

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3762480号  
(P3762480)

(45) 発行日 平成18年4月5日(2006.4.5)

(24) 登録日 平成18年1月20日(2006.1.20)

(51) Int. Cl.		F I		
<b>F 1 5 B</b>	<b>11/00</b>	<b>(2006.01)</b>	F 1 5 B	11/00 M
<b>E O 2 F</b>	<b>9/22</b>	<b>(2006.01)</b>	E O 2 F	9/22 L

請求項の数 2 (全 13 頁)

<p>(21) 出願番号 特願平8-130525  (22) 出願日 平成8年4月30日(1996.4.30)  (65) 公開番号 特開平9-296803  (43) 公開日 平成9年11月18日(1997.11.18)  審査請求日 平成15年3月5日(2003.3.5)</p>	<p>(73) 特許権者 000005197  株式会社不二越  富山県富山市不二越本町一丁目1番1号  (74) 代理人 100077997  弁理士 河内 潤二  (72) 発明者 浜本 智  富山県富山市不二越本町一丁目1番1号  株式会社不二越内    審査官 細川 健人</p>
--	--

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 油圧駆動装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

可変ポンプと、該可変ポンプの吐出する圧油によって駆動される複数の油圧アクチュエータと、該複数の油圧アクチュエータに流入する圧油をそれぞれ制御可能にされた流量調整機能を有する方向制御弁と、複数の前記方向制御弁の圧力補償をそれぞれ可能にする圧力補償弁と、前記可変ポンプ吐出圧力と前記複数の油圧アクチュエータの最高負荷圧力との差圧に比例した二次圧力を出力する手段と、を備え、前記圧力補償弁は前記方向制御弁の上流側に設けられ、該圧力補償弁の下流側の圧力でもって閉じ方向に作用させ、さらに、前記方向制御弁の下流側のアクチュエータの負荷圧力及び前記二次圧力がそれぞれ開き方向に独立して作用するようにされている油圧駆動装置において、微操作性が要求される特定のアクチュエータの圧力補償弁を開き方向に作用させる前記二次圧力の導入口と前記二次圧力の油路間に前記二次圧力を入口ポートに導入し、二次圧力を出力又は二次圧力を一定の比率で減圧出力することを選択可能にされた定比減圧弁が設けられており、前記定比減圧弁は、入口ポートと出口ポートとドレーンポートと、を備えた本体と、該本体に設けられた本体穴に挿入され前記入口ポートと前記出口ポートとを、又は前記出口ポートと前記ドレーンポートとを選択連通可能にされたスプールと、前記出口ポート圧力が導かれ前記スプールを前記出口ポートと前記ドレーンポートとを連通する方向に付勢するようにされた出口パイロット室と、前記入口ポート圧力が導かれ前記スプールを前記入口ポートと前記出口ポートとを連通する方向に付勢するようにされた前記出口パイロット室より小なる受圧面積を有する入口パイロット室と、を有し、前記入口ポート圧力を一定の比率で

10

20

減圧した圧力を前記出口ポートに出力するようにされた定比減圧弁において、前記入口ポート圧力の導入とドレーンポートへの圧油開放とが選択可能にされかつ前記スプールを前記入口ポートと前記出口ポートとを連通する方向に付勢するようにされた選択パイロット室を有することを特徴とする油圧駆動装置。

【請求項 2】

前記定比減圧弁の選択可能手段は前記選択パイロット室に対して入口ポートとドレーンポートとのいずれかを選択可能にされた切換弁であることを特徴とする請求項 1 記載の油圧駆動装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

10

【発明の属する技術分野】

本発明は、建設機械等で使用される 1 つ又は複数の油圧ポンプの吐出油を複数のアクチュエータに供給する油圧駆動装置において、ある特定のアクチュエータの流量のみを作業内容に応じて減少させるのに好適な油圧駆動装置に関する。

【0002】

【従来の技術】

従来、建設機械用の油圧駆動装置は例えば図 5 に示すような特公平 4 - 4 8 9 6 7 号公報のものがある。図 5 に示す油圧回路図で説明すると、エンジン等の原動機 1 で駆動される可変容量形の油圧ポンプ 2 の吐出油路 2 3、3 に複数の圧力補償弁 4 0 4、4 0 5 を並列に接続し、各圧力補償弁の出力油路 6、7 にチェック弁 2 6、2 7 を介して、方向制御弁 8、9 をそれぞれ接続し、各方向制御弁の出力側をアクチュエータ 4 1 0、4 1 1 にそれぞれ接続し、各アクチュエータからの戻り油を再び方向制御弁 8、9 を介してタンク 1 2 へ戻すようにされている。圧力補償弁 4 0 4、4 0 5 をポンプ吐出圧力すなわちポンプ吐出油路 3 の圧力と各方向制御弁 8、9 で検出される夫々の負荷圧力 1 4、1 5 で開き方向に作用させ、方向制御弁の入口圧力 6、7 とシャトル弁 1 3 で検出される最高負荷圧力 1 6 で閉じ方向に作用させ、かつ前記最高負荷圧力 1 6 を可変容量ポンプ 2 の押しのけ容積変更手段 4 1 7 を駆動するための流量調整弁 4 1 8 に作用させて、ポンプ吐出圧力と、最高負荷圧力との差圧を流量調整弁 4 1 8 のスプリング 4 1 9 で設定される圧力に制御するようにされている。

20

【0003】

30

かかる油圧装置であれば、夫々の方向制御弁 8、9 前後の差圧すなわち圧力補償弁 4 0 4 の出力油路 6 と方向制御弁 8 の下流側の負荷圧力 1 4 との差圧及び圧力補償弁 4 0 5 の出力油路 7 と方向制御弁 9 の下流側の負荷圧力 1 5 との差圧は、ポンプ吐出圧力と最高負荷圧力 1 6 との差圧で決まる。

【0004】

このものは、夫々のアクチュエータ 4 1 0、4 1 1 への流量が比較的少なく、その流量の合計が可変容量ポンプ 2 の最大吐出流量に達しない場合は、夫々の方向制御弁 8、9 前後の差圧は、ポンプ吐出圧力と最高負荷圧力 1 6 との差圧、言い換えれば流量調整弁 4 1 8 のスプリング 4 1 9 であらかじめ設定された差圧に等しい。従って、夫々のアクチュエータの負荷圧力に差があっても負荷圧力によらず、夫々のアクチュエータへの流量は、夫々の方向制御弁 8、9 の絞り開度と、スプリング 4 1 9 であらかじめ設定された差圧で決まる。

40

【0005】

次に夫々のアクチュエータ 4 1 0、4 1 1 への流量の合計が大きくなり、可変容量ポンプ 2 の最大吐出流量に達したいわゆるサチュレーション状態について述べる。この場合は、ポンプ吐出圧力と最高負荷圧力 1 6 との差圧は前述のスプリング 4 1 9 で設定された差圧を確保することができなくなるため、夫々の方向制御弁 8、9 前後の差圧もスプリング 4 1 9 で設定された所望の差圧にはならないが、夫々の方向制御弁前後の差圧はそれぞれ等しくなるので、夫々のアクチュエータ 4 1 0、4 1 1 への流量は、方向制御弁 8、9 の絞り開度の比率に等しい流量に分流されることとなり、いわゆるアンチサチュレーション機

50

能を有することになる。

【0006】

以上のように特公平4-48967号公報の構成によれば、アンチサチュレーション機能を有するため、夫々の方向制御弁で要求される必要流量の合計が可変容量ポンプの最大吐出流量を超えた場合でも、良好な同時操作性が得られることになる。

【0007】

しかしながら、このものではアクチュエータ410, 411へ供給される流量は、サチュレーション状態に至らない場合は、アクチュエータの負荷圧力やポンプ吐出流量によらず、方向制御弁8、9の絞り開度すなわち方向制御弁8、9のストローク量によってのみ決まる。従って、アクチュエータの速度は負荷圧力やエンジン回転数に依らず、常にストローク量に対して一定である。しかし、油圧ショベルのような建設機械においては、このことが逆に不都合になる場合があった。例えば、掘削作業などにおいては、旋回動作をゆっくり行う必要があるが、アクチュエータの速度がストローク量に対して、常に一定であるとストロークの狭い範囲で細かに操作しないと、ゆっくりとした速度を得ることができず、微操作ができないという問題があった。

10

【0008】

そこで、特開平5-99126号公報においては、可変容量ポンプとともにエンジンで駆動される固定容量ポンプの吐出口に、固定絞りを設けて該固定絞り前後の差圧を、可変容量ポンプの押しのけ容積変更手段を駆動するための流量調整弁に作用させて、ポンプ吐出圧力と最高負荷圧力との差圧を、該固定絞り前後の差圧に比例した圧力になるように制御している。かかる構成によれば、方向制御弁前後の差圧は、固定絞り前後の差圧に比例することになるので、アクチュエータに供給される流量はエンジン回転数に応じて増減する。そこで、エンジン回転数を低くし、ストローク量に対する流量勾配をゆるくすることによって微操作性を向上させている。

20

【0009】

また、特開平6-81804号公報においては、可変容量ポンプの押しのけ容積変更手段を駆動するための流量調整弁に作用しているスプリングと、エンジン回転数を制御するスロットルレバーをリンクにより連動させ、エンジン回転数が高くなると、スプリング力が大きくなるようにして、ポンプ吐出圧力と最高負荷圧力との差圧をエンジン回転数に比例した圧力になるように制御している。かかる構成によっても、方向制御弁前後の差圧はスロットルレバーの動きに連動することになるので、同様にアクチュエータに供給される流量をエンジン回転数に応じて増減できるので、エンジン回転数を低くして、ストローク量に対する流量勾配をゆるくし微操作性を向上させている。

30

【0010】

さらに、特開平6-300002号公報のものでは、圧力補償弁を方向制御弁とアクチュエータの間に位置したいわゆるアフターオリフィス式の構成とし、圧力補償弁を閉じ方向に付勢するスプリングの作用力を、エンジン回転数の増大に伴って弱くし、かつエンジン回転数の減少に伴って強くするようしている。即ち、エンジン回転数センサーで検出したエンジン回転数に応じて、電磁比例圧力制御弁を制御装置で駆動して、電磁比例圧力制御弁の出力圧力を圧力補償弁を閉じ方向に付勢するスプリングに作用させて、方向制御弁前後の差圧をエンジン回転数に応じて制御し、微操作性を向上させている。

40

【0011】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、これらのものは、エンジンの回転数を減じて、方向制御弁のストローク量に対する流量勾配をゆるくし微操作性を向上させるようにしており、何れもエンジン回転数の増減に伴って方向制御弁前後の差圧が変化するものであるから、エンジン回転数が減少すると全てのアクチュエータのストローク量に対する流量勾配がゆるくなり、全体的に速度が遅くなるという問題があった。特に、前述したように掘削作業においては、旋回やスイング(オフセット)の微操作性を良くできるが、反面その他のアクチュエータの流量勾配もゆるくなり速度が遅く作業能率が低下するという問題があった。

50

## 【 0 0 1 2 】

本発明は、従来のかかる問題点を鑑みなされたもので、その課題は、旋回モータ等の特定のアクチュエータの流量のみを作業内容に応じて減少させて微操作性を向上させ、その他のアクチュエータについては、ストローク量に対する流量勾配をゆるくせずに速度を速くしたままにして、作業能率を落とすことのない油圧駆動装置を提供することである。

## 【 0 0 1 3 】

## 【課題を解決するための手段】

上記課題を解決するために本発明は、可変ポンプと、該可変ポンプの吐出する圧油によって駆動される複数の油圧アクチュエータと、該複数の油圧アクチュエータに流入する圧油をそれぞれ制御可能にされた流量調整機能を有する方向制御弁と、複数の前記方向制御弁の圧力補償をそれぞれ可能にする圧力補償弁と、前記可変ポンプ吐出圧力と前記複数の油圧アクチュエータの最高負荷圧力との差圧に比例した二次圧力を出力する手段と、を備え、前記圧力補償弁は前記方向制御弁の上流側に設けられ、該圧力補償弁の下流側の圧力でもって閉じ方向に作用させ、さらに、前記方向制御弁の下流側のアクチュエータの負荷圧力及び前記二次圧力がそれぞれ開き方向に独立して作用するようにされている油圧駆動装置において、微操作性が要求される特定のアクチュエータの圧力補償弁を開き方向に作用させる前記二次圧力導入口と前記二次圧力油路間に前記二次圧力を入口ポートに導入し、二次圧力を出力又は二次圧力を一定の比率で減圧出力することを選択可能にされた定比減圧弁を設けた。また、その他のアクチュエータについては、前記二次圧力を定比減圧弁で減圧せずに、そのまま各々のアクチュエータの圧力補償弁に作用させるようにした。

## 【 0 0 1 4 】

定比減圧弁は、入口ポートと出口ポートとドレーンポートと、を備えた本体と、本体に設けられた本体穴に挿入され入口ポートと出口ポートとを、又は出口ポートとドレーンポートとを選択連通可能にされたスプールと、出口ポート圧力が導かれスプールを出口ポートとドレーンポートとを連通する方向に付勢するようにされた出口パイロット室と、入口ポート圧力が導かれスプールを入口ポートと出口ポートとを連通する方向に付勢するようにされた出口パイロット室より小なる受圧面積を有する入口パイロット室と、を有し、入口ポート圧力を一定の比率で減圧した圧力を出口ポートに出力するようにされた定比減圧弁に、さらに、入口ポート圧力の導入とドレーンポートへの圧油開放とが選択可能にされかつスプールを入口ポートと出口ポートとを連通する方向に付勢するようにされた選択パイロット室を設けた。

## 【 0 0 1 5 】

定比減圧弁の選択可能手段は選択パイロット室に対して入口ポートとドレーンポートとのいずれかを選択可能にされた電磁弁、マニュアル操作弁又はパイロット操作弁等の切換弁を用いる。

## 【 0 0 1 6 】

## (作用)

微操作性が要求される特定のアクチュエータの圧力補償弁に作用する二次圧力を、一定の比率で減圧する定比減圧弁を介して作用させ、定比減圧弁の作動を切換弁でもって選択するようにしたので、切換弁を作動させることにより特定のアクチュエータの圧力補償弁に作用する二次圧力が減圧して、方向制御弁前後の差圧が小さくなり、ストローク量に対する流量勾配がゆるくなって微操作性が向上する。また、その他のアクチュエータについては、二次圧力を定比減圧弁で減圧せずに、そのまま各々のアクチュエータの圧力補償弁に作用させるようにしたので、アクチュエータの速度が低下せず、作業能率を落とすことがない。

## 【 0 0 1 7 】

定比減圧弁の選択パイロット室と入口ポートとを連通させたときは、二次圧力が流入する入口ポートと出口ポートとが直接連通するようにスプールが付勢されるので、出口ポートに二次圧力がそのまま出力される。一方、定比減圧弁の選択パイロット室がドレーンポートに圧油開放されたときは、スプールを付勢する影響がないので、定比減圧弁として二次

10

20

30

40

50

圧力を一定の比率に減圧した出口圧力が出力される。

【0018】

選択パイロット室に対して入口ポートとドレーンポートとのいずれかを電磁弁、マニュアル操作弁又はパイロット操作弁等の切換弁で選択可能にしたので、電気的あるいは手動で定比減圧弁の出力を簡単に選択でき、ストローク量に対する流量勾配をゆるくせずに速度を速くしたままの常態操作、微操作の要求に応じた特性を容易に得られる。

【0019】

【発明の実施の形態】

本発明の第一の実施形態について、図面を参照して説明する。図1は本発明の実施形態にかかる油圧回路図、図2は第一の実施形態の定比減圧弁の断面構造図(概念図)と定比減圧弁を駆動するための切換弁(電磁弁)との関係を示す説明図である。図1において、エンジン等の原動機1で駆動される可変容量形の油圧ポンプ2の吐出油路23, 3に、複数の圧力補償弁4, 5を並列に接続し、各圧力補償弁の出力油路6, 7に夫々チェック弁26、27を介して方向制御弁8, 9をそれぞれ接続し、それらの方向制御弁の出力側を夫々アクチュエータ10, 11に接続し、夫々のアクチュエータ10, 11からの戻り油を再び夫々の方向制御弁8, 9を介してタンク12へ戻すようにされている。

10

【0020】

また、夫々の圧力補償弁4, 5を夫々の方向制御弁8, 9の上流側即ち出力油路6, 7の圧力をもって閉じ方向に作用させ、さらに方向制御弁8, 9の下流側の圧力すなわちアクチュエータ10, 11の負荷圧力14, 15をもって開き方向に作用するようにされている。さらに夫々の負荷圧力のうち、最高負荷圧力をシャトル弁13によって選択し、最高負荷圧力とポンプ吐出圧力との差圧に比例した二次圧力32を発生させる圧力制御弁31がバルブ装置22内に設けられている。

20

【0021】

ここで、微操作性が要求される特定のアクチュエータ10を旋回モータとし、微操作性が要求されないアクチュエータ11をブームシリンダとする。圧力制御弁31からの二次圧力32は、微操作性が要求されないブームシリンダ11では前記圧力補償弁5にそのまま開く方向に作用し、微操作性が要求されるアクチュエータ10では、定比減圧弁41を介して前記圧力補償弁4を開く方向に作用するようにされている。

【0022】

定比減圧弁41は、二次圧力32を導入する入口ポート42と二次圧力32を減圧して出力する出口ポート43とタンクポート12に連通するドレンポート44とを有し、出口ポート43とドレンポート44との連通を許容し、かつ二次圧力42の連通を遮断する方向に、出口ポート43の出力圧力を作用させる第一の受圧面積41aと、二次圧力42と出口ポート43との連通を許容し、かつドレンポート44の連通を遮断する方向に、電磁弁46で選択した圧力を作用させる第二の受圧面積41bと、第二の受圧面積41bと同じ方向に二次圧力を常時作用させる第三の受圧面積41cとを有し、かつ第二、第三の受圧面積と同じ方向にスプリング45の作用力が作用するようにされている。また、電磁弁46は前記第二の受圧面積41bに作用する圧力を、二次圧力またはタンク圧力のいずれかに連通させるためのものである。

30

40

【0023】

さらに、二次圧力32を油路33を介して可変容量ポンプ2の押しのけ容積変更手段17を駆動するための流量調整弁18に作用させ、二次圧力とスプリング19であらかじめ設定された作用力とをつり合わせることにより、二次圧力がスプリング19の作用力よりも大きい場合は、可変容量ポンプ2の押しのけ容積を小さくするように、二次圧力が、スプリング19の作用力よりも小さい場合は、可変容量ポンプ2の押しのけ容積を大きくするように制御されている。

【0024】

ここで、かかる油圧駆動装置について作用を説明すると、定比減圧弁41が作用しない状態であれば、夫々の圧力補償弁4, 5で方向制御弁8, 9の上流側の圧力6, 7が、下流

50

側の夫々のアクチュエータの負荷圧力 14, 15 と前記二次圧力 32 との和とつり合うように作用することから、夫々の方向制御弁 8, 9 前後の差圧は、アクチュエータの負荷圧に依らず、前記の二次圧力 32 と等しくなる。すなわち、ポンプ吐出圧力と最高負荷圧力との差圧に等しくなる。

**【0025】**

さらに、二次圧力 32 は、ポンプ装置 21 へ導びかれ、流量調整弁 18 のスプリング 19 の作用力とつり合っていることから、可変容量ポンプ 2 の吐出圧力は、二次圧力 32 が、スプリング 19 の作用力に相当する圧力と等しくなるように制御される。このことは、二次圧力すなわちポンプ吐出圧力と最高負荷圧力の差圧がスプリング 19 の作用力に相当する圧力と等しくなるように制御される。即ち、ポンプ吐出圧力は最高負荷圧力に対し、スプリング 19 の作用力に相当する圧力分だけ高くなるように制御される。従って、夫々の方向制御弁 8, 9 前後の差圧は、スプリング 19 の作用力に相当する圧力に制御される。

10

**【0026】**

このような構成にすることにより、いま、仮りにポンプ吐出流量が不足した場合には、ポンプ吐出圧力と最高負荷圧力 16 との差圧すなわち二次圧力 32 は、前述のスプリング 19 で設定された差圧分を確保することができなくなるため、夫々の方向制御弁 8, 9 前後の差圧も、設定値よりも小さくなるが、夫々の方向制御弁の差圧はそれぞれ等しくなるので、夫々のアクチュエータ 10, 11 への流量は、方向制御弁 8, 9 の絞り開度の比率に等しい流量に分流されることになり、アンチサチュレーション機能を有することになる。

**【0027】**

このものは、さらに、低温時に作動油の粘度が高くなり、管路 23 での圧力損失が過大なものとなった場合、二次圧力 32 は、バルブ装置 22 内でのポンプ吐出路 3 と最高負荷圧力 16 との差圧に比例した圧力を発生させていることから、管路 23 の圧力損失の大小に関係なく、バルブ装置 22 内のポンプ吐出路 3 のポンプ圧力が、最高負荷圧力に対し前述のスプリング 19 の作用力に相当する圧力に制御されるため、低温時であっても、流量が大幅に減少することがなく、アクチュエータの速度が遅くなることがない。また、ポンプ装置 21 とバルブ装置 22 を接続する管路を増す必要がないので、使い勝手が良いものとなっている。

20

**【0028】**

なお、方向制御弁 8, 9 は建設機械で広く使用されている操作量に応じてパイロット圧力が高くなる圧力制御弁のパイロット圧力で操作されるものであっても良いし、電磁比例圧力制御弁や高速応答電磁弁で操作されるものであっても良い。

30

**【0029】**

かかる構成にされた、油圧駆動装置において、本発明の第一の実施形態に用いられる定比減圧弁 41 は、次のように構成される。図 2 において、定比減圧弁 41 の本体 101 には本体穴 102 が開けられ、スプール 103 が摺動可能に挿入されている。本体 101 には、図 2 で見て左端から、本体穴端面 104 より定比減圧弁で減圧された出力圧力が導入され本体穴 102 及び本体穴端面とスプール 103 の端面で構成される出口パイロット室 106 と、スプールが油密摺動する第一の大径部 107 (内径 D) と、二次圧力が導入される入口ポート 42 と、出力圧力の出口ポート 43 と連通する第二の大径部 110 と、タンクライン 12 (T) と接続されたドレーンポート 44 と、スプールが油密摺動する第三の大径部 112 と、スプールの他端端面 113 に当接して設けられたスプリング 45 を内挿しかつ選択ポート 115 に連通する選択パイロット室 116 と、が順次形成されている。

40

**【0030】**

選択パイロット室 116 と連通する選択ポート 115 は電磁弁 46 に接続され、電磁弁 46 により二次圧力 32 が、ドレーンポート 44 と連通するタンクライン 12 のいずれかと連通するようにされている。すなわち、図 2 において、電磁弁 46 が励磁されない場合は、二次圧力 32 が選択パイロット室 116 へ導かれ、電磁弁 46 が励磁されると選択パイロット室はタンクライン 12 と連通するようにされている。

**【0031】**

50

さらに、大径部 1 1 2 より小径のピストン 1 1 4 を油密摺動自在に内挿可能にした小径部 1 1 7 (内径  $d$ ) が設けられ、ピストンがスプール 1 0 3 に当接可能に設けられている。小径部 1 1 7 に続いて、二次圧力が常時導入される入口パイロット室 1 1 9 がピストン 1 1 4 の端部と本体とで形成されている。入口パイロット室 1 1 9 は入口パイロットポート 1 1 8 を介して二次圧力に連通されている。なお、大径部 1 0 7, 1 1 0, 1 1 2 は同径である。

#### 【 0 0 3 2 】

スプール 1 0 3 には、本体穴に設けられた第一の大径部 1 0 7 に対応するランド部であって二次圧力を導入する入口ポート 4 2 と、出口ポート 4 3 との間を絞り開閉可能な絞り部 1 0 8 を有するランド部 1 2 0 と、小径部 1 2 1 と、第三の大径部 1 1 2 に対応するランド部であって出口ポート 4 3 とタンクライン 1 2 と連通するドレーンポート 4 4 との間を絞り開閉可能な絞り部 1 1 1 を有するランド部 1 2 2 と、が順次形成されている。

10

#### 【 0 0 3 3 】

さらにスプール 1 0 3 には小径部 1 2 1 に開口し、出口パイロット室 1 0 6 と出口ポート 4 3 を連通する連通路 1 2 3 が設けられている。図 2 でみてスプール 1 0 3 の右側の端面 1 1 3 には、前述したようにスプリング 4 5 が当接しているが、スプリングの右端面は前記選択パイロット室 1 1 6 の端面 1 2 5 にも当接していると同時に、スプリングの内径部にはピストン 1 1 4 が内挿されている。また、ピストン 1 1 4 は入口パイロット室に導かれた二次圧力により左方向に押され、スプール 1 0 3 の右側端面 1 1 3 に当接している。

#### 【 0 0 3 4 】

ここで、各ポートの連通関係を詳述する。スプール 1 0 3 が左方向へ最大ストロークした場合は、スプール 1 0 3 の端面 1 0 5 が本体穴の端面 1 0 4 へ当接し、二次圧力の入口ポート 4 2 と出口ポート 4 3 との連通開度が最大となり、タンクライン 1 2 と連通するドレーンポート 4 4 を遮断する。逆に右方向に最大ストロークした場合には、ピストン 1 1 4 の右端面 1 2 6 が本体 1 0 1 の入口パイロット室 1 1 9 の端面 1 2 7 へ当接し、出口ポート 4 3 とドレーンポート 4 4 との連通開度は最大となり、二次圧力の入口ポート 4 2 を遮断する。なお、出口ポート 4 3 に対する入口ポート 4 2 とドレーンポート 4 4 の連通は、即ち絞り 1 0 8, 1 1 1 の位置は一方が連通すると同時に他方が遮断する即ちゼロラップの状態か、若干のオーバーラップを持った状態か、又は若干のアンダーラップを持った状態にされている。

20

30

#### 【 0 0 3 5 】

なお、図 2 は作動原理を概念的に示すためのものであり、本体穴 1 0 2 の両端は開放されていないが、実際には段付きの通し穴もしくは左側面からの段付きの加工穴として構成し、適宜ねじプラグ等の方法で閉止する構造とされるのはいうまでもない。

#### 【 0 0 3 6 】

次に第一の実施形態についてその作用について説明する。まず、電磁弁 4 6 が励磁されていない状態について考える。この場合は出口パイロット室 1 0 6 には出口ポート 4 3 の出力圧力、入口パイロット室 1 1 9 及び選択パイロット室 1 1 6 には二次圧力 3 2 が導かれている。図 2 において、定比減圧弁のスプール 1 0 3 に作用する力のバランスを考えると、スプール 1 0 3 を右方向に作用する力  $F_a$  は、出口パイロット室 1 0 6 のスプール 1 0 3 の外径  $D$  による第一の受圧面積  $A_1$  を  $A_1$  とし、定比減圧弁で減圧された出口ポート 4 3 の出力圧力を  $P_{co}$  すると

$$F_a = A_1 \cdot P_{co} \dots\dots\dots (1) \text{となる。}$$

40

#### 【 0 0 3 7 】

左方向に作用する力  $F_b$  は、選択パイロット室 1 1 6 のスプール 1 0 3 の外径  $D$  とピストン 1 1 4 の外径  $d$  の径差による第二の受圧面積  $A_2$  を  $A_2$  とし、入口パイロット室 1 1 9 のピストン 1 1 4 の外径  $d$  による第三の受圧面積  $A_3$  を  $A_3$  とし、さらにスプリング 4 5 の作用力を  $W$  とすると、

$$F_b = A_2 \cdot P_c + A_3 \cdot P_c + W \dots\dots\dots (2) \text{となる。}$$

#### 【 0 0 3 8 】

50

ここでスプール103に作用する両方向の力が釣り合うとすると、(1)式と(2)式は等しくなるから $F_a = F_b$ 、即ち

$$A_1 \cdot P_{co} = A_2 \cdot P_c + A_3 \cdot P_c + W \dots\dots\dots (3) \text{となる。}$$

ここで  $A_1 = A_2 + A_3$  の関係を代入し整理すると、

$$P_{co} = P_c + W / A_1 \dots\dots\dots (4)$$

となるが、仮に出力圧力 $P_{co}$ が供給圧力の二次圧力 $P_c$ に等しくなったとしても(4)式は成立せず、スプリング45の作用力 $W$ 分だけスプール103を左方向に作用する力が大きくなり、その結果スプール103は左方向に最大ストロークする。従って、二次圧力の入口ポート42と出力圧力43の出口ポート43は最大開度で連通し、

$$P_{co} = P_c \dots\dots\dots (5) \text{となる。}$$

10

すなわちこの場合は、二次圧力を減圧せずに圧力補償弁に作用させることになる。

#### 【0039】

次に、電磁弁46が励磁された状態について考える。この場合は出口パイロット室106には出口ポート43の出力圧力、入口パイロット室119には二次圧力が導かれ、選択パイロット室116はタンクに開放され圧力は殆どない。スプール103を右方向に作用する力 $F_a$ は(1)式と同様である。スプール103を左方向に作用する力 $F_c$ は、選択パイロット室116(第二の受圧面積 $A_2$ )が電磁弁46で、タンクラインへ連通している

$$F_c = A_3 \cdot P_c + W \dots\dots\dots (6) \text{となる。}$$

ここで(1)式=(6)式即ち $F_a = F_c$ より、

$$P_{co} = (A_3 \cdot P_c + W) / A_1 \dots\dots\dots (7)$$

20

を得る。従って出力圧力 $P_{co}$ は、二次圧力 $P_c$ をスプール103の外径 $D$ による第一の受圧面積 $A_1$ と、ピストン114の外径 $d$ による第三の受圧面積 $A_3$ 、及び、スプリング45の作用力 $W$ とで決まる値に減圧した圧力となる。

#### 【0040】

よって、微操作性が要求される旋回モータ10の圧力補償弁4を開く方向に作用する圧力は、電磁弁46が励磁されていない時は二次圧力 $P_c$ がそのまま作用し、電磁弁46が励磁された時には二次圧力を減圧した出力圧力 $P_{co}$ が作用することになり、方向制御弁8のストローク量に対する流量勾配をゆるくして、旋回モータ10の速度を遅くし、微操作性を向上させることができる。なおこの際、電磁弁46を励磁していない時と、励磁した

30

時の流量勾配の比率は、前述のスプール103の外径 $D$ による第一の受圧面積 $A_1$ と、ピストン114の外径 $d$ による第三の受圧面積 $A_3$ 、及び、スプリング45の作用力 $W$ とで決まる。仮に、流量勾配の比率を1:2としたければ、 $P_{co}$ と $P_c$ の比率が1:4となるように、それらの値を選定すればよい。

#### 【0041】

なお、スプール103とピストン114とは一体でも分離したものでよい。また、一体のものでは、選択パイロット室115と入口パイロット室118とは互いに位置を入れ替えてもよい。また、スプリングの作用力はさほど強いものである必要はなく、スプール103の摺動抵抗と絞り部108に発生する流体反力に打ち勝つ程度のものでよい。

#### 【0042】

40

次に本発明の第二の実施形態について、図面を参照して説明する。図3は第二の実施形態の定比減圧弁の断面構造図(概念図)と該定比減圧弁を駆動するための切換弁(電磁弁)との関係を示す説明図である。すでに述べた第一の実施形態と同様の部分については同符号を付し説明の一部を省略する。第二の実施形態は、第一の実施形態に対し、出口パイロット室206(受圧面積 $A_1$ )に出力圧力 $P_{co}$ を導くための連通方法と、入口パイロット室219(受圧面積 $A_3$ )の構成と、選択パイロット室216に二次圧力を導くための連通方法を変えたものである。第一の実施形態では、出口パイロット室に出力圧力 $P_{co}$ を導くために、スプール103の軸心に開けた連通穴123により出力圧力 $P_{co}$ を導いていたが、第二の実施形態では、本体201に設けた出力圧力導入ポート207を設け出力圧力 $P_{co}$ を出口パイロット室206に導いている。

50



## 【0043】

また、入口パイロット室219はスプール203の右端面に軸穴208を設け、該軸穴にピストン209を摺動自在に内挿し、軸穴208とピストン209の左端面で形成されている。また、ピストン209の右端面を本体201の右端面211に当接させ、かつピストン209を内挿してスプリング45を設けることにより選択パイロット室216（受圧面積A2）が構成されている。さらに、スプール203の二次圧力の入口ポート42に対応する位置に小径部212を設けて、スプールの軸心に一方が小径部に開口し他方が入口パイロット室219に開口する連通路213が設けられ、二次圧力を入口パイロット室219に導いている。なお、小径部212はスプール203が左右何れかの方向に最大ストロークしても、二次圧力の入口ポート42との連通を塞がない位置関係にされる。また、ス

10

## 【0044】

かかる構成によっても、スプール203の外径Dと、ピストン209の外径d及び、スプリング45の作用力Wを、第一の実施形態と同様にしておけば、前述したと同一の作用が得られる。このものによれば、ピストン209の摺動部がスプール軸端部であり、本体穴に段付き加工をする必要がないので、本体加工が簡単になり、また、スプールとピストンの交換で種々の受圧面積のものを簡単に得ることができる。

## 【0045】

次に本発明の第三の実施形態について、図面を参照して説明する。図4は第三の実施形態の定比減圧弁の断面構造図（概念図）と該定比減圧弁を駆動するための切換弁（電磁弁）との関係を示す説明図である。すでに述べた第一の実施形態と同様の部分については同符号を付し説明の一部を省略する。第三の実施形態は、第一の実施形態に対し、選択パイロット室316の構成を変えたものである。第一の実施形態では、入口ポート（二次圧力）及びドレーンポートの選択は3方向の電磁弁を用いているが、第三の実施形態では2方向の電磁弁を使用したもので、固定絞り313を介して二次圧力を選択パイロット室316の選択入口ポート304へ導き、選択パイロット室の選択出口ポート302を2方向の電磁弁346を介して、タンクライン12に連通させたものである。

20

## 【0046】

かかる構成によれば、電磁弁346を励磁しない時には、選択パイロット室316の圧力は選択出口ポート302が電磁弁346で塞がれていることから、二次圧力と等しくなり、電磁弁346が励磁されると選択パイロット室がタンクラインに連通するので、固定絞り313で二次圧力が絞られ選択パイロット室が低圧となる。従って、スプール103の外径Dと、ピストン114の外径d及び、スプリング45の作用力Wを、第一の実施形態と同様にしておけば、前述したと同一の作用が得られることになる。

30

## 【0047】

なお、第二の実施形態のものに第三の実施形態のように、二次圧力を絞りを介して選択パイロット室に連通させ、ドレーンポート又はタンクラインを2方向の電磁弁346を介して選択パイロット室に連通させてもよいことは、いうまでもない。また、パイロット圧力を作用させる切換弁に電磁弁を使用したものを示したが、切換弁は、電磁弁であっても、マニュアル操作のものであっても、またパイロット操作のものであってもよい。

40

## 【0048】

また、基本的な回路例として図1のものを示したが、本発明の圧力補償弁は前記の回路例以外にも、適用可能である。すなわち、前述のように開き方向に負荷圧力と二次圧力Pcが作用し、閉じ方向に方向制御弁の上流側圧力が作用して制御している形態の圧力補償弁であれば、二次圧力Pcは、例えば電磁比例圧力制御弁等の手段であってもよい。かかる回路例としては、例えば特開平1-266301号公報などのものにも適用できる。また、ポンプ制御回路に二次圧力を作用させたものでなく最高負荷圧力を作用させたものでもよい。

## 【0049】

50

なお、前述した発明の実施の形態において、特に微操作性が要求される特定のアクチュエータを一として示したが、これは二以上あっても同様である。すなわち、一の定比減圧弁の出力圧力  $P_{co}$  を微操作性が必要なアクチュエータの圧力補償弁に並列に接続すればよい。場合によっては全てのアクチュエータの圧力補償弁に接続してもよい。さらに、個々のアクチュエータで微操作性が要求されるタイミングが異なる場合は、個々のアクチュエータの圧力補償弁に個別に独立して、定比減圧弁と切換弁を設けてもよい。この場合には、個々の定比減圧弁でスプールの外径  $D$  とピストンの外径  $d$  とスプリングの作用力  $W$  を変えて設定し、流量勾配を個々に異ならせることも可能である。

#### 【0050】

さらに、本発明の定比減圧弁と切換弁は、前述した特開平5-99126号公報、特開平6-81804号公報と併用することも可能である。すなわちこの場合には、エンジン回転数の増減に伴って、方向制御弁のストローク量に対する流量勾配をゆるくすることに加えて、さらに必要に応じて本発明の構成により流量勾配をゆるくし、より微操作性を向上することが可能となる。

#### 【0051】

##### 【発明の効果】

本発明によれば、圧力補償弁の開き方向に2つの受圧面積を持ち、一方に負荷圧力を、他方に二次圧力  $P_c$  を作用させ、それらの作用力に対抗して、方向制御弁上流側の圧力を作用させるように構成した圧力補償弁を用いた油圧駆動装置において、特に微操作性が要求される特定のアクチュエータ用の圧力補償弁に作用する二次圧力を定比減圧弁を介して作用させ、該定比減圧弁の作動を切換弁でもって切り換えるようにしたので、切換弁を作動させることにより特定のアクチュエータの圧力補償弁に作用する二次圧力が減圧して、方向制御弁前後の差圧が小さくなり、ストローク量に対する流量勾配がゆるくなって微操作性が向上する。また、その他のアクチュエータについては、前記二次圧力を該定比減圧弁で減圧せずに、そのまま各々のアクチュエータの圧力補償弁に作用させるようにしたので、アクチュエータの速度が低下せず、作業能率を落とすことがないという優れた効果を奏するものとなった。

#### 【0052】

また、本発明の定比減圧弁と切換弁は、二以上のアクチュエータの圧力補償弁に並列に接続してもよいし、場合によっては全てのアクチュエータの圧力補償弁に接続してもよい。さらに、個々のアクチュエータで微操作性が要求されるタイミングが異なる場合は、個々のアクチュエータの圧力補償弁に個別に独立して設けてもよい。加えて、従来の油圧駆動装置のように、エンジン回転数に連動して方向制御弁前後の差圧が増減する回路例との併用も可能であり、これまでにない汎用性の高い回路構成を得ることができるものとなった。

##### 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第一乃至第三の実施形態にかかる油圧駆動装置の油圧回路図である。

【図2】本発明の第一の実施形態である定比減圧弁の概念図を示す説明図である。

【図3】本発明の第二の実施形態である定比減圧弁の概念図を示す説明図である。

【図4】本発明の第三の実施形態である定比減圧弁の概念図を示す説明図である。

【図5】従来の油圧駆動装置の油圧回路図である。

##### 【符号の説明】

- 2 可変ポンプ
- 3 可変ポンプ吐出圧力
- 4、5 圧力補償弁
- 6、7 圧力補償弁下流側（方向制御弁上流側）
- 8、9 方向制御弁
- 10 油圧アクチュエータ（旋回モータ）
- 11 油圧アクチュエータ（ブームシリンダ）
- 14、15 アクチュエータの負荷圧力（方向制御弁下流側圧力）

10

20

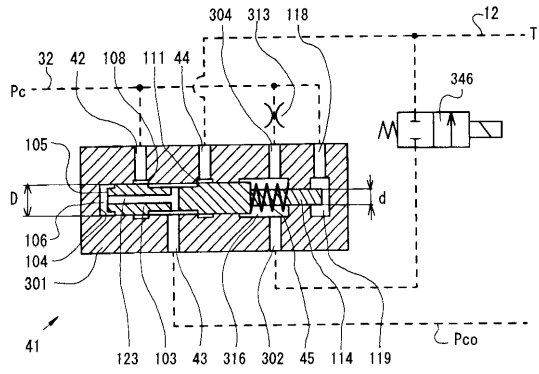
30

40

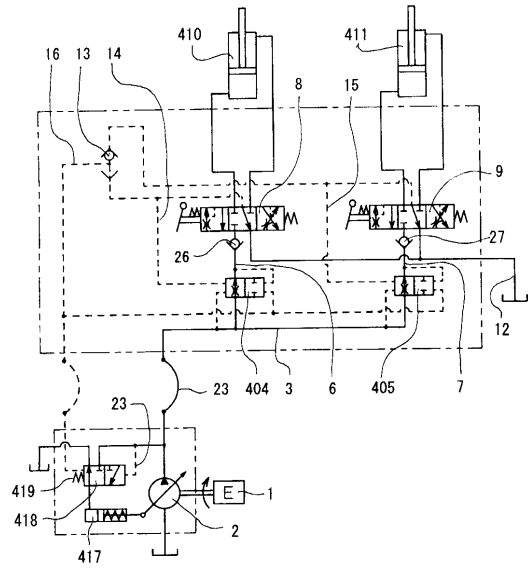
50



【 図 4 】



【 図 5 】



---

フロントページの続き

- (56)参考文献 特開平02 - 125034 (JP, A)  
国際公開第90 / 011413 (WO, A1)  
実開平04 - 119604 (JP, U)  
国際公開第89 / 11041 (WO, A1)  
特開平06 - 336750 (JP, A)  
特表平05 - 501600 (JP, A)  
特開平05 - 052204 (JP, A)  
特開平08 - 200307 (JP, A)  
特開平10 - 089304 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F15B 11/00

E02F 9/22