している状態との少なくとも一方とみなせる状態であって、かつ、前記アクチュエータの駆動力が付与されずに、前記1対のスタビライザバーが前記離間距離差の変化に応じて相対回転させられる状態である相対回転許容状態であるときの前記1対のスタビライザバーの相対回転位置を取得し、その取得した相対回転位置を前記基準相対回転位置として決定するものである(32)項に記載の車両用スタビライザシステム。

【0094】

本項に記載の態様は、車輪異径状態において実際に検出された相対回転位置に基づいて基準相対回転位置を決定する態様である。本項の態様によれば、基準相対回転位置の決定の根拠となる相対回転位置を容易に取得することができ、また、正確に基準相対回転位置を決定することが可能である。

【0095】

「水平な平坦路に車両が停車した状態」、「水平な平坦路を車両が直進している状態」は、例えば、運転者の主観に基づく判断によって認定される状態であってもよく、また、車速センサ、操舵角センサ等による検出値を基に、スタビライザ制御装置が判断することで認定される状態であってもよい。また、それらの状態における上記相対回転位置は、例えば、ある時点における相対回転位置であってもよく、それらの状態が継続する場合には、その継続する期間の平均的な相対回転位置等であってもよい。

【0096】

(34) 前記スタビライザ制御装置が、車輪異径状態であることを認定する車輪異径状

態認定部を有し、前記基準相対回転位置決定部が、その車輪異径状態認定部による認定に基づいて前記基準相対回転位置を決定するものである(32)項または(33)項に記載の車両用スタビライザシステム。

【0097】

本項の記載の態様によれば、自動的に車輪異径状態を検出することが可能であり、また、基準相対回転位置の決定の根拠となる相対回転位置を自動的に取得するように構成すれば、自動的に基準相対回転位置の決定が可能となる。「車輪異径状態認定部」における認定の具体的な態様は、特に限定されるものではないが、例えば、タイヤの空気圧に基づいて認定する態様、直進状態における左右の車輪の回転速度の差に基づいて認定する態様等、種々の態様を採用可能である。

10

【実施例】

【0098】

以下、請求可能発明のいくつかの実施例を、図を参照しつつ詳しく説明する。なお、請求可能発明は、決して下記の実施例に限定されるものではなく、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。

【0099】

1. 第1実施例(制御開始時・基準相対回転位置決定部)。
- 1.1. スタビライザシステムの全体構成。

図1に、請求可能発明の一実施例である車両用スタビライザシステム10を概念的に示す。本スタビライザシステム10は、車両の前輪側、後輪側の各々に配設された2つのスタビライザ装置14を含んで構成されている。スタビライザ装置14はそれぞれ、両端部において左右の車輪16を保持する車輪保持部材(図2参照)に連結されたスタビライザバー20(前記1対のスタビライザバーが連結されたものに相当する)を備えている。そのスタビライザバー20は、中央部で分割されており、左右1対のスタビライザバー部材(前記1対のスタビライザバーの一種である)、すなわち右スタビライザバー部材22と左スタビライザバー部材24とを含む構成のものとされている。それら1対のスタビライザバー部材22, 24がアクチュエータ30を介して相対回転可能に接続されており、大まかに言えば、スタビライザ装置14は、アクチュエータ30が、1対のスタビライザバー部材22, 24を相対回転させることによって(図の矢印、点線矢印を参照のこと)、スタビライザバー20によってロールを抑制する効果であるロール抑制効果を変化させて車体のロールを抑制する。

20

30

【0100】

図2には、一方のスタビライザ装置14の車幅方向の中央から一方側の車輪16にかけての部分が概略的に示されている。本スタビライザシステム10が装備される車両は、それぞれが4つの車輪16の各々に対して設けられた4つの独立懸架式のサスペンション装置38を含んで構成されている。このサスペンション装置38は、一般によく知られたダブルウィッシュボーン式のものであり、一端部が車体に回動可能に連結されるとともに他端部が車輪16に連結された車輪保持部材としてのアップアーム42およびロアアーム44を備えている。それらアップアーム42およびロアアーム44は、車輪16と車体との接近離間(相対的な上下動の意味)に伴い、上記一端部(車体側)を中心に回動させられ、上記他端部(車輪側)が車体に対して上下させられる。また、サスペンション装置38は、ショックアブソーバ46と、サスペンションスプリング48(本装置では「エアばね」である)とを備えている。それらショックアブソーバ46およびスプリング48は、それぞれ、それらの一端部が車体側のマウント部に、他端部がロアアーム44に連結されている。このような構造から、サスペンション装置38は、車輪16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る機能を果たすものとなっている。

40

【0101】

スタビライザ装置14は、先に説明した1対のスタビライザバー部材である右スタビラ

50

イザバー部材 2 2 と左スタビライザバー部材 2 4 とを備える（図 2 には、右スタビライザバー部材 2 2 および左スタビライザバー部材 2 4 の一方が示されている）。各スタビライザバー部材 2 2 , 2 4 は、それぞれ、略車幅方向に延びるトーションバー部 6 0 と、トーションバー部 6 0 と一体化されてそれと交差して概ね車両前方あるいは後方に延びるアーム部 6 2 とに区分することができる。各スタビライザバー部材 2 2 , 2 4 のトーションバー部 6 0 は、アーム部 6 2 に近い箇所において、車体の一部であるスタビライザ装置配設部 6 4 に固定的に設けられた支持部材 6 6 によって回転可能に支持され、互いに同軸に配置されている。それらトーションバー部 6 0 の端部（車幅方向における中央側の端部）の間には、上述のアクチュエータ 3 0 が配設されており、後に詳しく説明するが、各トーションバー部 6 0 の端部は、それぞれ、そのアクチュエータ 3 0 に接続されている。一方、アーム部 6 2 の端部（トーションバー部 6 0 側とは反対側の端部）は、上述のロアアーム 4 4 に設けられたスタビライザバー連結部 6 8 に、それと相対回転可能に連結されている。

10

【 0 1 0 2 】

アクチュエータ 3 0 は、図 3 に模式的に示すように、駆動力源である電動モータ 7 0 と、電動モータ 7 0 の回転を減速する減速機 7 2 とを含んで構成されている。これら電動モータ 7 0 および減速機 7 2 は、アクチュエータ 3 0 の外殻部材であるハウジング 7 4 内に設けられている。ハウジング 7 4 は、ハウジング保持部材 7 6 によって、回転可能かつ軸方向（略車幅方向）に移動不能に、車体に設けられたスタビライザ装置配設部 6 4 に保持されている。図 2 から解るように、ハウジング 7 4 の両端部の各々には、2 つの出力軸 8 0 , 8 2 の各々が延び出すように配設されている。それら出力軸 8 0 , 8 2 のハウジング 7 4 から延び出した側の端部が、それぞれ、各スタビライザバー部材 2 2 , 2 4 の端部と、セレーション嵌合によって相対回転不能に接続されている。また、図 3 から解るように、一方の出力軸 8 0 は、ハウジング 7 4 の端部に固定して接続されており、また、他方の出力軸 8 2 は、ハウジング 7 4 内に延び入る状態で配設されるとともに、ハウジング 7 4 に対して回転可能かつ軸方向に移動不能に支持されている。その出力軸 8 2 のハウジング 7 4 内に存在する一方の端部が、後に詳しく説明するように、減速機 7 2 に接続され、その出力軸 8 2 は、減速機 7 2 の出力軸を兼ねるものとなっている。

20

【 0 1 0 3 】

電動モータ 7 0 は、ハウジング 7 4 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ステータコイル 8 4 と、ハウジング 7 4 に回転可能に保持された中空状のモータ軸 8 6 と、モータ軸 8 6 の外周においてステータコイル 8 4 と向きあうようにして一円周上に固定して配設された永久磁石 8 8 とを含んで構成されている。電動モータ 7 0 は、ステータコイル 8 4 がステータとして機能し、永久磁石 8 8 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。

30

【 0 1 0 4 】

減速機 7 2 は、波動発生器（ウェーブジェネレータ）9 0 , フレキシブルギヤ（フレクスプライン）9 2 およびリングギヤ（サーキュラスプライン）9 4 を備え、ハーモニックギヤ機構（ハーモニックドライブ機構（登録商標）, ストレイン・ウェーブ・ギヤリング機構等とも呼ばれる）として構成されている。波動発生器 9 0 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 8 6 の一端部に固定されている。フレキシブルギヤ 9 2 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が形成されている。このフレキシブルギヤ 9 2 は、先に説明した出力軸 8 2 に接続され、それによって支持されている。詳しく言えば、出力軸 8 2 は、モータ軸 8 6 を貫通しており、それから延び出す端部にフレキシブルギヤ 9 2 の底部が固着されることで、フレキシブルギヤ 9 2 と出力軸 8 2 とが接続されているのである。リングギヤ 9 4 は、概してリング状をなして内周に複数（フレキシブルギヤの歯数よりやや多い数、例えば 2 つ多い数）の歯が形成されたものであり、ハウジング 7 4 に固定されている。フレキシブルギヤ 9 2 は、その周壁部が波動発生器 9 0 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

40

50

ングギヤ 94 と噛合し、他の箇所では噛合しない状態とされている。波動発生器 90 が 1 回転 (360 度) すると、つまり、電動モータ 70 のモータ軸 86 が 1 回転すると、フレキシブルギヤ 92 とリングギヤ 94 とが、それらの歯数の差分だけ相対回転させられる。ハーモニックギヤ機構はその構成が公知のものであることから、本減速機 72 の詳細な図示は省略し、説明はこの程度の簡単なものに留める。

【0105】

なお、アクチュエータ 30 には、ハウジング 74 内に、モータ軸 86 の回転角度、すなわち、電動モータ 70 の回転角度を検出するためのモータ回転角センサ 100 が設けられている。モータ回転角センサ 100 は、本アクチュエータ 30 ではエンコードを主体とするものであり、それによる検出値は、電動モータ 70 の通電相の切換に利用されるとともに、1 対のスタビライザ部材 22, 24 の相対回転量 (相対回転角度) を指標するものとして、言い換えれば、アクチュエータ 30 の動作量を指標するものとして、アクチュエータ 30 の制御、つまり、スタビライザ装置 14 によるロール抑制制御に利用される。

【0106】

アクチュエータ 30 が備える電動モータ 70 には、制御電源から電力が供給される。本スタビライザシステム 10 には、図 1 に示すように、バッテリー 102 と、そのバッテリー 102 に接続された 2 つのインバータ 104 とが設けられている。インバータ 104 は駆動回路として機能するものであり、2 つのスタビライザ装置 14 の各々が有する電動モータ 70 には、2 つのインバータ 104 の各々から電力が供給される。つまり、バッテリー 102 と、1 つのインバータ 104 とによって、各電動モータ 70 の制御電源が構成されているのである。なお、電動モータ 70 は定電圧駆動され、電動モータ 70 の出力は、それに供給される電流を変更することによって行われる。ちなみに、供給電流は、インバータ 104 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 (Duty 比) を変更することによって行われる。

【0107】

本スタビライザシステム 10 は、図 1 に示すように、スタビライザ装置 14、詳しくは、アクチュエータ 30 の作動を制御する制御装置であるスタビライザ電子制御ユニット (スタビライザ ECU) 110 (以下、単に「ECU 110」という場合がある) を備えている。その ECU 110 は、CPU, ROM, RAM 等を備えたコンピュータを主体として構成されており、ECU 110 には、上記モータ回転角センサ 100 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操作角センサ 120、車両走行速度 (以下、「車速」と略す場合がある) を検出するための車速センサ 122、および、車体実際に発生する横加速度である実横加速度を検出する横加速度センサ 124 が接続されている。(図 1 では、それぞれ「 θ_M 」, 「 θ_V 」, 「 V 」, 「 G_y 」と表されている)。また、ECU 110 は、インバータ 104 にも接続され、ECU 110 は、インバータ 104 を制御することで、アクチュエータ 30 の作動を制御するものとされている。ECU 110 のコンピュータが備える ROM には、後に説明するスタビライザ装置制御プログラム等のプログラム、スタビライザ装置 14 の制御に関する各種のマップ等のデータ等が記憶されている。

【0108】

なお、本スタビライザシステム 10 は、前輪側、後輪側の 2 つのスタビライザ装置 14 を備えており、それら 2 つのスタビライザ装置 14 は、設定されたロール剛性配分に従ってそれぞれが個別に制御され、その個々の制御下において、それぞれが所定のロール抑制モーメントを発生させることになるが、ここからの説明では、特に断わりのない限り、説明の単純化に配慮して、2 つのスタビライザ装置 14 を同一構成のものとして扱い、また、それらを一元化して扱うこととする。

【0109】

1.2. スタビライザ装置の作動.

本スタビライザ装置 14 は、基本的に、1 対のスタビライザ部材 22, 24 が同じ向きに回転する場合には、それら 1 対のスタビライザ部材 22, 24 の各々の回転を

10

20

30

40

50

許容するようにされている。上述のように、アクチュエータ 30 は、ハウジング保持部材 76 によって、回転可能に保持されており、1 対のスタビライザバー部材 22, 24 とともに回転することが可能にされているからである。そのため、例えば、左右の車輪 16 が路面の隆起を同時に通過するような場合に、スタビライザバー 20 によって車体に対する車輪 16 の接近が妨げられないため、路面の隆起を通過する際の振動が、車両のサスペンション装置 38 によって効果的に吸収される。

【0110】

また、本スタビライザ装置 14 は、ECU 110 によるアクチュエータ 30 の制御により、1 対のスタビライザバー部材 22, 24 の相対回転を許容し、禁止し、さらには 1 対のスタビライザバー部材 22, 24 を相対回転させることができる。そのようなアクチュエータ 30 の制御の違いを考慮しつつ、スタビライザ装置 14 の作動について以下に概説する。1 対のスタビライザバー部材 22, 24 の各々のアーム部 62 は、その端部がロアアーム 44 に連結されている。そのため、左右のアーム部 62 の各々は、左右の車輪 16 の各々の車体に対する接近・離間に伴い、つまり、左右の車輪 16 の各々と車体との離間距離の変化に伴いトーションバー部 60 の軸線回りに回転する。また、左右の車輪 16 の各々の離間距離が互いに異なると、つまり、左右の離間距離の差である離間距離差が生じると、左右のアーム部 62 の各々の回転角度も異なることとなり、回転角度差が生じる。その際に、左右のトーションバー部 60 の相対回転が許容されている場合には、1 対のスタビライザバー部材 22 等は、それぞれ自由に回転することができる。一方、左右のトーションバー部 60 の相対回転がアクチュエータ 30 によって禁止されている場合には、離間距離差の増加に伴い左右のアーム部 62 だけが相対回転させられて、左右のトーションバー部 60 の各々が離間距離差に応じた量捩られることとなる。この捩りによって生じる力は、左右の各々の車輪 16 と車体とを接近あるいは離間させてロールを抑制する力であるロール抑制力として作用することになる。

【0111】

さらに、アクチュエータ 30 によって、左右のトーションバー部 60 を、例えば、その捩れ量が増加する向きに相対回転させるとロール量が比較的小さい状態でも比較的大きなロール抑制力を発生させることができ、逆向きに相対回転させるとロール量が比較的大きい状態でも比較的小さなロール抑制力を発生させることができる。そのため、左右のトーションバー部 60 をアクチュエータ 30 の駆動力によって相対回転させることによって、ロール量の変化、つまり、離間距離差の変化に依らずに、ロール抑制力の大きさを変化させることができるのである。すなわち、左右のトーションバー部 60 を相対回転させることによって、1 対のスタビライザバー部材 22, 24 を相対回転させて、スタビライザバー 20 のロールを抑制する効果であるロール抑制効果を変化させることができるのである。

【0112】

1.3. スタビライザ装置制御

以下に、スタビライザ装置 14 によって適切なロール抑制効果を発揮させるための ECU 110 によるアクチュエータ 30 の制御であるスタビライザ装置制御について詳細に説明する。ECU 110 は、スタビライザ装置制御プログラムを短い時間間隔で繰り返し実行することによってアクチュエータ 30 を制御し、1 対のスタビライザバー部材 22, 24 に適切なロール抑制効果を発揮させる。図 4 にスタビライザ装置制御プログラムのフローチャートを示す。ステップ 11 (以後、ステップ 11 を「S11」と略記し、他の符号についても同様とする) において、車速 V 、ステアリングホイールの操作角 (中立状態、すなわち、直進操作状態を 0 とした場合において、その状態からの角度偏差) が、それぞれ車速センサ 122、操作角センサ 120 の検出値に基づいて取得される。また、本実施例において、ロール抑制制御時に 1 対のスタビライザバー部材 22, 24 の目標回転量を決定するための目標回転量決定根拠量として、ロールモーメント推定物理量たる制御横加速度 G_y^* が取得される。その制御横加速度 G_y^* は、本実施例において、操作角と車速 V とに基づいて推定されたいわゆる推定横加速度とされている。

【 0 1 1 3 】

S 1 2において、基準相対回転位置決定処理が行われる。基準相対回転位置 は、1 対のスタビライザバー部材 2 2 , 2 4 の相対回転を適切に制御するために基準となる相対回転位置である。また、ロール抑制制御において、基準相対回転位置 を基準として取得される1 対のスタビライザバー部材 2 2 , 2 4 の相対回転量が適切になるように制御される。すなわち、1 対のスタビライザバー部材 2 2 , 2 4 の基準相対回転位置 からの相対回転量は、ロール抑制制御に用いられる「制御相対回転量」として取得されるのである。以下に、1 対のスタビライザバー部材 2 2 , 2 4 の相対回転位置、制御相対回転量について詳細に説明する。E C U 1 1 0 は、車両起動時（イグニッション O N 時）の相対回転位置を起動時相対回転位置とし、その起動時相対回転位置からの1 対のスタビライザバー部材 2 2 , 2 4 の相対回転量を常時取得している。すなわち、本実施例において、起動時相対回転位置からの相対回転量が、1 対のスタビライザバー部材 2 2 , 2 4 の相対回転位置となる。そして、基準相対回転位置 は、起動時相対回転位置から1 対のスタビライザバー部材 2 2 , 2 4 がどれだけの相対回転量相対回転した位置か、によって規定される。また、制御相対回転量は、起動時相対回転位置から現在の相対回転位置までの相対回転量と、起動時相対回転位置から基準相対回転位置 までの相対回転量との差、すなわち、1 対のスタビライザバー部材 2 2 , 2 4 が基準相対回転位置 から現在の相対回転位置まで相対回転した場合の相対回転量とされるのである。なお、相対回転位置、制御相対回転量については、他の実施例についても同様である。また、基準相対回転位置決定処理については、後に詳述する。

【 0 1 1 4 】

S 1 3において、制御横加速度 $G y^*$ が、ロール抑制制御を開始すべき制御横加速度 $G y^*$ の値が設定された制御開始時期設定値 A を超えたか否かが判定される。本実施例において、制御開始時期設定値 A は、スタビライザ装置 1 4 によってロール抑制力を発生させなくとも、サスペンション装置 3 8 によってロール量を小さく保てる程度の値、言い換えると、車両がほぼ直進走行をしているとみなせるような状態における制御横加速度 $G y^*$ の値に設定されている。具体的には、例えば、制御開始時期設定値 A を、 $0.05 G$ ($G = 9.8 \text{ m/s}^2$) と設定することができる。図 5 に、旋回操作が開始された際の制御横加速度 $G y^*$ の変化を模式的に示す。その図において、制御横加速度 $G y^*$ が時間とともに増加して制御開始時期設定値 A を超えることが分かる。そして、本実施例において、制御横加速度 $G y^*$ が制御開始時期設定値 A を超えない場合には、S 1 4 において1 対のスタビライザバー部材 2 2 , 2 4 の相対回転が許容された状態である相対回転許容状態にされる。すなわち、本実施例において、制御横加速度 $G y^*$ が制御開始時期設定値 A を超えない状態は、ロール抑制制御を行わない不感帯とされているのである。一方、制御横加速度 $G y^*$ が制御開始時期設定値 A を超えた場合には、S 1 5 においてロール抑制制御が行われる。すなわち、本実施例において、ロールモーメント推定物理量たる制御横加速度 $G y^*$ は、ロール抑制制御を開始する時期を決定する制御開始時期決定根拠量として用いられている。逆に、ロール抑制制御を停止して1 対のスタビライザバー部材 2 2 , 2 4 を相対回転許容状態にする時期を決定する相対回転許容時期決定根拠量として用いられていると捉えることもできる。

【 0 1 1 5 】

S 1 4 において、1 対のスタビライザバー部材 2 2 , 2 4 が「相対回転許容状態」にされる。その状態では、電動モータ 7 0 に駆動電力が供給されず、かつ、電動モータ 7 0 が受動的に回転させられた際の抵抗が可及的に小さくなるようにされる。具体的には、電動モータ 7 0 の各相の入力線とインバータ 1 0 4 との電氣的接続が遮断されて、電動モータ 7 0 の各相がオープンな状態とされるのである。そのため、1 対のスタビライザバー部材 2 2 , 2 4 はアクチュエータ 3 0 の機械的な抵抗力に抗して相対回転することができ、スタビライザバー 2 0 によるロール抑制力が発生しない状態となる。この状態においては、例えば、直進状態において、左右一方の車輪だけが路面の隆起を通過するような場合には、一方のスタビライザバーのアーム部 6 2 が回転させられるが、1 対のスタビライザバー

部材 22, 24 の相対回転が許容されているため、1 対のスタビライザバー部材 22, 24 が車輪 16 の車体に対する接近を妨げる弾性力を発生させず、比較的スムーズに路面の隆起を通過することができる。

【0116】

1.4. ロール抑制制御

制御横加速度 G_y^* が制御開始時期設定値 A を超えた場合には、S 15 において、ロール抑制制御が行われる。ロール抑制制御は、1 対のスタビライザバー部材 22, 24 の上記制御相対回転量が、制御横加速度 G_y^* に応じた量になるように 1 対のスタビライザバー部材 22, 24 を相対回転させて、適切なロール抑制効果を生じさせる制御である。そのロール抑制制御のフローチャートを図 6 に示し、そのフローチャートに沿ってロール抑制制御を説明する。S 15 のロール抑制制御は、本実施例において、上記スタビライザ制御プログラムのサブルーチン、あるいはサブプログラムとして位置づけられている。S 21 において、1 対のスタビライザバー部材 22, 24 の制御相対回転量の目標値である目標回転量が、その目標回転量を決定するための根拠となる目標回転量決定根拠量として用いられる制御横加速度 G_y^* に基づいて決定される。すなわち、制御横加速度 G_y^* に応じて設定された目標回転量が目標回転量マップ（図 7）として ECU 110 の記憶部 130（図 9 参照）に記憶されており、その目標回転量マップから制御横加速度 G_y^* に応じた目標回転量が読み出されることによって目標回転量の決定がなされるのである。その後、S 22 において、制御相対回転量が取得される。その制御相対回転量は、前述の S 12 の基準相対回転位置決定処理（詳細は後述する）において決定された基準相対回転位置を基準として取得される。

【0117】

S 23 において、制御相対回転量と目標回転量 i^* との偏差を減少させるようにアクチュエータ 30 を作動させるために、電動モータ 70 に供給する適切な電力が決定される。本実施例において、インバータ 104 によって電動モータ 70 が定電圧駆動されており、電動モータ 70 に適切な電力を供給するために、インバータ 104 から供給する電流の値が変化させられる。すなわち、電動モータ 70 に供給する電流の目標値である目標電流値 i^* が、次式によって決定される。

$$i^* = K_I \cdot \quad + i_p(\quad)$$

ここで、第 2 項は、現在の制御相対回転量において、ロールモーメントによる逆入力等によって電動モータ 70 が逆回転させられるのを抑制するための供給電流成分である。また、第 1 項は、その状態から、電動モータ 70 を、偏差をなくするためにさらに回転させるのに必要とされる供給電流成分である（ K_I は適当に定められたゲインである）。なお、上記第 2 項の値は、記憶部 130（図 9 参照）に記憶された制御相対回転量と上記第 2 項の供給電流成分 $i_p(\quad)$ とが関係付けられたマップデータから読み出される。

【0118】

目標電流値 i^* が決定された後、S 24 において、インバータ 104 に対して指令がなされる。すなわち、インバータ 104 によって、目標電流値 i^* と等しい大きさの電流を電動モータ 70 に供給するのである。その結果、1 対のスタビライザバー部材 22, 24 は相対回転させられ、それらのロール抑制効果が適切な大きさにされるのである。以上で、ロール抑制制御の 1 回の処理が終了する。

【0119】

1.5. 制御開始時・基準相対回転位置決定処理

図 8 に、S 12 の基準相対回転位置決定処理のフローチャートを示す。本基準相対回転位置決定処理は、上記スタビライザ制御プログラムのサブルーチン、あるいはサブプログラムとして位置づけられている。本基準相対回転位置決定処理において、制御横加速度 G_y^* が制御開始時期設定値 A 以下の状態では基準相対回転位置が決定されず、制御横加速度 G_y^* が制御開始時期設定値 A 以下から制御開始時期設定値 A を超えた場合に基準相対回転位置が決定されるようにされている。すなわち、ロール抑制制御が開始される直

前に基準相対回転位置 が決定されるようにされている。

【 0 1 2 0 】

S 3 1 ~ S 3 3 において、制御横加速度 G_y^* が制御開始時期設定値 A を超えた場合にはフラグ F n が O N にされ、超えない場合には O F F にされる。S 3 4 の判定により、フラグ F n が O F F である場合は、基準相対回転位置 は決定されず、S 3 5 において、本基準相対回転位置決定処理が前回実行された際のフラグ F n の状態を示すフラグ F o にフラグ F n の値が記憶され、本処理の 1 回の実行が終了する。一方、S 3 4 において、フラグ F n が O N である場合は、S 3 6 においてフラグ F o が O N が否かが判定される。そして、フラグ F o が O F F である場合は、現在の相対回転位置が基準相対回転位置 として決定される。その後、上記 S 3 5 の処理がなされて、本処理の 1 回の実行が終了する。また、S 3 6 においてフラグ F o が O N である場合は、基準相対回転位置 は決定されず、上記 S 3 5 の処理がなされて、本処理の 1 回の実行が終了する。なお、車両起動後に最初に本処理が実行される際には、フラグ F o は O F F にされている。

10

【 0 1 2 1 】

すなわち、本基準相対回転位置決定処理において、制御横加速度 G_y^* が制御開始時期設定値 A 以下の状態から制御開始時期設定値 A を超えた状態に変化した際に基準相対回転位置 が決定されるのである。そして、制御開始時期設定値 A を超えた状態が継続する場合には、基準相対回転位置 は既存の基準相対回転位置 とされる。なお、制御横加速度 G_y^* が制御開始時期設定値 A を超えた状態から制御開始時期設定値 A 以下の状態に変化した場合には、基準相対回転位置 は決定されない。以上で基準相対回転位置決定処理の説明を終了する。

20

【 0 1 2 2 】

以上に述べたように、本スタビライザ装置制御プログラムを実行することにより、制御横加速度 G_y^* が制御開始時期設定値 A を超える毎に基準相対回転位置 が決定され、その基準相対回転位置 を基準としてロール抑制制御が行われる。そのため、例えば、車両の動力停止時の制御相対回転量を記憶する等の必要が無く、車両の構成をシンプルにすることができる。また、常に適切な基準相対回転位置 が決定され、スタビライザ装置 1 4 に適切なロール抑制効果を発揮させることができる。

【 0 1 2 3 】

本実施例において、車体に加わるロールモーメントを推定することが可能な物理量であるロールモーメント推定物理量である制御横加速度 G_y^* が、目標回転量決定根拠量、および制御開始時期決定根拠量として（あるいは、相対回転許容時期決定根拠量として）用いられている。また、制御横加速度 G_y^* は、基準相対回転位置決定処理において、前記 1 対のスタビライザ部材 2 2 , 2 4 の相対回転位置から中立相対回転位置までの相対回転量を推定することが可能な相対回転量推定物理量として用いられている。

30

【 0 1 2 4 】

図 9 に、E C U 1 1 0 の機能ブロック図を示す。なお、E C U 1 1 0 の構成部分がこの図に示すように明確に分かれているわけではないが、E C U 1 1 0 の機能を理解し易くするためにこのような図とした。本実施例において、E C U 1 1 0 は、ROM , RAM 等の記憶装置を含んで構成された「記憶部 1 3 0」を備えており、その記憶部 1 3 0 には、スタビライザ装置制御プログラム等の各種のプログラムおよび各種のマップ等のデータが記録されている。そして、E C U 1 1 0 は、それら各種のプログラムをコンピュータによって実行することにより、以下に述べる各種の機能部が有する機能を発揮する構造とされている。すなわち、本実施例において、E C U 1 1 0 が各種プログラムや、そのサブルーチン等を実行することによって行われる処理が、それらプログラム等に対応する各種機能部によって行われる処理なのである。

40

【 0 1 2 5 】

E C U 1 1 0 は、図 4 のスタビライザ装置制御を行う「スタビライザ装置制御部 1 3 4」を備えている。そのスタビライザ装置制御部 1 3 4 は、図 4 の S 1 5 の処理、詳しくは、図 6 に示したロール抑制制御を行う「ロール抑制制御部 1 4 0」を備えている。その口

50

ール抑制制御部 140 は、図 6 の S 21 の処理を行う「目標回転量決定部 142」と、図 4 の S 14 の処理を行う「相対回転許容実行部 144」とを有している。また、スタビライザ装置制御部 134 は、図 4 の S 12 の処理、詳しくは、図 8 に示した制御開始時・基準相対回転位置決定処理を行う「制御開始時・基準相対回転位置決定部 150」を備えている。その基準相対回転位置決定部 150 は、S 31 ~ S 36 の処理を行う「制御開始時期認識部 152」を有している。

【0126】

2. 第 2 実施例（制御開始時中立位置決定型・基準相対回転位置決定処理）.

上記実施例において、基準相対回転位置 θ が、制御横加速度 G_y^* が制御開始時期設定値 A を超える際の相対回転位置に決定されたが、本実施例において、基準相対回転位置 θ が、中立相対回転位置およびその近傍の位置のいずれかの位置に決定される。また、上記第 1 実施例において、制御横加速度 G_y^* が制御開始時期設定値 A を超える毎に基準相対回転位置 θ が決定されていたが、本実施例において、基準相対回転位置 θ が車両起動後に一回だけ決定される。また、本実施例において、上記実施例のスタビライザ装置制御のフローチャート（図 4）の S 12 の処理が、基準相対回転位置 θ を中立相対回転位置に決定する基準相対回転位置 θ を中立相対回転位置に決定する制御開始時中立位置決定型の基準相対回転位置決定処理にされている。図 10 に、制御開始時中立位置決定型・基準相対回転位置決定処理のフローチャートを示す。なお、その基準相対回転位置決定処理は、上記実施例の基準相対回転位置決定処理（図 8）と多くの処理が共通しているため、共通する処理についてはステップ番号を等しくして示し、異なる処理を中心に説明する。なお、本実施例の構成は、上記実施例と同様である。

【0127】

S 30 において、基準相対回転位置 θ が既に決定されたか否かを表すフラグ H が、OFF であるか否かが判定される。なお、車両起動後に基準相対回転位置決定処理が開始される際には、基準相対回転位置 θ が未決定であるためフラグ H が OFF にされている。フラグ H が OFF である場合は、S 31 ~ S 38 の処理が行われ、基準相対回転位置 θ が決定される。なお、S 31 ~ S 36 は、上記実施例の処理と同様である。図 8 の S 37 に相当する処理である S 37b において、基準相対回転位置 θ が、制御横加速度 G_y^* が制御開始時期設定値 A を超える際の相対回転位置から、1 対のスタビライザバー部材 22, 24 が設定量相対回転した場合の位置に決定される。具体的には、設定量が、制御横加速度 G_y^* が制御開始時期設定値 A である場合の目標回転量と等しくなるように設定され、また、基準相対回転位置 θ が、現在の相対回転方向と逆方向に相対回転させた場合の位置に決定される。その処理によって、基準相対回転位置 θ が中立相対回転位置（その近傍の位置を含む）になるように決定することができる。なお、設定量を、目標回転量よりも大きくしたり、小さくしたりすることもできる。

【0128】

基準相対回転位置 θ が決定された後、S 38 においてフラグ H が ON 状態にされ、本処理の実行が終了する。その後、再度本基準相対回転位置決定処理が実行された場合に、S 30 において、フラグ H が ON であることにより、既に基準相対回転位置 θ が決定されていると判定されるのである。そのため、フラグ H が ON である場合には、S 31 以下の処理はスキップされる。すなわち、本実施例の基準相対回転位置決定処理は、車両起動後に、基準相対回転位置 θ を一度だけ決定する態様である。なお、S 30, S 38 の処理を省略すれば、制御横加速度 G_y^* が制御開始時期設定値 A を超える毎に基準相対回転位置 θ を決定する態様にすることができる。

【0129】

上記第 1 実施例では、制御横加速度 G_y^* が制御開始時期設定値 A を超えてロール抑制制御が開始された直後に、1 対のスタビライザバー部材 22, 24 が基準相対回転位置から目標回転量まで急激に相対回転させられて、スタビライザ装置 14 の初期動作が滑らかにならない可能性がある。一方、本実施例の基準相対回転位置決定処理は、基準相対回転位置 θ が中立相対回転位置になるように決定する態様である。そのため、基準相対回転

位置 が決定された後は、ロール抑制制御が開始される際の 1 対のスタビライザバー部材 22, 24 の相対回転位置が、既に目標回転量になっていると認識されるため、急激に相対回転させられず、スタビライザ装置 14 が滑らかに作動する。なお、本実施例の ECU 110 の機能ブロック図は上記第 1 実施例 (図 9) と同様であるため図示を省略する。なお、図 9 の制御開始時・基準相対回転位置決定部 150 が「制御開始時中立位置決定型・基準相対回転位置決定部」とされる。

【0130】

3. 第 3 実施例 (相対回転量変化依拠・基準相対回転位置決定処理)。

上記 2 つの実施例とは異なる基準相対回転位置決定処理を行う実施例について説明する。本実施例の基準相対回転位置決定処理は、車両が直進走行をしている状態において、路面上に存在する凹凸によって左右の車輪 16 が個別に上下動し、離間距離差が生じて 1 対のスタビライザバー部材 22, 24 が相対回転させられる状態において基準相対回転位置を決定するものである。図 11 に、直進状態において、1 対のスタビライザバー部材 22, 24 が相対回転許容状態にされている場合に、左右の車輪 16 が個別に上下動して 1 対のスタビライザバー部材 22, 24 が相対回転させられることによる制御相対回転量の変化の例を模式的に示す。その場合に、1 対のスタビライザバー部材 22, 24 は、概ね中立相対回転位置を中心に相対回転すると考えられる。すなわち、本基準相対回転位置決定処理は、直進状態において、相対回転許容状態にされた 1 対のスタビライザバー部材 22, 24 の相対回転量の変化に基づいて基準相対回転位置 を決定する相対回転量変化依拠・基準相対回転位置決定処理とされている。なお、本実施例のスタビライザシステム 10 の構成は、上記 2 つの実施例と同様である。

【0131】

図 12 に、スタビライザ装置制御プログラムのフローチャートを示す。本実施例のスタビライザ装置制御プログラムは、S42, S44 の処理と、S45 の判定以外は、上記第 1 実施例のスタビライザ装置制御プログラム (図 4) と同様であり、異なる部分を中心に説明する。本スタビライザ装置制御において、車速 V が設定速度 V1 を超えていない場合 (S42) には、基準相対回転位置決定処理およびロール抑制制御が行われず、1 対のスタビライザバー部材 22, 24 が相対回転許容状態にされる (S43)。車速 V が小さい状態 (例えば、時速 20 km 以下) では、ロール抑制制御を行う必要性が小さいためである。なお、相対回転許容状態については上記第 1 実施例と同様である。

【0132】

また、本スタビライザ装置制御は、車速 V が設定速度 V1 を超えた場合 (S42) であっても、S44 において基準相対回転位置 が決定されるまでロール抑制制御を行わない態様とされている。具体的には、S45 において、基準相対回転位置 が既に決定されたと判定された場合に S46 の判定処理が行われ、そうでない場合は S43 において 1 対のスタビライザバー部材 22, 24 が相対回転許容状態になるようにされている。つまり、適切な基準相対回転位置 が決定され、かつ、制御横加加速度 G_y^* が制御開始時期設定値 A を超えた場合に (S46)、ロール抑制制御が行われるのである (S47)。

【0133】

図 13 に、相対回転量変化依拠・基準相対回転位置決定処理のフローチャートを示す (図 12 の S44 の処理に対応する)。S51 ~ S53 の処理において、車両起動後等に基準相対回転位置 が未決定である場合に、現在の相対回転位置が仮の基準相対回転位置として決定される (S52)。具体的には、フラグ M1 (車両起動時には OFF 状態にされている) が ON になっていなければ、基準相対回転位置 が未決定であると判定される (S51)。また、仮の基準相対回転位置 が決定された後、フラグ M1 は ON にされ (S53)、以後、仮の基準相対回転位置 が決定されないようにされる。

【0134】

S54 ~ S59 の処理において、車両が直進状態である場合に、つまり、ロール抑制制御が行われず相対回転許容状態である場合に、制御相対回転量が取得されるとともに、ECU 110 の記憶部 130 (図 14 参照) に記憶され、蓄積される。具体的には、S54

の判定により、制御横加速度 G_y^* が制御開始時期設定値 A を超えていない場合には、相対回転許容状態であるのでカウンタ C_a が 1 増加させられ (S 5 5)、現在の基準相対回転位置 を基準とした制御相対回転量が記憶される (S 5 6)。なお、現在の基準相対回転位置 は、「仮の基準相対回転位置」、あるいは基準相対回転位置 が適切に決定された後は、その「適切に決定された基準相対回転位置」にされる。そして、カウンタ C_a の値が設定値 N_a 以下の場合には (S 5 7)、本処理の一回の実行が終了する。また、S 5 4 の判定において、制御横加速度 G_y^* が制御開始時期設定値 A を超えている場合には、カウンタ C_a が 0 にされるとともに (S 5 8)、記憶部 1 3 0 に記憶された制御相対回転量が消去され (S 5 9) た後、本処理の一回の実行が終了する。

【0 1 3 5】

10

直進状態で 1 対のスタビライザバー部材 2 2, 2 4 が相対回転許容状態にされた状態が継続し、本処理が繰り返し実行されて、カウンタ C_a の値が設定値 N_a を超えると (S 5 7)、S 6 0 以下の処理が行われ、基準相対回転位置 が決定される。具体的には、S 6 0 において、記憶された制御相対回転量の時間的な変化におけるピークが認識されるとともに、それらピーク位置の制御相対回転量の平均がピーク平均として演算される。そして S 6 1 において、「既存の基準相対回転位置」からの相対回転量がピーク平均と等しくなる相対回転位置が、基準相対回転位置 として決定される (図 1 1 参照)。その後、記憶部 1 3 0 に記憶された制御相対回転量が消去されるとともに (S 6 2)、カウンタ C_a が 0 にリセットされ、基準相対回転位置 が正式に決定済みであることを表すフラグ M_2 が ON にされる (S 6 3)。そのフラグ M_2 は、図 1 2 のスタビライザ装置制御の S 4 5 において参照され、基準相対回転位置 が決定済みであるか否かを判定するための情報とされる。

20

【0 1 3 6】

以上に述べた処理が短時間毎に繰り返し行われ、直進状態がある程度の時間継続すると基準相対回転位置 が決定される。そのため、基準相対回転位置 を適切に保つことができ、1 対のスタビライザバー部材 2 2, 2 4 によって適切なロール抑制効果を発揮させることができる。なお、本実施例において、制御横加速度 G_y^* が制御開始時期設定値 A を超えた場合に、記憶された制御相対回転量が消去されるが (S 5 9)、消去されないようにすることもできる。また、ピーク平均となる相対回転位置が基準相対回転位置 とされたが (S 6 1)、そのピーク平均となる相対回転位置と既存の基準相対回転位置 との中間の位置を基準相対回転位置 とすることもできる。

30

【0 1 3 7】

図 1 4 に、ECU 1 1 0 の機能ブロック図を示す。なお、この図において、上記第 1 実施例 (図 9) と共通である部分が多いため、異なる部分を中心に説明する。スタビライザ装置制御部 1 3 4 は、図 1 2 の S 4 4 の処理、詳しくは、図 1 3 の相対回転量変化依拠・基準相対回転位置決定処理を行う「相対回転量変化依拠・基準相対回転位置決定部 1 5 6」を有している。その相対回転量変化依拠決定部 1 5 6 は、図 1 3 の S 6 0 の処理を行う統計処理部 1 5 8 を有している。

【0 1 3 8】

4. 第 4 実施例 (動力停止時情報依拠・基準相対回転位置決定処理) .

40

本実施例の基準相対回転位置決定処理は、(a)車両の動力停止時の基準相対回転位置 を特定するための情報である基準位置特定情報たる制御相対回転量 s と、(b)停車した車体の姿勢を示す情報である停車姿勢情報として停車時に横加速度センサ 1 2 4 によって検出される横加速度である停車時横加速度 G_{ys1} と (それら a, b のいずれも、車両の動力停止時の情報である動力停止時情報の一種である) を記憶するとともに、その動力停止時の停車時横加速度 G_{ys1} と車両起動時の停車時横加速度 G_{ys2} とが等しいとみなせる場合に、動力停止時の制御相対回転量 s に基づいて基準相対回転位置 を決定する動力停止時情報依拠・基準相対回転位置決定処理を行う態様である。なお、本実施例のスタビライザシステムの構成は、上記 3 つの実施例と同様である。

【0 1 3 9】

50

図 15 にスタビライザ装置制御プログラムのフローチャートを示す。そのスタビライザ装置制御プログラムは、多くの部分が上記第 3 実施例のスタビライザ装置制御プログラム（図 12）と同様であるため、異なる部分を中心に説明する。本スタビライザ装置制御プログラムには、S72, S75 の 2 つの基準相対回転位置決定処理が含まれている。S72 は、上述の動力停止時情報依拠・基準相対回転位置決定処理である。もう一つの S75 は、上記第 3 実施例に記載の相対回転量変化依拠・基準相対回転位置決定処理と同様な処理（図 13）が行われる。その後、未だ仮の基準相対回転位置しか決定されていない場合は、1 対のスタビライザバー部材 22, 24 が相対回転許容状態にされる（S74）。それに対して、適切な基準相対回転位置（後述する「仮の基準相対回転位置」は除く）が決定され、制御横加速度 G_y^* が制御開始時期設定値 A を超えると、ロール抑制制御が行われる（S76 ~ S78）。なお、ロール抑制制御および相対回転許容状態については、第 1 実施例におけるものと同様の処理が行われる。

【0140】

図 16 に、S72 の動力停止時情報依拠・基準相対回転位置決定処理のフローチャートを示す。本処理が開始された直後は、車両起動時・基準相対回転位置決定処理（S82）が行われた場合に ON にされるフラグ J は OFF にされており、車両起動時・基準相対回転位置決定処理が、一回だけ実行される（S81, S82）。その後は、フラグ J が ON にされ（S83）、車両の動力が停止した後、再度車両が起動されるまで S82 の処理は行われないうにされている。また、ECU110 と接続されたイグニッションスイッチ（以後、「IGN」と略記する場合がある）（図示省略）の状態が監視されており（S84）、IGN が OFF にされた場合には、制御相対回転量と停車姿勢情報である停車時横加速度 G_{ys1} とが取得される。なお、本実施例において、停車時横加速度 G_{ys1} は、車体がロール方向に傾斜している状態において、横加速度センサ 124 に作用する重力加速度の影響により検出されるものである。取得された動力停止時の停車時横加速度 G_{ys1} は、ECU110 の記憶部 130（図 18 参照）が有するフラッシュメモリ（ROM の一種であり、通電しなくともデータを保存できるメモリである。）に記録される。そのフラッシュメモリは、本実施例において「停止時情報記憶部」として機能する。なお、記憶部 130 が有する RAM に、動力停止中においても通電することによって、その RAM を「停止時情報記憶部」として機能させることもできる。

【0141】

図 17 に、S82 の車両起動時・基準相対回転位置決定処理のフローチャートを示す。車両起動時・基準相対回転位置決定処理において、動力停止時に記憶された停車時横加速度 G_{ys1} （S91）と、車両起動時に取得される停車時横加速度 G_{ys2} （S92）とが等しいとみなせる場合に、具体的には、それらの差が予め設定されたしきい加速度未満である場合に（S93）、記憶された動力停止時の制御相対回転量 s が読み出されるとともに（S94）、車両起動時の 1 対のスタビライザバー部材 22, 24 の制御相対回転量が動力停止時の制御相対回転量 s と等しくなるように基準相対回転位置が決定される（S95）。具体的には、制御相対回転量は相対回転方向によって正負が定められており、例えば、左旋回時に車体が右側にロールする際の相対回転方向が正とされ、S95 において、仮に制御相対回転量 s が正である場合には、1 対のスタビライザバー部材 22, 24 が、車両起動時の相対回転位置から車体が左側にロールする際の相対回転方向に、つまり負の方向に制御相対回転量 s 分相対回転させられた場合の相対回転位置が基準相対回転位置とされるのである。その後、基準相対回転位置が適切に決定されたことを表すフラグ J2 が ON にされ（S96）、本処理の実行が終了する。

【0142】

一方、S93 において、動力停止時の停車時横加速度 G_{ys1} と、車両起動時の停車時横加速度 G_{ys2} とが等しいとみなせない場合には、車両起動時の相対回転位置が「仮の基準相対回転位置」として決定され（S97）、フラグ J2 が OFF にされ（S98）、本処理の実行が終了する。なお、フラグ J2 が ON である場合には、図 15 の S76 において基準相対回転位置決定済みと判定され、フラグ J2 が OFF である場合には、適切

10

20

30

40

50

な基準相対回転位置 が未決定であると判定される。

【 0 1 4 3 】

以上の処理によって、車両の動力停止時から車両起動時まで停車姿勢が変化しなかった場合には、車両起動直後に可及的速やかに適切な基準相対回転位置 を決定することができ、ロール抑制制御を適切に行うことが可能とされる。一方、停車姿勢が変化した場合であっても、不適切な基準相対回転位置 を基準としてロール抑制制御が行われることが防止されるとともに、他の決定手段である S 7 5 の基準相対回転位置決定処理によって適切な基準相対回転位置 を決定することができるのである。なお、S 7 5 において、図 1 3 に示した処理が行われ、基準相対回転位置 が決定されるとフラグ M 2 が O N にされる。本スタビライザ装置制御 (図 1 5) の S 7 6 の判定において、フラグ J 2 (図 1 5) とフラグ M 2 との少なくとも一方が O N にされると、適切な基準相対回転位置 が決定されたと判断され、さらに、S 7 7 の判定が Y E S となる場合にロール抑制制御が実行される。

10

【 0 1 4 4 】

なお、停車時横加速度 G y s は、停車時の車体のロール量を推定することが可能な物理量である停車時ロール量推定物理量の一種である。また、車両が左右の車輪 1 6 の各々の車体に対する接近・離間量 (あるいは、離間距離) を検出するストロークセンサを備えている場合には、停車時ロール量推定物理量として左右の車輪 1 6 の各々の接近・離間量 (あるいは離間距離) と、停車時横加速度 G y s との少なくとも一方を記憶することもできる。

【 0 1 4 5 】

20

図 1 8 に、E C U 1 1 0 の機能ブロック図を示す。なお、この図において、上記第 1 実施例と共通である部分が多いため、異なる部分を中心に説明する。スタビライザ装置制御部 1 3 4 は、図 1 5 の S 7 2 の処理、詳しくは、図 1 6 の動力停止時情報依拠・基準相対回転位置決定処理を行う「動力停止時情報依拠・基準相対回転位置決定部 1 6 0」を備えている。その基準相対回転位置決定部 1 6 0 は、S 8 2 の車両起動時・基準相対回転位置決定処理を行う「起動時決定処理部 1 6 2」と、S 8 5 の動力停止時の情報の記憶処理を行う「停止時記憶処理部 1 6 4」とを有している。また、スタビライザ装置制御部 1 3 4 は、図 1 5 の S 7 5 において基準相対回転位置決定処理を行う「相対回転量変化依拠・基準相対回転位置決定部 1 6 6」を備えている。その基準相対回転位置決定部 1 6 6 は、本実施例において、図 1 4 の相対回転変化量依拠・基準相対回転位置決定部 1 5 6 と同様のものであるが、それ以外の基準相対回転位置決定部にすることもできる。例えば、図 9 の制御開始時・基準相対回転位置決定部 1 5 0 (あるいは、制御開始時中立位置決定型・基準相対回転位置決定部) にすることもできる。その場合には、S 7 3 の処理を省略することができる。また、例えば、後述する図 2 2 のストローク量依拠・基準相対回転位置決定部 1 9 0、図 2 7 の旋回時ロール量依拠・基準相対回転位置決定部 2 0 2 とすることができる。

30

【 0 1 4 6 】

5. 第 5 実施例 (ストローク量依拠・基準相対回転位置決定処理) .

上記 4 つの実施例において、車両に左右の車輪 1 6 の各々の車体に対する接近・離間量 (以後、「ストローク量」と称する場合がある) を検出するストロークセンサが設けられていなかった。それに対し、本実施例の車両用スタビライザシステム 1 8 0 を備えた車両には、図 1 9 に示すように、各車輪 1 6 毎にストロークセンサ 1 8 2 が設けられている。そのストロークセンサ 1 8 2 は、E C U 1 1 0 に接続されており、E C U 1 1 0 はそれらの検出信号に基づいて各車輪 1 6 のストローク量 (あるいは、離間距離差) を取得することができる。なお、図 1 9 には、4 つのサスペンション装置 3 8 のうちの 2 つが代表的に示されている。本実施例の構成は、上記ストロークセンサ 1 8 2 を有していること以外は、上記 4 つの実施例の構成と同様である。

40

【 0 1 4 7 】

図 2 0 に、基準相対回転位置 が未決定の状態ではロール抑制制御を行わないスタビライザ装置制御プログラムのフローチャートを示す。本スタビライザ装置制御は、図 1 2 に

50

示した制御とほぼ同様であり、異なる部分を中心に説明する。S 1 0 1において、操舵角、車速V、実横加速度G y r、左右の車輪1 6の各々のストローク量等が取得される。また、本実施例において、制御横加速度G y *が、実横加速度G y rと推定横加速度G y cとに基づいて、次式によって取得される。

$$[式 1] \quad 制御横加速度 G y^* = K_1 \cdot G y c + K_2 \cdot G y r$$

なお、本実施例において、K₁およびK₂は、走行試験の結果に基づいてロールを効果的に抑制できるように予め設定された係数とされている。また、それらK₁およびK₂は、例えば、それらの和が1になるように設定された値とすることや、車速V、操作角、実横加速度G y r等に基づいて変化する値とすることもできる。

【 0 1 4 8 】

図2 1に、上記S 1 0 4のストローク量依拠・基準相対回転位置決定処理のフローチャートを示す。S 1 1 1 ~ S 1 1 3において、上記図1 3のS 5 1 ~ S 5 3と同様に、仮の基準相対回転位置が決定される。本基準相対回転位置決定処理において、1対のスタビライザバー部材2 2、2 4が相対回転許容状態にされている場合に適切な基準相対回転位置が決定される。具体的には、S 1 1 4において、適切な基準相対回転位置が決定済みである場合にONにされるフラグM 2がOFFである場合と、制御横加速度G y *が制御開始時期設定値A未満である場合との少なくとも一方である場合には、S 1 1 5以下の処理が行われる。それは、フラグM 2がOFFである場合には適切な基準相対回転位置が未決定であるため、また、制御横加速度G y *が制御開始時期設定値A未満である場合にはロール抑制制御の必要性が小さいため、ロール抑制制御が行われず、1対のスタビライザバー部材2 2、2 4は相対回転許容状態にされるからである(図2 0のS 1 0 3)。

【 0 1 4 9 】

S 1 1 4の判定が、NOである場合には本処理の一回の実行が終了し、YESである場合にはS 1 1 5以下の処理が行われる。S 1 1 5において、ストローク量に基づいて取得される中立相対回転位置からの相対回転量であるストローク量依拠相対回転量c(離間距離差依拠相対回転量の一種である)が取得される。相対回転許容状態において、1対のスタビライザバー部材2 2、2 4の各々は、概ね車輪1 6の車体に対する接近・離間量、つまり、ストローク量に応じて回転させられる。そのストローク量から、左右の離間距離差を求めれば、中立相対回転位置からの相対回転量を推定することができる。本実施例において、E C U 1 1 0の記憶部1 3 0(図2 2参照)には、左右のストローク量と、中立相対回転位置からの相対回転量との関係を示す「ストローク量依拠相対回転量マップ」が記憶されている。そのストローク量依拠相対回転量マップから左右のストローク量に応じた相対回転量が読み出されることによって、ストローク量依拠相対回転量cが取得されるのである。

【 0 1 5 0 】

その後、既存の基準相対回転位置(適切な基準相対回転位置が未決定である場合には、S 1 1 2において決定された仮の基準相対回転位置)を基準として制御相対回転量が取得されるとともに、その制御相対回転量とストローク量依拠相対回転量cとの偏差eが演算される(S 1 1 7)。さらに、偏差eの積算値sumに偏差eが積算されるとともに、カウンタC dが1ずつ増加させられる(S 1 1 7)。なお、積算値sum、カウンタC dは、車両起動時には0にされている。その後、S 1 1 8において、カウンタC dが設定値N d以下の場合、本処理の一回の実行が終了する。本処理が繰り返し実行され、カウンタC dが設定値N dを超えた場合には、積算値sumの値をカウンタC dの値(N d + 1)で除した値、すなわち、[N d + 1]回分の偏差eの平均値aveが求められる(S 1 1 9)。その平均値aveを既存の基準相対回転位置に加えた位置、つまり、1対のスタビライザバー部材2 2、2 4を既存の基準相対回転位置から平均値ave相対回転させた場合の位置が基準相対回転位置とされる(S 1 2 0)。以上の処理によって、既存の基準相対回転位置の中立相対回転位置からの偏差が低減させられ、適切な基準相対回転位置が決定される。適切な基準相対回転位置が決定されると、フラグM 2がONにされるとともに、積算値sum、カウンタC dが0に

10

20

30

40

50

リセットされ (S 1 2 1)、本処理の実行が終了する。

【 0 1 5 1 】

本ストローク量依拠・基準相対回転位置決定処理は、1対のスタビライザバー部材 2 2 , 2 4 が相対回転許容状態にされていれば、直進状態であるか否かに拘わらず、適切な基準相対回転位置 を決定することができる。そして、図 2 0 のスタビライザ装置制御により、適切な基準相対回転位置 が未決定の状態においては (フラグ M 2 = O F F の状態)、直進状態であるか否かに拘わらず、1対のスタビライザバー部材 2 2 , 2 4 が相対回転許容状態にされる。すなわち、本基準相対回転位置決定処理において、車両起動後で適切な基準相対回転位置 が未決定の状態においては (フラグ M 2 = O F F の状態)、直進状態であるか否かに拘わらず、適切な基準相対回転位置 が決定され、一方、適切な基準相対回転位置 が一旦決定された後には直進状態において、適切な基準相対回転位置 が決定される。その結果、車両起動後で比較的早期に適切な基準相対回転位置 が決定されるとともに、その後も基準相対回転位置 が適切に保つことができ、スタビライザ装置 1 4 に適切なロール抑制効果を発揮させることができる。

10

【 0 1 5 2 】

なお、本実施例の基準相対回転位置決定処理は、離間距離差の大きさを推定することが可能な離間距離差推定物理量たる左右のストローク量に基づいて基準相対回転位置 が決定される態様である。また、その左右のストローク量に基づいて、離間距離差推定物理量に対応する1対のスタビライザバー部材 2 2 , 2 4 の中立相対回転位置からの相対回転量である離間距離差依拠相対回転量が、ストローク量依拠相対回転量として取得される。なお、本実施例において、ロールモーメント推定物理量たる制御横加速度 $G y^*$ が、目標回転量決定根拠量として用いられている。そして、適切な基準相対回転位置 が一旦決定された後は、直進状態において、つまり、制御横加速度 $G y^*$ が制御開始時期設定値 A を超えない状態において基準相対回転位置 を決定する態様となっている。

20

【 0 1 5 3 】

図 2 2 に、E C U 1 1 0 の機能ブロック図を示す。なお、この図において、上記第 1 実施例と共通である部分が多いため、異なる部分を中心に説明する。スタビライザ装置制御部 1 3 4 は、図 2 0 の S 1 0 4 の処理、詳しくは、図 2 1 のストローク量依拠・基準相対回転位置決定処理を行う「ストローク量依拠・基準相対回転位置決定部 1 9 0」(離間距離差依拠相対回転量依拠・基準相対回転位置決定部の一種である) を有している。その相対回転量変化依拠決定部 1 9 0 は、図 2 1 の S 1 1 5 の処理を行うストローク量依拠・相対回転量取得部 1 9 2 を有している。

30

【 0 1 5 4 】

6. 第 6 実施例 (旋回時ロール量依拠・基準相対回転位置決定処理)

本実施例の基準相対回転位置決定処理は、旋回時に基準相対回転位置 が決定される態様である。なお、スタビライザシステムの構成は、上記第 5 実施例と同様である。図 2 3 に、直進時 (例えば、制御横加速度 $G y^*$ が制御開始時期設定値 A 以下の状態) において1対のスタビライザバー部材 2 2 , 2 4 が相対回転許容状態にされない直進時相対回転禁止型のスタビライザ装置制御プログラムのフローチャートを示す。本スタビライザ装置制御は、図 2 0 の基準位置未決定時回転許容型・スタビライザ装置制御と共通の部分があるため、異なる部分を中心に説明する。なお、制御横加速度 $G y^*$ は、上記第 5 実施例と同様に、実横加速度 $G y_r$ と推定横加速度 $G y_c$ とに基づいて、上記 [式 1] によって取得される。本スタビライザ装置制御において、図 2 0 の制御と同様に、車速 V が設定速度 V 1 を超えていない場合 (S 1 5 2)、あるいは、適切な基準相対回転位置 が未決定である場合 (S 1 5 4) にはロール抑制制御が行われず、1対のスタビライザバー部材 2 2 , 2 4 が相対回転許容状態にされる (S 1 5 3)。

40

【 0 1 5 5 】

車速 V が設定速度 V 1 を超え (S 1 5 2)、適切な基準相対回転位置 が未決定 (S 1 5 4) の場合には、S 1 5 5 の相対回転許容時・基準相対回転位置決定処理が実行される。その S 1 5 5 において、図 2 1 に示したストローク量依拠・基準相対回転位置決定処理

50

と同様な処理が行われるため、説明を省略する。なお、車両起動直後には、適切な基準相対回転位置 が未決定であり、S 1 5 5 の処理によって基準相対回転位置 が決定されるまで、S 1 5 4 の判定がNOにされる。S 1 5 5 の処理によって基準相対回転位置 が決定されると、S 1 5 6 の旋回時ロール量依拠・基準相対回転位置決定処理が実行される。この処理によって、既存の基準相対回転位置 が不適切である場合に、定常旋回時における車体の横加速度，ロール量等に基づいて基準相対回転位置 がより適切に決定される。S 1 5 6 の処理によって基準相対回転位置 が決定されると、S 1 5 7 において既存の基準相対回転位置 を漸変させて、新たな基準相対回転位置 に近づける処理が行われる。その後、S 1 5 8 において上記第 1 実施例と同様に、ロール抑制制御が行われる。

【 0 1 5 6 】

S 1 5 6 の相対回転許容時・基準相対回転位置決定処理において、既存の基準相対回転位置 が不適切である場合に、定常旋回時の実ロール量と、制御横加速度 $G y^*$ に応じた適切なロール量である目標ロール量との偏差に基づいて基準相対回転位置 が決定される。具体的には、例えば、定常旋回時の実ロール量が、目標ロール量よりも小さい場合には、1 対のスタビライザバー部材 2 2 , 2 4 によるロール抑制効果が比較的大きすぎると判断することができる。すなわち、1 対のスタビライザバー部材 2 2 , 2 4 の中立相対回転位置からの相対回転量が過剰であるため、ロール量が少ない状態で 1 対のスタビライザバー部材 2 2 , 2 4 の捩れ量が過剰になり、過大なロール抑制モーメント（ロール抑制力の一種である）が発生していると考えられる。その場合には、当該定常旋回状態における 1 対のスタビライザバー部材 2 2 , 2 4 の相対回転量を減少させるべく、新たな基準相対回転位置 を決定することができる。一方、例えば、実ロール量が目標ロール量よりも大きい場合には、ロール抑制効果が不足していると判断することができる。すなわち、1 対のスタビライザバー部材 2 2 , 2 4 の中立相対回転位置からの相対回転量が不足しているため、目標ロール量における 1 対のスタビライザバー部材 2 2 , 2 4 の捩れ量が不足して、ロール抑制モーメントが不足すると考えられる。その場合には、例えば、当該旋回状態における 1 対のスタビライザバー部材 2 2 , 2 4 の相対回転量を増加させるべく、新たな基準相対回転位置 を決定することができる。

【 0 1 5 7 】

図 2 4 , 図 2 5 に、S 1 5 6 の旋回時ロール量依拠・基準相対回転位置決定処理のフローチャートを示す。本処理において、制御横加速度 $G y^*$ が設定値 B を超えた状態の定常旋回時に決定される。制御横加速度 $G y^*$ が設定値 B を超えた場合には (S 1 6 1)、S 1 6 2 ~ S 1 6 8 の処理によって、定められた回数分、離間距離差 D と制御横加速度 $G y^*$ とが取得され、それらの平均値 D 1 , G 1 が求められる。具体的には、左右のストローク量の差である離間距離差 D が取得され (S 1 6 2)、その離間距離差 D と、制御横加速度 $G y^*$ との各々が積算され (S 1 6 3)、カウンタ C f 1 が 1 増加させられる (S 1 6 4)。なお、制御横加速度 $G y^*$ が設定値 B 以下となる場合には、後述するフラグ U が OFF にされ、離間距離差 D と制御横加速度 $G y^*$ との積算値 D s u m , G s u m、後述する定常旋回時の積算値 D s u m 2 , G s u m 2、およびカウンタ C f 1 , C f 2 が 0 にリセットされた後 (S 1 6 5 ~ 1 6 7)、本処理の一回の実行が終了する。また、S 1 6 8 において、カウンタ C f 1 の値が設定値 N f 1 を超えていない場合には、判定が NO となり、本処理の一回の実行が終了する。そして、本処理の実行が繰り返されてカウンタ C f 1 の値が設定値 N f 1 を超えた場合には、離間距離差 D の平均値 D 1 と制御横加速度 $G y^*$ の平均値 G 1 とが演算され (S 1 6 9)、積算値 D s u m , G s u m、およびカウンタ C f 1 が 0 にリセットされる (S 1 7 0)。

【 0 1 5 8 】

S 1 7 1 (図 2 4) ~ S 1 8 3 (図 2 5) の処理において、平均値 D 1 および G 1 の変化に基づいて、定常旋回状態であるか否かが判断されるとともに、定常旋回状態である場合には、平均値 D 1 および G 1 の各々がさらに積算されて、定常旋回時における離間距離差 D の平均値 D a v e と制御横加速度 $G y^*$ の平均値 G a v e とが取得される。なお、図 2 6 に、旋回が開始され、定常旋回状態になるまでの制御横加速度 $G y^*$ の変化の例を模

10

20

30

40

50

式的に示す。S 1 7 1において、定常旋回の判定が開始されたことを示すフラグUがONであるか否かが判定される。車両起動後で最初に本処理の実行が開始される際には、そのフラグUがOFFにされているため判定がNOとなり、フラグUがONにされた後(S 1 7 2)、平均値D 1, G 1が、それぞれD 2, G 2に記憶された後(S 1 8 0)、S 1 8 1の判定がNOとされて本処理の実行が終了する。一方、フラグUがONにされた後に本処理が実行された場合には、S 1 7 3において、現在の平均値D 1, G 1と、記憶されている平均値D 2, G 2との差が、それぞれ設定値Y 1, Y 2未満である場合は、定常旋回状態であると判定され、平均値D 1, G 1が積算されるとともにカウンタC f 2が1増加させられる(S 1 7 4, S 1 7 5)。一方、S 1 7 3において、上記いずれかの差が設定値を超えていた場合には、定常旋回状態ではないと判定され、平均値D 1, G 1の積算値D s u m 2, G s u m 2、カウンタC f 2が0にリセットされる(S 1 7 6, S 1 7 7)。そして、カウンタC f 2が設定値N f 2を超えない場合は、S 1 8 1の判定がNOとされて本処理の一回の実行が終了する。以上の処理が繰り返され、定常旋回状態がある程度の時間継続すると、具体的には、S 1 7 3において、Y E Sの判定が連続して[N f 2 + 1]回なされると、S 1 8 1の判定がY E Sとされて、定常旋回時における平均値D a v e, G a v eが取得される(S 1 8 2)。また、一回の定常旋回状態の判定が完了したため、積算値D s u m 2, G s u m 2、カウンタC f 2が0にリセットされ、フラグUがOFFにされる(S 1 8 3, S 1 8 4)。

【0159】

S 1 8 5 ~ S 1 9 0において、定常旋回時の実際のロール量である実ロール量が、適切か否かが判断され、適切でない場合には適切な基準相対回転位置が決定される。具体的に説明する。S 1 8 5において、車体のロールを抑制する目標となる目標ロール量が、定常旋回時における制御横加速度の平均値G a v eに基づいて取得される。また、定常旋回時における離間距離差の平均値D a v eに基づいて、定常旋回時の実ロール量が取得される。なお、制御横加速度と目標ロール量との関係、および離間距離差と実ロール量との関係は、それぞれE C U 1 1 0の記憶部に目標ロール量マップ、実ロール量マップとして記憶されている。それら目標ロール量と実ロール量との差であるロール量偏差R(以後、「偏差R」と略記する場合がある)が、設定値R 1を超えている場合には(S 1 8 6, S 1 8 7)、その偏差Rに基づいてスタビライザ装置14が発生させるロール抑制モーメントの過不足量R M Sが取得される(S 1 8 8)。

【0160】

上記スタビライザ装置14のロール抑制モーメントの過不足量R M Sは、車体のロール量が目標ロール量となる状態において、(a)車体のロール量が目標ロール量となる状態で定常旋回状態にするために必要なスタビライザ装置14が発生すべきロール抑制モーメントR M S^{*}と、(b)現在の基準相対回転位置を基準としてロール抑制制御を行った場合にスタビライザ装置14が発生するロール抑制モーメントR M S_cとの偏差である。そのロール抑制モーメントの過不足量を取得する際には、スタビライザ装置14以外のロール抑制モーメントを発生する車両の構成要素であるサスペンションスプリング36が発生するロール抑制モーメントR M Kを考慮することが望ましい。なお、そのサスペンションスプリング36が発生するロール抑制モーメントR M Kは、車体のロール量に基づいて取得することができる。

【0161】

スタビライザ装置14のロール抑制モーメントの過不足量R M Sを取得するために、本実施例において、具体的には、(c)現時点の定常旋回状態においてスタビライザ装置14が発生しているロール抑制モーメントR M S₁とサスペンションスプリング36が発生しているロール抑制モーメントR M K₁との和と、(d)現在の基準相対回転位置を基準としてロール抑制制御を行った場合に車体のロール量が目標ロール量となる状態においてスタビライザ装置14が発生するロール抑制モーメントR M S_cとサスペンションスプリング36が発生するロール抑制モーメントR M K₂との和、との偏差を求めることができる。式に表すと、

10

20

30

40

50

$$〔式 2〕 \quad RMS = (RMS1 + RMK1) - (RMSc + RMK2)$$

この式を変形すると、

$$〔式 3〕 \quad RMS = (RMS1 - RMSc) + (RMK1 - RMK2)$$

となる。

すなわち、スタビライザ装置 14 によるロール抑制モーメントの過不足量 RMS は、(e)定常旋回状態においてスタビライザ装置 14 が発生させるロール抑制モーメント $RMS1$ と、車体のロール量が目標ロール量となる場合のスタビライザ装置 14 が発生させるロール抑制モーメント $RMSc$ との差と、(f)定常旋回状態においてサスペンションスプリング 36 が発生させるロール抑制力 $RMK1$ と、車体のロール量が前記目標ロール量となる場合のサスペンションスプリング 36 が発生させるロール抑制力 $RMK2$ との差と、に基づいて取得することができるのである。

10

【0162】

本実施例において、ロール量偏差 R に応じた $(RMS1 - RMSc)$ の値、すなわち、ロール量偏差 R に応じたスタビライザ装置 14 のロール抑制モーメントの変化量 $RMSd$ が、ECU 110 の記憶部 130 にマップとして記憶されている。また、ロール量偏差 R に応じた $(RMK1 - RMK2)$ の値、すなわち、ロール量偏差 R に応じたサスペンションスプリング 36 のロール抑制モーメントの変化量 $RMKd$ も、ECU 110 の記憶部 130 にマップとして記憶されている。すなわち、ロール量偏差 R に応じたロール抑制モーメントの変化量 $RMSd$ 、 $RMKd$ が記憶部 130 から読み出され、それらの和がスタビライザ装置 14 によるロール抑制モーメントの過不足量 RMS として取得されるのである。

20

【0163】

S189において、そのロール抑制モーメントの過不足量 RMS に基づき、既存の基準相対回転位置が不適切であることに起因する 1 対のスタビライザバー部材 22, 24 の中立相対回転位置からの相対回転量の過不足量である過不足相対回転量が取得される。なお、本実施例において、1 対のスタビライザバー部材 22, 24 が発生するロール抑制モーメントは、それらの捩れ量に応じて変化するため、予め求められたロール抑制モーメントの過不足量に対応する過不足相対回転量が、記憶部 130 にマップとして記憶されている。なお、偏差 R に対応する過不足相対回転量を記憶部 130 にマップとして記憶しておくこともできる。

30

【0164】

S190において、過不足相対回転量を補う基準相対回転位置の目標となる目標基準相対回転位置が決定される。なお、詳細は後述するが、基準相対回転位置ではなく目標基準相対回転位置を決定し、直ちに基準相対回転位置を更新しないのは、旋回中に基準相対回転位置が急激に変化することを防止するためである。目標基準相対回転位置は、ロール抑制効果の過不足を減少させるべく、1 対のスタビライザバー部材 22, 24 を既存の基準相対回転位置から過不足相対回転量相対回転させた場合の相対回転位置に決定される。なお、具体的に説明すると以下ようになる。1 対のスタビライザバー部材 22, 24 の中立相対回転位置からの相対回転量が過剰である場合には、1 対のスタビライザバー部材 22, 24 を既存の基準相対回転位置から定常旋回時の相対回転位置と反対の方向に過不足相対回転量相対回転させた場合の相対回転位置を目標基準相対回転位置として決定することができる。つまり、旋回時において、目標基準相対回転位置を基準として取得される相対回転量が、既存の基準相対回転位置を基準にして取得される相対回転量よりも大きくなるようにするのである。その結果、旋回時における 1 対のスタビライザバー部材 22, 24 の中立相対回転位置からの相対回転量が減少し、ロール抑制効果を減少させることができる。一方、中立相対回転位置からの相対回転量が不足している場合には、1 対のスタビライザバー部材 22, 24 を既存の基準相対回転位置から定常旋回時の相対回転位置の向きに過不足相対回転量相対回転させた場合の相対回転位置を目標基準相対回転位置として決定することができる。その結果、旋回時における 1 対のスタビライザバー部材 22, 24 の中立相対回転位置からの相対回転量を増加させ、ロー

40

50

ル抑制効果を増加させることができる。

【 0 1 6 5 】

目標基準相対回転位置 が決定された場合は、図 2 3 の S 1 5 7 の基準相対回転位置・漸変処理において、基準相対回転位置 を既存の基準相対回転位置 から目標基準相対回転位置 に近づける向きに、1 対のスタビライザバー部材 2 2 , 2 4 を設定量相対回転させた位置に漸変させる処理が行われる。その 1 対のスタビライザバー部材 2 2 , 2 4 を相対回転させる設定量は、ロール抑制制御を行っている間に变化させても車体の姿勢への影響が小さい量とされている。そして、本スタビライザ装置制御が繰り返し実行される毎に基準相対回転位置 が漸変させられ、基準相対回転位置 と目標基準相対回転位置 との差が設定値以下になるようにされる。以上に述べた処理によって、本実施例のスタビライザ装置制御において、基準相対回転位置 が適切なものとされ、スタビライザ装置 1 4 に適切なロール抑制効果を発揮させることができる。

10

【 0 1 6 6 】

なお、図 2 3 の S 1 5 6 の旋回時ロール量依拠・基準相対回転位置決定処理は、車体の横加速度を推定することが可能な物理量である横加速度推定物理量たる制御横加速度 G_y^* と、離間距離差推定物理量たる左右のストローク量とに基づいて基準相対回転位置 を決定する態様である。その旋回時ロール量依拠・基準相対回転位置決定処理によれば、定常旋回状態であれば、ロール抑制制御を行っている状態において基準相対回転位置 を決定することができる。なお、スタビライザ装置制御プログラムが、制御横加速度 G_y^* が制御開始時期設定値 A を超えない場合に、ロール抑制制御を行わないようにされている場合には、設定値 B を制御開始時期設定値 A と等しい値にすることもできる。なお、図 2 4 の S 1 7 3 において、離間距離差 D と制御横加速度 G_y^* とのいずれの変化も設定値未満である場合に定常旋回状態と判定されたが、例えば、それら 2 つのうちのいずれか一方の変化が設定値未満である場合に定常旋回状態と判定することもできる。また、例えば、それら 2 つのうちのいずれか一方の変化に着目して、例えば、制御横加速度 G_y^* の変化だけを監視して、その変化が設定値未満である場合に定常旋回状態と判定することもできる。

20

【 0 1 6 7 】

図 2 7 に、E C U 1 1 0 の機能ブロック図を示す。なお、この図において、上記第 1 実施例と共通である部分が多いため、異なる部分を中心に説明する。スタビライザ装置制御部 1 3 4 は、図 2 3 の S 1 5 5 の処理を行う「相対回転許容時・基準相対回転位置決定部 2 0 0」を有している。その基準相対回転位置決定部 2 0 0 は、本実施例において、ストローク量依拠・基準相対回転位置決定部 1 9 0 と同様な態様にされているが、他の基準相対回転位置決定部 1 5 0 , 1 5 6 等の態様とすることもできる。また、スタビライザ装置制御部 1 3 4 は、図 2 3 の S 1 5 6 の処理を行う「旋回時ロール量依拠・基準相対回転位置決定部 2 0 2」を備えている。その基準相対回転位置決定部 2 0 2 は、図 2 5 の S 1 8 8 の処理を行う「ロール抑制モーメント・過不足量取得部 2 0 4」を有している。なお、「旋回時ロール量依拠・基準相対回転位置決定部 2 0 2」は、ロール抑制制御時に基準相対回転位置 を決定するロール抑制制御時・基準相対回転位置決定部の一種である。

30

【 0 1 6 8 】

7. 第 7 実施例（減速機構歯飛び時・基準相対回転位置決定処理）。

40

本実施例の構成は、上記第 6 実施例のものと同様である。前述のように、1 対のスタビライザバー部材 2 2 , 2 4 の基準相対回転位置 からの相対回転量である制御相対回転量は、モータ回転角センサ 1 0 0 によって検出される電動モータ 7 0 の回転角 θ_m に基づいて取得される。なお、1 対のスタビライザバー部材 2 2 , 2 4 の相対回転量は、回転角 θ_m に減速機 7 2 の減速比に応じた係数を乗じることによって取得される。図 2 8 に、ロール抑制制御時における制御相対回転量 の経時変化の例を示す。通常は、図において二点鎖線で表すように、1 対のスタビライザバー部材 2 2 , 2 4 は、電動モータ 7 0 と連動して相対回転させられており、電動モータ 7 0 の回転角と 1 対のスタビライザバー部材 2 2 , 2 4 の相対回転量との間には比例関係が存在する。しかし、減速機 7 2 に歯飛びが生

50

じた場合には、つまり、本実施例において、例えば、フレキシブルギヤ 92 とリングギヤ 94 との噛み合わせが一瞬解消されてそれらが相対回転する事態が生じた場合には、わずかな間であるが、1 対のスタビライザバー部材 22, 24 が電動モータ 70 と連動しなくなる。すなわち、図において実線で示すように、減速機 72 の歯飛びによって電動モータ 70 が一瞬空回りして、電動モータ 70 の回転角と 1 対のスタビライザバー部材 22, 24 の実際の相対回転量との間にずれが生じる場合があるのである。本実施例において、歯飛び時のずれを修正するように基準相対回転位置 が決定される。

【0169】

図 29 に、歯飛び時に基準相対回転位置 を決定する処理を含むスタビライザ装置制御プログラムのフローチャートを示す。本スタビライザ装置制御の S201 ~ S205 の処理は、上記第 6 実施例のスタビライザ装置制御の S151 ~ S155 (図 23) と同様である。本スタビライザ装置制御は、減速機の歯飛びが生じた場合には、S206 の減速機構歯飛び時・基準相対回転位置決定処理によって、歯飛びによって生じたずれを修正するように基準相対回転位置 が決定される。なお、S207 の判定により、制御横加速度 G_y^* が制御開始時期設定値 A を超えた場合に S208 のロール抑制制御が行われるようにされている。

【0170】

図 30 に、減速機構歯飛び時・基準相対回転位置決定処理のフローチャートを示す。本処理が実行される毎に、1 対のスタビライザバー部材 22, 24 の制御相対回転量 が取得される (S211)。なお、車両起動後に本処理が最初に行われた際に、本処理の前回の実行時の制御相対回転量 を記憶する変数 a の値を予備的に調節するために、a が入力される (S212 ~ S214)。すなわち、車両起動後に本処理が最初に行われた際には、フラグ W は OFF にされており、S212 の判定が NO となるが、S214 においてそのフラグ W が ON にされるため、2 回目以降の実行では S212 の判定が YES となるのである。その後、S215 ~ S217 の処理によって、歯飛びが生じたか否かが検出される。具体的には、現在の制御相対回転量 と前回の制御相対回転量 a との変化量 d が演算された後 (S215)、現在の制御相対回転量 の値が変数 a に入力される (S216)。その後、上記変化量 d が設定変化量 E を超えた場合に歯飛びが生じたと判定される (S217)。なお、本処理は設定時間毎に行われており、設定時間当たりの変化量 d は、電動モータ 70 の回転速度に相当する。すなわち、本処理において、電動モータ 70 の回転速度の絶対値が設定速度を超えた場合に歯飛びが生じたと判断している、と捉えることができる。

【0171】

そして、歯飛びが生じた場合には、その歯飛び時の変化量 d の分、電動モータ 70 の回転と 1 対のスタビライザバー部材 22, 24 の相対回転との間に「ずれ」が生じたと判断され、既存の基準相対回転位置 を修正するように基準相対回転位置 が決定される (S218)。なお、制御相対回転量 は、基準相対回転位置 を 0 とし、その基準相対回転位置 からの相対回転方向によって正負に区別されている。本実施例において、左旋回時に車体が右にロールした場合の制御相対回転量 が正の値にされ、車体が左にロールした場合の制御相対回転量 が負の値にされている。そして、例えば、制御相対回転量が正の値であり、その増加量 (正の向きへの変化量) が設定変化量 E を超えた場合には、既存の基準相対回転位置 から正の向きに変化量 d の分 1 対のスタビライザバー部材 22, 24 を相対回転させた場合の相対回転位置が、修正後の基準相対回転位置 に決定される。逆に、制御相対回転量 が負の値であり、その減少量 (負の向きへの変化量) が設定変化量 E を超えた場合には、既存の基準相対回転位置 から負の向きに変化量 d の分 1 対のスタビライザバー部材 22, 24 を相対回転させた場合の相対回転位置が、修正後の基準相対回転位置 に決定される。以上に述べた処理によって、減速機の歯飛びが生じた場合であっても、適切な基準相対回転位置 が決定されて、制御相対回転量 が図 28 において二点鎖線で示すように適切に認識されるため、スタビライザ装置 14 に適切なロール抑制効果を発揮させることができる。

【 0 1 7 2 】

図 3 1 に、E C U 1 1 0 の機能ブロック図を示す。なお、この図において、上記第 6 実施例と共通である部分が多いため、異なる部分を中心に説明する。スタビライザ装置制御部 1 3 4 は、図 2 9 の S 2 0 5 の処理を行う「相対回転許容時・基準相対回転位置決定部 2 0 0」を有している。その基準相対回転位置決定部 2 0 0 は、本実施例において、ストローク量依拠・基準相対回転位置決定部 1 9 0 と同様の態様にされているが、他の基準相対回転位置決定部 1 5 0 , 1 5 6 等の態様とすることもできる。また、スタビライザ装置制御部 1 3 4 は、図 2 9 の S 2 0 6 の処理を行う「減速機構歯飛び時・基準相対回転位置決定部 2 1 0」(相対回転量ずれ発生時・基準相対回転位置決定部の一種である)を備えている。その基準相対回転位置決定部 2 1 0 は、図 3 0 の S 2 1 5 ~ S 2 1 7 の処理を行う「減速機構歯飛び検知部 2 1 2」を有している。なお、本実施例のスタビライザ装置制御部 1 3 4 を、図 2 7 の旋回時ロール量依拠・基準相対回転位置決定部 2 0 2 や、後述する図 3 6 の車輪異径時・基準相対回転位置決定部 2 8 0 を含むものとすることができる。

10

【 0 1 7 3 】

8. 第 8 実施例(車輪異径時・基準相対回転位置決定処理)

本実施例では、タイヤのパンク等によって左右の車輪の外径が互いに異なる状態、つまり、車輪異径状態において、基準相対回転位置を決定する車輪異径時基準相対回転位置決定処理を実行可能とされている。図 3 2 に、本実施例の車両用スタビライザシステム 2 5 0 の構成を模式的に示す。本スタビライザシステム 2 5 0 は、第 1 実施例のスタビライザシステム 1 0 と略同様の構成を有しているが、各車輪 1 6 ごとに設けられてそれぞれ空気圧を検出する空気圧センサ 2 6 0 と、それら空気圧センサ 2 6 0 の各々に対応して設けられてその信号を受信する受信機 2 6 2 とを備えている。空気圧センサ 2 6 0 は、車輪 1 6 のホイールを貫通してタイヤ内部の圧縮空気と接触した状態で配設されており、タイヤの空気圧を検出することができる。また、空気圧センサ 2 6 0 は、電源としての電池を有しており、バッテリー 1 0 2 から電力を供給しなくとも作動することができる。さらにまた、空気圧センサ 2 6 0 は、空気圧情報作成部と送受信アンテナとを有しており、その空気圧情報送信部によって検出した各車輪 1 6 の空気圧の情報である空気圧情報を作成するとともに、その空気圧情報を電波信号に変換して送受信アンテナから送信することができる。受信機 2 6 2 は、送受信アンテナ、空気圧情報取得部を有しており、空気圧センサ 2 6 0 から送信された電波信号を受信して、対応する車輪 1 6 の空気圧情報を取得することができる。各車輪 1 6 に対応する受信機 2 6 2 は、それぞれ E C U 1 1 0 に接続されており、E C U 1 1 0 は各受信機 2 6 2 から空気圧情報を取得することによって各車輪 1 6 の空気圧を取得することができる。また、本スタビライザシステムでは、車速センサ 1 2 2 に代えて、各車輪 1 6 ごとに、それら各車輪 1 6 の回転速度を検出する車輪速センサ 2 6 4 を備えており、車速はそれらの検出値から推定されるようになっている。

20

30

【 0 1 7 4 】

本実施例では、図 3 3 にフローチャートを示す車輪異径時対応スタビライザ装置制御プログラムが実行される。この制御プログラムは、第 1 実施例における制御プログラム(図 4)の S 1 2 の処理に代えて、S 2 5 2 ~ S 2 5 6 のステップを挿入したものであり、それらのステップを除き、その制御プログラムと同様であるため、それらのステップの説明を除くステップの説明は省略するものとする。なお、説明を単純化するために、本制御プログラムの最初の実行時には、適切に基準相対回転位置が決定されているものとする。

40

【 0 1 7 5 】

本スタビライザ装置制御プログラムの S 2 5 2 において、フラグ Q が O N であるか否かが判定される。フラグ Q は、車両起動時には O F F にされており、後述するように S 2 5 5 の車輪異径時の基準相対回転位置決定処理が行われた後に O N にされる(S 2 5 6)。そのため、車輪異径時の基準相対回転位置決定処理が行われるまでは、S 2 5 2 の判定が Y E S となり、S 2 5 3 以下の処理が行われる。一方、車輪異径時の基準相対回転位置決定処理が行われた後は、S 2 5 3 ~ S 2 5 6 の処理がスキップされ、タイヤがパンクした等の状態において、S 2 5 5 の基準相対回転位置決定処理等が繰り返し行われないうに

50

されている。S 2 5 3では、図 3 4 にフローチャートを示す車輪異径状態認定処理が実行される。この処理では、まず、S 2 6 1において、4つの車輪 1 6の各々のタイヤの空気圧 P_W が取得される。次に、S 2 6 2において、いずれかの車輪 1 6において、取得されたタイヤ空気圧 P_W が、設定されたしきい圧 P_{WZ} を下回っている否かが判定され、下回っていない場合は、S 2 6 3において、車速推定のために取得された各車輪 1 6の車輪速 V_W に基づいて、前輪側、後輪側のいずれかにおいて右車輪の車輪速 V_{WR} と左車輪の車輪速 V_{WL} との差が設定された速度差 V_{WZ} を超えているか否かが判定される。S 2 6 2の判定とS 2 6 3の判定とのいずれかがYESとなる場合には、S 2 6 4において、タイヤのパンク、異径車輪の装着等による車輪異径状態であると認定される。それらの判定がいずれもNOである場合には、その認定は行われない。なお、S 2 6 3の判定処理は、実際には、車両が直進状態である場合にのみ実行されるが、単純化を目的として、フローチャートでは省略している。

10

【 0 1 7 6 】

上記車輪異径状態認定処理において、車輪異径状態認定がなされている場合は、S 2 5 4の判定処理により、図 3 5 にフローチャートを示すS 2 5 5の車輪異径時基準相対回転位置決定処理が実行される。この処理では、まず、S 2 7 1において、S 2 5 8と同様に、1対のスタビライザバネ部材 2 2、2 4が相対回転許容状態とされる。続いて、S 2 7 2～S 2 7 7の処理において、操舵角 δ が設定操舵角 δ_Z を超えない場合を直進状態と認定し、直進状態が所定時間継続した場合において、その間におけるスタビライザバネ部材 2 2、2 4の既存の基準相対回転位置 θ_{Z1} を基準とした制御相対回転量 θ_{Z2} の平均である平均制御相対回転量 θ_{AVE} が算出される。 C_Z 、 C_{Z1} は、その処理のためのカウンタおよびその所定時間を判断するための設定カウンタ値である。平均制御相対回転量 θ_{AVE} が算出された後、S 2 7 8において、算出された平均制御相対回転量 θ_{AVE} に基づいて基準相対回転位置 θ_Z が変更決定される。つまり、既存の基準相対回転位置 θ_{Z1} を平均制御相対回転量 θ_{AVE} 分シフトさせることで、新たに、基準相対回転位置 θ_Z が決定されるのである。具体的には、1対のスタビライザバネ部材 2 2、2 4を既存の基準相対回転位置 θ_{Z1} から平均制御相対回転量 θ_{AVE} 分相対回転させた場合の相対回転位置が、基準相対回転位置 θ_Z として決定される。なお、基準相対回転位置 θ_Z が変更決定されるまでは、上記相対回転許容状態が継続される。

20

【 0 1 7 7 】

基準相対回転位置 θ_Z が決定された後には、それに基づいて、ロール抑制制御が実行される。本実施例によれば、車輪異径状態を自動的に検出し、自動的に基準相対回転位置 θ_Z が変更され、車輪異径状態においても、適正なロール抑制制御が実行される。なお、説明を単純化するために、上記スタビライザ装置制御プログラムの実行にあたっては、ステアリング操作がなされたまま停車したり、車両が車幅方向に傾斜した路面を走行しないことを前提としている。

30

【 0 1 7 8 】

図 3 6 に、ECU 1 1 0の機能ブロック図を示す。なお、この図において、上記第 1 実施例と共通である部分が多いため、異なる部分を中心に説明する。スタビライザ装置制御部 1 3 4は、S 2 5 5の車輪異径時基準相対回転位置決定処理を実行する「車輪異径時・基準相対回転位置決定部 2 8 0」を備え、また、S 2 5 3の車輪異径状態認定処理を実行する「車輪異径状態認定部 2 8 2」を備えている。

40

【 0 1 7 9 】

9. その他.

上記実施例のロール抑制制御において、制御横加速度 G_{y^*} は、推定横加速度 G_{yc} 、あるいは実横加速度 G_{yr} と推定横加速度 G_{yc} とに基づいて取得されていたが、実横加速度 G_{yr} に基づいて取得することも可能である。また、目標回転量決定根拠量と制御開始時期決定根拠量（あるいは、相対回転許容時期決定根拠量）とが同じものが用いられていたが（例えば、いずれも推定横加速度 G_{yc} ）、例えば、実横加速度 G_{yr} を目標回転量決定根拠量（図 6 の S 2 1）として用い、推定横加速度 G_{yc} を制御開始時期決定根拠

50

量（例えば、図４のＳ１３）として用いる等、異なるものを用いることができる。また、ストローク量から求められる離間距離差を制御開始時期決定根拠量として用いることができる。

【０１８０】

なお、上記８つの実施例において、スタビライザ装置制御部１３４は、１または２の基準相対回転位置決定部を備えるものとされていたが、スタビライザ装置制御部１３４を、３以上の基準相対回転位置決定部を備えるものとすることができる。すなわち、スタビライザ装置制御部１３４を、上記８つの実施例に記載した各種の基準相対回転位置決定部のうちの２以上のものを備えるものとすることができるのである。

【図面の簡単な説明】

10

【０１８１】

【図１】請求可能発明の第１実施例であるスタビライザシステムを模式的に示す図である。

【図２】上記スタビライザシステムの一部を模式的に示す図である。

【図３】上記スタビライザシステムのアクチュエータの断面を示す図である。

【図４】上記スタビライザシステムの電子制御ユニットによって実行されるスタビライザ装置制御プログラムのフローチャートを示す図である。

【図５】上記電子制御ユニットによって検出される旋回開始時の制御横加速度を模式的に示す図である。

【図６】上記電子制御ユニットによって実行されるロール抑制制御のフローチャートを示す図である。

20

【図７】上記電子制御ユニットの記憶部に記憶された目標回転量マップを模式的に示す図である。

【図８】上記電子制御ユニットによって実行される制御開始時・基準相対回転位置決定処理のフローチャートを示す図である。

【図９】上記電子制御ユニットの機能を模式的に示すブロック図である。

【図１０】上記とは別の実施例において、スタビライザシステムの電子制御ユニットによって実行される制御開始時中立位置決定型・基準相対回転位置決定処理のフローチャートを示す図である。

【図１１】上記とはさらに別の実施例において、直進状態における１対のスタビライザバ

30

一部分材の制御相対回転量の変化を模式的に示す図である。

【図１２】上記実施例のスタビライザシステムの電子制御ユニットによって実行されるスタビライザ装置制御プログラムのフローチャートを示す図である。

【図１３】上記電子制御ユニットによって実行される相対回転量変化依拠・基準相対回転位置決定処理のフローチャートを示す図である。

【図１４】上記電子制御ユニットの機能を模式的に示すブロック図である。

【図１５】上記とはさらに別の実施例において、スタビライザシステムの電子制御ユニットによって実行されるスタビライザ装置制御プログラムのフローチャートを示す図である。

【図１６】上記電子制御ユニットによって実行される動力停止時情報依拠・基準相対回転位置決定処理のフローチャートを示す図である。

40

【図１７】上記電子制御ユニットによって実行される車両起動時・基準相対回転位置決定処理のフローチャートを示す図である。

【図１８】上記電子制御ユニットの機能を模式的に示すブロック図である。

【図１９】上記とはさらに別の実施例であるスタビライザシステムを模式的に示す図である。

【図２０】上記スタビライザシステムの電子制御ユニットによって実行されるスタビライザ装置制御プログラムのフローチャートを示す図である。

【図２１】上記電子制御ユニットによって実行されるストローク量依拠・基準相対回転位置決定処理のフローチャートを示す図である。

50

【図 2 2】上記電子制御ユニットの機能を模式的に示すブロック図である。

【図 2 3】上記とはさらに別の実施例において、スタビライザシステムの電子制御ユニットによって実行されるスタビライザ装置制御プログラムのフローチャートを示す図である。

【図 2 4】上記電子制御ユニットによって実行される旋回時ロール量依拠・基準相対回転位置決定処理の前半のフローチャートを示す図である。

【図 2 5】上記電子制御ユニットによって実行される旋回時ロール量依拠・基準相対回転位置決定処理の後半のフローチャートを示す図である。

【図 2 6】上記スタビライザシステムの電子制御ユニットによって検出される制御横加速度の変化と定常旋回状態を模式的に示す図である。

10

【図 2 7】上記電子制御ユニットの機能を模式的に示すブロック図である。

【図 2 8】上記とはさらに別の実施例において、減速機に歯飛びが発生した場合の制御相対回転量の変化を模式的に示す図である。

【図 2 9】上記実施例において、スタビライザシステムの電子制御ユニットによって実行されるスタビライザ装置制御プログラムのフローチャートを示す図である。

【図 3 0】上記電子制御ユニットによって実行される減速機構歯飛び時・基準相対回転位置決定処理のフローチャートを示す図である。

【図 3 1】上記電子制御ユニットの機能を模式的に示すブロック図である。

【図 3 2】上記とはさらに別の実施例のスタビライザシステムを模式的に示す図である。

【図 3 3】上記実施例において、スタビライザシステムの電子制御ユニットによって実行されるスタビライザ装置制御プログラムのフローチャートを示す図である。

20

【図 3 4】上記電子制御ユニットによって実行される車輪異径状態認定処理のフローチャートを示す図である。

【図 3 5】上記電子制御ユニットによって実行される車輪異径時基準相対回転位置決定処理のフローチャートを示す図である。

【図 3 6】上記電子制御ユニットの機能を模式的に示すブロック図である。

【符号の説明】

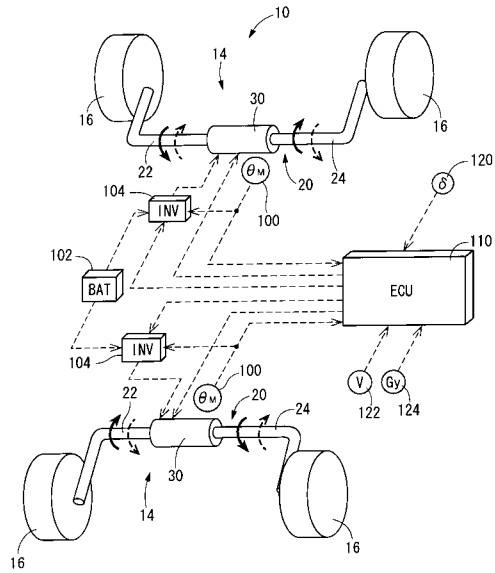
【0182】

< 第 1 実施例 > 1 0 : 車両用スタビライザシステム 1 4 : スタビライザ装置
 1 6 : 車輪 2 0 : スタビライザバー (1 対のスタビライザバー) 2 2 : 右スタ
 バライザバー部材 (一方のスタビライザバー) 2 4 : 左スタビライザバー部材 (他方
 のスタビライザバー) 3 0 : アクチュエータ 3 8 : サスペンション装置 4 8
 : サスペンションスプリング 6 0 : トーションバー部 6 2 : アーム部 7 0 :
 電動モータ 7 2 : 減速機 7 4 : ハウジング 9 0 : 波動発生器 (ウェーブジェ
 ネレータ) 9 2 : フレキシブルギヤ (フレクスプライン) 9 4 : リングギヤ (サ
 ーキュラスプライン) 1 0 0 : モータ回転角センサ 1 1 0 : ECU (スタビライ
 ザ制御装置) 1 2 4 : 横加速度センサ 1 3 0 : 記憶部 1 3 4 : スタビライ
 ザ装置制御部 1 4 0 : ロール抑制制御部 1 4 2 : 目標回転量決定部 1 4 4 : 相
 対回転許容実行部 1 5 0 : 制御開始時・基準相対回転位置決定部 1 5 2 : 制御開
 始時期認識部 < 第 3 実施例 > 1 5 6 : 相対回転量変化依拠・基準相対回転位置決定
 部 < 第 4 実施例 > 1 6 0 : 動力停止時情報依拠・基準相対回転位置決定部 < 第
 5 実施例 > 1 8 0 : 車両用スタビライザシステム 1 8 2 : ストロークセンサ 1
 9 0 : ストローク量依拠・基準相対回転位置決定部 < 第 6 実施例 > 2 0 0 : 相対回
 転許容時・基準相対回転位置決定部 2 0 2 : 旋回時ロール量依拠・基準相対回転位置
 決定部 < 第 7 実施例 > 2 1 0 : 減速機構歯飛び時・基準相対回転位置決定部 <
 第 8 実施例 > 2 5 0 : 車両用スタビライザシステム 2 6 0 : 空気圧センサ 2 6
 2 : 受信機 2 8 0 : 車輪異径時・基準相対回転位置決定部 2 8 2 : 車輪異径状態
 認定部

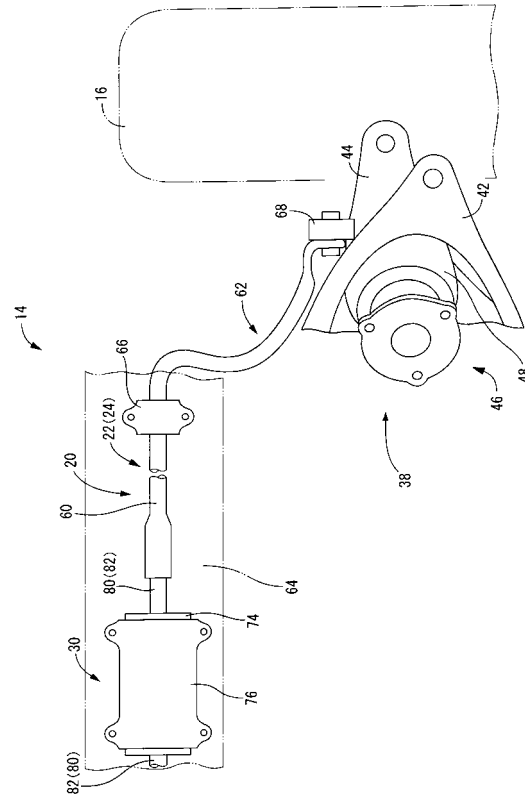
30

40

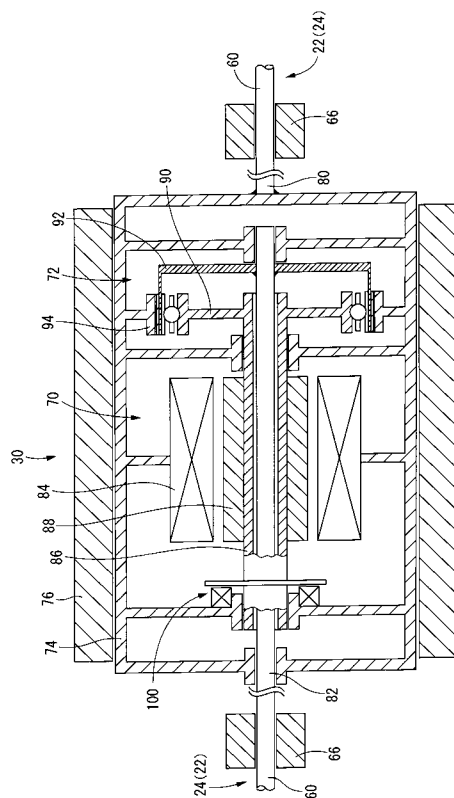
【 図 1 】



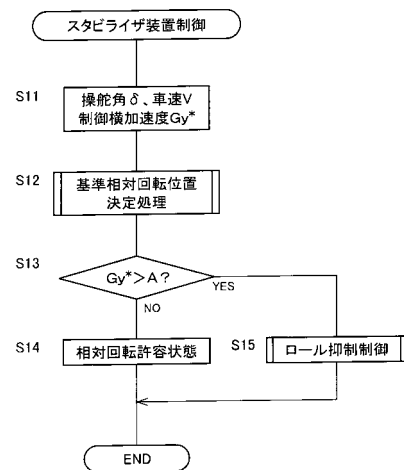
【 図 2 】



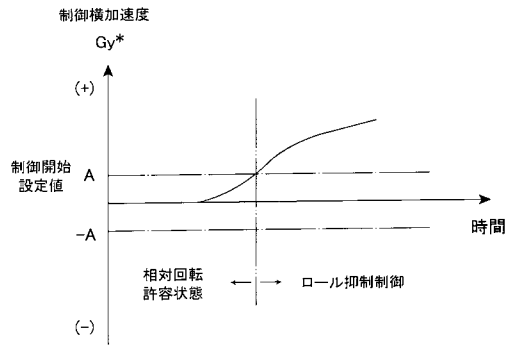
【圖 3】



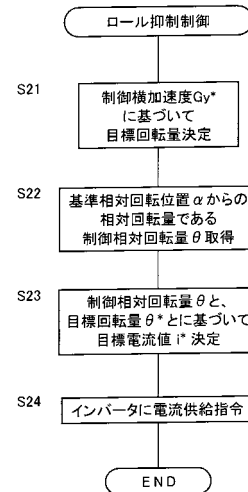
【 図 4 】



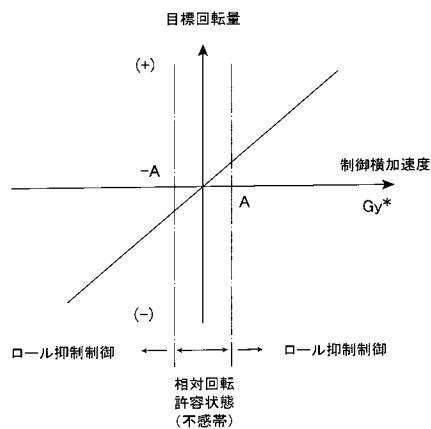
【図 5】



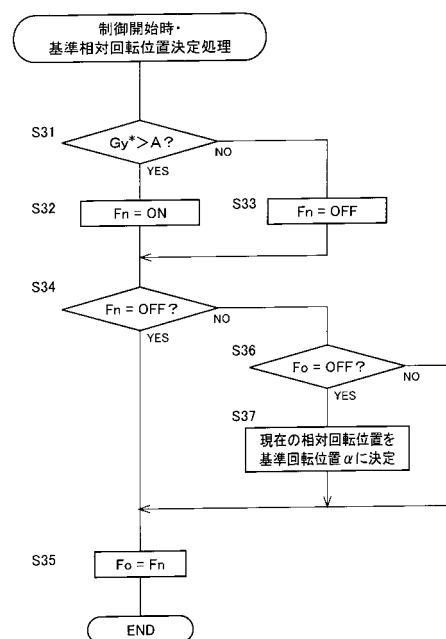
【図 6】



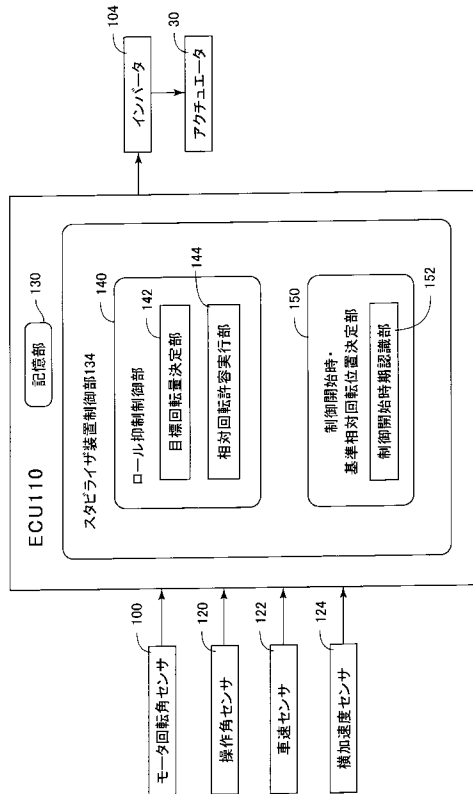
【図 7】



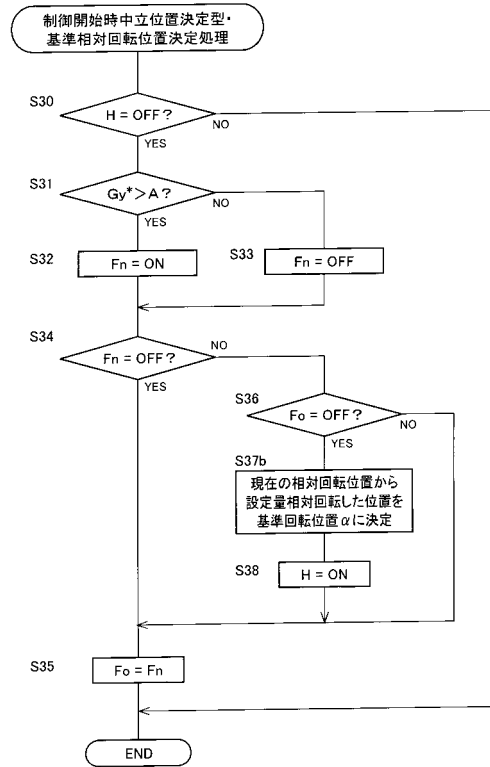
【図 8】



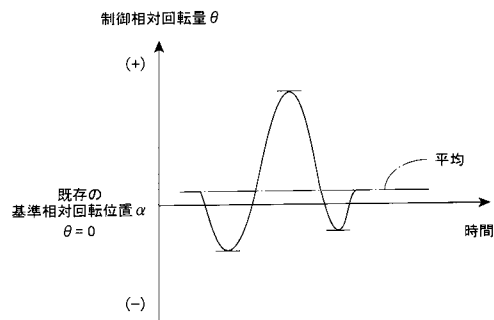
【図 9】



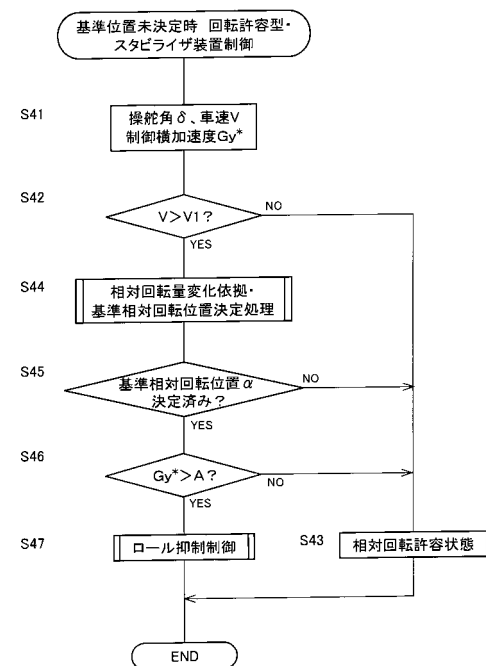
【図 10】



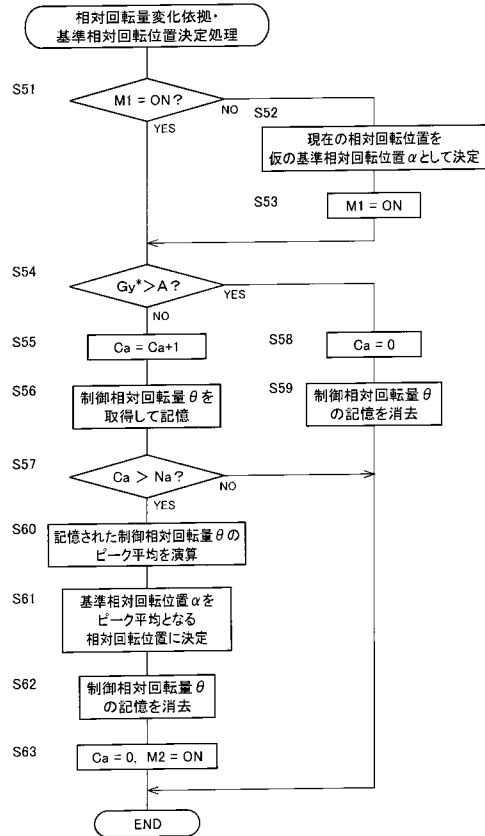
【図 11】



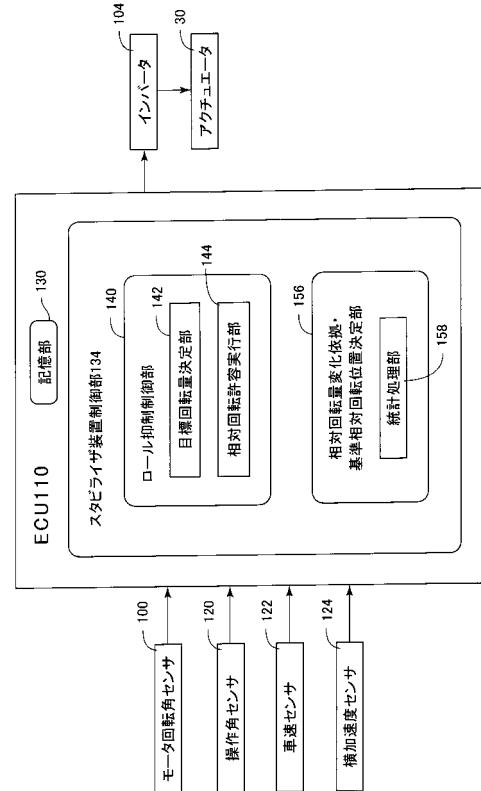
【図 12】



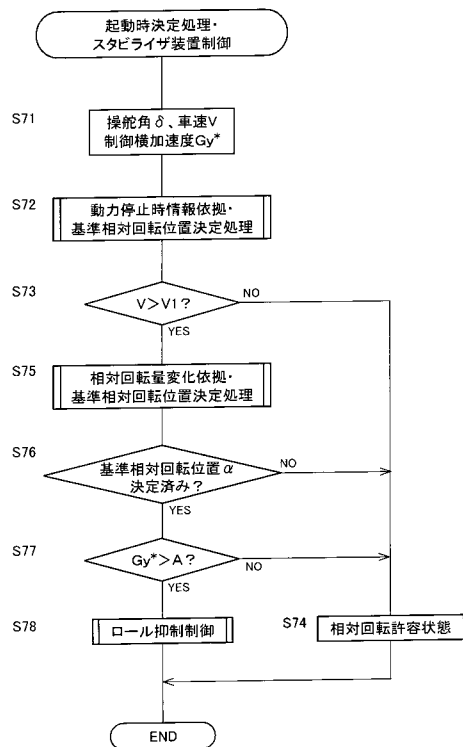
【図 13】



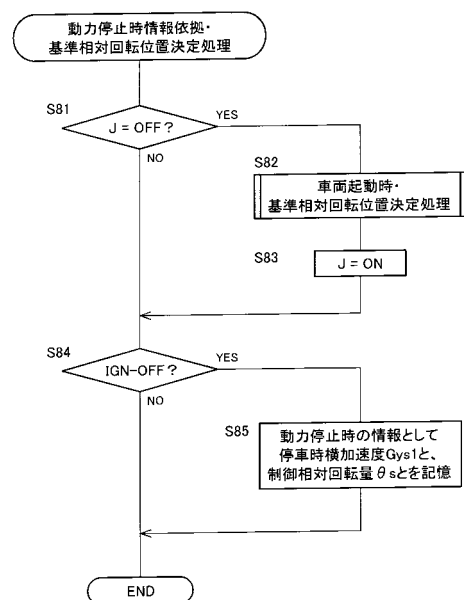
【図 14】



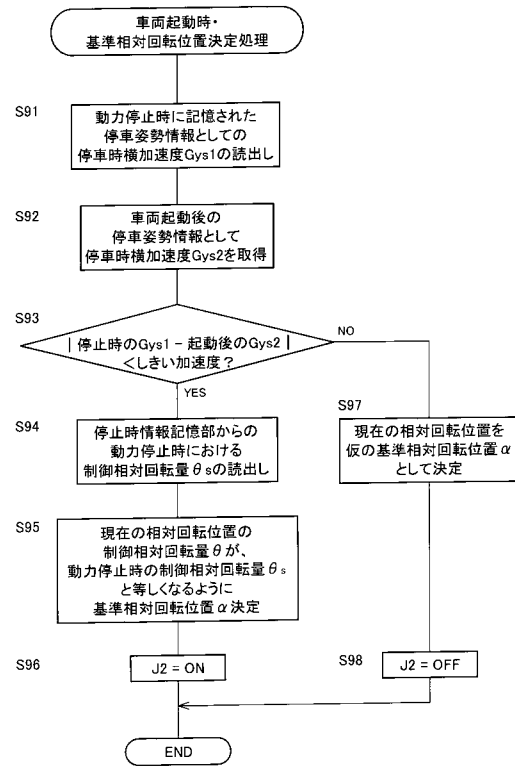
【図 15】



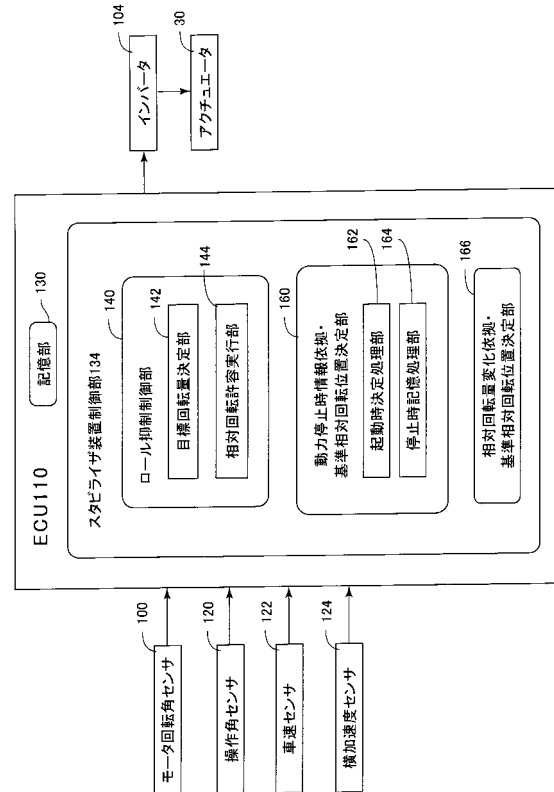
【図 16】



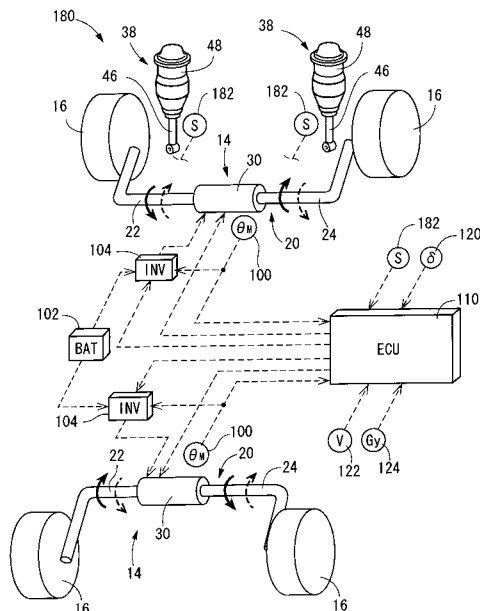
【図 17】



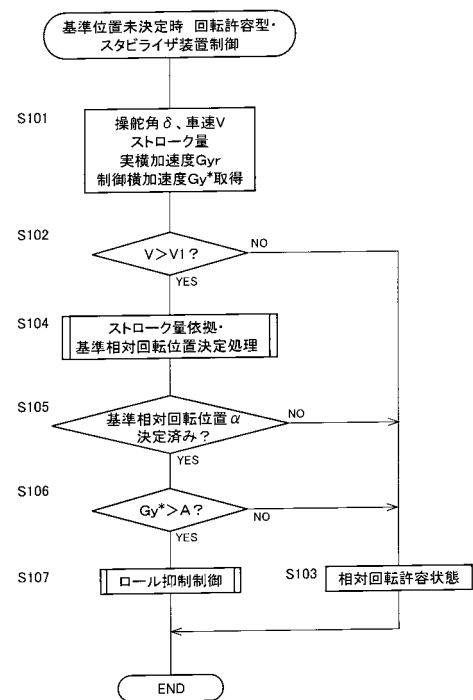
【図 18】



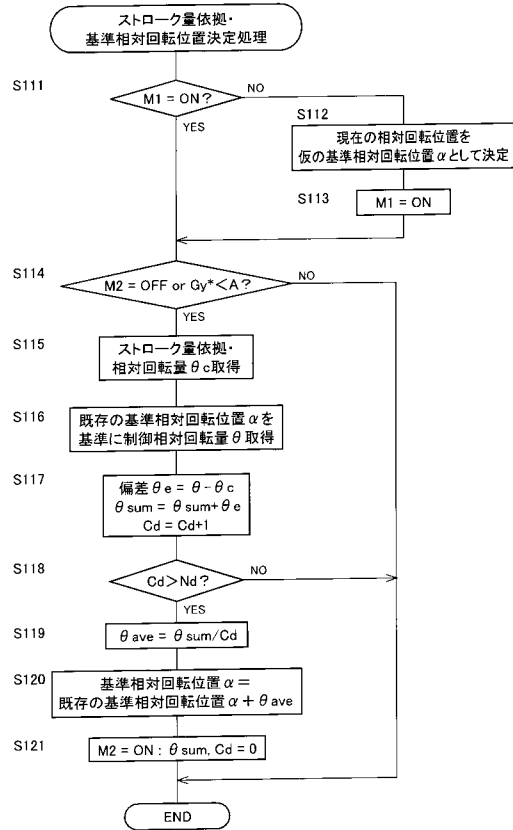
【図 19】



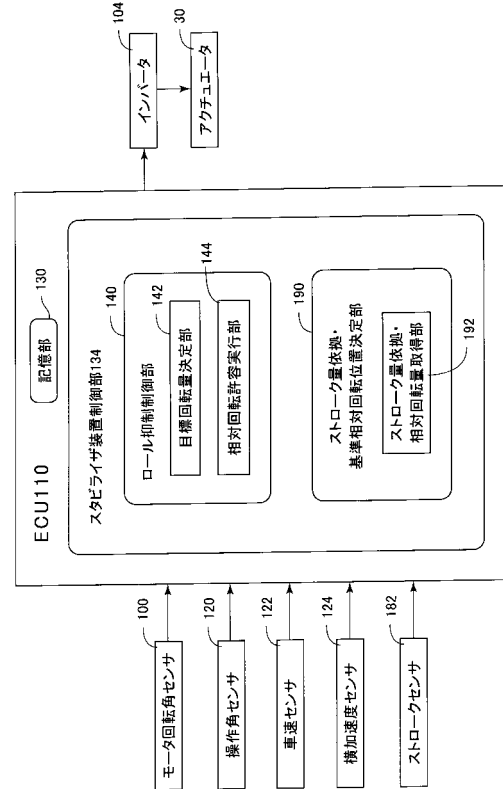
【図 20】



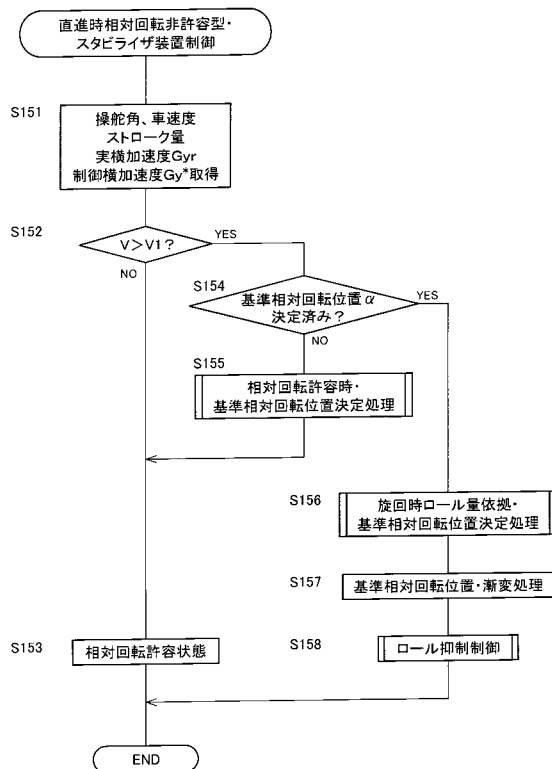
【図 2 1】



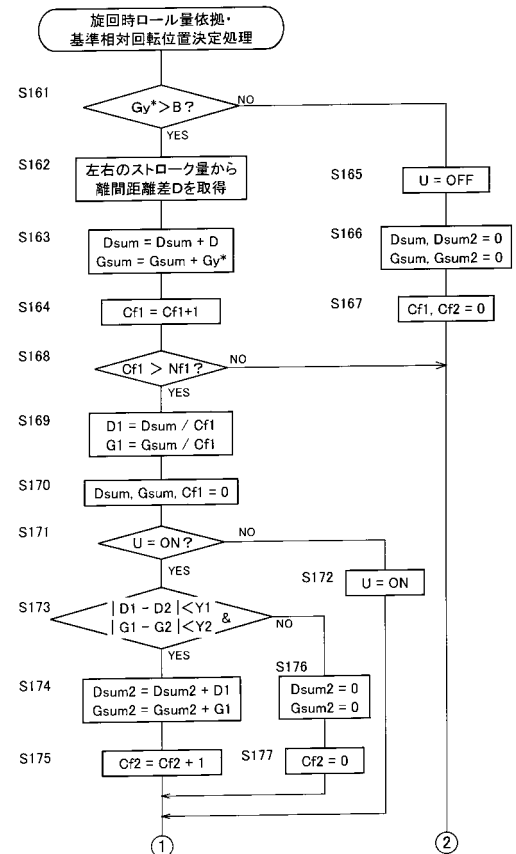
【図 2 2】



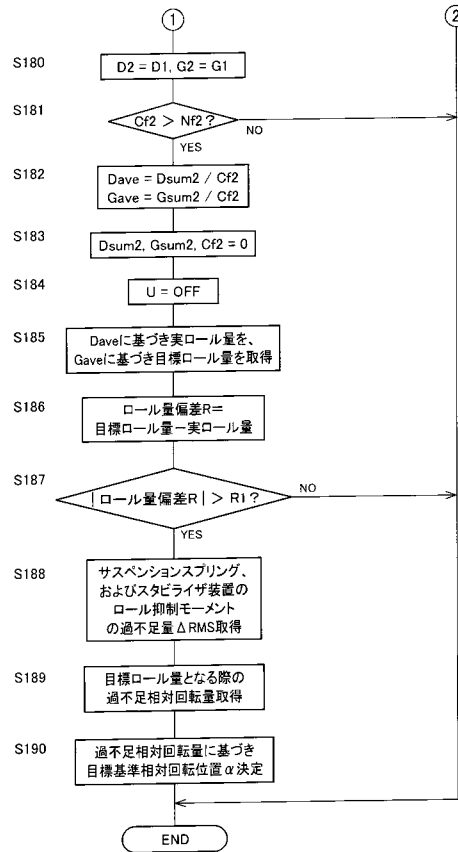
【図 2 3】



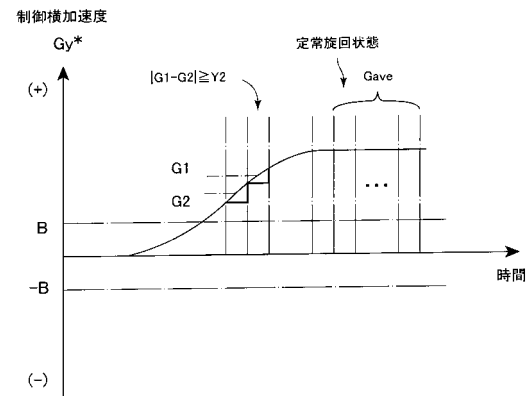
【図 2 4】



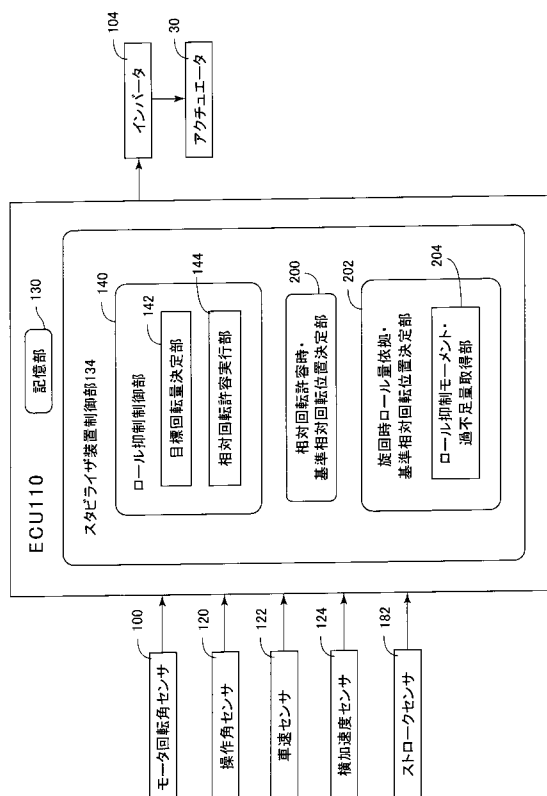
【図 25】



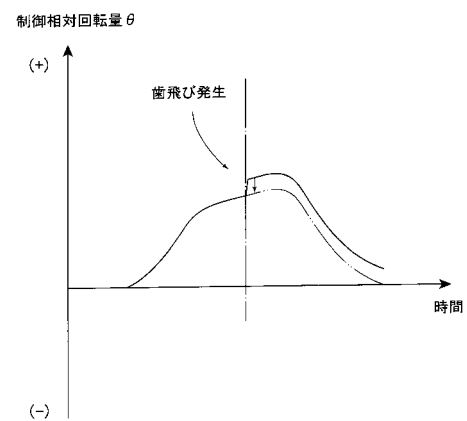
【図 26】



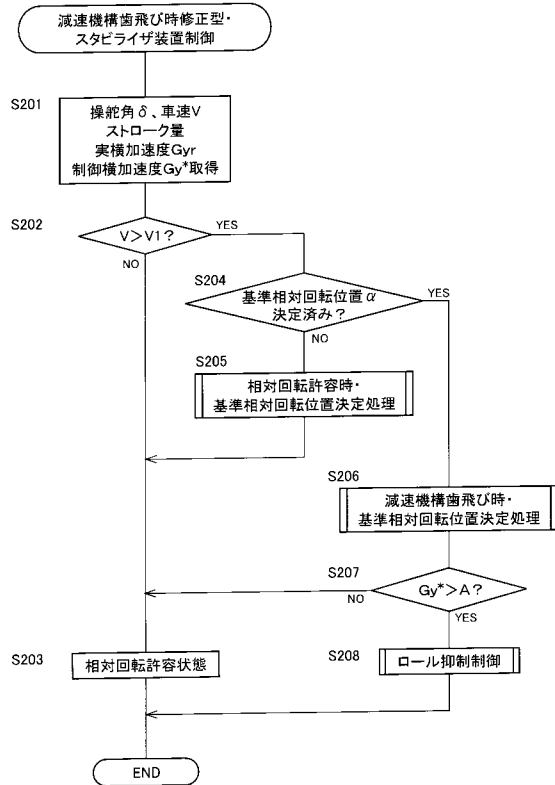
【図 27】



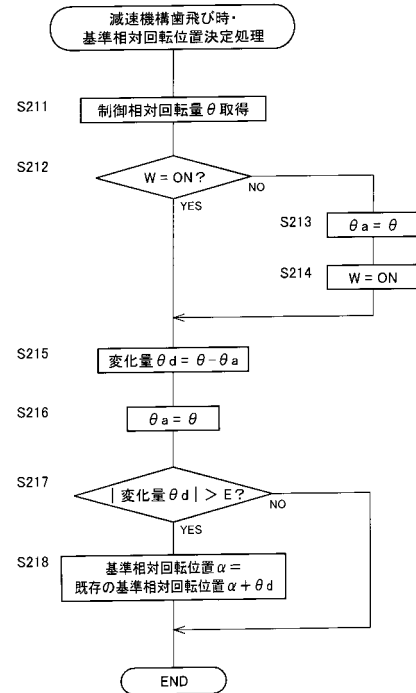
【図 28】



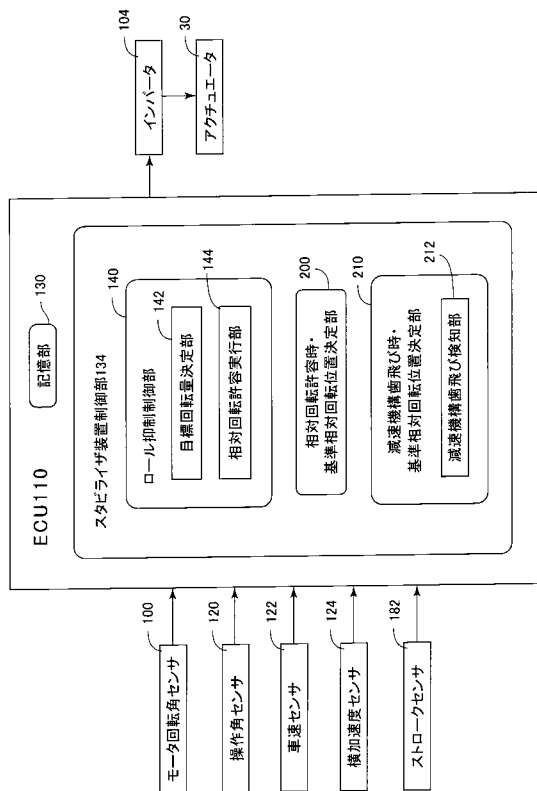
【図 29】



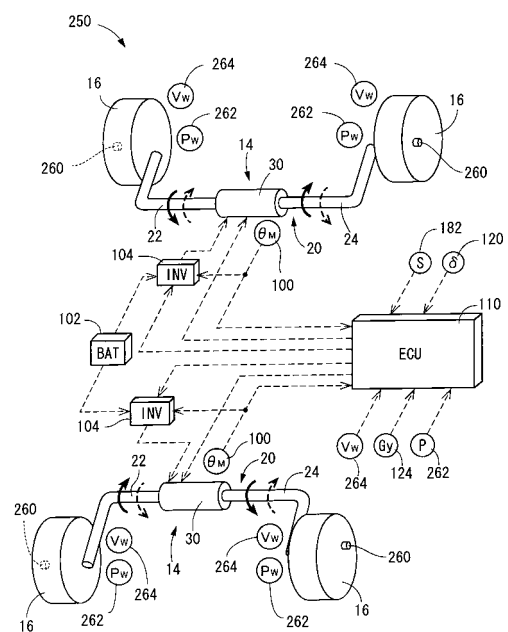
【図 30】



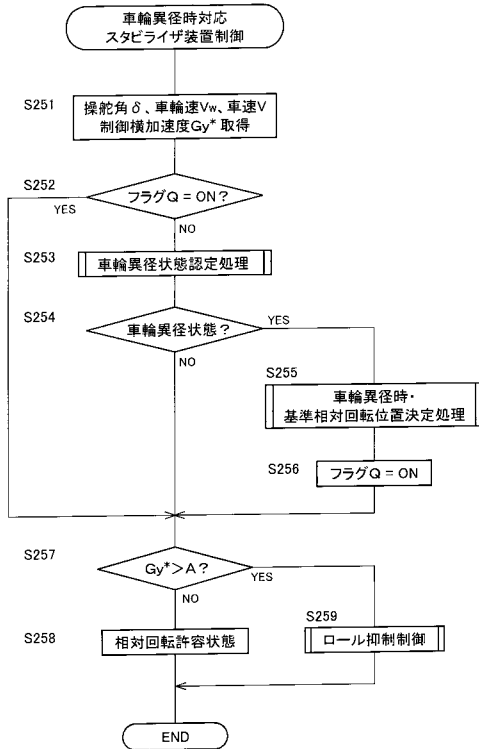
【図 31】



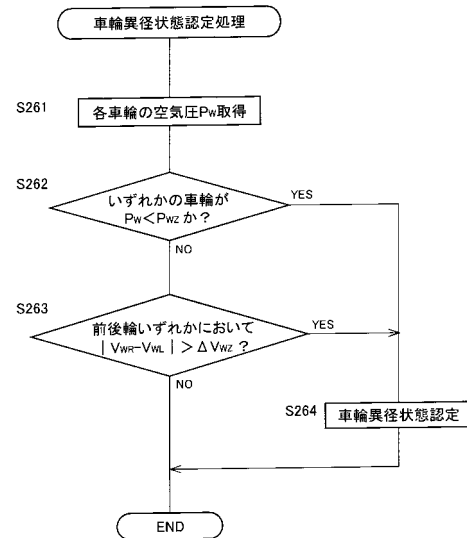
【図 32】



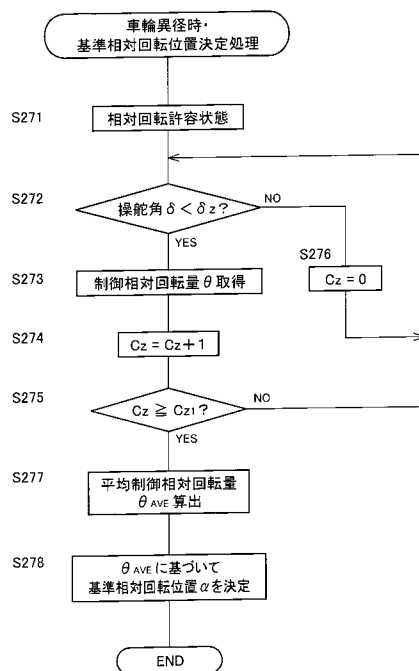
【図 3 3】



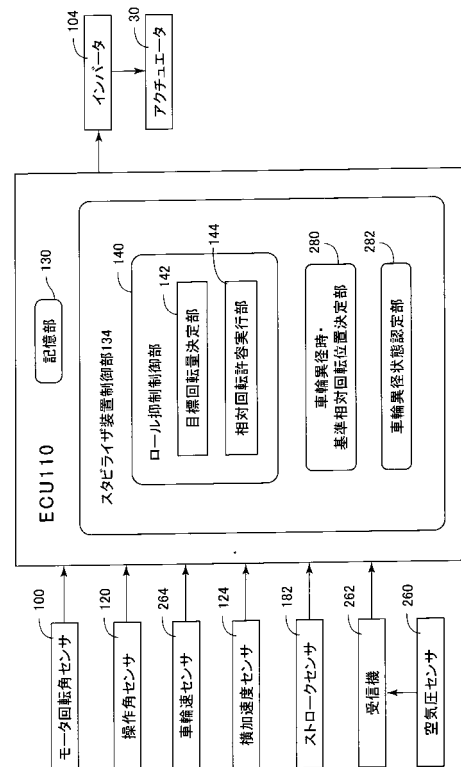
【図 3 4】



【図 3 5】



【図 3 6】



フロントページの続き

審査官 本庄 亮太郎

(56)参考文献 特開 2 0 0 5 - 1 4 5 3 6 0 (J P , A)
特開 2 0 0 6 - 1 8 8 0 8 0 (J P , A)
特開平 1 - 2 5 7 6 1 4 (J P , A)

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)
B 6 0 G 1 7 / 0 1 5
B 6 0 G 2 1 / 0 5 5