(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号

特許第4460831号
(P4460831)

(45)発行日　平成22年5月12日(2010.5.12)　(24)登録日　平成22年2月19日(2010.2.19)

(51)Int.Cl.　　F I
B60G 3/20 (2006.01)　　B60G 3/20
B60G 3/28 (2006.01)　　B60G 3/28

請求項の数 22　(全 22 頁)

(21)出願番号	特願2002-559262 (P2002-559262)
(86)(22)出願日	平成14年1月21日 (2002.1.21)
(65)公表番号	特表2004-520222 (P2004-520222A)
(43)公表日	平成16年7月8日 (2004.7.8)
(86)国際出願番号	PCT/EP2002/000563
(87)国際公開番号	WO2002/058949
(87)国際公開日	平成14年8月1日 (2002.8.1)
審査請求日	平成17年1月13日 (2005.1.13)
(31)優先権主張番号	01/01181
(32)優先日	平成13年1月23日 (2001.1.23)
(33)優先権主張国	フランス(FR)
(31)優先権主張番号	01/16168
(32)優先日	平成13年12月12日 (2001.12.12)
(33)優先権主張国	フランス(FR)

(73)特許権者　599093568
ソシエテ　ド　テクノロジー　ミシュラン
フランス　エフ－６３０００　クレルモン
フェラン　リュー　ブレッシュ　２３
(73)特許権者　508032479
ミシュラン　ルシェルシュ　エ　テクニー
ク　ソシエテ　アノニム
スイス　ツェーハー１７６３　グランジュ
パコ　ルート　ルイ　ブレイヴ　１０
(74)代理人　100059959
弁理士　中村　稔
(74)代理人　100067013
弁理士　大塚　文昭
(74)代理人　100082005
弁理士　熊倉　禎男

最終頁に続く

(54)【発明の名称】車両ホイールのサスペンションシステム

(57)【特許請求の範囲】
【請求項１】
ホイール支持体（３、３ａ、３ｂ、３１、７３）を車両の車体（５）に連結するサスペンション装置（１、１１、１１ａ、１１ｂ、１２、１３、１４、１５、１６、１７、１８、１９、２０、２１）であって、
ホイール支持体が半径「ｒ」のホイール（２、２ａ、２ｂ）を支持し、ホイールは接触領域（ＡＣ）を介して路面（Ｓ）上に載るようになっており、
前記装置は、車体に対してホイール支持体を支持する手段（４、４１、４１ａ、４１ｂ、４２、４３、４４、４５、４６）を有し、キャンバ自由度およびサスペンションの撓み自由度が互いに独立するようになっており、
前記装置は、一方が車体に連結されかつ他方がアッパアーム（７）及びロアアーム（８）を介してホイール支持体に連結されたロッカを有し、該ロッカと前記車体との連結により前記キャンバ自由度が得られ、
前記装置は、前記ホイール支持体に対して車両の反対側のホイールの軸を支持するようになっている反対側のホイール支持体を有し、該反対側のホイール支持体は、前記ホイール支持体と前記ロッカを中央にして対称となるように前記ロッカに連結されており、
前記装置は、車体に対するホイール支持体キャンバ移動が、普通の荷重を支持している車両の平らな路面上の直線内での走行に一致する位置である平均位置の回りで、路面（Ｓ）の平面より下で路面の下方０．５ｒを超えない位置に位置し、ホイール平面（ＰＲ）と、車体に対するロッカ運動の瞬間回転中心及びロッカに対するホイール支持体のサスペン

ション運動の瞬間回転中心を通る直線との交点である瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｒ／ｃ）をもつように構成されており、接触領域（ＡＣ）において路面からホイール（２、２ａ）に加えられる横方向力（Fy）により、該横方向力が車両の内側を向いているときはホイール支持体（３、３ａ）が車体に対しキャンバが減少する方向に傾斜するようにし、横方向力が車両の外側を向いているときはホイール支持体が車体に対しキャンバが増大する方向に傾斜するようになっていることを特徴とするサスペンション装置。

【請求項２】

前記瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｒ／ｃ）が、路面の下方０．４ｒを超えない位置に位置することを特徴とする請求項１記載のサスペンション装置。

【請求項３】

前記瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｒ／ｃ）が、路面の下方０．３ｒを超えない位置に位置することを特徴とする請求項２記載のサスペンション装置。

【請求項４】

接触領域においていかなる横方向力（Fy）も路面からホイールに加えられないときに、前記平均位置でほぼ釣合うように構成されていることを特徴とする請求項１乃至３のいずれか１項に記載のサスペンション装置。

【請求項５】

キャンバ変化がないとき、サスペンションの大きい移動時に発生される、接触領域において路面からホイールに加えられる横方向力（Fy）が、０．３Ｐ（「Ｐ」は車軸荷重）に等しい限度を超えないように、サスペンションの大きい撓み時の点Ｇからスプリングのスラスト軸線までのキャンバ平面内の距離がハーフトラック（Ａ＋Ｂ）の２０％を超えないように確保するように構成されており、前記大きい撓み時とは、ホイールの平均位置の両側でのサスペンションの垂直な撓みであって、サスペンションシステムの許容撓みの８０％に達する撓みであり、前記点Ｇは、理想的スラスト軸線の収斂点であり、前記理想的スラスト軸線とは、接触領域において路面から加えられる横方向力が全く存在しないときに、システムがホイールの平均位置に完全に釣合うような任意のスプリングスラスト軸線を意味することを特徴とする請求項４記載のサスペンション装置。

【請求項６】

ホイールに加わる横方向力（Fy）を推定するために前記ロッカに加えられるトルクを測定する手段を有することを特徴とする請求項１乃至５のいずれか１項に記載のサスペンション装置。

【請求項７】

前記ロッカの変位を測定する手段を有し、前記ロッカの変位から前記横方向力（Fy）を推定することを特徴とする請求項６記載のサスペンション装置。

【請求項８】

前記ロッカは２つの連結ロッド（９ａ、９ｂ）により前記車体に連結されており、前記車体（５）に対する前記ロッカ（４１）の瞬間回転運動により前記ホイール支持体（３）のキャンバ運動を可能にするように構成されていることを特徴とする請求項５乃至７のいずれか１項に記載のサスペンション装置（１１）。

【請求項９】

前記連結ロッドは少なくとも1つの弾性関節を介して関節連結されていることを特徴とする請求項８記載のサスペンション装置（１１）。

【請求項１０】

前記ロッカは湾曲スライド手段（２０）により車体に連結されており、これにより、車体に対する前記ロッカの瞬間回転運動により前記ホイール支持体のキャンバ運動が行なわれるように構成されていることを特徴とする請求項５乃至９のいずれか１項に記載のサスペンション装置（１２）。

【請求項１１】

前記ロッカは２つの真直スライド手段（２１ａ、２１ｂ）により車体に連結されており、これにより、車体に対する前記ロッカの瞬間回転運動により前記ホイール支持体のキャ

ンバ運動が行なわれるように構成されていることを特徴とする請求項５乃至９のいずれか１項に記載のサスペンション装置（１３、１４）。
【請求項１２】
前記ロッカ（４４）は、該ロッカの上方に位置する点（ＣＩＲ ｂ／ｃ）の回りで回転移動できるように車体に連結されていることを特徴とする請求項５乃至１１のいずれか１項に記載のサスペンション装置（１６）。
【請求項１３】
前記アッパアーム（７）に代わるマクファーソンストラット（７３）の下端部が前記ホイール支持体に連結され、このマクファーソンストラット（７３）の上端部が前記ロッカ（４５）に連結されていることを特徴とする請求項５乃至１１のいずれか１項に記載のサスペンション装置（１７）。
【請求項１４】
前記ホイールのキャンバに影響を与えることができる付加制御手段（３０、３１、１００）を有することを特徴とする請求項１乃至１３のいずれか１項に記載のサスペンション装置。
【請求項１５】
前記制御手段（３０、３１、１００）は、ホイールのキャンバに影響を与えるようにして、車体に対する前記ロッカの運動に作用することを特徴とする請求項１４記載のサスペンション装置。
【請求項１６】
前記制御手段はダンパ（３０）を有していることを特徴とする請求項１４又は請求項１５記載のサスペンション装置。
【請求項１７】
前記制御手段は、キャンバ運動に対抗する変形可能な要素を有していることを特徴とする請求項１４乃至１６のいずれか１項に記載のサスペンション装置。
【請求項１８】
前記弾性的に変形可能な要素は、エラストマ関節継手によって構成されていることを特徴とする請求項１７記載のサスペンション装置。
【請求項１９】
前記制御手段は、車両の走行パラメータに関連して操縦されるアクチュエータ(３１)を有することを特徴とする請求項１４記載のサスペンション装置。
【請求項２０】
前記ホイール支持体を前記ロッカに連結する舵取りを制御する手段を有することを特徴とする請求項１乃至５のいずれか１項に記載のサスペンション装置。
【請求項２１】
前記舵取り制御手段は、前記ホイール支持体を前記ロッカに連結する前記舵取りがキャンバ運動に基いて行なわれるようになっていることを特徴とする請求項２０記載のサスペンション装置。
【請求項２２】
請求項１乃至２１のいずれか１項に記載のサスペンション装置が設けられていることを特徴とする車両。
【発明の詳細な説明】
【技術分野】
【０００１】
本発明は車両のシャーシシステム、より詳しくはサスペンションシステム、特にホイールの案内に関する。
【背景技術】
【０００２】
サスペンションシステムは、作動中に常時共存しなければならない２つの主要機能を有する。これらの機能の１つは車両のサスペンションを形成すること、すなわちホイールに

作用する荷重に関連して、各ホイールが本質的に垂直方向に上下移動できるようにすることである。このようなシステムの他の機能はホイールを案内すること、換言すればホイール平面の角度位置を制御することである。

【０００３】

「ホイール平面（wheel plane）」とは、ホイールの軸線に対して垂直でかつ路面との接触領域の中心を通る、ホイールに関連する平面である。車体に対するホイール平面の角度位置は、２つの角度すなわちキャンバ角および舵取り角により定められる。ホイールのキャンバ角とは、路面に垂直な横方向平面内の角度であって、車両の正中面からホイール平面を分離する角度である。この角度は、ホイールの頂部が正中面から車両の外側に向かって傾斜するときにはポジティブであり、従ってこの状態は一般に「キャンバ」または「ポジティブキャンバ」と呼ばれる。逆に、前記角度がネガティブであるときは、「リバース」または「ネガティブキャンバ」と呼ばれる。ホイールの舵取り角とは、路面に対して平行な水平面内の角度であって、車両の正中面からホイール平面を分離する角度である。

【０００４】

殆どの車両では、キャンバ角（以下、「キャンバ角」の意味で「キャンバ」を使用する）は、サスペンションおよびステアリングの特定位置で固定されている。すなわち、キャンバは、サスペンションまたはステアリングの撓み（deflection）とは独立して理論的に変化することはできない。しかしながら、キャンバは、路面からホイールが受ける力によりもたらされるサスペンションシステム構成要素の変形により誘起される変化を受ける。これらの変化はかなり大きいものである。例えば、現代の乗用車では、キャンバは、曲路（カーブ）を曲るときに、車体により与えられるローリング（このローリングは、遠心力の作用を受けて同方向に全体的に傾斜する）の寄与とは独立して、タイヤが横方向の力を受けて数度変化できる。この「弾性（elastic）」キャンバ変化は、曲路の外側のホイールの場合、キャンバをポジティブの値に向かわせる傾向を有する。これらの予測可能な変化は、シャーシの作動に与えるこれらの好ましくない効果を制限するため、長い間、現代の車両のサスペンションシステムの設計および制御の妥協において考慮に入れられている。

【０００５】

実際に、キャンバは、シャーシコンタクトシステム（chassis contact system）の性能を統御する車両に大きい影響を与える。より詳しくは、タイヤの性能はその接触領域の構造（configuration）に基いて大きく変化し、この構造はキャンバに基いて大きく変化する。静的キャンバ角の選択に主な動機を与えるのはこれらの変化である。かくして、例えば、レーシング車両には一般に大きい静的ネガティブキャンバが使用され、サスペンションの要素が乗用車に比べて非常に大きい剛性を有する場合でもタイヤの変形により引起こされ、または車体のローリングにより引起こされる変化を保証する。レーシング車両では曲路を回るときのグリップ基準が優先するため、この構造は有効かつ許容できるものである。これに対し乗用車では、探求する妥協においてタイヤ摩耗および直路での安定性が大きいウェイトを有するため、主として曲路を回るとき、ホイール平面の位置で横方向力を受けたときのタイヤおよび路面接触要素の変形の効果が車両ローリングの効果に付加される場合に非常に小さいネガティブ初期静的キャンバが選択されかつ小さいスリップスラストが許容される。

【０００６】

特に横方向加速中のキャンバを最適化するため、サスペンションシステムは、そのキャンバがホイールの垂直方向撓みに関連して変化するように設計されている。この方法によれば、車体ローリングが、車体の傾斜および上記変形を部分的または完全に補償する、キャンバの有効変化を誘起させることができる。これは、いわゆる「マルチアーム」システムの場合に云えることである。このようなシステムは特殊な車両設計および構造を必要とし、スペース条件およびコストに関する理由から現在の殆どの車両では実施できない。これらのシステムは、横方向加速度にのみ応答（撓み、ローリング）し、横方向加速度を生じさせる力には応答しない。このため、一方では補正の効果が遅延され、他方では使用者

が快適であると感じるよりも大きいローリング運動が許容される。また、充分なキャンバ変化を可能にするには、このようなシステムの運動学は、「トラック変化（track variations）」として知られている、車両に対する接触領域の変位が不可避であり、これらの変化も問題が多いものとなる。かくして、このようなシステムにより可能となるキャンバ補正の大きさはかなり制限されてしまう。

【０００７】

自由度に関する運動学的見地からいえば、サスペンションシステムは、一般に、１つの自由度（車両に対するホイールまたはホイール支持体の自由度）のみを有する。この自由度により、上述のように制限されたキャンバ変化と組合される垂直サスペンション運動が可能になる。

しかしながら、例えば米国特許（下記特許文献１参照）およびドイツ国特許（下記特許文献２参照）に開示されているように、キャンバ制御が能動的であるシステム、換言すればジャッキの運動により幾何学的変更を行なうシステムは知られている。これらのシステムは、少なくとも１つの付加自由度をアクチュエータにより制御できる。これらのシステムは、特に、占有スペースが大きいことおよびアクチュエータに高出力を要することから、殆どの普通の車両には使用できない特殊なものである。その上、キャンバ変化は大きい車高またはトラック変化により行なわれる。

【０００８】

【特許文献１】米国特許第４５１５３９０号明細書

【特許文献２】ドイツ国特許第１９７１７４１８号明細書

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【０００９】

本発明の一目的は、サスペンションの垂直振動、より一般的には、本質的に車体の運動とは独立して、エネルギの入力なくしてまたは小エネルギによりキャンバを制御でき、かつトラック変化を最小にできる簡単な設計のサスペンションシステムを提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【００１０】

上記目的は、ホイール支持体が車体に連結されており、ホイール支持体が半径「ｒ」のホイールを支持するように設計され、ホイールは接触領域で路面上に載るように設計され、車体に対してホイール支持体を支持する手段を有し、キャンバ自由度およびサスペンションの撓み自由度が互いに独立している構成のサスペンションシステムにおいて、車体に対するホイール支持体のキャンバ移動が、平均位置の回りで、路面の上方２．５ｒから路面の下方ｒまでの範囲内に位置する瞬間回転中心をもつように構成されていることを特徴とするサスペンションシステムにより達成される。本発明によるサスペンションシステムは実際に、独立したサスペンション運動およびキャンバ運動を可能にする２つの自由度を有している。キャンバ運動は、接触領域から一定距離だけ離れた位置に位置する瞬間回転中心の回りで行なわれ、これにより、キャンバ運動時または逆キャンバ運動時のトラック変化を制限しかつ能動キャンバ制御の場合に必要なエネルギ入力を制限する。

【００１１】

好ましい実施形態では、前記瞬間回転中心は、路面の上方０．３ｒから路面の下方０．５ｒの範囲内、好ましくは路面の上方０．２ｒから路面の下方０．４ｒの範囲内、より好ましくは路面の上方０．１ｒから路面の下方０．３ｒの範囲内に位置する。

【００１２】

他の好ましい実施形態では、前記瞬間回転中心は、路面の上方０．５ｒから路面の上方１．５ｒの範囲内、或いは路面の上方１．５ｒから路面の上方２．２ｒの範囲内に位置する。

【００１３】

安定した作動を確保するには、サスペンションシステムは、接触領域において小さいサ

スペンション運動時に平均位置の回りで発生される、路面からホイールに加えられる横方向力が０．１Ｐ（「Ｐ」は車軸荷重である）に等しい限度を超えないことが好ましい。また、サスペンションシステムは、大きいサスペンション運動時に発生される、接触領域において路面からホイールに加えられる横方向力が０．３Ｐに等しい限度を超えないことが好ましい。

【００１４】

サスペンションシステムは、一方が車体に連結されかつ他方がホイール支持体に連結されたロッカを有し、ロッカが車体にリンクされていることによりキャンバの前記自由度が得られることが好ましい。

【００１５】

作動できるためには、瞬間回転中心が路面レベルより下に位置しており、これにより、接触領域において路面からホイールに加えられる横方向力は、該横方向力が車両の内側を向いているときは、車体に対しホイール支持体を、キャンバが減少する方向に傾斜させ、横方向力が車両の内側を向いているときは、車体に対しホイール支持体を、キャンバが増大する方向に傾斜させることが好ましい。横方向力に関連する受動作動の場合には、サスペンションシステムは、ロッカの変位を測定する手段またはロッカに加えられるトルクを測定する手段を有し、ホイールにより加えられる横方向力を演繹する。

【００１６】

ロッカは２つのロッドにより車体に連結されており、車体に対するロッカの瞬間回転運動によりホイール支持体のキャンバ運動を可能にすることが好ましい。この場合には、ロッドは少なくとも1つの弾性関節を介して関節連結されるのが好ましい。或いは、ロッカは、例えば湾曲スライド・バーにより車体に連結されており、これにより、車体に対するロッカの瞬間回転運動によりホイール支持体のキャンバ運動が行なわれる。同じ目的から、ロッカは２つの真直スライド・バーにより車体に連結されており、これらのスライダはまた、キャンバ移動時に減衰作用を有する。

【００１７】

本発明によるシステムの興味ある構造によれば、ロッカは、該ロッカの上方に位置する点の回りで回転できるように車体に連結されており、ホイール支持体は、例えば、垂直平面内で交差する横方向アームを介してロッカに連結される。

別の構成として、ホイール支持体はマクファーソン（Macpherson）システムを介してロッカに連結することができる。

【００１８】

本発明によるサスペンションシステムはまた、例えば車体に対するキャンバ運動に直接作用することによりホイールのキャンバに影響を与えることができる制御手段を有することが好ましい。これらの制御手段は、ダンパおよび／または弾性関節のようにキャンバ運動に対抗する弾性変形可能要素で構成できる。しかしながら、制御手段はまた、車両の走行パラメータに関連して制御されるアクチュエータで構成することもできる。

【００１９】

好ましくは、本発明によるサスペンションシステムはまた、車両の車軸の対向ホイールを支持するように設計された対向ホイール支持体を更に有し、該対向ホイール支持体は、サスペンションシステムが同一車軸の両ホイールを案内しかつ懸架するようにして、ホイール支持体の構造と対称的な構造に従ってロッカに連結されている。

【００２０】

好ましくは、本発明のサスペンションシステムは舵取り制御手段を有し、該手段がホイール支持体をロッカに連結する。これらの舵取り制御手段はまた、舵取りがキャンバ運動とは独立して行なわれるようにして、ホイール支持体をロッカに連結する。

【００２１】

本発明はまた、本発明によるサスペンションシステムが設けられた車両に関する。本発明の車両では、２つのサスペンションシステムが同一車軸に設けられており、両サスペンションシステムは車両の長手方向軸線に対して本質的に対称的に配置されている。これら

の２つのサスペンションシステムは、各ホイール支持体のキャンバ運動が連結されるようにして相互連結することができる。サスペンションシステム（単一または複数）が制御可能なアクチュエータを有する場合には、該アクチュエータは、車両の走行パラメータに関連して制御できる。本発明の車両はまた、同一車軸に２つの独立したサスペンションシステムを有し、各サスペンションシステムは、互いに独立したアクチュエータにより制御される。

【発明を実施するための最良の形態】

【００２２】

本発明の特徴を例示しかつ原理を説明するため、本発明の幾つかの実施形態を以下に説明する。多くの変更形態により示唆されるように、本発明の他の多くの実施形態が可能である。

尚、図面は必ずしも縮尺通りには描かれていない。

【実施例１】

【００２３】

図１は、本発明によるサスペンションシステム１を長手方向から見た平坦図である。この平坦図（すなわち２次元図）は、本発明によるシステムが従来技術によるシステムとは異なっている態様を明瞭に示すことができるため非常に便利である。

サスペンションシステム１は、ホイール２の平面ＰＲを維持するように設計されたホイール支持体３と、アッパアーム７およびロアアーム８と、ロッカ４と、サスペンションスプリング６とを有している。半径「ｒ」のホイール２は、その接触領域ＡＣを介して路面Ｓと接触している。アッパアーム７およびロアアーム８は、これらの外端部（このシステムが使用される車両に対して外方の端部）がホイール支持体３に関節連結され、かつ内端部がロッカ４に関節連結されている。ロッカ４は車体５（概略的に示されている）に関節連結されている。かくして、サスペンションシステム１は、車体５に対する、キャンバの自由度（ホイール支持体３が車体５に対して傾動できることによる）と、サスペンションの自由度（例えば、ホイール支持体３が、「マルチアーム」システムの態様で知られているような、本質的に垂直運動を受けることができることによる）とをホイール支持体３に付与する。

【００２４】

ホイール２と路面Ｓとの古典的な一点接触の仮説を採用すると、平面運動の瞬間回転中心の共直線性理論は、キャンバ運動の瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｒ／ｃ）が、ホイール平面ＰＲと、他の２つの瞬間回転中心すなわち車体に対するロッカ運動の瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｂ／ｃ）およびロッカに対するホイール支持体のサスペンション運動の瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｒ／ｂ）が位置する直線との交点に位置することを可能にする。この運動理論は、シャーシシステムの分野において一般的に適用されている。従って、これは構造、すなわち、サスペンションシステムを構成する種々の要素の寸法および方向を選択することにより、キャンバ運動の瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｒ／ｃ）の所望位置を得ることができることを理解すべきである。図１に平均位置にあるサスペンションシステムが示されており、この平均位置は、普通の荷重を支持している車両の平らな路面上の直線内での走行に一致する位置であると定義できる。

このようなシステムの設計上の制約のうち、図１には、車体上へのロッカの関節連結点の位置が、路面に近接しているため図面の下部の方向に制限されることが明瞭に示されている。かくして、車両に望まれる路面間隙に関連して、種々の構造を選択できる。

【００２５】

図１は、スプリングにより加えられる力Frが車両の内側に向かって傾斜している特定構造の場合を示している。接触領域において路面からホイールに加えられる横方向力が全く存在しない場合には、車体によりロッカに加えられる力Rcが図示の状態すなわち車両の内側に向かって僅かに傾斜しているときに釣合いが得られる。この決定は、計算または図式構造（graphical construction）により行なうことができる。システムの種々の要素の釣合いに基いた図式構造が、図１において破線で示されている。釣合い状態は、スプリング

のスラストが傾けられる場合でも達成できる。

【００２６】

図１ａには、図１の構造に比べて興味ある変更形態が示されている。このサスペンションシステム１ａは、車体５によりロッカ４ａに加えられる力Rc（これも垂直である）を得るべく求められる。

図１および図１ａに示す図式構造は、システム１、１ａの種々の要素の釣合いに基いている。２つの力（FzおよびRc）が垂直である図１ａの場合には、サスペンションシステムの全体的釣合いのためには、第三の力（Er）も垂直であることが必要である。

図１ａにおいて、破線は、図１５および図１５ａに関連してより正確に説明するように、ロッカ４ａが対向ホイールの（対称的）サスペンションシステムのロッカをも構成できることを示すのに使用される。

【００２７】

図２は、キャンバがネガティブな変化を受けている位置にある図１のサスペンションシステムを示している。ホイール２は、キャンバの瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｒ／ｃ）の回りで回転することにより車両の内側に向かって傾動している。この点の位置は固定されないことに留意すべきである。なぜならば、ロアアーム８およびアッパアーム７の枢動により、サスペンションの瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｒ／ｂ）の位置が僅かに変化するからである。もちろん、この可変性自体も、システムの幾何学的構造により決定される。

キャンバの瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｒ／ｃ）が接触領域の下に位置しているため、図２に示すキャンバ変化は、接触領域ＡＣにおいて路面Ｓがホイール２に作用する横方向力Fyによりもたらされる。車両の内側を向いたこの力Fyは、水平に対して傾斜した曲路すなわち路面Ｓの構造により引起こされる横方向加速時に生じる。

【００２８】

図３は、車両の外側を向いた横方向の力Fyによりもたらされるポジティブなキャンバ変化の場合における図１および図２の例を示すものである。

図３ａは、図１～図３で説明したシステムの「能動」変更形態を示すものである。この変更形態では、ロッカ４は、該ロッカ４上のロアアーム８およびアッパアーム７の関節連結点の上方に位置する点（ＣＩＲ　ｂ／ｃ）の回りで車体５に対して枢動する。キャンバの瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｒ／ｃ）の位置は、図３ａの構造について、上記原理に従って決定される。瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｒ／ｃ）の位置は依然としてホイール平面ＰＲ内にあることはもちろんであるが、この場合にはホイール２の頂部にある。より正確には、瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｒ／ｃ）は、ホイールの上部の断面が内接する円（Ｃ）の中心に位置することが好ましい。

【００２９】

以前の図面に示した実施形態に適用された原理に従って、接触領域ＡＣ内で路面Ｓにより加えられる力が、本来的に、ホイール２を、キャンバに関して望まれる方向とは逆の方向に傾動させる傾向があることはもちろん理解されよう。これは、キャンバ運動の枢動点（ＣＩＲ　ｒ／ｃ）が路面Ｓより上方に位置しているからである。これは、この構造が、所望キャンバを得るのに能動手段の使用を必要とすることによる。この場合、能動手段は、例えば車両の走行パラメータに関連して車体５に対してロッカ４を配向させるジャッキ１００がその役割を演じる。２つの湾曲双頭矢印は、一方では、ロッカの長手方向軸線の位置に及ぼすジャッキ１００の作用を概略的に示し、他方では、ホイール平面ＰＲの位置に及ぼすジャッキ１００の作用を概略的に示すものである。前述のように、この構成は比較的多量のエネルギを消費するという欠点を有している。しかしながら、この構成は長所も有している。

【００３０】

これらの長所の１つは、このようなシステムが占有するスペースに関するものである。実際に、いわゆる「能動」構造は、ホイールの上部の回りすなわち車両のフェンダの下に充分大きい空間を設けて、ホイール平面ＰＲが振動できるようにする必要がある。これに対し、図３ａに示す「能動」構造は、あらゆるキャンバ状況において、車体をホイールに

非常に近接させて車両設計を行なうことができる。図３ａでは、フェンダ５１（車体５に取付けられている）がホイール２に非常に近接しているところが示されている。図３ａの構造では、車体の設計において、サスペンションの垂直方向撓みのみを考慮に入れればよい。

【００３１】

この「能動」構造の他の長所は、キャンバ運動中のハーフ・トラック変化に関するものである。右方に旋回する状況（図２）において、ジャッキ１００がホイール２にネガティブキャンバを付与する場合には、この運動はホイール２の頂部に位置する点（ＣＩＲ　ｒ／ｃ）の回りで生じ、ホイール２の底部（従って接触領域ＡＣ）は曲路の外方に向かって（車体５に対して）押しやられる。これは、ポジティブハーフ・トラック変化として知られていることと同じである。この特徴は、車体５の重心の曲路の内方への変位による荷重移動に対して反作用するという長所を有する。従って、曲路の内側のホイールに比べて外側のホイールの過大荷重が低減される。これは、車軸（アクスル）の全グリップ能力にとって好ましいファクタである。

【００３２】

本発明のシステム（本発明の全ての実施形態に共通するシステム）の他の優れた特徴は、車体に対するホイールの瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｒ／ｃ）が、この点での物理的に現実の機械的関節とは一致しない仮想上の点である。従って、前記点は、図示のように、ホイールまたはタイヤが占有する空間内を含むホイール平面ＰＲ内の任意の位置に配置できる。これは、もちろん、単一の物理的ピボットがある場合には不可能である。

【実施例２】

【００３３】

図４には、本発明の第二実施形態が、図１と同様な態様で示されている。第一実施形態との直接比較を可能にするため、瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｒ／ｂ、ＣＩＲ　ｂ／ｃ、ＣＩＲ　ｒ／ｃ）は本質的に同じ位置を有している。しかしながら、これは一例に過ぎず（第一実施形態と同様）、実際には無数の構造が可能である。図１の実施形態との相違は、ロッカ４１が車体５に対して関節連結されていることにある。瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｂ／ｃ）の回りでのロッカ４１の回転は２つのロッド９ａ、９ｂによる連結によって可能になる。これらのロッド９ａ、９ｂ自体は、図示の平均位置において両ロッドの軸線が、車体５に対するロッカ４１の瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｂ／ｃ）で出合うようにして車体５に関節連結されている。かくして、ロッカ４１は、仮想ピボット（すなわち前図におけるように固定点の回りのピボットリンクにより具体化されないピボット）により車体に関節連結されている。これは２つの重要性を有している。すなわち、一方では、前記点の位置がロッカの振動中にかなり移動するので、車体に対して固定されないこと、他方では、その位置が、図１の場合における同じ点の位置となるようには路面に対して制限されないことである。

【００３４】

図５は、同じシステムが、図２に匹敵するキャンバ位置にあるところを示すものである。

接触領域において路面から垂直力Fzを受けるときにシステムの完全な釣合いを達成するには、システムは、ホイールの平均位置においてシステムの各要素も釣合うように構成されなくてはならない。

【００３５】

図５ａおよび図５ｂには、この釣合い状態を達成する態様が示されている。図４に示した例示構造に基いてここに示す構造は、一方のアーム（この場合にはロアアーム８）に垂直スラストFrを発生させるスプリングの仮設に基いている。サスペンションシステムは、接触領域において路面から受ける垂直力Fz、スプリングによりアーム８に加えられる力Fr、およびロッド９ａ、９ｂによりロッカに加えられる力の合力Fbである外力を受けて釣合う。図５ｂには、システムの特徴的寸法が示されている。符号「Ｅ」は、水平線上に投影した、接触領域の中心と、スプリングを支持するアーム（８）へのホイール支持体３の関

節連結点との間の距離である。符号「Ｅ′」は、水平線上に投影した、車体に対するロッカの瞬間回転中心（ＣＩＲ ｂ／ｃ）と、ロッカ（４１）へのスプリングを支持するアーム（８）の関節連結点との間の距離である。符号「Ｈ」は、スプリングを支持しないアーム（７）の軸線からの、ホイール支持体３とスプリングを支持するアーム（８）との関節連結点のキャンバ平面内の距離である。符号「Ａ」は、接触領域の中心とスプリングのスラストFrの軸線との間のキャンバ平面内の距離である。符号「Ｂ」は、瞬間回転中心（ＣＩＲ ｂ／ｃ）とスプリングのスラストFrの軸線との間のキャンバ平面内の距離である。距離ＡとＢとの合計は、車両のハーフ・トラックに等しい。

【００３６】

これらの仮定に立って、種々の要素の釣合い方程式を解くと次の条件が得られる。比（ＥＢＨ′）／（Ｅ′ＡＨ）が１に等しい場合に完全な釣合いが得られる。これらの方程式は、摩擦リンクが剛性をもたないとの仮定に基いている。実際には、システムが釣合い状態に近付くように構成されるとき、例えば上記比の値が０．５～１．５の間にあるときに満足できる作動が得られる。もちろん、この基準は一般的態様で適用できかつ例示としてここに示す構造に限定されるものではない。所与の構造にこの基準を適用する態様は、例えば、これから、ＡおよびＢを計算することにより、垂直スラストFrの理想的軸線の位置を演繹することである。

【００３７】

スラストが必ずしも垂直でない一般的な場合に、システムおよびその要素の釣合い条件を完全に満たすためには、釣合い方程式の解は、所与の構造について、スプリングのスラスト軸線が単一点を通らなければならないことを示している。この点は、理想的軸線の収斂点として定義できる。

この収斂点を決定するため、２つの異なる理想的軸線を決定しかつキャンバ平面内でのこれらの軸線の交点を探求することができる。前記点は、任意の理想的スラスト軸線と、車体に対するロッカの瞬間回転中心（ＣＩＲ ｂ／ｃ）を通りかつスプリングを支持するアームが枢着されたロッカ上の点を通る線との交点に位置することも判明している。後述のように、これが判明すると、本発明の構造から簡単に交点を決定できる

【００３８】

収斂点の図式決定法を、図５の例示構造を参照して図５ｃに示す。前記点（Ｇ）を決定するため、この場合には特定の理想的スラスド軸線が使用された。この軸線（Ｄｒｖ）は垂直であり、かつその位置はシステムの幾何学的特徴に関連して決定できる。実際に、垂直スラストの場合には、理想的垂直軸線の位置は、比（ＥＢＨ′）／（Ｅ′ＡＨ）が１に等しくなるという条件を満たすことが証明されている。線Dcgは、瞬間回転中心（ＣＩＲ ｂ／ｃ）およびスプリングを支持するアーム（この場合にはロワアーム８）が枢着された点の両方を通る線である。線Ｄｒｖは、点ｇにおいて線Degと交差する。この点Ｇは所与の構造にるいて単一点であり、スラスド軸線はこの点を通って完全な釣合いを確保しなければならない。この点Ｇは、理想的スラスト軸線の収斂点である。ホイールの平均位置についての釣合い条件を満たす理想的スラスト軸線の４つの例（Ａｒ１、Ａｒ２、Ａｒ３、Ａｒ４）が示されている。実際には、スプリングは幾つかの形態で取付けることができ、関連する基準は、スプリングが発生するスラストの軸線（Ａｒ１、Ａｒ２、Ａｒ３、Ａｒ４）である。

【００３９】

サスペンションの作動中、スプリングのスラスト軸線は、種々の要素の変位により変化する。次に、スラスト軸線は点Ｇ（平均位置に決定される）から離れる方向に移動し、釣合いは完全釣合いから離れる方向に移動する。

システムの作動中の変化以外に、スラスト軸線は、例えば製造誤差および／または関節の剛性等の設計上の妥協により、平均位置において収斂点から離れることがある。しかしながら、好ましくは、サスペンションの大きい撓み時に発生される、接触領域で路面からホイールに作用する横方向の力は、０．３Ｐ（Ｐは車軸荷重）に等しい限度を超えることはない。この条件を満たす方法は、大きい撓み時の点Ｇからスプリングのスラスト軸線ま

でのキャンバ平面内の距離がハーフ・トラック（ここでハーフ・トラックはＡ＋Ｂである）の２０％を超えないように確保することである。また、サスペンションの小さい撓み時に発生される、接触領域で路面からホイールに作用する横方向の力が、０．１Ｐに等しい限度を超えることはない。この条件を満たす１つの方法は、平均位置での、スプリングのスラスト軸線からの点Ｇのキャンバ平面内の距離がハーフ・トラックの１３％を超えないように確保することである。

【００４０】

収斂点Ｇに中心をもつ第一円Cd（この半径はハーフ・トラックの２０％に等しい）は、上記第一距離基準を満たすべく大きい撓み時にスラスト軸線と交差しなければならないゾーンを概略的に表すものである。

収斂点Ｇに中心をもつ第二円Cs（この半径はハーフ・トラックの１３％に等しい）は、上記第二距離基準を満たすべく平均位置においてスラスト軸線と交差しなければならないゾーンを概略的に表すものである。

【００４１】

図５ｃに示す例は特別な構造であるが、収斂点（Ｇ）は本発明によるシステムの全ての構造について同様な態様で決定できること、およびこの原理に関連する釣合い基準も適用可能であることは容易に理解されよう。

用語「理想的スラスト軸線（ideal thrust axis）」または「理想的スラストの軸線（axis of ideal thrust）」とは、接触領域において路面から加えられる横方向力が全く存在しないときに、システムがホイールの平均位置に完全に釣合うような任意のスプリングスラスト軸線を意味する。ホイールの平均位置は設計位置、すなわち各ホイールがその公称荷重を支持しているときの車体に対するホイールの位置であると定義でき、ホイール平面の方向は直線内の走行に一致する。

【００４２】

用語「大きい撓み（large deflection）」とは、ホイールの平均位置の両側でのサスペンションの本質的に垂直な撓みであって、サスペンションシステムの許容撓みの８０％に達する撓みを意味する。一方、「小さい撓み（small deflection）」とは、ホイールの平均位置の両側でのサスペンションの本質的に垂直な撓みであって、サスペンションシステムの許容撓みの２０％までに制限される撓みを意味する。

用語「構造（configuration)」とは、平均位置のホイールを用いて決定されるサスペンションシステムの幾何学的特徴の組合せを意味する。

図６には、ロッカを連結する他の方法が示されている。このシステム１２では、瞬間回転中心（ＣＩＲ ｂ／ｃ）の回りでの車体５に対するロッカ４２の関節連結は、円弧（該円弧の中心は所望の（ＣＩＲ ｂ／ｃ）点に一致する）の形状をなしている湾曲スライド・バー２０により達成される。

【００４３】

図７には、２つの真直スライド・バー（２１ａ、２１ｂ）によりロッカを関節連結する方法が示されており、２つの真直スライド・バーは、これらの軸線への垂線が所望の（ＣＩＲ ｂ／ｃ）点で交差するように配置されている。図６のシステムと同様に、このシステム１３のスライド・バー（２１ａ、２１ｂ）は、実際に種々の形態をとることができる。もちろん、ベアリングまたは円滑な機械的システム、またはボールベアリングをもつシステムを考えることができが、関節連結は、エラストマー、例えば軸線方向に応力が作用する円筒状システムで行なうことができる。

【００４４】

図８には、ロッカと２つの真直スライド・バーとを関節連結する方法が示されており、両真直スライド・バーは、これらの垂線が所望の（ＣＩＲ ｂ／ｃ）点で交差するような角度を形成するように配置されている。この例では、スライド・バーは入れ子式ダンパ（２２ａ、２２ｂ）の形態をなしており、これらのダンパは、一端が車体５に固定されかつ他端がロッカ４３に関節連結されている。この構造の長所は、ロッカ関節連結の機能を結合しており、ローリングおよびキャンバ運動を減衰できることである。

【００４５】
図９には、図４および図５の実施形態と同様な実施形態が示されているが、この実施形態では、キャンバの瞬間回転中心（ＣＩＲ ｂ／ｃ）が異なる構造により得られる。実際に、この構造では、アッパアーム７１およびロアアーム８１がこれらより低い点（ＣＩＲ ｒ／ｂ）に向かって収斂している（前記収斂点は、この時点では、車両の外側に位置している）。車体５に対するロッカ４１の枢着点（すなわち、瞬間回転中心ＣＩＲ ｂ／ｃ）もこれらより低い位置になくてはならない。図示の例では、この点は路面Ｓより下にあり、仮想ピボットに過ぎない。従って、瞬間回転中心のこの構造は、図１～図３で説明したシステムでは実現できない。

【００４６】
図１０には、これまで説明したものとは非常に異なっている実施形態が示されている。この実施形態では、キャンバの瞬間回転中心（ＣＩＲ ｒ／ｃ）は、高い位置にある、車体５に対するロッカ４４の瞬間回転中心（ＣＩＲ ｂ／ｃ）と、横方向アーム７２、８２の交点に位置する、ロッカに対するホイール支持体の瞬間回転中心（ＣＩＲ ｒ／ｂ）とを組合せることにより得られる。従って、ロッド（９ｅ、９ｆ）の方向は前述の構造に比べて反転しており、点（ＣＩＲ ｂ／ｃ）をこのような位置に定めることができる。本来的に、これは一例の実施形態に過ぎず、ロッカ４５の関節連結手段は、車体５に対して所望の高さで枢動が生じるような、図１の形態にすることができる。この構造の１つの長所は、このようなサスペンションシステムのローリング中心が前述の構造のローリング中心よりかなり高いことである。この効果は、例えばＭＰＶまたはＳＵＶ（sport utility vehicles）等のように重心が比較的高い車両において興味深いものである。

【００４７】
図１１には、この実施形態は、前述のものと同じ機能をもつロッカ４５に関節連結されたマクファーソンサスペンション構造（７３、８３）を使用している点で前述の実施形態とは非常に異なっている実施形態が示されている。この場合、キャンバの瞬間回転中心（ＣＩＲ ｒ／ｃ）の所望位置は、車体５に対するロッカの瞬間回転中心（ＣＩＲ ｂ／ｃ）と、ロワアーム８２の軸線がマクファーソン力ストラット７３の軸線に対する垂線と交差する点に位置する、ロッカに対するホイール支持体の瞬間回転中心（ＣＩＲ ｒ／ｂ）との組合せにより得られる。ロッド（９ｇ、９ｈ）が組込まれている点は、前述の実施形態と同じである。本来的に、本願で説明する殆どの例と同様に、車体へのロッカのリンクは、可動の仮想ピボット（図１１）または固定の物体ピボット（図１～図３）または固定の仮想ピボット（図６）で構成できる。

【００４８】
図１２には、図４および図５の構造にキャンバを制御する手段が付加された、図４および図５の構造と同様な構造が示されており、この場合には、能動制御手段が、車体５に対するロッカ４１の振動を減衰できる入れ子式ダンパ３０の形態をなしている。

【００４９】
図１３には、制御手段が操縦可能である、図１２の構造と良く似た構造が示されている。制御手段は、例えば油圧ジャッキ３１または電気モータで構成できる。これらは、エネルギを供給して所望のキャンバ変化を生じさせるアクチュエータの役割を演じる。能動制御の場合、小さいエネルギ入力で制御できるようにするためには、キャンバの自由度の瞬間回転中心（ＣＩＲ ｒ／ｃ）を、路面Ｓのレベル（しかしながら、小さい距離に）位置決めするのが有利である。これは、図１３に示された構造である。
これに対し、制御手段には、例えば図２および図３に示した横方向力により、キャンバ運動を調節する能動的役割を与えることができる。

【００５０】
制御手段が受動的であるか能動的であるかにかかわらず、操縦可能であれば、制御手段は、車両の種々の走行パラメータ（例えば、速度、長手方向または横方向加速度、ステアリングホイール位置、ステアリングホイールの回転速度、ステアリングホイールに加えられるトルク、ローリング速度、ローリング加速度、ヨーイング速度、ヨーイング加速度、

垂直荷重、駆動形式、運転者により望まれるハンドリングを含むホイールに作用する力）に関連して調節できる。

同様な設計により、制御手段には、キャンバ運動を測定する手段を設けることができる。横方向の力により誘起されるキャンバ運動の場合には、この測定により、既知の方法を用いて前記力を決定できる。この情報は、車両のハンドリングを補正する安全システム（単一または複数）の操縦に有効である。

【００５１】

図１３ａには、図１０で説明した装置の「能動」構造の変更形態が示されている。この変更形態では、ロッカ４４はまた、ロッド９ｅ、９ｆの方向により定められる点（ＣＩＲ　ｂ／ｃ）の回りで車体５に対して枢動する。一方、アッパアーム７２およびロワアーム８２は古典的構造をなしており、図１０の例のように交差しない。前述の理由から、図１３ａの構造では、瞬間キャンバ中心（ＣＩＲ　ｒ／ｃ）の位置を決定できる。この瞬間キャンバ中心は、本質的に図１ａにおけるように、ホイール平面内でかつホイール１２の頂部にある。

このような構造の作動、長所および欠点は、図１ａの構造の作動、長所および欠点と本質的に同じである。しかしながら、ロッカ４４が車体５に関節連結される方法が異なっているため、ロッカの関節連結点（ＣＩＲ　ｂ／ｃ）を比較的高い位置に選択できる。実際に、前記点はこの場合には仮想点であるため、その高さ位置は、必ずしも大きい垂直空間許容度を必要としない。

【００５２】

路面から、ホイールの半径「ｒ」の２倍より僅かに小さい高さ（例えば１．８ｒの高さ）での瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｒ／ｃ）の位置は、車両のフェンダ５１の下に占める空間の基準の見地から、好ましい位置である。この高さが大きいほど、キャンバの制御に要する出力は大きくなることは明らかである。図１３の実施形態のような低エネルギ構造と図１ａおよび図１３ａの実施形態のような小空間構造との間の中間の高さを選択することにより、これらの２つの傾向の間に妥協を見出すことができる。

【００５３】

図１４には、本発明による車両が示されている。この車両には、本発明による２つのサスペンションシステム（１１ａ、１１ｂ）が設けられており、これらのサスペンションシステムは、車両の長手方向軸線方向に対して本質的に対称的に配置されている。ここに示すシステムは前に説明したもの（図４、図５）である。これらのシステムは互いに独立させることができ、或いはプッシュロッド５０（破線で示す）のような連結手段によりリンクすることもできる。このような方法で、少なくともキャンバに関係するホイール（２ａ、２ｂ）の挙動が連結される。このような連結は車両の釣合い条件を容易に満たすことを可能にする。両システムが独立している場合には、独立的に制御できる。この独立的制御が能動的に行なわれる場合には、各ホイールについて異なる態様で調節できる。例えば、曲路の外側のホイールのキャンバのみを修正できる。

【００５４】

図１４には、互いに比較的近接して配置されたロッカ（４１ａ、４１ｂ）が示されているが、これは特別な構造であり、各ロッカはそれぞれのホイールに近接して配置することもできる。

或いは、同様な設計で、例えば横方向アーム（７ａ、８ａ、７ｂ、８ｂ）を長くするため、ロッカ４１ａ、４１ｂは車両の軸線に沿って僅かに異なる平面内に配置し、左側ホイール２ａを案内するアームを右側ロッカ４１ｂに関節連結しかつ逆に右側ホイール２ｂを案内するアームを左側ロッカ４１ａに関節連結することができる。

【００５５】

図１５には、本発明による他の車両が示されている。この車両には本発明によるサスペンションシステム１８の好ましい実施形態が設けられている。前述のシステムに匹敵するこのシステムは、更に、車体５を支持する車軸の対向ホイール２ｂを支持するように設計された対向ホイール支持体３ｂを有している。対向ホイール支持体３ｂは、ホイール支持

体３ａのロッカと対称的な構造を有するロッカ４１に連結されている。この実施形態の長所は、もちろん、図１４に示した実施形態よりも部品点数が少ないことであり、一般に、このことはコストに関して直接衝撃を与える。他の長所は、この場合には、図１４のオプションとして説明された連結効果が完全なことである。本発明による車両のこの実施形態（図１４をも参照されたい）の制限は、車両の下への取付けが、利用できる空間に関して一層制限されることである。図１５には特別な具体例が示されているが、本発明の任意の実施形態（前に例示されているか否かは問わない）によりこのような単一車軸を構成できることはもちろんである。

【００５６】

図１５ａには、本発明によるサスペンションシステムおよび車両の「能動」変更形態が示されている。この構造は、図１５の殆どの要素を反復使用している。これらの本質的な相違は次の通りである。すなわち、一方では、ロッカ４６は、該ロッカのほぼ中央の中間位置に位置する点（ＣＩＲ ｂ／ｃ）の回りで車体５に関節連結され、他方では、車体に対するロッカの方向は、ジャッキ１００により能動的に制御される。

前述の理由から、この構造は、例えば、左側のホイール２ａのキャンバの瞬間中心（ＣＩＲ ｒａ／ｃ）の位置を決定できる。この瞬間中心（ＣＩＲ ｒａ／ｃ）は依然としてホイール平面内にあるが、今や、ホイール２ａの軸線の高さに本質的に一致する中間位置にある。もちろん、これと同じ原理が右側ホイール２ｂについても当てはまるが、幾何学的構造は示されていない。この妥協構造（図１３の説明で引用したものと同様）は、ホイールへの駆動力の伝達に関して幾つかの長所を有している。実際に、車体に対するホイールのキャンバ運動はホイールの中心のレベルに位置する点の回りで生じ、ホイールの中心と車体への固定点との間の距離がキャンバ運動によって影響を受けることはない。かくして、商業車両に現在使用されている形式のトランスミッションを使用して、ホイール側の継手が、キャンバのため通常より僅かに大きい角撓みを受入れるように構成できる。他方では、前述の他の幾何学的構造での大きい長さ変化を可能にするトランスミッションを設ける必要がある。

【００５７】

上記構造は幾何学的特徴および技術的特徴を組合せたものであることは明らかである。以上、非常に多数の組合せについて明白に説明したわけではないが、サスペンションシステムの当業者には、説明した要素および説明されてはいないが既知の他の要素を種々の態様で関連させることができることは明らかであろう。図面の目的は、本発明を特徴付ける原理を例示することにある。

理解されようが、所望の作動に関連して、キャンバ運動の瞬間回転中心（ＣＩＲ ｒ／ｃ）について、路面の上方２．５ｒ（ここで、ｒはホイールの半径）から路面の下方ｒまでの範囲内で位置を選択できる。この点が路面レベルの近くに位置するという事実は、ハーフ・トラック変化を制限できるようにする。例えば、路面から距離ｒに位置する瞬間回転中心の場合において、ホイール半径が３００ｍｍであるときは、５°のキャンバが、車体に対する接触領域を約２５ｍｍだけ変位させる（すなわち、ハーフ・トラックを変化させる）。この値は超えてはならない限度であるとみなさなくてはならないことが判明している。実際には、図１ａで以前に説明したこととは異なり、このハーフ・トラック変化は、曲路の外側への荷重移動を増大させる。しかしながら、キャンバ自由度の瞬間回転中心（ＣＩＲ ｒ／ｃ）が路面レベルより上方にあるとき（この場合には、本発明のシステムはホイール平面を能動的に配向するアクチュエータを有している（図１３参照））、経験によれば、或る高さを超えると、この能動作動に必要な出力は、システムにより消費される非常に高いエネルギを発生することが証明されている。この高さ限度は、フェンダの下の占有空間の基準が無視されるときは、本質的にホイール半径の１／２に等しいことが判明している。

【００５８】

図示の種々の例は、本発明のサスペンションシステムは、所望の運動学的定義が得られるように非常に異なるサスペンション原理に従って作ることができるという事実を示して

いる。より詳しくは、恣意的形状に示されたロッカは関節連結軸線を適宜配置できかつもちろんサスペンション応力を支持できるようにする任意の適当な形状にできる。これと同じことは、横方向アームのような他の構成要素についてもいえる。

キャンバ平面とは、路面に対して直交し、車両に対して横方向で、かつ接触領域内で合力が付与される点を通る平面であると定義できる。図面は、この平面を参照して、本発明の原理および幾つかの実施形態を示している。２次元表示は、本発明のシステムの本質的特徴（その対象はキャンバの制御された変化である）を明瞭に示すのに有利である。この表示では、キャンバ運動は、この平面内での枢着点（瞬間回転中心）の回りの回転である。しかしながら、実際には、回転は、実枢軸線または仮想軸線（瞬間回転軸線）の回りで（３次元で）行なわれることを忘れてはならない。この軸線は、平面表示においては１つの点で表される。この軸線は、キャンバ変化を予測できるようにするため、路面および車両の長手方向軸線に対して本質的に平行に構成できる。しかしながら、この軸線の方向を変えることにより、接触領域でホイールが受ける横方向（曲路）および長手方向（制動、加速）力に関連して、他のステアリング、トウ・イン、トウ・アウトまたはスピン角効果を作ることができる。当業者ならば、試験方法および／またはシステムから期待できる挙動に関連して最良の方向を決定する理論的方法を理解できるであろう。例えば、実験により、水平に対して６°の角度をなす枢軸線の傾斜により、キャンバ角の１／１０の角度でのキャンバ関連操縦（camber-related steering）が可能になる。かくして、横方向力が５°のキャンバを誘起するときは、撓みは約０．５°となる。枢軸線の傾斜は、例えば、車両に垂直に対して６°で傾斜したシステムを設けることにより得られる。

【００５９】

図面には、サスペンションシステムの必要ではあるが既知の要素の全てが示されているわけではない。より詳しくは、当業者ならば、例えば長手方向アームにより、またはロッカを案内しかつロッカをウィッシュボーンまたはＡ－アームによりホイール支持体に連結することにより、ホイール平面の長手方向位置決めを保証する方法は理解されよう。同様に、ホイール平面をその舵取り方向に保持することは、ステアリングシステムに連結された要素によりまたは非舵取り車軸のトウ・ロッドのような固定寸法の要素により確保される。しかしながら、本発明のシステムの好ましい実施形態によれば、これらの舵取り制御要素がホイール支持体をロッカに直接連結することにより、好ましくない摂動を受けることなく舵取りを制御できる。これは、本発明のシステムがかなり多くのキャンバ変化を行ない得ることによる。ロッカの運動はキャンバに直接連動するため、ホイール支持体へのロッカのこの連結は、キャンバに関連する舵取り効果を誘起するのに使用できることが好ましい。かくして、キャンバが横方向力により制御されるとき（本発明のシステムが能動的に機能する場合）、舵取りは横方向力により誘起される。この場合、この効果は前述の枢軸線の効果と同じである。

【００６０】

前述のように、図面は、キャンバ平面内の平面（すなわち２次元）表示である。この表示は、キャンバおよびトラック変化時の本発明によるシステムの理論的作動を明瞭に示すものである。実際に、３次元では、この技術的原理によるシステムは、これらの特徴を２次元表示から正確に推定することにより作ることができる。しかしながら、この技術的原理は、キャンバ平面上への投影は異なっているがキャンバ平面内でのその運動学が２次元でここに説明したものと同じであるシステムにも適用できる。例えば、このようなシステムには、ロア・トライアングル、アッパ・トライアングルおよびトウインロッドを設けることができる。キャンバ平面内でのこのシステムの作動の転写（transcription）は、２次元での等価構造の決定から行なわれる。これは、前記等価構造を演繹できるキャンバ平面内の平均位置の回りでのホイール運動の実験的または理論的研究から行なうことができる。

【００６１】

本発明によるサスペンションシステムの種々の要素は、種々の態様で関節連結できる。シャーシシステムに関連して現在使用されている弾性関節は、剛性を導入するため、シス

テムの釣合いの獲得を容易にする。一方、弾性関節は、車両の快適性の点でも好ましいことが知られている。

本発明によるシステムは、現在の車両の路面接触システムの変形を補償しかつ性能を向上させるのにも実施できる。換言すれば、本発明のシステムは、あらゆる状況におけるタイヤのあらゆる変形を考慮に入れるため、ホイール平面が、路面平面に対して本質的に垂直にまたは僅かに傾斜して維持されることを確保するのにも使用できる。この目的は、一般に、有効キャンバの大きさが数度に過ぎない本発明のシステムにより達成される。しかしながら、本発明のシステムは、非常に大きいキャンバ変化を可能にすること、すなわちシャーシシステムが、現在市販されている３輪以上のホイールを有する車両のシャーシシステムよりも自動二輪車のシャーシシステムに良く似た作動を可能にすることにも使用できる。

一般に、図面には、空気入りタイヤを有するホイール（２）が示されているが、本発明は、空気入りタイヤ等の弾性タイヤであるか否かを問わずあらゆる形式のホイールに適している。また、本発明の本質的な特徴は、それがどのようなものであっても、接触領域に対する瞬間回転中心の位置にある。

【図面の簡単な説明】

【００６２】

【図１】本発明の第一実施形態によるシステムの原理および作動を示す、長手方向から見た概略図である。

【図１ａ】本発明の第一実施形態によるシステムの原理および作動を示す、長手方向から見た概略図である。

【図２】本発明の第一実施形態によるシステムの原理および作動を示す、長手方向から見た概略図である。

【図３】本発明の第一実施形態によるシステムの原理および作動を示す、長手方向から見た概略図である。

【図３ａ】本発明の第一実施形態によるシステムの原理および作動を示す、長手方向から見た概略図である。

【図４】本発明の第二実施形態によるシステムの原理および作動を示す、長手方向から見た概略図である。

【図５】本発明の第二実施形態によるシステムの原理および作動を示す、長手方向から見た概略図である。

【図５ａ】本発明の第二実施形態によるシステムの原理および作動を示す、長手方向から見た概略図である。

【図５ｂ】本発明の第二実施形態によるシステムの原理および作動を示す、長手方向から見た概略図である。

【図５ｃ】本発明の第二実施形態によるシステムの原理および作動を示す、長手方向から見た概略図である。

【図６】本発明の第二実施形態の変更形態によるシステムの原理を示す、長手方向から見た概略図である。

【図７】本発明の第二実施形態の変更形態によるシステムの原理を示す、長手方向から見た概略図である。

【図８】本発明の第二実施形態の変更形態によるシステムの原理を示す、長手方向から見た概略図である。

【図９】本発明の第二実施形態の変更形態によるシステムの原理を示す、長手方向から見た概略図である。

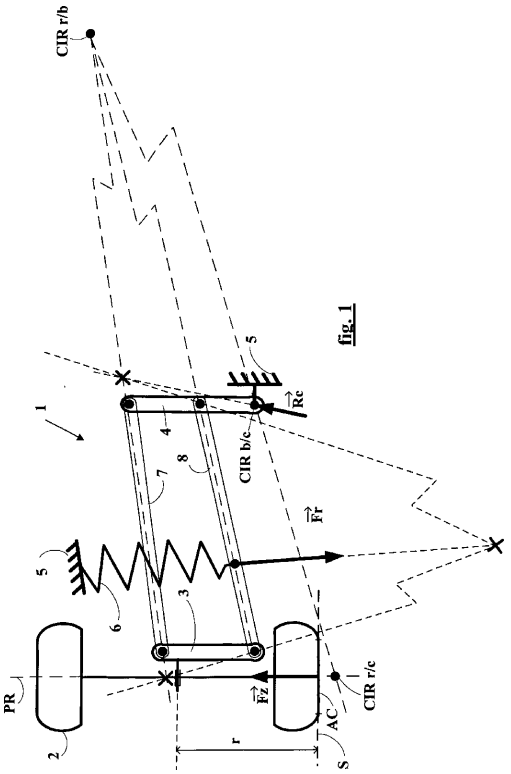
【図１０】本発明の他の実施形態によるシステムの原理を示す、長手方向から見た概略図である。

【図１１】本発明の他の実施形態によるシステムの原理を示す、長手方向から見た概略図である。

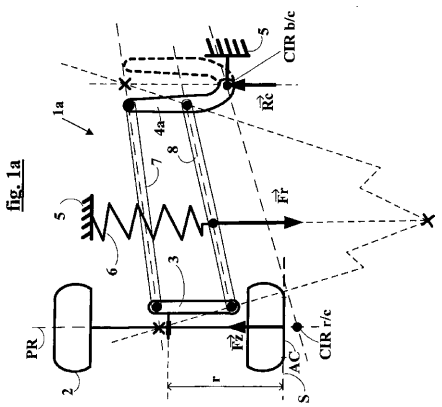
【図１２】本発明によるシステムに適用される制御手段の原理を示す、長手方向から見た

概略図である。
【図１３】本発明によるシステムに適用される制御手段の原理を示す、長手方向から見た概略図である。
【図１３ａ】本発明によるシステムに適用される制御手段の原理を示す、長手方向から見た概略図である。
【図１４】本発明による車両の原理を示す、長手方向から見た概略図である。
【図１５】本発明による車両の原理を示す、長手方向から見た概略図である。
【図１５ａ】本発明による車両の原理を示す、長手方向から見た概略図である。
【符号の説明】
【００６３】
１　サスペンションシステム
２　ホイール
３　ホイール支持体
４　ロッカ
５　車体
６　サスペンションスプリング
７　アッパアーム
８　ロアアーム

【図１】



【図１ａ】



【図２】

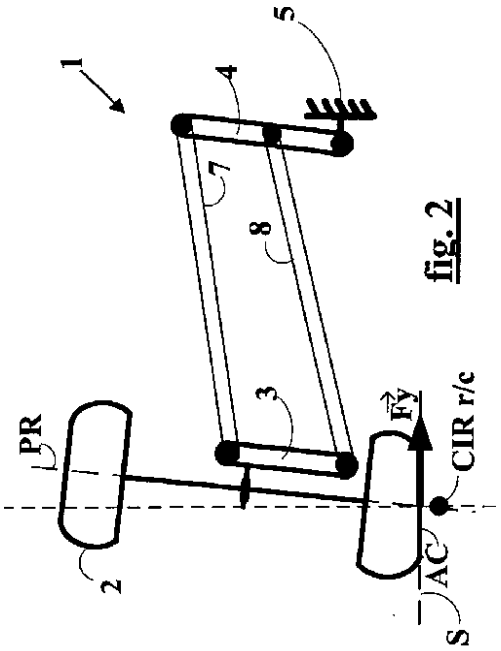


fig. 2

【図３】

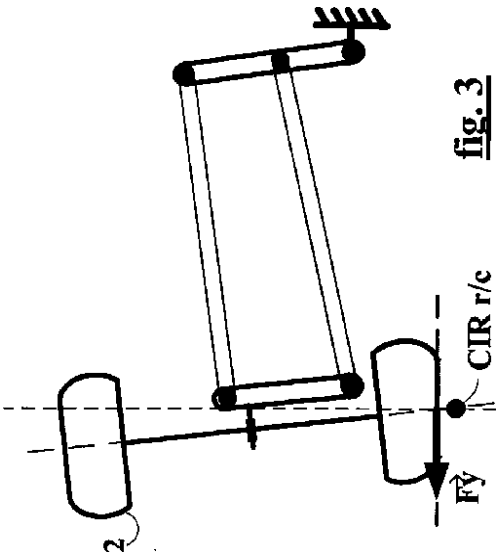


fig. 3

【図３ａ】

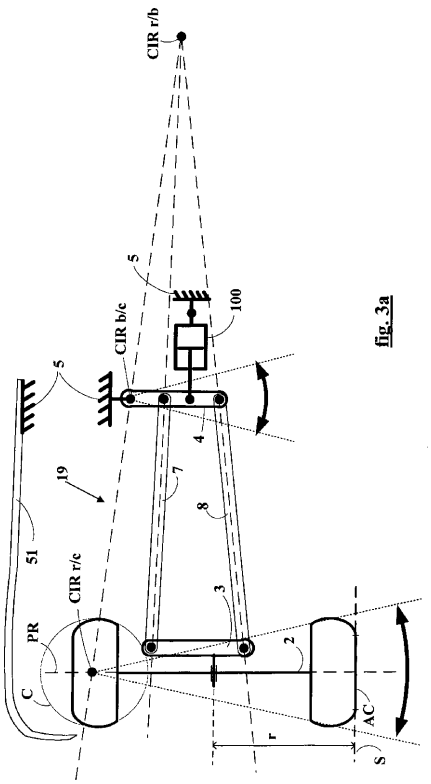


fig. 3a

【図４】

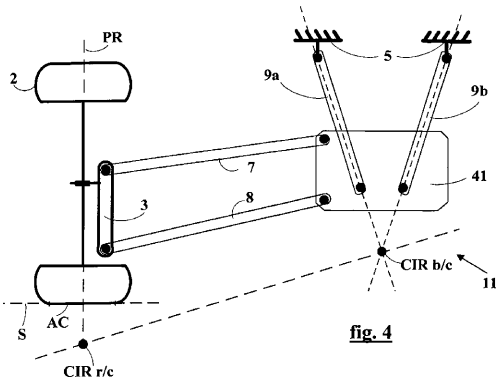


fig. 4

【図５】

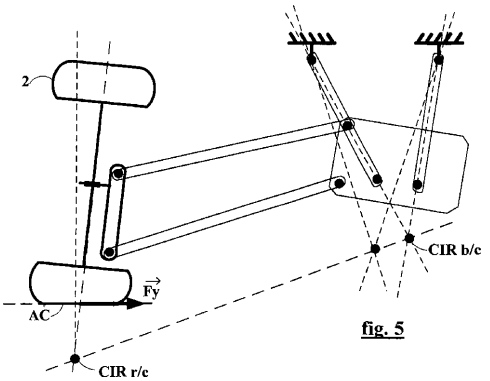


fig. 5

【図５ａ】

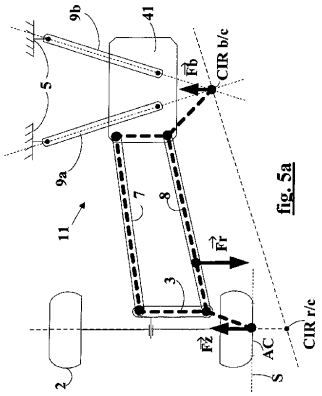


fig. 5a

【図５ｂ】

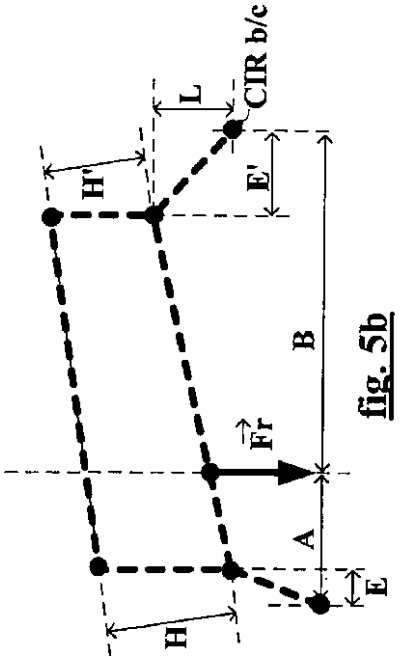


fig. 5b

【図５ｃ】

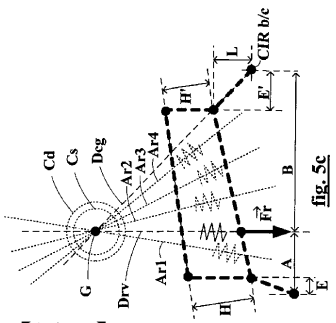


fig. 5c

【図６】

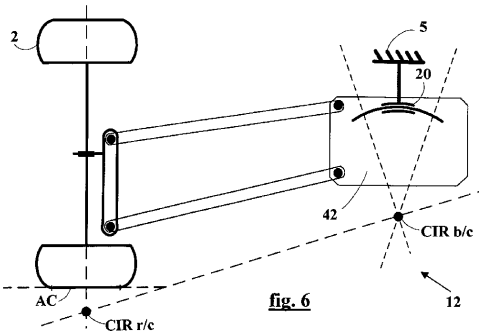


fig. 6

【図７】

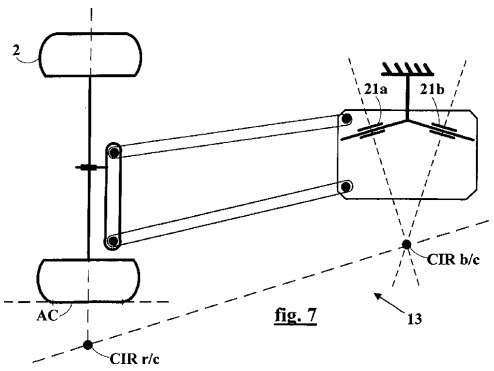


fig. 7

【図８】

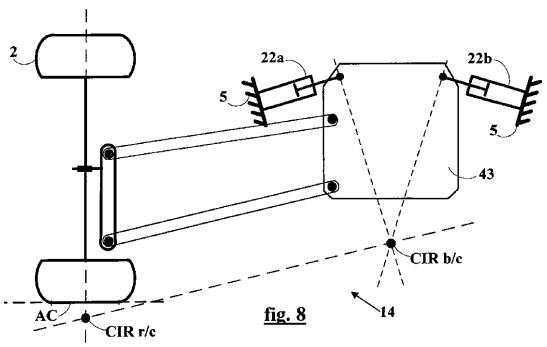


fig. 8

【図９】

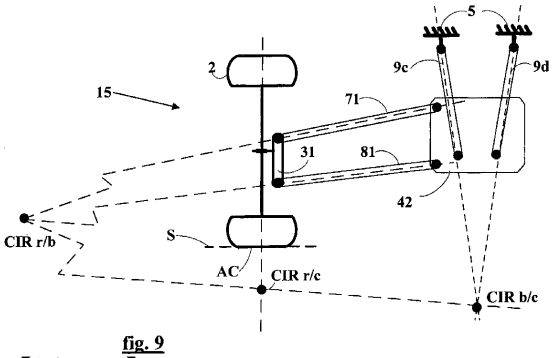


fig. 9

【図１０】

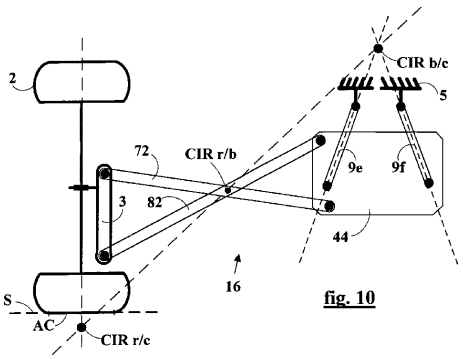


fig. 10

【図１１】

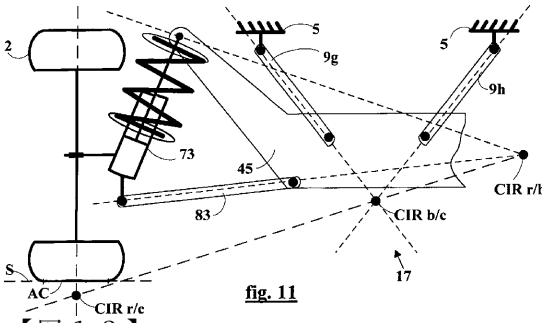


fig. 11

【図１２】

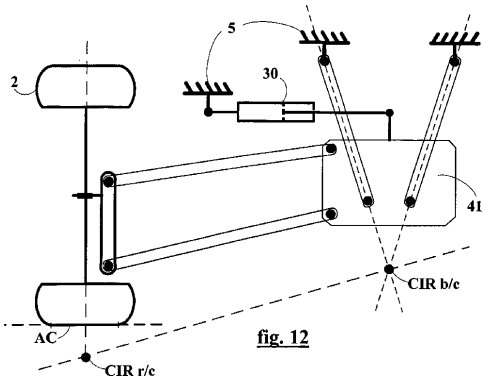


fig. 12

【図１３】

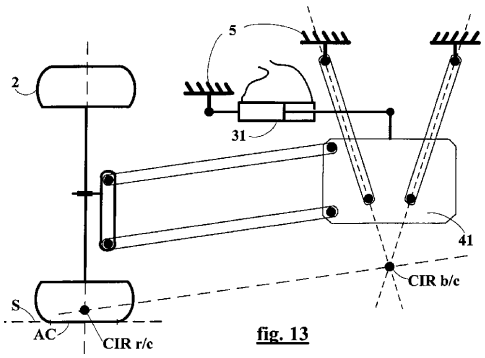


fig. 13

【図１３ａ】

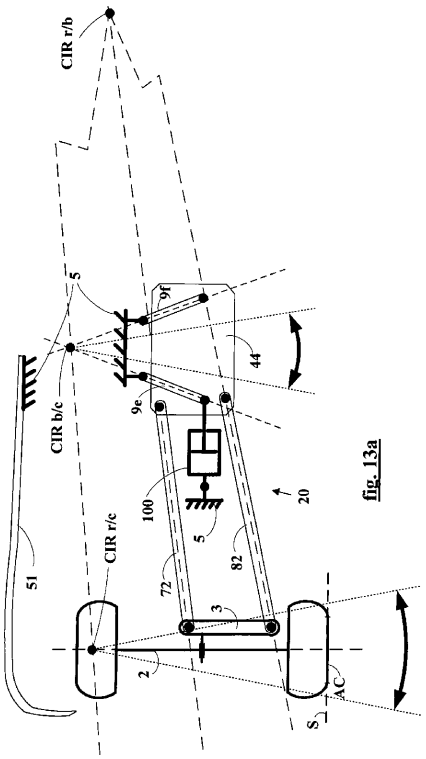


fig. 13a

【図１４】

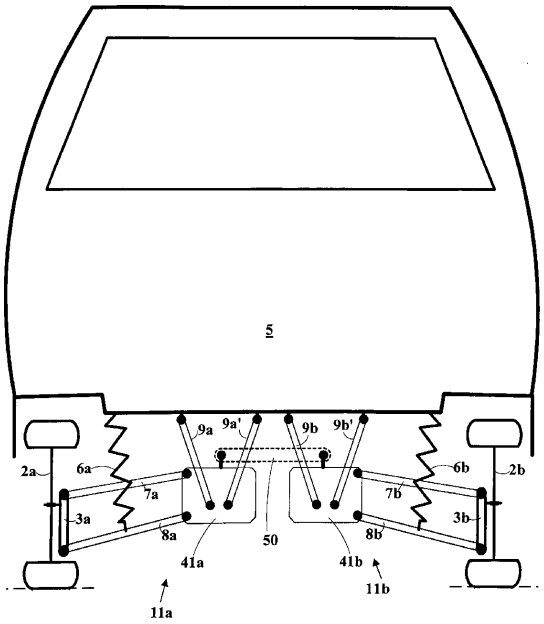


fig. 14

【図１５】

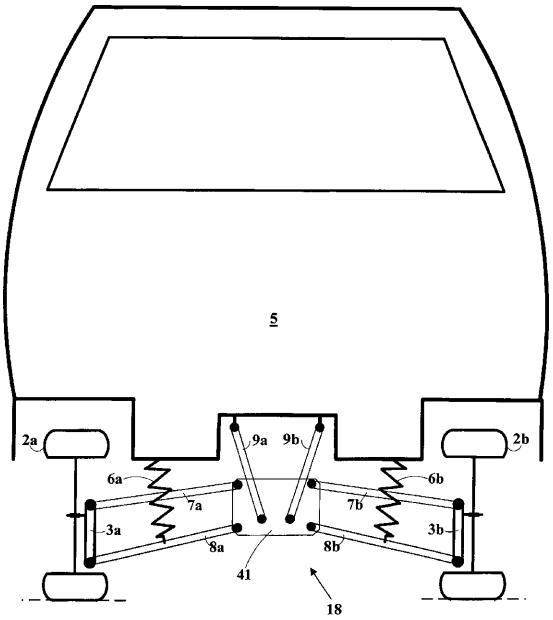


fig. 15

【図１５ａ】

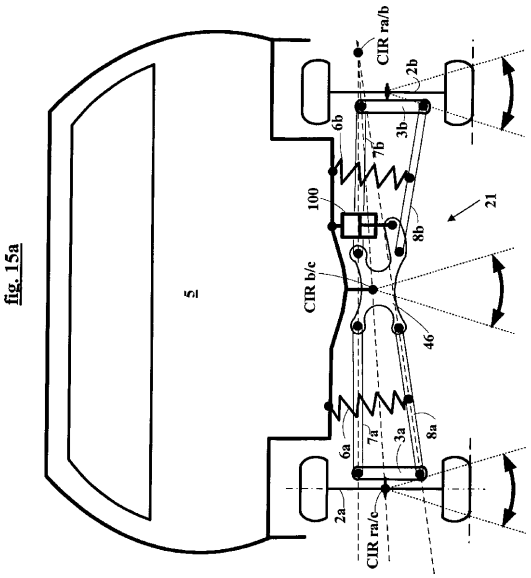


fig. 15a

フロントページの続き

(74)代理人 100065189
弁理士 宍戸 嘉一
(74)代理人 100074228
弁理士 今城 俊夫
(74)代理人 100084009
弁理士 小川 信夫
(74)代理人 100082821
弁理士 村社 厚夫
(74)代理人 100086771
弁理士 西島 孝喜
(74)代理人 100084663
弁理士 箱田 篤
(72)発明者 ブロンデレ ミシェル
フランス エフ－６３４５０ レ クレスト シュマン ド ラ クロワ サン ヴェルニ
(72)発明者 ゴグ グリゴレ
フランス エフ－６３１７０ オービエレ リュ ジョルジュ ビゼ ５
(72)発明者 ピファール オリヴィエール
フランス エフ－６３０００ クレルモン－フェラン リュ ヴィルヌーヴ ３４
(72)発明者 セラ ロワク
フランス エフ－６３４５０ タレンド リュ デ ガルノード
(72)発明者 ヴェルニエール ダヴィ
フランス エフ－６３０００ クレルモン－フェラン リュ フレシエール ６
(72)発明者 アンドレ フランソワ
フランス エフ－６３５４０ ロマニャ シュマン ド ジルー １３

審査官 本庄 亮太郎

(56)参考文献 特開平０７－１６４８４７（ＪＰ，Ａ）
特表平０９－５１１３３５（ＪＰ，Ａ）
特開平０２－３０６８１１（ＪＰ，Ａ）
特開平０４－２３２１０９（ＪＰ，Ａ）
特開平０６－０６４４２１（ＪＰ，Ａ）
特公平０６－０４１２４２（ＪＰ，Ｂ２）
特開平０２－３０６８０８（ＪＰ，Ａ）
特開平０６－１５６０３４（ＪＰ，Ａ）
特開２００１－０５５０３４（ＪＰ，Ａ）
特表２００３－５２８７７１（ＪＰ，Ａ）

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