(19)日本国特許庁(JP)

(12)特許公報(B2)

(11)特許番号
特許第7471169号
(P7471169)

(45)発行日　令和6年4月19日(2024.4.19)

(24)登録日　令和6年4月11日(2024.4.11)

(51)国際特許分類

		FI		
Ｂ６０Ｔ	*8/17 (2006.01)*	Ｂ６０Ｔ	8/17	A
Ｂ６０Ｔ	*8/26 (2006.01)*	Ｂ６０Ｔ	8/26	H
Ｂ６０Ｔ	*8/1766(2006.01)*	Ｂ６０Ｔ	8/1766	
Ｂ６０Ｔ	*17/18 (2006.01)*	Ｂ６０Ｔ	17/18	
Ｂ６０Ｔ	*13/18 (2006.01)*	Ｂ６０Ｔ	13/18	

請求項の数　5　（全18頁）　最終頁に続く

(21)出願番号　特願2020-130471(P2020-130471)
(22)出願日　令和2年7月31日(2020.7.31)
(65)公開番号　特開2022-26826(P2022-26826A)
(43)公開日　令和4年2月10日(2022.2.10)
審査請求日　令和5年2月22日(2023.2.22)

(73)特許権者　000005522
日立建機株式会社
東京都台東区東上野二丁目１６番１号
(74)代理人　110001829
弁理士法人開知
(72)発明者　一野瀬 昌則
東京都千代田区丸の内一丁目６番６号
株式会社日立製作所内
(72)発明者　北口 篤
茨城県土浦市神立町６５０番地
日立建機株式会社 土浦工場内
審査官　久米 伸一

最終頁に続く

(54)【発明の名称】　運搬車両

(57)【特許請求の範囲】

【請求項１】

前輪を制動する第１油圧ブレーキと、

後輪を制動する第２油圧ブレーキと、

前記第１油圧ブレーキを作動させるための第１作動圧と前記第２油圧ブレーキを作動させるための第２作動圧とを運転者の操作量に応じて発生するブレーキペダル装置とを備えた運搬車両において、

前記ブレーキペダル装置の操作量に応じて前記第１油圧ブレーキの動作を制御する第１制御信号及び前記第２油圧ブレーキの動作を制御する第２制御信号を演算して出力するコントローラと、

前記第１油圧ブレーキを作動させるための作動圧であって前記第１作動圧と異なる第３作動圧を、前記コントローラから入力される前記第１制御信号に基づいて発生する第１電磁比例弁と、

前記第２油圧ブレーキを作動させるための作動圧であって前記第２作動圧と異なる第４作動圧を、前記コントローラから入力される前記第２制御信号に基づいて発生する第２電磁比例弁と、

前記第１作動圧と前記第３作動圧のうち大きい方の作動圧を選択して第１油圧ブレーキ装置に出力する第１高圧選択弁と、

前記第２作動圧と前記第４作動圧のうち大きい方の作動圧を選択して第２油圧ブレーキ装置に出力する第２高圧選択弁と、を備え、

前記第１油圧ブレーキは、前記第１作動圧と前記第３作動圧のうち前記第１高圧選択弁によって出力された大きい方の作動圧によって駆動され、
前記第２油圧ブレーキは、前記第２作動圧と前記第４作動圧のうち前記第２高圧選択弁によって出力された大きい方の作動圧によって駆動され、
前記コントローラは、前記第３作動圧と前記第４作動圧との比が所定の値になるように前記第１制御信号及び前記第２制御信号を演算すること
を特徴とする運搬車両。
【請求項２】
請求項１の運搬車両において、
前記ブレーキペダル装置の操作量を検出する操作量センサと、
前記運搬車両の重心位置を計測する重心位置計測センサと、
前記運搬車両が走行する路面の勾配を計測する勾配計測センサとをさらに備え、
前記コントローラは、
前記操作量センサによって検出される操作量、前記重心位置計測センサによって計測される重心位置、及び前記勾配計測センサによって計測される勾配に基づいて、前記運搬車両の前車軸及び後車軸に作用する前車軸荷重及び後車軸荷重を演算し、
前記所定の比が、演算した前記前車軸荷重と前記後車軸荷重の比に一致するように前記第１制御信号及び前記第２制御信号を演算する
ことを特徴とする運搬車両。
【請求項３】
請求項１の運搬車両において、
前記前輪及び前記後輪のサスペンションにそれぞれ設けた複数の荷重センサを備え、
前記コントローラは、前記複数の荷重センサによって検出される荷重値に基づいて、前記運搬車両の前車軸及び後車軸に作用する前車軸荷重及び後車軸荷重を演算し、
前記所定の比が、演算した前記前車軸荷重と前記後車軸荷重の比に一致するように前記第１制御信号及び前記第２制御信号を演算する
ことを特徴とする運搬車両。
【請求項４】
請求項１の運搬車両において、
前記第１高圧選択弁は、前記ブレーキペダル装置によって制御される前記第１作動圧が入力される第１入力ポートと、前記第１電磁比例弁によって制御される前記第３作動圧が入力される第２入力ポートと、前記第１入力ポートと前記第２入力ポートに入力される前記第１作動圧及び前記第３作動圧のうち大きい方を前記第１油圧ブレーキに出力する第１出力ポートとを有する第１シャトル弁であり、
前記第２高圧選択弁は、前記ブレーキペダル装置によって制御される前記第２作動圧が入力される第３入力ポートと、前記第２電磁比例弁によって制御される前記第４作動圧が入力される第４入力ポートと、前記第３入力ポートと前記第４入力ポートに入力される前記第２作動圧及び前記第４作動圧のうち大きい方を前記第２油圧ブレーキに出力する第２出力ポートとを有する第２シャトル弁である
ことを特徴とする運搬車両。
【請求項５】
請求項１の運搬車両において、
前記第３作動圧は前記第１作動圧以上であり、
前記第４作動圧は前記第２作動圧以上であり、
前記第３作動圧と前記第４作動圧のうち一方の作動圧は他方の作動圧以上である
ことを特徴とする運搬車両。
【発明の詳細な説明】
【技術分野】
【０００１】
本発明は露天掘り鉱山等において掘削された鉱石や土砂を搬送するダンプトラック等の

運搬車両に関する。
【背景技術】
【０００２】
露天掘り鉱山等では、掘削された鉱石や土砂を搬送するためにダンプトラック等の運搬車両が走行している。運搬車両は、一般的には鉱物を掘削するためにすり鉢状に掘り進められた鉱山の底にある積込場において運搬物を荷台に積載し、積載した運搬物を搬送路を走行して放土場まで運んだうえで放土（排出）する。そして、荷台が空になった運搬車両はまた搬送路を走行して積込場に戻り、これを何回も繰り返すことで作業を実行する。このように運搬車両においては、積載状態や走行する搬送路の勾配の状態が毎回変化し得る状況での走行を繰り返しており、状態が変化することで前後輪それぞれが負担する荷重の割合も変化し得る。さらに、露天堀りであるがゆえに天候の変化にも影響を受けやすく、搬送路の滑りやすさなど路面状態も変化しやすい。
【０００３】
このように車両の置かれる状況の変化により、車両を減速させる場合に各車輪が負担可能な制動力の大きさも変化する。各輪に備えられたブレーキ装置により発生される、各車輪が負担可能な制動力の大きさは基本的には各車輪が負担する荷重に比例して決まる。そのため、例えば各車輪に掛かる荷重の比率に応じて制動力を配分することができれば、様々な条件においても安定した制動が可能になる。各車輪の制動力を理想配分特性に近づけることができ、又、ブレーキの利き味を自由に設定することができる技術として、特許文献１が公知である。特許文献１には、「前輪後輪の各輪に設けた電動ブレーキと、ブレーキペダルなどのブレーキ操作器による操作量を検出するブレーキ操作量検出手段と、当該車両の減速度を検出する減速度検出手段と、操作量と減速度に基づいて所要の演算を行い、前輪後輪のブレーキ力を決定する演算手段と、そのブレーキ力に応じて電動ブレーキを個別に駆動制御する駆動制御手段を備えている」という内容が記載されている。
【先行技術文献】
【特許文献】
【０００４】
【文献】特開平３－５７７５５号公報
【発明の概要】
【発明が解決しようとする課題】
【０００５】
しかしながら、上記特許文献１のような従来技術にあっては、電動ブレーキ装置やその駆動回路（駆動制御手段）、コントローラ（演算手段）などといった電気電子システムが失陥（故障）すると車両を停止させることが出来なくなるため車両制動システムの信頼性に課題がある。
【０００６】
本発明の目的は、車両制動システムの信頼性を確保しながら前後輪の制動力の配分比を任意の値に設定できる運搬車両を提供することにある。
【課題を解決するための手段】
【０００７】
本願は上記課題を解決する手段を複数含んでいるが、その一例を挙げるならば、前輪を制動する第１油圧ブレーキと、後輪を制動する第２油圧ブレーキと、前記第１油圧ブレーキを作動させるための第１作動圧と前記第２油圧ブレーキを作動させるための第２作動圧とを運転者の操作量に応じて発生するブレーキペダル装置とを備えた運搬車両において、前記ブレーキペダル装置の操作量に応じて第１油圧ブレーキの動作を制御する第１制御信号及び第２油圧ブレーキの動作を制御する第２制御信号を演算して出力するコントローラと、前記第１油圧ブレーキを作動させるための作動圧であって前記第１作動圧と異なる第３作動圧を、前記コントローラから入力される前記第１制御信号に基づいて発生する第１電磁比例弁と、前記第２油圧ブレーキを作動させるための作動圧であって前記第２作動圧と異なる第４作動圧を、前記コントローラから入力される前記第２制御信号に基づいて発

生する第２電磁比例弁と、前記第１作動圧と前記第３作動圧のうち大きい方の作動圧を選択して第１油圧ブレーキ装置に出力する第１高圧選択弁と、前記第２作動圧と前記第４作動圧のうち大きい方の作動圧を選択して第２油圧ブレーキ装置に出力する第２高圧選択弁と、を備え、前記第１油圧ブレーキは、前記第１作動圧と前記第３作動圧のうち前記第１高圧選択弁によって出力された大きい方の作動圧によって駆動され、前記第２油圧ブレーキは、前記第２作動圧と前記第４作動圧のうち前記第２高圧選択弁によって出力された大きい方の作動圧によって駆動され、前記コントローラは、前記第３作動圧と前記第４作動圧との比が所定の値になるように前記第１制御信号及び前記第２信号を演算することとする。

【発明の効果】

【０００８】

本発明によれば、電気電子システムが失陥しても従前からの油圧ブレーキ装置による制動が可能であるため、故障時の車両制動システムの信頼性を確保しながら、正常時には前後輪の制動力の配分比を任意の値に設定できる。

【図面の簡単な説明】

【０００９】

【図１】本発明の実施形態に係る運搬車両におけるブレーキ油圧回路の構成図。

【図２】本発明の実施形態に係る運搬車両における制動力配分を行わない油圧変化の一例。

【図３】本発明の実施形態に係る運搬車両における制動力配分を行う油圧変化の一例。

【図４】本発明の実施形態に係る運搬車両の側面図。

【図５】本発明の実施形態に係る運搬車両のタイヤ特性の一例。

【図６】従来の運搬車両におけるブレーキ油圧回路の一例を示す構成図。

【図７】本発明の実施形態に係る運搬車両の降坂中の側面図。

【図８】本発明の第２実施形態において、ブレーキ油圧Ｐｆ，Ｐｒを発生するためにコントローラが２つの電磁比例弁の駆動信号を出力する処理のフローチャート。

【図９】本発明の第３実施形態において、ブレーキ油圧Ｐｆ，Ｐｒを発生するためにコントローラが２つの電磁比例弁の駆動信号を出力する処理のフローチャート。

【発明を実施するための形態】

【００１０】

以下、本発明の実施の形態について図面を用いて説明する。

【００１１】

＜第１実施形態＞

（ダンプトラック４０１）

図４は本発明の実施形態に係る運搬車両の一例である鉱山用ダンプトラックの側面図である。図４のダンプトラック４０１は、車体フレーム４０２と、車体フレーム４０２上に支持軸４０７により回動可能に支持された荷台４０３と、車体フレーム４０２の前方に取り付けられたキャビン４０４と、車体フレーム４０２の前方に取り付けられた複数の前輪４０５と、車体フレーム４０２の後方に取り付けられた複数の後輪４０６とを備えている。

【００１２】

キャビン４０４はその内部に運転席（図示せず）を備える。当該運転席にはオペレータ（運転者）が着座してブレーキペダル１１０（図１参照）などの操作が行われる。荷台４０３には、油圧ショベルやホイールローダなどの積込機械（建設機械）によって積荷（運搬物）４０８である土砂が積載される。また、ダンプトラック４０１の運搬先（放土場）においては、荷台４０３後端の支持軸４０７を中心に荷台４０３を回動しながら荷台４０３の前端を上昇させて傾けることで、荷台４０３の上に積載した積荷４０８を荷台４０３の後端から排出することが可能となっている。

【００１３】

車体フレーム４０２にはさらに、後輪４０６を回転駆動する駆動系や、前輪４０５及び後輪４０６を上下動可能に支持するサスペンション（懸架装置）等の主要構成要素が搭載されており、前輪４０５及び後輪４０６によって車両が路面上を自由に走行可能な構成と

なっている。
【００１４】
（油圧ブレーキ装置４０９，４１０）
ダンプトラック４０１は、両端に１以上の前輪４０５が取り付けられた前車軸（図示せず）と、両端に１以上の後輪４０６が取り付けられた後車軸（図示せず）とを備えている。前車軸及び後車軸のそれぞれの端部には、ブレーキペダル１１０の操作によって動作して対象の車輪（前輪４０５または後輪４０６）を制動する油圧ブレーキが装着されている。ここでは前車軸の左右両端に装着された１組の油圧ブレーキを油圧ブレーキ装置４０９と称し、後車軸の左右両端に装着された１組の油圧ブレーキを油圧ブレーキ装置４１０と称する。例えば、ブレーキペダル１１０が運転者に踏み込まれた場合、油圧ブレーキ装置４０９，４１０は、車体フレーム４０２側に取り付けられたシュー（図示せず）を油圧（作動圧）が発生するピストン推力を利用して、各車輪４０５，４０６と一体で回転するロータ（図示せず）に押しつけることで摩擦力を発生し、各車輪４０５，４０６の回転を抑制する。この油圧ブレーキ装置４０９，４１０の働きにより、路面上を走行するダンプトラック４０１を速やかに停止することが出来る。
【００１５】
（従来の油圧ブレーキ装置の回路）
ここで、一般的な運搬車両における従来からの油圧ブレーキ装置４０９，４１０の油圧回路について説明する。図６は従来の運搬車両におけるブレーキ油圧回路の一例を示す構成図であり、図６の回路は油圧ブレーキ装置４０９，４１０に油圧（作動圧）を供給するためものである。
【００１６】
図６において、油圧ポンプ１０１は運搬車両に搭載された補機類等を動作させる作動油を供給するためのポンプである。油圧ポンプ１０１の圧油供給先には、図示したブレーキペダル装置２１０の他、操舵装置や、前述の荷台４０３の前端を上昇させて傾けて積荷４０８を排出するための油圧シリンダ（ホイストシリンダ）等を含んでも良い。また、油圧供給の安定化のため、油圧ブレーキ装置４０９，４１０に供給する油圧を蓄圧するアキュムレータを油圧ポンプ１０１と並列に設けても良い。油圧ポンプ１０１から吐出された油圧はブレーキペダル装置２１０に供給される。
【００１７】
（ブレーキペダル装置２１０）
ブレーキペダル装置２１０は、前輪側の油圧ブレーキ装置４０９に作用し得る作動圧と、後輪側の油圧ブレーキ装置４１０に作用し得る作動圧とをオペレータの操作量（踏み込み量）に応じてそれぞれ発生する。本実施形態では、油圧ポンプ１０１から吐出された油圧は、ブレーキペダル装置２１０内の、オペレータによるブレーキペダル１１０の操作に応じて弁開度を変更する圧力制御弁１０２へと供給される。圧力制御弁１０２はブレーキペダル１１０の踏込量（操作量）に応じた油圧を出力する機構となっている。例えばブレーキペダル１１０の踏込量を増加すると圧力制御弁１０２から出力される油圧（作動圧）も増加する。圧力制御弁１０２から出力された油圧は油圧ブレーキ装置４０９，４１０へと供給され、それにより前述したようなブレーキ装置４０９，４１０内のピストンの推力が発生して摩擦力が生じて車輪４０５，４０６が制動される。
【００１８】
なお、圧力制御弁１０２と油圧ブレーキ装置４０９，４１０の間に、圧力制御弁１０２の油圧をパイロット圧として作動する別の圧力制御弁を設け、当該圧力制御弁によって、油圧ポンプ１０１よりも大容量の油圧源の圧力を制御し、油圧ブレーキ装置４０９，４１０へと供給するタンデム油圧回路を備えても良い。これにより、より大型の油圧ブレーキ装置４０９，４１０を駆動することが可能となる。
【００１９】
いずれにしても従来技術ではブレーキペダル１１０の踏込量に応じた弁開度に制御される圧力制御弁１０２の出力を油圧ブレーキ装置４０９，４１０の作動油圧またはパイロッ

ト圧とし、これに応じた大きさのブレーキトルクを発生するシステムとなっている。

【００２０】

（本実施形態の車両制動システムの構成）

次に本発明の実施形態に係る運搬車両（ダンプトラック）における車両制動システムの構成を図１に示す。

【００２１】

図１に示した車両制動システムは、油圧ポンプ１０１と、ブレーキペダル装置２１０と、油圧ブレーキ装置４０９，４１０と、コントローラ１０３と、２つの電磁比例弁１０６，１０８と、２つのシャトル弁１０７，１０９と、重心位置計測センサ（重心位置計測装置）１０４と、勾配計測センサ１０５とを備えている。

【００２２】

これらの構成のうち、油圧ポンプ１０１と、ブレーキペダル装置２１０（ブレーキペダル１１０を備えた圧力制御弁１０２）と、油圧ブレーキ装置４０９，４１０とは図６と同じである。

【００２３】

（重心位置計測センサ１０４）

重心位置計測センサ（重心位置計測装置）１０４は、ダンプトラック４０１における重心の前後位置に係る重心位置を計測し、そのデータ（重心位置データ）をコントローラ１０３に出力している。重心位置計測センサ１０４としては、例えば、ダンプトラック４０１の車体フレームと前後左右の車輪の間に介在して各車輪を支持する前後に各２本ずつ搭載されたサスペンションシリンダ（図示せず）のシリンダ圧を検出する圧力センサ（シリンダ圧力センサ）が利用できる。当該圧力センサで検出されるシリンダ圧力により、積荷重量及び積荷重心位置の見積もり、積載量の監視、過積載の防止を行うことができる。

【００２４】

（勾配計測センサ１０５）

勾配計測センサ１０５は、ダンプトラック４０１が走行中の路面の勾配を計測し、そのデータ（勾配データ）をコントローラ１０３に出力している。勾配計測センサ１０５としては、例えば、慣性計測装置（ＩＭＵ：Inertial Measurement Unit）が利用できる。

【００２５】

（コントローラ１０３）

コントローラ１０３は、外部と情報のやりとりを行うための入出力インターフェースと、各種プログラムを実行するための演算処理装置（例えば、ＣＰＵ）と、当該プログラムをはじめ各種データを記憶するための記憶装置（例えば、ＲＯＭ、ＲＡＭ及びフラッシュメモリ等の半導体メモリや、ハードディスクドライブ等の磁気記憶装置）とを備える。コントローラ１０３は、ブレーキペダル装置２１０から出力されるブレーキペダル装置２１０の操作量を入力し、当該操作量に応じて第１電磁比例弁１０６及び第２電磁比例弁１０８の制御信号（第１制御信号及び第２制御信号）を演算し、演算した制御信号を対応する電磁比例弁１０６，１０８に出力する。ブレーキペダル装置２１０の操作量（踏み込み量）は、操作量センサ１１１を別途搭載し、当該操作量センサ１１１から入力しても良い。

【００２６】

（電磁比例弁１０６，１０８）

第１電磁比例弁１０６は、前輪側の第１油圧ブレーキ装置４０９に作用し得る作動圧であって、ブレーキペダル装置２１０によって発生される作動圧（第１動作圧）以上の作動圧（第３動作圧）を、コントローラ１０３から入力される制御信号に基づいて出力する。本実施形態の第１電磁比例弁１０６は、油圧ポンプ１０１と第１シャトル弁１０７を接続する油路上に設置されており、油圧ポンプ１０１から吐出された圧油（作動圧）を入力ポートに入力し、コントローラ１０３から入力される制御信号が規定する圧力（作動圧）に調整した後に出力ポートを介して第１シャトル弁１０７に圧油を出力する。第１電磁比例弁１０６の開度はブレーキペダル１１０の操作量（踏み込み量）が増加するにつれて大きくなるように設定されている。

【００２７】
第２電磁比例弁１０８は、後輪側の第２油圧ブレーキ装置４１０に作用し得る作動圧であって、ブレーキペダル装置２１０によって発生される作動圧（第２動作圧）以上の作動圧（第４動作圧）を、コントローラ１０３から入力される制御信号に基づいて出力する。本実施形態の第２電磁比例弁１０８は、油圧ポンプ１０１と第２シャトル弁１０９を接続する油路上に設置されており、油圧ポンプ１０１から吐出された圧油（作動圧）を入力ポートに入力し、コントローラ１０３から入力される制御信号が規定する圧力（作動圧）に調整した後に出力ポートを介して第２シャトル弁１０９に圧油を出力する。第２電磁比例弁１０８の開度はブレーキペダル１１０の操作量（踏み込み量）が増加するにつれて大きくなるように設定されている。
【００２８】
２つの電磁比例弁１０６，１０８の動作フローについて説明する。各電磁比例弁１０６，１０８は弁体をばねと電磁石で保持する構成になっており、コイルに電流を印加するとアーマチュアが動き、弁体を押し付ける力が弱まることで弁が開き、油が供給される。コイルに印加する電流が増加するとアーマチュアの動きも大きくなり、より弁が開きやすくなることで供給される油も増えるノーマルクローズタイプの電磁比例弁である。なお、コイルに印加する電流の調整は、パルス幅変調（ＰＷＭ）と呼ばれる方法で行われるのが一般的である。パルス幅変調とは、十分な速さの周期のパルス波でコイルの電源をオン・オフし、そのパルス波のオン時間の長さを変化させることで電流を調整する方式である。
【００２９】
２つの電磁比例弁１０６，１０８が出力する作動圧の大小関係はコントローラ１０３から出力される制御信号により変更可能である。例えば、２つの電磁比例弁１０６，１０８のうち一方が出力する作動圧を他方に比して大きくすることで、２つの油圧ブレーキ装置４０９，４１０のうちの一方が発生するブレーキトルクを他方に比して大きくできる。また、２つの電磁比例弁１０６，１０８が出力する作動圧を同じにすることで、２つの油圧ブレーキ装置４０９，４１０が発生するブレーキトルクを等しくすることもできる。
【００３０】
（シャトル弁１０７，１０９）
第１シャトル弁１０７は、ブレーキペダル装置２１０によって発生される作動圧が入力される第１入力ポート１０７ａと、電磁比例弁１０６によって制御される作動圧が入力される第２入力ポート１０７ｂと、２つの入力ポート１０７ａ，１０７ｂに入力される２つの作動圧のうち大きい方を第１油圧ブレーキ装置４０９に出力する第１出力ポート１０７ｃとを有する。第１シャトル弁１０７は、２つの入力ポート１０７ａ，１０７ｂに入力される圧力作用によって、相対的に圧力の高い入力ポートと第１出力ポート１０７ｃが自動的に接続される弁で、高圧選択弁とも称される。これにより第１シャトル弁１０７は、ブレーキペダル装置２１０から出力される第１作動圧と第１電磁比例弁１０６から出力される第３作動圧のうち大きい方の作動圧を油圧ブレーキ装置４０９に出力する。そして、その作動圧によって第１油圧ブレーキ装置４０９が駆動される。
【００３１】
第２シャトル弁１０９は、ブレーキペダル装置２１０によって発生される作動圧が入力される第３入力ポート１０９ａと、電磁比例弁１０６によって制御される作動圧が入力される第４入力ポート１０９ｂと、２つの入力ポート１０９ａ，１０９ｂに入力される２つの作動圧のうち大きい方を第２油圧ブレーキ装置４１０に出力する第２出力ポート１０９ｃとを有する。これにより第２シャトル弁１０９は、ブレーキペダル装置２１０から出力される第２作動圧と電磁比例弁１０８から出力される第４作動圧のうち大きい方の作動圧を第２油圧ブレーキ装置４１０に出力する。そして、その作動圧によって第２油圧ブレーキ装置４１０が駆動される。
【００３２】
（油圧ブレーキ装置４０９，４１０によるブレーキトルクの前後配分比）
コントローラ１０３には、ブレーキペダル１１０の踏込量（操作量）が入力されている

。例えば、ブレーキペダル１１０の踏込量（操作量）を計測するセンサ（操作量センサ）１１１を車両４０１に搭載すれば、ブレーキペダル１１０の踏込量をコントローラ１０３に入力できる。さらに、重心位置計測センサ１０４により取得される重心位置、勾配計測センサ１０５により取得される路面勾配、速度センサにより取得される車両速度、加速度センサにより取得される加速度、現場に存在する複数のダンプトラックを管理する管制センタに設置されたサーバから送信される地図データなど、車両内外から得られる各種走行情報に基づいて、コントローラ１０３は２つの油圧ブレーキ装置４０９，４１０のブレーキトルクの比であるブレーキトルクの前後配分比を決定できる。さらにコントローラ１０３は当該前後配分比に基づいて電磁比例弁１０６，１０８の制御信号（駆動信号）を生成・出力し、それぞれの弁１０６，１０８を動かすことで油圧ブレーキ装置４０９，４１０に油圧を供給する。なお、オペレータが要求するブレーキトルクの大きさはブレーキペダル１１０の踏込量で入力されるため、ブレーキペダル踏込量と前後配分比に基づき前後油圧ブレーキ装置４０９，４１０への供給油圧を算出し、コントローラ１０３は電磁比例弁１０６，１０８の駆動信号を出力すればよい。

【００３３】

本実施形態の油圧回路では、電磁比例弁１０６，１０８の出力はシャトル弁１０７，１０９を介して油圧ブレーキ装置４０９，４１０へと接続されている。そのため、電磁比例弁１０６，１０８によって所望のブレーキ油圧を油圧ブレーキ装置４０９，４１０へ供給するためには、シャトル弁１０７，１０９に対するもう一方の入力である圧力制御弁１０２よりも常に高い圧力を電磁比例弁１０６，１０８から供給する必要がある。そこで、ここでは、次に示す式によって、電磁比例弁１０６，１０８を介してブレーキ装置４０９，４１０に供給する作動油圧Ｐｆ，Ｐｒを算出する。

【００３４】

油圧ブレーキ装置４０９，４１０のブレーキトルク（ブレーキ油圧）の前後配分比をｒ：（ｒ－１）とする。但し、ｒ∈（０，１）、すなわち、０＜ｒ＜１である。また、ブレーキペダル１１０の踏込量から算出される圧力制御弁１０２による圧力をＰｐとし、車両が供給可能な圧力の上限をＰｍａｘとすれば、油圧ブレーキ装置４０９，４１０への電磁比例弁１０６，１０８からの供給油圧（作動油圧）Ｐｆ，Ｐｒは下記の式１，式２で表せる。但し、ａは、ａ∈（０，０．５）を満たす係数である。

$$Pf = \min\{ r \cdot (Pp / a), Pmax \} \quad (式1)$$

$$Pr = \min\{ (1-r) \cdot (Pp / a), Pmax \} \quad (式2)$$

【００３５】

この式１，式２を用いて算出する前後のブレーキ油圧Ｐｆ，Ｐｒは、ｒ∈［ａ,１－ａ］（すなわち、ａ≦ｒ≦１－ａ）の条件では、常にＰｐ以上の値になる。

【００３６】

図２及び図３を用いて、算出される前後のブレーキ油圧Ｐｆ，Ｐｒを説明する。図２は、ｒ＝０．５の場合、すなわちブレーキトルクの前後配分比が１：１である場合を示す。図２中の破線２０１は圧力制御弁１０２による圧力Ｐｐであり、オペレータがペダルを踏込むことで指示したブレーキの強さになる。式１，式２にｒ＝０．５を代入すると、下記式３となる。

$$Pf = Pr = \min\{Pp / (2a), Pmax\} \quad (式3)$$

【００３７】

前後のブレーキ油圧Ｐｆ，Ｐｒは同値で圧力制御弁１０２による圧力Ｐｐに比例した値となる。また、ａ∈（０，０．５）という条件より下記式４が成立するから、Ｐｆ，Ｐｒは、図２中の一点破線２０２及び実線２０３が示すように、圧力制御弁１０２による圧力が最大値Ｐｍａｘに達するまでの区間では常にＰｐより大きくなる。

$$1 / (2a) > 1 \quad (式4)$$

【００３８】

また、前後輪のブレーキ油圧Ｐｆ，Ｐｒの上限値はＰｍａｘである。次にｒ＝ａの場合、すなわちブレーキトルクの前後配分比がａ：（ａ－１）である場合を図３に示す。前述

の式１，式２に、ｒ＝ａを代入すると、下記式５，式６が成り立つ。
Ｐｆ＝ｍｉｎ｛　　Ｐｐ，Ｐｍａｘ｝　　（式５）
Ｐｒ＝ｍｉｎ｛（１／ａ－１）・Ｐｐ，Ｐｍａｘ｝　　（式６）

【００３９】
これにより前輪のブレーキ油圧ＰｆはＰｐと同値となり、Ｐｆ：Ｐｒ（前後配分比）は式５，式６のＰｐの係数比から、ａ：（ａ－１）となる。すなわち、式１，式２を用いて前後のブレーキ油圧を算出すれば、常にＰｐ以上でかつＰｆ：Ｐｒ＝ｒ：（ｒ－１）となるようなブレーキ油圧Ｐｆ，Ｐｒを算出できる。つまり、Ｐｆ及びＰｒがＰｐ以上である限りは、ＰｆとＰｒの比率を任意に変化させることが可能である。

【００４０】
このような油圧が電磁比例弁１０６，１０８から供給されるように、コントローラ１０３から電磁比例弁１０６，１０８に対して制御信号（駆動信号）を出力すれば、シャトル弁１０７，１０９は常に電磁比例弁１０６，１０８側と接続した状態で油圧ブレーキ装置４０９，４１０へ油圧を供給する。

【００４１】
なお、図３の例では、ブレーキ油圧（ブレーキトルク）の前後配分比（Ｐｆ：Ｐｒ）を所望の値ａ：（ａ－１）とできるのは、２つの電磁比例弁１０６，１０８のうち実線２０３で示したブレーキ油圧を出力する一方の電磁比例弁が最大値Ｐｍａｘを出力するまでのペダル操作量の区間（前後配分比一定区間）に限られる。２つの電磁比例弁１０６，１０８のうち電磁比例弁１０６が出力する作動圧を相対的に大きくすれば前輪側の油圧ブレーキ装置４０９のブレーキトルクを相対的に大きくでき、電磁比例弁１０８が出力する作動圧を大きくすれば後輪側の油圧ブレーキ装置４１０のブレーキトルクを相対的に大きくできる。なお、上述のように、前後配分比（Ｐｆ：Ｐｒ）の値（ａ：（ａ－１））は所望の値に設定できる。

【００４２】
（効果）
ここでダンプトラック４０１の電気電子系システムを構成するコントローラ１０３などの電子装置や、電磁比例弁１０６，１０８及びその駆動電圧源等の電源装置のいずれかが失陥（故障）した場合には、コントローラ１０３から電磁比例弁１０６，１０８への制御信号（駆動信号）の出力は中断されるため、電磁比例弁１０６，１０８の開度はゼロに保持される。そのため、電磁比例弁１０６，１０８から油圧ブレーキ装置４０９，４１０に供給される作動油圧はゼロとなり、電動ブレーキ装置の場合には車両を停止させることが出来なくなってしまう虞がある。

【００４３】
しかしながら本実施形態のダンプトラックでは、オペレータによるブレーキペダル１１０の踏込みにより機械的に作動される圧力制御弁１０２から供給される油圧Ｐｐは、失陥発生後もシャトル弁１０７，１０９を介して油圧ブレーキ装置４０９，４１０に変わらず供給される。すなわち、電気電子系システムが失陥した場合でも、電磁比例弁１０６，１０８によるブレーキ油圧の前後配分機能が失われるだけで、ブレーキペダル装置２１０の圧力制御弁１０２から出力される作動圧を油圧ブレーキ装置４０９，４１０に供給できる。以上説明したように、本実施形態によれば、電気電子系システムが失陥しても油圧ブレーキ装置４０９，４１０による制動が可能であり確実に車両を停止できるため車両制動システムの信頼性を確保でき、また、電気電子系システムが正常の場合には前後輪の制動力の配分比を任意の値に設定できる。

【００４４】
また、本実施形態では、特許文献１のように電動ブレーキ装置を各車輪に備える必要がないため、制動装置全体が複雑になることによるコスト上昇はなく、制動力を確保するために充分な電力を確保する必要もない。

【００４５】
なお、上記の例では、ブレーキペダル装置２１０の圧力制御弁１０２から２つのシャト

ル弁１０７，１０９に供給される作動圧の値はそれぞれ同じにしたが、両者は異ならせても良い。また、高圧選択弁として機能するものは、シャトル弁以外にもチェック弁（逆止弁）の組み合わせ等いくつかの構成が考えられるが、よりコンパクトに構成可能なシャトル弁が好ましい。

【００４６】

＜第２実施形態＞

次に、本発明の第２実施形態について説明する。第１実施形態の説明では、コントローラ１０３は所望のブレーキトルクの前後配分比に応じた油圧を油圧ブレーキ装置４０９，４１０へと供給できるとした。本実施形態では、ブレーキトルクの前後配分比の決定方法について説明する。

【００４７】

（ブレーキトルクの前後配分比が一定の場合に生じる課題）

前述したように、ダンプトラック４０１は鉱山内の未舗装路や不整地を走行することから、天候の変化などの影響により滑り易さなどの路面の状態は常に変化する。また、鉱山は鉱脈まで掘り進むためにほとんどの場合積込場所は低い位置にあり、勾配路を走行する機会が多く、車体の前後の傾きによって前輪及び後輪４０５，４０６の車軸（前車軸及び後車軸（以下、同様））に掛かる荷重も大きく変化する。さらに、積荷４０８は一般的に自重を超える重量を積載することが出来るため、その有無によって車両総重量はもとより、積荷４０８が後方寄りに位置するため重心位置も後方寄りに変化し、前輪及び後輪４０５，４０６の車軸に掛かる荷重も大きく変化する。

【００４８】

このように路面の滑り易さが変化し、かつ前輪及び後輪４０５，４０６の車軸に掛かる荷重も常に変化する状況においては、前輪及び後輪４０５，４０６が地面に伝達できる制動力の上限値も大きく変化する。路面の滑り易さを示す路面摩擦係数をμ、前輪４０５に掛かる車輪一つ当たりの荷重をＷｆ、同じく後輪４０６に掛かる車輪一つ当たりの荷重をＷｒとすると、地面に伝達できる制動力の上限値Ｆｆ，Ｆｒは下記式７，式８で表される。

$$Ff = \mu \cdot Wf \quad (式７)$$

$$Fr = \mu \cdot Wr \quad (式８)$$

【００４９】

すなわち、地面に伝達できる制動力の上限値Ｆｆ，Ｆｒは車輪一つ当たりの荷重に比例する。これは前後の荷重変化のみを考慮するのであれば、式７，式８を２倍して前輪，後輪の車軸に掛かる荷重としても良い。また、各輪のブレーキトルクをＴ、タイヤ半径をＲとすれば、制動力Ｆｂは下記式９で表せる。

$$Fb = T / R \quad (式９)$$

【００５０】

式７，８と式９から、制動力ＦｂはＦｆやＦｒを超えることができないのであるから、前後輪の有効なブレーキトルクの上限値は前後輪の荷重に比例することが分かる。すなわち、前出の式１，２の前後輪のブレーキ油圧Ｐｆ，Ｐｒを下記式１０，１１のように表すことで（但しａはａ∈（０，０．５）を満たす係数）、前輪または後輪のどちらかが先に制動力の上限値に達してしまうことを抑制できる。

$$Pf = min\{Wf / (Wf + Wr) \cdot (Pp / a), Pmax\} \quad (式１０)$$

$$Pr = min\{Wr / (Wf + Wr) \cdot (Pp / a), Pmax\} \quad (式１１)$$

【００５１】

一方、制動力ＦｂがＦｆやＦｒを超えた場合には、地面に伝達できる制動力は増加せず、車輪がロックする。車輪がロックしてしまうと、摩擦係数が減少してしまい、地面に伝達できる制動力も減少してしまう。

【００５２】

図５はタイヤの摩擦係数とスリップ率の関係を示す図である。図中の曲線５０１はタイヤの摩擦特性を示す。図の横軸であるスリップ率とは車体速度と車輪速度の差を車体速度で除したものであり、地面の移動と車輪の回転が一致しているときが０であり、車輪の回

転が止まっているとき、すなわちロックしているときが１である係数である。
【００５３】
車輪へのブレーキトルクが０の場合、地面に伝達する力がないので点５０２の状態となり、車輪のスリップ率は０である。ブレーキトルクを印加するとスリップ率が増加していきブレーキトルクの大きさに応じた摩擦係数とスリップ率の状態でバランスし、制動力上限値に達したときに点５０３の状態になる。このときの式７，８のμと縦軸のタイヤ摩擦係数は一致する。すなわち点５０３の状態にあるタイヤは最大限の力Ｆｆ，Ｆｒを発生している状態である。これを超えてブレーキトルクを増加させた場合、スリップ率が増加しても曲線５０１のように摩擦係数は下がってしまうのでバランスせず、点５０４、すなわちロック状態まで進んでしまう。点５０４は動摩擦係数、点５０３は静摩擦係数に相当しており一般的なタイヤの摩擦特性では点５０４の方が低い値となるため、車輪がロックしてしまうと地面に伝達できる制動力は少なくなってしまう。また車輪がロックしてしまうことで、タイヤの横方向の力は０になってしまい、車体の進行方向を維持することが困難になる。特に後輪のロックは車体のスピンを引き起こすため可能な限り避けるべきである。
【００５４】
これまで述べてきたように、前後輪のブレーキトルクの上限は前後輪に掛かる荷重に比例しており、また車輪のロックは制動力が少なくなってしまうのみならず車体の進行方向を維持できなくなる恐れがあることから、可能な限り避けるべきである。
【００５５】
しかしながら、ブレーキペダル操作によって発生する前輪及び後輪４０５，４０６に掛かるブレーキトルクの前後比はこれまで固定であったため、鉱山用ダンプトラックのように積荷状況や路面勾配などにより前輪及び後輪４０５，４０６の車軸に掛かる荷重が常に変化する車両である場合、車軸に掛かる荷重の前後比と一致せず、前後どちらかの車輪が先にブレーキトルク上限値を超えてしまい、ロックしてしまうという虞があった。もしくは、オペレータのペダル戻し操作により前記の車輪ロックが回避されたとしても、ブレーキトルク上限値に余裕のあった側の車輪まで同じ比率でブレーキトルクを減少されてしまい、結果として本来得られるべき減速度が得られなくなる虞があった。
【００５６】
そこで、本実施形態のダンプトラックでは、ブレーキトルクの前後配分比を車両が減速中の前輪及び後輪４０５，４０６の車軸に掛かる荷重比に一致させることで、前後どちらかの車輪が先にロックせず、効率的に減速度が得られる構成とした。
【００５７】
（油圧ブレーキ装置４０９，４１０によるブレーキトルクの前後配分比の演算）
ここで、運搬車両の前輪及び後輪４０５，４０６の車軸に掛かる荷重比の算出方法の一例を示す。
【００５８】
図７は、本実施形態の運搬車両の一例である鉱山用ダンプトラックの降坂中の側面図である。図中で符号７０１が付されたシンボルは車両の重心位置を示す。車両の重心位置７０１は積荷の積み方（形状）や重量によって変化する。特に鉱山用ダンプトラックは一般的に荷台が車両後方上部にあるため、重心位置は土砂の積載によってより後方かつ上方に移動する。車体重量による力は重心位置７０１から鉛直方向に働き、その大きさを矢印７０２として表す。同様に、加減速により重心位置７０１に働く慣性力は車両の前後方向に働き、矢印７０３のように表せる。この場合、車体重量による力７０２と加減速による慣性力７０３の合力は矢印７０４で示される。重心位置７０１から合力７０４が路面に降ろす足の位置でホイールベースＬをＬｆ及びＬｒの２つに分割し、ＬｆとＬｒの割合に応じて前輪及び後輪４０５，４０６の車軸に掛かる荷重比を決定する。この幾何学的関係から分かるように、合力７０４が路面に降ろす足は、重心位置７０１の高さＨの大きさに比例して勾配及び加減速の影響が大きくなる。前輪及び後輪４０５，４０６の車軸（前車軸及び後車軸）に掛かる荷重をそれぞれＷｆ，Ｗｒとすると、前記の幾何学的な手法によって求めたＬｆ及びＬｒの比（但し、Ｌｆ＋Ｌｒ＝Ｌ）により、Ｗｆ及びＷｒの比は下記式１

２で表せる。

Ｗｆ：Ｗｒ＝Ｌｒ：Ｌｆ　　（式１２）

【００５９】

したがって、車両総重量をWとすれば、Ｗｆ及びＷｒは下記式１３，１４で表せる。

Ｗｆ＝Ｗ・Ｌｒ／Ｌ　　（式１３）

Ｗｒ＝Ｗ・Ｌｆ／Ｌ　　（式１４）

【００６０】

Ｌｒ及びＬｆは、ダンプトラック４０１における重心の前後位置に係る重心位置データ、ダンプトラック４０１が走行している路面の路面勾配データ、速度センサにより取得されるダンプトラック４０１の車両速度や制駆動トルクデータを用いて演算されるダンプトラック４０１の加減速度データ、地図情報などの車両内外から得られるダンプトラック４０１の各種走行情報などを総合的に考慮することで演算できる。

【００６１】

（ブレーキ油圧Ｐｆ，Ｐｒを発生する場合のコントローラ１０３の演算処理）

油圧ブレーキ装置４０９，４１０でブレーキ油圧Ｐｆ，Ｐｒを発生するためにコントローラ１０３が電磁比例弁１０６，１０８の駆動信号（制御信号）を演算・出力する処理の流れを図８に示す。コントローラ１０３は所定の周期で図８の処理を実行する。

【００６２】

Ｓ８０１では、コントローラ１０３は、ブレーキペダル装置２１０に取り付けられた操作量センサ１１１からブレーキペダル１１０の踏込量を入力し、当該踏込量に基づいて圧力制御弁１０２の出力油圧Ｐｐを算出する。

【００６３】

Ｓ８０２では、コントローラ１０３は、重心位置計測センサ１０４により計測されたダンプトラック４０１における重心の前後位置に係る重心位置データと、勾配計測センサ１０５により計測されたダンプトラック４０１が走行している路面の路面勾配データ（図７の路面勾配θ）と、ダンプトラック４０１の車両速度や制駆動トルク情報などを用いて算出する加減速度データ、ダンプトラック４０１の内外から得られる地図データなどの各種走行情報などを総合的に考慮して、Ｌｆ，Ｌｒを算出する。

【００６４】

Ｓ８０３では、コントローラ１０３は、Ｓ８０２で演算したＬｆ，Ｌｒと式１３，式１４を利用して、前輪及び後輪４０５，４０６の車軸に掛かる荷重（前車軸荷重及び後車軸荷重）Ｗｆ，Ｗｒを算出する。

【００６５】

Ｓ８０４では、コントローラ１０３は、Ｓ８０３で演算した前後車軸荷重Ｗｆ，Ｗｒと式１０，式１１を利用して、前後車軸荷重Ｗｆ，Ｗｒに比例するブレーキ油圧Ｐｆ，Ｐｒを演算する。

【００６６】

Ｓ８０５では、コントローラ１０３は、Ｓ８０４で演算したブレーキ油圧Ｐｆ，Ｐｒが発生するような電磁比例弁１０６，１０８の駆動信号（制御信号）をそれぞれ演算（生成）し、演算した駆動信号を対応する電磁比例弁１０６，１０８に出力する。これにより前後の車軸荷重Ｗｆ，Ｗｒの比率に一致するようなブレーキトルクを油圧ブレーキ装置４０９，４１０によって発生できるので、様々な条件においてもダンプトラック４０１の安定した制動が可能になる。

【００６７】

以上説明したように本発明によれば、前後車軸荷重Ｗｆ，Ｗｒに比例する制動力を前後輪に作動させることにより、前後における一方側の車輪がロックする不安定な状況を可能な限り抑制でき、効率よく安定的な減速を運搬車両で実現できる。

【００６８】

＜第３実施形態＞

次に、本発明の第３実施形態について説明する。第２実施形態の説明では、コントロー

ラ１０３は重心位置計測センサ１０４による重心位置データと、勾配計測センサ１０５による路面勾配データ、さらに車両の制駆動トルク情報などを用いて算出する加減速度データ、などを総合して前後車軸に掛かる荷重を算出するとした。

【００６９】

これに対して本実施形態では、前後車軸荷重を算出する別の手段について説明する。本実施形態では、前輪及び後輪のサスペンションにそれぞれ設けた複数の荷重センサ１３１，１３２を備え、コントローラ１０３により、当該荷重センサ１３１，１３２によって検出される荷重値に基づいて運搬車両の前後車軸荷重Ｗｆ，Ｗｒを演算し、この２つの荷重Ｗｆ，Ｗｒの比に一致するように油圧ブレーキ装置４０９，４１０のブレーキ油圧Ｐｆ，Ｐｒの比を制御する。

【００７０】

本実施形態に係る運搬車両の一例である大型の鉱山用ダンプトラックでは、前後の各車輪に掛かる荷重が非常に大きく、また積荷状態では空荷状態に比べて車重が２倍以上になり大きく変動するため、これを機械的なばねで支えることが難しい。そのため、オイルとガスを封入したシリンダ（流体シリンダ）によりこれを支え、圧縮による油空圧の弾力性を利用したサスペンションを搭載していることが一般的である。このようなダンプトラックにおける各流体シリンダの内圧（シリンダ内圧）は、サスペンションに支えられた各車輪に掛かる荷重に比例した値になるため、シリンダに設けた圧力センサ（油圧センサ）１３１（図１参照）により各車輪に掛かる荷重を直接計測できる。圧力センサにより得られるシリンダ内圧をＰｃ、シリンダ内を変位するロッドの底面積をＳとすれば、各シリンダに掛かる荷重Ｗｃは、下記式１５で表せる。

$$Wc = S \cdot Pc \qquad (式１５)$$

【００７１】

また、各車輪が機械的なばねで支えられている場合には、当該ばねの変位を変位センサ１３２（図１参照）で計測することで、上記と同様に各車輪に掛かる荷重を直接計測できる。ばね定数をｋ、ばねの変位をＸｃとすれば、各車輪に掛かる荷重Ｗｃは、下記式１６で表せる。

$$Wc = k \cdot Xc \qquad (式１６)$$

【００７２】

このような演算を前後輪それぞれについて行うことで、コントローラ１０３は前後の車軸に掛かる荷重Ｗｆ，Ｗｒを直接的に演算できる。

【００７３】

なお、圧力センサ１３１と変位センサ１３２（荷重センサ）はいずれか１種類をダンプトラック４０１に搭載すれば良い。各センサは各サスペンションに設置しても良いし、前輪側と後輪側のサスペンションに１つずつ設置しても良い。また、第１実施形態及び第２実施形態に係るダンプトラック４０１に圧力センサ１３１と変位センサ１３２が不要であることは言うまでもない。

【００７４】

（ブレーキ油圧Ｐｆ，Ｐｒを発生する場合のコントローラ１０３の演算処理）

これを用いたコントローラ１０３における処理の流れを図９に示す。図８と同じ処理には同じ符号を付している。基本的な流れは図８による処理とおなじであるものの、前後の車軸に掛かる荷重Ｗｆ，Ｗｒの算出方法（Ｓ９０２及びＳ９０３）が異なる。

【００７５】

Ｓ９０２において、コントローラ１０３は、圧力センサ１３１又は変位センサ１３２からサスペンションのシリンダ内圧やサスペンション変位といったサスペンション状態量を取得する。

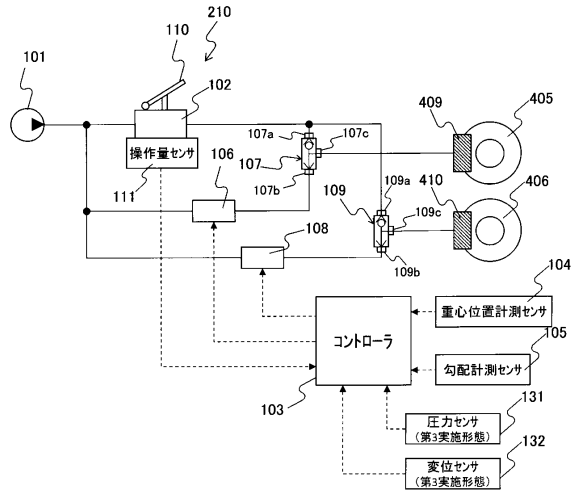
【００７６】

次にＳ９０３では、コントローラ１０３は、Ｓ９０２で取得したサスペンション状態量と、前述の式１５又は式１６とを利用して、前後の車軸荷重Ｗｆ，Ｗｒを演算する。その後の流れは図８の場合と同等である。

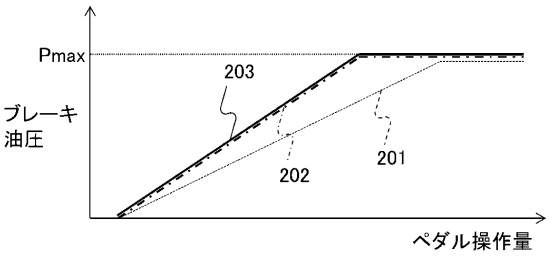
【００７７】
これにより、第２実施形態と同様に、前後の車軸荷重Ｗｆ，Ｗｒの比率に一致するようなブレーキトルクを油圧ブレーキ装置４０９，４１０によって発生でき、様々な条件でもダンプトラック４０１の安定した制動が可能になる。
【００７８】
なお、サスペンション状態量を検出するセンサの種類としては、前記の圧力センサ１３１や変位センサ１３２に限定するものではなく、他のセンサを用いてもよい。また、センサデータから直接荷重を計算するばかりでなく、例えば、第２実施形態に述べた荷重推定方式と、本実施形態の荷重演算方式とを組み合わせ、運搬車両の状況に応じて演算精度が高い方式を適宜選択することで、いずれか一方の方式を利用する場合と比較して荷重推定精度を向上しても良い。
【００７９】
以上説明したように本実施形態によれば、前後輪に作用させる制動力の比率をサスペンションに設けたセンサ１３１，１３２のデータを用いて決定することにより、荷重演算精度の向上や演算プロセスの簡略化を図ることができ、効率よく安定な減速が可能な運搬車両を実現できる。
【００８０】
＜その他＞
なお、本発明は上記した各実施形態に限定されるものではなく、様々な変形例が含まれる。例えば、上記した各実施形態は本発明をわかりやすく説明するために詳細に説明したものであり、必ずしも説明した全ての構成を備えるものに限定されるものではない。
【００８１】
上記の実施形態では、油圧ブレーキ装置４０９，４１０の「作動圧」を制御する例について説明したが、油圧ブレーキ装置４０９，４１０の「パイロット圧」を制御することで油圧ブレーキ装置４０９，４１０のブレーキ油圧Ｐｆ，Ｐｒ（ブレーキトルク）を制御しても良い。
【００８２】
また、上記のコントローラ１０３に係る各構成や当該各構成の機能及び実行処理等は、それらの一部又は全部をハードウェア（例えば各機能を実行するロジックを集積回路で設計する等）で実現しても良い。また、上記のコントローラ１０３に係る構成は、演算処理装置（例えばＣＰＵ）によって読み出し・実行されることでコントローラ１０３の構成に係る各機能が実現されるプログラム（ソフトウェア）としてもよい。当該プログラムに係る情報は、例えば、半導体メモリ（フラッシュメモリ、ＳＳＤ等）、磁気記憶装置（ハードディスクドライブ等）及び記録媒体（磁気ディスク、光ディスク等）等に記憶することができる。
【００８３】
また、上記の各実施の形態の説明では、制御線や情報線は、当該実施の形態の説明に必要であると解されるものを示したが、必ずしも製品に係る全ての制御線や情報線を示しているとは限らない。実際には殆ど全ての構成が相互に接続されていると考えて良い。
【符号の説明】
【００８４】
１０１…油圧ポンプ，１０２…圧力制御弁，１０３…コントローラ，１０４…重心位置計測センサ，１０５…勾配計測センサ，１０６…電磁弁（電磁比例弁），１０７…シャトル弁，１０８…電磁弁（電磁比例弁），１０９…シャトル弁，１１０…ブレーキペダル，１１１…操作量センサ，１３１…圧力センサ（荷重センサ），１３２…変位センサ（荷重センサ），２１０…ブレーキペダル装置，４０１…ダンプトラック（運搬車両），４０５…前輪，４０６…後輪，４０９…油圧ブレーキ装置，４１０…油圧ブレーキ装置

【図面】

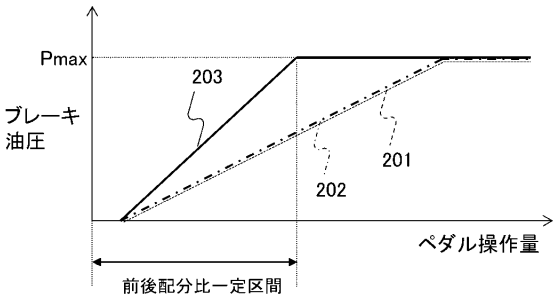
【図１】


210
110
101
102
操作量センサ
111
106
107
107a
107c
107b
109
109a
410
409
405
406
109c
109b
108
104
重心位置計測センサ
コントローラ
105
勾配計測センサ
103
131
圧力センサ
（第3実施形態）
132
変位センサ
（第3実施形態）

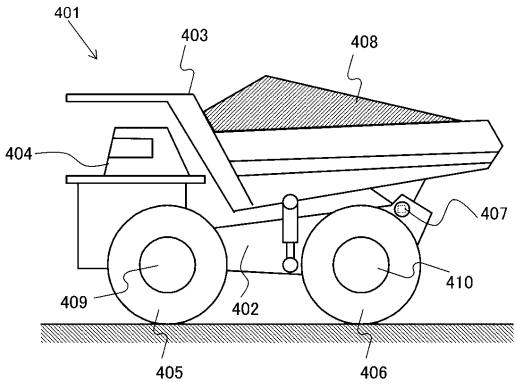
【図２】


Pmax
ブレーキ
油圧
203
202
201
ペダル操作量

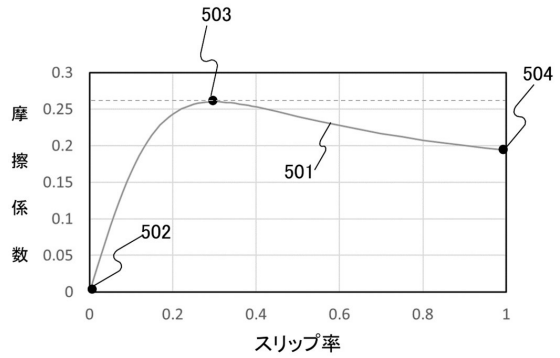
【図３】


Pmax
ブレーキ
油圧
203
201
202
ペダル操作量
前後配分比一定区間

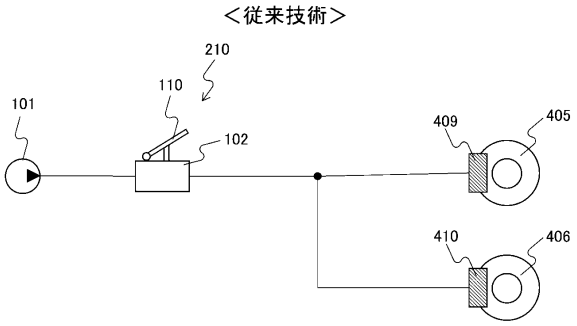
【図４】


401
403
408
404
407
410
409
402
405
406

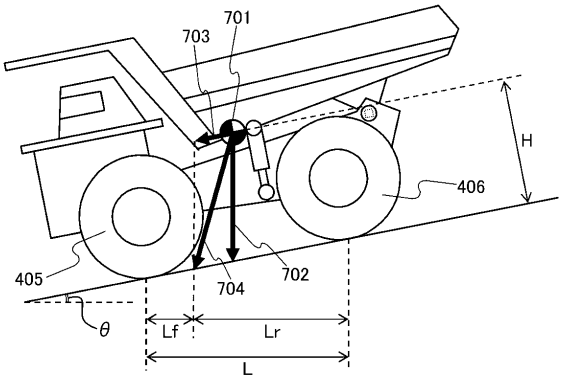
【図５】


503
504
501
502
摩擦係数
0.3
0.25
0.2
0.15
0.1
0.05
0
0
0.2
0.4
0.6
0.8
1
スリップ率

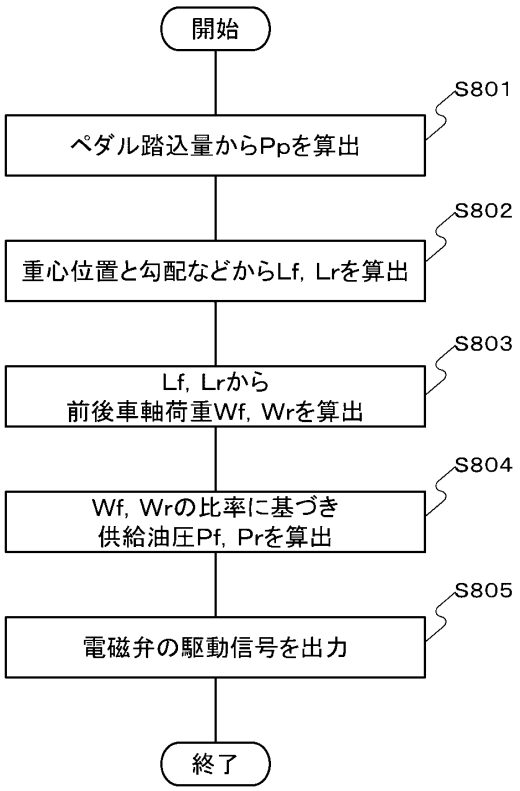
【図６】


＜従来技術＞
210
110
101
102
409
405
410
406

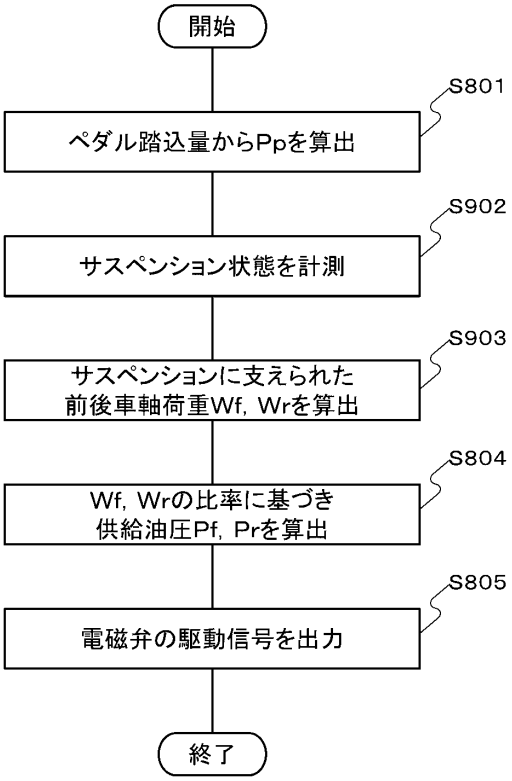
【図７】


701
703
H
406
405
704
702
θ
Lf
Lr
L

【図８】


開始
S801
ペダル踏込量からPpを算出
S802
重心位置と勾配などからLf, Lrを算出
S803
Lf, Lrから
前後車軸荷重Wf, Wrを算出
S804
Wf, Wrの比率に基づき
供給油圧Pf, Prを算出
S805
電磁弁の駆動信号を出力
終了

【図９】


開始
S801
ペダル踏込量からPpを算出
S902
サスペンション状態を計測
S903
サスペンションに支えられた
前後車軸荷重Wf，Wrを算出
S804
Wf，Wrの比率に基づき
供給油圧Pf，Prを算出
S805
電磁弁の駆動信号を出力
終了

フロントページの続き

(51)国際特許分類　　ＦＩ
Ｂ６０Ｔ　13/68　(2006.01)　　Ｂ６０Ｔ　13/68
Ｂ６０Ｔ　8/1761(2006.01)　　Ｂ６０Ｔ　8/1761

(56)参考文献　　特開２０１８－０６９９６３（ＪＰ，Ａ）
特開２０００－３４４０７９（ＪＰ，Ａ）
特開２００４－２２４２６１（ＪＰ，Ａ）
米国特許出願公開第２０２０／００２３８２０（ＵＳ，Ａ１）

(58)調査した分野　(Int.Cl.，ＤＢ名)
Ｂ６０Ｔ　８／１７
Ｂ６０Ｔ　８／２６
Ｂ６０Ｔ　８／１７６６
Ｂ６０Ｔ　１７／１８
Ｂ６０Ｔ　１３／１８
Ｂ６０Ｔ　１３／６８
Ｂ６０Ｔ　８／１７６１