

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号
特許第4606228号
(P4606228)

(45) 発行日 平成23年1月5日(2011.1.5)

(24) 登録日 平成22年10月15日(2010.10.15)

(51) Int.Cl.

F I

B 6 O K 17/356 (2006.01)

B 6 O K 17/10 (2006.01)

F 1 6 H 61/456 (2010.01)

B 6 O K 17/356 A

B 6 O K 17/10 D

F 1 6 H 61/44 1 O 7

請求項の数 8 (全 17 頁)

(21) 出願番号	特願2005-109115 (P2005-109115)	(73) 特許権者	000005522
(22) 出願日	平成17年4月5日(2005.4.5)		日立建機株式会社
(65) 公開番号	特開2006-290009 (P2006-290009A)		東京都文京区後楽二丁目5番1号
(43) 公開日	平成18年10月26日(2006.10.26)	(74) 代理人	100077816
審査請求日	平成19年5月24日(2007.5.24)		弁理士 春日 譲
		(72) 発明者	菅谷 誠
			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
		(72) 発明者	豊岡 司
			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

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 作業機械のH S T走行システム

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

車体に設けられる前輪及び後輪と、
前記車体の前部で動作する作業機とを備え、前記作業機による作業時に前記前輪に前記後輪よりも大きな車重が作用するように構成された作業機械に設けられ、
油圧ポンプと、
この油圧ポンプに閉回路接続されかつ前記油圧ポンプに対して互いに並列接続され、前記油圧ポンプから吐出された圧油により駆動される第1及び第2油圧モータと、
前記第1油圧モータに第1減速機を介して接続された前輪走行装置と、
前記第2油圧モータに第2減速機を介して接続された後輪走行装置と、
前記前輪走行装置と後輪走行装置の両方を駆動し、前記作業機による作業時に用いられる低速4輪駆動モードと、前記後輪走行装置のみを駆動し、高速で車両移動する高速走行時に用いられる高速2輪駆動モードとに切り換える第1制御手段とを備え、
前記低速4輪駆動モードにおいて、前記前輪走行装置の駆動トルクを前記後輪走行装置の駆動トルクよりも大きく設定したことを特徴とする作業機械のH S T走行システム。

【請求項 2】

請求項1記載の作業機械のH S T走行システムにおいて、
前記前輪走行装置の駆動トルクと前記後輪走行装置の駆動トルクの比を2～3：1の範囲に設定したことを特徴とする作業機械のH S T走行システム。

【請求項 3】

請求項 1 記載の作業機械の H S T 走行システムにおいて、
前記前輪走行装置の駆動トルクと前記後輪走行装置の駆動トルクの比を 2 : 1 に設定したことを特徴とする作業機械の H S T 走行システム。

【請求項 4】

車体に設けられる前輪及び後輪と、
前記車体の前部で動作する作業機とを備え、前記作業機による作業時に前記前輪に前記後輪よりも大きな車重が作用するように構成された作業機械に設けられ、
油圧ポンプと、
この油圧ポンプに閉回路接続されかつ前記油圧ポンプに対して互いに並列接続され、前記油圧ポンプから吐出された圧油により駆動される第 1 及び第 2 油圧モータと、
前記第 1 油圧モータに第 1 減速機を介して接続された前輪走行装置と、
前記第 2 油圧モータに第 2 減速機を介して接続された後輪走行装置と、
前記前輪走行装置と後輪走行装置の両方を駆動し、前記作業機による作業時に用いられる低速 4 輪駆動モードと、前記後輪走行装置のみを駆動し、高速で車両移動する高速走行時に用いられる高速 2 輪駆動モードとに切り換える第 1 制御手段とを備え、
前記低速 4 輪駆動モードにおいて、前記第 1 及び第 2 油圧モータの容量を等しくし、かつ前記第 1 減速機の減速比を前記第 2 減速機の減速比よりも大きくすることで、前記前輪走行装置の駆動トルクを前記後輪走行装置の駆動トルクよりも大きく設定したことを特徴とする作業機械の H S T 走行システム。

10

【請求項 5】

請求項 4 記載の作業機械の H S T 走行システムにおいて、
前記第 1 減速機の減速比と前記第 2 減速機の減速比の比を 2 ~ 3 : 1 の範囲に設定したことを特徴とする作業機械の H S T 走行システム。

20

【請求項 6】

請求項 4 記載の作業機械の H S T 走行システムにおいて、
前記第 1 減速機の減速比と前記第 2 減速機の減速比の比を 2 : 1 に設定したことを特徴とする作業機械の H S T 走行システム。

【請求項 7】

請求項 1 又は 4 記載の作業機械の H S T 走行システムにおいて、
前記油圧ポンプと前記第 1 及び第 2 油圧モータを接続する閉回路中に配置された切換弁と、
前記前輪走行装置と前記後輪走行装置との速度差を検知し、この速度差が所定値を超えると前記切換弁を切り換えて前記第 1 油圧モータと第 2 油圧モータのうち回転速度が大なる側の油圧モータへの圧油の供給を遮断する第 2 制御手段とを更に備えることを特徴とする作業機械の H S T 走行システム。

30

【請求項 8】

請求項 1 又は 4 記載の作業機械の H S T 走行システムにおいて、
前記第 1 制御手段は、前記前輪走行装置のみを駆動する中速 2 輪駆動モードを更に有し、前記低速 4 輪駆動モードと高速 2 輪駆動モードと中速 2 輪駆動モードのいずれかに切り換え可能であることを特徴とする作業機械の H S T 走行システム。

40

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は作業機械の H S T 走行システムに係わり、特に、ラフテレンリフトトラック、ホイールローダ、ホイール式の油圧ショベル等、油圧ポンプと走行モータを閉回路接続した H S T (Hydro-Static Transmission) と呼ばれる油圧走行回路を備えた作業機械の H S T 走行システムに関する。

【背景技術】

【0002】

従来の H S T 走行システムは、例えば特開平 5 - 3 0 6 7 6 8 号公報に記載のように、

50

1つの油圧ポンプと1つの油圧モータを閉回路接続し、その1つの油圧モータにより走行装置を駆動するのが一般的である。この場合、油圧モータは変速機とプロペラシャフトを介して前後輪に接続され、プロペラシャフトを回転させることにより前後輪を同時に駆動する。

【0003】

他のHST走行システムとして、例えば特開平11-166623号公報や特開平11-230333号公報に記載のように、1つの油圧ポンプを2つの油圧モータに並列に閉回路接続し、2つの油圧モータで走行装置を駆動するものもある。この場合も、2つの油圧モータは減速機とプロペラシャフトを介して前後輪に接続され、プロペラシャフトを回転させることにより前後輪を同時に駆動する。また、一方の油圧モータはクラッチを介して減速機と接続され、クラッチをON/OFF制御することで低速（高トルク）モード（クラッチON）と高速モード（クラッチOFF）とに切り換え可能とし、変速機を不要としている。

【0004】

一方、他のHST走行システムとして、1つの油圧ポンプを2つの油圧モータに並列に閉回路接続し、2つの油圧モータをそれぞれ前輪と後輪に接続し、前輪と後輪を別々の油圧モータで駆動するものが知られている。例えば特開2000-1127号公報では、芝刈り機のHST走行システムにおいて、低速時には前後輪とも高トルクとする4輪駆動とし、高速時には前輪を低トルク、後輪を高トルクとする4輪駆動とすることで、走行時は前輪にも油圧的に制動力が伝わるようにし、旋回時には後輪を駆動する2輪駆動とすることで、旋回時の前輪の引きずりを防止している。前輪油圧モータの駆動トルクを変えるため、油圧ポンプの給排油ポートに定比分流弁が設けられ、前輪側油圧モータ側の主管路間にシャトル弁が設けられ、シャトル弁の出力側に高圧リリーフ弁と低圧リリーフ弁が並列接続されている。

【0005】

GB2136371Aでは、農業機械のHST走行システムにおいて、2つの油圧モータの一方が小容量の補助モータとして構成され、この補助モータを前輪又は後輪にクラッチと減速機を介して接続し、油圧ポンプと補助モータとの間に開閉弁を設け、クラッチと開閉弁を同時に切り換えることにより補助モータと油圧ポンプ或いは補助モータと車輪との接続・遮断を行っている。

【0006】

【特許文献1】特開平5-306768号公報

【特許文献2】特開平11-166623号公報

【特許文献3】特開平11-230333号公報

【特許文献4】特開2000-1127号公報

【特許文献5】GB2136371A

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0007】

しかしながら、上記従来技術には次のような問題がある。

【0008】

特開平5-306768号公報に記載の一般的なHST走行システムでは、油圧モータを変速機とプロペラシャフトを介して前後輪に接続し、プロペラシャフトを回転させることで前後輪を同時に駆動する方式であるため、走行装置として変速機とプロペラシャフトが必須の構成となっている。変速機とプロペラシャフトは運転席の下側に位置し、プロペラシャフトはエンジンや運転席の下側を前後に伸び、前後輪に連結されている。このため運転席やエンジンを変速機やプロペラシャフトに干渉しない位置・高さに設置する必要があり、その分車高（運転席の高さ）が高くなって運転席から作業機部分が見にくくなり、作業性が低下するという問題がある。また、変速機とプロペラシャフトによりエンジン、運転席、その他の機器のレイアウトの自由度が制約されるという問題もある。

【 0 0 0 9 】

特開平 1 1 - 1 6 6 6 2 3 号公報や特開平 1 1 - 2 3 0 3 3 3 号公報に記載の 2 つの油圧モータを用いる H S T 走行システムでは変速機は不要であるが、プロペラシャフトは必要であるため、プロペラシャフトによる車高やレイアウト制約の問題は解消していない。

【 0 0 1 0 】

特開 2 0 0 0 - 1 1 2 7 号公報や G B 2 1 3 6 3 7 1 A に記載の H S T 走行システムでは前輪と後輪を別々の油圧モータで駆動するため、プロペラシャフトが不要であり、プロペラシャフトによる車高やレイアウト制約の問題はない。また、G B 2 1 3 6 3 7 1 A では、スイッチ操作により 2 つの油圧モータを同時に駆動する 4 輪駆動と、一方の油圧モータのみを駆動する 2 輪駆動とに切り換え可能であり、変速機を用いずに低速モード高速モードに切り換え可能である。しかし、これら従来技術をラフテレンリフトトラック、ホイールローダ、ホイール式の油圧ショベル等の多目的作業機械に適用した場合は、各種作業形態に適した速度と牽引力を得ることができないという問題がある。

10

【 0 0 1 1 】

例えば、ラフテレンリフトトラックが行う典型的な作業としてバケット作業があるが、H S T 走行システムにおいては、前後輪のトルク配分（牽引力配分）は 1 : 1 に設定するのが通常である。この場合、車体前部に作業機（バケット等）を持つ作業機械ではバケット作業時の車重はほとんど前輪にしかかからないため、バケット作業時の牽引力は前輪と後輪を合わせた最大牽引力の半分となり、バケット作業の牽引力としては過小である。また、G B 2 1 3 6 3 7 1 A に記載の H S T 走行システムでは、スイッチ操作により高速走行時にメインの油圧モータ（補助モータでない油圧モータ）のみを駆動する 2 輪駆動に切り換え可能である。しかし、メインの油圧モータの容量は補助モータの容量より大きいため、回転速度（車速）は 4 輪駆動状態の 2 倍にもならず、高速で車両移動するための車速として不十分である。

20

【 0 0 1 2 】

本発明の目的は、変速機とプロペラシャフトが不要であり、かつ変速機を用いずに各種作業に適した速度と牽引力を得ることができる作業機械の H S T 走行システムを提供することである。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 1 3 】

（ 1 ）上記第 1 の目的を達成するために、本発明は、車体に設けられる前輪及び後輪と、前記車体の前部で動作する作業機とを備え、前記作業機による作業時に前記前輪に前記後輪よりも大きな車重が作用するように構成された作業機械に設けられ、油圧ポンプと、この油圧ポンプに閉回路接続されかつ前記油圧ポンプに対して互いに並列接続され、前記油圧ポンプから吐出された圧油により駆動される第 1 及び第 2 油圧モータと、前記第 1 油圧モータに第 1 減速機を介して接続された前輪走行装置と、前記第 2 油圧モータに第 2 減速機を介して接続された後輪走行装置と、前記前輪走行装置と後輪走行装置の両方を駆動し、前記作業機による作業時に用いられる低速 4 輪駆動モードと、前記後輪走行装置のみを駆動し、高速で車両移動する高速走行時に用いられる高速 2 輪駆動モードとに切り換える第 1 制御手段とを備え、前記低速 4 輪駆動モードにおいて、前記前輪走行装置の駆動トルクを前記後輪走行装置の駆動トルクよりも大きく設定したものである。

30

40

【 0 0 1 4 】

以上のように構成した本発明においては、前輪走行装置と後輪走行装置を別々の油圧モータで駆動するため、プロペラシャフトが不要となる。

【 0 0 1 5 】

また、本発明の H S T 走行システムをラフテレンリフトトラック等の多目的作業機械に適用し、牽引作業は低速 4 輪駆動モードで行う場合は、前輪と後輪の 4 輪駆動で得られる最大牽引力を適切に設定することにより牽引作業に必要な最大牽引力を得ることができる。

【 0 0 1 6 】

50

バケット作業を低速４輪駆動で行う場合は、前輪走行装置の駆動トルクを後輪走行装置の駆動トルクよりも大きく設定したため、車重はほとんどが前輪にかかるバケット作業時の牽引力は低速４輪駆動モードの最大牽引力（前後輪の合計の牽引力）の半分よりも大きくなり、バケット作業に適切な牽引力を得ることができる。

【００１７】

高速走行を高速２輪駆動モードで行う場合は、前輪走行装置の駆動トルクを後輪走行装置の駆動トルクよりも大きく設定したため、第２油圧モータに低速４輪駆動モード時の２倍よりもより多い流量が作用し、回転速度（車速）は低速４輪駆動モード時の２倍よりもより大きくなり、高速で車両移動することができる。

【００１８】

このように本発明は、牽引作業時に必要な最大牽引力、バケット作業時に必要な牽引力（前後輪牽引力配分）、並びに高速走行時に必要な牽引力を、変速機（例えば２速トランスミッション）を使用せずに達成することができる。

【００１９】

（２）上記（１）において、好ましくは、前記前輪走行装置の駆動トルクと前記後輪走行装置の駆動トルクの比を２～３：１の範囲に設定する。

【００２０】

これにより車重はほとんどが前輪にかかるバケット作業時の牽引力は低速４輪駆動モードの最大牽引力（前後輪の合計の牽引力）の２／３～３／４（６７～７５％）となり、バケット作業に適切な牽引力を得ることができる。

【００２１】

また、第２油圧モータに低速４輪駆動モード時の３～４倍の流量が作用し、回転速度（車速）は低速４輪駆動モード時の３～４倍となり、高速で車両移動することができる。

【００２２】

（３）また、上記（１）において、より好ましくは、前記前輪走行装置の駆動トルクと前記後輪走行装置の駆動トルクの比を２：１に設定する。

【００２３】

これにより車重はほとんどが前輪にかかるバケット作業時の牽引力は低速４輪駆動モードの最大牽引力（前後輪の合計の牽引力）の２／３（約６５％）となり、バケット作業に適切な牽引力を得ることができる。

【００２４】

また、第２油圧モータに低速４輪駆動モード時の３倍の流量が作用し、回転速度（車速）は低速４輪駆動モード時の３倍となり、高速で車両移動することができる。

【００２５】

（４）また、上記目的を達成するために、本発明は、車体に設けられる前輪及び後輪と、前記車体の前部で動作する作業機とを備え、前記作業機による作業時に前記前輪に前記後輪よりも大きな車重が作用するように構成された作業機械に設けられ、油圧ポンプと、この油圧ポンプに閉回路接続されかつ前記油圧ポンプに対して互いに並列接続され、前記油圧ポンプから吐出された圧油により駆動される第１及び第２油圧モータと、前記第１油圧モータに第１減速機を介して接続された前輪走行装置と、前記第２油圧モータに第２減速機を介して接続された後輪走行装置と、前記前輪走行装置と後輪走行装置の両方を駆動し、前記作業機による作業時に用いられる低速４輪駆動モードと、前記後輪走行装置のみを駆動し、高速で車両移動する高速走行時に用いられる高速２輪駆動モードとに切り換える第１制御手段とを備え、前記低速４輪駆動モードにおいて、前記第１及び第２油圧モータの容量を等しくし、かつ前記第１減速機の減速比を前記第２減速機の減速比よりも大きくすることで、前記前輪走行装置の駆動トルクを前記後輪走行装置の駆動トルクよりも大きく設定したものとする。

【００２６】

これにより上記（１）で述べたように、変速機とプロペラシャフトが不要となり、かつ変速機を用いずに各種作業形態に適した速度と牽引力を達成することができる。

10

20

30

40

50

【 0 0 2 7 】

また、第 1 及び第 2 油圧モータを同じ容量とすることで、部品の共通化、原価低減が可能となる。

【 0 0 2 8 】

(5) 上記 (4) において、好ましくは、前記第 1 減速機の減速比と前記第 2 減速機の減速比の比を 2 ~ 3 : 1 の範囲に設定する。

【 0 0 2 9 】

これにより車重はほとんどが前輪にかかるバケット作業時の牽引力は低速 4 輪駆動モードの最大牽引力 (前後輪の合計の牽引力) の $2 / 3 \sim 3 / 4$ (67 ~ 75 %) となり、バケット作業に適切な牽引力を得ることができる。

10

【 0 0 3 0 】

また、第 2 油圧モータに低速 4 輪駆動モード時の 3 ~ 4 倍の流量が作用し、回転速度 (車速) は低速 4 輪駆動モード時の 3 ~ 4 倍となり、高速で車両移動することができる。

【 0 0 3 1 】

(6) また、上記 (4) において、より好ましくは、前記第 1 減速機の減速比と前記第 2 減速機の減速比の比を 2 : 1 に設定する。

【 0 0 3 2 】

これにより車重はほとんどが前輪にかかるバケット作業時の牽引力は低速 4 輪駆動モードの最大牽引力 (前後輪の合計の牽引力) の $2 / 3$ (約 65 %) となり、バケット作業に適切な牽引力を得ることができる。

20

【 0 0 3 3 】

また、第 2 油圧モータに低速 4 輪駆動モード時の 3 倍の流量が作用し、回転速度 (車速) は低速 4 輪駆動モード時の 3 倍となり、高速で車両移動することができる。

【 0 0 3 4 】

(7) 更に、上記 (1) 又は (4) において、好ましくは、前記油圧ポンプと前記第 1 及び第 2 油圧モータを接続する閉回路中に配置された切換弁と、前記前輪走行装置と前記後輪走行装置との速度差を検知し、この速度差が所定値を超えると前記切換弁を切り換えて前記第 1 油圧モータと第 2 油圧モータのうち回転速度が大なる側の油圧モータへの圧油の供給を遮断する第 2 制御手段とを更に備える。

【 0 0 3 5 】

30

これにより低速 4 輪駆動モードで走行時、作業中の路面状況や前後輪の軸重配分の変化によって、前後いずれかの車軸が空転状態になった場合、空転の発生していない前輪又は後輪側の油圧モータにのみ圧油を供給することが可能となり、低速 4 輪駆動モードでの車輪空転時のオープンデフの状態を回避し、悪路走破性を向上することができる。

【 0 0 3 6 】

(8) また、上記 (1) 又は (4) において、好ましくは、前記第 1 制御手段は、前記前輪走行装置のみを駆動する中速 2 輪駆動モードを更に有し、前記低速 4 輪駆動モードと高速 2 輪駆動モードと中速 2 輪駆動モードのいずれかに切り換え可能である。

【 0 0 3 7 】

これにより中速 2 輪駆動モードでは低速 4 輪駆動モードと高速 2 輪駆動モードのほぼ中間の速度と牽引力が得られるため、フォーク等の作業機を用いて行う荷役作業等では、適切な走行速度と牽引力が得られ、作業効率が向上するだけでなく、エンジンが高回転で稼動することもないのでオペレータの疲労 (騒音、振動) も軽減できる。また、フォーク等の作業機は車体前部にあるため、荷役作業時には主に前輪に車重が作用し、作業性を損なうこともない。

40

【 発明の効果 】

【 0 0 3 8 】

本発明によれば、変速機とプロペラシャフトが不要であり、かつ変速機を用いずに各種作業に適した速度と牽引力を得ることができる。

【 0 0 3 9 】

50

また、本発明によれば、第 1 及び第 2 油圧モータを同じ容量とすることで、部品の共通化、原価低減が可能となる。

【0040】

また、本発明によれば、低速 4 輪駆動モードでの車輪空転時のオープンデフの状態を回避し、悪路走破性を向上することができる。

【0041】

更に、本発明によれば、中速 2 輪駆動モードで低速 4 輪駆動モードと高速 2 輪駆動モードのほぼ中間の速度と牽引力が得られるため、荷役作業等では適切な走行速度と牽引力が得られ、作業効率が向上する。

【発明を実施するための最良の形態】

10

【0042】

本発明の実施の形態を図面を用いて説明する。

【0043】

図 1 は本発明の第 1 の実施の形態に係わる作業機械の H S T 走行システムを示す油圧構成図である。

【0044】

図 1 において、本実施の形態の H S T 走行システムは H S T 変速装置 30 と前輪走行装置 12 と後輪走行装置 22 とを備えている。

【0045】

H S T 変速装置 30 は、エンジン 2 により駆動されるメインの油圧ポンプ 1 と、油圧ポンプ 1 から吐出された圧油により駆動される 2 個の走行用油圧モータ 10、20 とを有し、油圧ポンプ 2 と油圧モータ 10 は主管路 3、4、5、6 を介して閉回路接続され、油圧ポンプ 2 と油圧モータ 20 は主管路 3、4、7、8 を介して閉回路接続され、2 個の油圧モータ 10、20 は油圧ポンプ 1 に対して互いに並列接続されている。主管路 7、8 にはチェック弁 34、35 を介して補給用のチャージポンプ 33 が接続され、主管路 7 又は 8 の圧力がチャージポンプ 33 の吐出路に設けられたリリーフ弁 37 の設定圧力よりも低くなるとチャージポンプ 33 の吐出油が主管路 7 又は 8 に補給される。

20

【0046】

走行用油圧モータ 10、20 はそれぞれ走行装置 12、22 に連結されている。前輪走行装置 12 は、走行用油圧モータ 10 が連結される減速機 11 と、この減速機 11 に連結された車軸 13 及び前輪（車輪）14 とを備え、後輪走行装置 22 は、走行用油圧モータ 20 が連結される減速機 21 と、この減速機 21 に連結された車軸 23 及び後輪（車輪）24 とを備え、それぞれ車輪 14、24 により駆動力を路面に伝え、双方の駆動力にて車体を駆動する構成となっている。

30

【0047】

H S T 変速装置 30 において、2 個の油圧モータ 10、20 の容量は等しく設定されている。また、走行装置 12、22 において、前輪側の減速機 11 の減速比は後輪側の減速機 21 より大きく設定されており、具体的には、前輪側の減速機 11 は後輪側の減速機 21 の 2 倍の減速比を持ち、前輪側の減速機 11 と後輪側の減速機 21 の減速比の割合は 2 : 1 となっている。

40

【0048】

なお、減速比割合の 2 : 1 は一例（最適例）であり、前輪側の減速機 11 の減速比が後輪側の減速機 21 の減速比より大きければ（好ましくは、前輪側の減速機 11 と後輪側の減速機 21 の減速比の割合が 2 ~ 3 の範囲であれば）、それ以外の割合であってもよい。

【0049】

H S T 変速装置 30 は、また、走行装置 12、22 の両方を駆動する低速 4 輪駆動モードと、後輪走行装置 22 のみを駆動する高速 2 輪駆動モードとに切り換える制御手段として、主管路 5、6 に設置された 2 位置切換弁（以下単に切換弁という）41 と、オペレータにより操作される切換スイッチ 42 と、コントローラ 43 とを有している。

【0050】

50

切換弁 4 1 は一端にソレノイド 4 1 a を有する電磁切換弁であり、ソレノイド 4 1 a に与えられる電気信号が OFF のときは図示の連通位置にあり、電気信号が ON になると図示の位置から遮断位置に切り換わる。切換弁 4 1 が図示の連通位置にあるときの回路状態を低速 4 輪駆動モードといい、切換弁 4 1 が遮断位置に切り換わったときの回路状態を高速 2 輪駆動モードという。

【 0 0 5 1 】

切換スイッチ 4 2 は低速、高速の 2 位置に切り換え可能であり、切換スイッチ 4 2 が低速位置にあるとき、コントローラ 4 3 は電気信号を OFF とし、切換スイッチ 4 2 が高速位置に切り換わると、コントローラ 4 3 は電気信号を ON とし、切換弁 4 1 に出力する。

【 0 0 5 2 】

油圧ポンプ 1 は図示しない公知の傾転量制御手段を備え、エンジン 2 の回転数の上昇に応じて油圧ポンプ 1 の傾転量（容量）を増大させ、ポンプ吐出流量を滑らかに増大させる。このポンプ吐出流量の増大により走行モータ 1 0 , 2 0 の回転速度が上昇し、車速が増加する。エンジン 2 の回転数は図示しないアクセルペダルを操作することにより調整される。

【 0 0 5 3 】

走行モータ 1 0 , 2 0 は図示しない公知の傾転量制御手段を備え、負荷圧力が設定圧力よりも低いときは小傾転（小容量）にあり、設定圧力よりも高くなると大傾転（大容量）に自動で切り換わる。設定圧力は 2 つの走行モータ 1 0 , 2 0 で同じ値である。

【 0 0 5 4 】

図 2 は本実施の形態の H S T 走行システムが搭載される作業機械の一例として、多目的作業機械の代表例であるラフテレンリフトトラック（テレスコピックハンドラーともいう）の外観を示す図である。

【 0 0 5 5 】

図 2 において、ラフテレンリフトトラックは、車体 4 1 と、車体 4 1 上に位置する運転室 4 2 と、車体 4 1 に運転室 4 2 の側部を起伏可能に取り付けられた伸縮可能なブーム 4 3 と、ブーム 4 3 の先端に回動可能に取り付けられたアタッチメント取付部 4 4 と、そのアタッチメント取付部 4 4 に取り付けられたアタッチメントの 1 種である、荷役作業に用いるフォーク 4 5 とを備えており、ブーム 4 3 とアタッチメント取付部 4 4 とフォーク 4 5 は作業装置を構成している。また、本図では図示を省略しているが、ブーム 4 3、ア

タッチメント取付部 4 4 及びフォーク 4 5 にはそれぞれ油圧アクチュエータが取り付けられ、各作業部材はそれぞれの油圧アクチュエータにより駆動される。車体 4 1 には前輪 1 4 及び後輪 2 4 が取り付けられている。

【 0 0 5 6 】

図 2 の想像線はブーム 4 3 を上げた状態と、ブーム 4 3 を上げかつ伸長した状態を示している。この場合、ブーム 4 3 を上げた状態にしても、アタッチメント取付部 4 4 のリンク作用によりフォーク 4 5 の姿勢は変わらない。

【 0 0 5 7 】

次に、以上のように構成した本実施の形態の作用効果について説明する。

【 0 0 5 8 】

切換スイッチ 4 2 が低速位置にあり、切換弁 4 1 は図示の連通位置にあるときは低速 4 輪駆動モードであり、油圧ポンプ 1 から 2 つの油圧モータ 1 0 , 2 0 に圧油が供給される状態となる。この状態では、2 つの油圧モータ 1 0 , 2 0 には等しい駆動圧力が発生しており、2 つの油圧モータ 1 0 , 2 0 の容量は等しく、油圧モータ 1 0 , 2 0 の駆動トルクは容量と駆動圧力との積で表されるため、油圧モータ 1 0 , 2 0 が発生する駆動トルクは同じである。しかし、輪側の減速機 1 1 と後輪側の減速機 2 1 の減速比の割合は 2 : 1 であるため、車両を駆動するトルクは前輪 1 4（前輪走行装置 1 2）が後輪 2 4（後輪走行装置 2 2）の 2 倍となる。このとき、前後輪 1 4 , 2 4 の回転速度は同じであるから、前輪側の油圧モータ 1 0 には後輪側の油圧モータ 2 0 の 2 倍の流量が作用し、結果として前後 2 : 1 の牽引力分配状態で走行が可能となる。

10

20

30

40

50

【 0 0 5 9 】

切換スイッチ 4 2 を高速位置に操作し、切換弁 4 1 を図示の位置から遮断位置に切り換えると、高速 2 輪駆動モードとなって、後輪側の油圧モータ 2 0 のみに油圧ポンプ 1 からの圧油が供給される。この状態では、油圧ポンプ 1 の全ての圧油が後輪側の油圧モータ 2 0 に流入するため、低速 4 輪駆動モードの 3 倍の回転速度（車速）が得られる。つまり、トランスミッションを用いることなく、低速 4 輪駆動モードの 3 倍の速度差を実現している。

【 0 0 6 0 】

なお、このとき、前輪側の油圧モータ 1 0 の主管路 5 , 6 は連通するため、前輪側の油圧モータ 1 0 は前輪 1 4 の回転とともに回転する。また、このときの走行駆動トルクは後輪側の油圧モータ 2 0 のみで与えられるため、低速 4 輪駆動モードにおける駆動トルクの 1 / 3 となる。つまり、高速 2 輪駆動モードにおける牽引力は低速 4 輪駆動モードで得られる牽引力（最大牽引力）の 1 / 3 となる。

10

【 0 0 6 1 】

ラフテレンリフトトラックは多目的作業機械であり、牽引作業、バケット作業、荷役作業等、種々の作業を行うことができる。牽引作業とは車体後部にトレーラ等の被牽引物を連結し、牽引移動させる作業である。バケット作業とは、アタッチメントをバケットに交換し、走行力（牽引力）でバケットを地山等の被掘削物に押し付けて掘削する作業である。掘削後はバケットを上げて車体を移動し、トラック等に放土する。荷役作業とは図示のフォーク 4 5 に荷を載せて移動する作業である。また、車両移動時は高速で走行する必要がある。

20

【 0 0 6 2 】

本実施の形態において、牽引作業は低速 4 輪駆動モードで行い、高速での車両移動は高速 2 輪駆動モードで行う。荷役作業は、そのときの状況に応じて、低速 4 輪駆動モードか高速 2 輪駆動モードのいずれかで行う。

【 0 0 6 3 】

ここで、ラフテレンリフトトラック等の作業機械では、一般的に、牽引時の最大牽引力は車体車重比で 9 0 ~ 1 0 0 % に設定され、最高速度時の牽引力は車体車重比で 2 0 ~ 3 0 % に設定されている。従来の H S T 走行システムは、トランスミッション（変速機）とプロペラシャフトを用い、1 つ又は 2 つの油圧モータで前後輪を同時に駆動している。このような H S T 走行システムでは、牽引時の最大牽引力と最高速度時の牽引力を両立させるため、段間比（高速と低速の減速比の比率）で 3 ~ 4 となる 2 速のトランスミッションを使用していた。牽引作業やバケット作業を行う場合は、トランスミッションを低速ギアに切り換え、車両移動（走行）ではトランスミッションを高速ギアに切り換える。

30

【 0 0 6 4 】

しかし、ラフテレンリフトトラック等の作業機械においては、牽引作業では低速ギアで得られる最大牽引力は必須であるが、バケット作業ではその最大牽引力は過剰である。また、高速走行は作業現場間の移動時に使用するため、悪路走破性向上を目的としたセンターデフなしの 4 輪駆動方式は効率が悪かった。

【 0 0 6 5 】

また、特開 2 0 0 0 - 1 1 2 7 号公報や G B 2 1 3 6 3 7 1 A に記載の H S T 走行システムをラフテレンリフトトラック等の作業機械に適用した場合は、前後輪のトルク配分（牽引力配分）についての考慮がなされていないため、バケット作業時に十分な牽引力を得ることができない。つまり、前後輪のトルク配分（牽引力配分）を考慮しない場合、前後輪のトルク配分は 1 : 1 に設定するのが通常である。この場合、車体前部に作業機（バケット等）を持つ作業機械ではバケット作業時の車重はほとんど前輪にしかかからないため、バケット作業時の牽引力は最大牽引力の半分となり、バケット作業の牽引力としては過小である。

40

【 0 0 6 6 】

本実施の形態では、上記のように低速 4 輪駆動モードでは前後 2 : 1 の牽引力分配状態

50

で走行が可能であるため、牽引作業では前後の車輪 1 4 , 2 4 により必要な最大牽引力が得られる。また、車体前部に作業機（バケット等）を持つ作業機械ではバケット作業時の車重はほとんど前輪にしかかからないため、前輪のみに 6 0 % 程度の駆動力が発生すれば十分である（後輪に駆動力を発生しても無駄である）。油圧モータ 1 0 による前輪 1 4 の駆動トルクは 2 つの油圧モータ 1 0 , 2 0 による前後輪の全体駆動トルクの 2 / 3 のであるため、車重の相当部分が前輪にかかるバケット作業時には少なくとも前輪 1 4 により最大牽引力の 2 / 3 の 6 5 % 程度の牽引力が得られ、牽引作業、バケット作業とも適切な牽引力で作業を行うことができる。

【 0 0 6 7 】

また、高速 2 輪駆動モードでは、後輪 2 4 のみで低速 4 輪駆動モードの 3 倍の速度で走行することができ、良好な走行性能が得られる。

10

【 0 0 6 8 】

以上のように本実施の形態によれば、前輪走行装置 1 2 と後輪走行装置 2 2 を別々の油圧モータ 1 0 , 2 0 で駆動するため、プロペラシャフトが不要となる。

【 0 0 6 9 】

また、牽引作業時に必要な最大牽引力、バケット作業時に必要な牽引力（前後輪牽引力配分）、並びに高速走行時に必要な牽引力を、変速機（例えば 2 速トランスミッション）を使用せずに達成することができる。

【 0 0 7 0 】

更に、前後輪の油圧モータ 1 0 , 2 0 を同じ容量とすることで、部品の共通化、原価低減が可能となる。

20

【 0 0 7 1 】

なお、前述したように、前輪側の減速機 1 1 と後輪側の減速機 2 1 の減速比割合は 2 : 1 に限らず、基本的には、前輪側の減速機 1 1 の減速比が後輪側の減速機 2 1 の減速比より大きく設定されていればよいものであり、好ましくは、前輪側の減速機 1 1 は後輪側の減速機 2 1 の 2 ~ 3 倍の減速比を持ち、前輪側の減速機 1 1 と後輪側の減速機 2 1 の減速比の割合が 2 ~ 3 : 1 であればよいものである。

【 0 0 7 2 】

前輪側の減速機 1 1 の減速比を後輪側の減速機 2 1 の減速比より大きく設定することにより、低速 4 輪駆動モードでバケット作業を行う場合は、前輪走行装置の駆動トルクが後輪走行装置の駆動トルクよりも大きくなるため、車重のほとんどが前輪にかかるバケット作業時の牽引力は最大牽引力の半分よりも大きくなり、前輪側の減速機 1 1 と後輪側の減速機 2 1 の減速比割合が 1 : 1 である場合に比べて、バケット作業での牽引力が適切化される。また、高速走行を高速 2 輪駆動モードで行う場合は、後輪側の油圧モータ 2 0 に低速 4 輪駆動モード時の 2 倍よりも多い流量が作用し、回転速度（車速）は低速 4 輪駆動モード時の 2 倍よりも大きくなり、前輪側の減速機 1 1 と後輪側の減速機 2 1 の減速比割合が 1 : 1 である場合に比べて、高速で車両移動することができる。

30

【 0 0 7 3 】

また、前輪側の減速機 1 1 と後輪側の減速機 2 1 の減速比の割合を 2 ~ 3 : 1 に設定することにより、車重はほとんどが前輪にかかるバケット作業時の牽引力は低速 4 輪駆動モードの最大牽引力の 2 / 3 ~ 3 / 4 （ 6 7 ~ 7 5 % ）となり、前輪側の減速機 1 1 と後輪側の減速機 2 1 の減速比割合が 1 : 1 である場合に比べて、バケット作業の牽引力が適切化される。また、後輪側の油圧モータ 2 0 に低速 4 輪駆動モード時の 3 ~ 4 倍の流量が作用し、回転速度（車速）は低速 4 輪駆動モード時の 3 ~ 4 倍となり、前輪側の減速機 1 1 と後輪側の減速機 2 1 の減速比割合が 1 : 1 である場合に比べて、高速で車両移動することができる。

40

【 0 0 7 4 】

以上のように牽引作業時に必要な最大牽引力、バケット作業時に必要な牽引力（前後輪牽引力配分）、並びに高速走行時に必要な牽引力を、変速機（例えば 2 速トランスミッション）を使用せずに達成することができる。

50

【 0 0 7 5 】

本発明の第 2 の実施の形態を図 3 及び図 4 を用いて説明する。図 3 中、図 1 と同等の部材には同じ符号を付している。

【 0 0 7 6 】

図 3 において、本実施の形態の H S T 走行システは H S T 変速装置 3 0 A と前輪走行装置 1 2 と後輪走行装置 2 2 とを備えている。

【 0 0 7 7 】

H S T 変速装置 3 0 A において、2 個の油圧モータ 1 0 , 2 0 の容量は等しく設定されている。また、走行装置 1 2 , 2 2 において、前輪側の減速機 1 1 の減速比は後輪側の減速機 2 1 より大きく設定されており、具体的には、前輪側の減速機 1 1 は後輪側の減速機 2 1 の 2 倍の減速比を持ち、前輪側の減速機 1 1 と後輪側の減速機 2 1 の減速比の割合は 2 : 1 となっている。この場合も、減速比割合は、前輪側の減速機 1 1 の減速比が後輪側の減速機 2 1 の減速比より大きければ（好ましくは、前輪側の減速機 1 1 と後輪側の減速機 2 1 の減速比の割合が 2 ~ 3 : 1 の範囲であれば）、それ以外の割合であってもよい。

10

【 0 0 7 8 】

H S T 変速装置 3 0 A は、図 1 の主管路 3 に代え、油圧ポンプ 1 側の主管路 3 a と、主管路 5 , 7 側の別々の主管路 3 b , 3 c とを備えるとともに、主管路 6 , 8 側に主管路 4 に対して並列に接続された主管路 4 a , 4 b を備え、かつ図 1 の切換弁 4 1 に代え、主管路 3 a , 4 a , 4 b と主管路 3 b , 3 c との間に設置された 3 位置切換弁（以下単に切換弁という）4 1 A を備えている。

20

【 0 0 7 9 】

また、H S T 変速装置 3 0 A は、図 1 の切換スイッチ 4 2 及びコントローラ 4 3 に代えて切換スイッチ 4 2 A 及びコントローラ 4 3 A を備え、かつ走行装置 1 2 , 2 2 の車軸 1 3 , 2 3 の回転速度（車軸速度）を検出する回転速度センサー 5 1 , 5 2 を有し、回転速度センサー 5 1 , 5 2 の検出信号はコントローラ 4 3 A に入力される。

【 0 0 8 0 】

切換弁 4 1 A は両端にソレノイド 4 1 A a , 4 1 A b を有する電磁切換弁であり、ソレノイド 4 1 A a , 4 1 A b に与えられる電気信号がいずれも O F F のときは図示の第 1 位置 A にあり、図示右側のソレノイド 4 1 A a に与えられる電気信号が O N になると図示の位置から図示右側の第 2 位置 B に切り換わり、図示左側のソレノイド 4 1 A b に与えられる電気信号が O N になると図示の位置から図示左側の第 3 位置 C に切り換わる。切換弁 4 1 A が第 1 位置 A にあるときは、主管路 3 a と主管路 3 b , 3 c が連通し、油圧ポンプ 1 からの吐出油は 2 つの油圧モータ 1 0 , 2 0 に供給され、2 つの油圧モータ 1 0 , 1 0 が回転して前輪 1 4 と後輪 2 4 の両方が駆動される。つまり、低速 4 輪駆動モードとなる。切換弁 4 1 A が第 2 位置 B に切り換わると、主管路 3 a と主管路 3 c とが連通しかつ主管路 4 a と主管路 3 b とが連通し、後輪側の油圧モータ 2 0 のみに油圧ポンプ 1 からの圧油が供給され、後輪 2 4 のみが駆動されるとともに、前輪側の油圧モータ 1 0 は、主管路 5 , 6 が連通するため、前輪 1 4 の回転とともに回転する。つまり、高速 2 輪駆動モードとなる。切換弁 4 1 A が第 3 位置 C に切り換わると、主管路 3 a と主管路 3 b とが連通しかつ主管路 4 b と主管路 3 c とが連通し、前輪側の油圧モータ 1 0 のみに油圧ポンプ 1 からの圧油が供給され、前輪 1 4 のみが駆動されるとともに、後輪側の油圧モータ 2 0 は、主管路 7 , 8 が連通するため、後輪 2 4 の回転とともに回転する。この状態を中速 2 輪駆動モードという。

30

40

【 0 0 8 1 】

切換スイッチ 4 2 A は低速、高速、中速の 3 位置に切り換え可能であり、コントローラ 4 3 A は、切換スイッチ 4 2 A の信号と回転速度センサー 5 1 , 5 2 の検出信号に基づいて切換弁 4 1 A の切り換えを制御する。

【 0 0 8 2 】

図 4 は、コントローラ 4 3 A の処理内容を示すフローチャートである。

【 0 0 8 3 】

50

コントローラ 4 3 A は、切換スイッチ 4 2 A からの信号に基づいて切換スイッチ 4 2 A がどの位置にあるかを判断し（ステップ S 1 0）、切換スイッチ 4 2 A が低速位置にあるときは低速制御処理をし（ステップ S 2 0）、切換スイッチ 4 2 A が高速位置に切り換わると、切換弁 4 1 A のソレノイド 4 1 A a に与える電気信号を ON として切換弁 4 1 A を第 2 位置 B に切り換え（ステップ S 3 0）、切換スイッチ 4 2 A が中速位置に切り換わると、切換弁 4 1 A のソレノイド 4 1 A b に与える電気信号を ON として切換弁 4 1 A を第 3 位置 C に切り換える（ステップ S 4 0）。切換スイッチ 4 2 A が低速位置にあるときの低速制御処理では、回転速度センサー 5 1, 5 2 からの信号に基づき前輪走行装置 1 2 の車軸 1 3 と後輪走行装置 2 2 の車軸 2 3 との速度差を検知し、この速度差が所定値以下であるときは、切換弁 4 1 A のソレノイド 4 1 A a, 4 1 b に与える電気信号をいずれも OFF とし、速度差が所定値を超えるとソレノイド 4 1 A a, 4 1 b のいずれかに与える電気信号を ON とし、油圧モータ 1 0, 2 0 のうち回転速度が大なる側の油圧モータへの圧油の供給を遮断するよう切換弁 4 1 A を第 2 位置 B、第 3 位置 C のいずれかに切り換える。

10

【 0 0 8 4 】

図 5 は低速制御処理の詳細を示すフローチャートである。

【 0 0 8 5 】

コントローラ 4 3 A は、回転速度センサー 5 1, 5 2 からの信号に基づいて前輪走行装置 1 2 の車軸 1 3 の回転速度と後輪走行装置 2 2 の車軸 2 3 の回転速度との速度差 ΔS ($\Delta S = \text{前輪車軸速度} - \text{後輪車軸速度}$) を計算し（ステップ S 1 0 0）、この速度差 ΔS が所定値以下であれば処理を終了し（ステップ S 1 2 0）、切換弁 4 1 A のソレノイド 4 1 A a, 4 1 b に与える電気信号をいずれも OFF とする。速度差 ΔS が所定値を超えると、更に、その速度差 ΔS が負の値かどうか（つまり前輪車軸速度より後輪車軸速度の方が大きいかどうか）を判定し（ステップ S 1 3 0）、Yes であれば（つまり前輪車軸速度より後輪車軸速度の方が大きければ）切換弁 4 1 A のソレノイド 4 1 A b に与える電気信号を ON として切換弁 4 1 A を第 3 位置 C に切り換（ステップ S 1 4 0）、No であれば（つまり後輪車軸速度より前輪車軸速度の方が大きければ）切換弁 4 1 A のソレノイド 4 1 A a に与える電気信号を ON として切換弁 4 1 A を第 2 位置 B に切り換える（ステップ S 1 5 0）。ステップ S 1 1 0 において、所定値としては、通常走行時の前後輪の速度変動を考慮し、0 に近い適当な値を設定する。

20

30

【 0 0 8 6 】

以上のように構成した本実施の形態では、オペレータが切換スイッチ 4 2 A を中速位置に操作することにより、低速 4 輪駆動モードと高速 2 輪駆動モードに加えて中速 2 輪駆動モードを選択可能である。

【 0 0 8 7 】

つまり、切換スイッチ 4 2 A が低速位置にあり、切換弁 4 1 A は図示の第 1 位置 A にあるときは低速 4 輪駆動モードとなり、切換スイッチ 4 2 A を高速位置に操作し、切換弁 4 1 A を図示の位置から第 2 位置 B に切り換えると、高速 2 輪駆動モードとなり、切換スイッチ 4 2 A を中速位置に操作し、切換弁 4 1 A を図示の位置から第 3 位置 C に切り換えると、中速 2 輪駆動モードとなる。

40

【 0 0 8 8 】

低速 4 輪駆動モードでは、前述したように、前輪側の減速機 1 1 と後輪側の減速機 2 1 の減速比の割合は 2 : 1 であるため、前輪側の油圧モータ 1 0 には後輪側の油圧モータ 2 0 の 2 倍の流量が作用し、結果として前後 2 : 1 の牽引力分配状態で走行が可能となる。高速 2 輪駆動モードでは、油圧ポンプ 1 の全ての圧油が後輪側の油圧モータ 2 0 に流入するため、低速 4 輪駆動モードの 4 輪駆動状態に対して 3 倍の回転速度（車速）が得られる。

【 0 0 8 9 】

中速 2 輪駆動モードでは、油圧ポンプ 1 の全ての圧油が前輪側の油圧モータ 1 0 に流入するため、低速 4 輪駆動モードの 1.5 (3/2) 倍、高速 2 輪駆動モードの 1/2 の回

50

転速度（車速）を得ることができる。また、このときの走行駆動トルクは前輪側の油圧モータ 10 のみで与えられるため、低速 4 輪駆動モードにおける駆動トルクの $2/3$ となる。つまり、中速 2 輪駆動モードにおける牽引力は低速 4 輪駆動モードで得られる牽引力（最大牽引力）の $2/3$ となる。

【0090】

ラフテレンリフトトラックには前述したように牽引作業、バケット作業、荷役作業などの各種作業がある。本実施の形態の H S T 走行システムをラフテレンリフトトラックに適用するとき、牽引作業は低速 4 輪駆動モードで行い、高速での車両移動は高速 2 輪駆動モードで行い、荷役作業は中速 2 輪駆動モードで行う。この場合、牽引作業、バケット作業、高速での車両移動では、第 1 の実施の形態で説明したのと同様に適切な牽引力と車速が得られる。

10

【0091】

また、2 速のトランスミッション（変速機）を使用する従来の H S T 走行システムでは、荷役作業を行う場合は、トランスミッションを低速ギアから高速ギアのいずれかを選択して行わざるを得なかった。しかし、低速ギアを選択した場合は、重牽引作業向けに牽引力重視のギア比であったため速度が足りず、エンジンが高回転で稼動するため効率が悪かった。また、高速ギアを選択した場合は、最高速度重視で逆に牽引力が足りないため、効率良く機械を駆動する速度と牽引力を得ることができなかった。

【0092】

本実施の形態においては、前輪 14 のみを駆動する中速 2 輪駆動モードでは低速 4 輪駆動モードと高速 2 輪駆動モードのほぼ中間の速度と牽引力（低速 4 輪駆動モードの $3/2$ 倍、高速 2 輪駆動モードの $1/2$ の回転速度（車速）と低速 4 輪駆動モードの $2/3$ 、高速 2 輪駆動モードの 2 倍の牽引力）が得られるため、作業効率が向上するだけでなく、オペレータの疲労（騒音、振動）も軽減できる。また、フォーク等の作業機は車体前部にあり、荷役作業時には主に前輪に車重が作用し、作業性を損なうこともない。

20

【0093】

また、本実施の形態では、低速 4 輪駆動モードで走行時、作業中の路面状況や前後輪の軸重配分の変化によって、前後いずれかの車軸が空転状態になった場合、回転速度センサー 51, 52 からの情報をコントローラ 43 が受信し、その差動状態を判断して切換弁 41A を駆動し、空転の発生していない前輪又は後輪側の油圧モータにのみ圧油を供給する。このような切換弁 41A の切り換え制御により、低速 4 輪駆動モードでの車輪空転時のオープンデフの状態を回避し、悪路走破性を向上することができる。

30

【0094】

以上のように本実施の形態によれば、第 1 の実施の形態と同じ効果が得られるとともに、中速 2 輪駆動モードで低速 4 輪駆動モードと高速 2 輪駆動モードのほぼ中間の速度と牽引力が得られるため、荷役作業等では適切な走行速度と牽引力が得られ、作業効率が向上する等の効果が得られる。

【0095】

また、低速 4 輪駆動モードでの車輪空転時のオープンデフの状態を回避し、悪路走破性を向上することができる。

40

【0096】

なお、以上の実施の形態では、2 つの油圧モータ 10, 20 の容量を等しくし、前輪側の減速機 11 の減速比を後輪側の減速機 21 の減速比より大きく（好ましくは $2 \sim 3 : 1$ 、より好ましくは $2 : 1$ に）設定したが、その目的は、油圧モータと減速機により前後輪の適切な牽引力配分を得るためであるので、前輪走行装置の駆動トルクを後輪走行装置の駆動トルクよりも大きく設定できれば、他の構成を採用してもよい。例えば、前輪側の減速機 11 の減速比と後輪側の減速機 21 の減速比を同じ（減速比割合を $1 : 1$ ）とし、前輪側の油圧モータ 10 の容量を後輪側の油圧モータ 20 の容量より大きく（或いは減速比割合を好ましくは $2 \sim 3 : 1$ 、より好ましくは $2 : 1$ に設定）してもよいし、減速比の選択と容量の選択を組み合わせ、結果的に、前輪走行装置の駆動トルクが後輪走行装置の

50

駆動トルクよりも大きくなるようにしていもよい。

【 0 0 9 7 】

また、第 2 の実施の形態では、切換スイッチ 4 2 A が低速、高速、中速の 3 位置を有する場合に切換弁 4 1 A を設け、低速 4 輪駆動モードでの車輪空転時のオープンデフの状態を回避したが、第 1 の実施の形態においてそのような制御を適用しても良い。この場合、第 1 の実施の形態の図 1 における切換弁 4 1 とコントローラ 4 3 を図 3 の切換弁 4 1 A とコントローラ 4 3 A に変え、コントローラ 4 3 A で切換スイッチ 4 2 が低速位置にあるとき図 5 に示し低速制御処理を行えばよい。

【 0 0 9 8 】

また、上記第 1 及び第 2 の実施の形態では、前輪側の油圧モータ 1 0 と減速機 1 1 は直結としたが、前輪側の油圧モータ 1 0 と減速機 1 1 との間にクラッチを設け、切換弁 4 1 , 4 1 A を油圧ポンプ 1 と油圧モータ 1 0 を切り離す位置（遮断位置或いは第 2 位置 B）に切り換えると同時にクラッチを O F F にしてもよく、これにより高速 2 輪駆動モードで走行時の油圧モータ 1 0 の連れ周りが無くなるため、走行負荷が減少し、エネルギー損失を低減できる。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 9 9 】

【 図 1 】 本発明の第 1 の実施の形態による H S T 走行システムの油圧構成図である。

【 図 2 】 本発明の H S T 走行システムが搭載される作業機械の一例として、ラフテレンリフトトラックの外観を示す図である。

【 図 3 】 本発明の第 1 の実施の形態による H S T 走行システムの油圧構成図である。

【 図 4 】 コントローラの処理内容を示すフローチャートである。

【 図 5 】 切換スイッチが低速位置にあるときのコントローラの処理内容（低速制御処理）を示すフローチャートである。

【 符号の説明 】

【 0 1 0 0 】

- 1 油圧ポンプ
- 2 エンジン
- 3 , 4 , 5 , 6 , 7 , 8 主管路
- 3 a , 3 b , 3 c , 4 a , 4 b 主管路
- 1 0 （前輪側）油圧モータ
- 1 1 減速機
- 1 2 走行装置
- 1 3 車軸
- 1 4 前輪
- 2 0 （後輪側）油圧モータ
- 2 1 減速機
- 2 2 走行装置
- 2 3 車軸
- 2 4 後輪
- 3 0 H S T 変速装置
- 4 1 切換弁
- 4 1 A 切換弁
- 4 2 切換スイッチ
- 4 2 A 切換スイッチ
- 4 3 コントローラ
- 4 3 A コントローラ
- 5 1 , 5 2 回転速度センサー

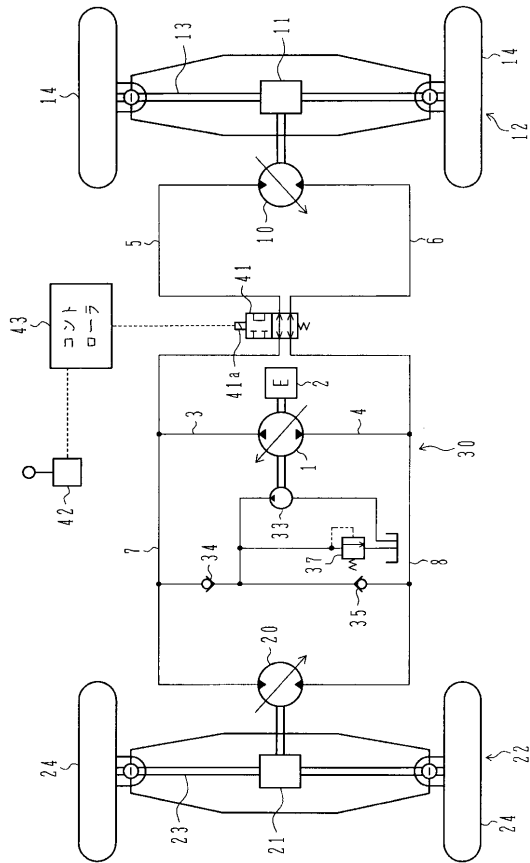
10

20

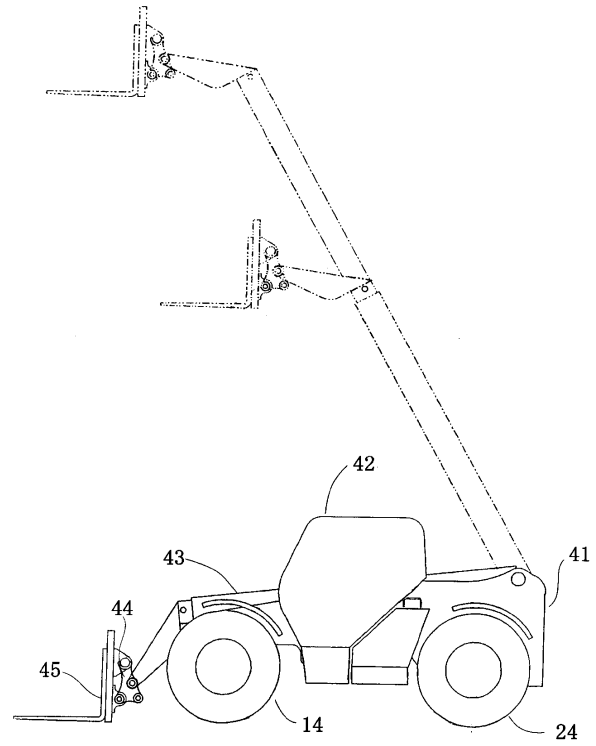
30

40

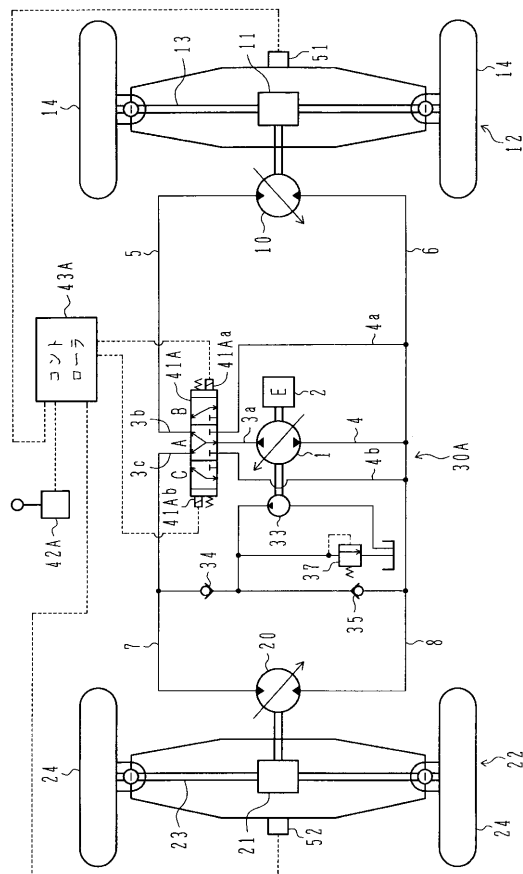
【図 1】



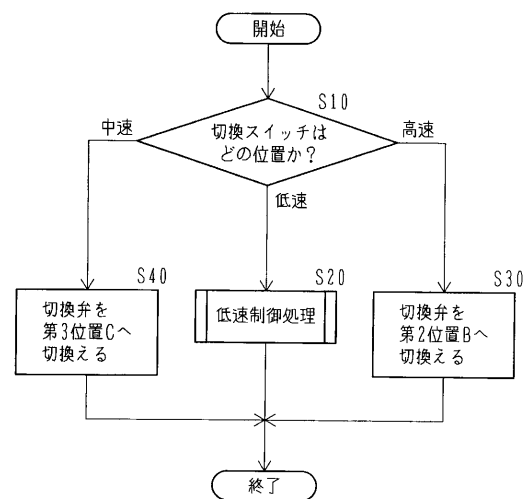
【図 2】



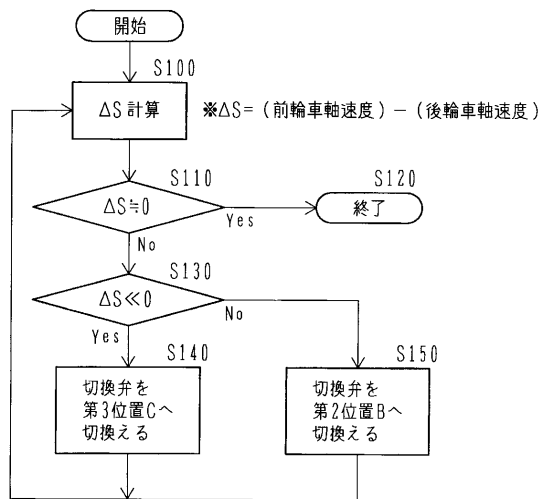
【図 3】



【図 4】



【図5】



フロントページの続き

(72)発明者 佐竹 英敏
茨城県土浦市神立町650番地
(72)発明者 一村 和弘
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
日立建機株式会社 土浦工場内

審査官 関口 勇

(56)参考文献 特開2004-210051(JP,A)
特開2004-210215(JP,A)
特開2002-345105(JP,A)
特開2003-025862(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
B60K 17/356
B60K 17/10
F16H 61/456