

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第3877307号  
(P3877307)

(45) 発行日 平成19年2月7日(2007.2.7)

(24) 登録日 平成18年11月10日(2006.11.10)

(51) Int. Cl.	F I
<b>F 1 5 B 21/14 (2006.01)</b>	F 1 5 B 11/00 J
<b>F 1 5 B 11/04 (2006.01)</b>	F 1 5 B 11/04 Z
<b>F 0 3 C 1/40 (2006.01)</b>	F 0 3 C 1/40

請求項の数 5 (全 15 頁)

(21) 出願番号	特願2002-304425 (P2002-304425)	(73) 特許権者	000001236
(22) 出願日	平成14年10月18日(2002.10.18)		株式会社小松製作所
(65) 公開番号	特開2004-138187 (P2004-138187A)		東京都港区赤坂二丁目3番6号
(43) 公開日	平成16年5月13日(2004.5.13)	(74) 代理人	100071054
審査請求日	平成17年6月8日(2005.6.8)		弁理士 木村 高久
		(74) 代理人	100106068
			弁理士 小幡 義之
		(72) 発明者	名倉 忍
			栃木県小山市横倉新田400 株式会社
			小松製作所 小山工場内
		(72) 発明者	丸田 和弘
			栃木県小山市横倉新田400 株式会社
			小松製作所 小山工場内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 圧油エネルギー回収装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

操作子(24)の変位量に応じて速度が制御される油圧アクチュエータ(4)と、前記油圧アクチュエータ(4)から出力される戻り圧油が入力されて回転駆動するエネルギー回収用の油圧モータ(30)とを備えた圧油エネルギー回収装置において、前記操作子の変位量Xと仮想の絞りの開口面積Aとの対応関係を予め記憶しておき、前記操作子に対する操作に応じて、その変位量Xに対応する前記仮想の絞りの開口面積Aを求めると共に、求めた開口面積Aと、戻り圧油の圧力Pと、絞りの一般式 $Q = C \cdot A(P)$ (Cは流量係数)と、を用いて戻り圧油の目標流量Q0を演算し、前記油圧モータ(30)の制御指令を出力する制御部(25)と、  
制御指令を入力し、目標流量Q0の戻り圧油を入力すべく前記油圧モータ(30)の容量を制御する制御機構(31、33)と、を備えたことを特徴とする圧油エネルギー回収装置。

【請求項2】

操作子(24)の操作量に応じて速度が制御される油圧アクチュエータ(4)と、前記油圧アクチュエータ(4)から出力される戻り圧油が入力されて回転駆動するエネルギー回収用の油圧モータ(30)と、前記油圧モータ(30)の回転力で駆動される回生用の油圧ポンプ(40)とを備えた圧油エネルギー回収装置において、前記操作子の変位量Xと仮想の絞りの開口面積Aとの対応関係を予め記憶しておき、前記操作子に対する操作に応じて、その変位量Xに対応する前記仮想の絞りの開口面積Aを求

めると共に、求めた開口面積  $A$  と、戻り圧油の圧力  $P$  と、絞りの一般公式  $Q = C \cdot A (P)$  ( $C$  は流量係数) と、を用いて戻り圧油の目標流量  $Q_0$  を演算し、前記油圧モータ (30) と前記油圧ポンプ (40) の制御指令を出力する制御部 (25) と、制御指令を入力し、目標流量  $Q_0$  の戻り圧油を入力すべく前記油圧モータ (30) の容量と前記油圧ポンプ (40) の容量とを制御する制御機構 (31、33、41、43) と、を備えたことを特徴とする圧油エネルギー回収装置。

**【請求項 3】**

前記油圧アクチュエータ (4) と前記油圧モータ (30) との間にブリード弁 (61) を備え、

前記制御部 (25) は、目標流量  $Q_0$  と前記油圧モータ (30) に入力される戻り圧油の流量  $Q_A$  との差  $Q_0 - Q_A$  の圧油をタンク (7) に排出するように前記ブリード弁 (61) を制御すること

を特徴とする請求項 1 又は請求項 2 記載の圧油エネルギー回収装置。

**【請求項 4】**

前記油圧アクチュエータ (4) と前記油圧モータ (30) との間に方向制御弁 (62) を備え、

前記制御部 (25) は、目標流量  $Q_0$  と前記油圧モータに入力される戻り圧油の流量  $Q$  との差  $Q_0 - Q_A$  の圧油をタンク (7) に排出するように前記方向制御弁 (62) を制御すること

を特徴とする請求項 1 又は請求項 2 記載の圧油エネルギー回収装置。

**【請求項 5】**

前記油圧アクチュエータ (4) と前記油圧モータ (30) との間にブリード弁 (61) と、方向制御弁 (62) と、を備え、

前記制御部 (25) は、目標流量  $Q_0$  と前記油圧モータ (30) に入力される戻り圧油の流量  $Q$  との差  $Q_0 - Q_A$  の圧油をタンク (7) に排出するように前記ブリード弁 (61) 及び前記方向制御弁 (62) を制御すること

を特徴とする請求項 1 又は請求項 2 記載の圧油エネルギー回収装置。

**【発明の詳細な説明】**

**【0001】**

**【発明の属する技術分野】**

本発明は、油圧アクチュエータから流出された戻り圧油のエネルギーを回収する装置に関し、絞りを介して戻り圧油がタンクへ流出すると想定して油圧モータの容量を制御するものである。

**【0002】**

**【従来の技術】**

特許文献 1 には、油圧アクチュエータによって作業機を駆動しつつ、その油圧アクチュエータから出力される戻り圧油のエネルギーを回収する圧油エネルギー回収装置の一例が開示されている。

**【0003】**

図 8 はこの装置と同等の油圧回路を示す図であり、油圧シヨベルに搭載された油圧回路を想定している。ここでは、油圧アクチュエータとして油圧シリンダ 4 が使用されている。なお、ここではエネルギー回収用のアクチュエータを可変容量式の油圧モータ 10 としている。

**【0004】**

図 8 に示すエネルギー回収装置のエネルギー回収動作について説明する。主油圧ポンプ 1 から吐出された圧油は、方向制御弁 3 を介して油圧シリンダ 4 の一方の圧油室 4 a に入力される。すると作業機 (ブーム) 5 が動作する。一方、油圧シリンダ 4 の他方の圧油室 4 b からは、戻り圧油が出力される。戻り圧油のエネルギーを回収しない場合は、方向切換弁 6 の切換位置が位置 6 a にされ、戻り圧油がタンク 7 に排出される。戻り圧油のエネル

10

20

30

40

50

ギーを回収する場合は、方向切換弁 6 の切換位置が位置 6 b にされ、戻り圧油がエネルギー回収用の油圧モータ 10 に入力され、油圧モータ 10 が回転駆動する。この油圧モータ 10 の回転軸はエンジン 2 に接続されているため、油圧モータ 10 の回転力によってエンジン 2 が駆動する。このように、戻り圧油のエネルギーはエンジン 2 を駆動するエネルギーとして回生される。

【0005】

ところで、作業機 5 の速度すなわち油圧シリンダ 4 の速度は、戻り圧油の流量変化に応じて変化する。したがって、作業機 5 の速度を制御するために戻り圧油の流量制御が行われる。戻り圧油のエネルギーを回収しない場合は、戻り圧油の流量制御が方向制御弁 3 のスプールの動作によって行われる。戻り圧油のエネルギーを回収する場合は、戻り圧油の流量制御がエネルギー回収用の油圧モータ 10 の容量制御によって行われる。

10

【0006】

油圧モータ 10 の容量制御は、操作レバー 14 に対する操作によって行われる。操作レバー 14 にはロッド 15 を介して方向制御弁 13 が機械的に接続される。操作レバー 14 に対する操作に応じて方向制御弁 13 の位置は切り換えられて、油圧シリンダ 11 の圧油の入力、排出が制御される。

【0007】

(特許文献 1)

特開昭 56 - 115428 号公報

【発明が解決しようとする課題】

20

図 9 (a) は方向制御弁 3 を介して戻り圧油をタンク 7 に排出する場合の戻り圧油の流量  $Q$  と圧力  $P$  との関係を示す図であり、図 9 (b) は油圧モータ 10 で戻り圧油のエネルギーを回収する場合の戻り圧油の流量  $Q$  と圧力  $P$  との関係を示す図である。図 9 (a)、(b) は、操作レバーの操作量を一定にした場合の特性を示している。

【0008】

図 9 (a) に示す方向制御弁 3 の特性、すなわちスプールの特性と、図 9 (b) に示す油圧モータの特性とは異なっている。したがって、方向切換弁 6 によって戻り圧油の流出方向を切り換えた場合、戻り圧油の流量が変化し、ブーム 5 の速度が変化する。したがって、オペレータはブーム 5 の操作性に違和感を感じる。

【0009】

30

また、動作中のブーム 5 に外乱が作用し、ブーム 5 の速度が上昇したとすると、油圧シリンダ 4 の速度が上昇し、油圧シリンダ 4 から出力される戻り圧油の流量  $Q$  が増加する。戻り圧油の流量  $Q$  が所定量以上 ( $Q_s$  以上) の際に、外乱によって戻り圧油の流量  $Q$  が  $Q$  だけ増加したとする。戻り圧油のエネルギーを回収しない場合は、図 9 (a) に示すスプールの特性から、戻り圧油の流量増加  $Q$  に対する圧力増加は  $P_1$  である。戻り圧油のエネルギーを回収する場合は、図 9 (b) に示す油圧モータの特性から、戻り圧油の流量増加  $Q$  に対する圧力増加は  $P_2$  である。 $P_2$  は  $P_1$  と比較して非常に大きく、戻り圧油に急激な圧力上昇が発生することになる。圧力  $P$  の急激な上昇はブーム 5 のハンチングを誘発し、ブーム 5 の操作性を損なう原因となる。

【0010】

40

本発明はこうした実状に鑑みてなされたものであり、戻り圧油を入力する油圧モータの容量を制御し、安定した作業機の操作性を得ることを解決課題とするものである。

【0011】

【課題を解決するための手段および作用、効果】

第 1 発明は、

操作子 (24) の変位量に応じて速度が制御される油圧アクチュエータ (4) と、前記油圧アクチュエータ (4) から出力される戻り圧油が入力されて回転駆動するエネルギー回収用の油圧モータ (30) とを備えた圧油エネルギー回収装置において、

前記操作子の変位量  $X$  と仮想の絞りの開口面積  $A$  との対応関係を予め記憶しておき、前記操作子に対する操作に応じて、その変位量  $X$  に対応する前記仮想の絞りの開口面積  $A$  を求

50

めると共に、求めた開口面積  $A$  と、戻り圧油の圧力  $P$  と、絞りの一般公式  $Q = C \cdot A (P)$  ( $C$  は流量係数) と、を用いて戻り圧油の目標流量  $Q_0$  を演算し、前記油圧モータ (30) の制御指令を出力する制御部 (25) と、制御指令を入力し、目標流量  $Q_0$  の戻り圧油を入力すべく前記油圧モータ (30) の容量を制御する制御機構 (31、33) と、を備えたことを特徴とする。

【0012】

第1発明を図1を用いて説明する。

【0013】

コントローラ25には、操作レバー24の変位量  $X$  と仮想の絞りの開口面積  $A$  との関係式  $A = f(X) \cdots (1)$  が予め記憶される。

【0014】

操作レバー24が操作された場合に、その変位量  $X$  から開口面積  $A$  が演算される。つづいて、この開口面積  $A$  と、油圧シリンダ4から出力され油圧モータ30に入力される戻り圧油の圧力  $P_A$  と、絞りの一般公式  $Q = C \cdot A (P)$  に基づいて、

$Q_0 = C_1 \cdot A (P_A) \cdots (2)$

が演算される。(2)式において、 $Q_0$  は圧油室4bから出力される戻り圧油の目標流量であり、 $C_1$  は流量係数である。つづいて、この戻り圧油の目標流量  $Q_0$  と、油圧モータ30の回転数  $n$  によって、

$q_{A0} = (Q_0 / n) \cdot C_2 \cdots (3)$

が演算される。(3)式において、 $q_{A0}$  は目標流量  $Q_0$  の戻り圧油を入力する油圧モータ30の目標容量であり、 $C_2$  はモータ効率である。そして、油圧モータ30の容量  $q_A$  を目標容量  $q_{A0}$  にすべく容量制御信号  $Z_A$  が生成され、電磁比例弁33に出力される。

【0015】

容量制御信号  $Z_A$  に基づき、電磁比例弁33は容量変更部31の油圧シリンダ31a内の油圧を調整して、ピストン31bの位置を制御する。こうして、油圧モータ30の容量  $q_A$  が制御される。

【0016】

第1発明によれば、戻り圧油の流量を絞りで制御する場合と等しくなるように、エネルギー回収用の油圧モータの容量が制御されるため、戻り圧油の流量と圧力の関係はスプールの特性と同等になる。したがって、作業機のハンチングは抑制され、安定した操作性が得られる。

【0017】

第2発明は、

操作子(24)の操作量に応じて速度が制御される油圧アクチュエータ(4)と、前記油圧アクチュエータ(4)から出力される戻り圧油が入力されて回転駆動するエネルギー回収用の油圧モータ(30)と、前記油圧モータ(30)の回転力で駆動される回生用の油圧ポンプ(40)とを備えた圧油エネルギー回収装置において、

前記操作子の変位量  $X$  と仮想の絞りの開口面積  $A$  との対応関係を予め記憶しておき、前記操作子に対する操作に応じて、その変位量  $X$  に対応する前記仮想の絞りの開口面積  $A$  を求めると共に、求めた開口面積  $A$  と、戻り圧油の圧力  $P$  と、絞りの一般公式  $Q = C \cdot A (P)$  ( $C$  は流量係数) と、を用いて戻り圧油の目標流量  $Q_0$  を演算し、前記油圧モータ(30)と前記油圧ポンプ(40)の制御指令を出力する制御部(25)と、制御指令を入力し、目標流量  $Q_0$  の戻り圧油を入力すべく前記油圧モータ(30)の容量と前記油圧ポンプ(40)の容量とを制御する制御機構(31、33、41、43)と、を備えたことを特徴とする。

【0018】

第2発明は第1発明に更にエネルギー回生の油圧ポンプを加えたものである。

## 【 0 0 1 9 】

第 3 発明は、第 1、第 2 発明において、  
前記油圧アクチュエータ ( 4 ) と前記油圧モータ ( 3 0 ) との間にブリード弁 ( 6 1 ) を  
備え、  
前記制御部 ( 2 5 ) は、目標流量  $Q_0$  と前記油圧モータ ( 3 0 ) に入力される戻り圧油の  
流量  $Q_A$  との差  $Q_0 - Q_A$  の圧油をタンク ( 7 ) に排出するように前記ブリード弁 ( 6 1 )  
を制御すること  
を特徴とする。

## 【 0 0 2 0 】

第 4 発明は、第 1、第 2 発明において、  
前記油圧アクチュエータ ( 4 ) と前記油圧モータ ( 3 0 ) との間に方向制御弁 ( 6 2 ) を  
備え、  
前記制御部 ( 2 5 ) は、目標流量  $Q_0$  と前記油圧モータに入力される戻り圧油の流量  $Q$  と  
の差  $Q_0 - Q_A$  の圧油をタンク ( 7 ) に排出するように前記方向制御弁 ( 6 2 ) を制御する  
こと  
を特徴とする。

## 【 0 0 2 1 】

第 3、第 4 発明によれば、第 1 発明で使用する油圧モータよりも応答性が遅い油圧モータ  
を使用することができる。応答性が早い油圧モータを使用する場合と比較して応答性が遅  
い油圧モータを使用する場合はコストを低減できる。

## 【 0 0 2 2 】

また、油圧シリンダからの戻り圧油の一部をタンクへ排出することができるため、油圧シ  
リンダからの戻り圧油の全てを油圧モータへ流す必要がなくなる。

## 【 0 0 2 3 】

したがって、油圧モータのサイズを小さくすることもできる。

## 【 0 0 2 4 】

第 5 発明は、第 1、第 2 発明において、  
前記油圧アクチュエータ ( 4 ) と前記油圧モータ ( 3 0 ) との間にブリード弁 ( 6 1 ) と  
、方向制御弁 ( 6 2 ) と、を備え、  
前記制御部 ( 2 5 ) は、目標流量  $Q_0$  と前記油圧モータ ( 3 0 ) に入力される戻り圧油の  
流量  $Q$  との差  $Q_0 - Q_A$  の圧油をタンク ( 7 ) に排出するように前記ブリード弁 ( 6 1 ) 及  
び前記方向制御弁 ( 6 2 ) を制御すること  
を特徴とする。

## 【 0 0 2 5 】

第 5 発明によれば、第 2、第 3 発明で使用する油圧モータよりも応答性が遅い油圧モータ  
を使用することができる。応答性が早い油圧モータを使用する場合と比較して応答性が遅  
い油圧モータを使用する場合はコストを低減できる。

## 【 0 0 2 6 】

## 【 発明の実施の形態 】

以下図面を参照して本発明に係る圧油エネルギー回生装置の実施形態について説明する。

## 【 0 0 2 7 】

図 1 は第 1 の実施形態の油圧回路を示す。実施形態では油圧シヨベルに搭載された油圧回  
路を想定している。

## 【 0 0 2 8 】

主油圧ポンプ 1 は可変容量型であって、エンジン 2 によって駆動される。なお、エンジン  
2 はモータでもよい。

## 【 0 0 2 9 】

方向制御弁 2 1 は操作レバー 2 4 に対する操作に応じて主油圧ポンプ 1 から油圧シリンダ  
4 への圧油の流出方向及び油圧シリンダ 4 からタンク 7 への圧油の流出方向を切り換える  
。また、方向制御弁 2 1 は操作レバー 2 4 に対する操作に応じてスプールの動作を調整し

10

20

30

40

50

、戻り圧油の流量を制御する。

【 0 0 3 0 】

油圧シリンダ 4 は圧油室 4 a、4 b を有し、主油圧ポンプ 1 から圧油室 4 a 又は圧油室 4 b への圧油の入力によってブーム 5 を動作させる。

【 0 0 3 1 】

回収弁 2 2 は 2 つの切換位置を有する。一方の位置 2 2 a は方向制御弁 2 1 のスプールの位置に応じて油圧シリンダ 4 の圧油室 4 b と主油圧ポンプ 1 又はタンク 7 とを連通し、他方の位置 2 2 b は油圧シリンダ 4 の圧油室 4 b と油圧モータ 3 0 とを連通する。回収弁 2 2 はコントローラ 2 5 からの位置切換信号 R に応じて切り換えられる。

【 0 0 3 2 】

なお、本実施形態では、方向制御弁 2 1、油圧シリンダ 4、作業機 5、回収弁 2 2 がそれぞれ複数設けられており、複数の油圧シリンダ 4 から出力される戻り圧油のうち、コントローラ 2 4 によって選択された一つの油圧シリンダ 4 から出力される戻り圧油のエネルギーのみが回収される。

【 0 0 3 3 】

可変容量型の油圧モータ 3 0 と可変容量型の油圧ポンプ 4 0 は回転軸同士が接続されている。油圧モータ 3 0 は油圧シリンダ 4 の圧油室 4 b から出力される戻り圧油が入力されることによって回転し、油圧モータ 3 0 の回転によって油圧ポンプ 4 0 は回転する。なお、本明細書では油圧モータ 3 0 と油圧ポンプ 4 0 は斜板式であるとして説明するが、これに限るものではない。

【 0 0 3 4 】

容量変更部 3 1 はシリンダ 3 1 a とピストン 3 1 b とばね 3 1 c とからなる。シリンダ 3 1 a 内には油圧モータ 3 0 の斜板に接続されたピストン 3 1 b が摺動自在に設けられている。ピストン 3 1 b の一端には圧油の圧力が作用し、他端にはばね 3 1 c のばね力が作用する。ピストン 3 1 b の一端に作用する圧油の圧力が他端に作用するばね力よりも大きい場合に、ピストン 3 1 b はシリンダ 3 1 a 内を摺動し、油圧モータ 3 0 の斜板の傾転角が小さくなる。すると、油圧モータ 3 0 の容量は小さくなる。ピストン 3 1 b の一端に作用する圧油の圧力が他端に作用するばね力よりも小さい場合に、ピストン 3 1 b はシリンダ 3 1 a 内を摺動し、油圧モータ 3 0 の斜板の傾転角が大きくなる。すると、油圧モータ 3 0 の容量は大きくなる。

【 0 0 3 5 】

なお、ピストン 3 1 b の一端に作用する圧油の圧力が他端に作用するばね力よりも大きい場合に、油圧モータ 3 0 の容量を大きくし、ピストン 3 1 b の一端に作用する圧油の圧力が他端に作用するばね力よりも小さい場合に、油圧モータ 3 0 の容量を小さくするように、容量変更部 3 1 を構成してもよい。

【 0 0 3 6 】

電磁比例弁 3 3 はコントローラ 2 5 からの容量制御信号 Z A に応じて、圧力源 1 2 から容量変更部 3 1 への圧油の供給と容量変更部 3 1 からタンク 7 への圧油の排出とを切り換えると共に、ピストン 3 1 b に作用する圧油の圧力を制御する。

【 0 0 3 7 】

容量変更部 4 1 の構成は容量変更部 3 1 の構成と同等であり、電磁比例弁 4 3 の構成は電磁比例弁 3 3 の構成と同等であるため、それぞれの説明を省略する。

【 0 0 3 8 】

コントローラ 2 5 は、各種センサ 5 1 ~ 5 6 から信号を入力し、回収弁 2 2 に位置切換信号 R を出力し、電磁比例弁 3 3、4 3 に容量制御信号 Z A、Z B を出力する。油圧シリンダ 4 と油圧モータ 3 0 との間に仮想の絞りを設けた場合を想定して、コントローラ 2 5 には、操作レバー 2 4 の変位量 X とその時の仮想の絞りの開口面積 A との関係が予め記憶される。この仮想の絞りの特性は方向制御弁 2 1 のスプールの特性と同等にすることが望ましい。操作レバー 2 4 の変位量 X と仮想の絞りの開口面積 A は、

$$A = f ( X ) \quad \cdots \quad ( 1 )$$

10

20

30

40

50

という関係式で表せる。コントローラ 25 には (1) 式が記憶される。なお、図 1 に示すように複数の作業機 5 が設けられており、複数の油圧シリンダ 4 から戻り圧油が出力される場合に、コントローラ 25 は、最も流量が多い戻り圧油のみが油圧モータ 30 に入力されるように、複数の回収弁 22 の切換位置を制御する。

【0039】

本油圧回路には各種センサ 51 ~ 56 が設けられている。変位センサ 51 は操作レバー 24 の変位量  $X$  を検出する。変位センサ 51 はポテンシオメータの一種である。回転センサ 52 は油圧モータ 30 及び油圧ポンプ 40 の回転数  $n$  を検出する。圧力センサ 53 は油圧モータ 30 に入力される戻り圧油の圧力  $PA$  を検出する。圧力センサ 54 は油圧ポンプ 40 から吐出される圧油の圧力  $PB$  を検出する。ストロークセンサ 55 はピストン 31b のストローク  $SA$  を検出し、ストロークセンサ 56 はピストン 41b のストローク  $SB$  を検出する。

10

【0040】

本実施形態による圧油エネルギー回収動作について説明する。

【0041】

操作レバー 24 に対して所定操作がなされた場合、方向制御弁 21 は、主油圧ポンプ 1 と油圧シリンダ 4 の圧油室 4a とを連通する。また、回収弁 22 は油圧シリンダ 4 の圧油室 4b と油圧モータ 30 とを連通する。すると、主油圧ポンプ 1 から吐出された圧油は方向制御弁 21 を介して油圧シリンダ 4 の圧油室 4a に入力される。一方、圧油室 4b からは戻り圧油が出力される。戻り圧油は回収弁 22 を介して油圧モータ 30 に入力される。さらに、油圧モータ 30 の回転によって、油圧ポンプ 40 が回転する。油圧ポンプ 40 から吐出された圧油は、主油圧ポンプ 1 から吐出される圧油に合流される。

20

【0042】

つぎに、上記圧油エネルギー回収動作の際に、コントローラ 25 によって行われる各制御について説明する。

【0043】

操作レバー 24 に対する操作によって油圧シリンダ 4 の圧油室 4b から戻り圧油が出力される場合、コントローラ 25 から回収弁 22 に位置切換信号  $R$  が出力される。位置切換信号  $R$  に応じて回収弁 22 は位置 22b に切り換えられる。すると、戻り圧油は回収弁 22 を介して油圧モータ 30 に入力される。

30

【0044】

コントローラ 25 では、操作レバー 24 の変位量  $X$  と、上記 (1) 式によって、操作レバー 24 の変位量  $X$  に対応した仮想の絞りの開口面積  $A$  が演算される。つづいて、この開口面積  $A$  と、油圧シリンダ 4 から出力され油圧モータ 30 に入力される戻り圧油の圧力  $PA$  と、絞りの一般公式  $Q = C \cdot A \sqrt{P}$  に基づいて、

$$Q_0 = C_1 \cdot A \sqrt{PA} \quad \dots \quad (2)$$

が演算される。(2) 式において、 $Q_0$  は圧油室 4b から出力される戻り圧油の目標流量であり、 $C_1$  は流量係数である。つづいて、この戻り圧油の目標流量  $Q_0$  と、油圧モータ 30 の回転数  $n$  によって、

$$q_{A0} = (Q_0 / n) \cdot C_2 \quad \dots \quad (3)$$

40

が演算される。(3) 式において、 $q_{A0}$  は目標流量  $Q_0$  の戻り圧油を入力する油圧モータ 30 の目標容量であり、 $C_2$  はモータ効率である。そして、油圧モータ 30 の容量  $q_A$  を目標容量  $q_{A0}$  にすべく容量制御信号  $Z_A$  が生成され、電磁比例弁 33 に出力される。

【0045】

電磁比例弁 33 は、容量制御信号  $Z_A$  に基づいて制御される。 $q_{A0} > q_A$  の場合、容量制御信号  $Z_A$  は油圧モータ 30 の容量を大きくする指令である。電磁比例弁 33 は圧力源 12 から出力される圧油の圧力を制御し、容量変更部 31 のシリンダ 31a に入力する。すると、ピストン 31b のストローク  $SA$  が変化し、油圧モータ 30 の容量  $q_A$  が大きくなる。 $q_{A0} < q_A$  の場合、容量制御信号  $Z_A$  は油圧モータ 30 の容量を小さくする指令である。電磁比例弁 33 は容量変更部 31 のシリンダ 31a 内の圧油をタンク 7 に排出する。すると

50

、ピストン 3 1 b のストローク  $S_A$  が変化し、油圧モータ 3 0 の容量  $q_A$  が小さくなる。  $q_{A0} = q_A$  の場合、容量制御信号  $Z_A$  は現状を維持する指令である。

【 0 0 4 6 】

ピストン 3 1 b のストローク  $S_A$  はコントローラ 2 5 にフィードバックされる。ピストン 3 1 b のストローク  $S_A$  と油圧モータ 3 0 の容量  $q_A$  は比例するため、ピストン 3 1 b のストローク  $S_A$  によって油圧モータ 3 0 の容量  $q_A$  が演算される。そして、  $q_A = q_{A0}$  となるように油圧モータ 3 0 の容量制御が行われる。

【 0 0 4 7 】

油圧ポンプ 4 0 の容量  $q_B$  は、油圧モータ 3 0 の回転力によって回転可能な範囲で制御される。例えば、コントローラ 2 5 では、油圧モータ 3 0 の回転力によって回転可能な最大容量が、油圧モータ 3 0 の容量  $q_A$ 、油圧モータ 3 0 に入力される戻り圧油の圧力  $P_A$ 、油圧ポンプ 4 0 から吐出される圧油の圧力  $P_B$  を用いて演算され、目標容量  $q_{B0}$  とされる。そして、油圧ポンプ 4 0 の容量  $q_B$  を目標容量  $q_{B0}$  にすべく容量制御信号  $Z_B$  が生成され、電磁比例弁 4 3 に出力される。

10

【 0 0 4 8 】

電磁比例弁 4 3 は、容量制御信号  $Z_B$  に基づいて制御される。  $q_{B0} > q_B$  の場合、容量制御信号  $Z_B$  は油圧ポンプ 4 0 の容量を大きくする指令である。電磁比例弁 4 3 は圧力源 1 2 から出力される圧油の圧力を制御し、容量変更部 4 1 のシリンダ 4 1 a に出力する。すると、ピストン 4 1 b のストローク  $S_B$  が変化し、油圧ポンプ 4 0 の容量  $q_B$  が大きくなる。  $q_{B0} < q_B$  の場合、容量制御信号  $Z_B$  は油圧ポンプ 4 0 の容量を小さくする指令である。電磁比例弁 4 3 は容量変更部 4 1 のシリンダ 4 1 a 内の圧油をタンク 7 に排出する。すると、ピストン 4 1 b のストローク  $S_B$  が変化し、油圧ポンプ 4 0 の容量  $q_B$  が小さくなる。  $q_{B0} = q_B$  の場合、容量制御信号  $Z_B$  は現状を維持する指令である。

20

【 0 0 4 9 】

ピストン 4 1 b のストローク  $S_B$  はコントローラ 2 5 にフィードバックされる。ピストン 4 1 b のストローク  $S_B$  と油圧ポンプ 4 0 の容量  $q_B$  は比例するため、ピストン 4 1 b のストローク  $S_B$  によって油圧ポンプ 4 0 の容量  $q_B$  が演算される。そして、  $q_B = q_{B0}$  となるように油圧ポンプ 4 0 の容量制御が行われる。

【 0 0 5 0 】

第 1 の実施形態によれば、戻り圧油の流量を絞りで制御する場合と等しくなるように、エネルギー回収用の油圧モータの容量が制御されるため、戻り圧油の流量と圧力の関係はスプールの特性と同等になる。したがって、作業機のハンチングは抑制され、安定した操作性が得られる。

30

【 0 0 5 1 】

ところで、第 1 の実施形態では、コントローラ 2 5 の容量制御信号  $Z_A$  に対して、応答性が早い油圧モータ 3 0 が使用される場合を想定している。つぎに、コントローラ 2 5 の容量制御信号  $Z_A$  に対して、応答性が遅い油圧モータ 3 0 が使用された場合について、第 2 ~ 第 4 の実施形態として説明する。

【 0 0 5 2 】

図 2 は第 2 の実施形態の油圧回路を示す。図 1 と同一の構成要素には同一の符号を付している。

40

【 0 0 5 3 】

本実施形態は、第 1 の実施形態の構成にさらにブリード弁 6 1 を加えた構成である。ブリード弁 6 1 の開口面積  $A_1$  はスプールのストローク  $Y_1$  に応じて変化し、スプールはコントローラ 2 5 からのストローク指令  $Y_{s1}$  に応じて動作する。開口面積  $A$  とスプールのストローク  $Y$  との間には図 3 に示すような関係がある。コントローラ 2 5 では、ブリード弁 6 1 の開口面積  $A_1$  が演算され、この開口面積  $A_1$  からスプールのストローク  $Y_1$  が特定され、ストローク  $Y_1$  に対応するストローク指令  $Y_{s1}$  が生成される。

【 0 0 5 4 】

つぎに、本実施形態における圧油エネルギー回収動作の際に、コントローラ 2 5 によって

50



行われる各制御について説明する。

【 0 0 5 5 】

コントローラ 2 5 の各制御のうち、油圧モータ 3 0 及び油圧ポンプ 4 0 の容量制御は第 1 の実施形態と同一である。本実施形態では、油圧モータ 3 0 の応答性が遅いため、戻り圧油の目標流量  $Q_0$  と実際に油圧モータ 3 0 で入力可能な流量  $Q_A$  との間には余剰流量が発生する。そこで、一時的にその余剰流量がブリード弁 6 1 でタンク 7 に排出され、戻り圧油の急激な圧力上昇が抑制される。

【 0 0 5 6 】

コントローラ 2 5 では、油圧モータ 3 0 の回転数  $n$  と、ピストン 3 1 b のストローク  $S_A$  に基づいて演算した油圧モータ 3 0 の容量  $q_A$  とによって、

$$Q_A = n \cdot q_A \cdot C_2 \quad \dots \quad (4)$$

が演算される。(4)式において、 $Q_A$ は油圧モータ 3 0 に入力される戻り圧油の流量である。

【 0 0 5 7 】

ブリード弁 6 1 で排出すべき圧油の余剰流量は、目標ブリード流量  $Q_{10}$  として求められる。目標ブリード流量  $Q_{10}$  は、油圧モータ 3 0 に入力される戻り圧油の流量  $Q_A$  と、圧油室 4 b から出力される戻り圧油の目標流量  $Q_0$  によって、

$$Q_{10} = Q_0 - Q_A \quad \dots \quad (5)$$

と表せる。また、目標ブリード流量  $Q_{10}$  は、絞りの一般公式  $Q = C \cdot A(\sqrt{P})$  に基づいて、

$$Q_{10} = C_3 \cdot A_{10}(\sqrt{P_A}) \quad \dots \quad (6)$$

とも表せる。(6)式において、 $A_{10}$ はブリード弁 6 1 の目標開口面積であり、 $C_3$ は流量係数である。(5)式、(6)式によって、

$$A_{10} = (Q_0 - Q_A) / \{ C_3(\sqrt{P_A}) \} \quad \dots \quad (7)$$

が演算される。そして、ブリード弁 6 1 の開口面積  $A_1$  を目標開口面積  $A_{10}$  にすべくブリード弁 6 1 のストローク  $Y_1$  が、図 3 によって求められる。さらに、ストローク  $Y_1$  に対応するストローク指令  $Y_{s1}$  が生成され、ブリード弁 6 1 に出力される。

【 0 0 5 8 】

こうして、ブリード弁 6 1 のスプールはストローク指令  $Y_{s1}$  に基づいて動作され、目標ブリード流量  $Q_{10}$  の戻り圧油がタンク 7 に排出される。そして、 $Q_0 = n \cdot q_A \cdot C_2$  となった時点でブリード弁 6 1 は閉止され、タンク 7 への戻り圧油の排出が停止される。

【 0 0 5 9 】

図 4 は第 3 の実施形態の油圧回路を示す。図 1、図 2 と同一の構成要素には同一の符号を付している。

【 0 0 6 0 】

本実施形態は、第 1 の実施形態の 2 位置の回収弁 2 2 に換えて、回収弁 6 2 を設けた構成である。

【 0 0 6 1 】

回収弁 6 2 は、スプールの位置に応じて、油圧シリンダ 4 の圧油室 4 b と主油圧ポンプ 1 又はタンク 7 とを連通し、又は油圧シリンダ 4 の圧油室 4 b と油圧モータ 3 0 とを連通し、又は油圧シリンダ 4 の圧油室 4 b と主油圧ポンプ 1 又はタンク 7 とを連通すると共に油圧シリンダ 4 の圧油室 4 b と油圧モータ 3 0 とを連通する。回収弁 6 2 における方向制御弁 2 1 側の開口面積  $A_2$  及び油圧モータ 3 0 側の開口面積  $A_3$  はスプールのストローク  $Y_2$  に応じて変化し、スプールはコントローラ 2 5 からのストローク指令  $Y_{s2}$  に応じて動作する。開口面積  $A$  とスプールのストローク  $Y$  との間には図 5 に示すような関係がある。コントローラ 2 5 では、回収弁 6 2 における方向制御弁 2 1 側の開口面積  $A_2$  が演算され、この開口面積  $A_2$  からスプールのストローク  $Y_2$  が特定され、ストローク  $Y_2$  に対応するストローク指令  $Y_{s2}$  が生成される。

【 0 0 6 2 】

本油圧回路には各種センサ 5 1 ~ 5 6 に加えて圧力センサ 5 7、5 8 が設けられている。

10

20

30

40

50

圧力センサ 57 は油圧シリンダ 4 の圧油室 4b から出力され、回収弁 62 に入力される前の戻り圧油の圧力  $P_{cyl}$  を検出する。圧力センサ 58 は回収弁 62 から出力され、タンク 7 に排出される戻り圧油の圧力  $P_s$  を検出する。各圧力センサ 57、58 で検出された圧力  $P_{cyl}$ 、 $P_s$  はコントローラ 25 に入力される。

【0063】

つぎに、本実施形態における圧油エネルギー回収動作の際に、コントローラ 25 によって行われる各制御について説明する。

【0064】

コントローラ 25 の各制御のうち、油圧モータ 30 及び油圧ポンプ 40 の容量制御は第 1 及び第 2 の実施形態と同一である。本実施形態では、油圧モータ 30 の応答性が遅いため、戻り圧油の目標流量  $Q_0$  と実際に油圧モータ 30 で入力可能な流量  $Q_A$  との間には余剰流量が発生する。そこで、一時的にその余剰流量が回収弁 62 でタンク 7 に排出され、戻り圧油の急激な圧力上昇が抑制される。

【0065】

コントローラ 25 では、油圧モータ 30 の回転数  $n$  と、ピストン 31b のストローク  $S_A$  に基づいて演算した油圧モータ 30 の容量  $q_A$  とによって、

$$Q_A = n \cdot q_A \cdot C_2 \quad \dots \quad (4)$$

が演算される。(4) 式において、 $Q_A$  は油圧モータ 30 に入力される戻り圧油の流量である。

【0066】

回収弁 62 で排出すべき圧油の余剰流量は、目標ブリード流量  $Q_{20}$  として求められる。目標ブリード流量  $Q_{20}$  は、油圧モータ 30 に入力される戻り圧油の流量  $Q_A$  と、圧油室 4b から出力される戻り圧油の目標流量  $Q_0$  によって、

$$Q_{20} = Q_0 - Q_A \quad \dots \quad (8)$$

と表せる。また、目標ブリード流量  $Q_{20}$  は、絞りの一般公式  $Q = C \cdot A(\sqrt{P})$  に基づいて、

$$Q_{20} = C_4 \cdot A_{20} \{ \sqrt{(P_{cyl} - P_s)} \} \quad \dots \quad (9)$$

とも表せる。(9) 式において、 $A_{20}$  は回収弁 62 における方向制御弁 21 側の目標開口面積であり、 $C_4$  は流量係数である。(8) 式、(9) 式によって、

$$A_{20} = (Q_0 - Q_A) / \{ C_4 \cdot \sqrt{(P_{cyl} - P_s)} \} \quad \dots \quad (10)$$

が演算される。そして、回収弁 62 の開口面積  $A_2$  を目標開口面積  $A_{20}$  にすべく回収弁 62 のストローク  $Y_2$  が、図 5 によって求められる。さらに、ストローク  $Y_2$  に対応するストローク指令  $Y_{s2}$  が生成され、回収弁 62 に出力される。

【0067】

こうして、回収弁 62 のスプールはストローク指令  $Y_{s2}$  に基づいて動作され、目標ブリード流量  $Q_{20}$  の戻り圧油がタンク 7 に排出される。そして、 $Q_0 = n \cdot q_A \cdot C_2$  となった時点で回収弁 62 のタンク 7 側の開口が閉止され、タンク 7 への戻り圧油の排出が停止される。

【0068】

なお、本実施形態では、圧力センサ 57、58 を用いず演算によって圧力  $P_{cyl}$ 、 $P_s$  を求め、回収弁 62 の目標開口面積  $A_{20}$  を求めることも可能である。以下でその説明をする。

【0069】

油圧モータ 30 で入力可能な流量  $Q_A$  は、絞りの一般公式  $Q = C \cdot A(\sqrt{P})$  に基づいて、

$$Q_A = C_5 \cdot A_3 \cdot \sqrt{(P_{cyl} - P_A)} \quad \dots \quad (11)$$

$$P_{cyl} = \{ Q_A / (C_5 \cdot A_3) \}^2 + P_A \quad \dots \quad (12)$$

と表せる。(11)、(12) 式において、 $A_3$  は回収弁 62 における油圧モータ 30 側の開口面積であり、 $C_5$  は流量係数である。回収弁 62 のスプールのストローク  $Y_2$  が求められれば、図 5 によって  $A_3$  は求められる。

【0070】

10

20

30

40

50

一方、方向制御弁 2 1 におけるタンク 7 側の開口面積 A 4 及び方向制御弁 2 1 のスプールのストローク Y 3 には、図 3 に示すような関係がある。コントローラ 2 5 には、変位センサ 5 1 から出力される変位量 X と操作レバー 2 4 のレバー変位との関係、操作レバー 2 4 のレバー変位と方向制御弁 2 1 に付与される圧力 P I 1 との関係、圧力 P I 1 とストローク Y 3 との関係、ストローク Y 3 と開口面積 A 4 との関係（図 3）、が予め設定される。このため、変位量 X から開口面積 A 4 が演算可能である。

【 0 0 7 1 】

方向制御弁 2 1 に関して目標ブリード流量 Q 20 は、

$$Q 20 = C 6 \cdot A 4 \cdot P S \cdots ( 1 3 )$$

$$P S = \{ Q 20 / ( C 6 \cdot A 4 ) \}^2 \cdots ( 1 4 )$$

と表され、( 8 )、( 1 4 ) 式によって

$$P S = \{ ( Q 0 - Q A ) / ( C 6 \cdot A 4 ) \}^2 \cdots ( 1 4 )$$

と表せる。( 1 3 )、( 1 4 )、( 1 4 ) 式、において C 6 は流量係数である。

【 0 0 7 2 】

したがって、( 1 0 ) 式に ( 1 2 )、( 1 4 ) 式を代入することによって、回収弁 6 2 の目標開口面積 A 20 を求めることができる。このように、圧力センサ 5 7、5 8 を用いず演算によって圧力 P c y l、P s を求め、回収弁 6 2 の目標開口面積 A 20 を求めることも可能である。

【 0 0 7 3 】

第 2、第 3 の実施形態によれば、第 1 の実施形態で使用する油圧モータよりも応答性が遅い油圧モータを使用することができる。応答性が早い油圧モータを使用する場合と比較して応答性が遅い油圧モータを使用する場合はコストを低減できる。

【 0 0 7 4 】

図 6 は第 4 の実施形態の油圧回路を示す。図 1、図 2、図 4 と同一の構成要素には同一の符号を付している。

【 0 0 7 5 】

本実施形態は、第 2 の実施形態と第 3 の実施形態を合わせた構成、つまり第 1 の実施形態にブリード弁 6 1 と、回収弁 6 2 とを備えた構成である。

【 0 0 7 6 】

各部の構成及び動作は第 2 の実施形態及び第 3 の実施形態と同じであるため、説明を省略する。

【 0 0 7 7 】

第 4 の実施形態によれば、第 2、第 3 の実施形態で使用する油圧モータよりも応答性が遅い油圧モータを使用することができる。応答性が早い油圧モータを使用する場合と比較して応答性が遅い油圧モータを使用する場合はコストを低減できる。

【 0 0 7 8 】

なお、第 1 ~ 第 4 の実施形態では、エネルギー回収用の油圧モータ 3 0 の回転軸にエネルギー回生用の油圧ポンプ 4 0 の回転軸を接続している。しかし、油圧モータ 3 0 の回転軸に他のアクチュエータを接続するようにしてもよい。例えば、図 7 に示すように、油圧モータ 3 0 の回転軸にエンジン 1 の回転軸を接続し、主油圧ポンプ 2 の駆動を補助するようにすることも可能である。

【 図面の簡単な説明 】

【 図 1 】 図 1 は第 1 の実施形態の油圧回路を示す図である。

【 図 2 】 図 2 は第 2 の実施形態の油圧回路を示す図である。

【 図 3 】 図 3 は開口面積とスプールのストロークとの関係を示す図である。

【 図 4 】 図 4 は第 3 の実施形態の油圧回路を示す図である。

【 図 5 】 図 5 は開口面積とスプールのストロークとの関係を示す図である。

【 図 6 】 図 6 は第 4 の実施形態の油圧回路を示す図である。

【 図 7 】 図 7 は第 1 ~ 第 4 の実施形態における他の実施形態を示す図である。

【 図 8 】 図 8 は従来の油圧回路を示す図である。

10

20

30

40

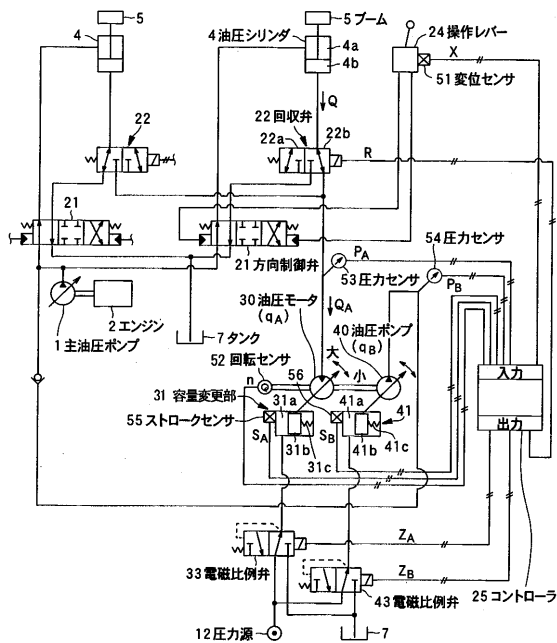
50

【図9】図9(a)はスプールの特性を示す図であり、図9(b)は油圧モータの特性を示す図である。

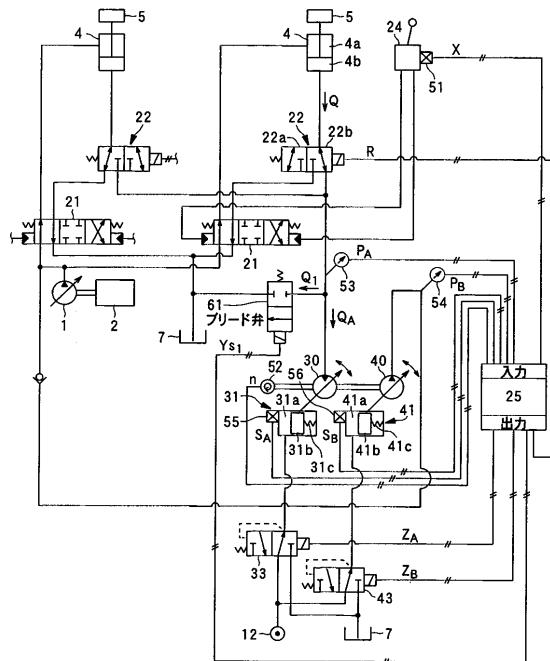
【符号の説明】

- 4 油圧シリンダ
- 24 操作レバー
- 25 コントローラ
- 30 油圧モータ
- 40 油圧ポンプ
- 31、41 容量変更部
- 33、43 電磁比例弁
- 61 プリード弁
- 62 方向制御弁

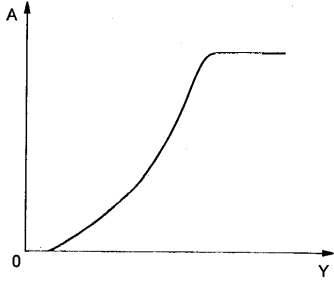
【図1】



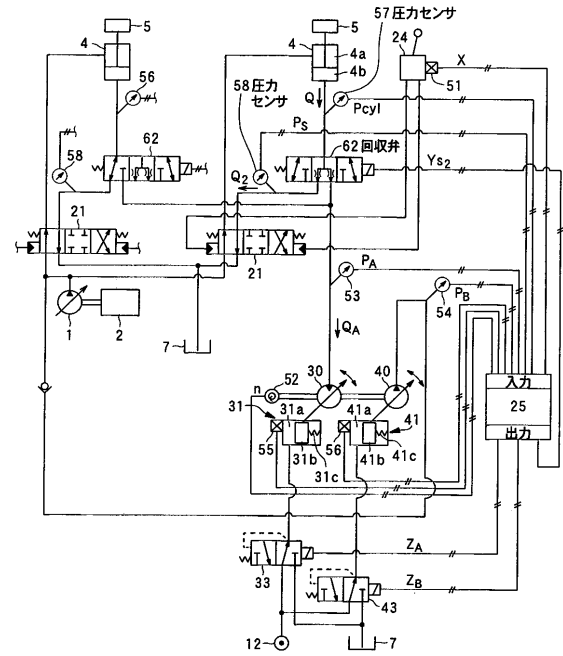
【図2】



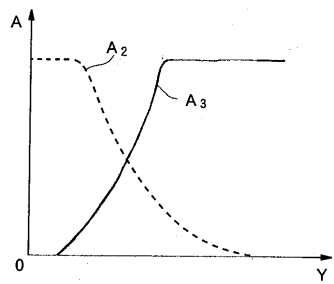
【 図 3 】



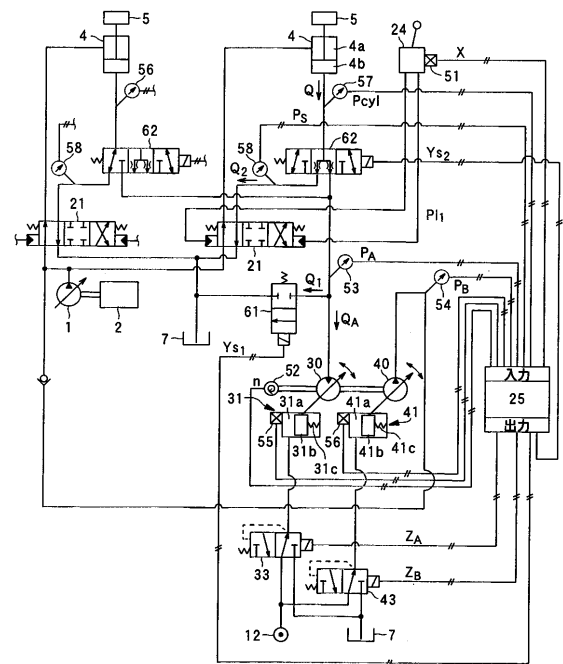
【 図 4 】



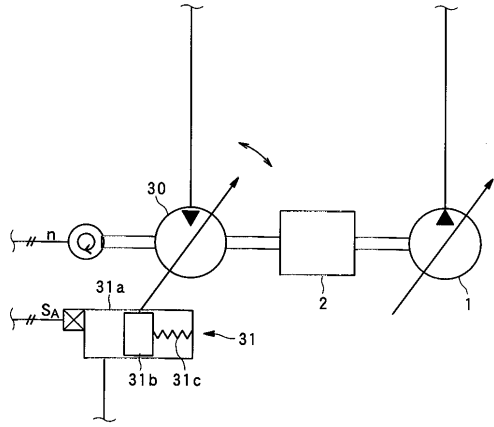
【 図 5 】



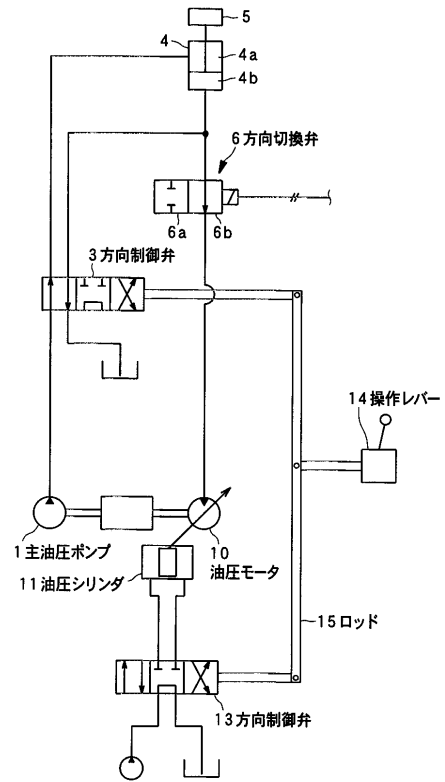
【 図 6 】



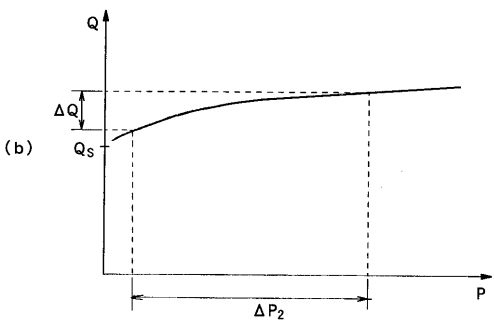
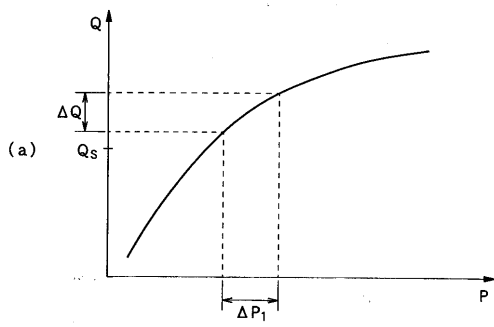
【 図 7 】



【 図 8 】



【 図 9 】



---

フロントページの続き

(72)発明者 吉田 伸実

栃木県小山市横倉新田400 株式会社 小松製作所 小山工場内

審査官 佐伯 憲一

(56)参考文献 国際公開第98/013603(WO, A1)

特開昭56-115428(JP, A)

特開昭56-115427(JP, A)

特開2001-12418(JP, A)

特開2000-136806(JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F15B 11/00

F15B 21/14

E02F 9/00

F03C 1/40