

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) **公開特許公報(A)**

(11)特許出願公開番号

特開2010-143397

(P2010-143397A)

(43) 公開日 平成22年7月1日(2010.7.1)

(51) Int.Cl.

B60G 17/00 (2006.01)

B6OG 17/018 (2006.01)

F 1

B 6 0 G 17/00

B 6 O G 17/018

テーマコード (参考)

3 D 3 0 1

審査請求 未請求 請求項の数 9 O.L. (全 16 頁)

(21) 出願番号 特願2008-322616 (P2008-322616)

(22) 出願日 平成20年12月18日 (2008.12.18)

(71) 出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(74) 代理人 100066980

弁理士 森 哲也

(74) 代理人 100075579

弁理士 内藤 嘉昭

(74) 代理人 100103850

弁理士 田中 秀▲てつ▼

(74) 代理人 100116012

弁理士 宮坂 徹

(72) 発明者 鈴木 卓馬

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内

[最終頁に続く](#)

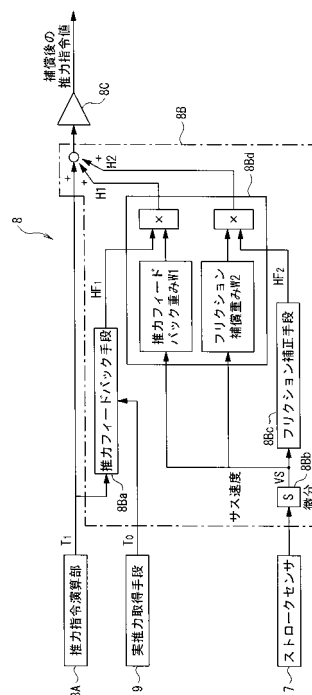
(54) 【発明の名称】 車両用サスペンション装置、電動モータの制御方法、及びアクチュエータ制御装置

(57) 【要約】

【課題】電動モータによる発生推力をより推力指令値に近い状態に制御可能とする。

【解決手段】電動モータが発生する推力で車輪 2 の上下位置を規制する。その際に、推力指令値 T_1 と実推力 T_0 との偏差に応じたフィードバック補償量 H_F1 とフリクション補償量 H_F2 との 2 つの補償量で、上記電動モータへの推力指令値 T_1 を補償する。このとき、上記推力指令値 T_1 に対する上記 2 つの補償量を、サスペンションの上下ストローク速度 V_S に応じて変更する。

【選択図】 図3



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

電動モータの推力によって、軸方向変位であるストロークを発生する電動アクチュエータにより、車輪を車体に対して車両上下方向に変位させる車両用サスペンション装置であって、

上記ストロークの速度を検出するストローク速度検出手段と、

電動モータが発生している実推力を検出若しくは推定して取得する実推力取得手段と、

電動モータへの推力指令値と上記実推力取得手段が取得した実推力との偏差である推力偏差に応じたフィードバック補償量を求める推力フィードバック取得手段と、

上記ストローク方向に基づきサスペンション装置で発生するフリクション分のフリクション補償量を求めるフリクション補償量取得手段と、

電動モータへの上記推力指令値を、上記フィードバック補償量及びフリクション補償量で補償する補償手段と、

補償手段による補償後の推力指令値を上記電動モータに出力する制御量出力手段と、を備え、

上記補償手段は、上記ストロークの速度に応じて、上記フィードバック補償量及びフリクション補償量の上記推力指令値に対する各補償量を変更することを特徴とする車両用サスペンション装置。

【請求項 2】

上記補償手段は、上記フィードバック補償量及びフリクション補償量に対しそれぞれ重み付けを行い、その各重み付けを上記ストロークの速度に応じて変更することで、上記フィードバック補償量及びフリクション補償量の上記推力指令値に対する補償量の割合を変更することを特徴とする請求項 1 に記載した車両用サスペンション装置。

【請求項 3】

上記補償手段は、上記推力指令値に対する補償量として、ストロークの速度が第 1 速度未満では、フリクション補償量よりもフィードバック補償量の割合を大きくし、上記ストロークの速度が第 1 速度以上では、フィードバック補償量よりもフリクション補償量の割合を大きくすることを特徴とする請求項 2 に記載した車両用サスペンション装置。

【請求項 4】

上記補償手段は、上記推力指令値に対する補償量として、上記ストロークの速度が第 1 速度よりも低速である第 2 速度未満では、上記ストロークの速度が低いほど、フィードバック補償量の割合を減少すると共にフリクション補償量の割合を増加することを特徴とする請求項 3 に記載した車両用サスペンション装置。

【請求項 5】

上記補償手段は、上記ストロークの速度が第 1 速度よりも高速である第 3 速度以上では、上記推力指令値に対する補償量として、上記ストロークの速度が大きいほど、上記フィードバック補償量及びフリクション補償量とともに小さく変更することを特徴とする請求項 3 又は請求項 4 に記載した車両用サスペンション装置。

【請求項 6】

上記ストローク速度検出手段で検出する上記ストロークの速度は、上記電動アクチュエータの軸方向変位の速度、または、上記車輪の上下方向変位の速度であることを特徴とする請求項 1 ～ 請求項 5 のいずれか 1 項に記載した車両用サスペンション装置。

【請求項 7】

電動モータの推力によって、軸方向変位であるストロークを発生する電動アクチュエータにより、車輪を車体に対して車両上下方向に変位させる車両用サスペンション装置における上記電動モータの制御方法であって、

電動モータへの推力指令値と電動モータの実推力との偏差に応じたフィードバック補償量と、上記ストローク方向に基づくフリクション補償量とで、上記電動モータへの推力指令値を補償し、

上記フィードバック補償量とフリクション補償量の上記推力指令値に対する補償量の割

10

20

30

40

50

合を、上記ストロークの速度に応じて変更することを特徴とする電動モータの制御方法。

【請求項 8】

上記ストロークの速度は、上記電動アクチュエータの軸方向変位の速度、または、上記車輪の上下方向変位の速度であることを特徴とする請求項 7 に記載した電動モータの制御方法。

【請求項 9】

電動モータを駆動部として軸方向にストローク可能な電動アクチュエータを力制御するアクチュエータ制御装置であって、

電動アクチュエータのストローク速度を検出する速度検出手段と、

電動アクチュエータで発生している実推力を検出若しくは推定して取得する実推力取得手段と、

電動アクチュエータへの推力指令値と実推力取得手段が取得した実推力との偏差である推力偏差に応じたフィードバック補償量を求める推力フィードバック取得手段と、

電動アクチュエータのストローク方向を判定してフリクション分のフリクション補償量を求めるフリクション補償量取得手段と、

電動アクチュエータへの推力指令値を、上記フィードバック補償量及びフリクション補償量で補償する補償手段と、を備え、

上記補償手段は、上記フィードバック補償量及びフリクション補償量に対しそれぞれ重み付けを行い、その各重み付けを上記ストローク速度に応じて変更することで、上記推力指令値に対する、上記フィードバック補償量とフリクション補償量との補償の割合を変更することを特徴とするアクチュエータ制御装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、電動モータで車輪の上下位置を変位可能な能動型のサスペンション装置、及び、そのようなサスペンション装置に好適な電動アクチュエータの制御の技術に関するものである。

【背景技術】

【0002】

電動回転モータの制御に係る技術として、例えば特許文献 1 に記載の技術がある。この特許文献 1 に記載の技術は、車両用操舵装置に関するものであって、ステアバイワイヤ車両において操舵時のモータフリクションを低減する技術である。そして、特許文献 1 に記載の技術は、ステアリング系の線形モデルを推力発生装置内に持つことで外乱オブザーバーを構成する。そして外乱オブザーバーを使用して操舵フリクションを補償して打ち消す。つまり操舵フリクションを低減することで、スムーズな操舵を実現しようとするものである。

【特許文献 1】特開 2005 - 88610 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0003】

上記従来技術では、外乱オブザーバーにより操舵フリクションを補償している。このため、高周波領域での操舵に対してはフリクションを遅れなく推定することは困難である。

上記従来技術を電動モータでストローク制御する電動サスペンションに適用して、ストロークに伴うフリクション補償を実施した場合、制御時のサスペンションのストローク量や速度の変化の幅が大きく高周波領域も頻繁に利用するため、フリクションの補償が不足するおそれがある。

本発明は、上記のような点に着目してなされたもので、より適切にフリクションを補償可能な構成として、電動モータによる発生推力をより推力指令値に近い状態に制御可能とすることを課題とする。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 0 4 】

上記課題を解決するために、本発明は、電動アクチュエータにより車輪を上下方向に変位させる。その際に、推力指令値と実推力との偏差に応じたフィードバック補償量と電動アクチュエータのフリクションに応じたフリクション補償量との2つの補償量で、上記電動モータへの推力指令値を補償する。このとき、上記推力指令値に対する上記2つの補償量を、例えばサスペンションの上下ストローク速度に応じて変更する。

【 発明の効果 】

【 0 0 0 5 】

本発明によれば、ストローク速度に応じてフィードバック補償量とフリクション補償量の推力指令値に対する補償量を変える構成とする。この結果、電動モータによる発生推力をより推力指令値に近い状態に制御することが可能となる。

【 発明を実施するための最良の形態 】

【 0 0 0 6 】

次に、本発明の実施形態について図面を参照しつつ説明する。

(サスペンション装置)

図1は、本実施形態に係るサスペンション装置を説明する模式図であり、車両前方から見た図である。本実施形態は、ダブルウィッシュボーン式サスペンション形式を例示するものである。

車輪支持部材であるナックル1は、車輪2を回転自在に支持する。サスペンションリンクであるアップアーム3及びロアアーム4は、上記ナックル1を車体5に対し上下揺動可能に連結する。そして、ショックアブソーバが、上記ロアアーム4と車体5との間に介装している。すなわち、ショックアブソーバは、その下端部をロアアーム4に連結すると共に、上端部を車体5に連結する。

【 0 0 0 7 】

本実施形態では、上記ショックアブソーバを直動型の電動アクチュエータ6で構成する。この電動アクチュエータ6は、電気の力を直線方向の力に変換する装置であり、本装置6が発生する力で車体5を持ち上げたり、車輪2を地面に押し付けたりすることが可能となる。電動アクチュエータ6の構造については後述する。

また、ストロークセンサ7は、サスペンションの上下ストロークを検出する。ストロークセンサ7は、サスペンションの上下ストロークとして、上記電動アクチュエータ6のストロークや車輪2の上下ストロークを検出する。また、ロアアーム4などの上下揺動角などからサスペンションの上下ストロークを検出しても良い。ストロークセンサ7は、検出したストローク量をコントローラ8に出力する。

【 0 0 0 8 】

実推力取得手段9は、電動アクチュエータ6で発生している実推力 T_0 を検出若しくは推定して取得する。そして、取得した実推力 T_0 をコントローラ8に出力する。実推力 T_0 を検出して取得する場合には、電動アクチュエータ6が発生する力をロードセルやひずみゲージ等のセンサで直接検出すれば良い。また、実推力 T_0 を推定して取得する場合には、外乱オブザーバ等を用いて、車両の状態量などから電動アクチュエータ6が発生する力を推定すれば良い。なお、実推力取得手段9は、コントローラ8の一部を構成しても良い。

【 0 0 0 9 】

コントローラ8は、発生推力の推力指令値 T_1 を演算し、推力指令値 T_1 を電力値の状態電動アクチュエータ6の駆動部(電動モータ)に出力する。推力指令値 T_1 の演算は、車両の状態量、サスペンションの上下ストロークや発生推力に基づき算出する。コントローラ8の処理については後述する。

なお、図2に示すように、ショックアブソーバと共に、車両重量を支えるサスペンションスプリング23を設けていても良いし、サスペンションスプリング23は無くても良い。

【 0 0 1 0 】

10

20

30

40

50

(電動アクチュエータ 6)

次に、本実施形態における電動アクチュエータ 6 の構造について、図 2 を参照して説明する。

本実施形態では、駆動部である電動モータとしてリニアモータ 1 2 を採用した例である。

本電動アクチュエータ 6 は、図 2 に示すように、内筒 1 0、外筒 1 1、及びリニアモータ 1 2 を備える。外筒 1 1 は、例えば断面円形をした有底の筒体である。外筒 1 1 は、開放端部を下側に向けて配置してある。その外筒 1 1 内に内筒 1 0 の一部を進退可能に挿入する。内筒 1 0 の断面形状は、上記外筒 1 1 の内径面と同じ断面形状となっており、例えば断面円形となっている。

10

【 0 0 1 1 】

上記内筒 1 0 内の空間内にピストン 1 3 を収納する。ピストン 1 3 は、内筒 1 0 内を上下 2 室に区画すると共に、内筒 1 0 内を上下にストローク可能となっている。ピストンロッド 1 4 の下端部が、上記ピストン 1 3 に連結する。そのピストンロッド 1 4 は、上方に延在し、内筒 1 0 の上端部を貫通している。ピストンロッド 1 4 の上端部は上記外筒 1 1 の上端部に固定する。符号 1 5 はダンパゴムを表している。ダンパゴム 1 5 は、内筒 1 0 が上死点までストロークした際の衝突を緩和する役割を持つ。

【 0 0 1 2 】

上記外筒 1 1 の開口端部側（下側）の内径面には、円環状のガイド 1 6 を同軸に固定する。このガイド 1 6 の内径面は、内筒 1 0 の外径面に摺接する。また、内筒 1 0 における外筒 1 1 有底側（上側）の端部にも、円環状のガイド 1 7 を同軸に固定する。このガイド 1 7 の外径面は、外筒 1 1 の内径面に摺接する。上記 2 つのガイド 1 6、1 7 は滑り軸受で構成する。この 2 つのガイド 1 6、1 7 によって、内筒 1 0 と外筒 1 1 とは、互いに、軸方向へストローク可能（相対移動可能）に支持した状態となっている。すなわち、内筒 1 0 は、外筒 1 1 に対し、相対的に軸方向に沿って直動可能となっている。

20

【 0 0 1 3 】

上記リニアモータ 1 2 は、リング状の複数の永久磁石 1 2 a と、複数のコイル 1 2 b とが対向配置することで、構成する。

すなわち、上記複数の永久磁石 1 2 a を、内筒 1 0 の外径面に同軸に固定する。その複数の永久磁石 1 2 a は、内筒 1 0 の軸に沿って配列する。また、複数のコイル 1 2 b を、外筒 1 1 の内径面に固定する。その複数のコイル 1 2 b を、外筒 1 1 の軸に沿って配列する。なお、各コイル 1 2 b は鉄心を有する。そして、上記コイル 1 2 b に対し、供給電流（励磁電流）や供給電圧を推力指令値として供給する。これによって、電動アクチュエータ 6 は、軸方向に推力を発生する。本実施形態では、供給電圧を推力指令値とする。

30

【 0 0 1 4 】

そして、上記外筒 1 1 の有底側端部 1 1 a（上端部）を車体 5 に固定する。また、内筒 1 0 の下端部に取付けブラケット 1 9 を設ける。取付けブラケット 1 9 は、ロアアーム 4 に連結する。

ここで、内筒 1 0 内に粘性流体（油）を収容することで、機械的なダンパー機能を有していてもよい。また、上記滑り軸受からなるガイド 1 6、1 7 は、上記粘性流体が漏れることを防止したり、永久磁石 1 2 a に砂等が付着することを防止したりするシール機能の役割もある。

40

【 0 0 1 5 】

上記外筒 1 1 の上端部と車体 5 との間に、上側スプリングシート 2 0 が介挿する。図 2 の構造では、外筒の上端部をボルト 1 1 a によって構成する。そのボルト 1 1 a によって、外筒 1 1 の上端部を上側スプリングシート 2 0 の中央部に固定する。上側スプリングシート 2 0 は、ボルト 2 1 によって車体 5 と連結する。また、内筒 1 0 に下側スプリングシート 2 2 を固定する。そして、上下で対向する上側スプリングシート 2 0 と下側スプリングシート 2 2 の間にサスペンションスプリング 2 3 を設ける。サスペンションスプリング 2 3 は、車両の重量を支える。

50

【 0 0 1 6 】

ここで、電動アクチュエータ 6 が発生する軸方向の力によって常に保持していれば、サスペンションスプリング 2 3 は、必ずしも必要では無い。また、上記内筒 1 0 内には必ずしも粘性流体（油）を設ける必要はない。また、電動モータであるリニアガイドの構成は、外筒 1 1 側に永久磁石 1 2 a を設け、内筒 1 0 側にコイル 1 2 b を設ける構造としても良い。

【 0 0 1 7 】

次に、コントローラ 8 の処理について説明する。

コントローラ 8 は、図 3 に示すように、推力指令演算部 8 A、推力補償部 8 B、及び供給電力調整部 8 C を備える。

10

推力指令演算部 8 A は、車両挙動を検出するセンサからの信号に基づき、車両の挙動を所定の状態に制御するためにアクチュエータで発生させる推力に応じた推力指令値 T 1 を演算する。演算した推力指令値 T 1 は、供給電力調整部 8 C 及び推力補償部 8 B に出力する。

【 0 0 1 8 】

推力補償部 8 B は、推力フィードバック手段 8 B a、ストローク速度演算手段 8 B b、フリクション補正手段 8 B c、及び補償量配分調整手段 8 B d を備える。

推力フィードバック手段 8 B a は、まず、推力指令値 T 1 と実際の推力である実推力 T 0 とを入力する。次に、推力指令値 T 1 と実推力 T 0 との差分である推力偏差 Δ T をフィードバック補償量 H F 1 として求める。そして、フィードバック補償量 H F 1 を補償量配分調整手段 8 B d に出力する。

20

$$\Delta T = K \cdot (T 1 - T 0)$$

但し、K はゲインである。

また、ストローク速度演算手段 8 B b は、ストロークを微分することでストローク速度 V S を演算し、演算したストローク速度 V S を補償量配分調整手段 8 B d 及びフリクション補正手段 8 B c に出力する。

【 0 0 1 9 】

ここで上記説明では、ストローク速度 V S をストロークの微分から演算している。ストローク速度 V S を推定するなんらかの手段（カルマンフィルタ等）を備えていれば、サスペンションストロークを必ずしも計測する必要はない。

30

フリクション補正手段 8 B c は、サスペンションの上下ストローク方向を判断し、その分のフリクションであるフリクション補償量 H F 2 を求める。求めたフリクション補償量 H F 2 は補償量配分調整手段 8 B d に出力する。

【 0 0 2 0 】

上記フリクション補償手段の処理を、図 4 を参照して説明する。

この処理は、所定のサンプリング周期で実施する。

まずステップ S 1 0 にて、ストローク速度 V S が超極低速域か否かを判定する。ストローク速度 V S が超極低速である場合には、ステップ S 5 0 に移行してフリクション補償量 H F 2 をゼロとして復帰する。ストローク速度 V S が超極低速でない場合にはステップ S 3 0 に移行する。超極低速域とは、センサの感度に応じストローク方向の判断が困難と考えられるほど速度が遅い場合である。

40

【 0 0 2 1 】

すなわち、ステップ S 1 0 では、ストローク速度 V S の不感帯を設け、超極低速での誤判断を防止する。なお、ステップ S 1 0 を省略しても良い。

ステップ S 3 0 では、サスペンションの上下ストローク方向を算出する。ストローク方向の算出は、例えば次のように実施する。

過去 N サンプリング前のデータ中に略ゼロが存在せず、且つ複数回以上（例えば 6 回）同符号が連続しているか否かの判断を行う。上記判断に該当する場合には、ステップ S 4 0 に移行する。上記判断に該当しない場合にはステップ S 5 0 に移行する。

【 0 0 2 2 】

50

ステップ S 4 0 では、下記式のように、ストロークの速度方向（符号）、すなわちストロークの方向に応じてフリクション補償量 H F 2 を算出する。

$$\text{フリクション補償量 H F 2} = \text{F fric} \times \text{Sign}(\text{ストローク速度 V S})$$

F fric は、サスペンションストロークの際において発生するフリクション定数である。Sign (ストローク速度 V S) は符号関数であり、ストローク速度 V S の符号によって「+」若しくは「-」となる。

また、ステップ S 5 0 では、ストローク速度 V S はゼロであると判断し、フリクション補償量 H F 2 をゼロとする。

【 0 0 2 3 】

次に、補償量配分調整手段 8 B d について、図 5 を参照しつつ説明する。

10

まず、ストローク速度 V S に基づき推力フィードバック重み W 1 と、フリクション補償重み W 2 とを求める。

本実施形態では、推力フィードバック重み W 1、及びフリクション補償重み W 2 を、図 6 に示すように、ストローク速度 V S によって変更する。ここで、推力フィードバック重み W 1、及びフリクション補償重み W 2 の和を、下記のように設定する。

$$W 1 + W 2 = 1$$

すなわち、ストローク速度 V S が第 1 速度 V 1 未満の場合には、推力フィードバック重み W 1 がフリクション補償重み W 2 よりも大きい。また、ストローク速度 V S が第 1 速度 V 1 以上の場合には、フリクション補償重み W 2 が推力フィードバック重み W 1 よりも大きくなるように設定している。

20

【 0 0 2 4 】

図 6 では、上記第 1 速度 V 1 よりも小さな速度 V 1 2 以下では、推力フィードバック重み W 1 を「1」とすると共に、フリクション補償重み W 2 を「0」とする。また、第 1 速度 V 1 よりも大きな V 2 3 以上では、推力フィードバック重み W 1 を「0」とすると共に、フリクション補償重み W 2 を「1」とする。そして、速度 V 1 2 から速度 V 2 3 に移行するにつれて、フリクション補償重み W 2 を増加すると共に、推力フィードバック重み W 1 を減少させている。速度 V 1 2 は例えば 0 . 0 5 m / 秒に設定する。速度 V 2 3 は、例えば 1 . 5 m / 秒に設定する。

【 0 0 2 5 】

すなわち図 6 では、補償量について、速度 V 1 2 以下では、推力に基づくフィードバック補償量 H F 1 に切り換え、速度 V 2 3 では、フリクション補償量 H F 2 に切り換える。また、第 1 速度 V 1 を挟んだ、速度 V 1 2 ~ 速度 V 2 3 の間では、速度が増えるにつれて、フィードバック補償量 H F 1 を減少させつつ、フリクション補償量 H F 2 を増加するように変更する。

30

次に、ステップ S 1 1 0 において、補償フィードバック補償量 H F 1 に対し推力フィードバック重み W 1 で重み付けした第 1 の補償量 H 1 を演算する。

$$\text{第 1 の補償量 H 1} = \text{補償フィードバック補償量 H F 1} \times \text{推力フィードバック重み W 1}$$

また、フィードバック補償量 H F 1 に対しフリクション補償重み W 2 で重み付けした第 2 の補償量 H 2 を演算する。

【 0 0 2 6 】

40

$$\text{第 2 の補償量 H 2} = \text{フリクション補償量 H F 2} \times \text{フリクション補償重み W 2}$$

そして、ステップ S 1 3 0 では、下記式のように、最終的な補償量 H を算出し、その算出した最終的な補償量 H で、推力指令値 T 1 を補償する。

$$\text{最終的な補償量 H} = \text{上記第 1 の補償量 H 1} + \text{第 2 の補償量 H 2}$$

そして、最終的な補償量 H によって、下記式のように、推力指令値 T 1 を補償する。

$$T 1 = T 1 + H$$

そして、供給電力調整部 8 C は、補償後の推力指令値 T 1 を電力値に変換して電動アクチュエータ 6 のリニアモータ 1 2 に出力する。

【 0 0 2 7 】

(動作・作用)

50

基本的な制御動作は、次の通りである。すなわち、コントローラ 8 で、電動アクチュエータ 6 が発生すべき力である推力指令値 T_1 を演算し、その演算した推力指令値 T_1 を電圧に変換して電動アクチュエータ 6 に供給することで、電動アクチュエータ 6 を動作させる。

しかし、これだけでは電動アクチュエータ 6 自身のフリクションや、サスペンション部品の結合部のフリクション等によって、指令通りの力を発生してばね上の振動を抑制したら、車輪 2 の接地性を向上させることはできないおそれがある。

【0028】

これに対し、本実施形態では、ストローク速度 V_S によって、より確からしさが高い補償となるように、推力フィードバック補償量 H_F1 とフリクション補償量 H_F2 の割合を変更している。すなわち、フリクション補償量 H_F2 と推力フィードバック補償量 H_F1 は、サスペンションの上下ストローク速度 V_S に応じて、適切と考えられる方の補償が主となるように制御が変更する。

そして、最終的な推力の補償量 H について、低速側（ストローク速度 $V_S < V_1$ ）であれば、推力フィードバック重み W_1 が大きいことから、推力フィードバック補償量 H_F1 の割合が大きくなる。一方、ストローク速度 V_S が第 1 速度 V_1 を越えた高速側では、フリクション補償重み（ W_1 ）を高くすることで高速でのストローク方向の推測が可能となる。

【0029】

すなわち、推力フィードバックは低速（ストローク速度 $V_S < V_1$ ）であれば有効に作用する。このため低速での重み（ W_2 ）が多きくする。一方、高速では、推力フィードバックの精度が悪くなる恐れがあり且つ高速でのストローク方向の推測が可能である。このため、高速では、フリクション補償重み（ W_1 ）を高くしている。

図 7 に、その効果を示す。これは、ある高速加振条件で任意の推力を発生させて、その実推力 T_0 と推力指令値 T_1 と比較した結果である。なお、横軸は推力指令値 T_1 、縦軸は実推力 T_0 である。高周波な推力指令を与えた際、電動アクチュエータ 6 の推力発生時に遅れの特性があったり、フリクションが大きかったりした場合、指令に対して実際の推力は大幅に異なる値を示す。この図 7 は、制御指令に従い推力が発生出来ていれば、遅れやフリクションの影響を受けずに推力が発生できていることを意味している。

【0030】

そして、推力フィードバックだけの補償（図 7（a））では、発生推力にヒステリシスが生じている。一方、本実施形態では（図 7（b））、格段にヒステリシスが低減し、高周波の条件においても所望の推力を発生させることが可能となっていることが分かる。すなわち、高周波での制振や接地性を向上することができる。

なお、上述の従来例のような操舵系に比べ、サスペンション装置の場合の方が、フリクションが大きい。そして、ストローク量やストローク速度 V_S に応じてフリクションが変動するため、すべての走行シーンにおいて、単に線形の外乱オブザーバーを適用することは出来ない。

ここで、推力フィードバック手段 8 B a は、推力フィードバック取得手段を構成する。フリクション補正手段 8 B c は、フリクション補償量取得手段を構成する。補償量配分調整手段 8 B d は、補償手段を構成する。供給電力調整部 8 C は、制御量出力手段を構成する。リニアモータ 1 2 は、電動モータを構成する。

【0031】

（本実施形態の効果）

（1）実推力取得手段 9 は、電動モータが発生している実推力 T_0 を検出若しくは推定して取得する。推力フィードバック取得手段は、電動モータへの推力指令値 T_1 と上記実推力取得手段 9 が取得した実推力 T_0 との偏差である推力偏差 ΔT に応じたフィードバック補償量 H_F1 を求める。フリクション補償量取得手段は、上記サスペンションの上下ストローク方向に基づきサスペンション装置で発生するフリクション分のフリクション補償量 H_F2 を求める。補償手段は、上記ストローク速度 V_S に応じて、上記フィードバック補

10

20

30

40

50

償量 $H F 1$ 及びフリクション補償量 $H F 2$ の上記推力指令値 $T 1$ に対する各補償量を変更する。

推力フィードバックとフリクション補償の長所を生かし、主として補償する量を、ストローク速度 $V S$ に応じて、推力フィードバック補償とフリクション補償の各補償量を変更する。これによって、速度依存が高いフリクションを補償し所望の推力を発生することが可能となる。

【 0 0 3 2 】

(2) 補償手段は、上記フィードバック補償量 $H F 1$ 及びフリクション補償量 $H F 2$ に対しそれぞれ重み付けを行う。そして、その各重み付けを上記ストローク速度 $V S$ に応じて変更することで、上記フィードバック補償量 $H F 1$ 及びフリクション補償量 $H F 2$ の上記推力指令値 $T 1$ に対する補償量の割合を変更する。

これによって、確実に、主として補償する量を、推力フィードバック補償とフリクション補償とのいずれかに切り替えることが出来るようになる。

【 0 0 3 3 】

(3) 補償手段は、上記推力指令値 $T 1$ に対する補償量として、ストローク速度 $V S$ が第 1 速度 $V 1$ 未満では、フリクション補償量 $H F 2$ よりもフィードバック補償量 $H F 1$ の割合を大きくする。また、補償手段は、上記ストローク速度 $V S$ が第 1 速度 $V 1$ 以上では、フィードバック補償量 $H F 1$ よりもフリクション補償量 $H F 2$ の割合を大きくする。

ストローク速度 $V S$ が比較的に低くサスペンション特性をひとつの線形近似モデルで表現可能な領域においては、フリクション相当を補償することで、所望の推力を任意に発生することが可能となる。さらにストローク速度 $V S$ が比較的に高く低速領域で線形近似したモデルとの差異が大きくなってしまふような領域においては、フィードバック補償量 $H F 1$ で主として補償することで、所望の推力を任意に発生することが可能となる。

この結果、低周波から高周波の振動領域までも電動モータにより制振効果を発揮することが可能となる。

【 0 0 3 4 】

(4) 電動モータを駆動部として軸方向にストローク可能な電動アクチュエータ 6 によって、車体 5 に対する車輪 2 の上下方向位置を規制する。

これによって、サスペンションの上下ストロークを、電動アクチュエータ 6 のストローク得によって直接規制することが可能となる。

【 0 0 3 5 】

(5) 電動モータを駆動部として軸方向にストローク可能な電動アクチュエータ 6 を力制御するアクチュエータ制御装置である。補償手段は、フィードバック補償量 $H F 1$ 及びフリクション補償量 $H F 2$ に対しそれぞれ重み付けを行い、その各重み付けを上記ストローク速度 $V S$ に応じて変更することで、上記推力指令値 $T 1$ に対する、上記フィードバック補償量 $H F 1$ とフリクション補償量 $H F 2$ との補償の割合を変更する。

推力フィードバックとフリクション補償の長所を生かし、主として補償する量を、ストローク速度 $V S$ に応じて、推力フィードバック補償とフリクション補償を切り替えることが可能となる。これによって、速度依存が高いフリクションを補償し所望の推力を発生することが可能となる。

【 0 0 3 6 】

(変形例)

(1) 上記実施形態では、電動モータとしてリニアモータ 1 2 を使用した直動型の電動アクチュエータ 6 を例示した。電動アクチュエータ 6 としては、次のような電動アクチュエータ 6 であっても良い。

すなわち、図 8 に示すように、電動モータが電動回転モータからなる直動型の電動アクチュエータ 6 であっても良い。

この場合には、回転モータ 6 a でボールねじ機構 6 b のねじ軸を軸回転させることで、回転運動を直進運動に変換するアクチュエータである。すなわち、電動アクチュエータ 6 は、回転式の電動モータ 6 a と、回転運動を直線運動に変換するボールねじ機構 6 b とか

10

20

30

40

50

らなる。そして、電動アクチュエータ 6 の上端部を車体 5 に連結する。また電動アクチュエータ 6 の下端部をロアアーム 4 に連結する。そして、回転モータ 6 a が発生する力により、ボールねじ機構 6 b が伸縮する。この結果、回転モータ 6 a が発生する回転力を車輪 2 上下方向の力に変換することで、ばね上の乗心地や車輪 2 接地性を自在に制御することが可能となる。

【 0 0 3 7 】

(2) 電動アクチュエータ 6 のサスペンション側端部は、ロアアーム 4 に連結しなくても良い。電動アクチュエータ 6 のサスペンション側端部を、アップアーム 3 やナックル 1 などに連結しても良い。

(3) サスペンション装置の基本とするサスペンション形式は、ウィッシュボーン形式に限定しない。他の形式のサスペンション形式であって良い。

【 0 0 3 8 】

(第 2 実施形態)

次に、第 2 実施形態について図面を参照しつつ説明する。なお、第 1 実施形態と同様な装置などについて同一の符号を付して説明する。

本実施形態の基本構成は、上記第 1 実施形態と同様である。

但し、補償量配分調整手段 8 B d における、ストローク速度 V_S に基づく、推力フィードバック重み W_1 と、フリクション補償重み W_2 との割合の変更の設定が若干、異なる。

すなわち、本実施形態では、推力フィードバック重み W_1 とフリクション補償重み W_2 とを、図 9 に示す重み付け特性としたものである。

第 1 実施形態での重み付け特性の差異は、極低速の条件においては推力フィードバックの重みを下げると共に、フリクション補償の重みを上げている。すなわち、第 1 速度 V_1 よりも低速の第 2 速度 V_2 より小さい場合には、フリクション補償重み W_2 の方を大きくする。

その他の構成は、上記実施形態と同様である。

【 0 0 3 9 】

(動作・作用)

推力フィードバックは、実際にロードセルなどの力を直接計測できるセンサによって実推力 T_0 が明らかとなればまだ問題はない。しかし、実際の車両の動き (ばね上 G やストローク速度 V_S など) の情報から発生する実推力 T_0 を推測する場合には、次の課題がある。すなわち、推定した実推力 T_0 を補償する外乱オブザーバーを用いた場合、ストローク速度 V_S が極低速の条件で電動アクチュエータ 6 が発生する実推力 T_0 を推定するのは困難である。すなわち、極低速では、外乱オブザーバーの誤差が大きくなるため、所望の推力となるように制御することが困難となるおそれがある。そこで、極低速ではサスペンションのストローク速度 V_S によって方向を判断するフリクション補償で補償する方が有効となるので、フリクション補償重み W_2 の方を大きくする。

すなわち、2つの周波数 (ローパス、ハイパス) で2つの信号を分離すると、信号の遅れや信号にノイズが乗る。これに鑑み、信号の遅れや信号にノイズが乗りやすいストローク速度 V_S については、フィードバック補償量 $H_F 1$ を抑え、主としてフリクション補償量 $H_F 2$ で対応する。

【 0 0 4 0 】

(第 2 実施形態の効果)

(1) 補償手段は、上記推力指令値 T_1 に対する補償量として、上記ストローク速度 V_S が第 1 速度 V_1 よりも低速である第 2 速度 V_2 未満では、上記ストローク速度 V_S が低いほど、フィードバック補償量 $H_F 1$ の割合を減少すると共にフリクション補償量 $H_F 2$ の割合を増加する。

実推力 T_0 を外乱オブザーバーで推測した場合には、極低速では外乱オブザーバーの誤差が大きくなる。このため、極低速では、フリクション補償量 $H_F 2$ の割合を増加する。

これにより、上屋の上下挙動が少なくばね上の加速度や、サスペンションのストロークが緩やかに変化するような状況に対しても、所望の推力を発生することが可能となる。

【 0 0 4 1 】

(第 3 実施形態)

装置などについて同一の符号を付して説明する。

本実施形態の基本構成は、上記第 1 及び第 2 実施形態と同様である。

但し、補償量配分調整手段 8 B d における、ストローク速度 V_S に基づく推力フィードバック重み W_1 とフリクション補償重み W_2 との割合との変更が異なる。

すなわち、本実施形態では、推力フィード重み W_1 及びフリクション補償重み W_2 を、図 10 に示す重み付け特性としたものである。

上記第 2 実施形態の重み付け特性との差異は、第 1 速度 V_1 よりも大きな速度である V_3 以上の超高速の条件においては、フリクション補償重み W_2 を速度が大きくなるほど小さく設定する。

10

その他の構成は、上記各実施形態と同様である。

【 0 0 4 2 】

(動作・作用)

フリクション補償は、サスペンションのストローク速度 V_S によって、その方向を判断し、フリクション相当を指令値に対し行う補償である。このフリクション補償は、サスペンションが高速で動き、その方向が刻々と変化する条件においては、ストローク方向の誤判定が発生しやすい。特に、インパルス的な入力が入った場合は、誤判定を招きやすい。このため、超高速の条件では推力フィードバックおよびフリクションの補償は行わないこととする。

20

【 0 0 4 3 】

(本実施形態の効果)

(1) 補償手段は、ストローク速度 V_S が第 1 速度 V_1 よりも高速である第 3 速度 V_3 以上では、上記推力指令値 T_1 に対する補償量として、上記ストローク速度 V_S が大きいほど、上記フィードバック補償量 $H_F 1$ 及びフリクション補償量 $H_F 2$ をともに小さく変更する。

フリクション補償すらも追従できないような超高速でストロークするような状況においては、補償量自体を小さくすることで、推力の誤差を小さく抑える。

【 0 0 4 4 】

(第 4 実施形態)

30

次に、第 4 実施形態について図面を参照しつつ説明する。なお、上記各実施形態と同様な構成については同一の符号を付して説明する。

本実施形態は、ストラット形式のサスペンション装置に適用した場合の例である。

ナックル 1 の上端部と車体 5 との間にストラットを配置する。また、ナックル 1 を、ロアアーム 4 によって、上下揺動可能に車体 5 へ連結する。

そして、本実施形態では、ロアアーム 4 の車体 5 側端部を、回転式の電動モータを介して接続する。この電動モータは、ロアアーム 4 の軸に直行する略車両前後方向の軸周りに回転する。その回転力によって、ロアアーム 4 を車体 5 との連結部周りに回転させる構造とすることで、車輪 2 の上下位置を規制可能となっている。

【 0 0 4 5 】

40

回転モータ P 7 が力を発生すると、ロアアーム 4 によりナックル 1、さらには車輪 2 を上下方向にストロークさせることができる。また、回転モータが発生する力によって、制振性を高めたり、車輪 2 の接地性を向上させることが可能となる。また、回転モータが発生する力が、車輪 2 を上下させるのに必要な力が弱い場合は、ギヤを介して力 (トルク) を増幅させることで所望の性能を発揮させればよい。

その他の構成は、上記各実施形態と同様であり、同様な作用効果を奏する。

【 0 0 4 6 】

(本実施形態の効果)

(1) 直動型の電動アクチュエータ 6 の代わりに回転式の電動モータで、サスペンションリンクを上下に揺動させる。

50

これによって、ショックアブソーバに直動型の電動アクチュエータ 6 を使用する必要が無い。

【図面の簡単な説明】

【0047】

【図 1】本発明に基づく第 1 実施形態に係るサスペンション装置の構成を説明する模式図である。

【図 2】本発明に基づく第 1 実施形態に係るショックアブソーバとしての電動アクチュエータの構成を説明する図である。

【図 3】本発明に基づく第 1 実施形態に係るコントローラの処理を説明する図である。

【図 4】フリクション補償手段の処理を説明する図である。

10

【図 5】補償量配分調整手段の処理を説明する図である。

【図 6】本発明に基づく第 1 実施形態に係るストローク速度に対する重みの関係を示す図である。

【図 7】本発明に基づく第 1 実施形態に係る作用を説明する図である。

【図 8】本発明に基づく第 1 実施形態に係る別のサスペンション装置の構成を説明する模式図である。

【図 9】本発明に基づく第 2 実施形態に係るストローク速度に対する重みの関係を示す図である。

【図 10】本発明に基づく第 2 実施形態に係るストローク速度に対する重みの関係を示す図である。

20

【図 11】本発明に基づく第 4 実施形態に係るサスペンション装置の構成を説明する模式図である。

【符号の説明】

【0048】

- 1 ナックル
- 2 車輪
- 3 アッパアーム
- 4 ロアアーム
- 5 車体
- 6 電動アクチュエータ
- 7 ストロークセンサ（ストローク速度検出手段）
- 8 コントローラ
- 8 A 推力指令演算部
- 8 B 推力補償部
- 8 B a 推力フィードバック手段（推力フィードバック取得手段）
- 8 B b 演算手段
- 8 B c フリクション補正手段（フリクション補償量取得手段）
- 8 B d 補償量配分調整手段（補償手段）
- 8 C 供給電力調整部
- 9 実推力取得手段
- 10 内筒
- 11 外筒
- 12 リニアモータ（電動モータ）
- 12 a 永久磁石
- 12 b コイル
- H F 1 フィードバック補償量
- H F 2 フリクション補償量
- H 最終的な補償量
- H 1 第 1 の補償量
- H 2 第 2 の補償量

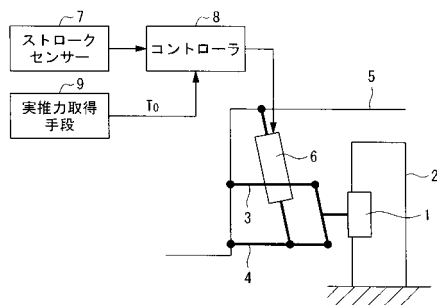
30

40

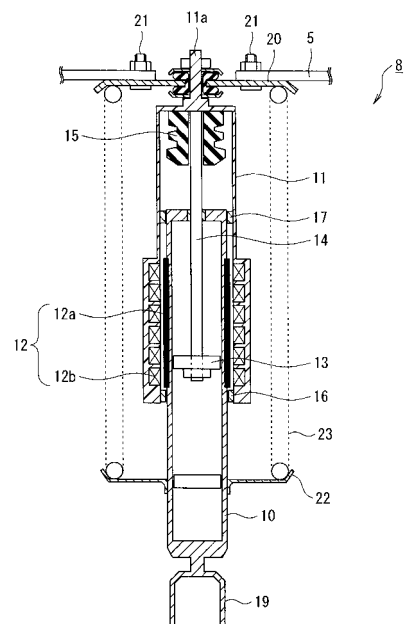
50

T 0 実推力
 T 1 推力指令値
 V S ストローク速度
 V 1 第 1 速度
 V 2 第 2 速度
 V 3 第 3 速度

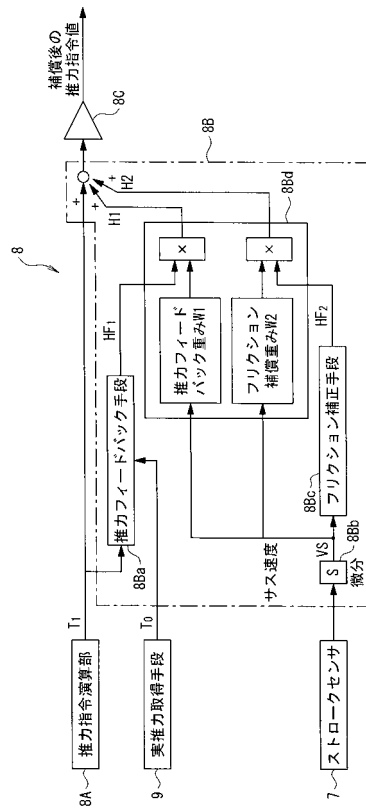
【 図 1 】



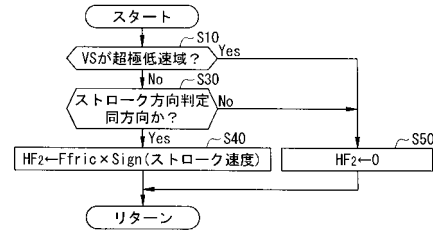
【 図 2 】



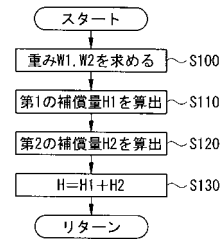
【図3】



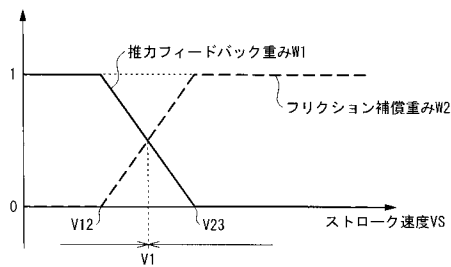
【図4】



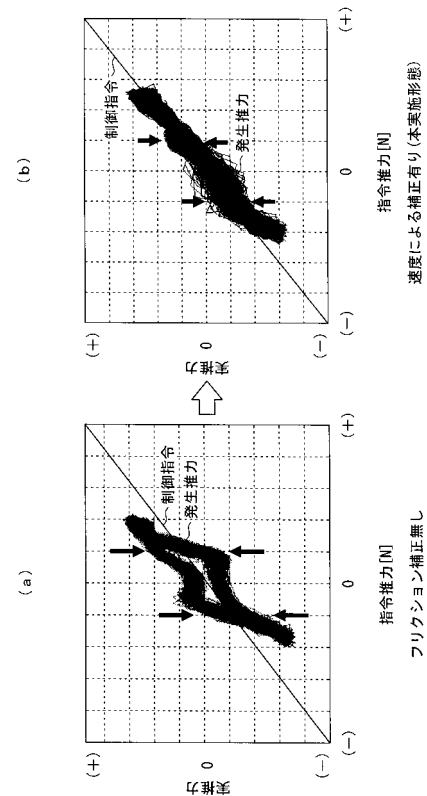
【図5】



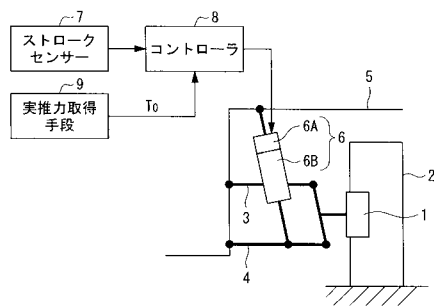
【図6】



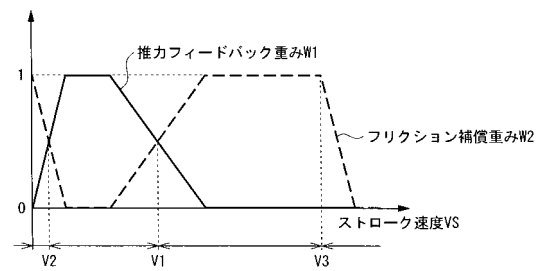
【図7】



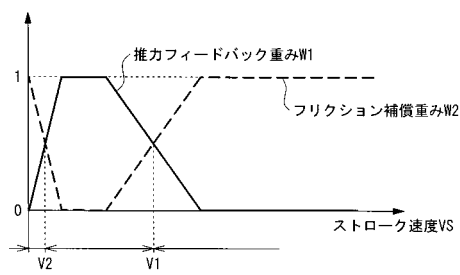
【図 8】



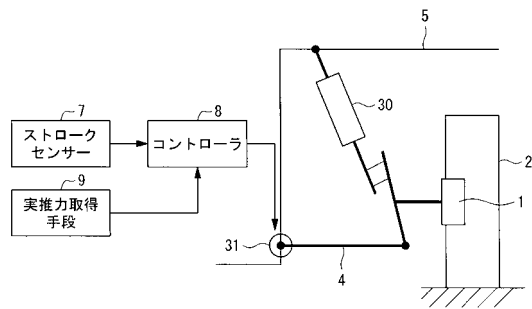
【図 10】



【図 9】



【図 11】



フロントページの続き

- (72)発明者 玉正 忠嗣
神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産自動車株式会社内
- (72)発明者 横手 正継
神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産自動車株式会社内
- (72)発明者 上沼 研也
神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産自動車株式会社内
- (72)発明者 山口 陽介
神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産自動車株式会社内
- (72)発明者 小島 正親
神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産自動車株式会社内

F ターム(参考) 3D301 AA15 AA48 CA09 CA11 DA08 DA29 DA33 DA35 EA04 EA09
EB05 EB09 EC01 EC30 EC33 EC36 EC37 EC62 EC66