

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4805276号

(P4805276)

(45) 発行日 平成23年11月2日(2011.11.2)

(24) 登録日 平成23年8月19日(2011.8.19)

(51) Int.Cl.		F 1
B 6 0 G	3/20	(2006.01)
B 6 0 G	7/02	(2006.01)
B 6 0 G	7/00	(2006.01)

B 6 0 G	3/20
B 6 0 G	7/02
B 6 0 G	7/00

請求項の数 19 (全 16 頁)

(21) 出願番号	特願2007-544901 (P2007-544901)	(73) 特許権者	503336534
(86) (22) 出願日	平成17年12月6日(2005.12.6)		システミ・ソスペンシオーニ・ソシエタ・
(65) 公表番号	特表2008-522892 (P2008-522892A)		ベル・アチオニ
(43) 公表日	平成20年7月3日(2008.7.3)		S I S T E M I S O S P E N S I O N I
(86) 国際出願番号	PCT/EP2005/056518		S . p . A .
(87) 国際公開番号	W02006/061383		イタリア、イー20011コルベッタ(ミ
(87) 国際公開日	平成18年6月15日(2006.6.15)		ラノ)、ヴィアーレ・アルド・ボルレッテ
審査請求日	平成20年10月29日(2008.10.29)		ィ61/63番
(31) 優先権主張番号	T02004A000861	(74) 代理人	100101454
(32) 優先日	平成16年12月9日(2004.12.9)		弁理士 山田 卓二
(33) 優先権主張国	イタリア(IT)	(74) 代理人	100081422
			弁理士 田中 光雄
		(72) 発明者	マイルズ・バーナビー・ジェラード
			イタリア、イー10124トリノ、ヴィア
			・マッテオ・ベスカトーレ17番
			最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 自動車用独立サスペンション

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

車両用ホイール(12)のホイールキャリアを車体(20)に接続する自動車用独立サスペンションであって、

前記車体(20)に接続される(24, 34; 24)少なくとも1つの下側アーム(14, 18; 42; 14)と前記車体(20)に接続される(30; 63; 67; 30, 71)少なくとも1つの上側リンク(16; 58; 60, 62; 64; 66; 16, 68)とを備え、

前記少なくとも1つの下側アーム(14, 18; 42; 14)は、ホイール(12)のホイールキャリアに接続される(36, 37; 36, 37, 39)少なくとも2つの略ブレード状の可撓性部材(22, 23; 22, 23, 25)であって、その面が、サスペンションの第1の剪断軸を規定する所定方位の1本の共通軸(T1)に沿って交差する、可撓性部材を担持し、

前記少なくとも1つの下側アーム(14, 18; 42; 14)は、前記ホイールキャリアが略水平面内に作用する外力を受ける場合には、ホイールキャリアの移動が2つの剪断軸(T1, T2)を中心とするホイールキャリアの回転の組み合わせから生じるように、第1の軸(T1)と連続して作用する所定方位の第2の剪断軸(T2)を規定する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。

【請求項2】

10

20

2つの剪断軸（T1，T2）が実質的に車両の前後方向に直交する横向きの鉛直面に配置されていることを特徴とする、請求項1に記載のサスペンション。

【請求項3】

第1の剪断軸（T1）が自動車の外部に略垂直に延在し、第2の剪断軸（T2）が地面（G）とホイール（12）の中心（C）との間の高さで略水平に延在することを特徴とする、請求項2に記載のサスペンション。

【請求項4】

第2の剪断軸（12）を中心とする捩り剛性よりも第1の剪断軸（T1）を中心とする捩り剛性の方が高いことを特徴とする、請求項3に記載のサスペンション。

【請求項5】

前記少なくとも2つの略ブレード状の可撓性部材（22，23；22，23，25）が接続される剛性下側縦向きアーム（14）および剛性下側横向きアーム（18）を備えることを特徴とする、請求項1～4のいずれかに記載のサスペンション。

【請求項6】

剛性下側縦向きアーム（14）が剛性下側縦向きアーム（14）の中間部に配置される第1の軟質ブッシュ（26）とこのアーム（14）の端部に配置される第2の剛性ブッシュ（28）によって剛性下側横向きアーム（18）に接続され、第2の剪断軸（T2）が第2の剛性ブッシュ（28）および第3の剛性ブッシュ（34）を通る軸に対応するように、剛性下側横向きアーム（18）が第3の剛性ブッシュ（34）によって車体に接続されることを特徴とする、請求項5に記載のサスペンション。

【請求項7】

一对の剛性ブッシュ（28，40）を通る軸が第2の剪断軸（T2）に対応するように、剛性下側縦向きアーム（14）が一对の剛性ブッシュ（28，40）によって剛性下側横向きアーム（18）に接続されることを特徴とする、請求項5に記載のサスペンション。

【請求項8】

サスペンションの第2の剪断軸（T2）が本来的に平面の要素（44，48）間の共通部分の軸に対応するように、軸に沿って交差する本来的に平面の要素として形成される車両の前後方向に向く可撓性の縦向きブランチ（44）および車両の前後方向に直交する横方向に向く可撓性の横向きブランチ（48）を含む1つの下側アーム（42）を備えることを特徴とする、請求項1に記載のサスペンション。

【請求項9】

ブッシュ（24，54）それぞれにより車体に接続される第1の縦ブランチ（50）および第2の傾斜ブランチ（52）を有する単独の下側アーム（14）を備え、少なくとも1つのブッシュ（46）が下側アーム（14）に搭載され、前記少なくとも2つの略ブレード状の可撓性部材（22，23；22，23，25）を支持することを特徴とする、請求項1に記載のサスペンション。

【請求項10】

前記少なくとも1つの上側リンクが、第1のブッシュ（30）によって車体に、第2のブッシュ（32）によってホイール（12）のホイールキャリアに接続されるキャンバ制御横向きロッド（16）であることを特徴とする、請求項1～9のいずれかに記載のサスペンション。

【請求項11】

横向きロッド（16）は第2の剪断軸（T2）にほぼ平行であり、第1の剪断軸（T1）を通過することを特徴とする、請求項10に記載のサスペンション。

【請求項12】

前記少なくとも1つの上側リンクが、一对のブッシュ（30）によって車体に、1つのブッシュ（32）によってホイール（12）のホイールキャリアに接続される横向きのウィッシュボーン（58）であることを特徴とする、請求項1～9のいずれかに記載のサスペンション。

10

20

30

40

50

【請求項 13】

前記少なくとも 1 つの上側リンクが、ブッシュ (30, 32) によってそれぞれ車体とホイール (12) のホイールキャリアに接続される第 1 のロッド (60) と、ブッシュ (30) によって車体に接続され、ブッシュ (61) によって第 1 のロッド (60) に接続される第 2 のロッド (62) とを備えることを特徴とする、請求項 1 ~ 9 のいずれかに記載のサスペンション。

【請求項 14】

前記少なくとも 1 つの上側リンクが、ブッシュ (63, 65; 67, 69) によってそれぞれ車体とホイール (12) のホイールキャリアとに接続され、自軸に沿った移行自由度と少なくとも 1 つの回転自由度の両方を制御できるロッド (64; 66) であることを特徴とする、請求項 1 ~ 9 のいずれかに記載のサスペンション。

10

【請求項 15】

前記少なくとも 1 つの上側リンクが、ブッシュ (71, 73) によってそれぞれ車体とホイール (12) のホイールキャリアとに接続されるトー制御横向きロッド (68) をさらに備えることを特徴とする、請求項 10 に記載のサスペンション。

【請求項 16】

前記少なくとも 1 つの下側アーム (18; 14) に搭載されるパネ (38) をさらに備えることを特徴とする、請求項 1 ~ 15 のいずれかに記載のサスペンション。

【請求項 17】

前記少なくとも 1 つの下側アーム (14) が、ブッシュ (70)、または下側アーム (14) とホイールキャリアに端部で接続される (74, 76) リンク (72) のいずれかで直接ホイールキャリアに接続されることを特徴とする、請求項 1 ~ 16 のいずれかに記載のサスペンション。

20

【請求項 18】

前記少なくとも 2 つの略ブレード状の可撓性部材 (22, 23; 22, 23, 25) はブッシュ (36, 37; 36, 37, 39) それぞれによってホイール (12) のホイールキャリアに横方向外側端で接続され、前記少なくとも 1 つの下側アーム (18; 42) に横方向内側端で装着されることを特徴とする、請求項 1 ~ 8 のいずれかに記載のサスペンション。

【請求項 19】

2 つの略ブレード状の可撓性部材 (22, 23) のうち一方 (22) がブッシュ (36) によってホイール (12) のホイールキャリアに横方向外側端で接続され、前記少なくとも 1 つの下側アーム (18) に横方向内側端で装着され、他方 (23) がホイール (12) のホイールキャリアに横方向外側端で装着され、ブッシュ (37) によって前記少なくとも 1 つの下側アーム (18) に横方向内側端で接続されることを特徴とする、請求項 1 ~ 8 のいずれかに記載のサスペンション。

30

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、請求項 1 の前文に定義される種類の自動車用独立サスペンションに関する。

40

【背景技術】

【0002】

この種のサスペンションは、出願人の名における特許文献 1 から既知である。この既知のサスペンションは、基本的に、横向きアーム、横向きロッド、およびキャンバ (camber) 制御ロッドを備え、それぞれがホイールキャリア (wheel carrier) と車体の間に介在する。具体的には、横向きアームは一对のブレード (blade) 状の可撓性要素を備え、端部でホイールキャリアおよび車体に接続し、捩り剛性がある縦向きの管状要素により互いに接続される。まず、横向きアームは、ホイールキャリアへの接合点と車体構造への接合点により規定される第 1 および第 2 の実質的に縦向きの軸を中心とした 2 つの運動学的な回転自由度を制御する。さらに、横向きアームの 2 つのブレードの可撓性、構造および方

50

位は、軸を中心とした２つのブレードの変形の結果として、ホイールキャリアが所定方位の第３の軸（「剪断軸」と称する）を中心に回転可能となるように選択される。したがって、横向きアームは、剪断軸を中心とするホイールキャリアの第３の回転自由度を制御することができる。この第３の自由度は、他の２つの回転自由度とは全く異なり、幾何学的制約ではなく、剪断軸に対するアームの構成要素の固有の可撓性によって規定されるため、「構造上の」自由度である。道路が平坦でないことから自動車の乗員を防護するという要求と、ホイールに作用する力、特に操舵および制動力に対する迅速な反応という反対の要件を共に最適に満足させるため、この第３の軸は好ましくは、タイヤの接触パッチ（patch）の近傍を通るように選択される。

【特許文献１】欧州特許出願第１２８８０２８号明細書

10

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【０００３】

本発明の目的は、弾性運動学的な挙動に優れ、より小型で、従来と異なる車種にも容易に設置できる自動車用独立サスペンションを提供することである。

【課題を解決するための手段】

【０００４】

上記およびその他の目的は、独立請求項１に記載の特徴を有する自動車用独立サスペンションにより、本発明に従い達成される。

【０００５】

20

本発明の他の有益な特徴は、従属請求項に明記される。

【０００６】

要約すると、本発明は、構成要素の配置および剛性特性により、連続して相互に作用するように配置される所定方位の２つの剪断軸を有する弾性システムを形成し、これらの軸の一方が一对のブレード状の弾性要素により規定される自動車用独立サスペンションを提供するという概念に基づく。

【０００７】

好ましくは、２つの剪断軸は、横方向の鉛直面に配置され、互いに垂直に配向され、第１の剪断軸は略垂直に配置され、第２の剪断軸は略水平に配置され、第２の略水平な剪断軸を中心とする弾性システムの捩り剛性は、第１の略垂直な剪断軸を中心とする捩り剛性よりも小さい。

30

【０００８】

本発明の特徴および利点は、添付の図面を参照しつつ、非限定的な例によってのみ提示される以下の詳細な説明から自明であろう。

【発明を実施するための最良の形態】

【０００９】

明細書および以下の請求項において、「縦（longitudinal）」と「横（transverse）」、「垂直（vertical）」と「水平（horizontal）」、「前（front）」と「後（rear）」などの用語は、自動車への搭載状態を指すことを意図されたものである。

【００１０】

40

まず図１および１９を参照すると、参照符号１０は、ホイール１２を自動車の本体２０（図１９に一部示される）に接続するように意図された自動車用独立サスペンションを大まかに示す。この場合、後部ホイールは、駆動輪であってもよいし、あるいは非駆動輪であってもよい。サスペンション１０は、基本的に、すべて剛性（リジッド：rigid）の構成要素である、縦向きアーム１４、横向き上側ロッド１６（キャンバ制御ロッド）および横向き下側アーム１８と、横向き下側アーム１８をホイール１２のホイールキャリア（それ自体既知であり、図示せず）に接続する一对のブレード状の可撓性部材２２及び２３とを備える。

【００１１】

縦向きアーム１４は、前端でブッシュ（bush）２４により車体２０に接続（articulate

50

：関節を介して回動可能に接合）され、後部で一对のブッシュ 26 及び 28 により横向きアーム 18 に接続され、第 1 のブッシュは縦向きアーム 14 の中間点に配置され、第 2 のブッシュはこのアームの後端に配置される。横向き上側ロッド 16 は、横方向内側端でブッシュ 30 により車体 20 に、横方向外側端でブッシュ 32 によりホイールキャリアに接続される。横向き下側アーム 18 は、横方向内側端でブッシュ 34 により車体 20 に、横方向外側端で 2 つの弾性ブレード 22 及び 23 を介してホイールキャリアに接続される。図 1 に示される実施形態では、弾性ブレード 22 及び 23 が横方向内側端で横向き下側アーム 18 に固定され、横方向内側端でブッシュ 36 及び 37 それぞれによりホイールキャリアに接続される。一方、図 19 に示される実施形態の変形例では、2 つの可撓性（フレキシブル：flexible）ブレードのうち的一方、この場合、後側のブレード 23 が横方向内側端でブッシュ 37 により横向き下側アーム 18 に接続され、横方向外側端でホイールキャリアに固定される。

10

【0012】

上述の各ブッシュは、サスペンションの縦方向のコンプライアンス（compliance）特性を決定する縦向きアーム 14 と横向き下側アーム 18 間のブッシュ 26 は別として、すべてリジッドである。

上述のサスペンションの構成（アーキテクチャ：architecture）は、2 つの剪断軸 T1 及び T2（図 2 および図 3）の配置によって負荷状態での挙動が決定される弾性システムを規定する。ただし、剪断軸という用語は、弾性システムが、それを中心として、他の 2 つの直交方向に対し、非常に低い回転剛性を有する軸を指す。この軸を通らない他のあらゆる力は回転を起こさせ、結果的には、この力の印加点においてシステムのさらなる弾性的降伏を生じさせるので、剪断軸は、軸に垂直な方向で弾性システムに作用する力に対して、移行剛性が最も高い点の軌跡を表す。

20

【0013】

換言すれば、各剪断軸は、ホイールキャリアを車体に接続するアームとロッドの組立体の弾性ヒンジ（hinge）とみなすことができる。この弾性ヒンジは、外力を受けた際に、車体に対してホイールキャリアが回転しがちな中心となる軸を規定する。この場合、サスペンションの弾性挙動は、ホイールキャリアが 2 つの剪断軸に垂直な外力を受ける際、2 つの剪断軸を中心とする回転の組み合わせによって移動するように、相互に連続して作用する 2 つの剪断軸によって定められる。

30

【0014】

特に図 2 および 3 を参照すると、ここで図示される実施形態（上述したように、自動車の後側サスペンション用）では、2 つの剪断軸 T1 および T2 が実質的に横方向の鉛直面に配置される。第 1 の剪断軸 T1 は自動車の外部で略垂直に延在し（自動車の縦方向の中心面は CP で示される）、第 2 の剪断軸 T2 は略水平に延在し、高さは地面 G とホイール中心 C との間である。水平剪断軸 T2 は、垂直剪断軸 T1 よりも低い捩り剛性を有する。つまり、2 つの剪断軸 T1 および T2 によって規定される面と垂直に向けられ、これらの軸から等距離の点でホイールキャリアに印加される力によって、軸 T2 を中心とする角移動量よりも軸 T1 を中心とする角移動量の方が小さくなる。しかし、この場合、結果として生じるホイールキャリアの移動量は、これらの 2 つの角移動量の合計となる。

40

【0015】

図 2 および 3 に示される 2 つの剪断軸 T1 および T2 の特別な配置は、以下のようにサスペンションの弾性運動要件を満たす。

【0016】

まず第 1 に、第 2 の捩り剛性の小さい剪断軸 T2（水平軸）は、サスペンションの快適性を保証するため、ホイール中心でのホイールキャリアの所要の高い縦方向のコンプライアンスを提供する。

【0017】

第 2 に、2 つの剪断軸の捩り剛性は、2 つの剪断軸を中心とする回転の垂直軸に関する構成要素（すなわち、ホイールでのトー（toe）変化を共に生み出す構成要素）が、ホイ

50

ール中心での衝撃または縦方向の牽引力 $I F$ の場合に互いを相殺するが、接触パッチ (contact patch: タイヤの地面との接触部分) での縦方向の制動力 $B F$ の場合、互いを合計するように、ホイール中心から剪断軸までの距離に応じて適切に選択される。このように、制動力下での高トーイン (toe-in) と牽引または衝撃力下での最小トー変化に対する要件を同時に満たすことができる。

【 0 0 1 8 】

しかし、本発明によるサスペンションでは、2つの剪断軸の方位を適宜適切に規定することによって、上述の要件以外の要件も満たすことが可能である。

【 0 0 1 9 】

第3に、捩り剛性が大きい、自動車の運転方向 (図2では $S M$ で示される) に対して接触パッチの後ろに配置される垂直剪断軸 $T 1$ により、(図2では $C F$ で示される) 操舵力が作用した状態でのトーイン効果が得られる。第2の剪断軸 $T 2$ は操舵力と略平行であるため、その存在が接触パッチでの利用可能な側剛性を大幅に低減することはない。第1の剪断軸 $T 1$ がホイールの接触パッチからあまり遠くに配置されず (たとえば、80 ~ 100 mm の距離)、操舵力が作用した状態で必要とされるトー変化を提供するのに適した捩り剛性を有するとすれば、ホイールキャリアは接触パッチで必要な高い横剛性を発揮するであろう。

【 0 0 2 0 】

図4および5は、上述のサスペンション構成が、どのように2つの剪断軸 $T 1$ および $T 2$ を規定するかを示す。

【 0 0 2 1 】

横向きアーム 1 8 を車体と縦向きアーム 1 4 にそれぞれ接続するブッシュ 3 4 および 2 8 はリジッド (rigid) なゴム製ブッシュだが、縦向きアーム 1 4 を横向きアーム 1 8 に接続するブッシュ 2 6 は軟質のゴム製ブッシュである。したがって、横向きアーム 1 8 は、非常に弾性抵抗の小さい2つのブッシュ 3 4 および 2 8 を通る軸を中心に回転する可能性がある。したがって、この軸は、略水平に横方向に配向する、第2の捩り合成の小さな剪断軸 $T 2$ を規定する。ブッシュ 2 4、2 8、および 3 4 はすべて剛性ブッシュであるため、この剪断軸は軸を通過する力に対して非常に硬いが、捩りには (すなわち、力が軸を通らない場合には) 非常に柔軟に適應する。

【 0 0 2 2 】

サスペンションの弾性運動特性の制御を確かなものとするためには、第2の剪断軸 $T 2$ を中心とする捩り剛性の精密な制御が必要である。これは、ブッシュ 2 6 を介した横向きアーム 1 8 と縦向きアーム 1 4 間の第2の接続により達成される。ブッシュ 2 6 の唯一の機能は、(ほぼ垂直方向におけるその剛性を介して) 剪断軸 $T 2$ の捩り剛性を調節することである。第2の剪断軸 $T 2$ は回転時に第1の剪断軸 $T 1$ よりも遙かに剛性が低いため、サスペンションの所望の縦方向の剛性特性はブッシュ 2 6 内に包み込まれる。さらに、ブッシュ 2 6 はコーナリング (cornering) 力の作用の下で最小限の負荷を受ける、従って、その可撓性はサスペンションの必要な横方向剛性を損なうことはない。

【 0 0 2 3 】

第1の捩り剛性の大きな剪断軸 $T 1$ は、(図4に示されるように) 横向きアーム 1 8 上の一对のブレード 2 2、2 3 の面間の共通部分として幾何学的に構成されるため、それら2つのブレードによって規定される。したがって、2つのブレード 2 2 及び 2 3 の方位を適切に選択することによって、この第1の剪断軸 $T 1$ の所望の方位を得ることができ、軸の捩り剛性は2つのブレードの撓み剛性によって決定される。2つのブレード 2 2 及び 2 3 をホイールキャリアに接続するブッシュ 3 6 及び 3 7 が十分に硬くてこの2つのブレードが面垂直曲げ剛性に対する面内曲げ剛性の高い比率を有するとすれば、サスペンションはこの軸に沿った移行剛性に対する第1の剪断軸 $T 1$ を中心とする捩り剛性の高い比率を示す。

【 0 0 2 4 】

上述したように、サスペンションの挙動は、負荷状態でのホイールキャリアの移動が 2

10

20

30

40

50

つの剪断軸 T 1 および T 2 を中心とする重畳された回転により規定される。キャンバ制御ロッド 1 6 が第 2 の剪断軸 T 2 と略平行に配置され、第 1 の剪断軸 T 1 を通過するほど、この概念がより有効になる。

【 0 0 2 5 】

サスペンションに作用する力に関しては、ホイールキャリアでのサスペンションの縦方向の挙動が、横方向の挙動と十分に分離されることが注目されるべきである。コーナリング力は軟質ブッシュ 2 6 を通過せず、コーナリング力下で所望のトーイン効果を生成するのに必要な（第 1 の剪断軸 T 1 によって提供される）垂直方向を中心とする捩りコンプライアンスは別として、接触パッチで横方向の剛性を低下させることのできる他の寄生的なコンプライアンスはない。

10

【 0 0 2 6 】

本発明による独立サスペンションの主な利点を以下説明する。

【 0 0 2 7 】

まず、従来のサスペンション構成に対する主な利点は、その比較的低コストの点にあり、特に提供される高い弾性運動性能と比較した場合の、基本的には構成の複雑さの低減に由来する。2 つの剪断軸の使用により可能となったサスペンション構造の高い柔軟性のおかげで、サスペンションの弾性運動性能は実際に極めて高い。システムの縦方向の柔軟性は縦向きアーム 1 4 と横向きアーム 1 8 を接続するブッシュ 2 6 に全く依存しないため、横方向の剛性または受動的な操縦能力を低減させることなく、ホイールの縦方向の柔軟性を向上させることができる。剪断軸 T 1 および T 2 の高「効率」、すなわち、軸を通過する力に対応するサスペンションの移行剛性に対する各軸を中心としたサスペンションの捩り剛性の高比率によって、ブッシュ 2 6 はホイール中心の縦方向の運動に対してより低いレバー比を有することができる。したがって、ブッシュ 2 6 はより硬くより小型となるため、放射方向に作用する標準的なゴム製ブッシュとして製造可能となる。好都合なことに、ブッシュ 2 6 は油圧ダンパに組み込むことができる。

20

【 0 0 2 8 】

横方向負荷からの縦方向負荷の高い分断性、従ってサスペンションの弾性運動特性の高い分断性は、自動車の開発をより迅速でより容易にする。さらに、この構成を用いれば、自動車のばね下質量が低減される。

【 0 0 2 9 】

車両への設置に関しては、サスペンションが、一般的に捩りビーム（ツイストビーム：twist-beam）又は縦向きガイドアームを有する後側サスペンションを採用する小型から中型の乗用車の大多数に共通する車体への搭載位置（縦向きアーム 1 4 を車体に接続するブッシュ 2 4 ）を用いるという事実は、既存のプラットフォーム（platform）へのサスペンションの設置のための車両構造の修正を最小限で済むようにする。

30

提案されたサスペンション構成は、明らかに、駆動輪に対しても非駆動輪に対しても使用することができる。これは、特に、2 つの剛性（リジッド：rigid）下側アーム（縦向きアーム 1 4 及び横向きアーム 1 8 ）の存在によって可能とされた、バネおよびダンパ（damper）の位置決めにおける大きな自由度によるものである。

【 0 0 3 0 】

サスペンションにおける負荷経路が単純であることは、工業化に役立つ。例えば、縦向きアーム 1 4 はブッシュ 2 4 , 2 6 及び 2 8 を通る垂直面内の荷重を受けるだけであり、従って、打抜き加工によって得ることができる。横向きアーム 1 8 も、一体（ワンピース：one-piece）又は 2 分割（ツーピース：two-piece）の打抜き加工によって容易に得ることができる。これらの構成要素はどちらも、ブレード状の形態をとり得る。キャンバ制御横向きロッドは、かかる構成要素の製造に現在利用されている如何なる低コストの技術でも製造可能である。縦向きアームと横向きアームとを接続するブッシュ 2 6 は例外であるが、全てのブッシュは標準的な剛性ブッシュとすることができる。

40

【 0 0 3 1 】

サスペンションへのホイールキャリアの取付点を 3 つ設けることにより、組立およびキ

50

キャンバノトーの静的な設定（セットアップ：set-up）プロセスが簡易化される。

【 0 0 3 2 】

最後に、短い可撓性ブレードを使用することは、バックリング（buckling）による横方向の過剰な負荷状態での潰れに対する抵抗を高める。

【 0 0 3 3 】

本発明による自動車用独立サスペンションの実施形態の 3 つの可能な変形例は、第 2 の剪断軸 T 2（水平軸）の実現方法において上述の好適な実施形態と異なり、図 6～図 8 に示されている。先行する図面中の部品や構成要素と同一または類似の部品および構成要素には同一の参照符号を付す。

【 0 0 3 4 】

図 6 に示されるサスペンションでは、第 2 の剪断軸 T 2 が、縦向きアーム 1 4 を横向きアーム 1 8 に接続する一対のブッシュ 2 8 及び 4 0 によって規定される。この場合、横向きアーム 1 8 と車体と間のブッシュ 3 4 は、剪断軸を規定するのにもはや必須ではないので、その位置は自由に選択できる。従って、ブッシュ 3 4 は、図 6 に示されるように、2 つのブッシュ 2 8 および 4 0 に一列に並べる必要はない。

【 0 0 3 5 】

図 7 に示されるサスペンションでは、第 2 の剪断軸 T 2 が、全体を 4 2 で示される可撓性の下側アームの撓み特性（コンプライアンス特性）によって規定される。下側アーム 4 2 は、図 1 のサスペンションの縦向きアーム 1 4 および横向きアーム 1 8 にそれぞれ対応する縦向きの分岐体（ブランチ：branch）4 4 と横向きのブランチ 4 8 とを備える。図 7 に示される特定の実施形態では、2 つのブランチ 4 4 及び 4 8 は軸に沿って交差する本来的に平面の要素として形成される。したがって、この場合、2 つの本来的に平面の要素 4 4 と 4 8 間の共通部分の軸が、サスペンションの第 2 の剪断軸 T 2 を規定する。このような構造では、本来的に平面の要素 4 4 および 4 8 の撓み剛性が第 2 の剪断軸 T 2 を中心とするサスペンションの捩り剛性を定める。

【 0 0 3 6 】

図 8 に示されるサスペンションでは、第 2 の剪断軸 T 2 は、縦向きアーム 1 4 の端部に取り付けられ、第 1 の剪断軸 T 1 を規定する 2 つのブレード 2 2 及び 2 3 を支持する、単一のブッシュ 4 6 により（または、更なる実施形態の図示されない変形例によれば、2 つ以上のブッシュにより）規定される。ここでは、横向きアームは省略され、縦向きアーム 1 4 は、それぞれブッシュ 2 4 及び 5 4 により車体に接続される第 1 の縦ブランチ 5 0 と第 2 の傾斜ブランチ 5 2 とを有している。

【 0 0 3 7 】

本発明に係る自動車用独立サスペンションの実施形態の別の可能な変形例であって、第 1 の剪断軸 T 1 の実現方法において上述される好適な実施形態とは異なる変形例を、図 9 に示す。先行する図面中の部品や構成要素と同一または類似の部品および構成要素には同一の参照符号を付す。

【 0 0 3 8 】

この実施形態の変形例によれば、第 1 の 2 つのブレード 2 2 及び 2 3 と平行に作用するように、第 1 の剪断軸 T 1 を通る面に配置されブッシュ 3 9 によってホイールキャリアに接続される第 3 のブレード 2 5 が設けられる。明らかに、より多くのブレードを設けることも可能である。また、この実施形態の変形例は、図 6～8 に示される 3 つの実施形態の変形例の何れとも組み合わせることが可能であることも、また明らかである。

【 0 0 3 9 】

図 10～図 14 は、サスペンションの 2 つの剪断軸を規定するリンクと異なる更なるリンクという点で、図 1 の実施形態と異なる、本発明による自動車用独立サスペンションの実施形態の別の変形を示す。これらの図面では、図 1 のサスペンションの要素と同一または類似する要素は同じ参照符号で示される。

【 0 0 4 0 】

図 10 の実施形態の変形例では、一対のブッシュ 3 0 により車体に接続され、ブッシュ

10

20

30

40

50

32によりホイール12のホイールキャリアに接続される横向きのウィッシュボーン58が、横向きロッド16の代わりに設けられる。図11の実施形態の変形例では、ブッシュ30及び32により、車体と、ホイール12のホイールキャリアとに、それぞれ接続される第1のロッド60と、ブッシュ30により車体に接続されブッシュ61により第1のロッド60に接続される第2のロッド62とが設けられる。横向きのウィッシュボーンの使用または相互に接続される2つのロッドの使用は、サスペンションの縦方向のコンプライアンスの追加的な制御を提供し、第1の剪断軸T1を中心とする回転にも影響を及ぼすが、縦方向の力に対する第2の剪断軸T2を中心とする回転に主に影響を及ぼす。

【0041】

図12及び図13に示される実施形態の2つの変形例は、通常の移行自由度に加えて
10 捩り自由度も制御するリンク(link)の使用をもたらす。図12の例では、自在継ぎ手63及び65によってそれぞれ車体とホイール12のホイールキャリアとに端部で接続されるリンク64が使用される。このリンクは、自身の軸を中心とする捩り拘束をさらに提供することができ、従って、第1の剪断軸T1に何らの影響も及ぼすことなく、第2の剪断軸T2を中心とするサスペンションの回転剛性に寄与することができる。図13の例では、出願人の名において国際特許出願PCT/IB2004/001196に記載されるリンクのようなリンク66が使用され、該リンクはブッシュ67及び69によってそれぞれ車体とホイール12のホイールキャリアとに端部で接続される。さらに、リンク66は、
20 自身の軸に沿った移行の自由度を束縛する一方で、横軸と垂直軸とを中心とするサスペンションの回転剛性に寄与する。

【0042】

図14に示される実施形態の変形例は、キャンバ制御ロッド16の隣に、ブッシュ71及び73によってそれぞれ車体とホイール12のホイールキャリアとに端部で接続されたトー制御横向きロッド68を追加した点で、図1の実施形態と異なる。トー制御横向きロッドは、浮き上がり防止効果を得るために、車輪のバンプ(bump)/リバウンド(rebound)中のサスペンションのトーアウト(toe-out)傾向を修正する役割を果たす。横向きロッド68の追加によるこのトーチェンジ(toe-change)効果は、ブレード22及び23によって規定される第1の剪断軸T1を中心として生じる。したがって、これらのブレードは、過剰な曲げ応力をもたらすことなく、上記の効果によって引き起こされる撓みを吸収できるほどの柔軟性を有していなければならない。
30

【0043】

本発明のサスペンションでは、バネおよびダンパの配置に制限はなく、それらは、独立して或いはバネ及びダンパユニットの1部として、サスペンションのリンクの何れかに、または直接にホイールキャリアに装着することができる。特に有益なのは、下側アームのうちの一方、すなわち、横向きアーム18上(図15に示される)または縦向きアーム14上(図16に示される)にバネ(38で示される)を直接に取り付けることである。ダンパもサスペンションの構成要素の何れかに取り付けることができるが、制振制御を向上させ、運転中の構成要素への応力を低減するように、ホイールキャリア上に直接に取り付けるのが好ましい。

【0044】

2つの剪断軸を中心とするサスペンションの回転剛性を制御可能な他の方法について、以下に列挙する。

【0045】

第1の剪断軸T1を中心とする回転剛性は、以下によって制御可能である。

a) 可撓性ブレード(図1および図6~8に示される実施形態の2つのブレード22及び23と、図9に示される実施形態の3つのブレード22, 23及び25)の撓み剛性; または、

b) 2つの下側アームの一方(図17及び18に示される実施形態の変形例の縦向きアーム14)へのホイールキャリアの追加的な接続であって、ブッシュ70(図18)を用いて直接に得られるか、又は、一端でブッシュ74によってホイールキャリアに、反対側の
50

端部でブッシュ 7 6 によって縦向きアーム 1 4 に接続される、適切なリンク 7 2 (図 1 7) を用いて得られる、追加的な接続。

【 0 0 4 6 】

第 2 の剪断軸 T 2 を中心とする回転剛性は、以下によって制御可能である。

- a) 例えば図 1 の実施形態のブッシュ 2 6 のような、縦向きアーム 1 4 と横向きアーム 1 8 との間の追加的なブッシュ ;
- b) 第 2 の剪断軸 T 2 を規定するブッシュの捩り剛性、すなわち、図 1 の実施形態におけるブッシュ 2 8 及び 3 4、図 6 の実施形態におけるブッシュ 2 8 及び 4 0、並びに図 8 の実施形態におけるブッシュ 4 6 の捩り剛性 ;
- c) 例えば、図 1 2 の実施形態における横向きのウィッシュボーン 5 8 によってもたらされる、或いは図 1 1 の実施形態における 2 つの相互接続されるロッド 6 0 及び 6 2 によってもたらされるような、ホイールキャリアに加えられる縦方向の拘束 ; あるいは
- d) 図 7 の実施形態における可撓性の下側アーム 4 2 の撓み剛性。

10

【 0 0 4 7 】

当然ながら、本発明の原則を変更しない限り、実施形態および製造の詳細は、単に非限定的な例によって記載され図示された詳細から広く変更可能である。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 4 8 】

【 図 1 】 本発明の好適な実施形態に係る自動車用独立サスペンションの概略図である。

20

【 図 2 】 それぞれ、図 1 のサスペンションの 2 つの剪断軸の配置を示す概略斜視図と概略正面図である。

【 図 3 】 それぞれ、図 1 のサスペンションの 2 つの剪断軸の配置を示す概略斜視図と概略正面図である。

【 図 4 】 サスペンションの第 1 の剪断軸の具体的な構造を示す、図 1 の概略図と同様の概略図である。

【 図 5 】 サスペンションの第 2 の剪断軸の具体的な構造を示す、図 1 の概略図と同様の概略図である。

【 図 6 】 それぞれ、第 2 の剪断軸の実現方法で図 1 の実施形態とは異なる、本発明に係る自動車用独立サスペンションの実施形態の変形例を示す概略図である。

30

【 図 7 】 それぞれ、第 2 の剪断軸の実現方法で図 1 の実施形態とは異なる、本発明に係る自動車用独立サスペンションの実施形態の変形例を示す概略図である。

【 図 8 】 それぞれ、第 2 の剪断軸の実現方法で図 1 の実施形態とは異なる、本発明に係る自動車用独立サスペンションの実施形態の変形例を示す概略図である。

【 図 9 】 第 1 の剪断軸の実現方法で図 1 の実施形態とは異なる、本発明に係る自動車用独立サスペンションの実施形態の変形例を示す概略図である。

【 図 1 0 】 それぞれ、サスペンションの 2 つの剪断軸を規定するリンクとは別のリンクで、図 1 の実施形態とは異なる、本発明に係る自動車用独立サスペンションの実施形態の変形例を示す概略図である。

【 図 1 1 】 それぞれ、サスペンションの 2 つの剪断軸を規定するリンクとは別のリンクで、図 1 の実施形態とは異なる、本発明に係る自動車用独立サスペンションの実施形態の変形例を示す概略図である。

40

【 図 1 2 】 それぞれ、サスペンションの 2 つの剪断軸を規定するリンクとは別のリンクで、図 1 の実施形態とは異なる、本発明に係る自動車用独立サスペンションの実施形態の変形例を示す概略図である。

【 図 1 3 】 それぞれ、サスペンションの 2 つの剪断軸を規定するリンクとは別のリンクで、図 1 の実施形態とは異なる、本発明に係る自動車用独立サスペンションの実施形態の変形例を示す概略図である。

【 図 1 4 】 それぞれ、サスペンションの 2 つの剪断軸を規定するリンクとは別のリンクで、図 1 の実施形態とは異なる、本発明に係る自動車用独立サスペンションの実施形態の変

50

形例を示す概略図である。

【図 15】それぞれ、図 1 の実施形態に係るサスペンション内のバネの可能な配置を示す概略図である。

【図 16】それぞれ、図 1 の実施形態に係るサスペンション内のバネの可能な配置を示す概略図である。

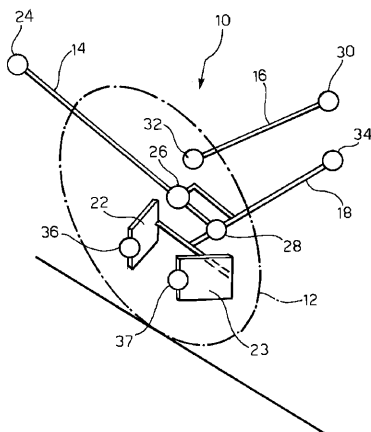
【図 17】それぞれ、本発明に係る自動車用独立サスペンションの実施形態の別の変形例を示す概略図である。

【図 18】それぞれ、本発明に係る自動車用独立サスペンションの実施形態の別の変形例を示す概略図である。

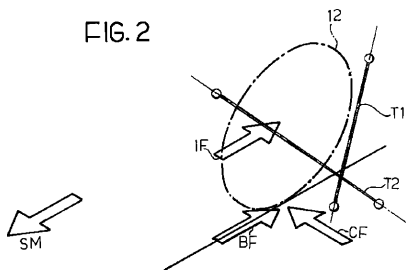
【図 19】本発明の実施形態の変形例を示す自動車の後側サスペンションの下方から見た斜視図である。

10

【図 1】
FIG. 1

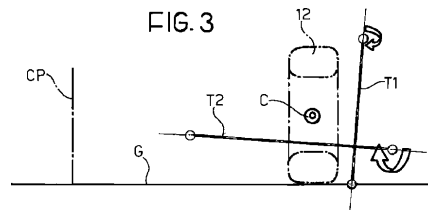


【図 2】
FIG. 2



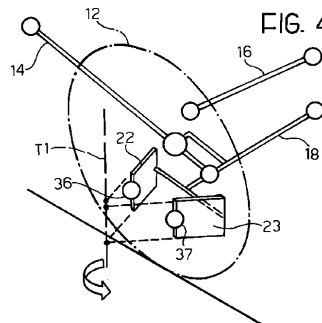
【図 3】

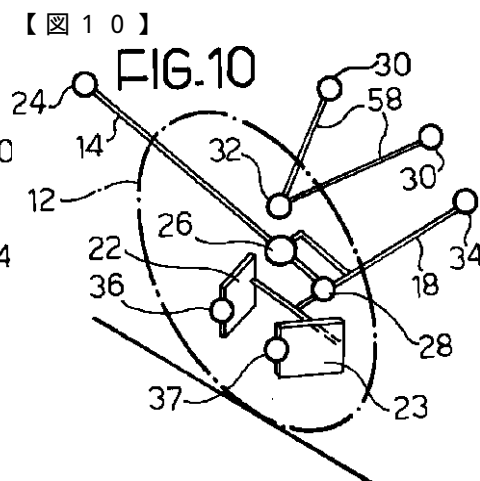
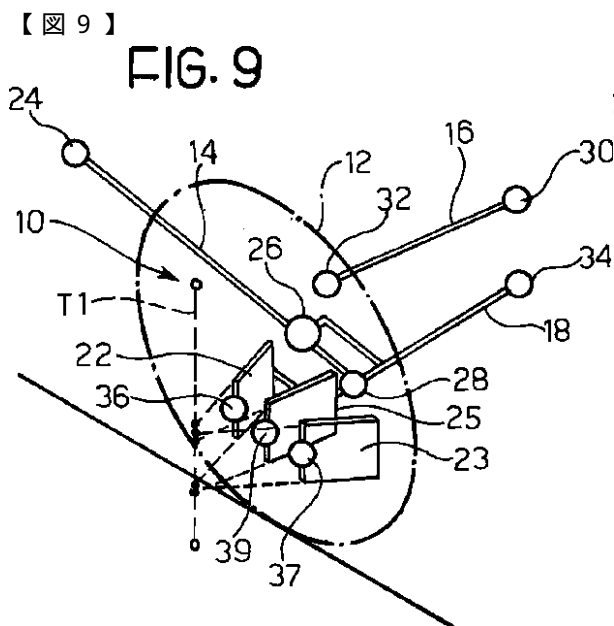
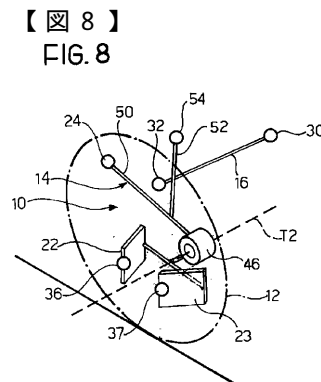
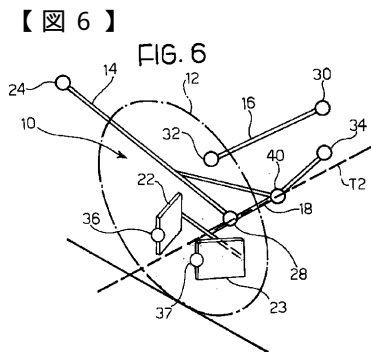
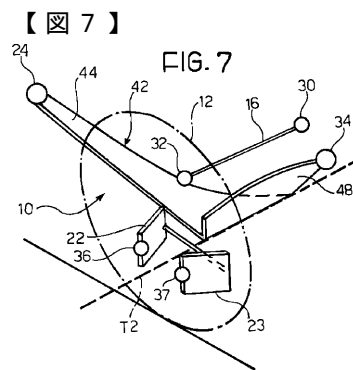
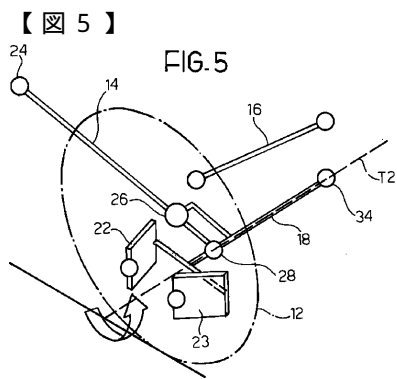
FIG. 3

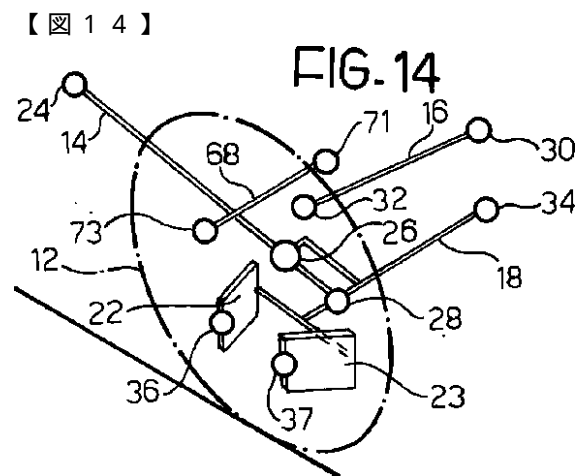
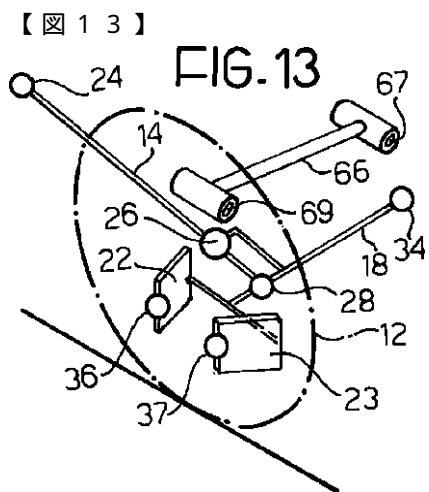
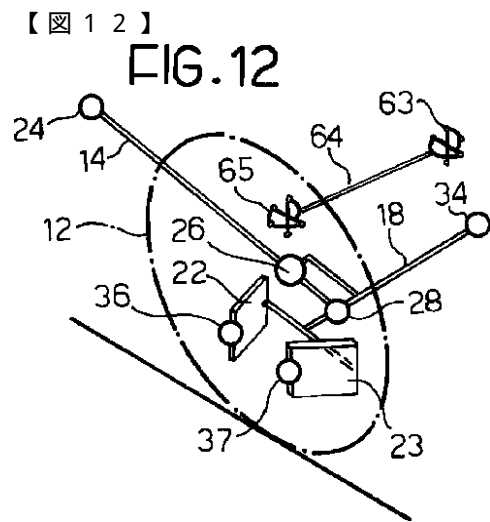
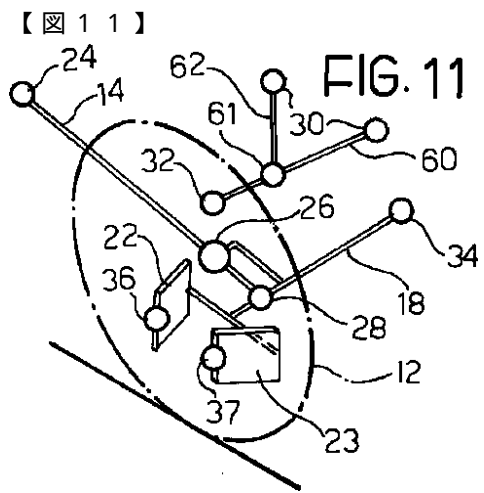


【図 4】

FIG. 4

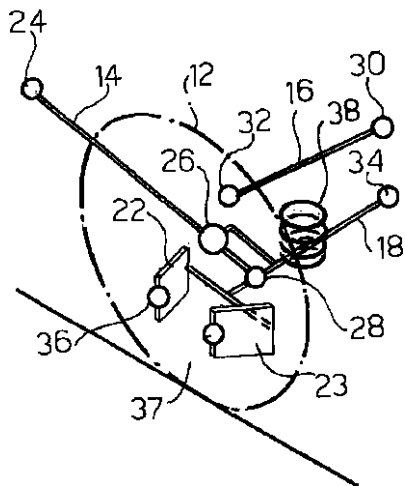






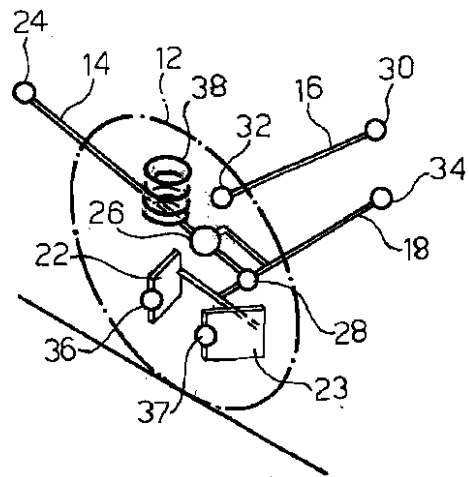
【図 15】

FIG. 15



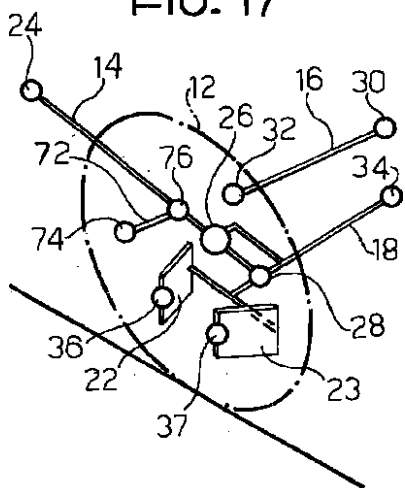
【図 16】

FIG. 16



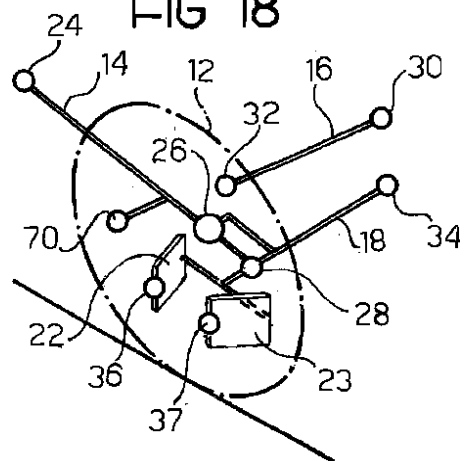
【図 17】

FIG. 17

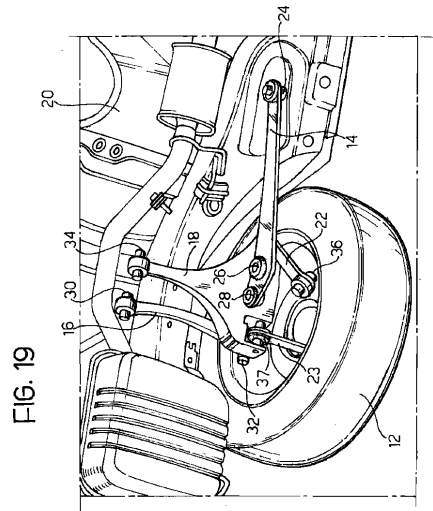


【図 18】

FIG 18



【図 19】



フロントページの続き

審査官 本庄 亮太郎

(56)参考文献 欧州特許出願公開第01288028(E P, A 1)
欧州特許出願公開第01361084(E P, A 1)
特開平06-336107(J P, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., D B 名)

B60G 3/20

B60G 7/00

B60G 7/02