

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4700862号  
(P4700862)

(45) 発行日 平成23年6月15日(2011.6.15)

(24) 登録日 平成23年3月11日(2011.3.11)

(51) Int. Cl.	F 1
<b>B 6 1 F 5/24 (2006.01)</b>	B 6 1 F 5/24 C
<b>B 6 1 F 5/10 (2006.01)</b>	B 6 1 F 5/24 A
<b>B 6 1 F 5/12 (2006.01)</b>	B 6 1 F 5/24 Z
	B 6 1 F 5/10 C
	B 6 1 F 5/12

請求項の数 2 (全 13 頁)

(21) 出願番号 特願2001-271337 (P2001-271337)	(73) 特許権者 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13年9月7日(2001.9.7)	(74) 代理人 100100413 弁理士 渡部 温
(65) 公開番号 特開2003-72544 (P2003-72544A)	(72) 発明者 菅原 能生 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
(43) 公開日 平成15年3月12日(2003.3.12)	(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
審査請求日 平成19年11月9日(2007.11.9)	審査官 北村 亮
特許法第30条第1項適用 2001年(平成13年) 3月9日 社団法人日本機械学会関東支部発行の「No. .010-1 日本機械学会関東支部 第7期総会講演 会講演論文集」に発表	最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 鉄道車両

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

車体と、  
該車体を前後で支える二台の台車と、  
各台車と前記車体間に介装された車体支持装置及び上下方向の可変減衰ダンパと、  
前記車体の前、中及び後に配置された、該車体の上下方向の振動を検出するセンサと、  
該センサの検出した入力信号を受け、前記可変減衰ダンパの減衰力を制御して、前記車  
体の振動を低減する制振制御手段と、  
を具備し、

前記制振制御手段が、前記センサの検出した信号を、前記車体の上下並進モード、ピッ  
チングモード、ローリングモード及び一次曲げモードの各振動モードにモード展開により  
分解し、これら各モードに対応して前記可変減衰ダンパの設定値を算出して、該ダンパへ  
指令を発し、

車体の剛体振動及び一次曲げ振動の双方を低減することを特徴とする鉄道車両。

【請求項2】

前記制振制御手段が、  
前記センサの検出した信号を、前記各振動モードにモード展開により分解するモード変  
換部と、

該モード変換部でモード展開された各振動モードの加速度を積分して車体速度を算出す  
る、各振動モードごとの積分器と、

該積分器で算出された車体速度にスカイフックゲインをかけて、各振動モードに必要な制振力を算出する、各振動モードごとのスカイフックゲイン器と、 を有することを特徴とする請求項 1 記載の鉄道車両。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、セミアクティブ方式のサスペンションシステムを備える鉄道車両に関する。特に、車体の剛体運動及び一次曲げ振動（弾性振動）の双方を低減することができる鉄道車両に関する。

【0002】

【従来の技術及び発明が解決しようとする課題】

鉄道車両の車体の上下振動の形態（振動モード）は、剛体運動と曲げ振動（弾性振動）とに大きく分けることができる。

図7（A）～（D）は、鉄道車両の車体の上下振動の形態を説明するための模式図である。

剛体運動には、車体の上下方向の変位を表す上下並進（バウンシング）運動（図7（A）参照）と、車体の中央部を節として車体の前後が上下に揺れるピッチング運動（図7（B）参照）と、車体の回転変位であるローリング運動（図7（C）参照）が含まれる。曲げ振動（弾性振動）は、車体の前後方向の一次曲げ振動（図7（D）参照）が最も代表的である。

【0003】

鉄道車両の乗り心地を確保するためには、上記のような1 Hz程度の剛体モードの運動と、7～12 Hz程度の車体一次曲げ振動の両者を低減することが非常に重要となる。近年の車両の高速化、軽量化に伴い、これらの振動が顕著になってきており、対策が望まれている。パッシブ系では、これらの振動を同時に低減させることは非常に困難であるため、制御技術を導入する動きがある。

【0004】

鉄道車両に対して、剛体モードの振動と弾性振動の両者の低減を試みたものとしてフルアクティブ方式が主に検討されている（例えば、永井正夫・沢田康宏による『柔構造弾性車体のアクティブ支持制御』、日本機械学会論文集（C編）、53巻、492号（昭62-8））。

図8は、上記論文に開示されたフルアクティブ式車両振動抑制技術の概念を表す図である。図8（A）は、柔軟構造弾性車体の機構モデルの図であり、図8（B）は集中制御（モード別最適制御）方式の説明図である。

【0005】

図8（A）に示すように、この車体モデルは、両端自由の様な弾性はり1と、この弾性はり1を支える2つの支持系2、3とを有する。このモデルでは、弾性はり1が車体であり、支持系2、3がそれぞれ車体前方・後方の支持装置（サスペンション）である。各支持系2、3には、車両用の空気ばね及び空気圧シリンダ等からなる制御用アクチュエータA1、A2が組み込まれている。各支持系2、3から弾性はり1に向けて働く力 $f_1$ 、 $f_2$ は、空気ばねの力と空気圧シリンダの力との和となる。

【0006】

図8（B）に示す集中制御（モード別最適制御）方式では、車体（弾性はり1）の前後支持部（支持系2、3）にそれぞれセンサS1、S2を取り付けるとともに、車体中央にもセンサS3を取り付け、これら各センサS1～S3からの信号を車体前後のアクチュエータA1、A2に送信して制御する。

この方式によれば、車体の剛体運動と曲げ振動の双方を制御することが可能である。この他にも、現車試験による結果を示したもの（上林・臼井・大塚・西・松嶋・段畑による『上下系アクティブ制振制御装置の開発（300X新幹線試験車両での走行試験結果）』、日本鉄道サイバネティクス協議会、鉄道におけるサイバネティクス利用国内シンポジウム

10

20

30

40

50

論文集、(1998-11)等)があるが、そのいずれもがフルアクティブサスペンションによるものであった。

【0007】

ところが、フルアクティブ方式の場合は、下記の短所がある。

- (1) 制御装置に異常が発生した場合、むしろ車体を加振してしまう危険性がある。
- (2) 油圧ポンプ等の駆動源や、駆動源からアクチュエータまでの配管等を必要とするため、装置が複雑でコストも高くなり、メンテナンス性にも劣る。
- (3) 外部の駆動源からエネルギーを供給する必要があり、省エネルギーとはいえない。

【0008】

鉄道車両においては、左右系の振動制御装置にセミアクティブ方式を採用している例が知られている。一方、鉄道車両において、曲げ振動も含めた上下系の振動制御を行う際に、セミアクティブ方式を採用するには、下記の理由により不利であると考えられていた。

(1) ダンパを実装する場所は、必然的に車体支持点近傍となる。しかし、この場所は車体の一次曲げ振動の節の近傍にあるため、制御力を与えても曲げ振動に対する振動抑制効果は得られにくい。

(2) ダンパを実装する位置における一次曲げ振動による振幅は、高々0.5mm程度である。このため、一次曲げ振動に対し、セミアクティブ制御で必要とされる減衰力をダンパで発生させることが難しい。

【0009】

なお、車体の一次曲げ振動のみの振動抑制の例として、車体中央にダイナミックダンパを取り付ける方式が試みられている。

図9は、ダイナミックダンパ方式の振動抑制装置を有する鉄道車両の機構モデルを表す図である。

この図に示す車体モデルは、両端自由の様な弾性はり5と、この弾性はり5を支える2つの支持系6、7とを有する。このモデルでは、弾性はり5が車体であり、支持系6、7がそれぞれ車体前方・後方の支持装置(サスペンション)である。各支持系6、7のばね定数は $k$ 、減衰定数は $c$ である。さらに、弾性はり5の中央部には、ダイナミックダンパDが取り付けられている。

【0010】

図9の車体モデルは、ダイナミックダンパDを取り付けることで、車体の一次曲げ振動を低減することができる。しかし、ダイナミックダンパDは一般に重量が重く(一例として、車体が25tに対してダイナミックダンパが1t程度)、新たに質量を取り付ける場合には車体の軽量化に反することとなる。また、既存車両に対してダイナミックダンパを取り付けることは、機器配置のレイアウト等の問題から一般的には困難である。

【0011】

さらに別の例として、ゴムやFRP・鋼板等からなる制振材料を車体に貼り付けて、振動を抑制する方法も知られている。しかしながら、制振材料を既存車両に貼り付けるのは、大掛かりな工事となる。

【0012】

本発明は、セミアクティブ方式のサスペンションシステムを有する鉄道車両において、車体の剛体運動及び一次曲げ振動(弾性振動)の双方を低減する制振装置を提供することを目的とする。

【0013】

【課題を解決するための手段】

上記課題を解決するため、本発明の鉄道車両は、車体と、該車体を前後で支える二台の台車と、各台車と前記車体間に介装された車体支持装置及び上下方向の可変減衰ダンパと、前記車体の前、中及び後に配置された、該車体の上下方向の振動を検出するセンサと、該センサの検出した入力信号を受け、前記可変減衰ダンパの減衰力を制御して、前記車体の振動を低減する制振制御手段と、を具備し、前記制振制御手段が、前記センサの検出した信号を、前記車体の上下並進モード、ピッチングモード、ローリングモ

10

20

30

40

50

ード及び一次曲げモードの各振動モードにモード展開により分解し、これら各モードに対応して前記可変減衰ダンパの設定値を算出して、該ダンパへ指令を発生し、車体の剛体振動及び一次曲げ振動の双方を低減することを特徴とする。

【0014】

本発明は、セミアクティブ方式（可変減衰ダンパの減衰力を用いた振動制御方式）を採用しているため、以下の利点を有する。

- (1) 油圧ポンプ等の駆動源や配管等が不要であるため、機器構成が簡単で安価である。
- (2) 故障時や制御不良時に、かえって車体を加振してしまうようなことがなく、安全性が高い。
- (3) 外部からのエネルギー供給が不要であり、省エネルギーである。

10

【0015】

本発明の鉄道車両においては、前記制振制御手段が、前記センサの検出した信号を、前記各振動モードにモード展開により分解するモード変換部と、該モード変換部でモード展開された各振動モードの加速度を積分して車体速度を算出する、各振動モードごとの積分器と、該積分器で算出された車体速度にスカイフックゲインをかけて、各振動モードに必要な制振力を算出する、各振動モードごとのスカイフックゲイン器と、を有するものとすることができる。

【0016】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施の形態を図面を参照しつつ説明する。

20

図4は、鉄道車両（客車）の一例を示す側面図である。

図5は、図4の車両における台車の構成を示す分解斜視図である。

なお、以下の説明においては、上下・左右・前後は各図における矢印方向を指すものとする。

【0017】

この鉄道車両は、図4に示すように、車体100と、前後2台のボルスタレス台車（以下、台車と略称する）101を中心に構成されている。台車101の左右の側はり110上には、図5に示すように、空気ばね等からなる車体支持装置102が設置されている。この車体支持装置102の上に、車体100が載置される。車体支持装置102は、台車101の振動が車体にダイレクトに伝わらないように緩衝して、車両の乗り心地を改善する役割を果たす。

30

【0018】

台車101の下部には、車輪105と車軸106からなる輪軸107が組み込まれている。車輪105は、車軸106の両端部に圧入されて固定されている。両車輪105の外側において、車軸106の両端部には軸受箱108が外嵌されている。台車101の側はり110と軸受箱108間は、2個の軸ばね109で連結されている。この軸ばね109等により、輪軸107が側はり110に対して上下前後左右に対して適度に弾性支持される。

【0019】

次に、図6を参照しつつ、本実施の形態で用いる可変減衰ダンパについて説明する。

40

図6は、特願平10-343624として本発明者の内の一人により出願された可変減衰ダンパ内蔵型空気ばねの構成を示す断面図である。

車体支持装置102は、可変減衰ダンパ内蔵型空気ばね130を中心に構成されている。可変減衰ダンパ内蔵型空気ばね130は、円盤状の上面板111と、リング状の下面板112と、ダイヤフラム状の可撓膜113等から構成されている。上面板111は、車体の下面に固定される。上面板111の下面中央部には、蓋状の部材114が固定されており、同部材114の下面には、円盤状の摺動板115が取り付けられている。一方、下面板112は台車側に固定されている。可撓膜113は、上面板111と下面板112間を気密にするようリング状に貼られている。

【0020】

50

可変減衰ダンパ内蔵型空気ばね 130 の傍には、高さ調整機構 116 (図 5 参照) が設けられている。この高さ調整機構 116 は、可変減衰ダンパ内蔵型空気ばね 130 の高さを自動的に調整して、車体 100 を標準の高さに保つ。可変減衰ダンパ内蔵型空気ばね 130 の下面板 112 の直下には、図 6 に示すように、環状の弾性ゴム 117 と環状の剛性リング 118 が交互に同心状に積層されている。最下層の弾性ゴム 117 の下部には、台車側に固定されたエンドプレート 119 が取り付けられている。これらの部材 111 ~ 115、117 ~ 119 に囲まれて、空気の封入される気密室 120 が形成されている。

#### 【0021】

可変減衰ダンパ内蔵型空気ばね 130 の気密室 120 には、流体圧シリンダ 121 が設置されている。この流体圧シリンダ 121 は、シリンダ本体 122 とピストン 123 等から構成されている。シリンダ本体 122 は、エンドプレート 119 の上面中央部に固定されている。このシリンダ本体 122 には、ピストン 123 が伸縮自在に取り付けられている。ピストン 123 の上端には低摩擦特性の樹脂シート 123a が貼られており、ピストン 123 (台車側) と摺動板 115 (車体側) の間で生じた横ズレ (前後左右方向の相対変位) を逃すようになっている。

10

#### 【0022】

エンドプレート 119 の内部には、アキュムレータ 124 が設置されている。このアキュムレータ 124 は、流体圧シリンダ 121 のピストン 123 を伸び方向に付勢して、摺動板 115 に所定圧力で当接させる。エンドプレート 119 の上面には、制御ボックス 125 が設置されている。この制御ボックス 125 は、作動流体に与える流動抵抗を調整する減衰手段を備えている。車体の振動に併せてこの減衰手段の減衰量を最適に調整することにより、車体の振動を抑制する。

20

#### 【0023】

次に、図 1 ~ 図 3 を参照して、本発明の鉄道車両のシステム構成について説明する。図 1 は、本発明の一実施例に係る鉄道車両の車体、台車及び振動抑制システムを示す模式図である。図 2 は、本発明の一実施例に係る鉄道車両の機構モデル図である。図 3 は、本発明の一実施例に係る鉄道車両の制振制御装置の構成を示すブロック図である。

#### 【0024】

図 1 において符号 10 は車体を示し、符号 11 は前後二台の台車を示す。これら車体 10 及び台車 11 は、図 4 に示す車体 100 及び台車 101 が模式的に描かれたものである。車体 10 と台車 11 間には、前後左右に計 4 つの可変減衰ダンパ内蔵型空気ばね 12 (130) が介装されている。この空気ばねは内蔵された可変減衰ダンパの減衰力を制御することにより、振動低減を図ることができる。可変減衰ダンパの最大減衰力は、車体荷重の約 1 割程度で、ある程度の効果が得られた。本実施例の場合は 400 kgf に設定した。

30

#### 【0025】

図 6 に示す可変減衰ダンパ内蔵型空気ばね 130 は、ボルスタレス台車を装備した車両に好適であって、この場合は空気ばね交換を行うことで、上下方向の可変減衰ダンパを実装することができる。

40

#### 【0026】

ここで、図 2 を参照して鉄道車両の機構モデルについて説明する。図 2 に示すように、この車体モデルでは、両端自由の様な弾性はり 10-1 が車体 10 であり、この弾性はり 10-1 を支える 2 つの支持系 11-1、11-2 がそれぞれ車体前方・後方の台車 11、可変減衰ダンパ内蔵型空気ばね 12 である。なお、この図 2 のモデルにおける各記号は、後にコントローラのモード変換部におけるモード展開原理の説明で述べる。

#### 【0027】

図 1 に戻って、車体 10 の前、中及び後の左右には、計 6 個の加速度センサ 15 が配置されている。これらの加速度センサ 15 は、車体 10 の上下方向の振動を検出し、後述する

50

コントローラ 20 に検出信号を出力する。なお、ここでは計 6 個の加速度センサ 15 を配置しているが、おおむね必要とされる個数は制御したい振動モードによって異なる。例えば、上下並進、ピッチング、一次曲げ振動を制御するだけなら最低 3 個の加速度センサでよい。又は、ピッチングやローリングについては、加速度センサを使用せずにレートジャイロを用いてもよい。又は、一次曲げ振動以上の高次の振動も監視・制御したい場合は、その振動モードに見合った数だけセンサを増やせばよい。

ここで用いる加速度センサ 15 は、サーボ型を用いることが性能上望ましい。あるいは、歪ゲージ式の加速度センサを用いることも可能である。

【 0 0 2 8 】

次に、図 3 を参照して、制振制御装置（コントローラ）の構成について説明する。

図 3 に示すように、コントローラ 20 は、モード変換部 21 を備えている。このモード変換部 21 には、6 個の加速度センサ 15（1 位～6 位）から出力された加速度検出信号が入力される。このモード変換部 21 では、各加速度センサ 15 で検出された加速度に基づき、上下並進モード（図 7（A）参照）、ピッチングモード（図 7（B）参照）、ローリングモード（図 7（C）参照）及び一次曲げモード（図 7（D）参照）にそれぞれモード展開する。このモード変換部 21 の展開は、以下の原理に沿って行われる。

【 0 0 2 9 】

図 2 に示すような弾性はり（車体）10 - 1 の慣性、内部粘性及び曲げ剛性を考慮して、弾性はり 10 - 1 の上下変位  $z(x, t)$  を微小とすると、次の偏微分方程式

【 数 1 】

$$\rho \frac{\partial^2 z(x,t)}{\partial t^2} + \mu I \frac{\partial^5 z(x,t)}{\partial t \partial x^4} + EI \frac{\partial^4 z(x,t)}{\partial x^4} = \sum_{i=1}^2 f_i(t) \delta(x - l_i)$$

が成立する。但し、この「数 1」式において、

$\rho$  : = 単位長さ当たりの車体質量

$E I$  : = 車体の曲げ剛性

$\mu I$  : = 内部粘性減衰係数

$l_i$  : = 各支持点の位置

を表す。なお、 $\delta(x)$  はデルタ関数である。

【 0 0 3 0 】

ここで、図 2 に示すように、 $f_1(t)$ 、 $f_2(t)$  は車体前後の支持系 11 - 1、11 - 2 の支持力を表し、 $f_{a1}(t)$ 、 $f_{a2}(t)$  は各支持系 11 - 1、11 - 2 における可変減衰ダンパ内蔵型空気ばね 12 に内蔵された可変減衰ダンパの発生力を表し、 $k$  及び  $c$  はそれぞれ可変減衰ダンパ内蔵型空気ばね 12 の空気ばね定数及び減衰係数を表す。さらに、弾性はり 10 - 1 の中央での上下変位を  $z_{bc}$ 、支持系 11 - 1、11 - 2 の直上での上下変位をそれぞれ  $z_{b1}$ 、 $z_{b2}$  とする。

【 0 0 3 1 】

「数 1」式の偏微分方程式を、車体の剛体運動モード、曲げ振動モードに級数展開すると、次式のようなになる

【 数 2 】

$$z(x,t) = Z(t) + \left(x - \frac{1}{2}\right) \theta(t) + \sum_{m=3}^N Y_m(x) q_m(t)$$

この「数 2」式の意味は、

右辺第 1 項：車体の上下並進方向変位  $Z$  に関する項

右辺第 2 項：車体のピッチ角  $\theta$  に関する項

右辺第 3 項以降：弾性はりの曲げ振動  $q_m$  に関する項（車体一次曲げの場合は  $m = 3$  に相当）

10

20

30

40

50

である。

以上がモード変換部 2 1 の展開原理である。

【 0 0 3 2 】

モード変換部 2 1 は、積分器 2 2 に接続されている。積分器 2 2 は、各モードに対応した 4 つの積分回路を備えている。この積分器 2 2 では、モード変換部 2 1 でモード展開された各モードの加速度を積分して、車体速度を算出する。なお、モード変換部 2 1 では、必要であれば、モード展開された加速度から、その加速度の移動平均を引くことで、直流に近い成分を取り除くこともできる。この操作を行うと、積分器のドリフト対策となる。この積分器は、ドリフトを防ぐため極低周波域ではゲインが低いものが望ましい。また、ダンパの応答遅れを考慮して積分器を設計することが望ましい。例えば、本実施例の場合、

10

【 0 0 3 3 】

積分器 2 2 は、スカイフックゲイン器 2 3 に接続されている。スカイフックゲイン器 2 3 では、積分器 2 2 で算出された車体速度にスカイフックゲインをかけて、各モードごとに必要な制振力を算出する。このように、各モードごとに積分器 2 2 とスカイフックゲイン器 2 3 をもつことにより、各振動モードに対して独立に制御特性をもたせることができる。このスカイフックゲイン器 2 3 は、モード変換・リミッタ部 2 4 に接続されている。このモード変換・リミッタ部 2 4 では、スカイフックゲイン器 2 3 で算出された各モード別の制振力を、車体の各部位（図 1 の 1 位～ 4 位）での可変減衰ダンパ内蔵型空気ばね 1 2

20

【 0 0 3 4 】

モード変換・リミッタ部 2 4 は、パルブドライバ 2 5 に接続されている。このパルブドライバ 2 5 は、モード変換・リミッタ部 2 4 で合成された車体の各部位での力指令を、減衰力指令電流に変換する機能を備えている。パルブドライバ 2 5 から出力された車体各部位での減衰力指令電流は、1 位～ 4 位の各可変減衰ダンパ内蔵型空気ばね 1 2 に内蔵された、可変減衰ダンパのパルブを駆動して、減衰力を制御する。

【 0 0 3 5 】

次に、上記の構成からなる鉄道車両で制振制御実験を行った具体的な数値結果について述べる。

30

この試験に用いた車両は、在来線車両（軌間 1 0 6 7 m m、車体長 1 9 . 5 m、重量 2 6 t）である。この車両の空気ばね共振周波数は 1 . 3 H z、一次曲げ振動の共振周波数は 1 2 . 4 H z である。

【 0 0 3 6 】

軌条輪から一次曲げの固有振動数である 1 2 . 4 H z 0 . 0 2 m m 正弦波で加振した際の、車体中央における上下加速度 P S D（単位  $(m / s^2)^2 / H z$ ）の値は、以下の通りである。

なお、カッコ内の数値（％）は、（ a ）コントローラ 2 0 による制御がない場合を 1 とし、P S D がどの程度であることを示す数値である。

40

【 0 0 3 7 】

（ A ） 1 2 . 4 H z 0 . 0 2 m m 正弦波加振の結果

（ a ） コントローラ 2 0 による制振制御がない場合

1 2 . 2 H z における P S D の値 0 . 0 0 8 1 2 4（ 1 0 0 ％ ）

（ b ） コントローラ 2 0 で一次曲げモードのみ制御を行った場合

1 2 . 2 H z における P S D の値 0 . 0 0 9 3 1 1（ 1 1 4 ％ ）

【 0 0 3 8 】

次に、1 2 . 4 H z 0 . 0 2 m m に上下並進の固有振動数である 1 . 3 H z 3 m m 正弦波を重ね合わせて加振した場合の結果を示す。

（ B ） 1 2 . 4 H z 0 . 0 2 m m + 1 . 3 H z 3 m m 正弦波加振の結果

50

( a ) コントローラ 2 0 による制振制御がない場合

1 . 3 H z における P S D の値 0 . 1 2 9 9 ( 1 0 0 % )

1 2 . 2 H z における P S D の値 0 . 0 1 3 2 9 ( 1 0 0 % )

( b ) コントローラ 2 0 で一次曲げモードのみ制御を行った場合

1 . 3 H z における P S D の値 0 . 1 0 6 5 ( 8 2 . 0 % )

1 2 . 2 H z における P S D の値 0 . 0 0 6 4 1 ( 4 8 . 2 % )

【 0 0 3 9 】

( c ) コントローラ 2 0 で上下並進モードのみ制御を行った場合

1 . 3 H z における P S D の値 0 . 0 3 0 0 ( 2 3 . 1 % )

1 2 . 2 H z における P S D の値 0 . 0 1 6 3 9 ( 1 2 3 . 3 % )

( d ) コントローラ 2 0 で一次曲げモード及び上下並進制御を行った場合

1 . 3 H z における P S D の値 0 . 0 3 7 0 ( 2 9 . 1 % )

1 2 . 2 H z における P S D の値 0 . 0 0 9 8 0 ( 7 3 . 7 % )

【 0 0 4 0 】

( A ) の加振結果では、( b ) の制御を行っても制振効果が得られていない。これは、可変減衰ダンパのストロークが小さいため、必要とされる減衰力を発生させることが難しいからである。しかしながら、実際の走行時には、一次曲げ振動の共振周波数のみで加振されることはほとんどなく、例えば( B ) の加振条件のように、他の周波数でストロークの大きい振動が生じている場合が大部分である。

【 0 0 4 1 】

このような場合は、振幅が大きく適当な速度を持つ振動を利用して減衰力を発生させることができるため、( B ) の加振時に( b ) の制御を行った場合には、1 2 . 2 H z における P S D の値が( a ) の行わなかった場合と比較して半減しており、一次曲げ振動の低減効果を確認できる。又は、( c ) の制御時においては、剛体振動は低減するが一次曲げ振動がかえって増加しているのに対し、( d ) の制御を行うことによって、上下並進(剛体)振動及び一次曲げ(弾性)振動の双方が低減されることがわかる。

【 0 0 4 2 】

図 1 0 は、本発明の他の実施例に係る鉄道車両の構造を模式的に示す図である。この例では、可変減衰ダンパは、空気ばねに内蔵されておらず別に設けられている。

図 1 0 ( A ) に示すように、台車 1 1 の側はり 2 1 0 の左右両端に、側方に突出する台 2 1 3 を設け、その台 2 1 3 と車体 1 0 との間に上下方向の可変減衰ダンパ 2 1 5 を介装している。可変減衰ダンパ 2 1 5 の上下両端は、図 1 0 ( B ) に拡大して示すように、ピン付きゴムブッシュ 2 1 7 を介して車体 1 0 、台車 1 1 に接続されている。

この例では、台車 1 1 - 車体 1 0 間の 2 次ばね 2 1 2 と並列に可変減衰ダンパ 2 1 5 が配置されている。ただし、この際、ピン付きゴムブッシュの剛性や球面軸受けのガタに注意する必要がある。また、本発明は、ボルスタ台車に対しても、2 次ばねと並列に可変減衰ダンパを取り付けることにより適用可能である。

【 0 0 4 3 】

【発明の効果】

以上説明したように、本発明の鉄道車両によれば、車体の剛体運動及び一次曲げ振動(弾性振動)の双方を低減することができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明の一実施例に係る鉄道車両の車体、台車及び振動抑制システムを示す模式図である。

【図 2】本発明の一実施例に係る鉄道車両の機構モデル図である。

【図 3】本発明の一実施例に係る鉄道車両の制振制御装置の構成を示すブロック図である。

【図 4】鉄道車両(客車)の一例を示す側面図である。

【図 5】図 4 の車両における台車の構成を示す分解斜視図である。

【図 6】特願平 1 0 - 3 4 3 6 2 4 として本発明者の内の一人により出願された可変減衰

10

20

30

40

50



ダンパ内蔵型空気ばねの構成を示す断面図である。

【図7】鉄道車両の車体の上下振動の形態を説明するための模式図である。

【図8】従来のフルアクティブ式車両振動抑制技術の概念を表す図である。図8(A)は、柔軟構造弾性車体の機構モデルの図であり、図8(B)は集中制御(モード別最適制御)方式の説明図である。

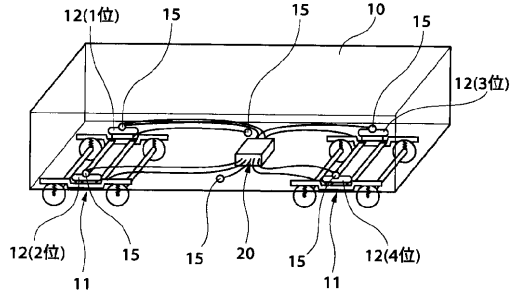
【図9】従来のダイナミックダンパ方式の振動抑制装置を有する鉄道車両の機構モデルを表す図である。

【図10】本発明の他の実施例に係る鉄道車両の構造を模式的に示す図である。

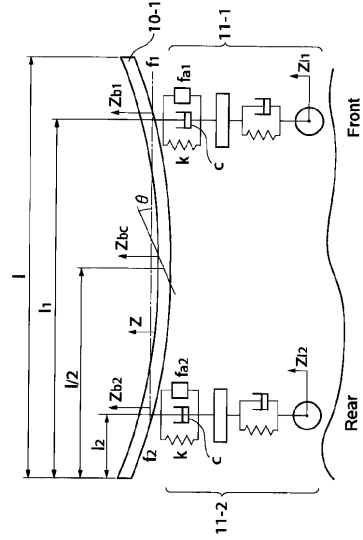
【符号の説明】

10	車体	10-1	弾性はり	10
11	台車	11-1、11-2	支持系	
12	可変減衰ダンパ内蔵型空気ばね	15	加速度センサ	
20	コントローラ			
21	モード変換部	22	積分器	
23	スカイフックゲイン器	24	モード変換・リミッタ部	
25	バルブドライバ			
100	車体			
101	ボルスタレス台車	102	車体支持装置	
105	車輪	106	車軸	
107	輪軸	108	軸受箱	20
109	軸ばね	110	側はり	
111	上面板	112	下面板	
113	可撓膜	114	部材	
115	摺動板	116	高さ調整機構	
117	弾性ゴム	118	剛性リング	
119	エンドプレート	120	気密室	
121	流体圧シリンダ	122	シリンダ本体	
123	ピストン	124	アキュムレータ	
125	制御ボックス			
130	可変減衰ダンパ内蔵型空気ばね			30
210	側はり	212	2次ばね	
213	台	215	ダンパ	
217	ピン付きゴムブッシュ			

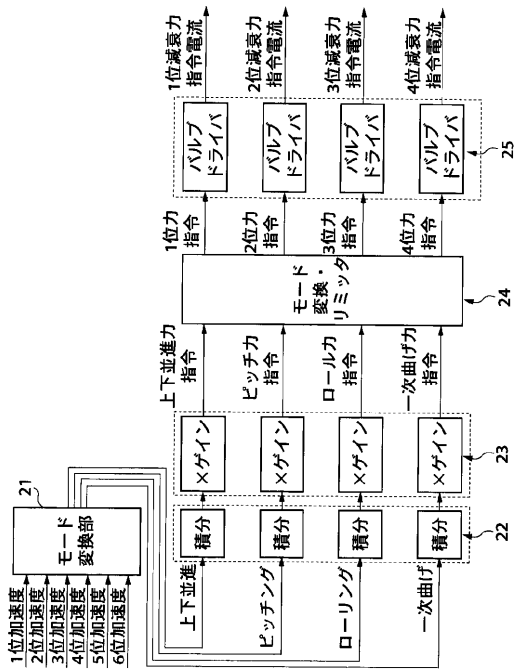
【図1】



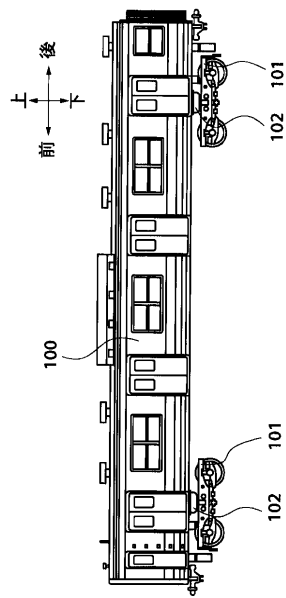
【図2】



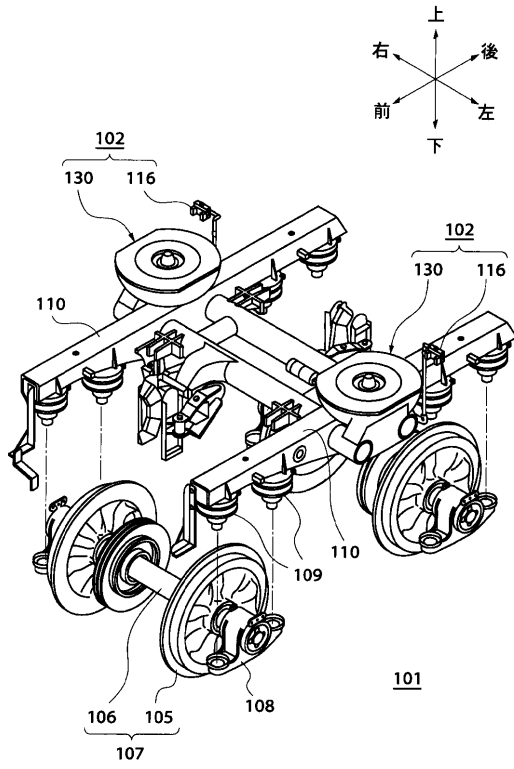
【図3】



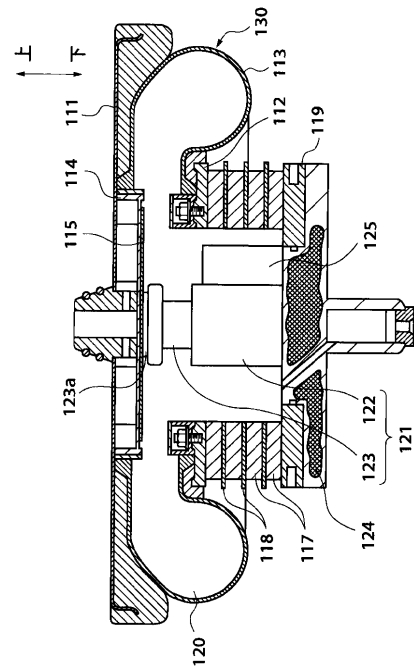
【図4】



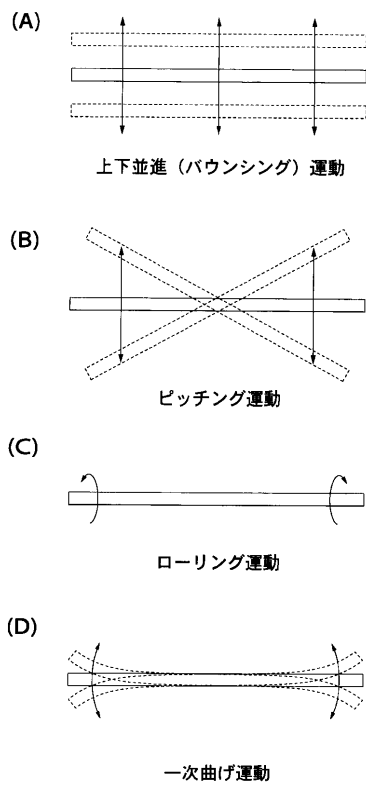
【図5】



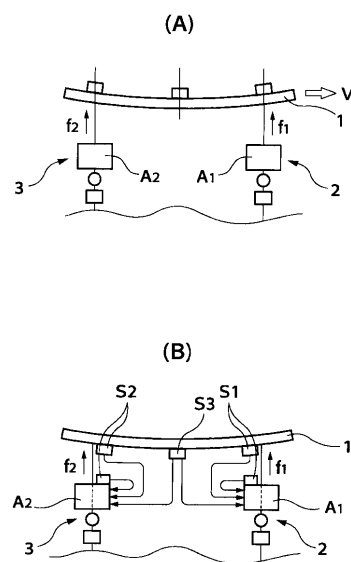
【図6】



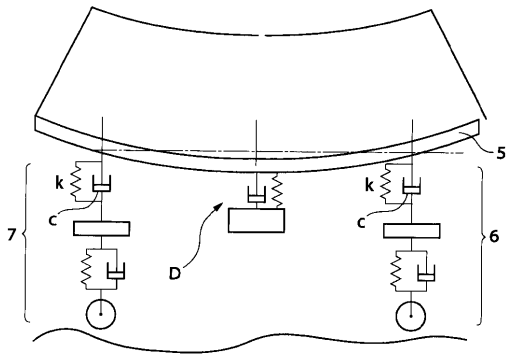
【図7】



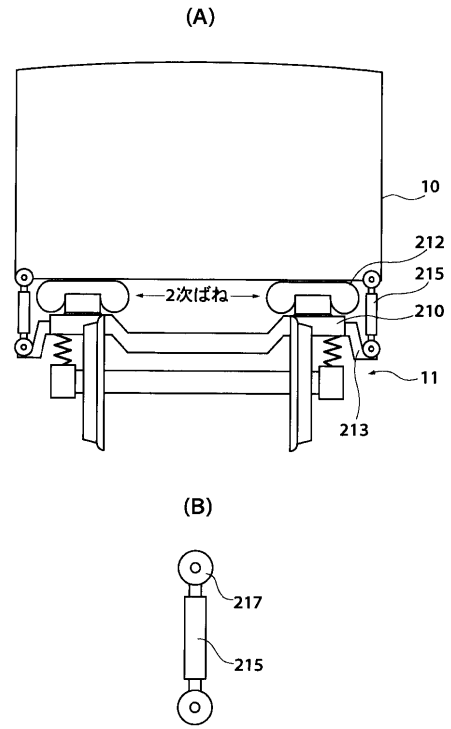
【図8】



【図9】



【図10】



---

フロントページの続き

- (56)参考文献 特開昭60-060061(JP,A)  
特開2000-185651(JP,A)  
特開平08-253143(JP,A)  
特開平10-297483(JP,A)  
特開2000-280901(JP,A)  
実開平03-063458(JP,U)  
特開平05-213194(JP,A)  
特開平09-286331(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

- B61F 5/10- 5/12, 5/24  
F16F 15/00-15/027  
B60G 17/00-17/08,99/00