世界知的所有権機関
国際事務局

PCT

特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(51) 国際特許分類 5
F15B 11/02, 11/16, E02F 9/22

A1

(11) 国際公開番号 WO 94/13959

(43) 国際公開日 1994年6月23日(23.06.94)

(21) 国際出願番号 PCT/JP93/01763
(22) 国際出願日 1993年12月3日(03. 12. 93)

(30) 優先権データ
特願平4/325612 1992年12月4日(04. 12. 92) JP

(71) 出願人(米国を除くすべての指定国について)
日立建機株式会社
(HITACHI CONSTRUCTION MACHINERY CO., LTD.)
〔JP/JP〕
〒100 東京都千代田区大手町二丁目6番2号 Tokyo, (JP)
(72) 発明者;および
(75) 発明者/出願人(米国についてのみ)
平田東一(HIRATA, Toichi)〔JP/JP〕
〒300-12 茨城県牛久市栄町4丁目203 Ibaraki, (JP)
杉山玄六(SUGIYAMA, Genroku)〔JP/JP〕
〒300-04 茨城県稲敷郡美浦村大山2337 Ibaraki, (JP)
落合正己(OCHIAI, Masami)〔JP/JP〕
〒243-02 神奈川県厚木市宮の里1丁目12番5号 Kanagawa, (JP)
(74) 代理人
弁理士 春日 譲(KASUGA, Yuzuru)
〒103 東京都中央区日本橋小伝馬町1-3 共同ビル(新小伝馬町)7階
Tokyo, (JP)

(81) 指定国
JP, KR, US, 欧州特許(AT, BE, CH, DE, DK, ES, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE).

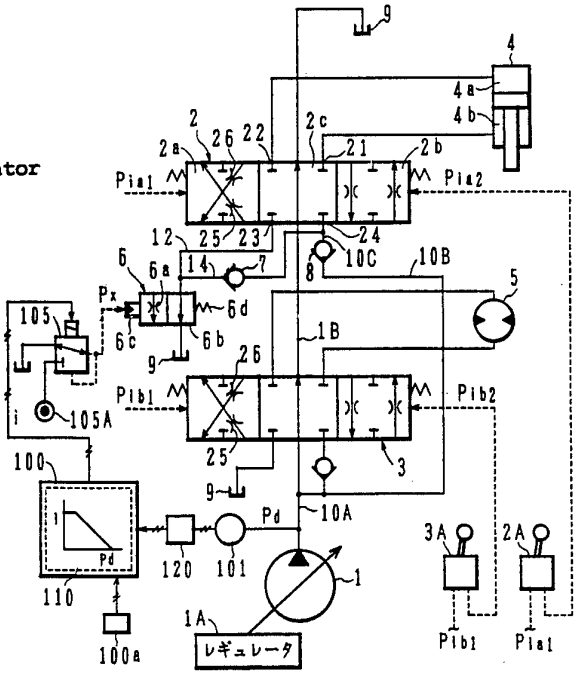
添付公開書類 国際調査報告書

(54) Title : HYDRAULIC REGENERATOR

(54) 発明の名称 油圧再生装置

(57) Abstract

A hydraulic regenerator provided in a hydraulic driving unit which is provided with a plurality of actuators (4, 5) operated by a pressure oil supplied from a capacity-variable type hydraulic pump (1), and a plurality of direction change-over valves (2, 3) respectively provided between the hydraulic pump and actuators and adapted to control a flow of the pressure oil supplied to the corresponding actuators; and having variable resistance means (6, 60) provided in a first line (12), via which a tank port (23) of at least one direction change-over valve (2) out of the direction change-over valves and a tank (9) communicate with each other, and adapted to control the flow rate of the pressure oil flowing from a tank port to the tank in accordance with a control signal (Px), a third line (14) via which a portion on the upstream side of the variable resistance means in the first line and a second line (10C) connected to pump port (24) of the above-mentioned direction change-over valve communicate with each other, and a check valve (7) provided in the third line and allowing only a flow of the pressure oil running from the first line to the second line. This hydraulic regenerator is further provided with (a) means (101, 106, 102a, 102b, 103a, 103b) for de- Pib1, Pib2) associated with the operation of the tecting the quantities of state (Pd, Ph, Pia1, Pia2, above actuators, (b) control means (100, 100A-100H) receiving signals from the detecting means and generating on the basis of the preregistered relation driving signals (i, i*) corresponding to the above-mentioned quantities of state, and (c) a control signal generating means (105) adapted to receive the above-mentioned driving signals and generate the above-mentioned control signal (Px) in accordance with the same driving signals, and it is designed so as to enable the characteristics of the variable resistance means to be set arbitrarily, and sudden variation of a regeneration flow rate to be prevented.



(57) 要約

可変容量型の油圧ポンプ(1) から供給される圧油によって作動する複数のアクチュエータ(4, 5) と、油圧ポンプと前記複数のアクチュエータとの間にそれぞれ設けられ対応するアクチュエータに供給される圧油の流れを制御する複数の方向切換弁(2, 3) とを備えた油圧駆動装置に設けられ、複数の方向切換弁のうちの少なくとも1つの方向切換弁(2) のタンクポート(23)とタンク(9) とを連絡する第1ライン(12)に設けられ、制御信号(Px)に応じてタンクポートからタンクに流れる流量を制御する可変抵抗手段(6;60)と、第1ラインの可変抵抗手段より上流側の部分と前記方向切換弁のポンプポート(24)に接続された第2ライン(10C) とを連絡する第3ライン(14)と、第3ラインに設けられ第1ラインから第2ラインへ向かう圧油の流れのみを許すチェック弁(7) とを備えた油圧再生装置。この油圧再生装置は、(a) 前記アクチュエータ(4) の作動に関連する状態量(Pd;Ph;Pia1, Pia2;Pib1, Pib2) を検出する検出手段(101;106;102a, 102b;103a, 103b) と;(b) 前記検出手段からの信号を入力し、予め記憶した関係に基づき前記状態量に応じた駆動信号(i;i*)を生成する制御手段(100-100A-100H) と;(c) 前記駆動信号を入力し、その駆動信号に応じて前記制御信号(Px)を生成する制御信号発生手段(105) と;を備え、可変抵抗手段の特性を任意に設定できるようにし、再生流量の急激な変化を回避できるようにする。

情報としての用途のみ
PCTに基づいて公開される国際出願のパンフレット第1頁にPCT加盟国を同定するために使用されるコード

AT オーストリア
AU オーストラリア
BB バルバドス
BE ベルギー
BF ブルキナ・ファソ
BG ブルガリア
BJ ベナン
BR ブラジル
BY ベラルーシ
CA カナダ
CF 中央アフリカ共和国
CG コンゴー
CH スイス
CI コート・ジボアール
CM カメルーン
CN 中国
CS チェッコスロヴァキア
CZ チェッコ共和国
DE ドイツ
DK デンマーク
ES スペイン
FI フィンランド
FR フランス
GA ガボン
GB イギリス
GE ジョージア
GN ギニア
GR ギリシャ
HU ハンガリー
IE アイルランド
IT イタリー
JP 日本
KE ケニア
KG キルギスタン
KP 朝鮮民主主義人民共和国
KR 大韓民国
KZ カザフスタン
LI リヒテンシュタイン
LK スリランカ
LU ルクセンブルグ
LV ラトヴィア
MC モナコ
MD モルドバ
MG マダガスカル
ML マリ
MN モンゴル
MR モーリタニア
MW マラウイ
NE ニジェール
NL オランダ
NO ノルウェー
NZ ニュー・ジーランド
PL ポーランド
PT ポルトガル
RO ルーマニア
RU ロシア連邦
SD スーダン
SE スウェーデン
SI スロヴェニア
SK スロヴァキア共和国
SN セネガル
TD チャード
TG トーゴ
TJ タジキスタン
TT トリニダード・トバゴ
UA ウクライナ
US 米国
UZ ウズベキスタン共和国
VN ヴィエトナム

明　細　書

油圧再生装置

技術分野

本発明は、例えば油圧ショベルのブーム、アーム、バケットのような作業体を駆動する際、油圧アクチュエータから吐出されタンクへと戻される作動油の油圧力を作業体の速度向上のために再利用する油圧再生装置に係り、特に、急激な圧力変動等が生じても効率良く油圧力を再利用することができる油圧再生装置に関する。

背景技術

従来の油圧駆動装置に備えられる油圧再生装置としては、例えば特公平４－５７８８１号公報に記載のものがある。この油圧再生装置は、可変容量型の油圧ポンプから供給される圧油によって作動する複数のアクチュエータと、油圧ポンプと複数のアクチュエータとの間にそれぞれ設けられ対応するアクチュエータに供給される圧油の流れを制御する複数の方向切換弁とを備えた油圧駆動装置に備えられ、複数の方向切換弁のうちの少なくとも１つの方向切換弁のタンクポートとタンクとを連絡する第１ラインに設けられた可変抵抗手段、即ち再生切換弁と、第１ラインの再生切換弁より上流側の部分と前記方向切換弁のポンプポートに接続された第２ラインとを連絡する第３ラインと、この第３ラインに設けられ第１ラインから第２ラインへ向かう圧油の流れのみを許すチェック弁とを有している。

再生切換弁は、可変絞りを形成したスプールと、油圧シリンダ

の作動に関連する状態量として第２ラインの圧力が導入され、スプールを開弁方向に駆動する油圧駆動部と、スプールを閉弁方向に付勢する設定ばねとを有し、油圧駆動部に導入される圧力と設定ばねの付勢力とが釣り合う位置で可変絞りの開口面積（絞り量）が設定される。

方向切換弁をこれに対応するアクチュエータである油圧シリンダの伸長方向に操作すると、油圧ポンプからの圧油は第１ライン、方向切換弁を通り油圧シリンダのボトム側油室に導かれる。一方、油圧シリンダの動作に伴いロッド側油室から吐出される圧油は方向切換弁に流入し、第１ラインを通り、再生切換弁の可変絞りを介しタンクへと導かれる。その際、油圧シリンダの負荷が小さく、再生切換弁の油圧駆動部に導入された第２ラインの圧力による押付力が設定ばねの押付力よりも小さい間は、可変絞りが閉位置または絞り位置に保持されるため、第１ラインには絞り量に応じた圧力が発生し、この圧力が第２ラインの圧力よりも高くなったとき、方向切換弁から第１ラインに流出する戻り油の一部は第３ライン及びチェック弁を介して第２ラインに流れて再生され、油圧ポンプからの圧油に合流して方向切換弁に供給される。これによって、油圧シリンダのボトム側油室に供給される圧油の流量が第１ラインから流れ込んだ再生流量分だけ増加し、その分油圧シリンダの移動速度が速くなる。

一方、油圧シリンダの負荷が大きくなり、ボトム側油室内の圧力が高くなると、油圧ポンプの吐出圧力も高くなり、再生切換弁の油圧駆動部に導入される第２ラインの圧力も高くなる。このため、再生切換弁のスプールが開弁方向に操作され、第１ラインの圧力が低下し、第２ラインの圧力は第１ラインの圧力よりも高くなり、チェック弁は閉じたままとなり、大きな負荷に対して油圧

シリンダの駆動力を確保することができる。

このように上記従来技術によれば、油圧シリンダの負荷が小さいときは、油圧シリンダからタンクへと戻される圧油の少なくとも一部を再生し、油圧シリンダを駆動するために使用するため、油圧シリンダの移動速度を速めることができ、これによって作業効率を向上させることができる。また、油圧シリンダの負荷が大きくなると、油圧シリンダの駆動力も大きくなり、負荷を確実に駆動することができる。

また、従来の油圧再生装置の他の例として、米国特許第５，１６８，７０５号公報に記載のものがある。この油圧再生装置では、油圧アクチュエータの作動に関連する状態量として方向切換弁の操作量を用い、再生切換弁の可変絞りの開口面積を方向切換弁の操作量に連動して変化するようにしている。具体的には、再生切換弁の可変絞りは方向切換弁のメータイン及びメータアウトの可変絞りが形成されるスプールと同じスプールに形成される。これにより、方向切換弁の微操作時には方向切換弁のメータイン及びメータアウトの可変絞りと共に再生切換弁の可変絞りの開口面積も小さくなり、第１ラインの圧力が高くなり、キャビテーションを起こすことなく圧油の一部を再生することができる。また、方向切換弁の操作量を大きくすると、方向切換弁のメータイン及びメータアウトの可変絞りと共に再生切換弁の可変絞りの開口面積も大きくなり、第１ラインの圧力が低下し、大きな負荷に対して油圧シリンダの駆動力を確保することができる。

発明の開示

しかしながら、上記従来技術では、共に、油圧アクチュエータの作動に関連する状態量（第２ラインの圧力または方向切換弁の

操作量）を直接再生切換弁に作用させ、再生切換弁の可変絞りを制御しており、これにより次のような問題を生じる。

まず、特公平４－５７８８１号公報に記載の油圧再生装置にあっては、一般に再生切換弁は小型のものが使用されるため、再生切換弁に設けられる設定ばねの長さを短く、ばね径を細くせざるを得ず、その結果、ばね定数が小さくなり、油圧ポンプの吐出圧力（第２ラインの圧力）に対するスプールの変位特性が急峻になる。このため、油圧ポンプの吐出圧力（第２ラインの圧力）の変動がわずかであっても、可変絞りを流れる圧油の流量が急激に変化する。

このため、

（１）油圧シリンダ伸長動作時における油圧ポンプの吐出圧力のわずかな変動でも、第１ラインから第２ラインへの再生流量が急激に変化し、油圧シリンダの移動速度が急変する。このため、操作性が極めて悪いものとなる；

（２）油圧ポンプの吐出圧力のわずかな変動でも、再生切換弁の可変絞りからの流出流量が急激に変化するため、第１ライン及び第２ラインの圧力変動が大きくなり、ハンチングを招く恐れがある；

等の問題が生じる。

また、米国特許第５，１６８，７０５号公報に記載の従来技術にあっては、再生切換弁の可変絞りは方向切換弁のメータイン及びメータアウトの可変絞りが形成されるスプールと同じスプールに形成されるため、方向切換弁の操作量に対する再生切換弁の可変絞りの流量特性は急峻となり、操作量のわずかな変化でも再生流量が急激に変化する。このため、上記の従来技術の場合と同様に、油圧シリンダの移動速度が急変し操作性が悪化したり、ハン

チングを招く恐れがある等の問題が生じる。

なお、再生切換弁の可変絞りの油圧ポンプの吐出圧力または方向切換弁の操作量に対する可変絞りの流量特性を緩やかなものとするためには、可変絞りを郭定するスプールランドを極めて高精度に加工する等の技術が必要となり、別の技術課題が生じる。

本発明の目的は、可変抵抗手段の特性を任意に設定できるようにし、再生流量の急激な変化を回避できる油圧再生装置を提供することにある。

本発明によれば、上記目的を達成するために、可変容量型の油圧ポンプから供給される圧油によって作動する複数のアクチュエータと、前記油圧ポンプと前記複数のアクチュエータとの間にそれぞれ設けられ対応するアクチュエータに供給される圧油の流れを制御する複数の方向切換弁とを備えた油圧駆動装置に設けられ、前記複数の方向切換弁のうちの少なくとも１つの方向切換弁のタンクポートとタンクとを連絡する第１ラインに設けられ、制御信号に応じてタンクポートからタンクに流れる流量を制御する可変抵抗手段と、前記第１ラインの可変抵抗手段より上流側の部分と前記方向切換弁のポンプポートに接続された第２ラインとを連絡する第３ラインと、前記第３ラインに設けられ第１ラインから第２ラインへ向かう圧油の流れのみを許すチェック弁とを備えた油圧再生装置において、（ａ）前記アクチュエータの作動に関連する状態量を検出する検出手段と；（ｂ）前記検出手段からの信号を入力し、予め記憶した関係に基づき前記状態量に応じた駆動信号を生成する制御手段と；（ｃ）前記駆動信号を入力し、その駆動信号に応じて前記制御信号を生成する制御信号発生手段と；を備えることを特徴とする油圧再生装置が提供される。

上記油圧再生装置において、前記状態量は前記方向切換弁に対

応するアクチュエータの作動によって変化する圧力であってもよい。この場合、前記予め記憶した関係は、前記状態量としての圧力の単位量変化に対する前記可変抵抗手段からの流出流量の変化が前記圧力で前記可変抵抗手段を直接駆動したときよりも小さくなるように、前記圧力と前記駆動信号との関係が設定されている。また、前記状態量としての圧力は前記油圧ポンプの吐出圧力であってもよいし、前記方向切換弁に対応するアクチュエータの負荷圧力であってもよい。

また、上記油圧再生装置において、前記状態量は前記方向切換弁に付与され対応するアクチュエータの作動を指令する操作信号であってもよい。この場合、前記予め記憶した関係は、前記状態量としての操作信号の単位量変化に対する前記可変抵抗手段により第2ラインに生じる圧力変化が前記操作信号で前記可変抵抗手段を直接駆動したときよりも小さくなるように、前記操作信号と前記駆動信号との関係が設定されている。また、前記方向切換弁がパイロット操作式の弁であるときは、前記状態量としての操作信号は前記方向切換弁に付与されるパイロット圧力であってもよい。

更に、上記油圧再生装置において、前記状態量は、前記方向切換弁に対応するアクチュエータの作動によって変化する圧力と、前記方向切換弁に付与され対応するアクチュエータの作動を指令する操作信号とであってもよく、この場合、前記制御手段は前記圧力と操作信号とを組み合わせて前記駆動信号を生成する手段を有する。

また、前記状態量は、前記方向切換弁に付与され対応するアクチュエータの作動を指令する操作信号と、他の方向切換弁に付与され対応するアクチュエータの作動を指令する操作信号とであっ

てもよく、この場合、前記制御手段は前記２つの操作信号を組み合わせて前記駆動信号を生成する手段を有する。

また、前記状態量は、前記方向切換弁に対応するアクチュエータの作動によって変化する圧力と、前記方向切換弁に付与され対応するアクチュエータの作動を指令する操作信号と、他の方向切換弁に付与され対応するアクチュエータの作動を指令する操作信号とであってもよく、この場合、前記制御手段は前記圧力と前記２つの操作信号を組み合わせて前記駆動信号を生成する手段を有する。

更に、上記油圧再生装置は、好ましくは、前記制御手段にモード信号を出力するモードスイッチ手段を更に備え、前記制御手段は、前記予め記憶した関係として前記状態量と前記駆動信号との複数の関係を記憶した記憶手段と、前記モード信号に応じて前記複数の関係の１つに基づいて前記駆動信号を生成する選択手段とを有する。

また、上記油圧再生装置は、好ましくは、前記制御手段に選択信号を出力する再生選択スイッチ手段を更に備え、前記制御手段は、前記選択信号に応じて前記駆動信号の出力を切換える切換え手段を有する。

また、上記油圧再生装置において、好ましくは前記可変抵抗手段は可変絞りを有する弁手段である。前記可変抵抗手段が可変リリーフ弁であってもよい。

また、前記制御信号発生手段は、好ましくはパイロット圧力を発生する電磁比例弁である。

更に、上記油圧再生装置は、好ましくは、前記検出手段と前記制御手段との間に配置され、前記検出手段からの信号の低周波数成分を除去するローパスフィルタを更に備える。

次に、以上のように構成した本発明の作用を説明する。

本発明が係わる油圧駆動装置において、方向切換弁を操作すると、方向切換弁に対応するアクチュエータに圧油が供給される。また、アクチュエータから排出される圧油は、方向切換弁のタンクポート及び第１ラインを介し、可変抵抗手段に導かれる。この可変抵抗手段に導かれる流量が増加するにつれて第１ラインの圧力が高くなり、それが第１ラインの圧力よりも高くなるとチェック弁を押し開き、第１ラインから第３ラインを通って第２ラインへと圧油が再生流量として流入し、アクチュエータの移動速度がが速くなる。

一方、このとき、アクチュエータの作動に関連する状態量が変化する。この状態量の変化は検出手段によって検出され、制御手段に入力される。制御手段では予め記憶した関係に基づきその状態量に応じた駆動信号が生成され、制御信号発生手段に出力される。制御信号発生手段は、その駆動信号に応じて制御信号を生成し、この制御信号が可変抵抗手段に出力される。可変抵抗手段は、この制御信号に応じて第１ラインを介してタンクに流れる流量を制御する。

ところで、制御手段に予め記憶した関係は任意に設定可能であり、したがって可変抵抗手段の特性は任意に設定可能である。このため、例えば状態量として方向切換弁に対応するアクチュエータの作動によって変化する圧力、例えば油圧ポンプの吐出圧力を用いるとき、予め記憶した関係は、状態量としての圧力の単位量変化に対する可変抵抗手段からの流出流量の変化が前記圧力で可変抵抗手段を直接駆動したときよりも小さくなるように、前記圧力と駆動信号との関係を設定することができ、これにより再生流量の変化も小さくなる。

また、状態量として方向切換弁に付与され対応するアクチュエータの作動を指令する操作信号を用いるときは、予め記憶した関係は、状態量としての操作信号の単位量変化に対する可変抵抗手段により第2ラインに生じる圧力変化が前記操作信号で可変抵抗手段を直接駆動したときよりも小さくなるように、前記操作信号と駆動信号との関係を設定することができ、これにより再生流量の変化が緩やかとなる。

以上のようにして本発明では、可変抵抗手段の特性を任意に設定でき、再生流量の急激な変化を回避することができる。

図面の簡単な説明

図1は本発明の第1の実施例による油圧再生装置を備えた油圧駆動装置の全体構成を示す概略図である。

図2は第1の実施例における制御装置の構成を示す図である

図3は第1の実施例における制御装置の記憶装置に記憶されている油圧ポンプの吐出圧力と駆動信号との関係を示す図である。

図4は第1の実施例における電磁比例弁の駆動信号とパイロット圧力の関係を示す図である。

図5は第1の実施例における油圧ポンプの吐出圧力と電磁比例弁が発生するパイロット圧力との関係を示す図である。

図6は第1の実施例におけるパイロット圧力と再生切換弁のスプール変位量の関係を示す図である。

図7は第1の実施例における再生切換弁のスプール変位量と可変絞りの開口面積との関係を示す図である。

図8は第1の実施例における再生切換弁の可変絞りの開口面積と流出流量と前後差圧との関係を示す図である。

図9は第1の実施例におけるポンプ吐出圧力と再生切換弁の流

出流量との関係を示す図である。

図１０は第１の実施例におけるポンプ吐出圧力と再生切換弁による再生流量との関係を示す図である。

図１１は比較例としての油圧再生装置を備えた油圧駆動装置の全体構成を示す概略図である。

図１２は比較例における第２ライン圧力と再生切換弁のスプール変位量との関係を示す図である。

図１３は比較例における再生切換弁のスプール変位量と可変絞りの開口面積との関係を示す図である。

図１４は比較例における第２ライン圧力と再生切換弁の流出流量との関係を示す図である。

図１５は比較例における第２ライン圧力と再生流量との関係を示す図である。

図１６は本発明の第２の実施例による油圧再生装置を備えた油圧駆動装置の全体構成を示す概略図である。

図１７は本発明の第３の実施例による油圧再生装置を備えた油圧駆動装置の全体構成を示す概略図である。

図１８は第３の実施例における制御装置の記憶装置に記憶されているパイロット圧力と駆動信号との関係を示す図である。

図１９は本発明の第４の実施例による油圧再生装置を備えた油圧駆動装置の全体構成を示す概略図である。

図２０は第４の実施例における制御装置の記憶装置に記憶されているパイロット圧力と駆動信号の関係及びポンプ吐出圧力と補正係数との関係と共に、制御装置の演算機能を示す図である。

図２１は本発明の第５の実施例による油圧再生装置を備えた油圧駆動装置の全体構成を示す概略図である。

図２２は第５の実施例における制御装置の記憶装置に記憶され

ているパイロット圧力と駆動信号との関係を示す図である。

図２３は本発明の第６の実施例による油圧再生装置を備えた油圧駆動装置の全体構成を示す概略図である。

図２４は第６の実施例における制御装置の記憶装置に記憶されているパイロット圧力と駆動信号の関係及びポンプ吐出圧力と補正係数との関係と共に、制御装置の演算機能を示す図である。

図２５は本発明の第７の実施例による油圧再生装置を備えた油圧駆動装置の全体構成を示す概略図である。

図２６は第７の実施例における制御装置の記憶装置に記憶されているパイロット圧力と駆動信号の関係及びポンプ吐出圧力と補正係数との関係と共に、制御装置の演算機能を示す図である。

図２７は本発明の第８の実施例における制御装置の記憶装置に記憶されているパイロット圧力と駆動信号の関係及びポンプ吐出圧力と補正係数との関係と共に、制御装置の演算機能を示す図である。

図２８は本発明の第９の実施例による油圧再生装置を備えた油圧駆動装置の全体構成を示す概略図である。

発明を実施するための最良の形態

以下、図を用い本発明の実施例を説明する。なお、これらの実施例は、図示しない油圧ショベルの油圧回路に適用したものである。

第１の実施例

本発明の第１の実施例を図１～図１５により説明する。

図１において、レギュレータ１Ａによって押しのけ容積が制御される可変容量型の油圧ポンプ１と、油圧ポンプ１から吐出される圧油によって作動する複数のアクチュエータ４，５と、油圧ポ

ンプ１と複数のアクチュエータ４，５との間にそれぞれ設けられ対応するアクチュエータに供給される圧油の流れを制御する複数の方向切換弁３，４とで油圧ショベルの油圧駆動装置が構成されている。

アクチュエータ４は例えば油圧ショベルの図示しないアームを駆動する油圧シリンダであり、アクチュエータ５は例えば油圧ショベルの図示しない旋回体を駆動する油圧モータである。

方向切換弁３，４は油圧ポンプ１とタンク９とを連絡するセンターバイパスライン１Ｂが貫通するセンターバイパスタイプの弁であり、これら方向切換弁３，４は油圧ポンプ１の吐出管路１０Ａ及びポンプライン１０Ｂを介して互いにパラレルに接続されている。また、方向切換弁２，３は、操作レバー装置２Ａ，３Ｂによって生成されるパイロット圧力Ｐｉａ１，Ｐｉａ２及びＰｉｂ１，Ｐｉｂ２によって動作し、スプールの移動量に応じて絞り量が設定されるメータイン可変絞り２５とメータアウト可変絞り２６とを有している。

方向切換弁２のタンクポート２３は排出ラインである第１ライン１２を介してタンク９に接続され、ポンプポート２４はフィーダラインである第２ライン１０Ｃを介してポンプライン１０Ｂに接続され、第２ライン１０Ｃにはポンプポート２４からポンプライン１０Ｂへの圧油の逆流を防止するためのチェック弁８が設置されている。方向切換弁３の側の該当する部分も同様に構成されている。

以上のように構成された油圧駆動装置に本実施例の油圧再生装置が設けられている。この油圧再生装置は、第１ライン１２に設置された圧力発生手段としての再生切換弁６と、第１ライン１２の再生切換弁６より上流側の部分と第２ライン１０Ｃとを連絡す

る再生用の第３ライン１４と、この第３ライン１４に設けられ第１ライン１２から第２ライン１０Ｃへ向かう圧油の流れのみを許すチェック弁７とを備えている。

再生切換弁６は、可変絞り６ａを形成したスプール６ｂと、パイロット圧力Ｐｘが導入され、スプール６ｂを閉弁方向に駆動する油圧駆動部６ｃと、スプール６ｂを開弁方向に付勢する設定ばね６ｄとを有し、油圧駆動部６ｃに導入されるパイロット圧力と設定ばね６ｄの付勢力とが釣り合う位置で可変絞り６ａの開口面積（絞り量）が設定される。

また、本実施例の油圧再生装置は、油圧シリンダ４の作動に関連する状態量である油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄを検出する検出手段、例えば圧力検出器１０１と、このポンプ１の吐出圧力Ｐｄの起動時や停止時の圧力脈動を除去するローパスフィルタ１２０と、再生切換弁６の油圧駆動部６ｃに導入されスプール６ｂを駆動するパイロット圧力Ｐｘを生成する圧力指示手段、例えば油圧源１０５Ａのパイロット一次圧力に基づき駆動信号ｉに応じた二次圧力をパイロット圧力Ｐｘとして生成する電磁比例弁１０５と、フィルタ１２０を介して圧力検出器１０１の検出値である油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄを入力し、この圧力に応じた駆動信号ｉを生成し電磁比例弁１０５に出力する制御装置１００とを備えている。

制御装置１００は、図２に示すように、油圧ポンプ１の吐出圧力ＰｄをＡ／Ｄ変換し入力する入力部１１２と、予め設定された油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄと電磁比例弁１０５の駆動信号ｉとの関係を記憶した記憶装置１１０と、この記憶装置１１０から油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄに対応する駆動信号ｉを読み出し出力する演算装置１１１と、この演算装置１１１から出力された信号

を電磁比例弁１０５の駆動信号ｉとして電流信号に変換し出力する出力部１１３とを備えている。

上記記憶装置１１０に記憶される油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄと駆動信号ｉとの関係は、図３に示すように、油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄが増加するにしたがって駆動信号ｉが減少するように設定されている。電磁比例弁１０５の出力特性は、図４に示すように、駆動信号ｉが増加するにしたがってパイロット圧力Ｐｘが増加するように設定されている。したがって、油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄとパイロット圧力Ｐｘとの関係は、図５に示すように、ポンプ吐出圧力Ｐｄが増加するにしたがってパイロット圧力Ｐｘが低下する関係となる。

一方、再生切換弁６においては、スプール６ｂの変位量ｘは、図６に示すように油圧駆動部６ｃに導入されるパイロット圧力Ｐｘとほぼ比例関係にあり、可変絞り６ａの開口面積Ａは、図７に示すようにスプール６ｂの変位量ｘが増加するにしたがって減少するように設定されている。また、可変絞り６ａの前後差圧ΔＰがΔＰｏで一定であれば、図８に示すように、可変絞り６ａを流れる圧油の流量（流出流量）Ｑｏは可変絞り６ａの開口面積Ａにほぼ比例する。このため、油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄと可変絞り６ａを流れる圧油の流量（流出流量）Ｑｏとは、図９に示すように、油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄが増加するにしたがって流出流量Ｑｏが増加する関係となる。このとき、第３ライン１４及びチェック弁７を介して第１ライン１２から第２ライン１０Ｃに流れる再生流量Ｑｒは、図１０に示すように、油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄが増加するにしたがって再生流量Ｑｒが減少する関係となる。

記憶装置１１０に記憶される上記の吐出圧力Ｐｄと駆動信号ｉ

との関係は、例えばキーボード１００ａ等の入力手段によって任意に書き換えることができる。

この第１の実施例は以上のように構成されており、例えば操作レバー装置２Ａを操作してパイロット圧力Ｐｉａ１を発生させ、方向切換弁２が２ａの位置に切換えられたとき、油圧ポンプ１からの圧油は吐出管路１０Ａ、ポンプライン１０Ｂ、第２ライン１０Ｃ及びチェック弁８を介しポンプポート２４を経て方向切換弁２に流入し、アクチュエータポート２２を通り、油圧シリンダ４のボトム側油室４ａに供給される。これにより油圧シリンダ４はロッドの伸長方向に駆動される。一方、油圧シリンダ４の動作に伴いロッド側油室４ｂから吐出される圧油は、方向切換弁２のアクチュエータポート２１から方向切換弁２に流入し、タンクポート２３を通り、再生切換弁６の可変絞り６ａを介してタンク９へと排出される。

以上のようにな油圧シリンダ４の駆動に際して、例えばアームが鉛直下向きの姿勢に向けて回動させる水平引き作業時のように油圧シリンダ４に加わる負荷が小さい時は、油圧シリンダ４のボトム側油室４ａの圧力が低く、圧力検出器１０１により検出される油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄも低く、制御装置１００から値の大きな駆動信号ｉが演算され（図３参照）、この駆動信号ｉは出力部１１３により電流信号に変換され、電磁比例弁１０５に出力される。このため、パイロット圧力Ｐｘが高くなり（図５参照）、再生切換弁６のスプール６ｂが可変絞り６ａの開口面積Ａを小さくする側に保持され（図６及び図７参照）、第１ライン１２内には可変絞り６ａの絞り量に応じた圧力が発生する。そして、この圧力が第２ライン１０Ｃの圧力以上になったとき、タンクポート２３から第１ライン１２に流出する戻り油の一部は第３ライン１

４及びチェック弁７を介して第２ライン１０Ｃ側に流れ、油圧ポンプ１からの圧油に合流してポンプポート２４に供給される。これによって、油圧シリンダ４に供給される圧油の流量が第１ライン１２から流れ込んだ再生流量分だけ増加し、その分油圧シリンダ４の移動速度が速くなる。

これに対し、例えば掘削作業時のように油圧シリンダ４に加わる負荷が大きい時は、ボトム側油室４ａの圧力が高くなり、圧力検出器１０１によって検出される油圧ポンプ１の吐出圧力も高くなり、制御装置１００で値の小さな駆動信号ｉが演算され電磁比例弁１０５に出力される（図３参照）。このため、パイロット圧力Ｐｘが低くなり（図５参照）、再生切換弁６のスプール６ｂが可変絞り６ａの開口面積Ａを大きくする側に移動し（図６及び図７参照）、可変絞り６ａにより第１ライン１２内に発生する圧力は低くなる。この結果、第１ライン１２の圧力は第２ライン１０Ｃの圧力よりも低くなり、チェック弁７は閉じられ、タンクポート２３から第１ライン１２に流出する戻り油は第２ライン１０Ｃ側に流れず（図１０参照）、その全量が再生切換弁６の可変絞り６ａを介してタンク９に排出される（図９参照）。このとき、可変絞り６ａの開口面積は大きいので、絞り作用による圧力損失はほとんど生じない。

このように本実施例では、油圧シリンダ４の負荷が小さいときは、油圧シリンダ４からタンク９へと戻される圧油の少なくとも一部を再生し油圧シリンダ４を駆動するために使用するため、油圧シリンダ４の移動速度を速めることができ、これによって作業効率を向上させることができる。また、油圧シリンダ４の負荷が大きくなると、油圧シリンダ４の駆動力も大きくなり、負荷を確実に駆動することができる。

また、本実施例では、前述したように制御装置１００の記憶装置１１０に設定される油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄと電磁比例弁１０５の駆動信号ｉとの関係は、キーボード１００ａ等の入力手段によって任意に設定することができ、これにより油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄの変化に対し再生切換弁６の可変絞り６ａを流れる流量の変化を緩やかなものにすることができる。以下、このことを従来技術と比較しながら説明する。

図１１は特公平４－５７８８１号公報に記載の従来の油圧再生装置を比較例として示すもので、図中、図１に示す部材と同等の部材には同じ符号を付している。従来の油圧再生装置は、第１ライン１２に設けられた再生切換弁６０と、第１ライン１２の再生切換弁６０より上流側の部分と第２ライン１０Ｃとを連絡する第３ライン１４と、この第３ライン１４に設けられ第１ライン１２から第２ライン１０Ｃへ向かう圧油の流れのみを許すチェック弁７とを備えている。

再生切換弁６０は、可変絞り６０ａを形成したスプール６０ｂと、第２ライン１０Ｃの圧力がパイロットライン１３を介して導入され、スプール６０Ｂを開弁方向に駆動する油圧駆動部６０ｃと、スプール６０ｂを閉弁方向に付勢する設定ばね６０ｄとを有し、油圧駆動部６０ｃに導入される圧力と設定ばね６０ｄの付勢力とが釣り合う位置で可変絞り６０ａの開口面積（絞り量）が設定される。

方向切換弁を２ａの位置に操作し、油圧シリンダ４をロッドの伸長方向に駆動する際、油圧シリンダ４の負荷が小さく、再生切換弁６０の油圧駆動部６０ｃに導入された第２ライン１０Ｃの圧力による押付力が設定ばね６０ｄの押付力よりも小さい間は、可変絞り６０ａが閉位置または絞り位置に保持されるため、第１ラ

イン１２には絞り量に応じた圧力が発生し、この圧力が第２ライン１０Ｃの圧力よりも高い圧力となったとき、方向切換弁２のタンクポート２３から第１ライン１２に流出する戻り油の一部は第３ライン１４及びチェック弁７を介して第２ライン１０Ｃに流れて再生され、油圧ポンプ１からの圧油に合流して方向切換弁２のポンプポート２４に供給される。これによって、油圧シリンダ４のボトム側油室４ａに供給される圧油の流量が第１ライン１２から流れ込んだ再生流量分だけ増加し、その分油圧シリンダ４の移動速度が速くなる。

一方、油圧シリンダ４の負荷が大きくなり、ボトム側油室４ａ内の圧力が高くなると、油圧ポンプ１の吐出圧力も高くなり、再生切換弁６０の油圧駆動部６０ｄに導入される第２ライン１０Ｃの圧力も高くなる。このため、再生切換弁６０のスプール６０ｂが開弁方向に操作され、第１ライン１２の圧力が低下し、第２ライン１０Ｃの圧力は第１ライン１２の圧力よりも高圧となり、チェック弁７は閉じたままとなり、大きな負荷に対して油圧シリンダの駆動力を確保することができる。

ところで、このような油圧再生装置にあっては、一般に再生切換弁６０は小型のものが使用されるため、再生切換弁６０に設けられる設定ばね６０ｄの長さを短く、ばね径を細くせざるを得ず、その結果、ばね定数が小さくなり、油圧ポンプ１の吐出圧力（第２ライン１０Ｃの圧力）に対するスプール６０ｂの変位特性が急峻になる。このため、油圧ポンプ１の吐出圧力（第２ライン１０Ｃの圧力）の変動がわずかであっても、可変絞り１０ａを流れる圧油の流量が急激に変化する。

この様子を図１２～図１５を用い説明する。なお、以下の説明では、第２ライン１０Ｃの圧力は油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄに

等しいと仮定する。

再生切換弁６０において、第２ライン１０Ｃの圧力Ｐｄと再生切換弁６０のスプール６０ｂの変位量ｘは、図１２に示すように、圧力ＰｄがＰｄ１のときスプール変位量ｘが最大ｘｍａｘとなり、Ｐｄ１以下では圧力Ｐｄが増加するにしたがってスプール変位量ｘは増加する管径となっている。圧力Ｐｄ１は設定ばね６０ｄのばね定数により決まる値である。スプール変位量ｘと可変絞り６０ａの開口面積Ａとの関係は図１３に示すようにほぼ比例関係にある。また、可変絞り６０ａの前後差圧ΔＰがΔＰｏで一定であれば、前述の図８に示すように、可変絞り６０ａを流れる圧油の流量（流出流量）Ｑｏは可変絞り６０ａの開口面積Ａにほぼ比例する。このため、油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄと可変絞り６０ａを流れる圧油の流量（流出流量）Ｑｏとは、図１４に示すように、油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄが増加するにしたがって流出流量Ｑｏが増加する関係となり、第２ライン１０Ｃの圧力がＰｄ１となったときに可変絞り６０ａを流れる流量Ｑｏは最大流量Ｑｏｍａｘとなる。このとき、第３ライン１４及びチェック弁７を介して第１ライン１２から第２ライン１０Ｃに流れる再生流量Ｑｒは、図１５に示すように、油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄが増加するにしたがって再生流量Ｑｒが減少する関係となり、第２ライン１０Ｃの圧力がＰｄ１となったときに再生流量Ｑｒは０となる。

したがって、可変絞り６０ａの前後差圧が△Ｐｏの場合、単位圧力変動に対する流出流量Ｑｏの変化△Ｑは、

$$\triangle Q = Q_{omax} / Pd1 \quad \cdots (1)$$

となる。ここで、上述したように設定ばね６０ｄはスペース上の問題からばね定数を大きくできないため、Ｐｄ１をあまり大きく設定できない。このため、設定ばね６０ｄの最大変位に相当する

圧力Ｐｄ１は低めに設定せざるを得ず、単位圧力変化に対する可変絞り６０ａからの流出流量の変化ΔＱが大きくなってしまう。すなわち、第２ライン１０Ｃ内のわずかな圧力変動に対しスプール６０ｂが大きく変位し、可変絞り６０ａから流出する流量も大きく変化する。

このため、（１）油圧シリンダ伸長動作時における油圧ポンプ１の吐出圧力のわずかな変動でも、第１ライン１２から第２ライン１０Ｃへの再生流量が急激に変化し、油圧シリンダ４の移動速度が急変する。このため、操作性が極めて悪いものとなる；（２）油圧ポンプ１の吐出圧力のわずかな変動でも、再生切換弁６０の可変絞り６０ａからの流出流量が急激に変化するため、第１ライン１２及び第２ライン１０Ｃの圧力変動が大きくなり、ハンチングを招く恐れがある；等の問題が生じる。

これに対し、本実施例ではこのような問題は生じないか、そのような問題を最小にすることができる。なお、以下の説明では、理解を容易にするため、再生切換弁６の設定ばね６ｄは従来装置の再生切換弁６０の設定ばね６０ｄと同じばね定数を持つものとして説明する。

制御装置１００の記憶装置１１０には、図３で先に説明したように、油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄが増加するにしたがって駆動信号ｉが減少するように設定された吐出圧力Ｐｄと駆動信号ｉとの関係が記憶されている。このような関係の設定に際し、本実施例では、油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄが０の時に駆動信号ｉが最大値ｉｍａｘとなり、吐出圧力Ｐｄが２Ｐｄ１のとき駆動信号ｉが０になるように設定する。このとき、吐出圧力がＰｄ１の時は駆動信号は最大値ｉｍａｘの１／２に近いｉａとなる。このような関係の設定は、キーボード１００ａ等の入力手段を操作するこ

とにより自在に行うことができる。

また、電磁比例弁１０５においては、図４に示すように、駆動信号ｉが最大値ｉｍａｘのときにパイロット圧力ＰｘがＰｄ１になるように出力特性を設定する。このとき、駆動信号がｉａのときパイロット圧力ＰｘはＰｄ１の１／２に近いＰｄｌａとなる。このように電磁比例弁１０５の出力特性を設定するとき、図５に示すポンプ吐出圧力Ｐｄとパイロット圧力Ｐｘとの関係は、吐出圧力が０のときパイロット圧力Ｐｘは最大値Ｐｄ１となり、吐出圧力が２Ｐｄ１のときパイロット圧力Ｐｘは０となり、吐出圧力がＰｄ１のときＰｄ１の１／２に近い上記のＰｄｌａとなる。

一方、上記のように再生切換弁６の設定ばね６ｄは従来装置の再生切換弁６０の設定ばね６０ｄと同じばね定数を持つのであるから、スプール変位量ｘは、図６に示すようにパイロット圧力Ｐｘが最大値Ｐｄ１のとき最大変位ｘｍａｘとなり、可変絞り６ａの開口面積も、図７に示すようにパイロット圧力Ｐｘが最大値Ｐｄ１のとき最大値Ａｍａｘとなる。

以上のことから、可変絞り６ａの前後差圧が△Ｐｏで一定であるとすると、可変絞り６ａを流れる流出流量Ｑｏは、図９に示すように油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄが０または低いときに０となり、ポンプ吐出圧力が２Ｐｄ１のとき最大流量Ｑｏｍａｘとなる。また、再生流量Ｑｒは、図１０に示すようにポンプ吐出圧力が０または低いときに最大流量Ｑｒｍａｘとなり、ポンプ吐出流量が２Ｐｄ１のときに０となる。したがって、油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄの単位圧力変動に対する可変絞り６ａからの流出流量の変化△Ｑは、

$$\triangle Q = Q_{omax} / (2 \times P_{d1}) \qquad \cdots (2)$$

となり、上述した（１）式に比べ流出流量の変化が半分になるこ

とが分かる。

また、流出流量の変化が少なくなることに伴い、第１ライン１２から第２ライン１０Ｃへの再生流量の変化も緩やかとなり、シリンダ４の移動速度も急激に変化することがなくなる。

この第１の実施例によれば、次の効果が得られる。

（ａ）油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄと比例電磁弁１０５に出力する駆動信号ｉとの関係を任意に設定することができるため、油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄの変化による再生流量の急激な変化を回避でき、これに伴いシリンダの速度も急激に変化することがなくなるため、従来技術に比べ操作性を向上させることができる。

（ｂ）また、第１ライン１２及び第２ライン１０Ｃの圧力変動が小さくなることに加え、ローパスフィルタ１２０により特に油圧シリンダ４の起動、停止時に生じる圧力脈動分を除去できるため、ハンチングを効果的に防止し、安全性を確保することができる。

（ｃ）また、記憶装置１１１に記憶される油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄと駆動信号ｉの関係は任意に設定できるため、作業内容に応じて再生流量を減らし、油圧シリンダ４の速度を遅くすることができる。

（ｄ）更に、本実施例では、第２ライン１０Ｃの圧力でなく油圧ポンプ１の吐出圧力を直接検出し、その値に基づいて再生流量を制御しているので、油圧シリンダ４にかかる負荷が急激に増大しチェック弁８が閉じるような負荷圧力の変動があっても、油圧ポンプ１の吐出圧力は大きく変化しないので、再生流量が急激に変化することがなく、安定した再生流量の制御が可能である。

なお、第１の実施例では、説明を容易にするために再生切換弁６の設定ばね６ｄを従来の技術と同等のばね定数を持つものとし

たが、ばね定数の小さなばねを有する再生切換弁を設置し、このばね力に応じて電磁比例弁１０５によって供給されるパイロット圧力Ｐｘを低く設定するようにしてもよい。

第２の実施例

本発明の第２の実施例を図１６により説明する。図中、図１に示す部材と同等の部材には同じ符号を付している。

この第２の実施例は、油圧シリンダ４の作動に関連する状態量として油圧シリンダ４のボトム側の油室４ａ内の圧力、すなわち負荷圧力Ｐｈを検出する圧力検出器１０６を備えている。また、制御装置１００Ａの記憶装置１１０には、油圧シリンダ４の油室４ａ内の圧力Ｐｈと電磁比例弁１０５の駆動信号ｉとの関係が記憶されている。この負荷圧力ｈと駆動信号ｉとの関係は、第１の実施例のポンプ吐出圧力Ｐｄと駆動信号ｉとの関係とほぼ同様に設定されている。その他は、上述した第１の実施例と同様の構成となっている。

油圧ポンプ１から吐出された圧油により油圧シリンダ４が駆動されるとき、油圧シリンダ４の負荷圧力が高くなると油圧ポンプ１の吐出圧力が高くなり、油圧シリンダ４の負荷圧力が低くなると油圧ポンプ１の吐出圧力が低くなるというように、油圧ポンプ１の吐出圧力と油圧シリンダ４の負荷圧力とは一定の関係をもって変化する。このため、油圧ポンプ１の吐出圧力に変え油圧シリンダ４の負荷圧力を検出することによっても、上述した第１の実施例と同様に再生流量を制御することができる。

また、本実施例では、方向切換弁２が２ｃの中立状態にあっても、図示しない油圧ショベルのアームを含むフロント姿勢に応じた油圧シリンダ４のボトム側油室４ａの圧力Ｐｈが検出され、これに応じて再生切換弁６のスプール６ｂを動作させる。これによ

り、再生切換弁６のスプールは方向切換弁２の位置によらず常時油圧シリンダ４の負荷圧力に応じた位置に制御されるため、方向切換弁２を中立位置２ｃから２ａまたは２ｂの位置に切換えたときに遅れることなく再生流量を制御することができる。

また、油圧シリンダ４と油圧モータ５を同時に駆動する複合操作に際して、仮に油圧モータ５の負荷圧力が油圧シリンダ４の負荷圧力よりも高くても、油圧シリンダ４の負荷圧力に応じて再生流量が制御されるため、再生流量の変動が少なくかつ確実に再生流量の制御を行えるという効果もある。

以上のようにこの第２の実施例によれば、上述した第１の実施例によって得られる（ａ）～（ｃ）の効果に加え、方向切換弁２を中立位置から切換えたときに急激に再生流量が変動することがないと共に、複合操作に際しても再生流量の変動が少なく確実な再生流量の制御が行えるという効果を得ることができる。

第３の実施例

本発明の第３の実施例を図１７及び図１８により説明する。図中、図１に示す部材と同等の部材には同じ符号を付している。

この第３の実施例は、油圧シリンダ４の作動に関連する状態量として方向切換弁２に付与されるパイロット圧力Ｐｉａ１，Ｐｉａ２を検出する圧力検出器１０２ａ，１０２ｂを備えている。また、制御装置１００Ｂの記憶装置１１０には、パイロット圧力Ｐｉａ１またはＰｉａ２と電磁比例弁１０５の駆動信号ｉとの関係が記憶されている。このパイロット圧力Ｐｉａ１またはＰｉａ２と電磁比例弁１０５の駆動信号ｉとの関係は、図１８に示すように、パイロット圧力Ｐｉａ１またはＰｉａ２が０か低いときに駆動信号ｉは最大値ｉｍａｘとなり、パイロット圧力Ｐｉａ１またはＰｉａ２が増加するにしたがって駆動信号ｉが非直線的に減少

するように設定されている。即ち、パイロット圧力Ｐｉａ１またはＰｉａ２がある程度高くなるとパイロット圧力に対する駆動信号の変化が緩やかになり、パイロット圧力Ｐｉａ１またはＰｉａ２の単位量変化に対する再生切換弁６により第２ライン１Ｃに生じる圧力変化がパイロット圧力Ｐｉａ１またはＰｉａ２で再生可変絞り６を直接駆動したときよりも小さくなるように、パイロット圧力Ｐｉａ１またはＰｉａ２と駆動信号ｉとの関係が設定されている。その他は、上述した第１の実施例と同様の構成となっている。

このように構成した第３の実施例では、方向切換弁２の操作レバー装置２Ａ（図１参照）の操作量に応じたパイロット圧力Ｐｉａ１，Ｐｉａ２が圧力検出器１０２ａ，１０２ｂによって検出され、このパイロット圧力Ｐｉａ１，Ｐｉａ２に応じた信号が制御装置１００に導かれる。制御装置１００に備えられる演算装置１１１（図２参照）は、パイロット圧力Ｐｉａ１とパイロット圧力Ｐｉａ２の大小関係を比較して高圧側の圧力を選択し、この選択された圧力に対応する電磁比例弁１０５の駆動信号ｉを記憶装置１１０より読み出す。そして、この駆動信号ｉは出力部１１３（図２参照）により電流信号に変換され、電磁比例弁１０５に出力される。これにより、電磁比例弁１０５は駆動信号ｉに応じたパイロット圧力Ｐｘを発生し、再生切換弁６のスプール６ｂはそのパイロット圧力Ｐｘに応じた位置に移動するよう制御される。

この第３の実施例によれば、方向切換弁２の操作レバー装置が操作され、パイロット圧力Ｐｉａ１またはＰｉａ２がある程度高くなると駆動信号の変化が緩やかになるため、方向切換弁２のメータイン可変絞り２５及び図示しないセンターバイパスライン１Ｂに対するブリードオフ可変絞りの開口面積と再生切換弁６の可

変絞り６ａの開口面積との関係で決まる第２ライン１０Ｃの圧力変化が小さくなり、再生流量の変化が小さくなる。このため、第１の実施例と同様に、再生流量の急激な変化を回避することができ、操作性を向上させることができると共に、再生流量のハンチングを効果的に防止し、安全性を確保することができる。

また、方向切換弁２が中立位置２ｃから切換位置２ａまたは２ｂに切換えられると同時に再生切換弁６が動作し、第１ライン１２から第２ライン１０Ｃへと圧油が再生されるため、操作レバー装置の操作の途中から再生が開始して急に油圧シリンダ４の移動速度が速くなるという不具合を解消できる。

したがって、この第３の実施例によれば、第１の実施例によって得られる（ａ）～（ｃ）の効果に加え、操作性を更に向上できるという効果を得ることができる。

なお、第３の実施例において、パイロット圧力Ｐｉａ１またはＰｉａ２の変化率に比例して駆動信号ｉの変化率を変える構成を付加し、操作レバー装置２Ａの操作速度に応じて再生切換弁６の駆動速度、即ちスプール６ｂの移動速度を制御するようにしてもよい。このようにした場合は、例えば操作レバー装置２Ａを急操作し方向切換弁２を急操作したときには、方向切換弁２の切換動作に応答性良く追従して再生切換弁６が駆動されるので、必要な再生流量を速やかに油圧シリンダ４に供給し、操作性を更に向上することができる。

第４の実施例

本発明の第４の実施例を図１９及び図２０により説明する。図中、図１及び図１７に示す実施例と同等の部材には同じ符号を付している。

この第４の実施例は、油圧シリンダ４の作動に関連する状態量

として油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄを検出する圧力検出器１０１と、方向切換弁２に付与されるパイロット圧力Ｐｉａ１，Ｐｉａ２を検出する圧力検出器１０２ａ，１０２ｂとを備えている。また、制御装置１００Ｃの記憶装置１１０（図２参照）は、図２０に示すようにパイロット圧力Ｐｉａ１，Ｐｉａ２と電磁比例弁１０５の駆動信号ｉとの関係を記憶する記憶部１１０ａと、油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄと補正係数Ｋとの関係を記憶する記憶部１１０ｂとを有している。パイロット圧力Ｐｉａ１，Ｐｉａ２と電磁比例弁１０５の駆動信号ｉとの関係は、第３の実施例と同様に、パイロット圧力Ｐｉａ１またはＰｉａ２が０か低いときに駆動信号ｉは最大値ｉｍａｘとなり、パイロット圧力Ｐｉａ１またはＰｉａ２が増加するにしたがって駆動信号ｉが減少するように設定されている。また、油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄと補正係数Ｋとの関係は、油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄが０か低いときに補正係数Ｋは最大値Ｋｍａｘとなり、吐出圧力Ｐｄが増加するにしたがって補正係数Ｋが減少するように設定されている。制御装置１００Ｃは、また、記憶装置１１０から読み出した駆動信号ｉと補正係数Ｋとの積ｉ＊を求める乗算機能１１４を有している。その他は、上述した第１及び第３の実施例と同様の構成となっている。

このように構成した第４の実施例では、方向切換弁２の操作レバー装置２Ａ（図１参照）の操作量に応じたパイロット圧力Ｐｉａ１，Ｐｉａ２が圧力検出器１０２ａ，１０２ｂによって検出され、このパイロット圧力Ｐｉａ１，Ｐｉａ２に応じた信号が制御装置１００Ｃに導かれる。また、油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄが圧力検出器１０１により検出され、この吐出圧力Ｐｄに応じた信号がローパスフィルタ１２０を介し制御装置１００Ｃに導かれる。制御装置１００Ｃに備えられる演算装置１１１（図２参照）は、

パイロット圧力Ｐｉａ１とパイロット圧力Ｐｉａ２の大小関係を演算して高圧側の圧力を選択し、この選択された圧力に対応する電磁比例弁１０５の駆動信号ｉを記憶装置１１０より読み出すとともに、油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄに対応する補正係数Ｋを記憶装置１１０より読み出し、次に記憶装置１１０から読み出した駆動信号ｉと補正係数Ｋとの積ｉ＊を求める。そして、この値ｉ＊は、出力部１１３（図２参照）により電流信号に変換され、駆動信号ｉ＊として電磁比例弁１０５に出力される。これにより、電磁比例弁１０５は駆動信号ｉ＊に応じたパイロット圧力Ｐｘを発生し、再生切換弁６のスプール６ｂはそのパイロット圧力Ｐｘに応じた位置に制御される。

この第４の実施例によれば、方向切換弁２の操作レバー装置が操作され、方向切換弁２が中立位置２ｃから切換位置２ａまたは２ｂに切換えられると同時に再生切換弁６が動作すると共に、油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄの状況に応じて再生切換弁６が動作し、再生流量が制御される。このため、第１の実施例と第３の実施例の両方の効果が得られ、従来に比べ操作性が一層向上する。

なお、第４の実施例ではパイロット圧力Ｐｉａ１，Ｐｉａ２に基づいて駆動信号ｉを演算し、油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄに基づいて補正係数Ｋを演算したが、逆に油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄに基づいて駆動信号ｉを演算し、パイロット圧力Ｐｉａ１，Ｐｉａ２に基づいて補正係数Ｋを演算してもよい。また、また、第４の実施例では駆動信号ｉと補正係数Ｋを乗算して駆動信号ｉ＊を求めたが、パイロット圧力Ｐｉａ１，Ｐｉａ２と油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄの一方で第１の駆動信号ｉ１を演算し、他方で第２の駆動信号ｉ２を演算し、両者を加算することで駆動信号ｉ＊を求めてもよい。

第５の実施例

本発明の第５の実施例を図２１及び図２２により説明する。図中、図１及び図１７に示す実施例と同等の部材には同じ符号を付している。

この第５の実施例は、図２１に示すように、油圧シリンダ４の作動に関連する状態量として方向切換弁２及び３に付与されるパイロット圧力Ｐｉａ１，Ｐｉａ２及びＰｉｂ１，Ｐｉｂ２を検出する圧力検出器１０２ａ，１０２ｂ及び１０３ａ，１０３ｂを備えている。また、制御装置１００Ｄの記憶装置１１０（図２参照）には、図２２に示すようにパイロット圧力Ｐｉａ１，Ｐｉａ２及びＰｉｂ１，Ｐｉｂ２と電磁比例弁１０５の駆動信号ｉとの関係が記憶されている。パイロット圧力Ｐｉａ１，Ｐｉａ２及びＰｉｂ１，Ｐｉｂ２と電磁比例弁１０５の駆動信号ｉとの関係は、パイロット圧力Ｐｉａ１またはＰｉａ２が０か低いときに駆動信号ｉは最大値ｉｍａｘとなり、パイロット圧力Ｐｉａ１またはＰｉａ２が増加するにしたがって駆動信号ｉが減少すると共に、パイロット圧力Ｐｉｂ１，Ｐｉｂ２が低いときは駆動信号ｉは小さく、パイロット圧力Ｐｉｂ１，Ｐｉｂ２が増加するにしたがって駆動信号ｉが大きくなるように設定されている。その他は、上述した第１及び第３の実施例と同様の構成となっている。

このように構成した第５の実施例では、方向切換弁２及び３の操作レバー装置２Ａ，３Ａ（図１参照）の操作量に応じたパイロット圧力Ｐｉａ１，Ｐｉａ２及びＰｉｂ１，Ｐｉｂ２が圧力検出器１０２ａ，１０２ｂ及び１０３ａ，１０３ｂによって検出され、これらのパイロット圧力に応じた信号が制御装置１００Ｄに導かれる。制御装置１００に備えられる演算装置１１１（図２参照）は、方向切換弁２のパイロット圧力Ｐｉａ１とＰｉａ２の大小関

係、及び方向切換弁３のパイロット圧力Ｐｉｂ１とＰｉｂ２の大小関係を演算し、それぞれ高圧側の圧力を選択し、この選択された圧力に対応する電磁比例弁１０５の駆動信号ｉを記憶装置１１０より読み出す。そして、この駆動信号ｉは出力部１１３（図２参照）により電流信号に変換され、電磁比例弁１０５に出力される。これにより、電磁比例弁１０５は駆動信号ｉに応じたパイロット圧力Ｐｘを発生し、再生切換弁６のスプール６ｂはそのパイロット圧力Ｐｘに応じた位置に移動するよう制御される。

この第５の実施例によれば、方向切換弁２の操作レバー装置２Ａ（図１参照）のみを操作したときはその操作量に応じて再生流量が制御されるので、第３の実施例と同様の効果が得られる。

また、方向切換弁２と３の双方の操作レバー装置２Ａ，３Ａを同時に操作したときには、方向切換弁３の操作レバー装置３Ａの操作量が大きく、油圧モーター５に供給される流量が増加するにしたがって駆動信号ｉが大きくなり、再生流量が増加する。このため、図示しないアームと旋回との複合動作に際して、油圧モータ５（旋回モーター）に供給される流量によって油圧ポンプ１から油圧シリンダ（アームシリンダー）４に供給される流量が減ったとしても、それに応じて再生流量が増大するため油圧シリンダ４の速度を上げることができ、複合動作での操作性を向上できるという効果を得ることができる。

第６の実施例

本発明の第６の実施例を図２３及び図２４により説明する。図中、図１、図１７及び図２１に示す部材と同等の部材には同じ符号を付している。

この第６の実施例は、油圧シリンダ４の作動に関連する状態量として方向切換弁２及び３に付与されるパイロット圧力Ｐｉａ１，

Ｐｉａ２及びＰｉｂ１，Ｐｉｂ２を検出する圧力検出器１０２ａ，１０２ｂ及び１０３ａ，１０３ｂと、油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄを検出する圧力検出器１０１とを備えている。また、制御装置１００Ｅの記憶装置１１０（図２参照）は、図２３に示すように、パイロット圧力Ｐｉａ１，Ｐｉａ２及びＰｉｂ１，Ｐｉｂ２と電磁比例弁１０５の駆動信号ｉとの関係を記憶する記憶部１１０ｃと、油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄと補正係数Ｋとの関係を記憶する記憶部１１０ｄとを有している。パイロット圧力Ｐｉａ１，Ｐｉａ２及びＰｉｂ１，Ｐｉｂ２と電磁比例弁１０５の駆動信号ｉとの関係は、第５の実施例と同様に、パイロット圧力Ｐｉａ１またはＰｉａ２が０か低いときに駆動信号ｉは最大値ｉｍａｘとなり、パイロット圧力Ｐｉａ１またはＰｉａ２が増加するにしたがって駆動信号ｉが減少すると共に、パイロット圧力Ｐｉｂ１，Ｐｉｂ２が低いときは駆動信号ｉは小さく、パイロット圧力Ｐｉｂ１，Ｐｉｂ２が増加するにしたがって駆動信号ｉが大きくなるように設定されている。また、油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄと補正係数Ｋとの関係は、第４の実施例と同様に、油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄが０か低いときに補正係数Ｋは最大値Ｋｍａｘとなり、吐出圧力Ｐｄが増加するにしたがって補正係数Ｋが減少するように設定されている。制御装置１００Ｅは、また、記憶装置１１０から読み出した駆動信号ｉと補正係数Ｋとの積ｉ＊を求める乗算機能１１４を有している。その他は、上述した第１及び第３の実施例と同様の構成となって

このように構成した第６の実施例では、方向切換弁２及び３の操作レバー装置２Ａ，３Ａ（図１参照）の操作量に応じたパイロット圧力Ｐｉａ１，Ｐｉａ２及びＰｉｂ１，Ｐｉｂ２が圧力検出器１０２ａ，１０２ｂ及び１０３ａ，１０３ｂによって検出され

るとともに、油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄが圧力検出器１０１によって検出され、これらの圧力に応じた信号が制御装置１００Ｅに導かれる。制御装置１００Ｅに備えられる演算装置１１１（図２参照）は、方向切換弁２のパイロット圧力Ｐｉａ１とＰｉａ２の大小関係、方向切換弁３のパイロット圧力Ｐｉｂ１とＰｉｂ２の大小関係を演算し、それぞれ高圧側の圧力を選択し、この選択された圧力に対応する電磁比例弁１０５の駆動信号ｉを記憶装置１１０より読み出す。さらに、油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄに対応する補正係数Ｋを記憶装置１１０より読み出し、この補正係数Ｋと前述した駆動信号ｉとの積ｉ＊を算出する。この値ｉ＊は、出力部１１３（図２参照）により電流信号に変換され、電磁比例弁１０５に出力される。これにより、電磁比例弁１０５は駆動信号ｉに応じたパイロット圧力Ｐｘを発生し、再生切換弁６のスプール６ｂはそのパイロット圧力Ｐｘに応じた位置に移動するよう制御される。

この第６の実施例によれば、方向切換弁２の操作レバー装置２Ａ（図１参照）のみを操作したときはその操作量とポンプ吐出圧力とに応じて再生流量が制御されるので、第４の実施例と同様に再生流量の急激な変化を防止でき操作性を向上させることができ、第１の実施例と第３の実施例の両方の効果が得られる。

また、方向切換弁２と３の双方の操作レバー装置２Ａ，３Ａを同時に操作したときには、それらの操作量とポンプ吐出圧力とに応じて再生流量が制御されるので、再生流量の急激な変化を防止でき操作性を向上させることができる上、図示しないアームと旋回との複合動作時においても油圧シリンダ４の速度を上げることができ、第４の実施例と第５の実施例の両方の効果が得られる。

第７の実施例

本発明の第７の実施例を図２５及び図２６により説明する。図中、図１、図１７及び図２１に示す部材と同等の部材には同じ符号を付している。

この第７の実施例は、第６の実施例と同様に圧力検出器１０２ａ，１０２ｂ及び１０３ａ，１０３ｂと圧力検出器１０１を備えている。また、制御装置１００の記憶装置１１０は、図２６に示すように、パイロット圧力Ｐｉａ１，Ｐｉａ２及びＰｉｂ１，Ｐｉｂ２と電磁比例弁１０５の駆動信号ｉとの第１及び第２の関係をそれぞれ記憶する記憶部１１０ｅ，１１０ｆと、油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄと補正係数Ｋとの関係を記憶する記憶部１１０ｇとを有している。パイロット圧力Ｐｉａ１，Ｐｉａ２及びＰｉｂ１，Ｐｉｂ２と電磁比例弁１０５の駆動信号ｉとの第１及び第２の関係は、それぞれ第５の実施例と同様に、パイロット圧力Ｐｉａ１またはＰｉａ２が０か低いときに駆動信号ｉは最大値ｉｍａｘとなり、パイロット圧力Ｐｉａ１またはＰｉａ２が増加するにしたがって駆動信号ｉが減少すると共に、パイロット圧力Ｐｉｂ１，Ｐｉｂ２が低いときは駆動信号ｉは小さく、パイロット圧力Ｐｉｂ１，Ｐｉｂ２が増加するにしたがって駆動信号ｉが大きくなるように設定されている。このうち、記憶部１１０ｅに記憶される第１の関係は記憶部１１０ｆに記憶されている第２の関係に対し、同じパイロット圧力で前者の駆動信号ｉが後者の駆動信号より大きくなり再生流量が多量となるように設定されている。また、油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄと補正係数Ｋとの関係は、第４の実施例と同様に、油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄが０か低いときに補正係数Ｋは最大値Ｋｍａｘとなり、吐出圧力Ｐｄが増加するにしたがって補正係数Ｋが減少するように設定されている。

この第７の実施例は、またモードスイッチ１０４を備え、制御

装置１００Ｆは、このモードスイッチ１０４のオンオフ信号に応じて記憶部１１０ｅに記憶した第１の関係から得られる駆動信号ｉと記憶部１１０ｆに記憶した第２の関係から得られる駆動信号ｉの一方を選択する選択機能１１５と、選択された駆動信号ｉと補正係数Ｋとの積ｉ＊を求める乗算機能１１４を有している。その他については、第６の実施例と同様の構成となっている。

この第７の実施例は以上のように構成されており、演算装置１１１（図２参照）は圧力検出器１０２ａ，１０２ｂ，１０３ａ，１０３ｂからの信号に応じた駆動信号を記憶部１１０ｅ，１１０ｆから読み出し、モードスイッチ１０４からのオンオフ信号に応じてその駆動信号ｉの一方を選択する。さらに、油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄの値に応じた補正係数Ｋを記憶部１１０ｇより読み出し、この補正係数Ｋと駆動信号ｉとの積ｉ＊を算出する。

この第７の実施例によれば、第６の実施例の効果に加え、モードスイッチ１０４の操作により再生流量を多くしたり、少なくしたりし、再生流量の一層適切な制御を可能とし操作性を更に向上できるという効果が得られる。

第８の実施例

本発明の第８の実施例を図２７を用い、第７の実施例に係わる図２５を参照して説明する。図２７において、図２４に示す機能と同等の機能には同じ符号を付している。

この第８の実施例は、第６の実施例と同様に圧力検出器１０２ａ，１０２ｂ及び１０３ａ，１０３ｂと圧力検出器１０１を備えている。また、制御装置１００の記憶装置１１０も、第６の実施例と同様にパイロット圧力Ｐｉａ１，Ｐｉａ２及びＰｉｂ１，Ｐｉｂ２と電磁比例弁１０５の駆動信号ｉとの関係、及び油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄと補正係数Ｋとの関係を記憶した記憶部１１

０ｃ，１１０ｄを有している。

この第７の実施例は、また図２５に示すように再生選択スイッチ１０４Ａを備え、制御装置１００Ｇは、図２７に示すように、駆動信号ｉと補正係数Ｋとの積ｉ＊を求める乗算機能１１４と、再生選択スイッチ１０４Ａのオンオフ信号に応じて駆動信号ｉ＊の出力を断接する切換機能１６０とを有している。その他については、第６の実施例と同様の構成となっている。

この第８の実施例は以上のように構成されており、再生制御が不要なときは再生選択スイッチ１０４Ａをオフにして切換機能１６０をオフ状態にすることで、駆動信号ｉ＊は出力されなくなり再生流量が０となる。これにより、油圧シリンダ４は再生流量のない低速度で駆動される。再生選択スイッチ１０４Ａをオンにすると、制御機能１６０はオン状態になり、駆動信号ｉが出力されるようになる。これにより、第６の実施例と同様に再生制御を働かせ、操作性を向上することができる。

したがって、この第８の実施例によれば、第６の実施例と同じ効果が得られると共に、整地の仕上げ作業のように油圧シリンダ４をできるだけ低速にして作業を行ないたい場合には再生制御を解除し、油圧シリンダ４を低速度にし作業性を向上できるという効果が得られる。

第９の実施例

本発明の第９の実施例を図２８により説明する。図中、図１に示す部材と同等の部材には同じ符号を付している。

この第９の実施例は、可変容量型の油圧ポンプ１と複数の油圧アクチュエータ例えばアーム用の油圧シリンダ４及びブーム用の油圧シリンダ５との間にそれぞれパイロット式方向切換弁２，３を設置し、方向切換弁２とタンク９とを結ぶ第１ライン１２上に

圧力発生手段として可変リリーフ弁６０を設置している。電磁比例弁１０５で発生したパイロット圧力Ｐｘは可変リリーフ弁６０の設定部に導入され、可変リリーフ弁６０の設定圧が調整される。その他は上述した第１の実施例と同様の構成となっている。

この第９の実施例では、油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄに応じた電磁比例弁１０５からのパイロット圧力Ｐｘにより、可変リリーフ弁６０の設定圧が変化する。このため、油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄが低いときは、可変リリーフ弁６０へのパイロット圧力Ｐｘが増加し、第１ライン１２から第２ライン１０Ｃへの再生流量が増加する。一方、油圧ポンプ１の吐出圧力Ｐｄが高圧になると、可変リリーフ弁６０へのパイロット圧力Ｐｘが低下し、第１ライン１２から第２ライン１０Ｃへの再生流量が減少する。

この第９の実施例によっても、第１の実施例と同様に従来技術に比べ操作性を良くすることができる。

産業上の利用可能性

以上述べたように本発明によれば、再生流量の急激な変動を防止できるため、従来技術に比べ操作性を良くすることができる。また、再生流量のハンチングを防止できるため、安全性を確保できる。また、再生流量を任意に変えることができるため、作業内容に応じてアクチェータ速度を自由に設定でき、作業効率を向上させることができる。

請求の範囲

１．　可変容量型の油圧ポンプ(1) から供給される圧油によって作動する複数のアクチュエータ(4, 5) と、前記油圧ポンプと前記複数のアクチュエータとの間にそれぞれ設けられ対応するアクチュエータに供給される圧油の流れを制御する複数の方向切換弁(2, 3) とを備えた油圧駆動装置に設けられ、前記複数の方向切換弁のうちの少なくとも１つの方向切換弁(2) のタンクポート(23)とタンク(9) とを連絡する第１ライン(12)に設けられ、制御信号(Px)に応じてタンクポートからタンクに流れる流量を制御する可変抵抗手段(6;60)と、前記第１ラインの可変抵抗手段より上流側の部分と前記方向切換弁のポンプポート(24)に接続された第２ライン(10C) とを連絡する第３ライン(14)と、前記第３ラインに設けられ第１ラインから第２ラインへ向かう圧油の流れのみを許すチェック弁(7) とを備えた油圧再生装置において、

（ａ）前記アクチュエータ(4) の作動に関連する状態量(Pd;Ph;Pia1, Pia2;Pib1, Pib2) を検出する検出手段(101;106;102a, 102b;103a, 103b) と；

（ｂ）前記検出手段からの信号を入力し、予め記憶した関係に基づき前記状態量に応じた駆動信号(i;i*)を生成する制御手段(100;100A-100H) と；

（ｃ）前記駆動信号を入力し、その駆動信号に応じて前記制御信号(Px)を生成する制御信号発生手段(105) と；

を備えることを特徴とする油圧再生装置。

２．　請求の範囲第１項記載の油圧再生装置において、前記状態

量は前記方向切換弁(2) に対応するアクチュエータ(4) の作動によって変化する圧力(Pd;Ph) であることを特徴とする油圧再生装置。

３． 請求の範囲第２項記載の油圧再生装置において、前記予め記憶した関係は、前記状態量としての圧力(Pd;Ph) の単位量変化に対する前記可変抵抗手段(6;60)からの流出流量の変化が前記圧力(Pd;Ph) で前記可変抵抗手段を直接駆動したときよりも小さくなるように、前記圧力(Pd;Ph) と前記駆動信号(i) との関係が設定されていることを特徴とする油圧再生装置。

４． 請求の範囲第２項記載の油圧再生装置において、前記状態量としての圧力は前記油圧ポンプ(1) の吐出圧力(Pd)であることを特徴とする油圧再生装置。

５． 請求の範囲第２項記載の油圧再生装置において、前記状態量としての圧力は前記方向切換弁(2) に対応するアクチュエータ(4) の負荷圧力(Ph)であることを特徴とする油圧再生装置。

６． 請求の範囲第１項記載の油圧再生装置において、前記状態量は前記方向切換弁(2) に付与され対応するアクチュエータ(4) の作動を指令する操作信号(Pia1, Pia2) であることを特徴とする油圧再生装置。

７． 請求の範囲第６項記載の油圧再生装置において、前記予め記憶した関係は、前記状態量としての操作信号(Pia1, Pia2) の単位量変化に対する前記可変抵抗手段(6;60)により第２ライン(12)

に生じる圧力変化が前記操作信号で可変抵抗手段を直接駆動したときよりも小さくなるように、前記前記操作信号(Pia1, Pia2) と前記駆動信号(i) との関係が設定されていることを特徴とする油圧再生装置。

８．　請求の範囲第６項記載の油圧再生装置において、前記方向切換弁がパイロット操作式の弁(2) であり、前記状態量としての操作信号は前記方向切換弁に付与されるパイロット圧力(Pia1, Pia2) であることを特徴とする油圧再生装置。

９．　請求の範囲第１項記載の油圧再生装置において、前記状態量は、前記方向切換弁(2) に対応するアクチュエータ(4) の作動によって変化する圧力(Pd;Ph) と、前記方向切換弁に付与され対応するアクチュエータの作動を指令する操作信号(Pia1, Pia2) とであり、前記制御手段(100C;100E;100F;100G) は前記圧力と操作信号とを組み合わせて前記駆動信号(i*)を生成する手段(114) を有することを特徴とする油圧再生装置。

１０．　請求の範囲第１項記載の油圧再生装置において、前記状態量は、前記方向切換弁(2) に付与され対応するアクチュエータ(4) の作動を指令する操作信号(Pia1, Pia2) と、他の方向切換弁(3) に付与され対応するアクチュエータ(5) の作動を指令する操作信号(Pib1, Pib2) とであり、前記制御手段(100D-100G) は前記２つの操作信号を組み合わせて前記駆動信 (i*) 号を生成する手段(114) を有することを特徴とする油圧再生装置。

１１．　請求の範囲第１項記載の油圧再生装置において、前記状

態量は、前記方向切換弁(2) に対応するアクチュエータ(4) の作動によって変化する圧力(Pd;Ph) と、前記方向切換弁に付与され対応するアクチュエータの作動を指令する操作信号(Pia1, Pia2) と、他の方向切換弁(3) に付与され対応するアクチュエータの作動を指令する操作信号(Pib1, Pib2) とであり、前記制御手段(100E-100G) は前記圧力と前記２つの操作信号を組み合わせて前記駆動信号を生成する手段(114) を有することを特徴とする油圧再生装置。

１２．　請求の範囲第１項記載の油圧再生装置において、前記制御手段(100F)にモード信号を出力するモードスイッチ手段(104) を更に備え、前記制御手段(100F)は、前記予め記憶した関係として前記状態量(Pia1, Pia2, Pib1, Pib2) と前記駆動信号(i) との複数の関係を記憶した記憶手段(110e, 110f) と、前記モード信号に応じて前記複数の関係の１つに基づいて前記駆動信号を生成する選択手段(115) とを有することを特徴とする油圧再生装置。

１３．　請求の範囲第１項記載の油圧再生装置において、前記制御手段(100G)に選択信号を出力する再生選択スイッチ手段(104A) を更に備え、前記制御手段(100G)は、前記選択信号に応じて前記駆動信号(i*)の出力を切換える切換え手段(160) を有することを特徴とする油圧再生装置。

１４．　請求の範囲第１項記載の油圧再生装置において、前記可変抵抗手段が可変絞り(6a)を有する弁手段(6) であることを特徴とする油圧再生装置。

15. 請求の範囲第1項記載の油圧再生装置において、前記可変抵抗手段が可変リリーフ弁(6)であることを特徴とする油圧再生装置。

16. 請求の範囲第1項記載の油圧再生装置において、前記制御信号発生手段がパイロット圧力(px)を発生する電磁比例弁(105)であることを特徴とする油圧再生装置。

17. 請求の範囲第1項記載の油圧再生装置において、前記検出手段(101;106)と前記制御手段(100;100A;100C;100E-100H)との間に配置され、前記検出手段からの信号の低周波数成分を除去するローパスフィルタ(120)を更に備えることを特徴とする油圧再生装置。

図 1

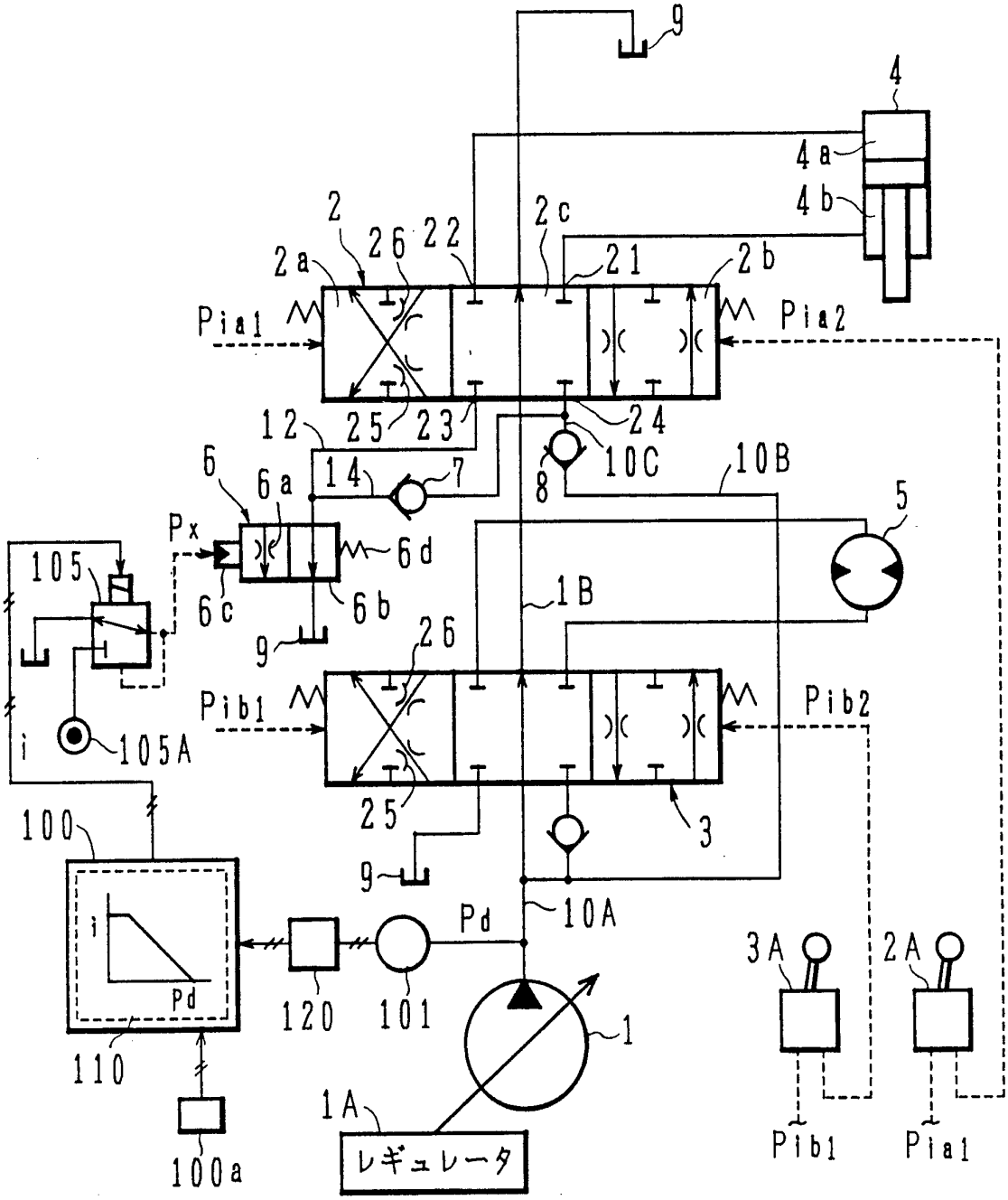

9
4
4a
4b
2
26
22
2c
21
2b
2a
Pia1
Pia2
12
25
23
24
6
6a
14
7
8
10C
10B
5
Px
6d
6c
6b
105
1B
26
Pib1
Pib2
i
105A
25
3
100
9
Pd
10A
3A
2A
120
101
1
110
1A
100a
レギュレータ
Pib1
Pia1

図 2

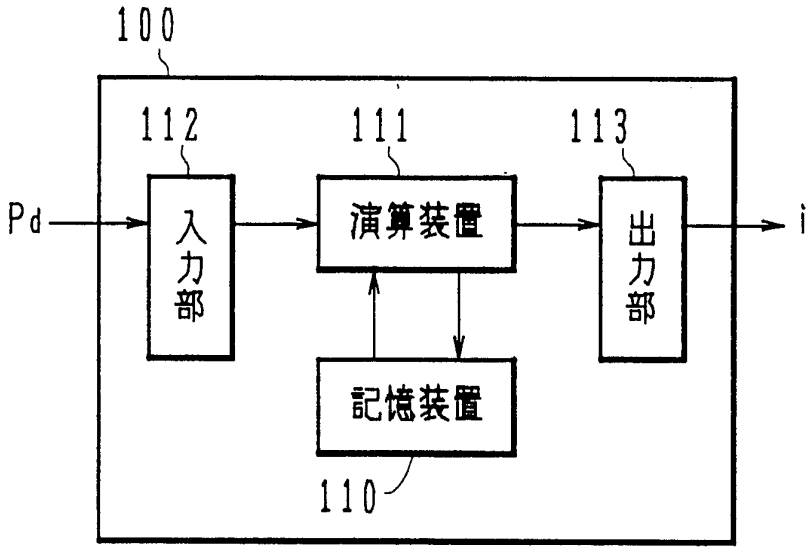


図 3

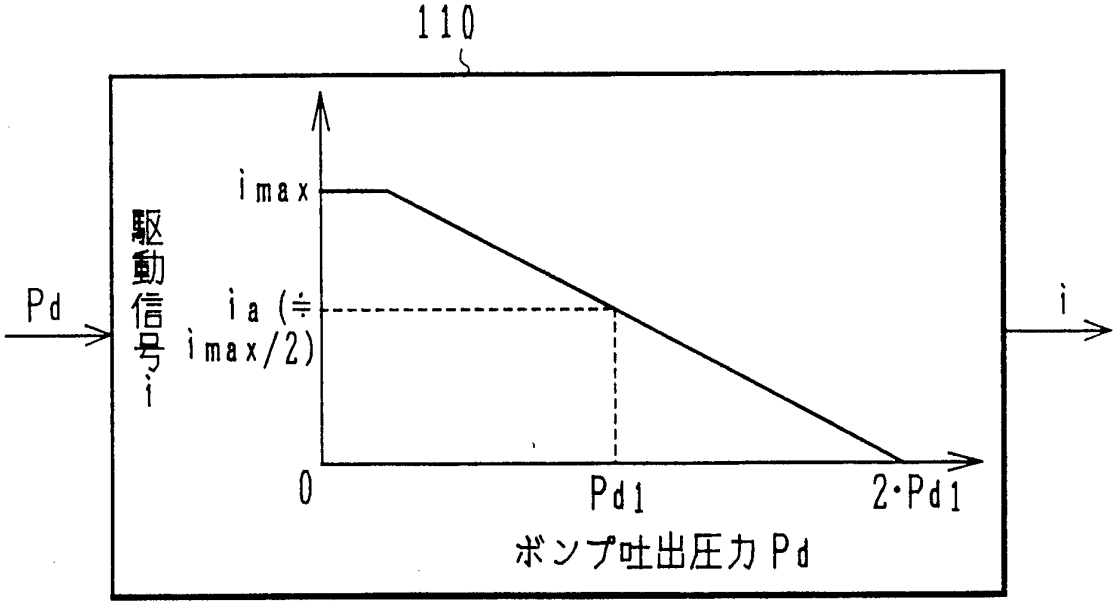

110
Pd
駆動信号 i
imax
ia (≒ imax/2)
0
Pd1
2·Pd1
ボンプ吐出圧力 Pd
i

図 4

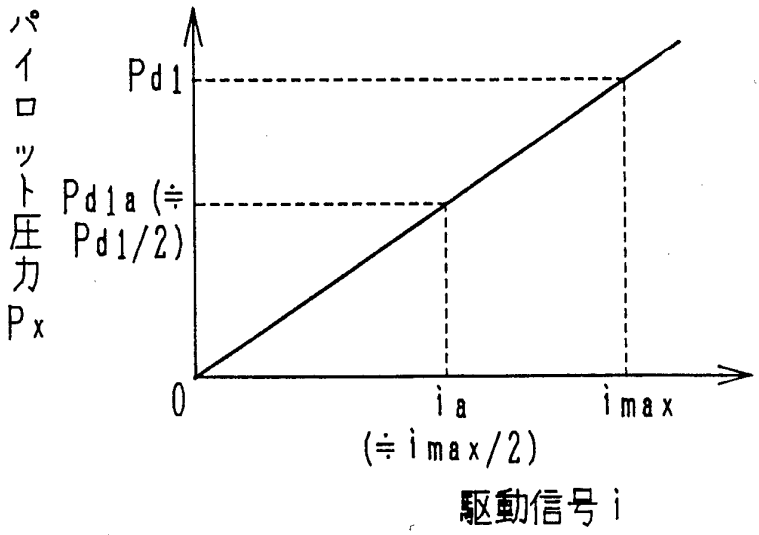

パイロット圧力 Px
Pd1
Pd1a (≒ Pd1/2)
0
ia
imax
(≒ imax/2)
駆動信号 i

図5

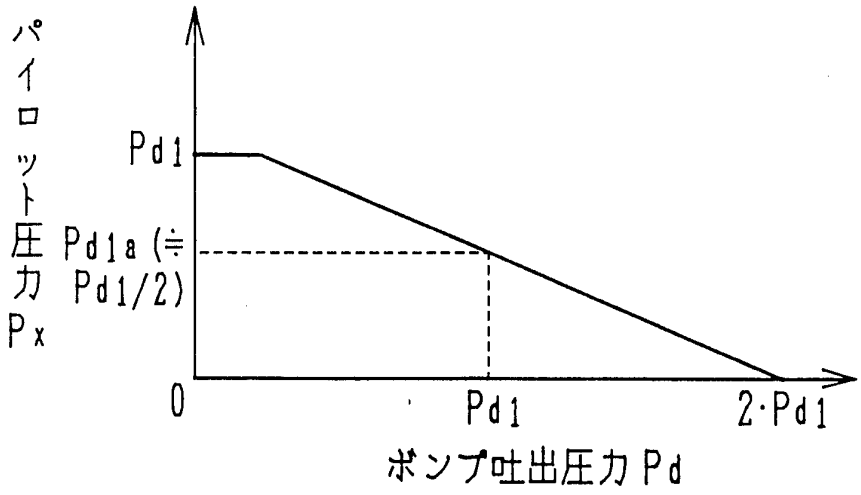

パイロット圧力 Px
Pd1
Pd1a (≒ Pd1/2)
0
Pd1
2·Pd1
ポンプ吐出圧力 Pd

図6

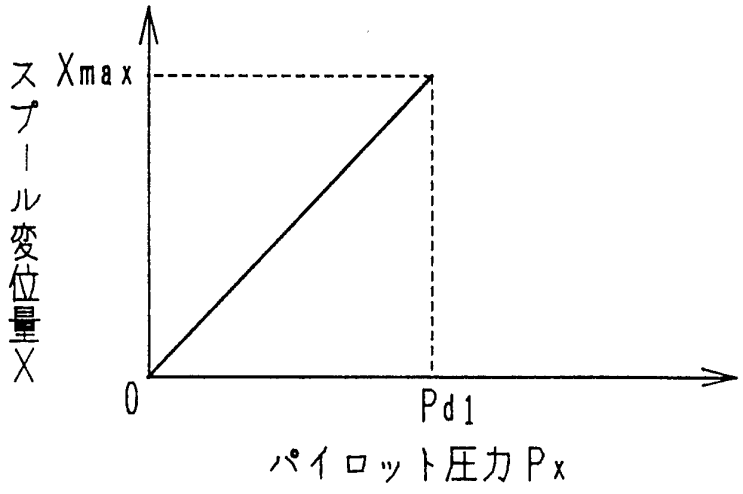

スプール変位量 X
Xmax
0
Pd1
パイロット圧力 Px

図7

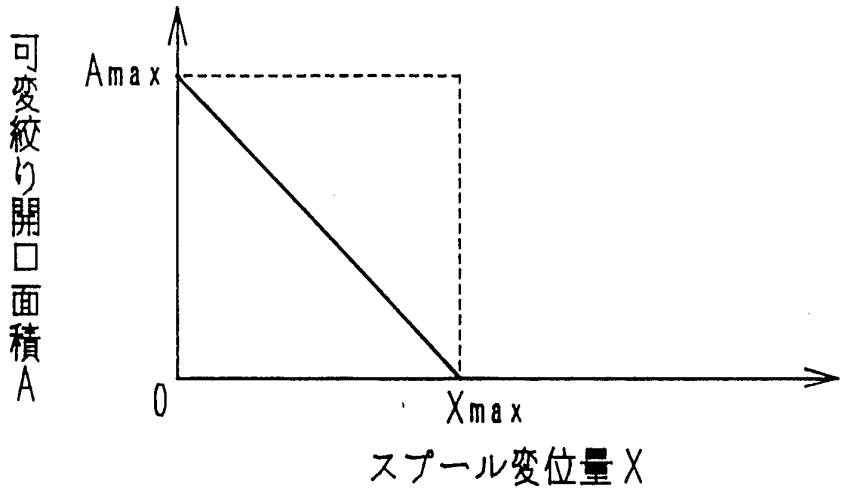

可変絞り開口面積A
Amax
0
Xmax
スプール変位量X

図8

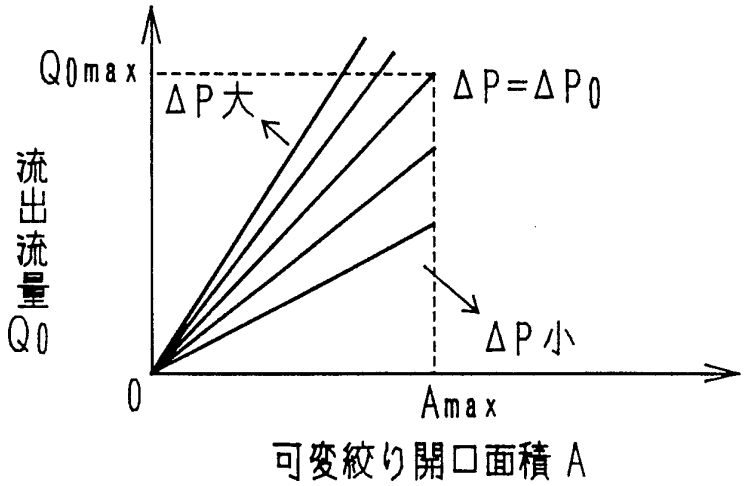

Q0max
ΔP大
ΔP=ΔP0
流出流量Q0
ΔP小
0
Amax
可変絞り開口面積A

図9

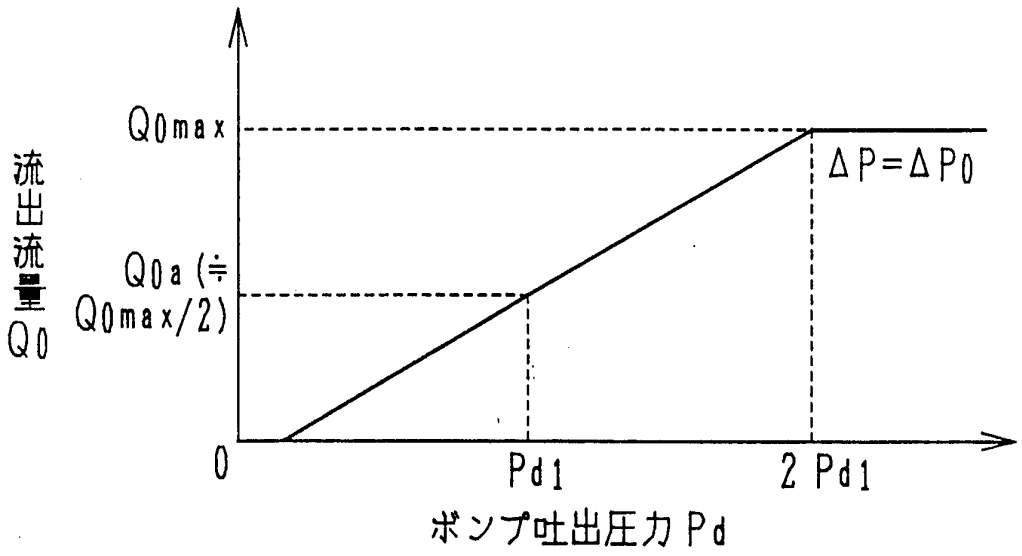

流出流量 Q0
Q0max
Q0a (≒ Q0max/2)
ΔP=ΔP0
0
Pd1
2 Pd1
ポンプ吐出圧力 Pd

図10

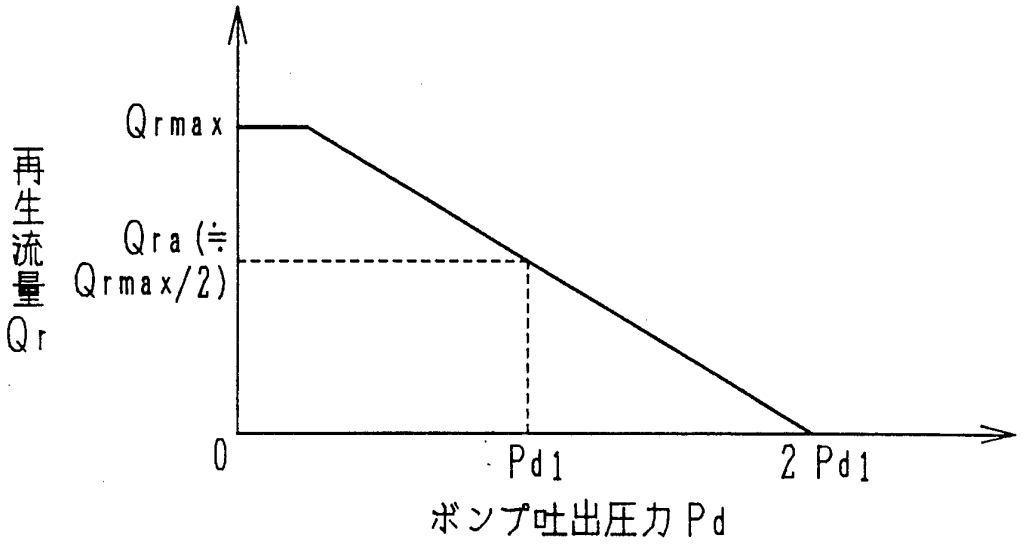

再生流量 Qr
Qrmax
Qra (≒ Qrmax/2)
0
Pd1
2 Pd1
ポンプ吐出圧力 Pd

図11

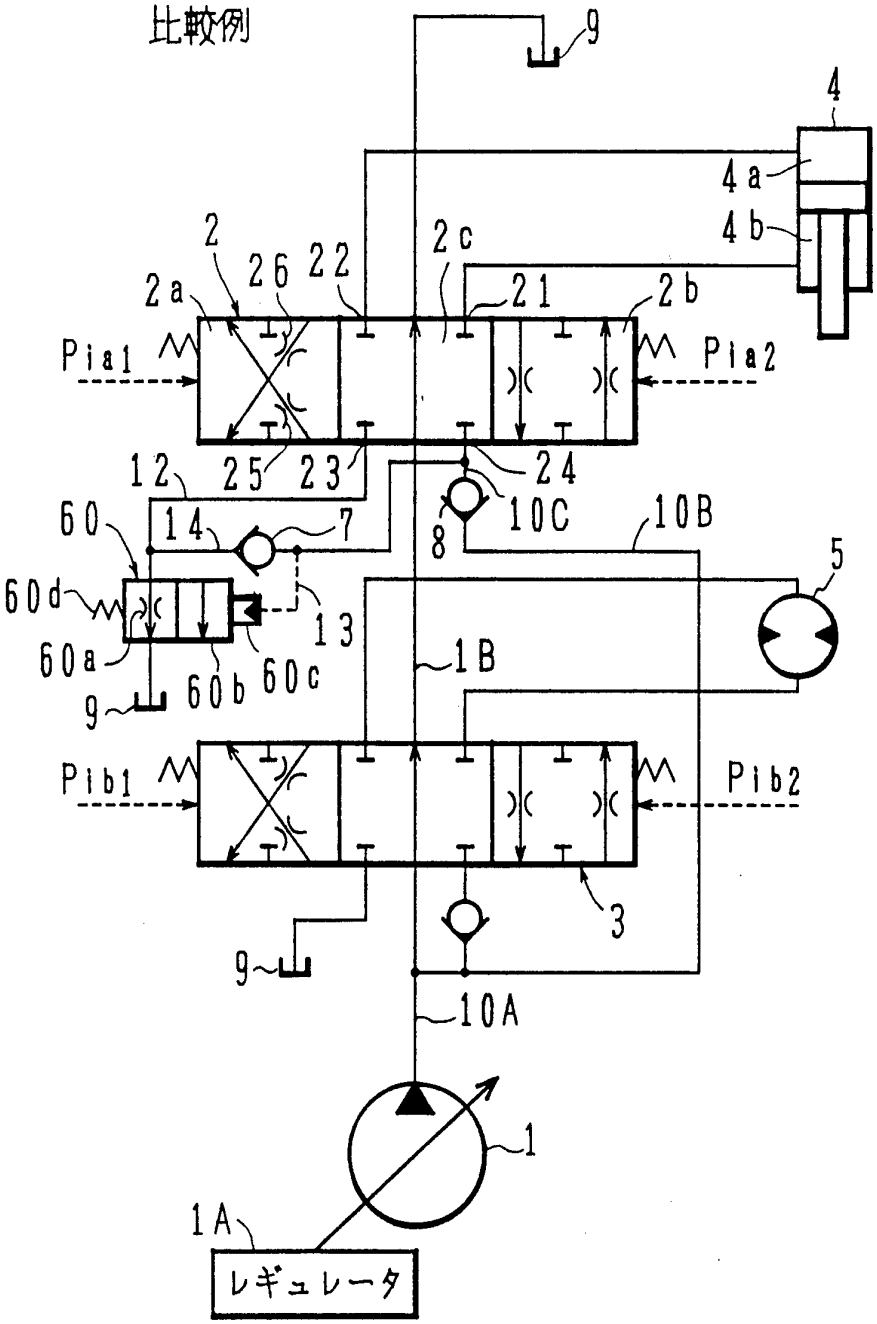

比較例
9
4
4a
4b
2
26
22
2c
2a
21
2b
Pia1
Pia2
12
25
23
24
60
14
7
8
10C
10B
5
60d
13
60a
60b
60c
1B
9
Pib1
Pib2
3
9
10A
1
1A
レギュレータ

図12

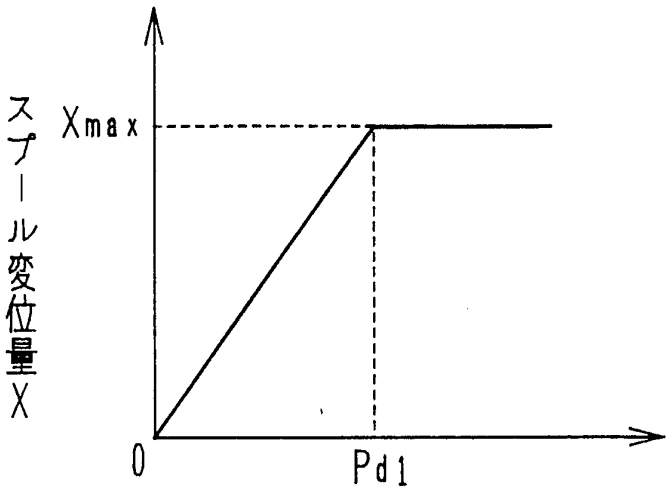

スプール変位量X
Xmax
0
Pd1
第2ライン10cの圧力 Pd

図13

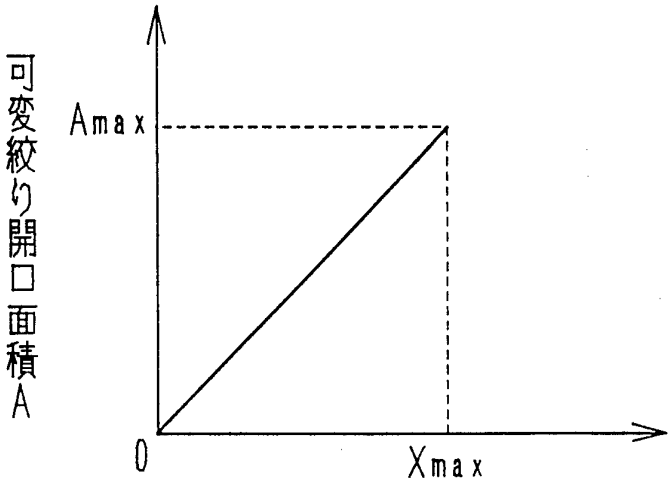

可変絞り開口面積A
Amax
0
Xmax
スプール変位量X

図14

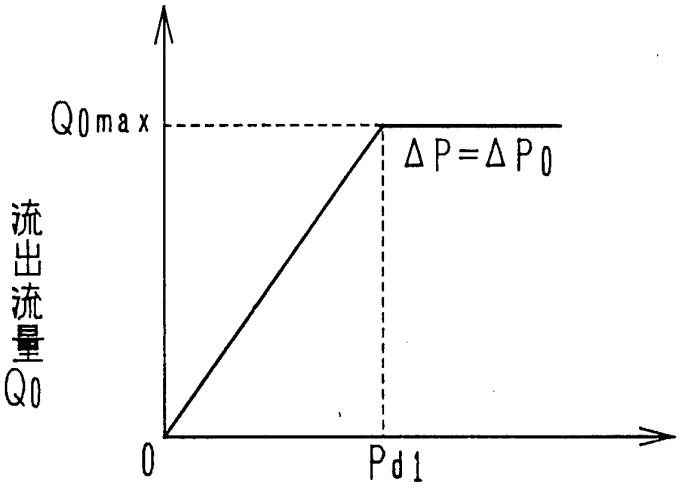

Q0max
ΔP=ΔP0
流出流量 Q0
0
Pd1
第2ライン10Cの圧力 Pd

図15

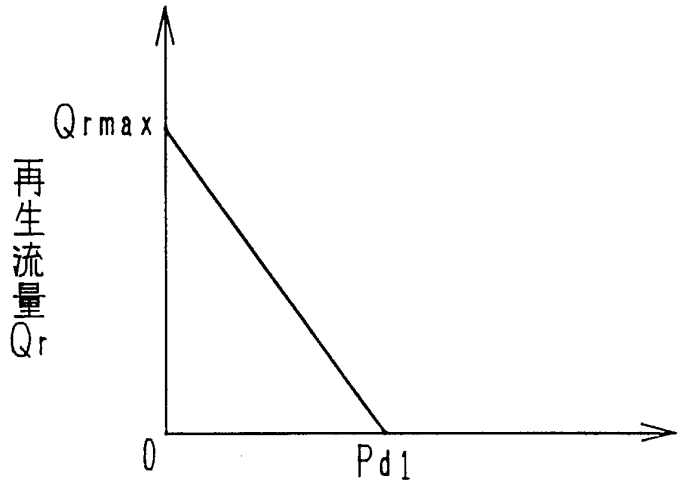

Qrmax
再生流量 Qr
0
Pd1
第2ライン10Cの圧力 Pd

図16

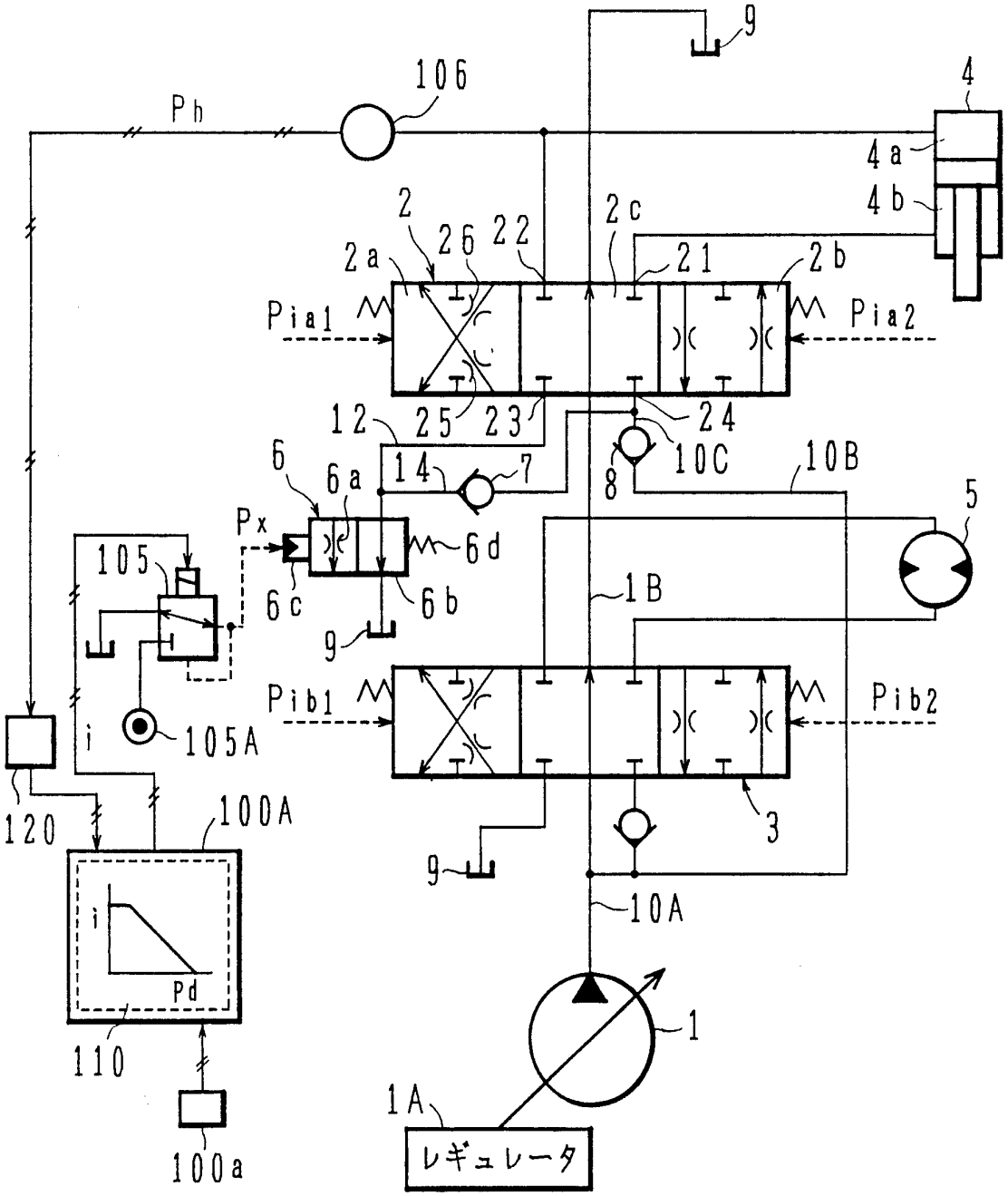

9
106
Ph
4
4a
4b
2
26
22
2c
2a
21
2b
Pia1
Pia2
12
25
23
24
6
6a
14
7
8
10C
10B
5
Px
105
6d
6c
6b
1B
9
Pib1
Pib2
105A
i
120
100A
3
9
10A
i
Pd
1
110
1A
レギュレータ
100a

図17

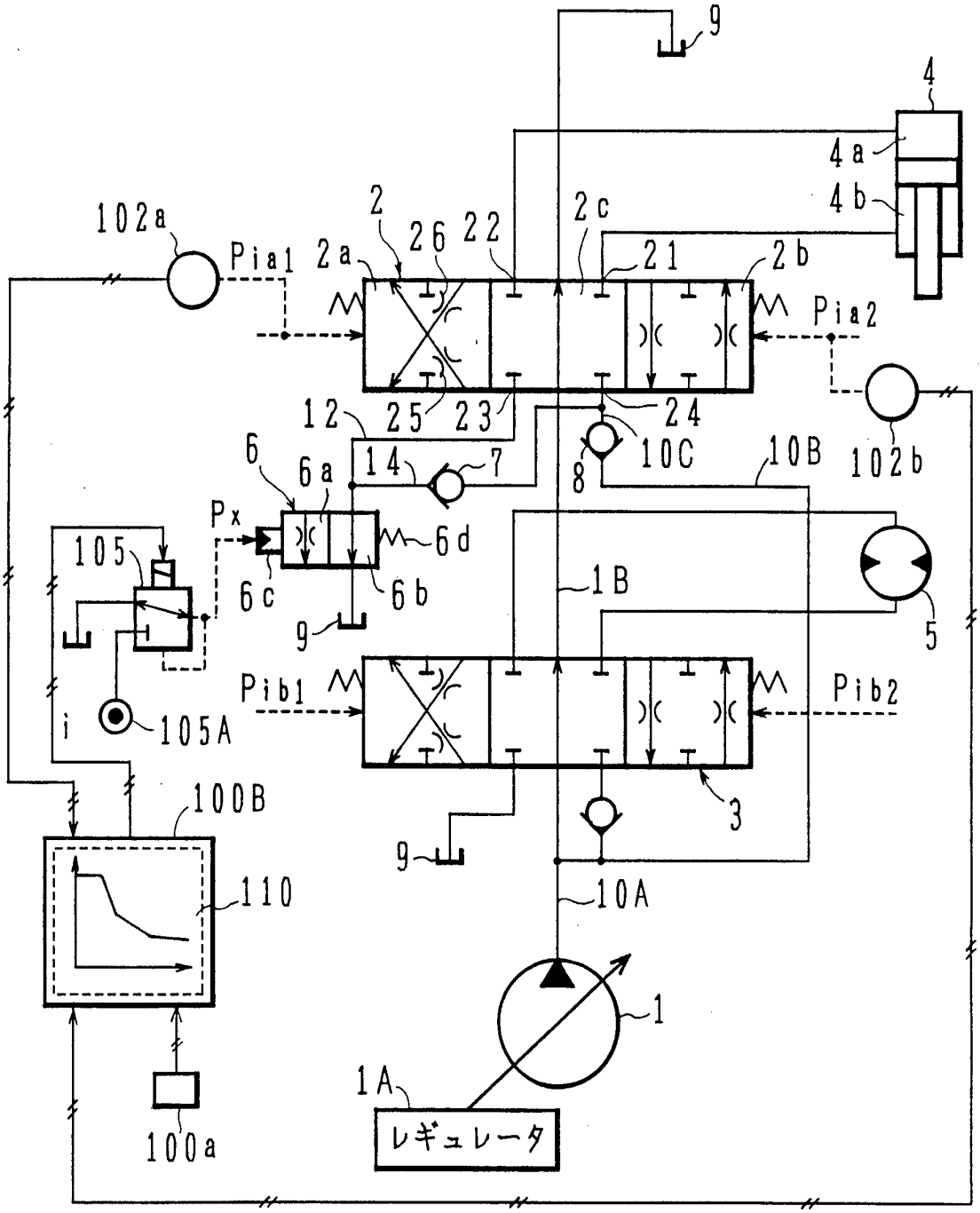

9
4
4a
4b
102a
Pia1
2
2a
26
22
2c
21
2b
Pia2
102b
12
25
23
24
10C
8
10B
6
6a
14
7
Px
6d
6c
6b
105
1B
5
9
Pib1
Pib2
i
105A
3
100B
9
10A
110
1
1A
レギュレータ
100a

図18

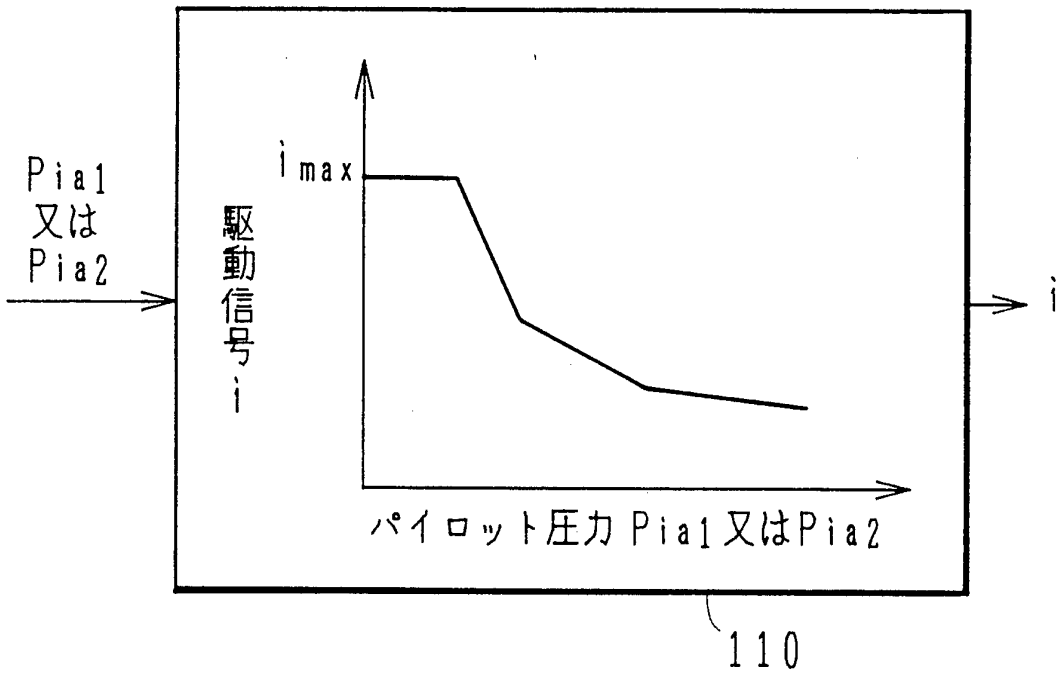


図19

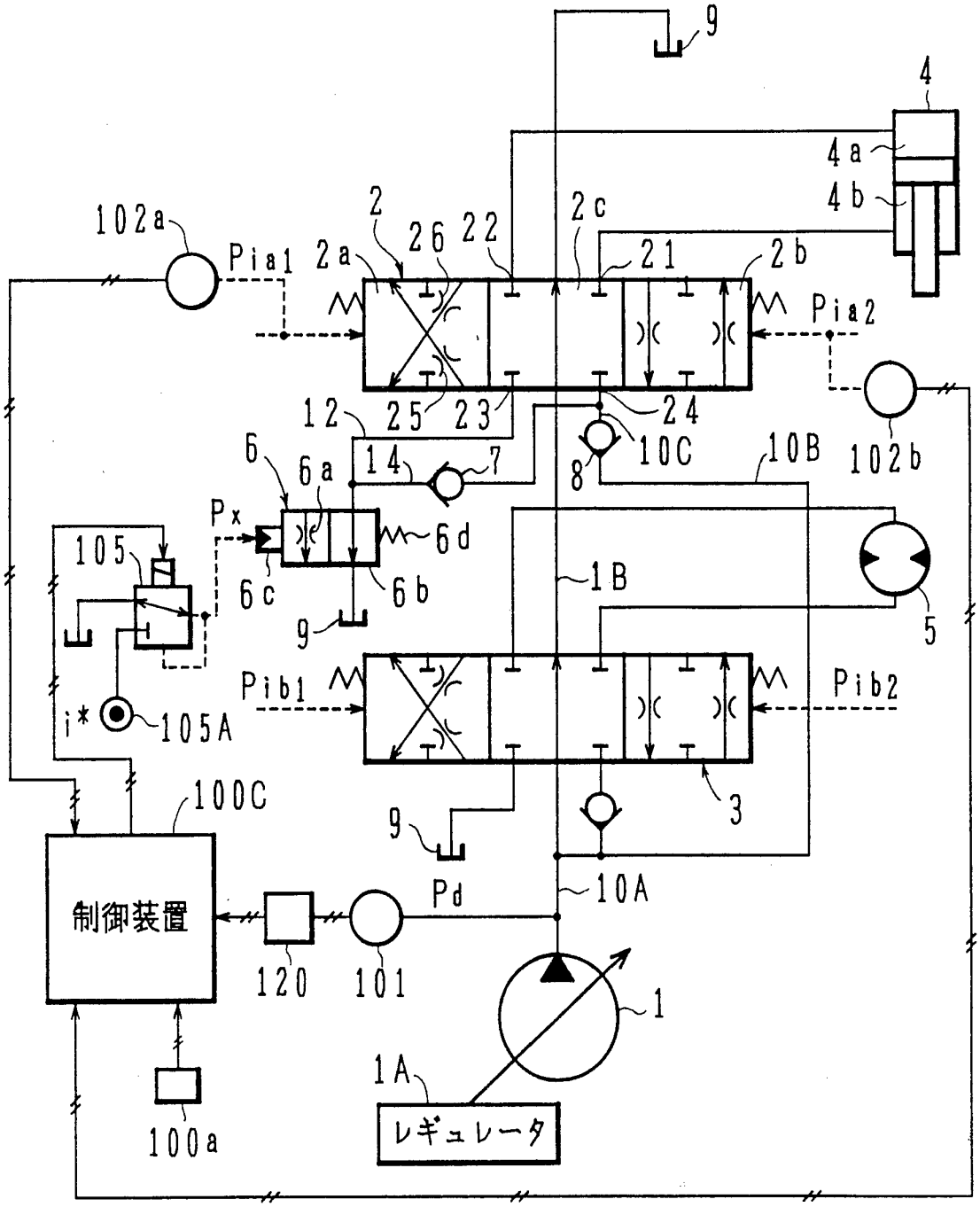

9
4
4a
4b
102a
Pia1
2a
2
26
22
2c
21
2b
Pia2
102b
12
25
23
24
10C
10B
6
6a
14
7
8
Px
6d
6c
6b
105
1B
5
9
Pib1
Pib2
i*
105A
3
100C
制御装置
9
Pd
10A
120
101
1
1A
レギュレータ
100a

図20

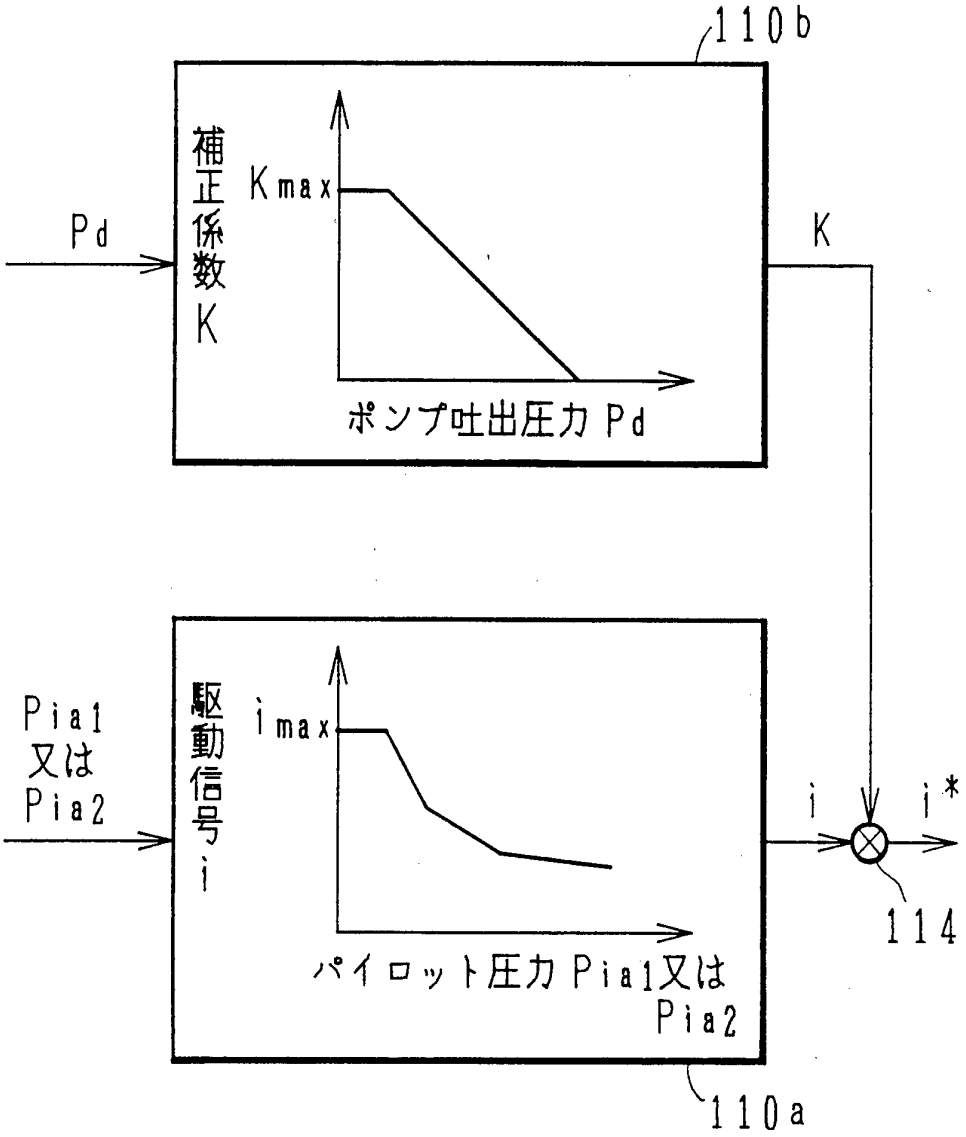

110b
補正係数K
Kmax
Pd
K
ポンプ吐出圧力 Pd
Pia1
又は
Pia2
駆動信号i
imax
i
i*
114
パイロット圧力 Pia1又は
Pia2
110a

図21

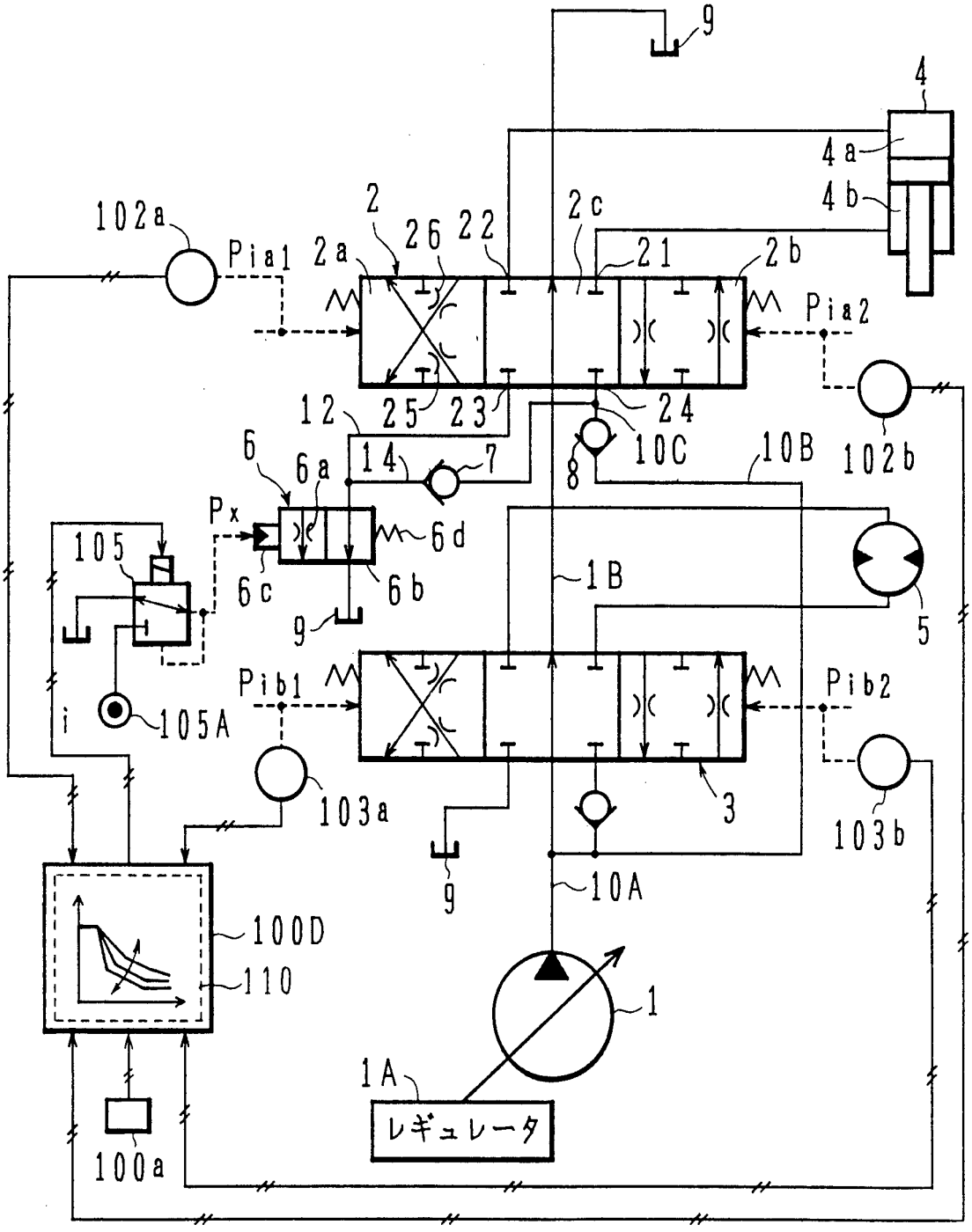

9
4
4a
4b
102a
Pia1
2a
2
26
22
2c
21
2b
Pia2
102b
12
25
23
24
10C
10B
8
6
6a
14
7
Px
6d
6c
6b
105
1B
5
9
Pib1
Pib2
i
105A
103a
103b
3
9
10A
100D
110
1
1A
レギュレータ
100a

図22

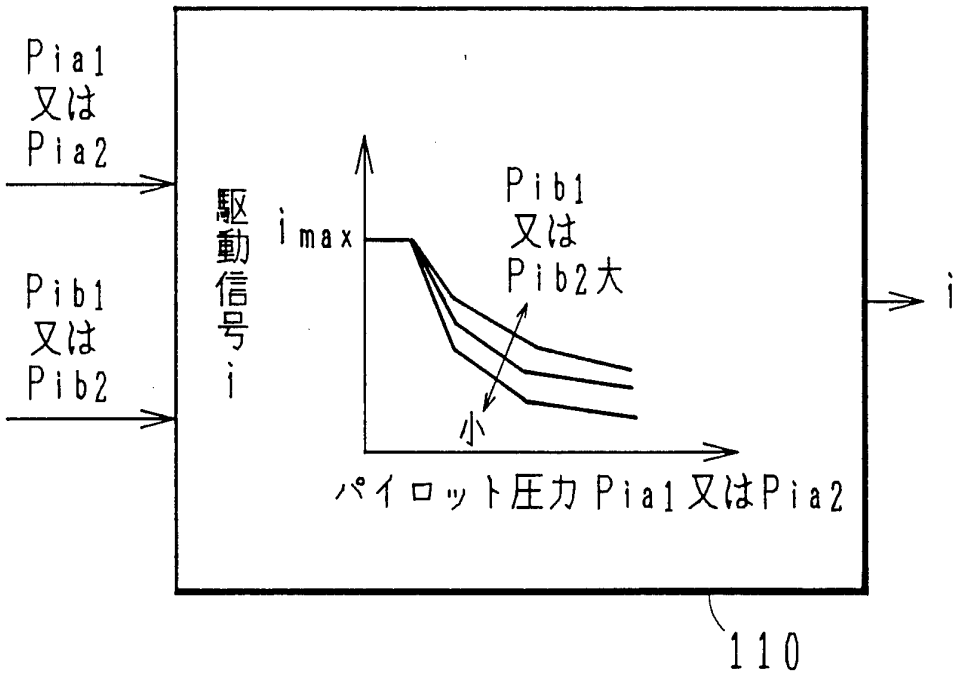

Pia1
又は
Pia2
Pib1
又は
Pib2
駆動信号i
imax
Pib1
又は
Pib2大
小
パイロット圧力 Pia1又はPia2
i
110

図23

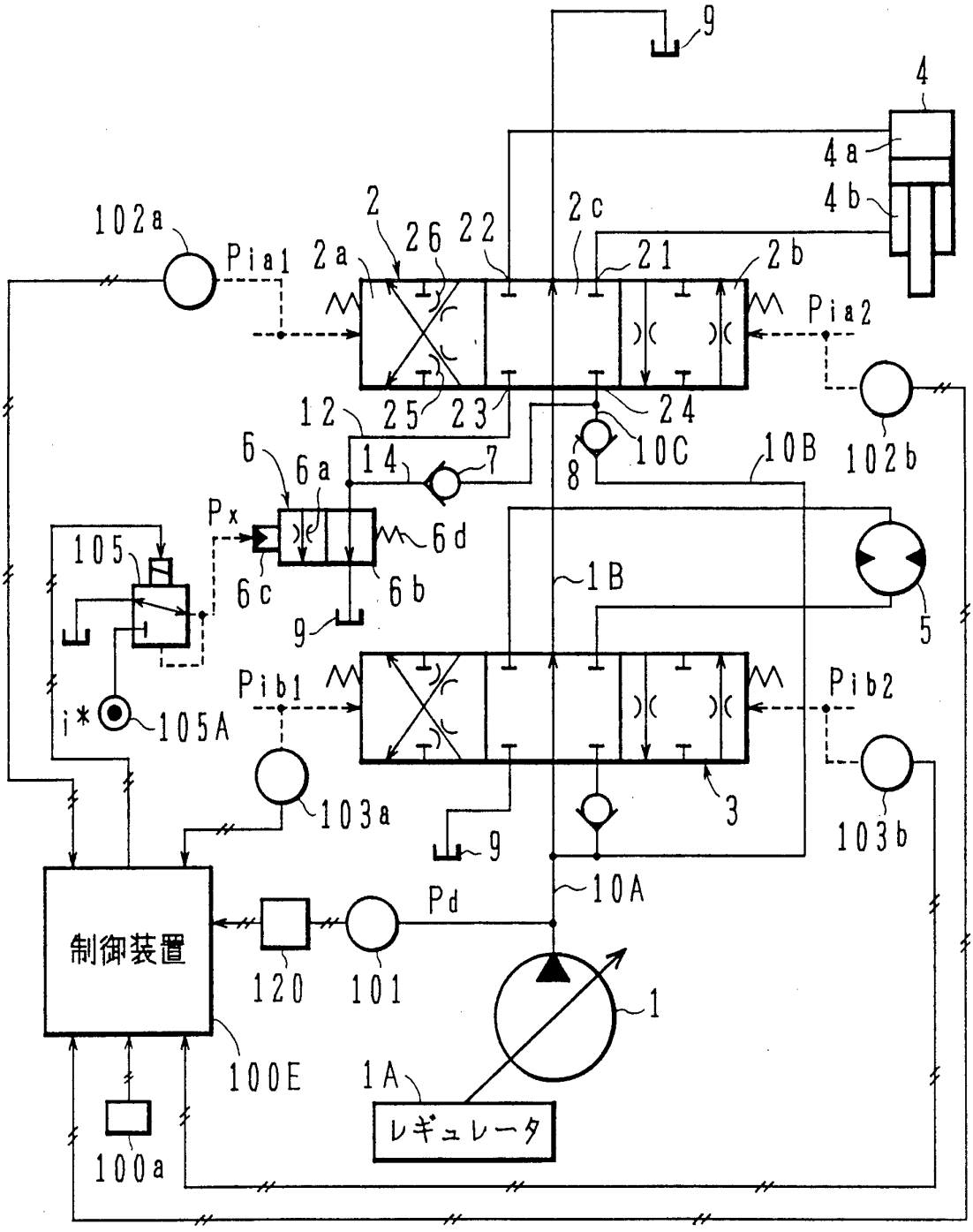

9
4
4a
4b
102a
Pia1
2
2a
26
22
2c
21
2b
Pia2
102b
12
25
23
24
10C
10B
6
6a
14
7
8
Px
6d
6c
6b
105
1B
5
9
Pib1
Pib2
i*
105A
103a
3
103b
9
10A
制御装置
Pd
120
101
1
100E
1A
レギュレータ
100a

図24

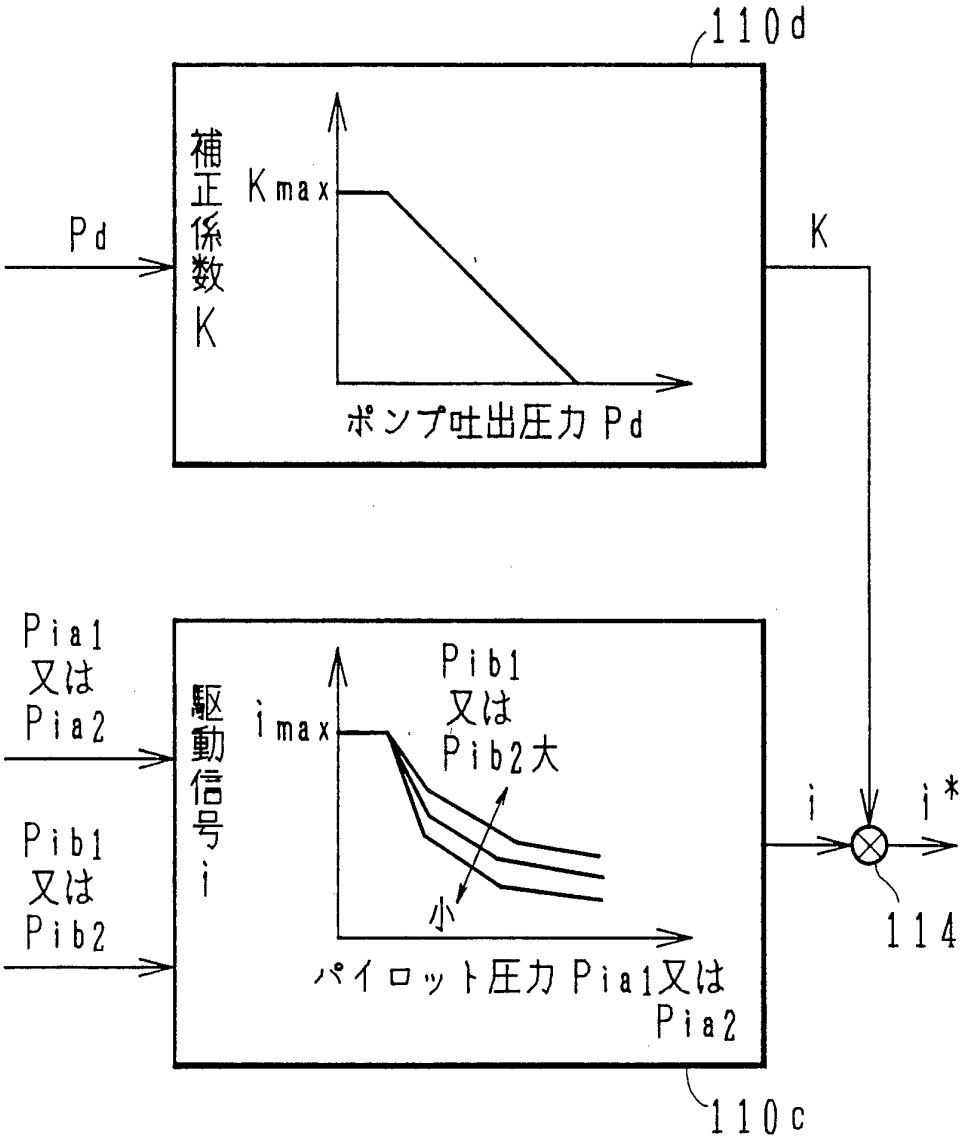

110d
補正係数K
Kmax
Pd
K
ポンプ吐出圧力 Pd
Pia1
又は
Pia2
Pib1
又は
Pib2
駆動信号i
imax
Pib1
又は
Pib2大
小
i
i*
114
パイロット圧力 Pia1又は
Pia2
110c

図25

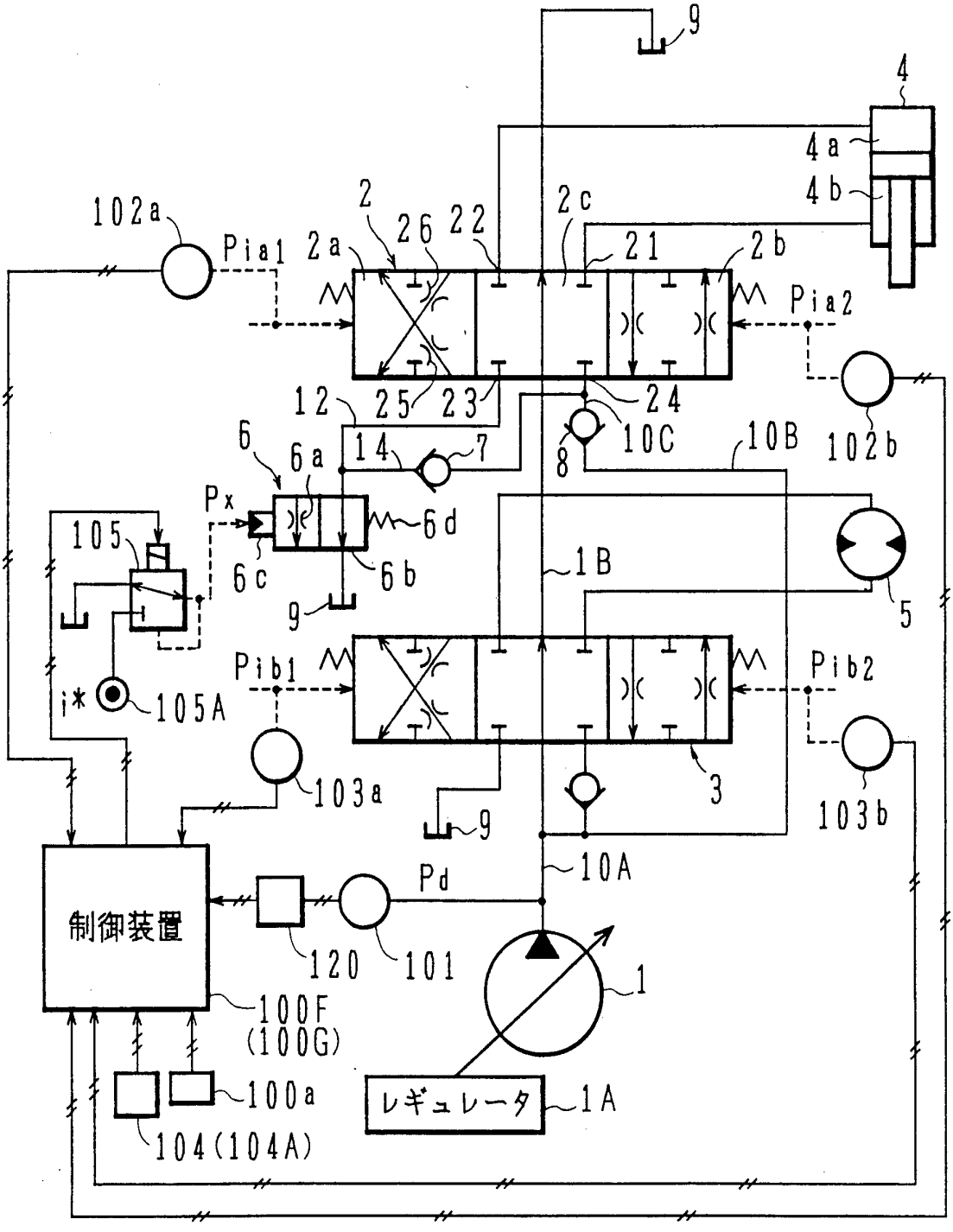

9
4
4a
4b
102a
Pia1
2a
2
26
22
2c
21
2b
Pia2
102b
12
25
23
24
10C
10B
8
6
6a
14
7
Px
6d
6c
6b
105
1B
5
9
Pib1
Pib2
i*
105A
103a
3
103b
9
10A
制御装置
Pd
120
101
1
100F
(100G)
100a
104(104A)
レギュレータ
1A

図26

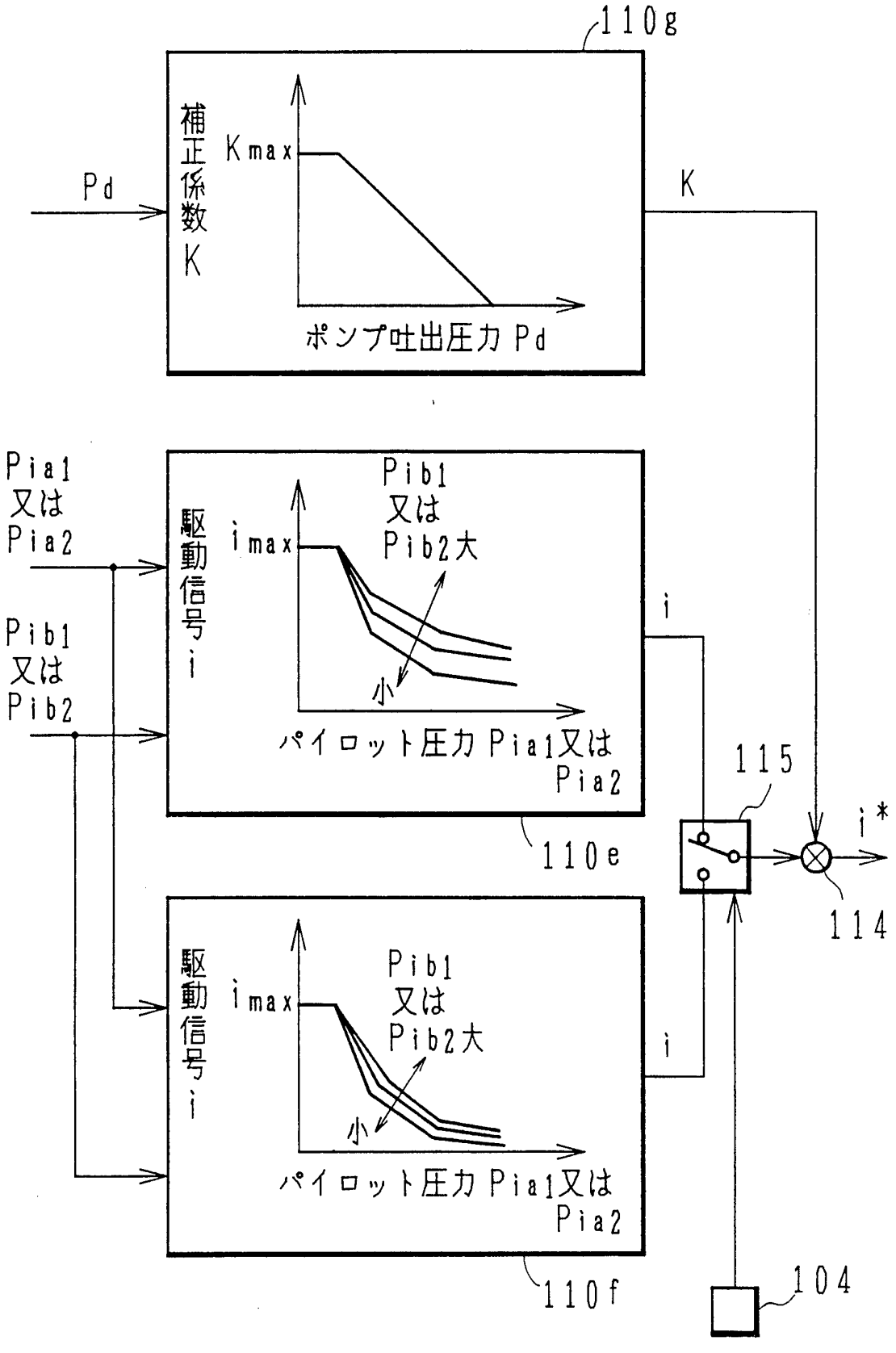

110g
補正係数K
Pd
Kmax
ポンプ吐出圧力 Pd
K
Pia1
又は
Pia2
Pib1
又は
Pib2
駆動信号i
imax
Pib1
又は
Pib2大
小
パイロット圧力 Pia1又は
Pia2
i
110e
115
i*
114
駆動信号i
imax
Pib1
又は
Pib2大
小
パイロット圧力 Pia1又は
Pia2
i
110f
104

図27

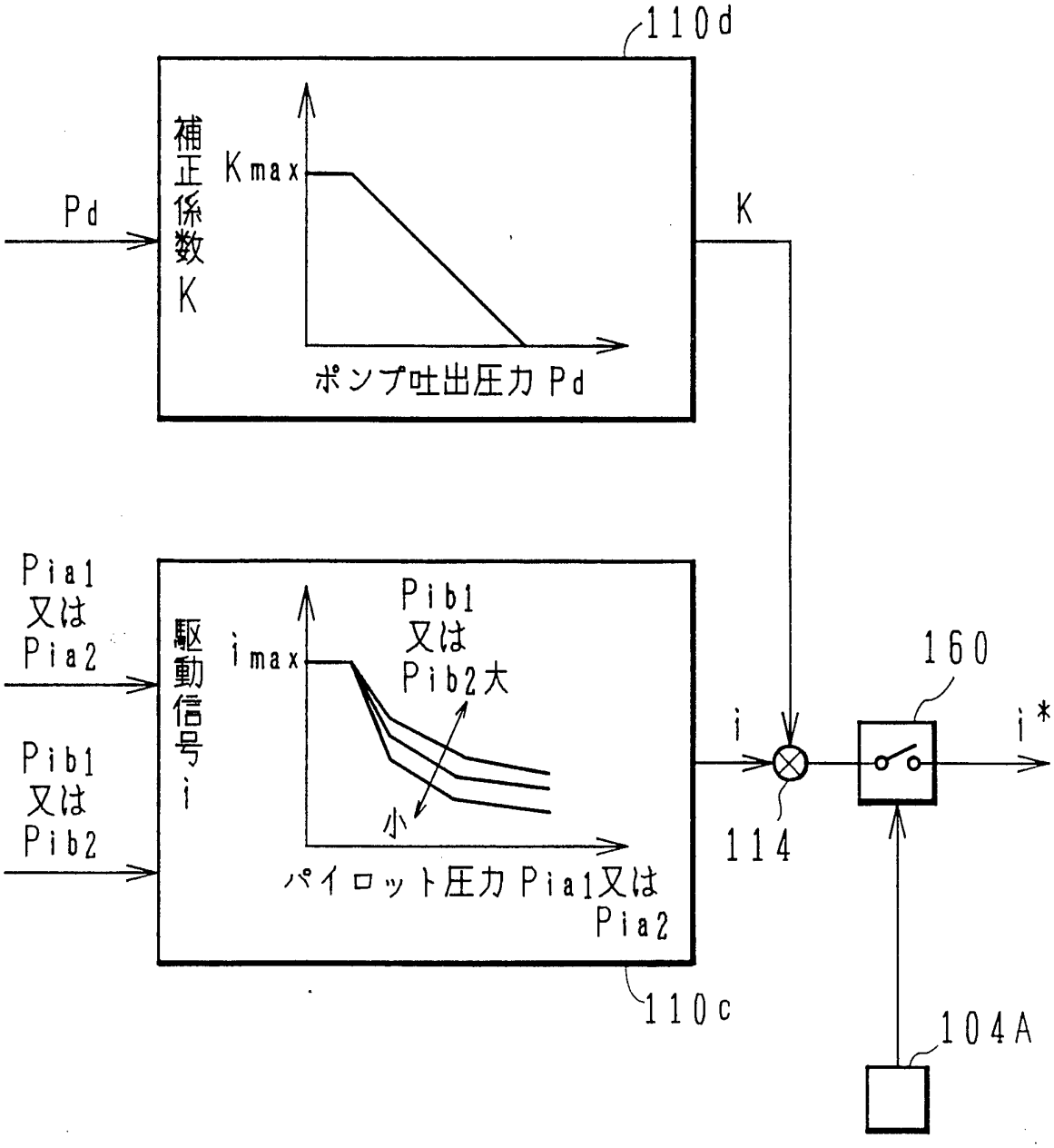
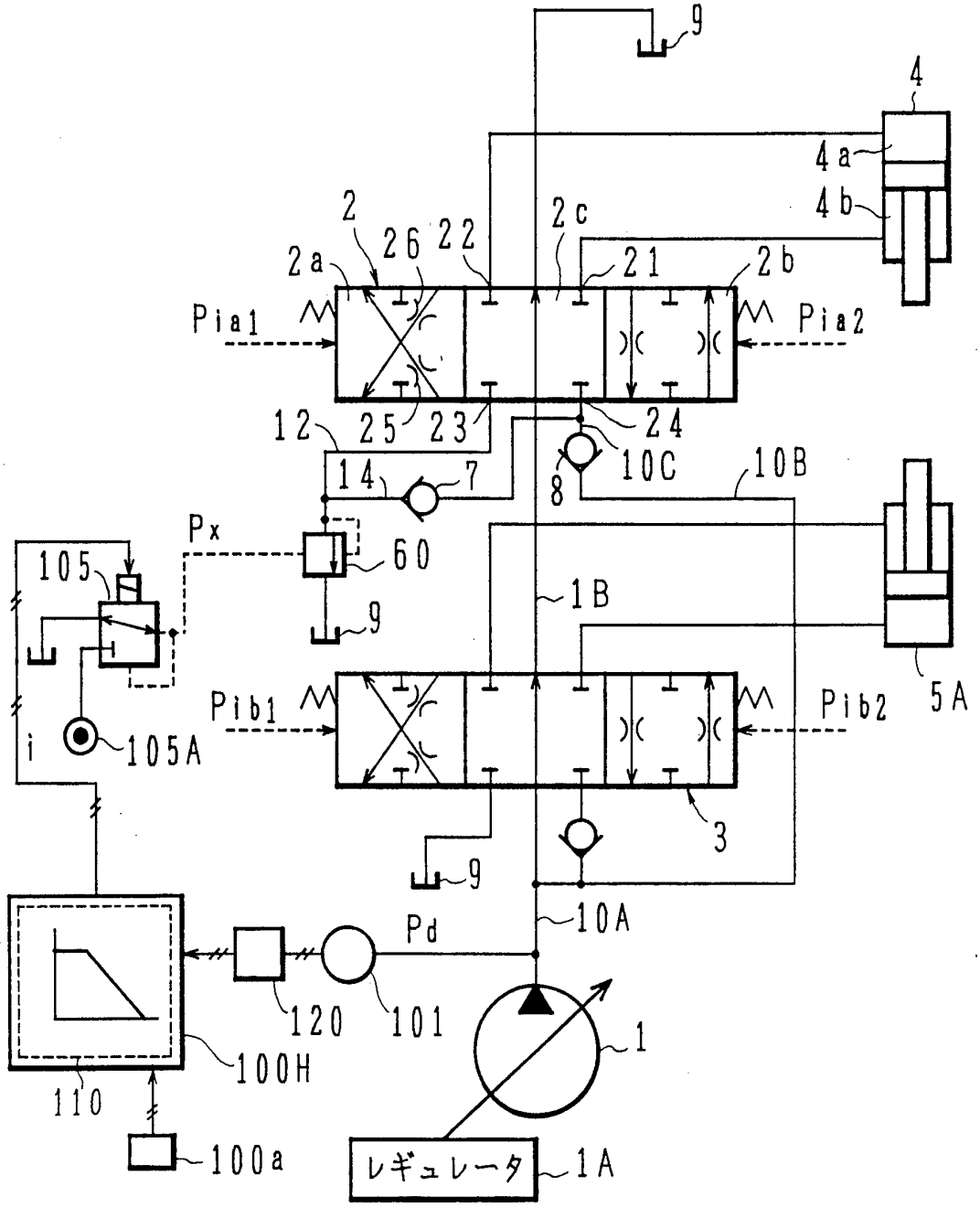

110d
補正係数K
Kmax
Pd
K
ポンプ吐出圧力 Pd
Pia1
又は
Pia2
Pib1
又は
Pib2
駆動信号i
imax
Pib1
又は
Pib2大
小
パイロット圧力 Pia1又は
Pia2
110c
i
114
160
i*
104A

図28


9
4
4a
4b
2
26
22
2c
2a
21
2b
Pia1
Pia2
12
25
23
24
14
7
8
10C
10B
Px
60
105
9
1B
Pib1
Pib2
5A
i
105A
3
9
10A
Pd
120
101
1
100H
110
100a
レギュレータ
1A

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP93/01763

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int. Cl^5 F15B11/02, F15B11/16, E02F9/22

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^5 F15B11/02, F15B11/16, E02F9/22

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

Jitsuyo Shinan Koho 1926 - 1992
Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971 - 1992

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, U, 2-47252 (Komatsu Ltd.), March 30, 1990 (30. 03. 90)	1-17
A	JP, A, 59-121203 (Ube Industries, Ltd.), July 13, 1984 (13. 07. 84)	1-17
A	JP, U, 2-89050 (Komatsu Ltd.), July 13, 1990 (13. 07. 90)	2-4
A	JP, U, 62-46801 (Kubota Corp.), March 23, 1987 (23. 03. 87)	5
A	JP, U, 3-12004 (Komatsu Ltd.), February 7, 1991 (07. 02. 91)	8
A	JP, U, 61-204006 (Sanyo Kiki K.K.), December 22, 1986 (22. 12. 86)	13
A	JP, U, 56-68800 (Komatsu Forklift Co., Ltd.), June 8, 1981 (08. 06. 81)	13

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

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier document but published on or after the international filing date

"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)

"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

"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

"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

"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

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search	Date of mailing of the international search report
December 20, 1993 (20. 12. 93)	January 18, 1994 (18. 01. 94)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office Facsimile No.	Authorized officer Telephone No.

Form PCT/ISA/210 (second sheet) (July 1992)

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP93/01763

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP, A, 59-194102 (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), November 2, 1984 (02. 11. 84)	16

国際調査報告

国際出願番号 PCT/JP 93/01763

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC））

Int. Cl⁵ F15B11/02, F15B11/16, E02F9/22

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. Cl⁵ F15B11/02, F15B11/16, E02F9/22

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 1926－1992年
日本国公開実用新案公報 1971－1992年

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, U, 2－47252（株式会社 小松製作所）, 30. 3月. 1990（30. 03. 90）	1－17
A	JP, A, 59－121203（宇部興産株式会社）, 13. 7月. 1984（13. 07. 84）	1－17
A	JP, U, 2－89050（株式会社 小松製作所）, 13. 7月. 1990（13. 07. 90）	2－4

☑ 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」先行文献ではあるが、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
20. 12. 93

国際調査報告の発送日
13. 01. 94

名称及びあて先
日本国特許庁（ISA/JP）
郵便番号100
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）
高木 彰 印
3H 8512

電話番号 03－3581－1101 内線 3316

様式PCT/ISA/210（第2ページ）（1992年7月）

C（続き）．　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，U，62－46801（久保田鉄工株式会社），23．3月．1987（23．03．87）	5
A	JP，U，3－12004（株式会社　小松製作所），7．2月．1991（07．02．91）	8
A	JP，U，61－204006（三陽機器株式会社），22．12月．1986（22．12．86）	13
A	JP，U，56－68800（小松フォークリフト株式会社），8．6月．1981（08．06．81）	13
A	JP，A，59－194102（日立電機株式会社），2．11月．1984（02．11．84）	16