

(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2005-145312
(P2005-145312A)

(43) 公開日 平成17年6月9日(2005.6.9)

(51) Int. Cl.⁷

B61F 5/24
F16F 15/02

F1

B61F 5/24
F16F 15/02

テーマコード(参考)

3J048

C
B

審査請求 未請求 請求項の数 12 O L (全 22 頁)

(21) 出願番号 特願2003-387439 (P2003-387439)
(22) 出願日 平成15年11月18日(2003.11.18)

特許法第30条第1項適用申請有り

(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
(74) 代理人 100103632
弁理士 窪田 英一郎
(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
(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) 3J048 AA02 AB11 AB13 BC02 BE03
CB21 DA01 EA15

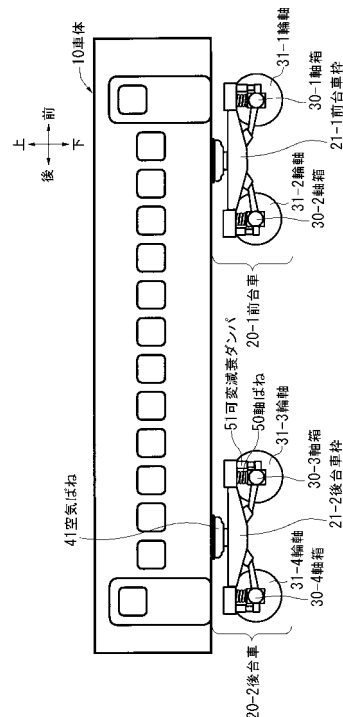
(54) 【発明の名称】 制振装置及び制振機能付き車両

(57) 【要約】

【課題】 車体の1次曲げ振動等の上下振動を十分に抑制することが可能な制振装置及び制振機能付き車両を提供する

【解決手段】 本発明の実施の形態に係る車両は、台車20と軸箱30との間に、軸ばね50と並行に可変減衰ダンパ51を設置している。台車20上に設けられた加速度センサ60の出力から、台車20の上下並進運動を減衰させるべく、コントロールユニット70が可変減衰ダンパ51の減衰力を制御する。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

車体と、前記車体を支える複数の台車枠と、前記台車枠を支える軸箱及び輪軸と、を備えた車両において、

前記車体又は台車枠の少なくとも一方に設けられた上下方向の振動を検出するためのセンサと、

前記台車枠 - 軸箱間に設けられた可変減衰ダンパと、

前記センサの出力に基づいて、前記車体の上下方向の振動を低減させるように、前記可変減衰ダンパの減衰力を制御するためのコントロール手段と、を備えたことを特徴とする制振機能付き車両。

10

【請求項 2】

前記台車枠は、前記車体を前後で支える 2 つの台車枠であり、

前記センサは、前記台車枠の上下並進運動を検出するように、各台車枠に少なくとも 1 つ設置され、

前記コントロール手段は、前記センサの出力に基づいて、前記台車枠の上下並進運動を低減させるように前記可変減衰ダンパを制御することを特徴とする請求項 1 記載の制振機能付き車両。

【請求項 3】

前記センサは加速度センサであり、

前記コントロール手段は、前記センサの出力に基づいてスカイフック制御により前記可変減衰ダンパを制御することを特徴とする請求項 2 記載の制振機能付き車両。

20

【請求項 4】

前記センサは、前記車体の 1 次曲げ振動を検出するように、前記車体に少なくとも 3 つ設置され、

前記コントロール手段は、前記センサの出力に基づいて、前記車体の 1 次曲げ振動を低減させるように前記可変減衰ダンパを制御することを特徴とする請求項 1 又は 2 記載の制振機能付き車両。

【請求項 5】

前記可変減衰ダンパは、その制御が停止した際に、パッシブダンパとして作動するように構成されていることを特徴とする請求項 1 乃至 4 何れか 1 項に記載の制振機能付き車両。

30

【請求項 6】

車体と、前記車体を支える複数の台車枠と、前記台車枠を支える軸箱及び輪軸と、を備えた車両において、

前記車体又は台車枠の少なくとも一方に設けられた上下方向の振動を検出するためのセンサと、

強制的な駆動力を発生させて前記車体の上下振動を低減させるために、前記台車枠 - 軸箱間に設けられたアクチュエータと、

前記センサの出力に基づいて、前記車体の上下方向の振動を低減させるように、前記アクチュエータの駆動力を制御するためのコントロール手段と、を備えたことを特徴とする制振機能付き車両。

40

【請求項 7】

前記台車枠は、前記車体を前後で支える 2 つの台車枠であり、

前記センサは、前記台車枠の上下並進運動を検出するように、前記各台車枠に少なくとも 1 つ設置され、

前記コントロール手段は、前記センサの出力に基づいて、前記台車枠の上下並進運動を低減させるように前記アクチュエータを制御することを特徴とする請求項 6 記載の制振機能付き車両。

【請求項 8】

前記センサは加速度センサであり、

50

前記コントロール手段は、前記センサの出力に基づいてスカイフック制御により前記アクチュエータを制御することを特徴とする請求項7記載の制振機能付き車両。

【請求項9】

前記センサは、前記車体の1次曲げ振動を検出するように、前記車体に少なくとも3つ設置され、

前記コントロール手段は、前記センサの出力に基づいて、前記車体の1次曲げ振動を低減させるように、前記アクチュエータを制御することを特徴とする請求項6又は7記載の制振機能付き車両。

【請求項10】

前記アクチュエータの制御が停止した際に、パッシブダンパとして作動する部材を備えていることを特徴とする請求項6乃至9何れか1項に記載の制振機能付き車両。

10

【請求項11】

車体と、前記車体を支える複数の台車枠と、前記台車枠を支える軸箱及び輪軸と、を備えた車両において、前記車体の上下振動を低減させるための制振装置であって、

前記車体又は台車枠の少なくとも一方に設けられた上下方向の振動を検出するためのセンサと、

前記台車枠 - 軸箱間に設けられた可変減衰ダンパと、

前記センサの出力に基づいて、前記車体の上下方向の振動を低減させるように、前記可変減衰ダンパの減衰力を制御するためのコントロール手段と、を備えたことを特徴とする制振装置。

20

【請求項12】

車体と、前記車体を支える複数の台車枠と、前記台車枠を支える軸箱及び輪軸と、を備えた車両において、前記車体の上下振動を低減させるための制振装置であって、

前記車体又は台車枠の少なくとも一方に設けられた上下方向の振動を検出するためのセンサと、

強制的な駆動力を発生させて前記車体の上下振動を低減させるために、前記台車枠 - 軸箱間に設けられたアクチュエータと、

前記センサの出力に基づいて、前記車体の上下方向の振動を低減させるように、前記アクチュエータの駆動力を制御するためのコントロール手段と、を備えたことを特徴とする制振装置。

30

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、揺れを抑える機能を備えた車両に関し、特に、車両に発生する上下方向の縦揺れを制振する制振装置及びこのような制振機能を備えた制振機能付き車両に関する。

【背景技術】

【0002】

近年、鉄道車両の高速化に伴い、乗り心地向上のために様々な工夫がなされるようになった。乗り心地に影響を与える要因として、車両の揺れがあげられる。この車両の揺れは、車両の縦方向に生じる縦振動と、横方向に生じる横振動とに大きく分けることができる。

40

【0003】

このうち、横振動の低減に関しては、従来から多くの対策が施されており、鉄道車両の横揺れ制振用ダンパ及び制振システム等が知られている。

【0004】

しかし、近年の鉄道の高速化、それに伴う車両の軽量化等により、剛性の低下が原因とみられる縦方向の車体の弾性振動が問題となることが多くなってきた。この車体の弾性振動（特に1次曲げ振動）は、8～11Hzの周波数帯域付近に位置することが多く、この帯域は、人間が最も敏感に上下振動を感じる帯域4～8Hzに近いいため、乗り心地を悪化させる要因となる。

50

【 0 0 0 5 】

この弾性振動に対する対策として、台車 - 車体間の結合力を小さくすることがあげられる。しかし、結合力を小さくするために上下方向にサスペンションを柔らかくすると、高速走行車両では、カーブを曲がる時に左右方向の遠心力により車体外傾が大きく成り過ぎたり、高低差のある場所を走行中に、上下方向の遠心力による低周波加振が台車 - 車体間の空気ばねの共振を引き起こしたりすることが予測されるため、サスペンションを極端に柔らかくすることは好ましくない。

【 0 0 0 6 】

よって、従来は、上下振動対策として、車体の構造減衰を大きくする方法や、台車をダイナミックダンパとして作用させる方法、さらに車体 - 台車間に制御用アクチュエータを備えたアクティブサスペンションやセミアクティブサスペンション等が提案されている。

10

【 0 0 0 7 】

例えば、車体 - 台車間にフルアクティブサスペンションを設置して上記弾性振動をおさえるものとして、例えば、下記非特許文献 1 に開示された「鉄道車両用動揺防止制御システム」が知られている。

【非特許文献 1】「上下系アクティブ制振制御装置の開発」、平成 10 年鉄道技術連合シンポジウム、上林賢治郎他

【 0 0 0 8 】

図 1 6 は、上記非特許文献 1 に開示された上下系アクティブ制振制御装置のシステム構成を概略的に示すイメージ図である。同図に示すように、車体 1 0 0、台車枠 2 0 0 及び軸箱 3 0 0 から構成された車両において、車体 - 台車間には空気ばね 4 0 0 及び油圧アクチュエータ 4 1 0 が設置され、台車枠 - 軸箱間には軸バネ 5 0 0 が設置されている。また、油圧アクチュエータ 4 1 0 は、サーボモータ 4 1 1、油圧ポンプ 4 1 2、サーボ弁 4 1 3、バイパス弁 4 1 4 及びシャットオフ弁 4 1 5 からなる油圧ユニットを備えている。車体 1 0 0 には、車体上下加速度計 6 0 0 が設けられ、台車枠 2 0 0 には、台車上下加速度計 7 0 0 が設けられている。そして、上記油圧ユニットは、両加速度計 6 0 0、7 0 0 の測定値を基にして、車体 - 台車間の上下方向振動を抑制するように油圧アクチュエータ 4 1 0 を制御するよう構成されている。

20

【 0 0 0 9 】

また、車体 - 台車間にセミアクティブサスペンションを設置して上下弾性振動等を抑えるものとして、例えば、下記特許文献 1 に開示されたものが知られている。

30

【特許文献 1】特開 2 0 0 3 - 7 2 5 4 4 号公報

【 0 0 1 0 】

図 1 7 は、上記特許文献 1 に開示されたセミアクティブ方式の上下方向サスペンションシステムを有する鉄道車両の台車部の構成を概略的に示す図である。同図に示すように、図示しない車体と台車枠 2 0 0 間には、可変減衰ダンパ内蔵型空気ばね 4 1 0 が設置され、台車枠 2 0 0 と軸箱 3 0 0 間には軸ばね 5 0 0 が設けられている。軸箱 3 0 0 は、輪軸 3 3 0 を支持し、輪軸 3 3 0 は、車輪 3 1 0 及び車軸 3 2 0 を備えている。また、図示しない車体には、最低 3 つの加速度センサが設置されている。そして、このセンサの出力から、車体の上下方向振動を抑制するように、可変減衰ダンパ（内蔵型空気ばね 4 1 0）の減衰力を制御するよう構成されている。

40

【 発明の開示 】

【 発明が解決しようとする課題 】

【 0 0 1 1 】

しかしながら、上記非特許文献 1 や上記特許文献 1 に開示されている制振システムでは、車体 - 台車間に制振用のアクチュエータないしは可変減衰ダンパを装備しているため、振動制御の効果が台車枠の振動状態に依存してしまうことがあり、車体の上下振動を十分に抑制できないケースも生じ得る。特に、台車枠の振動が大きくなるような箇所では、制振制御の効果が十分に得られ難いことがある。

【 0 0 1 2 】

50

本発明は、このような課題に鑑みてなされたものであり、車体の上下振動を十分に抑制することが可能な制振装置及び制振機能付き車両を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0013】

上記課題を解決するために、本発明に係る制振機能付き車両は、車体と、前記車体を支える複数の台車枠と、前記台車枠を支える軸箱及び輪軸と、を備えた車両において、前記車体又は台車枠の少なくとも一方に設けられた上下方向の振動を検出するためのセンサと、前記台車枠 - 軸箱間に設けられた可変減衰ダンパと、前記センサの出力に基づいて、前記車体の上下方向の振動を低減させるように、前記可変減衰ダンパの減衰力を制御するためのコントロール手段と、を備えたことを特徴とする。

10

【0014】

また、本発明に係る制振機能付き車両は、車体と、前記車体を支える複数の台車枠と、前記台車枠を支える軸箱及び輪軸と、を備えた車両において、前記車体又は台車枠の少なくとも一方に設けられた上下方向の振動を検出するためのセンサと、強制的な駆動力を発生させて前記車体の上下振動を低減させるために、前記台車枠 - 軸箱間に設けられたアクチュエータと、前記センサの出力に基づいて、前記車体の上下方向の振動を低減させるように、前記アクチュエータの駆動力を制御するためのコントロール手段と、を備えたことを特徴とする。

【0015】

また、本発明に係る制振装置は、車体と、前記車体を支える複数の台車枠と、前記台車枠を支える軸箱及び輪軸と、を備えた車両において、前記車体の上下振動を低減させるための制振装置であって、前記車体又は台車枠の少なくとも一方に設けられた上下方向の振動を検出するためのセンサと、前記台車枠 - 軸箱間に設けられた可変減衰ダンパと、前記センサの出力に基づいて、前記車体の上下方向の振動を低減させるように、前記可変減衰ダンパの減衰力を制御するためのコントロール手段と、を備えたことを特徴とする。

20

【0016】

また、本発明に係る制振装置は、車体と、前記車体を支える複数の台車枠と、前記台車枠を支える軸箱及び輪軸と、を備えた車両において、前記車体の上下振動を低減させるための制振装置であって、前記車体又は台車枠の少なくとも一方に設けられた上下方向の振動を検出するためのセンサと、強制的な駆動力を発生させて前記車体の上下振動を低減させるために、前記台車枠 - 軸箱間に設けられたアクチュエータと、前記センサの出力に基づいて、前記車体の上下方向の振動を低減させるように、前記アクチュエータの駆動力を制御するためのコントロール手段と、を備えたことを特徴とする。

30

【発明の効果】

【0017】

本発明に係る制振装置及び制振機能付き車両によれば、車体の上下振動を十分に抑制することが可能となる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0018】

以下、図面を参照しながら本発明の実施の形態について詳細に説明する。図1は、本実施の形態に係る鉄道車両の構成を概略的に示す図である。同図に示すように、本鉄道車両は、主として、車体10、台車20により構成されている。台車20は、車体10の前後に前台車20-1と後台車20-2が設けられている。

40

【0019】

まず、本実施の形態に係る車両の基となる従来の台車構成について説明する。従来の台車構成は、図1中の可変減衰ダンパ51の位置に、代わりに軸ダンパ59が設置されている。各台車20は、台車枠21、台車枠21と車体10とを連結する空気ばね41、車輪と車軸からなる輪軸31、輪軸31に車体・台車の加重を伝達する主軸受けのハウジングである軸箱30、台車枠21と軸箱30を連結する軸ばね50及び軸ダンパ59とを備えている。また、軸箱30は、各台車20の前側に前側軸箱30-1, 30-3、後側に後

50

側軸箱 30 - 2, 30 - 4 が設置されており、輪軸 31、軸ばね 50、軸ダンパ 59 も各軸箱 30 に対応して設けられている。なお、同図は、進行方向右側面から見た図であるため、車両右側の軸箱 30、軸ばね 50 及び軸ダンパ 59 のみを示しているが、車両左側にも同様に軸箱、軸ばね及び軸ダンパが設けられている。また、車体 10 と台車枠 21 は、図示しないヨーダンパ、牽引リンクによっても連結されている。空気ばね 41 は、車体 - 台車枠間の縦振動を低減させるべく作用し、ヨーダンパは、台車 20 の水平方向の回転（ヨーイング）を抑えるべく作用する。また、牽引リンクは、台車 20 の前後方向の駆動力を車体 10 に伝える役割を果たしている。軸ダンパ 59 は、上下方向の振動を減衰させて乗り心地を向上させるべく作用する。

【0020】

続いて、図 1 に示す本実施の形態に係る車両の構成について説明するが、本車両は、上述したように、軸ダンパ 59 に代えて、可変減衰ダンパ 51 を設置している。この可変減衰ダンパ 51 は、減衰力が可変であり、後で詳細に説明するように、乗り心地を向上させるように、その減衰力が制御される。この可変減衰ダンパ 51 を、台車枠 21 と軸箱 30 の間に設置し、台車 20 及び車体 10 の上下振動を低減させるように構成したことが本実施の形態に係る鉄道車両の特徴となっている。なお、従来の鉄道車両は、上述した軸ダンパが装着された車両と、されていない車両とが存在する。よって、従来の車両に本発明を適用する場合には、軸ダンパが装着されている車両に対しては、可変減衰ダンパへの置き換えを行う、装着されていない車両に対しては、追加で可変減衰ダンパを装着すれば良い。

10

20

【0021】

また、可変減衰ダンパ 51 としては、電磁比例リリーフ弁を用いたタイプや、高速切替電磁弁を用いたタイプ等が使用される。図 2 は、電磁比例リリーフ弁を用いてパイフロー回路により可変減衰ダンパを構成した場合の油圧回路を示す図である。絞り弁 53 は、内部を流れる流体に流動抵抗を与えるものであり、その前後の圧力差は、電磁比例リリーフ弁 52 によって制御される。電磁比例リリーフ弁 52 は、あくまでもリリーフ弁であるので、絞り弁 53 に流体が流れることによって発生する圧力差以上に圧力を高くすることはできない。可変減衰ダンパの減衰力は、この圧力差にシリンダ 55 の受圧面積をかけたものとなる。具体的には、シリンダ 55 のロッド側の圧力と受圧面積を P_1 、 A_1 、反ロッド側の圧力と受圧面積を P_2 、 A_2 とすると、減衰力は、 $|A_2 * P_2 - A_1 * P_1|$ となる。なお、力の向きは、ダンパの伸張方向の逆向きである。

30

【0022】

2つの電磁比例リリーフ弁 52 は、図示しないコントロールユニットに接続されており、電磁比例リリーフ弁 52 - 2 は、可変減衰ダンパが縮む際の減衰力を制御し、電磁比例リリーフ弁 52 - 1 は、可変減衰ダンパが伸びる際の減衰力を制御するように構成されている。アキュムレータ 54 は、ダンパが伸縮して流体に過不足が生じた際に、過不足分の流体を供給・回収するために用いられる。このようなパイフロー回路によって構成された可変減衰ダンパによれば、応答速度を向上できるといった利点がある。なお、常に片効きダンパとして作用させる場合、この2つの電磁比例リリーフ弁 52 - 1, 52 - 2 を一つのソレノイドで制御する構成をとることも可能である。具体的には、減衰力制御特性を、ダンパの伸びと縮みの行程で、減衰力が反転するように構成すると共に、伸び側の減衰力が大きい値で可変であるとき、縮み側減衰力を小さい値で固定とし、縮み側の減衰力が大きい値で可変であるとき、伸び側減衰力を小さい値で固定とするように構成する。このように、ソレノイド 1 個で伸び縮み両方の減衰力を制御できる弁を使用すると、低コストに可変減衰ダンパを構成できる。

40

【0023】

また、図 3 は、電磁比例リリーフ弁を用いてユニフロー回路により可変減衰ダンパを構成した場合の油圧回路を示す図である。電磁比例リリーフ弁 52 及び絞り弁 53 の作用は、図 2 に示したパイフロー回路のタイプと同様である。但し、ユニフロー回路のタイプでは、共通の電磁比例リリーフ弁 52 により、ダンパの伸び及び縮みの減衰力制御が行われ

50

る。力の発生方向を規定するために、伸側アンロード弁57-1及び縮側アンロード弁57-2が使用される。ダンパが伸びる際に、伸側アンロード弁57-1をONにすると、シリンダ55のロッド側と反ロッド側の圧力差は0になり、減衰力は発生しない。一方、OFFにすると、絞り弁53前後の圧力差は、電磁比例リリーフ弁52によって制御される。縮側アンロード弁57-2の作用も同様である。このユニフロー回路による可変減衰ダンパは、早い応答性が要求される場合には不向きであるが、伸びと縮みの両方の行程で同じ電磁比例リリーフ弁を用いるので、両行程での電磁比例リリーフ弁による特性の差が出ず、調整が容易であるという利点がある。

【0024】

また、図4は、高速切替電磁弁56を用いて、絞り弁53の組み合わせを替えることによって、減衰力を制御するよう構成された可変減衰ダンパの油圧回路を示す図である。3つの高速切替電磁弁56を切り替えることにより、6通りの絞り弁53の組み合わせができる。よって、ダンパのピストン速度と後述するダンパへの減衰力指令値によって、最適な絞り弁53の組み合わせをコントローラ側で選定し、該当する高速切替電磁弁56を駆動して圧力制御を行う。なお、アンロード弁57の作用については、図4に示したユニフロータイプの場合と同様であり、リリーフ弁52-5は、最大減衰力を規定するために用いられる。但し、本タイプでは、ダンパのストロークを測定するためのストロークセンサ(図示せず)が必要となるため、コスト的には不利である。

10

【0025】

なお、可変減衰ダンパ51は、コントロールユニットの電源をOFF(停止)した場合に、既存のパッシブダンパ(軸ダンパ)の特性を示すものを使用すると良い。例えば、可変減衰ダンパ51の制御系に異常が発生したとしても、コントロールユニットの電源を切ることによって、現状のパッシブダンパの場合と同等の乗り心地を維持することが可能だからである。上記ユニフロー回路やバイフロー回路により構成された可変減衰ダンパであれば、バルブ電流が0の時にリリーフ圧力がパッシブ特性を持つような電磁比例リリーフ弁を使用すれば、実現できる。また、減衰力可変用の弁と、パッシブ用の弁とを切替可能な切替弁を設け、電源OFF時にパッシブ用の弁に切り替わるように構成された可変減衰ダンパによっても実現できる。

20

【0026】

さらに、本実施の形態に係る鉄道車両においては、台車枠21又は車体10の少なくとも一方に、台車枠21又は車体10の上下方向の加速度を測定するための、加速度センサが設けられている。加速度センサの設置位置は、可変減衰ダンパ51を制御する制御則により異なるため、後述の制御則の説明の箇所で、加速度センサの設置位置を併せて説明する。この加速度センサの出力から、台車枠21や車体10の上下並進モード、ピッチングモード、1次曲げモード等を算出することができる。

30

【0027】

ここで、上下並進モード、ピッチングモード、1次曲げモードについて説明する。図5は、上下並進モード、ピッチングモード、1次曲げモードを、概念的に示す図であり、車両の側方から見た図である。図5(a)は、上下並進(バウニング)モードを示し、上下方向に平行な運動を表している。図5(b)は、ピッチングモードを示し、車体の前後が、上下に逆相で動く運動を表している。図5(c)は、1次曲げモードを示し、車体中央を腹とする1次の曲げ運動を表している。

40

【0028】

次に、上記構成を有する鉄道車両において、加速度センサの出力から可変減衰ダンパを制御する際の制御則について説明する。本実施の形態では、一例として、台車枠振動の情報のみによりセミアクティブ制御を行う制御則1と、台車枠振動と車体振動の両方の情報によりセミアクティブ制御を行う制御則2との二通りの制御則によりシミュレーションを行った。

【0029】

なお、可変減衰ダンパは、(1)ダンパ内の流体の流れの速度の2乗に比例してダンパ内

50

圧が上昇する、(2)このダンパ内圧に対し、電磁比例リリーフ弁等を制御して、任意の圧力に減圧可能である、(3)発生力は、ダンパ内圧と受圧面積の積で表される、といった条件を満たす電磁比例リリーフ弁タイプを想定し、非線形システムとした。

【0030】

そして、電磁比例リリーフ弁は、指令 u_{rij} に対して、弁の動作 u_{dij} が、下式(1)なる1次遅れ特性を持つものとしている。但し、 $i = 1$ (前台車)、 2 (後台車)、 $j = 1$ (前側軸)、 2 (後側軸)である。式中のドットは、時間 t による1階微分 (d/dt) を意味し、以降の式でも同じである。なお、ドットが2つであれば2階微分 (d^2/dt^2) を意味する

【数1】

$$\dot{u}_{dij} = -\frac{u_{dij}}{T} + \frac{u_{rij}}{T} \quad \dots(1)$$

10

【0031】

また、可変減衰ダンパの減衰力は、油の流れの速度(ピストン速度) v_{dij} の2乗に比例して立ち上がり、上式(1)の遅れを持つ電磁比例リリーフ弁によって理想的にリリーフするものとしている。絞り弁の開度を c_d 、比例リリーフの傾きを k_d 、とすれば、減衰力 f_{dij} は、下式(2)で表される。

【数2】

$$f_{dij} = \begin{cases} -\text{sign}(v_{dij}) \cdot \min(c_d v_{dij}^2, u_{dij} + k_d v_{dij}) & (u_{dij} \cdot v_{dij} < 0) \\ -\text{sign}(v_{dij}) \cdot \min(c_d v_{dij}^2, k_d v_{dij}) & (u_{dij} \cdot v_{dij} \geq 0) \end{cases} \quad \dots(2)$$

20

【0032】

(1)制御則1(台車枠振動の情報のみによる制御)

台車枠の上下加速度のみを計測し、台車毎に台車枠の上下振動制御を行う方法である。車体への上下振動の伝達経路となっている台車枠の上下振動を低減させることにより、車体の上下振動を低減させるという制御方法である。具体的な制御則は様々なものが使用できるが、本実施の形態では、スカイック制御を用いている。本制御則では、車体の振動モードを考慮していないため、車体の振動を計測する加速度センサが不要となり、コントロールユニットの回路構成も簡単になることから、コスト低減において有利である。

30

【0033】

図6は、制御則1を適用する場合の、加速度センサ60-1、60-2及びコントロールユニット70-1、70-2の配置を概略的に示す図である。これら加速度センサ60及びコントロールユニット70及び可変減衰ダンパ51により制振装置が構成される。なお、図中右側を進行方向としている。

【0034】

同図に示すように、前台車枠21-1及び後台車枠21-2の中央部分に、それぞれ加速度センサ60-1、60-2が設置されている。この加速度センサ60は、台車枠の上下方向の加速度 $d^2 z_{Ti} / dt^2$ を検出する。また、車体10には、前台車枠21-1用と後台車枠21-2用の2つのコントロールユニット70-1、70-2が設置されている。加速度センサ60-1の出力は、コントロールユニット70-1に送られ、加速度センサ60-2の出力は、コントロールユニット70-2に送られる。コントロールユニット70-1は、この出力値から、前台車枠21-1と軸箱30-1、30-2間に設けられた可変減衰ダンパ51への減衰力指令値 u_{r1j} を算出し、各可変減衰ダンパ51へと送信する。コントロールユニット70-2は、同じく、後台車枠21-2と軸箱30-3、30-4間に設けられた可変減衰ダンパ51への減衰力指令値 u_{r2j} を算出し、各可変減衰

40

50

ダンパ 5 1 へと送信する。

【 0 0 3 5 】

各可変減衰ダンパ 5 1 は、この減衰力指令値 u_{rij} に基づいて、減衰力の制御を行い。これにより、台車枠の上下振動が低減され、よって車体における乗り心地を向上させることができる。

【 0 0 3 6 】

コントロールユニット 7 0 においては、まず、出力値から、上記台車枠 2 1 の上下方向加速度を積分して、台車枠の上下並進速度 dz_{Ti} / dt を求める。ここで、添え字 T は、台車に関する値であることを意味している。次に、この速度値を下式 (3) に代入して、減衰力指令値 u_{rij} を算出する。

【 数 3 】

$$u_{rij} = -c_s \dot{z}_{Ti} \quad \dots(3)$$

【 0 0 3 7 】

ここで、 C_s は、いわゆるスカイフックゲインである。この減衰力指令値 u_{rij} は、コントロールユニット 7 0 - 1, 7 0 - 2 により、前台車枠 2 1 - 1 及び後台車枠 2 1 - 2 用とで独立して算出される。そして、前台車枠 2 1 - 1 と前側軸箱 3 0 - 1 及び後側軸箱 3 0 - 2 との間に設置された 4 つの可変減衰ダンパ 5 1 には、同じ減衰力指令値 u_{r1j} が与えられ、後台車枠 2 1 - 2 と前側軸箱 3 0 - 3 及び後側軸箱 3 0 - 4 との間に設置された 4 つの可変減衰ダンパ 5 1 には、同じ減衰力指令値 u_{r2j} が与えられる。

【 0 0 3 8 】

なお、ここでは、各台車枠に 1 つの加速度センサを配置したが、より多くのセンサを台車枠に配置することにより、他の運動モードの加速度を得ることができ、これら他の運動モードも考慮した制御が可能になる。例えば、各台車枠の前後に 1 個ずつの加速度センサを配置すると、台車枠の上下並進モードの振動とピッチングモードの振動が得られる。この際の制御則としては、例えば、上述したスカイフック制御をピッチングモードにも適用して、上下並進モードのスカイフックゲインと合成すれば良い。特に、車体 - 台車枠を結んでいる牽引リンクやヨーダンパの取り付け位置の高さが、台車枠のピッチング中心の高さと大きく異なっている場合には、このようにピッチングモードを制御することで、車体の上下振動を低減することが可能である。

【 0 0 3 9 】

(2) 制御則 2 (台車枠振動と車体振動の両方の情報による制御)

続いて、台車枠振動加速度に加えて、車体の振動加速度も計測して制御を行う方法について説明する。具体的な制御則については、制御則 1 の場合と同様に様々な制御則を適用することができるが、本実施の形態においては、最適制御法によってコントローラを設計し、これをセミアクティブ制御に適用した。

【 0 0 4 0 】

図 7 は、制御則 2 を適用する場合の、加速度センサ 6 0 及びコントロールユニット 7 0 の配置を概略的に示す図である。加速度センサ 6 0、コントロールユニット 7 0 及び可変減衰ダンパ 5 1 により制振装置が構成される。なお、図中右側が進行方向である。

【 0 0 4 1 】

同図に示すように、各台車枠 2 1 の中央に加速度センサ 6 0 - 1, 6 0 - 2 が配置されると共に、車体床面の前側部、中央部、後側部に、それぞれ加速度センサ 6 0 - 3, 6 0 - 4, 6 0 - 5 が配置されている。また、車体 1 0 に設けられたコントロールユニット 7 0 に、全ての加速度センサ 6 0 からの出力値が集められる。コントロールユニット 7 0 は、この出力値から、台車枠 2 1 と軸箱 3 0 間に設けられた可変減衰ダンパ 5 1 への減衰力指令値 u_{rij} を算出し、各可変減衰ダンパ 5 1 へと送信する。各可変減衰ダンパ 5 1 は、この減衰力指令値 u_{rij} に基づいて、減衰力の制御を行い、これにより、車体 1 0 の上下振動が減衰され、車体 1 0 における乗り心地を向上させることができる。

10

20

30

40

50

【 0 0 4 2 】

コントロールユニット70での減衰力指令値の算出にあたっては、本鉄道車両をモデリングして得られた、32個の状態量を持ち、8個の外乱入力と、4個の制御入力を持つ線形システムの状態方程式(下式(4):算出方法については後述)を用いた。但し、全状態変数を観測(推定)するのは実際には困難であるため、車体-台車枠間の前後方向結合要素特性による影響を無視し、車体の上下振動への影響が大きく、ある程度推定が可能と思われる、台車枠の上下並進モード、車体の上下並進モード、ピッチングモード、1次曲げモードからなる10次の低次元化された状態方程式(式(5))を用いて、最適フィードバックを求めた。

【数4】

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}_1\mathbf{w} + \mathbf{B}_2\mathbf{u} \quad \dots(4)$$

但し、

$$\mathbf{x} = [\mathbf{z} \dot{\mathbf{z}}]^T$$

$$\mathbf{z} = [x_{W11} x_{W12} x_{W21} x_{W22} x_{T1} x_{T2} z_{T1} z_{T2} \theta_{T1} \theta_{T2} x_{D1} x_{D2} x_B z_B \theta_B q_B]$$

$$\mathbf{w} = [z_{W11} z_{W12} z_{W21} z_{W22} \dot{z}_{W11} \dot{z}_{W12} \dot{z}_{W21} \dot{z}_{W22}]^T$$

$$\mathbf{u} = [f_{d11} f_{d12} f_{d21} f_{d22}]^T$$

10

【数5】

$$\dot{\mathbf{x}}_r = \mathbf{A}_r \mathbf{x}_r + \mathbf{B}_{1r} \mathbf{w} + \mathbf{B}_{2r} \mathbf{u} \quad \dots(5)$$

$$\mathbf{x}_r = [z_{T1} z_{T2} z_B \theta_B q_B \dot{z}_{T1} \dot{z}_{T2} \dot{z}_B \dot{q}_B]^T$$

20

【 0 0 4 3 】

ここで、ベクトル $x_{w_{ij}}$ は、輪軸の前後方向変位、 $z_{w_{ij}}$ は、輪軸の上下方向変位、 x_{T_i} は、台車枠の前後方向変位、 z_{T_i} は、台車枠の上下方向変位、 θ_{T_i} は、台車枠のピッチング変位、 x_{D_i} は、ヨーダンパの前後方向変位、 x_B は、車体の前後方向変位、 z_B は、車体の上下方向変位、 q_B は、車体の1次曲げモードの変位、 $f_{d_{ij}}$ は、可変減衰ダンパの発生力である。なお、上述したように、 $i = 1$ (前台車)、 2 (後台車)、 $j = 1$ (前側軸)、 2 (後側軸)である。

30

【 0 0 4 4 】

そして、コントロールユニットにおいては、状態方程式(5)で表されるシステムに対して、下式(6)で表される評価関数、

【数6】

$$J = \int_0^{\infty} (\mathbf{x}_r^T \mathbf{Q} \mathbf{x}_r + \mathbf{u}^T \mathbf{R} \mathbf{u}) dt \quad \dots(6)$$

を最小にするような状態フィードバック(式(7))、

40

【数7】

$$\mathbf{u} = -\mathbf{K}\mathbf{x}_r \quad \dots(7)$$

によって可変減衰ダンパへの指令 \mathbf{u} を計算する。すなわち、ベクトル \mathbf{u} は、 $[u_{r11}, u_{r12}, u_{r21}, u_{r22}]^T$ となる。なお、状態ベクトル \mathbf{x}_r のなかに観測できない状態変数がある場合には、適当な状態オブザーバを設計して推定すれば良い。

【 0 0 4 5 】

このような制御則2によれば、車体の1次曲げモードを考慮して、可変減衰ダンパの制御を行っており、より車体での乗り心地を向上させることができる。なお、制御則1の場合

50

合と同様に、加速度センサ等の配置構成について、適宜変更可能であることはいうまでもない。

【 0 0 4 6 】

ここで、上記状態方程式(4)の算出方法について説明する。図8は、本実施の形態における鉄道車両をシミュレーションのためにモデリングしたモデル図である。図中右側が、本モデルの進行方向であり、進行方向にx軸、図中上下方向にz軸、図中紙面に垂直な方向にy軸をとっている。本モデルは、はりとしての車体10と、剛体としての台車枠21の上下振動に加えて、車体前後、台車枠前後・ピッチング、輪軸31前後等の各自由度を扱うことにより、車体-台車間の結合要素である牽引リンク43やヨーダンパ42の影響を扱うことが出来るようにしたモデルである。

10

【 0 0 4 7 】

また、セミアクティブサスペンション(可変減衰ダンパ)を取り扱うためには、時刻歴シミュレーションが必要になる。このため、減衰要素の表現は、複素ばねではなく、粘性減衰を用いることにした。

【 0 0 4 8 】

まず、図8を参照しながら、本モデリングで使用する主な記号を下記表1に示す。

【表1】

m_{Wij}, m_{Ti}, m_B	輪軸、台車枠、車体の質量
m_{Di}	ヨーダンパ質量
J_{Wij}, J_{Ti}, J_B	輪軸、台車枠、車体のピッチングの慣性モーメント
l_B, l_{Wi}	車体長、及び1/2軸距離
l_{TCi}	台車中心から車体重心までの距離
l_{Ti}	車体最後部から台車までの距離
l_{Di}	台車中心からヨーダンパ取り付け点までの距離
l_{Li}	台車中心から牽引リンク取り付け点までの距離
h_T	輪軸中心から台車重心までの高さ
h_L	台車重心から牽引リンクまでの高さ
h_D	台車重心からヨーダンパまでの高さ
h_A	台車重心から空気ばね中心までの高さ
h_{LB}	牽引リンクから車体重心までの高さ
h_{DB}	ヨーダンパから車体重心までの高さ
h_{AB}	空気ばね中心から車体重心までの高さ
r	車輪半径
k_{Wijx}, c_{Wijx}	軸箱前後支持剛性、及び減衰(1輪軸分)
k_{Wijz}, c_{Wijz}	軸箱上下支持剛性、及び減衰(1輪軸分)
k_{Aix}, c_{Aix}	空気ばね前後剛性、及び減衰(1台車分)
k_{Aiz}, c_{Aiz}	空気ばね上下剛性、及び減衰(1台車分)
k_{LRi}, c_{LRi}	牽引リンクゴム剛性、及び減衰(1本分)
c_{Di}	ヨーダンパ減衰(1台車分)
k_{DRi}, c_{DRi}	ヨーダンパゴム剛性、及び減衰(1台車分)
E_I, μ_I	車体の曲げ剛性、及び内部粘性減衰

20

30

40

50

車両のモデリングに関して、a. 車体のモデル、b. 結合力のモデル、c. 運動方程式の順で説明する。

【0049】

a. 車体のモデル

車体を両端自由の様な弾性はりと仮定し、慣性、内部粘性、曲げ剛性を考慮すると、車体の長手方向 x の位置における微小な車体上下変位 $z(x, t)$ に対して、下式(8)が成り立つ。

【数8】

$$\frac{m_B}{l_B} \frac{\partial^2 z(x, t)}{\partial t^2} + \mu l \frac{\partial^5 z(x, t)}{\partial t \partial x^4} + EI \frac{\partial^4 z(x, t)}{\partial x^4} = \sum_k f_k(t) \delta(x - l_k) \quad \dots(8) \quad 10$$

【0050】

ここに、 $f_k(t)$ は、位置 l_k で車体の上下方向に加わる外力であり、 $\delta(x)$ は、デルタ関数である。

式(8)は、車体の各モードの変位を $q_{Bm}(m=1)$ として、モード解析法により、下式(9)のように展開される。

【数9】

$$z(x, t) = \sum_{m=1}^N Y_m(x) q_{Bm}(t) = z_B(t) + \left(x - \frac{l_B}{2}\right) \theta_B(t) + \sum_{m=3}^N Y_m(x) q_{Bm}(t) \quad \dots(9) \quad 20$$

【0051】

但し、車体の上下並進変位を z_B 、ピッチング変位を θ_B としている。ここで、車体の1次曲げよりも高次のモード ($m > 3$) を無視すると、車体について、各モード ($m = 1, 2, 3$) で、下式(10)~(12)が成り立つ。

【数10】

$$m_B \ddot{z}_B = f_{A1z} + f_{A2z} \quad (m=1) \quad \dots(10)$$

$$J_B \ddot{\theta}_B = l_{TC1} f_{A1z} - f_{A2z} l_{TC2} \quad (m=2) \quad \dots(11) \quad 30$$

$$\ddot{q}_B + 2\zeta \omega \dot{q}_B + \omega^2 q_B = \sum_k Y(x_k) f_k(t) / m_B \quad (m=3) \quad \dots(12)$$

但し、 f_{Aiz} は、位置 l_{TCi} での空気ばねによる支持力であり、また、 J_B は、下式(13)で定義される。

【0052】

【数11】

$$\omega = \left(\frac{\lambda}{l_B}\right)^2 \sqrt{\frac{EI l_B}{m_B}}, \quad \zeta = \frac{\mu l}{2EI} \omega \quad \dots(13) \quad 40$$

また、上式(12)の曲げモード固有関数は、下式(14)で表される。

【数12】

$$Y(x) = \frac{(\cos \lambda - \cosh \lambda)(\cos X + \cosh X) + (\sin \lambda + \sinh \lambda)(\sin X + \sinh X)}{\cos \lambda - \cosh \lambda} \quad \dots(14)$$

ここで、 $X = x / l$ であり、 λ は、振動数方程式である下式(15)の1次曲げモードに対応する根である。

【数 1 3】

$$\cos \lambda \cosh \lambda = 1 \quad \dots(15)$$

【0 0 5 3】

b. 結合力のモデル化

軸箱支持部、車体支持部、牽引リンク、ヨーダンパについて、それぞれ伝達力を数式化する。ここで、軸箱支持部の上下方向は、軸ばね剛性 k_{wijz} 、軸ダンパ減衰 c_{wijz} を考慮する。但し、セミアクティブ制御時には、 $c_{wijz} = 0$ とし、セミアクティブダンパの発生力を f_{dij} とする。また、前後方向については、軸ばねの前後剛性 k_{wijx} 、減衰 c_{wijx} を

10

【0 0 5 4】

そして、軸箱支持部の前後の発生力 f_{wijx} 、上下の発生力 f_{wijz} は、それぞれ下式(16)、(17)で表される(複合は、 $j = 1, 2$ の順である)。

【数 1 4】

$$f_{wijx} = k_{wijx} (x_{wij} - (x_{Ti} + h_T \theta_{Ti})) + c_{wijx} (\dot{x}_{wij} - (\dot{x}_{Ti} + h_T \dot{\theta}_{Ti})) \quad \dots(16)$$

$$f_{wijz} = k_{wijz} (z_{wij} - (z_{Ti} \pm l_{Wi} \theta_{Ti})) + c_{wijz} (\dot{z}_{wij} - (\dot{z}_{Ti} \pm l_{Wi} \dot{\theta}_{Ti})) + f_{dij} \quad \dots(17)$$

20

【0 0 5 5】

また、車体支持部に関して、空気ばねの前後剛性及び減衰は、牽引リンクやヨーダンパに比べて十分小さいため無視し、上下方向のみ考慮する。そして、空気ばねを、ばね剛性 k_{Aiz} 、減衰 c_{Aiz} からなる2要素モデルとすると、車体支持部の上下方向発生力 f_{Aiz} は、下式(18)で表される(複合は、 $i = 1, 2$ の順である)。

【数 1 5】

$$f_{Aiz} = k_{Aiz} (z_{Ti} - (z_B \pm l_{TCi} \theta_B + Y(l_{Ti}) q_B)) + c_{Aiz} (\dot{z}_{Ti} - (\dot{z}_B \pm l_{TCi} \dot{\theta}_B + Y(l_{Ti}) \dot{q}_B)) \quad \dots(18)$$

【0 0 5 6】

また、牽引リンクの前後方向伝達力 f_{Li} は、取り付けゴムの剛性 k_{LRi} と粘性減衰 c_{LRi} を考慮し、下式(19)で表される。

【数 1 6】

$$f_{Li} = k_{LRi} \left((x_{Ti} - h_L \theta_{Ti}) - \left(x_B + h_{LB} \theta_B + h_{LB} \cdot q_B \cdot \frac{\partial Y}{\partial x} \Big|_{x=l_{Ti}-l_{Li}} \right) \right) + c_{LRi} \left((\dot{x}_{Ti} - h_L \dot{\theta}_{Ti}) - \left(\dot{x}_B + h_{LB} \dot{\theta}_B + h_{LB} \cdot \dot{q}_B \cdot \frac{\partial Y}{\partial x} \Big|_{x=l_{Ti}-l_{Li}} \right) \right) \quad \dots(19)$$

40

【0 0 5 7】

また、ヨーダンパの車体側前後力 f_{DBi} 及び台車側前後力 f_{DRi} は、ヨーダンパの車体及び台車側の変位を、それぞれ x_{DBi} 、 x_{DRi} とおき、図9のようにモデル化すると、下式(20)~(24)で表される(複合は、 $i = 1, 2$ の順である)。

【数 17】

$$x_{DRi} = x_{Ti} - h_D \theta_{Ti} \quad \dots(20)$$

$$x_{DBi} = x_B + h_{DB} \theta_B + h_{DB} \cdot q \cdot \frac{\partial Y}{\partial x} \Big|_{x=l_{Ti} \mp l_{Di}} \quad \dots(21)$$

$$f_{DBi} = c_{Di} (\dot{x}_{Di} - \dot{x}_{DBi}) \quad \dots(22)$$

$$f_{DRi} = c_{DRi} (\dot{x}_{DRi} - \dot{x}_{Di}) + k_{DRi} (x_{DRi} - x_{Di}) \quad \dots(23)$$

$$m_{Di} \ddot{x}_{Di} = -c_{Di} (\dot{x}_{Di} - \dot{x}_{DBi}) - c_{DRi} (\dot{x}_{Di} - \dot{x}_{DRi}) - k_{DRi} (x_{Di} - x_{DRi}) \quad \dots(24)$$

10

【0058】

c. 運動方程式

続いて、運動方程式を導出する。まず、輪軸の前後については、下式(25)が成り立つ。

【数 18】

$$m_{Wij} \ddot{x}_{Wij} = -f_{Wijx} - \frac{J_{Wij}}{r} \ddot{x}_{Wij} \quad \dots(25)$$

【0059】

また、台車枠の前後、上下、ピッチングについては、それぞれ下式(26)～(28)が成り立つ。 20

【数 19】

$$m_{Ti} \ddot{x}_{Ti} = f_{Wi1x} + f_{Wi2x} - f_{Aix} - f_{Li} - f_{DRi} \quad \dots(26)$$

$$m_{Ti} \ddot{z}_{Ti} = f_{Wi1z} + f_{Wi2z} - f_{Aiz} \quad \dots(27)$$

$$J_{Ti} \ddot{\theta}_{Ti} = l_{Wi} (f_{Wi1z} - f_{Wi2z}) + h_T (f_{Wi1x} + f_{Wi2x}) + h_L f_{Li} + h_D f_{DRi} + h_A f_{Aix} \quad \dots(28)$$

【0060】

また、車体の前後、上下、ピッチング、1次曲げについては、それぞれ下式(29)～(32) 30
が成り立つ(複合は、i = 1, 2の順である)。

【数 20】

$$m_B \ddot{x}_B = f_{A1x} + f_{A2x} + f_{L1} + f_{L2} + f_{DB1} + f_{DB2} \quad \dots(29)$$

$$m_B \ddot{z}_B = f_{A1z} + f_{A2z} \quad \dots(30)$$

$$J_B \ddot{\theta}_B = l_{TC1} f_{A1z} - l_{TC2} f_{A2z} + h_{LB} (f_{L1} + f_{L2}) + h_{DB} (f_{DB1} + f_{DB2}) + h_{AB} (f_{A1x} + f_{A2x}) \quad \dots(31)$$

$$m_B \ddot{q} = 2m_B \zeta \omega \dot{q} + m_B \omega^2 q + \sum_i Y(l_{Ti}) f_{Aiz} + \sum_i f_{Aix} Y(l_{Ti}) \frac{\partial Y}{\partial x} \Big|_{x=l_{Ti}} \\ + \sum_i f_{DBi} Y(l_{Ti} \mp l_{Di}) \frac{\partial Y}{\partial x} \Big|_{x=l_{Ti} \mp l_{Di}} + \sum_i f_{Li} Y(l_{Ti} \mp l_{Li}) \frac{\partial Y}{\partial x} \Big|_{x=l_{Ti} \mp l_{Li}} \quad \dots(32)$$

40

【0061】

そして、これらの運動方程式と、ヨーダンパの運動方程式(24)により、上述の式(4)で表される、32個の状態量を持ち、8個の外乱入力と4個の制御入力を持つ線形システムが得られる。

【0062】

次に、上記制御則1及び制御則2による実時間シミュレーション結果について説明する。輪軸への上下変位、速度外乱としては、新幹線電車の軸箱加速度を積分し、軸箱上下速度及び変位を求め、これを走行速度300[km/h]に相当する位相差で入力した。また、主 50

要パラメータは、下記表 2 の通り設定した。

【表 2】

m_{Wij}	1,380 [kg]	I_{Wij}	0.2 [m]
m_{Ti}	3,280 [kg]	I_{Ti}	0.74 [m]
m_B	30,000 [kg]	I_B	7.0 [m]
m_D	76 [kg]	k_{Wijz}	2.0×10^6 [N/m]
l_B	24.5 [m]	c_{Wijz}	3.92×10^4 [N/(m/s)]
l_{Wi}	1.25 [m]	k_{Aiz}	7.0×10^5 [N/m]
l_{TCi}	8.75 [m]	c_{Aiz}	3.8×10^4 [N/m]
h_A	0.4 [m]	E_I	2.63×10^9 [Nm ²]
h_{AB}	0.61 [m]	μ_I	9.17×10^5 [N/(m/s)]

10

【0063】

また、可変減衰ダンパについては、1 輪軸あたり $c_d = 1.57 \times 10^6$ [N/(m/s)²]、 $k_d = 4.905$ [N/(m/s)]、最大減衰力 1.08×10^4 [N] とした。この減衰力は、既存のパッシブダンパでは、ピストン速度 0.15 [m/s] 時の 1 軸あたりの減衰力に相当し、現実的な設定となっている。なお、パルプの応答遅れは 10 [ms] とした。

【0064】

また、本シミュレーション結果としては、鉄道車両の乗り心地を評価する指標として一般的に使用されている乗り心地レベル L_T を用いた。これは、車体振動加速度を、人間の振動感覚特性（乗り心地フィルタ）を用いて重み付けし、この実効値を閾値で正規化して dB 単位で表示したものである。例えば、日本鉄道技術協会「乗り心地管理基準に関する報告書」（1979-1981）に詳細に説明されている。

20

【0065】

この乗り心地レベル L_T の値が小さいほど、乗り心地が良いとされている。なお、上下系の振動については、4~8 [Hz] に最も大きな重み付けがなされており、この周波数帯域での振動を小さくすることが重要となる。よって、本実施の形態では、この特性に注意してコントローラの設計を行っている。

【0066】

そして、台車枠のスカイフック制御を用いた制御則 1 では、パラメータはスカイフックゲイン C_s のみであるため、台車振動がある程度低減できる値とした。本シミュレーションでは、 $C_s = 254,800$ [N/(m/s)] とした。

30

【0067】

また、最適制御則（LQR (Linear Quadratic Regulator)）を用いた制御則 2 では、4~8 [Hz] 付近に大きなパワーを持つ車体の 1 次曲げ振動、及び台車枠の上下振動を重視して、式(6)のパラメータであるベクトル Q 、 R を下記式(33)、(34)とした。

【数 2 1】

$$Q = \text{diag}(0,0,0,0,10^5,10^5,0,0,5 \times 10^7) \dots (33)$$

$$R = \text{diag}(2 \times 10^{-6}, 2 \times 10^{-6}, 2 \times 10^{-6}, 2 \times 10^{-6}) \dots (34)$$

40

【0068】

まず、シミュレーション結果に基づいて、乗り心地の改善効果について説明する。図 10 は、前台車直上の車体床面における上下方向加速度 PSD (Power spectral density) を示す図である。また、図 11 は、車体中央床面における上下方向加速度 PSD を示す図である。両図とも、制御則 1 及び制御則 2 による結果を示すと共に、比較対象として、制御なしの場合（パッシブダンパ）の結果を示している。また、図中凡例には、 L_T 値を併記してある。図 10 では、制御なしの場合は、 $L_T = 86.9$ [dB]、制御則 1 の場合は、 $L_T = 84.7$ [dB]、制御則 2 の場合は、 $L_T = 83.7$ [dB] となった。図 11 では、制御なしの場合は

50

、 $L_T = 86.4$ [dB]、制御則 1 の場合は、 $L_T = 83.5$ [dB]、制御則 2 の場合は、 $L_T = 82.8$ [dB] となった。また、図 1 2 は、前台車枠における上下並進加速度 PSD を示す図である。

【0069】

制御則 1 のシミュレーション結果について見ると、図 1 2 に示すように、台車枠の上下振動加速度が、3~10 [Hz] 付近で全般的に低減していることが分かる。この結果、図 1 0 及び図 1 1 に示すように、車体の上下加速度も同帯域で同様に低減していることが分かる。そして、乗り心地レベル L_T は、制御なしの場合と比較して、車体中央で 3 [dB] 程度、前台車直上で 2 [dB] 程度改善しており、制御則 1 により、体感できる程度に乗り心地が向上していることが分かる。

10

【0070】

また、制御則 2 のシミュレーション結果について見ると、5~7 [Hz] の周波数帯域で、車体中央の上下方向振動が、制御なしと比較して若干大きくなっている（図 1 1 参照）。これは、アクチュエータが可変減衰ダンパ（セミアクティブダンパ）であることや、低次元化コントローラを使用しているため、式 (4) の全ての状態量を使用していないといったモデル化誤差の影響であると考えられる。しかし、乗り心地レベルで重視されている 9 [Hz] 付近（車体の 1 次曲げモードが大きなパワーを持つ周波数帯域）を大幅に低減しており、その結果、 L_T 値は、制御なしの場合と比較して、車体中央で 3.5 [dB] 程度、前台車直上で 3 [dB] 改善しており、制御則 1 よりもさらに乗り心地が向上していることが分かる。

20

【0071】

ここで、乗り心地レベル L_T の改善にどの周波数帯域が寄与しているかを調べるために、加速度 PSD に乗り心地フィルタの重みをかけ、オクターブバンド毎に積分した結果（振動パワー）を図 1 3 に示す。図 1 3 (a) は、前台車直上の車体床面における振動パワー分布を示す図であり、図 1 3 (b) は、車体中央床面における振動パワー分布を示す図である。同図に示すように、制御なしの L_T 値は、8 [Hz] 帯の振動パワーが支配的で、特に車体中央ではこれが顕著になっている。これに対して、制御則 1 の場合は、8 [Hz] 帯の振動パワーを半分に低減できており、制御則 2 の場合は、8 [Hz] 帯の振動パワーを約 1/3 に低減できており、これが L_T 値の低減に貢献していることが分かる。

30

【0072】

なお、制御則 2 を適用した場合の可変減衰ダンパの動作状況について検証したが、可変減衰ダンパの発生力は 1 本あたり最大で 5 [kN] 程度となり、現実的な値であることが分かった。

以上、本実施の形態に係る制振機能付き鉄道車両について詳細に説明したが、台車枠と軸箱間に可変減衰ダンパを設置し、車体での乗り心地を向上させるべく、この可変減衰ダンパの減衰力を制御した本実施の形態によれば、従来の鉄道車両と比較して、乗り心地を向上させることができる。特に、制御則 1 を適用した場合には、簡単な構成で乗り心地を向上させることができ、制御則 2 を適用した場合には、制御則 1 よりもさらに乗り心地レベルを向上させることができる。

【0073】

40

なお、本発明は、上述した実施の形態に限定されるものではなく、本発明の主旨を逸脱しない範囲内で種々の変形が可能である。

例えば、可変減衰ダンパの制御則に関して、適宜、所定の制御則に変更可能であるのはいうまでもない。制御則 2 では、LQR コントローラをそのまま適用しているが、可変減衰ダンパの非線形性をある程度考慮した制御則に変更したり、低次元化についてさらに性能を向上させた制御則に変更したりすることができる。

【0074】

また、可変減衰ダンパの制御測として、車体の振動のみに着目する制御方法も挙げられる。この場合には、図 1 4 に示すよう、車体 1 0 の前部、中央部、後部の床面 3 箇所になくとも 3 つの加速度センサ 6 0 - 3 ~ 5 が設置される。3 つの加速度センサ 6 0 により

50

、車体10の上下並進、ピッチング、1次曲げモードを検出して制御することができる。さらに加速度センサの設置数を増やせば、より高次の振動モードに対しても対応できるようになる。

また、本実施の形態では、鉄道車両を例にとって説明したが、これに限らず、車体、台車枠、軸箱から構成される車両であれば、本発明を適用可能である。

【0075】

また、本実施の形態では、セミアクティブサスペンション（可変減衰ダンパ）を用いているが、振動低減効果の面でより有利であるアクティブサスペンションを代わりに用いることができる。セミアクティブサスペンションは、可変減衰ダンパの減衰力を制御するだけなのに対して、アクティブサスペンションは、駆動力を発生するアクチュエータを使用し、車体の振動状況に応じてアクチュエータの発生力を制御することで、積極的に振動を低減させようとするものである。アクチュエータとしては、例えば、リニアモータ、油圧シリンダ、電油アクチュエータ、空気圧シリンダ等が使用される。このアクティブサスペンションは、線形制御則が使用できるため、セミアクティブサスペンションと比べて、制御系設計の見通しが立ちやすいというメリットがある。

10

【0076】

以下、アクティブサスペンションを用いた場合の構成について詳細に説明する。基本的な鉄道車両の構成自体は、上述したセミアクティブサスペンションと同様である。但し、アクティブサスペンションの場合には、制御系に異常が発生した際に、逆に車体を加振してしまうケースも考えられるため、異常が発生した際に制御を切れば通常の状態に戻るよう構成することが必要である。

20

【0077】

図15に、アクティブサスペンションを採用した際の、台車枠21と軸箱30との間の構成の一例を概略的に示す。図15(a)は、台車枠-軸箱間に、アクチュエータ58と軸ばね50に加えて、軸ダンパ59を配置した構成を示している。アクチュエータ58としては、リニアモータ等が用いられる。アクティブサスペンションに異常が発生した場合には、図示しないコントロールユニットの電源を切り、アクチュエータ58が制御力を発生しないようにする。この場合は、軸ダンパ59がパッシブダンパとして機能するため、現状と同等の乗り心地を維持することが可能である。

【0078】

図15(b)は、台車枠-軸箱間に、アクチュエータ58としての電油アクチュエータと軸ばね50を配置した構成を示している。この電油アクチュエータは、ダンパとしての機能も有しており、内蔵している弁を切り替えることにより、アクチュエータとして作用するか、軸ダンパとして作用するかを切り替え可能に構成されている。

30

図15に示す構成のように、アクチュエータの駆動が切られた際に、軸ダンパとして作用する部材を配置しておけば、たとえアクチュエータの制御系に異常が発生したとしても、安定した乗り心地を維持することが可能である。

【0079】

続いて、アクティブサスペンションの制御則の例について幾つか簡単に説明する。まず、上述したセミアクティブサスペンションの制御則1の場合と同様に、台車枠の振動のみに着目し、台車枠ごとに制御する方法が挙げられる。図6に示したように、各台車枠に1つずつ加速度センサを設置した場合には、台車枠の上下並進のみを制御することができる。また各台車枠の前方及び後方に2つの加速度センサを設置した場合には、台車枠の上下並進及びピッチングを制御することができる。

40

【0080】

また、上述したセミアクティブサスペンションの場合と同様に、車体の振動のみに着目する制御方法も挙げられる。この場合には、図14に示したよう、車体の前部、中央部、後部の床面3箇所に少なくとも3つの加速度センサが設置される。この3つの加速度センサにより、車体の上下並進、ピッチング、1次曲げモードを検出して制御することができる。さらに加速度センサの設置数を増やせば、より高次の振動モードに対しても対応でき

50

るようになる。

【0081】

また、上述したセミアクティブサスペンションの制御則2の場合と同様に、台車枠と車体の振動の両方を考慮する制御方法も挙げられる。図7に示したように、各台車枠に1つずつの加速度センサを設置すると共に、車体床面に3つの加速度センサを設置した場合には、台車枠の上下並進、車体の上下並進、ピッチング、1次曲げモードを検出して制御することができる。

【0082】

具体的な制御則としては、上記の何れも場合も振動加速度を検出してフィードバックすることになるが、スカイフック制御、最適制御、H最適制御等、適宜所望の制御則を用いることが可能である。そして、アクティブサスペンションの場合にも、上述したセミアクティブサスペンションの場合と同様に、車体の上下振動を抑制して、乗り心地を向上させることができる。

10

【図面の簡単な説明】

【0083】

【図1】本発明の実施の形態に係る鉄道車両の構成を概略的に示す図である。

【図2】本発明の実施の形態に係るパイフロタイプの油圧回路を示す図である。

【図3】本発明の実施の形態に係るユニフロタイプの油圧回路を示す図である。

【図4】本発明の実施の形態に係るユニフロタイプの油圧回路を示す図である。

【図5】本発明の実施の形態に係る上下並進モード、ピッチングモード、1次曲げモードを概念的に示す図である。

20

【図6】本発明の実施の形態に係る制御則1を適用する場合の制振装置の構成を概略的に示す図である。

【図7】本発明の実施の形態に係る制御則2を適用する場合の制振装置の構成を概略的に示す図である。

【図8】本発明の実施の形態に係る鉄道車両のシミュレーションモデル図である。

【図9】本発明の実施の形態に係る鉄道車両の車体-台車間のヨーダンパを表すシミュレーションモデル図である。

【図10】本発明の実施の形態に係る前台車直上の車体床面における上下方向加速度PSDのシミュレーション結果を示す図である。

30

【0084】

【図11】本発明の実施の形態に係る車体中央床面における上下方向加速度PSDのシミュレーション結果を示す図である。

【図12】本発明の実施の形態に係る前台車枠における上下並進加速度PSDのシミュレーション結果を示す図である。

【図13】本発明の実施の形態に係るシミュレーションによる振動パワーの分布結果を示す図である。

【図14】本発明の実施の形態の変形例に係る制振装置の構成を概略的に示す図である。

【図15】本発明の実施の形態の変形例に係るアクティブサスペンションを採用した場合の台車枠-軸箱間の構成を概略的に示す図である。

40

【図16】従来の上下系アクティブ制振制御装置のシステム構成を概略的に示す図である。

【図17】従来のセミアクティブ方式の上下方向サスペンションシステムを有する鉄道車両の台車部の構成を概略的に示す図である。

【符号の説明】

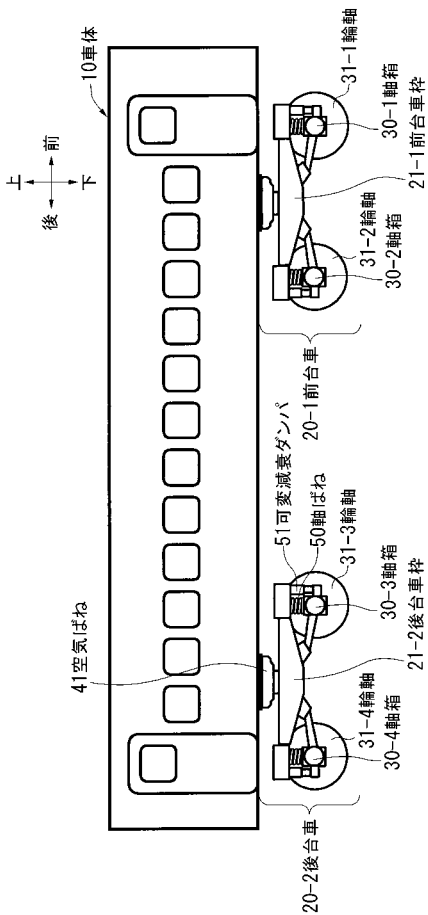
【0085】

- 10 車体
- 20 台車
- 21 台車枠
- 30 軸箱

50

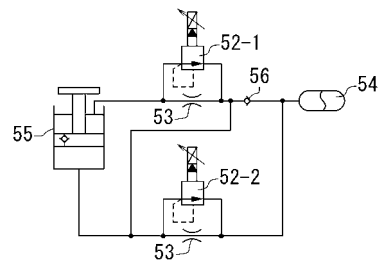
- 3 1 車輪
- 3 2 輪軸
- 4 1 空気ばね
- 4 2 ヨーダンパ
- 4 3 牽引リンク
- 5 0 軸ばね
- 5 1 可変減衰ダンパ
- 5 8 アクチュエータ
- 6 0 加速度センサ
- 7 0 コントロールユニット

【 図 1 】



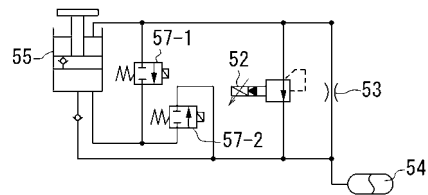
【 図 2 】

【 図2 】

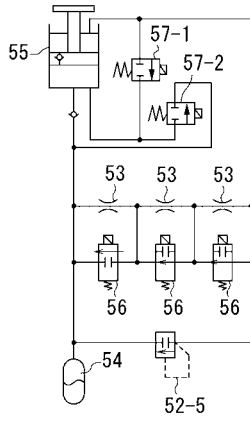


【 図 3 】

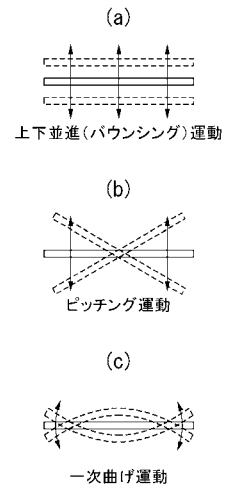
【 図3 】



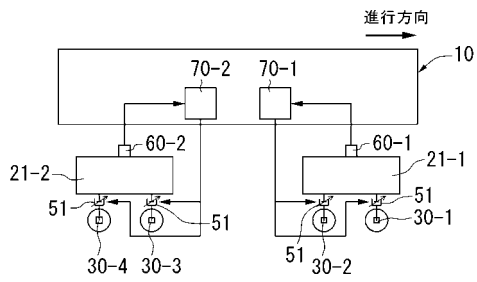
【図4】
【図4】



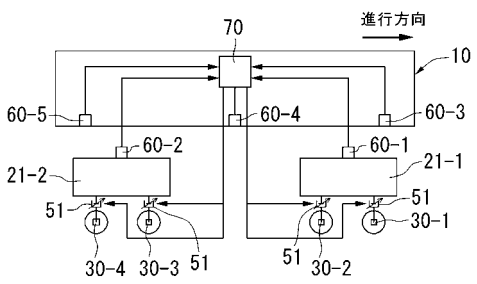
【図5】
【図5】



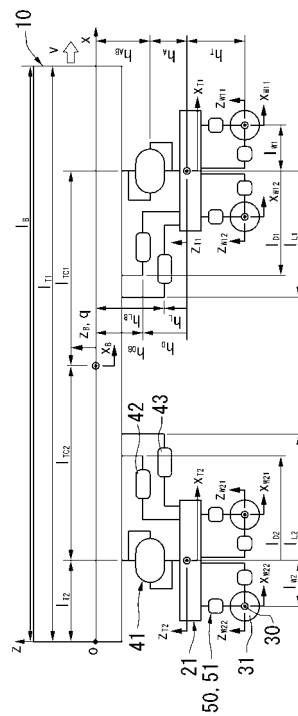
【図6】
【図6】



【図7】
【図7】



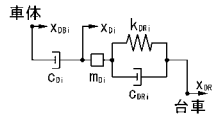
【図8】



【図8】

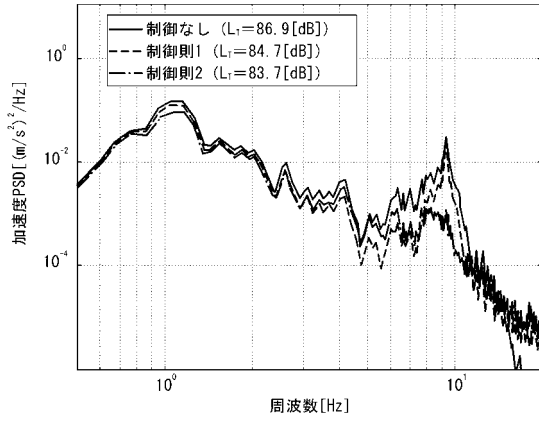
【図9】

【図9】



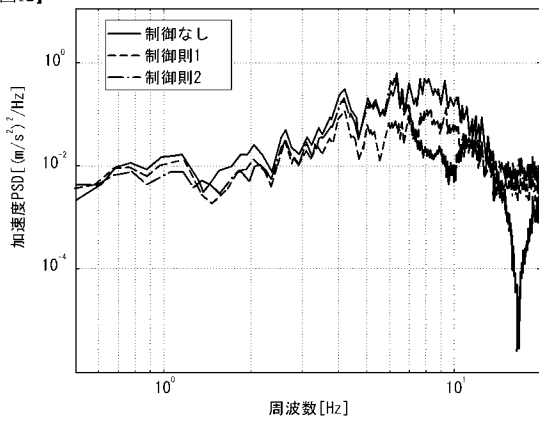
【図10】

【図10】



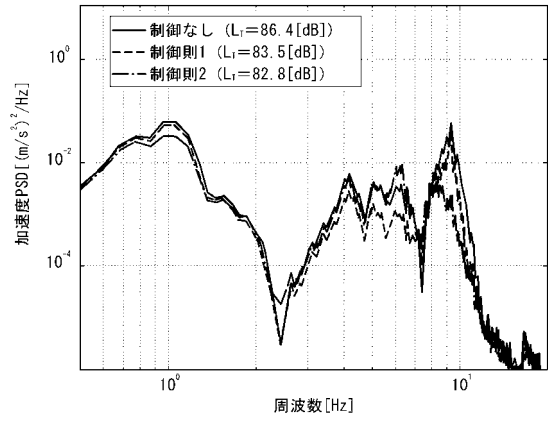
【図11】

【図11】



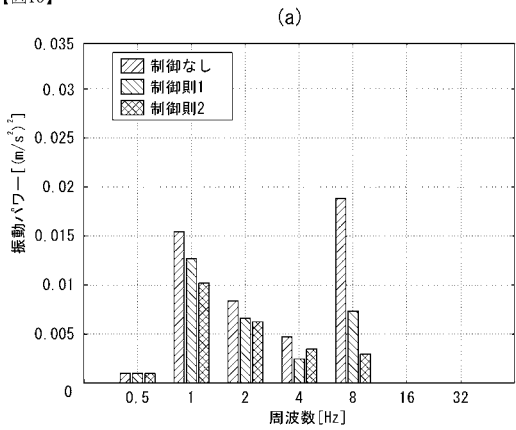
【図11】

【図11】



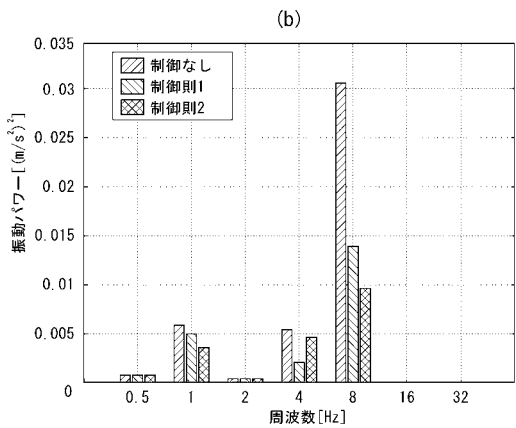
【図12】

【図12】

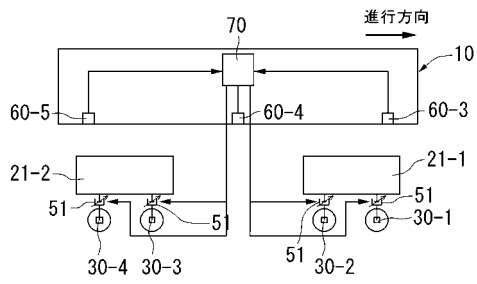


【図13】

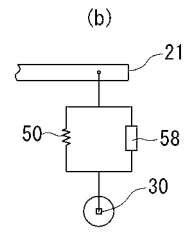
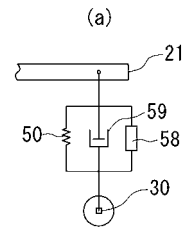
【図13】



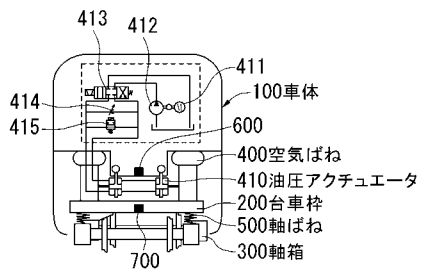
【図14】
【図14】



【図15】
【図15】



【図16】
【図16】



【図17】
【図17】

