

(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2012-201264

(P2012-201264A)

(43) 公開日 平成24年10月22日(2012.10.22)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
B 6 0 K 17/10 (2006.01)	B 6 0 K 17/10	F 3 D 0 4 2
F 1 6 H 61/4139 (2010.01)	F 1 6 H 61/4139	3 J 0 5 3
	B 6 0 K 17/10	D

審査請求 未請求 請求項の数 1 O L (全 14 頁)

(21) 出願番号 特願2011-68621 (P2011-68621)
 (22) 出願日 平成23年3月25日 (2011. 3. 25)

(71) 出願人 000001878
 三菱農機株式会社
 島根県松江市東出雲町揖屋 6 6 7 番地 1
 (74) 代理人 100085394
 弁理士 廣瀬 哲夫
 (74) 代理人 100165456
 弁理士 鈴木 佑子
 (72) 発明者 安部 勝
 島根県八束郡東出雲町大字揖屋町 6 6 7 番
 地 1 三菱農機株式会社内
 Fターム(参考) 3D042 AA06 AB12 BA02 BA12 BA13
 BA16
 3J053 AB17 AB18 DA16

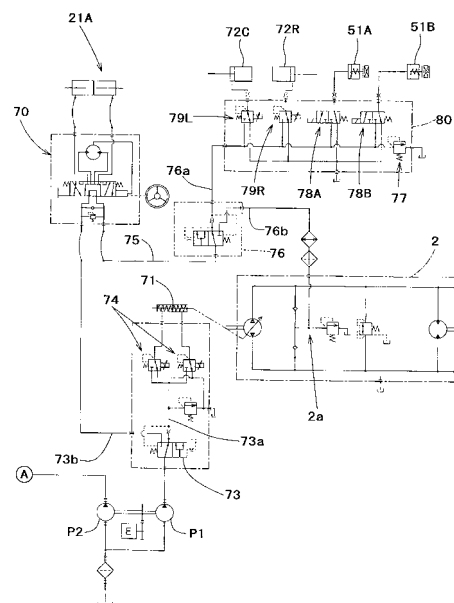
(54) 【発明の名称】 作業車両の油圧装置

(57) 【要約】

【課題】 H S T 仕様とギヤ仕様の走行系油圧装置を可及的に共用可能とする。

【解決手段】 油圧ポンプ P 1 からパワーステアリングユニット 7 0 に供給した作動油のリターン回路 7 5 に、パワーステアリングユニット 7 0 の戻り油を優先流回路 7 6 a と余剰流回路 7 6 b とに分流する優先分流弁 7 6 を介装し、該優先分流弁 7 6 の優先流回路 7 6 a に、作動圧設定用のリリーフ弁 7 7 を設けて、前輪 1 2 を後輪 1 3 よりも速く回転させる第二油圧クラッチ 5 1 B と、前輪 1 2 を後輪 1 3 と略同速で回転させる第一油圧クラッチ 5 1 A をそれぞれ切換弁 7 8 A、7 8 B を介して接続すると共に、旋回内側の後輪に制動をかけるブレーキシリンダ 7 2 L、7 2 R を減圧弁 7 9 L、7 9 R を介して接続し、優先分流弁 7 6 の余剰流回路 7 6 b に、静油圧式無段変速装置 2 のチャージ回路 2 a を接続する。

【選択図】 図 1 4



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

パワーステアリングユニットの戻り油を、他の油圧アクチュエータの作動油や、静油圧式無段変速装置のチャージ油として利用する作業車両において、

油圧ポンプからパワーステアリングユニットに供給した作動油のリターン回路に、パワーステアリングユニットの戻り油を優先流回路と余剰流回路とに分流する優先分流弁を介装し、該優先分流弁の優先流回路に、作動圧設定用のリリーフ弁を設けて、前輪を後輪よりも速く回転させる倍速クラッチと、前輪を後輪と略同速で回転させる四駆クラッチをそれぞれ切換弁を介して接続すると共に、旋回内側の後輪に制動をかけるブレーキシリンダを減圧弁を介して接続し、優先分流弁の余剰流回路に、静油圧式無段変速装置のチャージ回路を接続したことを特徴とする作業車両の油圧装置。

10

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、トラクタなどの作業車両の油圧装置に関する。

【背景技術】

【0002】

パワーステアリングユニットの戻り油を、他の油圧アクチュエータの作動油や、静油圧式無段変速装置のチャージ油として利用する作業車両が知られている。例えば、特許文献 1 に示される作業車両は、パワーステアリングユニットのリターン回路に、切換弁を介して P T O クラッチを接続すると共に、リリーフ弁を介して静油圧式無段変速装置のチャージ回路を接続している。

20

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献 1】特開 2 0 0 3 - 2 2 7 5 6 1 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

ところで、この種の作業車両では、静油圧式無段変速装置を用いて変速を行う仕様（以下、適宜 H S T 車という。）と、静油圧式無段変速装置を用いることなくギヤ変速機構のみで変速を行う仕様（以下、適宜ギヤ車という。）とがある場合、コストを削減するために両仕様の油圧装置を可及的に共用化することが求められる。

30

【0005】

しかしながら、特許文献 1 に示される作業車両では、H S T 車からギヤ車に変更するために、リリーフ弁のリリーフ回路を、静油圧式無段変速装置のチャージ回路に代えて、そのままドレン回路に接続すると、リリーフ弁のクラッキング圧が異なることから、リリーフ弁のパネ圧を変更したり、リリーフ弁自体を変更しなければならないため、仕様が異なる作業車両間における油圧装置の共用化が困難になるという問題があった。

【課題を解決するための手段】

40

【0006】

本発明は、上記の如き実情に鑑みこれらの課題を解決することを目的として創作されたものであって、パワーステアリングユニットの戻り油を、他の油圧アクチュエータの作動油や、静油圧式無段変速装置のチャージ油として利用する作業車両において、油圧ポンプからパワーステアリングユニットに供給した作動油のリターン回路に、パワーステアリングユニットの戻り油を優先流回路と余剰流回路とに分流する優先分流弁を介装し、該優先分流弁の優先流回路に、作動圧設定用のリリーフ弁を設けて、前輪を後輪よりも速く回転させる倍速クラッチと、前輪を後輪と略同速で回転させる四駆クラッチをそれぞれ切換弁を介して接続すると共に、旋回内側の後輪に制動をかけるブレーキシリンダを減圧弁を介して接続し、優先分流弁の余剰流回路に、静油圧式無段変速装置のチャージ回路を接続し

50

たことを特徴とする。

【発明の効果】

【0007】

請求項1の発明によれば、パワーステアリングユニットの戻り油を、静油圧式無段変速装置のチャージ油や、足回り関係の油圧アクチュエータの作動油として利用するので、専用の油圧ポンプを不要にしてコストダウンを図ることができる。また、静油圧式無段変速装置のチャージ回路には、優先分流弁の余剰流回路から余剰油を供給するので、HST車からギヤ車に変更する場合に、パワーステアリングユニットの戻り油を、優先分流弁を経由することなく、足回り関係の切換弁や減圧弁に直接供給するようにしても、作動圧設定用リリーフ弁の設定圧を変更する必要がなく、その結果、足回り関係の切換弁、減圧弁及び作動圧設定用のリリーフ弁をブロック化し、HST車とギヤ車で共用することが可能になる。

10

【図面の簡単な説明】

【0008】

【図1】トラクタの側面図である。

【図2】HST仕様のトランスミッションを搭載したトラクタの伝動構成を示す説明図である。

【図3】HST仕様のトランスミッションを示す概略展開断面図である。

【図4】ギヤ仕様のトランスミッションを搭載したトラクタの伝動構成を示す説明図である。

20

【図5】ギヤ仕様のトランスミッションを示す概略展開断面図である。

【図6】副変速機構及び超低速変速機構を示す展開断面図である。

【図7】副変速機構及び超低速変速機構の変速操作機構を示す側面図である。

【図8】副変速機構及び超低速変速機構の変速操作機構を示す正面図である。

【図9】副変速機構及び超低速変速機構の変速操作機構の作用説明図であり、(A)は低速変速状態、(B)は高速変速状態、(C)は超低速変速状態を示す図である。

【図10】従来例に係るミッションケースの断面形状を示す説明図である。

【図11】本発明の本実施形態に係るミッションケースの断面形状を示す説明図である。

【図12】従来例に係る油圧クラッチ装置の断面図である。

【図13】本発明の実施形態に係る油圧クラッチ装置の断面図である。

30

【図14】HST仕様のトランスミッションを搭載したトラクタの走行系油圧装置を示す油圧回路図である。

【図15】トラクタの作業系油圧装置(HST仕様、ギヤ仕様共通)を示す油圧回路図である。

【図16】ギヤ仕様のトランスミッションを搭載したトラクタの走行系油圧装置を示す油圧回路図である。

【発明を実施するための形態】

【0009】

以下、本発明の実施の形態について、図面に基づいて説明する。図1において、Tは農用のトラクタ(作業車両)であって、該トラクタTには、トランスミッション1が搭載されている。図2及び図3に示すトランスミッション1Aは、主変速装置及び前後進切換装置として静油圧式無段変速装置(HST)2を備えるHST仕様であり、図4及び図5に示すトランスミッション1Bは、静油圧式無段変速装置2に代えて、ギヤ変速式の主変速機構3及び前後進切換機構4を備えるギヤ仕様となっている。

40

【0010】

図2及び図3に示すように、HST仕様のトランスミッション1Aは、主クラッチ機構5を介してエンジンEの動力を入力すると共に、入力した動力を走行動力伝動経路6とPTO動力伝動経路7とに分岐させる。走行動力伝動経路6には、走行動力の無段変速及び正逆転を行う静油圧式無段変速装置2と、走行動力を所定の高速回転状態Hと所定の低速回転状態Lとに変速する副変速機構8と、走行動力を所定の超低速回転状態SLに変速す

50

る超低速変速機構 9 とが設けられており、これらの組み合わせによって高速走行領域、低速走行領域及び超低速走行領域 S L の各走行領域において無段変速及び前後進切換を行うことが可能となる。

【0011】

そして、上記の変速機構 2、8、9 で変速された走行動力は、それぞれデファレンシャル機構 10、11 を介して前輪 12 及び後輪 13 に伝動される。また、前輪動力伝動経路には、前輪 12 に伝達する動力を高低に変速又は切断する倍速伝動装置（油圧クラッチ装置）14 が設けられており、該倍速伝動装置 14 による動力の変速又は切断によって、旋回時における前輪倍速駆動や 4 駆、2 駆の切換えが行われるようになっている。尚、P T O 動力伝動経路 7 には、P T O 動力を変速する P T O 変速機構 15 が設けられており、こ

10

【0012】

一方、図 4 及び図 5 に示すように、ギヤ仕様のトランスミッション 1 B は、静油圧式無段変速装置 2 に代えて、ギヤ変速式の主変速機構 3 及び前後進切換機構 4 を備える点が H S T 仕様のトランスミッション 1 A と相違するが、その他の構成は、H S T 仕様のトランスミッション 1 A と共通化し、多くの部品を共用するようになっている。

【0013】

具体的に説明すると、トランスミッション 1 A、1 B は、クラッチハウジングケース 17 と、センターケース 18 と、デファレンシャルケース 19 とを連結して構成されるものとし、クラッチハウジングケース 17 には、両仕様共通の主クラッチ機構 5 を内装し、H S T 仕様のセンターケース 18 A には、静油圧式無段変速装置 2 を内装し、ギヤ仕様のセンターケース 18 B には、ギヤ変速式の主変速機構 3 及び前後進切換機構 4 を内装し、デファレンシャルケース 19 には、両仕様共通の副変速機構 8、超低速変速機構 9、倍速伝動装置 14 及び P T O 変速機構 15 を内装する。このようにすると、センターケース 18 A、18 B 以外の部分を共通化できるので、両仕様間で多くの部品を共用し、大幅なコストダウンを図ることが可能になる。

20

【0014】

以下、本発明の実施形態に係るトランスミッション 1 の特徴的な構成である副変速機構 8 及び超低速変速機構 9 の変速操作機構 20 と、倍速伝動装置 14 と、走行系油圧装置 21 及び作業系油圧装置 22 について、図 6 ~ 図 16 を参照して説明する。

30

【0015】

静油圧式無段変速装置 2 又は主変速機構 3 で変速された走行動力は、第一走行伝動軸 23 及び第二走行伝動軸 24 を介してにてさらに変速（副変速及び超低速変速）てからを介して前輪 12 や後輪 13 に伝動される。副変速機構 8 は、第二走行伝動軸 24 にスプライン嵌合する第一変速ギヤ 25 の選択的なスライド噛み合い操作に応じて、走行動力を所定の高速回転状態 H と所定の低速回転状態 L とに変速し、超低速変速機構 9 は、第一走行伝動軸 23 にスプライン嵌合する第二変速ギヤ 26 の選択的なスライド噛み合い操作に応じて、走行動力を所定の超低速回転状態 S L に変速するように構成されている。

【0016】

第一変速ギヤ 25 は、低速ギヤ部 25 a と高速ギヤ部 25 b を一体的に備え、これらのギヤ部 25 a、25 b が、第一走行伝動軸 23 上に回転自在に遊嵌する伝動ギヤ 27 に選択的に噛合される。伝動ギヤ 27 は、第一変速ギヤ 25 と選択的に噛合される低速ギヤ部 27 a、超低速ギヤ部 27 b 及び高速ギヤ部 27 c を一体的に備える他、第二変速ギヤ 26 が選択的に噛合される内歯状の低高速ギヤ部 27 d を一体的に備えている。

40

【0017】

第二変速ギヤ 26 は、一つのギヤ部 26 a を備え、該ギヤ部 26 a が、伝動ギヤ 27 の低高速ギヤ部 27 d、又は超低速伝動軸 28 にスプライン嵌合される超低速伝動ギヤ 29 に選択的に噛合される。超低速伝動軸 28 は、さらにギヤ部 28 a を一体的に備え、該ギヤ部 28 a は、伝動ギヤ 27 の高速ギヤ部 25 b に常時噛合されている。

【0018】

50

第一変速ギヤ 25 及び第二変速ギヤ 26 は、変速操作機構 20 を介して一本の変速操作レバー 30 に連動連結されている。変速操作機構 20 は、図 6 に示すように、変速操作レバー 30 の直線的な操作に応じて、第一変速ギヤ 25 及び第二変速ギヤ 26 を同時にスライド噛み合い操作するように構成され、該噛み合い操作によって、路上走行に適した高速走行状態と、作業走行に適した低速走行状態及び超低速走行状態が現出される。このようにすると、変速操作レバー 30 の変速操作パターンを単純にできるだけでなく、変速操作レバー 30 の変速操作範囲を小さくし、変速時の操作性を向上させることができる。

【0019】

具体的に説明すると、変速操作レバー 30 を低速位置 L に操作した場合は、第一変速ギヤ 25 の低速ギヤ部 25a が伝動ギヤ 27 の低速ギヤ部 27a に噛み合し、第二変速ギヤ 26 のギヤ部 26a が伝動ギヤ 27 の低高速ギヤ部 27d に噛み合うので、第一走行伝動軸 23 の動力が、「第二変速ギヤ 26 のギヤ部 26a → 伝動ギヤ 27 の低高速ギヤ部 27d → 伝動ギヤ 27 の低速ギヤ部 27a → 第一変速ギヤ 25 の低速ギヤ部 25a」という伝動経路を経て第二走行伝動軸 24 に低速回転動力として伝動される。

10

【0020】

また、変速操作レバー 30 を高速位置 H に操作した場合は、第一変速ギヤ 25 の高速ギヤ部 25b が伝動ギヤ 27 の高速ギヤ部 27c に噛み合し、第二変速ギヤ 26 のギヤ部 26a が伝動ギヤ 27 の低高速ギヤ部 27d に噛み合うので、第一走行伝動軸 23 の動力が、「第二変速ギヤ 26 のギヤ部 26a → 伝動ギヤ 27 の低高速ギヤ部 27d → 伝動ギヤ 27 の高速ギヤ部 27c → 第一変速ギヤ 25 の高速ギヤ部 25b」という伝動経路を経て第二

20

【0021】

また、変速操作レバー 30 を超低速位置 SL に操作した場合は、第一変速ギヤ 25 の低速ギヤ部 25a が伝動ギヤ 27 の超低速ギヤ部 27b に噛み合し、第二変速ギヤ 26 のギヤ部 26a が超低速伝動ギヤ 29 に噛み合うので、第一走行伝動軸 23 の動力が、「第二変速ギヤ 26 のギヤ部 26a → 超低速伝動ギヤ 29 → 超低速伝動軸 28 のギヤ部 28a → 伝動ギヤ 27 の高速ギヤ部 27c → 伝動ギヤ 27 の超低速ギヤ部 27b → 第一変速ギヤ 25 の低速ギヤ部 25a」という伝動経路を経て第二走行伝動軸 24 に超低速回転動力として伝動される。尚、変速操作レバー 30 をニュートラル位置 N に操作した場合は、第一変速ギヤ 25 と伝動ギヤ 27 との噛み合いが解除されるので、第二走行伝動軸 24 への動力伝動は断たれる。

30

【0022】

変速操作機構 20 は、変速操作レバー 30 の直線的な操作に応じて、第一変速ギヤ 25 及び第二変速ギヤ 26 を同時にスライド噛み合い操作するにあたり、第一変速ギヤ 25 の移動距離 L25 と第二変速ギヤ 26 の移動距離 L26 とを相違させるように構成されている。このようにすると、両変速ギヤ 25、26 の移動距離 L25、L26 を無駄に一致させる必要がなくなるので、いずれかの変速ギヤ 25、26 の移動距離 L25、L26 を小さくし、変速機構のコンパクト化が図れる。たとえば、本実施形態では、第一変速ギヤ 25 に比して伝達トルクが小さい第二変速ギヤ 26 の歯厚を小さくし、かつ、該第二変速ギヤ 26 の移動距離 L26 を小さくすることにより変速装置のコンパクト化を実現している。

40

【0023】

図 7 ~ 図 10 に示すように、本実施形態の変速操作機構 20 は、第一変速操作軸 31 の回動に応じて、第一変速ギヤ 25 を移動させる第一変速操作アーム 32 と、第二変速操作軸 33 の回動に応じて、第二変速ギヤ 26 を移動させる第二変速操作アーム 34 と、第一変速操作軸 31 に設けられる第一連結アーム 35 と、第二変速操作軸 33 に設けられる第二連結アーム 36 と、第一連結アーム 35 と第二連結アーム 36 とを連結する長さ調整自在な連結ロッド 37 とを備えており、第一変速操作軸 31 を変速操作レバー 30 に連結し、該変速操作レバー 30 に操作に応じて、第一変速操作アーム 32 及び第二変速操作アーム 34 を同時に回動させるように構成されている。

50

【 0 0 2 4 】

ここで、第一変速操作アーム 3 2 は、シフト軸 3 8 及びシフトフォーク 3 9 を介して第一変速ギヤ 2 5 を間接的に移動させる一方、第二変速操作アーム 3 4 は、第二変速ギヤ 2 6 を直接移動させるようになっている。これにより、シフト軸 3 8 に設けられるデテント機構 4 0 を利用して両変速ギヤ 2 5、2 6 の位置保持が可能になる。

【 0 0 2 5 】

本実施形態では、第一変速操作アーム 3 2 と第二変速操作アーム 3 4 とのアーム長 L 3 2、L 3 4 を異ならせることにより、変速操作レバー 3 0 の操作に応じた第一変速ギヤ 2 5 の移動距離 L 2 5 と第二変速ギヤ 2 6 の移動距離 L 2 6 とを相違させる。このようにすると、簡単な構成で両変速ギヤ 2 5、2 6 の移動距離を精度良く相違させることができる。また、第一連結アーム 3 5 と第二連結アーム 3 6 のアーム長を異ならせることで両変速ギヤ 2 5、2 6 の移動距離を相違させる場合に比べ、両変速ギヤ 2 5、2 6 の噛み合いに係るタイミング調整（連結ロッド 3 7 の長さ調整）を容易にすることができる。

【 0 0 2 6 】

ところで、ミッションケース（センターケース 1 8、デファレンシャルケース 1 9 など）には、オイルが充填され、このオイルがギヤの回転などで攪拌されることにより、トランスミッション 1 の潤滑、防錆、冷却などが行われる。しかしながら、図 1 0 に示すような従来のミッションケース形状では、ケース下部がフラットで、その左右端 A の R 形状が小さいので、オイルの攪拌抵抗が大きくなって動力の伝達効率が低下するだけでなく、外力による負荷が発生しやすいという問題があった。

【 0 0 2 7 】

そこで、本実施形態では、図 1 1 に示すように、ミッションケースのケース下部を円弧状とした。このようにすると、オイルの攪拌抵抗が小さくなるので、動力の伝達効率を向上させることができる。また、ケース下部の左右端に大きな R 形状を確保することにより、外力による負荷の発生を避けることができるだけでなく、ミッションケースの小型化やオイル量の削減も図ることができる。

【 0 0 2 8 】

次に、倍速伝動装置 1 4 について、図 1 2 及び図 1 3 を参照して説明する。

【 0 0 2 9 】

倍速伝動装置 1 4 は、前輪伝動軸 5 0 上に並設される第一油圧クラッチ（四駆クラッチ）5 1 及び第二油圧クラッチ（倍速クラッチ）5 1 B を備え、第一油圧クラッチ 5 1 A で第一伝動経路（等速伝動経路）5 2 A と前輪伝動軸 5 0 との間の伝動を入り切りし、第二油圧クラッチ 5 1 B で第二伝動経路（倍速伝動経路）5 2 B と前輪伝動軸 5 0 との間の伝動を入り切りするように構成されている。そして、第一油圧クラッチ 5 1 及び第二油圧クラッチ 5 2 を切りとすることにより、後輪 1 3 のみが駆動する二輪駆動状態を現出し、第一油圧クラッチ 5 1 のみを入りとすることにより、前輪 1 2 が後輪 1 3 と等速駆動する四輪駆動状態を現出し、第二油圧クラッチ 5 2 のみを入りとすることにより、前輪 1 2 が後輪 1 3 の倍速で駆動する前輪倍速状態（機体旋回時）を現出させるようになっている。

【 0 0 3 0 】

しかしながら、図 1 2 に示すように、第一油圧クラッチ 1 0 1 A 及び第二油圧クラッチ 1 0 1 B を備える従来の油圧クラッチ装置 1 0 0 は、伝動軸 1 0 2 上にベアリング 1 0 3 A、1 0 3 B を介して回転自在に支持した第一クラッチハブ 1 0 4 A、第二クラッチハブ 1 0 4 B をそれぞれ第一伝動経路 1 0 5 A、第二伝動経路 1 0 5 B に接続する一方、伝動軸 1 0 2 上に第一クラッチドラム及び第二クラッチドラムを兼ねるクラッチケース 1 0 6 を固定し、該クラッチケース 1 0 6 に内装した第一クラッチピストン 1 0 7 A、第二クラッチピストン 1 0 7 B によって各油圧クラッチ 1 0 1 A、1 0 1 B の摩擦板 1 0 8 A、1 0 8 B を押圧するように構成されていたので、外径寸法が大きくなり、装置のコンパクト化を妨げるという問題があった。

【 0 0 3 1 】

つまり、従来の油圧クラッチ装置 1 0 0 では、伝動軸 1 0 2 上にベアリング 1 0 3 A

10

20

30

40

50

、１０３Ｂを介してクラッチハブ１０４Ａ、１０４Ｂを支持しているので、クラッチハブ１０４Ａ、１０４Ｂ自体の外径が大きくなり、しかも、クラッチケース１０６の伝動軸固定部分と、クラッチハブ１０４Ａ、１０４Ｂの摩擦板係合部分と、クラッチケース１０６の摩擦板係合部分とが外径方向に重なり合うように配置されるので、クラッチケース１０６の外形寸法が大きくなることを回避することが困難であった。

【００３２】

そこで、本発明の実施形態に係る倍速伝動装置１４は、下記のように構成することにより上記の問題を解決している。つまり、倍速伝動装置１４において、第一油圧クラッチ５１Ａは、前輪伝動軸５０に固定される第一クラッチハブ５３Ａと、第一クラッチハブ５３Ａの外周に回転自在に遊嵌し、第一伝動経路５２Ａに接続される第一クラッチドラム５４Ａと、第一クラッチドラム５４Ａと第一クラッチハブ５３Ａとにそれぞれ係合して交互に重なり合う複数の第一クラッチ摩擦板５５Ａと、を備え、第二油圧クラッチ５１Ｂは、前輪伝動軸５０に固定される第二クラッチハブ５３Ｂと、第二クラッチハブ５３Ｂの外周に回転自在に遊嵌し、第二伝動経路５２Ｂに接続される第二クラッチドラム５４Ｂと、第二クラッチドラム５４Ｂと第二クラッチハブ５３Ｂとにそれぞれ係合して交互に重なり合う複数の第二クラッチ摩擦板５５Ｂと、を備え、第一油圧クラッチ５１Ａと第二油圧クラッチ５１Ｂとの間の前輪伝動軸５０上には、第一クラッチピストン５６Ａ及び第二クラッチピストン５６Ｂを出没自在に内装するシリンダ５７が配置され、第一クラッチピストン５６Ａは、第一クラッチ摩擦板５５Ａを第一クラッチドラム５４Ａの内壁５４ａに向けて押圧し、第二クラッチピストン５６Ｂは、第二クラッチ摩擦板５５Ｂを第二クラッチドラム５４Ｂの内壁５４ａに向けて押圧するように構成されている。

【００３３】

このようにすると、第一クラッチハブ５３Ａ及び第二クラッチハブ５３Ｂを前輪伝動軸５０上に固定するので、ベアリングを介して前輪伝動軸５０上に回転自在に支持する従来に比べ、第一クラッチハブ５３Ａ及び第二クラッチハブ５３Ｂの外径を小さくできるだけでなく、第一クラッチハブ５３Ａや第二クラッチハブ５３Ｂの外周側に配置される第一クラッチドラム５４Ａや第二クラッチドラム５４Ｂの外径も小さくし、装置全体をコンパクトに構成することができる。しかも、第一クラッチピストン５６Ａ及び第二クラッチピストン５６Ｂは、摩擦板５５Ａ、５５Ｂを第一クラッチドラム５４Ａや第二クラッチドラム５４Ｂの内壁５４ａに向けて押圧するので、受圧板やその抜止め部材も不要にし、部品点数の削減やコストダウンが図れる。

【００３４】

以下、油圧クラッチ５１Ａ、５１Ｂの各部について詳細に説明する。ただし、両油圧クラッチ５１Ａ、５１Ｂの共通部品は、第一、第二の種別を省略して説明する。

【００３５】

クラッチハブ５３は、前輪伝動軸５０にスプライン嵌合する筒状部材であり、その外周のピストン側に複数の摩擦板５５が係合され、外周の反ピストン側にクラッチドラム５４が回転自在に遊嵌（メタルタッチ）されている。また、内周のピストン側には、ピストン５６の戻しスプリング５８を内装する段差部５３ａが形成されている。

【００３６】

クラッチドラム５４は、クラッチハブ５３に遊嵌する筒状部材であり、そのピストン側には、複数の摩擦板５５が係合されるドラム部５４ｂが形成される一方、反ピストン側には、第一伝動経路５２Ａ又は第二伝動経路５２Ｂのギヤに噛合するギヤ部５４ｃが形成されている。ドラム部５４ｂは、ピストン側が開口する有底筒状であり、その底面部が前記の内壁５４ａとして機能するようになっている。

【００３７】

摩擦板５５は、クラッチドラム５４とクラッチハブ５３とにそれぞれ係合して交互に重なり合い、ピストン５６の押圧力が作用しない状態では、互いの摺動を許容してクラッチドラム５４とクラッチハブ５３の間の伝動を断ち、ピストン５６の押圧力が作用する状態では、互いの摺動を規制してクラッチドラム５４とクラッチハブ５３を一体的に回転させる。

【 0 0 3 8 】

シリンダ 5 7 は、第一クラッチピストン 5 6 A 及び第二クラッチピストン 5 6 B を背中合わせ状に出没自在に内装し、前輪伝動軸 5 0 に形成される油路を介して供給される作動油に応じて、各クラッチピストン 5 6 を選択的に突出動作させる。

【 0 0 3 9 】

本実施形態のピストン 5 6 は、摩擦板 5 5 よりも外径が小さくなるように形成され、ライナ 5 9 を介して摩擦板 5 5 を押圧するように構成されている。このようにすると、クラッチピストン 5 6 の外径を小さくできるので、装置全体のコンパクト化に寄与できるだけでなく、ライナ 5 9 を介して摩擦板 5 5 を押圧することにより、摩擦板 5 5 の面圧を適正化することができる。

10

【 0 0 4 0 】

次に、走行系油圧装置 2 1 及び作業系油圧装置 2 2 について、図 1 4 ~ 図 1 6 を参照して説明する。

【 0 0 4 1 】

トラクタ T には、走行系油圧装置 2 1 に作動油を供給する油圧ポンプ P 1 と、作業系油圧装置 2 2 に作動油を供給する油圧ポンプ P 2 とが設けられている。作業系油圧装置 2 2 は、H S T 仕様、ギヤ仕様共通であり、優先分流弁 6 0 の優先流回路 6 0 a にリフトロッド用の切換弁 6 1 を介してリフトロッドシリンダ（作業機左右傾斜用アクチュエータ）6 2 を接続し、優先分流弁 6 0 の余剰流回路 6 0 b にリフトアーム用の切換弁 6 3 を介してリフトアームシリンダ 6 4 を接続して構成されている。

20

【 0 0 4 2 】

図 1 4 に示すように、H S T 仕様の走行系油圧装置 2 1 A は、パワーステアリングユニット 7 0 と、静油圧式無段変速装置 2 の斜板制御用シリンダ 7 1 と、前輪 1 2 を後輪 1 3 よりも速く回転させる倍速クラッチとして機能する前述の第二油圧クラッチ 5 1 B と、前輪 1 2 を後輪 1 3 と略同速で回転させる四駆クラッチとして機能する前述の第一油圧クラッチ 5 1 A と、旋回内側の後輪 1 3 に制動をかける左右一対のブレーキシリンダ 7 2 L、7 2 R とを作動させると共に、静油圧式無段変速装置 2 のチャージ回路 2 a にチャージ油を供給するように構成されている。

【 0 0 4 3 】

本実施形態の走行系油圧装置 2 1 A では、まず、油圧ポンプ P 1 に優先分流弁 7 3 を接続し、該優先分流弁 7 3 の優先流回路 7 3 a に、一対の減圧弁 7 4 を介して斜板制御用シリンダ 7 1 を接続する一方、優先分流弁 7 3 の余剰流回路 7 3 b にパワーステアリングユニット 7 0 を接続している。

30

【 0 0 4 4 】

このようにすると、斜板制御用シリンダ 7 1 に必要な流量を確実に供給できるので、静油圧式無段変速装置 2 による変速制御を安定化することができる。また、パワーステアリングユニット 7 0 には、余剰流回路 7 3 b からの余剰油が供給されるが、あらかじめアイドリング時における油圧ポンプ P 1 の吐出流量をパワーステアリングユニット 7 0 及び斜板制御用シリンダ 7 1 の合計必要流量を超えるように設定しておけば、パワーステアリングユニット 7 0 において流量不足が生じることはない。また、圧力制御弁を介してパワーステアリングユニット 7 0 と斜板制御用シリンダ 7 1 に作動油を供給することも可能であるが、圧力制御弁に比して優先分流弁 7 3 の方が安価なのでコスト的に優位性がある。

40

【 0 0 4 5 】

次に、走行系油圧装置 2 1 A では、パワーステアリングユニット 7 0 の戻り油を、他の油圧アクチュエータの作動油や、静油圧式無段変速装置 2 のチャージ油として利用するにあたり、油圧ポンプ P 1 からパワーステアリングユニット 7 0 に供給した作動油のリターン回路 7 5 に、パワーステアリングユニット 7 0 の戻り油を優先流回路 7 6 a と余剰流回路 7 6 b とに分流する優先分流弁 7 6 を介装し、該優先分流弁 7 6 の優先流回路 7 6 a に、作動圧設定用のリリーフ弁 7 7 を設けて、第一油圧クラッチ 5 1 A 及び第二油圧クラッ

50

チ 5 1 B をそれぞれ切換弁 7 8 A、7 8 B を介して接続すると共に、左右一対のブレーキシリンダ 7 2 L、7 2 R をそれぞれ減圧弁 7 9 L、7 9 R を介して接続し、優先分流弁 7 6 の余剰流回路 7 6 b に、静油圧式無段変速装置 2 のチャージ回路 2 a を接続している。

【 0 0 4 6 】

このようにすると、パワーステアリングユニット 7 0 の戻り油を、静油圧式無段変速装置 2 のチャージ油 2 a や、足回り関係の油圧アクチュエータの作動油として利用することで、専用の油圧ポンプを不要にしてコストダウンを図ることができる。また、静油圧式無段変速装置 2 のチャージ回路 2 a には、優先分流弁 7 6 の余剰流回路 7 6 b から余剰油を供給するので、H S T 仕様からギヤ仕様に変更する場合に、パワーステアリングユニット 7 0 の戻り油を、優先分流弁 7 6 を経由することなく、足回り関係の切換弁 7 8 A、7 8 B や減圧弁 7 9 L、7 9 R に直接供給するようにしても、作動圧設定用リリーフ弁 7 7 の設定圧を変更する必要がなく、その結果、足回り関係の切換弁 7 8 A、7 8 B、減圧弁 7 9 L、7 9 R 及び作動圧設定用のリリーフ弁 7 7 をブロック化した弁ユニット 8 0 を構成し、H S T 仕様とギヤ仕様で共用することが可能になる。つまり、図 1 6 に示すように、ギヤ仕様の走行系油圧回路 2 1 B は、油圧ポンプ P 1 からパワーステアリングユニット 7 0 に供給した作動油のリターン回路 7 5 に、H S T 仕様と同じ弁ユニット 8 0 を介して、第一油圧クラッチ 5 1 A、第二油圧クラッチ 5 1 B 及び左右一対のブレーキシリンダ 7 2 L、7 2 R を接続して構成することができる。

【 0 0 4 7 】

叙述の如く構成された本実施形態によれば、パワーステアリングユニット 7 0 の戻り油を、他の油圧アクチュエータの作動油や、静油圧式無段変速装置 2 のチャージ油として利用するトラクタ T において、油圧ポンプ P 1 からパワーステアリングユニット 7 0 に供給した作動油のリターン回路 7 5 に、パワーステアリングユニット 7 0 の戻り油を優先流回路 7 6 a と余剰流回路 7 6 b とに分流する優先分流弁 7 6 を介装し、該優先分流弁 7 6 の優先流回路 7 6 a に、作動圧設定用のリリーフ弁 7 7 を設けて、前輪 1 2 を後輪 1 3 よりも速く回転させる第二油圧クラッチ 5 1 B と、前輪 1 2 を後輪 1 3 と略同速で回転させる第一油圧クラッチ 5 1 A をそれぞれ切換弁 7 8 A、7 8 B を介して接続すると共に、旋回内側の後輪に制動をかけるブレーキシリンダ 7 2 L、7 2 R を減圧弁 7 9 L、7 9 R を介して接続し、優先分流弁 7 6 の余剰流回路 7 6 b に、静油圧式無段変速装置 2 のチャージ回路 2 a を接続したので、パワーステアリングユニット 7 0 の戻り油を、静油圧式無段変速装置 2 のチャージ油や、足回り関係の油圧アクチュエータの作動油として利用するものでありながら、H S T 仕様からギヤ仕様に変更する場合に、パワーステアリングユニット 7 0 の戻り油を、優先分流弁 7 6 を経由することなく、足回り関係の切換弁 7 8 A、7 8 B や減圧弁 7 9 L、7 9 R に直接供給するようにしても、作動圧設定用リリーフ弁 7 7 の設定圧を変更する必要がなく、その結果、足回り関係の切換弁 7 8 A、7 8 B、減圧弁 7 9 L、7 9 R 及び作動圧設定用のリリーフ弁 7 7 をブロック化し、H S T 仕様とギヤ仕様で共用することが可能になる。

【 符号の説明 】

【 0 0 4 8 】

- 1 トランスミッション
- 2 静油圧式無段変速装置
- 2 a チャージ回路
- 1 4 倍速伝動装置
- 2 1 A 走行系油圧装置
- 2 2 B 作業系油圧装置
- 5 1 A 第一油圧クラッチ
- 5 1 B 第二油圧クラッチ
- 7 0 パワーステアリングユニット
- 7 2 ブレーキシリンダ
- 7 5 リターン回路

10

20

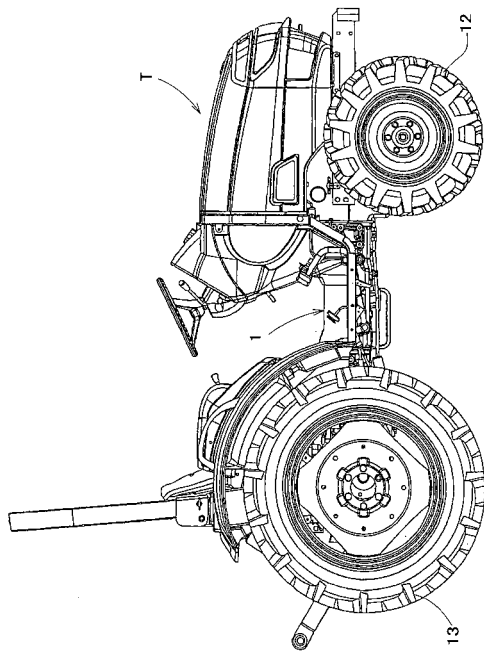
30

40

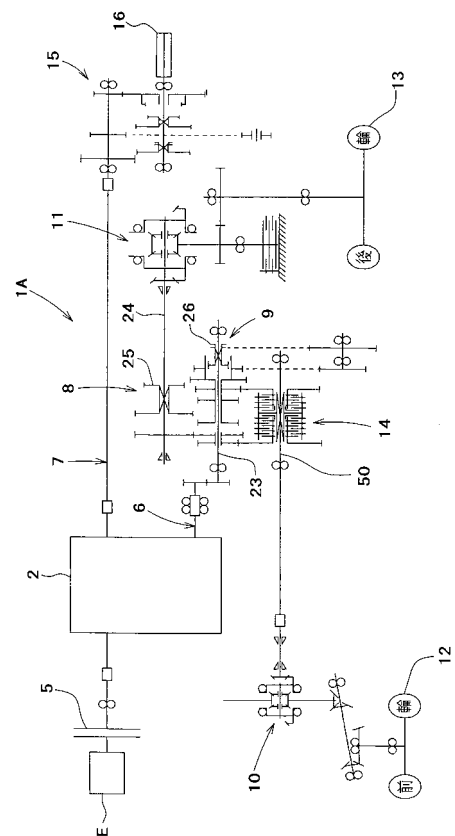
50

- 7 6 優先分流弁
- 7 6 a 優先流回路
- 7 6 b 余剰流回路
- 7 7 作動圧設定用リリーフ弁
- 7 8 切換弁
- 7 9 減圧弁
- 8 0 弁ユニット

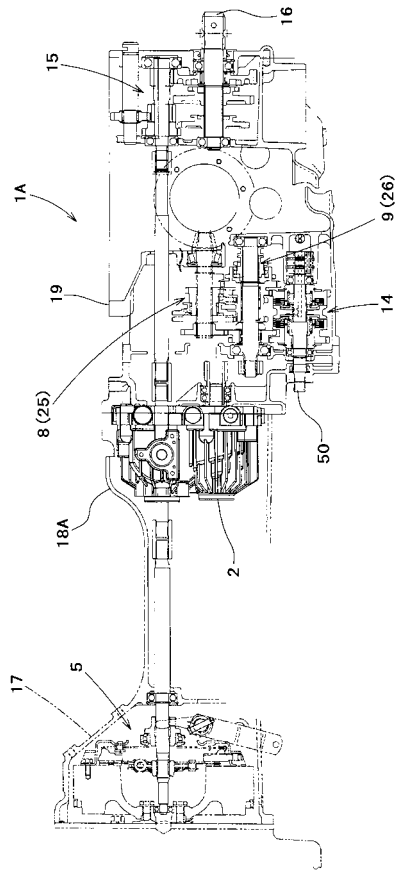
【図 1】



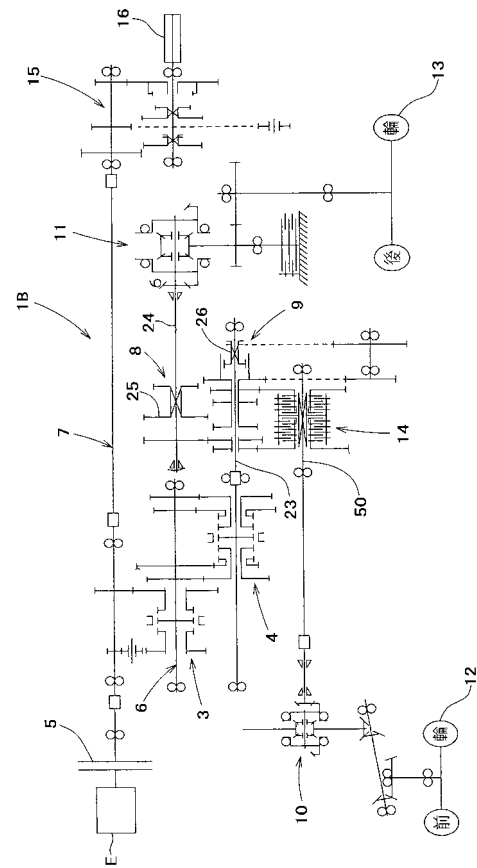
【図 2】



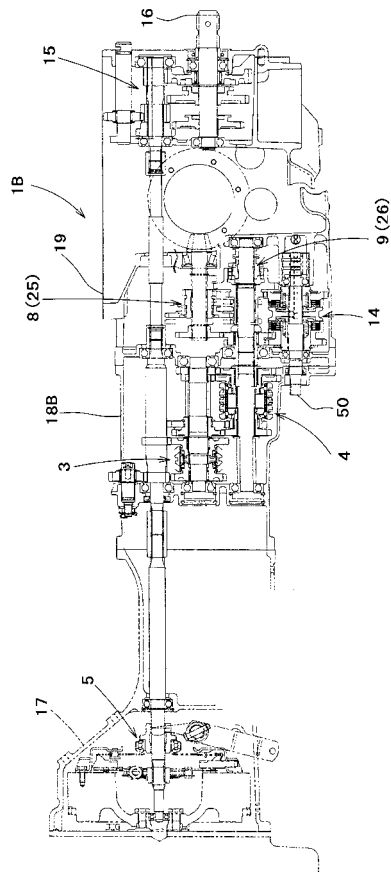
【図 3】



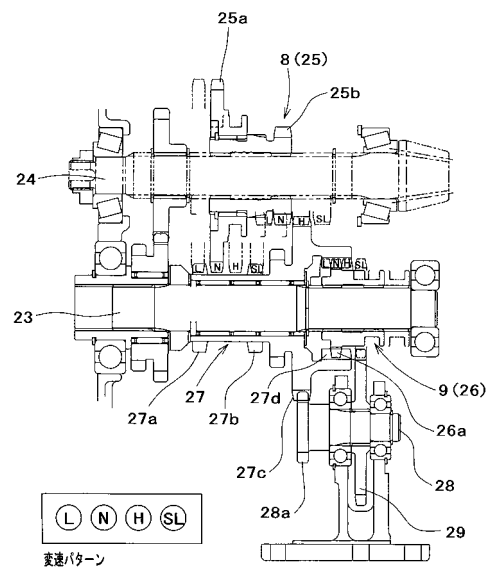
【図 4】



【図 5】

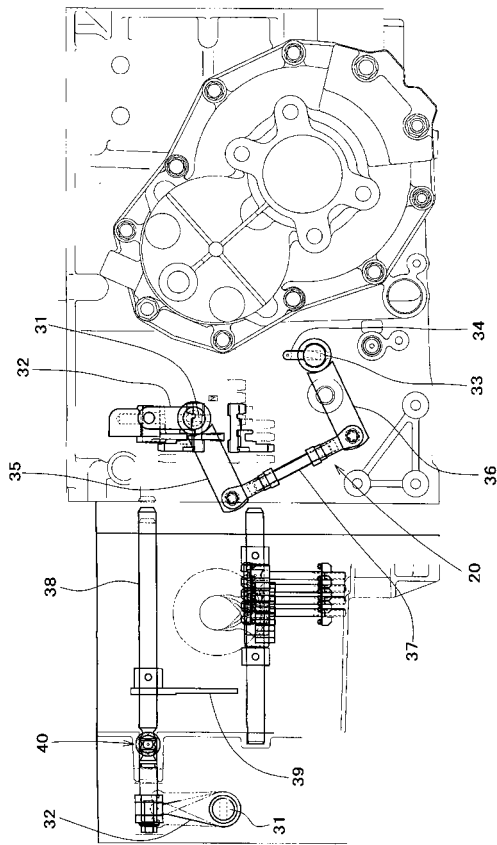


【図 6】

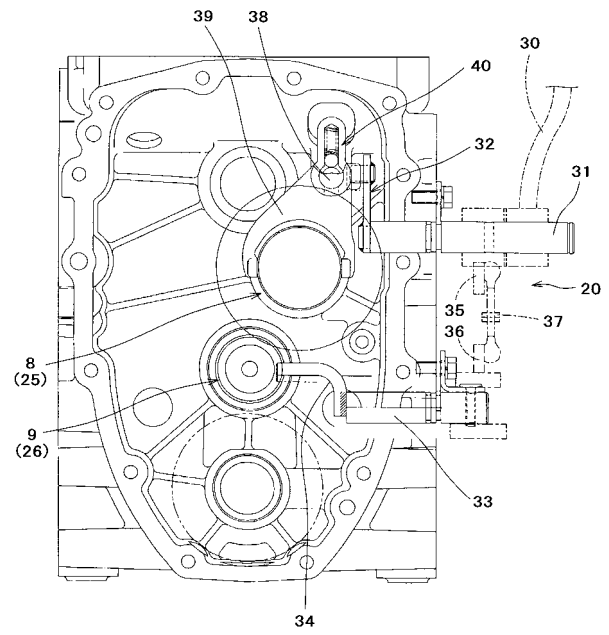


(L) (N) (H) (SL)
 変速パターン

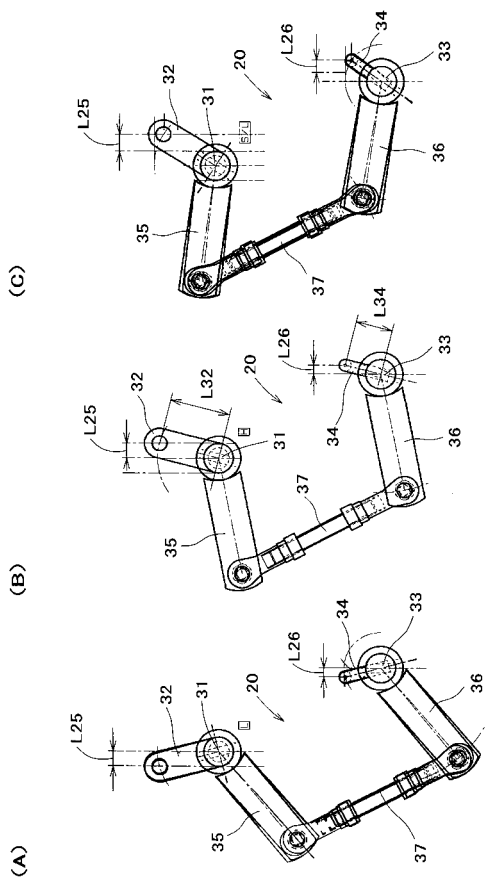
【図 7】



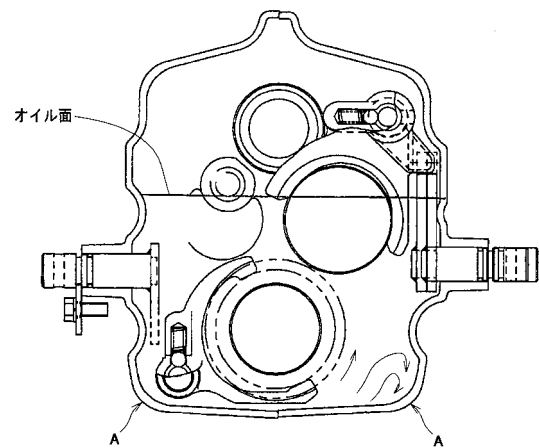
【図 8】



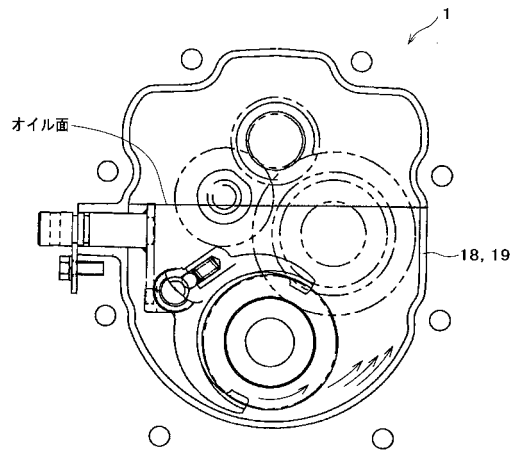
【図 9】



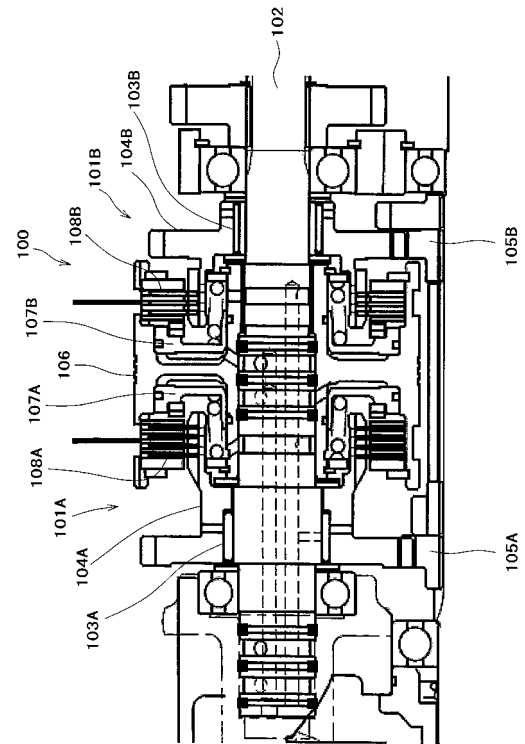
【図 10】



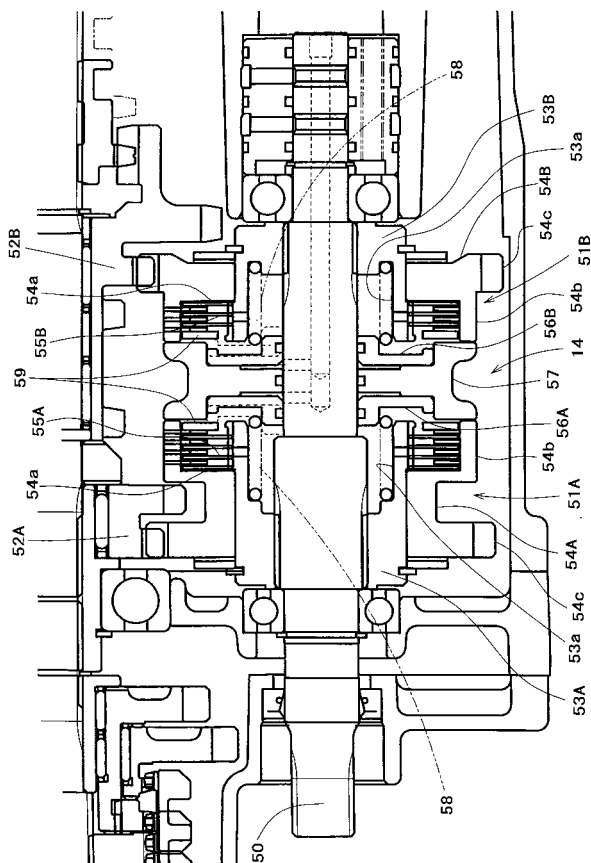
【図 1 1】



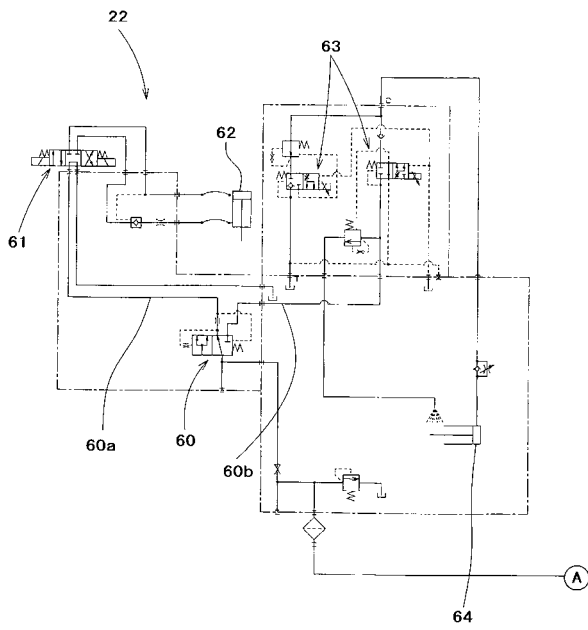
【図 1 2】



【図 1 3】



【図 15】



【図 16】

