

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第4589575号
(P4589575)

(45) 発行日 平成22年12月1日 (2010. 12. 1)

(24) 登録日 平成22年9月17日 (2010. 9. 17)

(51) Int. Cl.	F 1
F 1 6 H 39/14 (2006. 01)	F 1 6 H 39/14
F 1 6 H 47/02 (2006. 01)	F 1 6 H 47/02 A

請求項の数 4 (全 25 頁)

(21) 出願番号	特願2001-196299 (P2001-196299)	(73) 特許権者	000006781
(22) 出願日	平成13年6月28日 (2001. 6. 28)		ヤンマー株式会社
(65) 公開番号	特開2003-14079 (P2003-14079A)		大阪府大阪市北区茶屋町 1 番 3 2 号
(43) 公開日	平成15年1月15日 (2003. 1. 15)	(74) 代理人	100068755
審査請求日	平成19年1月29日 (2007. 1. 29)		弁理士 恩田 博宣
		(74) 代理人	100105957
			弁理士 恩田 誠
		(72) 発明者	塩崎 修司
			大阪府大阪市北区茶屋町 1 番 3 2 号 ヤン
			マーディーゼル 株式会社 内
		(72) 発明者	大内田 剛史
			大阪府大阪市北区茶屋町 1 番 3 2 号 ヤン
			マーディーゼル 株式会社 内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 油圧式無段変速装置及び動力伝達装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

クレイドルの斜板面により付与されたプランジャの往復動によって作動油を吐出、吸入する第 1 油圧装置と、プランジャがヨークの回転斜面に当接することによって出力回転を得る出力回転部を有する第 2 油圧装置とのシリンダブロックを共有し、同シリンダブロックをその軸線の周りで回転する構成とし、第 1 油圧装置のプランジャ室と第 2 油圧装置のプランジャ室との間で作動油が循環する油圧閉回路をシリンダブロックに設け、シリンダブロックに設けた分配弁の往復動によって前記プランジャ室間で作動油が循環する構成とした油圧式無段変速装置において、

分配弁をシリンダブロックの軸線と平行に配置し、同分配弁を、シリンダブロックの軸線方向に傾斜配置されるときにもシリンダブロックと同期回転し、分配弁に往復動を付与する往復動付与部材と係合する構成とし、前記往復動付与部材を前記クレイドル及び前記ヨークとは別体で構成したことを特徴とする油圧式無段変速装置。

【請求項 2】

請求項 1 に記載の油圧式無段変速装置を用いた動力伝達装置において、シリンダブロックを原動機からの入力軸によって回転する構成とし、入力軸を反原動機側に延出し、延出された入力軸外周に出力回転部を設けた構成とし、出力回転部の回転方向と一致して、或いは逆転して動力伝達する正逆回転切替装置を設け、原動機の回転軸への回転伝達を入り切りする断接手段を設けたことを特徴とする動力伝達装置。

【請求項 3】

10

20

プランジャの往復動によって作動油を吐出，吸入する第1油圧装置とプランジャの当接によって出力回転を得る出力回転部を有する第2油圧装置のシリンダブロックを共有し、同シリンダブロックをその軸線の周りで回転する構成とし、第1油圧装置のプランジャ室と第2油圧装置のプランジャ室との間で作動油が循環する油圧閉回路をシリンダブロックに設け、シリンダブロックに設けた分配弁の往復動によって前記プランジャ室間で作動油が循環する構成とした油圧式無段変速装置において、

分配弁をシリンダブロック軸線と平行に配置し、分配弁の先端を斜面に当接し、同斜面を、自身の軸線に対称に構成され同軸線がシリンダブロック軸線とずらして配置されるとともにシリンダブロックと同期回転する往復動付与部材に形成したことを特徴とする油圧式無段変速装置。

10

【請求項4】

請求項3に記載の油圧式無段変速装置を用いた動力伝達装置において、シリンダブロックを原動機からの入力軸によって回転する構成とし、入力軸を反原動機側に延出し、延出された入力軸外周に出力回転部を設けた構成とし、出力回転部の回転方向と一致して、或いは逆転して動力伝達する正逆回転切替装置を設け、原動機の回転軸への回転伝達を入り切りする断接手段を設けたことを特徴とする動力伝達装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、産業機械や車両等、各種の産業分野で広く利用可能な油圧式無段変速装置及び動力伝達装置に関するものである。

20

【0002】

【従来の技術】

従来、複数のプランジャの往復動によって作動油を吐出，吸入する第1油圧装置と、複数のプランジャの当接によって出力回転を得る出力回転部を有する第2油圧装置を備える油圧式無段変速装置が知られている。このような油圧式無段変速装置の第1及び第2油圧装置は、シリンダブロックを共有し、同シリンダブロックはその軸線の周りで回転する構成とされている。

【0003】

またシリンダブロックには、第1油圧装置における各プランジャが収納される複数のプランジャ室と、第2油圧装置における各プランジャが収納される複数のプランジャ室との間で作動油が循環する油圧閉回路が設けられている。そして、シリンダブロックに設けられた複数の分配弁の往復動によって前記各プランジャ室間で作動油が循環する。

30

【0004】

このような油圧式無段変速装置において、従来、前記各分配弁に軸線方向に往復動を付与するために、各分配弁をシリンダブロックの軸線と平行に配置して、分配弁の先端を斜板に当接させていた。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】

ところで、上記した従来においては、分配弁の先端を斜板に当接させることによって、分配弁がシリンダブロックの軸線周りに一周する間に、軸方向へ往復同する構成となっている。しかし、このような構成だと、分配弁を反斜板側から斜板に向かって押し付ける為のバネ等が必要であった。

40

【0006】

また、上記した従来において、分配弁の先端を斜板に当接させて、前記分配弁に往復動を付与していたため、シリンダブロックの回転中に、前記分配弁と斜板との間で、シリンダブロックの軸線方向に対して設計上、比較的改善困難なアンバランス状態が起こるという問題があった。このため、分配弁の軸方向での往復動を、その先端を斜板に当接する以外で行うことが求められていた。

【0007】

50

本発明は上記した事情に鑑みてなされたものであり、その第1の目的は、分配弁の往復動の構造をシンプルにできる油圧式無段変速装置及び動力伝達装置を提供することにある。また第2の目的は、分配弁が往復動する際において、そのアンバランス状態を容易に解消できる油圧式無段変速装置及び動力伝達装置を提供することにある。

【0008】

【課題を解決するための手段】

上記問題点を解決するために、請求項1に記載の発明は、クレイドルの斜板面により付与されたプランジャの往復動によって作動油を吐出、吸入する第1油圧装置と、プランジャがヨークの回転斜面に当接することによって出力回転を得る出力回転部を有する第2油圧装置とのシリンダブロックを共有し、同シリンダブロックをその軸線の周りで回転する構成とし、第1油圧装置のプランジャ室と第2油圧装置のプランジャ室との間で作動油が循環する油圧閉回路をシリンダブロックに設け、シリンダブロックに設けた分配弁の往復動によって前記プランジャ室間で作動油が循環する構成とした油圧式無段変速装置において、分配弁をシリンダブロックの軸線と平行に配置し、同分配弁を、シリンダブロックの軸線方向に傾斜配置されるとともにシリンダブロックと同期回転し、分配弁に往復動を付与する往復動付与部材と係合する構成とし、前記往復動付与部材を前記クレイドル及び前記ヨークとは別体で構成したことを要旨とする。

10

【0009】

請求項2に記載の発明は、請求項1に記載の油圧式無段変速装置を用いた動力伝達装置において、シリンダブロックを原動機からの入力軸によって回転する構成とし、入力軸を反原動機側に延出し、延出された入力軸外周に出力回転部を設けた構成とし、出力回転部の回転方向と一致して、或いは逆転して動力伝達する正逆回転切替装置を設け、原動機の回転軸への回転伝達を入り切りする断接手段を設けたことを要旨とする。

20

【0010】

請求項3に記載の発明は、プランジャの往復動によって作動油を吐出、吸入する第1油圧装置とプランジャの当接によって出力回転を得る出力回転部を有する第2油圧装置のシリンダブロックを共有し、同シリンダブロックをその軸線の周りで回転する構成とし、第1油圧装置のプランジャ室と第2油圧装置のプランジャ室との間で作動油が循環する油圧閉回路をシリンダブロックに設け、シリンダブロックに設けた分配弁の往復動によって前記プランジャ室間で作動油が循環する構成とした油圧式無段変速装置において、分配弁をシリンダブロック軸線と平行に配置し、分配弁の先端を斜面に当接し、同斜面を、自身の軸線に対称に構成され同軸線がシリンダブロック軸線とずらして配置されるとともにシリンダブロックと同期回転する往復動付与部材に形成したことを要旨とする。

30

【0011】

請求項4に記載の発明は、請求項3に記載の油圧式無段変速装置を用いた動力伝達装置において、シリンダブロックを原動機からの入力軸によって回転する構成とし、入力軸を反原動機側に延出し、延出された入力軸外周に出力回転部を設けた構成とし、出力回転部の回転方向と一致して、或いは逆転して動力伝達する正逆回転切替装置を設け、原動機の回転軸への回転伝達を入り切りする断接手段を設けたことを要旨とする。

【0012】

(作用)

請求項1の発明によれば、分配弁は、シリンダブロックの軸線方向に傾斜配置され、シリンダブロックと同期回転する往復動付与部材に係合される。そして、同往復動付与部材により、前記分配弁には往復動が付与される。

【0013】

請求項2の発明によれば、動力伝達装置においても、請求項1に記載の発明の作用を得ることができる。

請求項3の発明によれば、分配弁は、自身の軸線に対称に構成されるとともに同軸線がシリンダブロック軸線とずらして配置され、シリンダブロックと同期回転する往復動付与部材の斜面に当接される。そして、同往復動付与部材により、前記分配弁には往復動が付与

50

される。

【0014】

請求項4の発明によれば、動力伝達装置においても、請求項3に記載の発明の作用を得ることができる。

【0015】

【発明の実施の形態】

(第1実施形態)

以下、本発明を作業機として作業用車両の走行用に使われる油圧式無段変速装置（以下、無段変速装置という）20と、同無段変速装置20を含む動力伝達装置に具体化した実施の形態を、図1～図12に従って説明する。

10

【0016】

図1及び図3に示すように無段変速装置20は、作業用車両のパワーユニットのケース26内に収納されている。無段変速装置20は、第1油圧装置100と、同第1油圧装置100との間に油圧閉回路C（図9及び図10参照）を形成する第2油圧装置200とから構成されている。

【0017】

図8は無段変速装置20を含む動力伝達装置を示す概念図である。無段変速装置20の入力軸21はエンジン22のクランク軸にクラッチ機構300を介して連結され、出力側である後記するヨーク23には、ギヤシフト装置138（CST）が接続されている。前記クラッチ機構300は例えば図示しない足踏みのクラッチペダルに連動して断接するようになっている。

20

【0018】

ギヤシフト装置138は、第1クラッチ139、第2クラッチ140を備えている。第1クラッチ139は、ヨーク23に連結された駆動側クラッチプレートに対して従動クラッチプレートを連結すると、従動クラッチプレートに連結されたギヤ141が、ギヤ142を介して、図示しない終減速装置に駆動トルクを伝達する。又、第2クラッチ140は、ヨーク23に連結された駆動側クラッチプレートに対して従動クラッチプレートを連結すると、ギヤ143、アイドルギヤ144、145、及びアイドルギヤ145に噛合されたギヤ142を介して図示しない終減速装置に駆動トルクを伝達する。

【0019】

30

ギヤシフト装置138はシフトレバー146（図11参照）に係合されており、このシフトレバー146の操作に基づいて、前進時には第1クラッチ139を接続し、後進時には、第2クラッチ140を接続する。

【0020】

なお、本実施形態では、前記エンジン22が原動機、クラッチ機構300が断接手段、ギヤシフト装置138が正逆回転切替装置にそれぞれ相当する。

無段変速装置20のケース26は、円筒状の筒部材27と、筒部材27の両端開口に対して塞ぐようにボルト挿通孔28、29（図1参照）を介して図示しないボルトにて一体に連結された一対の側壁部材30、31とから構成されている。

【0021】

40

無段変速装置20の入力軸21において、入力端側は、ケース26の側壁部材30に対して軸受部32を介して回転自在に支持されている。又、ケース26の側壁部材31には、出力回転部としてのヨーク23が、軸受部33を介して回転自在に支持されている。そして、入力軸21の出力端側は、ヨーク23と同軸上に位置するように、ヨーク23に対して一対の軸受23a及びシール23bを介して回転自在に貫通されて支持されている。同出力端のヨーク23から突出した端部はPTO軸とされている。

【0022】

図4に示すように側壁部材30の中央において、内外両側面には、一対の軸受収納孔34、35が同軸上に配置されるように並設されている。軸受収納孔34、35間には、軸受収納孔34、35よりも縮径した貫通孔36が形成されている。そして、貫通孔36には

50

スリーブ 37 が回転自在に配置され、又、両軸受収納孔 34、35 には貫通孔 36 を挟んで対称上に円錐コロ軸受 38、39 が嵌合固定されている。そして、入力軸 21 は両円錐コロ軸受 38、39 を介して支持されている。又、軸受収納孔 34 の開口は、側壁部材 30 にボルト付けされたカバー 15 にて覆われている。図 4 に示すようにカバー 15 の貫通孔 15a にはシール部材 16 を介して入力軸 21 が貫通されている。

【0023】

円錐コロ軸受 38 の外輪 38a は、軸受収納孔 34 にシム 50 を介して当接されている。又、円錐コロ軸受 39 の外輪 39a は、軸受収納孔 35 の奥側の段部に当接固定されている。そして、軸受収納孔 34 内において、入力軸 21 の入力端側外周にはナット 40 が螺合されている。ナット 40 の螺合により、円錐コロ軸受 38 の内輪 38b は、スリーブ 37 を介して、円錐コロ軸受 39 の内輪 39b を押圧し、さらに、入力軸 21 に嵌合したスリーブ 41 を押圧する。スリーブ 41 はシリンダブロック 42 を押圧する。そして、シリンダブロック 42 は、入力軸 21 外周に突設した係止部 46 に当接される。よって、シリンダブロック 42 は入力端側のみからナット 40 を螺合するのみで軸方向に固定することができる。又、外輪 38a と側壁部材 30 との間に介在するシム 50 の枚数や厚みを加減することで軸受 38、39 の各々の内輪と外輪との密着度合いを調整することができる。

【0024】

円錐コロ軸受 38、39 及びスリーブ 37 により、軸受部 32 が構成されている。

(第 1 油圧装置 100)

第 1 油圧装置 100 は、入力軸 21 と、シリンダブロック 42、プランジャ 43、及び前記プランジャ 43 に対して当接する斜板面 44 を含むクレイドル 45 とを備えている。前記クレイドル 45 には、入力軸 21 が貫通されている。

【0025】

図 3 に示すように、前記クレイドル 45 はシリンダブロック 42 の軸線 O と直交するトラニオン軸線 TR を中心としてケース 26 に対して傾動自在に支持されている。すなわち、前記クレイドル 45 は、斜板面 44 を含む仮想平面が、軸線 O と直交する位置を直立位置とする。そして、この直立位置を基準にして、クレイドル 45 は図 3 において反時計回り方向に所定角度傾いた位置（第 1 の位置）と、直立位置を基準にして時計回り方向に所定角度傾いた位置（第 2 の位置）の間を傾動可能にされている。

【0026】

本実施形態では、斜板面 44 が直立位置に位置したときを基準に、この図 3 において、時計回り方向を正とし、反時計回り方向を負という。そして、本実施形態では図 12 の出力回転数 $N_{out} = N_{in}$ を境に、 $N_{out} > N_{in}$ の時に負側に傾動し、 $N_{out} < N_{in}$ の時に、正側に傾動する。なお、出力回転数とは、ヨーク 23 の回転数である。

【0027】

なお、図 3 に示された斜板面 44 は、クレイドル 45 が第 1 の位置に位置したときの負の最大傾動角度位置で傾動した状態を示している。又、クレイドル 45 が第 2 の位置に位置したときは、斜板面 44 については正の最大傾動角度位置という。

【0028】

シリンダブロック 42 は、入力軸 21 に対してスプライン 21a 結合により一体に連結されている。シリンダブロック 42 は、略円柱状の組み合わせ形状で、軸方向に位置する両端周面は、中央部よりも縮径されている。

【0029】

シリンダブロック 42 において、前記中央部は、図 2 に示すように、その回転中心（軸線 O）の回りに複数のプランジャ孔 47 が環状に配列され、軸線 O と平行に延設されている。図 3 に示すように、プランジャ孔 47 は、シリンダブロック 42 の中央部の段部面においてクレイドル 45 側に開口が形成されている。各プランジャ孔 47 には、プランジャ 43 が摺動自在に配置されている。プランジャ孔 47 がプランジャ室に相当する。プランジャ 43 の先端には、鋼球 48 が転動自在に嵌合されており、プランジャ 43 は鋼球 48 及び同鋼球 48 を取着したシュー 49 を介して斜板面 44 に当接されている。傾斜状態の斜

10

20

30

40

50

板面 4 4 はシリンダブロック 4 2 の回転に伴ってプランジャ 4 3 を往復作動させ、吸入、吐出行程の作用を付与する。なお、図 3 は図 2 の C-C 線断面図であり、図 1 は図 2 の D-D 線断面図である。

【0030】

(第 2 油圧装置 2 0 0)

第 2 油圧装置 2 0 0 は、前記シリンダブロック 4 2 に摺動自在に配置された複数のプランジャ 5 8、及び前記プランジャ 5 8 に対して当接する回転斜面 5 1 をもつ筒状のヨーク 2 3 とを備えている。

【0031】

図 1、図 3 に示すように、側壁部材 3 1 には、軸受収納孔 5 2、及び同軸受収納孔 5 2 よりも小径の貫通孔 5 3 が互いに同軸となるようにそれぞれ形成されている。そして、軸受収納孔 5 2 には円錐コロ軸受 5 4 が嵌合されている。又、筒部材 2 7 の出力端部内周面には、玉軸受 5 5 が固定されている。ヨーク 2 3 は、大径部と小径部を備えており、大径部が玉軸受 5 5 に、小径部が円錐コロ軸受 5 4 に嵌合されることにより、回転自在に支持されている。又、ヨーク 2 3 の小径部は、貫通孔 5 3 内に止着されたシール部材 5 6 を介して外部に突出されている。

10

【0032】

回転斜面 5 1 は、ヨーク 2 3 において、シリンダブロック 4 2 側の端面に形成されており、回転斜面 5 1 を含む仮想平面が軸線 O に対して一定角度傾斜している。

【0033】

20

前記シリンダブロック 4 2 の中央部には、図 2 に示すように、その回転中心の回りにプランジャ孔 4 7 と同数のプランジャ孔 5 7 が環状に配列され、軸線 O と平行に延設されている。プランジャ孔 5 7 はプランジャ室に相当する。プランジャ孔 5 7 のピッチ円は前記プランジャ孔 4 7 のピッチ円と同心及び同径とされている。又、各プランジャ孔 5 7 は互いに隣接するプランジャ孔 4 7 間に位置するように、図 2 に示すようにシリンダブロック 4 2 の周方向において、プランジャ孔 4 7 とは互いに 1/2 ピッチずつずらして配置されている。

【0034】

プランジャ孔 5 7 はシリンダブロック 4 2 の中央部の段部面において、前記ヨーク 2 3 側に開口が形成されている。各プランジャ孔 5 7 には、プランジャ 5 8 が摺動自在に配置され、その先端には、鋼球 5 9 が回転自在に嵌合されている。プランジャ 5 8 は鋼球 5 9 及び同鋼球 5 9 を取着したシュー 6 0 を介して回転斜面 5 1 に当接されている。前記回転斜面 5 1 とシリンダブロック 4 2 との相対回転に伴ってプランジャ 5 8 が往復作動して吸入、吐出行程を繰り返す。本実施形態では、第 1 油圧装置 1 0 0 の最大行程容積 V_{Pmax} は、第 2 油圧装置 2 0 0 の最大行程容積 V_{Mmax} と同じになるように設定されている。

30

【0035】

(油圧閉回路 C)

次に、前記第 1 油圧装置 1 0 0 と第 2 油圧装置 2 0 0 との間に形成されている油圧閉回路 C について説明する。

【0036】

40

シリンダブロック 4 2 の内周面には、ともに環状の第 1 油室 6 1 及び第 2 油室 6 2 が互いにシリンダブロック 4 2 の軸方向に並んで並設されている。なお、説明の便宜上、第 1 油室 6 1 を油室 A、第 2 油室 6 2 を油室 B ということがある。

【0037】

シリンダブロック 4 2 には第 1 油室 6 1 及び第 2 油室 6 2 を共に連通する第 1 弁孔 6 3 が、プランジャ孔 4 7 と同数個、シリンダブロック 4 2 の軸線 O と平行に延設されている。又、シリンダブロック 4 2 には前記第 1 油室 6 1 及び第 2 油室 6 2 を共に連通する第 2 弁孔 6 4 が、プランジャ孔 5 7 と同数個、シリンダブロック 4 2 の軸線 O と平行に延設されている。そして、前記第 1 弁孔 6 3 及び第 2 弁孔 6 4 はそれぞれ、シリンダブロック 4 2 の軸線 O の回りに環状に配置されている。

50

【0038】

第1弁孔63のピッチ円は第2弁孔64のピッチ円と同心及び同径とされている。又、両弁孔63、64は、プランジャ孔47、57よりも内方に位置するように、プランジャ孔47、57のピッチ円よりもそのピッチ円の径は小さくされている。又、図2に示すように各第1弁孔63は隣接する第2弁孔64間に位置するように、シリンダブロック42の周方向において、第2弁孔64とは互いに1/2ピッチずつずらして配置されている。そして、図1に示すように、無段変速装置20を軸線O方向に沿って切断した場合、第1弁孔63と第2弁孔64は、軸線Oを挟んで相対して位置している。又、第1弁孔63とプランジャ孔47の各中心、及び第2弁孔64とプランジャ孔57の各中心は、図2に示すように軸線Oから径方向に放射状に延びる直線上に位置するように配置されている。

10

【0039】

図1に示すように、油路65は、プランジャ孔47の底部と、第1弁孔63の第1油室61及び第2油室62との間の部位間を連通するように形成されている。前記プランジャ孔47の底部と、第1弁孔63の第1油室61及び第2油室62との間の部位は、シリンダブロック42の長さ方向（軸線Oが延びる方向）において所定距離を有するように配置されている。従って、油路65は、図1及び図5に示すように、シリンダブロック42の外周側から内方へ向けて斜状にされている。

【0040】

各第1弁孔63には、第1油室61と第2油室62との間において、対応するプランジャ孔47に連通する油路65のポートUが形成されている。

20

各第1弁孔63には、スプール型の第1切替弁66が摺動自在に配置されている。第1切替弁66が分配弁に相当する。この第1切替弁66は第1弁孔63内に配置されているため、シリンダブロック42に対して第1弁孔63と同様の配置構成とされている。従って、第1切替弁66はシリンダブロック42の軸線Oと平行に配置されている。

【0041】

図1及び図4に示すように、円錐コロ軸受39の外輪39aの外周面には円筒状のホルダ68が固定されている。同ホルダ68の内周面において、軸線O方向の中央部は縮径された縮径部68bとされている。同縮径部68bには、玉軸受69を介して往復動付与部材としてのリテーナ70が回動自在に支持されている。リテーナ70は、図6(a)に示すように、円筒状の筒部71と、筒部71のシリンダブロック42側の端部に張出形成されたフランジ72とから構成されている。前記玉軸受69により、リテーナ70はシリンダブロック42に対して同期回転可能になっている。

30

【0042】

また、リテーナ70は、図4に示すようにその軸心が玉軸受69により軸線Oに対して斜交するように配置され、この状態で、入力軸21が回動可能に貫通されている。この斜交により、フランジ72のシリンダブロック42に対向する面（以下、フランジ面という）を含む仮想平面は、軸線Oに対して斜交する。

【0043】

図6(b)に示すようにリテーナ70のフランジ72には、係止溝73がその軸心を中心にして等角度毎に外周から軸心に向かって切り込み形成されている。係止溝73には、図6(b)に示すように第1切替弁66に設けられたくびれ部66bが係入されている。前記くびれ部66bは、長手方向両側にテーパ面66dを介して隣接した大径部66cよりも小径とされている。前記テーパ面66dは第1切替弁66の軸心に向かうほど、相対する他のテーパ面66dとは、その離間距離が短くなるように形成されている。そして、フランジ72の両側面は前記テーパ面66dに対して線接触するように配置されている。

40

【0044】

従って、第1切替弁66は軸線Oと斜交するフランジ面を備えたリテーナ70と係合することにより、シリンダブロック42の軸方向に沿って往復動し、図7に示すような変位を実現する。

【0045】

50

前記リテーナ70のフランジ72は、図7に示すように、第1切替弁66をポート閉鎖位置n0を中心としてポートUと第2油室62とを連通させる第1開口位置n1と、ポートUと第1油室61とを連通させる第2開口位置n2間を往復移動させる。そして、このリテーナ70により、第1油圧装置100にはシリンダブロック42の軸線Oの周りの回転方向に対応して、0度～180度の範囲で領域H、180度～360(0)度の範囲で領域Iが付与されている。

【0046】

ここで、領域HとはポートUと第2油室62が連通する区間を全て含む領域のことであり、領域IとはポートUと第1油室61が連通する区間を全て含む領域のことである。

【0047】

前記斜板面44が直立位置から負の最大傾動角度位置へと変位した場合、図12において、このときの第1油圧装置100の行程容積VPは、0からVMmaxとなり、それに応じて入力軸21の入力回転数がNinのとき出力回転数Nout（ヨーク23の回転数）はNinから2Ninの範囲の速度が得られるように本実施形態ではその第1油圧装置100側の作動油の吐出量が設定されている。

【0048】

なお、図12において、縦軸は第1油圧装置100又は第2油圧装置200の1回転当たり行程容積を示し、横軸はヨーク23（出力回転部）の出力回転数Noutを示している。同図において、実線は、第1油圧装置100の行程容積VPの変化を示し、一転鎖線は第2油圧装置200の行程容積VMの変化を示している。

【0049】

第1油圧装置100の行程容積とは、プランジャ43とプランジャ孔47で形成されるプランジャ空間がシリンダブロック42が1回転する間に、第1油室61及び第2油室62と授受する作動油量のことである。第2油圧装置200の行程容積とは、プランジャ58とプランジャ孔57で形成されるプランジャ空間がヨーク23（出力回転部）がシリンダブロック42に対して1回転する間に、第1油室61及び第2油室62と授受する作動油量のことである。

【0050】

また、本実施形態では、図3のように斜板面44が負側へ傾動した場合に、シリンダブロック42の軸線Oの周りの回転角0～180度の範囲で、作動油がポートUを介してプランジャ孔47へ吸入され、180～360(0)度の範囲で、作動油がポートUを介してプランジャ孔47から吐出される。そして、斜板面44が正側へ傾動した場合に、シリンダブロック42の軸線O周りの回転角0～180度の範囲で、作動油がポートUを介してプランジャ孔47から吐出され、180～360(0)度の範囲で、作動油がポートUを介してプランジャ孔47へ吸入される。吐出する油室及び吸入する油室は、シリンダブロック42の軸線O周りの回転角に対応した領域H、Iによって決まる。

【0051】

図1及び図3に示すように、油路75は、プランジャ孔57の底部と、第2弁孔64の第1油室61及び第2油室62との間の部位間を連通するように形成されている。プランジャ孔57の底部と、第2弁孔64の第1油室61及び第2油室62との間の部位は、シリンダブロック42の長さ方向（軸線Oが延びる方向）において所定距離を有するように配置されている。従って、油路75は、図1及び図3に示すように、シリンダブロック42の外周側から内方へ向けて斜状にされている。

【0052】

各第2弁孔64には、第1油室61と第2油室62との間において、対応するプランジャ孔57に連通する油路75のポートWが形成されている。

各第2弁孔64には、スプール型の第2切替弁76が前記プランジャ58に対して平行となるように摺動自在に配置されている。第2切替弁76が分配弁に相当する。この第2切替弁76は、第2弁孔64内に配置されているため、シリンダブロック42に対して第2弁孔64と同様の配置構成とされている。従って、第1切替弁66はシリンダブロック4

10

20

30

40

50

2の軸線Oと平行に配置されている。

【0053】

図1及び図5に示すように、ヨーク23のシリンダブロック42側端面の中央部には、収納孔78が形成されている。同収納孔78内には、入力軸21を内挿した筒状の支持部材81が設けられている。同支持部材81は、ヨーク23の収納孔78の底部に対して複数のピン82を介して一体に連結されている。支持部材81の内周には、往復動付与部材としてのリテーナ83が玉軸受84を介して回動自在に連結されている。前記玉軸受84により、リテーナ83はシリンダブロック42に対して同期回転可能になっている。

【0054】

リテーナ83は、前記リテーナ70と同一の構成である筒部、フランジ、係止溝を備えているため、それらの構成については、同一符号を付してその説明を省略する(図6(a)参照)。

10

【0055】

リテーナ83は、図5に示すように、その軸心が玉軸受84により軸線Oに対して斜交するように配置され、この状態で、入力軸21が回動可能に貫通されている。この斜交によりフランジ72のシリンダブロック42に対向する面(以下、フランジ面という)を含む仮想平面は、軸線Oに対して斜交する。

【0056】

リテーナ83の係止溝73には、図6(b)に示すように第2切替弁76に設けられたくびれ部76bが係入されている。前記くびれ部76bは、長手方向両側にテーパ面76dを介して隣接した大径部76cよりも小径とされている。前記テーパ面76dは第2切替弁76の軸心に向かうほど、相対する他のテーパ面76dとは、その離間距離が短くなるように形成されている。そして、フランジ72の両側面は前記テーパ面76dに対して線接触するように配置されている。

20

【0057】

第2切替弁76は、軸線Oと斜交するフランジ面を備えたリテーナ83と係合することで、図7に示すような変位を実現する。

なお、図7において、リテーナ70のフランジ72と、リテーナ83のフランジ72との相対位置は、リテーナ70、83が回動自在にされているため変化するが、説明の便宜上、1つにまとめて図示している。

30

【0058】

そして、ヨーク23(出力回転部)のシリンダブロック42との相対回転に伴って、リテーナ83のフランジ72により、第2油圧装置200にはヨーク23(出力回転部)のシリンダブロック42に対する軸線O周りの相対回転角0度~180度の範囲で領域J、180度~360(0)度の範囲で領域Kが付与されている。

【0059】

ここで、領域JとはポートWと第1油室61が連通する区間を全て含む領域のことであり、領域KとはポートWと第2油室62が連通する区間を全て含む領域のことである。

【0060】

また、本実施形態では、図3のように斜板面44が負側へ傾動した場合に、ヨーク23(出力回転部)のシリンダブロック42に対する軸線O周りの相対回転角0~180度の範囲で、作動油がポートWを介してプランジャ孔57へ吸入され、180~360(0)度の範囲で、作動油がポートWを介してプランジャ孔57から吐出される。斜板面44が正側へ傾動した場合に、ヨーク23(出力回転部)のシリンダブロック42に対する軸線O周りの相対回転角0~180度の範囲で、作動油がポートWを介してプランジャ孔57から吐出され、180~360(0)度の範囲で作動油がポートWを介してプランジャ孔57へ吸入される。吐出する油室及び吸入する油室は、ヨーク23(出力回転部)のシリンダブロック42に対する軸線O周りの相対回転角に対応した領域J、Kによって決まる。

40

【0061】

前記プランジャ孔47、プランジャ孔57、第1油室61、第2油室62、第1弁孔63

50

、第2弁孔64、油路65、油路75、ポートU及びポートWとにより、油圧閉回路Cが構成されている。

【0062】

図1、図3に示すように、前記油圧閉回路Cに作動油をチャージするために、入力軸21内には軸線Oに沿って軸孔99が穿設されている。軸孔99はスリーブ37に対応する部位において、半径方向に導入油路99aを有している。同導入油路99aはスリーブ37に半径方向に穿設された油路37a及び外周面に形成された周溝37bに連通されている。側壁部材30には周溝37bに連通する油路30aが設けられ、油路30a内には図示しないチャージポンプから作動油が圧送される。また、前記軸孔99において、入力軸21の出力端側の開口部には栓体121が螺入量を調節自在に螺合されている。

10

【0063】

一方、入力軸21において、第1油室61及び第2油室62には、軸孔99に連通可能な弁体を開閉するチャージ弁90（逆止弁）がそれぞれ配置されている。同チャージ弁90の弁体は油圧閉回路C内の油圧が軸孔99内のチャージ圧に達するまで開口して、軸孔99内の作動油を油圧閉回路Cに供給する。又、チャージ弁90は作動油が軸孔99へ逆流することを防止する。

【0064】

ここで、上記のように構成された無段変速装置20（第1及び第2油圧装置100、200）における第1及び第2切替弁66、76の往復動の状況を説明する。

【0065】

20

シリンダブロック42の回転に伴って切替弁66、76は、軸線Oと斜交するフランジ面を備えたリテーナ70、83との係合関係により軸線O方向に沿って往復動する。このとき、リテーナ70、83はシリンダブロック42と共に回転し、斜板面44又はヨーク23（回転斜面51）に対して相対回転する。切替弁66、76の基端部が弁孔63、64の底部63a、64aに接近する場合は、シリンダブロック42の回転により、フランジ面はシリンダブロック42側へ進出する。すると、切替弁66、76のテーパ面66d、76dに対して線接触しているリテーナ70、83のフランジ72の両側面のうち、フランジ面がシリンダブロック42側のテーパ面66d、76dを押圧していく。このとき、フランジ面はテーパ面66d、76dに対して線接触であるため、当接箇所の負荷が軽減され、点接触の場合と比べて耐久性が向上する。

30

【0066】

一方、切替弁66、76の基端部が弁孔63、64の底部63a、64aから離間する場合は、シリンダブロック42の回転により、フランジ面は反シリンダブロック42側へ退出する。すると、テーパ面66d、76dに対して線接触しているフランジ72の両側面のうち、反フランジ面（フランジ面の裏面）が反シリンダブロック42側のテーパ面66d、76dを押圧していく。このときも、反フランジ面（フランジ面の裏面）はテーパ面66dに対して線接触であり、当接箇所の負荷が点接触の場合と比べて軽減される。

【0067】

本実施形態では、従来と異なり、切替弁66、76の先端部を、斜板に当接させるのではなく、切替弁66、76のくびれ部66b、76bとリテーナ70、83の係止溝73の係合関係により往復動を実現させている。従って、切替弁66、76の先端部を斜板に当接させる為に、反斜板側からバネ等によって切替弁66、76を斜板側へ押し付ける必要がなくなる。

40

【0068】

（作用）

さて、上記のように構成された無段変速装置20のクレイドル45の傾動に伴う作用を説明する。なお、エンジン22のクランク軸から入力軸21に付与される入力回転数Ninは説明の便宜上、一定のものとして説明する。

【0069】

（出力回転数Nout がNinの場合）

50

図 1 1 に示すシフトレバー 1 4 6 を操作して、クレイドル 4 5 を介して斜板面 4 4 を直立位置に位置させる。

【0 0 7 0】

この状態においては、エンジン 2 2 の駆動力により入力軸 2 1 を介してシリンダブロック 4 2 が正方向へ N_{in} で回転する。以後、 N_{in} と逆向きにギヤ 1 4 2 又は出力軸 1 5 5 が回転する時を正方向の回転という。斜板面 4 4 は入力軸 2 1 の軸線 O に対して直立位置の中立状態にある。第 1 油圧装置 1 0 0 のプランジャ 4 3 は斜板面 4 4 によっては往復動されず、従って、この状態では油圧閉回路 C 内を作動油が循環しない。このため、第 2 油圧装置 2 0 0 側においては各プランジャ 5 8 の突出端がストローク運動ができない状態でシュー 6 0 を介して回転斜面 5 1 に当接係合するため、シリンダブロック 4 2 と回転斜面 5 1 とは直結状態となり、一体回転する。すなわち、この状態は、入力軸 2 1 とギヤ 1 4 2 とが直結状態となる。この回転斜面 5 1 に付与された正方向への回転は、ヨーク 2 3、連結された第 1 クラッチ 1 3 9、ギヤ 1 4 1、ギヤ 1 4 2 を介して終減速装置へ伝達される。

10

【0 0 7 1】

前記斜板面 4 4 が直立位置に位置している場合には、図 1 2 に示すように第 1 油圧装置 1 0 0 の行程容積 V_P は 0 となり、出力回転数 N_{out} (ヨーク 2 3 の回転数) は入力回転数 N_{in} となる。

【0 0 7 2】

(出力回転数 N_{out} が N_{in} と $2 N_{in}$ の間の場合)

シフトレバー 1 4 6 を操作して、クレイドル 4 5 を介して斜板面 4 4 を負側に傾動して所定の負の傾動角度位置と直立位置との間の領域に位置させる。この所定の負の傾動角度位置とは、第 1 油圧装置 1 0 0 の行程容積 V_P の絶対値が第 2 油圧装置 2 0 0 の行程容積 V_M の絶対値 ($= V_{Mmax}$) と等しくなるまでの位置である。

20

【0 0 7 3】

この場合、エンジン 2 2 の駆動力により入力軸 2 1 を介してシリンダブロック 4 2 が N_{in} で回転する。すると、第 1 油圧装置 1 0 0 は、シリンダブロック 4 2 の軸線 O 周りの回転角 $0 \sim 180$ 度の範囲で、作動油をポート U を介してプランジャ孔 4 7 へ吸入し、 $180 \sim 360$ (0) 度の範囲で、作動油をポート U を介してプランジャ孔 4 7 から吐出する。吐出及び吸入する油室は、シリンダブロック 4 2 の軸線 O 周りの回転角に対応した領域 H, I によって決まる。尚、第 1 油圧装置が吐出、吸入する作動油量は、斜板面 4 4 の負側への傾動角が大きくなるにつれて、増加する。このとき、第 2 油圧装置 2 0 0 は、ヨーク 2 3 (出力回転部) のシリンダブロック 4 2 に対する軸線 O 周りの相対回転角 $0 \sim 180$ 度の範囲で、作動油をポート W を介してプランジャ孔 5 7 へ吸入し、 $180 \sim 360$ (0) 度の範囲で、作動油をポート W を介してプランジャ孔 5 7 から吐出する。吐出する油室及び吸入する油室は、ヨーク 2 3 (出力回転部) のシリンダブロック 4 2 に対する軸線 O 周りの相対回転角に対応した領域 J, K によって決まる。

30

【0 0 7 4】

この結果、シリンダブロック 4 2 が入力軸 2 1 を介して駆動される回転数 N_{in} と、プランジャ 5 8 の回転斜面 5 1 への突出押圧作用による正方向の回転数との合成 (和) により、回転斜面 5 1 は回転される。この回転斜面 5 1 に付与される正方向の回転は、ヨーク 2 3、連結された第 1 クラッチ 1 3 9、ギヤ 1 4 1、ギヤ 1 4 2 を介して終減速装置へ正方向の回転として伝達され、増速作用を行う。

40

【0 0 7 5】

このとき、斜板面 4 4 が直立位置から所定の負の傾動角度位置側へと変位すると、図 1 2 において第 1 油圧装置 1 0 0 の行程容積 V_P は 0 から V_{Mmax} へと増加し、それに応じて出力回転数 N_{out} は N_{in} から $2 N_{in}$ へと増速する。なお、出力回転数 N_{out} が N_{in} から $2 N_{in}$ に変化するときの第 2 油圧装置 2 0 0 の行程容積 V_M は V_{Mmax} のままである。この状態の作動油の流れ及び回転の様子は、図 1 0 に示しており、このとき油圧閉回路 C では、図に示す矢印で示すような作動油の流れとなっている。また、 N_{in} 、 N_{out} に付された矢印は、該当する部材の回転方向を示している。

50

【0076】

(出力回転数 N_{out} が0と N_{in} の間の場合)

シフトレバー146を操作して、クレイドル45を介して斜板面44を正側に傾動して直立位置から正の傾動角度位置に位置させる。なお、正の傾動角度位置のうち、所定の正の傾動角度位置とは、第1油圧装置100の行程容積 V_P の絶対値が第2油圧装置200の行程容積 V_M の絶対値と等しくなるまでの位置である。

【0077】

この場合、斜板面44が正方向へ傾動するため、エンジン22の駆動力により入力軸21を介してシリンダブロック42が回転すると、第1油圧装置100は、シリンダブロック42の軸線O周りの回転角 $0 \sim 180$ 度の範囲で、作動油を、ポートUを介してプランジャ孔47から吐出し、 $180 \sim 360$ (0)度の範囲で、作動油を、ポートUを介してプランジャ孔47へ吸入する。吐出する油室及び吸入する油室は、シリンダブロック42の軸線O周りの回転角に対応した領域H, Iによって決まる。尚、第1油圧装置100が吐出、吸入する作動油量は、斜板面44の正側への傾動角が大きくなるにつれて、増加する。このとき、第2油圧装置200は、ヨーク23 (出力回転部) のシリンダブロック42に対する軸線O周りの相対回転角 $0 \sim 180$ 度の範囲で、作動油をポートWを介してプランジャ孔57から吐出し、 $180 \sim 360$ (0)度の範囲で、作動油をポートWを介してプランジャ孔57へ吸入する。吐出する油室及び吸入する油室は、ヨーク23 (出力回転部) のシリンダブロック42に対する軸線O周りの相対回転角に対応した領域J, Kによって決まる。

【0078】

この結果、プランジャ58の回転斜面51への突出押圧作用により、前記「出力回転数 N_{out} が N_{in} と $2N_{in}$ の間の場合」とは逆方向の回転を与える。従って、前記逆方向の回転数と、シリンダブロック42の正方向の回転数との合成 (和) が、ヨーク23、連結された第1クラッチ139、ギヤ141、ギヤ142を介して終減速装置へ伝達される。このときの回転数の和は、逆方向の回転数分減少した正方向の回転数となるため、出力回転数 N_{out} は「出力回転数 N_{out} が N_{in} の場合」に比較して小さくなる。

【0079】

本実施形態では、このとき、斜板面44が直立位置から正の最大傾動角度位置側へと変位すると、図12において第1油圧装置100の行程容積 V_P は0から $-V_{Mmax}$ (前記「 $-$ 」はポートUから第2油室62に吐出される場合を意味している。) 側へと増加し、それに応じて出力回転数 N_{out} は N_{in} から0へと減速する。

【0080】

なお、このときの出力回転数 N_{out} が N_{in} から0に変化するときの第2油圧装置200の1回転当たりの行程容積 V_M は $-V_{Mmax}$ である。(前記「 $-$ 」は第2油室62からポートWへ吸入される場合を意味している。)

図9は、このときの状態の模式図である。第1油室61 (油室A) 側は、第2油室62 (油室B) 側よりも高圧側となっており、油圧閉回路Cでは、図に示す矢印で示すような作動油の流れとなっている。また、 N_{in} , N_{out} に付された矢印は、該当する部材の回転方向を示している。

【0081】

(出力回転数 N_{out} が0の場合)

クラッチ機構300でエンジン22からの入力回転 N_{in} を切断することによって、ヨーク23を停止させる。

【0082】

(出力回転数 N_{out} が0未満の場合)

クラッチ機構300を切断状態でシフトレバー146を後進域側へシフトすると、このシフトレバー146の操作に応動して、ギヤシフト装置138の第1クラッチ139が切り離され、第2クラッチ140が接続される。このとき、エンジン22側からの回転が無段変速装置20に伝わらなくなるため、プランジャ58の回転斜面51に対する押圧作用が

10

20

30

40

50

なくなり、ヨーク 23 は第 2 油圧装置 200 からフリーとなる。このため、ヨーク 23 の第 2 クラッチ 140 の接続、すなわち後進時の切換えを容易に行うことができる。そして、シフトレバー 146 を後進域側へシフトし終えた後は、クラッチ機構 300 を再び接続状態にする。尚、前進側へ戻す時も足踏みのクラッチペダルを踏み込み、クラッチ機構 300 を切断状態にする。このとき、同じ理由で前進時の切換えを容易に行うことができる。

【0083】

（出力回転数 N_{out} が 0 と $-N_{in}$ の間の場合）

第 2 クラッチ 140 による後進接続が行われた後は、図 9 に示すように出力回転数 N_{out} と、第 1 油圧装置 100 及び第 2 油圧装置 200 の最大行程容積の変化状態は、前進（正転）の場合と同じであり、（出力回転数 N_{out} が 0 と N_{in} の間の場合）の説明と同じため説明を省略する。図 9 は作動油の流れ及び回転方向を示している。なお、この場合回転斜面 51 に付与される回転は、ヨーク 23、第 2 クラッチ 140、ギヤ 143、アイドルギヤ 144、アイドルギヤ 145、ギヤ 142 を介して終減速装置へ伝達される。

10

【0084】

（出力回転数 N_{out} が N_{in} と $-2N_{in}$ の間の場合）

この場合も、第 1 油圧装置 100 と第 2 油圧装置 200 の作用は（出力回転数 N_{out} が N_{in} と $2N_{in}$ の間の場合）と同じであるため、説明を省略する。図 10 は作動油の流れ及び回転方向を示している。この場合も、回転斜面 51 に付与される回転は、ヨーク 23、第 2 クラッチ 140、ギヤ 143、アイドルギヤ 144、アイドルギヤ 145、ギヤ 142 を介して終減速装置へ伝達される。

20

【0085】

従って、上記実施形態によれば、以下のような効果を得ることができる。

（1）上記実施形態では、リテーナ 70、83 が切替弁 66、76 を係合保持し、シリンダブロック 42 の回転に伴って、フランジ面又は反フランジ面（フランジ面の裏面）がテーパ面 66d、76d を押圧することで、切替弁 66、76 の往復動を可能とした。

【0086】

従来、前記切替弁 66、76（分配弁に相当）の先端側に、その軸心をシリンダブロック 42 の軸線 O に対して一定角度傾斜させた玉軸受を配置させたものが知られており、同玉軸受の内輪の側面（斜板に相当）が、切替弁 66、76 を往復動させるためのカム面として使用されていた。また、切替弁 66、76 の基端側に位置する弁孔 63、64 の底部 63a、64a には、バネが設けられるとともに、チャージポンプからの作動油が満たされていた。そして、前記バネのバネ力及び作動油の油圧により切替弁 66、76 を玉軸受側へ常に付勢していた。そして、斜板である玉軸受の内輪の側面に、切替弁 66、76 が当接した状態で、シリンダブロック 42 と共に玉軸受が、前記軸線 O の周りを回転することで前記切替弁 66、76 に往復動が付与されるようになっていた。

30

【0087】

しかし、これは、切替弁 66、76 を往復動させるために、バネや油路等を設けなくてはならず、構造が複雑になると共に、コスト高に繋がってしまっていた。

【0088】

このため、本実施形態の構成によれば、斜板である玉軸受の内輪の側面と、切替弁 66、76 とを当接保持する構成にする場合と比較して、切替弁 66、76 を斜板に押し付けるためのバネを設ける必要がない。また、同様にしてチャージポンプからの作動油を弁孔 63、64 の底部 63a、64a に満たす必要がないため、そのための油路等を設ける必要がない。近時において、無段変速装置 20 を製造する上で部品点数の低減が望まれており、切替弁 66、76 の往復動を簡便に行うことが望まれていた。従って、前記バネ及び油路等が設けられないことにより、切替弁 66、76 の往復動構造をシンプルにできる。また、それに加えて、部品点数の低減により、製造コストの低減に寄与できる。

40

【0089】

（2）上記実施形態では、フランジ 72 の係止溝 73 と係合するくびれ部 66b、76b

50

の長手方向両側にテーパ面 66d を形成し、フランジ 72 の両側面をテーパ面 66d に対して線接触するように配置した。このため、例えばフランジ 72 と切替弁 66, 76 とを点接触にする場合と比較して、切替弁 66, 76 の往復動の際に、当接箇所の負荷を軽減でき、耐久性を向上できる。

【0090】

(3) 上記実施形態では、無段変速装置 20 をエンジン 22 (原動機) からの入力軸 21 によってシリンダブロック 42 が回転する構成とし、同入力軸 21 を反エンジン 22 側に延出して、延出された入力軸 21 外周にヨーク 23 (出力回転部) を設け、ヨーク 23 の回転方向と一致して、或いは逆転して動力伝達するギヤシフト装置 138 (正逆回転切替装置) を設け、さらにエンジン 22 の入力軸 21 への回転伝達を入り切りするクラッチ機構 300 (断接手段) を設けて動力伝達装置とした。このため、無段変速装置 20 における効果を動力伝達装置においても奏す。

10

【0091】

(4) 上記第実施形態では、出力側に延出された入力軸 21 とヨーク 23 の双方から出力回転を得ることができる。また、ヨーク 23 の回転はクレイドル 45 の傾動角度及びギヤシフト装置 138 により、終減速装置に対して、正逆に広範囲の駆動トルクを伝達できる。

【0092】

(5) 上記第実施形態では、クラッチ機構 300 を切断することにより、ヨーク 23 の回転を切り換える (正→逆、又は逆→正) 際の同ヨーク 23 に掛かるトルクを解放でき正逆回転切替を容易に行うことができる。

20

【0093】

(第 2 実施形態)

本発明の第 2 実施形態を図 13～図 15 に基づいて説明する。

尚、第 2 実施形態においては、既に説明した実施形態の構成と同一構成又は相当する構成については、同一番号を付しその説明を省略する。

【0094】

本実施形態で第 1 実施形態と異なる部位は、弁作動付与部材 170, 183 を始めとして、切替弁 66, 76 に往復動を付与するための構成である。

図 13 及び図 15 に示すように、第 1 切替弁 66 は、第 1 弁孔 63 の底部 63a に配置されたコイルスプリング 67 により、プランジャ 43 がシリンダブロック 42 から突出する方向と同方向に付勢されている。また、図 14 に示すように第 1 切替弁 66 におけるシリンダブロック 42 がら突出した先端部 (以下、当接端 66a という) は、略円錐形状に形成されている。

30

【0095】

図 14 に示すように、円錐コロ軸受 39 の外輪 39a の外周面に固定されたホルダ 68 は円筒状に形成され、その内周面におけるシリンダブロック 42 側の収容部 68a にはニードルベアリング 110 を介して弁作動付与部材 170 が回転自在に支持されている。このニードルベアリング 110 により、弁作動付与部材 170 はシリンダブロック 42 に対して同期回転可能になっている。

40

【0096】

ここで、弁作動付与部材 170 について詳しく説明すると、弁作動付与部材 170 は円筒状に形成されており、その略中央部に貫通孔 170a が形成されている。弁作動付与部材 170 はその軸線 X がシリンダブロック 42 の軸線 O に対して、平行に所定距離 e だけオフセットされて配置されている。貫通孔 170a には入力軸 21 が挿通されている。なお、軸線 O がシリンダブロック軸線に相当する。

【0097】

前記弁作動付与部材 170 のシリンダブロック 42 側にはカム部 171 が貫通孔 170a に連通して形成されている。前記カム部 171 の内周面は、シリンダブロック 42 側に拡張するテーパ状に形成された円錐面とされている。また、前記カム部 171 を含む弁作動

50

付与部材 170 は、同弁作動付与部材 170 の軸線 X に対して、同軸線 X に沿った断面で見た場合、線対称に形成されている。前記カム部 171 の内周面（円錐面）が斜面に相当する。

【0098】

前記第 1 切替弁 66 の円錐形状の当接端 66a は、前記カム部 171 の内周面に対して線接触するように形成され、前記カム部 171 の円錐面に当接されている。従って、前記コイルスプリング 67 の付勢力及び後述するチャージポンプ（図示しない）による作動油の油圧が第 1 切替弁 66 に付与されることにより、第 1 切替弁 66 は、弁作動付与部材 170 に当接保持された状態でシリンダブロック 42 と同期回転をする。また、前記弁作動付与部材 170 の軸線 X が、シリンダブロック 42 の軸線 O に対してオフセットしていることによりシリンダブロック 42 が軸線 O 周りに一周する間に、第 1 切替弁 66 は、カム部 171 に沿って軸線 O 方向に距離 D1 だけ往復移動し、図 7 に示すような変位を実現する。

10

【0099】

従って、シリンダブロック 42 の回転に伴って、第 1 切替弁 66 はポート閉鎖位置 n0 を中心として、ポート U（油路 65）と第 2 油室 62 を連通させる第 1 開口位置 n1 と、ポート U（油路 65）と第 1 油室 61 を連通させる第 2 開口位置 n2 間を軸線 O 方向に沿って往復動する（図 7 参照）。なお、前記距離 D1 は、図 7 において、第 2 開口位置 n2 と第 1 開口位置 n1 間の距離である。

【0100】

また、このカム部 171 により、第 1 油圧装置 100 にはシリンダブロック 42 の軸線 O の周りの回転方向に対応して、0 度～180 度の範囲で領域 H、180 度～360（0）度の範囲で領域 I が付与されている。

20

【0101】

一方、図 13 及び図 14 に示すように、第 2 切替弁 76 は、第 2 弁孔 64 の底部 64a に配置されたコイルスプリング 77 により、プランジャ 58 がシリンダブロック 42 から突出する方向と同方向に付勢されている。また図 15 に示すように第 2 切替弁 76 におけるシリンダブロック 42 から突出した先端部（以下、当接端 76a という）は、略円錐形状に形成されている。

【0102】

図 15 に示すようにヨーク 23 のシリンダブロック 42 側の端面の中央部に形成された収納孔 78 内には、円筒状のホルダ 93 が固定されている。ホルダ 93 の内周面において、シリンダブロック 42 側は拡径された拡径部 93a とされており、同拡径部 93a には、ニードルベアリング 94 を介して弁作動付与部材 183 が回転自在に支持されている。このニードルベアリング 94 により、弁作動付与部材 183 はシリンダブロック 42 に対して同期回転可能になっている。

30

【0103】

また、ホルダ 93 の反シリンダブロック 42 側は縮径部 93b とされており、同縮径部 93b には、支持部材 95 が回転可能に内挿されている。同支持部材 95 には入力軸 21 が貫通されているとともに、同入力軸 21 に対して支持部材 95 は固定されている。また、前記弁作動付与部材 183 は、シム 96 を介して前記支持部材 95 に保持されている。

40

【0104】

ここで、弁作動付与部材 183 について詳しく説明すると、弁作動付与部材 183 は円筒状に形成されており、その略中央部に貫通孔 183a が形成されている。弁作動付与部材 183 は、その軸線 Y がシリンダブロック 42（入力軸 21）の軸線 O に対して、平行に所定距離 f だけオフセットされて配置されている。貫通孔 183a には入力軸 21 が挿通されている。なお、第 1 油圧装置 100 におけるオフセット量（所定距離）e と、第 2 油圧装置 200 におけるオフセット量（所定距離）f は同一量とされている。

【0105】

前記弁作動付与部材 183 のシリンダブロック 42 側にはカム部 184 が貫通孔 183a

50

に連通して形成されており、カム部184の内周面は、シリンダブロック42側に拡径するテーパ状に形成された円錐面とされている。また、カム部184を含む弁作動付与部材183は、同弁作動付与部材183の軸線Yに対して、同軸線Yに沿った断面で見した場合、線対称に形成されている。前記カム部184の内周面（円錐面）が斜面に相当する。

【0106】

そして、前記第2切替弁76の円錐形状の当接端76aは、前記カム部184に対して線接触するように形成され、前記カム部184に当接されている。この結果、前記コイルスプリング77の付勢力及び後述するチャージポンプ（図示しない）による作動油の油圧が第2切替弁76に付与されることにより、第2切替弁76は、弁作動付与部材183に当接保持した状態でシリンダブロック42と同期回転する。また、前記弁作動付与部材183の軸線Yがシリンダブロック42軸線Oに対してオフセットしていることにより、シリンダブロック42が軸線O周りに一周する間に、第2切替弁76は、カム部184に沿って、軸線O方向に距離D2だけ往復移動し、図7に示すような変位を実現する。なお、第1切替弁66における往復移動距離D1と第2切替弁76における往復移動距離D2は等しくされている。

【0107】

なお、図7において、弁作動付与部材170におけるカム部171の円錐面と、弁作動付与部材183におけるカム部184の円錐面との相対位置は弁作動付与部材170、183が回転自在にされているため変化するが、説明の便宜上、1つにまとめて図示している。

【0108】

そして、ヨーク23（出力回転部）のシリンダブロック42との相対回転に伴って、この弁作動付与部材183におけるカム部184により、第2油圧装置200にはヨーク23（出力回転部）のシリンダブロック42に対する軸線O周りの相対回転角0度～180度の範囲で領域J、180度～360（0）度の範囲で領域Kが付与されている。

【0109】

また、図13～図15に示すように、入力軸21において、第1弁孔63に相対した位置には半径方向に軸孔99に連通する油路97が形成されている。シリンダブロック42の内周面には、第1及び第2弁孔63、64の底部63a、64aにそれぞれ挿通する周溝98が形成されており、同周溝98は油路97に連通されている。この結果、コイルスプリング67、77が配置された第1及び第2弁孔63、64の底部63a、64aには、軸孔99、油路97、周溝98を介してチャージポンプから作動油が満たされている。

【0110】

本実施形態では、弁作動付与部材170、183がそれぞれ往復動付与部材に相当する。ここで、上記のように構成された無段変速装置20（第1及び第2油圧装置100、200）における第1及び第2切替弁66、76の往復動の状況を説明する。

【0111】

まず、弁孔63、64における底部63a、64a内の油圧と、同底部63a、64aにおけるコイルスプリング67、77の付勢力との協働にて、各切替弁66、76は常に弁作動付与部材170、183におけるカム部171、184側へ押圧され、当接保持される。

【0112】

そして、シリンダブロック42の回転に伴い、切替弁66、76が軸線O方向に沿って往復動する。このとき、弁作動付与部材170、183はシリンダブロック42に対して同期回転をし、斜板面44又はヨーク23（回転斜面51）に対して相対回転する。そして、切替弁66、76の基端部が弁孔63、64の底部63a、64aに接近する場合は、シリンダブロック42の回転により、カム部171の円錐面において当接端66a、76aと当接する部位は、シリンダブロック42側へ進出する。そして、切替弁66、76の当接端66a、76aをシリンダブロック42側へ押圧していく。すると、移動する切替弁66、76によりコイルスプリング67、77は自身の付勢力に抗して収縮されるとと

もに、弁孔 6 3, 6 4 の底部 6 3 a, 6 4 a に満たされている作動油は周溝 9 8 へ排出される。

【0113】

一方、切替弁 6 6, 7 6 の基端部が弁孔 6 3, 6 4 の底部 6 3 a, 6 4 a から離間する場合は、シリンダブロック 4 2 の回転により、カム部 1 7 1, 1 8 4 の円錐面において当接端 6 6 a, 7 6 a と当接する部位は、反シリンダブロック 4 2 側へ退出する。このとき、収縮したコイルスプリング 6 7, 7 7 が復元する際の弾性力と、周溝 9 8 から弁孔 6 3, 6 4 の底部 6 3 a, 6 4 a に満たされる作動油の油圧が切替弁 6 6, 7 6 に掛かる。すると、第 1 及び第 2 切替弁 6 6, 7 6 はその当接端 6 6 a, 7 6 a がカム部 1 7 1, 1 8 4 に当接されたまま、シリンダブロック 4 2 から突出するように移動する。

10

【0114】

このとき、切替弁 6 6, 7 6 の当接端 6 6 a, 7 6 a を、斜板に当接させているのではなく、シリンダブロック 4 2 側に拡張するテーパ状に形成されたカム部 1 7 1, 1 8 4 に当接させて、切替弁 6 6, 7 6 の往復動を実現させている。そして、弁作動付与部材 1 7 0, 1 8 3 (カム部 1 7 1, 1 8 4) は自身の軸線 X, Y に対して断面形状が線対称なので、シリンダブロック 4 2 の軸線 O 方向にバランス改善が容易である。

【0115】

従って、本実施形態によれば、前記第 1 実施形態における (3) ~ (5) に記載の効果に加えて、以下のような効果を得ることができる。

(1) 上記実施形態では、シリンダブロック 4 2 に対して同期回転をする弁作動付与部材 1 7 0, 1 8 3 のシリンダブロック 4 2 側にカム部 1 7 1, 1 8 4 を設け、その内周面を、円錐面として形成した。そして、弁作動付与部材 1 7 0, 1 8 3 の軸線 X, Y をシリンダブロック 4 2 の軸線 O に対して所定距離 e, f だけオフセットした。この結果、シリンダブロック 4 2 が回転することで、切替弁 6 6, 7 6 に往復動が付与される。

20

【0116】

従来、前記切替弁 6 6, 7 6 の先端側に、その軸心をシリンダブロック 4 2 の軸線 O に対して一定角度傾斜させた玉軸受を配置させたものが知られており、同玉軸受の内輪の側面 (斜板に相当) が、切替弁を往復動させるためのカム面として使用されていた。また、切替弁 6 6, 7 6 の基端側に位置する弁孔 6 3, 6 4 の底部 6 3 a, 6 4 a には、バネが設けられるとともに、チャージポンプからの作動油が満たされていた。そして、前記バネのバネ力及び作動油の油圧により切替弁 6 6, 7 6 を玉軸受側へ常に付勢していた。そして、斜板である玉軸受の内輪の側面に、切替弁 6 6, 7 6 が当接した状態で、シリンダブロック 4 2 と共に玉軸受が、前記軸線 O の周りを回転することで前記切替弁 6 6, 7 6 に往復動が付与されるようになっていた。

30

【0117】

しかし、これは、玉軸受の内輪の側面 (斜板) を、切替弁 6 6, 7 6 に往復動を付与するカム面として使用していたため、回転中にシリンダブロックの 4 2 軸線方向に対して設計上比較的改善困難なアンバランス状態が起こるという問題があった。

【0118】

従って、従来と異なり、斜状配置した部材 (斜板) に当接させているのではなく、軸線 X, Y に対して断面が線対称に形成された円錐面 (カム部 1 7 1, 1 8 4) に当接させたので、切替弁 6 6, 7 6 が往復動する際に、軸線 O 方向にバランス修正が容易である。

40

【0119】

なお、上記各実施形態は以下のような別例に変更して具体化してもよい。

・上記第 1 実施形態では、フランジ 7 2 の係止溝 7 3 と係合するくびれ部 6 6 b, 7 6 b の長手方向両側にはテーパ面 6 6 d, 7 6 d を形成したが、図 6 (c) に示すように、前記テーパ面 6 6 d, 7 6 d を形成しなくてもよい。このようにした場合は、各フランジ 7 2 の当接側面は、切替弁 6 6, 7 6 の大径部 6 6 c, 7 6 c に対して点接触となる。

【0120】

・上記第 1 実施形態では、リテーナ 7 0 のフランジ 7 2 に係止溝 7 3 を設け、その一方で

50

切替弁 66, 76 にくびれ部 66b、76b を設け、互いに係合させて、切替弁 66, 76 の往復動を実現させたが、図 16 (a), (b) に示すような構成にしてもよい。即ち、図 16 (a) に示すように、リテーナ 70, 83 は、円筒状の筒部 71 と、筒部 71 のシリンダブロック 42 側の端部周縁に亘って等角度毎に張出形成された係合突起 172 とから構成されている。図 16 (b) に示すように、前記係合突起 172 は L 字状に形成されている。

【0121】

そして、リテーナ 70, 83 は、その軸心が玉軸受 69, 84 により軸線 O に対して斜交するように配置され、このため、係合突起 172 のシリンダブロック 42 に対向する面を含む仮想平面は、軸線 O に対して斜交する。

10

【0122】

その一方で、切替弁 66, 76 には、係合孔 176 が形成され、前記係合突起 172 が係入されている。前記係合孔 176 の両開口部はテーパ面 176a とされており、係合突起 172 の両側面は前記テーパ面 176a に対して線接触するようになっている。このようにしても、第 2 実施形態と同様の作用効果を奏す。また、図 16 (b) は第 2 油圧装置 200 側のリテーナ 83 を図示しているが、第 1 油圧装置 100 側のリテーナ 70 も同様の構成である。

【0123】

・また、上記第 1 実施形態のリテーナ 70, 83 を図 17 に示すような構成にしてもよい。即ち、リテーナ 70, 83 のフランジ 72 と切替弁 66, 76 の先端部をピアノ線 173 等の曲げ方向に弾性を有する部材で連結する。このようにしても、フランジ 72 のフランジ面がシリンダブロック 42 側に進出又は退出する際は、ピアノ線 173 を介して、切替弁 66, 76 に往復動を付与できる。なお、図 17 は第 2 油圧装置 200 側のリテーナ 83 を図示しているが、第 1 油圧装置 100 側のリテーナ 70 も同様の構成である。

20

【0124】

すなわち、前記第 1 実施形態では、リテーナ 70, 83 と、分配弁である第 1 切替弁 66、第 2 切替弁 76 とを直接互いに係合したが、本実施形態では、連結部材であるピアノ線 173 等により間接的にリテーナ 70, 83 と、分配弁である第 1 切替弁 66、第 2 切替弁 76 とを連結した構成としている。

【0125】

・上記第 1 及び第 2 実施形態において、ギヤシフト装置 138 の構成を図 18 に示すギヤシフト装置 150 (CST) の構成に変えてもよい。
ギヤシフト装置 150 は、同図に示すように、ヨーク 23 の突出端に出力ギヤ 24 が形成され、図示しない終減速装置に駆動トルクを伝達する出力軸 155 に連結された前進クラッチ 152、及び後進クラッチ 153 を備えている。また下記の歯車列を備えている。

30

【0126】

前進クラッチ 152 の駆動側クラッチプレートは、出力ギヤ 24 に噛合されたギヤ 151 を備えている。そして、シフトレバー 146 の操作により、前進クラッチ 152 が連結されると、ヨーク 23、出力ギヤ 24、ギヤ 151、前進クラッチ 152、出力軸 155 を介して、図示しない終減速装置に駆動トルクを伝達する。

40

【0127】

又、出力ギヤ 24 には、アイドルギヤ 156、アイドルギヤ 156 と共通軸を有するアイドルギヤ 157 及び中間ギヤ 159 を介して後進クラッチ 153 の駆動側クラッチプレートに連結されたギヤ 160 からなる歯車列が連結されている。そして、クラッチ機構 300 の切断後におけるシフトレバー 146 の後進側操作により、後進クラッチ 153 が連結されると、前記歯車列、出力軸 155 を介して、図示しない終減速装置に駆動トルクを伝達する。この実施形態では、ギヤシフト装置 150 が正逆回転切替装置に相当する。

【0128】

・上記第 1 及び第 2 実施形態において、無段変速装置 20、さらには動力伝達装置に用いた第 1 油圧装置 100 又は第 2 油圧装置 200 をプランジャ 43, 58 が軸線方向に往復

50

動するアキシアル型に代えて、プランジャが軸線の径方向に往復動するラジアル型にしてもよい。

【0129】

・上記第2実施形態において、弁作動付与部材170、183のカム部171、184の内周面は、シリンダブロック42側に拡径するテーパ状に形成された円錐面とされていたが、半球面状に形成してもよい。また、円錐面や半球面でなくても以下の構成を満たすものであれば、断面放物線状の面や他の形状でもよい。

【0130】

・上記実施形態では、カム部171、184の内周面にシリンダブロック42側に拡径する円錐面を形成し、切替弁66、76を当接させたが、弁作動付与部材170、183の外周面をシリンダブロック42側に縮径する円錐状に形成し、前記外周面に当接させる態様をとってもよい。このようにした場合、前記弁作動付与部材170、183の外周面が斜面に相当する。

【0131】

次に、上記実施形態及び各別例から把握できる技術的思想について、それらの効果と共に以下に記載する。

(1) 請求項1に記載の油圧式無段変速装置において、係合される前記分配弁と往復動付与部材とは線接触する構成とされていることを特徴とする油圧式無段変速装置。このようにすれば、係合箇所の負荷を軽減でき、耐久性を向上できる。

【0132】

【発明の効果】

以上詳述したように、請求項1の発明によれば、往復動付与部材と分配弁の係合関係で、分配弁が往復動できる構成が実現でき、分配弁の往復動の構造をシンプルにできる。

【0133】

請求項2の発明によれば、請求項1に記載の効果を動力伝達装置にも実現できる。

請求項3の発明によれば、分配弁が往復動する際に、シリンダブロックの軸線方向のバランス修正が容易である。

【0134】

請求項4の発明によれば、請求項3に記載の効果を動力伝達装置にも実現できる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明を具体化した第1実施形態の無段変速装置の断面図。

【図2】 同じく図1のB-B線断面図。

【図3】 同じく図1のA-A線断面図。

【図4】 同じく要部断面図。

【図5】 同じく要部断面図。

【図6】 同じく、(a)は往復動付与部材としてのリテーナの正面図、(b)は要部拡大図、(c)は他の例の要部拡大図。

【図7】 第1切替弁66、第2切替弁76によるポートが開口するタイミングを示す説明図。

【図8】 同じく無段変速装置を含む動力伝達装置の概念図。

【図9】 同じく実施形態の作用を示す無段変速装置の概念図。

【図10】 同じく作用を示す無段変速装置の概念図。

【図11】 シフターの平面図。

【図12】 同じく行程容積と出力回転数とを表した特性図。

【図13】 第2実施形態における無段変速装置の断面図。

【図14】 同じく無段変速装置の要部断面図。

【図15】 同じく無段変速装置の要部断面図

【図16】 (a)は他の実施形態における往復動付与部材(リテーナ)を示す正面図、(b)は要部拡大図。

【図17】 他の実施形態における要部拡大図。

10

20

30

40

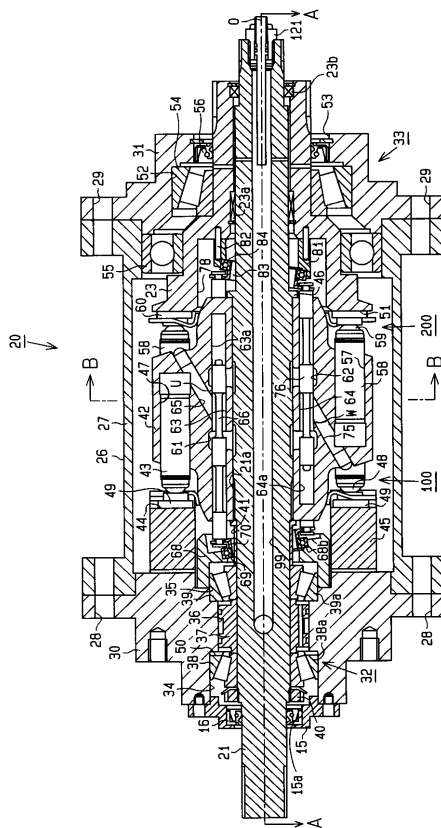
50

【図 18】 同じく動力伝達装置の要部概念図。

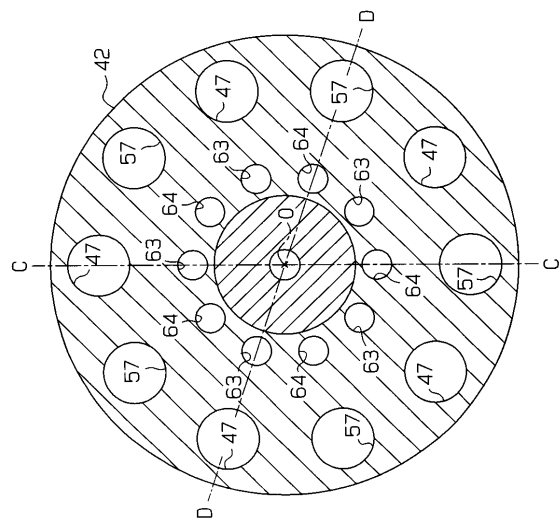
【符号の説明】

O…シリンダブロックの軸線、X、Y…往復動付与部材の軸線、21…入力軸、22…エンジン（原動機）、23…ヨーク（出力回転部）、42…シリンダブロック、47、57…プランジャ孔（プランジャ室）、70、83…リテーナ（往復動付与部材）、66…第1切替弁（分配弁）、76…第2切替弁（分配弁）、138…ギヤシフト装置（正逆回転切替装置）、170、183…弁作動付与部材（往復動付与部材）、171、184…カム部（斜面）、300…クラッチ機構（断接手段）。

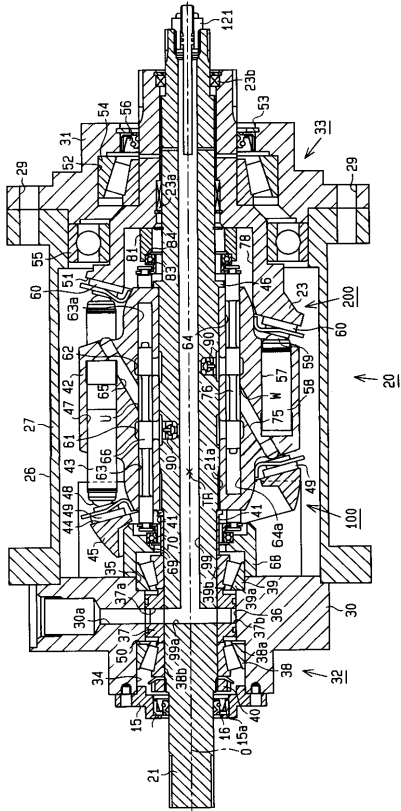
【図 1】



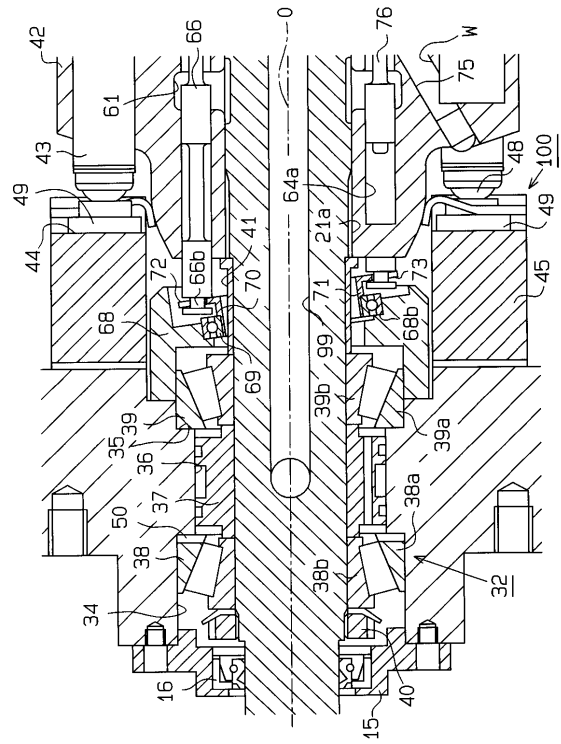
【図 2】



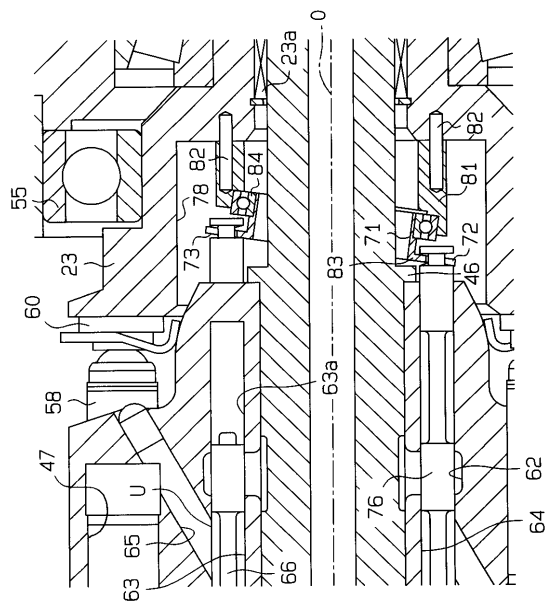
【図 3】



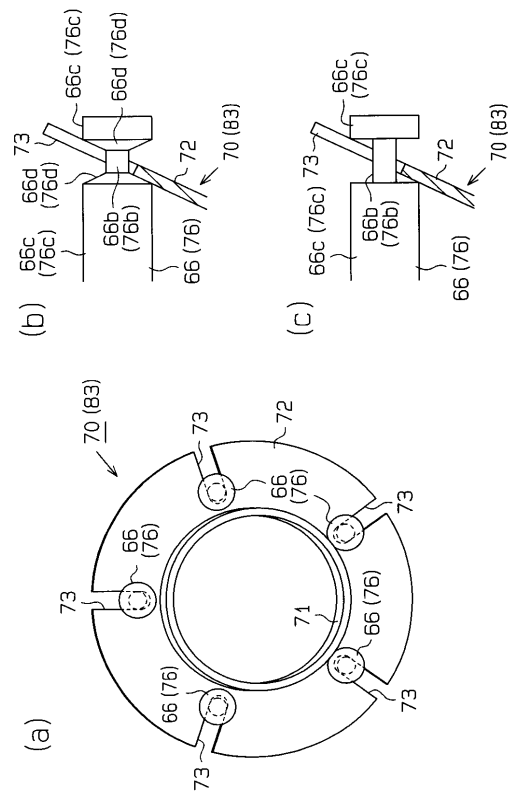
【図 4】



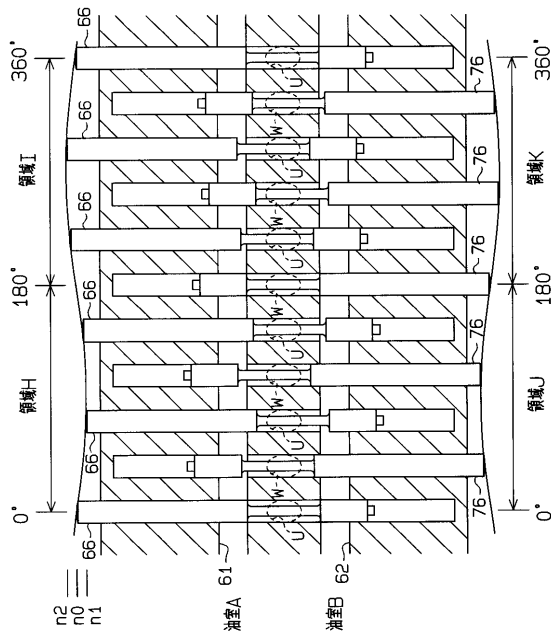
【図 5】



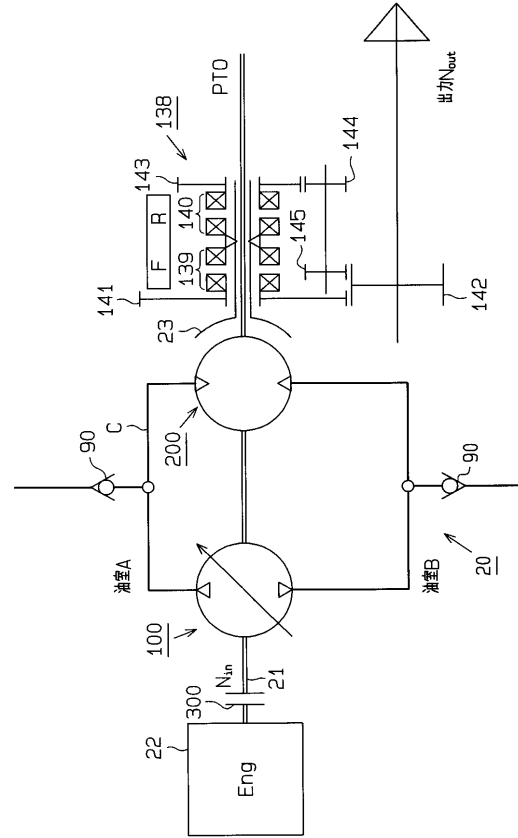
【图 6】



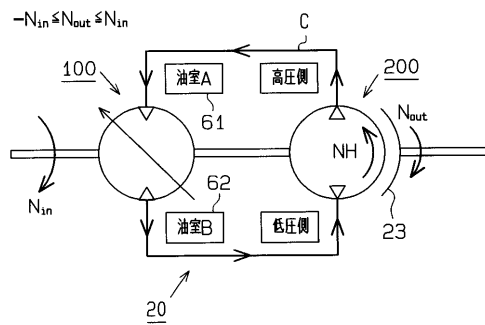
【図 7】



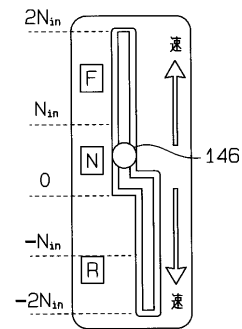
【図 8】



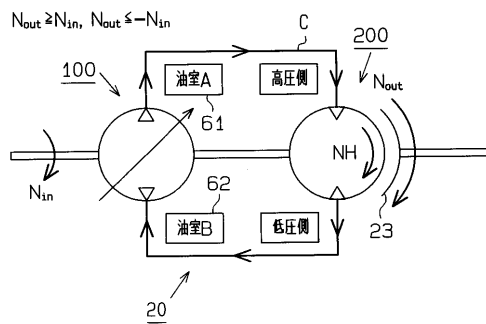
【図 9】



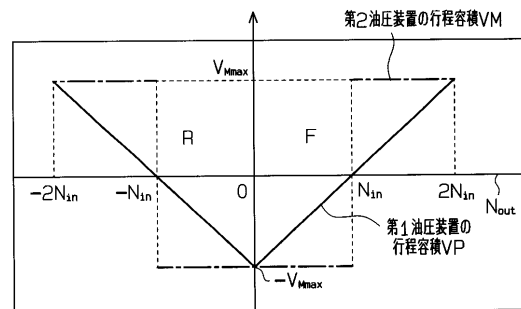
【図 1 1】



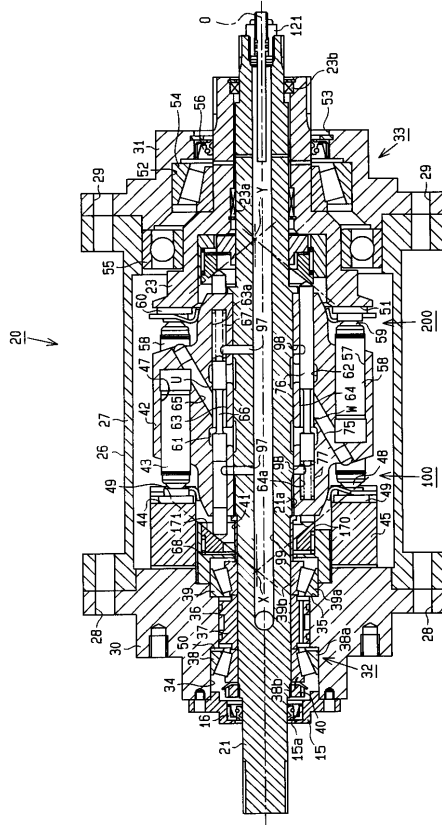
【図 1 0】



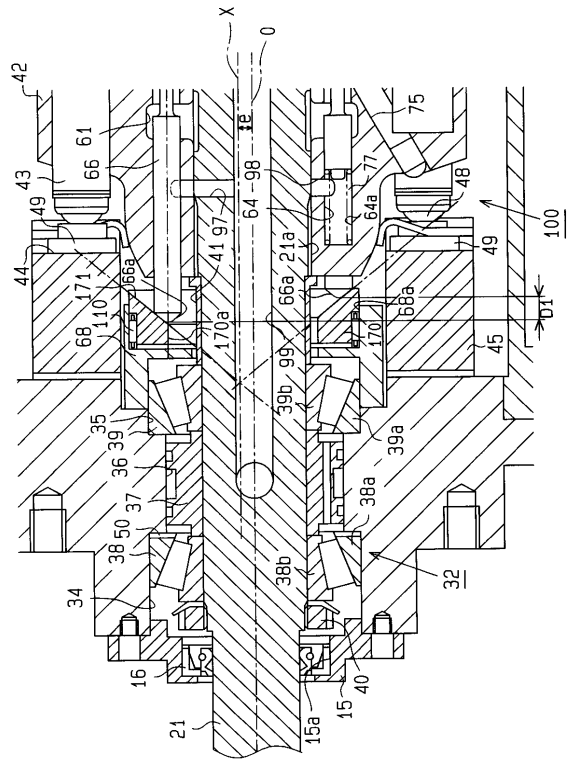
【図 1 2】



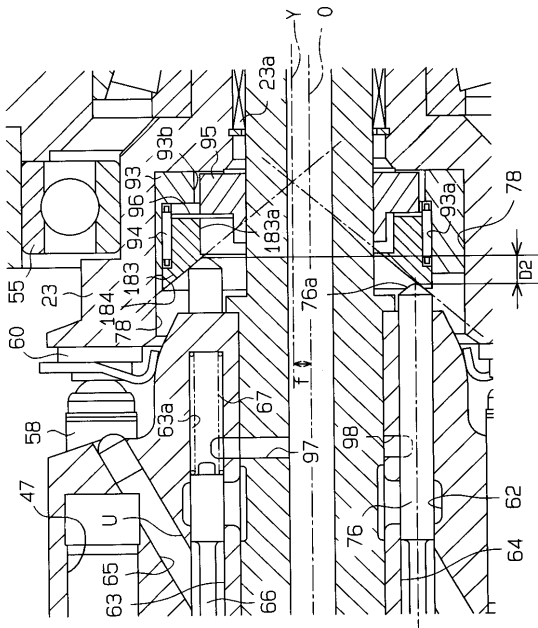
【図 13】



【図 14】



【図 15】



フロントページの続き

- (72)発明者 松山 博志
大阪府大阪市北区茶屋町1番32号 ヤンマーディーゼル 株式会社 内
- (72)発明者 森 久則
大阪府大阪市北区茶屋町1番32号 ヤンマーディーゼル 株式会社 内
- (72)発明者 坂本 訓彦
大阪府大阪市北区茶屋町1番32号 ヤンマーディーゼル 株式会社 内
- (72)発明者 久保田 幸雄
大阪府大阪市北区茶屋町1番32号 ヤンマー農機 株式会社 内

審査官 石田 智樹

- (56)参考文献 特開平11-082672 (JP, A)
特開平03-129169 (JP, A)
特開平09-133162 (JP, A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F16H 39/14
F16H 47/02