

【特許請求の範囲】

【請求項 1】

原動機を挟んで、第一車軸を駆動する第一車軸駆動装置と、第二車軸を駆動する第二車軸駆動装置とを機体前後に配設しており、該第二車軸駆動装置は、該第二車軸駆動用に油圧モータを備えており、該第一車軸駆動装置は、前記第一車軸駆動用に正逆転切換機能を有する変速機構を備えて前記原動機に駆動連結しているとともに、該第二車軸駆動装置の油圧モータに作動油を供給するための油圧ポンプを備えていることを特徴とする四輪駆動車両。

【請求項 2】

前記第一車軸駆動装置において、前記油圧ポンプは、該第一車軸駆動装置のハウジング内に設けた伝動軸をポンプ軸として、該ハウジングに取り付けられていることを特徴とする請求項 1 記載の四輪駆動車両。 10

【請求項 3】

前記伝動軸は、前記第一車軸駆動装置の変速機構の出力軸により駆動されていることを特徴とする請求項 2 記載の四輪駆動車両。

【請求項 4】

前記第一車軸駆動装置において、前記変速機構は、該第一車軸駆動装置のハウジング外に設けた上手側の第一変速機構と、該ハウジング内に設けた下手側の第二変速機構とよりなることを特徴とする請求項 1 記載の四輪駆動車両。

【請求項 5】

前記第一変速機構を C V T とし、前記第二変速機構が前記の正逆切換機能を有するものとし、前記油圧ポンプは、該第二変速機構の出力軸をポンプ軸として設けられていることを特徴とする請求項 4 記載の四輪駆動車両。 20

【請求項 6】

前記第一車軸駆動装置において、前記変速機構は、油圧ポンプと第一車軸駆動用の油圧モータとを組み合わせる H S T を備えており、該 H S T の油圧ポンプを前記の第二車軸駆動装置の油圧モータへの作動油供給用の油圧ポンプとして兼用することを特徴とする請求項 1 記載の四輪駆動車両。

【請求項 7】

前記油圧ポンプを可変容積型とし、前記の変速機構における正逆転切換機能を該油圧ポンプの吐出方向の切換により現出することを特徴とする請求項 6 記載の四輪駆動車両。 30

【請求項 8】

前記油圧ポンプは、前記原動機の出力軸をポンプ軸として設けられていることを特徴とする請求項 6 記載の四輪駆動車両。

【請求項 9】

前記変速機構は、前記第一車軸駆動装置のハウジング外に設けた前記 H S T と、その下手側であって、該ハウジング内に設けた有段の第二変速機構とよりなるものとし、前記第一車軸駆動用の油圧モータのモータ軸を、該第二変速機構の入力軸としていることを特徴とする請求項 6 記載の四輪駆動車両。

【請求項 10】

前記第一車軸駆動用の油圧モータを可変容積型とし、前記第一車軸を支持する前記第一車軸駆動装置のハウジング内に収納したことを特徴とする請求項 6 記載の四輪駆動車両。 40

【請求項 11】

前記第二車軸駆動装置において、前記第二車軸を左右一対とし、該左右一対の第二車軸と前記油圧モータとの間に差動機構を設けていることを特徴とする請求項 1 記載の四輪駆動車両。

【請求項 12】

前記第二車軸駆動装置において、前記第二車軸を左右一対とし、該左右一対の第二車軸各別駆動用に前記の油圧モータを一対備えていることを特徴とする請求項 1 記載の四輪駆動車両。 50

【請求項 1 3】

前記第二車軸駆動装置において、前記一对の油圧モータのモータ軸同士を、差動制限機構を介して機械的に接続することを特徴とする請求項 1 2 記載の四輪駆動車両。

【請求項 1 4】

前記第二車軸駆動装置において、前記一对の油圧モータを、前記第一車軸駆動装置における油圧ポンプに対し並列接続して前記第二車軸の差動回転を許容するとともに、両油圧モータを直列接続に切替え可能に構成することを特徴とする請求項 1 2 記載の四輪駆動車両。

【請求項 1 5】

前記第二車軸駆動装置において、前記油圧モータと前記第二車軸との間に、該第二車軸側から該油圧モータへの伝動を防止し、該油圧モータから該第二車軸への伝動のみを可能とするクラッチを介設していることを特徴とする請求項 1 記載の四輪駆動車両。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、前輪と後輪との間に原動機が配置される車両、特に運搬車において、前輪に対する伝動構造を油圧駆動化した四輪駆動車両に関する。

【背景技術】

【0002】

従来、内燃機関等の原動機を挟んで、（例えば後輪用の）第一車軸を支持し駆動する第一車軸駆動装置と、（例えば前輪用の）第二車軸を支持し駆動する第二車軸駆動装置とを機体前後に配設しており、該第一車軸駆動装置の左右一側に設けた入力部を、C V T（ベルト式無段変速装置）を介して該原動機に駆動連結し、該入力部とは反対側の該第一車軸駆動装置の左右他側部に動力取出し部（P T O 部）を連設し、該 P T O 部を前記第二車軸駆動装置の入力部にベベルギアや伝動軸、或いはユニバーサルジョイント等で駆動連結した構造を有する四輪駆動運搬車が公知となっており、例えば、特許文献 1 に記載されている。

【0003】

【特許文献 1】米国特許出願公開第 2 0 0 1 / 4 0 3 1 号明細書

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

しかし、前記の従来の車両構造では、前記第一車軸駆動装置に、前述のような特別の P T O 部を構成する必要があり、さらに、原動機との干渉を回避して前記第二車軸駆動装置の入力部への伝動系を該 P T O 部より延設するためには、該 P T O 部をかなり左右方向に長く取る必要がある。このように、伝動軸やユニバーサルジョイント等で機械的に第一車軸駆動装置と第二車軸駆動装置とを駆動連結するのは、原動機との干渉を回避する点で構造が複雑化し、この伝動機構の配置スペースを確保する分、運搬車のコンパクト性も阻害する。

【0005】

また、前述のように、一般的には第一車軸駆動装置と原動機とを C V T にて駆動連結しているが、C V T は、放熱のためにカバーで覆わずにむき出しになっており、その分、寿命が短いので、代替の無段変速装置が望まれる。

【課題を解決するための手段】

【0006】

本発明は、四輪駆動車両に関しての以上の如き課題を次のような手段で解決するものである。まず、本発明は、請求項 1 記載の如き四輪駆動車両を提供するものであって、即ち、原動機を挟んで、第一車軸を駆動する第一車軸駆動装置と、第二車軸を駆動する第二車軸駆動装置とを機体前後に配設しており、該第二車軸駆動装置は、該第二車軸駆動用に油圧モータを備えており、該第一車軸駆動装置は、前記第一車軸駆動用に正逆転切換機能を

10

20

30

40

50

有する変速機構を備えて前記原動機に駆動連結しているとともに、該第二車軸駆動装置の油圧モータに作動油を供給するための油圧ポンプを備えている。

【 0 0 0 7 】

このような四輪駆動車両における前記第一車軸駆動装置の好ましい第一様態として、請求項 2 記載の如く、前記油圧ポンプは、該第一車軸駆動装置のハウジング内に設けた伝動軸をポンプ軸として、該ハウジングに取り付けられている。さらに好ましくは、請求項 3 記載の如く、該伝動軸を、該第一車軸駆動装置の変速機構の出力軸により駆動されている。

【 0 0 0 8 】

また、前記第一車軸駆動装置の好ましい第二様態として、請求項 4 記載の如く、前記変速機構が、該第一車軸駆動装置のハウジング外に設けた上手側の第一変速機構と、該ハウジング内に設けた下手側の第二変速機構とよりなるものとしている。さらに好ましくは、請求項 5 記載の如く、該第一変速機構を C V T とし、前記第二変速機構が前記の正逆切換機能を有するものとし、該第二変速機構の出力軸をポンプ軸として前記油圧ポンプを設けている。

【 0 0 0 9 】

また、前記第一車軸駆動装置の好ましい第三様態として、請求項 6 記載の如く、前記変速機構が、油圧ポンプと第一車軸駆動用の油圧モータとを組み合わせる H S T を備えており、該 H S T の油圧ポンプを前記の第二車軸駆動装置の油圧モータへの作動油供給用の油圧ポンプとして兼用する。

【 0 0 1 0 】

このような第三様態の第一車軸駆動装置において、好ましくは、請求項 7 記載の如く、前記油圧ポンプを可変容積型とし、前記の変速機構における正逆転切換機能を該油圧ポンプの吐出方向の切換により現出する。

【 0 0 1 1 】

また、好ましくは、請求項 8 記載の如く、前記原動機の出力軸をポンプ軸として前記油圧ポンプを設けている。

【 0 0 1 2 】

また、好ましくは、請求項 9 記載の如く、前記変速機構が前記第一車軸駆動装置のハウジング外に設けた前記 H S T と、その下手側であって、該ハウジング内に設けた有段の第二変速機構とよりなるものとし、前記第一車軸駆動用の油圧モータのモータ軸を、該第二変速機構の入力軸としている。

【 0 0 1 3 】

また、好ましくは、請求項 10 記載の如く、前記第一車軸駆動用の油圧モータを可変容積型とし、前記第一車軸を支持する前記第一車軸駆動装置のハウジング内に収納している。

【 0 0 1 4 】

そして、前記の請求項 1 記載の如き四輪駆動車両において、前記第二車軸駆動装置の好ましい第一様態として、請求項 11 記載の如く、前記第二車軸を左右一対とし、該左右一対の第二車軸と前記油圧モータとの間に差動機構を設けている。

【 0 0 1 5 】

また、前記第二車軸駆動装置の好ましい第二様態として、請求項 12 記載の如く、前記第二車軸を左右一対とし、該左右一対の第二車軸各別駆動用に前記の油圧モータを一対備えている。さらに好ましくは、請求項 13 記載の如く、前記一対の油圧モータのモータ軸同士を、差動制限機構を介して機械的に接続する。或いは請求項 14 記載の如く、前記一対の油圧モータを、前記第一車軸駆動装置における油圧ポンプに対し並列接続して前記第二車軸の差動回転を許容するとともに、両油圧モータを直列接続に切替え可能に構成する。

【 0 0 1 6 】

また、前記第二車軸駆動装置の好ましい第三様態として、請求項 15 記載の如く、前記

10

20

30

40

50

油圧モータと前記第二車軸との間に、該第二車軸側から該油圧モータへの伝動を防止し、該油圧モータから該第二車軸への伝動のみを可能とするクラッチを介設している。

【発明の効果】

【0017】

本発明は、以上のような手段により、以下のような効果を奏する。まず、請求項1記載の如く構成することにより、該第一車軸駆動装置に備えられた油圧ポンプから該第二車軸駆動装置の油圧モータへの油路を、配管等の柔軟な構造によって構成することで、第一・第二車軸駆動装置同士を駆動連結することができ、両車軸駆動装置間に介在する原動機との干渉を容易に回避することができる。

【0018】

このような四輪駆動車両において、前記第一車軸駆動装置については、その油圧ポンプを、請求項2記載の如く構成することで、油圧ポンプをハウジングと一つのユニットとして取り扱うことができる。さらに、請求項3記載の如く構成することで、該第一車軸駆動装置に備えた油圧ポンプは、該変速機構で変速された後の回転力で駆動された状態にて第二車軸駆動装置の油圧モータに作動油を供給するので、第二車軸駆動装置において、第一車軸に第二車軸を同期させるための減速機構を削減或いは縮小することができる。また、該変速機構が該第一車軸の駆動方向の切換機能を有する場合には、その切換に応じてポンプ軸の回転方向が切り換えられるため、第二車軸駆動装置に特別に第二車軸の駆動方向を切り換えるための機構も不要である。このように、第二変速機構の操作に応じての第一車軸の回転速度や方向の切換に第二車軸を同期させる上で、好適の構造となっている。

【0019】

また、請求項4記載の如く、第一車軸駆動装置の第二様態として、その前記変速機構を第一変速機構と第二変速機構の組み合わせとすることで、変速のバリエーションを増やすことができ、さらに、第二変速機構のみを第一車軸支持ハウジング内に組み込むことで、該ハウジングをコンパクトに構成できる。さらには、請求項5記載の如く構成することで、第一変速機構たるC V Tによる無段変速効果を得ることができ、また、第二車軸駆動装置の油圧モータに対しては、正逆転切換機能を有する第二変速機構の出力軸を前記油圧ポンプのポンプ軸とすることで、第二車軸駆動装置に特別の機能を設けずとも、第一車軸の前後進回転の切換に第二車軸の前後進回転の切換を対応させることができる。

【0020】

或いは、請求項6記載の如く、第一車軸駆動装置の第三様態として、その前記変速機構をH S Tとすることで、前述の如きC V Tにより生じていた耐久性についての不具合を解消でき、長期間にわたってメンテナンス作業を不要とする四輪駆動車両を提供できる。

【0021】

また、この場合に、該H S Tの油圧ポンプは、該H S T（第一車軸駆動装置駆動用の）の油圧モータと、前記の第二車軸駆動装置の油圧モータとに作動油を供給するものであって、両油圧モータを特に直列に油圧ポンプに接続している場合には、両油圧モータの差動が生じにくいので、後述の請求項15記載の如き発明の効果に関して記述するような、モータがポンプを駆動してしまうという伝動上の不具合は生じず、従って、請求項15記載の如きクラッチを第二車軸駆動装置に設ける必要もない。

【0022】

また、このような構造において、請求項7記載の如く、可変容積型油圧ポンプにて正逆転切換機能を現出させることができ、請求項8記載の如く原動機の出力軸をポンプ軸として油圧ポンプを設ける構成と相まって、第一車軸を支持するハウジング内に例えば機械式（ギアクラッチ式）の正逆転方向切換手段を設ける必要がなくなり、該ハウジングをコンパクトにすることができる。

【0023】

また、第一車軸駆動装置の変速機構について、請求項9記載の如く構成することで、H S Tを第一車軸支持用ハウジング外に配設し、その下手側の機械式第二変速機構を該ハウジング内に設けることで、該H S Tの油圧ポンプが前記の如く正逆転切換機能を有するこ

10

20

30

40

50

とから、該ハウジング内の機械式第二変速機構については、正逆転切換用の手段を具備せずにすみ、従って、該ハウジングのコンパクト化、或いは、該ハウジング内のスペース拡大を得ることができる。

【0024】

或いは、請求項10記載の如く、該HSTの油圧モータを可変容積型とすることにより、この油圧モータが請求項9記載の如き機械式第二変速機構の効果を有するので、逆にいえば該ハウジング内の機械式第二変速機構に代えて可変容積型の油圧モータを該ハウジング内に収納することで、該ハウジング外のHST構成部品を削減でき、第一車軸駆動装置全体としてのコンパクト化につながる。

【0025】

一方、第二車軸駆動装置に関しては、請求項11記載の如く構成することで、左右一对の第二車軸に対し、その差動を可能としつつ、油圧モータは一つですみ、コンパクトかつ低コストの第二車軸駆動装置を提供できる。

【0026】

或いは、第二車軸駆動装置を、請求項12記載の如く、該左右一对の第二車軸を各別一对の油圧モータにて駆動する構成とすることで、機械式差動機構を削除することができ車両レイアウトの自由度が増し、また、該第二車軸駆動装置の一对の油圧モータ個々は小さな容積のもので対応でき、更にモータ回転数を比較的 low に設定できるため低騒音の車両が提供できる。

【0027】

そして、このような構成において、請求項13記載の如く構成することにより、第二車軸の片側が例えば溝にはまったような状態でも他側の駆動力を確実に維持することができる。

【0028】

或いは、請求項14記載の如く構成することによっても、第二車軸のデフロック作用を得ることができ、また、機械式の差動制限機構ではなく、油圧回路の切り替えで簡易な構成により当該作用を得ることができる。

【0029】

また、特に、例えば前述のCVTとギア式第二変速機構との組み合わせで構成される第一変速車軸装置によって第二車軸駆動装置の油圧モータを駆動させる場合には、ギア式第二変速機構の出力側に前記油圧モータ駆動用の油圧ポンプを配設する必要があるが第二車軸は地面から摩擦で駆動されるとき回転数と油圧モータにより駆動されるとき回転数とが同期していれば問題はないが、例えば、発進直後などでは油圧ポンプの回転数が低く、この少量の吐出油を受けて駆動される油圧モータの回転数は低回転状態での容積効率特性により地面から摩擦で駆動される第二車軸の回転数よりも低くなる。そのため、第二車軸によって油圧モータが回され、油圧モータが油圧ポンプを逆駆動してしまうという伝動上の不具合が生じる。これに対し、請求項15記載の如く第二車軸駆動装置にクラッチ（ワンウェイクラッチ、もしくはツーウェイクラッチ）を備えることで、第二車軸の回転数が第一車軸の回転数より小さくなった場合には、第二車軸から該油圧モータへの伝動が防止され、このような不具合を生じさせない。

【発明を実施するための最良の形態】

【0030】

本発明に係る四輪駆動車両、特に四輪駆動運搬車の全体像は、図1に示す如きものである。図2及び図5を参照して図1に示す四輪駆動運搬車を代表例にとりその概略構造を説明する。

【0031】

この四輪駆動運搬車の機体フレーム1上にはプラットフォーム1bが構成され、その前方にはフロントカバー1aが搭載され、その上部にステアリングハンドル2及び変速（前後進切換）レバー3が突設されている。該ステアリングハンドル2は後述の前輪14の操舵のため、該変速レバー3は、後述の後車軸ハウジング8a内の副変速及び前後進切換機

10

20

30

40

50

構の操作のために設けられている。また、該フロントカバー 1 a の足元部の左右一側（右側）にアクセルペダル 4 が設けられている。なお、フロントカバー 1 a の足元部の左右他側（左側）には図略のブレーキペダルが設けられている。該機体フレーム 1 の、プラットフォーム 1 b より後方部分は一段高くなっていて、その前端上部に運転席 5 を、その後方に荷台 6 を搭載している。

【0032】

該機体フレーム 1 は、該荷台 6 の下方にて、前方にエンジン（原動機）7 を、後方に後車軸ハウジング 8 a を支持しており、該後車軸ハウジング 8 a は、左右一対の後車軸（第一車軸）9 を支持し、それぞれ、左右各後輪 10 に対し、図 2 に示す如きユニバーサルジョイント 11・11 及び伝動軸 12 を介して駆動連結し、さらに機体フレーム 1 より各後輪 10 に対し、図示しないサスペンション（コイルバネ、エアシリンダ等）を連結して、該左右後輪 10 に対し該後車軸ハウジング 8 a を上下に相対移動可能に支持している。

10

【0033】

後車軸ハウジング 8 a は、後述の左右後車軸 9・9 同士を差動連結するデフギア機構 34（図 2 参照）を収納しており、後車軸ハウジング 8 a 外に配した後記の C V T や H S T 等の無段変速機構等を介して該デフギア機構 34 をエンジン 7 に駆動連結する構成により、後車軸駆動装置（第一車軸駆動装置）8 を構成している。

【0034】

また、該機体フレーム 1 は、該フロントカバー 1 a の下方にて、前車軸駆動装置 13（第二車軸駆動装置）の前車軸ハウジング 13 a を支持しており、該前車軸ハウジング 13 a は、左右一対の前車軸（第二車軸）14 を支持し、それぞれ、左右各前輪 15 に対し、図 5 に示す如きユニバーサルジョイント 16・18 及び伝動軸 17 を介して駆動連結し、さらに機体フレーム 1 より各前輪 15 に対し、図示しないサスペンション（コイルバネ、エアシリンダ等）を連結して、該左右前輪 15 に対し該前車軸ハウジング 13 を上下に相対移動可能に支持している。

20

【0035】

後述の図 2～図 4 にはそれぞれ後車軸駆動装置 8 及びそのエンジン 7 との駆動関係の第一～第三実施例を、図 5～図 9 にはそれぞれ前車軸駆動装置 13 の第二～第五実施例を描いているが、図 1 に示す四輪駆動運搬車は、後車軸駆動装置 8 及びそのエンジン 7 との駆動関係に関しては図 2 に示す第一実施例を、前車軸駆動装置 13 に関しては図 5 に示す第一実施例を採用している。即ち、図 2 に示す如く、エンジン 7 及び後車軸駆動装置 8 の左右一側にて、エンジン 7 の出力軸 7 a と後車軸ハウジング 8 a 内の副変速機構の入力軸 21 とを、主変速機構たる C V T 20 にて駆動連結しており、該後車軸ハウジング 8 a の左右他側に、油圧ポンプ 40 を取り付けられている。一方、前車軸駆動装置 13 は、図 5 に示すように、両車軸 14 間にデフギア機構 42（図 1 では図略）を介設しており、その前方にて、前記油圧ポンプ 40 より作動油を供給される油圧モータ 41 を配置している。なお、左右前輪 15 は操舵可能に支持されており、図 1 に示す如く、両前輪 15 間にパワーステアリングシリンダ 30 が設けられて、前記ハンドル 2 の操作にてパワーステアリングシリンダ 30 のピストンを移動させて、両前輪 15 を操舵する。

30

【0036】

図 2 に示す後車軸駆動装置 8 及びそのエンジン 7 との駆動関係の第一実施例を説明する。前記の入力軸 21 が左右に延伸されて後車軸ハウジング 8 a 内にて軸支されており、該ハウジング 8 a 内にて、該入力軸 21 上には回転センサ（ガバナウェイト）23 が設けられ、その側方にて、該入力軸 21 上に、高低二段の副変速ギア、即ち、高速駆動ギア 24、低速駆動ギア 25 を固設し、また、さらにその側方にて、後進駆動ギア 26 を固設している。

40

【0037】

入力軸 21 上の回転センサ 23 は、遠心制御式エンジンガバナを構成すべく、エンジン 7 のスロットルに連係されており、その入力軸 21 の回転に伴う開度変化に応じてスロットルの開度が決定される。該スロットルは、前記のアクセルペダル 4 にも連係されており

50

、アクセルペダル 4 の踏み込みにてスロットル開度を設定するものであり、入力軸 2 1 の実際回転数がその設定に応じた回転数より低くなれば回転センサ 2 3 が閉じ気味となり、これを検出してガバナがスロットルの開度を増大し、車速を保つのである。なお、C V T 2 0 はエンジン回転数の増大に応じて無段に減速比を小さくする。このエンジンガバナ構造については、図 1 0 をもとに後述する。

【 0 0 3 8 】

さらに、C V T 2 0 には通例の如く、ドリブンプーリに負荷制御用のトルクカム機構（図示せず）を設けている。即ち、走行駆動系の車輪の対地負荷を検出して、エンジンの負担を軽減するために C V T 2 0 の減速比を増大させるのである。

【 0 0 3 9 】

該ハウジング 8 a 内の該入力軸 2 1 の下方にて、該入力軸 2 1 と平行に出力軸 2 2 に高速クラッチギア 2 9、低速クラッチギア 3 0、後進クラッチギア 3 1 が遊嵌されており、該高速用クラッチギア 2 9 を該高速駆動ギア 2 4 に、該低速クラッチギア 3 0 を該低速駆動ギア 2 5 に常時噛合させている。また、該ハウジング 8 a 内に、該入力軸 2 1・出力軸 2 2 と平行にアイドルギア軸 2 8 が軸支されていて、該アイドル軸 2 8 上に設けたアイドルギア 2 7 が、該後進用駆動ギア 2 6 及び該後進用クラッチギア 3 1 に噛合している。

【 0 0 4 0 】

該出力軸 2 2 上にはさらに、軸芯方向に摺動可能かつ相対回転不能にクラッチスライダ 3 2 を設けており、該クラッチスライダ 3 2 を摺動させて、該高速クラッチギア 2 9、該低速クラッチギア 3 0、該後進クラッチギア 3 1 のいずれかに噛合させるものとしている。また、該クラッチスライダ 3 2 は、出力軸 2 2 に対する入力軸 2 1 の回転動力の伝達を絶つべく該ギア 2 9・3 0・3 1 のいずれにも噛合しないようにも配置される。このクラッチスライダ 3 2 は前記の変速レバー 3 に操作連係されている。

【 0 0 4 1 】

該出力軸 2 2 にはピニオン 3 3 が固設され、デフギア機構 3 4 のブルギア 3 4 b に噛合している。該デフギア機構 3 4 は、左右両車軸 9・9 間に配置されて、両車軸 9・9 同士を差動連結している。出力軸 2 2 上のピニオン 3 3 が左右一側に寄っている関係上、ブルギア 3 4 b は、その側の一車軸 9 上に遊嵌されているが、ピニオンとの位置関係によっては両車軸 9・9 の内端突き合わせ部分上に配設してもよい。もう一方の車軸 9 上にはデフロック部材 3 4 a が設けられており、適時に、該デフギア機構 3 4 のデフケースに相対回転不能に嵌合して、両車軸 9・9 同士を差動不能に連結する。

【 0 0 4 2 】

ハウジングに支持される車軸が車輪の中心まで延伸されている構造のものでは、一般に該ハウジング内にて左右各車軸上に湿式多板型ブレーキを設けるが、本実施例の後車軸ハウジング 8 a は、前述の如く、サスペンションにて後輪 1 0・1 0 に対し上下移動可能に支持されているため、ハウジング内部のブレーキ構造は不適である。そこで、各後輪 1 0 の中心軸に乾式単板型ブレーキ 1 0 b を付設している。両ブレーキ 1 0 b は油圧的あるいは機械的に前述の図略のブレーキペダルに操作連係されている。

【 0 0 4 3 】

出力軸 2 2 は、P T O 軸として、C V T 2 0 への入力軸 2 1 の突出側とは左右反対側に、該前車軸ハウジング 8 a より突出しており、該前車軸ハウジング 8 a の当該左右側に付設したポンプハウジング 8 b 内に設けた油圧ポンプ 4 0 のポンプ軸 4 0 a に、スリーブ状のカップリングによるスプライン嵌合等の手段により、同一軸芯上にて相対回転不能に係合されている。

【 0 0 4 4 】

この油圧ポンプ 4 0 より、好ましくは油圧管にて構成される一对の給排用油路 5 0 a・5 0 b が延設されて、駆動モード切替バルブ 4 4 に接続され、また、該駆動モード切替バルブ 4 4 に、前車軸駆動装置 1 3 の油圧モータ 4 1 より、好ましくは油圧管にて構成される一对の給排用油路 5 1 a・5 1 b が接続されている。

【 0 0 4 5 】

10

20

30

40

50

駆動モード切換バルブ４４は、二輪駆動位置と四輪駆動位置とに切り換えられる。四輪駆動位置にある時は、油路５０ａ・５１ａ同士、油路５０ｂ・５１ｂ同士が接続されて、後車軸駆動装置８に付設した油圧ポンプ４０と前車軸駆動装置１３の油圧モータ４１とを油圧接続して、ＨＳＴを構成し、後車軸駆動装置８の動力を前車軸駆動装置１３に伝達して、運搬車を四輪駆動にて走行させる。

【００４６】

二輪駆動位置にある時は、油路５０ａ・５０ｂ同士、油路５１ａ・５１ｂ同士が接続されて、油圧ポンプ４０・油圧モータ４１それぞれ独立の循環回路を構成し、前車軸駆動装置１３を後車軸駆動装置８の駆動力より隔離して、運搬車を後輪のみの駆動にて走行させる。なお、油路５０ａ・５０ｂ同士の接続により、油圧ポンプ４０は出力軸２２の回転につれて自由に回転し、油路５１ａ・５１ｂ同士の接続により、油圧モータ４１は前輪１５が後輪１０の駆動に伴って転動するのにつれて自由に回転する。

10

【００４７】

なお、油圧ポンプ４０は、後車軸ハウジング８ａ内の副変速機構の下手側の出力軸２２、即ち、クラッチスライダ３２をいずれの位置にするかにより回転速度や回転方向が切り換わる出力軸２２をポンプ軸として共用するので、油圧ポンプ４０の駆動速度及び方向を、該副変速機構による後輪１０の速度や駆動方向の変化に対応させることができ、従って、前車軸駆動装置１３に特別な機構を設けることなく容易に前輪１５の駆動を後輪１０の駆動に同期させることができる。

【００４８】

20

図３に示す後車軸駆動装置８及びそのエンジン７との駆動関係の第二実施例を説明する。図２に示す第一実施例のものと同一部材または同一機能を有する部材については同一符号を付しており、これらについての説明は省略する。本実施例の後車軸駆動装置８は、エンジン７に対し、ＣＶＴではなく、ＨＳＴにて駆動関係されている。このＨＳＴは、エンジン７の出力軸７ａをポンプ軸としてエンジン７に付設した油圧ポンプ４０と、後車軸駆動装置８の入力軸２１をモータ軸として後車軸ハウジング８に付設した油圧モータ４５とを油圧回路にて接続することで構成されている。

【００４９】

エンジン７の一側面にはポンプハウジング７ｂが付設されていて、この中に出力軸７ａが突入し、油圧ポンプ４０のポンプ軸４１ａを、スリーブ状のカップリングによるスプライン嵌合等の手段により、同一軸芯上にて相対回転不能に該出力軸７ａに接続している。さらに、該ポンプ軸４１ａは、ともに該ポンプハウジング７ｂ内に収納したチャージポンプ４３の駆動軸として兼用されている。チャージポンプ４３から吐出される油は、ＨＳＴの補充油として用いる他、前述のステアリングシリンダ３０等の駆動用として用いることができる。

30

【００５０】

後車軸ハウジング８ａの左右側端のうち、ポンプハウジング７ｂと同一側にモータハウジング８ｃが付設され、この中に入力軸２１が突入し、これに油圧モータ４５のモータ軸４５ａを、スリーブ状のカップリングによるスプライン嵌合等の手段により、同一軸芯上にて相対回転不能に接続している。この油圧モータ４５は実施例では互いに流体接続する前記油圧ポンプ４０と離間された状態にあるが共通のハウジングに収納して、エンジン７側もしくは後車軸ハウジング８ａ側の方へ集中配置しても良い。

40

【００５１】

油圧ポンプ４０と駆動モード切換バルブ４４とを結ぶ一对の給排油路５０ａ・５０ｂのうち、油路５０ｂの途中部に油圧モータ４５を介設するものとしており、油圧ポンプ４０と油圧モータ４５との間の油路５０ｂは、好ましくはポンプハウジング７ｂ・モータハウジング８ｃとの間に介設した油圧管等にて構成されている。そして、油路５０ａ及び油圧モータ４５・駆動モード切換バルブ４４間の油路５０ｂを、それぞれ、好ましくは、ポンプハウジング７ｂ・モータハウジング８ｃより延設される油圧管にて構成している。また、駆動モード切換バルブ４４には前述と同様に、前車軸駆動装置１３の油圧モータ４１か

50

らの油路 5 1 a ・ 5 1 b が接続されている。

【 0 0 5 2 】

駆動モード切換バルブ 4 4 を四輪駆動位置にすると、油路 5 0 a ・ 5 1 a 同士、油路 5 0 b ・ 5 1 b 同士を接続して、一つの油圧ポンプ 4 0 に対し二つの油圧モータ 4 1 ・ 4 5 を直列接続した H S T を構成する。即ち、油圧ポンプ 4 0 の吐出油が後輪 1 0 駆動用の油圧モータ 4 5 と前輪 1 5 駆動用の油圧モータ 4 1 とに供給され、運搬車は四輪駆動にて走行する。一方、駆動モード切換バルブ 4 4 を二輪駆動位置にすると、油路 5 0 a ・ 5 0 b 同士、油路 5 1 a ・ 5 1 b 同士が接続され、後輪 1 0 駆動用の、油圧ポンプ 4 0 ・ モータ 4 5 よりなる H S T が構成されるとともに、前輪 1 5 駆動用の油圧モータ 4 1 は、該油圧ポンプ 4 0 からの圧油を受けず、運搬車は二輪駆動にて走行する。

10

【 0 0 5 3 】

後車軸駆動装置 8 においては、油圧ポンプ 4 0 を可変容積型とし、その可動斜板 4 0 b の傾斜方向を切り換えることで、その吐出方向を切り換え、油圧モータ 4 5 ・ 4 1 の回転方向を切り換えることができるので、第一実施例の如きハウジング 8 a 内における入力軸 2 1 ・ 出力軸 2 2 間の後進用ギア列は不要となる。その分、ハウジング 8 a 内の入力軸 2 1 上にスペース的な余裕ができ、これを利用して、油圧ポンプ 4 0 の容積を走行時にかかる後輪 1 0 の負荷に応じて制御とするためのトルクセンサ 6 0 を入力軸 2 1 上に設けている。なお、正確には該入力軸 2 1 は、トルクセンサ 6 0 によるトルク検出のために、油圧モータ 4 5 側の第一部 2 1 a と、デフギア機構 3 4 側の第二部 2 1 b とに分割されており、低速駆動ギア 2 5 ・ 高速駆動ギア 2 4 ・ 回転センサ 2 3 を第二部 2 1 b 上に設けている。即ち、入力軸 2 1 の第一部 2 1 a ・ 第二部 2 1 b の軸回りの相対変位を推力に変換して後輪 1 0 の負荷トルクを検出するのである。

20

【 0 0 5 4 】

トルクセンサ 6 0 は油圧ポンプ 4 0 の可動斜板 4 0 b に（電気式或いは機械式に）操作連係されており、該トルクセンサ 6 0 が設定値以上の負荷トルクを検出すると、それに応じて可動斜板 4 0 b が減速側に移動する構成となっている。この油圧ポンプ 4 0 の負荷制御は後に図 1 2 をもとに詳述する。一方、回転センサ 2 3 は前記同様にエンジン 7 のスロットルに操作連係されていて、エンジンガバナを構成している。なお、エンジン負荷に応じた H S T の制御については、トルク検出に代えて、H S T の油圧検出に基づく方法もある。これらの構成については図 1 0 以降の図面をもとに後述する。

30

【 0 0 5 5 】

図 4 に示す後車軸駆動装置 8 及びそのエンジン 7 との駆動連係の第三実施例を説明する。図 2 ・ 図 3 に示す第一・第二実施例のものと同一部材または同一機能を有する部材については同一符号を付しており、これらについての説明は省略する。本実施例では、後車軸駆動装置 8 のエンジン 7 に対する駆動連係を、第二実施例と同様に、H S T によるものとしている。即ち、エンジン 7 の出力軸 7 a をポンプ軸としてエンジン 7 に付設した油圧ポンプ 4 0 と、後車軸ハウジング 8 に支持される入力軸 2 1 をモータ軸とする油圧モータ 4 5 とを油圧回路にて接続したものである。この油圧ポンプ 4 0 の吐出油は、第二実施例同様に、駆動モード切換バルブ 4 4 を介して、前車軸駆動装置 1 3 の油圧モータ 4 1 にも供給可能となっている。

40

【 0 0 5 6 】

第二実施例と異なる点として、第二実施例の油圧モータ 4 5 は固定容積型であり、後車軸ハウジング 8 a に外付けされていたが、本実施例の油圧モータ 4 5 は可動斜板 4 5 a を有する可変容積型であり、後車軸ハウジング 8 a 内に収納されている。即ち、油圧ポンプ 4 0 の可動斜板 4 0 b の位置制御による H S T の減速比制御を主変速として割り当てる一方で、油圧モータ 4 5 の可動斜板 4 5 a の位置制御によってさらに副変速としての H S T の減速比制御を行っている。

【 0 0 5 7 】

これにより、後車軸ハウジング 8 a 内において、第二実施例に示す如き副変速用の高低ギア列は不要となり、その分、該ハウジング 8 a 内に余裕ができることから、前述のよう

50

に油圧モータ４５を該ハウジング８a内に収納できるのであり、前車軸駆動装置８全体のさらなるコンパクト化を実現している。

【００５８】

なお、本実施例の後車軸ハウジング８a内においては、油圧モータ４５のモータ軸として延伸される入力軸２１に小径ギア６１を固設するとともに回転センサ２３を設けており、出力軸２２上に、該小径ギア６１と常時噛合する大径ギア６２を遊嵌して、両軸２１・２２間に減速ギア列を構成しており、該大径ギア６２と出力軸２２との間にはトルクセンサ６０を介設している。即ち、本実施例でのトルクセンサ６０は、入力軸２１に常時ギア噛合する大径ギア６１と、デフギア機構４３に常時ギア噛合する出力軸２２との相対回転差を検知して負荷トルクを検出する。

10

【００５９】

次に、図５に示す前車軸駆動装置１３の第一実施例を説明する。前車軸ハウジング１３a内に機械式デフギア機構７０が設けられていて、左右前車軸１４・１４同士を差動連結している。一方の前車軸１４上にはデフロック部材７０aを設けている。デフギア機構７０のブルギア７０bは、その前方にて前車軸ハウジング１３a内に収容した油圧モータ４１のモータ軸４１aに固設したモータギア４１cに常時噛合している。

【００６０】

油圧モータ４１への一对の給排ポートが前車軸ハウジング１３a外側に設けられていて、前述の油圧ポンプ４０との間で作動油を循環させるための油路５１a・５１bが油圧管等で構成されて、駆動モード切換バルブ４４より延設され、該給排ポートに接続される。こうして、油圧モータ４１が駆動されることにより、デフギア機構７０を介して左右車軸１４・１４を駆動するものである。

20

【００６１】

なお、油圧モータ４１は可変容積型であって、前記ハンドル２から操舵輪たる前輪１５までのリンク機構のいずれかの部位に操作連係される可動斜板４１bを具備しており、ハンドル２の切り角の増大に応じて可動斜板４１bが増速側に傾動するように構成して旋回時の前輪と後輪との軌跡に応じた理想的な回転数に近づけるように前輪１５を速度制御している。これについては、後述の図６～図８に示す第二～第四実施例でも同様である。

【００６２】

各車軸１４と各前輪１５との間の駆動連結は、前述の如くユニバーサルジョイント１６・１８及び伝動軸１７によるものであり、各ユニバーサルジョイント１８に連結される各前輪１５の中心軸１５a上には乾式単板型のブレーキ１５bが付設されている。

30

【００６３】

なお、前輪１５は後輪１０によって地面から駆動されるときは回転数と油圧モータ４１により駆動されるときは回転数とが同期していれば問題はないが、例えば、発進直後などでは油圧ポンプ４０の回転数が低く、この少量の吐出油を受けて駆動される油圧モータ４１の回転数は低回転状態における容積効率特性により、地面からの摩擦を受けて駆動される前輪１５の回転数よりも低くなる。そのため、前輪１５に油圧モータ４１が連れ回り、油圧モータ４１が油圧ポンプ４０を逆駆動する背圧現象が生じる。これは、出力軸２２にブレーキング作用を与え走行安定性を極端に悪化させるので、前輪１５から油圧モータ４１方向へのみ駆動力伝達を防止すべく、各前車軸１５と、該前車軸１５を伝動軸１７に連結するユニバーサルジョイント１６との間にて、ワンウェイクラッチもしくはツーウェイクラッチ７１を介設している。

40

【００６４】

このツーウェイクラッチ７１は、例えば、入力側の内輪と出力側外輪との間に、内外側部分にカム面が形成されたトルク伝達部材である複数のスプラグを円周方向に沿って配置し、各スプラグを、内外輪間に介在させた外側保持器と内側保持器とで保持した状態で内外輪の周面に対して係合・離脱可能とした構造をしている。スプラグが内外輪間で起立した中立状態では、スプラグのカム面が内外輪の周面から離脱し、これにより、内輪からの回転トルクを遮断して前輪１５から前車軸１４への向きの動力伝達を防止する。一方、内

50

側保持器に対する外側保持器の差動回転によりスプラグが所定量傾動すると、そのスプラグのカム面が内外輪の周面に圧接係合し、これにより、内輪からの回転トルクをスプラグを介して外輪に伝達して、前車軸 14 の前進回転及び後進回転を前輪 15 へと伝達するのを許容している。このツーウェイクラッチ 71 は、開示した実施例の他に、前車軸ハウジング 13 a 内のデフギア機構 70 におけるサイドベベルギアと前車軸 14 との間、或いは、前輪 15 とその中心軸 15 a との間に配設することもできる。

【0065】

これらのクラッチ 71 は、特に、後車軸駆動装置 8 が前述の第一実施例の如き構成である時のように、後輪駆動用の伝動軸をポンプ軸とする油圧ポンプ 40 と前輪駆動用の油圧モータ 41 とが 1 対 1 で流体接続されて H S T を構成しており、前輪 15 と後輪 10 との駆動が完全には同期しない構造の場合に有効である。一方、後車軸駆動装置 8 が前述の第二・第三実施例のような場合には、一つの油圧ポンプ 40 に対して、前輪駆動用油圧モータ 41 と後輪駆動用油圧モータ 45 とが直列で接続されているため、両モータ 41・45 の駆動、即ち、前輪 15・後輪 10 の駆動が略完全に同期されるものについては不要である。図 6 ~ 図 9 の前車軸駆動装置 13 の各実施例にもクラッチ 71 を開示しているが、同様であって、第二・第三実施例の後車軸駆動装置 8 と組み合わせる場合には削除してもよい。

10

【0066】

前車軸駆動装置 13 についての図 6 ~ 9 の第二 ~ 第五実施例は、それぞれ、図 5 に示したような機械式デフギア機構 70 を除いて、左右各車軸 14 に対し各別に設けた一对の油圧モータ 41・41 間の油圧的な差動で、左右前輪 15・15 の差動回転を許容する。但し、この場合、該一对の油圧モータ 41・41 を油圧ポンプ 40 に対し並列で接続するが、左右前輪 15・15 のいずれかに負荷がかかった場合、負荷の小さい方の前輪 15 駆動用の油圧モータ 41 に多くの油が流れ、負荷の大きい方の前輪 15 側の油圧モータ 41 を流れる油は少なくなる現象による。このことは次のような不具合が生じる可能性がある。例えば、一方の前輪 15 が溝にはまると、はまった前輪 15 の負荷が極端に小さくなるので、この前輪 15 用の油圧モータ 41 ばかりに油が供給され、溝にはまっていない前輪 15 用の油圧モータ 41 が駆動されず、脱出ができないこととなる。

20

【0067】

図 6 ~ 9 の各実施例は、このような不具合を解消すべく、両油圧モータ 41・41 間の差動を制限する手段を設けている。特にこのことを中心に、前車軸駆動装置 13 の第二 ~ 第五各実施例を説明する。

30

【0068】

まず、図 6、図 7 の第二・第三各実施例においては、駆動モード切換バルブ 44 に接続される油路 51 a・51 b 間に、両油圧モータ 41・41 を並列に接続するための並列回路を介在させるものであり、該並列回路は、両油圧モータ 41・41 を介して、油路 51 a 側に接続する分岐油路 52・52 と、油路 51 b 側に接続する分岐油路 53・53 とよりなる。図 8、図 9 の第四・第五実施例は、基本的に駆動モード切換バルブ 44 を介して油圧ポンプ 40 に両油圧モータ 41・41 を並列接続することは同じであるが、この回路構成を改変することで両モータ 41・41 間の差動制限手段としており、これについては後に詳述する。

40

【0069】

図 6 に示す第二実施例においては、両油圧モータ 41・41 の各モータ軸をそのまま前車軸 14 と（或いは同一軸芯上に配して各前車軸 14 に駆動接続）して、左右外側に延設しており、各モータ軸 41 a を左右内側に延長し、その内側延長部 41 a 同士を機械式的リミテッドスリップ機構 73 により接続して、両モータ軸間の差動を制限している。

【0070】

各前輪 15 と、該前輪 15 を伝動軸 17 に接続する各ユニバーサルジョイント 18 との間には、減速ギアケース 74 が介設されている。該減速ギアケース 74 内には、ユニバーサルジョイント 18 からの伝動軸 18 a と、該前輪 15 の中心軸 15 a とが対向状に突入

50

しており、両軸 18 a・15 a 間に遊星ギア式の減速ギア機構 75 が介設されている。なお、両軸 18 a・15 a 間の減速機構はこの構成には限らない。該減速ギアケース 74 内において、該伝動軸 18 a 上に、好ましくは乾式単板型のブレーキ 76 が設けられている。

【0071】

図 7 に示す第三実施例においては、モータ軸 41 a・41 a 同士を機械式リミティッドスリップ機構 73 で連結する一方、後車軸ハウジング 13 a 内において、各前車軸 14 は各油圧モータ 41 のモータ軸 41 a に平行に軸支されており、各モータ軸 41 a 上に固設した小径ギア 77 と、各前車軸 14 上の大径ギア 78 とを噛合させて減速ギア列を構成している。

10

【0072】

これにより、第二実施例に示したような前輪 15 とユニバーサルジョイント 18 との間の減速ギアケース 74 は省いて、該前輪 15 の中心軸 15 a を直接ユニバーサルジョイント 18 に連結しており、乾式単板型ブレーキ 15 b を各前輪 15 の中心軸 15 a 上に設けている。左右両前輪 15 各別の減速ギア機構を設けなくてすむので、コストを低減できる。

【0073】

また、第二実施例におけるリミティッドスリップ機構 73 が、減速機構を各別に各前輪 15 に付設している構成において、前車軸 14・14 として延設されているモータ軸 41 a・41 a 間を連結しているのに対し、本実施例のリミティッドスリップ機構 73 は、車軸 14・14 に対し減速ギア列を介してその上流側に駆動連結したモータ軸 41 a・41 a 同士を連結しており、その連結に要するトルクは、第二実施例のものよりも小さくてすむ。従って、本実施例の場合には、リミティッドスリップ機構 73 を小型化できるという利点がある。

20

【0074】

図 8 に示す第四実施例は、油圧モータ 41 L・41 R の各々と各前輪 15 との間の減速機構については、第二実施例と同様に、減速ギア機構 75 及びブレーキ 76 を収納する減速ギアケース 74 を各前輪 15 とユニバーサルジョイント 18 との間に介設している。

【0075】

本実施例は、該一对の油圧モータ 41 L・41 R の油路構成を工夫してデフロック作用を現出可能としたものであって、並列に接続される左右 2 つの油圧モータ 41 L・41 R 同士をデフロック時に直列に接続することによりデフロック効果を現出させるものである。

30

【0076】

本実施例の油圧モータ 41 L・41 R 駆動用油圧回路について説明する。駆動モード切換バルブ 44 からの一方の油路 51 a が、一方の油圧モータ 41 (本実施例では左の油圧モータ 41 L としているが、いずれでもよい) の一方の給排ポートに連通する油路 52 a に対し、第一デフロックバルブ 88 a を介して常時 (デフロック位置でもデフロック解除位置でも) 連通している。該油圧モータ 41 L の他方の給排ポートは油路 53 a を介して第二デフロックバルブ 88 b に連通しており、該デフロックバルブ 88 b には、もう一方の油圧モータ 41 (本実施例では右の油圧モータ 41 R) の両給排ポートからの油路 53 b・57 が接続されている。油路 53 b からは駆動モード切換バルブ 44 への油路 51 b を分岐させており、油路 57 からは第一デフロックバルブ 88 a への油路 52 b を分岐させている。

40

【0077】

両デフロックバルブ 88 a・88 b はソレノイドバルブであり、図外の操作具により同期してそれぞれのデフロック位置とデフロック解除位置とに切り換えられる。両デフロックバルブ 88 a・88 b のソレノイドが解磁状態で図示のデフロック解除位置にある時、第一デフロックバルブ 88 a は油路 51 a を分岐し、両油圧モータ 41 L・41 R の一方の給排ポートに対しそれぞれ油路 52 a・52 b を介して連通させる。一方、第二デフロ

50

ックバルブ 88b は、該油圧モータ 41L からの油路 53a を、油路 53b・57 のうち、油路 53b に接続して、油圧モータ 41L・41R の他方の給排ポート同士を接続し、これにより、油圧モータ 41L・41R を油圧ポンプ 40 に対し並列接続する。従って、油圧ポンプ 40 からの吐出油が駆動モード切換バルブ 44 を介してそれぞれの負荷に応じた量で油圧モータ 41L・41R に供給され、両油圧モータ 41L・41R の差動回転が許容される。

【0078】

一方、両デフロックバルブ 88a・88b のソレノイドを励磁してデフロック位置にすると、第一ソレノイドバルブ 88a は、油圧モータ 41R からの油路 52b を、駆動モード切換バルブ 44 からの油路 51a より隔離し、第二ソレノイドバルブ 88b は油圧モータ 41L からの油路 53a を、油路 53b・57 のうち、油路 57 に接続する。これにより、油圧モータ 41L・41R を油圧ポンプ 40 に対し直列接続し、油圧モータ 41L・41R の差動回転を不可能にする。

10

【0079】

図 9 に示す第五実施例は、上記第四実施例のバルブ構成・回路構成の簡素化を図ったものであり、前記駆動モード切換バルブ 44 の油路 51a は油圧モータ 41R の油路 52b と常時接続し、前記駆動モード切換バルブ 44 の油路 51b は油圧モータ 41L の油路 53a と常時接続してある。そして、油圧モータ 41L の油路 52a と油圧モータ 41R の油路 53b をそれぞれ前記油路 51a と前記油路 51b の各々に接続するデフロック解除位置と、油圧モータ 41L の油路 52a と油圧モータ 41R の油路 53b を相互連通させて前記油路 51a と前記油路 51b をブロックするデフロック位置に切替え可能な単一のデフロックバルブ 88c を設ける。該デフロックバルブ 88c はソレノイドバルブであり、該ソレノイドが解磁状態でデフロック解除位置にある時、両油圧モータ 41L・41R の一方の給排ポートに通じる油路 52a・52b が油路 51a と連通する一方、両油圧モータ 41L・41R の他方の給排ポートに通じる油路 53a・53b が油路 51b と連通する。これにより、油圧モータ 41L・41R を油圧ポンプ 40 に対し並列接続される。従って、油圧ポンプ 40 からの吐出油が駆動モード切換バルブ 44 を介してそれぞれの負荷に応じた量で油圧モータ 41L・41R に供給され、両油圧モータ 41L・41R の差動が許容される。

20

【0080】

一方、デフロックバルブ 88c のソレノイドを励磁してデフロック位置にすると、駆動モード切換バルブ 44 の油路 51a から油圧モータ 41R の油路 52b、油路 53b、油圧モータ 41L の油路 52a、油路 53a を経て駆動モード切換バルブ 44 の油路 51b に接続する。これにより、油圧モータ 41L・41R を油圧ポンプ 40 に対し直列接続されることとなり、油圧モータ 41L・41R の差動を不可能にする。

30

【0081】

なお、これら第四、五実施例の場合には、並列、直列接続状態で油圧モータ 41L・41R を流れる油量が変化するので、油圧モータ 41L・41R の回転数はデフロック解除位置のときに比べてデフロック位置では大きくなる。この油圧モータの回転数変動は次のようにして防止することができる。

40

【0082】

即ち、後車軸駆動装置 8 が図 2 に示す第一実施例のように、主変速機構を CVT としている実施例においては、後車軸ハウジング 8a に付設している油圧ポンプ 40 は前輪駆動用油圧モータ 41 に作動油を供給するものであるが、この油圧ポンプ 40 を図示したように可変容積型のものに置き換えて、バルブ 80 がデフロック位置になった時には該油圧ポンプ 40 の吐出量を減少させるように制御すればよい。或いは、油圧モータ 41L・41R には可変容積型のものが使用されているので、油圧モータ 41L・41R の容積をバルブ 80 がデフロック位置になった時に大きくするように制御すればよい。この結果、デフロック解除位置での車軸 14 の回転数に対して、デフロック位置での車軸 14 の回転数を略一致させることができる。

50

【 0 0 8 3 】

また、後車軸駆動装置 8 が図 3、図 4 に示す第二・第三実施例のように、主変速機構を H S T としている場合でも、後者の制御方式を用いることにより対処することができる。

【 0 0 8 4 】

以上の様々なタイプの前車軸駆動装置 1 3 のうちのひとつと、様々なタイプの後車軸駆動装置 8 のうちのひとつとを選択して組み合わせることにより、四輪駆動運搬車のための多様な伝動構造を提供することができる。

【 0 0 8 5 】

次に、本運搬車に適用されるエンジン回転数制御機構について、図 1 0 ~ 図 1 3 より説明する。まず、基本的な（図 2 に示す後車軸駆動装置 8 に適用されるような）エンジンガバナについては図 1 0 に示す如きであり、図 2 ~ 図 4 で開示した如く後車軸駆動装置 8 のハウジング 8 a 内にて入力軸 2 1 上に配設した回転センサ 2 3 が、スロットルアクチュエータ 8 1 のシリンダ 8 1 a 内に摺動可能に内装したピストンロッド 8 1 b の一端に連係されており、該ピストンロッド 8 1 b の他端はエンジン 7 のスロットルバルブ 7 c に一体状に設けたスロットルアーム 7 d に連係されている。具体的には上下中心部にて枢支されたアーム 8 2 の回転両端にそれぞれ、ピストンロッド 8 1 b の該他端と、該アーム 8 3 からのワイヤ等のリンク部材とを連結している。なお、スロットルアーム 7 d はバネ 7 e にてスロットルバルブ 7 c の閉じ側に付勢されている。また、シリンダ 8 1 a 内にて、ピストンロッド 8 1 b 上にピストン 8 1 c が固設され、該ピストン 8 1 c とシリンダ 8 1 a の一端との間にバネ 8 1 d が介設されている。さらに、シリンダ 8 1 a がアクセルペダル 4 に連係されている。具体的には、上下中心部にて枢支されたアーム 8 2 の回転両端にそれぞれ、シリンダ 8 1 a と、該スロットルペダル 4 基端のアーム 4 a からのワイヤ等のリンク部材とを連結している。

【 0 0 8 6 】

図 1 0 での位置を基準として説明すると、アクセルペダル 4 を踏み込むことにより、アーム 8 2 の上端が右へ、下端が左へと回転し、これにより、バネ 8 1 d の付勢力に抗してシリンダ 8 1 b が左に移動する。バネ 8 1 d は直ちに復帰してピストン 8 1 c を左に押し、ピストンロッド 8 1 b を左に移動させる。これにより、アーム 8 3 の上端が左に、下端が右に回転して、スロットルアーム 7 d がバネ 7 e の付勢力に抗してスロットルバルブ 7 c の開き側に回転する。こうして、アクセルペダル 4 の踏み込み量に応じた開度にてアクセルバルブ 7 c が開く。

【 0 0 8 7 】

こうしてアクセルペダル 4 で設定したスロットルバルブ 7 c の開度に応じて、入力軸 2 1 の回転中は回転センサ 2 3 が遠心力で開いている。その入力軸 2 1 の回転速度がアクセルペダル 4 による設定速度よりも落ちると、回転センサ 2 3 が閉じて、ピストンロッド 8 1 b を左側に押し。これにより、アーム 8 3 の上端が左に、下端が右に回転して、スロットルバルブ 7 c の開き側にスロットルアーム 7 d が回転し、エンジン回転数を増大させる。

【 0 0 8 8 】

なお、図 1 1、図 1 2 に示すエンジン回転数制御機構は、図 3 及び 4 の如き後車軸駆動装置 8 を採用した場合のものであり、即ち、主変速として H S T を設け、その減速比をトルクセンサ 6 0 の検出に基づいて制御する構成と組み合わせている。アクセルペダル 4 は、前進用ペダル 4 F・後進用ペダル 4 R のツインペダルとしており（シーソー型の単一ペダルの各端を前進用・後進用の踏み込み部としてもよい）、スロットルアクチュエータ 8 0 のシリンダ 8 0 a は、上下中心部を枢支軸として一体に回転するツインアーム 8 2 F・8 2 R の下端が枢結されており、両ツインアーム 8 2 F・8 2 R の上端には、それぞれ各ペダル 4 F・4 R からのワイヤ等のリンク部材の端部が枢結されている。具体的には各ツインアーム 8 4 F・8 4 R の上端部に長孔 8 2 a が形成されていて、各ペダル 4 F・4 R からのリンク部材の端部を摺動自在に嵌入しており、両ペダル 4 F・4 R のうち一方が踏み込まれることで、その長孔 8 4 a 内のリンク部材端部が動いても、もう一方のペダル 4

Rからのリンク部材の端部はその位置にとどまることができるようになっている。こうして、両ペダル4F・4Rのいずれを踏み込んだ場合にも、その踏み込み量に応じてスロットルバルブ7cの開度が設定される。

【0089】

そして、この前進用ペダル4F・後進用ペダル4Rは、そのまま油圧ポンプ40の可動斜板40bの操作具となっており、各ペダル4F・4Rの踏み込み量100F・100Rがポテンショメータ等で検出されて、コントローラ85に入力信号として送信される。可動斜板40bのアクチュエータは電磁弁制御による油圧作動型となっており、これについて図12にて説明する。後車軸ハウジング8aに枢支された可動斜板4b制御用のコントロールアーム40dの回動端に、アクチュエータとしての油圧シリンダ86・86のピストンロッドが両側より連結されており、各油圧シリンダ86にはそれぞれ電磁弁87を介してチャージポンプ43からの圧油が供給される。前述のコントローラに入力された各ペダル4F・4Rの踏み込み量検出値に基づき、電磁弁87・87が制御されて、コントロールアーム40dを回動し、可動斜板40bを踏み込み位置に応じた傾斜角度に設定するのである。さらにその傾斜角度が出力信号としてポテンショメータ等で検出され、フィードバックされて、コントローラ85にてペダル4F・4Rからの踏み込み量検出信号と比較演算されて、偏差が0となるようにコントローラ85より油圧シリンダ86・86に制御信号が発せられる。こうして、可動斜板40bの傾斜角度を、ペダル4F・4Rいずれかの踏み込み量に正確に対応したものにする。

【0090】

さらに、このように設定した可動斜板40bが、エンジン負荷制御機構を構成するトルクセンサ60でのトルク検出に基づき適正角度に修正される。即ち、出力軸22と大径ギア62との相対回転差が内部のカムボールによって推力に変換されこれをポテンショメータ等でトルクセンサ60のトルク検出量としてコントローラ85にて認識され、所定値以上のトルクが検出されている場合には、可動斜板40bの傾斜角度を中立方向へ減少させてポンプ吐出量を減少させるべく、電磁弁87・87を制御する。なお、図12に図示のトルクセンサ60は、図4に示す場合のものであり、図3に示す実施例に適用されるように、入力軸21の第一部21a・第二部21bとの間に介設するものとして、両者21a・21b間の相対回転差を推力に変換するものとしてもよい。水力にもよい。

【0091】

このHSTによる負荷制御は、トルクセンサの検出ではなく、HSTの油圧検出によるものとしてもよい。図13は、HSTの油圧検出に基づくエンジン負荷制御機構を開示している。前・後進ペダル4F・4R、回転センサ23、スロットルバルブ7c、及びスロットルアクチュエータ81で構成されるエンジン回転数制御機構の構成は、図11に示したものと同様である。油圧ポンプ40・油圧モータ45間の一对の油路それぞれの油圧を検出するセンサとして、油圧スライダ90が設けられている。油圧スライダ90は、スプール状で軸芯方向に移動可能であり、両端より中立位置にバネ96・96にて付勢されていて、その各端部は、各プランジャ95F・95Rに押接している。油圧ポンプ40の可動斜板40bは、斜板アクチュエータたる複動式油圧シリンダ94のピストン94aと操作連係されていて、方向切換バルブ92からの一对の油路がピストン94a両側の油室のそれぞれに連通している。ピストン94aから延びるフィードバックアーム94bが方向切換バルブ92外周に配したスリーブ92aと機械的に連係され、これにより、方向切換バルブ92がスリーブ92a内を移動して中立位置より前進または後進位置に切替えられピストン94aが移動するとスリーブ92aを同方向へ移動させて相対的に原位置に戻して中立位置に制御される。

【0092】

プランジャ95Fは、そのプランジャ油室95aが、油圧ポンプ・モータ40・45間の閉回路を構成する一对の油路のうち、前進時に高圧側となる油路に連通し、プランジャ95Rのプランジャ油室95aは、後進時に高圧側となる油路に連通している。各油路を流れる油圧は絞りを経て該プランジャ油室95a内に導入され、バネ96・96の付勢力

を上回ると各プランジャ 9 5 F・9 5 R が押し出されて、油圧スライダ 9 0 を反対側に押動する。

【 0 0 9 3 】

方向切換バルブ 9 2 の操作部材としてのリンクロッド 9 1 の途中部に係合ピン 9 1 a を設けており、該油圧スライダ 9 0 の軸芯方向の長孔 9 0 a 内に該係合ピン 9 1 a を摺動可能に嵌入している。該リンクロッド 9 1 は該油圧スライダ 9 0 を通過して、その先端を揺動アーム 9 3 一端の受け部 9 3 a 内にて、設定負荷相当の付勢力を有するバネ 9 3 b・9 3 b により両側より挟持している。該揺動アーム 9 3 は、その途中部に枢支点を有し、該受け部 9 3 a とは反対側の端部に、前進ペダル 4 F・後進ペダル 4 R からのリンク部材（ロッド或いはワイヤ等）の各一端が接続されている。

10

【 0 0 9 4 】

前進ペダル 4 F には揺動アーム 4 F a、後進ペダル 4 R には揺動アーム 4 R a がそれぞれ固設されている。該揺動アーム 4 F a は、その上下途中部が前進ペダル 4 F の基端枢支点となっていて、その下端がスロットルアクチュエータ 8 1 のアーム 8 2 F へのリンク部材との接続点に、そして、その上端が、前記揺動アーム 9 3 へのリンク部材との接続点となっている。一方、該揺動アーム 4 R a は、その上端が後進ペダル 4 R の基端枢支点となっていて、その下端部にスロットルアクチュエータ 8 1 のアーム 8 2 R へのリンク部材との接続点と、揺動アーム 9 3 へのリンク部材との接続点とを設けている。従って、前進ペダル 4 F を踏むか、後進ペダル 4 R を踏むかで、アーム 9 3 の揺動方向が反対になる。図 1 3 によれば、前進ペダル 4 F を踏み込むと、アーム 4 F a の上端が左方に回動するので、揺動アーム 9 3 の受け部 9 3 a は右に回動する。一方、後進ペダル 4 R を踏み込むと、アーム 4 R a の下端が右方に回動するので、揺動アーム 9 3 の受け部 9 3 a は左に回動する。

20

【 0 0 9 5 】

ここで、図 1 3 での位置関係をもとに、前進ペダル 4 F を踏んだ場合を想定すると、揺動アーム 9 3 が紙面時計回りに揺動して左側のバネ 9 3 b を通じてリンクロッド 9 1 を右方へ移動させる。また、油圧スライダ 9 0 の長孔 9 0 a 内を右に係合ピン 9 1 a が移動して、該長孔 9 0 a の右端に当接する。これにより、方向切換バルブ 9 2 を中立位置から紙面左側の前進位置へ切り換え、油圧シリンダ 9 4 のピストン 9 4 a を移動し、可動斜板 4 0 b を中立位置から前進方向へ傾動させた後、方向切換バルブ 9 2 はピストン 9 4 a からのフィードバックを受けて中立位置に復帰する。この結果、可動斜板 4 0 b の傾動位置が保持される。

30

【 0 0 9 6 】

油圧ポンプ 4 0 からの圧油を受けて駆動される油圧モータ 4 5 が前進駆動用に作動している間は、プランジャ 9 5 F のプランジャ油室 9 5 a に連通する油路が高圧側になるが、この高圧側油路の油圧が絞りを経てプランジャ 9 5 F のプランジャ室 9 5 a 内に導入され、バネ 9 6 の付勢力以上の圧力に達するとプランジャ 9 5 F は油圧スライダ 9 0 を左に押動する。この時、係合ピン 9 1 a が長孔 9 0 a の右端にあるため、係合ピン 9 1 a が油圧スライダ 9 0 に押されて左方に移動することとなり、従って、リンクロッド 9 1 は、左方に押し返され、方向切換バルブ 9 2 は、中立位置から紙面右側の後進位置に切り換わり、可動斜板 4 0 b を中立位置の方向へ動かしてその傾斜角を小さくして、油圧ポンプ 4 0 の吐出量を低減し、プランジャ 9 5 F のプランジャ室 9 5 a 内に導入される圧油がバネ 9 6 の付勢力以下の圧力になるまで継続される。これにより、H S T にかかる負荷を自動的に軽減する。後進ペダル 9 R の踏み込み時にも同様の負荷制御がなされる。

40

【 0 0 9 7 】

このように、油圧スライダ 9 0 は、高圧側となっている油路の油圧が設定値以上になった時に、前進・後進ペダル 4 F・4 R いずれかの踏み込み量に応じて設定した油圧ポンプ 4 0 の吐出量を低減させるのである。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 9 8 】

50

【図 1】本発明の後車軸駆動装置 8 の第一実施例と前車軸駆動装置 13 の第一実施例とを採用する四輪駆動運搬車の側面略図である。

【図 2】後車軸駆動装置 8 の第一実施例のスケルトン図である。

【図 3】後車軸駆動装置 8 の第二実施例のスケルトン図である。

【図 4】後車軸駆動装置 8 の第三実施例のスケルトン図である。

【図 5】前車軸駆動装置 13 の第一実施例のスケルトン図である。

【図 6】前車軸駆動装置 13 の第二実施例のスケルトン図である。

【図 7】前車軸駆動装置 13 の第三実施例のスケルトン図である。

【図 8】前車軸駆動装置 13 の第四実施例のスケルトン図である。

【図 9】前車軸駆動装置 13 の第五実施例のスケルトン図である。

10

【図 10】基本的なエンジンガバナの構造略図である。

【図 11】後車軸駆動装置 8 の主変速機構を H S T とした場合に採用される、前進・後進ペダル 4 F ・ 4 R を用いたエンジンガバナの構造略図である。

【図 12】後車軸駆動装置 8 の主変速機構を H S T とした場合の、可動斜板 40 b の制御機構の油圧回路図である。

【図 13】後車軸駆動装置 8 の主変速機構を H S T とした場合の、エンジンガバナと、H S T の油圧検出による H S T の負荷制御ガバナの構造略図である。

【符号の説明】

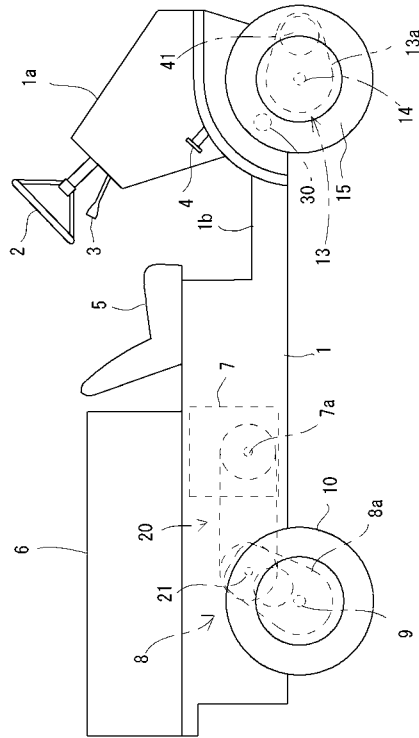
【0099】

- 4 アクセルペダル
- 4 F 前進ペダル
- 4 R 後進ペダル
- 7 エンジン（原動機）
- 8 後車軸駆動装置（第一車軸駆動装置）
- 8 a 後車軸ハウジング（第一車軸支持ハウジング）
- 9 後車軸（第一車軸）
- 10 後輪
- 13 前車軸駆動装置（第二車軸駆動装置）
- 13 a 前車軸ハウジング（第二車軸支持ハウジング）
- 14 前車軸（第二車軸）
- 15 前輪
- 20 C V T（ベルト式無段変速装置）
- 40 油圧ポンプ
- 41 （前輪駆動用）油圧モータ
- 44 駆動モード切替バルブ
- 45 （後輪駆動用）油圧モータ
- 71 クラッチ
- 73 リミティッドスリップ機構

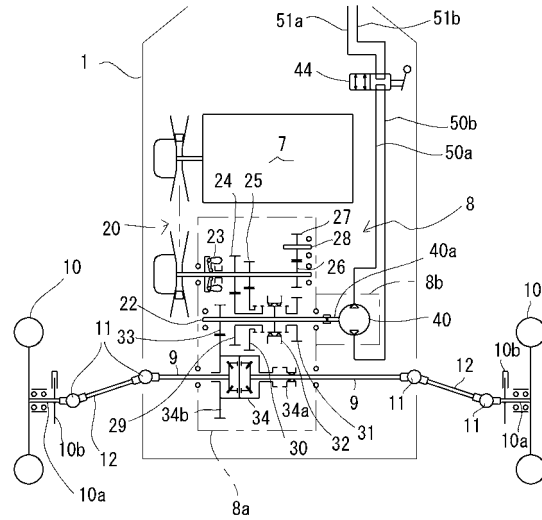
20

30

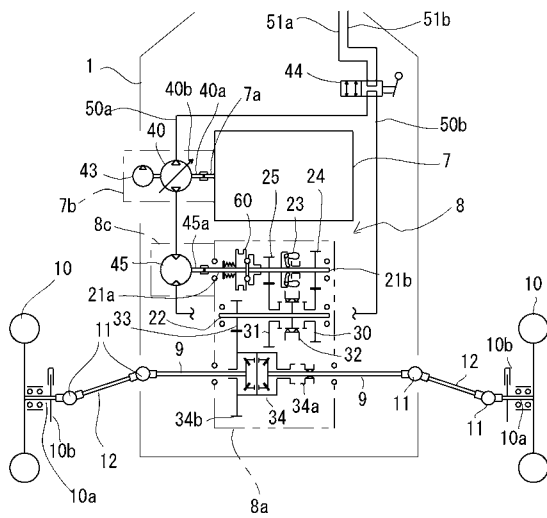
【図 1】



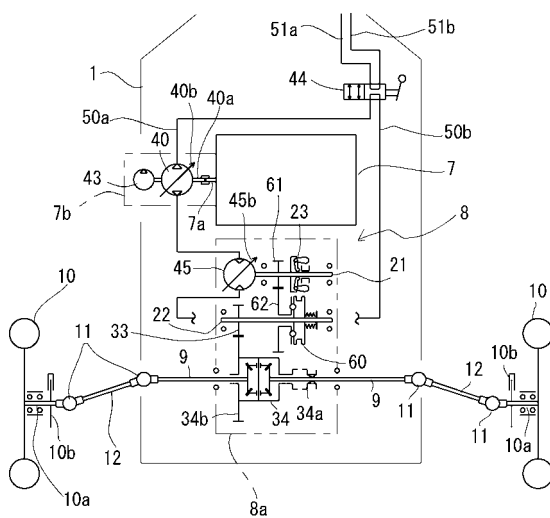
【図 2】



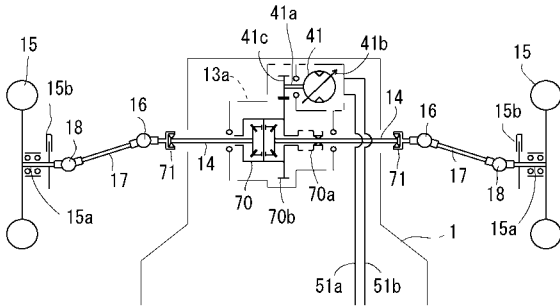
【図 3】



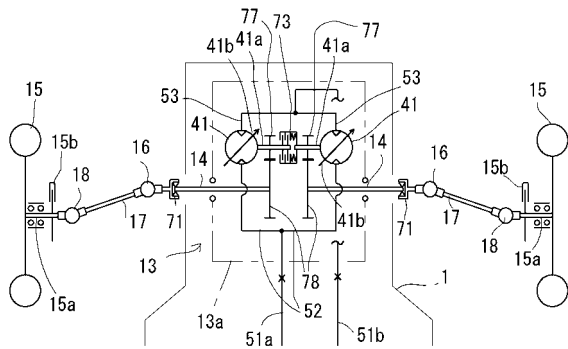
【図 4】



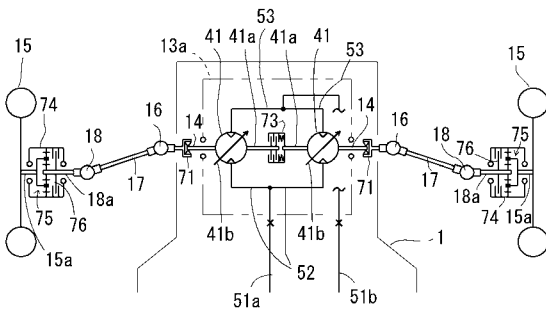
【図 5】



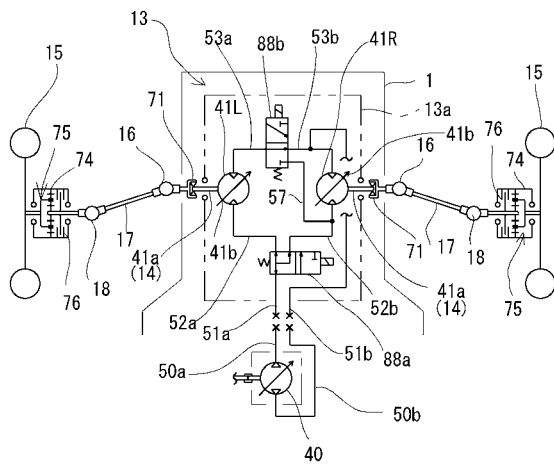
【図 7】



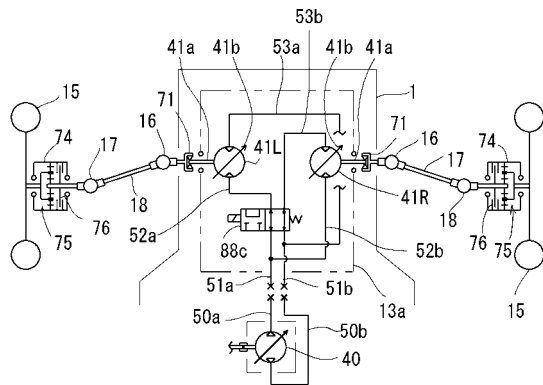
【図 6】



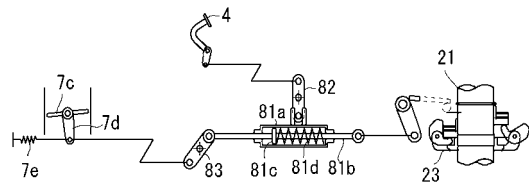
【図 8】



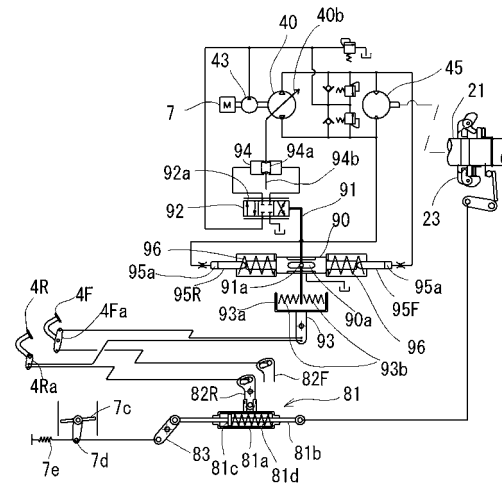
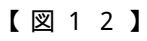
【図 9】



【図 10】



【 図 1 3 】



フロントページの続き

(72)発明者 野崎 豪朗

兵庫県尼崎市猪名寺2丁目18番1号 株式会社神崎高級工機製作所内

(72)発明者 清水 浩明

兵庫県尼崎市猪名寺2丁目18番1号 株式会社神崎高級工機製作所内

Fターム(参考) 3D042 AA06 AB08 AB17 BA02 BA04 BC03 BC17

3D043 AA06 CA02 EA03 EA06 EA11 EA34