

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3599136号

(P3599136)

(45) 発行日 平成16年12月8日(2004.12.8)

(24) 登録日 平成16年9月24日(2004.9.24)

(51) Int. Cl.⁷

F 1 6 H 61/40

F I

F 1 6 H 61/40

G

F 1 6 H 61/40

L

請求項の数 3 (全 14 頁)

(21) 出願番号	特願平7-261682	(73) 特許権者	000005326
(22) 出願日	平成7年10月9日(1995.10.9)		本田技研工業株式会社
(65) 公開番号	特開平9-100909		東京都港区南青山二丁目1番1号
(43) 公開日	平成9年4月15日(1997.4.15)	(74) 代理人	100071870
審査請求日	平成14年2月1日(2002.2.1)		弁理士 落合 健
		(74) 代理人	100097618
			弁理士 仁木 一明
		(72) 発明者	中島 芳浩
			埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会 社本田技術研究所内
		審査官	磯部 賢

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 静油圧式無段変速機の自動クラッチ装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

油圧ポンプ(P)及び油圧モータ(M)を低圧油路(50)及び高圧油路(51)を介して相互に連通し、低圧油路(50)及び高圧油路(51)に、補給ポンプ(69)に連なる補給油路(L)を第1逆止弁(74)及び第2逆止弁(75)をそれぞれ介して接続した静油圧式無段変速機において、

高圧油路(51)と、油溜(71)に連なる排出ポート(101)との間に、それらの間を連通する開弁位置とそれらの間を遮断する閉弁位置とに切換わるクラッチ弁(78)を設け、このクラッチ弁(78)に、これを閉弁方向へ付勢すべく低圧油路(50)の油圧を作用させる一方、補給油路(L)に、その油圧を油圧ポンプ(P)の入力回転数の上昇に応じて増大させる油圧ガバナ(80)を接続したことを特徴とする、静油圧式無段変速機の自動クラッチ装置。

【請求項2】

請求項1記載のものにおいて、

クラッチ弁(78)の閉弁時には、それに高圧油路(51)の油圧を開弁方向へ与え、高圧油路(51)の油圧が低圧油路(50)の油圧より所定値以上増大するとクラッチ弁(78)を開弁動作させるようにした、静油圧式無段変速機の自動クラッチ装置。

【請求項3】

請求項1記載のものにおいて、

クラッチ弁(78)は、油圧モータ(M)の出力軸(27)に連動回転するシリンダプロ

10

20

ック（Ｂ）に径方向摺動可能に嵌装されて径方向内端を低圧油路（５０）に臨ませる弁ピストン（９９）と、この弁ピストン（９９）を径方向内方側に付勢する戻しばね（１０３）とを備え、油圧ポンプ（Ｐ）を駆動するエンジンのアイドルリング時には、戻しばね（１０３）の付勢力で弁ピストン（９９）が径方向内方側に押しやられることでクラッチ弁（７８）の閉弁位置が保持されるようにした、静油圧式無段変速機の自動クラッチ装置。

【発明の詳細な説明】

【０００１】

【発明の属する技術分野】

本発明は、油圧ポンプ及び油圧モータを低圧油路及び高圧油路を介して相互に連通し、低圧油路及び高圧油路に、補給ポンプに連なる補給油路を第１逆止弁及び第２逆止弁をそれぞれ介して接続した静油圧式無段変速機において、油圧ポンプ及び油圧モータ間を油圧伝動状態や油圧伝動遮断状態に自動制御する自動クラッチ装置に関する。

10

【０００２】

【従来の技術】

従来、かゝる自動クラッチ装置として、低圧油路と高圧油路間を接続する短絡油路に、それを開閉するクラッチ弁を設け、このクラッチ弁に、油圧ポンプの原動機の回転に連動する油圧ガバナの発生油圧で作動するアクチュエータを連結して、クラッチ弁を自動的に操作するようにしたものが知られている（例えば特公昭６１－２３４１４号公報参照）。

【発明が解決しようとする課題】

従来の自動クラッチ装置は、クラッチ弁の他に、これを操作するアクチュエータを必要とするため、構造が複雑、且つ大型化し、コスト高となる欠点がある。

20

【０００３】

本発明は、そのような欠点を解消した前記静油圧式無段変速機の自動クラッチ装置を提供することを目的とする。

【０００４】

【課題を解決するための手段】

上記目的を達成するために、本発明は、高圧油路と、油溜に連なる排出ポートとの間に、それらの間を連通する開弁位置とそれらの間を遮断する閉弁位置とに切換わるクラッチ弁を設け、このクラッチ弁に、これを閉弁方向へ付勢すべく低圧油路の油圧を作用させる一方、補給油路に、その油圧を油圧ポンプの入力回転数の上昇に応じて増大させる油圧ガバナを接続したことを第１の特徴とする。

30

【０００５】

また本発明は、上記第１の特徴に加えて、クラッチ弁の閉弁時には、それに高圧油路の油圧を開弁方向へ与え、高圧油路の油圧が低圧油路の油圧より所定値以上増大するとクラッチ弁を開弁動作させるようにしたことを第２の特徴とする。

【０００６】

また本発明は、上記第１の特徴に加えて、クラッチ弁が、油圧モータの出力軸に連動回転するシリンダブロックに径方向摺動可能に嵌装されて径方向内端を低圧油路に臨ませる弁ピストンと、この弁ピストンを径方向内方側に付勢する戻しばねとを備え、油圧ポンプを駆動するエンジンのアイドルリング時には、戻しばねの付勢力で弁ピストンが径方向内方側に押しやられることでクラッチ弁の閉弁位置が保持されるようにしたことを第３の特徴とする。

40

【０００７】

【発明の実施の形態】

本発明の実施の形態を、図面に示す本発明の実施例に基づいて説明する。

【０００８】

図１ないし図３において、自動二輪車のパワーユニットにおけるミッションケース１は左右のケース半体１Ａ、１Ｂをボルト２により結合して構成される。このミッションケース１に、定容量型斜板式油圧ポンプＰと、該油圧ポンプＰとの間に油圧閉回路を構成する可変容量型の斜板式油圧モータＭとからなる無段変速機Ｔが収納される。

50

【0009】

油圧ポンプPは、右ケース半体1Bの外端部にラジアルベアリング3を介して回転自在且つ軸方向変位可能に支承される入力筒軸4と、この入力筒軸4に第1アンギュラコンタクトベアリング5を介して相対回転自在に支承されるポンプシリンダ6と、このポンプシリンダ6にその回転軸線を囲むように設けられた環状配列の複数且つ奇数のシリンダ孔7にそれぞれ摺動自在に嵌装される複数のポンププランジャ8と、これらポンププランジャ8の外端に前面を当接させるポンプ斜板9と、このポンプ斜板9を、ポンプシリンダ6の軸線と直交する仮想トラニオン軸線 O_1 を中心にしてポンプシリンダ6の軸線に対し一定角度傾斜した姿勢に保持すべく該斜板9をスラストベアリング10及びラジアルベアリング11を介して支承するポンプ斜板ホルダ12とから構成されており、このポンプ斜板ホルダ12は前記入力筒軸4と一体に形成される。

10

【0010】

入力筒軸4の右端部は、右ケース半体1Bの外方へ突出しており、そこに図示しないエンジンの動力が入力される入力ギヤ13が固着される。

【0011】

而して、ポンプ斜板9は、入力筒軸4の回転時、各ポンププランジャ8に往復動を与えて吸入及び吐出行程を繰返させることができる。

【0012】

一方、油圧モータMは、ポンプシリンダ6と同軸上でその左方に配置されると共に、左ケース半体1Aに第2アンギュラコンタクトベアリング15を介して回転自在に支承されるモータシリンダ16と、このモータシリンダ16にその回転軸線を囲むように設けられた環状配列の複数且つ奇数のシリンダ孔17にそれぞれ摺動自在に嵌合される複数のモータプランジャ18と、これらモータプランジャ18の外端に前面を当接させるモータ斜板19と、このモータ斜板19をスラストベアリング20及びラジアルベアリング21を介して支承するモータ斜板ホルダ22と、更にこのモータ斜板ホルダ22の背面を支承するモータ斜板アンカ23とから構成されており、モータ斜板アンカ23は左ケース1Aの外端部に複数のボルト24で固着される。

20

【0013】

モータ斜板ホルダ22及びモータ斜板アンカ23の当接対向面 f_1 、 f_2 は、モータシリンダ16の軸線と直交するトラニオン軸線 O_2 を中心とした半円筒面になっていて、モータ斜板ホルダ22のトラニオン軸線 O_2 周りの傾動を可能にしている。

30

【0014】

モータ斜板ホルダ22及びモータ斜板アンカ23のトラニオン軸線 O_2 方向での相対摺動を拘束するために、図3に示すように、モータ斜板アンカ23の一端面に当接するフランジ22aがモータ斜板ホルダ22の一端に形成されると共に、モータ斜板アンカ23の他端面に当接する変速レバー25がモータ斜板ホルダ22の他端面にボルト26で固着される。したがって、上記変速レバー25を回動操作すれば、モータ斜板ホルダ22はトラニオン軸 O_2 周りに傾動して、モータ斜板19をモータシリンダ16の軸線に対し直角となる直立位置と、或る角度で傾倒する最大傾斜位置との間で角度調節できる。

【0015】

而して、モータ斜板19の傾斜状態でモータシリンダ16を回転すれば、モータ斜板19によりモータプランジャ18に往復動を与えて、膨脹及び収縮行程を繰返させることができる。

40

【0016】

前記ポンプシリンダ6及びモータシリンダ16は一体に形成されてシリンダブロックBを構成し、このシリンダブロックBの中心部には、これを貫通する出力軸27がスプライン28を介して回転方向に結合される。この出力軸27は左右一対のサークリップ29、30によりシリンダブロックBに軸方向にも連結される。

【0017】

またこの出力軸27は、その左端部をモータ斜板19の手前で終らせると共に、その右端

50

部を入力筒軸 4 に貫通してその外方へ突出させ、その突出端部に図示しない自動二輪車の後輪に対し動力を出力する出力ギヤ 31 が付設される。その際、出力軸 27 はラジアルベアリング 32 を介して入力筒軸 4 に回転自在且つ軸方向変位可能に支承される。

【0018】

前記入力筒軸 4 は、ポンプ斜板ホルダ 12 と一体化されてラジアルベアリング 3 を介して右ケース半体 1B に支承される漏斗状部 4a と、第 1 アンギュラコンタクトベアリング 5 を介してポンプシリンダ 6 を支承する円筒状部 4b とに分割されており、両者 4a, 4b はボルト 33 により結合される。その際、両者 4a, 4b 間に第 1 アンギュラコンタクトベアリング 5 のアウトレース 5o が挟持される。また同ベアリング 5 のインナレース 5i はポンプシリンダ 6 の外周面上に後述のスリーブ 34 及びサークリップ 35 により固定される。こうして入力筒軸 4 及びポンプシリンダ 6 は、第 1 アンギュラコンタクトベアリング 5 にそれぞれ軸方向移動不能に連結される。

10

【0019】

前記第 2 アンギュラコンタクトベアリング 15 は、モータ斜板アンカ 23 を左ケース半体 1A の外端部に結合する複数のボルト 24 に、その半径方向内側で近接配置される。そして該ベアリング 15 のアウトレース 15o は、左ケース半体 1A 及びモータ斜板アンカ 23 間に挟止された押え板 36 により左ケース半体 1A に固定され、そのインナレース 15i はモータシリンダ 16 の外周面上に後述のスリーブ 34 及びサークリップ 47 により固定される。こうしてモータ 16 及びモータ斜板アンカ 23 は第 2 アンギュラコンタクトベアリング 15 にそれぞれ軸方向移動不能に連結される。

20

【0020】

ポンプ斜板 9 をポンプシリンダ 6 と同期回転させるために、ポンプ斜板 9 の前面には、各ポンププランジャ 8 の球状端部 8a が係合する球状凹部 9a が形成される。

【0021】

また、モータ斜板 19 をモータシリンダ 16 と同期回転させるために、モータ斜板 19 の前面には、各モータプランジャ 18 の球状端部 18a が係合する球状凹部 19a が形成される。

【0022】

前記球状凹部 9a, 19a は、いずれも対応する前記球状端部 8a, 18a の半径より大なる半径を有して、如何なる作動位置においても球状端部 8a, 18a との係合状態が保たれるようになっている。

30

【0023】

図 2, 図 3 及び図 6 に示すように、ポンプシリンダ 6 及びモータシリンダ 16 間において、シリンダブロック B の内周側には、出力軸 27 の外周面との間に環状の内側油路 50 (低圧油路) が形成され、その外周側には、該ブロック B の外周面に嵌合して取り付けられたスリーブ 34 との間に環状の外側油路 51 (高圧油路) が形成される。また、これら両油路 50, 51 間の環状隔壁及びスリーブ 34 には、これらを放射状に貫通する第 1 弁孔 52 群及び第 2 弁孔 53 群がそれぞれシリンダ孔 7 群及びシリンダ孔 17 群に隣接するように穿設される。そして、各隣接する第 1 弁孔 52 及びシリンダ孔 7 はポンプポート a を介して相互に連通され、また各隣接する第 2 弁孔 53 及びシリンダ孔 17 はモータポート b を介して相互に連通される。各第 1 弁孔 52 にはスプール型の第 1 分配弁 55 が、また各第 2 弁孔 53 には同じくスプール型の第 2 分配弁 56 がそれぞれ嵌装される。

40

【0024】

図 4 に示すように、第 1 分配弁 55 群の外周には、各弁 55 の外端に係合する第 1 偏心輪 57 が配設され、各第 1 分配弁 55 と第 1 偏心輪 57 との係合を常に確保するために、第 1 偏心輪 57 と同心関係の第 1 強制輪 58 が各第 1 分配弁 55 にクリップ 59 を介して連結される。

【0025】

第 1 偏心輪 57 はボールベアリングで構成されていて、前記仮想トラニオン軸線 O_1 に沿って出力軸 27 の中心から所定距離 r_1 偏心した位置に保持されるように前記入力筒軸 4

50

に取付けられる。

【0026】

したがって、入力筒軸4及びポンプシリンダ16間に相対回転が生じると、各第1分配弁55は、第1偏心輪57により第1弁孔52内を偏心量 e_1 の2倍の距離をストロークとして往復動される。そして油圧ポンプPの吐出領域Dでは、第1分配弁55は第1弁孔52の内端側へ移動して、対応するポンプポートaを外側油路51に連通すると共に内側油路50と不通にし、吐出行程中のポンププランジャ8によりシリンダ孔7から外側油路51へ作動油が圧送される。また吸入領域Sでは、第1分配弁55は第1弁孔53の外端側へ移動して、対応するポンプポートaを内側油路50に連通すると共に外側油路51と不通にし、吸入行程中のポンププランジャ8により内側油路50からシリンダ孔7に作動油が吸入される。

10

【0027】

また図5に示すように、各第2分配弁56群の外周には、各弁56の外端に係合する第2偏心輪60が配設され、各第2分配弁56と第2偏心輪60との係合を常に確保するために、第2偏心輪60と同心関係の第2強制輪61が各第2分配弁56にクリップ62を介して連結される。

【0028】

第2偏心輪60はボールベアリングで構成されていて、前記トラニオン軸線 O_2 に沿って出力軸27の中心から所定距離 e_2 偏心した位置に保持されるように左ケース半体1Aに取付けられる。

20

【0029】

したがって、モータシリンダ16が回転すると、各第2分配弁56は、第2偏心輪60により第2弁孔53内を偏心量 e_2 の2倍の距離をストロークとして往復動される。そして、油圧モータMの膨脹領域Eでは、第2分配弁56は第2弁孔53の内端側へ移動して対応するモータポートbを外側油路51に連通すると共に内側油路50と不通にし、外側油路51から膨脹行程中のモータプランジャ18のシリンダ孔17に高圧の作動油が供給される。また収縮領域Rでは、第2分配弁56は第2弁孔53の外端側へ移動して、対応するモータポートbを内側油路50に連通すると共に外側油路51と不通にし、収縮行程中のモータプランジャ18のシリンダ孔17から内側油路50へ作動油が戻される。

【0030】

かくして、シリンダブロックBは、吐出行程のポンププランジャ8を介してポンプ斜板9から受ける反カトルクと、膨脹行程のモータプランジャ18を介してモータ斜板19から受ける反カトルクとの和により回転され、その回転トルクは出力軸27へ伝達される。この場合、入力筒軸4に対する出力軸27の変速比は次式によって与えられる。

30

【0031】

【数1】

$$\text{変速比} = 1 + \frac{\text{油圧モータMの容量}}{\text{油圧ポンプPの容量}}$$

40

【0032】

したがって、油圧モータMの容量を零から或る値に変えれば、変速比を1から或る必要な値まで変えることができる。またその油圧モータPの容量はモータプランジャ18のストロークによって決定されるので、モータ斜板19を直立位置から或る傾斜位置まで傾動させることにより変速比を1から或る値まで無段階に制御することができる。

【0033】

ところで、油圧ポンプPの作動中は、ポンププランジャ8のポンプ斜板9に対する押圧作用により入力筒軸4及びポンプシリンダ6間にこれらを互いに軸方向に離反させようとするスラスト荷重が発生するが、入力筒軸4及びポンプシリンダ6は第1アンギュラコンタ

50

クトベアリング5を介して軸方向に連結されているから、上記スラスト荷重は該ベアリング5に吸収され、ミッションケース1や出力軸27への負荷を防ぐことができる。

【0034】

また油圧モータMの作動中は、モータ斜板19のモータブランジャ18に対する押込み作用によりモータシリンダ16及びモータ斜板アンカ23間にこれらを互いに軸方向に離反させようとするスラスト荷重が発生するが、モータシリンダ16及びモータ斜板アンカ23は、第2アンギュラコンタクトベアリング15及び左ケース半体1A外端部を介して軸方向に連結されているから、上記スラスト荷重は該ベアリング15及び左ケース半体1A外端部に吸収され、出力軸27への負荷を防ぐことができる。

【0035】

この場合、第2アンギュラコンタクトベアリング15は、モータ斜板アンカ23を左ケース半体1A外端部に結合する複数のボルト24に、その半径方向内側で近接配置されているから、変速機Tの軸方向寸法の増加を抑えつゝ、左ケース半体1Aのスラスト荷重作用領域を極力狭くすることができる。したがって、左ケース半体1Aのスラスト荷重が加わる一部分を肉厚に形成するだけでミッションケース1の耐久性を確保できる。

【0036】

さらにポンプシリンダ6及びモータシリンダ16は相互に一体化されてシリンダブロックBを構成し、入力筒軸4は右ケース半体1Bの外端部にラジアルベアリング3を介して軸方向変位可能に支承されているので、入力筒軸4及びモータ斜板アンカ23間に生じるスラスト荷重が両ケース半体1A, 1B間に加わるのを確実に防ぐことができ、ミッションケース1の薄肉、軽量化に寄与し得る。

【0037】

しかも出力軸27は、その右端を出力端として入力筒軸4外へ突出させるだけで、その左端はモータ斜板19の手前で終らせてあるので、変速機Tの軸方向寸法の短縮化を図ることができるのみならず、出力軸27に干渉されることなくモータ斜板19の傾動範囲を広げ、変速比幅を充分広く設定できる。尚、モータ斜板19及びモータ斜板ホルダ22の中心部を後述の導油管66が貫通するが、それは出力軸27よりも遙かに小径であるから、モータ斜板19等の傾動の障害にはならない。

【0038】

図1, 図2及び図8において、出力軸27の中心部には、油圧モータM側から補給孔65が穿設され、その入口にモータ斜板アンカ23から延出してモータ斜板ホルダ22及びモータ斜板19の中心部を貫通する導油管66がプッシュ67を介して相対回転可能に嵌挿される。この導油管66は、入力筒軸4からギヤ列68を介して駆動される補給ポンプ69の吐出口にミッションケース1及びモータ斜板アンカ23に形成された一連の油路70を介して連通する。而して入力筒軸4の回転中、補給ポンプ69は、ミッションケース1底部の油路71から作動油を汲上げて油路70及び導油管66を通して補給孔65に供給する。これら補給孔65、導油管66及び油路70により補給油路Lが構成される。

【0039】

補給孔65は、出力軸27及びシリンダブロックBに穿設された第1及び第2分岐路72, 73を介して前記内側及び外側油路50, 51に接続され、第1及び第2分岐路72, 73には第1及び第2逆止弁74, 75が設けられる。而して、通常運転時、油圧ポンプ及び油圧モータP, M各部からの漏油により内側油路50が減圧すると、第1逆止弁74が開いて補給油路Lから内側油路50に作動油を補給し、またエンジンプレーキ時、外側油路51が減圧すると、第2逆止弁75が開いて補給油路Lから外側油路51に作動油を補給することができる。

【0040】

前記導油管66の周壁には複数の噴孔76が設けられ、これらから噴出する作動油によりモータ斜板19周りを潤滑するようになっている。また出力軸27には、補給孔65に連通する噴孔77が設けられ、これから噴出する作動油によりポンプ斜板9周りを潤滑するようになっている。

10

20

30

40

50

【0041】

図1, 図7及び図8において、無段変速機Tは、油圧ポンプ及びモータP, Mの油圧伝動を遮断したり再開したりするクラッチ弁78、変速レバー25を操作する油圧サーボモータ99、並びにこれらを自動制御する油圧ガバナ80及びスロットル弁81を備えている。

【0042】

油圧ガバナ80は、入力筒軸4からギヤ列68を介して駆動される補給ポンプ69の回転軸82を囲繞してそれに枢軸83を介して支持される揺動筒体84を有する。この揺動筒体84は、その揺動端一側に重錘部84aを持っており、回転軸82の回転数の上昇に伴う重錘部84aの遠心力の増加により重錘部84a側へ揺動するようになっている。回転軸82には、補給ポンプ69の吐出口に連なる前記油路70にオリフィス85を介して連通するガバナ油路86と、重錘部84aと反対側で回転軸82の外側面に油路86を開放させる円錐状の弁座87とが設けられ、この弁座87と協働して油路86を開閉するボール状の弁体88が揺動筒体84に収納される。そして油路86は、スロットル弁81のガバナ油圧室89に接続される。

10

【0043】

而して、回転軸82の回転数、換言すれば入力筒軸4を駆動するエンジンの回転数が比較的 low、重錘部84aの遠心力が比較的小さいときは、その遠心力による弁体88の弁座87への着座力が比較的弱いため、弁座87から油圧が解放されるが、エンジン回転数が上昇すると、重錘部84aの遠心力による弁体88の弁座87への着座力が増大して油圧の解放を抑制する。その結果、オリフィス85より下流のガバナ油路86及びガバナ油圧室89の油圧 P_G は、図10に示すようにエンジン回転数の上昇に応じて増加することになる。

20

【0044】

スロットル弁81は、ミッションケース1に取付けたバルブボデー90の弁孔91と、その中間部に開口して油路70を油溜71に開放し得る排出ポート97と、弁孔91に摺動自在に嵌装されて排出ポート97を開閉する円筒状の弁体92と、この弁体92を排出ポート97の閉じ方向へ付勢する戻しばね93と、同弁体92を排出ポート97の開き方向へ付勢する作動ばね94と、この作動ばね94の基端を支承する作動杆95と、この作動杆95を押し得るスロットルレバー96とを有する。このスロットルレバー96は、図示しないエンジンの絞弁の開閉に連動するもので、絞弁が所定開度(図示例では2/8開度)以上開くと、その開度増に伴い作動杆95を押し得る作動ばね94の荷重を増大させるようになっている。

30

【0045】

戻しばね93のセット荷重は、作動ばね94のそれより小さく設定されていて、作動杆95の後退位置では弁体92を排出ポート97の閉じ位置に保持する。この弁体92の油路70側の端面は油路70に常に臨んでいて、その油圧を受けるようになっている。また弁孔91には、作動ばね94と反対側で弁体92の端面が臨む前記ガバナ油圧室89が画成される。

【0046】

而して、弁体92は、それを排出ポート97の閉じ方向へ押圧する戻しばね93の荷重及びガバナ油圧室89の油圧力と、それを排出ポート97の開き方向へ押圧する作動ばねの荷重及び油路70の油圧力との釣合作用により作動される。したがって、先ずエンジンの始動により入力筒軸4から補給ポンプ69が駆動されて、油路70に油圧が発生すると、弁体92はその油圧により排出ポート97を開く方向に押圧され、同時にガバナ油圧室89の油圧 P_G により排出ポート97を閉じる方向に押圧され、補給油路Lの油圧 P_F の調圧が開始される。

40

【0047】

ところで、エンジン絞弁が2/8開度まで開く間は、作動杆95が作動ばね94を押し得ないことから、作動ばね94の荷重は最小に保たれ、弁体92による排出ポート97の開

50

き傾向が最も弱いので、補給油路Lの油圧 P_F は図10の最上の点線のように比較的高く制御される。そして、エンジン絞弁が2/8開度を越えて開かれると、スロットルレバー96が作動杆95を推動し、作動ばね94の荷重を増大させていくので、弁体92による排出ポート97の開き傾向が強まり、その結果、補給油路Lの油圧 P_F は図10の複数の点線を下方へ推移するように減圧制御されていく。

【0048】

一方、エンジン絞弁の各開度において、エンジン回転数が上昇すれば、前記油圧ガバナ80の作用によりガバナ油圧室89の油圧 P_G が上昇し、弁体92による排出ポート97の閉じ傾向が強まるため、補給油路Lの油圧は増圧制御される。

【0049】

こうして制御された補給油路Lの油圧 P_F は、第1逆止弁74を通して内側油路50に供給されるので、内側油路50は補給油路Lと略同圧となる。

【0050】

クラッチ弁78は、図7に示すように、内側及び外側油路50, 51間に亘りシリンダブロックBに穿設されたシリンダ状の取付孔98に摺動自在に嵌装されて一端を内側油路50に臨ませる弁ピストン99と、この弁ピストン99の他端に対向して取付孔98に固定される栓体100とを有しており、弁ピストン99及び栓体100間に、排出ポート101を介して油溜71に開放される油室102が画成され、この油室102に弁ピストン99を内側油路50側へ付勢する戻しばね103が収納される。

【0051】

栓体100には、外側油路51に連なる通孔104と、この通孔104を上記油室102に開放する円錐状の弁座105とが設けられ、この弁座105に着座し得る、弁ピストン99より遙かに小径の球状弁体106がリテーナ107を介して弁ピストン99に付設される。

【0052】

而して、エンジンのアイドル時には、前記油圧ガバナ80の減圧作用により内側油路50が比較的低圧に制御されるため、弁ピストン99は戻しばね103により内側油路50側へ押しやられ、弁体106を弁座105から離座させるので、外側油路51の油圧が通孔104及び油室102を通して排出ポート101へ解放され、油圧ポンプ及びモータP, Mは油圧伝動遮断状態、即ちクラッチオフ状態となっている。

【0053】

そこで、エンジンの回転数を上げていくと、前記油圧ガバナ80の増圧作用により内側油路50の油圧が上昇していき、弁ピストン99は弁体106を戻しばね103の力に抗して徐々に弁座105に向わせ、最後に着座させるので、外側油路51からの油圧の解放を絞り、そして停止させることになり、これにより油圧ポンプ及びモータP, Mは、半クラッチ状態を経て油圧伝動状態、即ちクラッチオン状態に移行し、車両はスムーズに発進する。

【0054】

このクラッチオン状態では、弁ピストン99よりも遙かに小径の球状弁体106の一部に外側油路51の高油圧が常時作用するものであるから、万一、油圧モータMに過負荷が加わって、外側油路51に過大油圧が発生した場合には、その過大油圧の弁体106に対する押圧力が内側油路50の油圧の弁ピストン99に対する押圧力を上回って弁体106を押し開け、外側油路51の過大油圧を排出ポート101に放出させ、前記過負荷を回避することができる。このようにクラッチ弁78は、油圧モータMを過大油圧から守る油圧リミッタの機能をも有する。

【0055】

油圧サーボモータ79は、図1及び図8に示すように、油圧シリンダ110及び制御弁111からなっている。油圧シリンダ110は、ミッションケース1に一体に形成されたシリンダボデー102と、その内部を左右二油室113, 114に区画する作動ピストン115と、この作動ピストン115を右油室114側へ付勢する戻しばね116とから構成

10

20

30

40

50

される。作動ピストン 115 は、左油室 113 を貫通してシリンダボデー 112 外方へ突出するロッド 115a を有しており、その先端に前記変速レバー 25 が連結される。

【0056】

而して、左油室 113 を最大に拡張する作動ピストン 115 の右動限では変速レバー 25 をモータ斜板 19 の最大傾斜位置 (Low 位置) に保持し、その位置から作動ピストン 115 を左動させれば変速レバー 25 をモータ斜板 19 の起立方向 (Top 方向) へ操作することができる。

【0057】

制御弁 111 は、前記バルブボデー 90 に一体に形成された弁筒 117 と、それに収納されるスプール型の弁体 118 とを有する。弁筒 117 内には、弁体 118 の左端面が臨む作動油室 119 と、弁体 118 の右端面が臨む大気室 120 とが設けられる。作動油室 119 はオリフィス 121 を介して前記油路 70 の油圧を導入し、大気室 120 には弁体 108 を作動油室 118 側に付勢する戻しばね 122 が収納される。

10

【0058】

弁筒 117 の一側には、左側 (図 8 において) から順に第 1 排出ポート 113₁、入力ポート 124、第 2 入力ポート 123₂ が設けられ、その他側には左側から第 1 出力ポート 125₁ 及び第 2 出力ポート 125₂ が設けられる。

【0059】

そして入力ポート 124 は前記油路 70 に、また第 1、第 2 排出ポート 123₁、123₂ は共に油溜 71 に開放される。

20

【0060】

一方、第 1 出力ポート 125₁ は油圧シリンダ 120 の右油室 114 に、第 2 出力ポート 125₂ は左油室 113 にそれぞれ接続される。

【0061】

而して、弁体 118 は、作動油室 119 の油圧、即ち前記油路 70 の油圧が比較的低い場合には左動限に保持され、入力ポート 124 を第 2 出力ポート 125₁ に、第 1 出力ポート 125₁ を第 1 排出ポート 123₁ にそれぞれ連通させる。これにより前記油路 70 の油圧を油圧シリンダ 110 の左油室 113 に供給して作動ピストン 115 を右動させ、変速レバー 25 を Low 位置に保持する。作動油室 119 の昇圧に伴い弁体 118 が右動すると、入力ポート 124 を第 1 出力ポート 125₁ に、第 2 出力ポート 125₂ を第 2 排出ポート 123₂ にそれぞれ連通させるようになる。これにより前記油路 70 の油圧を油圧シリンダ 110 の右油室 114 に供給して作動ピストン 115 を左動させ、変速レバー 25 を Top 側へ作動させるようになる。

30

【0062】

ところで、制御弁 111 の作動油室 119 に導入される油路 70 の油圧は、前述のように油圧ガバナ 79 及びスロットル弁 81 により制御されるものであるから、結局、制御弁 101 はエンジン回転数及び絞弁開度を入力信号として自動制御される。これによりエンジン回転数が上昇するときは作動ピストン 115 に Top 側への作動傾向を与え、絞弁開度が増加するときは作動ピストン 115 に Low 側への作動傾向を与えることになる。

【0063】

図 9 は前記クラッチ弁 78 の変形例を示すもので、シリンダブロック B の取付孔 98 に装着される弁筒 130、この弁筒 130 に摺動自在に嵌装されるスプール弁体 121、及び弁筒 130 に嵌合して固定される。カップ状の栓体 132 を備える。弁筒 130 は外側油路 51 に連なる複数の横孔 133 を有し、スプール弁体 131 は内側油路 50 に連なる環状溝 134 を外周に有する。このスプール弁体 131 は、これと栓体 132 との間に収容された戻しばね 135 により内側油路 50 側へ付勢される。

40

【0064】

而して、内側油路 50 の油圧が比較的低い場合には、スプール弁体 131 は戻しばね 125 により内側油路 50 側へ押圧され、環状溝 134 及び横孔 123 を相互に連通させて内、外側両油路 50、51 間を短絡させるので、油圧ポンプ及びモータ P、M はクラッチオ

50

フ状態となっている。また内側油路50の油圧が上昇していくと、スプール弁体131はその油圧により栓体132側へ押動され、環状溝134及び横孔133間を不通にして両油路50, 51間の短絡を阻止するので、油圧ポンプ及びモータP, Mはクラッチオン状態となる。

【0065】

本発明は、上記実施例に限定されるものではなく、その要旨を逸脱しない範囲で種々の設計変更が可能である。

【0066】

【発明の効果】

以上のように本発明の第1の特徴によれば、高圧油路と、油溜に連なる排出ポートとの間に、それらの間を連通する開弁位置とそれらの間を遮断する閉弁位置とに切換わるクラッチ弁を設け、このクラッチ弁に、これを閉弁方向へ付勢すべく低圧油路の油圧を作用させる一方、補給油路に、その油圧を油圧ポンプの入力回転数の上昇に応じて増大させる油圧ガバナを接続したので、内側油路の油圧を直接利用してクラッチ弁を油圧ポンプの入力回転数に応じて自動操作することができる。したがってそれ専用のアクチュエータが不要となり、構造の簡素化及び小型化を図り、大幅なコスト低減をもたらすことができる。

【0067】

また本発明の第2の特徴によれば、クラッチ弁の閉弁時には、それに高圧油路の油圧を開弁方向へ与え、高圧油路の油圧が低圧油路の油圧より所定値以上増大するとクラッチ弁を開弁動作させるようにしたので、油圧モータの過負荷時にはクラッチ弁により高圧油路から過大油圧を解放して、トルクショックを緩和し、伝動系の保護と乗心地の向上に寄与し得る。

【0068】

また本発明の第3の特徴によれば、クラッチ弁が、油圧モータの出力軸に連動回転するシリンダブロックに径方向摺動可能に嵌装されて径方向内端を低圧油路に臨ませる弁ピストンと、この弁ピストンを径方向内方側に付勢する戻しばねとを備え、油圧ポンプを駆動するエンジンのアイドルリング時には、戻しばねの付勢力で弁ピストンが径方向内方側に押しやられることでクラッチ弁の閉弁位置が保持されるようにしている。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例に係る自動二輪車用静油圧式無段変速機の縦断平面図

【図2】図1の要部拡大図

【図3】図2の3-3線断面図

【図4】図2の4-4線断面図

【図5】図2の5-5線断面図

【図6】図2及び図3における外側油路の展開図

【図7】図3の7部(クラッチ弁)の拡大図

【図8】変速レバー及びクラッチ弁の制御用油圧回路図

【図9】クラッチ弁の変形例を示す、図7に対応した拡大図

【図10】油圧ガバナ及びスロットル弁による補給油圧制御特性線図

【符号の説明】

B	シリンダブロック
L	補給油路
M	油圧モータ
P	油圧ポンプ
T	無段変速機
50	低圧油路としての内側油路
51	高圧油路としての外側油路
74	第1逆止弁
75	第2逆止弁
78	クラッチ弁

10

20

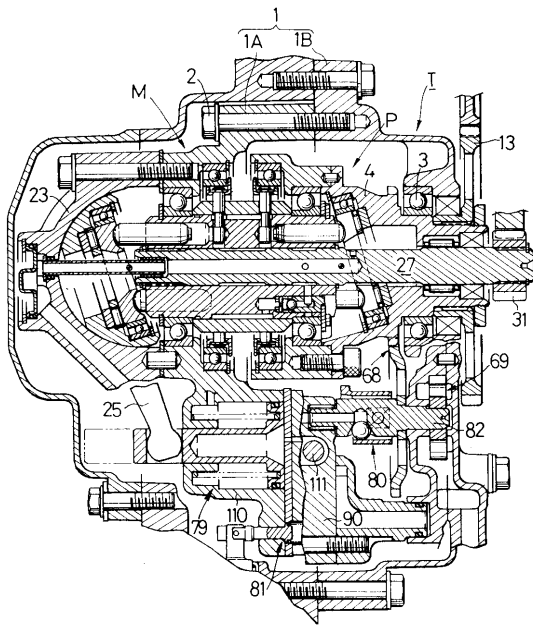
30

40

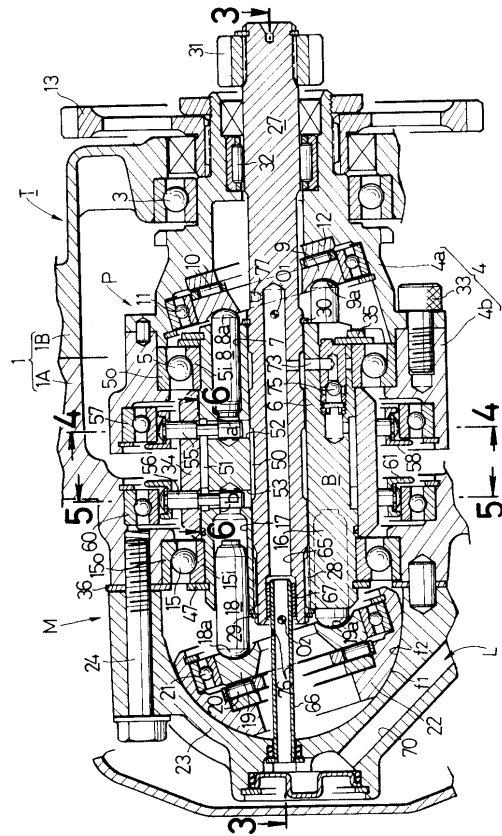
50

- 80 油圧ガバナ
- 99 弁ピストン
- 101 排出ポート
- 103 戻しばね

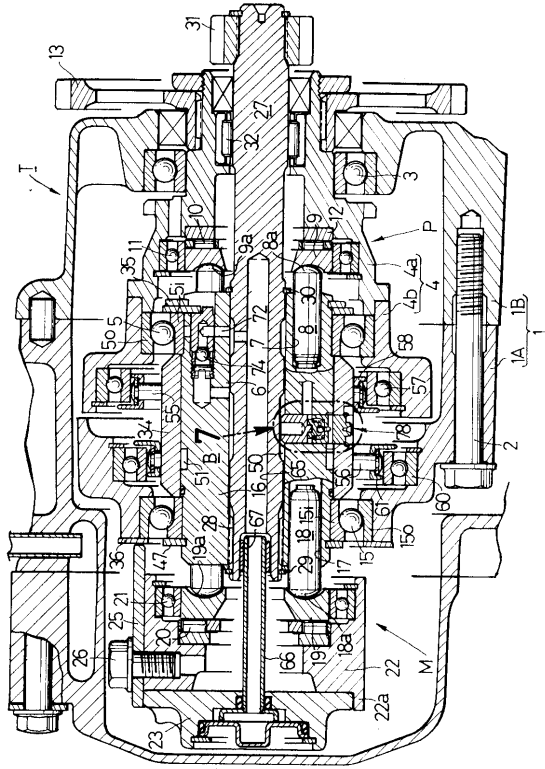
【図1】



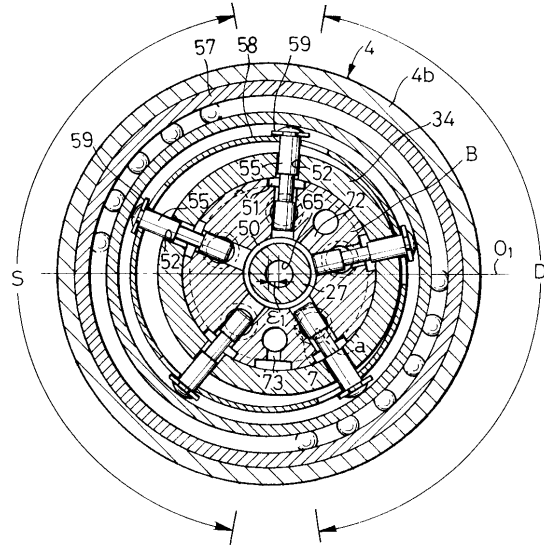
【図2】



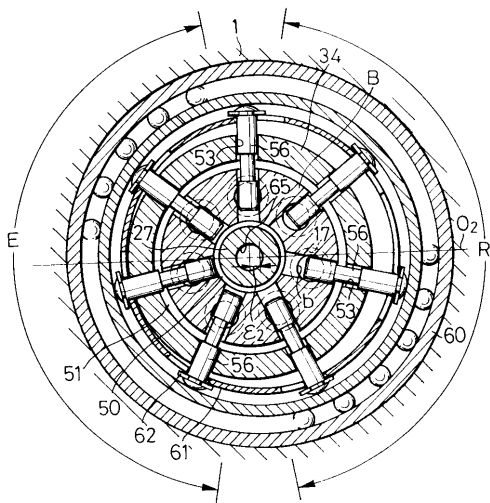
【 図 3 】



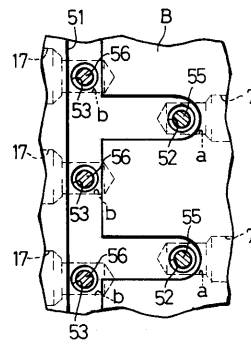
【 図 4 】



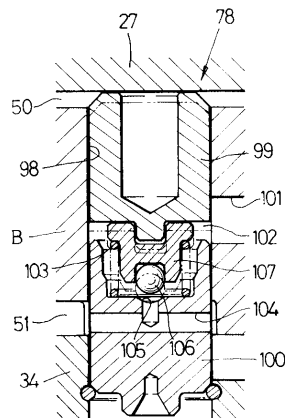
【 図 5 】



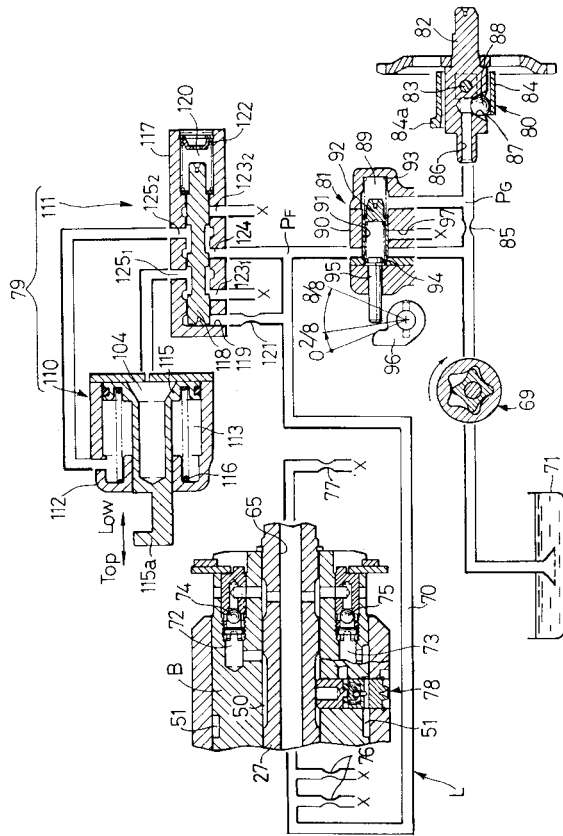
【 図 6 】



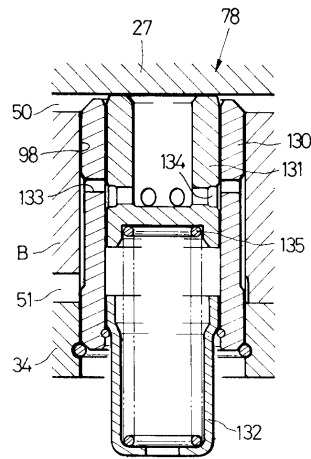
【 図 7 】



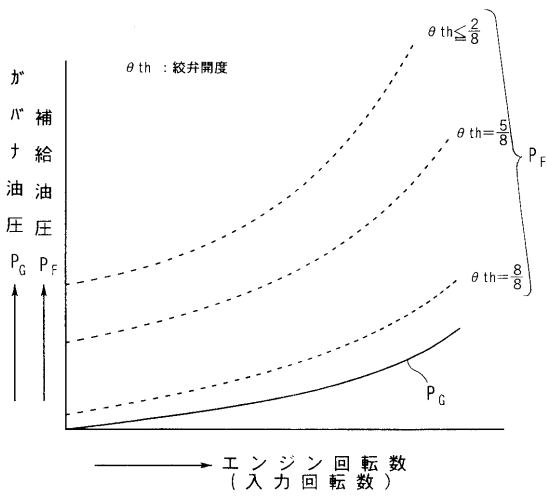
【 図 8 】



【 図 9 】



【 図 10 】



フロントページの続き

- (56)参考文献 米国特許第03153900(US,A)
米国特許第04317331(US,A)
特開昭62-137466(JP,A)
特開昭52-127562(JP,A)
特公昭61-023414(JP,B2)
特開平06-017925(JP,A)
特開昭54-135071(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl.⁷, DB名)
F16H 61/40 - 61/46