

(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2007-162941

(P2007-162941A)

(43) 公開日 平成19年6月28日(2007.6.28)

(51) Int. Cl.	F 1	テーマコード (参考)
F 1 6 F 9/32 (2006.01)	F 1 6 F 9/32 B	3 J 0 5 9
F 1 6 F 1/12 (2006.01)	F 1 6 F 1/12 N	3 J 0 6 9

審査請求 有 請求項の数 20 O L 外国語出願 (全 22 頁)

(21) 出願番号 特願2006-329170 (P2006-329170) (22) 出願日 平成18年12月6日 (2006.12.6) (31) 優先権主張番号 11/299,569 (32) 優先日 平成17年12月12日 (2005.12.12) (33) 優先権主張国 米国 (US)	(71) 出願人 504326745 メリター サスペンション システムズ カンパニー ユー. エス. アメリカ合衆国 ミシガン州 48084 トロイ ウェスト メープル 2135 (74) 代理人 100083806 弁理士 三好 秀和 (74) 代理人 100095500 弁理士 伊藤 正和 (74) 代理人 100111235 弁理士 原 裕子 (72) 発明者 ジョセフ エイ. フェイダー アメリカ合衆国 48114 ミシガン州 ブライトン リンク ドライブ 681 2 最終頁に続く
--	---

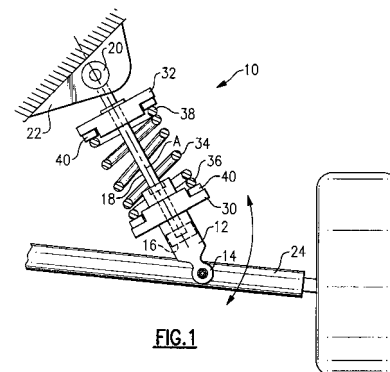
(54) 【発明の名称】 動的貫通点出しバネ座

(57) 【要約】 (修正有)

【課題】 第1及び第2バネ座の間で作用するコイルバネを含む緩衝器アセンブリ。

【解決手段】 第1バネ座30は、緩衝器シリンダー12に固定され、第2バネ座32は、緩衝器シリンダー12内に摺動可能に収納されたロッド18に固定されている。アイソレータ40が、バネのコイル端36、38と第1バネ座30及び第2バネ座32の少なくとも1つとの間に配置される。アイソレータ40は環状リングを含み、リングは、少なくとも部分的に流体で満たされた空洞の形を定める。アイソレータ40は、心ずれたバネの端部の力を流体全体に均等に分布させ、横荷重力の影響を低減する。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

車両用緩衝器アセンブリであって、
第 1 取付け部を有するシリンダーと、

前記シリンダー内に収納されたピストンへ連結された第 1 ロッド端と第 2 取付け部を有する第 2 ロッド端とを有するロッドであって、前記第 1 及び第 2 取付け部の一方が車輪に取付けるように設計され、前記第 1 及び第 2 取付け部の他方が車枠に取付けるように設計されているロッドと、

前記シリンダーに固定された第 1 バネ座と前記ロッドに固定された第 2 バネ座の間で作用するバネと、

前記第 1 及び第 2 バネ座の 1 つと前記バネとの間に置かれた少なくとも 1 つのアイソレータであって、少なくとも部分的に流体で満たされた内部空洞を有し、心ずれしたバネ力を流体全体に分布させることによってバネの横荷重を能動的に相殺するアイソレータと、を含む車両用緩衝器アセンブリ。

【請求項 2】

前記少なくとも 1 つのアイソレータが、前記第 1 及び第 2 バネ座の前記 1 つを前記バネに対して連続的な再位置合わせをし、バネ貫通点を前記ロッドと概ね同心の関係に維持する、請求項 1 に記載の車両用緩衝器アセンブリ。

【請求項 3】

前記少なくとも 1 つのアイソレータが環状リングを含む、請求項 1 に記載の車両用緩衝器アセンブリ。

【請求項 4】

前記バネが第 1 コイル端と第 2 コイル端とを有し、前記第 1 及び第 2 コイル端の 1 つと前記環状リングの間に少なくとも 1 つの作用部材を含んでいる、請求項 3 に記載の車両用緩衝器アセンブリ。

【請求項 5】

前記少なくとも 1 つの作用部材が座金を含む、請求項 4 に記載の車両用緩衝器アセンブリ。

【請求項 6】

前記少なくとも 1 つの作用部材が、前記環状リングと一体に形成されたバネ係合部を含む、請求項 4 に記載の車両用緩衝器アセンブリ。

【請求項 7】

前記少なくとも 1 つの作用部材が、前記リングの外周を取巻くように形成されて横方向に延伸している案内フランジを含む、請求項 4 に記載の車両用緩衝器アセンブリ。

【請求項 8】

前記内部空洞が前記環状リングによって完全に境界が定められている、請求項 3 に記載の車両用緩衝器アセンブリ。

【請求項 9】

前記内部空洞が、前記環状リングと前記第 1 及び第 2 バネ座の前記 1 つとの間で境界が定められ、且つ前記第 1 及び第 2 バネ座の前記 1 つと係合するために前記環状リングの周りに円周状に形成された封止ビードを含み、密閉された流体媒体を提供する、請求項 3 に記載の車両用緩衝器アセンブリ。

【請求項 10】

前記バネが第 1 コイル端と第 2 コイル端とを有し、且つ前記少なくとも 1 つのアイソレータが、第 1 コイル端及び前記第 1 バネ座の間で作用する第 1 アイソレータと、第 2 コイル端及び前記第 2 バネ座の間で作用する第 2 アイソレータとを含む、請求項 1 に記載の車両用緩衝器アセンブリ。

【請求項 11】

前記第 1 及び第 2 アイソレータがそれぞれ環状リングを含む、請求項 10 に記載の車両用緩衝器アセンブリ。

10

20

30

40

50

【請求項 12】

前記ロッドが前記ロッドの長さに沿って延伸している軸線を規定し、且つ前記第1及び第2アイソレータが互いに協働して前記第1及び第2コイル端に対して前記第1及び第2バネ座の位置をそれぞれ能動的に調節し、前記第1及び第2バネ座におけるバネ貫通点を前記軸線と概ね同心に維持する、請求項10に記載の車両用緩衝器アセンブリ。

【請求項 13】

バネアセンブリであって、

第1及び第2バネ座であって、前記第1及び前記第2バネ座の一方が第1構成要素への取付け用の構造を含み、前記第1及び前記第2バネ座の他方が第1構成要素に対して相対的に移動可能な第2構成要素への取付け用の構造を含むバネ座と、

10

前記第1バネ座に関連する第1コイル端、及び前記第2バネ座に関連する第2コイル端を有するコイルバネと、

前記第1バネ座及び前記第1コイル端の間に配置された流体アイソレータであって、前記流体アイソレータが前記第1コイル端に対して前記第1バネ座の位置を動的に調節し、横荷重の影響を低減するアイソレータと、
を含むアセンブリ。

【請求項 14】

前記流体アイソレータが、バネ貫通点と前記第1及び第2構成要素の少なくとも1つとの間の概ね同心の関係を維持する、請求項13に記載のバネアセンブリ。

【請求項 15】

20

前記バネ貫通点が前記第1バネ座の荷重の中心として定義される、請求項14に記載のバネアセンブリ。

【請求項 16】

前記流体アイソレータが第1流体アイソレータを含み、且つ前記第2バネ座及び第2コイル端の間に配置され、前記第2バネ座の位置を動的に調節して前記バネ貫通点を前記コイルバネの中心近くに維持する第2流体アイソレータを含む、請求項13に記載のバネアセンブリ。

【請求項 17】

前記流体アイソレータが、少なくとも部分的に流体で満たされた空洞を有する環状リングを含んでいる、請求項13に記載のバネアセンブリ。

30

【請求項 18】

前記空洞が完全に前記環状リングの内部に形成されている、請求項17に記載のバネアセンブリ。

【請求項 19】

前記空洞が、部分的に前記環状リングの内部に形成され、且つ前記第1バネ座と係合するために前記環状リングの周りに円周状に形成されて前記第1バネ座と前記環状リングの間に前記空洞の境界を定める封止ビードを含む、請求項17に記載のバネアセンブリ。

【請求項 20】

前記第1構成要素が緩衝器シリンダーを含み、前記第2構成要素が前記緩衝器シリンダー内に延伸しているピストンロッドを含む、請求項13に記載のバネアセンブリ。

40

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

緩衝器（ショック・アブソーバ）アセンブリ、又はバネアイソレータ・アセンブリは、バネコイル端とバネ座（スプリングシート）の間に配置された流体アイソレータを含み、動的に横荷重による力を相殺する。

【背景技術】

【0002】

緩衝器アセンブリは、車枠と車輪の間に作用して、振動及び衝撃負荷入力を軽減し、乗り心地を改善する。典型的な緩衝器は、ロッドに連結されたピストンを摺動可能に収納す

50

るシリンダーを含む。ロッドの一端は車枠に取付けられ、シリンダーは車輪構造物に取付けられる。コイルバネは、シリンダー上の第1バネ座とロッド上の第2バネ座の間で作用する。

【0003】

コイルバネによって発生する横荷重は、ロッドと関連するシリンダー軸受及びシールとの間の、摩耗と摩擦の程度の増大とを引起こす。これが緩衝器アセンブリの早期故障へと繋がる。

【0004】

更に、コイルバネのコイル端は、望ましい配置と異なることがある。荷重の中心、即ちバネ貫通点をロッドと同心であるように維持することが好ましい。しかし、コイル端には、一般的に非平行なコイル端平面が与えられるので、結果としてバネ貫通点が動的に変化することになる。コイル端と関連するバネ座の間の界面は、しばしば、バネ座内への不均一な荷重分布をもたらす。これが、バネ貫通点を望ましい位置から外れさせ、他の緩衝器構成要素に及ぼす応力を増大させる。

【0005】

提案された一つの解決法は、車両に取付けるのに先立って、バネ貫通点が望ましい緩衝器動作位置へ設置されることを可能にする、調節可能バネ座を利用するものである。この調節可能バネ座は、「静的貫通点心だしバネ座」と題して本出願と同じ日に出願され、本発明の譲受人へ譲渡された、同時係属出願11/327,107号に開示されている。この装置は有利な点があるけれども、それでもなお、車両の運転中にバネ貫通点の位置を動的に調節できて横荷重の影響を更に低減できるような装置に対する要求が存在する。

【0006】

(発明の開示)

緩衝器アセンブリ、又はバネアイソレータ・アセンブリは、心ずれたバネ端部の力を流体媒体全体に分布させてバネ横過重の力の影響を低減するアイソレータを含む。アイソレータは、バネのコイル端とバネ座の間に配置され、流体空洞を有する環状リングを含んでいる。選択肢として、環状リングは、バネのそれぞれのコイル端とそれに関連するバネ座の間に配置することもできる。

【0007】

一実施例において、アイソレータは内部空洞を有する環状リングを含み、この内部空洞は環状リング内に完全に封入されている。環状リングが心ずれたバネ力をうけると、環状リング内に内部圧力が発生する。この内部圧力は、結果として適切に配置されたバネ座に対して軸方向の力を及ぼし、バネ横荷重の力を低減する。バネ座が適切に配置されていると、バネ貫通点がバネの中心近くに維持されるが、それは望ましいことである。バネ貫通点は、バネ座における荷重の中心を含む。作用部材を、選択肢としてコイル端と環状リングの間に配置して、荷重をより均等に環状リングへ伝達することもできる。

【0008】

別の実施例において、アイソレータは、バネ座と協働して内部空洞の境界を定める、環状リングを含む。リムとの係合用にタイヤに形成される封止ビードに類似した封止ビードが、環状リングの周りに形成される。封止ビードは、バネ座と係合して流体で満たされた封止流体空洞を設ける。横荷重の力に起因してコイル端によって引起こされる不均一な力の分布パターンは、流体中に伝達されて、関連するバネ座へと外側に均等に分布される。これにより、バネ座が傾斜し、自然バネ荷重と、偏心貫通点即ちバネ座における偏心荷重とを中和する。

【0009】

本発明は、流体で満たされたアイソレータを使用して、バネコイル端とそれに関連するバネ座との間の相対的荷重位置を動的に調節する、緩衝器アセンブリを提供する。流体充填アイソレータは、バネ貫通点を緩衝器ロッドに対して概ね偏心した状態に維持し、車両の運転時における横荷重の影響を低減するように機能する。このことは、緩衝器アセンブリにおけるその他の構成要素にかかる応力を低減させる。

10

20

30

40

50

【 0 0 1 0 】

本発明のこれら及びその他の特徴は、以下の明細書並びに図面により最も良く理解することができる。以下は図面の簡単な説明である。

【 発明を実施するための最良の形態 】

【 0 0 1 1 】

図 1 は、第 1 取付け部 1 4 を有するシリンダー 1 2 と、シリンダー 1 2 内に収納されたピストン 1 6 と、ピストン 1 6 に連結したロッド 1 8 とを含んでいる、緩衝器 1 0 を示す。ロッド 1 8 は、ロッド 1 8 の長さに沿って延伸する軸線 A を定める。ロッド 1 8 は、軸線 A に沿ってシリンダー 1 2 内でピストン 1 6 を前後に動かし、周知のように、道路からの負荷入力を補正する。

10

【 0 0 1 2 】

第 2 取付け部 2 0 がロッド 1 8 に取付けられている。第 2 取付け部 2 0 は、例えば車枠やシャーシ部材などの車両構造物 2 2 へ取付けられる。第 1 取付け部 1 4 は、例えばコントロール・アームなどの車輪構造物 2 4 へ取付けられる。車両構造物 2 2 に取付けられた第 1 取付け部 1 4 と車輪構造物 2 4 に取付けられた第 2 取付け部 2 0 とを有する逆向きのものも使用できる。更に、第 1 及び第 2 取付け部 1 4、2 0 は、図 1 に示すようなピボットによる取付け部でも良く、又図 2 A に示したもののような固定取付け部であっても良い。

【 0 0 1 3 】

第 1 支持体またはバネ座 3 0 が、図 1 に示すようにシリンダー 1 2 へ固定される。第 2 支持体またはバネ座 3 2 がロッド 1 8 へ固定される。第 1 バネ座 3 0 は、シリンダー 1 2 の外表面へ直接取付けられるのが好ましい。第 2 バネ座 3 2 は、シリンダー 1 2 の外へ向かって延伸するロッド 1 8 の一部に固定されるのが好ましく、第 2 取付け部 2 0 の近くに配置される。

20

【 0 0 1 4 】

バネ 3 4 が、第 1 及び第 2 バネ座 3 0、3 2 の間で作用する。バネ 3 4 は、第 1 バネ座 3 0 に関連する第 1 コイル端 3 6 と、第 2 バネ座 3 2 に関連する第 2 コイル端 3 8 とを有する。

【 0 0 1 5 】

アイソレータ 4 0 が、第 1 及び第 2 コイル端 3 6、3 8 の各々と第 1 及び第 2 バネ座 3 0、3 2 のそれぞれの 1 つとの間に配置される。選択肢として、ただ 1 つのアイソレータ 4 0 が第 1 及び第 2 バネ座 3 0、3 2 のどちらかに配置されることもある。アイソレータ 4 0 は、例えば油圧油などの適切な流体で満たされた封止流体空洞（キャビティ）を提供する。更に、アイソレータ 4 0 は緩衝器 1 0 内に示されているが、本発明は、バネ / アイソレータ・アセンブリを作製するためのクリップ留め構成要素としても利用できることが、理解されるべきである。

30

【 0 0 1 6 】

アイソレータ 4 0 は、例えば、バネ横荷重などの心ずれバネ力を、流体媒体全体に均等に分布させ、結果としてアイソレータ 4 0 内に内部圧力の発生をもたらす。アイソレータ 4 0 内の内部圧力は、結果として、関連するバネ座に加えられる軸方向の力をもたらす（図 2 A 参照）、横荷重の力を著しく低減する。

40

【 0 0 1 7 】

図 2 A に示した実施例では、アイソレータ 4 0 は第 2 バネ座 3 2 と第 2 コイル端 3 8 の間に取付けられる。同様なアイソレータが、必要に応じて、第 1 バネ座 3 0 と第 1 コイル端 3 6 の間に配置される。この実施例において、アイソレータ 4 0 は、内部空洞 4 4 を有する環状リング 4 2 を含み、空洞は完全に環状リング 4 2 内に封入されている。流体が、少なくとも部分的に内部空洞 4 4 を満たしている。車両の運転中、環状リング 4 2 は、環状リング 4 2 の断面を圧縮したり膨張させたりして、心ずれしたバネ力に弾性的に応答することが出来る。

【 0 0 1 8 】

50

アイソレータ４０は、第２バネ座３２及び第２コイル端３８を互いに相対的に移動させて、これらの心ずれしたバネ力を補正する。これにより、第１バネ座３０における荷重の中心、乃至は「バネ貫通点」４８（図２Ｂ）を連続的に調節することができる。アイソレータ４０の弾性により、バネ貫通点４８を能動的にロード１８とほぼ同心的關係に保つことができ、即ちアイソレータ４０は、バネ貫通点４８をおおよそ軸線Ａに沿って位置合わせする。このことが横荷重力の影響を低減する。

【００１９】

図３Ａ～３Ｂに示した実施例では、アイソレータ５０は、図２Ａのものに似た環状リングを含み、荷重を受けないときにはほぼドーナツ型をしている（図３Ａ）。アイソレータ５０が荷重を受けたとき（図３Ｂ）、アイソレータ５０は、ほぼ長方形の断面形状を呈する。緩衝器１０内の多様な構成要素の隙間によって許される全ての角運動が、アイソレータ５０内に内部圧力をもたらずであろう。これが、図３Ｂに矢印で示されたように、アイソレータ５０に対する垂直な荷重を作用させるであろう。選択肢として、座金５２又は型押ししたリングなどの作用部材を使用して、荷重を第２コイル端３８からアイソレータ５０へより均等に伝達することも出来るであろう。

【００２０】

図４に示した実施例では、アイソレータ６０は、上述したものに似た環状リングを含むが、更にアイソレータ６０と一体に形成されたバネ境界面６２を含んでいる。バネ境界面６２はアイソレータ６０の下面６４に形成された溝を含むことが好ましい。

【００２１】

図５に示した実施例では、アイソレータ７０は、上述したものに似た環状リングを含むが、更に位置決めリング、乃至案内リング７２を含んでいる。案内リング７２は、アイソレータ７０に対して横方向に延伸し且つ第２コイル端３８の外周の少なくとも一部を取り巻く、型押しした金属リングであることが好ましい。

【００２２】

図６に示した実施例は、図３Ｂと図５の実施例の特徴を利用するアイソレータ８０を開示する。アイソレータ８０は、図３Ｂの座金５２に似た第１部分８４を含む作用部材８２を用い、第１部分は、荷重を均等にアイソレータ８０へ分布させるのに用いられる。作用部材８２は、更に、図５の案内リング７２に似た第２部分８６を含む。第２部分８６は、第１部分８４に対して横方向に延伸し、且つ第１部分８４と一体に形成、又は別個に形成することができる。

【００２３】

図７～１０は別の型の流体アイソレータを開示する。これらの実施形態において、封止流体空洞がバネ座の一方と流体アイソレータの間に形成される。図７に示した実施例では、アイソレータ９０は、封止空洞９４の一部分の境界を定める上面９２を備えた、環状リングを含む。少なくとも１つの封止ビード９６が環状リングの周りに円周状に形成されて、第２バネ座３２と係合する。封止ビード９６は、車輪リムと係合させるため車のタイヤに形成されるタイヤ・ビードと類似している。封止ビード９６は、圧力下で第２バネ座３２の内壁に押し付けられて、封止空洞９４を形成する。

【００２４】

このアイソレータ９０は、上述したものと同様に作動し、且つ第２コイル端３８と第２バネ座３２の間での相対的な動き、即ち、例えば傾く動きをさせる。この傾く動きは、自然バネ荷重と心ずれバネ貫通点を中和する。

【００２５】

図８に示した実施例では、アイソレータ１００は、第２バネ座３２の内側に向かって延伸している壁１０４に係合する封止ビードを備えた、水平に延伸するフランジ１０２を含む。アイソレータ１００は、一体的に形成したバネ境界面１０６を図示のように含んでいる。

【００２６】

図９に示した実施例では、アイソレータ１１０は、第２バネ座３２の垂直な壁１１４に

10

20

30

40

50

係合する封止ビードを備えた、垂直に延伸するフランジ 1 1 2 を含む。アイソレータ 1 1 0 は、一体に形成したバネ境界面 1 1 6 を図示のように含んでいる。

【 0 0 2 7 】

図 1 0 に示した実施例では、アイソレータ 1 2 0 は、バネ座 1 2 4 のロール・クリンプ成形した端部 1 2 2 と協働する。これは、ビード設置部 1 2 6 の周りに形成されているクリンプ成形した端部 1 2 2 を備えたバネ座 1 2 4 へ、アイソレータ 1 2 0 を一体的に取り付けて液圧式封止を提供する。

【 0 0 2 8 】

バネ端における不均一な荷重の下で、上述した各アイソレータ内の流体は、バネ 3 4 の全移動距離にわたって、力の大きな領域から力の小さい領域へ再分布する。これにより、
10 全ての位置において、バネ貫通点が緩衝器中心のより近くに持って来られる / 維持されること、即ちロッド 1 8 とほぼ同心であることが可能になる。

【 0 0 2 9 】

横荷重の影響を低減することによって、より小さな緩衝器を使用することが可能で、アイソレータを含むことに伴う如何なるコストも相殺することができる。例えば、ロッド 1 8 の寸法が小さくでき、シリンダーの壁の厚さを減らすことができ、及び / 又は低い容量の軸受 / 封止物を実用化できるであろう。これらのいずれもが、アセンブリのコスト及び重量の低減をもたらす。更に、小さい横荷重は、ロッドとそれに関連する軸受 / 封止物との間の摩擦も小さくし、結果として乗り心地の改善に繋がる。

【 0 0 3 0 】

示した各実施形態において、バネ座は鋼材から作製されるのが好ましく、アイソレータは例えばゴムなどのエラストマー材料から作製されるのが好ましい。示した全ての実施形態において、内部流体圧力は適度に低いものである、即ち 2 0 0 0 ~ 3 0 0 0 p s i の一般的な範囲内である。この圧力範囲は、従来のゴム・ホース技術全体にわたり現存する油圧に対応するものである。

【 0 0 3 1 】

本発明の好ましい実施形態を開示したが、当業者は或る種の修正物が本発明の範囲内で得られることを認めるであろう。それ故に、本発明の真の範囲と内容を決定するために、特許請求の範囲を精読すべきである。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 3 2 】

【 図 1 】 図 1 は、本発明を取り入れた緩衝器アセンブリの概略正面図である。

【 図 2 】 図 2 A は、本発明の一実施形態の側断面図である。図 2 B は、ピストンロッドと同心であるバネ貫通点を示す、図 2 B の形状の概略平面図である。

【 図 3 】 図 3 A は、荷重がかかっていない状態にある本発明の別の実施形態における、部分的に断面で示した概略図である。図 3 B は、荷重のかかった状態で示した図 3 A の実施形態である。

【 図 4 】 図 4 は、本発明の別の実施形態における、部分的に断面で示した概略図である。

【 図 5 】 図 5 は、本発明の別の実施形態における、部分的に断面で示した概略図である。

【 図 6 】 図 6 は、本発明の別の実施形態における、部分的に断面で示した概略図である。
40

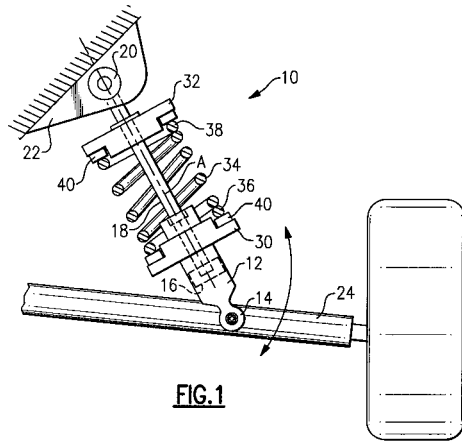
【 図 7 】 図 7 は、本発明の別の実施形態における、部分的に断面で示した概略図である。

【 図 8 】 図 8 は、本発明の別の実施形態における、部分的に断面で示した概略図である。

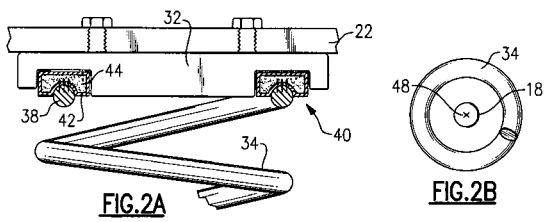
【 図 9 】 図 9 は、本発明の別の実施形態における、部分的に断面で示した概略図である。

【 図 1 0 】 図 1 0 は、本発明の別の実施形態における、部分的に断面で示した概略図である。

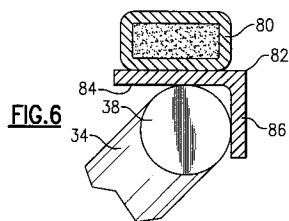
【 図 1 】



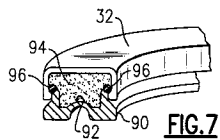
【 図 2 】



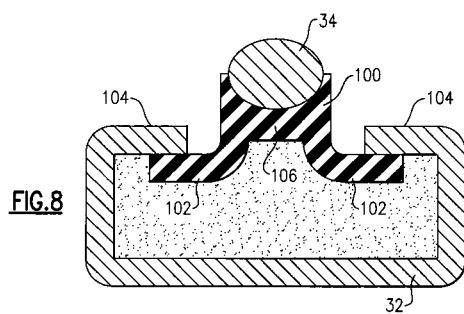
【 図 6 】



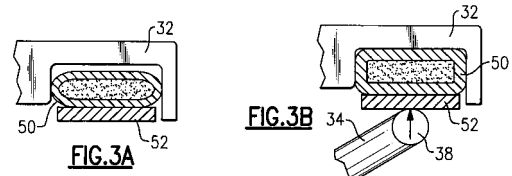
【 図 7 】



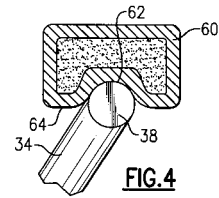
【 図 8 】



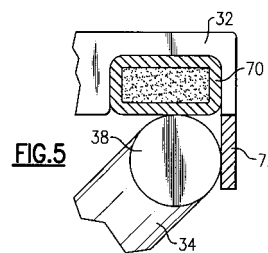
【 図 3 】



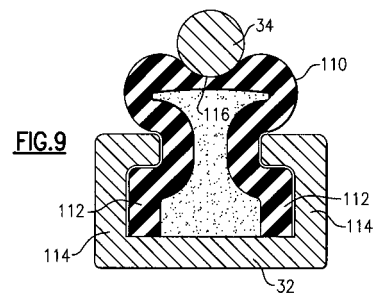
【 図 4 】



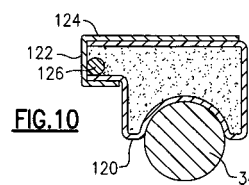
【 図 5 】



【 図 9 】



【 図 10 】



フロントページの続き

- (72)発明者 マーク クリストファー スミス
アメリカ合衆国 4 8 0 8 4 ミシガン州 トロイ スコッツデイル ドライブ 3 5 0
- (72)発明者 エバン ロジャー モエン
アメリカ合衆国 4 8 0 3 6 ミシガン州 クラークストン ワースクレスト ビレッジ トレイ
ル 5 5 8 2
- (72)発明者 ポール カート ミスカ
アメリカ合衆国 4 8 3 3 6 ミシガン州 ファーミントン ヒルズ タック ロード 2 3 2 0
9
- (72)発明者 ムハンメド サリム
カナダ国 エヌ9イー 3エックス3 オンタリオ州 ウォンザー ランドルフ アベニュー 2
3 0 1
- (72)発明者 ステファン ヒーグル
カナダ国 エヌ0アイ ズィーケイ0 オンタリオ州 ロックウッド ブールバード オールド
メイプル 1 3 6
- (72)発明者 ダリル センドリア
カナダ国 エル6ティー 3ビー6 オンタリオ州 ブランプトン デレメア ロード 1 0
- (72)発明者 ナザン クラーク
アメリカ合衆国 4 8 0 4 4 ミシガン州 マコム マーレイ 5 0 6 0 5
- F ターム(参考) 3J059 AA08 AE01 CC01 CC02 GA03
3J069 CC02 DD50

【 外国語明細書 】

TITLE OF THE INVENTION

DYNAMIC PIERCE POINT CENTERING SPRING SEAT

TECHNICAL FIELD

A shock absorber assembly or a spring and isolator assembly includes a fluid
5 isolator positioned between a spring end coil and a spring seat to dynamically
compensate for side load forces.

BACKGROUND OF THE INVENTION

Shock absorber assemblies react between a vehicle frame and vehicle wheel
10 to reduce vibration and shock load inputs and improve ride comfort. A typical shock
absorber assembly includes a cylinder that slidably receives a piston coupled to a
rod. One end of the rod is mounted to the vehicle frame and the cylinder is mounted
to a vehicle wheel structure. A coil spring reacts between a first spring seat on the
cylinder and a second spring seat on the rod.

15 Side loads generated by the coil spring can cause wear and increased levels
of friction between the rod and associated cylinder bearings and seals. This can lead
to premature failure of the shock absorber assembly.

Further, coil ends of the coil spring can vary from desired configurations. It
is preferred to maintain a center of load, i.e. spring pierce point, to be concentric
20 with the rod. However, the coil ends are typically provided with non-parallel coil
end planes, which results in dynamically varying spring pierce points. The interface
between the coil ends and associated spring seats can often result in non-uniform
distribution of load into the spring seats. This can cause the spring pierce point to
move out of a desired location, increasing stress on other shock components.

25 One proposed solution utilizes an adjustable spring seat that allows the
spring pierce point to be set for a desired shock absorber operational position, prior
to installation in a vehicle. This adjustable spring seat is disclosed in co-pending
application no. 11/327,107, which is assigned to the assignee of the present
invention, titled "Static Pierce Point Centering Spring Seat" and filed on even date
30 herewith. While this system has advantages, there is still a need for a system that
can dynamically adjust spring pierce point position during vehicle operation to
further reduce the effects of side loads.

SUMMARY OF THE INVENTION

A shock absorber assembly or a spring and isolator assembly includes an isolator that distributes non-centered spring end forces through a fluid medium to reduce effects of spring side load forces. The isolator comprises an annular ring that includes a fluid cavity, which is positioned between an end coil of a spring and a spring seat. Optionally, an annular ring can be positioned between each end coil of the spring and an associated spring seat.

In one example, the isolator comprises an annular ring with an internal cavity that is completely enclosed within the annular ring. When the annular ring is subjected to non-centered spring forces, an internal pressure is generated within the annular ring. This internal pressure results in an axial force against a properly positioned spring seat to reduce spring side load forces. When the spring seat is properly positioned, a spring pierce point is maintained near a center of the spring, which is desirable. The spring pierce point comprises a center of load at the spring seat. Reaction members can optionally be placed between the end coils and annular ring to more evenly transfer loading to the annular ring.

In another example, the isolator comprises an annular ring that cooperates with a spring seat to define an internal cavity. A sealing bead, similar to sealing bead formed on a tire for engagement with a rim, is formed about the annular ring. The sealing bead engages the spring seat to provide a sealed fluid cavity that is filled with fluid. A non-uniform force pattern generated by the end coils due to side load forces is transferred into the fluid, and is evenly distributed out to the associated spring seat. This allows the spring seat to tilt and neutralize natural spring loads and off-center pierce points, i.e. off-centering loading at the spring seat.

The subject invention provides a shock absorber assembly that utilizes a fluid filled isolator to dynamically adjust relative loading positions between spring end coils and associated spring seats. The fluid filled isolator functions to maintain a spring pierce point generally eccentric with a shock rod to reduce the effects of side loading during vehicle operation. This reduces stress on other components of the shock absorber assembly.

These and other features of the present invention can be best understood from the following specification and drawings, the following of which is a brief description.

5 **BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWINGS**

Figure 1 is a schematic front view of a shock absorber assembly incorporating the subject invention.

Figure 2A is a cross-sectional side view of one embodiment of the subject invention.

10 Figure 2B is a schematic top view of the configuration of Figure 2B showing a spring pierce point being concentric with a piston rod.

Figure 3A is a schematic view, shown in partial cross-section, of another embodiment of the subject invention in a non-loaded position.

Figure 3B is the embodiment of Figure 3A shown in a loaded position.

15 Figure 4 is a schematic view, shown in partial cross-section, of another embodiment of the subject invention.

Figure 5 is a schematic view, shown in partial cross-section, of another embodiment of the subject invention.

20 Figure 6 is a schematic view, shown in partial cross-section, of another embodiment of the subject invention.

Figure 7 is a perspective view, shown in partial cross-section, of another embodiment of the subject invention.

Figure 8 is a schematic view, shown in partial cross-section, of another embodiment of the subject invention.

25 Figure 9 is a schematic view, shown in partial cross-section, of another embodiment of the subject invention.

Figure 10 is a schematic view, shown in partial cross-section, of another embodiment of the subject invention.

30 **DETAILED DESCRIPTION OF THE PREFERRED EMBODIMENT**

Figure 1 shows a shock absorber 10 including a cylinder 12 with a first mount 14, a piston 16 received within the cylinder 12, and a rod 18 coupled to the

piston 16. The rod 18 defines an axis A that extends along a length of the rod 18. The rod 18 moves the piston 16 back and forth within the cylinder 12 along the axis A to compensate for road load inputs as known.

5 A second mount 20 is attached to the rod 18. The second mount 20 is attached to a vehicle structure 22, such as a frame or chassis member for example. The first mount 14 is attached to a wheel structure 24, such as control arm for example. A reverse orientation could also be used with the first mount 14 being attached to the vehicle structure 22 and the second mount 20 being attached to the wheel structure 24. Further, the first 14 and second 20 mounts can be pivoting
10 mounts as shown in Figure 1, or could be a fixed mount such as that shown in Figure 2A.

A first support or spring seat 30 is fixed to the cylinder 12 as shown in Figure 1. A second support or spring seat 32 is fixed to the rod 18. The first spring seat 30 is preferably mounted directly to an exterior surface of the cylinder 12. The
15 second spring seat 32 is preferably fixed to a portion of the rod 18 that extends outwardly of the cylinder 12, and which is positioned near the second mount 20.

A spring 34 reacts between the first 30 and second 32 spring seats. The spring 34 has a first coil end 36 that is associated with the first spring seat 30 and a second coil end 38 that is associated with the second spring seat 32.

20 An isolator 40 is positioned between each of the first 36 and second 38 coil ends and a respective one of the first 30 and second 32 spring seats. Optionally, only a single isolator 40 may be positioned at either of the first 30 and second 32 spring seats. The isolator 40 provides a sealed fluid cavity that is filled with any suitable fluid, such as hydraulic fluid for example. Further, it should be understood
25 that while the isolator 40 is shown in a shock absorber 10, the subject invention could also be utilized as a clip-on component to make a spring/isolator assembly.

The isolators 40 serve as a mechanism for evenly distributing non-centered spring forces, such as spring side loads for example, throughout a fluid medium resulting in generation of an internal pressure within the isolator 40. The internal
30 pressure within the isolator 40 results in an axial force being applied against an associated spring seat (see figure 2A), which significantly reduces side load forces.

In the example shown in Figure 2A, the isolator 40 is installed between the second spring seat 32 and the second coil end 38. A similar isolator would be positioned between the first spring seat 30 and first coil end 36 if needed. In this example, the isolator 40 comprises an annular ring 42 with an internal cavity 44 that is completely enclosed within the annular ring 42. Fluid at least partially fills the internal cavity 44. During vehicle operation, the annular ring 42 can resiliently respond to non-centered spring forces by compressing or expanding sections of the annular ring 42.

The isolator 40 allows the second spring seat 32 and second coil end 38 to move relative to each other to compensate for these non-centered spring forces. This allows the center of load or "spring pierce point" 48 (Figure 2B) at the first spring seat 30 to be continuously adjusted. The resiliency of the isolator 40 allows the spring pierce point 48 to be actively maintained in a generally concentric relationship with the rod 18, i.e. the isolator 40 generally positions the spring pierce point 48 along the axis A. This reduces the effects of side loading forces.

In the example shown in Figures 3A-3B, an isolator 50 comprises an annular ring similar to that of Figure 2A, and has a generally toroidal shape when not subjected to a load (Figure 3A). When the isolator 50 is subjected to a load (Figure 3B), the isolator 50 assumes a generally rectangular cross-sectional shape. Any angular motion as allowed by various component clearances within the shock absorber 10, would result in an internal pressure within the isolator 50. This would exert a vertical load against the isolator 50 as shown by the arrow in Figure 3B. Optionally, a reaction member, such as a washer 52 or stamped ring, could be used to more evenly transfer loading from the second coil end 38 to the isolator 50.

In the example shown in Figure 4, an isolator 60 comprises an annular ring similar to those described above, but includes a spring interface 62 that is integrally formed with the isolator 60. The spring interface 62 preferably comprises a groove that is formed in a lower surface 64 of the isolator 60.

In the example shown in Figure 5, an isolator 70 comprises an annular ring similar to those described above, but includes a locating or piloting ring 72. The piloting ring 72 is preferably a stamped metal ring that extends transversely relative

to the isolator 70 and surrounds at least a portion of an outer circumference of the second coil end 38.

The example shown in Figure 6 discloses an isolator 80 that uses features from the examples of Figure 3B and Figure 5. The isolator 80 uses a reaction member 82 that includes a first portion 84 that is similar to the washer 52 of Figure 3B, and which is used to evenly distribute loads to the isolator 80. The reaction member 82 also includes a second portion 86 that is similar to the piloting ring 72 of Figure 5. The second portion 86 extends transversely to the first portion 84, and can be integrally formed with or separately formed from the first portion 84.

Figures 7-10 disclose another type of fluid isolator. In these embodiments, a sealed fluid cavity is formed between one of the spring seats and the fluid isolator. In the example shown in Figure 7, an isolator 90 comprises an annular ring with an upper surface 92 that defines a portion of a sealed cavity 94. At least one sealing bead 96 is circumferentially formed about the annular ring to engage the second spring seat 32. The sealing bead 96 is similar to a tire bead that is formed on a vehicle tire for engagement with a wheel rim. The sealing bead 96 is compressed under pressure against inner walls of the second spring seat 32 to form the sealed cavity 94.

This isolator 90 performs similarly to those described above, and allows the relative movement, i.e. tilting movement for example, between the second coil end 38 and second spring seat 32. This tilting movement neutralizes natural spring loads and off-center spring pierce points.

In the example shown in Figure 8, an isolator 100 includes horizontally extending flanges 102 with sealing beads that engage inwardly extending walls 104 of the second spring seat 32. The isolator 100 includes an integrally formed spring interface 106 as shown.

In the example shown in Figure 9, an isolator 110 includes vertically extending flanges 112 with sealing beads that engage vertical walls 114 of the second spring seat 32. The isolator 110 includes an integrally formed spring interface 116 as shown.

In the example shown in Figure 10, an isolator 120 cooperates with a roll crimped edge 122 of a spring seat 124. This provides integral attachment of the

isolator 120 to the spring seat 124 with the crimped edge 122 being formed around a beaded section 126 to offer a hydraulic type seal.

Under non-uniform spring end loading, the fluid in each of the isolators described above relocates itself from areas of high force to areas of low force through the entire travel of the spring 34. This allows a spring pierce point to be brought/maintained closer to a center of the shock, i.e. to be generally concentric with rod 18, in all positions.

By reducing the effects of side loads, a smaller shock absorber can be utilized to offset any cost associated with the inclusion of the isolator. For example, the size of the rod 18 could be reduced, the wall thickness of the cylinder could be decreased, and/or lower capacity bearings/seals could be realized. Any of these would provide reduced costs and weight of the assembly. Further, lower side loads also reduce friction between the rod and associated bearings/seals, resulting in an improved vehicle ride.

In each of the embodiments shown, the spring seats are preferably formed from a steel material and the isolator is preferably formed from an elastomer material, such as rubber for example. In any of the embodiments shown, internal fluid pressures are moderately low, i.e. in the general range of 2000-3000 psi. This pressure range corresponds to existing hydraulic pressures through traditional rubber hose technology.

Although a preferred embodiment of this invention has been disclosed, a worker of ordinary skill in this art would recognize that certain modifications would come within the scope of this invention. For that reason, the following claims should be studied to determine the true scope and content of this invention.

CLAIMS

1. A vehicle shock absorber assembly comprising:
a cylinder having a first mount;
5 a rod having a first rod end coupled to a piston received within said cylinder
and a second rod end having a second mount wherein one of said first and second
mounts is adapted for attachment to a vehicle wheel and the other of said first and
second mounts is adapted for attachment to a vehicle frame;
a spring reacting between a first spring seat fixed to said cylinder and a
10 second spring seat fixed to said rod; and
at least one isolator positioned between one of said first and second spring
seats and said spring, said at least one isolator having an internal cavity at least
partially filled with fluid to actively compensate for spring side loads by distributing
non-centered spring forces throughout the fluid.
15
2. The vehicle shock absorber assembly according to claim 1 wherein said at
least one isolator allows for continuous realignment of said one of said first and
second spring seats relative to said spring to maintain a spring pierce point in a
generally concentric relationship with said rod.
20
3. The vehicle shock absorber assembly according to claim 1 wherein said at
least one isolator comprises an annular ring.
4. The vehicle shock absorber assembly according to claim 3 wherein said
25 spring has a first end coil and a second end coil and including at least one reaction
member positioned between at least one of said first and second end coils and said
annular ring.
5. The vehicle shock absorber assembly according to claim 4 wherein said at
30 least one reaction member comprises a washer.

6. The vehicle shock absorber assembly according to claim 4 wherein said at least one reaction member comprises a spring engagement portion integrally formed with said annular ring.

5 7. The vehicle shock absorber assembly according to claim 4 wherein said at least one reaction member comprises a ring having a transversely extending piloting flange formed about an outer circumference of said ring.

8. The vehicle shock absorber assembly according to claim 3 wherein said
10 internal cavity is completely defined within said annular ring.

9. The vehicle shock absorber assembly according to claim 3 wherein said internal cavity is defined between said annular ring and said one of said first and second spring seats, and including a sealing bead formed circumferentially about
15 said annular ring for engagement with said one of said first and second spring seats to provide a sealed fluid medium.

10. The vehicle shock absorber assembly according to claim 1 wherein said spring has a first end coil and a second end coil and wherein said at least one isolator
20 comprises a first isolator reacting between said first end coil and said first spring seat and a second isolator reacting between said second end coil and said second spring seat.

11. The vehicle shock absorber assembly according to claim 10 wherein said
25 first and second isolators each comprise an annular ring.

12. The vehicle shock absorber assembly according to claim 10 wherein said rod defines an axis extending along a length of said rod and wherein said first and second isolators cooperate with each other to actively adjust positions of said first and second spring seats relative to said first and second end coils, respectively, to
30 maintain spring pierce points at said first and second spring seats to be generally concentric with said axis.

13. A spring assembly comprising:

first and second spring seats wherein one of said first and said second spring seats includes structure for attachment to a first component and the other of said first and said second spring seats includes structure for attachment to a second component movable relative to said first component;

a coil spring having a first end coil associated with said first spring seat and a second end coil associated with said second spring seat; and

a fluid isolator positioned between said first spring seat and said first end coil wherein said fluid isolator dynamically adjusts a position of said first spring seat relative to said first end coil to reduce side loading effects.

14. The spring assembly according to claim 13 wherein said fluid isolator maintains a generally concentric relationship between a spring pierce point and at least one of said first and said second components.

15. The spring assembly according to claim 14 wherein said spring pierce point is defined as a center of load at said first spring seat.

16. The spring assembly according to claim 13 wherein said fluid isolator comprises a first fluid isolator and including a second fluid isolator positioned between said second spring seat and said second end coil to dynamically adjust a position of said second spring seat to maintain the spring pierce point near the center of said coil spring.

17. The spring assembly according to claim 13 wherein said fluid isolator comprises an annular ring having a cavity at least partially filled with fluid.

18. The spring assembly according to claim 17 wherein said cavity is formed entirely within said annular ring.

19. The spring assembly according to claim 17 wherein said cavity is formed partially within said annular ring, and including a sealing bead formed circumferentially about said annular ring for engagement with said first spring seat to define said cavity between said first spring seat and said annular ring.

5

20. The spring assembly according to claim 13 wherein said first component comprises a shock cylinder and said second component comprises a piston rod extending into said shock cylinder.

ABSTRACT OF THE DISCLOSURE

A shock absorber assembly includes a coil spring that reacts between first and second spring seats. The first spring seat is fixed to a shock cylinder and the second spring seat is fixed to a rod that is slidably received within the shock
5 cylinder. An isolator is positioned between an end coil of the spring and at least one of the first and second spring seats. The isolator comprises an annular ring that defines a cavity that is at least partially filled with fluid. The isolator evenly distributes non-centered spring end forces through the fluid to reduce the effects of side load forces.

Representative Drawing

Fig.1

