

(19) 世界知的所有権機関  
国際事務局



(43) 国際公開日  
2000年12月21日 (21.12.2000)

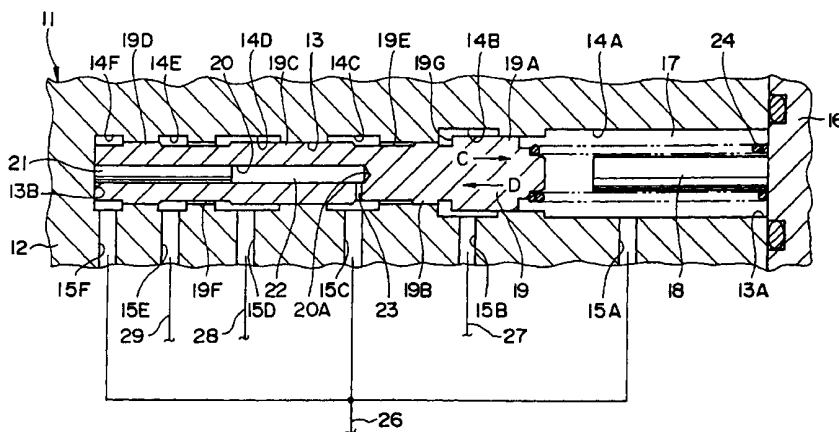
PCT

(10) 国際公開番号  
WO 00/77403 A1

- (51) 国際特許分類<sup>7</sup>: F04B 49/00 神立中央2-20-29-515 Ibaraki (JP). 鍵和田均 (KAGI-WADA, Hitoshi) [JP/JP]; 〒300-0027 茨城県土浦市木田余東台5-4-8 Ibaraki (JP). 小林 剛 (KOBAYASHI, Takeshi) [JP/JP]; 〒315-0051 茨城県新治郡千代田町新治1828 千代田ハウス7-205 Ibaraki (JP).
- (21) 国際出願番号: PCT/JP00/03287
- (22) 国際出願日: 2000年5月23日 (23.05.2000)
- (25) 国際出願の言語: 日本語 (74) 代理人: 弁理士 広瀬和彦 (HIROSE, Kazuhiko); 〒160-0023 東京都新宿区西新宿3丁目1番2号 オークラビル4階 Tokyo (JP).
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:  
特願平11/164484 1999年6月10日 (10.06.1999) JP (81) 指定国 (国内): CN, IN, KR, US.  
特願2000/57625 2000年3月2日 (02.03.2000) JP (84) 指定国 (広域): ヨーロッパ特許 (AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE).
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 日立建機株式会社 (HITACHI CONSTRUCTION MACHINERY CO., LTD.) [JP/JP]; 〒112-0004 東京都文京区後楽二丁目5番1号 Tokyo (JP). 添付公開書類:  
— 国際調査報告書
- (72) 発明者; および (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 新留隆志 (NIDOME, Takashi) [JP/JP]; 〒300-0011 茨城県土浦市 2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

(54) Title: VOLUME CONTROL VALVE OF VARIABLE DISPLACEMENT HYDRAULIC ROTATING MACHINE

(54) 発明の名称: 可変容量型液圧回転機の容量制御弁



(57) Abstract: A volume control valve of a variable displacement hydraulic rotating machine, wherein, while a spool (19) is set at a small volume position, a hydraulic chamber (22) communicates with a tank port (15C) to receive a pilot pressure only on a pressure receiving part (19G) side and reduce a pressure receiving area and, when a motor driving pressure used as a pilot pressure rises over a specified level, the spool (19) is largely displaced slidably against a return spring (24) to be switched to a large volume position, whereby a pilot pressure from a pilot port (15B) is led through a small hole (23) into the hydraulic chamber (22), and the pressure receiving area of the spool (19) is increased by an area of a pressure receiving part (20A) inside the hydraulic chamber (22) and, because the spool (19) receives the pilot pressure by the pressure receiving part (19G) and the pressure receiving part (20A) inside the hydraulic chamber (22), even if the pilot pressure lowers below the specified level, a hunting can be prevented in which, a volume control valve (11) is switched repeatedly between a large volume position and a small volume position.

[続葉有]

WO 00/77403 A1



---

(57) 要約:

スプール（１９）は小容量位置にある間、油室（２２）がタンクポート（１５Ｃ）に連通してパイロット圧を受圧部（１９Ｇ）側でのみ受圧し、受圧面積は小さくなる。一方、パイロット圧となるモータ駆動圧が一定圧以上に上昇すると、スプール（１９）が戻しばね（２４）に抗して大きく摺動変位し、大容量位置に切換わる。これにより、パイロットポート（１５Ｂ）からのパイロット圧が油室（２２）内に小孔（２３）を通じて導入され、スプール（１９）の受圧面積は油室（２２）内の受圧部（２０Ａ）分だけ増大する。そして、スプール（１９）は受圧部（１９Ｇ）側と油室（２２）内の受圧部（２０Ａ）とによりパイロット圧を受圧するため、パイロット圧が前記一定圧以下まで減少しても、容量制御弁（１１）が大容量位置と小容量位置とに繰返し切換わるハンチングを防止できる。

## 明 細 書

## 可変容量型液圧回転機の容量制御弁

## 5 技術分野

本発明は、例えば油圧ショベル等の建設機械において可変容量型の油圧ポンプまたは油圧モータ等として好適に用いられる可変容量型液圧回転機の容量制御弁に関する。

10

## 背景技術

一般に、可変容量型液圧回転機は、建設機械等の油圧源となる油圧ポンプまたは走行用、旋回用の油圧モータ等に用いられる。そして、例えば走行用の油圧モータとして用いる場合には、容量可変アクチュエータでモータ容量を大容量と小容量とに切換えることにより、大容量のときには油圧モータを高トルクで低速回転させ、小容量のときには低トルクで高速回転させるものである。

15

そして、油圧モータの容量制御装置としては、油圧モータに外部から作用する負荷圧に応じてモータ容量を可変に制御する構成とした自己圧制御式の容量制御装置が知られている（例えば、特開昭57-43002号公報）。この自己圧制御式の容量制御装置は、油圧モータの負荷圧をパイロット圧として容量制御弁に供給し、この

20

25

パイロット圧に従って容量制御弁を大容量位置と小容量位置とに選択的に切換えることにより、容量可変アクチュエータに給排する圧油を切換制御する構成となっている。

この種の従来技術による自己圧制御式の容量制御装置

は、容量可変アクチュエータに圧油を選択的に供給するメイン切換弁と、油圧モータの負荷圧を感知し該メイン切換弁を負荷圧に応じて切換制御するパイロット弁とによって容量制御弁を構成している。

- 5       そして、前記メイン切換弁は、パイロット弁を介して供給されるパイロット圧（負荷圧）に応じて大容量位置と小容量位置とに切換えられ、パイロット圧に対する受圧面積を大容量位置と小容量位置とで変化させることにより、容量切換時のハンチングを防止する構成としている。
- 10

即ち、油圧モータはモータ容量を小容量から大容量に切換えると、これに伴って負荷圧が減少する傾向があるため、負荷圧の減少に応じてモータ容量が大容量から再び小容量へと切換えられてしまうことがある。そして、

15       モータ容量が小容量に切換わったときには負荷圧が増大するために、モータ容量が小容量から再び大容量に切換えられるといった所謂ハンチング現象を生じる。

そこで、このようなハンチング現象を防止するために、上記従来技術ではメイン切換弁のパイロット圧に対する受圧面積を大容量位置と小容量位置とで変化させ、モータ容量を切換えるパイロット圧（負荷圧）の設定値に、例えば後述の図5に示すようなヒステリシス特性を与えているものである。

20

ところで、上述した従来技術では、油圧モータの容量制御装置に用いる容量制御弁を、油圧モータの容量可変アクチュエータに圧油を選択的に供給するメイン切換弁と、油圧モータの負荷圧に応じて該メイン切換弁を切換制御するパイロット弁とによって構成しているために、メイン切換弁のスプールとは別にパイロット弁を設ける

25

必要があり、装置全体が複雑になって小型化を図る場合の障害になるという問題がある。

また、他の従来技術として、例えば実開昭62-45401号（実公平6-28345号）公報には、油圧パイロット弁からなる容量制御弁のスプールを段付形状とし、スプールの大径部側に油圧モータの負荷圧をパイロット圧として作用させることにより、負荷圧に応じて容量制御弁を小容量位置から大容量位置に切換制御する構成としたものが開示されている。そして、この容量制御弁は、負荷圧が一定範囲で減少するまでの間はスプールのランドで高圧側の圧油給排ポートを遮断することにより、パイロット圧の設定値にヒステリシス特性を与える構成としている。

しかし、この場合にはモータ容量を大容量として負荷圧が減少し始めると、スプールのランドで高圧側の圧油給排ポートを遮断することにより、モータ容量の減少を抑える構成としているに過ぎない。そして、スプールのランドから圧油が僅かでも漏洩するとモータ容量は小容量側に切換わるため、モータ容量を安定して制御するのが難しいという問題がある。

一方、別の従来技術として、例えば特開平1-116301号公報には、外部指令圧を用いてモータ容量を大容量と小容量とに切換えるため、容量制御弁のスプールに外部指令圧を受圧する段差部を設け、この段差部側で外部指令圧を受圧する受圧面積をスプールの摺動位置（切換位置）に応じて変化させる構成としたものが開示されている。

しかし、この場合にはスプールの段差部側にスリーブを挿嵌し、外部指令圧に対する受圧面積をスプールの段

5 差部とスプールとの相対位置に応じて変化させる構成と  
しているために、スプールとは別体のスプールが必要と  
なり、これによって部品点数が増加し、容量制御弁の構  
造が複雑になる上に、全体を小型化するのが難しいとい  
う問題がある。

#### 発明の開示

10 本発明は上述した従来技術の問題に鑑みなされたもの  
で、本発明の目的は、部品点数を少なくして組立時の作  
業性を向上でき、全体をコンパクトに形成して小型化を  
図ることができる上に、容量制御を安定させて自動的に  
行うことができるようにした可変容量型液圧回転機の容  
量制御弁を提供することにある。

15 上述した課題を解決するために、本発明は、容量可変  
アクチュエータを用いて可変容量型液圧回転機の容量を  
制御するため、該可変容量型液圧回転機の負荷圧をパイ  
ロット圧として受圧することにより前記容量可変アクチ  
ュエータに給排する圧油を切換える構成としてなる可変  
容量型液圧回転機の容量制御弁に適用される。

20 そして、本発明が採用する構成の特徴は、スプール摺  
動穴を有し、該スプール摺動穴の軸方向に離間して高圧  
ポート、タンクポート、パイロットポートおよび前記容  
量可変アクチュエータへの圧油給排ポートが設けられた  
弁ハウジングと、該弁ハウジングのスプール摺動穴内に  
25 挿嵌され、該スプール摺動穴内を軸方向に摺動変位する  
ことにより前記圧油給排ポートを高圧ポート、タンクポ  
ートに選択的に連通、遮断するスプールと、該スプール  
に設けられ、前記スプール摺動穴内でスプールを軸方向  
に変位させるため前記パイロットポートから導かれたパ

5 イロット圧を受圧する第1の受圧部と、前記スプールに形成された有底穴からなり、該スプールの軸方向に延びて端面に開口した有底の軸穴と、該軸穴の開口端を閉塞するように該軸穴内に摺動可能に挿嵌され、該軸穴の底部との間に油室を画成すると共に該油室内の油圧反力を受承するピストンと、前記軸穴の底部によって形成され、前記油室内の圧力を受圧することにより前記第1の受圧部と共に前記スプールの合計の受圧面積を変化させる第2の受圧部と、前記油室に対応する位置で前記スプールに形成され、該スプールがスプール摺動穴内を変位するとき前記油室を前記各ポートのうち圧力の異なるポートに対して選択的に連通させる油路とを備える構成としたことにある。

15 このように構成することにより、油路はスプールの摺動変位に応じて油室を圧力の異なるポート、例えばパイロットポートとタンクポートとに選択的に連通させる。そして、油室がパイロットポートに連通したときに、スプールは油室内に導かれたパイロット圧を第2の受圧部で受圧し、タンクポートに連通したときにはパイロット圧の受圧を解除される。このため、第1、第2の受圧部によるスプールの合計の受圧面積は、油室が油路を介していずれのポートに連通しているかによって変化することになり、この受圧面積の変化を活用して容量制御弁の切替圧力（パイロット圧）にヒステリシス特性を与えることができる。

25 また、本発明は、弁ハウジングとスプールとの間に付勢手段を設け、該付勢手段は前記スプールを第1の受圧部によるパイロット圧の受圧方向とは逆方向に常時付勢する構成としている。これにより、液圧回転機の負荷圧

(パイロット圧) が小さい状態ではスプールを付勢手段によって一方向に摺動変位させ、パイロット圧が上昇したときには第1の受圧部により付勢手段に抗してスプールを他方向に摺動変位させることができる。そして、この間に油室を圧力の異なるポートに連通、遮断させることにより、第1、第2の受圧部によるスプールのパイロット圧に対する受圧面積を変化させ、容量制御弁の切換圧力にヒステリシス特性を与えることができる。

一方、本発明が採用する他の構成の特徴は、スプール摺動穴を有し、該スプール摺動穴の軸方向に離間して高圧ポート、タンクポート、パイロットポート、外部指令圧ポートおよび容量可変アクチュエータへの圧油給排ポートが設けられた弁ハウジングと、該弁ハウジングのスプール摺動穴内に挿嵌され、該スプール摺動穴内を軸方向に摺動変位することにより前記圧油給排ポートを高圧ポート、タンクポートに選択的に連通、遮断するスプールと、該スプールに設けられ、前記外部指令圧ポートから導かれた外部指令圧を受圧することにより、前記スプールを軸方向に変位させる指令圧受圧部と、該指令圧受圧部と軸方向で対向するように前記スプールに設けられ、前記パイロットポートから導かれたパイロット圧を受圧することにより前記スプールを指令圧受圧部とは逆向きに変位させる第1の受圧部と、前記スプールに形成された有底穴からなり、該スプールの軸方向に延びて端面に開口した有底の軸穴と、該軸穴の開口端を閉塞するように該軸穴内に摺動可能に挿嵌され、該軸穴の底部との間に油室を画成すると共に該油室内の油圧反力を受承するピストンと、前記軸穴の底部によって形成され、前記油室内の圧力を受圧することにより前記第1の受圧部と

共に前記スプールの合計の受圧面積を変化させる第2の受圧部と、前記油室に対応する位置で前記スプールに形成され、該スプールがスプール摺動穴内を変位するとき  
5 対して選択的に連通させる油路とを備える構成としたことにある。

このように構成することにより、外部指令圧を用いて容量制御弁を切換制御でき、例えば外部指令圧をタンク圧レベルまで低下させた状態では、パイロットポートからのパイロット圧に拘りなくスプールを一方向の摺動位置に保ち、容量制御弁を例えば大容量位置に固定することができる。そして、外部指令圧を大きくしてスプールを他方向に変位させた場合には、該スプールが液圧回転機の負荷圧（パイロット圧）に応じて一方向または他方向  
10 向に摺動変位可能な状態となり、このときにスプールは、パイロット圧を受圧して一方向に押圧されるときに、これと対向する他方向に外部指令圧を受圧することになる。これにより、容量制御弁は、外部指令圧とパイロット圧との圧力差、受圧面積差を利用し、容量の切換制御  
15 を行うことができると共に、パイロット圧に対するヒステリシス特性をもった容量の切換制御を行うことができる。

また、本発明によると、指令圧受圧部はスプールの一端側端面によって形成してなる構成としている。これにより、スプールの一端側端面全体で外部指令圧を受圧でき、外部指令圧を比較的低い圧力としても指令圧受圧部は大なる受圧面積をもって外部指令圧を受圧できる。  
25

また、本発明は、弁ハウジングとスプールとの間に付勢手段を設け、該付勢手段は前記スプールを指令圧受圧

部による外部指令圧の受圧方向とは逆方向に常時付勢する構成としている。

これにより、例えば外部指令圧をタンク圧レベルまで低下させた状態では、付勢手段でスプールを一方向に付勢することによって、パイロットポートからのパイロット圧に拘りなくスプールを一方向の摺動位置に保つことができ、容量制御弁を例えば大容量位置に固定できる。また、外部指令圧を大きくした場合には、スプールを付勢手段に抗して他方向に押動でき、この状態では液圧回転機の負荷圧に応じてスプールを摺動変位させることが可能となり、パイロット圧に対するヒステリシス特性をもった容量の切換制御を行うことができる。

一方、本発明によると、指令圧受圧部と弁ハウジングとの間には外部指令圧ポートに連通する外部指令圧室を画成し、前記外部指令圧ポートを外部の指令圧供給手段に接続する指令圧管路には、前記外部指令圧室にダンパ作用を発生させるための絞りを設けてなる構成としている。

これにより、例えば液圧回転機の起動時等に負荷圧が瞬時的に変動した場合でも、外部指令圧室をダンパ室として作用させることができ、スプールの瞬時的な動きを抑えてハンチングを抑制できると共に、容量の切換制御を安定させることができる。

また、本発明は、指令圧受圧部と弁ハウジングとの間には外部指令圧ポートに連通する外部指令圧室を画成し、前記外部指令圧ポートを外部の指令圧供給手段に接続する指令圧管路には、前記外部指令圧室にダンパ作用を発生させるための絞りを設け、前記弁ハウジングとスプールとの間には、外部指令圧室をパイロットポートに対

して液密にシールするシール部材を設けてなる構成としている。

この場合も、指令圧管路に設けた絞りにより外部指令圧室をダンパ室として作用させることができ、スプールの瞬間的な動きを抑えてハンチングを抑制できると共に、容量の切換制御を安定させることができる。そして、パイロットポートからの高圧が外部指令圧室側に漏洩するのをシール部材により防止でき、外部指令圧室に前記絞りによる「こもり圧」が発生するのを防ぐことができる。

そして、本発明は、弁ハウジングの外部指令圧ポートに、指令圧管路の一部を構成する配管接続用の管継手を設け、該管継手には絞りを設ける構成としている。これにより、外部指令圧室をダンパ室として機能させるための絞りを管継手に内蔵でき、指令圧管路を構成する配管の途中に絞りを別途設ける必要がなくなる。

また、本発明によると、油路はスプールの摺動位置に応じて油室をパイロットポート、タンクポートに選択的に連通、遮断する構成とし、前記スプールは、前記油路を介して油室がパイロットポートと連通するときには第1、第2の受圧部により大なる受圧面積をもってパイロット圧を受圧し、前記油路を介して前記油室がタンクポートと連通するときには前記第1の受圧部により小なる受圧面積をもってパイロット圧を受圧する構成としている。

この場合には、油室がパイロットポートに油路を介して連通している間は油室内にパイロット圧が導かれるために、第2の受圧部によって油室の受圧面積分だけパイロット圧に対するスプールの受圧面積を増大させること

ができる。また、油室がタンクポートと油路を介して連  
通するときには油室内の圧力がタンク圧レベルまで低下  
するので、スプールは第1の受圧部のみパイロット圧を  
受圧することになり、スプールの受圧面積を減少させる  
5 ことができる。

一方、本発明によると、第2の受圧部は第1の受圧部  
よりも小さい受圧面積を有し、油室がパイロットポート  
に連通するときには前記第2の受圧部は第1の受圧部位と  
逆向きにパイロット圧を受圧する構成としている。

10 この場合には、油室がパイロットポートに連通してい  
る間は油室内にパイロット圧を導くことにより、第2の  
受圧部は第1の受圧部とは逆向きにパイロット圧を受圧  
し、第2の受圧部の受圧面積分だけ第1の受圧部のパイ  
ロット圧に対する受圧面積を相殺して減少させることが  
15 できる。また、油室が圧力の低いタンクポート等に連通  
するときには油室内の圧力が低い圧力レベルまで低下し  
、スプールに受圧部と逆向きに作用する圧力は小さくな  
るので、前記第1の受圧部によりスプールは大きな受圧  
面積をもってパイロット圧を受圧でき、パイロット圧の  
20 受圧面積を相対的に増大させることができる。

また、本発明によると、第1の受圧部は、軸穴よりも  
大なる穴径をもってスプールに形成され前記軸穴とは反  
対側の端面に開口してスプールの軸方向に延びた有底穴  
からなり、該有底穴内にはピストンよりも大径なピスト  
ン部材を摺動可能に挿嵌することによってパイロットポ  
ートと常時連通するパイロット圧の受圧室を画成する構  
25 成としている。

これにより、有底穴の底部とピストン部材との間にパ  
イロットポートと常時連通するパイロット圧の受圧室を

画成でき、スプール内の有底穴からなる第1の受圧部は、受圧室を介してパイロット圧を常に受圧することができる。

5 また、本発明によると、油路はスプールの摺動位置に応じて油室をパイロットポート、外部指令圧ポートに選択的に連通、遮断する構成とし、第2の受圧部は第1の受圧部とは逆向きにパイロット圧または外部指令圧を受圧する構成としている。

10 これにより、油室がパイロットポートに連通している間は油室内にパイロット圧を導くことにより、第2の受圧部は第1の受圧部とは逆向きにパイロット圧を受圧し、第2の受圧部の受圧面積分だけ第1の受圧部によるパイロット圧に対する受圧面積を相殺して減少させることができる。また、油室が外部指令圧ポートに連通するときには油室内の圧力を外部指令圧のレベルまで下げることができ、スプールに第1の受圧部と逆向きに作用する圧力は小さくなるので、前記第1の受圧部によりスプールは大きな受圧面積をもってパイロット圧を受圧でき、  
15 パイロット圧の受圧面積を相対的に増大させることができる。  
20

一方、本発明によると、スプールは一端側が他の部分よりも大径となった段付スプールからなり、第1の受圧部はスプールの大径部側に位置する外周側の段差部により形成してなる構成としている。

25 これにより、スプールの一端側外周には大径となった段差部の位置で環状をなす第1の受圧部を形成でき、該第1の受圧部に作用するパイロット圧によりスプールの摺動変位させることができる。また、この場合には、スプールに軸穴とは別の有底穴を設けてパイロット圧の受

圧室等を画成する必要がないので、スプールの全長を短くすることが可能となる。

また、本発明では、油路は油室をパイロットポートに  
5 連通させるときに前記油室を他のポートに対してほぼ同  
時に遮断し、前記油室を他のポートに連通させるときに  
は前記パイロットポートに対してほぼ同時に遮断させる  
構成としている。

これにより、スプールは油路による油室と各ポートと  
の連通、遮断を零ラップで行うことができ、例えば油室  
10 がパイロットポートとタンクポートまたは外部指令圧ポ  
ートに同時に連通して油室内の圧力が不安定になる等の  
不具合をなくすることができる。

さらに、本発明によると、スプールは圧力の異なるポ  
ート間を互いに遮断する複数のランドを有し、油路は各  
15 ポートのうちパイロットポートよりも圧力の低いポート  
に対して油室を連通、遮断する位置に絞り通路を有して  
なる構成としている。

これにより、油室内にパイロットポートからのパイロ  
ット圧を導いて油室内を高圧にした後に、例えばスプ  
ールの摺動変位に応じて油室がタンクポートに連通したと  
20 きでも、油室内の高圧がタンクポート側に噴流となっ  
て流出するのを、絞り通路によって抑えることができ、低  
圧のタンクポート側に異常圧が発生する等の不具合を解  
消できる。

25

#### 図面の簡単な説明

図 1 は、本発明の第 1 の実施の形態による容量制御弁  
が適用された油圧ショベルの走行用油圧回路図である。

図 2 は、図 1 中の容量制御弁を小容量位置にある状態

で示す縦断面図である。

図 3 は、スプールがストロークエンドまで摺動変位して大容量位置に切換わった状態を示す容量制御弁の縦断面図である。

5 図 4 は、図 2 中のスプールを示す縦断面図である。

図 5 は、容量制御弁による切換制御圧のヒステリシス特性を示す特性線図である。

図 6 は、本発明の第 2 の実施の形態による容量制御弁が適用された油圧ショベルの走行用油圧回路図である。

10 図 7 は、図 6 中の容量制御弁を大容量位置にある状態で示す縦断面図である。

図 8 は、スプールがストロークエンドまで摺動変位して小容量位置に切換わった状態を示す容量制御弁の縦断面図である。

15 図 9 は、本発明の第 3 の実施の形態による容量制御弁を大容量位置とした状態で示す縦断面図である。

図 10 は、本発明の第 4 の実施の形態による容量制御弁が適用された油圧ショベルの走行用油圧回路図である。

20 図 11 は、図 10 中の容量制御弁を大容量位置にある状態で示す縦断面図である。

図 12 は、スプールがストロークエンドまで摺動変位して小容量位置に切換わった状態を示す容量制御弁の縦断面図である。

25 図 13 は、本発明の第 5 の実施の形態による容量制御弁が適用された油圧ショベルの走行用油圧回路図である。

図 14 は、図 13 中の容量制御弁を大容量位置にある状態で示す縦断面図である。

図 1 5 は、スプールがストロークエンドまで摺動変位して小容量位置に切換わった状態を示す容量制御弁の縦断面図である。

5 図 1 6 は、本発明の第 6 の実施の形態による容量制御弁が適用された油圧ショベルの走行用油圧回路図である。

図 1 7 は、図 1 6 中の容量制御弁を大容量位置にある状態を示す縦断面図である。

10 図 1 8 は、スプールがストロークエンドまで摺動変位して小容量位置に切換わった状態を示す容量制御弁の縦断面図である。

#### 発明を実施するための最良の形態

15 以下、本発明の実施の形態による可変容量型液圧回転機の容量制御弁を、油圧ショベル等の走行用油圧モータに適用した場合を例に挙げ、添付図面を参照して詳細に説明する。

20 ここで、図 1 ないし図 5 は本発明の第 1 の実施の形態を示し、図中、1 はタンク 2 と共に油圧源を構成する油圧ポンプで、該油圧ポンプ 1 は油圧ショベルの原動機（図示せず）によって回転駆動され、タンク 2 内から吸込んだ作動油を高圧の圧油として後述の油圧モータ 3 等に供給するものである。

25 3 は走行用の油圧モータで、該油圧モータ 3 は、例えば斜板式または斜軸式の可変容量型液圧回転機により構成され、斜板または弁板等からなる容量可変部 3 A を有している。そして、油圧モータ 3 は、後述のサーボアクチュエータ 1 0 を用いて容量可変部 3 A を傾転角が大きくなる矢示 A 方向に傾転駆動するとき、モータ容量が

大容量側へと増大され、傾転角が小さくなる矢示 B 方向に傾転駆動するときにはモータ容量が小容量側に減少されるものである。

5 4 A, 4 B は油圧モータ 3 を油圧ポンプ 1 とタンク 2 に接続した一对の主管路で、該主管路 4 A, 4 B は、後述の方向制御弁 5 等を介して油圧ポンプ 1 からの圧油を油圧モータ 3 に給排する。これによって、油圧モータ 3 は正転または逆転し、油圧ショベル（車両）を前進または後進させるものである。また、主管路 4 A, 4 B は、  
10 後述のカウンタバランス弁 6 と方向制御弁 5 との間が油圧源側の管路部 4 A 1, 4 B 1 となり、カウンタバランス弁 6 と油圧モータ 3 との間がアクチュエータ側の管路部 4 A 2, 4 B 2 となっている。

15 5 は主管路 4 A, 4 B の途中に設けられた走行用の方向制御弁で、該方向制御弁 5 は、図 1 に示す如く例えば 4 ポート 3 位置の方向制御弁として構成されている。そして、油圧ショベルのオペレータが操作レバー 5 A を切換操作することにより、方向制御弁 5 は中立位置（I）から切換位置（II）,（III）に切換操作される。

20 そして、方向制御弁 5 は切換位置（II）で、油圧ポンプ 1 からの圧油を主管路 4 A を介して油圧モータ 3 に供給し、油圧モータ 3 を例えば正方向に回転させると共に、油圧モータ 3 からの戻り油を主管路 4 B を介してタンク 2 へと排出させる。また、方向制御弁 5 を切換位置（  
25 III）に切換えたときには、圧油の供給方向が逆転し、油圧モータ 3 は逆方向に回転駆動される。

6 は油圧モータ 3 に付設されたブレーキ弁を構成するカウンタバランス弁で、該カウンタバランス弁 6 は、油圧源側の管路部 4 A 1, 4 B 1 とアクチュエータ側の管

路部 4 A 2 , 4 B 2 との間に設けられた一対のチェック弁 7 A , 7 B と、油圧源側の管路部 4 A 1 , 4 B 1 とアクチュエータ側の管路部 4 A 2 , 4 B 2 との間に配設され、チェック弁 7 A , 7 B と並列に接続された圧力制御弁 8 とにより構成されている。

そして、カウンタバランス弁 6 の圧力制御弁 8 は、方向制御弁 5 にほぼ連動して中立位置 ( I ) から切換位置 ( II ) , ( III ) に切換わり、油圧ポンプ 1 からの圧油が油圧モータ 3 に給排されるのを補償する。また、カウンタバランス弁 6 は、油圧モータ 3 の慣性回転時等に圧力制御弁 8 が中立位置 ( I ) に復帰することにより、油圧モータ 3 とカウンタバランス弁 6 との間でアクチュエータ側の管路部 4 A 2 または 4 B 2 内にブレーキ圧を発生させるものである。

ここで、カウンタバランス弁 6 の圧力制御弁 8 は、例えば 6 ポート 3 位置の油圧パイロット式方向制御弁からなり、高圧導出ポートとなるセンタバイパスポート 8 A を有している。そして、圧力制御弁 8 は、中立位置 ( I ) から切換位置 ( II ) に切換わったときに、油圧源側の管路部 4 A 1 , 4 B 1 のうち高圧側の管路部 4 A 1 にセンタバイパスポート 8 A が接続され、切換位置 ( III ) に切換わったときには管路部 4 B 1 に接続される。

これによって、圧力制御弁 8 のセンタバイパスポート 8 A は、油圧モータ 3 の負荷圧であるモータ駆動圧を後述のパイロット管路 2 7 内に導き、後述の容量制御弁 1 1 をパイロット管路 2 7 からのパイロット圧に応じて切換制御させる。また、圧力制御弁 8 が中立位置 ( I ) に復帰したときには、センタバイパスポート 8 A が後述のタンク管路 3 0 に接続されることにより、パイロット管

路 2 7 内のパイロット圧はタンク圧レベルまで自動的に低下するものである。

9 は油圧モータ 3 とカウンタバランス弁 6 との間に位置して主管路 4 A, 4 B の管路部 4 A 2, 4 B 2 間に設けられた高圧選択弁としてのシャトル弁で、該シャトル弁 9 は主管路 4 A, 4 B の管路部 4 A 2, 4 B 2 のうち高圧側の圧油を選択し、選択した圧油を後述の高圧管路 2 8、容量制御弁 1 1 を介してサーボアクチュエータ 1 0 に供給するものである。

10 は油圧モータ 3 に付設された容量可変アクチュエータとしてのサーボアクチュエータで、該サーボアクチュエータ 1 0 は、油圧モータ 3 の容量可変部 3 A を駆動する傾転ピストン 1 0 A を有し、常時はスプリング 1 0 B により容量可変部 3 A を矢示 A 方向の大傾転（大容量）側に付勢している。そして、サーボアクチュエータ 1 0 は油圧室 1 0 C 内に高圧の圧油が供給されると、傾転ピストン 1 0 A により容量可変部 3 A をスプリング 1 0 B に抗して矢示 B 方向に駆動し、モータ容量を大容量から小容量に切替える構成となっている。

11 は油圧モータ 3 にサーボアクチュエータ 1 0 と共に付設された容量制御弁で、該容量制御弁 1 1 は、図 2 等に示すように弁ハウジング 1 2 と、該弁ハウジング 1 2 内に摺動可能に設けられた後述のスプール 1 9 およびピストン 2 1 等とによって構成されている。また、容量制御弁 1 1 は、図 1 に示す如く 6 ポート 2 位置の油圧パイロット式切換弁等からなり、パイロット管路 2 7 からのパイロット圧 P により大容量位置（a）と小容量位置（b）とに切換制御されるものである。

そして、容量制御弁 1 1 は、小容量位置（b）にある

ときに、高圧管路 28 からの圧油をサーボアクチュエータ 10 の油圧室 10C に後述の給排管路 29 を介して供給する。これにより、傾転ピストン 10A は容量可変部 3A を傾転角が小さくなる矢示 B 方向に駆動する。また、容量制御弁 11 は、大容量位置 (a) に切換わったときに給排管路 29 をタンク管路 26 に接続し、油圧室 10C 内の圧油をタンク 2 に向けて排出させる。これにより、サーボアクチュエータ 10 はスプリング 10B によって容量可変部 3A を傾転角が大きくなる矢示 A 方向に駆動する。

ここで、容量制御弁 11 の弁ハウジング 12 には、一端側が開口端 13A となり、他端側が閉塞端 13B となった段付のスプール摺動穴 13 が形成されている。そして、該スプール摺動穴 13 の外周側には環状の油溝 14A, 14B, 14C, 14D, 14E, 14F が軸方向に離間して形成されている。

また、弁ハウジング 12 には軸方向に互いに離間してタンクポート 15A, 15C, 15F、パイロットポート 15B、高圧ポート 15D および圧油給排ポート 15E が形成されている。そして、これらのポート 15A ~ 15F は油溝 14A ~ 14F を介してスプール摺動穴 13 内に連通するものである。

16 はスプール摺動穴 13 の開口端 13A 側を閉塞した蓋体で、該蓋体 16 は弁ハウジング 12 の一部を構成し、後述するスプール 19 の一端側端面との間には油溝 14A 内に位置してばね室 17 を形成している。また、蓋体 16 の内側面には、ばね室 17 内に向けて突出するロッド状のストッパ 18 が設けられ、該ストッパ 18 はスプール 19 のストロークエンドを図 3 に示す如く規制

するものである。

19は弁ハウジング12のスプール摺動穴13内に挿  
 嵌されたスプールで、該スプール19は図2、図4に示  
 す如く外周側にランド19A、19B、19C、19D  
 5 が軸方向に互いに離間して形成され、ランド19Bとラ  
 ンド19Cとの間には、油溝14B、14C間を連通、  
 遮断する環状溝19Eが形成されている。また、スプー  
 ル19のランド19Cとランド19Dとの間には、油溝  
 14D、14E間を連通、遮断する他の環状溝19Fが  
 10 形成され、該環状溝19Fとランド19Dとにより、圧  
 油給排ポート15Eは高圧ポート15Dとタンクポート  
 15Fとに選択的に連通、遮断されるものである。

ここで、スプール19は一端側に位置するランド19  
 A側が最大径となった段付スプールとして形成され、ラ  
 ンド19Bに対向するランド19Aの段差部（端面側）  
 15 は、パイロット管路27からのパイロット圧Pを受圧す  
 る第1の受圧部19Gとなっている。そして、ランド1  
 9Aは外径Da、ランド19Bは外径Dbに形成され、  
 受圧部19Gは数1の式による受圧面積S1を有してい  
 20 る。

〔数1〕

$$\begin{aligned} S1 &= (Da^2 \times \pi / 4) - (Db^2 \times \pi / 4) \\ &= (Da^2 - Db^2) \times \pi / 4 \end{aligned}$$

これにより、受圧部19Gは受圧面積S1をもってパ  
 イロット管路27からのパイロット圧Pを常時受圧する  
 25 。そして、このパイロット圧Pが昇圧することにより、  
 スプール19は後述の戻しばね24に抗して矢示C方向  
 に摺動変位するものである。

20はスプール19に形成され軸方向に延びた有底穴

からなる軸穴で、該軸穴 20 は一端側が底部となって閉塞され、他端側がスプール 19 の端面に開口している。そして、軸穴 20 は図 4 に示すように比較的小さい穴径  $D_c$  ( $D_c < D_b < D_a$ ) をもって形成され、軸穴 20 の底部は後述する油室 22 内の圧力を、

5 [数 2]

$$S_2 = D_c^2 \times \pi / 4$$

なる受圧面積  $S_2$  をもって受承する第 2 の受圧部 20A となっている。

10 21 は軸穴 20 内に摺動可能に挿嵌されたピストンで、該ピストン 21 は軸穴 20 の開口端側を常に閉塞し、その一端側は軸穴 20 の底部との間に油室 22 を画成している。また、ピストン 21 の他端側は、図 3 に示す如くスプール 19 の端面から軸方向に突出し、油室 22 内のパイロット圧  $P$  による油圧反力を受承するためスプール摺動穴 13 の閉塞端 13B 側に当接している。

15

23 は油室 22 の位置でスプール 19 の径方向に穿設された油路としての小孔で、該小孔 23 は環状溝 19E の位置でスプール 19 の外周面に開口している。そして、小孔 23 は、スプール 19 の摺動位置に応じて油室 22 をタンクポート 15C (油溝 14C) とパイロットポート 15B (油溝 14B) とに選択的に連通、遮断するものである。

20

この場合、スプール 19 は、小孔 23 による油室 22 とタンクポート 15C、パイロットポート 15B との連通、遮断を零ラップで行う。このため、ランド 19B、19C 間の環状溝 19E の軸方向長さは、油溝 14B、14C 間の離間寸法にほぼ一致する寸法をもって形成されている。そして、小孔 23 は油室 22 をパイロットポ

25

ート 1 5 B に連通させるときに、環状溝 1 9 E により油室 2 2 をタンクポート 1 5 C に対してほぼ同時に遮断し、油室 2 2 をタンクポート 1 5 C に連通させるときにはパイロットポート 1 5 B に対してほぼ同時に遮断する構成となっている。

2 4 は蓋体 1 6 とスプール 1 9 との間に位置してばね室 1 7 内に配設された付勢手段を構成する戻しばねで、該戻しばね 2 4 は一端側がストッパ 1 8 の外周側に挿通され、他端側はスプール 1 9 の一端側に嵌合等の手段により取付けられている。そして、戻しばね 2 4 はスプール 1 9 を閉塞端 1 3 B 側に向け矢示 D 方向の付勢力  $F_a$  をもって常時付勢し、これにより容量制御弁 1 1 は、図 1 に示す小容量位置 (b) に保持されるものである。

2 5 は油圧モータ 3 からのドレン (漏洩油) をタンク 2 側に排出するドレン管路、2 6 は容量制御弁 1 1 のタンクポート 1 5 A, 1 5 C, 1 5 F をタンク 2 に常時接続するタンク管路を示している。

また、2 7 は容量制御弁 1 1 のパイロットポート 1 5 B に接続されたパイロット管路で、該パイロット管路 2 7 はカウンタバランス弁 6 のセンタバイパスポート 8 A に接続され、油圧モータ 3 のモータ駆動圧 (負荷圧) をパイロット圧 P として容量制御弁 1 1 のパイロットポート 1 5 B に導くものである。

2 8 はシャトル弁 9 を容量制御弁 1 1 の高圧ポート 1 5 D に接続した高圧管路で、該高圧管路 2 8 は、主管路 4 A, 4 B の管路部 4 A 2, 4 B 2 からシャトル弁 9 で選択した高圧側の圧油を容量制御弁 1 1 の高圧ポート 1 5 D に導くものである。

2 9 はサーボアクチュエータ 1 0 の油圧室 1 0 C を容

量制御弁 11 の圧油給排ポート 15 E に接続した給排管路である。さらに、30 はカウンタバランス弁 6 のセンタバイパスポート 8 A に接続された他のタンク管路で、該タンク管路 30 はカウンタバランス弁 6 の圧力制御弁 8 が中立位置 (I) に復帰したときに、センタバイパスポート 8 A をタンク 2 に接続する。これにより、パイロット管路 27 内のパイロット圧 P はタンク圧レベルまで低下するものである。

本実施の形態による容量制御弁 11 を備えた油圧ショベルの走行用油圧回路は上述の如き構成を有するもので、次に、その作動について説明する。

まず、油圧ショベルのオペレータが車両を走行駆動するために、図 1 に示す方向制御弁 5 を中立位置 (I) から切換位置 (II) に切換えると、油圧ポンプ 1 からの圧油はモータ駆動圧となって主管路 4 A 側から油圧モータ 3 に供給される。そして、このときにカウンタバランス弁 6 の圧力制御弁 8 は管路部 4 A1, 4 B1 間の差圧で中立位置 (I) から切換位置 (II) 側に切換わり、油圧モータ 3 からの戻り油を圧力制御弁 8 を介して主管路 4 B (管路部 4 B1) 側からタンク 2 へと排出させ、これによって車両は前進方向に走行駆動される。

一方、走行用の方向制御弁 5 を中立位置 (I) から切換位置 (III) に切換えたときには、主管路 4 B 側にモータ駆動圧が供給され、油圧モータ 3 は前述の場合とは逆向きに回転駆動される。そして、この場合には圧力制御弁 8 が中立位置 (I) から切換位置 (III) に切換わり、油圧モータ 3 からの戻り油を圧力制御弁 8 を介して主管路 4 A (管路部 4 A1) 側からタンク 2 へと排出させ、これによって車両は後進方向に走行駆動される。

ここで、車両の走行時に圧力制御弁 8 が中立位置（Ⅰ）から切換位置（Ⅱ）または（Ⅲ）に切換わった状態では、圧力制御弁 8 のセンタバイパスポート 8 A が油圧源側の管路部 4 A 1 または 4 B 1 に接続され、モータ駆動  
5 圧はパイロット圧 P となってパイロット管路 2 7 から容量制御弁 1 1 のパイロットポート 1 5 B に供給される。

また、アクチュエータ側の管路部 4 A 2 , 4 B 2 側ではシャトル弁 9 によってモータ駆動圧が選択され、選択された圧油は高圧管路 2 8 から容量制御弁 1 1 の高圧ポ  
10 ート 1 5 D に導かれる。

そして、容量制御弁 1 1 のパイロットポート 1 5 B に供給されたパイロット圧 P は、図 2 に示すスプール 1 9 の受圧部 1 9 G に作用し前記数 1 の式による受圧面積 S 1 をもって、スプール 1 9 を押圧力 F 1 で戻しばね 2 4  
15 の付勢力 F a に抗して矢示 C 方向に押圧する。

〔数 3〕

$$F 1 = S 1 \times P$$

また、戻しばね 2 4 の付勢力 F a は、

〔数 4〕

$$20 \quad F a = S 1 \times P 1 = ( S 1 + S 2 ) \times P 2$$

なる関係を満たすように予め設定され、図 5 に示す特性線 3 1 の如くパイロット圧 P が圧力 P 1 , P 2 ( P 1 > P 2 ) の間で変化するとき、モータ容量の切換制御圧にヒステリシス特性が与えられるものである。

25 即ち、車両が坂道を登る登坂走行時等には、油圧モータ 3 の負荷圧が上昇し、パイロット圧 P は圧力 P 1 以上まで上昇する。そして、このときにスプール 1 9 は、受圧部 1 9 G により矢示 C 方向の押圧力 F 1 ( F 1 = S 1 × P 1 ) をもって戻しばね 2 4 を図 3 に示す如く撓み変

形させ、ストッパ 18 に当接するストロークエンドまで摺動変位する。

これにより、容量制御弁 11 は戻しばね 24 の付勢力  $F_a$  に抗して図 1 に示す小容量位置 (b) から大容量位置 (a) へと切換わり、容量制御弁 11 の高圧ポート 15 D はスプール 19 のランド 19 D により圧油給排ポート 15 E に対して遮断される。このときに、該圧油給排ポート 15 E はタンクポート 15 F (タンク管路 26) に連通される。

このため、サーボアクチュエータ 10 は油圧室 10 C が給排管路 29、容量制御弁 11 の圧油給排ポート 15 E、タンク管路 26 等を介してタンク 2 と接続され、スプリング 10 B によって油圧モータ 3 の容量可変部 3 A を矢示 A 方向へと大傾転側に駆動する。これにより、モータ容量は、登坂走行に備えて油圧モータ 3 を高トルクで低速回転できるように大容量に制御される。

また、このときに容量制御弁 11 はスプール 19 内の油室 22 が、図 3 に示すように小孔 23、環状溝 19 E、油溝 14 B を介してパイロットポート 15 B に接続されることにより、油室 22 内には例えば圧力  $P_1$  以上のパイロット圧  $P$  が供給される。

そして、スプール 19 は受圧部 19 G で受圧面積  $S_1$  をもってパイロット圧  $P$  を受圧する。また、油室 22 内の受圧部 20 A 側では、前記数 2 の式による受圧面積  $S_2$  をもってパイロット圧  $P$  を受圧する。このため、スプール 19 は受圧部 19 G と受圧部 20 A との合計の受圧面積 ( $S_1 + S_2$ ) をもってパイロット圧  $P$  を受圧し続けることになる。

この結果、油圧モータ 3 の容量が小容量から大容量に

変化して、モータ駆動圧（負荷圧）が僅かに低下した場合でも、パイロット圧 P が圧力 P 2 以上である間はスプール 1 9 が、

〔数 5〕

$$5 \quad F 2 = ( S 1 + S 2 ) \times P$$

〔数 6〕

$$F 2 \geq F a$$

$$\text{但し、} P \geq P 2$$

なる押圧力 F 2 をもって、図 3 中に示す如く戻しばね 2 4 を矢示 C 方向に撓み変形させ、容量制御弁 1 1 を大容量位置（a）に保つものである。

一方、車両の登坂走行が終わり、例えば平地の直進走行等に移った場合には、パイロット圧 P が、図 5 に示す圧力 P 2 以下まで低下する。これによって、スプール 1 9 の押圧力 F 2 は、戻しばね 2 4 の付勢力 F a よりも小さくなるので、スプール 1 9 は戻しばね 2 4 により矢示 D 方向に押戻され、図 2 に示す初期位置まで摺動変位し、容量制御弁 1 1 は再び小容量位置（b）に復帰する。

そして、このときには容量制御弁 1 1 の高圧ポート 1 5 D が圧油給排ポート 1 5 E に連通される。このため、サーボアクチュエータ 1 0 は油圧室 1 0 C 内に、シャトル弁 9 で選択した高圧管路 2 8 からの圧油が給排管路 2 9 等を介して供給され、傾転ピストン 1 0 A により油圧モータ 3 の容量可変部 3 A を矢示 B 方向へと小傾転側に駆動する。これにより、油圧モータ 3 の容量を平地走行に適した小容量に制御でき、車両を低トルクで高速走行させることができる。

また、このときに容量制御弁 1 1 はスプール 1 9 内の油室 2 2 が、図 2 に示すように小孔 2 3、油溝 1 4 C を

介してタンクポート 15 C に接続され、油室 22 内の圧力はタンク圧レベルまで低下する。このため、スプール 19 は、油室 22 内の受圧部 20 A 側でパイロット圧 P を受圧することなく、受圧部 19 G 側でのみ受圧面積 S 1 をもってパイロット圧 P を受圧することになり、スプール 19 は受圧面積 S 1 に減少される。

この結果、油圧モータ 3 の容量が大容量から小容量に変化して、モータ駆動圧（負荷圧）が僅かに増加した場合でも、パイロット圧 P が圧力 P 1 に達するまでの間はスプール 19 が、数 7 の式による押圧力 F 1 で戻しばね 24 を図 2 中の矢示 C 方向に押圧するに留まり、〔数 7〕

$$F 1 < F a$$

$$\text{但し、} P < P 1$$

スプール 19 は戻しばね 24 により初期位置に付勢され、容量制御弁 11 を小容量位置（b）に保持するものである。

かくして、本実施の形態によれば、スプール 19 の一端側に最大径のランド 19 A を設けて環状の受圧部 19 G を形成し、該受圧部 19 G によりパイロットポート 15 B からのパイロット圧 P を受圧面積 S 1 をもって受圧させる。そして、スプール 19 の他端側から軸方向に延びる有底の軸穴 20 内には、ピストン 21 を摺動可能に挿嵌して油室 22 を画成し、該油室 22 を小孔 23 によりスプール 19 の摺動位置に応じてタンクポート 15 C とパイロットポート 15 B とに選択的に連通、遮断する構成としている。

そして、スプール 19 が図 2 に示す初期位置、即ち容量制御弁 11 が小容量位置（b）にある間は、油室 22

をタンクポート 15 C に連通させることにより、スプール 19 のパイロット圧 P に対する受圧面積を受圧部 19 G 側の受圧面積 S1 のみに減少させる。この結果、モータ駆動圧（パイロット圧 P）が圧力 P1 以上に上昇するまでは、スプール 19 を戻しばね 24 によって初期位置に保持でき、容量制御弁 11 を小容量位置（b）に保つことができる。

また、モータ駆動圧が圧力 P1 以上に上昇したときには、スプール 19 が戻しばね 24 に抗してストロークエンドまで摺動変位する。これにより、油室 22 内に小孔 23 を通じてパイロットポート 15 B からのパイロット圧 P を導入し、油室 22 内の受圧部 20 A による受圧面積 S2 分だけスプール 19 の受圧面積を増大でき、合計の受圧面積（S1 + S2）をもってパイロット圧 P を受圧し続けることができる。

このため、油圧モータ 3 の容量が小容量から大容量に増加し、モータ駆動圧が僅かに減少したような場合でも、大きな受圧面積（S1 + S2）をもってスプール 19 を図 3 に示すスロークエンドに保持できる。そして、モータ駆動圧が平地走行時の圧力 P2 以下に低下するまで、容量制御弁 11 を大容量位置（a）に切換えておくことにより、油圧モータ 3 のモータ容量を大容量に保つことができる。

従って、本実施の形態によれば、容量制御弁 11 の切換制御圧に圧力 P1, P2 の範囲で、図 5 に示すヒステリシス特性を与えることができ、容量の切換えに伴うハンチング現象を防止できる。これにより、容量制御を安定させて自動的に行うことができる。また、容量制御弁 11 を弁ハウジング 12、スプール 19、ピストン 21

および戻しばね 24 によって構成できるため、部品点数を少なくして組立時の作業性を向上できると共に、全体をコンパクトに形成して小型化を図ることができる。

5 また、スプール 19 を一端側が大径となった段付スプールとして形成し、スプール 19 の外周側には最大径となったランド 19A の位置に、パイロット圧 P の受圧部 19G を設ける構成としているから、スプール 19 の軸方向長さを短くでき、容量制御弁 11 全体を小型化することができる。

10 さらに、スプール 19 内に画成した油室 22 は、容量制御弁 11 の切換制御時にパイロットポート 15B とタンクポート 15C とにほぼ零ラップで連通、遮断される構成としているため、パイロット圧 P に対するスプール 19 の受圧面積を容量の切換時に瞬間的に増減させることができ、スプール 19 を初期位置とストロークエンドとの間で円滑に摺動変位できる。そして、モータ容量の切換えに伴うハンチング現象の発生を良好に抑えることができ、安定した容量制御を実現することができる。

20 次に、図 6 ないし図 8 は本発明の第 2 の実施の形態を示し、本実施の形態の特徴は、容量制御弁に外部指令圧ポートを追加して設け、外部指令圧を外部選択手段で選択することにより、モータ容量を大容量に固定する制御と、容量自動切換制御とを運転条件に合わせて選択的に行う構成としたことにある。なお、本実施の形態では前記第 1 の実施の形態と同一の構成要素に同一の符号を付し、その説明を省略するものとする。

25 図中、41 は本実施の形態で採用した容量制御弁で、該容量制御弁 41 は、図 7 に示すように弁ハウジング 42 と、後述のスプール 49 およびピストン 51 等とによ

って構成されている。そして、容量制御弁 4 1 は前記実施の形態で述べた容量制御弁 1 1 とほぼ同様に構成されている。しかし、該容量制御弁 4 1 は後述する指令圧管路 5 9 からの外部指令圧とパイロット管路 2 7 からのパイロット圧 P により大容量位置 ( a ) と小容量位置 ( b ) とに切換制御されるものである。

ここで、容量制御弁 4 1 の弁ハウジング 4 2 には、一端側が開口端 4 3 A となり、他端側が閉塞端 4 3 B となった段付のスプール摺動穴 4 3 が形成され、該スプール摺動穴 4 3 の外周側には環状の油溝 4 4 A, 4 4 B, 4 4 C, 4 4 D, 4 4 E が軸方向に離間して形成されている。

また、弁ハウジング 4 2 には軸方向に互いに離間して外部指令圧ポート 4 5 A、パイロットポート 4 5 B、タンクポート 4 5 C, 4 5 F、高圧ポート 4 5 D および圧油給排ポート 4 5 E が形成され、これらのポート 4 5 A ~ 4 5 E は油溝 4 4 A ~ 4 4 E を介してスプール摺動穴 4 3 内に連通するものである。

4 6 はスプール摺動穴 4 3 の開口端 4 3 A 側を閉塞した蓋体で、該蓋体 4 6 は弁ハウジング 4 2 の一部を構成し、後述するスプール 4 9 の一端側端面との間には油溝 4 4 A 内に位置して外部指令圧室 4 7 を形成している。

4 8 はスプール摺動穴 4 3 の閉塞端 4 3 A とスプール 4 9 の他端側端面との間に形成されたばね室で、該ばね室 4 8 内には後述の戻しばね 5 6、ストッパ 5 5 等が配設されている。また、ばね室 4 8 はタンクポート 4 5 F、タンク管路 2 6 を介してタンク 2 に常時接続されている。

4 9 は弁ハウジング 4 2 のスプール摺動穴 4 3 内に挿

嵌されたスプールで、該スプール49は図7、図8に示す如く外周側にランド49A, 49B, 49C, 49D, 49Eが軸方向に互いに離間して形成されている。また、スプール49のランド49Dとランド49Eとの間には、油溝44D, 44E間を連通、遮断する環状溝49Fが形成されている。そして、スプール49は環状溝49Fとランド49Eとにより、圧油給排ポート45Eを高圧ポート45Dとタンクポート45Fとに選択的に連通、遮断するものである。

ここで、スプール49は一端側に位置するランド49A側が最大径となった段付スプールとして形成され、ランド49Bに対向するランド49Aの段差部(端面側)は、パイロット管路27からのパイロット圧を受圧する環状の第1の受圧部49Gとなっている。そして、該受圧部49Gは前述した第1の実施の形態によるスプール19の受圧部19Gと同様に、前記数1の式による受圧面積 $S_1$ を有している。

また、スプール49の外周側には、ランド49B, 49C間に環状の細幅溝49Hが形成され、ランド49C, 49D間には環状の細幅溝49Jが形成されている。そして、これらの細幅溝49H, 49Jは、後述する油孔53, 54の開口端側に位置し、後述の油室52をパイロットポート45Bとタンクポート45Cとに対してほぼ零ラップで連通、遮断させる。

このため、細幅溝49Hが油溝44Bに連通(遮断)するときには、細幅溝49Jをほぼ同時に油溝44Cに対して遮断(連通)させるものである。さらに、スプール49のランド49A側に位置する一端側端面は、前記受圧部49Gとは逆向きに外部指令圧を受圧する指令圧

受圧部 4 9 K となっている。そして、該指令圧受圧部 4 9 K は、外部指令圧室 4 7 内で後述の数 8 式による受圧面積  $S_3$  を有する構成となっている。

5 5 0 はスプール 4 9 に形成され軸方向に延びた有底穴からなる軸穴で、該軸穴 5 0 は一端側が底部となって閉塞され、他端側がスプール 4 9 の端面に開口している。そして、軸穴 5 0 は第 1 の実施の形態で述べた軸穴 2 0 とほぼ同様に、その底部側に後述する油室 5 2 内の圧力を受圧面積  $S_2$  をもって受圧する第 2 の受圧部 5 0 A を有するものである。

5 5 1 は軸穴 5 0 内に摺動可能に挿嵌されたピストンで、該ピストン 5 1 は軸穴 5 0 の開口端側を常に閉塞し、その一端側は軸穴 5 0 の受圧部 5 0 A との間で油室 5 2 を画成している。また、ピストン 5 1 の他端側は、図 7 15 に示す如くスプール 4 9 の端面から軸方向に突出し、油室 5 2 内のパイロット圧  $P$  による油圧反力を受承すべくストッパ 5 5 の端面に当接するものである。

5 5 3, 5 5 4 は油室 5 2 の位置でスプール 4 9 の径方向に穿設された油孔で、該油孔 5 3, 5 4 は、細幅溝 4 9 20 H, 4 9 J の位置でスプール 4 9 の外周面に開口している。そして、油孔 5 3, 5 4 と細幅溝 4 9 H, 4 9 J とは、スプール 4 9 の摺動位置に応じて油室 5 2 をパイロットポート 4 5 B (油溝 4 4 B) とタンクポート 4 5 C (油溝 4 4 C) とに対して選択的に連通, 遮断する油路 25 を構成するものである。

この場合、油孔 5 3 は細幅溝 4 9 H、油溝 4 4 B を介してパイロットポート 4 5 B に連通, 遮断され、油孔 5 4 は細幅溝 4 9 J、油溝 4 4 C を介してタンクポート 4 5 C に連通, 遮断される。そして、これらの油孔 5 3,

5 4 は、スプール 4 9 の摺動変位時に油室 5 2 とパイロ  
ットポート 4 5 B, タンクポート 4 5 C との連通, 遮断  
を零ラップで行うものである。このため、油孔 5 3, 5  
4 に常時連通する細幅溝 4 9 H, 4 9 J は、油溝 4 4 B  
5, 4 4 C の離間寸法に従って予め決められる所定の間隔  
(軸方向の間隔) をもって形成されている。

これにより、細幅溝 4 9 H が油溝 4 4 B に連通する  
ときには、これとほぼ同時に細幅溝 4 9 J が油溝 4 4 C に  
対して遮断される。また、細幅溝 4 9 J が油溝 4 4 C に  
10 連通するときには、これとほぼ同時に細幅溝 4 9 H が油  
溝 4 4 B に対して遮断されるものである。

また、油孔 5 4 は油孔 5 3 に比較して小径に形成され  
た絞り通路を構成している。そして、油孔 5 4 は、図 8  
に示す如く油室 5 2 をタンクポート 4 5 C に連通させた  
15 ときに、油室 5 2 内の圧油がタンクポート 4 5 C 側に向  
けて噴出するのを抑え、タンクポート 4 5 C 側でサージ  
圧等が発生するのを抑制する機能を有している。

5 5 はスプール摺動穴 4 3 の閉塞端 4 3 B 側に位置し  
て弁ハウジング 4 2 内に設けられたストッパで、該スト  
20 ッパ 5 5 は円柱状のロッド等からなり、スプール摺動穴  
4 3 の閉塞端 4 3 B 側からばね室 4 8 内に向けて突出し  
ている。そして、ストッパ 5 5 の一端側はピストン 5 1  
の他端に当接する。また、ストッパ 5 5 は、スプール 4  
9 が図 8 に示す如く摺動変位したときに、スプール 4 9  
25 の端面に当接し、該スプール 4 9 のストロークエンドを  
規制するものである。

5 6 は弁ハウジング 4 2 とスプール 4 9 との間に位置  
してばね室 4 8 内に配設された付勢手段を構成する戻し  
ばねで、該戻しばね 5 6 は一端側がスプール 4 9 の端部

に嵌合等の手段を用いて取付けられ、他端側はストッパ  
55の外周側に挿通されてスプール摺動穴43の閉塞端  
43Bに当接している。そして、戻しばね56はスプー  
ル49を矢示C方向に付勢力Fbをもって常時付勢し、  
5 これにより容量制御弁41は、図6に示す大容量位置（  
a）に保持されるものである。

57は外部指令圧用の油圧源となるパイロットポンプ  
、58は該パイロットポンプ57の最大吐出圧を決める  
リリーフ弁で、該リリーフ弁58はパイロットポンプ5  
10 7の吐出側に過剰圧が発生すると開弁し、この過剰圧を  
タンク2側にリリーフさせるものである。

59は容量制御弁41の外部指令圧ポート45Aに接  
続された指令圧管路、60は該指令圧管路59をタンク  
2とパイロットポンプ57とに選択的に接続する外部選  
15 択手段としての圧力選択弁で、該圧力選択弁60は油圧  
ショベルのオペレータ等が操作レバー60Aを手動操作  
することにより、容量固定位置（c）と自動切換位置（  
d）とのいずれかに切換えられる。

そして、圧力選択弁60を容量固定位置（c）に切換  
20 えている間は、指令圧管路59がタンク2に接続される  
ことにより、容量制御弁41の外部指令圧室47は圧力  
がタンク圧レベルとなっている。このため、スプール4  
9は図7に示す初期位置に戻しばね56等により付勢さ  
れ、容量制御弁41は図6に示す大容量位置（a）に保  
25 持されるものである。

また、圧力選択弁60を自動切換位置（d）に切換え  
ている間は、指令圧管路59がパイロットポンプ57側  
に接続され、後述の減圧弁61により設定された圧力値  
Pgの外部指令圧が容量制御弁41の外部指令圧室47

に供給される。そして、容量制御弁 4 1 のスプール 4 9 は、外部指令圧 4 7 内の受圧部 4 9 K が圧力値  $P_g$  の外部指令圧を受圧することにより、戻しばね 5 6 に抗して矢示 D 方向に押圧されるものである。

5        6 1 はパイロットポンプ 5 7 と圧力選択弁 6 0 との間に設けられた減圧弁で、該減圧弁 6 1 は指令圧管路 5 9 内に供給する外部指令圧が、後述の数 9 ~ 数 1 2 の式を満たす圧力値  $P_g$  以上に昇圧するのを抑えるため、常時は開弁する。そして、減圧弁 6 1 は、パイロットポンプ  
10        5 7 からの吐出圧が圧力値  $P_g$  以上に上昇すると、閉弁して吐出圧の供給を停止するものである。

かくして、このように構成される本実施の形態でも、前記第 1 の実施の形態とほぼ同様の作用効果を得ることができ、特に本実施の形態では、容量制御弁 4 1 に  
15        外部指令圧ポート 4 5 A、外部指令圧室 4 7 等を設け、圧力選択弁 6 0 により外部指令圧を選択して供給する構成としたから、下記のような作用効果を得ることができる。

即ち、圧力選択弁 6 0 を容量固定位置 (c) に切替えている間は、指令圧管路 5 9 がタンク 2 に接続され、容量制御弁 4 1 の外部指令圧室 4 7 は圧力がタンク圧レベルとなる。このため、スプール 4 9 には指令圧受圧部 4  
20        9 K による矢示 D 方向の押圧力が発生することなく、スプール 4 9 が図 7 に示す初期位置に戻しばね 5 6 等で付勢され続けることにより、容量制御弁 4 1 は図 6 に示す大容量位置 (a) に保持され、油圧モータ 3 は大容量に固定される。

一方、圧力選択弁 6 0 を容量固定位置 (c) から自動切替位置 (d) に切替えると、容量制御弁 4 1 の外部指

令圧室 47 には指令圧管路 59、外部指令圧ポート 45 A を通じて圧力値  $P_g$  の外部指令圧が供給される。

この場合、スプール 49 のランド 49 A は、第 1 の実施の形態で述べたスプール 19 のランド 19 A と同様に、  
 5 図 4 に例示した外径  $D_a$  を有しているので、スプール 49 の受圧部 49 K は外部指令圧室 47 内で下記の数 8 式による受圧面積  $S_3$  をもって外部指令圧を受圧するものである。

〔数 8〕

$$10 \quad S_3 = (D_a^2 \times \pi / 4)$$

そして、外部指令圧を圧力値  $P_g$  に設定したときには、

〔数 9〕

$$F_3 = S_3 \times P_g$$

15 なる押圧力  $F_3$  をもってスプール 49 は矢示 D 方向に押圧される。

また、スプール 49 は図 7 に示す初期位置において、パイロットポート 45 B から導かれるパイロット圧  $P$  を受圧部 49 G で受圧面積  $S_1$  をもって受圧する。そして、  
 20 油室 52 内の受圧部 50 A 側では受圧面積  $S_2$  をもってパイロット圧  $P$  を受圧する。このため、スプール 49 には前記数 5 による押圧力  $F_2$  が図 7 中の矢示 C 方向に働くことになる。

そして、戻しばね 56 は付勢力  $F_b$  でスプール 49 を  
 25 矢示 C 方向に付勢しているため、スプール 49 には矢示 C 方向に押圧力  $F_2$  と付勢力  $F_b$  とが作用し、矢示 D 方向には外部指令圧による押圧力  $F_3$  が作用し、

〔数 10〕

$$F_3 > F_2 + F_b$$

なる関係を満たすときに、スプール 4 9 は圧力値  $P_g$  の外部指令圧により図 8 に示すストロークエンドまで摺動変位する。

5 これにより、スプール 4 9 は、パイロット圧  $P$  が図 5 に例示した特性線 3 1 の如く圧力  $P_2$  以下まで低下した状態で、外部指令圧室 4 7 に圧力値  $P_g$  の外部指令圧が供給されたときに、図 8 に示すストロークエンド位置に摺動変位する。このため、容量制御弁 4 1 は、図 6 に示す大容量位置 (a) から小容量位置 (b) へと切換制御  
10 されるものである。

そして、図 8 に示すストロークエンドの状態では、スプール 4 9 内の油室 5 2 が油孔 5 4、油溝 4 4 C を介してタンクポート 4 5 C に接続され、油室 5 2 内の圧力はタンク圧レベルまで低下するため、スプール 4 9 は油室  
15 5 2 内の受圧部 5 0 A 側でパイロット圧  $P$  を受圧することなく、受圧部 4 9 G 側でのみ受圧面積  $S_1$  をもってパイロット圧  $P$  を受圧することになり、スプール 4 9 は受圧面積  $S_1$  に減少される。

この結果、スプール 4 9 は前記数 3 による押圧力  $F_1$   
20 と付勢力  $F_b$  とが図 8 中の矢示 C 方向に作用し、矢示 D 方向には外部指令圧による押圧力  $F_3$  を受けることによって、

[数 1 1]

$$F_3 > F_1 + F_b$$

25 なる関係を満たす間は、ストロークエンドである小容量位置 (b) に容量制御弁 4 1 が保持される。

そして、油圧モータ 3 の容量が大容量から小容量に変化し、モータ駆動圧 (負荷圧) が僅かに増加した場合でも、パイロット圧  $P$  が圧力  $P_1$  に達するまでの間はスプ

ール 49 が、数 11 の式による関係下で図 8 に示すスト  
ロークエンドに留まるものである。

次に、この状態でパイロット圧 P が図 5 に例示した圧  
力 P1 以上まで上昇すると、スプール 49 の受圧部 49  
5 G に発生する矢示 C 方向の押圧力 F1 が大きくなるため  
に、

〔数 12〕

$$F3 < F1 + Fb$$

但し、 $P \geq P1$

10 となり、スプール 49 は外部指令圧室 47 内の圧力に抗  
して矢示 C 方向に摺動変位し、図 7 に示す初期位置に復  
帰する。これにより、容量制御弁 41 は、図 6 に示す大  
容量位置 (a) に戻るものである。

そして、この状態ではスプール 49 の受圧面積が面積  
15 (S1 + S2) に増加するため、モータ容量が小容量か  
ら大容量に変化するに伴ってモータ駆動圧が僅かに減少  
するような場合でも、容量制御弁 41 を大容量位置 (a)  
) に保持でき、モータ駆動圧 (パイロット圧 P) が再び  
20 圧力 P2 以下に減少するまで、モータ容量を大容量に保  
つことができる。これにより、本実施の形態でも、図 5  
に示すヒステリシス特性を得ることができる。

従って、本実施の形態では、外部指令圧用の圧力選択  
弁 60 を容量固定位置 (c) に切換えている間は、モー  
タ容量を大容量に固定でき、例えば車両のステアリング  
25 操作等を容易に行うことができ、オペレータの負担を軽  
減できる。また、圧力選択弁 60 を自動切換位置 (d)  
に切換えたときには、モータ駆動圧が増、減するに  
応じて容量制御弁 41 を自動的に切換制御でき、モータ容量  
の自己圧制御を適切に行うことができる。

さらに、油室 5 2 の圧力切換タイミングに加工誤差等による僅かなズレが発生し、パイロットポート 4 5 B とタンクポート 4 5 C とが油室 5 2 に一緒に連通するような区間が存在する場合でも、油室 5 2 はタンクポート 4 5 C に小径の油孔 5 4 を介して連通するので、該油孔 5 4 により圧油を絞ることができ、例えば油室 5 2 内の高圧（パイロット圧 P）がタンクポート 4 5 C 側に噴出するのを抑え、タンクポート 4 5 C 側でサージ圧が発生する等の事態を防ぐことができる。

次に、図 9 は本発明の第 3 の実施の形態を示し、本実施の形態では前記第 2 の実施の形態と同一の構成要素に同一の符号を付し、その説明を省略するものとする。しかし、本実施の形態の特徴は、容量制御弁 7 1 のスプール 7 2 を、第 2 の実施の形態で用いたスプール 4 9 とは異なる形状に形成したことにある。

ここで、スプール 7 2 は、前記第 1 の実施の形態で述べたスプール 1 9 とほぼ同様に、外周側にランド 7 2 A, 7 2 B, 7 2 C, 7 2 D が軸方向に互いに離間して形成され、ランド 7 2 B とランド 7 2 C との間には、油溝 4 4 B, 4 4 C 間を連通、遮断する環状溝 7 2 E が形成されている。また、スプール 7 2 のランド 7 2 C とランド 7 2 D との間には、油溝 4 4 D, 4 4 E 間を連通、遮断する他の環状溝 7 2 F が形成され、該環状溝 7 2 F とランド 7 2 D とにより、圧油給排ポート 4 5 E を高圧ポート 4 5 D とタンクポート 4 5 F とに選択的に連通、遮断させる構成となっている。

また、スプール 7 2 は一端側に位置するランド 7 2 A 側が最大径となった段付スプールとして形成され、ランド 7 2 B に対向するランド 7 2 A の段差部（端面側）は

、パイロット管路 27 からのパイロット圧を受圧する環状の第 1 の受圧部 72G となっている。そして、該第 1 の受圧部 72G は前記数 1 の式による受圧面積 S1 を有している。

5        さらに、スプール 72 のランド 72A 側に位置する一端側端面は、前記受圧部 72G とは逆向きに外部指令圧を受圧する指令圧受圧部 72H となり、該指令圧受圧部 72H は、外部指令圧室 47 内で前記数 8 の式による受圧面積 S3 を有するものである。

10        また、スプール 72 には軸方向に延びた有底穴からなる軸穴 73 が形成され、該軸穴 73 内にはピストン 51 が挿嵌されることにより、油室 74 が画成されている。そして、軸穴 73 の底部側には油室 74 内の圧力を、前記数 2 の式による受圧面積 S2 をもって受圧する第 2 の  
15        受圧部 73A が形成されている。

一方、スプール 72 の径方向には油路としての小孔 75 が穿設され、該小孔 75 は第 1 の実施の形態で述べた小孔 23 とほぼ同様に、スプール 72 の摺動位置に応じて油室 74 をタンクポート 45C (油溝 44C) とパイ  
20        ロットポート 45B (油溝 44B) とに選択的に連通、遮断する構成となっている。

かくして、このように構成される本実施の形態でも、前記第 2 の実施の形態とほぼ同様の作用効果を得ることができる。

25        次に、図 10 ないし図 12 は本発明の第 4 の実施の形態を示し、本実施の形態の特徴は、スプールの外周側に第 1 の受圧部を形成すると共に、スプールの軸穴内には油室を形成し、該油室内にパイロット圧を導いたときには、油室内の第 2 の受圧部に第 1 の受圧部とは逆向きに

パイロット圧を作用させることにより、パイロット圧に対するスプールの受圧面積を変化させる構成としたことにある。なお、本実施の形態では前記第2の実施の形態と同一の構成要素に同一の符号を付し、その説明を省略するものとする。

5 図中、81は本実施の形態で採用した容量制御弁で、該容量制御弁81は、図11に示すように弁ハウジング82と、後述のスプール89およびピストン91等によって構成されている。そして、容量制御弁81は第2  
10 の実施の形態で述べた容量制御弁41とほぼ同様に構成され、指令圧管路59からの外部指令圧と後述するパイロット管路98からのパイロット圧Pにより大容量位置(a)と小容量位置(b)とに切換制御されるものである。

15 ここで、容量制御弁81の弁ハウジング82には、一端側が開口端83Aとなり、他端側が閉塞端83Bとなった段付のスプール摺動穴83が形成され、該スプール摺動穴83の外周側には環状の油溝84A, 84B, 84C, 84D, 84Eが軸方向に離間して形成されている。  
20

また、弁ハウジング82には、軸方向に互いに離間して外部指令圧ポート85A、パイロットポート85B、タンクポート85C, 85F、高圧ポート85Dおよび圧油給排ポート85Eが形成され、これらのポート85  
25 A~85Eは油溝84A~84Eを介してスプール摺動穴83内に連通するものである。

86はスプール摺動穴83の開口端83A側を閉塞した蓋体で、該蓋体86は弁ハウジング82の一部を構成し、後述するスプール89の一端側端面との間には油溝

8 4 A 内に位置して外部指令圧室 8 7 を形成している。

8 8 はスプール摺動穴 8 3 の閉塞端 8 3 B とスプール 8 9 の他端側端面との間に形成されたばね室で、該ばね室 8 8 内には後述の戻しばね 9 6 、ストッパ 9 5 等が配  
5 設されている。また、ばね室 8 8 はタンクポート 8 5 F 、タンク管路 2 6 を介してタンク 2 に常時接続されている。

8 9 は弁ハウジング 8 2 のスプール摺動穴 8 3 内に挿  
嵌されたスプールで、該スプール 8 9 は図 1 1 、図 1 2  
10 に示す如く外周側にランド 8 9 A , 8 9 B , 8 9 C , 8  
9 D が軸方向に互いに離間して形成されている。また、  
スプール 8 9 のランド 8 9 C とランド 8 9 D との間には  
、油溝 8 4 D , 8 4 E 間を連通、遮断する環状溝 8 9 E  
が形成されている。そして、スプール 8 9 は、環状溝 8  
15 9 E とランド 8 9 D とにより、圧油給排ポート 8 5 E を  
高圧ポート 8 5 D とタンクポート 8 5 F とに選択的に連  
通、遮断するものである。

ここで、スプール 8 9 は一端側に位置するランド 8 9  
A 側が最大径となった段付スプールとして形成され、ラ  
20 ンド 8 9 A の外周側には後述の油孔 9 3 と対応する位置  
に環状の細幅溝 8 9 F が形成されている。また、ランド  
8 9 B に対向するランド 8 9 A の段差部（端面側）は、  
パイロット管路 9 8 からのパイロット圧を受圧する環状  
の第 1 の受圧部 8 9 G となっている。そして、該第 1 の  
25 受圧部 8 9 G は前述した第 1 の実施の形態によるスプー  
ル 1 9 の受圧部 1 9 G と同様に、前記数 1 の式による受  
圧面積  $S_1$  を有している。

また、スプール 8 9 の外周側には、ランド 8 9 B , 8  
9 C 間に環状の細幅溝 8 9 H が形成されている。そして

、細幅溝 8 9 F, 8 9 H は、後述する油孔 9 3, 9 4 の開口端側に位置し、後述の油室 9 2 をパイロットポート 8 5 B とタンクポート 8 5 C とに対してほぼ零ラップで連通, 遮断させるものである。このため、細幅溝 8 9 F  
5 が油溝 8 4 B に連通 (遮断) するときには、細幅溝 8 9 H をほぼ同時に油溝 8 4 C に対して遮断 (連通) させる構成となっている。

さらに、スプール 8 9 のランド 8 9 A 側に位置する一端側端面は、前記受圧部 8 9 G とは逆向きに外部指令圧を受圧する指令圧受圧部 8 9 J となり、該指令圧受圧部 8 9 J は、前記数 8 の式による受圧面積  $S_3$  をもって外部指令圧室 8 7 内の外部指令圧を受圧するものである。  
10

9 0 はスプール 8 9 に形成され軸方向に延びた有底穴からなる軸穴で、該軸穴 9 0 は一端側がスプール 8 9 の端面に開口し、他端側は底部となって閉塞されている。そして、軸穴 9 0 の底部側は第 2 の受圧部 9 0 A となり、該第 2 の受圧部 9 0 A は後述の油室 9 2 内に位置して、前記受圧面積  $S_1$  よりも小さい受圧面積  $S_4$  ( $S_4 < S_1 < S_3$ ) を有するものである。  
15

9 1 は軸穴 9 0 内に摺動可能に挿嵌されたピストンで、該ピストン 9 1 は軸穴 9 0 の開口端側を常に閉塞し、その一端側は蓋体 8 6 の表面に当接している。そして、ピストン 9 1 は他端側により軸穴 9 0 の底部との間で油室 9 2 を画成しているものである。  
20

9 3, 9 4 は油室 9 2 の位置でスプール 8 9 の径方向に穿設された油孔で、該油孔 9 3, 9 4 は、細幅溝 8 9 F, 8 9 H の位置でスプール 8 9 の外周面に開口している。そして、油孔 9 3, 9 4 と細幅溝 8 9 F, 8 9 H は、スプール 8 9 の摺動位置に応じて油室 9 2 をパイロ  
25

トポート 8 5 B (油溝 8 4 B) とタンクポート 8 5 C (油溝 8 4 C) とに対して選択的に連通, 遮断する油路を構成するものである。

5 この場合、油孔 9 3 は細幅溝 8 9 F、油溝 8 4 B を介してパイロットポート 8 5 B に連通, 遮断され、油孔 9 4 は細幅溝 8 9 H、油溝 8 4 C を介してタンクポート 8 5 C に連通, 遮断される。そして、これらの油孔 9 3, 9 4 は、スプール 8 9 の摺動変位時に油室 9 2 とパイロットポート 8 5 B, タンクポート 8 5 C との連通, 遮断を零ラップで行う。このため、油孔 9 3, 9 4 に常時連通する細幅溝 8 9 F, 8 9 H は、油溝 8 4 B, 8 4 C の離間寸法に従って予め決められる所定の間隔 (軸方向の間隔) をもって形成されている。

10 また、油孔 9 4 は油孔 9 3 に比較して小径に形成された絞り通路を構成している。そして、油孔 9 4 は、図 1 に示す如く油室 9 2 をタンクポート 8 5 C に連通させたときに、油室 9 2 内の圧油がタンクポート 8 5 C 側に向けて噴出するのを抑え、タンクポート 8 5 C 側でサージ圧等が発生するのを抑制する機能を有している。

15 20 9 5 はスプール摺動穴 8 3 の閉塞端 8 3 B 側に位置して弁ハウジング 8 2 内に設けられたストッパで、該ストッパ 9 5 は円柱状のロッド等からなり、スプール摺動穴 8 3 の閉塞端 8 3 B 側からばね室 8 8 内に向けて突出している。そして、ストッパ 9 5 の一端側は、スプール 8 9 が図 1 2 に示す如く摺動変位したときにスプール 8 9 の端面に当接し、該スプール 8 9 のストロークエンドを規制するものである。

25 9 6 は弁ハウジング 8 2 とスプール 8 9 との間に位置してばね室 8 8 内に配設された付勢手段を構成する戻し

ばねで、該戻しばね 9 6 は一端側がスプール 8 9 の端部に嵌合等の手段を用いて取付けられ、他端側はストップ 9 5 の外周側に挿通されてスプール摺動穴 8 3 の閉塞端 8 3 B に当接している。そして、戻しばね 9 6 はスプール 8 9 を矢示 C 方向に付勢力  $F_c$  をもって常時付勢し、これにより容量制御弁 8 1 は、図 1 0 に示す大容量位置 (a) に保持されるものである。

9 7 はシャトル弁 9 と容量制御弁 8 1 の高圧ポート 8 5 D との間を接続する高圧管路、9 8 は該高圧管路 9 7 の途中部位から分岐して容量制御弁 8 1 のパイロットポートに接続されたパイロット管路を示している。そして、高圧管路 9 7 とパイロット管路 9 8 とは、油圧モータ 3 の主管路 4 A, 4 B のうちシャトル弁 9 により選択した高圧側の圧油 (モータ駆動圧) を、容量制御弁 8 1 の高圧ポート 8 5 D とパイロットポート 8 5 B とに供給するものである。

かくして、このように構成される本実施の形態でも、前記第 2 の実施の形態とほぼ同様の作用効果を得ることができるが、特に本実施の形態では、スプール 8 9 の一端側から他端側に向けて有底の軸穴 9 0 を形成し、該軸穴 9 0 の底部側には油室 9 2 内に位置して受圧面積  $S_4$  の受圧部 9 0 A を形成している。そして、油室 9 2 内にパイロット圧  $P$  を導入したときには、受圧部 9 0 A によりスプール 8 9 に対して矢示 D 方向の押圧力  $F_4$  を、下記の数 1 3 式のように発生させる構成としている。

即ち、圧力選択弁 6 0 を容量固定位置 (c) に切換えている間は、前記第 2 の実施の形態と同様に容量制御弁 8 1 は図 1 0 に示す大容量位置 (a) に保持し、油圧モータ 3 のモータ容量を大容量に固定できる。

そして、圧力選択弁 60 を容量固定位置 (c) から自動切換位置 (d) に切換えたときには、容量制御弁 81 の外部指令圧室 87 に指令圧管路 59、外部指令圧ポート 85 A を通じて圧力値  $P_g$  の外部指令圧を供給でき、  
 5 モータ駆動圧であるパイロット圧  $P$  に応じて容量制御を行うことができる。

然るに、本実施の形態にあつては、例えば外部指令圧によりスプール 89 を図 12 に示すストロークエンドまで摺動変位させ、容量制御弁 81 を小容量位置 (b) に  
 10 切換えたときに、スプール 89 内の油室 92 にパイロットポート 85 B からのパイロット圧  $P$  を導くため、この状態でスプール 89 には、

[数 13]

$$F_4 = S_4 \times P$$

15 なる押圧力  $F_4$  を、油室 92 内の受圧部 90 A により矢示 D 方向に生じさせることができる。

一方、スプール 89 の外周側に形成した受圧部 89 G は、パイロットポート 85 B からのパイロット圧  $P$  を受圧面積  $S_1$  ( $S_1 > S_4$ ) をもって受圧しているから、  
 20 前記数 3 による押圧力  $F_1$  をスプール 89 に対し矢示 C 方向に発生させている。

このため、スプール 89 は図 12 に示す状態で、

[数 14]

$$F_5 = F_1 - F_4 = (S_1 - S_4) \times P$$

25 なる押圧力  $F_5$  を矢示 C 方向に生じさせ、このときのスプール 89 の受圧面積は面積 ( $S_1 - S_4$ ) に減少しているものである。

また、スプール 89 には矢示 C 方向に戻しばね 96 の付勢力  $F_c$  が作用し、前記数 9 による外部指令圧の押圧

力  $F_3$  が矢示 D 方向に作用しているから、

〔数 1 5〕

$$F_3 > F_5 + F_c$$

なる関係を満たす間、スプール 8 9 は圧力値  $P_g$  の外部  
5 指令圧により図 1 2 に示すストロークエンドまで摺動変  
位し、容量制御弁 8 1 は小容量位置 (b) に保持される  
。

しかし、この状態でパイロット圧  $P$  が図 5 に例示した  
10 圧力  $P_1$  以上まで上昇すると、スプール 8 9 の数 1 4 の  
式による矢示 C 方向の押圧力  $F_5$  が大きくなるために、

〔数 1 6〕

$$F_3 < F_5 + F_c$$

但し、 $P \geq P_1$

なる関係を満たしたときに、スプール 8 9 は外部指令圧  
15 室 8 7 内の圧力に抗して矢示 C 方向に摺動変位し、図 1  
1 に示す初期位置に復帰すると共に、容量制御弁 8 1 は  
図 1 0 に示す大容量位置 (a) に戻るものである。

そして、この状態ではスプール 8 9 内の油室 9 2 が油  
20 孔 9 4 を介してタンクポート 8 5 C に連通し、油室 9 2  
内はタンク圧になることにより、前記数 1 3 の式による  
押圧力  $F_4$  は零となる。従って、スプール 8 9 の受圧面  
積は、受圧部 8 9 G による受圧面積  $S_1$  となって実質的  
に増加する。

このため、油圧モータ 3 のモータ容量が小容量から大  
25 容量に変化するに伴いモータ駆動圧が僅かに減少するよ  
うな場合でも、容量制御弁 8 1 を大容量位置 (a) に保  
持でき、モータ駆動圧 (パイロット圧  $P$ ) が再び圧力  $P_2$   
以下に減少するまで、モータ容量を大容量に保つこと  
ができる。これにより、本実施の形態でも、図 5 に示す

ヒステリシス特性を得ることができる。

次に、図 1 3 ないし図 1 5 は本発明の第 5 の実施の形態を示し、本実施の形態では前記第 4 の実施の形態と同一の構成要素に同一の符号を付し、その説明を省略するものとする。

しかし、本実施の形態の特徴は、スプール内に軸方向で互いに対向する油室と受圧室とを形成し、前記油室はパイロットポートと外部指令圧ポートとに選択的に連通、遮断させ、他方の受圧室は常にパイロットポートに連通してパイロット圧を受圧する構成とし、前記油室内にパイロット圧を導いたときには、該油室と受圧室とで互い逆向きにパイロット圧を作用させることにより、パイロット圧に対するスプールの受圧面積を変化させる構成としたことにある。

図中、1 0 1 は本実施の形態で採用した容量制御弁で、該容量制御弁 1 0 1 は、図 1 4 に示すように弁ハウジング 1 0 2 と、後述のスプール 1 0 9 およびピストン 1 1 2 等とによって構成されている。そして、容量制御弁 1 0 1 は第 4 の実施の形態で述べた容量制御弁 8 1 とほぼ同様に構成され、指令圧管路 5 9 からの外部指令圧とパイロット管路 9 8 からのパイロット圧 P により大容量位置 ( a ) と小容量位置 ( b ) とに切換制御されるものである。

ここで、容量制御弁 1 0 1 の弁ハウジング 1 0 2 には、一端側が開口端 1 0 3 A となり、他端側が閉塞端 1 0 3 B となった段付のスプール摺動穴 1 0 3 が形成され、該スプール摺動穴 1 0 3 の外周側には環状の油溝 1 0 4 A, 1 0 4 B, 1 0 4 C, 1 0 4 D が軸方向に離間して形成されている。

また、弁ハウジング 102 には、軸方向に互いに離間して外部指令圧ポート 105 A、パイロットポート 105 B、高圧ポート 105 C、圧油給排ポート 105 D およびタンクポート 105 E が形成され、これらのポート 105 A ~ 105 D は油溝 104 A ~ 104 D を介してスプール摺動穴 103 内に連通するものである。

10 106 はスプール摺動穴 103 の開口端 103 A 側を閉塞した蓋体で、該蓋体 106 は弁ハウジング 102 の一部を構成し、後述するスプール 109 の一端側との間には油溝 104 A 内に位置して外部指令圧室 107 を形成している。

15 108 はスプール摺動穴 103 の閉塞端 103 B とスプール 109 の他端側端面との間に形成されたばね室で、該ばね室 108 内には後述の戻しばね 119、ストッパ 118 等が配設されている。また、ばね室 108 はタンクポート 105 E、タンク管路 26 を介してタンク 2 に常時接続されている。

20 109 は弁ハウジング 102 のスプール摺動穴 103 内に挿嵌されたスプールで、該スプール 109 は図 14、図 15 に示す如く外周側にランド 109 A, 109 B, 109 C, 109 D が軸方向に互いに離間して形成されている。また、スプール 109 のランド 109 C とランド 109 D との間には、油溝 104 C, 104 D 間を連通、遮断する環状溝 109 E が形成されている。そして、スプール 109 は、環状溝 109 E とランド 109 D とにより、圧油給排ポート 105 D を高圧ポート 105 C とタンクポート 105 E とに選択的に連通、遮断するものである。

また、スプール 109 の外周側にはランド 109 A,

109 B間に細幅の環状溝109 Fが形成され、ランド109 B, 109 C間には後述する油孔115の開口端側に位置して他の環状溝109 Gが形成されている。そして、環状溝109 Fは、後述する油孔114の開口端側に位置し、後述の油室113を外部指令圧ポート105 Aとパイロットポート105 Bとに対してほぼ零ラップで連通, 遮断させる。このため、環状溝109 Fの溝幅は、油溝104 A, 104 B間の離間寸法にほぼ一致する寸法となっている。

10 さらに、スプール109のランド109 A側に位置する一端側端面は、外部指令圧を受圧する指令圧受圧部109 Hとなり、該指令圧受圧部109 Hは、前記数8の式による受圧面積S3をもって外部指令圧室107内の外部指令圧を受圧するものである。

15 110はスプール109に形成され軸方向に延びた有底穴からなる軸穴で、該軸穴110は一端側がスプール109の端面に開口し、他端側は底部となって閉塞されている。そして、軸穴110は第4の実施の形態で述べた軸穴90とほぼ同様に、その底部側が後述する油室113内の圧力を比較的小さい受圧面積S4をもって受圧する第2の受圧部110 Aとなっている。

20 111は軸穴110とは反対側に位置してスプール109に形成された軸方向の有底穴で、該有底穴111は一端側が底部となって閉塞され、他端側はスプール109の端面に開口している。また、有底穴111はスプール109の軸方向で軸穴110と一定間隔をもって対向し、有底穴111は軸穴110よりも大なる穴径に形成されている。そして、有底穴111の底部側はパイロット圧Pを常時受圧する第1の受圧部111 Aを構成し、

該受圧部 1 1 1 A は後述の受圧室 1 1 7 内で前記受圧部 1 1 0 A よりも大なる受圧面積  $S_6$  ( $S_6 > S_4$ ) を有しているものである。

5 1 1 2 は軸穴 1 1 0 内に摺動可能に挿嵌されたピストンで、該ピストン 1 1 2 は軸穴 1 1 0 の開口端側を常に閉塞し、その一端側は蓋体 1 0 6 の表面に当接している。そして、ピストン 1 1 2 は他端側により軸穴 1 1 0 の底部との間で油室 1 1 3 を画成しているものである。

10 1 1 4 は油室 1 1 3 の位置でスプール 1 0 9 の径方向に穿設された油孔で、該油孔 1 1 4 は、環状溝 1 0 9 F の位置でスプール 1 0 9 の外周面に開口している。そして、油孔 1 1 4 と環状溝 1 0 9 F とは、スプール 1 0 9 の摺動位置に応じて油室 1 1 3 を外部指令圧ポート 1 0 5 A (油溝 1 0 4 A) とパイロットポート 1 0 5 B (油溝 1 0 4 B) とに対して選択的に連通、遮断する油路を構成するものである。

20 また、油孔 1 1 4 は後述の油孔 1 1 5 に比較して小径に形成された絞り通路を構成している。そして、油孔 1 1 4 は、図 1 4 に示す如く油室 1 1 3 を外部指令圧ポート 1 0 5 A に連通させたときに、油室 1 1 3 内の圧油が圧力の低い外部指令圧ポート 1 0 5 A 側に向けて噴出するのを抑え、外部指令圧ポート 1 0 5 A 側にサージ圧等が発生するのを防止する機能を有している。

25 1 1 5 は受圧室 1 1 7 の位置でスプール 1 0 9 の径方向に穿設された油孔で、該油孔 1 1 5 は、環状溝 1 0 9 G の位置でスプール 1 0 9 の外周面に開口し、受圧室 1 1 7 をパイロットポート 1 0 5 B (油溝 1 0 4 B) に対して常時連通させる。そして、受圧室 1 1 7 は、パイロットポート 1 0 5 B から導かれるパイロット圧 P により

、後述の数 1 7 式による押圧力  $F_6$  をスプール 1 0 9 の矢示 C 方向に発生する。

1 1 6 は有底穴 1 1 1 内に摺動可能に挿嵌された大径のピストン部材で、該ピストン部材 1 1 6 は有底穴 1 1 1 の開口端側を常に閉塞し、その一端側は有底穴 1 1 1 の底部との間で受圧室 1 1 7 を画成している。また、ピストン部材 1 1 6 は他端側が有底穴 1 1 1 から突出し、その突出端側は受圧室 1 1 7 内の油圧反力を受承すべくストッパ 1 1 8 に常時当接しているものである。

1 1 8 はスプール摺動穴 1 0 3 の閉塞端 1 0 3 B 側に位置して弁ハウジング 1 0 2 内に設けられたストッパで、該ストッパ 1 1 8 は円柱状のロッド等からなり、スプール摺動穴 1 0 3 の閉塞端 1 0 3 B 側からばね室 1 0 8 内に向けて突出している。そして、ストッパ 1 1 8 の一端側は、ピストン部材 1 1 6 の端面に当接し、スプール 1 0 9 が図 1 5 に示す如く摺動変位したときにはスプール 1 0 9 の端面に当接し、該スプール 1 0 9 のストロークエンドを規制するものである。

1 1 9 は弁ハウジング 1 0 2 とスプール 1 0 9 との間に位置してばね室 1 0 8 内に配設された付勢手段を構成する戻しばねで、該戻しばね 1 1 9 は一端側がスプール 1 0 9 の端部に嵌合等の手段を用いて取付けられ、他端側はストッパ 1 1 8 の外周側に挿通されてスプール摺動穴 1 0 3 の閉塞端 1 0 3 B 側に当接している。そして、戻しばね 1 1 9 はスプール 1 0 9 を矢示 C 方向に付勢力  $F_d$  をもって常時付勢し、これにより容量制御弁 1 0 1 は、図 1 3 に示す大容量位置 (a) に保持されるものである。

かくして、このように構成される本実施の形態でも、

前記第 4 の実施の形態とほぼ同様の作用効果を得ることができる。しかし、特に本実施の形態では、スプール 109 の一端側と他端側とに軸方向に延びる有底の軸穴 110 と有底穴 111 とを形成し、該軸穴 110 内には受  
 5 圧面積 S4 の小さい受圧部 110 A と油室 113 をピストン 112 によって形成し、有底穴 111 内には大なる受圧面積 S6 をもった受圧部 111 A と受圧室 117 を大径のピストン部材 116 により形成する構成としている。

10 そして、本実施の形態にあっては、スプール 109 内の受圧室 117 内にパイロットポート 105 B からのパイロット圧 P を常時導くことにより、  
 [数 17]

$$F6 = S6 \times P$$

15 なる押圧力 F6 を、受圧部 111 A によってスプール 109 の矢示 C 方向に発生させるものである。

これに対して、油室 113 はスプール 109 の摺動位置に応じて外部指令圧ポート 105 A とパイロットポート 105 B とに選択的に連通され、外部指令圧ポート 105 A と連通する間は、受圧部 110 A が受圧部 109 H と共に外部指令圧室 107 内の外部指令圧を受圧する。  
 20

一方、スプール 109 の摺動変位に応じて図 15 に示すように油室 113 がパイロットポート 105 B に連通したときには、油室 113 内にパイロット圧 P が導入されることにより、受圧部 110 A はスプール 109 に前  
 25 記数 13 の式による矢示 D 方向の押圧力 F4 ( $F4 = S4 \times P$ ) を発生させる。

即ち、外部指令圧によりスプール 109 を図 15 に示

すストロークエンドまで摺動変位させ、容量制御弁 101 を小容量位置 (b) に切換えたときに、スプール 109 は矢示 C 方向に押圧力  $F_6$  を受け、矢示 D 方向には押圧力  $F_4$  ( $F_4 < F_6$ ) を受ける。

- 5 このため、スプール 109 は図 15 に示す状態で、  
〔数 18〕

$$F_7 = F_6 - F_4 = (S_6 - S_4) \times P$$

- なる押圧力  $F_7$  を矢示 C 方向に生じさせ、このときのスプール 109 の受圧面積は面積 ( $S_6 - S_4$ ) に減少しているものである。
- 10

また、スプール 109 には矢示 C 方向に戻しばね 119 の付勢力  $F_d$  が作用し、前記数 9 による外部指令圧の押圧力  $F_3$  が矢示 D 方向に作用しているから、  
〔数 19〕

- 15  $F_3 > F_7 + F_d$

なる関係を満たす間、スプール 109 は圧力値  $P_g$  の外部指令圧により図 15 に示すストロークエンドまで摺動変位し、容量制御弁 101 は小容量位置 (b) に保持される。

- 20 しかし、この状態でパイロット圧  $P$  が図 5 に例示した圧力  $P_1$  以上まで上昇すると、スプール 109 の数 18 の式による矢示 C 方向の押圧力  $F_7$  が大きくなるために、  
〔数 20〕

- 25  $F_3 < F_7 + F_d$

$$\text{但し、} P \geq P_1$$

なる関係を満たしたときに、スプール 109 は外部指令圧室 107 内の圧力に抗して矢示 C 方向に摺動変位し、図 14 に示す初期位置に復帰する。これにより、容量制

御弁 1 0 1 は図 1 3 に示す大容量位置 ( a ) に戻るものである。

そして、この状態ではスプール 1 0 9 内の油室 1 1 3 が油孔 1 1 4 を介して外部指令圧ポート 1 0 5 A に連通し、油室 1 1 3 内にはパイロット圧 P よりも低圧 ( 例え  
5 ば  $P / 10$  程度 ) の外部指令圧が導かれる。そして、この外部指令圧はパイロット圧 P に比較して十分に低い圧力であるので、スプール 1 0 9 は、油室 1 1 3 側で実質的にパイロット圧 P を受圧することはなく、受圧室 1 1  
10 7 側においてパイロット圧 P を受圧し続けるものである。これにより、パイロット圧 P に対するスプール 1 0 9 の受圧面積は、受圧室 1 1 7 による受圧面積  $S_6$  となって実質的に増加する。

このため、油圧モータ 3 のモータ容量が小容量から大容量に変化するに伴いモータ駆動圧が僅かに減少するよ  
15 うな場合でも、容量制御弁 1 0 1 を大容量位置 ( a ) に保持でき、モータ駆動圧 ( パイロット圧 P ) が再び圧力  $P_2$  以下に減少するまで、モータ容量を大容量に保つことができる。これにより、本実施の形態でも、図 5 に示すヒステリシス特性を得ることができる。  
20

さらに、本実施の形態にあっては、スプール 1 0 9 内に有底穴 1 1 1 による受圧室 1 1 7 を形成しているから、スプール 1 0 9 の外周側にパイロット圧の受圧部を特別に形成する必要がなく、スプール 1 0 9 の外径寸法を  
25 小さくすることができる。

次に、図 1 6 ないし図 1 8 は本発明の第 6 の実施の形態を示し、本実施の形態の特徴は、容量制御弁の外部指令圧ポートを外部の指令圧供給手段に接続する指令圧管路の途中に、絞りを設ける構成としたことにある。なお

、本実施の形態では前記第 2 の実施の形態と同一の構成要素に同一の符号を付し、その説明を省略するものとする。

5 図中、121 は本実施の形態で採用した容量制御弁を示し、該容量制御弁 121 は、第 2 の実施の形態で述べた容量制御弁 41 とほぼ同様に、弁ハウジング 122、スプール 49、ピストン 51、ストッパ 55 および戻しばね 56 等により構成されている。そして、容量制御弁 121 は後述する指令圧管路 132 からの外部指令圧と  
10 パイロット管路 27 からのパイロット圧 P により大容量位置 (a) と小容量位置 (b) とに切換制御されるものである。

しかし、本実施の形態による容量制御弁 121 は、図 17 に示す如く弁ハウジング 122 が異なる形状を有し  
15 、該弁ハウジング 122 はスプール摺動穴 123 の一端側が後述の外部指令圧ポート 125 A となって軸方向に開口している。そして、弁ハウジング 122 には、外部指令圧ポート 125 A 側に後述のアダプタ 126 が螺着されている。また、弁ハウジング 122 には、スプール  
20 摺動穴 123 の他端側に後述のプラグ 129 が螺着され、スプール摺動穴 123 の他端側はプラグ 129 により閉塞されている。

また、容量制御弁 121 の弁ハウジング 122 には、アダプタ 126 とプラグ 129 との間に位置してスプール  
25 摺動穴 123 の外周側に、それぞれ環状の油溝 124 A, 124 B, 124 C, 124 D, 124 E が軸方向に離間して形成されている。さらに、弁ハウジング 122 には、軸方向に互いに離間して外部指令圧ポート 125 A、パイロットポート 125 B、タンクポート 125

C, 1 2 5 F、高圧ポート 1 2 5 D および圧油給排ポート 1 2 5 E が形成されている。

ここで、これらのポート 1 2 5 A ~ 1 2 5 F のうち、外部指令圧ポート 1 2 5 A は、スプール摺動穴 1 2 3 の一端側に位置してスプール摺動穴 1 2 3 と実質的に同軸に配設されている。また、パイロットポート 1 2 5 B、タンクポート 1 2 5 C, 1 2 5 F、高圧ポート 1 2 5 D および圧油給排ポート 1 2 5 E はスプール摺動穴 1 2 3 の径方向に延び、それぞれ油溝 1 2 4 B ~ 1 2 4 E 等を介してスプール摺動穴 1 2 3 内に連通しているものである。

1 2 6 はスプール摺動穴 1 2 3 の一端側で外部指令圧ポート 1 2 5 A に螺着して設けられた段付筒状のアダプタで、該アダプタ 1 2 6 は後述の配管部 1 3 3 と共に指令圧管路 1 3 2 を構成している。また、アダプタ 1 2 6 は、この配管部 1 3 3 を外部指令圧ポート 1 2 5 A に接続するための管継手となっている。そして、アダプタ 1 2 6 は、弁ハウジング 1 2 2 の油溝 1 2 4 A 内に位置してスプール 4 9 の指令圧受圧部 4 9 K との間に外部指令圧室 1 2 7 を画成している。

1 2 8 はアダプタ 1 2 6 の内周側に形成された絞りで、該絞り 1 2 8 はアダプタ 1 2 6 内の流路面積を縮小させ、外部指令圧室 1 2 7 内にアダプタ 1 2 6 を介して給排される外部指令圧に絞り作用を与えるものである。

そして、容量制御弁 1 2 1 のスプール 4 9 が、例えば図 1 8 に示す位置から矢示 C 方向に摺動変位するときには、外部指令圧室 1 2 7 から配管部 1 3 3 側に流出する圧油（外部指令圧）が絞り 1 2 8 で絞り作用を受ける。これにより、外部指令圧室 1 2 7 はダンパ室として機能

し、図 1 8 に示すスプール 4 9 が矢示 C 方向に速い速度で摺動変位するのを抑制する。

1 2 9 はスプール摺動穴 1 2 3 の他端側に螺着された栓体としてのプラグで、該プラグ 1 2 9 は弁ハウジング 1 2 2 の一部を構成し、アダプタ 1 2 6 とは反対側の位置でスプール摺動穴 1 2 3 を閉塞しているものである。そして、プラグ 1 2 9 はスプール 4 9 の他端側端面との間に、前記第 2 の実施の形態と同様にばね室 4 8 を形成し、該ばね室 4 8 内には戻しばね 5 6 およびストッパ 5 5 等が配設されている。

1 3 0 は弁ハウジング 1 2 2 の油溝 1 2 4 B 内に位置してスプール摺動穴 1 2 3 とスプール 4 9 との間に画成されたパイロット圧受圧室で、該パイロット圧受圧室 1 3 0 はパイロットポート 1 2 5 B と常時連通し、パイロット管路 2 7 からのパイロット圧をスプール 4 9 の第 1 の受圧部 4 9 G で受圧させることにより、スプール 4 9 は矢示 C 方向の押圧力を受けるものである。

1 3 1 は外部指令圧室 1 2 7 とパイロット圧受圧室 1 3 0 との間を遮断するシール部材で、該シール部材 1 3 1 は弁ハウジング 1 2 2 の油溝 1 2 4 A, 1 2 4 B 間に位置してスプール摺動穴 1 2 3 の周壁側に装着され、スプール 4 9 のランド 4 9 A 外周側に摺接するものである。

そして、シール部材 1 3 1 は、弁ハウジング 1 2 2 とスプール 4 9 との間に設けられることにより、パイロットポート 1 2 5 B と外部指令圧室 1 2 7 との間を液密にシールし、例えばパイロットポート 1 2 5 B からパイロット圧受圧室 1 3 0 内に供給された圧油（パイロット圧）が外部指令圧室 1 2 7 内に漏洩するのを防止するもの

である。

次に、132は容量制御弁121の外部指令圧ポート125Aに接続された指令圧管路で、該指令圧管路132は、前記アダプタ126と、油圧ホース等からなる配管部133とにより構成されている。そして、配管部133は一方の端部がアダプタ126を介して容量制御弁121の外部指令圧ポート125Aに接続され、他方の端部は図16に示す如く圧力選択弁60に接続されている。

134は外部の指令圧供給手段を構成する指令圧供給装置で、該指令圧供給装置134は、前記第2の実施の形態で述べたパイロットポンプ57、圧力選択弁60、減圧弁61およびタンク2等により構成されるものである。そして、指令圧供給装置134は、油圧ショベルのオペレータ等が操作レバー60Aを手動操作して圧力選択弁60を、容量固定位置(c)と自動切換位置(d)とのいずれかに切換えることにより、外部指令圧を指令圧管路132内に発生させるものである。

かくして、このように構成される本実施の形態でも、前記第2の実施の形態とほぼ同様の作用効果を得ることができるが、特に本実施の形態では、容量制御弁121の外部指令圧室127を圧力選択弁60に接続する指令圧管路132の途中で、例えばアダプタ126内に絞り128を設ける構成としたので、下記のような作用効果を得ることができる。

即ち、図16に示す圧力選択弁60を、容量固定位置(c)から自動切換位置(d)に切換えている状態で、例えば方向制御弁5を中立位置(I)から切換位置(II)または(III)に切換えて、油圧モータ3を起動すると

き等には、モータ駆動圧（負荷圧）が瞬間的に変動することがある。

そして、容量制御弁 1 2 1 が小容量位置（b）に切り替わっている状態で、前述の如く負荷圧が瞬間的に変動した場合に、この負荷圧はパイロット圧となってパイロットポート 1 2 5 B からパイロット圧受圧室 1 3 0 内にも供給され、該パイロット圧受圧室 1 3 0 内の圧力も瞬間的に変動（昇圧）することになる。

このため、図 1 8 に示す如く小容量位置にあるスプール 4 9 は、パイロット圧受圧室 1 3 0 内の圧力変動により受圧部 4 9 G が矢示 C 方向の押圧力を受け、同方向に摺動変位しようとする。

しかし、この場合にはスプール 4 9 が外部指令圧室 1 2 7 を縮小させる方向に移動しようとし、外部指令圧室 1 2 7 内の圧油（外部指令圧）がアダプタ 1 2 6 の絞り 1 2 8 を介して配管部 1 3 3 側に流出することになるため、流出油の流量を絞り 1 2 8 により小さく制限することができ、外部指令圧室 1 2 7 内の圧力を昇圧させることができる。

これにより、外部指令圧室 1 2 7 はダンパ室として機能することになり、スプール 4 9 が瞬間的に矢示 C 方向に摺動変位するのを抑え、前記負荷圧の瞬間的な変動によるスプール 4 9 のハンチングを抑制することができる。このため、容量制御弁 1 2 1 が瞬間的な圧力変動で、例えば小容量位置（b）から大容量位置（a）に切り替わってしまうのを防止でき、容量制御弁 1 2 1 の切換制御を安定させることができる。

また、弁ハウジング 1 2 2 とスプール 4 9 との間には、外部指令圧室 1 2 7 をパイロット圧受圧室 1 3 0 に対

して液密にシールするシール部材 1 3 1 を設けているので、外部指令圧室 1 2 7 とパイロット圧受圧室 1 3 0 との間を遮断でき、パイロットポート 1 2 5 B からパイロット圧受圧室 1 3 0 に供給された高圧の圧油（パイロット圧）が外部指令圧室 1 2 7 内に漏洩するのを防止できる。

これにより、パイロット圧受圧室 1 3 0 から外部指令圧室 1 2 7 に向けた圧力のリークを防ぎ、このようなリーク圧による「こもり圧」が外部指令圧室 1 2 7 内に発生するのを防止できる。そして、「こもり圧」の発生を特別に考慮することなく、絞り 1 2 8 の流路面積を自由に設定でき、設計の自由度を高めることができる。

さらに、弁ハウジング 1 2 2 の外部指令圧ポート 1 2 5 A 側には、指令圧管路 1 3 2 の一部を構成する管継手としてのアダプタ 1 2 6 を設け、該アダプタ 1 2 6 の内周側に絞り 1 2 8 を設ける構成としている。これにより、アダプタ 1 2 6 には、外部指令圧室 1 2 7 をダンパ室として機能させるための絞り 1 2 8 を内蔵でき、指令圧管路 1 3 2 を構成する配管部 1 3 3 の途中に絞りを別途設ける必要がなくなり、配管作業等を簡略化し作業性を向上できる。

なお、前記第 6 の実施の形態では、指令圧管路 1 3 2 の一部を構成するアダプタ 1 2 6 の内周側に絞り 1 2 8 を設けるものとして述べたが、本発明はこれに限らず、例えば指令圧管路 1 3 2 を構成する配管部 1 3 3 の途中に絞りを設ける構成としてもよい。また、前記第 2 ～ 第 5 の実施の形態にあっても、指令圧管路 5 9 の途中に絞りを設け、外部指令圧室 4 7（8 7， 1 0 7）をダンパ室として機能させる構成としてもよいものである。

また、前記第 2 ～ 第 6 の実施の形態では、外部指令圧により容量制御弁 4 1 ( 7 1 , 8 1 , 1 0 1 , 1 2 1 ) の切換制御を行うものとして述べた。しかし、これらの実施の形態でも、例えば第 1 の実施の形態で述べたよう  
5 に、モータ駆動圧 (パイロット圧) のみに応じてモータ容量を自己圧制御する構成としてもよいものである。

また、前記第 4 , 5 の実施の形態では、シャトル弁 9 により選択した圧油を高圧管路 9 7 、パイロット管路 9 8 を介して容量制御弁 8 1 ( 1 0 1 ) の高圧ポート 8 5 D ( 1 0 5 C ) 、パイロットポート 8 5 B ( 1 0 5 B )  
10 に供給するものとして述べた。しかし、これらの第 4 , 5 の実施の形態でも、例えば第 2 の実施の形態で述べたようにカウンタバランス弁 6 等を用いて、油圧モータ 3 の負荷圧 (モータ駆動圧) を容量制御弁 8 1 ( 1 0 1 ) のパイロットポート 8 5 B ( 1 0 5 B ) に供給する構成  
15 としてもよい。

一方、前記第 4 , 5 の実施の形態にあっては、容量制御弁 8 1 ( 1 0 1 ) の油室 9 2 ( 1 1 3 ) 内には、必ずしもパイロットポート 8 5 B ( 1 0 5 B ) からの圧力を導く必要はなく、例えば高圧ポート 8 5 D ( 1 0 5 C )  
20 からの圧力をパイロット圧として導く構成とすることも可能である。なお、この点は他の実施の形態についても同様である。

また、前記第 2 の実施の形態では、容量制御弁 4 1 の高圧ポート 4 5 D にシャトル弁 9 からの圧油を導くもの  
25 として述べたが、本発明はこれに限らず、例えばパイロットポンプ 5 7 からの圧油を高圧ポート 4 5 D に導く構成としてもよいものである。この点は他の実施の形態についても同様である。

さらに、前記各実施の形態では、可変容量型液圧回転機として走行用の油圧モータ3を用いる場合を例に挙げて説明したが、本発明はこれに限らず、例えば旋回用の油圧モータまたはロープウインチ用の油圧モータ等にも適用できるものである。また、油圧ショベル、油圧クレーン等の油圧源となる油圧ポンプ等の可変容量型液圧回転機の容量制御弁にも広く適用しうるものである。

#### 産業上の利用可能性

10 以上詳述した通り、本発明によれば、パイロットポートからのパイロット圧を常時受圧する第1の受圧部をスプールに設けると共に、スピールの軸方向には有底の軸穴を設け、該軸穴内にはピストンにより油室を画成して第2の受圧部を設け、前記油室の位置でスプールに形成した油路により、油室を圧力の異なるポートにスピールの摺動変位に応じて選択的に連通、遮断させる構成としたので、例えば油室がパイロットポートに連通したときとタンクポートに連通したときとで、スピールのパイロット圧に対する受圧面積を第1、第2の受圧部により変化でき、この受圧面積の変化により容量制御弁の切換圧力にヒステリシス特性を与えることができる。そして、容量制御弁の構成部品を少なくすることができ、組立時の作業性を向上できると共に、全体をコンパクトに形成して小型化を図ることができ、容量制御を安定させて自動的に行うことができる。

一方、本発明は、弁ハウジングのスプール摺動穴内に挿嵌したスピールを、パイロットポートから導かれたパイロット圧と外部指令圧ポートから導かれた外部指令圧とによって軸方向に摺動変位させる構成としているため

- 、外部指令圧を用いて容量の固定制御と自動切換制御を選択的に行うことができる上に、容量の自動切換制御時にはパイロット圧に対するヒステリシス特性をもった容量の切換制御を実現できる。そして、この場合でも容量
- 5 制御弁の構成部品を少なくすることができ、組立時の作業性を向上できると共に、全体をコンパクトに形成して小型化を図ることができ、容量制御を安定させて自動的に行うことができる。

## 請 求 の 範 囲

1 . 容量可変アクチュエータを用いて可変容量型液圧  
回転機の容量を制御するため、該可変容量型液圧回転機  
5 の負荷圧をパイロット圧として受圧することにより前記  
容量可変アクチュエータに給排する圧油を切替える構成  
としてなる可変容量型液圧回転機の容量制御弁において

、  
スプール摺動穴を有し、該スプール摺動穴の軸方向に  
10 離間して高圧ポート、タンクポート、パイロットポート  
および前記容量可変アクチュエータへの圧油給排ポート  
が設けられた弁ハウジングと、

該弁ハウジングのスプール摺動穴内に挿嵌され、該ス  
プール摺動穴内を軸方向に摺動変位することにより前記  
15 圧油給排ポートを高圧ポート、タンクポートに選択的に  
連通、遮断するスプールと、

該スプールに設けられ、前記スプール摺動穴内でスプ  
ールを軸方向に変位させるため前記パイロットポートか  
ら導かれたパイロット圧を受圧する第1の受圧部と、

20 前記スプールに形成された有底穴からなり、該スプ  
ールの軸方向に延びて端面に開口した有底の軸穴と、

該軸穴の開口端を閉塞するように該軸穴内に摺動可能  
に挿嵌され、該軸穴の底部との間に油室を画成すると共  
に該油室内の油圧反力を受承するピストンと、

25 前記軸穴の底部によって形成され、前記油室内の圧力  
を受圧することにより前記第1の受圧部と共に前記スプ  
ールの合計の受圧面積を変化させる第2の受圧部と、

前記油室に対応する位置で前記スプールに形成され、  
該スプールがスプール摺動穴内を変位するとき前記油

室を前記各ポートのうち圧力の異なるポートに対して選択的に連通させる油路とを備える構成としたことを特徴とする可変容量型液圧回転機の容量制御弁。

5 2. 前記弁ハウジングとスプールとの間には付勢手段を設け、該付勢手段は前記スプールを前記第1の受圧部によるパイロット圧の受圧方向とは逆方向に常時付勢する構成としてなる請求項1に記載の可変容量型液圧回転機の容量制御弁。

10 3. 前記油路はスプールの摺動位置に応じて前記油室をパイロットポート、タンクポートに選択的に連通、遮断する構成とし、前記スプールは、前記油路を介して前記油室がパイロットポートと連通するときに前記第1、第2の受圧部により大なる受圧面積をもってパイロット圧を受圧し、前記油路を介して前記油室がタンクポート  
15 と連通するときには前記第1の受圧部により小なる受圧面積をもってパイロット圧を受圧する構成としてなる請求項1に記載の可変容量型液圧回転機の容量制御弁。

20 4. 前記スプールは一端側が他の部分よりも大径となった段付スプールからなり、前記第1の受圧部は該スプールの大径部側に位置する外周側の段差部により形成してなる請求項1に記載の可変容量型液圧回転機の容量制御弁。

25 5. 前記油路は油室を前記パイロットポートに連通させるときに前記油室を他のポートに対してほぼ同時に遮断し、前記油室を他のポートに連通させるときには前記パイロットポートに対してほぼ同時に遮断する構成としてなる請求項3に記載の可変容量型液圧回転機の容量制御弁。

6. 前記スプールは前記圧力の異なるポート間を互い

に遮断する複数のランドを有し、前記油路は前記各ポートのうちパイロットポートよりも圧力の低いポートに対して前記油室を連通，遮断する位置に絞り通路を有してなる請求項1に記載の可変容量型液圧回転機の容量制御弁。

5

7. 容量可変アクチュエータを用いて可変容量型液圧回転機の容量を制御するため、該可変容量型液圧回転機の負荷圧をパイロット圧として受圧することにより前記容量可変アクチュエータに給排する圧油を切換える構成としてなる可変容量型液圧回転機の容量制御弁において、

10

スプール摺動穴を有し、該スプール摺動穴の軸方向に離間して高圧ポート、タンクポート、パイロットポート、外部指令圧ポートおよび前記容量可変アクチュエータへの圧油給排ポートが設けられた弁ハウジングと、

15

該弁ハウジングのスプール摺動穴内に挿嵌され、該スプール摺動穴内を軸方向に摺動変位することにより前記圧油給排ポートを高圧ポート，タンクポートに選択的に連通，遮断するスプールと、

20

該スプールに設けられ、前記外部指令圧ポートから導かれた外部指令圧を受圧することにより、前記スプールを軸方向に変位させる指令圧受圧部と、

25

該指令圧受圧部と軸方向で対向するように前記スプールに設けられ、前記パイロットポートから導かれたパイロット圧を受圧することにより前記スプールを指令圧受圧部とは逆向きに変位させる第1の受圧部と、

前記スプールに形成された有底穴からなり、該スプールの軸方向に延びて端面に開口した有底の軸穴と、

該軸穴の開口端を閉塞するように該軸穴内に摺動可能

に挿嵌され、該軸穴の底部との間に油室を画成すると共に該油室内の油圧反力を受承するピストンと、

前記軸穴の底部によって形成され、前記油室内の圧力を受圧することにより前記第1の受圧部と共に前記スプールの合計の受圧面積を変化させる第2の受圧部と、

前記油室に対応する位置で前記スプールに形成され、該スプールがスプール摺動穴内を変位するとき前記油室を前記各ポートのうち圧力の異なるポートに対して選択的に連通させる油路とを備える構成としたことを特徴とする可変容量型液圧回転機の容量制御弁。

8. 前記指令圧受圧部は前記スプールの一端側端面によって形成する構成としてなる請求項7に記載の可変容量型液圧回転機の容量制御弁。

9. 前記弁ハウジングとスプールとの間には付勢手段を設け、該付勢手段は前記スプールを前記指令圧受圧部による外部指令圧の受圧方向とは逆方向に常時付勢する構成としてなる請求項7に記載の可変容量型液圧回転機の容量制御弁。

10. 前記指令圧受圧部と弁ハウジングとの間には前記外部指令圧ポートに連通する外部指令圧室を画成し、前記外部指令圧ポートを外部の指令圧供給手段に接続する指令圧管路には前記外部指令圧室にダンパ作用を発生させるための絞りを設けてなる請求項7に記載の可変容量型液圧回転機の容量制御弁。

11. 前記指令圧受圧部と弁ハウジングとの間には前記外部指令圧ポートに連通する外部指令圧室を画成し、前記外部指令圧ポートを外部の指令圧供給手段に接続する指令圧管路には前記外部指令圧室にダンパ作用を発生させるための絞りを設け、前記弁ハウジングとスプール

との間には前記外部指令圧室をパイロットポートに対して液密にシールするシール部材を設けてなる請求項 7 に記載の可変容量型液圧回転機の容量制御弁。

5 1 2. 前記弁ハウジングの外部指令圧ポートには前記指令圧管路の一部を構成する配管接続用の管継手を設け、該管継手には前記絞りを設ける構成としてなる請求項 1 0 に記載の可変容量型液圧回転機の容量制御弁。

10 1 3. 前記油路はスプールの摺動位置に応じて前記油室をパイロットポート、タンクポートに選択的に連通、遮断する構成とし、前記スプールは、前記油路を介して前記油室がパイロットポートと連通するときには前記第 1、第 2 の受圧部により大なる受圧面積をもってパイロット圧を受圧し、前記油路を介して前記油室がタンクポートと連通するときには前記第 1 の受圧部により小なる受  
15 圧面積をもってパイロット圧を受圧する構成としてなる請求項 7 に記載の可変容量型液圧回転機の容量制御弁。

20 1 4. 前記第 2 の受圧部は第 1 の受圧部よりも小さい受圧面積を有し、前記油室がパイロットポートと連通するときには前記第 2 の受圧部は第 1 の受圧部と逆向きにパイロット圧を受圧する構成としてなる請求項 7 に記載の可変容量型液圧回転機の容量制御弁。

25 1 5. 前記第 1 の受圧部は、前記軸穴よりも大なる穴径をもってスプールの形成され前記軸穴とは反対側の端面に開口してスプールの軸方向に延びた有底穴からなり、該有底穴内には前記ピストンよりも大径なピストン部材を摺動可能に挿嵌することによって前記パイロットポートと常時連通するパイロット圧の受圧室を画成する構成としてなる請求項 1 4 に記載の可変容量型液圧回転機の容量制御弁。

16. 前記油路はスプールの摺動位置に応じて前記油室をパイロットポート、外部指令圧ポートに選択的に連通、遮断する構成とし、前記第2の受圧部は第1の受圧部とは逆向きにパイロット圧または外部指令圧を受圧する構成としてなる請求項15に記載の可変容量型液圧回転機の容量制御弁。
17. 前記スプールは一端側が他の部分よりも大径となった段付スプールからなり、前記第1の受圧部は該スプールの大径部側に位置する外周側の段差部により形成してなる請求項7に記載の可変容量型液圧回転機の容量制御弁。
18. 前記油路は油室を前記パイロットポートに連通させるときに前記油室を他のポートに対してほぼ同時に遮断し、前記油室を他のポートに連通させるときには前記パイロットポートに対してほぼ同時に遮断する構成としてなる請求項13に記載の可変容量型液圧回転機の容量制御弁。
19. 前記スプールは前記圧力の異なるポート間を互いに遮断する複数のランドを有し、前記油路は前記各ポートのうちパイロットポートよりも圧力の低いポートに対して前記油室を連通、遮断する位置に絞り通路を有してなる請求項7に記載の可変容量型液圧回転機の容量制御弁。

Fig. 1

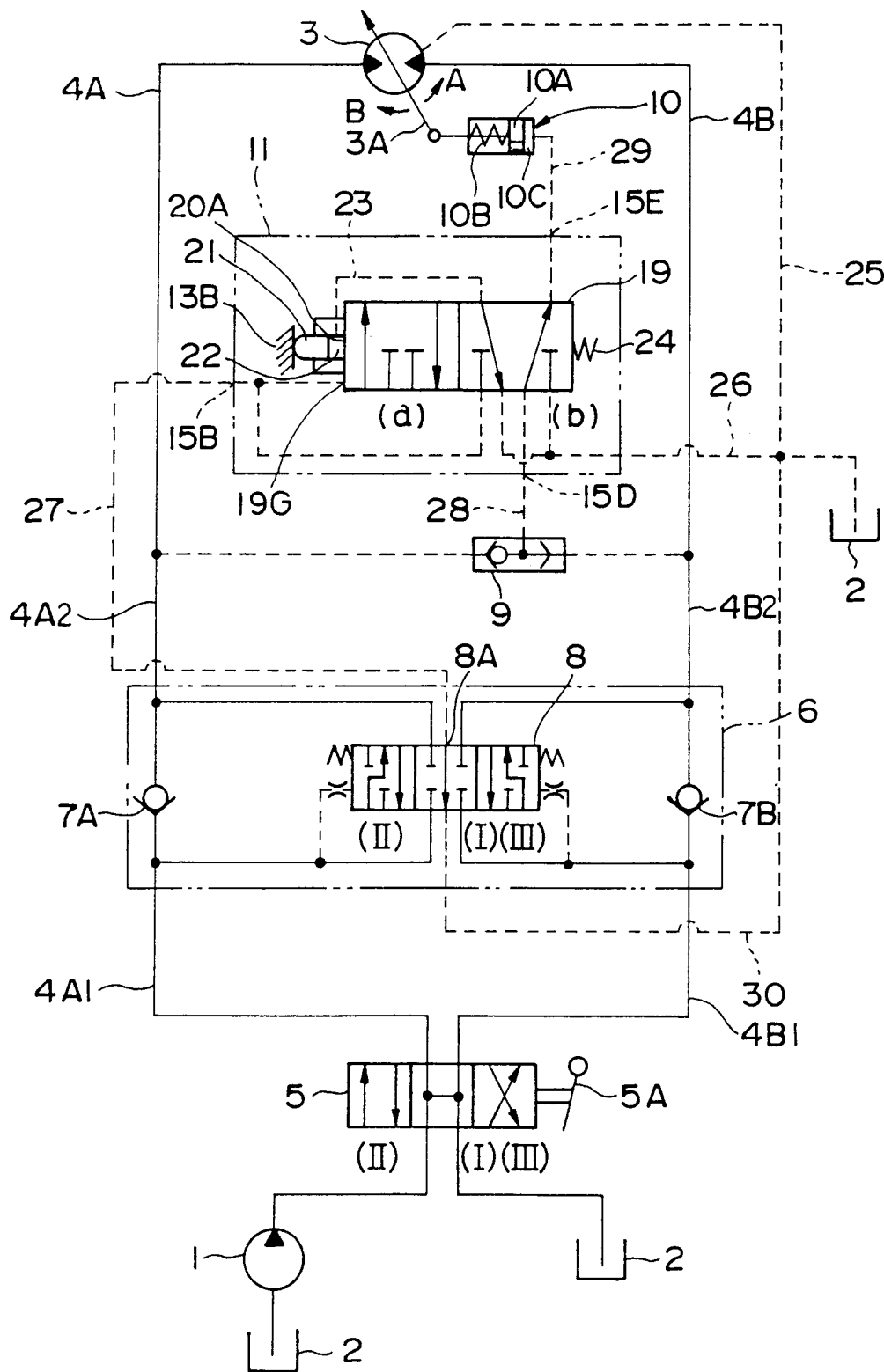


Fig. 2

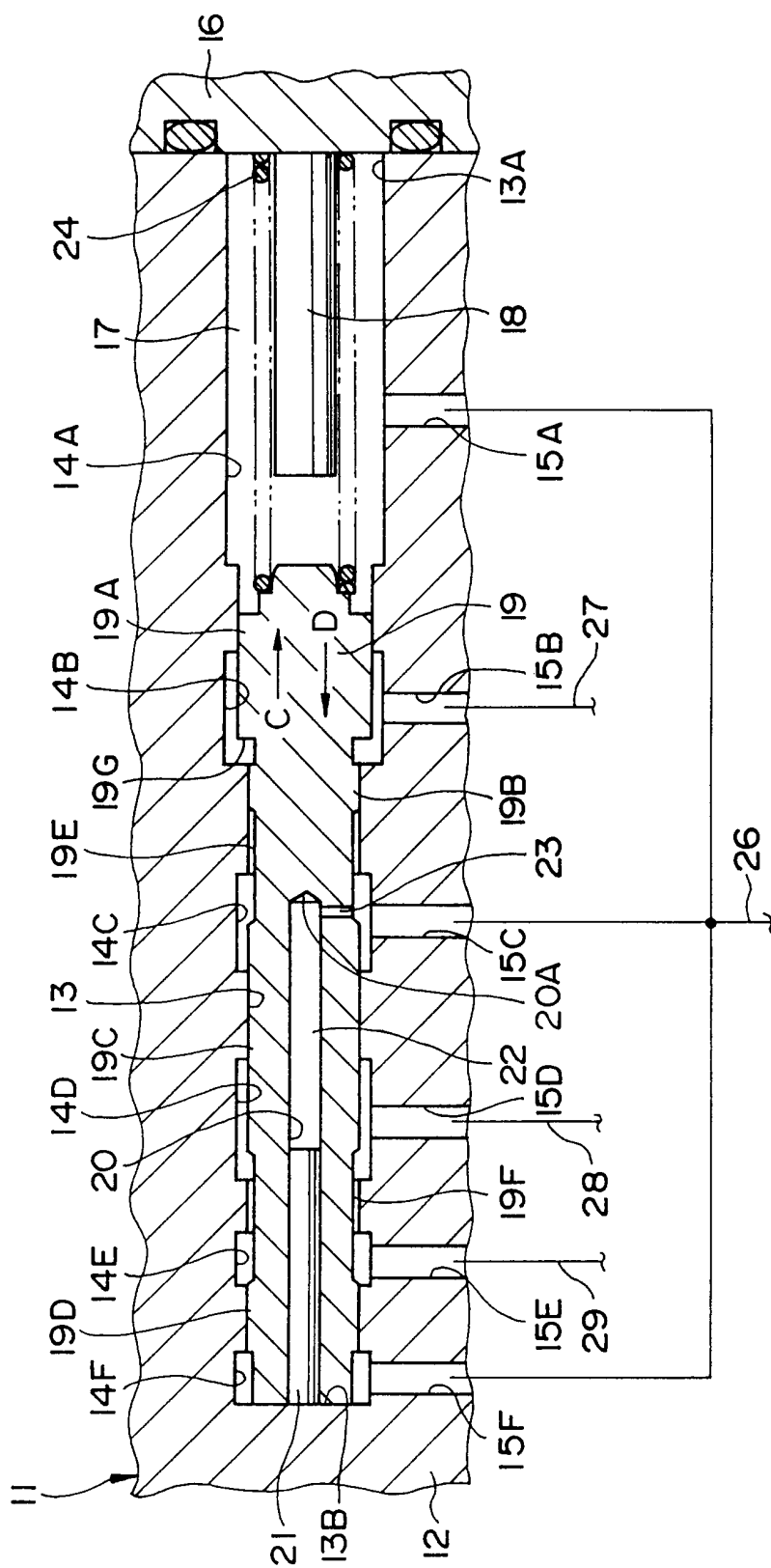


Fig. 3

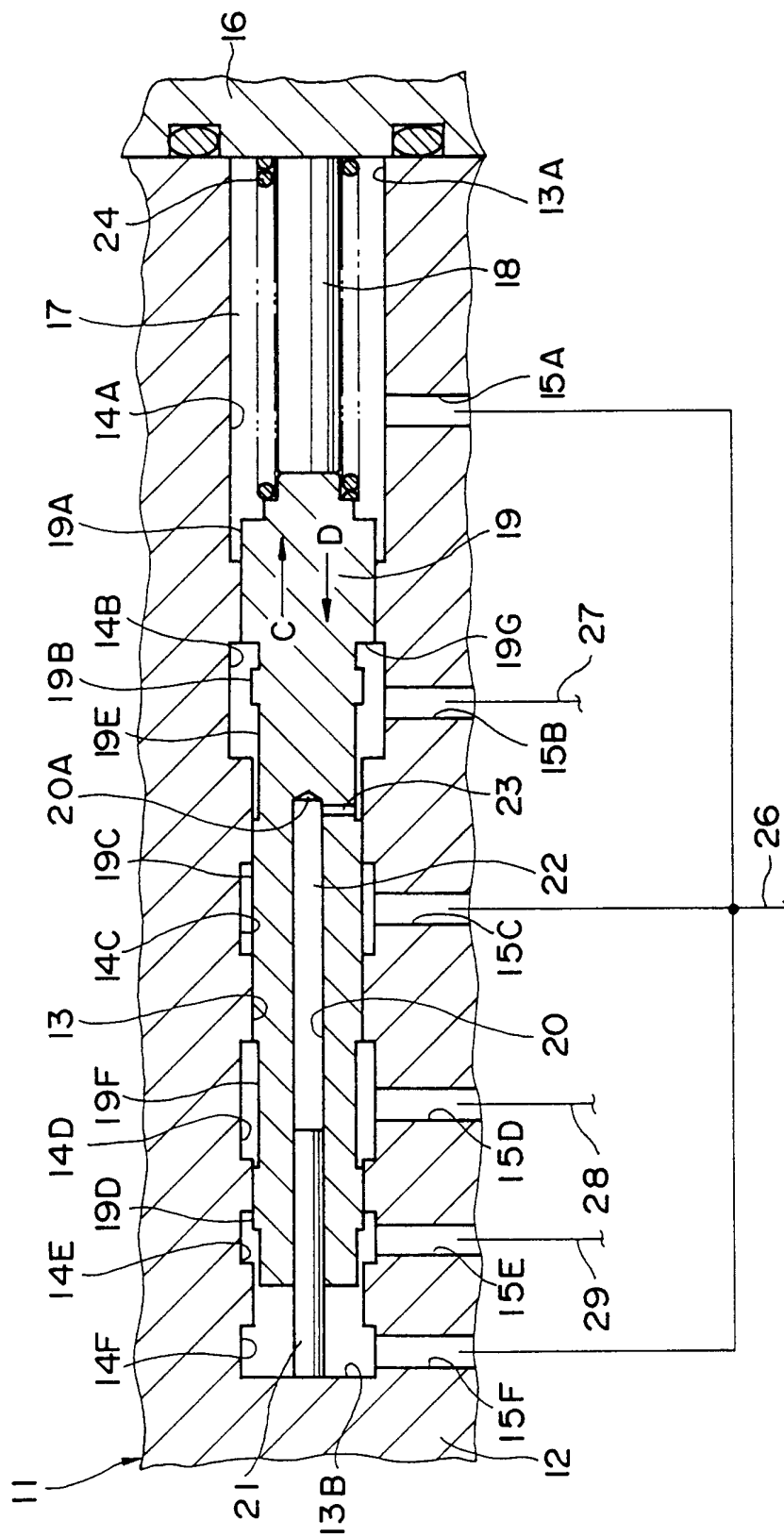


Fig. 4

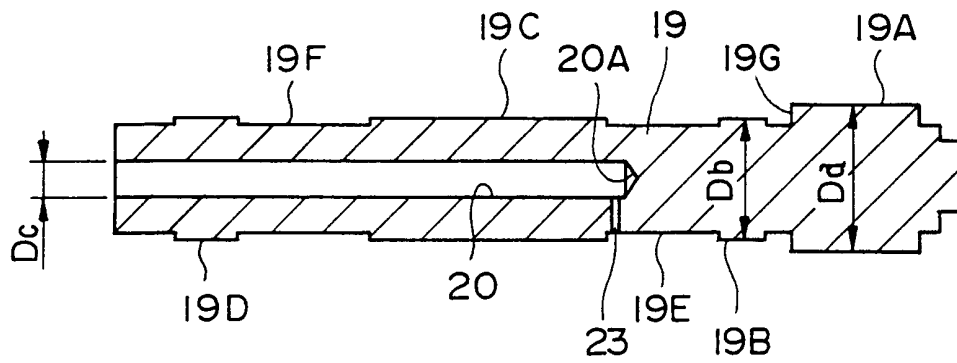


Fig. 5

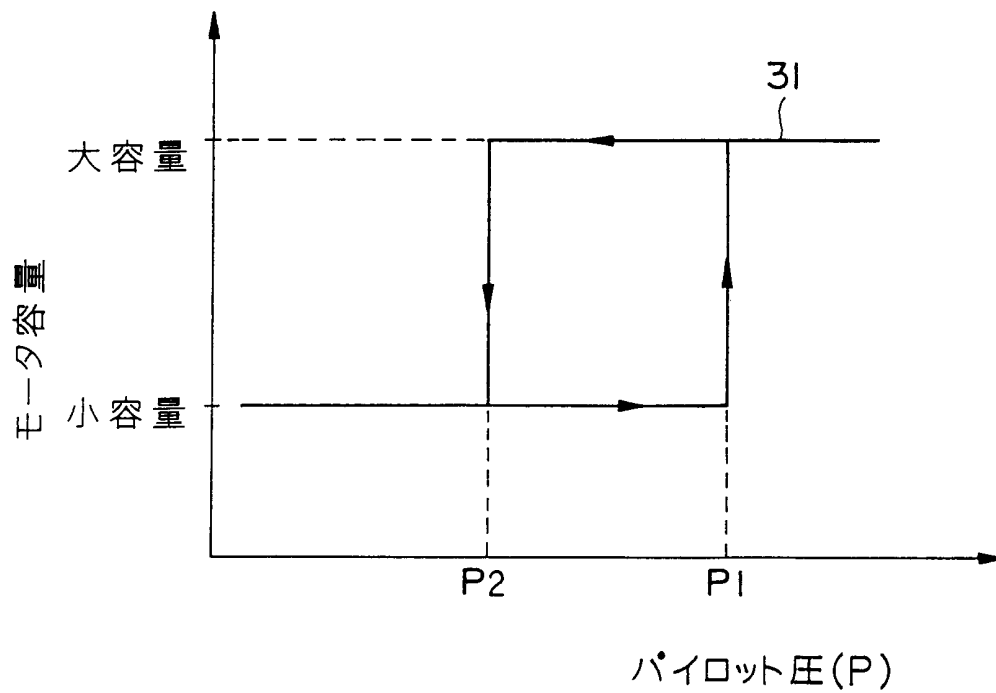


Fig. 6

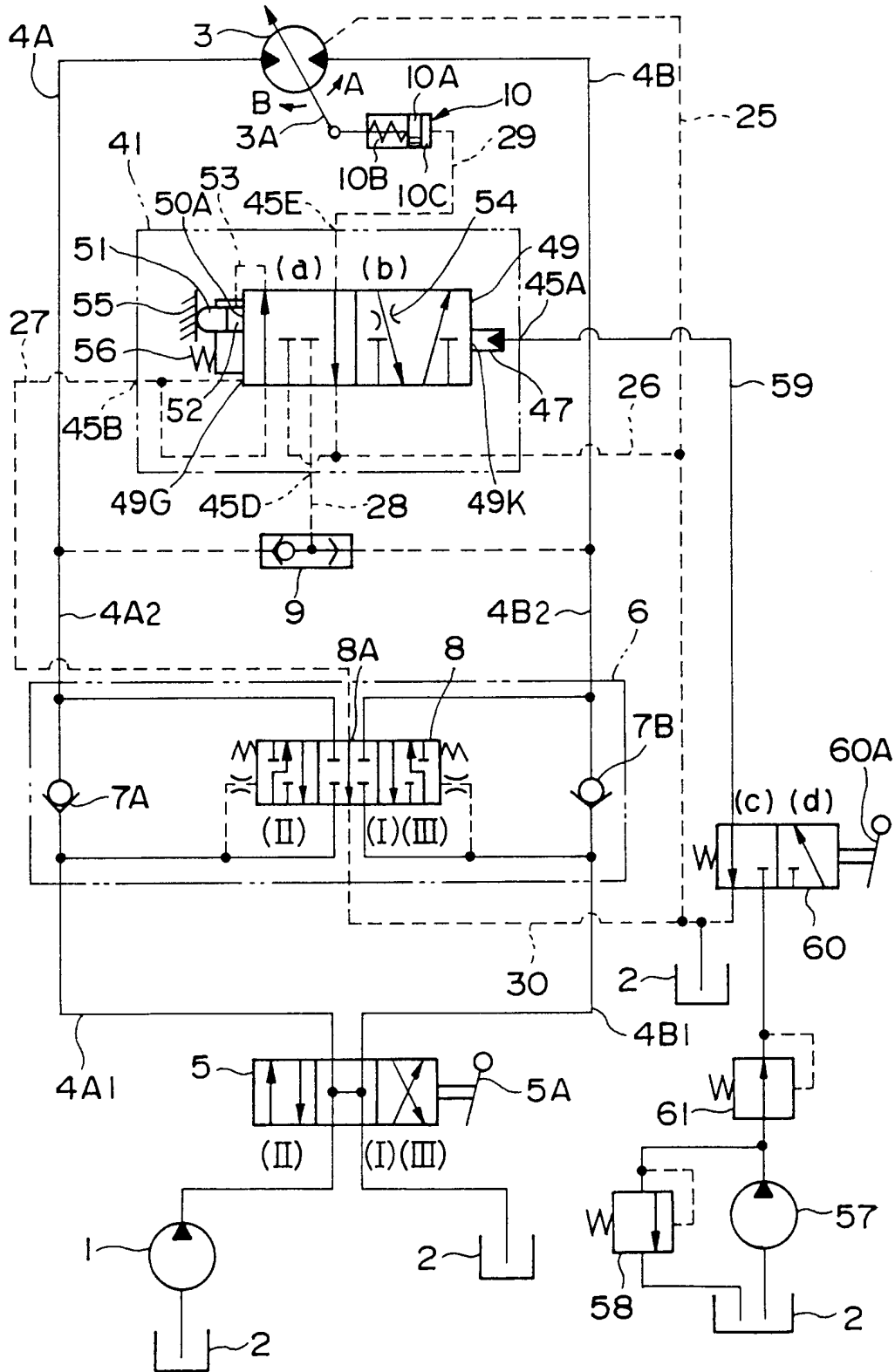


Fig. 7

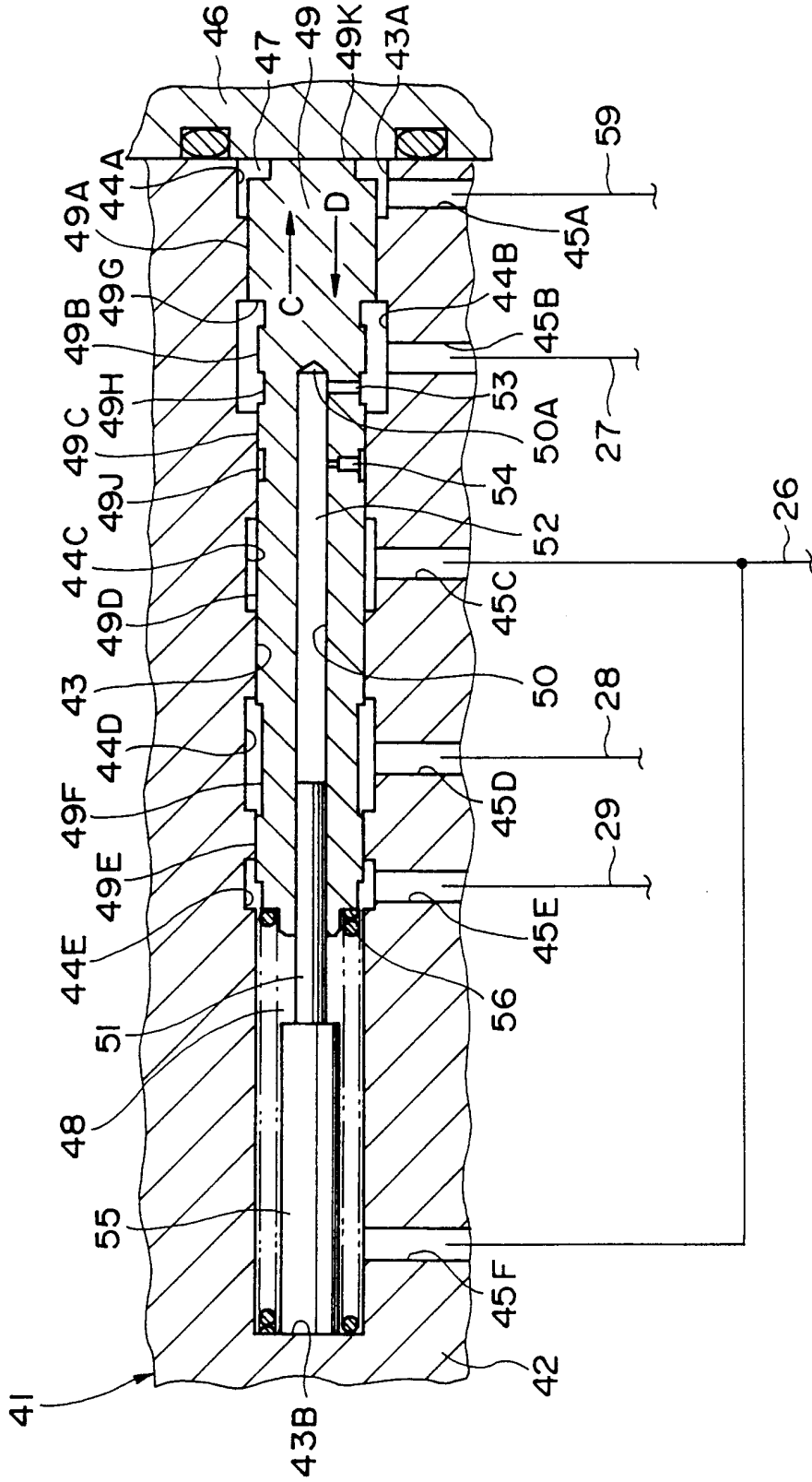


Fig. 8

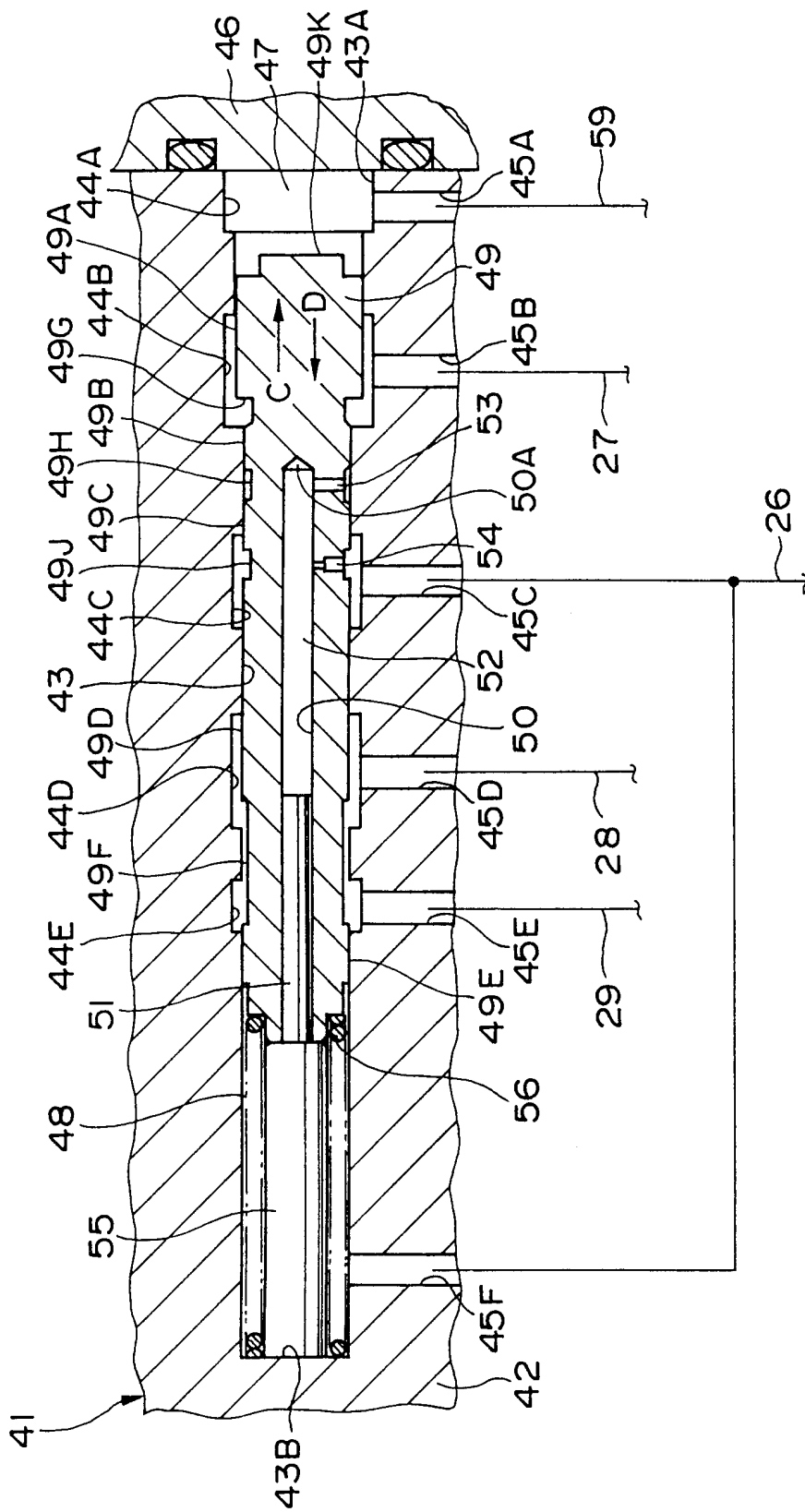


Fig. 9

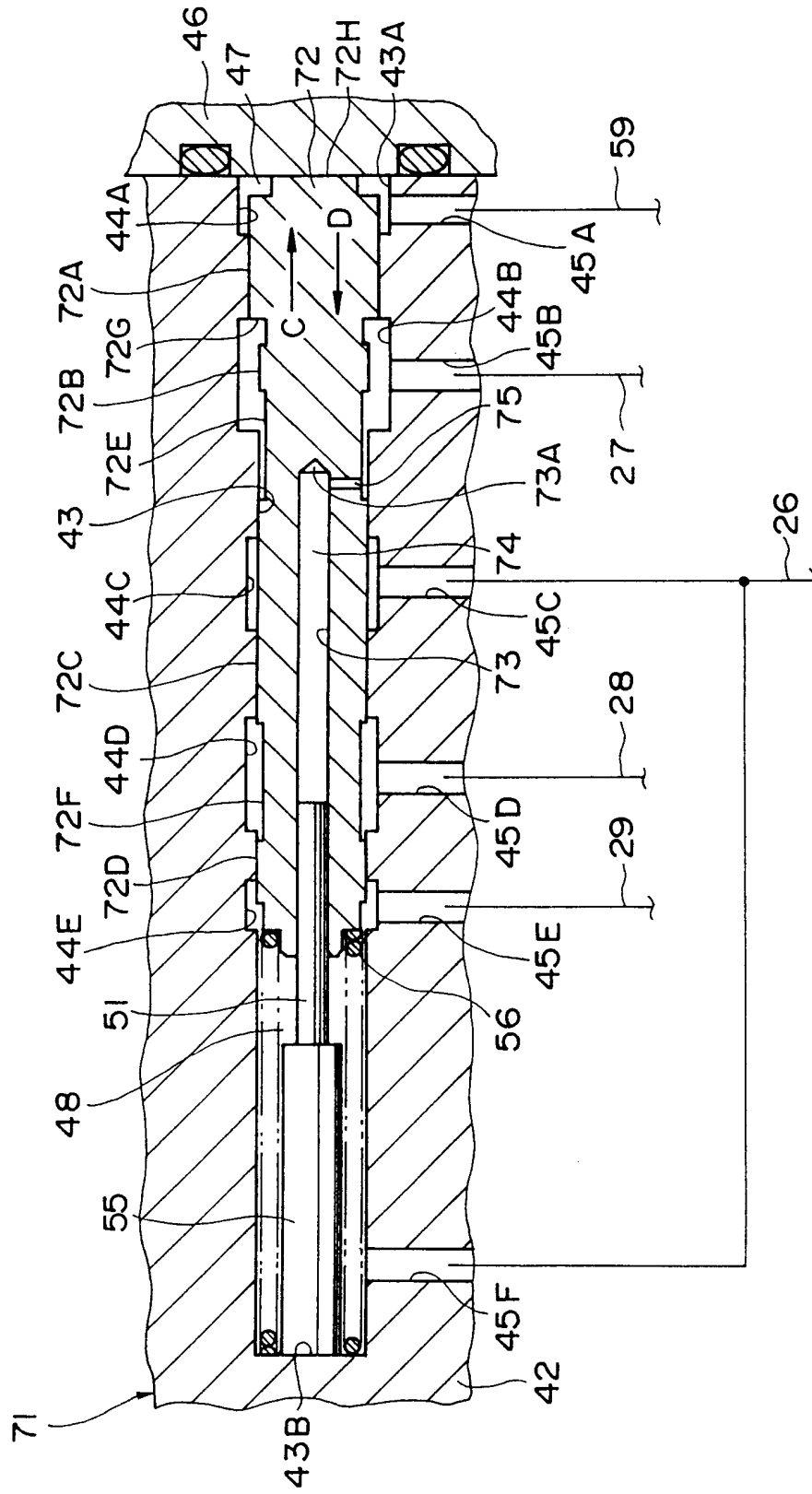


Fig. 10

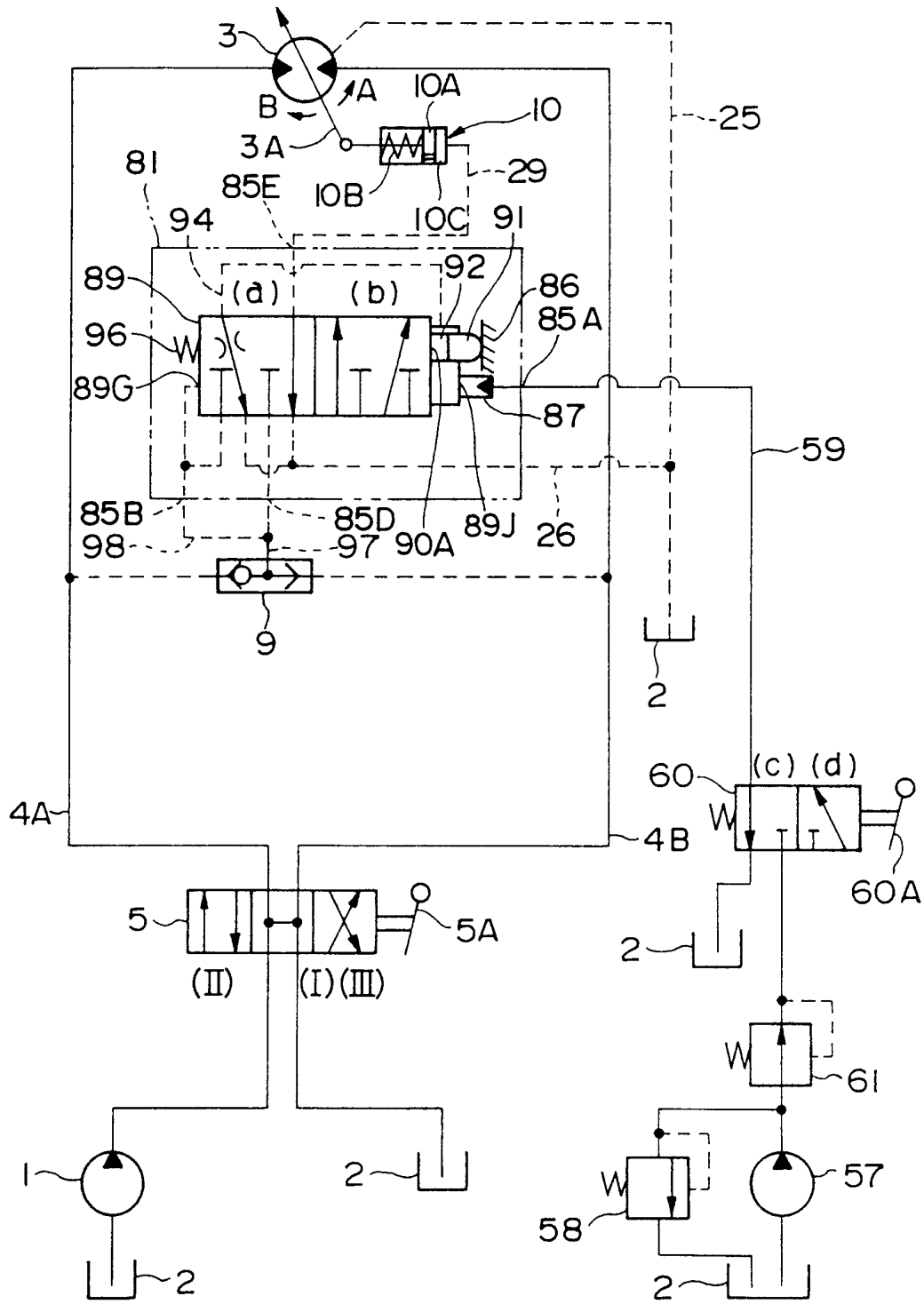


Fig. 11

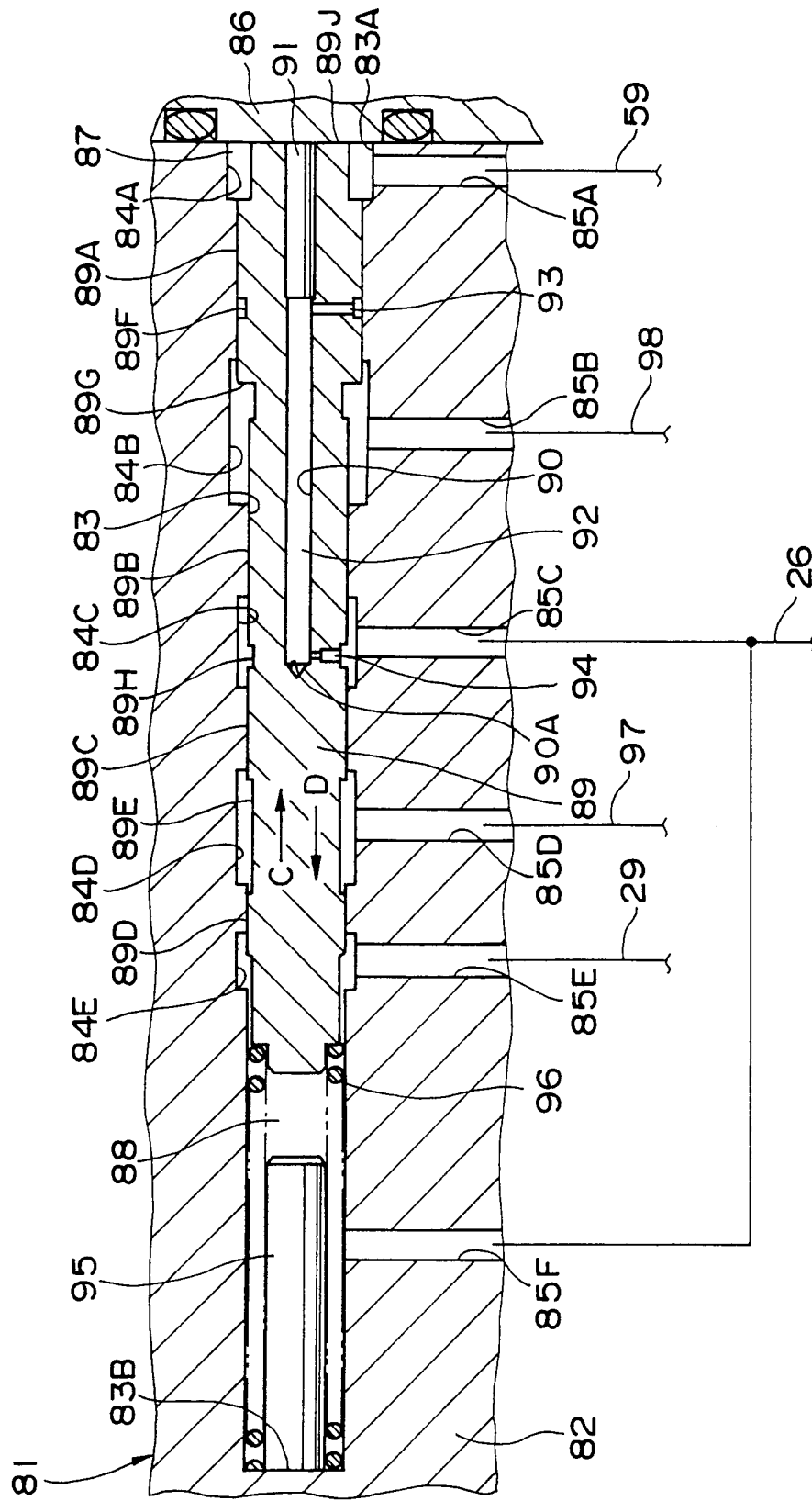


Fig. 12

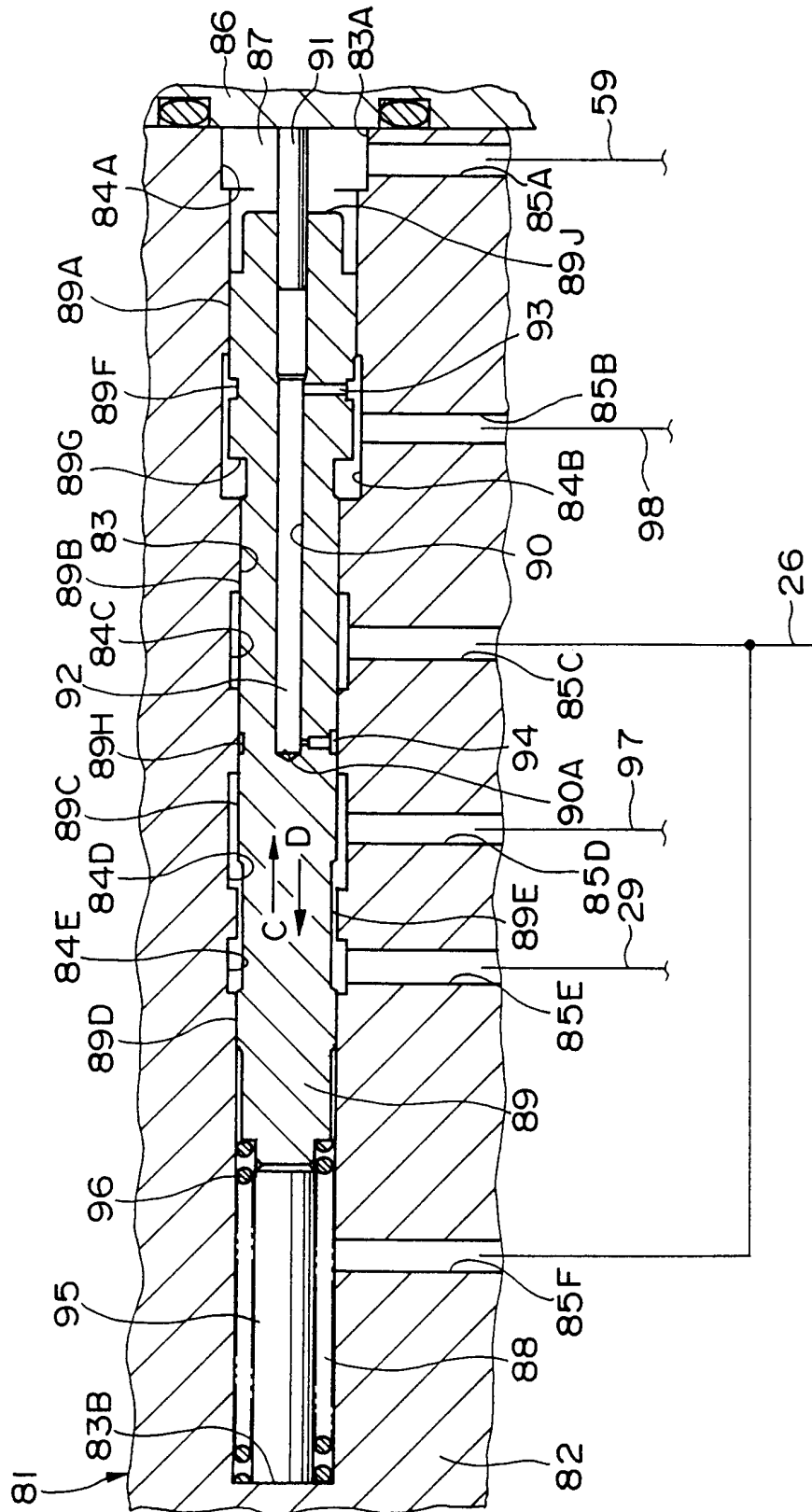


Fig. 13

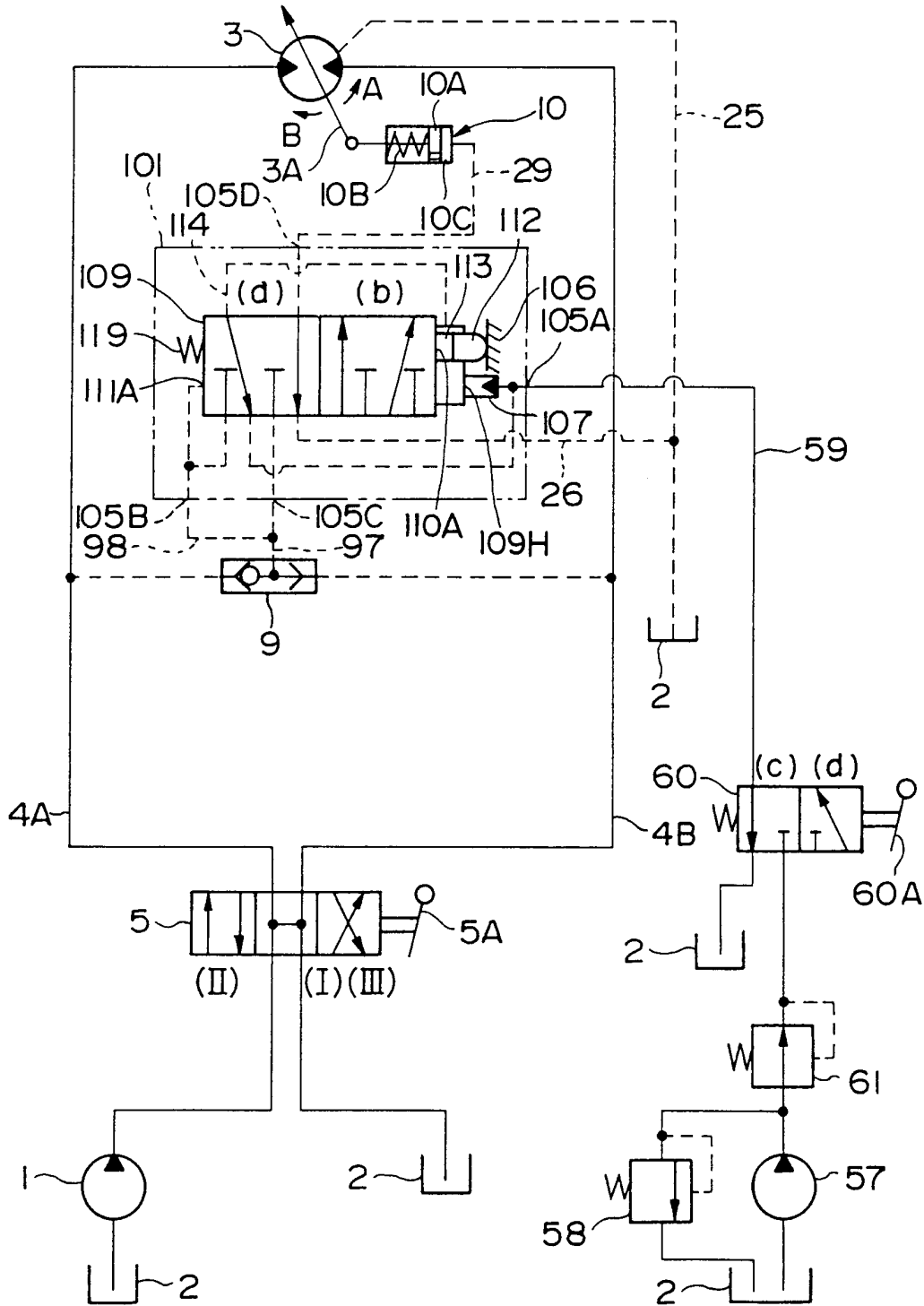


Fig. 14

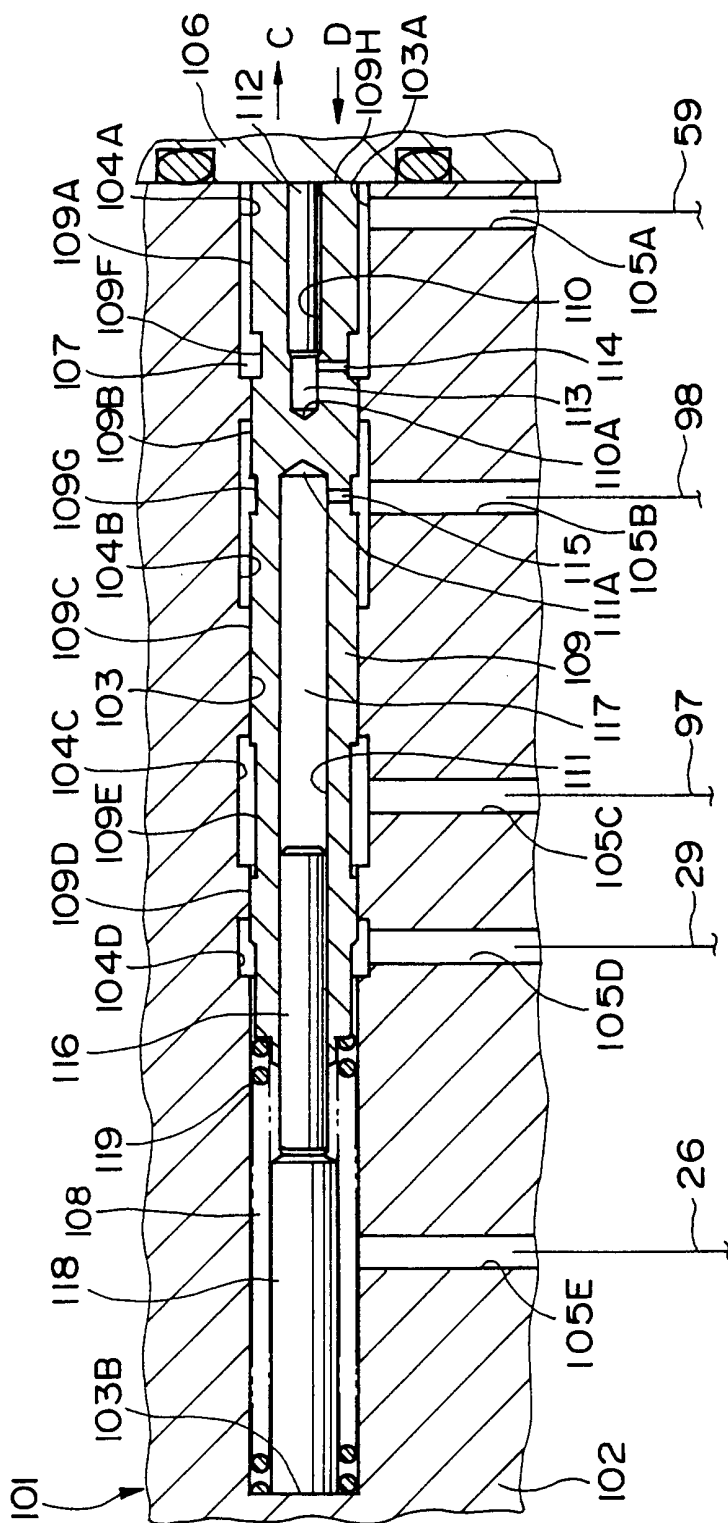


Fig. 15

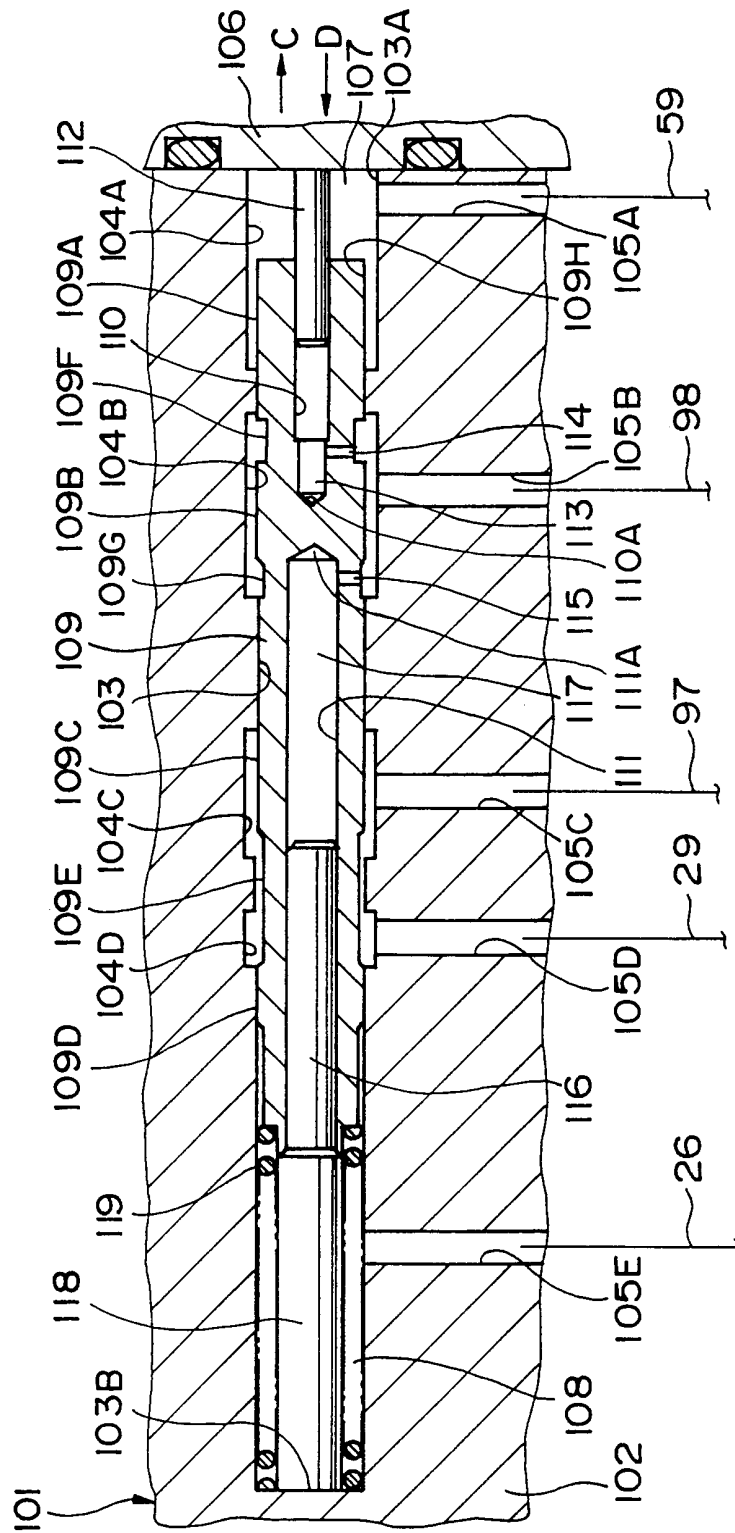


Fig. 16

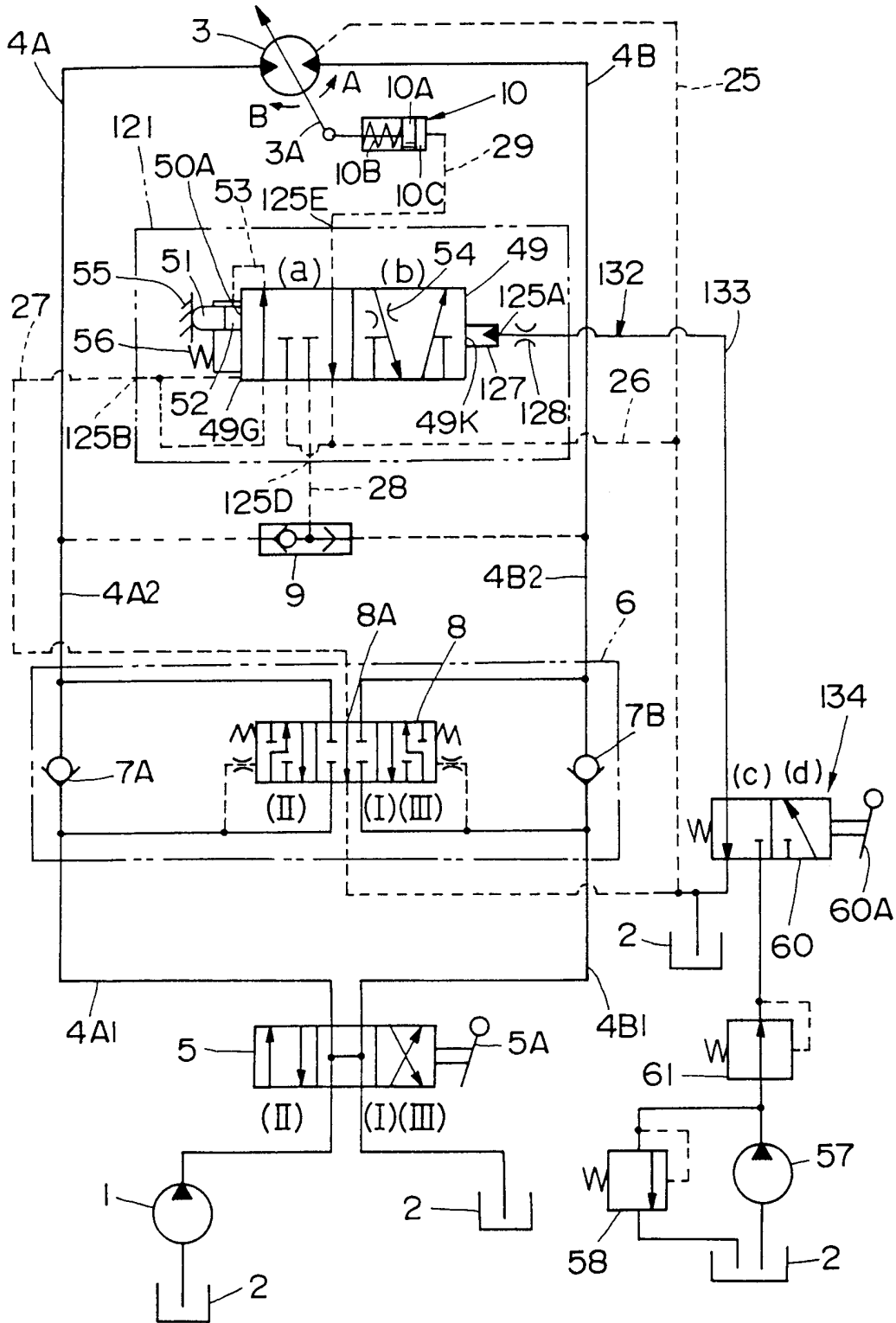
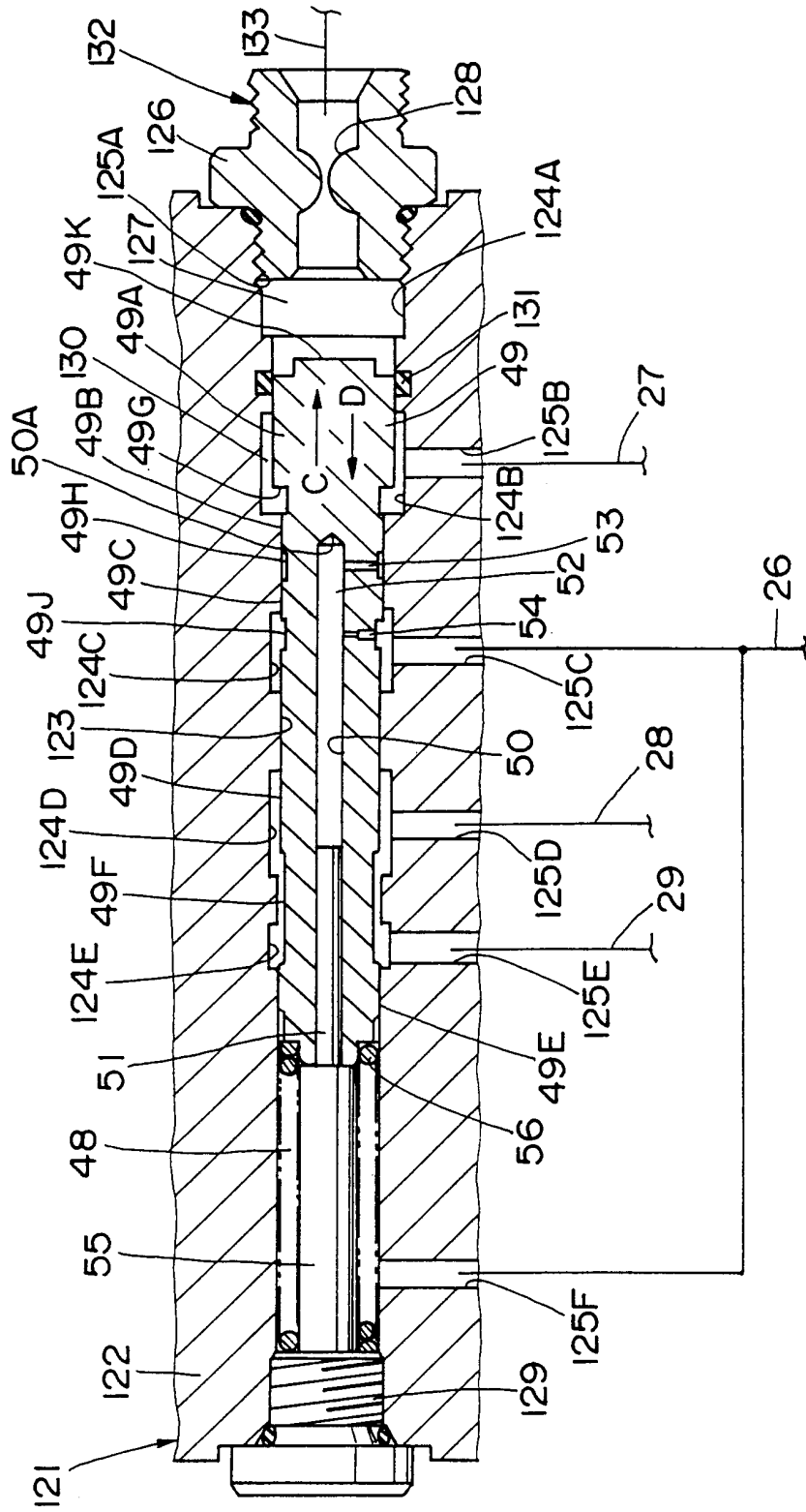




Fig. 18



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.  
PCT/JP00/03287

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER  
Int.Cl<sup>7</sup> F04B49/00

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)  
Int.Cl<sup>7</sup> F04B49/00, F15B11/02

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1926-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2000
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-1995	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2000

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP, 10-252703, A (Komatsu Ltd.), 22 September, 1998 (22.09.98), especially, see page 4 (Family: none)	1-19
A	JP, 7-2127, U (Teijin Seiki Co., Ltd.), 13 January, 1995 (13.01.95), especially, see pages 10,11 (Family: none)	1-19

Further documents are listed in the continuation of Box C.  See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"E" earlier document but published on or after the international filing date	"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)	"&" document member of the same patent family
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means	
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	

Date of the actual completion of the international search 10 August, 2000 (10.08.00)	Date of mailing of the international search report 05 September, 2000 (05.09.00)
---	---

Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office	Authorized officer
Facsimile No.	Telephone No.

国際調査報告

国際出願番号 PCT/JP00/03287

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))  
Int. C17 F04B49/00

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))  
Int. C17 F04B49/00, F15B11/02

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1926-1996  
日本国公開実用新案公報 1971-1995  
日本国実用新案登録公報 1996-2000  
日本国登録実用新案公報 1994-2000

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	JP, 10-252703, A (株式会社小松製作所) 22. 9 月. 1998 (22. 09. 98) 特に第4ページ参照 (ファミリーなし)	1-19
A	JP, 7-2127, U (帝人製機株式会社) 13. 1月. 199 5 (13. 01. 95) 特に第10, 11ページ参照 (ファミリーなし)	1-19

C欄の続きにも文献が列挙されている。

パテントファミリーに関する別紙を参照。

\* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの  
「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの  
「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)  
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献  
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献  
「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの  
「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの  
「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの  
「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日  
10.08.00

国際調査報告の発送日  
05.09.00

国際調査機関の名称及びびあて先  
日本国特許庁 (ISA/JP)  
郵便番号100-8915  
東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)  
中野 宏和  
3T 9616  
電話番号 03-3581-1101 内線 3395

