

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4153991号  
(P4153991)

(45) 発行日 平成20年9月24日 (2008.9.24)

(24) 登録日 平成20年7月11日 (2008.7.11)

(51) Int.Cl.	F 1	
F 1 6 H 39/10 (2006.01)	F 1 6 H 39/10	
F 1 6 H 61/40 (2006.01)	F 1 6 H 61/40	R
F 1 6 H 61/42 (2006.01)	F 1 6 H 61/42	C
	F 1 6 H 61/42	J

請求項の数 8 (全 16 頁)

(21) 出願番号	特願平8-515355	(73) 特許権者	594133917
(86) (22) 出願日	平成7年10月10日 (1995.10.10)		マーチン・マリエッタ・コーポレーション
(65) 公表番号	特表平9-511818		アメリカ合衆国、メリーランド州 208
(43) 公表日	平成9年11月25日 (1997.11.25)		17、ベセスダ、ロックレッジ・ドライブ
(86) 国際出願番号	PCT/US1995/013843		6801
(87) 国際公開番号	W01996/014523	(74) 代理人	100071010
(87) 国際公開日	平成8年5月17日 (1996.5.17)		弁理士 山崎 行造
審査請求日	平成14年10月8日 (2002.10.8)	(72) 発明者	フィルソム、ローレンス・レイ
審査番号	不服2006-11352 (P2006-11352/J1)		アメリカ合衆国、マサチューセッツ州 0
審査請求日	平成18年6月5日 (2006.6.5)		1201、ピッツフィールド、メドウ・リ
(31) 優先権主張番号	08/333,688		ッジ・ドライブ 21
(32) 優先日	平成6年11月3日 (1994.11.3)		
(33) 優先権主張国	米国 (US)		

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 連続変速油圧トランスミッション

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

連続変速油圧トランスミッションであって、ハウジングと、

前記ハウジング内に回転可能に設けられ主駆動装置から入力トルクを受ける入力シャフトと、

前記ハウジング内に回転可能に設けられロードに出力トルクを与える出力シャフトと、

前記入力シャフトに連結したポンプユニットと、

前記ハウジング内に固設されたモータユニットと、

前記ポンプユニットに突き合わされる入力面と、該入力面に対して鋭角に傾斜し前記モータユニットに突き合わされる出力面を有するスワッシュプレートであって、前記入力面と前記出力面との間で延伸し円周上で離間して位置する複数のポートを有し、かつ、ほぼ直径上で対向する高圧側 ( 1 2 8 ) と低圧側 ( 1 3 0 ) とを有するスワッシュプレートと、前記出力シャフトの内部に設けられ前記出力シャフトの軸方向に延伸し前記ポンプユニ

ットに作動油を導入する機能を有するシャフト流路と、

前記スワッシュプレートのトルクを前記出力シャフトへ伝達するため該出力シャフトに連結され前記シャフト流路と連通する内部流路 ( 1 2 4 ) を含み、かつ、前記出力シャフトの軸に対する前記スワッシュプレートの角度調整を許容するように前記スワッシュプレートに回動自在に連結された連結体であって、前記連結体内部流路は、前記スワッシュプレート低圧側に連通する第 1 内部流路セグメント ( 1 2 4 , 1 2 7 ) と、前記スワッシュ

10

20

レート高圧側に連通する第2内部流路セグメント(124, 127)とを有する連結体と、  
前記入力シャフトと前記出力シャフト間の変速伝達比を得るように前記スワッシュプレート  
の角度を調整するコントローラと、  
を含んでなり、

前記出力シャフトは、その軸方向に延伸して前記シャフト流路を前記軸方向に延伸する第  
1及び第2シャフト流路に分ける仕切り(110)を有し、前記第1シャフト流路は前記  
連結体内部流路の前記第1内部流路セグメントに連通して前記スワッシュプレート低圧側  
において前記ポンプユニットに低圧作動油を与え、前記第2シャフト流路は前記連結体内  
部流路の前記第2内部流路セグメントに連通して前記スワッシュプレート高圧側から高圧  
作動油を引っ張るように設けられ、

前記ポンプユニットは、前記入力シャフトによって駆動された際に、前記スワッシュプレ  
ートポートを介して前記モータユニットに作動油を送って、前記スワッシュプレートにト  
ルクを生じさせ前記出力シャフトを駆動する連続変速油圧トランスミッション。

【請求項2】

請求項1のトランスミッションであって、前記出力シャフトは、前記第1シャフト流路と  
連通する第1半径方向ポートと、前記第2シャフト流路と連通する第2半径方向ポートと  
を有し、前記ハウジングは、前記第1半径方向ポートに連通する第1環状キャビティと、  
前記第1環状キャビティに連通する入口ポートと、前記第2半径方向ポートに連通する第  
2環状キャビティと、前記第2環状キャビティに連通する出口ポートとを含んでなるトラ  
ンスミッション。

【請求項3】

請求項2のトランスミッションであって、前記出力シャフトは、半径方向外側に延伸し直  
径方向に対向するハブ(118)を含み、前記スワッシュプレートは、更に、半径方向に  
延伸し直径方向に対向する内腔(120)を含み、前記連結体(100)は、前記スワッ  
シュプレート(22)を前記出力シャフト連結して該出力シャフトを回転駆動するために  
、隣接する前記ハブ(118)と、前記スワッシュプレートの前記対向内腔(120)に  
それぞれ受けられて対向する内側開口端と外側開口端をそれぞれが備える複数の中空駆動  
ピン(124)をさらに含み、前記第1及び第2内部流路セグメントは前記中空駆動ピン  
によって与えられているトランスミッション。

【請求項4】

請求項3のトランスミッションであって、更に、前記入口ポートに連結されて該ポートに  
低圧流体を供給する排油ポンプ(42)と、エネルギーアキュムレータ(232)と、該エ  
ネルギーアキュムレータを前記出口ポートに接続しエネルギーを蓄積する第1位置及び前記ア  
キュムレータを前記入口ポートに接続して蓄積されたエネルギーを排出しスワッシュプレ  
ート角度に依存して前記入力及び出力シャフトの一方又は両方を駆動する第2位置とを有す  
る再生制御コントロールバルブ(236)とを含んでなるトランスミッション。

【請求項5】

請求項1のトランスミッションであって、前記出力シャフトは、前記仕切りの内部に形成  
され軸方向に延伸する内腔(116)と、前記仕切りによって前記第1及び第2内部流路  
セグメントの間に位置され前記コントローラ(24)のための作動圧を与えるために前記  
内腔内に流入する低圧作動油の流れを制御するバルブ(132)とをさらに含んでなるトラ  
ンスミッション。

【請求項6】

請求項5のトランスミッションであって、前記出力軸は、軸方向に離間し半径方向に延伸  
して前記仕切り(110)を貫通して前記内腔(116)まで延伸する第1及び第2孔(  
160、162)をさらに有し、前記コントローラは、

1) 前記第1及び第2孔の間の軸方向位置において前記出力シャフトに固設した環状ピ  
ストン(140)と、

2) 前記出力シャフトを包囲し、かつ、前記環状ピストンを囲んで前記第1及び第2孔と

10

20

30

40

50

それぞれ連通し前記環状ピストンの軸方向の対向側部において前記第 1 及び第 2 孔とそれぞれ連通する第 1 及び第 2 環状チャンバ ( 1 4 5、 1 4 6 ) を与える環状シリンダ ( 1 1 4 ) と、

3 ) 前記第 1 及び第 2 環状チャンバのうちの 1 つから低圧作動油を選択的に排出して前記環状シリンダの軸方向の運動を生じさせるコントロールバルブ ( 1 6 4 ) と、

4 ) 前記環状シリンダの軸方向の運動を前記スワッシュプレートの回転角運動に変換するコントローラリンク装置と、

を含んでなるトランスミッション。

【請求項 7】

請求項 6 のトランスミッションであって、前記コントローラリンク装置は、前記出力軸に摺動自在に設けられ前記環状シリンダに付設された軸方向第 1 端部及び軸方向第 2 端部を備えるスリーブ ( 1 4 8 ) と、前記軸方向第 2 端部に固定された内側端部と、外側端部を有し半径方向に延伸する舌 ( 1 5 0 ) と、前記スワッシュプレートと前記舌を前記舌内側端部の外側の位置において回動自在に相互連結する回転ピン ( 1 5 4 ) とを含んでなるトランスミッション。

10

【請求項 8】

請求項 7 のトランスミッションであって、前記端の外側端部に固設したバランスリング ( 1 5 6 ) を更を含んでなるトランスミッション。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

20

【 0 0 0 1】

本発明は、油圧機械に関し、特に、連続 ( 無段 ) 可変速度伝達比でもって動力を主駆動装置からロード ( 動力を受ける装置、以下本発明において同じ ) に伝達可能な ( 静 ) 油圧トランスミッションに関する。

【背景技術】

【 0 0 0 2】

本出願の発明者が 1 9 9 2 年 1 月 1 4 日に出願した国際出願番号 P C T / U S 9 2 / 0 0 2 5 9 で開示したものは本明細書に組込まれるが、該国際出願において、油圧機械が開示されクレームされている。この機械は、中間に位置する楔型のスワッシュプレート ( 斜板 ) に対向しこれに軸が直線をなすように配列された油圧ポンプユニットと油圧モータユニットを含んでいる。ポンプユニットは主駆動装置によって駆動される入力シャフトに連結され、一方モータユニットは固定された機械ハウジングに取り付けられている。入力シャフトと同心円上にあり、ロードを駆動するため該ロードに連結された出力軸は、前記スワッシュプレートに連結されている。ポンプユニットが主駆動装置によって駆動されるとき、作動油は、スワッシュプレートに設けた特別形状の複数のポートを介してポンプユニットとモータユニットの間を行き来する。その結果、3 つのトルク成分 - これらはすべて同じ方向に作用している - はスワッシュプレートに作用して出力軸に出力トルクを生じさせてロードを駆動する。これらのトルク成分のうち 2 つは、回転するポンプユニットによってスワッシュプレートに与えられる機械的成分と、モータユニットによってスワッシュプレートに与えられる油圧機械的成分である。第 3 の成分は、複数のスワッシュプレートポートの円周上で対向する端部面 ( 複数 ) に作用する油圧によって生じる異なる力から生じる純粋な油圧成分である。前記対向端部面は、スワッシュプレートが楔型であるので、異なる面領域である。

30

40

【 0 0 0 3】

速度伝達比を変えるために、出力シャフト軸 ( 出力シャフトの軸 ) に対するスワッシュプレートの角度が変えられる。速度伝達比、即ち、速度比は連続的に 1 : 0 から 1 : 1 に可変であるので、主駆動装置はその最も効果的な作動点での本質的に設定された一定速度で走行することができる。1 : 0 ( ニュートラル ) の速度伝達比に設定できるのでクラッチを必要としない。従来の変速油圧トランスミッションにおいては、作動油の流量は速度伝達比の増大に比例して増え、速度伝達比が最大に設定されたところで最大流量が生じてい

50

たが、このような従来のトランスミッションとは異なり、前記国際出願に開示された油圧機械における流量は、速度伝達比の範囲の中間点において最大となり、その後急に減少して最大速度伝達比設定の所で基本的に0となる。従って、液体の流れによるロスは減少し、従来の高い比率の油圧トランスミッションによる泣き声のような耳障りな音をなくすることができる。スワッシュプレートに多重のトルク成分を与え、出力速度範囲の上半分での液体流量を減少させ、更に最適駆動装置入力を採用することができるので、前記国際出願の油圧機械は、高率で、静かな、連続変速油圧トランスミッションとして車両の駆動列に利用できるという特別な利点を備えている。

【発明の開示】

【0004】

本発明の1目的は、前記国際出願の油圧機械を改良し、サイズや、部品数及び製造コストを経済的にすることにある。

【0005】

本発明の別の目的は、低圧を生じさせる作動油を油圧ポンプ及びモータユニットに導入し、かつ、速度伝達比、すなわち、スワッシュプレートの角度の調整を可能にするように作動油圧を設けるようにした改良を与えることにある。

【0006】

本発明の更に別の目的は、前記国際出願に開示したタイプの油圧機械を改良したものであって、主駆動装置によって油圧機械が駆動される間にエネルギーを蓄え、それにより後に、スワッシュプレートの角度に依存して、出力シャフトや入力シャフトを一時的に駆動することができるものを提供することにある。

【0007】

本発明の更に別の目的は、油圧機械において生じる大きなスラスト荷重を取り扱うことができる改良型油圧ベアリングを提供することにある。

【0008】

これらの目的を達成するため、連続変速油圧トランスミッションとしての本発明の油圧機械は、ハウジングと、該ハウジングに回転可能に設けられ主駆動装置から入力トルクを受け取る入力シャフトと、該ハウジングに回転可能に設けられロードに駆動トルクを与える出力シャフトと、該入力シャフトに連結した油圧ポンプユニットと、該ハウジングに設けた油圧モータユニットと、楔型のスワッシュプレートであって、該ポンプユニットに対面する入力面と該モータユニットに対面する出力面との間に延伸するポートを有するスワッシュプレートと、該出力シャフトを駆動するため該出力シャフトに連結されかつ該スワッシュプレートに回転自在に連結され該出力シャフトと該スワッシュプレートとの間にトルクを伝達しかつ該出力シャフト軸に対して該スワッシュプレートの角度を調整する連結体と、該ポンプ及びモータユニットに静油圧の作動油を導入するため該入力及び出力シャフトの一方の内部に設けられ該シャフトの軸方向に延伸する内部流路とを含んでなる。

【0009】

また、これらの目的に従い、本発明は、ハウジングと、該ハウジングに回転自在に設けられ主駆動装置から入力トルクを受ける入力シャフトと、該ハウジングに回転自在に設けられロードにトルクを与える出力シャフトと、該入力シャフトに連結されたポンプユニットと、該ハウジングに設けた油圧モータユニットと、該出力シャフトを駆動するため該出力シャフトに連結された楔型のスワッシュプレートであって、該ポンプユニットに対面する入力面と該モータユニットに対面する出力面との間に延伸する複数のポートを有するスワッシュプレートと、該スワッシュプレートに連結され該出力シャフトの軸に対して該スワッシュプレートの向きを調整するコントローラと、蓄積位置と、回復位置とを有するバルブと、該主駆動装置によって該ポンプユニットの作動油が推進され、一方、該バルブが該蓄積位置にあるときにエネルギーを蓄積し、該バルブが回復位置にあるときに該ポンプユニット及びモータユニットにエネルギーを回復させ、該バルブを介して該ポンプユニット及びモータユニットと流体連通する静圧作動油アキュムレータであって、該スワッシュプレートの角度に従い該入力シャフト若しくは該出力シャフト、又は該入力シャフトと該出力シ

10

20

30

40

50

シャフトの両方を駆動するアキュムレータとを含んでなる油圧機械を提供する。

【0010】

更に、これらの目的に従い、本発明は油圧機械を提供し、この油圧機械は、ハウジングと、該ハウジングに回転自在に設けられ主駆動装置から入力トルクを受ける入力シャフトと、該入力シャフトによって駆動され、シリンダとピストンを有し該シリンダ内において作動油を加圧するポンプユニットと、油圧機械に取り付けられ第1のベアリング面を備える第1のベアリング部材と、油圧機械の可動部に取り付けられ1インタフェース（摺動面）において該第1のベアリング面を摺動する第2のベアリング面を備える第2のベアリング部材と、前記第1及び第2のベアリング面の一方に形成された少なくとも1つのキャビティと、該キャビティに連通し前記シリンダと流体連通する開口であって、該開口を介して作動油が前記シリンダから導入され前記キャビティを満たしかつ該開口を介して前記キャビティ内の前記作動油が前記シリンダ内の前記加圧された作動油によって加圧され油圧機械によって発生したスラスト荷重に抵抗するように前記キャビティの表面積に比例するスラスト力を発生させる開口とを有する静油圧スラストベアリングとを含んでなる。

10

【0011】

本発明の別の特徴、利点及び目的は以下に述べる説明に記されかつこの説明から部分的に明白であり、あるいは、発明の実施により学ぶことができる。本発明の前記別の目的及び利点は、以下の記載説明、請求の範囲及び添付図面により説明される装置によって理解される。

【0012】

これまで述べた一般的な説明及び以下の詳細な説明は例示的かつ説明的なものであり、請求の範囲に記載される発明を引き出すためのものであることが理解される。

20

【0013】

添付の図面は、発明の理解を容易にするものであり、明細書に組み入れられてその一部を構成するものであり、本発明の好ましい実施例を図示するものであり、説明と合わせて本発明の原理の説明を容易にするものである。

【好ましい実施例の詳細な説明】

【0014】

図1において、本発明の好ましい実施例の連続変速油圧トランスミッション10は、基本構成要素として、ハウジング12と、このハウジング内に回転自在に設けられ同心円上に位置し端と端がほぼ突き合わされた状態にされた入力シャフト14及び出力シャフト16とを有する。入力シャフト14のハウジングの外部に存する部分の端部には、主駆動装置（図示省略）に対する連動連結を容易にするために、番号14aで示すように、スプラインが設けられており、一方、出力シャフト16のハウジングの外部に存する部分の端部には、ロード（図示省略）に対する連動連結を容易にするために、番号16aで示すように、スプラインが設けられている。入力シャフト14は油圧ポンプユニット18（以下、単にポンプユニットと言うこともある）を駆動する。油圧モータユニット20（以下、単にモータユニットと言うこともある）は、油圧ポンプユニット18に軸方向に対向するようにハウジング12に取り付けられている。断面が楔型のスワッシュプレート22はポンプユニットとモータユニットの間に配設され出力シャフト16を駆動するため該出力シャフトに連結され、また、ポンプユニットとモータユニット間において作動油を給排出するためのポートを備える。コントローラ（調整装置）24は、スワッシュプレートを回転させ出力シャフト軸25に対するその角度を調整することにより出力シャフトの速度に対する入力シャフトの速度である速度伝達比を設定するため、スワッシュプレートに連結されている。

30

40

【0015】

ここで、図1について詳細に説明する。円筒形のハウジング12は、環状に配列された複数のボルト（図ではその1つが番号31で示されている）で固定されたカバー30を有し、このカバーはハウジングの入力側開口端部を塞いでいる。入力シャフト14はカバー30の中央開口32及びハウジングパーティション34の中央開口33を介してハウジング

50

12内に延伸する。カバーの中央開口32及びハウジングパーティション34の中央開口33に嵌合された複数のベアリング35は入力シャフト14を回転自在に支承する。ボルト37によってカバー30に固定された環状のエンドキャップ36は、シール38を入力シャフトの周面に押し付けるように保持して作動油の漏出を防止する。

【0016】

入力シャフトのカバー30とハウジングパーティション34との間の軸部は、図1及び図4に番号42で概略的に示す排油ポンプへの連動連結を容易にするために、番号40で示すようにスプラインが形成されている。図に示すように、例えば、カバー30に形成した入口ポート43a及び排出ポート43bは、作動油を油だめからポンプ送りするために、排油ポンプ42を図4の油圧回路に流体連通させる。図4において油だめ44はハウジ  
10  
ングの外に配設されていることが示されるが、ハウジング内の下部で延伸するパン（受容器）部分（図示省略）に設けることとしてもよい。

【0017】

図1に戻り、入力シャフト14の内側端部には、出力シャフト16の細径内側端部を受けるため円筒状切欠き45とした座ぐりを形成している。該切欠き45に嵌合したベアリング46は出力シャフトの内側端部を回転自在に支承する。入力シャフト14のハウジングパーティション34よりも内側の端部は、環状スラストワッシャ49のスプライン付き中央内腔48に係合するスプライン周面を備え半径方向に延伸するフランジ47を形成するように裾広がりになっている。ハウジングパーティション34の内面に形成した環状切欠き51に嵌合されかつハウジングパーティション34に穿孔された孔53に挿入した頭付きピン52によって回転しないようにキー結合された環状の被せ板50は、後に説明する  
20  
ように、トランスミッション10に生じる極端なスラスト荷重を効果的に処理するためにスラストワッシャ49と協働する。

【0018】

スラストワッシャ49の半径方向の内側端面は、ポンプユニット18に含まれる複数のピストンを支持するキャリア56の半径方向に裾広がりとなった左側端部を受けるために切り欠かれている。これらのピストン、例えば、その数は10個（1つが番号58で示されている）、は前記国際出願に開示されるように出力シャフト軸25の同心円上に等間隔で配列されている。図1に示すように、各ポンプピストン58は、細長いボルト61によ  
30  
ってピストンキャリア56に取り付けられたピストンヘッド60を有する。該ボルト61は、ピストンキャリア56に形成した孔を通り、そしてスラストワッシャ49に形成したネジ孔62にねじ込まれる。ピストンヘッド60は球状内面を形成するように機械加工され、この球状内面はボルト61によって支持される内側ブッシング63にキー係合された内側ベアリング62Aの球状外面に対応する。離間した位置にあるスリーブ64もボルト61によって支持されており、ボルト61を締め付けると、球面ベアリングが、ピストンヘッド60をピストンキャリア56に対して軸方向に離間させるように適当な位置にしっかりと保持される。この結果、各ピストンヘッド60は、前記国際出願に開示された油圧機械と同じ様に、限定された半径方向の回転運動を行なうように設けられている。ポンプピ  
40  
ストンキャリア56の円筒状の右側端部は、環状ポンプシリンダブロック68の中央開口を機械加工して形成した球面67に対向する環状球面ベアリング66を支持する。キャリア56及び球面ベアリング66に設けた対向するショルダー（肩）に対して作用する加圧ばね69は、該球面ベアリングを右側のトランスミッション出力端部の方へ付勢する。ベアリング70はポンプピストンキャリア56の中央開口（出力軸16はこの開口を通して延伸する）に配設されて、これまたポンプピストンキャリア56を回転自在に支持する。シリンダブロック68は、ポンプピストン（複数）58をそれぞれ受ける環状に配列されたポンプシリンダ（複数）72を含む。ポンプピストンヘッド60とポンプシリンダブ  
50  
ロック68が球面ベアリング上に設けられているので、ポンプシリンダブロック回転軸の歳差動作がうまくなされる。

【0019】

図1において、油圧モータユニット20の基本的構造は油圧ポンプユニット18に等しい

10

20

30

40

50

。しかしながら、回転ポンプピストンキャリア 56 と同等な環状モータピストンキャリア 74 は環状配列されたボルト 75 によってハウジング 12 に取り付けられている。これらのボルトはまた複数のモータピストン 76 を取り付けするために用いられる。各モータピストン 76 は、ポンプピストン 58 と同様に、スリーブ 79 によってポンプピストンキャリア 74 に対して離間した位置に設けた球面ベアリング 78 上に回転自在に設けたピストンヘッド 77 を含む。モータシリンダブロック 80 は次ぎに環状の球面ベアリング 82 を介してキャリア 74 上に回転自在に設けられる。複数の加圧ばね 82 a は球面ベアリング 82 を左側のトランスミッション 10 の内側端部の方へ付勢する。再び、ポンプシリンダブロック 68 の場合と同様に、シリンダブロック 80 に複数のモータシリンダ 83 を円形に配列してそれぞれのモータピストン 76 を受ける。モータユニット 20 はボルト 75 によってハウジング 12 に固定されているので、モータピストン 76 とシリンダブロック 80 は回転しないが、モータピストンヘッド 77 がボルト 75 に、モータシリンダブロック 80 がキャリア 74 に球面ベアリングを介して設けられているので、モータシリンダブロック軸の章動（歳差運動）がなされる。

#### 【0020】

更に、図 1 に示すように、出力シャフト 16 はキャリア 74 の中央開口を通過して右側へ延伸し、複数のボルト（その一つを番号 87 によって示す）によってハウジング 12 に固定されたハブ形状の出力端部閉鎖体 86 に形成した中央開口を通過してハウジング 12 の外側へ延伸する。前記端部閉鎖体中央開口に設けられ、出力シャフトの周面に形成された環状溝 90 a に取り付けられた C 型クリップ 90 の横に設けられた 1 組のリング状のベアリング 81 はハウジング 12 の外側へ出ようとする出力シャフトを支持する。ボルト 93 によって端部閉鎖体 86 に固定された環状の端部キャップ 92 は、出力シャフト 16 のハウジングからの最終出口地点においてシール 94 を出力シャフト 16 の表面に押し付け、作動油の漏出を防止する。

#### 【0021】

スワッシュプレート 22 は、ポンプユニット 18 とモータユニット 20 との間の作動位置において連結体 100（図 1）によって出力シャフト 16 に連動連結される。スワッシュプレート 22 は、ポンプシリンダブロック 68 の面 102 に密着摺動する入力面 101 と、モータシリンダブロック 80 の面 104 に密着摺動する出力面 103 を含む。スワッシュプレート 22 の入力面と出力面は互いに傾斜して鋭角を成し、この角度がスワッシュプレートの楔形状を与えている。腎臓のような形をした複数のポート 106（図 2）は、スワッシュプレート 22 の入力面と出力面 22 との間に延伸し、そして、ポンプシリンダブロック 68 のシリンダ 72 内のそれぞれの開口 107 と、モータシリンダブロック 80 のシリンダ 83 内のそれぞれの開口 108 に連通する。これらについては、前記国際出願に詳細に説明され図示されている。

#### 【0022】

出力シャフト 16 は中空シャフトであり、この中に仕切り（パーティション）110 が挿入され隣り合う 1 組の軸方向の細長い流路 112、114 が、図 2 及び図 3 に示すように形成されている。めくらの中央内腔 116 が仕切り 110 内に形成され、この内腔は図 3 に示すように仕切りの左端から右端近くまで延伸する。図 2 に戻り、連結体 100（これは、スワッシュプレート 22 を出力シャフト 16 に対して駆動可能に連結する）は、出力シャフト 16 上に設けられ互いに直径上で対向して半径方向に外側に延伸する一対のハブ 118 を含む。一つのハブの内側端部は内部シャフト流路 112 に開口し、もう一つのハブの内側端部は内部シャフト流路 114 に開口する。直径上で対向する半径方向の内腔 120 がスワッシュプレート 22 に穿孔されており、これらの内腔にフランジ付きのスリーブ 122 が挿入される。中空の駆動ピン 124 が次ぎにスワッシュプレート内腔及びブッシングスリーブ 122 を介してシャフトハブ 118 に挿入されてスワッシュプレート 22 を回転駆動自在に出力シャフトに連結する。プラグ 126 がスワッシュプレート内腔 120 のネジ付き外側端部に螺入され該外側端部をシールし、駆動ピン 124 を適正位置に捕える。半径方向の内腔 127 が各駆動ピンの外側端部近くにおいて駆動ピンのチューブ状

10

20

30

40

50

の壁を貫通して設けられ、スワッシュプレート 22 の高圧側 128 (直径線 129 の右側) から内部シャフト流路 112 に、また、スワッシュプレート 22 の低圧側 130 (直径線 129 の左側) から内部シャフト流路 114 に作動油が流れるように構成されている。シャフト仕切り 110 に形成され仕切り内腔 116 に連通し、互いに対向する大きな側部開口 133, 133 に 1 つのシャトルバルブ 132 が設けられている。このシャトルバルブは、1 つの肩付きの相互連結ピン 135 に離間して取り付けられた 1 組のバルブプレート 134 を含む。その結果、スワッシュプレート 22 の高圧側 128 にさらされたほうのバルブプレート 134 は 1 つの仕切り開口 133 をシールし、他方のバルブプレート 134 は仕切り 110 から離間され他方の仕切り開口 133 をスワッシュプレート 22 の低圧側 130 に開口させ、これにより低圧作動油を仕切り内腔 116 内へ流入させる。すなわち、シャトルバルブ 32 は低圧作動油のみを仕切り内腔 116 に流入させる。

10

## 【0023】

図 1 に戻り、比率コントローラ 24 は、出力シャフト周面に設けた環状溝 142 (図 3) に取り付けられた割カラー 141 によって固定された軸上の位置において出力シャフト 16 に設けられた環状ピストン 140 を含む。環状コントロールシリンダ 144 がシール 143 によりシールされた状態で出力シャフト上に摺動自在に設けられ、このシリンダ 144 はピストン 140 を包囲してピストン 140 の左側にシールされたチャンバ 145、ピストンの右側にシールされたチャンバ 146 を与える。出力シャフト 16 を囲むコントロールスリーブ 148 はその外側端部においてコントロールシリンダ 144 に固定され、そしてモータユニットキャリア 74 と出力シャフトの間のクリアランスを介してスワッシュプレート 22 の方へ延伸する。コントロールスリーブ 148 の内側端部には半径方向外側へ延伸する舌 150 が固定されている。図 2 から最も良くわかるように、出力シャフト 16 から半径方向に離間する位置において、横内腔 151 が舌 150 に穿孔され、内腔 151 はブッシング 152 と直線をなす。直線上の複数の横穴 153 がスワッシュプレート 22 の、軸方向に厚いリムに穿孔されている。回転ピン 154 が次ぎに内腔 153 と舌ブッシング 152 を介して図 2 に示すピストンに挿入されてスワッシュプレート 22 を舌 150 に回転自在に連結している。

20

## 【0024】

図 1 及び 2 に示すように、バランスリング 156 がボルト 157 によって舌 150 の外側端部に取り付けられている。前記国際出願に説明されるように、バランスリング 156 によって与えられるようなカウンタウェートは、スワッシュプレート 22、歳差運動するポンプシリンダブロック 68 及びモータシリンダブロック 80 の偏心したマスのバランスを取るために用いられる。

30

## 【0025】

比率コントローラ 24 の説明に戻り、図 3 に示すように、一組の半径方向の孔 160、162 は出力シャフト 16 のチューブ状壁とシャフト仕切り 110 とを貫通して仕切り内腔 116 と交わるように穿孔されている。孔 160、162 の軸方向の位置は、コントロールピストン 140 (図 1) を固定する環状の溝 142 を閉鎖するようにその両横であり、従ってコントロールピストンの両横である。このため、コントロールシリンダチャンバ 145 は孔 160 を介して仕切り内腔 116 内の低圧作動油とつながり、コントロールシリンダチャンバ 146 は孔 162 を介して仕切り内腔 116 内の高圧作動油とつながる。図 1 に戻り、円筒形のコントロールバルブ部 164 はコントロールシリンダ 144 の周面にシールされるように該コントロールシリンダを囲む。通油孔 165、166 は最終軸方向位置においてコントロールシリンダ 144 のチューブ状の壁を貫通するように穿孔され、通油孔 165 はコントロールシリンダチャンバ 145 と連通し、通油孔 166 はコントロールシリンダチャンバ 146 と連通する。比率を変化させるとき以外は通油孔 165、166 はコントロールバルブ部 164 によって閉鎖されている。

40

## 【0026】

コントロールバルブ部 164 の内面は機械加工されて 1 対の環状キャビティ 168、169 が軸方向端部において形成されている。比率コントローラの構成要素はスワッシュプレ

50

ート 2 2 及び出力軸 1 6 とともに回転するので、コントロールバルブ部 1 6 4 の外周面は、連続する環状溝 1 7 0 を形成する 1 対の軸方向に離間した環状リブを備える。ハウジング 1 2 に設けられ軸方向に移動するコントロールロッド 1 7 2 は、バルブ部材環状溝 1 7 0 に係合し半径方向内側に突出する指 1 7 3 を備える。

【 0 0 2 7 】

先に説明したように、一定速度の運転の際には、コントローラ 2 4 のコントロールバルブ部 1 6 4 は軸方向の位置にあつて通油孔 1 6 5、1 6 6 をシールする。従つて、両方のコントロールシリンダチャンバ 1 4 5、1 4 6 は仕切り内腔 1 1 6 及び孔 1 6 0、1 6 2 を介して同じ圧力の作動油で満たされる。従つて、コントロールシリンダ 1 4 4 の軸方向位置はチャンバ 1 4 5、1 4 6 内のバランスの取れた油圧によって定常に保たれてスワッシュプレート 2 2 の確立された角位置に従い特定の速度伝達比に設定される。速度伝達比を変えるために、コントロールシリンダ 1 4 4 に対するコントロールバルブ部 1 6 4 の軸位置をシフトさせて環状溝 1 6 8、1 6 9 のうちの 1 つをコントロールシリンダ通油孔 1 6 5、1 6 6 の相当する 1 つに連通させる。作動油は、次ぎに通油されたコントロールシリンダチャンバから閉鎖されていない通油孔を介してコントロールバルブ部 1 6 4 内の協働する環状キャビティに流入する。排出された作動油は、環状キャビティ 1 6 8、1 6 9 が連通する図 4 の油圧回路内で回復される。コントロールシリンダチャンバ 1 4 5、1 4 6 内に生じた圧力のアンバランスの結果として、コントロールシリンダ 1 4 4 の軸方向の位置はシフトされ、コントロールスリーブ 1 4 8 及び舌 1 5 0 を含んでなるコントローラリンク装置を介してスワッシュプレートの回転角度調整が生じる。

【 0 0 2 8 】

コントロールバルブ部 1 6 4 のシフトされた軸方向位置は環状溝 1 7 0 内のコントロールロッド指 1 7 3 の係合によって維持されるため、コントロールバルブ部はコントロールシリンダ 1 4 4 の軸方向の移動に追従しない。最終的には、コントロールシリンダは、1 つの軸方向位置であつて、通油孔 1 6 5、1 6 6 のうちの通油された 1 つがコントロールバルブ部 1 6 4 によってシールされる位置に到達する。コントロールシリンダチャンバ 1 4 5、1 4 6 内の作動油圧は迅速に等しくなつてコントロールシリンダのシフトした軸方向位置、すなわち、新しいスワッシュプレート角度を保持する。

【 0 0 2 9 】

図 1 に示すコントローラ及びスワッシュプレートの位置を考えると、コントロールバルブ部 1 6 4 が実際に左側にシフトしたとき、通油孔 1 6 6 は環状キャビティ 1 6 9 に開口する。作動油が次ぎにコントロールシリンダチャンバ 1 4 6 から排出され、作動油は仕切り内腔 1 1 6 と孔 1 6 0 を介してコントロールシリンダチャンバ 1 4 5 内に流入するので、圧力のアンバランスを生じさせる。コントロールシリンダ 1 4 6 の容積は縮小するので、コントロールシリンダチャンバ 1 4 5 の容積が膨張してコントロールシリンダ 1 4 4 を左側へ駆動する。スワッシュプレート 2 2 がこのように横軸 1 7 6 (図 2) 回りに時計方向に回転され、連結体 1 0 0 によって確立されるよう出力シャフト軸 2 5 と交差する。

【 0 0 3 0 】

通油孔 1 6 6 がコントロールバルブ部 1 6 4 によってシールされる軸方向位置にコントロールシリンダ 1 4 4 が到達すると、コントロールシリンダチャンバ 1 4 5、1 4 6 内の作動油圧は等しくなつて新規なスワッシュプレート角度に従う速度伝達比を設定する。

【 0 0 3 1 】

図 1 に示すトランスミッション 1 0 の説明をまとめると、円周上に離間して設けた第 1 のセットの孔 1 8 0 が出力シャフト 1 6 のチューブ状壁に穿孔され、これらの孔は低压内部シャフト流路 1 1 4 に連通し、一方、第 2 セットの円周上の離間した孔 1 8 2 (出力シャフトの先端側の側部にある孔 1 8 0 から軸方向にずれた位置において想像線で示す) が出力シャフト 1 6 のチューブ状壁に穿孔され、これらの孔は高压内部シャフト流路 1 1 2 に連通する。機械加工により一組の環状キャビティ 1 8 4、1 8 6 は端部閉鎖体 8 6 の内腔表面(内壁)に設けられている。環状キャビティ 1 8 4 はセットの孔 1 8 0 と同一円周上にあり、一方、環状キャビティ 1 8 6 は、セットの孔 1 8 2 と同一円周上にあり、これら

10

20

30

40

50

のキャビティには環状シール 188 が設けてあるのでそこから作動油が漏出することはない。端部閉塞体 86 のポート 190、191 は、それぞれ環状キャビティ 184、186 と連通する。

#### 【0032】

トランスミッション 10 の動作の詳細な説明は前記国際出願を参照することによりわかりやすくなると思われるが、ここでは、簡潔にするために単に要約される。主駆動装置によって入力シャフト 14 にトルクを与えると、排油ポンプがポンプユニット 18 とともに駆動され、ポート 190、孔 180 及び内部シャフト流路 114 を介して補給作動油をポンプシリンダ 72 及びモータシリンダ 83 へ導入する。図 3 に示すように、複数の小径孔 194 が仕切り内腔 116 に穿孔されており、潤滑の目的のため作動油が種々のシャフトベアリングに配送されるようになっている。スワッシュプレート 22 の角度が図 1 に示すようになっているとき、スワッシュプレートの入力面 101 は出力シャフト軸 25 に対して直角である。ポンプシリンダブロック 68 は、よって軸運動成分を持たずに円形路を回転するので、作動油のポンプ輸送は生じない。これは速度伝達比のニュートラル設定である。

10

#### 【0033】

出力シャフト 16 に連結されたロードにトルクを与えたいときは、コントロールロッド 172 を左側へシフトし、上述した方法でスワッシュプレートを反時計方向に回転させ調整し、スワッシュプレートの回転軸を傾かせて新規速度伝達比を設定する。いまスワッシュプレート 22 の入力面 101 は出力シャフト軸 25 に対して傾いているので、ポンプシリンダブロック 68 の回転はいま、出力シャフト軸 25 から角度的にオフセットした、傾いた軸回りの回転である。モータシリンダブロック 80 の回転軸もまたスワッシュプレート出力面 103 によって与えられる新規設定に傾いていることに留意されたい。故に、ポンプシリンダ 72 はポンプピストン 58 に対して軸方向に往復動し、ポンプシリンダ内の作動油を加圧し該加圧された作動油を腎臓形状のスロット 106 へポンプ輸送する。ポンプシリンダブロック 68 の回転面によってスワッシュプレート 22 の入力面 101 に与えられるトルクはスワッシュプレートを介して出力シャフト 16 に配送される入力トルクの機械的成分を構成する。この機械的トルク成分は、スワッシュプレートの入力面 101 が出力シャフト軸 25 に直角なときは 0 であり、スワッシュプレートの出力面 103 が軸 25 に直角なときに出力トルクの 100% となるまで徐々に増大する。これは、出力シャフト軸に対してスワッシュプレートの出力面が直角であるため、モータシリンダ 83 内のモータピストン 76 のポンプ動作がなく、従ってモータユニット 20 から作動油が流れないためである。従って、ポンプユニット 18 とスワッシュプレート 22 の油圧作動はロックされ、回転するポンプシリンダブロック 68 とスワッシュプレート 22 の間に相対移動がないように、ポンプユニット 18 とスワッシュプレート 22 の油圧作動はロックされる。故に、入力軸 14 から出力軸 16 までの機械的トルク伝達を介した速度伝達比は 1 : 1 である。

20

30

#### 【0034】

スワッシュプレート 22 が中間の角度にあるとき、ポンプユニット 18 によって加圧された作動油はスワッシュプレート内に形成された腎臓型のスロット 106 を介してポンプ輸送されモータシリンダブロック 80 内のモータシリンダ 83 内の作動油を加圧する。モータシリンダ 83 内の加圧された作動油はモータシリンダブロック 80 の軸方向を向く内面に軸力を与え、この力は次ぎにスワッシュプレート 22 の出力面 103 に与えられる。トルク成分はこのようにスワッシュプレートに与えられ、このトルク成分は、出力シャフト軸に対するスワッシュプレートの角度の正接に、モータシリンダブロック 80 によってスワッシュプレート 22 に与えられた軸力を乗じたものである。

40

#### 【0035】

スワッシュプレート 22 に生じるトルクの第 3 成分は純粋な静油圧成分であり、また、前述した異なる領域である腎臓型スロット 106 の円周上で対向する端面に与えられた油圧によって生じた異なる力の関数である。この第 3 のトルク成分は、ニュートラルと 1 : 1

50

との間の中間速度伝達比におけるトランスミッション 10 を介して伝達されるトルクの約 85% である。

【0036】

ニュートラル以外の速度伝達比において、ポンプシリンダ 72 はスワッシュプレート 22 の最も薄い部分から最も厚い部分へと「登り」方向に回転するとともに、これらのシリンダ内の作動油は加圧され、すなわち圧力を得る。従って、これは図 2 において 128 で示すスワッシュプレートの高圧側である。次に、スワッシュプレートの直径上で対向する側部上でポンプシリンダ 72 はスワッシュプレートの最も厚い部分から最も薄い部分へと「下り」方向に回転する。これは、図 2 において 130 で示されるスワッシュプレート 22 の吸引側、すなわち低圧側であり、この間に作動油はモータシリンダ 83 からスワッシュプレートスロット 106 を介してポンプシリンダ 72 へ戻る。

10

【0037】

図 4 に示す油圧回路に戻り、作動油は排油ポンプ 42 によって油だめ 44 からフィルタ 200、圧油ライン（流路）202 及びチェックバルブ 203 を介して端部閉鎖体 86 のポート 190 へ流入し、ポンプ出力圧が低圧ポート 190 における圧力を越える限り、このポート 190 を介して、更に内部シャフト流路 114 を介して、低圧創成作動油がポンプユニット 18 とモータユニット 20 に導入される。小エネルギー蓄積アキュムレータ 204 は、フィルタ 200、圧油ライン 205 及びチャージングバルブ 208 を介して排油ポンプの出力物を充填される。このチャージングバルブ 208 はチェックバルブ 208 を含み、このチェックバルブ 208 は、アキュムレータの圧力がポンプ出力圧を超えないならば、開いて作動油をアキュムレータ内に送る。この場合、調整可能な圧力逃がし弁 210 が開いて、ライン 205 の作動油はリターン圧油ライン 212 へと迂回されて第 2 圧力逃がし弁 214 及び冷却器 216 を介して油だめ 44 へ戻される。第 2 圧力逃がし弁 214 は、作動油がライン 212 に迂回されたときにライン 205 の圧力を減じる役目を行い、排油ポンプ 42 を低圧で作動させて、圧油ライン 202 を介して潤滑ライン及び低圧内部シャフト流路 114 へ作動油を給送する。

20

【0038】

アキュムレータ 204 は、排油ポンプ 42 の出力に適当な油圧がない場合に比率コントローラ 24 を常に運転することができる適当な油圧を確保するエネルギーを蓄積する目的を果たす。このように、アキュムレータ 204 は、圧油ライン 220 とチェックバルブ 222 を介してポート 190 に接続されている。主駆動装置が入力シャフト 14 へ与える入力トルクを停止した場合に油圧はこのように速度伝達比を変えることができる。

30

【0039】

図 4 において番号 164 及び 172 は、図 1 に示す前述の比率コントローラ 24 のコントロールバルブ部及びコントロールロッドと同様なコントロールバルブ部及びコントロールロッドをそれぞれ示す。同様に、番号 140、144、145 及び 146 は、それぞれ、図 1 の前述の比率コントローラものと同様なコントロールピストン、コントロールシリンダ及びコントロールシリンダチャンバを示す。このように、図 4 に示すように、コントロールバルブ部 164 の調整された比率設定位置に依存して、コントロールシリンダチャンバ 145 又は 146 の一方が通油されて、矢印 224 で示すようにコントロールシリンダ 144 の軸方向の移動を生じさせる。通油されたコントロールシリンダチャンバから排出された作動油は圧油ライン 226 を介して油だめ 44 に戻される。

40

【0040】

なお図 4 に言及し、低圧内部シャフト流路 114 に連通するポート 190 は、チェックバルブ 234、圧油ライン 235 及びスプールバルブ 236 を介して、圧油ライン 230 によって大エネルギー蓄積アキュムレータ 232 に連結されている。同様に、高圧内部シャフト流路 112（図 2）に連通するポート 191 は、圧油ライン 237、チェックバルブ 238、圧油ライン 235 及びバルブ 236 を介して、大エネルギー蓄積アキュムレータ 232 に連結されている。2つのチェックバルブ 237、238 は、高圧作動油のみ（通常、ポート 191 に存するが、突発的にはポート 190 に存する）がアキュムレータ 232 に

50

入るようにする。上記国際出願に開示されるように、シャフト流路 1 1 2、1 1 4 に連結された圧力逃がし弁 2 3 3 は、スワッシュプレートの高圧及び低圧の差圧が設計上の限度を超えないようにする。図示の中心バルブ位置において、圧流ライン 2 3 5 はアキュムレータ 2 3 2 から外されて、エネルギーを蓄積する作動油はアキュムレータ 2 3 2 内に流入しない。しかしながら、コントロールバルブが右側へシフトされると、圧油ライン 2 3 5 がアキュムレータに接続され、高圧作動油はアキュムレータ内に流入し、トランスミッション 1 0 が主駆動装置によって駆動され、特に、車両の減速中である間にエネルギーを蓄積する。次に、コントロールバルブ 2 3 6 が左側へシフトされたとき、アキュムレータ 2 3 2 に蓄積されたエネルギーは、圧油ライン 2 4 0、圧油ライン 2 3 0 及びポート 1 9 0 を介してポンプユニット及びモータユニットに戻され、スワッシュプレートの角度に従い入力シャフト 1 4 若しくは出力シャフト 1 6、又はその両方を一時的に駆動するために利用される。

10

#### 【 0 0 4 1 】

このように、回復された蓄積エネルギーは、出力シャフトを制動しながら入力シャフトを駆動し、従って、例えば、トランスミッション主駆動装置として連結された内燃機関エンジンのクランクの作動を開始することに利用される。あるいは、回復されたエネルギーは入力シャフトを制動しながら出力シャフトを駆動するため、従って、車両を短い距離推進させるために用いられる。最後に、回復されたエネルギーはトルクを入力及び出力シャフトの両方に与えて、主駆動装置によって入力シャフトに与えた入力トルクを補足するように利用される。

20

#### 【 0 0 4 2 】

図 4 の説明をまとめると、トランスミッションの保護機構としての圧力逃がしバルブ 2 5 0 ( 図 1 には示されていない ) は、前記国際出願に開示されるように、スワッシュプレート 2 2 の高圧側と低圧側の間においてスワッシュプレートに用いられ、スワッシュプレートの高圧側と低圧側の圧力差が設計上の限度を越えることを防止する。

#### 【 0 0 4 3 】

先に述べたように、図 1 のスラストワッシャ 4 9 と被せ板 5 0 は、連続変速トランスミッション 1 0 に生じる極端なスラスト ( 軸方向の ) 荷重を処理するために回転油圧ポンプユニットとハウジング 1 2 との間の非常に効果的な油圧スラストベアリングを与える。図 5 に示すスラストワッシャ 4 9 の平面図に見られるように、スラストワッシャの内部内腔にはスプライン 4 8 ( 図 1 及び図 5 ) が設けられており、このスプラインは入力シャフト 1 4 と一体的な半径方向のフランジ 4 7 の周面に形成されたスプライン 4 8 と噛み合し、スラストワッシャは入力シャフト速度で回転する。円形上に配列されたネジ付き孔 2 6 0 は円形上に等間隔で配設され、機械加工されてスラストワッシャ 4 9 を軸方向に貫通している。図 1 に番号 6 2 で示す部分において、ポンプピストン取付けボルト 6 1 はこれらのネジ付き内腔 2 6 0 に螺入される。図示の実施例は 1 0 個のポンプピストン 5 8 を備え、スラストベアリング 4 9 のネジ付き孔 2 6 0 の数も 1 0 である。

30

#### 【 0 0 4 4 】

図 1 に想像線で示すように、内腔 2 6 2 は各ポンプピストン取付けボルト 6 1 の全長に渡ってその内部に穿孔されてそれと連携するポンプシリンダ 7 2 内の作動油と通じるように開口している。図 5 に戻り、1 0 個の扇型キャビティ 2 6 4 ( 1 つは図 1 に示されている ) は、機械加工によりスラストワッシャ 4 9 のベアリング面 2 6 5 に浅く形成されており、それぞれネジ付き孔 2 6 0 の位置に対応している。図 1 に示すように、これらのキャビティ 2 6 4 のスラストワッシャベアリング面の開口は被せ板 5 0 ( 該板はハウジングパーティション 3 4 の半径方向の面に形成された環状切欠き 5 1 内にピン 5 2 によって取り付けられている ) の平坦なベアリング面 2 6 6 によって閉鎖されている。ポンプシリンダ 7 2 から排出される作動油はピストン取付けボルト 6 1 内の内腔 2 6 2 を通ってキャビティ 2 6 4 を満たす。従って、油圧ポンプユニット 1 8 のポンプ動作の際に、各ポンプシリンダ 7 2 内の作動油の圧力及びピストン取付け内腔 2 6 2 を介してこれと通じる作動油の圧力は等しい。それぞれ対応するポンプシリンダ 7 2 内の作動油の圧力 ( 複数 ) から生じて

40

50

ポンプピストン（複数）に作用するスラスト力（複数）と、キャビティ 264 内のそれぞれの作動油から生じてスラストワッシャ 49 に作用するスラスト力は、軸方向の反対方向に生じる。従って、ポンプピストンヘッド面積にキャビティ面積を比例させることによって、スラストワッシャとスワッシュプレートとの摺動面におけるネットの（正味）スラスト力は所望の強さに調整可能である。実際、ネットスラスト力はスラストワッシャとスワッシュプレートとの摺動面に過度の摩擦力が働くほど大きくあってはならず、また、過度の作動油が摺動面から漏出するほど低くあってはならない。しかしながら、摺動面の潤滑のため多少の漏出は必要である。従って、最適設計はこれらの相矛盾する要素、すなわち、摩擦と漏出を要求するものである。

【0045】

ポンプピストンヘッドの表面積の約 90% の表面積までスラストワッシャ 49 のベアリング面にキャビティ 264 を機械加工することにより、最適運転が達成され、摩擦と漏出がともに最少になることが判明した。

【0046】

上記説明により、本発明は上記国際出願に開示されるタイプの無限変速油圧トランスミッションが提供され、この発明品は、コンパクトサイズであり、部品数が少なく、製造コストが低いという利点を有する。トランスミッションハウジング内で高圧及び低圧作動油を別々に処理するために出力シャフト内に内部流路を設けることで、製造工程を簡易化できた。比率コントローラのデザインにおいて出力シャフトを設けることにより更に経済的になり、特に、省スペース化された。本発明のエネルギーを蓄積し回復させる点は、ユニークで多才な運転性能を与える。

【0047】

本発明の趣旨から逸脱することなしに、本発明装置に種々の変形・変更をなすことは当業者にとって明白である。従って、本願発明は、特許請求の範囲に記載されるもの及びその均等物に含まれるそういった変形・変更を含むものである。

【図面の簡単な説明】

【0048】

【図 1】本発明の連続変速油圧トランスミッションの軸（長手）方向の断面図。

【図 2】図 1 の 2 - 2 線断面図。

【図 3】図 1 の出力シャフトの軸方向（長手方向）の断面図。

【図 4】図 1 のトランスミッションの組込んだ油圧回路の概略図。

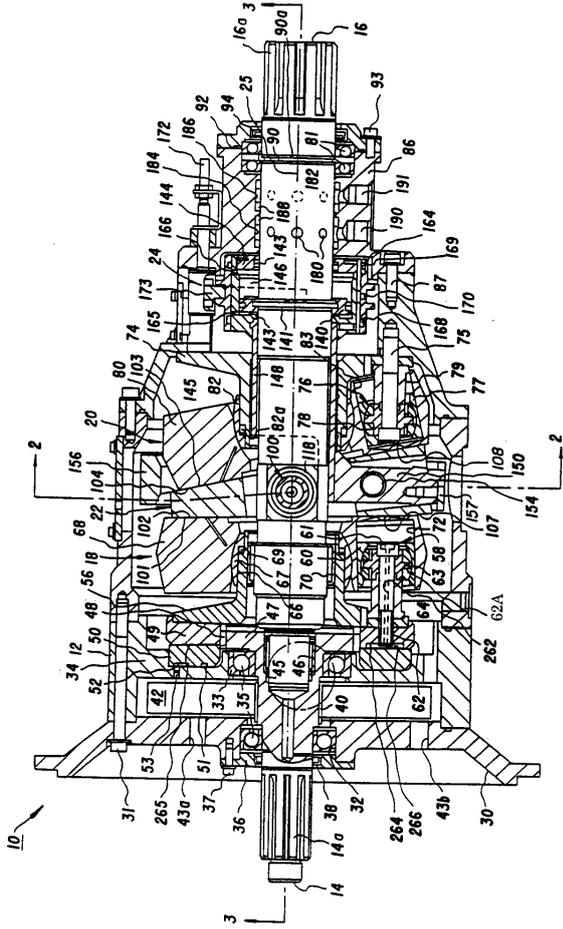
【図 5】図 1 のトランスミッションに用いられるスラストベアリングに含まれるスラストワッシャの平面図。

10

20

30

【 図 1 】



【 図 2 】

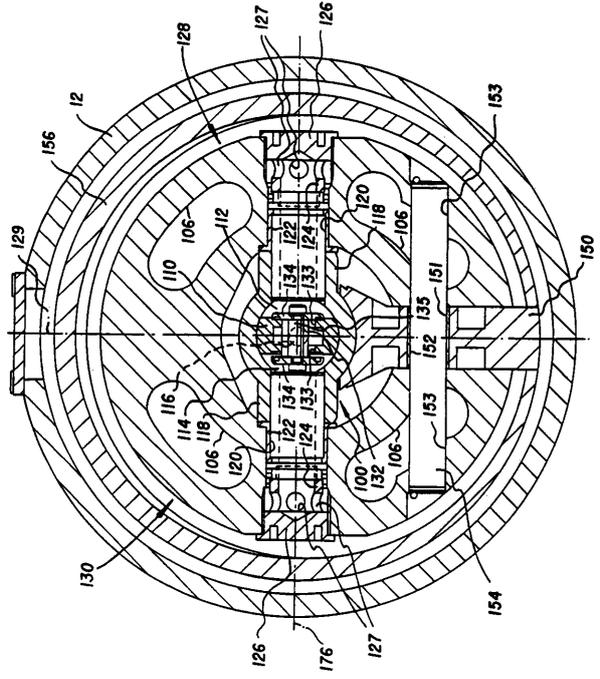


FIG.2

【 図 3 】

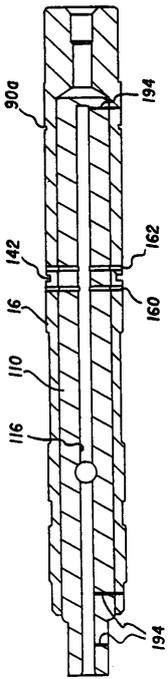


FIG.3

【 図 5 】

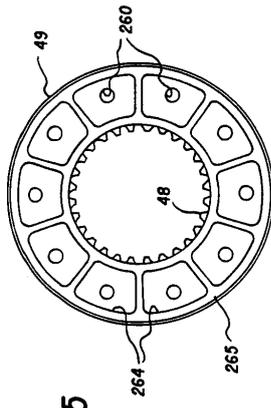


FIG.5

【 4 】

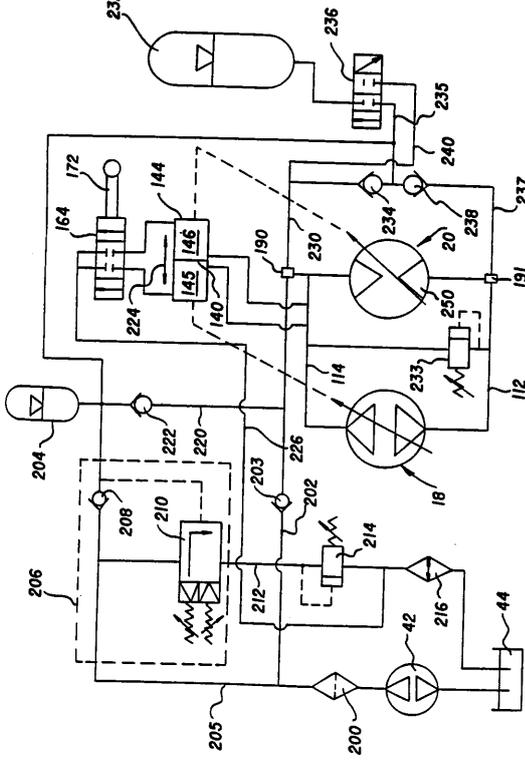


FIG.4

---

フロントページの続き

合議体

審判長 亀丸 広司

審判官 水野 治彦

審判官 溝淵 良一

(56)参考文献 特表平6 - 5 0 5 3 2 7 ( J P , A )  
特開平6 - 4 2 6 0 5 ( J P , A )

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B名)  
F16H39/00-39/42