

(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2007-139100
(P2007-139100A)

(43) 公開日 平成19年6月7日(2007.6.7)

(51) Int. Cl.	F 1	テーマコード (参考)
F 1 6 F 15/08 (2006.01)	F 1 6 F 15/08 Z A B K	3 D 3 0 1
F 1 6 F 1/38 (2006.01)	F 1 6 F 1/38 M	3 J 0 4 8
B 6 1 F 5/24 (2006.01)	B 6 1 F 5/24 C	3 J 0 5 9
B 6 1 D 49/00 (2006.01)	B 6 1 F 5/24 B	
B 6 0 G 3/12 (2006.01)	B 6 1 D 49/00 A	
審査請求 未請求 請求項の数 9 O L (全 14 頁) 最終頁に続く		

(21) 出願番号	特願2005-334939 (P2005-334939)	(71) 出願人	000173784 財団法人鉄道総合技術研究所 東京都国分寺市光町2丁目8番地38
(22) 出願日	平成17年11月18日(2005.11.18)	(74) 代理人	100104064 弁理士 大熊 岳人
		(72) 発明者	富岡 隆弘 東京都国分寺市光町二丁目8番地38 財団法人鉄道総合技術研究所内
		(72) 発明者	瀧上 唯夫 東京都国分寺市光町二丁目8番地38 財団法人鉄道総合技術研究所内
		Fターム(参考)	3D301 AA05 AA69 BA09 DB05 DB11 DB12 3J048 AA01 BA19 EA17 3J059 AA10 BA42 BA74 BB01 BC06 BD01 BD02 BD06 GA02

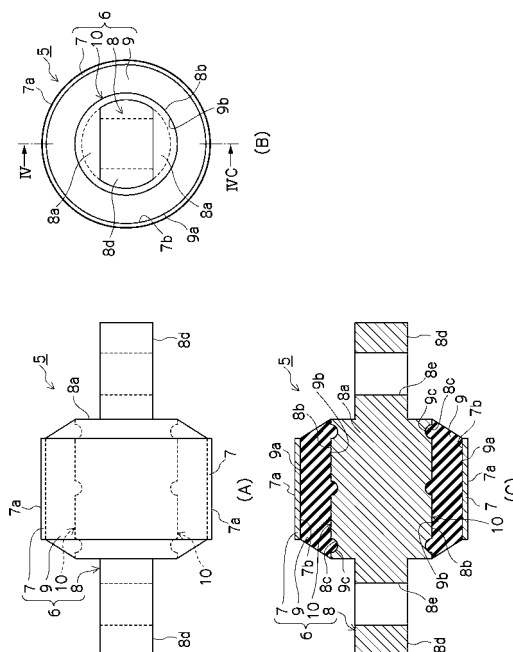
(54) 【発明の名称】 車両の防振装置

(57) 【要約】

【課題】 乗り心地に影響を与える振動を低減することができる車両の防振装置を提供する。

【解決手段】 輪軸アンバランスや台車ピッチングなどに起因する車体の上下曲げ振動のうち乗り心地の観点から問題となる周波数は一般に5~20Hz程度である。このような輪軸アンバランスや台車ピッチングなどが発生しているときには、車体と台車との間には比較的小さな力が伝達されている。このため、防振装置5に作用する加振力が小さいと、ゴム筒9とピン8との相対振動による振動周波数が高くなり、ゴム筒9とピン8との相対変位が大きくなってこれらの相対振動の振幅も大きくなる。その結果、間隙部10の減少量が小さくなり内周部9bと外周部8bとの密着度が低くなって緩衝ゴム6の剛性が低くなる。このため、振動周波数が高くて振幅の小さい振動が外筒7とピン8との間で伝達されるのを抑制する。

【選択図】 図4



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

振動の伝達と衝撃とを緩和する緩衝ゴムを有する車両の防振装置であって、
前記緩衝ゴムは、第 1 の部材と第 2 の部材とを連結する連結部材に使用され、前記振動の周波数が低いときに比べて、前記振動の周波数が高いときには剛性が低くなる特性を有すること、
を特徴とする車両の防振装置。

【請求項 2】

振動の伝達と衝撃とを緩和する緩衝ゴムを有する車両の防振装置であって、
前記緩衝ゴムは、第 1 の部材と第 2 の部材とを連結する連結部材に使用され、加振力を受けたときの変位量が大きいときに比べて、加振力を受けたときの変位量が小さいときには剛性が低くなる特性を有すること、
を特徴とする車両の防振装置。

10

【請求項 3】

振動の伝達と衝撃とを緩和する緩衝ゴムを有する車両の防振装置であって、
前記緩衝ゴムは、第 1 の部材と第 2 の部材とを連結する連結部材に使用され、前記振動の振幅が大きいときに比べて、前記振動の振幅が小さいときには剛性が低くなる特性を有すること、
を特徴とする車両の防振装置。

【請求項 4】

請求項 1 から請求項 3 までのいずれか 1 項に記載の車両の防振装置において、
前記緩衝ゴムは、ゴム部とこのゴム部と接触する接触部とを備えること、
を特徴とする車両の防振装置。

20

【請求項 5】

請求項 4 に記載の車両の防振装置において、
前記緩衝ゴムは、前記ゴム部と前記接触部との間に間隙部を有すること、
を特徴とする車両の防振装置。

【請求項 6】

請求項 5 に記載の車両の防振装置において、
前記緩衝ゴムは、前記ゴム部の外周部に連結された外筒を備え、
前記間隙部は、前記ゴム部と前記接触部との間を非接着状態にし、
前記ゴム部の内周部又は前記接触部の外周部のいずれか一方には、突起状の抜け止め部が形成されていること、
を特徴とする車両の防振装置。

30

【請求項 7】

請求項 4 に記載の車両の防振装置において、
前記緩衝ゴムは、前記ゴム部に空隙部を有すること、
を特徴とする車両の防振装置。

【請求項 8】

請求項 1 から請求項 7 までのいずれか 1 項に記載の車両の防振装置において、
前記緩衝ゴムは、前記車両が鉄道車両であるときにこの鉄道車両の車体と台車とを連結する連結部材に使用されること、
を特徴とする車両の防振装置。

40

【請求項 9】

請求項 8 に記載の車両の防振装置において、
前記緩衝ゴムは、前記車体と前記台車とを連結するけん引装置及び / 又はヨーダンパ装置に使用されること、
を特徴とする車両の防振装置。

【発明の詳細な説明】

50

【技術分野】

【0001】

この発明は、振動の伝達と衝撃を緩和する緩衝ゴムを有する車両の防振装置に関する。

【背景技術】

【0002】

鉄道車両は、車体と台車との間に駆動力及び制動力などの前後力を伝達するためのけん引装置を備えている。このけん引装置は、主としてまくら梁（ボルスタ）を省略したボルスタレス台車と車体とを結合する装置であり、従来のまくら梁の役目であった前後力の確実な伝達と良好な乗り心地とを確保できるように、上下、左右及び回転方向は柔結合となる性質が要求されている。また、鉄道車両は、ボルスタレス台車の台車ヨーイング運動を減衰させ、走行安定性を向上させるため、台車と車体の間に装備されるオイルダンパの一種であるヨーダンパを備えている。このヨーダンパは、ゴムばねとオイルダンパを直列に配置して使用するのが一般的である。

10

【0003】

従来の鉄道車両の防振装置は、車体と台車とを連結するけん引リンク又はヨーダンパなどの連結部材に形成された筒状部と、この筒状部内に封入される鉛などの多数の粒状体と、この粒状体が通過可能な空間を有しこの筒状部の内部を仕切る仕切板とを備えている（例えば、特許文献1参照）。このような従来の鉄道車両の防振装置は、けん引リンクに発生した振動エネルギーを粒状体の運動エネルギーに変換し、粒状体同士の接触による摩擦制振や粒状体と仕切板とのすべり摩擦を生じさせてけん引リンクの振動を低減させている。

20

【0004】

【特許文献1】特開2002-067945号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

図10は、鉄道車両の車体の上下曲げ振動、台車の前後振動及び台車のピッチング振動を一例として説明するための模式図であり、図10(A)は車体の上下曲げ振動と台車前後振動とが発生している状態を示す模式図であり、図10(B)は車体の上下曲げ振動と台車ピッチング振動とが発生している状態を示す模式図である。

30

図10に示す車両Tは、鉄道車両であり、乗客などを搭載する車体101と、軌道に沿って走行する台車102と、台車102上に車体101を弾性支持する空気ばね103と、車体101と台車102とを連結するけん引リンクやヨーダンパなどの連結部材104などを備えている。鉄道車両では、輪軸アンバランスや台車ピッチングなどに起因してけん引リンクやヨーダンパを介して入力される加振力によって生じる車体振動が乗り心地の観点から問題になる場合がある。例えば、図10(A)に示すように、輪軸のアンバランスや軌道の高低狂いなどによって車両Tが上下に加振されるとともに台車102が前後方向に振動すると、車体101に上下曲げ振動が発生する。また、図10(B)に示すように、輪軸のアンバランスや軌道の高低狂いなどによって車両Tが上下に加振されるとともに台車102がピッチング振動するときにも、車体101に上下曲げ振動が発生する。このような車体101の上下曲げ振動は、人間が上下振動加速度に対して敏感とされる周波数領域において発生することが多いため、この上下曲げ振動を低減することが乗り心地の向上のために重要となる。

40

【0006】

図10に示す連結部材104には、一方の端部に車体101側と連結されるブッシュ孔が形成され、他方の端部には台車102側と連結されるブッシュ孔が形成されており、これらのブッシュ孔には緩衝ゴムが挿入されている。一般に、ゴムの特性は、周波数が高くなるに連れて剛性も大きくなる傾向を持つため、従来の緩衝ゴムを用いると周波数が高い領域でけん引リンクやヨーダンパを介した加振の影響を受けやすくなる。また、一般に、けん引

50

リンクやヨーダンパが本来の機能を発揮することが求められるのは、車両Tの加減速時や台車102の蛇行動時であるが、輪重アンバランスや台車ピッチングなどの周波数が高い領域における加振の影響を避けるためにゴムの剛性を小さくすると、けん引リンクやヨーダンパの本来の機能に支障をきたす問題点がある。

【0007】

また、特許文献に示した従来の鉄道車両の防振装置は、80～300Hz帯域の振動を低減させることができるが、乗り心地に影響を与える4～10Hz帯域の振動を低減することができない問題点がある。さらに、従来の鉄道車両の防振装置は、けん引リンク又はヨーダンパなどの連結部材を筒状部に形成し、この筒状部の内部に仕切板を設け粒状体を封入する必要がある。このため、連結部材の基本構造を変更する必要があるとともに粒状体によって重量が増加し、構造が複雑化してコストが高くなってしまいう問題点がある。

10

【0008】

この発明の課題は、乗り心地に影響を与える振動を低減することができる車両の防振装置を提供することである。

【課題を解決するための手段】

【0009】

この発明は、以下に記載するような解決手段により、前記課題を解決する。

なお、この発明の実施形態に対応する符号を付して説明するが、この実施形態に限定するものではない。

請求項1の発明は、振動の伝達と衝撃とを緩和する緩衝ゴム(6)を有する車両の防振装置であって、前記緩衝ゴムは、第1の部材(1)と第2の部材(2)とを連結する連結部材(3,4)に使用され、前記振動の周波数が低いときに比べて、前記振動の周波数が高いときには剛性が低くなる特性を有することを特徴とする車両(T)の防振装置(5)である。

20

【0010】

請求項2の発明は、振動の伝達と衝撃とを緩和する緩衝ゴム(6)を有する車両の防振装置であって、前記緩衝ゴムは、第1の部材(1)と第2の部材(2)とを連結する連結部材(3,4)に使用され、加振力を受けたときの変位量が大きいときに比べて、加振力を受けたときの変位量が小さいときには剛性が低くなる特性を有することを特徴とする車両(T)の防振装置(5)である。

30

【0011】

請求項3の発明は、振動の伝達と衝撃とを緩和する緩衝ゴム(6)を有する車両の防振装置であって、前記緩衝ゴムは、第1の部材(1)と第2の部材(2)とを連結する連結部材(3,4)に使用され、前記振動の振幅が大きいときに比べて、前記振動の振幅が小さいときには剛性が低くなる特性を有することを特徴とする車両(T)の防振装置(5)である。

【0012】

請求項4の発明は、請求項1から請求項3までのいずれか1項に記載の車両の防振装置において、前記緩衝ゴムは、ゴム部(9)とこのゴム部と接触する接触部(8)とを備えることを特徴とする車両の防振装置である。

40

【0013】

請求項5の発明は、請求項4に記載の車両の防振装置において、前記緩衝ゴムは、前記ゴム部と前記接触部との間に間隙部(10)を有することを特徴とする車両の防振装置である。

【0014】

請求項6の発明は、請求項5に記載の車両の防振装置において、前記緩衝ゴムは、前記ゴム部の外周部(9a)に連結された外筒(7)を備え、前記間隙部は、前記ゴム部と前記接触部との間を非接着状態にし、前記ゴム部の内周部(9b)又は前記接触部の外周部(8b)のいずれか一方には、突起状の抜け止め部(9c)が形成されていることを特徴とする車両の防振装置である。

50

【0015】

請求項7の発明は、請求項4に記載の車両の防振装置において、前記緩衝ゴムは、前記ゴム部に空隙部(11)を有することを特徴とする車両の防振装置である。

【0016】

請求項8の発明は、請求項1から請求項7までのいずれか1項に記載の車両の防振装置において、前記緩衝ゴムは、前記車両が鉄道車両であるときにこの鉄道車両の車体(1)と台車(2)とを連結する連結部材(3,4)に使用されることを特徴とする車両の防振装置である。

【0017】

請求項9の発明は、請求項8に記載の車両の防振装置において、前記緩衝ゴムは、前記車体と前記台車とを連結するけん引装置(3)及び/又はヨーダンパ装置(4)に使用されること、

10

を特徴とする車両の防振装置。

【発明の効果】

【0018】

この発明によると、乗り心地に影響を与える振動を低減することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0019】

(第1実施形態)

以下、図面を参照して、この発明の第1実施形態について詳しく説明する。

20

図1は、この発明の第1実施形態に係る車両の防振装置を備える鉄道車両の模式図である。図2は、この発明の第1実施形態に係る車両の防振装置を備えるけん引装置の外観図である。図3は、この発明の第1実施形態に係る車両の防振装置を備えるヨーダンパ装置の外観図である。

図1に示す車両Tは、軌道に沿って走行する鉄道車両である。車両Tは、例えば、電車又は気動車などである。車両Tは、図1に示す車体1と、台車2と、図1及び図2に示すけん引装置3と、図1及び図3に示すヨーダンパ装置4と、図2及び図3に示す防振装置5などを備えている。

【0020】

車体1は、乗客等を積載し輸送するための構造物である。台車2は、車体1を支持して走行する装置であり、図1に示すように、車輪2aと、軸箱2bと、台車枠2cと、軸ばね2dと、軸ダンパ2eと、空気ばね2fなどを備えている。車輪2aは、レールと転がり接触する部材であり、軸箱2bは車輪2aと一体となって回転する車軸を回転自在に支持する部材であり、図示しない軸箱支持装置によって台車枠2cの所定の位置に保持されている。台車枠2cは、台車2の主要構成部であり、軸ばね2dは軸箱2bと台車枠2cとを結合し垂直方向の荷重を弾性的に支持する装置であり、軸ダンパ2eは、軸箱2bと台車枠2cとの間の振動を減衰させる装置である。空気ばね2fは、車体1と台車枠2cとの間を結合し、車体1の垂直方向の荷重を支持しつつ台車枠2cから車体1に伝わる振動を低減する装置である。

30

【0021】

図1及び図2に示すけん引装置3は、車体1と台車2とを連結してこれらの中で前後方向の力を伝達させる装置である。けん引装置3は、例えば、車体1と台車枠2cとをゴムブッシュを介して一本のけん引リンクによって連結した一本リンク式けん引装置である。けん引装置3は、図2に示すように、車体1と台車2との間で駆動力及び制動力などの前後力を伝達する棒状体である連結管(引張棒)3aと、この連結管3aの一端部を車体1に連結するための連結部3bと、この連結管3aの他端部を台車2に連結するための連結部3cと、連結部3b,3cを貫通するブッシュ孔(貫通孔)3d,3eなどを備えている。

40

【0022】

図1及び図3に示すヨーダンパ装置4は、台車ヨーイング運動を減衰させ走行安定性を向上させる装置である。ヨーダンパ装置4は、例えば、車体1と台車枠2cとの間に装着

50

されるオイルダンパである。ヨーダンパ装置 4 は、図 3 に示すように、油圧によって進退動作するピストンロッド 4 a と、ピストンロッド 4 a を収容するシリンダ 4 b と、ピストンロッド 4 a の先端部を車体 1 に連結するための連結部 4 c と、シリンダ 4 b の端部を台車 2 に連結するための連結部 4 d と、連結部 4 c , 4 d を貫通するブシュ孔 4 e , 4 f などを備えている。

【0023】

図 4 は、この発明の第 1 実施形態に係る車両の防振装置の外観図であり、図 4 (A) は正面図であり、図 4 (B) は側面図であり、図 4 (C) は図 4 (B) の IV-IVC で切断した状態を示す断面図である。

図 4 に示す防振装置 5 は、振動を低減するための装置である。防振装置 5 は、図 2 に示すけん引装置 3 のブシュ孔 3 d , 3 e と、図 3 に示すヨーダンパ装置 4 のブシュ孔 4 e , 4 f とに挿入される。防振装置 5 は、図 4 に示すように、緩衝ゴム 6 を備えている。

10

【0024】

緩衝ゴム 6 は、振動の伝達と衝撃とを緩和する装置である。緩衝ゴム 6 は、けん引装置 3 及びヨーダンパ装置 4 に使用されるピン付きゴムブシュなどである。緩衝ゴム 6 は、図 4 に示すように、外筒 7 と、ピン 8 と、ゴム筒 9 と、間隙部 10 などを備えている。

【0025】

図 5 は、この発明の第 1 実施形態に係る防振装置の緩衝ゴムの特性を模式的に示すグラフであり、図 5 (A) は振動周波数に対するばね定数の変化を示し、図 5 (B) は加振力を受けたときの変位量に対するばね定数の変化を示し、図 5 (C) は振動の振幅に対する

20

ばね定数の変化を示す。図 5 (A) ~ (C) に示す縦軸はばね定数であり、図 5 (A) に示す横軸は振動周波数であり、図 5 (B) に示す横軸は加振力を受けたときの変位量であり、図 5 (C) に示す横軸は振動の振幅である。緩衝ゴム 6 は、図 5 (A) に示すように、振動周波数が低いときに比べて、振動周波数が高いときには剛性が低くなる特性を有する。このため、緩衝ゴム 6 は、図 5 (A) に示すように、振動周波数が低いときにはばね定数が大きく通常の剛性であるが、振動周波数が高いときにはばね定数が小さくなり柔らかくなる。また、緩衝ゴム 6 は、図 5 (B) に示すように、加振力を受けたときの変位量が大きいときに比べて、加振力を受けたときの変位量が小さいときには剛性が低くなる特性を有する。このため、緩衝ゴム 6 は、加振力を受けたときの変位量が大きいときにはばね定数が大きく通常の剛性であるが、加振力を受けたときの変位量が小さいときにはばね定数が小さくなり柔らかくなる。さらに、緩衝ゴム 6 は、図 5 (C) に示すように、振動の振幅が大きいときに比べて、振動の振幅が小さいときには剛性が低くなる特性を有する。このため、緩衝ゴム 6 は、図 5 (C) に示すように、振動の振幅が大きいときにはばね定数が大きく通常の剛性であるが、振動の振幅が小さいときにはばね定数が小さくなり柔らかくなる。

30

【0026】

図 4 に示す外筒 7 は、ゴム筒 9 を収容する筒状部材である。外筒 7 は、図 2 に示すけん引装置 3 のブシュ孔 3 d , 3 e 及び図 3 に示すヨーダンパ装置 4 のブシュ孔 4 e , 4 f に挿入される。外筒 7 は、例えば、機械構造用炭素鋼管などを所定の形状に加工して形成されており、図 2 及び図 3 に示すブシュ孔 3 d , 3 e , 4 e , 4 f と嵌合する外周部 7 a と

40

【0027】

ピン 8 は、ゴム筒 9 と接触する接触部であり、ゴム筒 9 に収容される軸状部材である。ピン 8 は、図 2 及び図 3 に示すように車体 1 側の固定部材又は台車 2 側の固定部材に連結される。ピン 8 は、例えば、機械構造用炭素鋼などを所定の形状に加工して形成されており、図 4 に示すように軸部 8 a と、外周部 8 b と、抜け止め部 8 c と、取付部 8 d と、取付孔 8 e などを備えている。軸部 8 a は、ゴム筒 9 に収容される部分であり、外周部 8 b はゴム筒 9 の内周部 9 b と対向する部分である。外周部 8 b には、周方向に溝状の抜け止め部 8 c が形成されている。抜け止め部 8 c は、ピン 8 の軸方向に荷重が作用したときに軸部 8 a がゴム筒 9 から抜け出すのを防止する部分である。取付部 8 d は、ピン 8 を取り

50

付けるための部分であり、図5(B)に示すように軸部8aと一体に板状に形成されており、軸部8aの両端部から所定の長さだけ突出している。取付孔8eは、取付部8dの端部に形成された貫通孔であり、図2及び図3に示す車体1側又は台車2側の固定部材に連結される。

【0028】

ゴム筒9は、外筒7とピン8との間で伝達する振動を緩和するとともにこれらの間に作用する衝撃を緩和する筒状部材である。ゴム筒9は、図4(C)に示すように、外筒7とピン8との間に配置されており、外周部9aと、内周部9bと、抜け止め部9cとを備えている。外周部9aは、外筒7の内周部7bと連結する部分であり、外筒7とピン8との間にゴムを流し込みゴム筒9を成形したときにこの内周部7bと一体となって接合する。内周部9bは、ピン8の外周部8bと対向する部分であり、この内周部9bには周方向に突起状の抜け止め部9cが形成されている。抜け止め部9cは、ピン8の軸方向に荷重が作用したときに軸部8aがゴム筒9から抜け出すのを防止する部分であり、ピン8の抜け止め部8cと僅かに隙間をあけて嵌合している。

10

【0029】

間隙部10は、ピン8とゴム筒9との間に形成される隙間である。間隙部10は、ピン8の外周部8bとゴム筒9の内周部9bとの間を非接着状態にするとともに、抜け止め部8cと抜け止め部9cとの間を非接着状態にすることによって形成されている。間隙部10は、例えば、外筒7とピン8との間にゴムを流し込みゴム筒9を成形した後にこのゴム筒9が収縮することによってゴム筒9の全周に形成される。間隙部10は、ゴム筒9が収縮する際の変形量によって隙間が変化する。

20

【0030】

次に、この発明の第1実施形態に係る車両の防振装置の作用を説明する。

図10に示すような輪軸アンバランスや台車ピッチングなどに起因する車体1の上下曲げ振動のうち乗り心地の観点から問題となる周波数は一般に5~20Hz程度である。このような輪軸アンバランスや台車ピッチングなどが発生しているときには、車体1と台車2の間には比較的小さな力が伝達されている。このため、図4(B)に示すように、防振装置5に作用する加振力が小さくゴム筒9とピン8との相対振動の振動周波数が高くなり、ゴム筒9とピン8との相対変位が大きくなるとともにこれらの相対振動の振幅も大きくなり、間隙部10の減少量が小さくなる。その結果、内周部9bと外周部8bとの密着度が低くなって緩衝ゴム6の剛性が低くなる。このため、図5(B)に示すように、変位量が小さくなるとばね定数が小さくなるという関係により、外筒7とピン8との間で加振力が伝達されるのを抑制し、図5(A)に示すように、振動周波数が高くなるとばね定数が小さくなるという関係により、振動周波数が高くて振幅の小さい上下曲げ振動のような弾性振動を含む振動が外筒7とピン8との間で伝達されるのを抑制する。

30

【0031】

一方、図1に示すけん引装置3やヨーダンパ装置4が本来の機能を発揮することが求められるのは車両Tの加減速時や蛇行時である。車両Tが加減速するときや台車2がヨーイング振動しているときには、車体1と台車2の間には比較的大きな力が伝達されており、この力の変動周波数は比較的低いと考えられる。このため、図4(B)に示すように、防振装置5に作用する加振力が大きくゴム筒9とピン8との相対振動の振動周波数が低くなり、ゴム筒9とピン8との相対変位が小さくなるとともにこれらの相対振動の振幅も小さくなり、間隙部10の減少量が大きくなる。その結果、内周部9bと外周部8bとの密着度が高くなって緩衝ゴム6の剛性が高くなる。このため、図5(A)に示すように、振動周波数が低くなるとばね定数が大きくなるという関係により、乗り心地に影響を与えない振動周波数が低くて振幅の大きい振動が外筒7とピン8との間で通常の剛性をもって伝達される。また、図5(B)に示すように変位量が大きくなるとばね定数が大きくなるという関係により、外筒7とピン8との間で駆動力や制動力が伝達される。

40

【0032】

この発明の第1実施形態に係る車両の防振装置には、以下に記載する効果がある。

50

(1) この第1実施形態では、振動周波数が小さいときに比べて、振動周波数が高いときには剛性が低くなる特性を緩衝ゴム6が有する。また、この第1実施形態では、加振力を受けたときの変位量が大きいときに比べて、加振力を受けたときの変位量が小さいときには剛性が低くなる特性を緩衝ゴム6が有する。さらに、この第1実施形態では、振動の振幅が大きいときに比べて、振動の振幅が小さいときには剛性が低くなる特性を緩衝ゴム6が有する。このため、振動周波数が高い場合や変位量が小さい場合には、緩衝ゴム6の剛性を柔らかくすることができる。その結果、輪軸アンバランスや台車ピッチングなどに起因してけん引装置3やヨーダンパ装置4から車体1に伝わる加振力が低減されて、車体1の上下曲げ振動などの弾性振動のような振動周波数が高くても振幅の小さい振動が抑制され、乗り心地を向上させることができる。一方、けん引装置3やヨーダンパ装置4が本来の機能の発揮を求められている振動周波数が低い場合や変位量が大きい場合には、緩衝ゴム6の剛性を十分に剛にすることができる。その結果、けん引装置3によって駆動力や制動力を伝達することができるとともに、ヨーダンパ装置4によって台車2のヨーイング運動を減衰させることができる。

10

【0033】

(2) この第1実施形態では、ゴム筒9とピン8との間に緩衝ゴム6が間隙部10を有する。このため、加振力が大きくゴム筒9とピン8との相対振動の振動周波数が低いときには、ゴム筒9とピン8との相対変位が大きくなるとともにこれらの相対振動の振幅も大きくなる。その結果、間隙部10の減少量が大きくなって外周部8bと内周部9bとの密着度が高くなり、緩衝ゴム6の剛性を高くすることができる。一方、加振力が小さくゴム筒9とピン8との相対振動の振動周波数が高いときには、ゴム筒9とピン8との相対変位が小さくなるとともにこれらの相対振動の振幅も小さくなる。その結果、間隙部10の減少量が小さくなって外周部8bと内周部9bとの密着度が低くなり、緩衝ゴム6の剛性を低くすることができる。また、けん引装置3やヨーダンパ装置4の構造を変更する必要がなく既存の緩衝ゴムを交換するだけで足りるため、コストの上昇を抑えることができるとともに質量の増加も抑えることができる。

20

【0034】

(第2実施形態)

図6は、この発明の第2実施形態に係る車両の防振装置の外観図であり、図6(A)は正面図であり、図6(B)は側面図であり、図6(C)は図6(B)のVI-VIC線で切断した状態を示す断面図である。以下では、図4に示す部分と同一の部分については、同一の番号を付して詳細な説明を省略する。

30

図6に示す緩衝ゴム6は、ゴム筒9に空隙部11を有し、ピン8の外周部8bとゴム筒9の内周部9bとの間が接着されている。空隙部11は、ゴム筒9内に形成された隙間であり、図6(B)に示すようにゴム筒9の周方向に所定長さ及び幅でスリット状に形成されている。空隙部11は、図1に示す間隙部10と同様に、ゴム筒9が弾性変形することによって隙間が変化する。

【0035】

この発明の第2実施形態に係る車両の防振装置には、下に記載するような効果がある。

この第2実施形態では、緩衝ゴム6がゴム筒9に空隙部11を有する。その結果、図5(B)に示す加振力が大きくゴム筒9とピン8との相対振動の振動周波数が低いときには、ゴム筒9とピン8との相対変位が大きくなるとともに振動の振幅も大きくなる。このため、空隙部11の減少量が大きくなり緩衝ゴム6の剛性を高くすることができる。一方、図5(B)に示す加振力が小さくゴム筒9とピン8との相対振動の振動周波数が高いときには、ゴム筒9とピン8との相対変位が小さくなるとともにこれらの相対振動の振幅も小さくなる。このため、空隙部11の減少量が小さくなり緩衝ゴム6の剛性を低くすることができる。

40

【実施例】

【0036】

次に、この発明の実施例について説明する。

50

図7は、この発明の実施例に係る車両の防振装置の外観図であり、図7(A)は正面図であり、図7(B)は側面図である。以下では、図4に示す部分と対応する部分については、対応する番号を付して詳細な説明を省略する。

図7に示す防振装置50は、図4に示す防振装置5と同一構造であり、図7に示す $r_1=130\text{mm}$ 、 $r_2=70\text{mm}$ 、 $L_1=80\text{mm}$ 、 $L_2=110\text{mm}$ 、 $L_3=180\text{mm}$ 、 $L_4=260\text{mm}$ 、 $H=40\text{mm}$ である。

【0037】

図8は、この発明の実施例に係る車両の防振装置の軸直角方向(Z方向)の荷重-変位特性の測定結果を示すグラフであり、この曲線の傾きが静的ばね定数に相当する。図9は、この発明の実施例に係る車両の防振装置の動的ばね定数の測定結果を示すグラフである。

図8に示す縦軸は、荷重(N)であり、横軸は変位(mm)である。図9に示す縦軸は、動的ばね定数(N/mm)であり、横軸は周波数(Hz)である。先ず、図7に示すピン80とゴム筒90との間の間隙部100を測定したところ、隙間は0.40~0.45mmであった。次に、図7に示す防振装置50のZ方向の静的ばね定数(k_s)を測定したところ、図8に示すように静的ばね定数(k_s)は5.6(kN/mm)であった。また、図7に示す防振装置50のZ方向の動的ばね定数(k_d)を、測定条件としてZ方向プレロード0(N)、加振振幅 $\pm 0.5\text{mm}$ (周波数によらず一定)で加振させて測定したところ、図9に示すように動的ばね定数(k_d)は10Hz以上の周波数では0.4~0.5(kN/mm)であった。その結果、図7に示す防振装置50の動倍率(k_d/k_s)は、1/10以下であることが確認された。一般に防振ゴムの動倍率は1以上であるが、この防振装置50では動倍率が0.1程度に低下しており、振動周波数が高くなるに従ってばね定数が低下する効果が確認された。

【0038】

(他の実施形態)

この発明は、以上説明した実施形態に限定するものではなく、以下に記載するように種々の変形又は変更が可能であり、これらもこの発明の範囲内である。

(1) この実施形態では、緩衝ゴム6がピン付きゴムブシュである場合を例に挙げて説明したが、ピン付きゴムブシュ以外の緩衝ゴムについてもこの発明を適用することができる。例えば、車体側の中心ピンを台車側のけん引梁に回転自在に嵌合させ、複数のゴムを積層した心皿ゴムによってけん引梁と台車枠とを連結する心皿積層ゴム式けん引装置などについてもこの発明を適用することができる。また、この実施形態では、この実施形態では、鉄道車両のけん引装置3及びヨーダンパ装置4に防振装置5が使用される場合を例に挙げて説明したが、自動車、構造物、機械類などのサスペンション装置、ダンパ装置、免振装置、制振装置などについてもこの発明を適用することができる。さらに、この実施形態では、けん引装置3及びヨーダンパ装置4を備える車両Tを例に挙げて説明したが、けん引装置3のみを備える車両Tについてもこの発明を適用することができる。

【0039】

(2) この実施形態では、ゴム部としてゴム筒9を例に挙げ、このゴム部と接触する接触部としてピン4を例に挙げて説明したが、ゴム部を筒状態に限定し接触部を軸部材に限定するものではなく、これらが他の形状である場合についてもこの発明を適用することができる。また、この実施形態では、5~20Hz程度の弾性振動などを緩和する場合を例に挙げて説明したが、弾性振動の緩和に限定するものではなく、台車2から車体1に伝わる80~100Hz程度の音を低減する場合についてもこの発明を適用することができる。さらに、この実施形態では、ゴム筒5の内周部5bに突起状の抜け止め部5cを形成した場合を例に挙げて説明したが、ゴム筒5の内周部5bではなくピン4の外周部4bに突起状の抜け止め部5cを形成することもできる。

【0040】

(3) この実施形態では、けん引装置3として一本リンク式けん引装置を例に挙げて説明したがこれに限定するものではない。例えば、Z形のリンク機構によって車体と台車とを連結するZリンク式けん引装置、揺れまくら装置と車体又は台車とを連結するボルスタアンカ装置、車体と台車との左右方向の相対運動を減衰させる左右動ダンパ装置、車体間に取り付けて車体のヨーイング振動を減衰させる車体間ヨーダンパ装置、軸箱と台車枠との間

の振動を減衰させる軸ダンパ装置などについてもこの発明を適用することができる。また、この実施形態では、空隙部 10 又は空隙部 11 を緩衝ゴム 6 に形成した場合を例に挙げて説明したが、微細な孔をゴム筒 9 に多数形成することもできる。さらに、この実施形態では、車体 1 の上下曲げ振動を弾性振動の例に挙げて説明したが、車体 1 のねじり振動や車体 1 の弾性変形を伴わない車体 1 の前後、上下、左右軸方向への並進又はこれらの軸まわりの回転運動などについてもこの発明を適用することができる。

【図面の簡単な説明】

【0041】

【図 1】この発明の第 1 実施形態に係る車両の防振装置を備える鉄道車両の模式図である。

10

【図 2】この発明の第 1 実施形態に係る車両の防振装置を備えるけん引装置の外観図である。

【図 3】この発明の第 1 実施形態に係る車両の防振装置を備えるヨーダンパ装置の外観図である。

【図 4】この発明の第 1 実施形態に係る車両の防振装置の外観図であり、(A) は正面図であり、(B) は側面図であり、(C) は (B) の IV-IVC で切断した状態を示す断面図である。

【図 5】この発明の第 1 実施形態に係る防振装置の緩衝ゴムの特性を模式的に示すグラフであり、(A) は振動周波数に対するばね定数の変化を示し、(B) は加振力を受けたときの変位量に対するばね定数の変化を示し、(C) は振動の振幅に対するばね定数の変化を示す。

20

【図 6】この発明の第 2 実施形態に係る車両の防振装置の外観図であり、(A) は正面図であり、(B) は側面図であり、(C) は (B) の VI-VIC 線で切断した状態を示す断面図である。

【図 7】この発明の実施例に係る車両の防振装置の外観図であり、(A) は正面図であり、(B) は側面図である。

【図 8】この発明の実施例に係る車両の防振装置の荷重 - 変位特性の測定結果を一例として示すグラフである。

【図 9】この発明の実施例に係る車両の防振装置の動的ばね定数の測定結果を一例として示すグラフである。

30

【図 10】鉄道車両の車体の上下曲げ振動、台車の前後振動及び台車のピッチング振動を一例として説明するための模式図であり、(A) は車体の上下曲げ振動と台車前後振動とが発生している状態を示す模式図であり、(B) は車体の上下曲げ振動と台車ピッチング振動とが発生している状態を示す模式図である。

【符号の説明】

【0042】

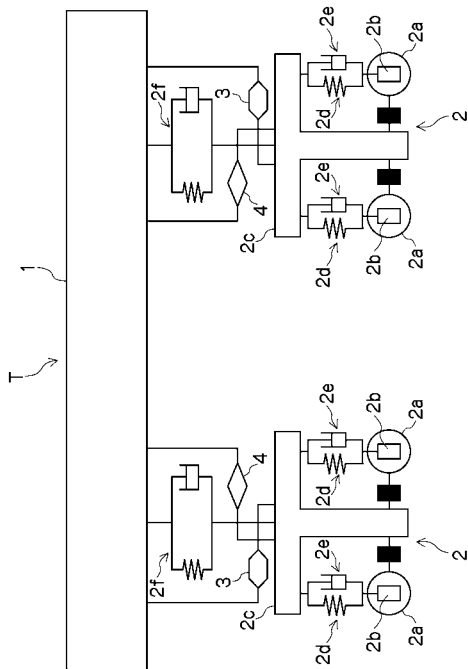
- 1 車体 (第 1 の部材)
- 2 台車 (第 2 の部材)
- 3 けん引装置 (連結部材)
- 4 ヨーダンパ装置 (連結部材)
- 5 防振装置
- 6 緩衝ゴム
- 7 外筒
- 8 ピン (接触部)
- 8 b 外周部
- 9 ゴム筒 (ゴム部)
- 9 a 外周部
- 9 b 内周部
- 9 c 抜け止め部
- 10 空隙部

40

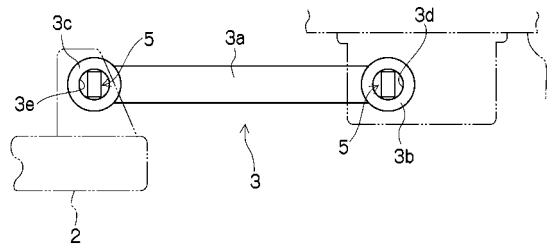
50

1 1 空隙部
T 車両

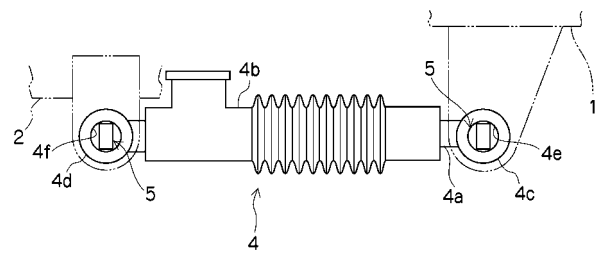
【 図 1 】



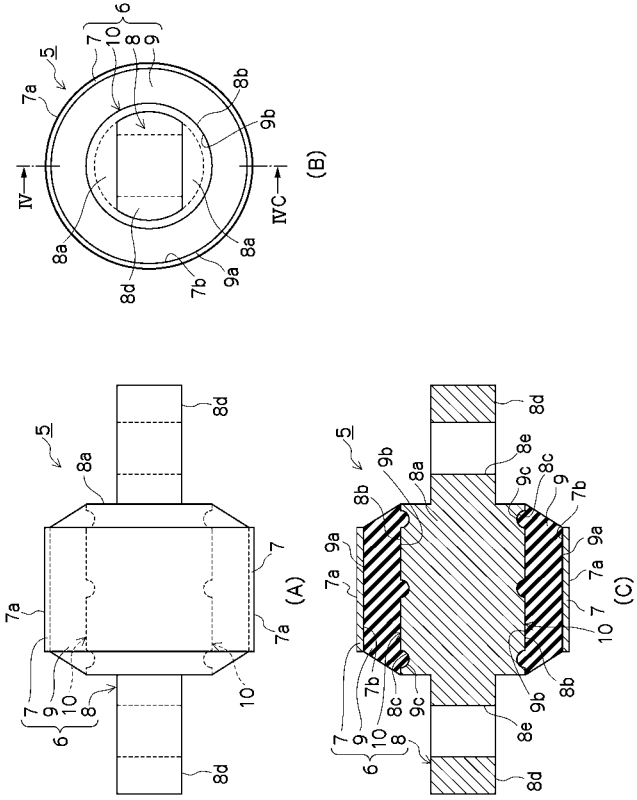
【 図 2 】



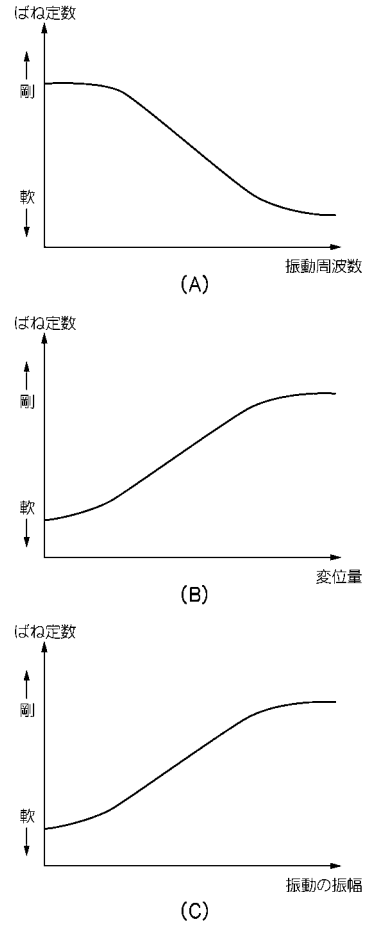
【 図 3 】



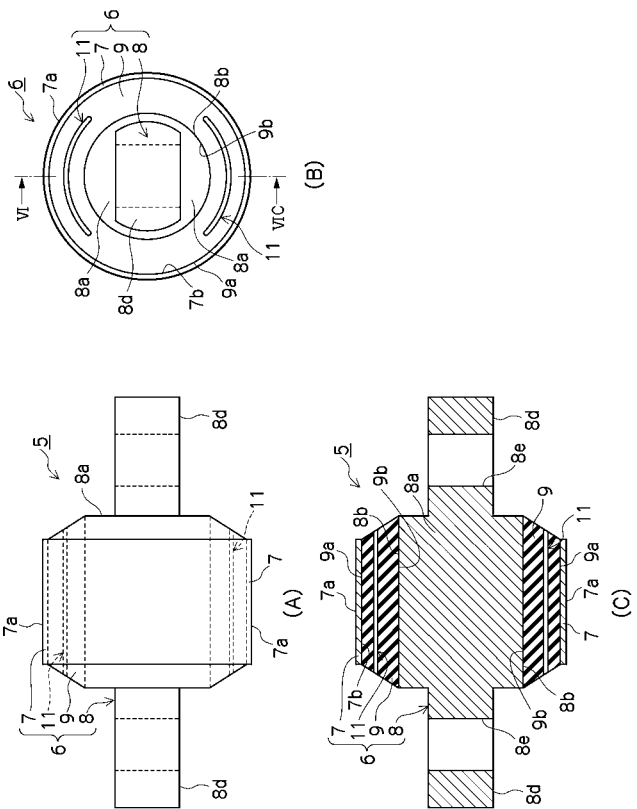
【 図 4 】



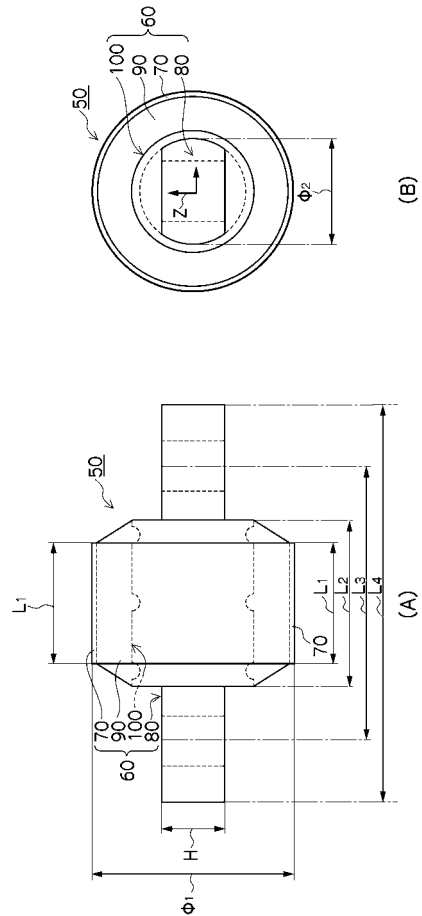
【 図 5 】



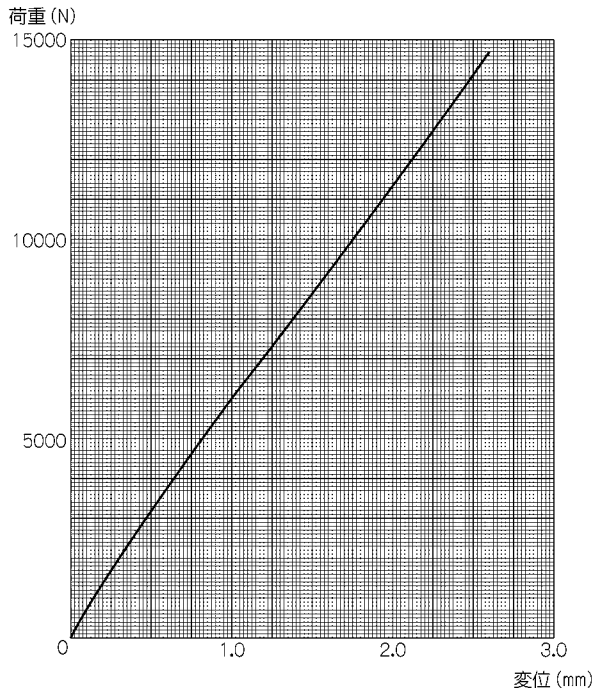
【 図 6 】



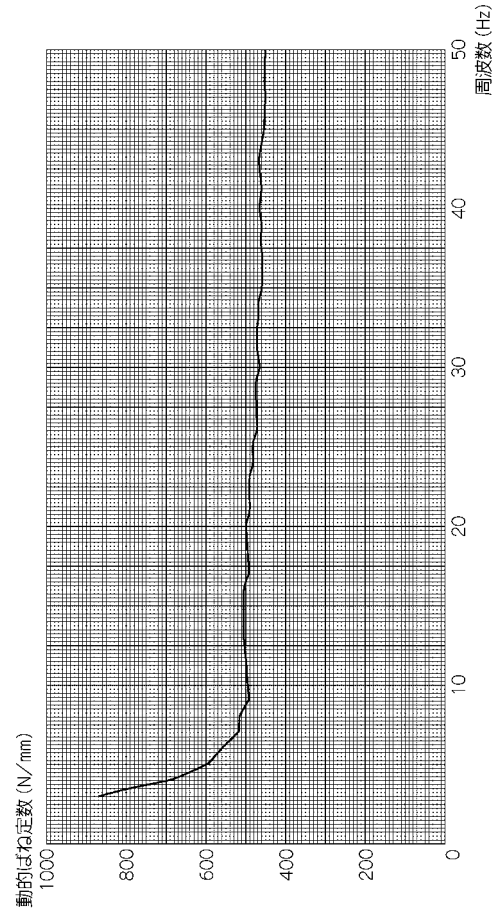
【 図 7 】



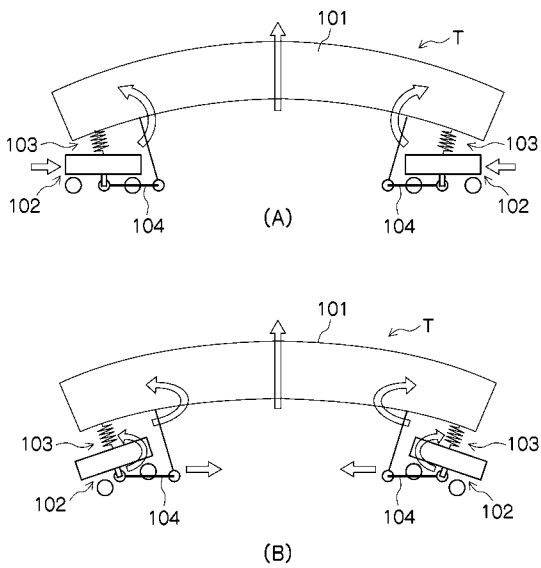
【 図 8 】



【 図 9 】



【 図 10 】



フロントページの続き

(51) Int. Cl.

B 6 0 G 7/02 (2006.01)

F I

B 6 0 G 3/12

B 6 0 G 7/02

テーマコード(参考)