(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号
特許第3751313号
(P3751313)
(45)発行日　平成18年3月1日(2006.3.1)　(24)登録日　平成17年12月16日(2005.12.16)

(51)Int.Cl.　F I
B60G 17/015 (2006.01)　B60G 17/015 B

請求項の数 2 (全 26 頁)

(21)出願番号　特願平6-503118
(86)(22)出願日　平成5年7月8日(1993.7.8)
(65)公表番号　特表平8-500788
(43)公表日　平成8年1月30日(1996.1.30)
(86)国際出願番号　PCT/GB1993/001431
(87)国際公開番号　WO1994/001988
(87)国際公開日　平成6年1月20日(1994.1.20)
審査請求日　平成12年7月10日(2000.7.10)
(31)優先権主張番号　9214543.2
(32)優先日　平成4年7月8日(1992.7.8)
(33)優先権主張国　英国(GB)

(73)特許権者
ロータス　カーズ　リミテッド
イギリス国　ノーフォーク　エヌアール１４　８イーゼット　ノーウィッチ　ヘゼル（番地なし）
(74)代理人
弁理士　吉田　研二
(74)代理人
弁理士　石田　純
(72)発明者　オークレイ　ロビン　ネイル
イギリス国　ノーウィッチ　エヌアール１５　１アールイー　ニュートン　フロットマン　ニュートン　クローズ　４

審査官　小関　峰夫

最終頁に続く

(54)【発明の名称】車両の懸架システム

(57)【特許請求の範囲】

【請求項１】

車両の懸架システムにおいて、

車体（２９）とホイールハブアセンブリ（１８）との間に連結されたアクチュエータ（１０）と、

加圧流体のソースである加圧流体源（２０）と、

流体の排出部（２４）と、

加圧流体源（２０）からアクチュエータ（１０）およびアクチュエータ（１０）から排出部（２４）への流体の流れを制御する第１および第２のサーボバルブ（２２，３９）と、

検出した変動する車両パラメータ（Ｘ１，Ｆ１，ＤＤＸｕ，ｎｙ，ｎｘ，ｒ，β，Ｖ，Ｐ）を示す信号を発生するセンサ手段（２７，２８，３０，３１，３２，３３，３４，３５，４１）と、

アクチュエータ（１０）を制御する制御システム（２５，２６）であって、センサ手段（２７，２８，３０，３１，３２，３３，３４，３５，４１）によって発生された信号を処理すると共に、前記第１および第２のサーボバルブ（２２，３９）を制御しアクチュエータ（１０）への流体およびアクチュエータ（１０）からの流体の流れを制御する制御信号を出力するプロセス手段（２６）を有し、これによってアクチュエータ（１０）を制御するものである制御システム（２５，２６）と、を含み、

加圧流体源（２０）が所定の圧力値より大きな圧力で流体を出力する時には、プロセス手段（２６）がアルゴリズム中において、第１のセットの制御ゲイン（ｋ３，ＩＨｋｔ）を

使用してそこから出力される制御信号を算出し、
加圧流体源（２０）が所定の圧力値より小さな圧力で流体を出力する時には、プロセス手段（２６）がアルゴリズム中において、上記第１のセットとは異なるセットのコントロールゲイン（ｋ３，ＩＨｋｔ，Ｋ２０，ＳｏｆｔＫ）をアルゴリズム中で使用してそこから出力される制御信号を算出し、
得られた制御信号に基づいて、上記制御システム（２５，２６）が、上記第１のサーボバルブ（２２）を制御して、加圧流体源（２０）からアクチュエータ（１０）およびアクチュエータ（１０）から排出部（２４）への流体の流れを制御し、
上記アクチュエータ（１０）は、ピストン（１２）と、このピストン（１２）によって分割された２つのチャンバ（Ａ，Ｂ）を持つシリンダ（１１）とを含み、
上記第２のサーボバルブ（３９）は、２つのチャンバ（Ａ，Ｂ）を接続し一方のチャンバから他方のチャンバに流体を流し、
上記プロセス手段は、プロセス手段（２５，２６）がアクチュエータ（１０）を伸張させることを要求しアクチュエータにアクチュエータを伸張させる力が掛かっている時、又はプロセス手段（２５，２６）がアクチュエータ（１０）を縮退させることを要求しアクチュエータ（１０）にアクチュエータを縮退させる力が掛かっている時に、２つのチャンバ（Ａ，Ｂ）を接続するように第２のバルブ手段（３９）を制御し、
かつ、上記プロセス手段（２５，２６）は、
加圧流体源（２０）からの流体の圧力が前記所定の圧力値に達するまで、上記第２のサーボバルブ（３９）が２つのチャンバを接続しないように第２のバルブ手段（３９）を制御するとともに、
加圧流体源（２０）からの流体の圧力がどのような値でも上記第１のサーボバルブ（２２）を動作させてアクチュエータ（１０）を制御する、
ことを特徴とする車両の懸架システム。
【請求項２】
請求の範囲１に記載のシステムにおいて、
上記センサ手段（３５）は、車両の速度を示す信号（Ｖ）を発生し、
上記プロセス手段（２５，２６）は、検出された車両の速度（Ｖ）が所定の車速値（Ｖｍｉｎ）よりも大きい時にのみ２つのチャンバ（Ａ，Ｂ）を接続するように制御する車両の懸架システム。
【発明の詳細な説明】
本発明は車両の懸架制御システムに関するものである。ここで『車両』というのは陸上を移動するすべての種類の車を意味し、それはモータ付き車両、トラック、タクシー、トレーラ、その他の車輪付き運搬装置を指す。
特に、本発明は能動的、つまりアクティブな懸架システムを持つ車両の懸架制御システムに関するものである。
アクティブ懸架システムは公知である。例えば、本発明の出願人の欧州特許出願ＥＰ－Ａ－０１１４７５７はアクティブ懸架システムの一例であり、車両の運動の変数を表すいくつかのセンサへの入力データがマイクロプロセッサで処理され、車両のホイール／ハブ・アセンブリでの、車体を支持する諸点で要求される力の大きさを表す信号を出力に変換する。これらの要求される力は、車体と名ホイール／ハブ・アセンブリの間に配置されたそれぞれの油圧アクチュエータで起動されて、車両の姿勢がなるべく一定の位置を保つようにする。
アクティブ懸架システムには、車体と各ホイール／ハブ・アセンブリの間に作用する力を測定して機能させるやり方と、あるいは車両の挙動を示す測定値からそのような力の大きさを算出するやり方がある。
アクティブ懸架システムの設計者が直面する主な問題は、車両の懸架システムは、ホイール／ハブ・アセンブリに装着されたアクチュエータを起動させて、道路上の変動データ（道路からの入力）に反応しなければならぬ一方、同じ懸架システムが『運転者による入力』に起因した車両への負荷に応答して、アクチュエータに望ましくない作動をさせてはな

らない、という困難を克服することである。ここに『運転者による入力』というのは、カーブを切るとか、加速／減速することによって見られる、懸架システムにかかる負荷を含んでいるし、また、車両内に積載されて運ばれる物の負荷、車体体の空気力学的な力も含まれている。このような『運転者による入力』によってアクチュエータの変位が一般には起こってはならない。換言すれば、懸架システムの設計者は、システムが道路からの入力を『ソフト』に処理する反面、運転者による入力を『ハード』に処理するように設計べきである、という問題に取り組まねばならない。

ＰＣＴ／ＧＢ　９０／００６９０には、車両の懸架システムがプロセッサを持ち、それらのプロセッサが『運転者』による負荷データ入力を『道路』からのそれと分離して処理出来、そして各アクチュエータにその受け取った信号を単一の制御信号として合成して出力して、各アクチュエータを制御することを述べてある。

本発明の目的は、アクティブ懸架システムの始動時、および／または、該当する車両が低速で走行している場合（つまり、他の車より後れている場合）に起こる問題を処理することである。従来の技術によるアクティブ懸架システムのアルゴリズムでは、車両のどんな速度でも変化しない定数（即ち、利得および統合因子）が設定されており、プロセッサのアクチュエータ制御と、プロセッサへの入力とが一定の関数関係をみたすことになっている。しかし、このことはシステムが速い応答性と高い周波数帯域幅を持つことを要請される高速走行時には良いとして、車が常時動いており、かつそのデータが入力の形になるのには余りにも微妙である低速走行時には、滑らかな乗心地が期待出来ない、という不利な点にもなり得る。

また、システムにとっては、車の走行開始時の条件は、（つまり、システムが機能を開始するには条件が揃っていない状態は）運転時に車に速度がかかっている条件とかなり異なるから、これも問題の原因となる恐れがある。

従来の技術による発明では、なるべく迅速な作動をするエネルギー効率の良いシステムを考案することに努力が向けられていた。本発明では、車の始動、低速走行、および／または、システム作動条件が十分に揃っていない場合の制御を変更することにより、システムの性能を向上させることを認知している。

本発明は車両懸架システムで次の部分で構成されるものを提供する：

・ホイール／ハブ・アセンブリと車体の間を連結するアクチュエータ

・予圧フルイド（流体）源

・フルイド用エクゾースト

・加圧フルイド源、および／または、フルイド用エクゾースト（排出部）からアクチュエータへのフルイドの流れを制御するバルブ装置

・車の状態の変化のパラメタを感知し、それを信号に変換するセンサ装置

・アクチュエータのための制御システム：－これはセンサ装置からの信号を処理し、アクチュエータより／からのフルイド流を制御するバルブ装置の制御をする。このプロセッサ装置はバルブ装置に制御信号を送り、それによってアクチュエータを制御する。そこでプロセッサ装置は通常の作動条件の場合、予めプログラムされた同プロセッサ装置に使うアルゴリズム中の定数の集合の最初のものを使って制御信号を出す。その場合、システムの始動後に、そして／あるいは、車の低速走行時、そして／あるいは、加圧フルイド源からのフルイドが低圧である場合に、選択された時間の間、アルゴリズム中の定数の集合の異なったものをプロセッサ装置が使う、という特徴がある。

本発明では、車の高速走行時に利点を持つ制御モードは、システムの始動後に、そして／あるいは、車の低速走行時、そして／あるいは、加圧フルイド源からのフルイドが低圧である場合に不適である、という問題をそれぞれ処理するいくつかの見地を述べる。

大多数のアクティブ懸架システムは車の重量を支える幾つかの道路スプリングと平行して使われている。一般的に、アクチュエータは、『アクティヴ（能動的）』車高（つまり、走行時におけるアクティブ懸架システムによる制御での車高）は『パッシィヴ（受動的）』車高（つまり、車が道路スプリングのみで支えられている場合の車高）より低く制御されている。これは、スプリングの力を使いアクチュエータを助けて、車のホイールに下向

きの力を加えられるから望ましいやり方である。そして、これによりアクチュエータの『支配力（オーソリティ）』（つまりアクチュエータの加えることの出来る力の範囲より、最大の上向き、および下向きの力の差）を特定の車の負荷要請に見合うように出来る。もしスプリングの力をこのようなやり方で使わなければ、アクチュエータの有効範囲を拡大せねばならぬが、それにはパッケージの寸法とフルイド流を増大するためのコストを伴う。

望ましい『アクティヴ』車高は、一般に『パッシィヴ』車高より低いから、ドライバは車の始動時、フルイドがアクチュエータに供給される時点で、下向きの揺れを感じるであろう。

車の『アクティヴ』車高が『パッシィヴ』車高と等しくても、『静的』負荷（例えばパッセンジャ（乗員）、フュエル、積み荷）はそれらの２つの高さの差を生じさせる。始動時の車では大きな荷重が掛かると、車高が必要な『アクティヴ』車高より低くなり得る。そして、懸架システムのアクチュエータが最初は車を必要な『アクティヴ』車高まで高めるように制御される。それ故、『アクティヴ』車高と『パッシィヴ』車高との差のために、アクチュエータに圧力が掛かり、車体の揺れを再び経験するであろう。

本発明は車両懸架システムで次の部分で構成されるものを提供する：

・ホイール／ハブ・アセンブリと車体の間を連結するアクチュエータ

・アクチュエータと平行して、ホイール／ハブ・アセンブリと車体の間を連結する道路スプリン

・予圧フルイド源

・フルイド用エクゾースト

・加圧フルイド源からアクチュエータ、および／または、アクチュエータからフルイド用エクゾーストへのフルイド流を制御バルブ装置

・車の状態の複数性を表すパラメタを感知し、それを信号に変換するセンサ装置

・センサ装置の出す信号を処理して、バルブ制御信号を出力、アクチュエータの制御をする電気／エレクトロニック・プロセッサ装置

『パッシィヴ』車高、つまり、車が道路スプリングのみで支えられている場合の車高が、プロセッサ装置の作動時に、『アクティヴ』車高と異なっているならば、懸架システムの始動後に、そして／あるいは、車の低速走行時、そしてフルイド供給源からのフルイドが低圧である場合に、選択された時間の間プロセッサ装置は、その中に組み入れられているランプ機能（ramping）の決める度合いに従って、車高を『パッシィヴ』車高から『アクティヴ』車高にランプ制御によって下降させる、という特徴を持っている。

このようにして本発明に述べられているような車両懸架システムを持つ車のドライバは、システムの始動後に上述のような揺れは経験しないだろう。

アクチュエータのシステムの初期加圧時のぶらつき運動も問題になろう。

アクチュエータへの制御信号がバルブに送られ、アクチュエータに出入するフルイド流を制御する。この制御信号は一般にバルブの作動を要請するが、その動きの少なくも一部は車体からホイールまでの距離と、特定の条件集合に基づいて計算された望ましい距離との間の差に、正比例する。典型的な制御信号はバイアス因子を持ち、『静的』負荷を補償するバルブの埋め合わせ作動を起こさせる。例えば、懸架システムか道路スプリングと平行して使われている（上述のような）場合、始動時に道路スプリングは、車が『パッシィヴ』車高から『アクティヴ』車高に移行する場合、押さえ付けられている。バルブの制御が行われて、ある期間でのアクチュエータ・ピストンを通過するフルイドの平均圧力の差が押さえ付けられている道路スプリングによる負荷に十分見合うものでなくてはならない。押さえ付けられている道路スプリングの力に対抗するためのスプールの補償位置はアクチュエータの片側が他の側よりも少し高い圧力にさらされることになろう。

アクチュエータの一端が完全に閉じたという状態は決してありえないが、それは常に洩れが発生するからである。この洩れを効果的に調節出来れば、アクチュエータのピストン内の両側の圧力差を０に近くすることができる。制御信号中のバイアス因子は、一般に理想的な、そして現実として起こったアクチュエータの変位間の測定された差（エラー）の平

均値についての関数として表われる（この際、ローパスフィルタを使用）。
信号中のバイアス因子は、システムが加圧されて始めて算出され、そして今までのところ一般的に、始動時には初期値０とされている。それ故、車を『アクティヴ』車高にするための前段階として、走行時の車を制御する制御アルゴリズム中に変位エラーの制御ループが現れる。もしこのループの利得が低いならば、デジタルローパスフィルタで統合（積分）が行われ、バイアス因子の諸項が決定されるまで、システムは彷徨状態になり、アクチュエータの安定に必要な機能だけが働く。
本発明は車両懸架システムで次の部分で構成されるものを提供する：
・ホイール／ハブ・アセンブリと車体の間を連結するアクチュエータ
・予圧フルイド源
・フルイド用エクゾースト
・アクチュエータのための制御システム：－これは次に述べる部分から構成される。
車に掛かる諸力とアクチュエータの長さを表す信号を発信するセンサ装置。
予圧フルイド源からアクチュエータ、および／または、アクチュエータからフルイド用エクゾーストへのフルイドの流れを計測するバルブ装置。
及び、プロセッサ・センサ装置の出す信号を処理して、制御信号をバルブ装置に出力し、アクチュエータの長さを変えてバルブ制御をする電気／エレクトロニック・プロセッサ装置。
ここで制御システムは閉じたループの変位エラー制御システムと、アクチュエータを出入りするフルイド流の制御時に、アクチュエータが十分な力を加えて、アクチュエータへの負荷に対抗し、必要な車高を保持するバルブ装置バイアス・システムを備えている。そして、プロセッサ装置は、メモリ装置を持っており、センサ装置、および／または、バルブ装置バイアス・システムによって出力される１つ、または２つの信号の値を、懸架システムの不活性化された時、記憶すること、プロセッサ装置がその記憶された値を次に懸架システムが活性化された際、使用すること、によって特徴付けられる。
このようにして、望ましい車高が迅速に得られ、システムの彷徨を避けることができる。
本発明は車両懸架システムで次の部分で構成されるものを提供する：
・ホイール／ハブ・アセンブリと車体の間を連結するアクチュエータ
・予圧フルイド源
・フルイド用エクゾースト
・アクチュエータのための制御システム：－これは次に述べる部分から構成される。
車に掛かる諸力とアクチュエータの長さ、車の長さ、予圧フルイド源からのフルイドの圧力を感知し、それらを表す信号を発信するセンサ装置。
予圧フルイド源からアクチュエータ、および／または、アクチュエータからフルイド用エクゾーストへのフルイドの流れを計測するバルブ装置。
及び、プロセッサ、センサ装置の出す信号を処理して、制御信号をバルブ装置に出力しアクチュエータの長さを変えてバルブ制御をする電気／エレクトロニック・プロセッサ装置。
ここで制御システムは閉じたループの変位エラー制御システムと、必要な車高を保持するバルブ装置バイアス・システムの制御ループを備えている。
この特徴は、変位エラーのループが、車の走行速度、および／または、システムへの圧力の変化によって変わることである。
このようにして、変位エラー制御ループからの利得を増大することによって、システムの彷徨を避けることが出来、システムが活性化された場合に、望ましい車高がかなり迅速に得られる。この利得は、車の加速している時の移行条件（走行状態）に沿った変化をする。
もし、アクティヴ懸架システムが、ＥＰ０３３２１３に述べてあるような、ある作動条件下でバイパス・バルブを使ってのアクチュエータの２つのチェンバを連結させるタイプの『エネルギ節約』型アクチュエータを採用しているのなら、更に問題が増えることになる。チェンバの連結は、アクチュエータへ掛かる力が、アクチュエータに要請される速度の

場合と同じときに行われる。これによって、アクチュエータの望ましい作動が加圧された油圧フルイドを供給することなしでも達成される。
バイパス・バルブの望ましいパーク位置は閉じた瞬間の位置で、それを聞くのに最小の力しか要らない、という状態である。バイパス・バルブの作動は、スプール・バルブと一体化されている、スプール変位エラーに基づく閉じたループ制御による。もし、始動時にバイパス・バルブが少し開いている状態で、実際にはそれが閉じているべきならば、スプール・バルブの駆動が十分でないからかも知れない。この不完全な機能状態は、バイパス・バルブ開いたままになっていて、油圧が不足している場合にも起こる。この問題はスタート時の不安定（ぶらつき）をまねく。
本発明は車両懸架システムで次の部分で構成されるものを提供する：
・ホイール／ハブ・アセンブリと車体の間を連結するアクチュエータ
・予圧フルイド源
・フルイド用エクゾースト
・アクチュエータのための制御システム：－これは次に述べる部分から構成される。
予圧フルイド源からアクチュエータ、および／または、アクチュエータからフルイド用エクゾーストへのフルイドの流れを計測するバルブ装置。
アクチュエータに掛かる諸力を感知し、それらを表す信号を発信するセンサ装置。
及び、プロセッサ・センサ装置の出す信号を処理して、制御信号をバルブ装置に出力しアクチュエータの長さを変えてバルブ制御をする電気／エレクトロニック・プロセッサ装置。
アクチュエータはピストンと、ピストンで分かれた２つのチェンバを持つシリンダとから成る。バルブ装置は２つのチェンバを連結して、フルイドの一方から他方へ流れを許す装置を持つ。プロセッサ装置はバルブ装置を制御して、２つのチェンバを連結する機能を持つが、このチェンバの連結は、アクチュエータへ掛かる力が、その要請する速度の場合と同じ場合になされ、これによって、アクチュエータの望ましい作動が加圧された油圧フルイドを供給しないで達成される。
プロセッサ装置はバルブ装置を制御するが、それはバルブ装置が懸架システムが起動された、および／または、選択された速度の上限を越えた、および／または、選択されたフルイド圧力の上限を越えた後の、選択された期間中にバルブ装置は２つのチェンバを切り離したままにして置く、という特徴を持つ。
こうして、『エネルギ節約』のためのバイパス・バルブは懸架システムの始動時には完全に閉じており、『ぶらつき』を防ぐことが出来る。
アクティヴ懸架システムを持車には、停止中、および／または、ごく低速度で走行中に起こる『ぶらつき』の問題がある。その一つの理由は、ごく低速度では低くしておくべき負荷利得が、それより大きな速度で必要な高い負荷利得で働くからである。アクチュエータの制御にとっては、高い利得は車が大きな速度で走行時に必要である。一方、そのような高い利得は車が低速度で走行時には必要でないから、それによって停止中、あるいは、ごく低速度で走行中にも絶えず車が動くことになる。
本発明は車両懸架システムで次の部分で構成されるものを提供する：
・ホイール／ハブ・アセンブリと車体の間を連結するアクチュエータ
・予圧フルイド源
・フルイド用エクゾースト
・アクチュエータのための制御システム：－これは次に述べる部分から構成される。
車に掛かる諸力、アクチュエータの長さ、速度を表す信号を発信するセンサ装置。
予圧フルイド源からアクチュエータ、および／または、アクチュエータからフルイド用エクゾーストへのフルイドの流れを計測するバルブ装置。
及び、プロセッサ・センサ装置の出す信号を処理して、制御信号をバルブ装置に出力しアクチュエータの長さを変えてバルブ制御をする電気／エレクトロニック・プロセッサ装置。
アクチュエータに掛かる諸力を感知し、それらを表す信号を発信するセンサ装置。

及び、プロセッサ・センサ装置の出す信号を処理して、制御信号をバルブ装置に出力しアクチュエータの長さを変えてバルブ制御をする電気／エレクトロニック・プロセッサ装置。
この制御システムには、力の制御ループが含まれているが、それはプロセッサに依存して変わり、車の速度の関数である力の制御ループが利得を使うことに特徴がある。
こうして、力の制御ループは車の速度と共に変化し、停車時にも絶えず作動するのを防ぐ。また、所定のスピードでの走行時における好適な制御が維持される。
他の問題は、セルフレベリング・システムの必要性から起こったもので、停車中の積み荷の場合（例えば、荷物、乗客、フュエル）車体が余り大きく動いてはならないが、走行中と停車中との違いを見分ける必要がある。このような望ましくない作動はセルフレベリング・システムからある程度除いておかねばならぬ。しかしながら、停車中の車について、満足出来る程度のセルフレベリングの必要とするパラメタは、走行中の車にも適用されて、車の乗り心地がいっそう滑らかでなくなる。
本発明は車両懸架システムで次の部分で構成されるものを提供する：
・ホイール／ハブ・アセンブリと車体の間を連結するアクチュエータ
・予圧フルイド源
・フルイド用エクゾースト
・アクチュエータのための制御システム：－これは次に述べる部分から構成される。
車に掛かる諸力、アクチュエータの長さ、速度を表す信号を発信するセンサ装置。
予圧フルイド源からアクチュエータ、および／または、アクチュエータからフルイド用エクゾーストへのフルイドの流れを計測するバルブ装置。
及び、プロセッサ・センサ装置の出す信号を処理して、制御信号をバルブ装置に出力しアクチュエータの長さを変えてバルブ制御をする電気／エレクトロニック・プロセッサ装置。
ここで制御システムは望みの車高に車体を移動させる。その度合いは車の速度と共に変化する。プロセッサ装置によって、車の速度の関数として変る閉じた変位エラー・ループでの１つ、または２つの可変利得によって度合いが決められるという特徴がある。
こうして、満足出来る車のセルフレベリング・システムの特性が、停止中、および／または、ごく低速度で走行中の車にも、また、十分な性能を持つ懸架システムが普通の速度で走行中の車にも維持できる。
本発明の望ましい実施例についての添付された図面を参照した記述は下記の通りである：
図１：　本発明に従つたアクティブ懸架システムの一部の実施の概略。
図２：　図１のアクティブ懸架システムのコーナー制御プロセッサ流れ図。
図３：　図１、図２のアクティブ懸架システムでの懸架モデルの概略。
図４：　図１のアクティブ懸架システムのアクチュエータ概略配置図。
図５：　標準スプール・バルブ・ドライヴの典型的バルブ・ドライヴ特性グラフ。
図６ａ～図６ｄ：　図１のアクティブ懸架システムの中央プロセッサによる車体の変位モデル。
図７：　図１のアクティブ懸架システムの中央プロセッサの使う変数Ｔｅｍｐ１と車の速度との関係。
図８：　アクティブ懸架システムの中央プロセッサの使う変数Ｔｅｍｐ２とシステム中のフルイド圧力との関係。
図９：　図１のアクティブ懸架システムで使ういくつかのパラメタ間の関係概略図。
図１０：　周波数を示すボード線図で、図９の制御システムの応答特性図。
図１を参照すれば、本発明に従うと、アクティブ懸架システムは、シリンダ１１のと、シリンダの中で動くピストン１２から構成されているアクチュエータ１０を含んでいる。
ピストン１２は連結ロッド１３によって、ピヴォット・ジョイント１４、それが更に、車のアーム１５に連結されている。アームはジョイント１６で車体１７にピヴォット付けになっている。懸架アーム１５にはホイール／ハブ・アセンブリ１８が装着されている。道路スプリング３６はアクチュエータ１０と平行して、車体と懸架アーム１５の間で作動し

アクチュエータと負荷を分担する。道路スプリングを選んだ理由は、『パッシィヴ』車高（その高さは道路スプリングのみで支持された場合で決まる）が『アクティヴ』車高（アクティブ懸架システム制御下での走行中の高さの平均）よりも高いとしたからである。この様な場合、最初に圧力が掛かるとアクチュエータ１０はスプリング３７を押し下げる。アクチュエータの下のチェンバＢと上のチェンバＡはそれぞれライン１９、２１で第１の第１のサーボバルブ２２に連結されている。第１のサーボバルブ２２は油圧ライン３７でチェンバＡまたはチャンバＢを加圧フルイド源２０に連結することが出来る。加圧フルイドのエクゾーストは普通、油溜めで、加圧フルイド源２０にフルイドを一般に電動式モータ、あるいは、車のエンジンを動力源とした機械的方法で戻すようにしている。

第１のサーボバルブ２２は通電式の制御信号で制御されており、アクチュエータ１０のチェンバＡから／へのフルイド流を計量するように制御可能である。

『省エネ』を目的とした第２のサーボバルブ３９があり、これもサーボであるが、それはチェンバＡとチェンバＢを連結し、加圧フルイド源２０からのフルイドの供給を受けないで、ピストン１２の作動を可能にする。

第１のサーボバルブ２２と『省エネ』用の第２のサーボバルブ３９は、コーナー・プロセッサ２５、中央プロセッサ２６とから成る制御システムで制御される。２つのプロセッサは望ましいデジタル制御の実施例で、コーナー・プロセッサ２５は典型的な場合、そのクロック周波数が中央プロセッサ２６のそれより１０倍も速い。

ＬＶＩＴ２７はシリンダ１１の中で動くピストン１２の変位を測定するためのもので、ピストン１２の位置を示す信号Ｘ１を出す。信号Ｘ１はコーナー・プロセッサ２５、中央プロセッサ２６の両方にリレー（伝達）される。

フォース・トランスデューサ２８はアクチュエータ１０と車体（２９で概略図示）の間に位置する。フォース・トランスデューサは車体に加えられる力を表す信号Ｆ１を出す。その信号はコーナー・プロセッサ２５、中央プロセッサ２６の両方にリレーされる。弾性体物質のアイソレータ３８はフォース・トランスデューサ２８と車体２９の間にあり、アクティブ懸架システムの能力を越えた、高周波数の負荷を吸収する。

アクセロメータ３０はホイール／ハブ・アセンブリ１８にあり、その加速度を電気信号ＤＤＸｕとしてコーナー・プロセッサ２５に送る。

中央プロセッサ２６はまた、横方向アクセロメータ３１から横方向加速信号Ｎｙを受け取る。他のアクセロメータ３２は縦方向加速信号Ｎｙを供給する。ヨージャイロメタ３３はヨーレート（車の主水準面（水平面）に対して垂直線方向の軸の回りの回転角度）を示す信号ｒを出す。センサ３４は車のかじ取り（ステアリング）機構に付いていて、前輪のかじ取り角βを測定する。センサ３５は速度ｖを測定する。センサ４１は油圧制御システム内のフルイド圧力（システム圧力）ｐを測定する。

コーナー・プロセッサ２５はセンサ３５の測定した速度ｖ信号を受ける。

図１には単一のアクチュエータ１０とそれに付随するコーナー・プロセッサ２５しか示さない。しかし車輪それぞれにアクチュエータ１基と付随するコーナー・プロセッサ１基が付き、それに各１基のフォース・トランスデューサ、ハブ・アクセロメータ、ＬＶＩＴが付いている。この実施例の４輪すべてに掛かる感知された力、変位を表す信号は中央プロセッサ２６にＦ２、Ｆ３、Ｆ４とＸ２、Ｘ３、Ｘ４として送られる。

中央プロセッサは受け取った信号をモード（モーダル（形態上の））座標に変換する。中央プロセッサ２６は車の受ける力、それによって起こる変位を、４つのタイプ、ヒーヴ（全体上下移動）、ピッチ（前後揺れ）、ロール（左右揺れ）、ワープ（ねじれ）として処理する。

図６ａ～６ｄにはモード（モーダル：ｍｏｄａｌ）力による変位を示す。

図６ａはヒーヴ変位で、車体の直接の昇降の変位である、昇りの変位が＋になる。

図６ｂはピッチ変位で、車体の縦（前後方向）主軸に対し垂直な方向の軸の回りの回転である。前下がりが＋になる。

図６ｃはアクチュエータの受けるロール変位で、車体の縦方向の軸の回りの回転である。左下がりが＋になる。

図６ｄはアクチュエータの受けるワープ変位データで、車の前後のペアーの車輪に各反対方向のトルクが加えられて起こる。左前と右後下がりが＋になる。
アクティブ懸架システムの狙いは、車体とタイヤに掛かる負荷を一定に維持し、車の安定性を高め、ノイズ入力を減らすことにある。
中央制御プロセッサ、コーナー制御プロセッサについては次ぎに別々に説明する。
中央制御プロセッサ
このプロセッサはモード座標での関数で、アクチュエータの測定した力を次ぎのようにモード力に変換する。
１　ヒーヴ力
Ｈｆ＝K_1＊［ＩＶｒｆＨ＊（Ｆ１＋Ｆ１ｓｐ＋Ｆ２＋Ｆ２ｓｐ）＋ＩＶｒｒＨ＊（Ｆ３＋Ｆ４＋Ｆ４ｓｐ）］＋Ｈｆｓｐ
ここで
Ｈｆ：＝ヒーヴ力
Ｆ１～Ｆ４：＝負荷セル（ロードセル）で計測した力
Ｆ１ｓｐ～Ｆ４ｓｐ：＝アクチュエータと平行して作動する道路スプリングの車体に伝える力
ＩＶｒｆＨ：＝前輪の負荷セルで計測し、評価された力の補正定数
ＩＶｒｒＨ：＝後輪の負荷セルで計測し、評価された力の補正定数
K_1：＝制御装置の３２ビット・アキュムレータの最大分解能を出すため、因子の分数値を可能にするために選択されたスケール定数
Ｈｆｓｐ：＝力補正項
ＩＶｒｆＨ、ＩＶｒｒＨ項は、アクチュエータ（例１０）がホィール／ハブ・アセンブリ（例１０）に付いているピヴォット・アーム（例１５）に作動するため、ホィール／ハブ・アセンブリに伝えられる力はアクチュエータで測つた値と違うので、スケール（大きさの補正）することが必要になる。
Ｆ１ｓｐ～Ｆ４ｓｐはアクチュエータと平行して作動する道路スプリング（例３６）の車体で伝える力で、つぎのように計算する。
Ｆｔｓｐ＝K_2＊Ｘｔ＊Ｋｃｓｔ（但しｔ＝１，２，３，４）
ここで
Ｘｔ：＝計測したアクチュエータ変位
但し　ｔ＝１，２，３，４
Ｋｃｓｔ：＝道路スプリングの『固さ』
但し　ｔ＝１，２，３，４
K_2：＝制御装置の３２ビット・アキュムレータの最大分解能を出すため、因子の分数値の形にする選択されたスケール定数。
Ｈｆｓｐは補正項であるが、これは特定の懸架コンフィギュレーションで路面からの力が車体に、アクチュエータを通らずに伝わるから、それを考慮するためと、タイヤに掛かる縦方向の力に起因するすべてのヒーヴ力を計測した負荷値から除くためである。その理由は懸架アームのピヴォット点でのモーメント発生するから、それが車体に伝わるのを考えに入れなければならぬからである。このことは本発明にとって重要ではないが、先に公布された特許明細書ＰＣＴ／ＧＢ９０／００６２８などに記述がある。
２　ピッチ力
Ｐｆ＝K_1＊［ＩＶｒｆＰ＊（Ｆ１＋Ｆ１ｓｐ＋Ｆ２＋Ｆ２ｓｐ）－ＩＶｒｒＰ＊（Ｆ３＋Ｆ３ｓｐ＋Ｆ４＋Ｆ４ｓｐ）］＋Ｐｆｓｐ
ここで
Ｐｆ：＝モードピッチ力
Ｆｔ：＝負荷セルで計測した力　　ｔ＝１，２，３，４
Ｆｔｓｐ：＝道路スプリングで伝えられた車体への力
ｔ＝１，２，３，４
ＩＶｒｆＰ：＝車の重心に掛かるモーメントの計算のため、前輪に掛かる力のスケールを

するのに使う定数
ＩＶｒｒＰ：＝車の重心に掛かるモーメントの計算のため、後輪に掛かる力のスケールをするのに使う定数
K_1：＝スケール定数（上記の通り）
Ｐｆｓｐ：＝計測されない力のための補正項
３　ロール力
Ｒｆ＝K_1＊［ＩＶｒｆＲ＊（Ｆ１＋Ｆ１ｓｐ）－（Ｆ２＋Ｆ２ｓｐ）］
＋ＩＶｒｒＲ＊［（Ｆ３＋Ｆ３ｓｐ）－（Ｆ４＋Ｆ４ｓｐ）］＋Ｒｆｓｐ
ここで
Ｒｆ：＝モードロール力
Ｆｔ：＝負荷セルで計測した力　　ｔ＝１，２，３，４
Ｆｔｓｐ：＝道路スプリングで伝えられた車体への力
ｔ＝１，２，３，４
ＩＶｒｆＲ：＝車の重心を通る縦（前後方向）軸の回りのモーメントの計算のため、前輪に掛かる力のスケールをするのに使う定数
ＩＶｒｒＲ：＝車の重心を通る縦軸の回りのモーメントの計算のため、後輪に掛かる力のスケールをするのに使う定数
K_1：＝スケール定数（上記の通り）
Ｒｆｓｐ：＝計測されない力のための補正項
４　ワープ力
Ｗｆ＝K_1＊［ＩＶｒｆＷ＊（Ｆ１＋Ｆ１ｓｐ）－（Ｆ２＋Ｆ２ｓｐ）］
－ＩＶｒｒＷ＊［（Ｆ３＋Ｆ３ｓｐ）－（Ｆ４＋Ｆ４ｓｐ）］＋Ｗｆｓｐ
ここで
Ｗｆ：＝モードワープ力
Ｆｔ：＝負荷セルで計測した力　　ｔ＝１，２，３，４
Ｆｔｓｐ：＝道路スプリングで伝えられた車体への力（上記の通り）
ｔ＝１，２，３，４
ＩＶｒｆＷ：＝変換して車体に掛かるトルクを知るため前輪に掛かる力をスケールするのに使う定数
ＶｒｒＷ：＝変換して車体に掛かるトルクを知るため後輪に掛かる力をスケールするのに使う定数
K_1：＝スケール定数（上記の通り）
Ｗｆｓｐ：＝計測されない力のための補正項
中央プロセッサはヨーレート、縦（前後）方向の加速、横方向の加速、速度、ステアリング角度などの信号を使い、車のブレーキ、曲がりなどで生じる『ドライバ入力』あるいは『動力学的な力』を計算する。それを下記に示す。
５　ヒーヴ・ダイナミック力
ＨＦｄｙｎ＝K_3＊［ＨＣｎｘ＊Ｓｎｘ＋ＨＣｎｙ＊Ｍｓｎｙ
＋ＨＣＤｒ＊ＭＤｒ＋ＨＣｖ＊Ｖ２］
ここで
K_3：＝プロセッサ容量を最適に使うためのスケール定数
ＨＦｄｙｎ：＝ヒーヴ・ダイナミック力
ＨＣｎｘ：＝加速／減速　ヒーヴの補償利得をテスト・データから計算
ＨＣｎｙ：＝横方向のヒーヴの補償利得をテスト・データから計算
ＨＣＤｒ：＝ヨー加速のヒーヴの補償利得をテスト・データから計算
Ｓｎｘ：＝スケールされた横方向の加速（プロセッサ容量を最適に使うため他のパラメタのスケールとあわせておく）
Ｍｓｎｙ：＝スケールされた横方向の加速の絶対値（Ｓｎｘと同じ理由でスケール）
ＭＤｒ：＝ヨー加速の推測値の絶対値
ＨＣｖ：＝空気力学的なヒーヴの補償利得（車の空気力学的な負荷の計算）

Ｖ２：＝速度の２乗
６　ピッチ・ダイナミック力
ＰＦｄｙｎ＝Ｋ$_3$＊［ＰＣｎｘ＊Ｓｎｘ＋ＰＣｎｙ＊Ｍｓｎｙ
＋ＰＣＤｒ＊ＭＤｒ＋ＰＣｖ＊Ｖ２］
ここで
Ｋ$_3$：＝スケール定数（上記の通り）
ＰＦｄｙｎ：＝ダイナミック・ピッチ力
ＰＣｎｘ：＝加速／減速　ピッチの補償利得をテスト・データから計算
Ｓｎｘ：＝スケールされた縦方向の加速
ＰＣｎｙ：＝右回り／左回り横方向のピッチ補償利得をテスト・データから計算
Ｍｓｎｙ：＝スケールされた横方向の加速の絶対値
ＰＣＤｒ：＝ヨー加速のピッチの補償利得をテスト・データから計算
ＭＤｒ：＝ヨー加速の推測値の絶対値
ＰＣｖ：＝空気力学的なピッチの補償利得
Ｖ２：＝速度の２乗
７　ロール・ダイナミック力
ＲＦｄｙｎ＝Ｋ$_3$＊［ＲＣｎｘ＊Ｓｎｘ^1＋ＲＣｎｙＣ＊Ｓｎｙ
＋ＲＣＤｒ＊ＭＤｒ］
ここで
Ｋ$_3$：＝スケール定数（上記の通り）
ＲＦｄｙｎ：＝ダイナミック・ロール力
ＲＣｎｘ：＝加速／減速　ロールの補償利得をテスト・データから計算
ＲＣｎｙｃ：＝条件付きロールの補償利得
Ｓｎｘ：＝スケールされた縦方向の加速
Ｓｎｙ：＝スケールされた横方向の加速
ＲＣＤｒ：＝ヨー加速のロールの補償利得をテスト・データから計算
ＭＤｒ：＝ヨー加速の絶対値
本発明では、ロール補償利得は、車の速度を使って次ぎのように修正する。
ＲＣｎｙｃｎｅｗ＝［Ｒｙｎｃｏｌｄ＊ＶｇａｉｎＱ］／３２７６８
ここに　　ＶｇａｉｎＱ：＝１６３８４＋２５６＊ＡＢＳ（Ｖ）であって
ＶｇａｉｎＱ：＝速度利得
ＲＣｎｙｃｎｅｗ：＝新しいロールの補償利得
Ｒｙｎｃｏｌｄ：＝以前のロールの補償利得
ＡＢＳ（Ｖ）：＝速度の絶対値
と定義されている。
上の式に現れる数：１６３８４、３２７６８、２５６はこのシステムのディジタル・コントローラのレジスタに合うように選択された任意の数である
ロールの補償利得は速度と共に変化するから、停車時、低速走行時に絶えず作動したりしないが、普通の速度でのシステムの応答は十分にすることが出来る。
８　ワープ・ダイナミック力
Ｗｆｄｙｎ＝Ｋ$_3$＊［Ｓｎｙ＊Ｗｏｆｆ］
－Ｗｍａｘ＜ＷＦｄｙｎ＜Ｗｍａｘ
ここで
Ｋ$_3$：＝スケール定数（上記の通り）
Ｗｆｄｙｎ：＝ダイナミック・ワープ力
Ｓｎｙ：＝スケールされた横方向の加速
Ｗｏｆｆ：＝必要なワープ（下記の説明参照）
Ｗｍａｘ：＝ダイナミック・ワープ力限界
Ｗｏｆｆは必要なワープとしたが、これはコーナリングの度合いのエラー補正に使われる。この項はドライバの要請するヨーレートと実際のそれとの差の選択された関数として計

算される。車に要請されたヨーレートは前輪の操舵の角度と、車の走行速度の積に比例する。実際のヨーレートはジャイロメタ３３で測る。要請されたヨーレートと実際のそれとの差からＷｏｆｆを得る関数は車そのものの操縦特性に従って選択される。この項のおかげで車のコーナリングが改善される。

中央プロセッサ２６はコーナー・センサからのに入力に基づいたモード力データと、計算されたダイナミック・モード力データとを、『モード』スプリングとダンパを備えたモデル・システムの中で使い、求めるモード速度要求値を計算する。ヒーヴ・モードのモデル・システムの中で、マス・スプリング・ダンパ方程式は次のようになる。

Ｈｄｅｍ＝K_3＊ＩＨＣＣ＊（Ｈｆ＋Ｈｆｄｙｎ＋ＭＨＫｃ＊ＨＸｓ）

ここで

Ｈｆ：＝モード・ヒーヴ力

負荷センサからの入力に基づき計算（上記参照）

図４に示すようにポジティヴ

Ｈｆｄｙｎ：＝モード・ヒーヴ力

車体の慣性による（上記参照）

ＭＨＫｃ：＝望ましいヒーヴのモード『硬さ』

ＩＨＣＣ：＝望ましいヒーヴのモード『ダンピング』の逆数

Ｈｄｅｍ：＝必要なモード速度

ＭｓとＮｕの間の減少する距離に対してネガティヴ

Ｈｘｓ：＝計算されたモード変位（後で説明する）

望ましい実施例ではスケール定数K_3が導入されてプロセッサ容量が最適に利用出来る。

同様な計算がモード・ピッチ、ロール、ワープにもなされる。

Ｐｄｅｍ＝K_3＊ＩＰｃｃ＊［Ｐｆ＋Ｐｆｄｙｎ＋ＭＰＫｃ＊Ｐｘｓ］

Ｒｄｅｍ＝K_3＊ＩＲｃｃ＊［Ｒｆ＋Ｒｆｄｙｎ＋ＭＲＫｃ＊Ｒｘｓ］

Ｗｄｅｍ＝K_3＊ＩＷｃｃ＊［Ｗｆ＋Ｗｆｄｙｎ＋ＭＷＫｃ＊Ｗｘｓ］

ここで

Ｐｄｅｍ：＝要請されたモード・ピッチ速度

Ｒｄｅｍ：＝要請されたモード・ロール速度

Ｗｄｅｍ：＝要請されたモード・ワープ速度

ＩＰｃｃ：＝モード・ピッチの必要なダンピングの逆数

ＩＲｃｃ：＝モード・ロールの必要なダンピングの逆数

ＩＷｃｃ：＝モード・ワープの必要なダンピングの逆数

ＭＰＫｃ：＝モード・ピッチの要請された『硬さ』

ＭＲＫｃ：＝モード・ロールの要請された『硬さ』

ＭＷＫｃ：＝モード・ワープの要請された『硬さ』

K_3：＝スケール定数（上記の説明参照）

そしてモード速度要請信号Ｈｄｅｍ，Ｐｄｅｍ，Ｒｄｅｍ，Ｗｄｅｍはアクチュエータ座標に変換されて、各アクチュエータの必要な速度に相当する信号になる。異なった速度信号が各コーナー・プロセッサに送られる。それらはＤＸ１ｃｅｎ，ＤＸ２ｃｅｎ，ＤＸ３ｃｅｎ，ＤＸ４ｃｅｎである。

図１の制御システムの１／４をとり、中央プロセッサ２６とコーナー・プロセッサ２５との間の情報の流れを考える。中央プロセッサ２６は速度信号ＤＸ１ｃｅｎを次のように出力する。

ＤＸ１ｃｅｎ＝K_3＊［ＩＶｒｆＨＯ＊Ｈｄｅｍ＋ＩＶｒｆＰＯ＊Ｐｄｅｍ
＋ＩＶｒｆＲＯ＊Ｒｄｅｍ＋ＩＶｒｆＷＯ＊Ｗｄｅｍ］

ここで

ＤＸ１ｃｅｎ：＝制御装置１００で制御されたアクチュエータの必要な速度

ＩＶｒｆＨＯ：＝モード速度をアクチュエータ座標に変換するスケール因子

ＩＶｒｆＰＯ：＝

ＩＶｒｆＲＯ：＝　　（上と同じ）

ＩＶｒｆＷＯ：＝
K_3：＝プロセッサ容量を最適に使うための評価定数
ＤＸ１ｃｅｎ信号はディジタル制御用で、離散値をもつ。これはコーナ速度要請信号で、モード『硬さ』とダンピングに基づく。
中央プロセッサ２６はコーナー・プロセッサ１００にＦｃｏｒ１，Ｘｒｅｑ１の２つの信号を出す（下に説明）。
Ｘ１ｒｅｑ、Ｘ２ｒｅｑ、Ｘ３ｒｅｑ、Ｘ４ｒｅｑの４つの信号が中央制御装置からコーナー・プロセッサへそれぞれ出力される。これらはアクチュエータの変位要請で、これによって望ましい『アクティヴ』車高にし、タイヤの撓みと、『ドライバ入力』負荷中のアイソレタ（例えば３８）という条件下でホィール／ハブ・アセンブリの変位に対抗する。
Ｘ１ｒｅｑ信号は次のように計算する。
最初に、一連のダイナミック・モード変位は、タイヤ／アイソレタの『硬さ』を示すモード・スプリングのモデルを使って計算される。このモデルは、ダイナミック力がタイヤ／アイソレタに加わると、ホィール／ハブ・アセンブリの変位がどうなるか、を知るために使われる。スプリングのモデルはタイヤ／アイソレタの追従性を示すのに使う。このシステムのダイナミック・モード・ヒーヴのためのマス／スプリング方程式は次のように書く。ことができる。
$-Hfdyn = IHkt^{-1} * (Hreq - Hxdyn)$
ここに
Ｈｆｄｙｎ：＝ダイナミック・モード・ヒーヴ（上記）
ＩＨｋｔ：＝モード・ヒーヴでのタイヤ／アイソレタの『硬さ』の逆数
Ｈｒｅｑ：＝必要な車高
Ｈｘｄｙｎ：＝スプリング付きマスからスプリングの付かないマスへのダイナミック・モード変位
これから
Ｈｘｄｙｎ＝Ｈｒｅｑ＋ＩＨｋｔ＊Ｈｆｄｙｎとなる。
スケール定数K_3を使って、プロセッサ容量を最適にすれば、次のような公式になる。
Ｈｘｄｙｎ＝K_3＊ＩＨｋｔ＊Ｈｆｄｙｎ＋Ｈｒｅｑ
同様に、ピッチ、ロール、ワープについても、
ピッチ
Ｐｘｄｙｎ＝K_4＊ＩＰｋｔ＊Ｐｆｄｙｎ＋Ｐｒｅｑ
ここに
Ｐｒｅｑ：＝必要な車のピッチ
ＩＰｋｔ：＝ピッチのタイヤ／アイソレタのモード『硬さ』
K_4：＝プロセッサ容量を最適に使うためのスケール定数
ロール
Ｒｘｄｙｎ＝K_4＊ＩＲｋｔ＊Ｒｆｄｙｎ＋Ｒｒｅｑ
ここに
Ｒｒｅｑ：＝必要な車のロール状態
ＩＲｋｔ：＝ロールのタイヤ／アイソレタのモード『硬さ』
K_4：＝プロセッサ容量を最適に使うためのスケール定数
ワープ
Ｗｘｄｙｎ＝K_4＊ＩＷＫｔ＊ＷＦｄｙｎ＋Ｗｒｅｑ
ここに
Ｗｒｅｑ：＝必要な車のワープ
ＩＷＫｔ：＝ワープのタイヤ／アイソレタのモード『硬さ』
K_4：＝プロセッサ容量を最適に使うための評価定数
Ｗｒｅｑはアクチュエータでの力測定値から計算されたモード・ワープに比例したバイヤス項として使うことが出来るオプション項である。その理由は、コーナ時に車体にワープ力があった方がステアリングをアシストとして運転しやすいからである。

上のいくつかの方程式は出願人のアクティヴサスペンションシステムでの標準的な中心アルゴリズムを成すものである。しかしながら、それらの適用は、車の始動時にシステム加圧の点で問題があることが判明している。それは、システム始動時には車体は道路スプリングのみで支持されているからである。その時のヒーヴ状態はＨｆｄｙｎ＝０だから、上の方程式は

Ｈｘｄｙｎ＝Ｈｒｅｑ

になるが、Ｈｒｅｑは必要な『アクティヴ』車高である。もし、ヒーヴ変位Ｈｒｅｑが『パッシィヴ』車高のヒーヴ変位と等しくなれば、車体に突然の揺れ（シャープな揺れ）が感じられよう。

これは『アクティヴ』車高＜『パッシィヴ』車高が有利であることから、一般に説明出来よう。この場合アクチュエータは道路スプリングを抑え、その力が車輪に下向きの力を加えるからである。

この問題に対処するため、本発明ではＨｘｄｙｎ、Ｐｘｄｙｎ、Ｒｘｄｙｎ、Ｗｘｄｙｎのを計算するやり方を修正している。Ｈｘｄｙｎ（他も同じ）の修正されたアルゴリズムを考えると、

$$Hxdyn = K_3 * IHkt * HFdyn + Hreq + K_{20} * SoftK (Hxp - Hreq)$$

ここに現れる大部分の項は説明済みだが、Ｈｘｐは車のパッシィヴ・ヒーヴ変位（ＰｘｐＷｘｐ，ＲｘｐはＰｘｄｙｎ、Ｒｘｄｙｎ、Ｗｘｄｙｎを同様な方程式で計算する時のパッシィヴ・ピッチ／ワープ／ロール変位である）また、ＳｏｆｔＫは『ソフトスタート』変数で

$$SoftK = K_{21} * Temp1 + Temp2$$

となるが、ここでＫ２１はプロセッサ容量を最適に使うためのスケール定数、Ｔｅｍｐ１、Ｔｅｍｐ２はそれぞれ車の速度とシステム圧力と一定関係を有し変化する変数である。図７はＴｅｍｐ１と車の速度との関係のグラフ、図８はＴｅｍｐ２とシステム圧力との関係のグラフである。

図７では速度が増すにつれ、Ｔｅｍｐ１の値は正比例して減る。この現象は普通、速度１０マイル／時の限界値に達するまで続き、その後はＴｅｍｐ１＝０となる。

図８から分かるのは、Ｔｅｍｐ２の値は油圧制御システム中のフルイド圧が１Ｋｐｓｉになるまで、最大値を保つ。その後は圧力限界値に達するまで、システム圧力と正比例して減り、Ｔｅｍｐ２＝０になる。これがＴｅｍｐ２とシステム圧力との関係のグラフ図８である。エンジンが始動し、システム圧力がダンプ・ソレノイドの閉じによって高まると、ポンプの数回転だけで、十分な加圧フルイドが流れ、システムの圧力がアキュムレータのプレ・チャージ圧まで高められる。その後はアキュムレータの充填度が高まるにつれシステム圧力の上昇は緩やかになる。アキュムレータのプレ・チャージ圧は通常３４４７．５～６８９５ＫＮ／m^2（５００～１０００ｐｓｉ）だから、１０００ｐｓｉが圧力の限界値として選択された。

こうしてＳｏｆｔＫの使用によって、『アクティヴ』懸架システムが、始動時に揺れなしに、『アクティヴ』車高を達成することが出来る。いったん車が速度を出すか（および／または）システム圧力がフルになり、ＳｏｆｔＫ＝０で、アルゴリズムは無修正のシステムの場合と同じになる。

センサ３５は中央プロセッサ２６に車の速度、センサ４１は中央プロセッサ２５にシステムの圧力データを出力する。

Ｔｅｍｐ１、Ｔｅｍｐ２がそれぞれ車の速度、システムの圧力に関係を持つようにプロセッサ２６の回路はプログラムされている。

この明細書で前に述べた、システム加圧による『揺れ』の問題は、中央プロセッサにソフト・スタートのルーティンを組み込むことにより、『パッシィヴ』車高を記憶させ、車の速度とシステムの圧力データに基づく度合いに、『パッシィヴ』車高から『アクティヴ』車高に変化させるようにすれば、解決する。

Ｈｘｄｙｎ、Ｐｘｄｙｎ、Ｒｘｄｙｎ、Ｗｘｄｙｎからは、各アクチュエータ要求するダ

イナミック変位Ｘ１ｒｅｑ、Ｘ２ｒｅｑ、Ｘ３ｒｅｑ、信号がされる。例えばＸ１ｒｅｑは次のように計算する（他も同様である）。

Ｘ１ｒｅｑ＝［ＩＶｒｆＨＯ＊ＨＸｄｙｎ＋ＩＶｒｆＰＯ＊ＰＸｄｙｎ
＋ＩＶｒｆＲＯ＊Ｒｘｄｙｎ＋ＩＶｒｆＷＯ＊ＷＸｄｙｎ］

ここに

Ｘ１ｒｅｑ：＝制御装置１００で制御される必要なアクチュエータ変位

ＩＶｒｆＨＯ、ＩＶｒｆＰＯ

ＩＶｒｆＲＯ、ＩＶｒｆＷＯ：＝モード変位要請を、制御装置１００で制御されているアクチュエータ座標に変換するためのスケール因子

それ故、アクチュエータは車体を望ましい『アクティヴ』車高にし、さらに、アイソレータとタイヤにダイナミック負荷条件下で可撓性の補償をするため伸ばされる。

Ｘｒｅｑ信号はモード座標に変換され、測定したアクチュエータ変位と組合わされて、ヒーヴ、ピッチ、ロール、ワープの力の形のモード・スプリングおよびダンパの変位、Ｈｘｓ、Ｐｘｓ，Ｒｘｓ，Ｗｘｓの値を計算する。これらの値は、負荷セルの計測した力とＬＶＩＴによる変位からのモード速度要請を計算するのに使われる。

中央制御プロセッサは各コーナー制御装置に負荷修正項、Ｆ１ｃｏｒ、Ｆ２ｃｏｒ、Ｆ３ｃｏｒ、Ｆ４ｃｏｒを送る。これらの負荷修正項は、負荷セルと平行した道路スプリングのあることと、懸架システムそのものの欠陥によって、負荷セルによって計測されない車体に掛かる力を考慮してを計算され、そして、負荷セルの感知した力から車体に掛る慣性による『ドライバ入力』の力（Ｈｆｄｙｎ、Ｐｆｄｙｎ、Ｒｆｄｙｎ、Ｗｆｄｙｎ）を除去するのに使われる。

これらの測定されない負荷の修正項は、車が停止中はアクチュエータの伸縮機能を制御し停止中の車体に掛るヒーヴ、ロールを測定して決定される。

上に述べた通り、各コーナー・プロセッサのために、中央プロセッサ２６は図１に見るようにＦｌｃｏｒ，ＤＸｌｃｅｎ，Ｘｌｒｅｑの制御信号を発生する。

要約すると、Ｆｌｃｏｒは『ドライバ入力』に基づく力の修正信号で、中央プロセッサ２６にデータを送る。

このＦｌｃｏｒは、Ｆ１が修正されて、コーナー・プロセッサが、コーナリング、ブレーキングなどによる測定された負荷によって機能不全をおこすような制御をしないようにする。

ＤＸｌｃｅｎは、中央プロセッサによって測定した力と変位をヒーヴ、ピッチ、ロール、ワープの座標に変換して出力されるコーナー速度要請信号で、そのため４つの形のプログラムされたモード『硬さ』とダンピングからモード速度を計算し、それをコーナー座標に変換する。

Ｘｌｒｅｑは、中央プロセッサ２６によって出される必要なダイナミック変位信号で、アイソレタ３５と、『ドライバ入力』による負荷に起因するタイヤーハブ・アセンブリ１８の変位に対処する。

コーナー制御プロセッサ

図２の使用例を参照して、コーナー・プロセッサ２５の機能を説明しよう。これは流れ図で、コーナー・プロセッサがいかに、中央プロセッサ２６からの信号、力トランスデューサ２８、ＬＶＩＴ２７、ハブ・アクセロメータ３０からの信号を処理して、第１のサーボバルブ２２への信号を出力するか、を示す。コーナー・プロセッサはコーナー座標上のみで機能している。中央プロセッサ２６はモード・モデルを使って、信号処理をするが、コーナー・プロセッサ２５に送る信号はそのプロセッサ２５のコーナー座標系になっている。

コーナー・プロセッサ２５は中央プロセッサ２６から信号Ｘｌｒｅｑを受けるが、これは中央プロセッサ２５によって出力されるコーナー変位要請で、これは『ドライバ入力』負荷に起因するアイソレータ３８とタイヤとの変位に対処するためのコーナー・アクチュエータの変位を指示するものである。この原因になる負荷は、加速、減速、カーヴするなどの負荷で、走行する路面の凹凸によって車体にかかる負荷ではない。このＸｌｒｅｑ信号

はまた『アクティヴ』車高の要請でもある。
４０の段階では次の式が処理される。
ＤＸｒｅｑ＝Ｋｄｙｎ＊（Ｘｒｅｑ－Ｘｄｙｍｎｏｌｄ）＊K_5・・（Ａ）
Ｘｄｙｍｎｅｗ＝Ｘｄｙｍｎｏｌｄ＋ＤＸｒｅｑ＊Ｉｄｙｎ・・・・・（Ｂ）
ここに
ＤＸｒｅｑ：＝要求されたダイナミック速度
Ｋｄｙｎ：＝コーナー・ループ利得
Ｉｄｙｎ：＝ダイナミック変位フィルタ時間定数
Ｘｄｙｍｎｅｗ：＝フィルタされたダイナミック変位要請
Ｘｄｙｍｎｏｌｄ：＝前にフィルタされた変位要請
K_5：＝プロセッサ容量を最適に使う定数
上の式（Ｂ）は本質的にいって、閉じたループ変位要請の制御ループで、定数Ｉｄｙｍによって制御されるディジタル・フィルタを持つ。
フィルタされたダイナミック変位要請Ｘｄｙｍは５０の段階で入力され、ここで測定された変位Ｘ１、測定されたＦ１、中央プロセッサ２６によって出力されたＦｌｃｏｒ信号と合成される。
前述の通り、中央プロセッサ２６の出す、力の修正信号で、測定された力の信号と組合わされて、コーナー・プロセッサが『ドライバ入力』による負荷を見ないようにし、路面から車体への入力のみを見ることになる。そのような入力をここでは『ダイナミック』入力と呼ぶ。５０の段階でコーナー・プロセッサは次のように計算する。
ＤＸｃｏｒ＝ＩＣＣ＊K_6＊［Ｋ７　（Ｆｌ＋Ｆｌｃｏｒ＋Ｋｃｓ＊Ｘ＊Ｋ８
＋K_9＊（ＭＫｓ＊（Ｘｌ－Ｘｄｙｍ））］・・・・・・・・（Ｃ）
ＤＸｃｏｒ：＝コーナー・ベースの速度要請
ＩＣＣ：＝コーナー速度ダンピングの逆数
Ｆｌ：＝測定された力
Ｆｃｏｒ：＝コーナーでの負荷入力
Ｋｃｓ：＝コーナーでの平行スプリング硬さ
Ｘｌ：＝測定された変位
ＭＫｓ：＝要求されたコーナー硬さ
Ｘｄｙｍｎ：＝フィルターされたダナミック変位要請
$K_{i=6,7,8,9}$：＝プロセッサ容量を最適に利用するための定数
要は、コーナー・プロセッサは、選ばれた硬さＭｋｓ、選ばれたダンプ率ＩＣＣについてスプリングとダンパのシステムをモデルするのである。
式（Ｃ）の測定された力Ｆ１はＦ１ｃｏｒ項で修正されて、コーナー・プロセッサがダイナミック負荷を、フィルターされたダイナミック変位要請Ｘｄｙｍｎを除くことによって測定された変位Ｘｌが修正された時と同じように無視する。
測定した変位と組み合わせるためにダイナミック変位要請をフィルタすることが必要である。その理由は、もし中央制御信号命令が実行されていないと、アクチュエータ制御で突然の揺れが起こるかも知れないからである。
アクチュエータ１０は通常の道路スプリング３６に平行して車体２９と懸架アーム１５の間で作動する。車体２９に掛る道路スプリング２６からの力は式（Ｃ）のＫｃｓ＊Ｘ項で表している。
ＤＸｃｏｒ信号が生成されると、中央プロセッサで生成されたＤＸｌｃｅｎと１６の段階で組み合わされる。上述の通り、ＤＸｌｃｅｎはコーナーの速度要請（アクチュエータの速度要請）で車の中央プロセッサでモード計算された信号である。６０の段階で、それはＤＸｃｏｒ信号と次のように組み合わされる。
ＤＸｅｒｒ＝ＤＸｌｃｅｎ－ＤＸｃｏｒ・・・・・・・・・・（Ｄ）
ＤＸｅ０ｍ：ＤＸｅ０Ｌｎｅｗ＝Ｄｘｅ０ｍ：ＤＸｅ０Ｌｏｌｄ
＋Ｋｖｅｌ＊（ＤＸｅｒｒ－ＤＸｅ０ｍ：ＤＸＥ０Ｌｏｌｄ）
・・・・・・・・・・（Ｅ）

ここに
ＤＸｅｒｒ：＝速度エラー
ＤＸｌｃｅｎ：＝中央プロセッサからのコーナー速度要請
ＤＸｅ０ｍ：ＤＸｅ０ｍＬｎｅｗ：＝フィルタされた速度エラー
ＤＸｅ０ｍ：ＤＸＥ０ｍＬｏｌｄ：＝以前の速度エラー
Ｋｖｅｌ：＝フィルタ時間定数
中央プロセッサはコーナー・プロセッサと異なったクロック周波数でデータ処理をしているため、フィルタしないと制御が突然の変化する恐れがあるので、計算された速度エラーＤＸｅｒｒはフィルタ時間定数Ｋｖｅｌを使ってフィルタする。
コーナー・プロセッサは図３に示すようなモデルを使うが、それはスプリング付きマス１００、スプリングなしマス１１０、その間のスプリング１２０から成る。このモデルは『スカイ・フック』ダンパ原理を使っている。ダンパ１３０はスプリングなしマス１１０、ダンパ１４０はスプリング付きマス１００に、それぞれ固定した基準に結び付られている。ダンパ１３０、１４０はそれぞれダンピング定数Ｃｕ，Ｃｃを持つ。
モデル・システムは図４に概要を示す実体システムとは違う。車２００のスプリング付きマスは、それとスプリングなしマス２３０との間にある道路スプリング２１０とアクチュエータ２２０で懸架されている。スプリングなしマスは車のホィール／ハブ・アセンブリである。同図の負荷セル２４０とアイソレータ２５０はスプリングなしマス２００とアクチュエータ２２０との間にある。このシステムは明らかに図１の概要的な配置に対応している。
実体システムでアイソレータ・ダンピングがないとしよう。負荷セル２５０における力はＦｌｍで、
Ｆｌｍ＝Ｋｉ＊（Ｘｉ－Ｘｓ）
であり、ここに
Ｋｉ：＝アイソレータの硬さ
Ｘｉ，Ｘｓ：＝図４に示す変位
もしアクチュエータ変位がＸｊ＝Ｘｕ－Ｘｉならば、上の式から
Ｆｌｍ＝Ｋｉ（Ｘｕ－Ｘｊ－Ｘｓ）
となる。ここに
Ｘｕ：＝スプリングなしマスの変位
Ｘｓ：＝スプリング付きマスの変位
である。
それ故、　　Ｘｕ－Ｘｓ＝Ｘｊ＋Ｆｌｍ／Ｋｉ・・・・・・・・・・（Ｆ）
が得られる。微分すれば
ＤＸｓ＝Ｄｘｕ－ＤＸｊ－ＤＦｍ／Ｋｉ・・・・・（Ｇ）
となる。
そこで、コーナー制御装置に使われるモデルの運動方程式は
Ｍｓ＊ＤＤＸｓ＝Ｋｃ＊（Ｘｕ－Ｘｓ）－Ｃｃ＊ＤＸｓ・・・・・（Ｈ）
Ｍｕ＊ＤＤＸｕ＝Ｋｃ＊（Ｘｕ－Ｘｓ）－Ｃｕ＊ＤＸｕ・・・・・（Ｉ）
ここに
Ｍｓ＊ＤＤＸｓ：＝測定された負荷セル力Ｆｌｍ
Ｋｃ：＝モデルの硬さ
Ｃｃ：＝モデルのダンピング
とする。（Ｈ）－（Ｉ）をつくり、２の因子を無視すると、
Ｆｌｍ＝Ｋｃ＊（Ｘｕ－Ｘｓ）－Ｃｃ＊ＤＸｓ＋Ｃｕ＊ＤＸｕ＋Ｍｕ＊ＤＤＸｕ
・・・・・（Ｊ）
が得られるが、（Ｊ）に（Ｆ）、（Ｇ）を代入すれば、
Ｆｌｍ＝Ｋｃ＊（Ｘｊ＋Ｆｌ／Ｋｉ）－Ｃｃ＊（ＤＸｕ－ＤＸｊ－ＤＦｌ／Ｋｉ）
＋Ｃｕ＊ＤＸｕ＋Ｍｕ＊ＤＤＸｕ
２つのこれらのマスの相対的な運動の十分な制御を維持するための条件はＫｃ＜＜Ｋｉで

ある。この条件をみたすと仮定すると、上の式は
Ｆｌｍ＝Ｘｊ＊Ｋｃ＋ＤＸｊ＊Ｃｃ＋ＤＸｕ＊（Ｃｕ－Ｃｃ）
＋ＤＤＸｕ＊Ｍｕ－ＤＦｍ＊Ｃｃ／Ｋｉ
このコードはアクチュエータに対する速度ドライヴ出力を要求する。それ故、速度を表す式は、次のようになる。
ＤＸｊ＝１／Ｃｃ＊［Ｆｍ－Ｘｊ＊Ｋｃ－ＤＸｕ＊Ｃｕ－Ｍｕ＊ＤＤＸｕ］
＋ＤＸｕ－ＤＦｍ／Ｋｉ
『アクティヴ』懸架システムの開発中に、ＤＦｍ／Ｋｉ項は余り重要でないし、生成するのが比較的難しいという結論になり、コードから除かれることになった。
ＤＸｕをハブ・ダンピング利得ＫｕｆＣに掛けるというやり方の制御戦術では、ＤＸｕ＊Ｃｕ／Ｃｃは一般にＤＸｕと組み合わせる。コーナー・データ処理については、十分なアルゴリズム開発が成されており、次に述べることは速度の制御の基本となっている。
ＤＸｊ＝１／Ｃｃ＊［Ｆｍ－Ｘｊ＊Ｋｃ］＋ＫｕｆＣ＊ＤＸｕ－Ｍｕ＊ＤＤＸｕ
ここに
１／Ｃｃ：＝ダンピングＩＣｃの逆数
Ｆｍ：＝負荷セル力Ｆ
Ｘｊ：＝一般化されたモード変位Ｈｘｓなど
Ｋｃ：＝必要なコーナー硬さＭＫｓ
ＫｕｆＣ：＝ハブ速度利得
ＤＸｕ：＝予測されたハブ速度
Ｍｕ：＝ハブ加速度利得ＭＭｃ
ＤＤＸｕ：＝測定されたハブ加速度
上の式では初めの部分はＤＸｃｏｒの計算において考慮されており、ここでＦｍがＦｌとして現れ、Ｘｊ＊Ｋｃ項がＭＫｓ＊（Ｘ－Ｘｄｙｍｎ）の役割をしていることが見られる。残りの部分は７０の段階で加えられ、コーナー・プロセッサが次のような計算をする。
$ＤＸｍｏｄ＝［K_{10}＊ＭＭｃ＊ＤＤＸｕ＋Ｋｕｆｃ＊ＤＸｕｍ］＊K_{11}$
$＋［K_{12}ＤＸｃｏｒ＋ＤＸｅ０ｍ：ＤＸｅ０ｌ］＊K_{13}－ＤＸｆｍ$
・・・・・・・（Ｋ）
ここに
ＤＸｍｏｄ：＝ハブのコーナー速度要請
ＭＭｃ：＝ハブ・マス利得
ＤＤＸｕ：＝測定されたハブ加速度
Ｋｕｆｃ：＝ハブ・ダンピング利得
ＤＸｕｍ：＝スプリングなしマスの変位
ＤＸｃｏｒ：＝コーナー・ベースの速度要請
ＤＸｅ０ｍ：ＤＸｅ０ｌ：＝フィルタされた速度要請
ＤＸｆｍ：＝フィルタされたコーナー速度要請
$K_{i=10,11,12,13}$：＝プロセッサ容量を最適に利用するための定数
ＭＭｃ＊ＤＤＸｕ，Ｋｕｆｃ＊ＤＸｕｍはそれぞれＭｕ＊ＤＤＸｕ，ＫｕｆＣ＊ＤＸｕに対応する。ハブ・マス利得ＭＭｃ、ハブ・ダンピング利得Ｋｕｆｃは特定のホィール／マスアセンブリについて決められる。
下の２つの既に計算されている
（コーナーの速度要請ＤＸｃｏｒ）＋（フィルタした速度要請ＤＸｅ０ｍ：ＤＸｅｏｌ）＝（全部の速度要請）になることに注意する。
Ｘｕｍ，ＤＸｕｍはそれぞれスプリングなしマスの速度と変位だが、次の式によって、７５の段階で、測定されたハブ加速度ＤＤＸｕから計算される。
ＤＸｕｍｎｅｗ＝ＤＸｕｍｏｌｄ＋ＫＶｌ＊ＤＸｕｍｏｌｄ
$＋ＫＶ２＊［K_{14}＊（ＤＤＸｕｎｅｗ＋ＤＤＸｕｏｌｄ）$
$－K_{15}＊Ｘｕｍｏｌｄ］$　　・・・・・（Ｌ）
$Ｘｕｍｎｅｗ＝Ｘｕｍｏｌｄ＋ＫＶ_{3}＊（ＤＸｕｍｎｅｗ＋ＤＸｕｍｏｌｄ）$

・・・・・（Ｍ）
ここに
ＤＸｕｍｎｅｗ：＝ハブ速度
ＤＸｕｍｏｌｄ：＝以前のハブ速度
ＤＤＸｕｎｅｗ：＝測定されたハブ加速度
ＤＤＸｕｏｌｄ：＝以前の測定されたハブ加速度
Ｘｕｍｎｅｗ：＝ハブ変位
Ｘｕｍｏｌｄ：＝以前のハブ変位
$Kv_{i=1,2,3}$：＝ハブ・フィルタ定数
$K_{j=14,15}$：＝プロセッサ容量を最適に利用するための定数
以上からハブ速度が（以前のハブ速度）＋（速度増大分のクロック周期での平均値）になることが分かる。同様にして、
ハブ変位は（以前のハブ変位）＋（クロック周期平均速度に基づく変位）
として計算される。
速度信号の高い周波数の成分はＤＸｆｍによって除かれるが、このＤＸｆｍは、８０の段階で次のようにＸｍｏｄをコーナーの速度要請のためのローパスフィルタを通して得られるものである。
ＤＸｌｆｍｎｅｗ＝ＤＸｌｆｍｏｌｄ＋Ｈｐｆｔｃ＊ＤＸｌｍｏｄ・・・（Ｎ）
ここに
ＤＸｌｆｍ：＝ローパスフィルタされたコーナー速度要請
Ｈｐｆｔｃ：＝フィルタされたコーナー速度要請・時間定数
ＤＸｌｍｏｄ：＝ハブへのコーナー速度要請
国際出願Ｎｏ．ＰＣＴ／ＧＢ　９０／００６２１に述べられているように、『バンプ・ストップ』アルゴリズムではＤＸｍｏｄ信号は測定された変位Ｘｌと組み合わされる。これは１００の段階で行われ、『バンプ・ストップ』スケール因子Ｑｊが発生される。このＱｊはアクチュエータの作動限度に近付くと、速度信号を修正する。
本発明のシステムでは、『バンプ・ストップ』スケール因子Ｑｊはコーナー・プロセッサに供給するため、次のようなＱｊ１に置き換えられている。
Ｑｊ１＝（Ｑｊ＊ＶｇａｉｎＱ）／３２７６８
および　　ＶｇａｉｎＱ＝１６３８４＋２５６＋ＡＢＳ（Ｖ）
ここに
Ｑｊ：＝『バンプ・ストップ』スケール因子
Ｑｊ１：＝修正されたスケール因子
ＶｇａｉｎＱ：＝速度利得
ＡＢＳ（Ｖ）：＝車の速度の絶対値
９０の段階で最終的なアクチュエータ要請は次のように計算する。
$DXd=(K_{16}*Qj1*DXmod+MKv*Xdm)*K_{17}$・・・・（０１）
$Xderr=K_{18}*(Xdm-Xl+Xdynm)$・・・・・・・・・・（０２）
ここで
ＤＸｄ：＝コーナー速度要請
Ｑｊｌ：＝スケール因子（同上）
ＤＸｍｏｄ：＝コーナー速度要請
ＭＫｖ：＝セルフ・レベリング・ダンピング
Ｘｄｍ：＝変位モデル
Ｘｄｅｒｒ：＝変位エラー
Ｘｌ：＝測定された変位
Ｘｄｙｎｍ：＝フィルタされた変位要請
$K_{i=16,17,18}$：＝プロセッサ容量を最適に利用するための定数
それ故、Ｑｊｌは速度と共に、力のエラー制御ループの利得を変更し、低速では利得を低めて連続的な揺れを防ぎ、高速では利得を高めて、制御システムの作動の迅速さを得られ

るようにする。
上の（０２）のＸｄｍ信号は、１００の段階で次のようにＤＸｄから計算する。
Ｘｄｍｎｅｗ＝Ｘｄｍｏｌｄ＋Ｉｎｇ＊Ｄｘｄ・・・・・・・・（Ｐ）
ここに
Ｘｄｍｎｅｗ：＝新しいアクチュエータ変位モデル
Ｘｄｍｏｌｄ：＝以前のアクチュエータ変位モデル
Ｉｎｇ：＝積分定数
Ｄｘｄ：＝コーナー速度要請
Ｘｄｍｎｅｗの計算後、１１０の段階で次のような確認が行われる。
（Ｘｄｍｎ＋Ｘｄｙｎｍ）＞０？・・・・・・・・・・・・（Ｑ）
もし、正なら、アクチュエータは縮み、
（Ｘｄｍｎ＋Ｘｄｙｎｍ）＞Ｘｌｉｍｃ？・・・・・・・（Ｒ）
が確かめられる。もし、これも正なら、
（１００の段階で出力されたＸｄｍ値）≠（式（Ｐ）で計算されたＸｍｎｅｗ値）
で、その代わりに
Ｘｄｍ＝Ｘｌｉｍｃ－Ｘｄｙｎｍ・・・・・・・・・・（Ｓ）
である。もし（Ｑ）の答えが否なら、アクチュエータは伸び、
（Ｘｄｍｎ＋Ｘｄｙｎｍ）＜－Ｘｌｉｍｅ？・・・・・・（Ｔ）
が確かめられる。もし、これが正なら、
（１００の段階で出力されたＸｄｍ値）≠（式（Ｐ）で計算されたＸｍｎｅｗ値）
で、
Ｘｄｍ＝－Ｘｌｉｍｅ－Ｘｄｙｎｍ・・・・・・・・・（Ｕ）
である。
上の式（Ｑ）～（Ｕ）の変数は、
Ｘｄｍ：＝アクチュエータ変位モデルの最新値
Ｘｄｙｎｍ：＝フィルタされたコーナーダイナミック変位要請
Ｘｌｉｍｃ：＝アクチュエータの縮圧極限
Ｘｌｉｍｅ：＝アクチュエータの伸長極限
ＭＫｖ＊Ｘｄ，Ｈｐｆｔｃ＊ＤＸｌｍｏｄ（それぞれ上記（０１）、（Ｎ）参照）の２つは『アクティヴ』車高に偏ったセルフレベリング・システム制御ループのシステムを提供する。後でこれを説明しよう。
最終的なアクチュエータ要請ＤＸｄ，Ｘｄｅｒｒが計算されると、それらは組み合わされて、次のように１２０の段階で、現在の速度予測（エスティメント）（Ｃ．Ｖ．Ｅ．）となる。
Ｃ．Ｖ．Ｅ＝K_{21}＊ＰＲｆａｃｔ＊［K_{22}＊Ｇｆ＊（ＤＸｄ＋ＤＸｒｅｑ）
＋Ｇｄ＊Ｘｄｅｒｒ］－Ｘｂｉａｓｍ・・・・・・・・・・（Ｖ）
ここに
ＰＲｆａｃｔ：＝圧力因子
Ｇｆ：＝速度ループ利得
ＤＸｄ：＝コーナー速度要請
ＤＸｒｅｑ：＝要求されたダイナミック速度
Ｇｄ：＝変位ループ利得
Ｘｄｅｒｒ：＝変位エラー
Ｘｂｉａｓｍ：＝バルブ・オフセット
$K_{i=20,21,22}$：＝プロセッサ容量を最適に利用するための定数
ＰＲｆａｃｔはシステムのフルィドの測定された圧力で、システムの圧力の変動を考慮して計算される。これについては本発明には重要でないので、これ以上触れない。
１３０の段階で、Ｘｄｅｒｒから得られるオフセット項Ｘｂｉａｓｍは次のように、繰り返し法でを計算する。
Ｘｂｉａｓｍｎｅｗ＝Ｘｂｉａｓｍｏｌｄ＋Ｋｂｉａｓ＊Ｘｄｅｒｒ・・・・（Ｗ）

ここに
Ｘｂｉａｓｍｎｅｗ：＝新しいバルブ・バイヤス
Ｘｂｉａｓｍｏｌｄ：＝前のバルブ・バイヤス
Ｋｂｉａｓ：＝時間定数
Ｘ１ｄｅｒｒ：＝変位エラー
このバルブ・バイヤス項はバルブ状態を『アクティヴ』車高維持に有利なようにする。
最後の出力は、要するに、次のようになる。
（速度）＝（力制御）＋（変位エラー制御）－（バルブ・バイアス）
アクティヴ懸架システムは、高速でアクチュエータを制御する力ループ利得を高いレベルすることが要求される。しかしそれは低速の場合は必要でなく、低速や停車中は車体の不必要な（constant）動きの元になる。
この問題は低い負荷利得で解決される。一般にこの値を半分からフルに、速度限界５～１０マイル／時程度のしきい値で切換える。
この解決法は、センサ１５にフィルタを付け速度利得を、関連する利得を半分からフルに高めれるように計算すれば、滑かな移行ができる。
力ループはハイ・パス・フィルタされで（先に見た通り）システムへの加圧は０である。それゆえ、もし、１００の段階でバルブ・ドライブをし、始動時『アクティヴ』車高をする必要があれば、それはＧｄ＊Ｄｘｄｅｒｒ－Ｘｂｉａｓｍに基づくものである。
Ｘｂｉａｓｍは普通０から始まり、その後アクチュエータの変位エラーを１３０の段階で積算して、緩慢に大きくなる。そのため初めはストラットを安定させるためバルブ・オフセットが必要で、始動時のバルブ・ドライブは変位エラーＸｄｅｒｒ＊Ｇｄ（式（Ｖ））からでなくてはならぬ。このＧｄが低ければ低いほど、より高い変位エラーがオフセットするために必要になってくる。しかし運転時には乗り心地の改善のためにはＧｄは低ければ低いほどよい。その状態では、Ｘｂｉａｓｍが決まるまで、アクチュエータの『ぶらつき』が起こり、それのみでバルブ安定を保つドライヴをしているのである。
問題解決には２つの方法がある。第一の方法では、Ｘｂｉａｓｍが最後に使った値を初期設定に使えるようなＥＥＰＲＯＭ（電子的消去可能プログラム可能読み込み専用メモリ）を１３０段階でコーナー・プロセッサに組み入れる。
第二の方法では、１２０段階で、新しいプログラムを組み、始動時のＧｄ，Ｋｂｉａｓの相対的な重要性を変えるやりかたである。利得Ｇｄを最初の高い値から、システム圧力とコーナー・プロセッサのアルゴリズムで得られた車速データとを使ってアルゴリズムによって、低くし普通のレベルにする。
Ｇｄ利得はコーナー・プロセッサ２５に使うアルゴリズムで変えられる。このアルゴリズムには速度の関数の利得調節（ＭＧ）項があって、次のように働く。
ＭＧ＝３２７６７＝ＡＢＳ（Ｖ）＊２５６
ここに
ＭＧ：＝調節利得
ＡＢＳ（Ｖ）：＝速度の絶対値
３２６７６７，２５６：＝プロセッサが使う定数
プロセッサはＭＧ≦１６３８４？を調べ、もし正なら、ＭＧ＝１６３８４とする。
Ｇｄは繰り返し
Ｇｄｎｅｗ＝（Ｇｄｏｌｄ＊ＭＧ）３２７６８
と計算する。
サーボ・バルブ駆動信号出力の前に、Ｃ．Ｖ．Ｅ信号は１４０の段階で値が半分になり、１５０、１６０、次のような処理をする。
１５０で　　Ｖ．Ｒ．＝Ｃ．Ｖ．Ｅ．ｎｅｗ－Ｃ．Ｖ．Ｅ．ｏｌｄ・・・（Ｘ）
１６０で　　ＶｅＩＬ＝Ｋ２０＊ｌｅａｄ＊Ｖ．Ｒ．・・・・・・・・・・（Ｙ）
ここに
Ｖ．Ｒ．：＝速度率
Ｃ．Ｖ．Ｅ．ｎｅｗ：＝最新のＣ．Ｖ．Ｅ．

Ｃ．Ｖ．Ｅ．ｏｌｄ：＝以前のＣ．Ｖ．Ｅ．
Ｌ．Ｒ．：＝リード・レート
ｌｅａｄ：＝リード定数
ＶｅＩＬ：＝（上記（Ｙで定義））
１６０での出力は、１７０でのＯ．５．＊Ｃ．Ｖ．Ｅ．と組み合わされて、１８０で２倍にされる。
リードは１５０で導入されディジタル・ディファレンシエータ（微分器）としてシステムの応答性を向上させる。
最終バルブ・ドライヴはディジタルからアナログに１８０で変換される。１９０では、省エネ・バルブを持つサーボ・システムに信号を送り、フローなし、あるいはフローさせるかどうか決定する。この決定はトランスデューサで計った、ホィール／ハブ・アセンブリに掛かる正味の力データと要請された速度のデータを比べて行う。もしそれらが同じなら、省エネ用の第２のサーボバルブ３９が使われ、アクチュエータの作動を制御する。すなわちチェンバＡ，Ｂをつなげフローを調節、加圧フルイドを供給するエネルギを節約する。この場合信号は、１９２でエネルギ節約利得Ｇｎｐを通った後、１９１で出力される。他方、もし、正味力と必要な速度が反対ならば第１のサーボバルブ２２は一つのチェンバを加圧フルイド源、他をエクゾーストにつなぐ。その場合、制御信号は１９３で利得ＧｎＢを通った後、１９３で出力される。
省エネ・バルブは自己のアナログ閉ループ電子制御システム（このようなバルブには標準でついている）が付いている。
バルブ制御システムは、バルブのスプールを作動させる電流を、バルブに要請される位置と実際のバルブの位置との差に比例するように制御する機能を果す。
制御システムは一般に図５に示すように、バルブ変位エラーを増すとバルブ・ドライヴを増す。この増加はエラーに比例して増し、それが２０％になり、バルブ・ドライヴがフルに要請されるまで続く。それ故、バルブの応答は変位エラーが１００％になるまで、線形的に変化するわけではなく、２０％までのエラーには強い応答をして、十分なバルブ・ドライヴをする。始動時の車では、『アクティヴ』懸架システムからのバルブ・ドライヴは、閉じたばかりのバルブ位置が望ましいから、問題となる。もし省エネ・バルブがわずかに開いている状態で、要請された位置が少し閉じた位置ならば、ここで起こるドライヴではバルブを閉じるには不十分かも知れぬ。特に、バイパス・バルブの洩れで、システム圧力が低いので、このことがいえよう。
バイパス・バルブが省エネ・システムにある時の問題は、それが始動時少し開いていて、ぶらつきが起こることで、その解決には１９０で、低速でプロセッサ２５がバイパス・バルブを完全に閉じるように（１００％のバルブ・ドライヴ）すればよい。プロセッサ２５は速度信号をセンサ３５から受取り、次のような評価をする。
Ｖ＜Ｖｍｉｎ　？
ここに
Ｖ：＝測定された速度
Ｖｍｉｎ：＝あらかじめプログラムされた
最小速度
一般にＶｍｉｎ＝５～１０マイル／時だが、最適値＝６．４マイル／時である。
もしＶ＜Ｖｍｉｎなら、プロセッサ３ａは省エネ・バルブを完全に閉じるように要求するが、Ｖｍｉｎは速度限界値をなす。
１９０において、最終ドライヴの際、変数ＢｃｌｏｓｅＣを入れることで、バルブに対する最終出力を変えることで、低速で、バルブは完全に閉じるように要求される。ここにおいて、
ＢｃｌｏｓｅＣ＝Ｂｃｌｏｓｅ＋（ＢｃｌｏｓｅＳ－Ｂｃｌｏｓｅ）＊ＶｇａｉｎＶ
および
ＶｇａｉｎＶ＝（１６３８４＋２５６＊ＡＢＳ（Ｖ））－３２７６８
である。

この変数は、この反復で、省エネなしのとき、最終バイパス・バルブ・ドライヴを修正するのに使う。ＢｃｌｏｓｅＳは停車の値である。この変数の生成で、速度と共にＢｃｌｏｓｅからの切換えが出来る。結果の値はバルブ・ドライヴに加えられる。ＢｃｌｏｓｅＣ要請の正値が大きくなれば、バイパス・バルブは余計に閉じる。

車が停車中は（ＢｃｌｏｓｅＣ＝ＢｃｌｏｓｅＳ）ＶｇａｉｎＶ＝１６３８４で、

車が走行中は（ＢｃｌｏｓｅＣ＝Ｂｃｌｏｓｅ）ＶｇａｉｎＶ＝０となる。

このシステムは本質的にセルフレベリング・システムであって、上の式（Ｎ），（Ｏ）のそれぞれＨｐｆｔｃ，ＭＫｖによって支配される。

車が停車中の負荷（例えば、荷物、乗客、燃料）の変化が実質的に車体の大きな動きの原因になってはならない。

そして、いかなる車体の動きもセルフレベリング・システムである程度除去されねばならぬ。従って、車が停車中／緩行中の『速い』そして走行中の『遅い』レベリングの間の速度しきい値（典型的に５～１０マイル／時）に達するとセルフレベリング・パラメタＨｐｆｔｃ，ＭＫｖがスイッチされる。もしＸｌｂｉａｓｍ値が前述のＥＥＰＲＯＭに記憶されていなければ、それも低と高の速度値の間のしきい値でスイッチすべきである。

Ｈｐｆｔｃは高域通過フィルタ時間定数であり、アルゴリズム（Ｎ）で、生成されたれたＤＸ１ｍｏｄからフィルタされた速度要請ＤＸｌｆｍを出力する。そのＤＸ１ｍｏｄは次に生成されるべきＤＸ１ｍｏｄ信号から除かれその低周波コンポーネントは除かれている。Ｈｐｆｔｃが増えると、ＤＸｌｆｍの周波数の帯域が増えＤＸｌｍｏｄのそれは逆に減る（高周波だけになる）。

セルフレベリングは低周波要請である。負荷セルとハブ・アクセロメタによって生成された信号のオフセットは（Ｎ）のＨｐｆｔｃの支配するハイパス・フィルタで除去される。Ｈｐｆｔｃがたより高かければ、オフセットはより迅速に除去され、セルフレベリングもそれだけ速くなる。積み荷の追加、下車などの低周波入力はＤＸｌｆｍによりＤＸ１ｍｏｄから除去されるから、車の懸架システムは『硬く』反応する。これはシステムの狙うところである。（Ｎ）はセンサ・オフセット、ドリフトを補償し、かつシステムが低周波入力に『硬く』反応するようにする。

Ｈｐｆｔｃ信号は、速度しきい値で、低速では（速いセルフレベリング条件）高い値から、高速では（遅いセルフレベリング条件）低い値にスイッチされる。

アルゴリズム（Ｐ）では、モデルされたアクチュエータ変位が計算される。モデルされた変位はアクチュエータの理想的な作動を記述している。（０２）ではモデルされた変位と現実の変位の誤差（エラー）を計算する。そのエラーと利得Ｇｄの積が（Ｖ）の変位エラー・ループにおいて作られる。

迅速なセルフレベリングを保証するため、Ｘｄｍは出来るだけ速く０にすべきである。すなわち、アクチュエータ変位はなるべく速く０にする。パラメタＭＫｖは，（０１）での速度要請ＤＸｄでのローパスフイルタの役をし、（Ｐ）でＸｄｍ変数はＤＸｄの積分であるから、ＤＸｍｏｄ＝０のとき、Ｘｄｍ＝０となり、ＤＸｄ＝０となる。これはＸｄｍを計算するインテグレータがフイルタなしだと、コンスタント・オフセットを持つ信号を出力するから、特に必要である。図９には、簡単のためＱｊおよび定数を無視して、ＤＸｌｍｏｄ，ＤＸｄ，Ｘｌｄｍの関係を示す。これから閉じたループ変換関数はこれから閉じたループ変換関数はＸｄｍ／ＤＸｍｏｄ＝Ｉｎｇ／（Ｓ＋Ｉｎｇ・ＭＫｖ）となる。

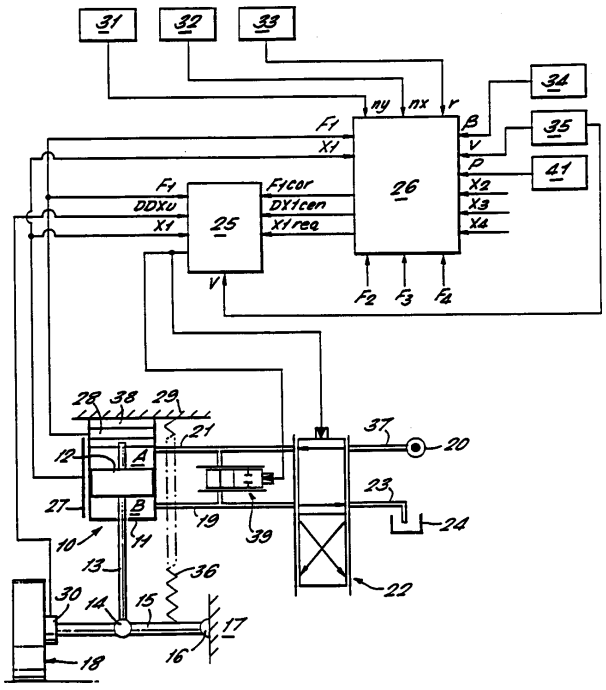
このシステムのボード図（ボードプロット：Bode plot）が図１０に示されている。システムのカット・オフ周波数はＩｎｇ＊ＭＫｖである。ＭＫｖが増えると、システムの利得が減り、ブレーキ周波数が増える。ＭＫｖを変えて、周波数のレンジを増やすと、セルフレベリングが早くなる。

制御システムのセルフレベリングのアルゴリズムがＤＸｍｏｄｋからＨｐｆｔｃで決められた帯域のフィルタされた信号ＤＸｍｏｄを除去し、またＸｄｍをＭＫｖによる帯域のローパスフィルタによるフィルタによって、ＤＸｍｏｄ＝０とする。ＨｐｆｔｃとＮＫｖは速度と共に変わり、車が停車中／緩行中の『速い』そして走行中の『遅い』セルフレベリ

ングを行う。
ＨｐｆｔｃとＭＫｖを高低速度値の間に設定して、滑らかなシステムの作動（移行）をはかる。
ただし速度レンジで連続的なセルフレベリング特性を持たせることは不利で、懸架の『硬さ』の増加で乗り心地を悪くさせる。
大事なのは『車の動きのレート』１０マイル／時以上の速度で使うセルフレベリングである。これ以上の速度でのセルフレベリングは意味がない。高低の速度で分離したシステムにすべき（値を利用すべき）だ。上の実施例で述べた配分された『アクティヴ』サスペンションはコーナー・プロセッサー（例２５）、中央プロセッサー（例２６）でデータ処理がシェアーされている。しかし、本発明はたまたま配分処理システムを実施例で述べたに過ぎない。
本発明はそのシステムの中央／配分式に拘らず、いかなる『アクティヴ』車高懸架システムにも適用出来るものである。

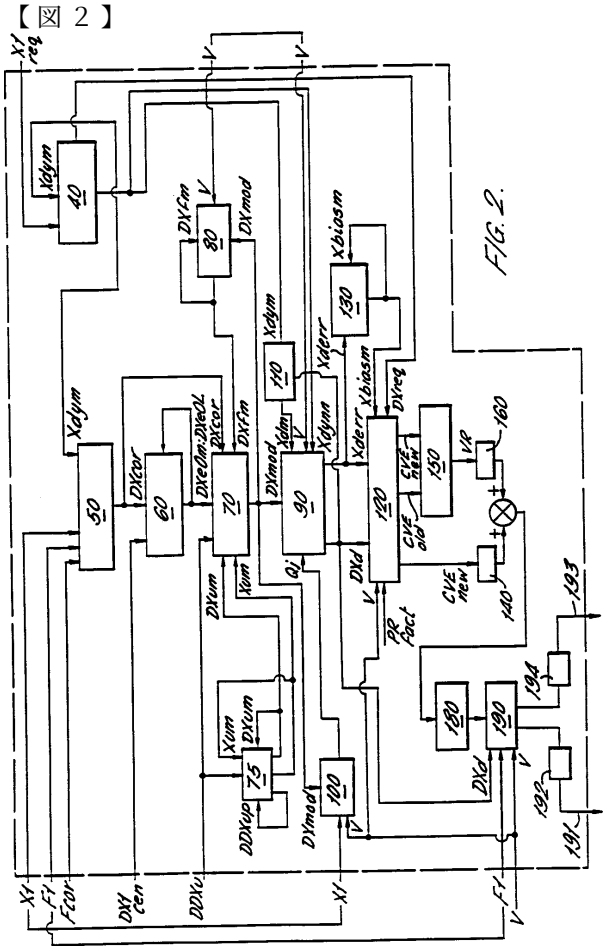
【図１】

FIG. 1.



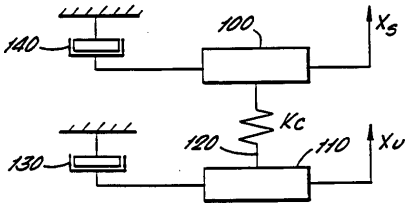
【図２】

FIG. 2.



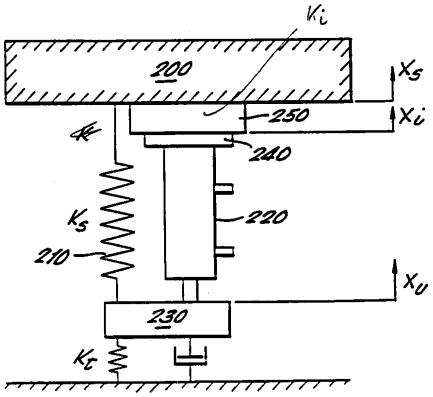
【図３】

FIG. 3.



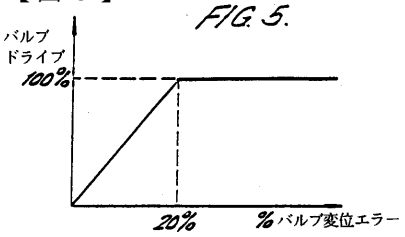
【図４】

FIG. 4.



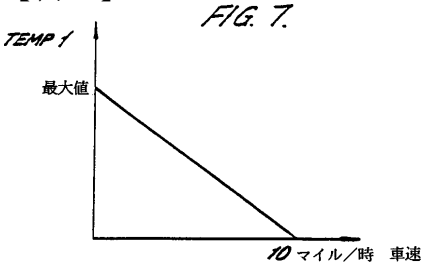
【図５】

FIG. 5.



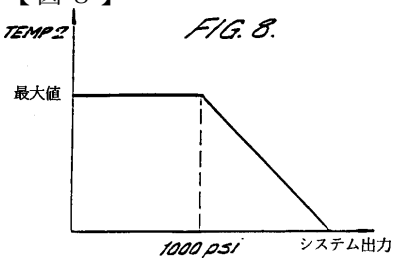
【図７】

FIG. 7.



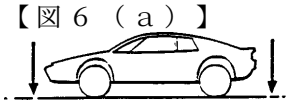
【図８】

FIG. 8.



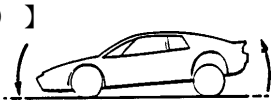
【図６（ａ）】

FIG. 6(a)



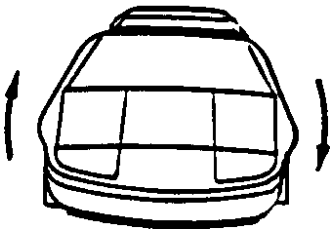
【図６（ｂ）】

FIG. 6(b)



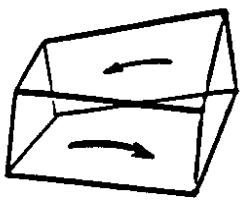
【図６（ｃ）】

FIG. 6(c)



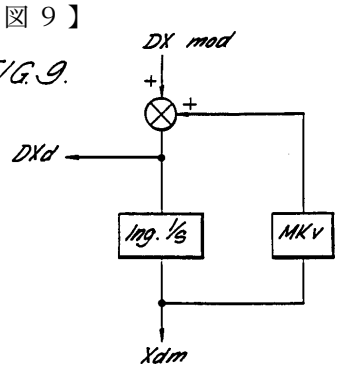
【図６（ｄ）】

FIG. 6(d)



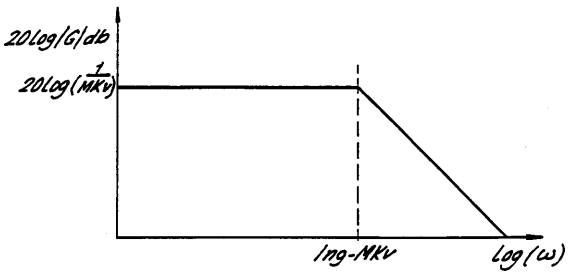
【図９】

FIG. 9.



【図１０】

FIG. 10.



フロントページの続き

(56)参考文献 国際公開第９０／０１３４４９（WO，A）
実開昭６１－１９８７４４（ＪＰ，U）
特開昭６３－０８２８１０（ＪＰ，A）
特開平０３－０８２６２１（ＪＰ，A）
特開平０３－１９３５２２（ＪＰ，A）
特公平０３－０６５２８２（ＪＰ，Ｂ２）
特開平０２－２０４１１５（ＪＰ，A）
実開昭６３－００４７０６（ＪＰ，U）
実開平０４－００３８１０（ＪＰ，U）
特開平０３－０９０４１６（ＪＰ，A）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)
B60G 17/015 - 17/056