

(19) 世界知的所有権機関  
国際事務局



(43) 国際公開日  
2007年11月8日 (08.11.2007)

PCT

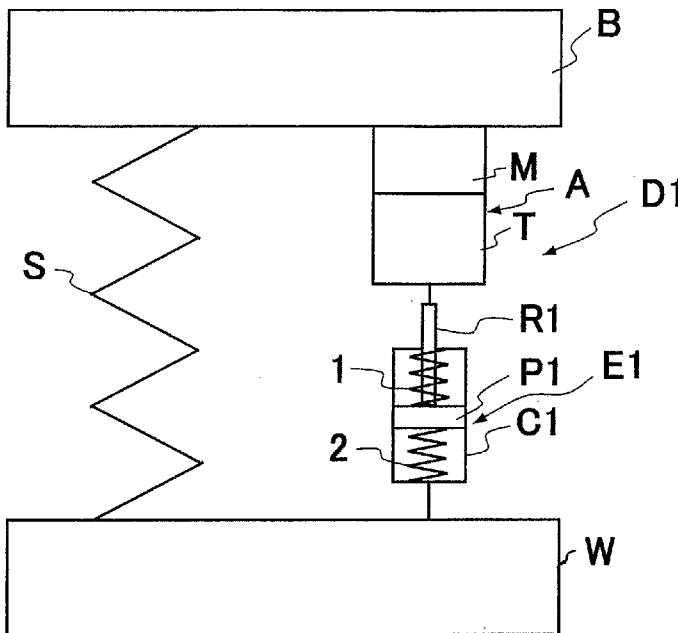
(10) 国際公開番号  
WO 2007/125770 A1

- (51) 国際特許分類:  
*F16F 15/03* (2006.01)      *B60G 17/00* (2006.01)  
*B60G 13/08* (2006.01)      *F16F 9/02* (2006.01)  
*B60G 13/10* (2006.01)      *F16F 9/19* (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2007/058226  
(22) 国際出願日: 2007年4月10日 (10.04.2007)  
(25) 国際出願の言語: 日本語  
(26) 国際公開の言語: 日本語  
(30) 優先権データ:  
特願2006-122900 2006年4月27日 (27.04.2006) JP  
特願2006-122901 2006年4月27日 (27.04.2006) JP  
(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): カヤバ工業株式会社 (KAYABA INDUSTRY CO., LTD.) [JP/JP];  
〒1056111 東京都港区浜松町二丁目4番1号 世界貿易センタービル Tokyo (JP). トヨタ自動車株式会社 (TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA) [JP/JP];  
〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町1番地 Aichi (JP).  
(72) 発明者; および  
(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 近藤卓広 (KONDO, Takuhiro) [JP/JP]; 〒1056111 東京都港区浜松町二丁目4番1号 世界貿易センタービル カヤバ工業株式会社内 Tokyo (JP). 井上博文 (INOUE, Hirofumi) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP).  
(74) 代理人: 天野泉, 外 (AMANO, Izumi et al.); 〒1040031 東京都中央区京橋2丁目5-2 京橋東邦センタービル Tokyo (JP).

[続葉有]

(54) Title: DAMPER

(54) 発明の名称: 緩衝器



(57) Abstract: A damper (D1) having an actuator (A), a hydraulic damper (E), a spring (1), and a spring (2). The actuator (A) has a motion conversion mechanism (T) for converting linear motion into rotational motion and also has a motor (M) to which the rotational motion converted by the motion conversion mechanism (T) is transmitted, and the actuator (A) is connected to a sprung member (B) side of a vehicle. The hydraulic damper (E) has a cylinder (C), a piston (P) slidably placed in the cylinder (C) to define two pressure chambers in the cylinder (C) and also has a rod (R) connected at one end to the piston (P). In the hydraulic damper (E), the linear motion of the actuator (A) is transmitted to either the rod (R) or the cylinder (C), and the other is connected to the unsprung member (W) side of the vehicle. The spring (1) is received in either of the two pressure chambers and urges the hydraulic damper (E) in the direction where it is compressed. The spring (2) is received in the other of the pressure chambers and urges the hydraulic damper (E) in the direction where it is extended.

(57) 要約: 緩衝器 (D1) は、直線運動を回転運動に変換する運動変換機構 (T) と該運動変換機構 (T) により変換された回転運動が伝達されるモータ (M) とを備え車両のバネ上部材 (B) 側に連結されるアク

[続葉有]

WO 2007/125770 A1



(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, SV, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD,

SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MT, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告書

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

チュエータAと、シリンダ(C)とシリンダ(C)内に摺動自在に挿入されシリンダ(C)内に2つの圧力室を隔成するピストン(P)と一端がピストン(P)に連結されるロッド(R)とを備えロッド(R)もしくはシリンダ(C)の一方にアクチュエータ(A)の直線運動が伝達されるとともにロッド(R)もしくはシリンダ(C)の他方が車両のバネ下部材(W)側に連結される液圧ダンパ(E)と、上記圧力室のうち一方の圧力室内に収納され液圧ダンパ(E)を圧縮させる方向に附勢するバネ(1)と、他方の圧力室内に収納され液圧ダンパ(E)を伸長させる方向に附勢するバネ(2)とを備える。

## 緩衝器

## 技術分野

本発明は、モータに生じる電磁力で上記車体と車軸との相対移動を抑制する緩衝器の改良に関する。

## 背景技術

この種緩衝器としては、特開2001-180244号公報に開示されているように、油圧ダンパと、油圧ダンパのピストンロッドに推進力を与えるアクチュエータを備えた緩衝器の提案があり、この提案では、油圧ダンパのロッドを筒状に形成するとともに該ロッドの内周側に雌螺子部を設け、一端がモータのロータに連結され他端が該ロッドの雌螺子部に螺合する雄螺子部材に連結されるシャフトを油圧ダンパのロッドに挿通し、上記シャフトとロッドとで油圧ダンパのピストンロッドが構成されてなるとしている。

この提案では、油圧ダンパで発生する減衰力に、モータでシャフトとロッドとを軸方向に相対移動させてピストンロッドを伸縮させる時に発生される力を加味して、すなわち、モータのトルクをシャフトとロッドとの相対移動方向の力に変換することによって油圧ダンパの減衰力に付加的に該力を作用させて振動を減衰させようとするものである。

また、特開平08-197931号公報に開示されている緩衝器にあっては、車体側すなわち車両のバネ上部材側を弾性支持するコイルバネと、車軸すなわちバネ下部材側に連結されるボール螺子ナットに回転自在に螺合した螺子軸と、螺子軸の一端に連結されるとともに一对のバネに介装されてバネ上部材側に弾性支持されるモータと、車体側に固定されモータの上下方向の振動を減衰する油圧ダンパとで構成され、モータが発生する回転トルクで車体と車軸との相対移動をアクティブ制御するものがある。

しかし、上述した従来の緩衝器は、以下の点で問題がある。

すなわち、上記特開 2001-180244 号公報に開示の緩衝器では、モータによって強制的にピストンロッドが伸長させられてしまうため、油圧ダンパのピストン位置がシリンダに対しどのような位置にあるか定かでなくなってしまう。

これにより、どのような不都合があるかという、たとえば、シリンダの下端近傍にピストンが位置した状態で、路面から突き上げるような高周波の振動が入力されると、ピストンがベースバルブやシリンダ底部に衝突してしまうことになり、結果、上記衝突による衝撃が車体のバネ上部材まで伝達されて車両における乗り心地を損なったり、最悪の場合、油圧ダンパの損傷に繋がったりしかねない。

また、シリンダの上端近傍にピストンが位置すると、今度は、車体がバンピングする場合に、シリンダ上部にピストンが衝突することになりかねず、この場合にも、上記同様、車両における乗り心地を悪化させ、さらには、油圧ダンパの損傷に繋がる結果となってしまう、緩衝器の信頼性の点で問題がある。

さらに、常に、シリンダに対するピストンの位置をモニターし、ピストンを中立位置になるように制御するとなると、車両走行中に、姿勢制御に不要であるにもかかわらずピストンロッドを伸縮させてピストンを中立位置に戻すことになるから、車体姿勢が変化してしまい、車両のオペレータに不安感や違和感を与えてしまうことになるから、そのようにしても、車両における乗り心地を改善するには至らないのである。

つづいて、特開平 08-197931 号公報に開示の緩衝器にあっては、モータが一对のバネを介してセンタリングされることから油圧ダンパのピストンはシリンダに対し位置決めがなされているので、上記特開 2001-180244 号公報に開示の緩衝器における不具合は解消される。

ところで、この緩衝器は、減衰力発生源であるモータのトルクを直線方向に作用させるべき減衰力に変換する螺子軸とボール螺子ナットとで構成される運動変換機構を備えており、回転する部材の慣性質量が大きいことからモータおよび運動変換機構が高周波振動入力時には回転系のフリクションも相俟って伸縮動作で

きなないので、上記した油圧ダンパおよび一對のバネで該高周波振動を吸収するようになっている。

しかしながら、この緩衝器にあつては、上記したように高周波振動入力時にはモータが直接その高周波振動によって振動せしめられてしまう結果となり、高周波振動は加速度が大きいこともあつて、緩衝器の信頼性の点で問題がある。

また、モータおよび螺子軸の質量が大きいことから、モータおよび螺子軸が一對のバネによって弾性支持される構成では、モータおよび螺子軸も大きく振動することになり、バネ下部材の振動をバネ上部材に伝達しやすくなるという点で、乗り心地を悪化しかねない。

そこで、本発明は、上記の不具合を勘案して創案されたものであつて、その目的とするところは、モータの電磁力を利用して減衰力を発生する構成を採用しつつ信頼性および車両における乗り心地を向上することができる緩衝器を提供することである。

上記した目的を達成するため、直線運動を回転運動に変換する運動変換機構と該運動変換機構により変換された回転運動が伝達されるモータとを備え車両のバネ上部材側に連結されるアクチュエータと、シリンダとシリンダ内に摺動自在に挿入されシリンダ内に2つの圧力室を隔成するピストンと一端がピストンに連結されるロッドとを備えロッドもしくはシリンダの一方にアクチュエータの直線運動が伝達されるとともにロッドもしくはシリンダの他方が車両のバネ下部材側に連結される液圧ダンパと、上記圧力室のうち一方の圧力室内に収納され液圧ダンパを圧縮させる方向に附勢するバネと、他方の圧力室内に収納され液圧ダンパを伸長させる方向に附勢するバネとを備えた。

さらに、本発明の他の課題解決手段は、直線運動を回転運動に変換する運動変換機構と該運動変換機構により変換された回転運動が伝達されるモータとを備え車両のバネ上部材側に連結されるアクチュエータと、シリンダとシリンダ内に摺動自在に挿入されシリンダ内に2つの圧力室を隔成するピストンと一端がピストンに連結されるロッドとを備えロッドもしくはシリンダの一方にアクチュエータの直線運動が伝達されるとともにロッドもしくはシリンダの他方が車両のバネ下部材側に連結される液圧ダンパと、液圧ダンパを圧縮させる方向に附勢するバネ

と、液圧ダンパを伸長させる方向に附勢するエアバネとを備えた。

またさらに、本発明の別の課題解決手段は、直線運動を回転運動に変換する運動変換機構と該運動変換機構により変換された回転運動が伝達されるモータとを備え車両のバネ上部材側に連結されるアクチュエータと、シリンダとシリンダ内に摺動自在に挿入されシリンダ内に2つの圧力室を隔成するピストンと一端がピストンに連結されるロッドとを備えロッドもしくはシリンダの一方にアクチュエータの直線運動が伝達されるとともにロッドもしくはシリンダの他方が車両のバネ下部材側に連結されるエアダンパと、エアダンパを圧縮させる方向に附勢するバネとを備えた。

本発明の緩衝器によれば、この液圧ダンパあるいはエアダンパは、アクチュエータに対しては直列に連結され、しかも、バネ下部材側に配置されることになるので、車両が悪路を走行したり、路面の突起に乗り上げたりするような場合にバネ下部材に、たとえば、比較的加速度が大きい振動等の高周波振動が入力されると、この振動エネルギーを吸収し、バネおよびエアバネによる振動伝達抑制効果と相俟って、アクチュエータ側に振動を伝達し難くするように作用する。

したがって、液圧ダンパあるいはエアダンパが該振動を吸収し、さらに、バネおよびエアバネが振動伝達抑制効果を発揮することで、アクチュエータへの振動の伝達を抑制するので、この緩衝器にあつては、このような場合にあつても、車両における乗り心地を悪化させるといことがないという効果がある。

さらに、上記したようにアクチュエータに直接的に高周波振動が作用することが液圧ダンパあるいはエアダンパによって防止されることから、モータに特に加速度が大きな高周波振動が伝達されることが抑制されるので、緩衝器の主要部品であるアクチュエータの信頼性が向上し、従来緩衝器の不具合を解消して緩衝器の信頼性を向上させることができる。

そしてさらに、液圧ダンパを圧縮する方向に附勢するバネと液圧ダンパを伸長させる方向に附勢するバネを設けるか、液圧ダンパを圧縮する方向に附勢するバネと液圧ダンパを伸長させる方向に附勢するエアバネを設けるか、あるいはエアバネとして作用するエアダンパを圧縮する方向に附勢するバネを設けるようにしているので、特にバネ下部材の高周波振動をアクチュエータ側に、すなわち、バ

ネ上部材側に伝達することを抑制する働きをすると同時に、液圧ダンパあるいはエアダンパのシリンダに対してピストンを決められた位置に戻す作用を発揮する。

すなわち、従来緩衝器のようにシリンダにピストンが干渉して車両における乗り心地を悪化させたり、緩衝器の信頼性を低下させたりといった不具合が解消される。

さらに、液圧ダンパを圧縮させる方向に附勢するバネと伸長させる方向に附勢するバネを液圧ダンパのシリンダ内に収納する場合には、液圧ダンパ外周側等にバネ受けおよび各バネを設けるような構成に比較して、緩衝器をスリム化および小型化することができ、また、各バネの直径を小さくすることができることから、液圧ダンパ外周側に各バネを設ける場合に比較して線材径を小さくしても同じバネ定数を確保することができ、その分、各バネのコストを削減できると共に緩衝器を軽量化することが可能である。そして、液圧ダンパ外周側等にバネ受けおよび各バネを設けるような構成とする必要がないので、その分液圧ダンパの外周径を大きくすることもでき、その場合には、液圧ダンパ内の液体量を多くすることができるから液体の温度変化を抑制して液圧ダンパの減衰力特性変化を防止することができる。

そしてさらに、液圧ダンパを圧縮および伸長させる方向に附勢する2つのバネ要素のうち1つをエアバネとする場合には、緩衝器を軽量化することができ緩衝器を小型化することができる。

またさらに、緩衝器にエアダンパを採用する場合には、緩衝器の更なる軽量化が可能となり、バネ上部材への振動伝達ゲインを低減でき、車両における乗り心地をより一層軽減できるとともに、アクチュエータ側への振動伝達抑制効果が高まるので、緩衝器の信頼性がより一層向上することになる。

第 1 図は、本発明の第一の実施の形態における緩衝器を概念的に示す図である。

第 2 図は、本発明の第一の実施の形態の緩衝器の具体的な構成を示す縦断面図である。

第 3 図は、本発明の第一の実施の形態の緩衝器の一部拡大縦断面図である。

第 4 図は、本発明の第二の実施の形態における緩衝器を概念的に示す図である。

第 5 図は、本発明の第二の実施の形態の緩衝器の具体的な構成を示す縦断面図である。

第 6 図は、本発明の第二の実施の形態の緩衝器の一部拡大縦断面図である。

第 7 図は、本発明の第二の実施の形態の変形例における緩衝器の一部拡大縦断面図である。

第 8 図は、本発明の第三の実施の形態における緩衝器を概念的に示す図である。

第 9 図は、本発明の第三の実施の形態の緩衝器の一部拡大縦断面図である。

第 10 図は、本発明の第三の実施の形態の変形例における緩衝器の一部拡大縦断面図である。

以下、図に示した実施の形態に基づき、本発明を説明する。

図1に示すように、第一の実施の形態における緩衝器D1は、バネ下部材Wとバネ上部材Bとの間に懸架バネSと並列に介装されており、基本的には、バネ下部材Wに連結される液圧ダンパE1と、液圧ダンパE1に直列に連結されるとともにバネ上部材B側に連結されるアクチュエータAと、アクチュエータAとバネ下部材Wとの間に液圧ダンパE1と並列に介装され液圧ダンパE1を圧縮する方向に付勢するバネ1と液圧ダンパE1を伸長させる方向に付勢するバネ2とで構成されている。

アクチュエータAは、直線運動を回転運動に変換する運動変換機構Tと該運動変換機構Tにより変換された回転運動が伝達されるモータMとを備えて構成されており、運動変換機構Tは、具体的にたとえば、螺子軸と螺子ナットで構成される送り螺子機構や、ラックアンドピニオン、ウォームギア等の機構で構成されている。

そして、このアクチュエータAの場合、駆動源をモータMとしているので、運動変換機構Tにおける回転部材、すなわち、送り螺子機構を採用する場合には、螺子軸もしくは螺子ナットのいずれか回転する側の部材の回転運動がモータMに伝達されるようになっており、モータMに電気エネルギーを与えて駆動する場合には、直線運動側の部材を直線運動させること、すなわちアクチュエータとしての機能を発揮できる。

また、モータMは、回転部材側から強制的に回転運動が入力されると、誘導起電力に基づいて、回転部材の回転運動を抑制するトルクを発生するので、直線運動側の部材の直線運動を抑制するように機能する。すなわち、この場合には、モータMが外部入力される運動エネルギーを回生して電気エネルギーに変換することによって発生する回生トルクで上記直線運動側の部材の直線運動を抑制するのである。

したがって、このアクチュエータAは、モータMに積極的にトルクを発生させることによって直線運動側の部材に推力を与えることができ、また、直線運動側

の部材WO 2007/125770によって強制的に運動させられる場合には、モータMが発生する回転トルクで上記運動を抑制することができる。

そして、この緩衝器D 1にあっては、上記アクチュエータAが発生する推力およびトルクでバネ上部材Bとバネ下部材Wとの相対移動を抑制することができる。と同時に、アクチュエータとしての機能を生かしてバネ上部材B、具体的には、車両の車体の姿勢制御も同時に行うことができ、これにより、アクティブサスペンションとしての機能をも発揮することができる。

なお、モータMと運動変換機構Tの回転部材とは回転運動を伝達することが可能に連結されればよいので、モータMと上記回転部材との間に減速機や、回転運動の伝達が可能なリンク、継手等を介装するとしてもよい。

また、モータMとしては、上記した機能を実現するものであればよいので、種々の形式のものを使用可能であり、具体的にたとえば、直流、交流モータ、誘導モータ、同期モータ等を用いることができる。

転じて、液圧ダンパE 1は、具体的な構成は後述するが、シリンダC 1と、シリンダC 1内に摺動自在に挿入されシリンダC 1内に2つの圧力室を隔成するピストンP 1と、ピストンP 1に一端が連結されるロッドR 1とを備えて構成され、伸縮時に所定の減衰力を発生するようになっている。

この緩衝器において液圧ダンパE 1は、主として高周波振動を吸収する目的で、アクチュエータAとバネ下部材Wとの間に介装され、具体的には、一端がアクチュエータAの直線運動側の部材に、他端がバネ下部材Wに連結される。

なお、液圧ダンパE 1とアクチュエータAとの連結に際しては、液圧ダンパE 1のシリンダC 1もしくはロッドR 1の一方をアクチュエータAの直線運動側の部材に連結すればよく、他方、バネ下部材Wには、液圧ダンパE 1のシリンダC 1もしくはロッドR 1の他方を連結する。

したがって、液圧ダンパE 1は、アクチュエータAとバネ下部材Wとの間にいわゆる正立に介装されても倒立に介装されてもよい。

また、この緩衝器D 1にあっては、液圧ダンパE 1の各圧力室内にそれぞれ収納され液圧ダンパE 1を圧縮させる方向に付勢するバネ1と液圧ダンパE 2を伸長させる方向に付勢するバネ2を備えている。

すなわち、バネ 1, 2 は、アクチュエータ A とバネ下部材 W との間に液圧ダンパ E 1 に対して並列に介装されることになり、具体的には、液圧ダンパ E 1 のピストン P 1 をこれら 2 つのバネ 1, 2 で挟持して支持している。

これによりバネ 1 は、液圧ダンパ E 1 を圧縮する方向に附勢しており、また、バネ 2 は、液圧ダンパ E 1 を伸長する方向に附勢している。

これらのバネ 1, 2 は、特にバネ下部材 W の高周波振動をアクチュエータ A 側に、すなわち、バネ上部材 B 側に伝達することを抑制する働きをすると同時に、液圧ダンパ E 1 のシリンダに対してピストンを決められた位置に戻す作用を発揮する。

すなわち、従来緩衝器のようにシリンダ C 1 にピストン P 1 が干渉して車両における乗り心地を悪化させたり、緩衝器の信頼性を低下させたりといった不具合が解消される。

そして、この緩衝器 D 1 においては、この液圧ダンパ E 1 は、アクチュエータ A に対しては直列に連結され、しかも、バネ下部材 W 側に配置されることになるので、車両が悪路を走行したり、路面の突起に乗り上げたりするような場合にバネ下部材 W に、たとえば、比較的加速度が大きい振動等の高周波振動が入力されると、この振動エネルギーを吸収し、上述のバネ 1, 2 による振動伝達抑制効果と相俟って、アクチュエータ A 側に振動を伝達し難くするように作用する。

ここで、アクチュエータ A は、バネ下部材 W 側から入力される直線運動となる振動を回転運動に変換することになるが、回転する多くの部材を備えており、その慣性質量も大きく高周波振動に対しては慣性モーメントが大きくなること、および、フリクションの影響もあって、バネ下部材 W 側の振動をバネ上部材 B に伝達しやすくなるという特性があるが、上述のように、液圧ダンパ E 1 が該振動を吸収し、さらに、バネ 1, 2 が振動伝達抑制効果を発揮することで、アクチュエータ A への振動の伝達を抑制するので、この緩衝器 D 1 においては、このような場合にあっても、車両における乗り心地を悪化させるといことがないという効果がある。

さらに、上記したようにアクチュエータ A に直接的に高周波振動が作用することが液圧ダンパ E 1 によって防止されることから、モータ M に特に加速度が大き

な高周波振動が伝達されることが抑制されるので、緩衝器D 1の主要部品であるアクチュエータAの信頼性が向上し、従来緩衝器の不具合を解消して緩衝器D 1の信頼性を向上させることができる。

また、上記構成とすることでアクチュエータAの使用環境を向上することができることから、アクチュエータAのコストを低減することも可能となる。

そして、上記バネ1, 2は、液圧ダンパE 1のシリンダC 1内に収納されるので、液圧ダンパE 1の外周側等にバネ受けおよび各バネを設けるような構成に比較して、緩衝器D 1をスリム化および小型化することができる。

また、バネ1, 2が液圧ダンパE 1のシリンダC 1内に収納されるので、バネ1, 2をコイルスプリングとする場合、バネ1, 2の直径を小さくすることができることから、液圧ダンパE 1の外周側に各バネを設ける場合に比較して線材径を小さくしても同じバネ定数を確保することができ、その分、バネ1, 2のコストを削減できると共に緩衝器D 1を軽量化することが可能である。

また、液圧ダンパE 1の外周側等にバネ受けおよび各バネを設けるような構成とする必要がないので、その分液圧ダンパE 1の外周径を大きくすることもでき、その場合には、液圧ダンパE 1内の液体量を多くすることができるから液体の温度変化を抑制して液圧ダンパE 1の減衰力特性変化を防止することができる。

さらに、液圧ダンパE 1にアクチュエータAの直線運動が伝達される構成、すなわち、モータMや上記回転部材はバネ上部材B側に連結される構成となっているので、バネ1, 2で支持している質量にはモータM等の質量が大きいものは含まれない。

したがって、高周波振動がバネ下部材Wに作用しても、バネ1, 2に支持されてバネ上部材Bとバネ下部材Wとの間で振動する総質量を、モータ自体がバネによって支持される従来緩衝器に比較して軽量のものとすることができるので、バネ下部材Wの振動がバネ上部材Bに伝達し難くなり、これにより、さらに乗り心地を向上することが可能となる。

さらに、上記したことから明らかなように、モータM自体がバネ1, 2により支持されないことから、モータMの配線等の取りまわしが容易で、かつ、モータM自体に直接高周波振動が入力されないので、配線を傷める心配もない。したが

って、この緩衝器D 1の車両への搭載性が向上し、より実用的である。

以上では第一の実施の形態における緩衝器D 1を概念的に説明したが、以下、緩衝器D 1の具体的な構成を示して説明する。

図2に示すように、具体的な構成の第一の実施の形態の緩衝器D 1は、基本的には、図示しないバネ下部材に連結される液圧ダンパE 1と、液圧ダンパE 1に直列に連結されるとともに図示しないバネ上部材側に連結されるアクチュエータAと、アクチュエータAとバネ下部材との間に液圧ダンパE 1と並列に介装され液圧ダンパE 1を圧縮する方向に付勢するバネ1および液圧ダンパE 1を伸長させる方向に付勢するバネ2とで構成されている。

以下、詳細に説明すると、アクチュエータAは、モータMおよび運動変換機構Tとを備えて構成されている。

モータMは、特には図示しないが、ケース3と、ロータと、ステータとで構成され、ロータは、シャフトと、シャフトの外周に取付けられた磁石とで構成されてケース3にボールベアリング等を介して回転自在に支持されている。

他方、ステータは、ケース3の内周であって上記磁石と対向するように取付けた電機子鉄心たるコアと、コアに巻回した巻線とで構成されており、モータMは、いわゆるブラシレスモータとして構成されている。

ちなみに、図示はしないが、モータMには、回転子の位置検出手段としてホール素子やレゾルバ等の磁気センサや光センサ等が搭載されており、ロータの回転運動の状況（回転角や角速度等）に応じて緩衝器D 1が発生する車体と車軸との相対移動を抑制する減衰力あるいは制御力を制御できるようにしてある。

なお、ここではモータMをブラシレスモータとしているが、上述のように、電磁力発生源として使用可能であれば、様々なモータ、たとえばブラシ付直流モータや交流モータ、誘導モータ等も使用可能である。

このモータMは、マウント4を介して図示しない車両のバネ上部材に連結可能とされており、具体的には、マウント4は、下端に鏝部6を備えハット型に形成されるマウント筒5と、鏝部6の図中上面に溶着した環状の防振ゴム7と、防振ゴム7の上端に溶着された環状のプレート8とを備えて構成され、モータMのケース3をマウント筒5の上端に固定し、プレート8を図示しないバネ上部材に固

定することで、モータMをバネ上部材に連結するようになっている。

つづいて、運動変換機構Tは、螺子軸9と螺子ナットたるボール螺子ナット10とで構成されている。

そして、螺子軸9は、ボールベアリング11、12を介して、内筒13によって回転自在に支持されている。具体的には、このボールベアリング11、12は、内筒13の図2中上端内に嵌着のキャップ体14に保持されており、さらに、キャップ体14は、外周側に鏝部15が設けられ、この鏝部15は、上述のマウント筒5の上底部に図示しないボルト等で締結されている。

また、螺子軸9の図中上端側には、段部9aが設けられ、この段部9aとナット16とでボールベアリング11、12を挟持しており、内筒13に対して螺子軸9の軸ぶれが防止されている。

そして、螺子軸9の図中上端は、マウント筒5の上底部の軸芯部に形成された図示しない孔に挿通されるとともに、図示しないモータMのロータに連結されており、螺子軸9の回転運動をモータMのロータに伝達可能とされている。

転じて、螺子軸9に螺合されている螺子ナットたるボール螺子ナット10は、内筒13より小径の連繋筒17の図2中上端に回転不能に連結されており、この連繋筒17は、外周側に軸方向に沿う複数の溝17aを備えており、この溝17a内には、内筒13の図中下端内周側に形成した突起13aが挿入されており、連繋筒17は、上記溝17aと突起13aとにより内筒13に対して回り止めされている。

つまり、連繋筒17に連結されたボール螺子ナット10は、内筒13に対して回り止めされることになる。

この具体的な緩衝器D1におけるアクチュエータAは、上記したように、モータM、螺子軸9、内筒13、ボール螺子ナット10および連繋筒17で構成され、マウント4によって図示しないバネ上部材に連結されている。

そして、上述したところから、内筒13は、キャップ体14を介してマウント筒5に連結され、さらに、モータMがマウント筒5に固定されており、モータMが回転駆動させられると、螺子軸9が回転するが、ボール螺子ナット10が内筒13に対して回り止めされているので、ボール螺子ナット10は図中上下方向の

逆に、ボール螺子ナット 10 が螺子軸 9 に対し図中上下方向の直線運動を呈すると、ボール螺子ナット 10 は、連繋筒 17 および内筒 13 により回転運動が規制されているので、螺子軸 9 は強制的に回転駆動され、モータ M のロータが強制的に回転運動せしめられることになる。

ここで、ボール螺子ナット 10 が外力を受けて強制的に直線運動を呈する場合には、上記したように、モータ M のロータが強制的に回転運動せしめられることから、モータ M の巻線には、誘導起電力が生じて回生電流が流れ、モータ M はロータの回転を抑制する電磁力を発生する。

つまり、該巻線に誘導起電力を発生させることよりモータ M にエネルギー回生させて電磁力を発生させ、モータ M のロータには電磁力によるトルクが作用し、上記トルクがロータの回転運動を抑制することとなる。

そして、このロータの回転を抑制するトルクは、運動変換機構 T によってボール螺子ナット 10 の直線運動を抑制する力、緩衝器 D 1 においては減衰力として作用することになる。

したがって、アクチュエータ A は、モータ M を駆動するとボール螺子ナット 10 に直線方向の推進力を与えるアクチュエータとして機能するとともに、ボール螺子ナット 10 の直線運動を抑制する機能を備えている。

なお、マウント 4 は、上述したものに限られず、他の構成をとることも可能である、つまり、マウントとして機能する限りにおいて他の構成および形状としても差し支えない。

そして、上記内筒 13 は、その外周側に配在の外筒 18 内に軸受 19 を介して摺動自在に挿入されている。

また、外筒 18 は、その中間部外周の所定の位置に車両のバネ上部材の質量を支持する懸架バネ S の下端を支承する懸架バネ受け 20 を備え、懸架バネ S は、図 2 に示すように、防振ゴム 7 の外周側下部に設けた窪み 7a と、上記懸架バネ受け 20 との間に介装されている。

このように構成することで、車両に過度のバンピングが生じても懸架バネ S の上端を防振ゴム 7 で受けているので、バネ上部材側への伝達される振動を柔らか

く吸収し、車両における乗り心地を向上できるようになっている。

さらに、上述のように外筒 18 の上端内周には、環状の軸受 19 が配在されており、内筒 13 の外筒 18 に対する軸ぶれが防止され、また、外筒 18 の上端開口部には、筒状のストッパ部材 21 が嵌着されこのストッパ部材 21 の内周側に配在の環状のダストシール 22 が内筒 13 の外周と外筒 18 との間をシールして、内筒 13 と外筒 18 で形成される空間内に、すなわち、緩衝器 D1 内への埃、塵、雨水等の侵入が防止され、緩衝器 D1 の主要部材である螺子軸 9、ボール螺子ナット 10 やモータ M の品質劣化が防止され、緩衝器 D1 の信頼性を向上させている。

さらに、上記螺子軸 9 とボール螺子ナット 10 は、内筒 13 および外筒 18 内に收容されているので、外部からの飛び石等の干渉を受けないので、この点で緩衝器 D1 の信頼性が向上されている。

また、上記ストッパ部材 21 の上端は、この緩衝器 D1 が収縮して任意の長さとなると、内筒 13 の図 2 中上端外周側に設けた蛇腹筒状のバンプストッパ 23 と当接するようになっており、緩衝器 D1 の収縮時の衝撃を緩和できるようになっている。とともに、また、螺子軸 9 の下端が後述する液圧ダンパ E1 のロッド 24 の上端に衝突、すなわち、緩衝器 D1 のいわゆる底付きが防止され、緩衝器 D1 の最収縮時における車両における乗り心地が向上される。

そして、外筒 18 の下端開口部は、後述する液圧ダンパ E1 のリザーバ筒 25 の外周に圧入等により結合されている。

転じて、液圧ダンパ E1 は、図 3 に示すように、シリンダ 26 と、シリンダ 26 内に摺動自在に挿入されシリンダ 26 内に図中上下の圧力室 27、28 を隔成するピストン 29 と、一端がピストン 29 に連結されるロッド 24 と、シリンダ 26 の外周側を覆うリザーバ筒 25 とを備えている。

以下、詳しく説明すると、シリンダ 26 の上端開口部には、環状のヘッド部材 30 の下部に形成の段部（付示せず）が嵌合されている。そして、このヘッド部材 30 は、リザーバ筒 25 の内側に嵌合されるとともに、リザーバ筒 25 の上端開口部を加締めてリザーバ筒 25 に固定されており、このヘッド部材 30 によってシリンダ 26 とリザーバ筒 25 が同心に位置決められている。

また、ヘッド部材 30 の内周側にはロッド 24 が挿通され、ヘッド部材 30 の外周側に配在のシール部材 31 によってヘッド部材 30 とリザーバ筒 25 との間がシールされるとともに、ヘッド部材 30 の内周側に配在のロッド 24 の外周に摺接する筒状のロッドガイド 32 と、同じくロッド 24 の外周に摺接してロッド 24 とヘッド部材 30 との間をシールするシール部材 33 が設けられ、リザーバ筒 25 とシリンダ 26 の上端側が液密に封止されている。

他方、シリンダ 26 の下端には、鏝付円板状のバルブボディ 34 が嵌合され、リザーバ筒 25 の下端内周には、リザーバ筒 25 を液密に封止する有底筒状のボトム部材 35 が嵌着されている。

上記したバルブボディ 34 は、鏝の外周側を上記ボトム部材 35 の内周に当接させてあり、シリンダ 26 の下端に嵌合されているので、リザーバ筒 25 とシリンダ 26 を同心に位置決めしている。

そして、リザーバ筒 25 の中間部外周は、上述の通り、外筒 18 の下端開口部に結合され、また、上記ボトム部材 35 は、車両のバネ下部材へ緩衝器 D1 を連結可能なアイ型ブラケット 36 を備えており、このアイ型ブラケット 36 と上記マウント 4 によって緩衝器 D1 は、懸架バネ S に対して並列に配置されてバネ上部材とバネ下部材との間に介装される。

また、バルブボディ 34 は、底部に設けた凹部 34a と、この凹部 34a と圧力室 28 とを連通する通路 37, 38 と、各通路 37, 38 の途中に設けた減衰力発生要素 39, 40 と、凹部 34a と鏝の外周側とを連通する切欠 34b とを備えている。

また、ピストン 29 は、圧力室 27 と圧力室 28 とを連通する通路 41, 42 と、各通路 41, 42 の途中に設けた減衰力発生要素 43, 44 とを備えて構成されている。

そして、ロッド 24 の図中上端は連繋筒 17 の下端側に連結され、また、ロッド 24 の図中上端近傍には環状のクッション部材 45 が設けられ、このクッション部材 45 は、液圧ダンパ E1 が最圧縮する時にヘッド部材 30 の図中上端に当接して、ロッド 24 のシリンダ 26 側への移動を規制するとともに、連繋筒 17 とシリンダ 26 との直接衝突を防止し衝撃を緩和する。

さらに、ロッド 24 のピストン 29 を挟んで両側には、ロッド 24 に対して回転可能な環状のバネ受け 46, 47 が設けられ、バルブボディ 34 の上端側にもバネ受け 48 が設けられており、上記バネ受け 46 とヘッド部材 30 との間にはバネ 1 が介装されるとともに、バネ受け 47, 48 間にもバネ 2 が介装されている。

つまり、バネ 1 は、圧力室 27 内に収納され、ピストン 29 を図中下方に附勢、すなわち、液圧ダンパ E1 を圧縮する方向に附勢しており、他方、バネ 2 は、圧力室 28 内に収納され、ピストン 29 を図中上方に附勢、すなわち、液圧ダンパ E1 を伸長する方向に附勢している。

したがって、ピストン 29 は、上記バネ 1, 2 によって図中上下方向から附勢される状態となり、これらバネ 1, 2 によりシリンダ 29 に対して軸方向に位置決めがなされることになり、中立位置に維持される。

また、上記バネ 1, 2 で弾性支承する質量は、連繋筒 17、ボール螺子ナット 10、液圧ダンパ E1 のロッド 24 およびピストン 29 となり、負担する質量が従来緩衝器に比較して軽量となる。

このように、バネ 1, 2 は、液圧ダンパ E1 内に収納されるから、緩衝器 D1 の全長に影響することがないという点で非常に有利である。

ここで、バネ受け 46, 47 がロッド 24 に対して回転可能なように取付けられている利点について説明する。いま液圧ダンパ E1 が伸縮すると、この伸縮に伴い、バネ 1, 2 も伸縮することになるが、伸縮する際にバネ 1, 2 は、周方向に回転する特性を有しているので、バネ受け 46, 47, 48 およびヘッド部材 30 に対して周方向に回転しようとする。

このバネ 1, 2 の回転に対し、バネ受け 46, 47 がロッド 24 に対して回転が許容されていることから、バネ 1, 2 の回転を妨げることがない。

つまり、バネ 1, 2 は伸縮時にバネ受け 46, 47 と共にロッド 24、バネ受け 48 およびヘッド部材 30 に対して回転するので、バネ 1, 2 の線条端部がバネ受け 46, 47, 48 のバネ 1, 2 を支承する面や、ヘッド部材 30 におけるバネ 1 の支承面をかじることがない。

したがって、バネ受け 46, 47, 48 およびヘッド部材 30 を傷つける事が

ないのに、バネ受け 46, 47, 48 およびヘッド部材 30 の劣化を防止でき、ひいては、緩衝器 D1 の信頼性が向上される。

また、バネ 1, 2 の伸縮時の回転によるトルクは、ロッド 24 に作用せず、ロッド 24 を周方向に回転させてしまうことが無いので、ロッド 24 と連繋筒 17 との連結が解かれてしまう事態が防止される。

そして、ロッド 24 にバネ 1, 2 からのトルクが作用しないことから、連繋筒 17 の溝 17a と内筒 13 の突起 13a との間に必要以上の摩擦力を生じさせず、緩衝器 D1 の円滑な伸縮を妨げないばかりでなく、該連繋筒 17 と内筒 13 の劣化を防止することが可能となる。

したがって、この具体的な緩衝器 D1 における許容手段は、上記バネ受け 46, 47 自体ということになり、このようにバネ受け 46, 47 そのものをロッド 24 に対して回転自在に取付けておくことで、簡易、かつ、低コストで、バネ 1, 2 の周方向への回転を許容できる。また、上記したところでは、許容手段をバネ受け 46, 47 としているが、バネ受け 48 をバルブボディ 34 に対して回転自在に取り付け、さらには、バネ 1 とバネ受け 46 あるいはヘッド部材 30 との間にワッシャ等の環状部材を介装し、バネ 2 とバネ受け 47, 48 の一方との間におよびワッシャ等の環状部材を介装して、該環状部材とバネ 1, 2 を共回りさせることで上記バネ 1, 2 の周方向への回転を許容する許容手段としても差し支えない。

また、上記した外筒 18 の下端開口部と液圧ダンパ E1 のリザーバ筒 25 との結合を螺合とする場合には、リザーバ筒 25 を外筒 18 に対して回動させることによって、外筒 18 に対してリザーバ筒 25 を軸方向に進退させることができ、これによって、いわゆる車高調整が可能となるが、車高調整時にあっても、上記したバネ受け 46, 47 がロッド 24 に対して回転可能とされることで、ロッド 24 と連繋筒 17 の結合がとかれる心配が無く、また、該調整時にあってもバネ受け 46, 47, 48 およびヘッド部材 30 ひいては該連繋筒 17 および内筒 13 の劣化を防止することが可能となる。

なお、外筒 18 の下端開口部と液圧ダンパ E1 のリザーバ筒 25 との結合を螺合とする場合には、リザーバ筒 25 の外周にナットを螺着し、このナットを外筒

18の開口部下端に当接させて締め付けておくことで、リザーバ筒25と外筒18の緩み止め防止を図っておくとよい。

引き続き、液圧ダンパE1の構成の説明に戻ると、この液圧ダンパE1におけるシリンダ26内の圧力室27, 28には作動油等の液体が充填されるとともに、シリンダ26とリザーバ筒25との間の隙間にも所定量の液体が充填されるが、該隙間49には液面O1を境にして気室G1が形成され、該隙間49はリザーバとして機能する。

したがって、この液圧ダンパE1は、いわゆる複筒型として形成されている。無論、液圧ダンパE1をいわゆる単筒型として形成するようにしてもよいが、上述したように、液圧ダンパE1を複筒型としリザーバをシリンダの外周側に配置した構成とすることにより、液圧ダンパE1の全長を短くすることができる利点がある。

この液圧ダンパE1にあっては、ロッド24がシリンダ26に対して図中下方に移動すると、ピストン29が下方に移動して圧力室27を拡大し、圧力室28を収縮させる。

このとき、液体は、圧力室28から通路42および減衰力発生要素44を通過して圧力室27へ移動するとともに、シリンダ26内で余剰となるシリンダ26内へのロッド侵入体積分の液体がリザーバとしての隙間49へ通路37および減衰力発生要素39を通過して移動する。

そして、液圧ダンパE1は、液体が減衰力発生要素39, 44を通過するときに生じる圧力損失に見合った減衰力を発生する。

逆に、ロッド24がシリンダ26に対して図中上方に移動すると、ピストン29が上方に移動して圧力室28を拡大し、圧力室27を収縮させる。

このとき、液体は、圧力室27から通路41および減衰力発生要素43を通過して圧力室28へ移動するとともに、シリンダ26内で不足となるシリンダ26内から退出するロッド24の体積分の液体がリザーバとしての隙間49から通路38および減衰力発生要素40を通過してシリンダ26内に移動する。

この場合には、液圧ダンパE1は、液体が減衰力発生要素40, 43を通過するときに生じる圧力損失に見合った減衰力を発生する。

なお、減衰力発生要素 38, 40, 43, 44 については、具体的には、オリフィスやリーフバルブ等を用いればよく、また、所定の減衰作用を呈する限りにおいてそれ以外のものを使用してもよい。

そして、アクチュエータ A の連繋筒 17 は、上述のように、液圧ダンパ E 1 のロッド 24 に連結されていることから、ロッド 24 に連結されたピストン 29 が外筒 18 にリザーバ筒 25 を介して結合されるシリンダ 26 に摺接され軸受として機能し連繋筒 17 の下端側における軸ぶれが防止され、また、外筒 17 によって軸ぶれが防止される内筒 13 の突起 13a によっても連繋筒 17 の軸ぶれが防止されるので、結果的に、ボール螺子ナット 10 に対する螺子軸 9 の軸ぶれが防止され、これにより、緩衝器 D 1 に横方向からの力が入力されても、ボール螺子ナット 10 の一部のボール(図示せず)に集中して荷重がかかることを防止でき、上記ボールもしくは螺子軸 9 の螺子溝の劣化を避けることが可能である。

また、上記ボールもしくは螺子軸 9 の螺子溝の劣化を防止できるので、螺子軸 9 のボール螺子ナット 10 に対する回転および緩衝器 D 1 の伸縮方向への移動の各動作の円滑さを保つことができ、上記各動作の円滑を保てるので、緩衝器 D 1 としての機能も損なわれず、本構成を採ることによって、この点でも緩衝器 D 1 の信頼性を向上する。

また、液圧ダンパ E 1 が複筒型として形成されるため、緩衝器 D 1 の全長を短くすることができ、加えて、バネ 1, 2 が液圧ダンパ E 1 内に収納されるので、上述のように、バネ 1, 2 等が緩衝器 D 1 の全長に影響することがないから、複筒型の液圧ダンパ E 1 と相俟って、緩衝器 D 1 の全長を最小限に留めることが可能となり、これにより、アクチュエータ A に液圧ダンパ E 1 を直列に連結して構成される緩衝器 D 1 にあってもストローク確保が容易となるばかりでなく、車両への搭載性も向上する。

そして、上記バネ 1, 2 は、液圧ダンパ E 1 のシリンダ 26 内に収納されるので、緩衝器 D 1 をスリム化および小型化することができ、また、バネ 1, 2 の直径を小さくすることができることから、バネ 1, 2 のコストを削減できると共に緩衝器 D 1 を軽量化することが可能である。

またさらに、液圧ダンパ E 1 外周側等にバネ受けおよび各バネを設けるような

構成とする必要がないので、その分液圧ダンパE 1の外周径を大きくすることもでき、その場合には、液圧ダンパE 1内の液体量を多くすることができるから液体の温度変化を抑制して液圧ダンパE 1の減衰力特性変化を防止することができるとともに、外周径が大きくなる分、液圧ダンパE 1における受圧面積も大きくすることができる、減衰力発生にも有利となる。

さらに、バネ1, 2が液圧ダンパE 1内に収納されているので、緩衝器D 1を組み立てる際に、アクチュエータA側と、液圧ダンパE 1側をそれぞれアッセンブリ化することができる。

すなわち、アクチュエータAは、モータMを含む電気機器であり、液圧ダンパE 1は油圧機器であるから、生産ラインが異なることになりかねないが、それぞれ、アッセンブリ化できるので、それぞれを別工場で生産するようなことになっても、両者を単に組付けるだけで最終製品である緩衝器D 1を製造することができる点で有利であり、また組付け作業も容易となる。

さて、上述のように構成された緩衝器D 1にあっては、路面から力を受けて車両のバネ上部材とバネ下部材とが直線相對運動すると、車軸側に連結されるボール螺子ナット10とバネ上部材側に連結される螺子軸9とが直線相對運動を呈し、この相對運動が上記のように螺子軸9の回轉運動に変換され、モータMのロータに伝達される。

そして、モータMのロータが回轉運動を呈すると、モータM内の巻線が磁石の磁界を横切ることとなり、該巻線に誘導起電力を発生させることよりモータMにエネルギー回生させて電磁力を発生させ、モータMのロータには誘導起電力に起因する電磁力による回轉トルクが作用し、上記回轉トルクがロータの回轉運動を抑制することとなる。

このロータの回轉運動を抑制する作用は、上記螺子軸9の回轉運動を抑制することとなり、螺子軸9の回轉運動が抑制されるのでボール螺子ナット10の直線運動を抑制するように働き、緩衝器D 1は、上記電磁力によって、この場合減衰力として働く制御力を発生し、振動エネルギーを吸収緩和する。

このとき、積極的に巻線に外部電源から電流供給する場合には、ロータに作用する回轉トルクを調節することで緩衝器D 1の伸縮を自由に制御、すなわち、緩

衝器D 1の制御力を発生可能な範囲で自由に制御することが可能であるので、緩衝器D 1の減衰特性を可変としたり、緩衝器D 1をアクチュエータとして機能させたりすることも可能であり、また、上述のエネルギー回生による減衰力にあわせて緩衝器D 1をアクチュエータとして機能させて適切な制御を行う場合には、緩衝器D 1をアクティブサスペンションとしても機能させることも可能である。

なお、上述のように積極的にアクチュエータとして機能させる必要が無い場合、すなわち、減衰力の発生させるだけであれば、モータMを外部電源に接続する必要はなく、モータMのロータが強制的に回転させられるときに巻線に生じる誘導起電力により、すなわち、エネルギー回生のみにより発生する電磁力に起因する回転トルクで螺子軸9とボール螺子ナット10との直線相対運動を抑制するとしてもよいことは勿論である。

そして、この緩衝器D 1にあつては、バネ下部材側に液圧ダンパE 1が配置されているので、路面から高周波振動が入力されて、上記したようにアクチュエータAで振動吸収できないような場面にあつても、液圧ダンパE 1で高周波振動を吸収し、また、バネ1, 2によって該振動がバネ上部材側へ伝達されてしまうことを抑制できる。

したがって、具体的な緩衝器D 1にあつても、車両が悪路を走行したり、路面の突起に乗り上げたりするような場合にバネ下部材に、たとえば、比較的加速度が大きい振動等の高周波振動が入力された場合にあつても、車両における乗り心地を悪化させるといことがないという効果が奏することになる。

さらに、上記許容手段であるバネ受け46, 47によりバネ1, 2のトルクが連繋筒17側に伝達されず、連繋筒17の溝17aと内筒13の突起13aとの間で生じる摩擦力を抑制することができアクチュエータAの円滑な伸縮運動を妨げないので、振動の吸収、抑制が円滑に行われるから、これにより、車両における乗り心地をより確実に向上できるのである。

ここで、慣性モーメントによる減衰力について少し説明すると、緩衝器D 1のアクチュエータA側で発生する減衰力は、概ね、螺子軸9の慣性モーメント、モータMのロータの慣性モーメント、ボール螺子ナット10の慣性モーメントによって緩衝器D 1の軸方向に作用する力と、モータMの発生する電磁力の総和であ

り、中でも回転系の慣性モーメントによる力は、モータMのロータの角加速度が、上記緩衝器D 1の伸縮運動の加速度に比例することから、緩衝器Dの伸縮運動の加速度に比例して大きくなるが、ロータおよび螺子軸9の慣性モーメントは比較的大きく減衰力に対する影響は無視できない。

そして、この上記ロータおよび螺子軸9の慣性モーメントによる力は、上述の通り上記伸縮運動の加速度に比例することから、路面等から緩衝器D 1に入力される緩衝器D 1の軸方向の力に対し対向する方向に作用することから、緩衝器D 1はモータMの電磁力に依存しない減衰力を発生することになり、特に急激な軸方向の力が入力された場合には、より高い減衰力を発生することになり、車両搭乗者にゴツゴツ感を知覚させてしまうこととなる。

したがって、常に電磁力に依存した減衰力に先んじてロータおよび螺子軸9の慣性モーメントによる減衰力が発生することとなり、また、緩衝器D 1の伸縮運動の加速度に依存するロータおよび螺子軸9の慣性モーメントにより発生する減衰力は制御しづらいので、ロータおよび螺子軸9の慣性モーメントが小さければ小さいほど、ロータおよび螺子軸9の慣性モーメントの減衰力に対する影響を抑制することができることとなるが、ロータおよび螺子軸9の慣性モーメントによって緩衝器D 1の軸方向に作用する力は、上述のように液圧ダンパE 1およびバネ1, 2によって吸収され、バネ上部材への加速度が大きい振動の伝達が抑制されることから、車両における乗り心地が向上されることになるのである。

さらに、バネ下部材に高周波振動が作用した場合にあっても、バネ1, 2で支持している質量は、質量の大きいモータMや螺子軸9等の質量が含まれず、従来緩衝器に比較して軽量となっているので、バネ下部材の振動の入力をバネ上部材へ伝達する力も上記軽量化によって小さくなり、車両における乗り心地を向上できることとなる。

また、バネ1, 2で支持する質量が軽量化されて固有振動数も高くなるから、車両搭乗者に特に乗り心地が悪いと感じる領域の周波数で共振してしまう弊害もなく、この点でも車両における乗り心地を向上することが可能となる。

さらに、液圧ダンパE 1をバネ下側に配置しているので、液圧ダンパ1の搭載スペースを車体内側に確保することを要しないので、モータMを特に車体の内側

に固定できるので、緩衝器D 1の相対運動部分の長さは、緩衝器D 1全体の長さからモータMの長さを除いた長さとなり、緩衝器D 1のストロークの確保が容易となる。つまり、モータMが車体の下部、すなわち、車体外方に取付ける場合に比較すると、モータMの長さ分のストロークを長く取ることが可能となる。

また、モータMを車体内側に配置可能であるから、モータMの各電極から延設されるであろう電線（図示せず）を車体内側で取り回すことが可能であり、当該電線を外方の制御装置、制御回路に接続することも容易となり、当該電線は車体内に収納されることとなるので、電線の劣化機会も減ずることが可能となる。

なお、モータMを特に車体の内側に固定しているから、車体側の取付部位の変更なしに、緩衝器D 1を車両に搭載することが可能となり、車体側の取付部位を規格化できコスト低減可能となるとともに、フルバウンドした場合の衝撃的な荷重は上記マウント部分を介して車体に伝達されるようにしてあるので、モータMに大きな力が作用してしまうことを防止可能である利点もある。

また、具体的な構成の緩衝器D 1にあっても、液圧ダンパE 1を倒立配置することができ、その場合には、ロッド24を外筒18に、シリンダ26を連繋筒17に連結しておけばよい。

図4に示すように、緩衝器D 2は、バネ下部材Wとバネ上部材Bとの間に懸架バネSと並列に介装されており、基本的には、バネ下部材Wに連結される液圧ダンパE 2と、液圧ダンパE 2に直列に連結されるとともにバネ上部材B側に連結されるアクチュエータAと、アクチュエータAとバネ下部材Wとの間に液圧ダンパEと並列に介装され液圧ダンパE 2を圧縮する方向に附勢するバネ50と液圧ダンパE 2を伸長させる方向に附勢するエアバネ51と、バネ受けXと、バネ受け部Yとで構成されている。

なお、アクチュエータA、運動変換機構TおよびモータMは、上記した第一の実施の形態における緩衝器D 1におけるものと同様の部材であり、アクチュエータAは、モータMに積極的にトルクを発生させることによって運動変換機構Tの直線運動側の部材に推力を与えることができ、また、運動変換機構Tの直線運動側の部材が外力によって強制的に運動させられる場合には、モータMが発生する回生トルクで上記運動を抑制することができる。

そして、この緩衝器D 2にあっては、上記アクチュエータAが発生する推力およびトルクでバネ上部材Bとバネ下部材Wとの相対移動を抑制することができる。同時に、アクチュエータとしての機能を生かしてバネ上部材B、具体的には、車両の車体の姿勢制御も同時に行うことができ、これにより、アクティブサスペンションとしての機能をも発揮することができる。

転じて、液圧ダンパE 2は、具体的な構成は後述するが、シリンダC 2と、シリンダC 2内に摺動自在に挿入されシリンダC 2内に2つの圧力室を隔成するピストンP 2と、ピストンP 2に一端が連結されるロッドR 2とを備えて構成され、伸縮時に所定の減衰力を発生するようになっている。

また、液圧ダンパE 2には、シリンダC 2内にロッドR 2が侵入もしくはシリンダC 2内からロッドR 2が退出する体積分の液体を補償する気室を備えており、この気室は、シリンダC 2内に摺動自在に挿入されたフリーピストンFで区画されている。

この緩衝器において液圧ダンパE 2は、主として高周波振動を吸収する目的で、アクチュエータAとバネ下部材Wとの間に介装され、具体的には、一端がアクチュエータAの直線運動側の部材に、他端がバネ下部材Wに連結される。

なお、液圧ダンパE 2とアクチュエータAとの連結に際しては、液圧ダンパE 2のシリンダC 2もしくはロッドR 2の一方をアクチュエータAの直線運動側の部材に連結すればよく、他方、バネ下部材Wには、液圧ダンパE 2のシリンダC 2もしくはロッドR 2の他方を連結する。

したがって、液圧ダンパE 2は、アクチュエータAとバネ下部材Wとの間にいわゆる正立に介装されても倒立に介装されてもよい。

また、この緩衝器D 2にあっては、液圧ダンパE 2のシリンダC 2もしくはロッドR 2の他方に対して不動のバネ受け部Yと、液圧ダンパE 2のシリンダC 2もしくはロッドR 2の一方に対して不動のバネ受けXと、バネ受け部Yとの間に介装されて液圧ダンパE 2を圧縮する方向に付勢するバネ5 0を備えるとともに、液圧ダンパE 2を伸長方向に付勢するエアバネ5 1は、液圧ダンパE 2の気室で構成されている。

すなわち、バネ5 0およびエアバネ5 1は、アクチュエータAとバネ下部材W

との間に液圧ダンパE 2に対して並列に介装されることになり、これらバネ5 0およびエアバネ5 1により、液圧ダンパE 2のピストンP 2が図中上下の両側から弾性支持されている。

これらのバネ5 0およびエアバネ5 1は、特にバネ下部材Wの高周波振動をアクチュエータA側に、すなわち、バネ上部材B側に伝達することを抑制する働きをすると同時に、液圧ダンパE 2のシリンダに対してピストンを決められた位置に戻す作用を発揮する。

すなわち、従来緩衝器のようにシリンダC 2にピストンP 2が干渉して車両における乗り心地を悪化させたり、緩衝器の信頼性を低下させたりといった不具合が解消される。

そして、液圧ダンパE 2に設けられる気室の容積は液圧ダンパE 2の圧縮時に減少し伸長時に拡大するので、この気室をそのままエアバネ5 1として利用することで、わざわざ、緩衝器D 2にエアバネを形成する必要がなく、コストを低減できる。

さらに、液圧ダンパE 2に設けられる気室をエアバネ5 1として利用する場合、シリンダC 2の外周側にリザーバを設け、このリザーバ内に気室を設けてエアバネ5 1とすれば、液圧ダンパE 2の軸方向長を単筒型のダンパに比較して短くすることができるので、緩衝器D 2の全長を短くすることが可能である。

なお、エアバネ5 1を上記液圧ダンパE 2の気室とは別に設けることにしてもよいが、上記利点は失われることになる。

また、バネ5 0が介装される各バネ受け部Yとバネ受けXとの間の間隔によって、バネ5 0およびエアバネ5 1に初期荷重を与えることが可能となり、これにより、1本のバネによってシリンダC 2とロッドR 2とを接続するものに比較して、シリンダC 2に対するロッドR 2の移動量に対するバネ5 0およびエアバネ5 1の反力を高めることができることからピストンP 2を決められた位置に戻す効果を高めることができるとともに、シリンダC 2に対するピストン位置の調整も、バネ5 0およびエアバネ5 1を交換することなく上記各バネ受け部Yとバネ受けXとの間の間隔によって調整することができ、さらには、バネ5 0およびエアバネ5 1を交換することなく初期荷重の調整が可能であるから緩衝器D 2の特

そして、この緩衝器D 2にあっても、この液圧ダンパE 2は、アクチュエータAに対しては直列に連結され、しかも、バネ下部材W側に配置されることになるので、車両が悪路を走行したり、路面の突起に乗り上げたりするような場合にバネ下部材Wに、たとえば、比較的加速度が大きい振動等の高周波振動が入力されると、この振動エネルギーを吸収し、上述のバネ5 0およびエアバネ5 1による振動伝達抑制効果と相俟って、アクチュエータA側に振動を伝達し難くするように作用する。

ここで、アクチュエータAは、上述のように、バネ下部材W側の振動をバネ上部材Bに伝達しやすくなるという特性があるが、液圧ダンパE 2が該振動を吸収し、さらに、バネ5 0およびエアバネ5 1が振動伝達抑制効果を発揮することで、アクチュエータAへの振動の伝達を抑制するので、この第二の実施の形態における緩衝器D 2にあっても、車両における乗り心地を悪化させるといことがない。

そして、2つのバネ要素のうち1つをエアバネ5 1としているので、緩衝器D 2を軽量化することができ、また、エアバネ5 1を液圧ダンパE 2の気室とする場合には、別途エアバネを搭載するスペースが不要となり緩衝器D 2を小型化することができる。

さらに、上記したようにアクチュエータAに直接的に高周波振動が作用することが液圧ダンパE 2によって防止されることから、モータMに特に加速度が大きな高周波振動が伝達されることが抑制されるので、緩衝器D 2の主要部品であるアクチュエータAの信頼性が向上し、従来緩衝器の不具合を解消して緩衝器D 2の信頼性を向上させることができる。

さらに、上記構成とすることでアクチュエータAの使用環境を向上することができることから、アクチュエータAのコストを低減することも可能となる。

また、液圧ダンパE 2にアクチュエータAの直線運動が伝達される構成、すなわち、モータMや上記回転部材はバネ上部材B側に連結される構成となっているので、バネ5 0およびエアバネ5 1で支持している質量にはモータM等の質量が大きいものは含まれないので、高周波振動がバネ下部材Wに作用しても、バネ5 0およびエアバネ5 1に支持されてバネ上部材Bとバネ下部材Wとの間で振動す

る総質量を、モータM自体がバネによって支持される従来緩衝器に比較して軽量のものとすることができるので、バネ下部材Wの振動がバネ上部材Bに伝達し難くなり、これにより、さらに乗り心地を向上することが可能となる。

さらに、上記したことから明らかなように、モータM自体がバネ50およびエアバネ51により支持されないことから、モータMの配線等の取りまわしが容易で、かつ、モータM自体に直接高周波振動が入力されないので、配線を傷める心配もない。したがって、この緩衝器D2の車両への搭載性が向上し、より実用的である。

以上では第二の実施の形態における緩衝器D2を概念的に説明したが、以下、この緩衝器D2の具体的な構成を示して説明する。

図5に示すように、具体的な構成の緩衝器D2は、基本的には、図示しないバネ下部材に連結される液圧ダンパE2と、液圧ダンパE2に直列に連結されるとともに図示しないバネ上部材側に連結されるアクチュエータAと、アクチュエータAとバネ下部材との間に液圧ダンパE2と並列に介装したバネ50およびエアバネたる液圧ダンパE2の気室G2と、バネ受けXと、バネ受け部Yとで構成されている。

以下、詳細に説明すると、アクチュエータAは、モータMおよび運動変換機構Tとを備えて構成されている。モータMは、特には図示しないが、ケース52と、ロータと、ステータとで構成され、ロータは、シャフトと、シャフトの外周に取付けられた磁石とで構成されてケース52にボールベアリング等を介して回転自在に支持されている。

他方、ステータは、ケース52の内周であって上記磁石と対向するように取付けた電機子鉄心たるコアと、コアに巻回した巻線とで構成されており、モータMは、いわゆるブラシレスモータとして構成されている。

ちなみに、図示はしないが、モータMには、回転子の位置検出手段としてホール素子やレゾルバ等の磁気センサや光センサ等が搭載されており、ロータの回転運動の状況（回転角や角速度等）に応じて緩衝器D2が発生する車体と車軸との相対移動を抑制する減衰力あるいは制御力を制御できるようにしてある。

このモータMは、マウント53を介して図示しない車両のバネ上部材に連結可

能とされており、具体的には、マウント 5 3 は、下端に鏝部 5 5 を備えハット型に形成されるマウント筒 5 4 と、鏝部 5 5 の図中上面に溶着した環状の防振ゴム 5 6 と、防振ゴム 5 6 の上端に溶着された環状のプレート 5 7 とを備えて構成され、モータ M のケース 5 2 をマウント筒 5 4 の上端に固定し、プレート 5 7 を図示しないバネ上部材に固定することで、モータ M をバネ上部材に連結するようになっている。

つづいて、運動変換機構 T は、螺子軸 5 8 と螺子ナットたるボール螺子ナット 5 9 とで構成されている。

そして、螺子軸 5 8 は、ボールベアリング 6 0, 6 1 を介して、内筒 6 2 によって回転自在に支持されている。具体的には、このボールベアリング 6 0, 6 1 は、内筒 6 2 の図 5 中上端内に嵌着のキャップ体 6 3 に保持されており、さらに、キャップ体 6 3 は、外周側に鏝部 6 4 が設けられ、この鏝部 6 4 は、上述のマウント筒 5 4 の上底部に図示しないボルト等で締結されている。

また、螺子軸 5 8 の図中上端側には、段部 5 8 a が設けられ、この段部 5 8 a とナット 6 5 とでボールベアリング 6 0, 6 1 を挟持しており、内筒 6 2 に対して螺子軸 5 8 の軸ぶれが防止されている。

そして、螺子軸 5 8 の図中上端は、マウント筒 5 4 の上底部の軸芯部に形成された付示しない孔に挿通されるとともに、図示しないモータ M のロータに連結されており、螺子軸 5 8 の回転運動をモータ M のロータに伝達可能とされている。

転じて、螺子軸 5 8 に螺合されている螺子ナットたるボール螺子ナット 5 9 は、内筒 6 2 より小径の連繋筒 6 6 の図 5 中上端に回動不能に連結されており、この連繋筒 6 6 は、外周側に軸方向に沿う複数の溝 6 6 a を備えており、この溝 6 6 a 内には、内筒 6 2 の図中下端内周側に形成した突起 6 2 a が挿入されており、連繋筒 6 6 は、上記溝 6 6 a と突起 6 2 a とにより内筒 6 2 に対して回り止めされている。

つまり、連繋筒 6 6 に連結されたボール螺子ナット 5 9 は、内筒 6 2 に対して回り止めされることになる。

この具体的な緩衝器 D 2 におけるアクチュエータ A は、上記したように、モータ M、螺子軸 5 8、内筒 6 2、ボール螺子ナット 5 9 および連繋筒 6 6 で構成さ

れ、マウント53によって図示しないバネ上部材に連結されている。

そして、上述したところから、内筒62は、キャップ体63を介してマウント筒54に連結され、さらに、モータMがマウント筒54に固定されているので、モータMが回転駆動させられると、螺子軸58が回転するが、ボール螺子ナット59が内筒62に対して回り止めされているので、ボール螺子ナット59は図中上下方向の直線運動を呈することになる。

逆に、ボール螺子ナット59が螺子軸58に対し図中上下方向の直線運動を呈すると、ボール螺子ナット59は、連繋筒66および内筒62により回転運動が規制されているので、螺子軸58は強制的に回転駆動され、モータMのロータが強制的に回転運動せしめられることになる。

ここで、ボール螺子ナット59が外力を受けて強制的に直線運動を呈する場合には、上記したように、モータMのロータが強制的に回転運動せしめられることから、モータMの巻線には、誘導起電力が生じて回生電流が流れ、モータMはロータの回転を抑制する電磁力を発生する。

つまり、該巻線に誘導起電力を発生させることよりモータMにエネルギー回生させて電磁力を発生させ、モータMのロータには電磁力によるトルクが作用し、上記トルクがロータの回転運動を抑制することとなる。

そして、このロータの回転を抑制するトルクは、運動変換機構Tによってボール螺子ナット59の直線運動を抑制する力、緩衝器D2においては減衰力として作用することになる。

したがって、アクチュエータAは、モータMを駆動するとボール螺子ナット59に直線方向の推進力を与えるアクチュエータとして機能するとともに、ボール螺子ナット59の直線運動を抑制する機能を備えている。

なお、マウント53は、上述したものに限られず、他の構成をとることも可能である、つまり、マウントとして機能する限りにおいて他の構成および形状としても差し支えない。

そして、上記内筒62は、その外周側に配在の外筒67内に軸受68を介して摺動自在に挿入されている。

この外筒67は、内筒62を覆う第1筒69と、第1筒69の一端部である図

中下端部を覆うようにして第1筒69に螺合によって結合される有底筒状の第2筒70とを備えている。

また、第1筒69の中間部外周の所定の位置に車両のバネ上部材の質量を支持する懸架バネSの下端を支承する懸架バネ受け71を備え、懸架バネSは、図5に示すように、防振ゴム56の外周側下部に設けた窪み56aと、上記懸架バネ受け71との間に介装されている。

このように構成することで、車両に過度のバンピングが生じても懸架バネSの上端を防振ゴム56で受けているので、バネ上部材側への伝達される振動を柔らかく吸収して車両における乗り心地を向上できるようになっている。

さらに、上述のように第1筒69の上端内周には、環状の軸受68が配在されており、内筒62の外筒67に対する軸ぶれが防止され、また、第1筒69の上端開口部には、筒状のストッパ部材72が嵌着されこのストッパ部材72の内周側に配在の環状のダストシール73が内筒62の外周と外筒67との間をシールして、内筒62と外筒67で形成される空間内に、すなわち、緩衝器D2内への埃、塵、雨水等の侵入が防止され、緩衝器D2の主要部材である螺子軸58、ボール螺子ナット59やモータMの品質劣化が防止され、緩衝器D2の信頼性を向上させている。

さらに、上記螺子軸58とボール螺子ナット59は、内筒62および外筒67内に收容されているので、外部からの飛び石等の干渉を受けないので、この点で緩衝器D2の信頼性が向上されている。

また、上記ストッパ部材72の上端は、この緩衝器D2が収縮して任意の長さとなると、内筒62の図5中上端外周側に設けた蛇腹筒状のバンプストッパ74と当接するようになっており、緩衝器Dの収縮時の衝撃を緩和できるようになっている。とともに、また、螺子軸58の下端が後述する液圧ダンパE2のロッド75の上端に衝突、すなわち、緩衝器D2のいわゆる底付きが防止され、緩衝器D2の最収縮時における車両における乗り心地が向上される。

なお、第1筒69の下方側は、若干拡径されているが、これは、図面上の都合によるもので、あえて拡径する必要はないが、図面のように拡径する場合には、第2筒70内に後述する液圧ダンパE2、バネ50、バネ受け部Yおよびバネ受

けXの收容スペースを確保する点では都合がよい。

そして、第2筒70の下端には、車両のバネ下部材へ緩衝器D2を連結可能なアイ型ブラケット76を備えており、このアイ型ブラケット76と上記マウント53によって緩衝器D2は、懸架バネSに対して並列に配置されてバネ上部材とバネ下部材との間に介装される。

なお、第1筒69と第2筒70との結合に際しては、第1筒69の下端外周側に形成した螺子部69aに、他方の第2筒70の内周側に形成した螺子部70aを螺合させてあり、また、ロックナット77によって第1筒69と第2筒70との回り止めを図っている。

転じて、液圧ダンパE2は、図6に示すように、シリンダ78と、シリンダ78内に摺動自在に挿入されシリンダ78内に図中上下の圧力室79、80を隔成するピストン81と、一端がピストン81に連結されるロッド75と、シリンダ78の外周側を覆うリザーバ筒82とを備えている。

以下、詳しく説明すると、シリンダ78の上端開口部には、環状のヘッド部材83の下部に形成の段部（付示せず）が嵌合されている。そして、このヘッド部材83は、リザーバ筒82の内側に嵌合されるとともに、リザーバ筒82の上端開口部を加締めてリザーバ筒82に固定されており、このヘッド部材83によってシリンダ78とリザーバ筒82が同心に位置決められている。

また、ヘッド部材83の内周側にはロッド75が挿通され、ヘッド部材83の外周側に配在のシール部材84によってヘッド部材83とリザーバ筒82との間がシールされるとともに、ヘッド部材83の内周側に配在のロッド75の外周に摺接する筒状のロッドガイド85と、同じくロッド75の外周に摺接してロッド75とヘッド部材83との間をシールするシール部材86が設けられ、リザーバ筒82とシリンダ78の上端側が液密に封止されている。

他方、リザーバ筒82の下端は、外筒67の一部をなす有底筒状の第2筒70の底部に結合されるとともに、シリンダ78の下端には、鏝付円板状のバルブボディ87が嵌合されている。

このバルブボディ87は、鏝の外周側をリザーバ筒82の内周に当接させてあり、シリンダ78の下端に嵌合されているので、リザーバ筒82とシリンダ78

また、バルブボディ 87 は、底部に設けた凹部 87 a と、この凹部 87 a と圧力室 80 とを連通する通路 88、89 と、各通路 88、89 の途中に設けた減衰力発生要素 90、91 と、凹部 87 a と鏝の外周側とを連通する切欠 87 b とを備えている。

また、ピストン 81 は、圧力室 79 と圧力室 80 とを連通する通路 92、93 と、各通路 92、93 の途中に設けた減衰力発生要素 94、95 とを備えて構成されている。

さらに、ロッド 75 のピストン 81 側には、環状のクッション部材 96 と、クッション部材 96 のピストン 81 側への移動を規制するストッパ 97 とを備えている。

そして、シリンダ 78 内の圧力室 79、80 には作動油等の液体が充填されるとともに、シリンダ 78 とリザーバ筒 82 との間の隙間にも所定量の液体が充填されるが、該隙間 98 には液面 O2 を境にして気室 G2 が形成され、該隙間 98 はリザーバとして機能する。

また、上記気室 G2 は、エアバネとしても機能し、気室 G2 内の気体の圧力が常にシリンダ 78 内の液体に作用し、ピストン 81 の圧力室 80 側の受圧面積から圧力室 79 側の受圧面積を差し引きした面積に気体の圧力を乗じたバネ力をロッド 75 に作用させ、液圧ダンパ E2 を伸長させる方向に附勢している。

したがって、この液圧ダンパ E2 は、いわゆる複筒型として形成されている。無論、液圧ダンパ E2 をいわゆる単筒型として形成するようにしてもよいが、上述したように、液圧ダンパ E2 を複筒型としリザーバをシリンダの外周側に配置した構成とすることにより、液圧ダンパ E2 の全長を短くすることができる利点がある。

この液圧ダンパ E2 にあっては、ロッド 75 がシリンダ 78 に対して図中下方に移動すると、ピストン 81 が下方に移動して圧力室 79 を拡大し、圧力室 80 を収縮させる。

このとき、液体は、圧力室 80 から通路 93 および減衰力発生要素 95 を通過して圧力室 79 へ移動するとともに、シリンダ 78 内で余剰となるシリンダ 78

内へのロッド侵入体積分の液体がリザーバとしての隙間 98 へ通路 88 および減衰力発生要素 90 を通過して移動する。このとき、気室 G2 の容積は、上記した液体の流入により減少するので、エアバネとしてのバネ力を高める。

そして、液圧ダンパ E2 は、液体が減衰力発生要素 90, 95 を通過するとき生じる圧力損失に見合った減衰力を発生する。

逆に、ロッド 75 がシリンダ 78 に対して図中上方に移動すると、ピストン 81 が上方に移動して圧力室 80 を拡大し、圧力室 79 を収縮させる。

このとき、液体は、圧力室 79 から通路 92 および減衰力発生要素 94 を通過して圧力室 80 へ移動するとともに、シリンダ 78 内で不足となるシリンダ 78 内から退出するロッド 75 の体積分の液体がリザーバとしての隙間 98 から通路 89 および減衰力発生要素 91 を通過してシリンダ 78 内に移動する。このとき、気室 G2 の容積は、上記した液体の流出により拡大するのでエアバネとしてのバネ力を低める。

この場合には、液圧ダンパ E2 は、液体が減衰力発生要素 91, 94 を通過するとき生じる圧力損失に見合った減衰力を発生する。

なお、減衰力発生要素 90, 91, 94, 95 については、具体的には、オリフィスやリーフバルブ等を用いればよく、また、所定の減衰作用を呈する限りにおいてそれ以外のものを使用してもよい。

つづいて、バネ受け部 Y は、図 6 に示すように、液圧ダンパ E2 と第 2 筒 70 との間に設けられており、詳しくは、環状の基部 99 と、基部 99 の内周側から垂下される筒状のガイド 100 とを備えて構成され、基部 99 の上端が外筒 67 の第 1 筒 69 の下端に当接され、バネ受け部 Y の図 6 中上方への移動が規制されている。

さらに、バネ受け部 Y における基部 99 の下端には、環状のワッシャ 101 が積層されている。

そして、上記各バネ受け部 Y の図中下方には、バネ受け X が配置されている。このバネ受け X は、ロッド 75 に連結される環状の連結部 102 と、連結部 102 の外周側から垂下されるとともに液圧ダンパ E2 の外周側に配置される筒部 103 と、筒部 103 の外周側に突設される環状の鏝部 104 とを備えて構成され

ている。

上記連結部 102 は、有底筒状に形成され、底部の軸芯部には、ロッド 75 が挿通可能なように孔 102a が穿設されており、ロッド 75 の段部 75a とナット 105 に上記底部を挟持させることで、ロッド 75 に連結されている。すなわち、バネ受け X は、ロッド 75 に対して軸方向に移動不能とされている。

また、上記連結部 102 の内周には、図 5 および図 6 に示すように連繋筒 66 の下端が圧入等によって一体となるように連結されており、これによって、ロッド 75 にアクチュエータ A の直線運動が伝達可能とされている。

さらに、鏢部 104 は、上記した各バネ受け部 Y における基部 99 に対向させてあり、この鏢部 104 の上端とバネ受け部 Y の基部 99 との間には、バネ 50 が介装され、バネ受け部 Y は、液圧ダンパ E2 のシリンダ 78 の軸方向に移動不能とされる。

したがって、上記バネ 50 は、バネ受け部 Y に対してバネ受け X を図中下方に附勢しており、液圧ダンパ E2 を圧縮する方向に附勢している。

そして、上記バネ 50 およびエアバネたる気室 G2 で弾性支承する質量は、バネ受け X、連繋筒 66、ボール螺子ナット 59、液圧ダンパ E2 のロッド 75 およびピストン 81 となり、負担する質量が従来緩衝器に比較して軽量となる。

また、この緩衝器 D2 の場合、ピストン 81 が図 6 中上方に移動する際には、バネ 50 が最収縮する前にロッド 75 に設けたクッション部材 96 がヘッド部材 83 に当接するように設定されている。

すなわち、ピストン 81 のバネ 50 およびエアバネである気室 G2 によって位置決めされた中立位置からの移動距離がバネ 50 のトータルの線条間隔長（隣り合う線条の隙間長さのバネ全体の総延長）の範囲内でクッション部材 96 がクッション効果を発揮することになるので、バネ 50 のメタルタッチ時の衝撃を緩和して、車両における乗り心地を向上することができ、さらに、該衝撃を緩和できるから、緩衝器 D2 の異音発生を抑制し、さらには、バネ 50 の劣化が防止できるのでメンテナンス量が減るという効果も期待できる。

なお、クッション部材 96 をシリンダ 78 内に収納するようにしているが、たとえば、バネ受け X の筒部 103 の上端部にクッション部材を設けて、該クッシ

ヨン部材を液圧ダンパE 2の伸長時にバネ受け部Yのガイド100の図中下端と当接させるようにしてもよい。

ここで、上述したように液圧ダンパE 2が伸縮すると、この伸縮に伴い、バネ50も伸縮することになる。そして、伸縮する際にバネ50は、周方向に回転する特性を有しているので、バネ受けXの鏝部104およびバネ受け部Yにおける基部99に対して周方向に回転しようとする。

このバネ50の回転に対し、基部99に積層されたワッシャ101が基部99に対してすべりを生じるので、バネ50の回転を妨げることがない。

つまり、バネ50は伸縮時にワッシャ101と共に基部99に対して回転するので、バネ50の線条端部が鏝部104のバネ50を支承する面や、基部99の支承面をかじることがない。

したがって、バネ受け部Yおよびバネ受けXを傷つける事がないので、バネ受け部Yおよびバネ受けXの劣化を防止でき、この点においても、緩衝器D 2の信頼性が向上される。

さらに、ワッシャ101がバネ50と共に回転することから、鏝部104にトルクが作用しないことになる。

すなわち、バネ50の伸縮時の回転によるトルクおよび緩衝器D 2の伸縮に伴う懸架バネSの回転によるトルクはバネ受けXに作用せず、バネ受けXは、バネ50の伸縮および緩衝器D 2の伸縮にあっても周方向に対しては静止状態を維持することになり、ロッド75に対して周方向に回転してしまいうことがないので、ロッド75との連結が解かれてしまう事態が防止される。

また、バネ受けX自体にバネ50からのトルクが作用しないことから、連繋筒66の溝66aと内筒62の突起62aとの間に必要以上の摩擦力を生じさせず、緩衝器D 2の円滑な伸縮を妨げないばかりでなく、該連繋筒66と内筒62の劣化を防止することが可能となる。

したがって、この具体的な緩衝器D 2におけるバネの周方向への回転を許容する許容手段は、上記ワッシャ101ということになり、このように許容手段を環状部材であるワッシャ101で構成することで、簡易、かつ、低コストで、バネ受け部Yに対してバネ50の周方向への回転を許容できる。なお、上記ワッシャ

101の介装位置であるが、ワッシャ101をバネ受けXの上面に積層してもよい。

また、上記バネ50およびエアバネとなる気室G2に与える初期荷重および車高調整は、バネ受け部Yが第1筒69の下端に当接されているので、第2筒70を第1筒69に対して回動することによって、第1筒69に対して第2筒70を軸方向に進退させることで調節することが可能となっている。

さらに、この第2筒70の軸方向への進退によって、バネ50および気室G2の初期荷重を変更できるだけでなく、バネ50および気室G2によって位置決めされるピストン81の中立位置の変更も可能となる。

したがって、バネ50および気室G2の交換を要せずにピストン81の中立位置を簡単に変更できる。

このようにピストン81の中立位置を調整可能であるから、クッション部材96が機能しない事態を回避することができると同時に、バネ50および気室G2を交換することなく初期荷重の調整が可能であるから緩衝器D2の特性を個々の車両に併せて最適化することも可能となる。

また、緩衝器D2の外部からの上記操作によってバネ50および気室G2の初期荷重およびピストン81の中立位置を変更可能となるので、その調整作業も非常に容易となる。

なお、図7に示すように、バネ受けXaを、円盤形状の本体105と本体105の外周に上下面でバネ50の端部を支承する鏝部106とを備えた鏝付円板形状に形成し、連繋筒66とロッド75との間に介装させるようにしてもよい。

この場合には、第1筒69の下端部の形状を上述したバネ受け部Yと略同様となるように形成しておくことで、バネ受け部Yを別部品とすることなしに、バネ受け部Yの機能を実現でき、また、この場合にも、第1筒69に対して第2筒70を軸方向に進退することでバネ50および気室G2の初期荷重およびピストン81の中立位置の調整を行うことができる。

また、この場合に合っても、第1筒69の下端部に許容手段であるワッシャ101を積層してあるので、上記した許容手段を設けたことによる種々の利点を享受することが可能である。

このように、バネ受けXは、具体的な緩衝器D 2において、ロッド7 5に対して軸方向の移動が規制されればよいので、図7に示すような構成としてよいが、上述したように、バネ受けXが連結部1 0 2と、筒部1 0 3と、鏝部1 0 4とを備えて構成される方が、バネ5 0および気室G 2が、液圧ダンパE 2の外周側に配置されるようにすることができるので、緩衝器D 2の全長に影響することがないという点で非常に有利である。

また、上述したところでは、バネ受けX、バネ受けX aは、ロッド7 5と連繋筒6 6とを繋ぐ役目も果たしているので、両者の連結が容易となるが、これをロッド7 5と連繋筒6 6が別途連結される限りにおいては、バネ受けX、バネ受けX aをロッド7 5もしくは連繋筒6 6のいずれか一方に連結するとしてもよい。

そして、アクチュエータAの連繋筒6 6は、上述のように、液圧ダンパE 2のロッド7 5に連結されていることから、ロッド7 5に連結されたピストン8 1が外筒6 7の第2筒7 0に固定されているシリンダ7 8に摺接され軸受として機能し連繋筒6 6の下端側における軸ぶれが防止され、また、第1筒6 9によって軸ぶれが防止される内筒6 2の突起6 2 aによっても連繋筒6 6の軸ぶれが防止されるので、結果的に、ボール螺子ナット5 9に対する螺子軸5 8の軸ぶれが防止され、これにより、緩衝器D 2に横方向からの力が入力されても、ボール螺子ナット5 9の一部のボール（図示せず）に集中して荷重がかかることを防止でき、上記ボールもしくは螺子軸5 8の螺子溝の劣化を避けることが可能である。

また、上記ボールもしくは螺子軸5 8の螺子溝の劣化を防止できるので、螺子軸5 8のボール螺子ナット5 9に対する回転および緩衝器D 2の伸縮方向への移動の各動作の円滑さを保つことができ、上記各動作の円滑を保てるので、緩衝器D 2としての機能も損なわれず、本構成を採ることによって、この点でも緩衝器D 2の信頼性を向上する。

また、液圧ダンパE 2が複筒型として形成されるため、緩衝器D 2の全長を短くすることができ、加えて、バネ5 0、バネ受け部Yおよびバネ受けXが液圧ダンパE 2の外周側に配置され、エアバネが気室G 2で構成されるので、上述のように、バネ5 0および気室G 2等が緩衝器D 2の全長に影響することがないから、複筒型の液圧ダンパE 2と相俟って、緩衝器D 2の全長を最小限に留めることが

可能となり、これにより、アクチュエータ A に液圧ダンパ E 2 を直列に連結して構成される緩衝器 D 2 にあってもストローク確保が容易となるばかりでなく、車両への搭載性も向上する。

さらに、外筒 6 7 は、第 1 筒 6 9 と、液圧ダンパ E、バネ 5 0、バネ受け部 Y および液圧ダンパ E 2 に連結されたバネ受け X を收容する第 2 筒 7 0 の 2 つの部材で構成されているから、部品組付け時に、アクチュエータ A 側と、液圧ダンパ E 2 側をそれぞれアッセンブリ化することができる。

すなわち、アクチュエータ A は、モータ M を含む電気機器であり、液圧ダンパ E 2 は油圧機器であるから、生産ラインが異なることになりかねないが、それぞれ、アッセンブリ化できるので、それぞれを別工場で生産するようなことになっても、両者を単に組付けるだけで最終製品である緩衝器 D 2 を製造することができる点で有利であり、また組付け作業も容易となる。

さて、上述のように構成された緩衝器 D 2 にあっては、路面から力を受けて車両のバネ上部材とバネ下部材とが直線相対運動すると、車軸側に連結されるボールネジナット 5 9 とバネ上部材側に連結される螺子軸 5 8 とが直線相対運動を呈し、この相対運動が上記のように螺子軸 5 8 の回転運動に変換され、モータ M のロータに伝達される。

そして、モータ M のロータが回転運動を呈すると、モータ M 内の巻線が磁石の磁界を横切ることとなり、該巻線に誘導起電力を発生させることよりモータ M にエネルギー回生させて電磁力を発生させ、モータ M のロータには誘導起電力に起因する電磁力による回転トルクが作用し、上記回転トルクがロータの回転運動を抑制することとなる。

このロータの回転運動を抑制する作用は、上記螺子軸 5 8 の回転運動を抑制することとなり、螺子軸 5 8 の回転運動が抑制されるのでボールネジナット 5 9 の直線運動を抑制するように働き、緩衝器 D 2 は、上記電磁力によって、この場合減衰力として働く制御力を発生し、振動エネルギーを吸収緩和する。

このとき、積極的に巻線に外部電源から電流供給する場合には、ロータに作用する回転トルクを調節することで緩衝器 D 2 の伸縮を自由に制御、すなわち、緩衝器 D 2 の制御力を発生可能な範囲で自由に制御することが可能であるので、緩

衝器D 2の減衰特性を可変としたり、緩衝器D 2をアクチュエータとして機能させたりすることも可能であり、また、上述のエネルギー回生による減衰力にあわせて緩衝器D 2をアクチュエータとして機能させて適切な制御を行う場合には、緩衝器D 2をアクティブサスペンションとしても機能させることも可能である。

なお、上述のように積極的にアクチュエータとして機能させる必要が無い場合、すなわち、減衰力の発生させるだけであれば、モータMを外部電源に接続する必要はなく、モータMのロータが強制的に回転させられるときに巻線に生じる誘導起電力により、すなわち、エネルギー回生のみにより発生する電磁力に起因する回転トルクで螺子軸5 8とボール螺子ナット5 9との直線相対運動を抑制するとしてもよいことは勿論である。

そして、この緩衝器D 2にあっては、バネ下部材側に液圧ダンパE 2が配置されているので、路面から高周波振動が入力されて、上記したようにアクチュエータAで振動吸収できないような場面にあっても、液圧ダンパE 2で高周波振動を吸収し、また、バネ5 0および気室G 2によって該振動がバネ上部材側へ伝達されてしまうことを抑制できる。

したがって、具体的な緩衝器D 2にあっても、車両が悪路を走行したり、路面の突起に乗り上げたりするような場合にバネ下部材に、たとえば、比較的加速度が大きい振動等の高周波振動が入力された場合にあっても、車両における乗り心地を悪化させるといことがないという効果が奏することになる。

そして、この緩衝器D 2にあっては、液圧ダンパE 2に設けられるリザーバの気室G 2をそのままエアバネとして利用しているため、そうすることで、わざわざ、緩衝器D 2にエアバネを形成する必要がなく、コストを低減できる。

そして、2つのバネ要素のうち1つをエアバネとしているため、緩衝器D 2を軽量化することができ、また、エアバネを液圧ダンパE 2の気室G 2としているから、別途エアバネを搭載するスペースが不要となり緩衝器D 2を小型化することがきる。

さらに、上記許容手段であるワッシャ1 0 1によりバネ5 0のトルクが連繋筒6 6側に伝達されず、連繋筒6 6の溝6 6 aと内筒6 2の突起6 2 aとの間で生じる摩擦力を抑制することができアクチュエータAの円滑な伸縮運動を妨げない

ので、振動の吸収、抑制が円滑に行われるから、これにより、車両における乗り心地をより確実に向上できるのである。

ここで、慣性モーメントによる減衰力について少し説明すると、緩衝器D 2のアクチュエータA側で発生する減衰力は、概ね、螺子軸5 8の慣性モーメント、モータMのロータの慣性モーメント、ボール螺子ナット5 9の慣性モーメントによって緩衝器D 2の軸方向に作用する力と、モータMの発生する電磁力の総和であり、中でも回転系の慣性モーメントによる力は、モータMのロータの角加速度が、上記緩衝器D 2の伸縮運動の加速度に比例することから、緩衝器D 2の伸縮運動の加速度に比例して大きくなるが、ロータおよび螺子軸5 8の慣性モーメントは比較的大きく減衰力に対する影響は無視できない。

そして、この上記ロータおよび螺子軸5 8の慣性モーメントによる力は、上述の通り上記伸縮運動の加速度に比例することから、路面等から緩衝器D 2に入力される緩衝器D 2の軸方向の力に対し対向する方向に作用することから、緩衝器D 2はモータMの電磁力に依存しない減衰力を発生することになり、特に急激な軸方向の力が入力された場合には、より高い減衰力を発生することになり、車両搭乗者にゴツゴツ感を知覚させてしまうこととなる。

したがって、常に電磁力に依存した減衰力に先んじてロータおよび螺子軸5 8の慣性モーメントによる減衰力が発生することとなり、また、緩衝器D 2の伸縮運動の加速度に依存するロータおよび螺子軸5 8の慣性モーメントにより発生する減衰力は制御しづらいので、ロータおよび螺子軸5 8の慣性モーメントが小さければ小さいほど、ロータおよび螺子軸5 8の慣性モーメントの減衰力に対する影響を抑制することができることとなるが、ロータおよび螺子軸5 8の慣性モーメントによって緩衝器D 2の軸方向に作用する力は、上述のように液圧ダンパE 2およびバネ5 0およびエアバネである気室G 2によって吸収され、バネ上部材への加速度が大きい振動の伝達が抑制されることから、車両における乗り心地が向上されることになるのである。

さらに、バネ下部材に高周波振動が作用した場合であっても、バネ5 0およびエアバネである気室G 2で支持している質量は、質量の大きいモータMや螺子軸5 8等の質量が含まれず、従来緩衝器に比較して軽量となっているので、バネ下

部材の振動の入力をバネ上部材へ伝達する力も上記軽量化によって小さくなり、車両における乗り心地を向上できることとなる。

また、バネ50およびエアバネである気室G2で支持する質量が軽量化されて固有振動数も高くなるから、車両搭乗者に特に乗り心地が悪いと感じる領域の周波数で共振してしまう弊害もなく、この点でも車両における乗り心地を向上することが可能となる。

さらに、液圧ダンパE2をバネ下側に配置しているので、液圧ダンパE2の搭載スペースを車体内側に確保することを要しないので、モータMを特に車体の内側に固定できるので、緩衝器D2の相對運動部分の長さは、緩衝器D2の全体の長さからモータMの長さを除いた長さとなり、緩衝器D2のストロークの確保が容易となる。つまり、モータMが車体の下部、すなわち、車体外方に取付ける場合に比較すると、モータMの長さ分のストロークを長く取ることが可能となる。

また、モータMを車体内側に配置可能であるから、モータMの各電極から延設されるであろう電線（図示せず）を車体内側で取り回すことが可能であり、当該電線を外方の制御装置、制御回路に接続することも容易となり、当該電線は車体内に収納されることとなるので、電線の劣化機会も減ずることが可能となる。

なお、モータMを特に車体の内側に固定しているから、車体側の取付部位の変更なしに、緩衝器Dを車両に搭載することが可能となり、車体側の取付部位を規格化できコスト低減可能となるとともに、フルバウンドした場合の衝撃的な荷重は上記マウント部分を介して車体に伝達されるようにしてあるので、モータMに大きな力が作用してしまうことを防止可能である利点もある。

また、具体的な構成の緩衝器D2にあっても、液圧ダンパE2を倒立配置することができ、その場合には、ロッド75を第2筒70に、シリンダ78を連繋筒66に連結しておき、バネ受けXをシリンダ78に対し軸方向に移動できないように設置するようにしておけばよい。

さて、上述してきたところでは、緩衝器D2を、バネ下部材Wに連結されるエアバネ51を兼ねる液圧ダンパE2と、液圧ダンパE2に直列に連結されるとともにバネ上部材B側に連結されるアクチュエータAと、アクチュエータAとバネ下部材Wとの間に液圧ダンパE2と並列に介装され液圧ダンパE2を圧縮する方

向に附勢するバネ50とで構成した場合について説明したが、図8に示した代さんの実施の形態における緩衝器D3のように、この液圧ダンパE2を、エアバネを兼ねるエアダンパADに変更するようにしてもよい。

このエアダンパADは、シリンダ107と、シリンダ107内に摺動自在に挿入されたピストン108と、一端がピストン108に連結されるとともに他端がバネ受けXに連結されるロッド109とを備えて構成され、ピストン108には、シリンダ107内にピストン108で区画される圧力室110と圧力室111とを連通する通路112と通路112の途中に減衰力発生要素113が設けられている。

具体的には、シリンダ107は、図9に示すように、その下端が第2筒70の底部に結合され、ロッド109の他端である上端は、上記具体的な緩衝器D3におけるバネ受けXを介してアクチュエータAの連繋筒66に連結され、上端は、ロッド109を軸支するヘッド部材114によって閉塞されている。

そして、このシリンダ107内の各圧力室110、111内には、エアダンパADに所定のエアバネ力を発揮させるよう所定量の気体が封入されている。

上記エアダンパADは、ピストン108の圧力室111側に面する面積は、圧力室110側に面する面積よりロッド109の断面積分だけ大きいため、常にピストン108を伸長方向に附勢するエアバネ力が作用しており、このエアダンパADは、伸縮時に減衰力を発揮するだけでなく、伸長方向へバネ力を発揮するエアバネとしても作用することになる。

すなわち、このように、液圧ダンパE2をエアダンパADに変更することによっても、エアダンパADのピストン108は、バネ50とエアダンパAD自身のエアバネ力によって図8および図9中上下の両側から上記弾性支持されている。

したがって、エアダンパADへの変更によっても、液圧ダンパE2を採用した時と同様に、バネ下部材Wの高周波振動をアクチュエータA側に、すなわち、バネ上部材B側に伝達することを抑制する働きをすると同時に、シリンダ107に対してピストン108を決められた位置に戻す作用を発揮可能である。

すなわち、従来緩衝器のようにシリンダにピストンが干渉して車両における乗り心地を悪化させたり、緩衝器の信頼性を低下させたりといった不具合が解消さ

れる。

そして、この場合、液圧ダンパE 2のようにシリンダ1 0 7内に作動油等の液体を充填する必要がなく、緩衝器D 3の総重量をその分軽量化することができ、また、エアダンパA Dの場合には液圧ダンパE 2のようにリザーバを設ける必要がないので、エアダンパA Dを単筒型に形成しておくことができ、エアダンパA D自体を液圧ダンパE 2より小型にすることができることから、緩衝器D 3を液圧ダンパE 2採用時より小型化することができるとともに、緩衝器D 3の製造コストを削減可能である。なお、エアダンパA Dにおいては、単筒型に形成しても、液圧ダンパE 2のようにリザーバが不要であるから自身の全長を短くしておくことができ、この点でも、緩衝器D 3の全長を長くすることがないので有利となる。

さらに、バネ下部材W側に連結される緩衝器D 3の重量を液圧ダンパE 2採用時より軽量化可能であるから、バネ上部材Bへの振動伝達ゲインを低減でき、車両における乗り心地をより一層軽減できるとともに、アクチュエータA側への振動伝達抑制効果が高まるので、緩衝器D 3の信頼性がより一層向上することになる。

なお、この第さんの実施の形態における緩衝器D 3は、第二の実施の形態の緩衝器D 2の液圧ダンパE 2をエアダンパA Dに変更するだけであり、原理的には異なることはないので、上述してきたエアダンパA Dの変更による利点の他の液圧ダンパE 2採用時における緩衝器D 2の利点は、失われることはなく、液圧ダンパE 2採用時における緩衝器D 2と同様の利点を備え、同様の作用効果を奏することができる。

また、エアダンパA Dのピストン1 0 8に圧力室1 1 0と圧力室1 1 1とを連通する通路を液圧ダンパE 2と同様に、二つ設けて、各通路の途中に、それぞれ減衰力発生要素9 4， 9 5を設けるようにしてもよい。

なお、図1 0に示すように、バネ5 0がシリンダ1 0 7端部を閉塞するとともにロッド1 0 9を軸支するヘッド部材1 1 4とピストン1 0 8との間に介装されてもよく、この場合には、上記したバネ受けXおよびバネ受け部Yを省略することができ、第1の筒6 9内にシリンダ1 0 7を移動自在に挿入等することによって第2筒7 0をも省略することが可能となり、さらなる緩衝器D 3の軽量化とス

リム化が可能となる。この場合には、連携筒 66 の下端にクッション部材 115 を設けておくと、連繋筒 66 とシリンダ 107 との直接衝突を防止することができ、衝撃を緩和することが可能である。

なお、この図 10 に示す緩衝器にあっても、図示はしないが、バネ 50 とピストン 108 との間、もしくはバネ 50 とヘッド部材 114 との間、あるいはその両方に、たとえば、ワッシャ等の環状部材を介装し、この環状部材をバネ 50 の周方向への回転を許容する許容手段としてもよく、この場合には、該環状部材は、上記した許容手段であるワッシャ 101 と同様の作用効果を奏することが可能である。

以上で、本発明の実施の形態についての説明を終えるが、本発明の範囲は図示されまたは説明された詳細そのものには限定されないことは勿論である。

#### 産業上の利用可能性

本発明の緩衝器は、車両のサスペンションに利用することができる。

## 請求の範囲

1. 直線運動を回転運動に変換する運動変換機構と該運動変換機構により変換された回転運動が伝達されるモータとを備え車両のバネ上部材側に連結されるアクチュエータと、シリンダとシリンダ内に摺動自在に挿入されシリンダ内に2つの圧力室を隔成するピストンと一端がピストンに連結されるロッドとを備えロッドもしくはシリンダの一方にアクチュエータの直線運動が伝達されるとともにロッドもしくはシリンダの他方が車両のバネ下部材側に連結される液圧ダンパと、上記圧力室のうち一方の圧力室内に収納され液圧ダンパを圧縮させる方向に附勢するバネと、他方の圧力室内に収納され液圧ダンパを伸長させる方向に附勢するバネとを備えたことを特徴とする緩衝器。

2. 直線運動を回転運動に変換する運動変換機構と該運動変換機構により変換された回転運動が伝達されるモータとを備え車両のバネ上部材側に連結されるアクチュエータと、シリンダとシリンダ内に摺動自在に挿入されシリンダ内に2つの圧力室を隔成するピストンと一端がピストンに連結されるロッドとリザーバとを備えロッドもしくはシリンダの一方にアクチュエータの直線運動が伝達されるとともにロッドもしくはシリンダの他方が車両のバネ下部材側に連結される液圧ダンパと、液圧ダンパを圧縮させる方向に附勢するバネと、液圧ダンパを伸長させる方向に附勢するエアバネとを備えたことを特徴とする緩衝器。

3. 直線運動を回転運動に変換する運動変換機構と該運動変換機構により変換された回転運動が伝達されるモータとを備え車両のバネ上部材側に連結されるアクチュエータと、シリンダとシリンダ内に摺動自在に挿入されシリンダ内に2つの圧力室を隔成するピストンと一端がピストンに連結されるロッドとを備えロッドもしくはシリンダの一方にアクチュエータの直線運動が伝達されるとともにロッドもしくはシリンダの他方が車両のバネ下部材側に連結されるエアダンパと、エアダンパを圧縮させる方向に附勢するバネとを備えたことを特徴とする緩衝器。

4. 上記各バネによりピストンが両端側から挟持されてなる請求項 1 に記載の緩衝器。
5. 液圧ダンパは、シリンダの外周側にリザーバを備えたことを特徴とする請求項 1 または 4 に記載の緩衝器。
6. エアバネは、液圧ダンパのリザーバに設けた気室であることを特徴とする請求項 2 に記載の緩衝器。
7. リザーバがシリンダの外周側に設けられたことを特徴とする請求項 6 に記載の緩衝器。
8. バネがシリンダ端部を閉塞するとともにロッドを軸支するヘッド部材とピストンとの間に介装されることを特徴とする請求項 2 または 3 に記載の緩衝器。
9. バネの周方向の回転を許容する許容手段を備えたことを特徴とする請求項 1 から 8 のいずれかに記載の緩衝器。

FIG.1

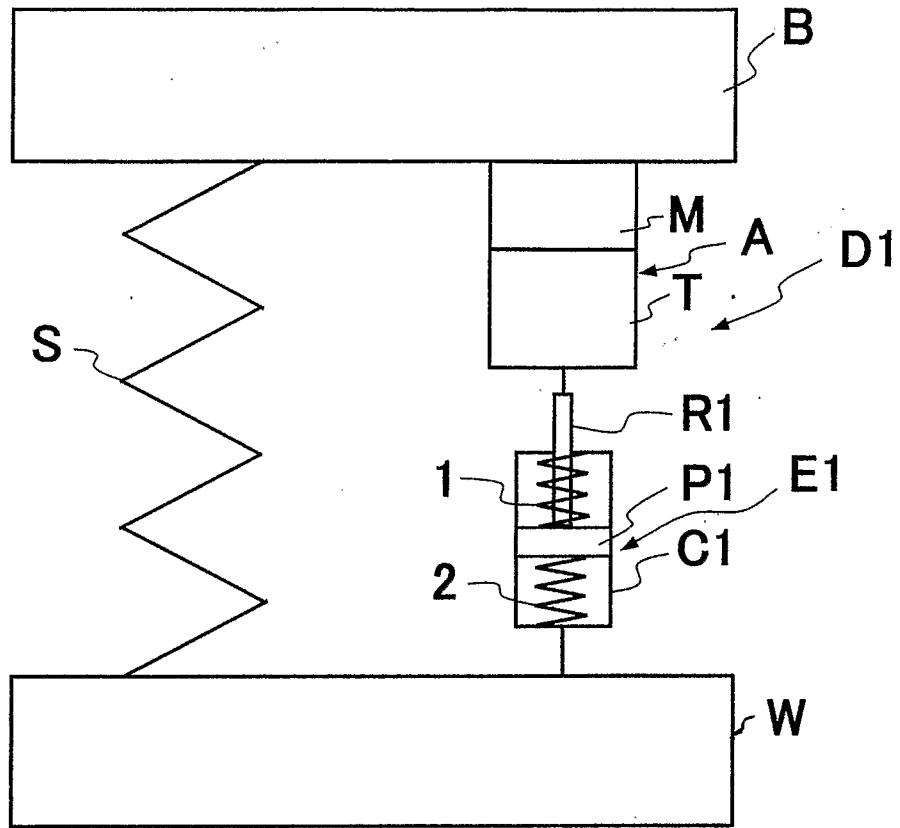


FIG. 2

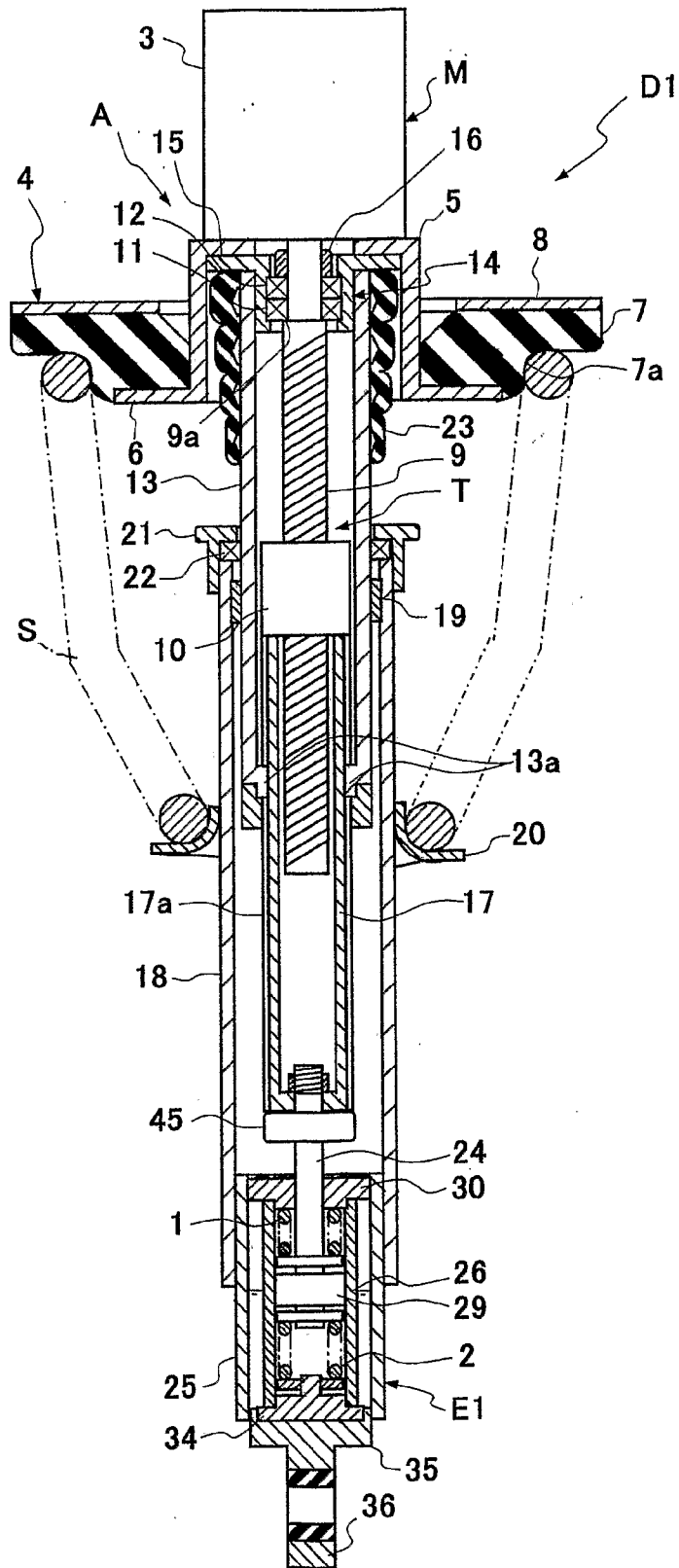


FIG.3

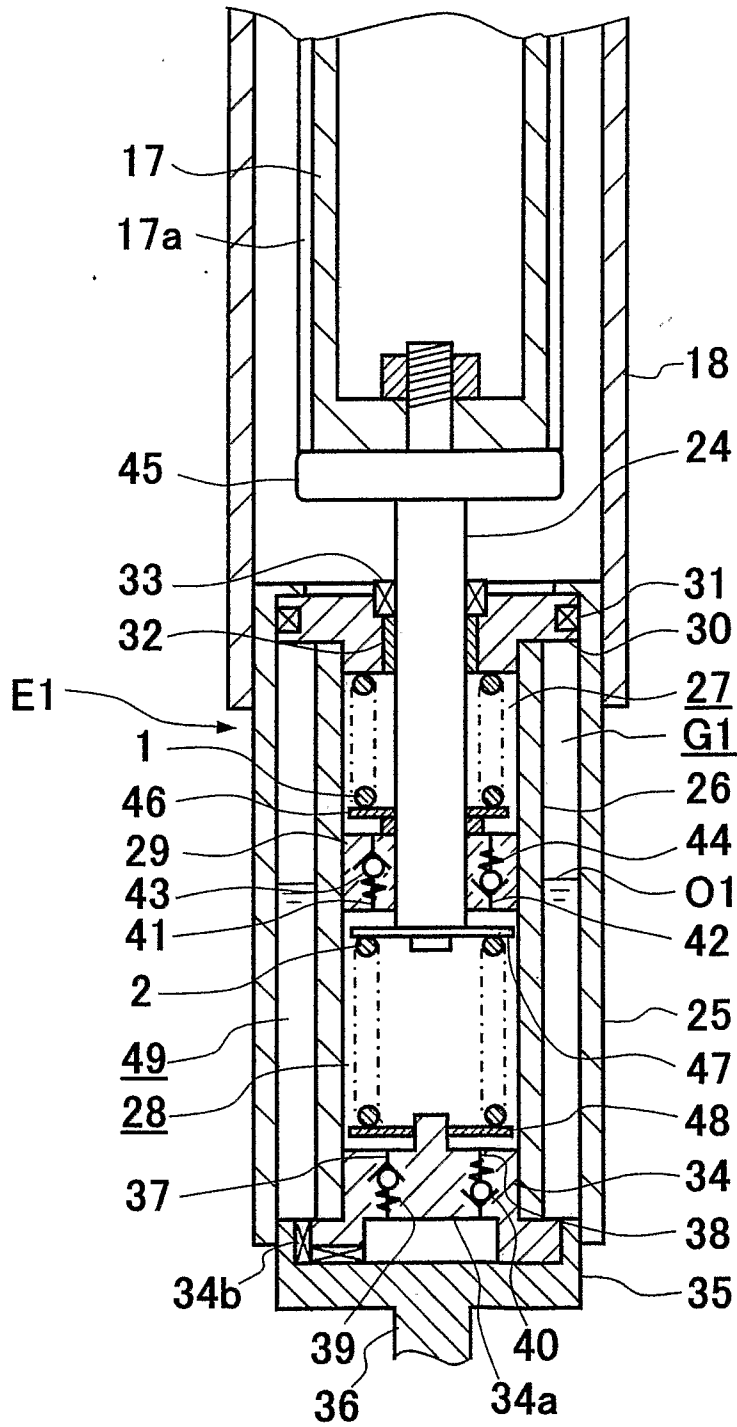


FIG.4

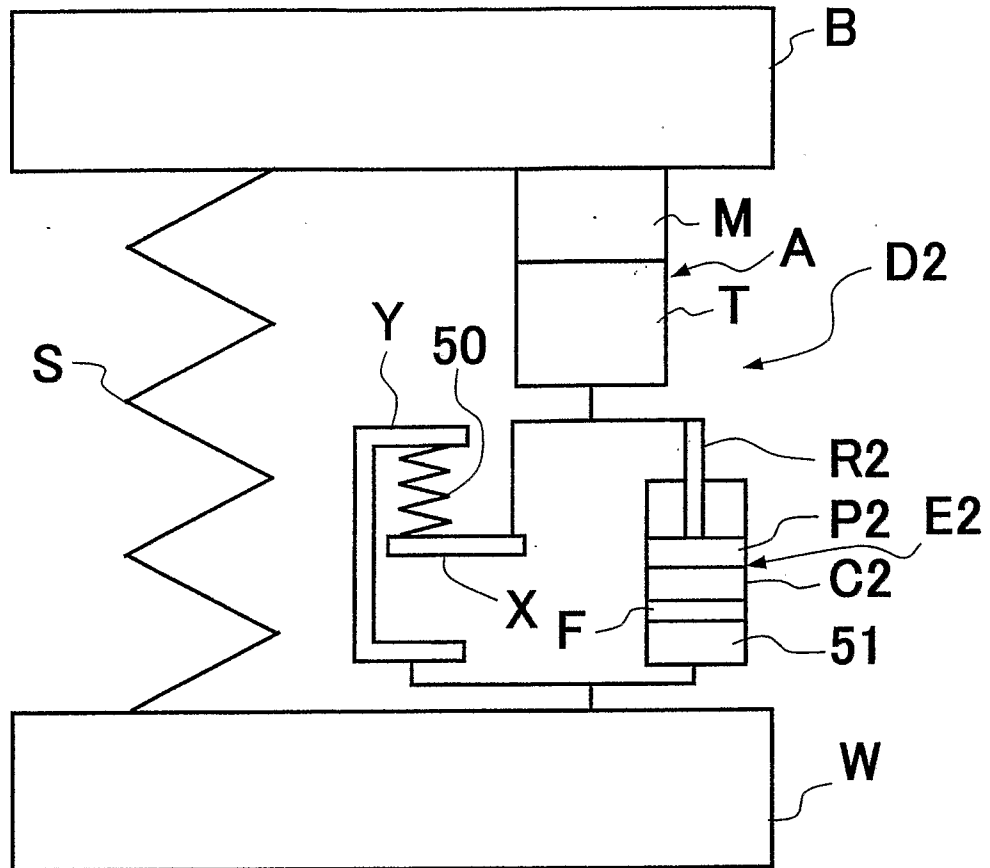


FIG.5

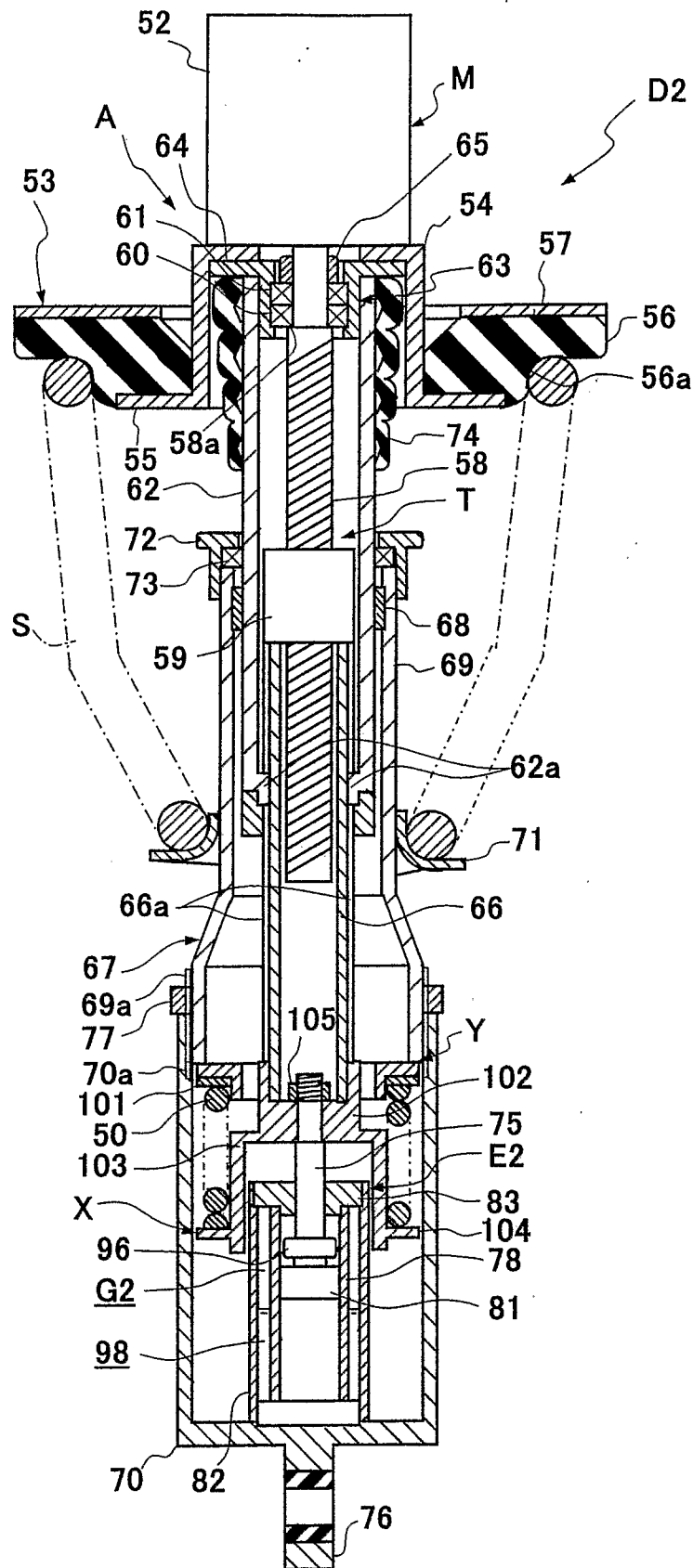


FIG.6

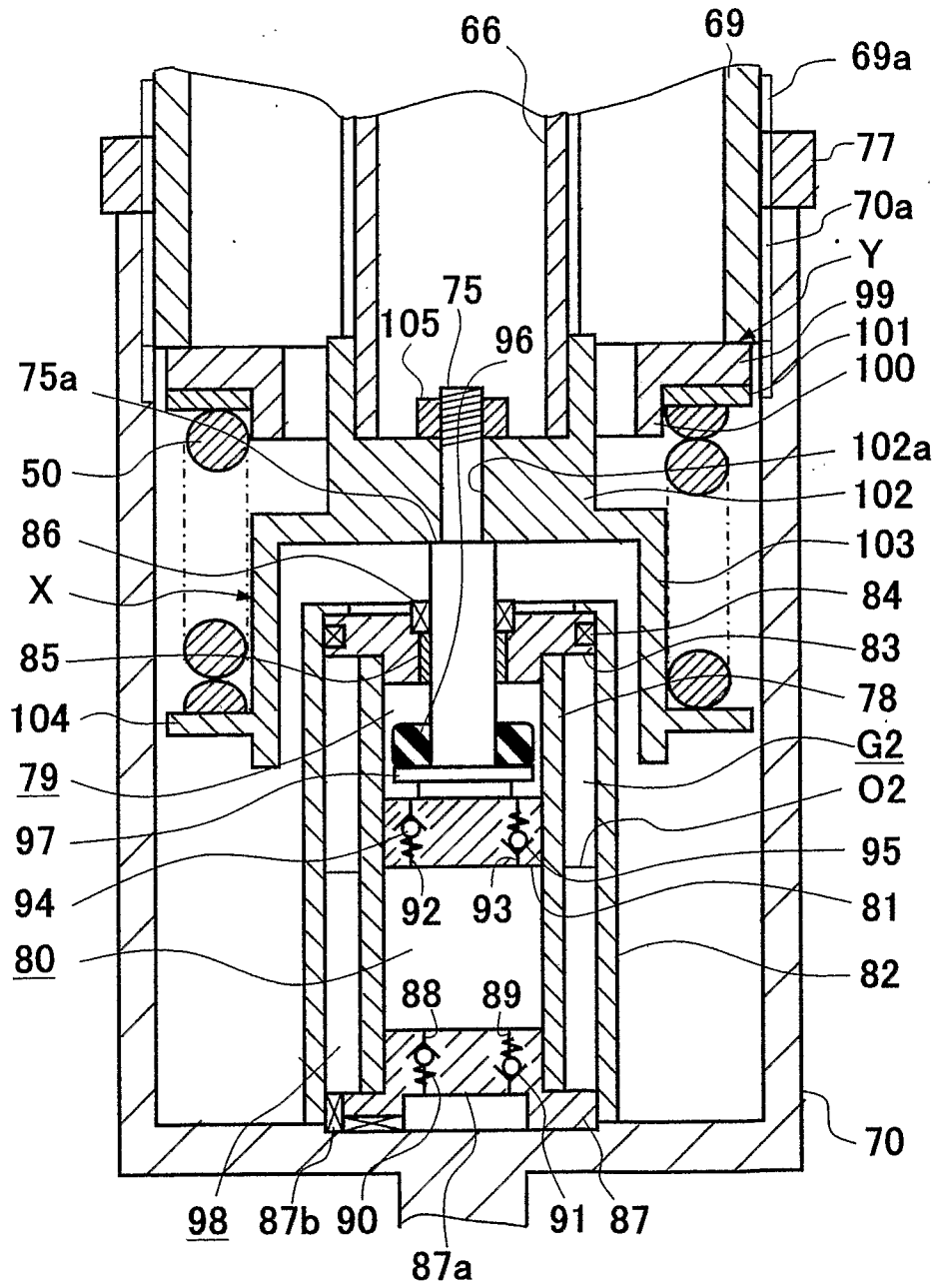


FIG.7

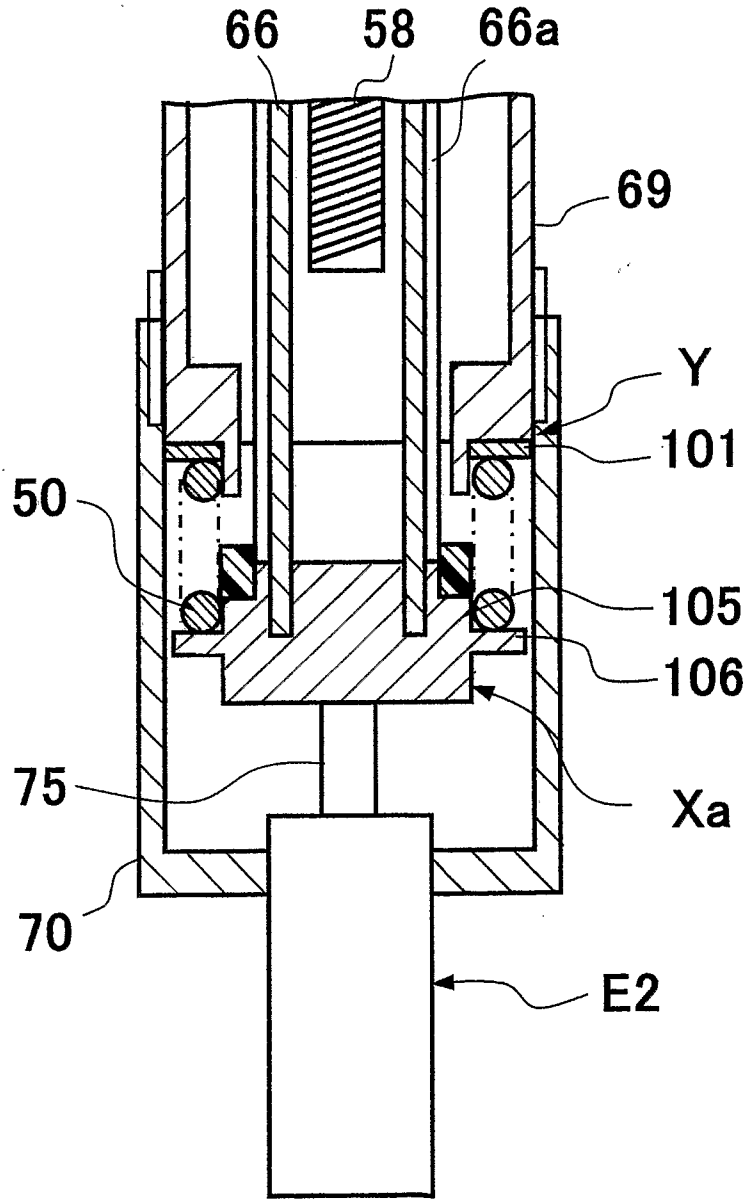


FIG.8

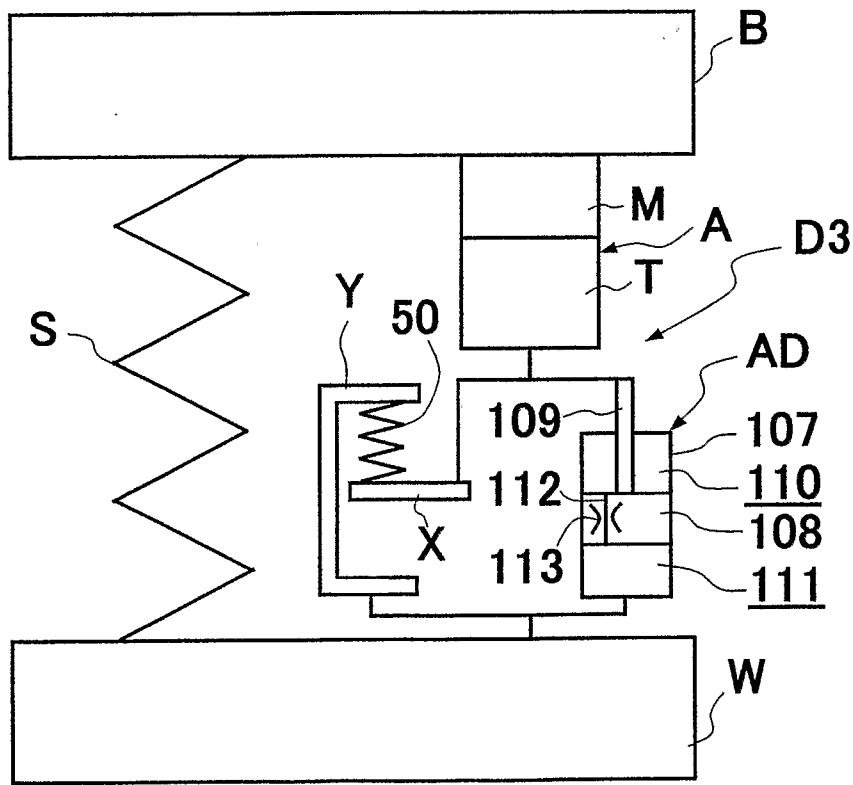


FIG.9

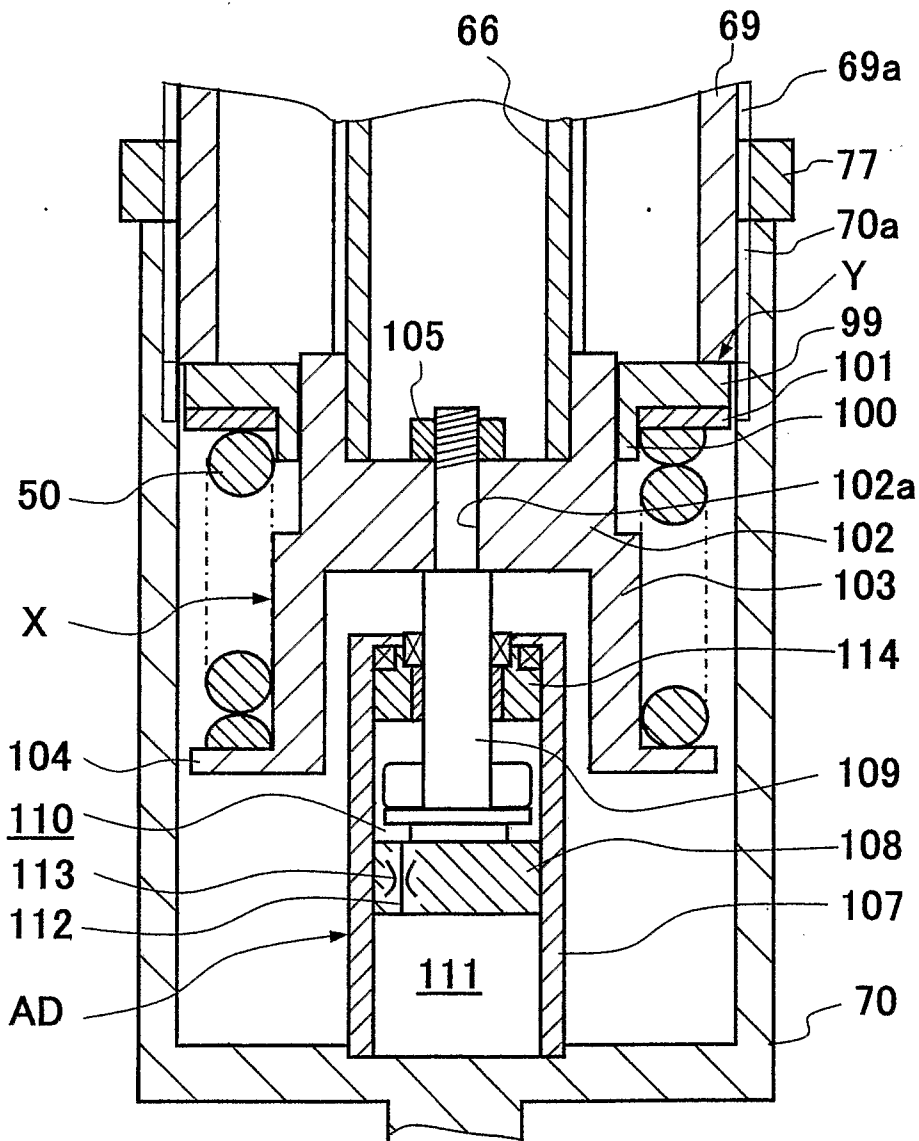
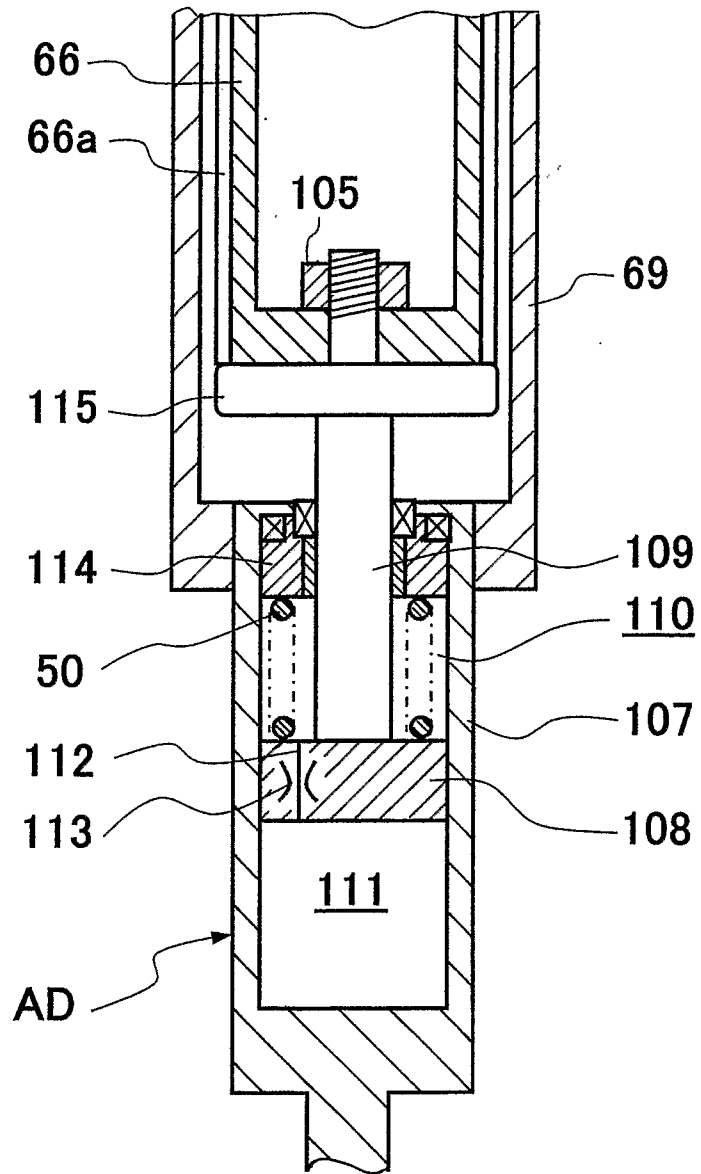


FIG.10



## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2007/058226

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER F16F15/03(2006.01)i, B60G13/08(2006.01)i, B60G13/10(2006.01)i, B60G17/00(2006.01)i, F16F9/02(2006.01)i, F16F9/19(2006.01)i		
According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC		
B. FIELDS SEARCHED		
Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols) F16F15/03, B60G13/08, B60G13/10, B60G17/00, F16F9/02, F16F9/19		
Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched Jitsuyo Shinan Koho 1922-1996 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2007 Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2007 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2007		
Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)		
C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y A	JP 2001-180244 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 03 July, 2001 (03.07.01), Fig. 2 (Family: none)	1-5,7-9 6
Y A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 48783/1991(Laid-open No. 133040/1992) (Showa Manufacturing Co., Ltd.), 10 December, 1992 (10.12.92), Par. Nos. [0002] to [0003]; Fig. 1 (Family: none)	1-5,7-9 6
<input checked="" type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of Box C. <input type="checkbox"/> See patent family annex.		
* Special categories of cited documents: "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance "E" earlier application or patent but published on or after the international filing date "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified) "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed "T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art "&" document member of the same patent family		
Date of the actual completion of the international search 06 July, 2007 (06.07.07)		Date of mailing of the international search report 17 July, 2007 (17.07.07)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office		Authorized officer
Facsimile No.		Telephone No.

**INTERNATIONAL SEARCH REPORT**

International application No.

PCT/JP2007/058226

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 2005-256887 A (Toyota Motor Corp.), 22 September, 2005 (22.09.05), Fig. 1 (Family: none)	2, 5, 7, 8

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC)) Int.Cl. F16F15/03(2006.01)i, B60G13/08(2006.01)i, B60G13/10(2006.01)i, B60G17/00(2006.01)i, F16F9/02(2006.01)i, F16F9/19(2006.01)i		
B. 調査を行った分野 調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC)) Int.Cl. F16F15/03, B60G13/08, B60G13/10, B60G17/00, F16F9/02, F16F9/19		
最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの 日本国実用新案公報 1922-1996年 日本国公開実用新案公報 1971-2007年 日本国実用新案登録公報 1996-2007年 日本国登録実用新案公報 1994-2007年		
国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)		
C. 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y A Y A Y	JP 2001-180244 A (日産自動車株式会社) 2001.07.03, 図 2 ファミリーなし 日本国実用新案登録出願 3-48783 号(日本国実用新案登録出願公開 4-133040 号)の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマ イクロフィルム (株式会社昭和製作所), 1992.12.10, 【0 002】 - 【0003】、図1 ファミリーなし JP 2005-256887 A (トヨタ自動車株式会社) 2005.09.22, 図 1 ファミリーなし	1-5, 7-9 6 1-5, 7-9 6 2, 5, 7, 8
☐ C欄の続きにも文献が列挙されている。		☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。
* 引用文献のカテゴリー 「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの 「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの 「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す) 「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献 「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願日の後に公表された文献		「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの 「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの 「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの 「&」 同一パテントファミリー文献
国際調査を完了した日 06.07.2007	国際調査報告の発送日 17.07.2007	
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁 (ISA/J P) 郵便番号100-8915 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号	特許庁審査官 (権限のある職員) 島田 信一 電話番号 03-3581-1101 内線 3368	3W 8611