

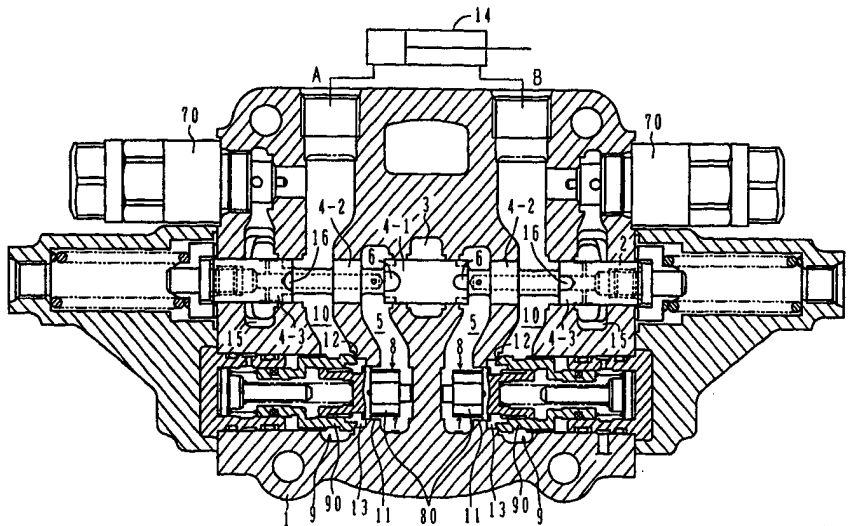
<p>(51) 国際特許分類6 <b>F15B 11/05</b></p>	<p><b>A1</b></p>	<p>(11) 国際公開番号 <b>WO98/31940</b></p> <p>(43) 国際公開日 1998年7月23日(23.07.98)</p>
<p>(21) 国際出願番号 PCT/JP98/00197</p> <p>(22) 国際出願日 1998年1月20日(20.01.98)</p> <p>(30) 優先権データ 特願平9/8727 1997年1月21日(21.01.97) JP</p> <p>(71) 出願人 (米国を除くすべての指定国について) 日立建機株式会社 (HITACHI 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)</p> <p>(72) 発明者; および</p> <p>(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ) 高橋欣也(TAKAHASHI, Kinya)[JP/JP] 〒300 茨城県土浦市霞ヶ岡町1番8号 Ibaraki, (JP) 西村良純(NISHIMURA, Yoshizumi)[JP/JP] 〒300 茨城県土浦市中1300番地の111 Ibaraki, (JP) 野沢勇作(NOZAWA, Yusaku)[JP/JP] 〒319-01 茨城県東茨城郡美野里町羽鳥2930番地の14 Ibaraki, (JP) 市来伸彦(ICHIKI, Nobuhiko)[JP/JP] 〒300-41 茨城県新治郡新治村大畑1510番地の116 Ibaraki, (JP)</p>	<p>青木 実(AOKI, Minoru)[JP/JP] 〒300-01 茨城県新治郡霞ヶ浦町下大堤西原564番地25 Ibaraki, (JP)</p> <p>(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)</p> <p>(81) 指定国 CN, JP, KR, US, 欧州特許 (AT, BE, CH, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE).</p> <p>添付公開書類 国際調査報告書</p>	

(54) Title: **DIRECTIONAL CONTROL VALVE WITH FLOW DIVIDING VALVE**

(54) 発明の名称 分流弁付き方向制御弁

(57) Abstract

Simplification of the casing structure of a directional control valve provided with a backward installation type flow dividing valve and the valve is achieved as follows. A pair of flow dividing valves (8) and hold check valves (9) are arranged between a pair of metering notches (6) having both functions of flow rate and directional control, formed in the land (4-1) of a spool (2), and a pair of actuator ports A, B. Respective hold check valves are provided with hollow spool-form valve discs (90) in which a seat (12) is formed at the outer periphery and the pressure of the outlet passage (10) connected to the actuator port acts in the closing direction of the valve. Respective flow dividing valves are provided with valve discs (80) fitted in these valve discs (90) so as to freely slide, facing the inlet passage (7) connected to the metering notch at the front face and facing the control pressure chamber (30) connected to a signal detection oil passage at the back face. The valve disc (90) is shaped to balance the pressure of the control pressure chamber. A slit (21) of a variable dead zone X2 is formed between the valve discs (80, 90) and the pressure between the outlet of the flow dividing valve and the inlet of the hold check valve is detected to transmit it to the control pressure chamber.



(57) 要約

スプール2のランド部4-1に形成された流量と方向制御の両機能を持つ1対のメータリングノッチ6と1対のアクチュエータポートA、Bとの間に1対の分流弁8及びホールドチェック弁9を配置し、各ホールドチェック弁はシート部12が外周に形成されかつアクチュエータポートにつながる出口通路10の圧力が閉弁方向に作用する中空スプール状の弁体90を有し、各分流弁はこの弁体内に摺動自在に内装されかつ前面がメータリングノッチにつながる入口通路7に面し背面が信号検出油路につながる制御圧室30に面した弁体80を有し、弁体90は制御圧室の圧力による力がバランスする形状とし、弁体80と弁体90との間に可変不感帯X2のスリット21を形成し、分流弁の出口部とホールドチェック弁の入口部間の圧力を検出し制御圧力室に導く。これにより、後置き型の分流弁を備えた方向制御弁のケーシング構造及び機器を簡素化する。

PCTに基づいて公開される国際出願のパンフレット第一頁に掲載されたPCT加盟国を同定するために使用されるコード(参考情報)

AL	アルバニア	FI	フィンランド	LT	リトアニア	SN	セネガル
AM	アルメニア	FR	フランス	LU	ルクセンブルグ	SZ	スワジランド
AT	オーストリア	GA	ガボン	LV	ラトヴィア	TD	チャド
AU	オーストラリア	GB	英国	MC	モナコ	TG	トーゴ
AZ	アゼルバイジャン	GE	グルジア	MD	モルドヴァ	TJ	タジキスタン
BA	ボスニア・ヘルツェゴビナ	GH	ガーナ	MG	マダガスカル	TM	トルクメニスタン
BB	バルバドス	GM	ガンビア	MK	マケドニア旧ユーゴス ラヴィア共和国	TR	トルコ
BE	ベルギー	GN	ギニア			TT	トリニダード・トバゴ
BG	ブルキナ・ファソ	GW	ギニア・ビサウ	ML	マリ	UA	ウクライナ
BG	ブルガリア	GR	ギリシャ	MR	モリタニア	UG	ウガンダ
BJ	ベナン	HU	ハンガリー	MN	モンゴル	US	米国
BR	ブラジル	ID	インドネシア	MW	マラウイ	UZ	ウズベキスタン
BY	ベラルーシ	IE	アイアランド	MX	メキシコ	VN	ベトナム
CA	カナダ	IL	イスラエル	NE	ニジェール	YU	ユーゴスラヴィア
CC	中央アフリカ	IT	イタリア	NL	オランダ	ZW	ジンバブエ
CF	コンゴ共和国			NO	ノルウェー		
CH	スイス			NZ	ニュージーランド		
CI	コートジボアール	JP	日本	PL	ポーランド		
CM	カメルーン	KE	ケニア	PT	ポルトガル		
CN	中国	KR	韓国	RO	ルーマニア		
CU	キューバ	RU	ロシア	RU	ロシア		
CY	キプロス	KZ	カザフスタン	SD	スーダン		
CZ	チェコスロバキア	LC	セントルシア	SE	スウェーデン		
DE	ドイツ	LI	リヒテンシュタイン	SG	シンガポール		
DK	デンマーク	LK	スリランカ	SI	スロベニア		
EE	エストニア	LR	リベリア	SK	スロヴァキア		
ES	スペイン	LS	レソト	SL	シエラレオネ		

## 明細書

### 分流弁付き方向制御弁

#### 技術分野

本発明は分流弁付き方向制御弁に係わり、特に、油圧ショベル等の建設機械において複数のアクチュエータを作動させる油圧回路に用いられ、複合操作時の分流特性を確保する分流弁付き方向制御弁に関する。

#### 背景技術

油圧ポンプの吐出圧油を複数の油圧アクチュエータに供給するには、油圧ポンプの吐出路に複数の方向制御弁を設け、この方向制御弁を切り換えることで各油圧アクチュエータに圧油を供給する。しかし、このようにすると複数の油圧アクチュエータに同時に圧油を供給する際に、負荷の小さな油圧アクチュエータにのみ圧油が供給されて負荷の大きな油圧アクチュエータに圧油が供給されなくなってしまう。

このことを解消する油圧回路として、例えば特公平4-4896号公報や米国特許第5,305,789号明細書に記載のものが提案されている。

特公平4-4896号公報では、油圧ポンプの吐出路に複数の方向制御弁を設け、油圧ポンプと各方向制御弁の変換部との間の回路部分に、ロードセンシング差圧（複数の油圧アクチュエータの最高負荷圧と油圧ポンプの吐出圧力との差圧）に応じて設定差圧を可変とした圧力補償弁を設け、この圧力補償弁により変換部の前後差圧を制御している。

米国特許第5,305,789号明細書では、油圧ポンプの吐出路に複数の方向制御弁を設け、各方向制御弁の変換部と各油圧アクチュエータとの間の回路部分に最高負荷圧応答の圧力制御弁を設け、この圧力制御弁により変換部の出側圧力をほぼ最高負荷圧に制御している。

以下、特公平4-4896号公報に記載の圧力補償弁を前置き型と呼び、米国特許第5,305,789号明細書に記載の圧力制御弁を後置き型と呼ぶことと

し、前置き型の圧力補償弁を可変圧力補償弁と呼び、後置き型の圧力制御弁を分流弁と呼ぶこととする。

更に、これらの弁を機能させるために最高負荷圧をシャトル弁等を用いて検出し、信号通路に導いている。

特公平4-4896号公報の油圧回路を図7に示す。シャトル弁237により検出された最高負荷圧は通路238に出力され、油圧ポンプ201と各方向制御弁208、218間に設けられた可変圧力補償弁206、216の一端へ信号通路239、241を介して、信号通路238からの最高負荷圧が伝達されている。

このように最高負荷圧が伝達されると、

方向制御弁208側で、

$$\begin{aligned} & (\text{通路240のポンプ圧}) - (\text{通路239の最高負荷圧}) \\ & = (\text{通路225の可変絞り上流圧}) - (\text{通路224の可変絞り下流圧}) \end{aligned}$$

方向制御弁218側で、

$$\begin{aligned} & (\text{通路242のポンプ圧}) - (\text{通路241の最高負荷圧}) \\ & = (\text{通路227の可変絞り上流圧}) - (\text{通路226の可変絞り下流圧}) \end{aligned}$$

となるように可変圧力補償弁206、216が動作し、

$$\begin{aligned} & (\text{通路240のポンプ圧}) = (\text{通路242のポンプ圧}) \\ & (\text{通路239の最高負荷圧}) = (\text{通路241の最高負荷圧}) \end{aligned}$$

であるから、方向制御弁208及び218の各可変絞りの前後差圧が等しくなる。

従って、油圧アクチュエータ212、222間に負荷圧差があっても油圧ポンプ201の吐出流量は各可変絞りの開口面積比に分流されるから、小さな負荷圧を有する油圧アクチュエータへ優先的に圧油が流れてしまうことは無い。

米国特許第5,305,789号明細書の油圧回路を図8に示し、弁の構造実施例の1つを図9に示す。更に、変形例を図10に示す。

図8及び図9において、最高負荷圧を検出するシャトル弁を兼用する分流弁314が方向制御弁スプール304と各油圧アクチュエータを接続するAポート及びBポート間に配置されている。分流弁314で検出された最高負荷圧は信号通路308に導かれ、更に各方向制御弁に設けられた分流弁314へ誘導される。

この構成の場合、低負荷アクチュエータ側では分流弁314の入口油路312の圧力が信号通路308内の最高検出圧と等しくならないと分流弁314が開弁しない。

負荷圧差のある複数の油圧アクチュエータの方向制御弁を同時に操作した時、操作された方向制御弁の分流弁314の入口油路312の圧力は全て最高負荷圧と等しくなる。その結果、方向制御弁スプール304の可変絞りの前後差圧は全ての方向制御弁で等しくなる。従って、この場合にも負荷圧の大小に関係なくメータリングノッチ（可変絞り）320の開口面積比に応じて油圧ポンプの吐出流量が分配される。

後置き型では図8及び図9のように一般的に分流弁314は1つである。後置き型で分流弁を2つ用いた例として図10がある。この図10では、スプール304に設けられたメータリングノッチ320は流量・方向制御の両機能を持つから、分流弁314を通過した圧油は再度スプール部分を経由することなくA、Bポートへと流れる。

#### 発明の開示

以上のように複数のアクチュエータを作動させる油圧回路では、複合操作時の分流特性を確保するために圧力補償弁又は圧力制御弁が配置され、これには図7に示すような前置き型と図8、図9に示すような後置き型がある。

前置き型の場合、可変圧力補償弁206、216を機能させるのに4つの信号を必要とし、後置き型の場合、分流弁314を機能させるのに1つの信号で済む。従って、これらの分流弁部の構造は後置き型でかなり簡素化できるので、後置き型が有利である。

一方、スプールが設置される部分で比較すると、前置き型は可変圧力補償弁206、216がスプールのメータリングノッチ（可変絞り）の手前で機能しており、1つのスプールランドで流量・方向制御の機能を達成できる。

後置き型の場合、一般的には図9に見られる如く、スプール304のメータリングノッチ320は流量制御の機能のみしか持たず、分流弁314を通過した後の圧油をA、Bどちらのポートへ流すかを定める左右のポート323、324及

びスプールランド部（方向制御部）を必要とし、ポート 3 2 3 と分流弁部を接続するブリッジ通路 3 2 1 も必要となる。

以上より、分流弁部で見ると後置き型が有利で、スプール部分で見ると前置き型が有利である。

後置き型の有利さを残し、スプール部分のランド数を減らす工夫をしたものが図 10 の提案であり、この構造では分流弁 3 1 4 を 2 つ用い、流量制御と方向制御の機能を合わせ持つメタリングノッチ 3 2 0 を同じランドに設け、ランド数を減らしている。しかし、この構造の場合、分流弁 3 1 4 とホールドチェック弁 3 2 2 の取り付けスペースの関係から高圧ポート 3 2 5 及び A, B ポートが両端に配置され、作動油タンクへ接続される低圧ポート 3 2 6 がその内側に配置される構造となっている。このため、

1) 高圧ポート 3 2 5 の両端にドレーンポート 4 0 0 を必要とし、スプールの周囲に形成されるポートの数が増え、この分だけスプール軸方向の寸法が大きくなり、ケーシング構造が複雑になる。直接メカニカルにスプールの両端にオイルシールを取り付けられればドレーンポート 4 0 0 は省略できるが、この場合はオイルシールの抵抗が増加し、多大の操作力が必要になる。

油圧的に動かす場合オイルシールは必要ないが、スプール用ばね室へ高圧油が洩れ、誤動作を起こさせる危険がある。

2) 低圧ポート 3 2 6 とドレーンポート 4 0 0 を同じ断面内で接続できないから、スタックタイプでケーシングを構成する場合ケーシング間の接続が面倒になる。

3) 更に、図 9 で用いられる外向き流れのリリーフ弁 5 0 0 を用いることができなくなり、図 10 の場合は内向き流れの特殊なリリーフ弁 5 0 1 が必要になる。

本発明の目的は、後置き型の分流弁を備えたものでケーシング構造及び機器を簡素化した分流弁付き方向制御弁を提供することである。

(1) 上記目的を達成するために、本発明は、スプールのランド部に形成され、流量制御と方向制御の両機能を合わせ持つ 1 対のメタリングノッチと、1 対のアクチュエータポートと、1 対のメタリングノッチと 1 対のアクチュエータポートとの間にそれぞれ配置された 1 対の分流弁及び 1 対のホールドチェック弁と

を備えた分流弁付き方向制御弁において、(a) 前記1対のホールドチェック弁は、それぞれ、開閉弁を構成するシート部が外周に形成されかつ前記アクチュエータポートにつながる出口通路の圧力が閉弁方向に作用する中空スプール状の弁体を有し、(b) 前記1対の分流弁は、それぞれ、少なくとも部分的に前記中空スプール状の弁体内に摺動自在に内装され、かつ前面が前記メータリングノッチにつながる入口通路に面し、背面が信号検出油路につながる制御圧室に面した弁体を有するものとする。

以上のように構成した本発明では、分流弁として1対のメータリングノッチと1対のアクチュエータポートとの間にそれぞれ配置された後置き型の1対の分流弁を用い、各分流弁の弁体をホールドチェック弁の中空スプール状の弁体内に内蔵させたので、アクチュエータポートの外側に流出制御用のタンクポート（低圧ポート）を配置できるようになり、特別なドレンポートを設ける必要がなくなると共に、アクチュエータポートの外側にタンクポートを配置できるので、通常の外向き流れのリリーフ弁を用いることができる。このため、信号の数が少ない後置き型分流弁の有利さを残し、ケーシング構造及び機器を簡素化できる。

なお、本発明では分流弁が2つ必要となるが、油圧ショベルの複合操作では、例えばブームと旋回の複合操作のようにブームの上げ操作では分流弁の機能を殺した特性、下げ操作では生かした特性が欲しいといったバライターに富んだものとなるので、2つの分流弁を持つことはこれらの要求に答えるものである。

(2) 上記(1)において、好ましくは、前記各ホールドチェック弁の中空スプール状の弁体は、前記制御圧室の圧力による力がバランスする形状を有している。

ホールドチェック弁の中空スプール状の弁体内に内蔵された分流弁の弁体は入口通路の圧力と制御圧室の圧力の力のバランスにより動作する。このとき、制御圧室の圧力はホールドチェック弁の中空スプール状の弁体にも作用するが、この中空スプール状の弁体を制御圧室の圧力の力がバランスする形状とすることにより、分流弁の弁体の基本的な動作は分流弁とホールドチェック弁とを分離した従来のものと同様となり、分流弁の弁体をホールドチェック弁に内蔵したことによる誤動作の恐れが無くなる。

(3) また、上記(1)又は(2)において、好ましくは、前記各分流弁の弁体

は、前記ホールドチェック弁の中空スプール状の弁体との間に、前記入口通路の圧力と前記制御圧室の圧力とのバランスで開閉する負荷圧検出手段を形成し、この負荷圧検出手段により分流弁の出口部とホールドチェック弁の入口部間の中間室の圧力を検出し前記制御圧力室に導く。

これにより、分流弁の弁体とホールドチェック弁の中空スプール状の弁体とで従来の負荷圧検出用のシャトル弁の機能を果たせるので、機器の簡素化が図れる。また、検出される負荷圧は分流弁の出口部とホールドチェック弁の入口部間の中間室の圧力であるから、負荷圧検出に伴うアクチュエータの負荷の落下等の問題は生じない。

(4) 上記(3)において、好ましくは、前記負荷圧検出手段は、前記分流弁の弁体の外周と前記ホールドチェック弁の中空スプール状の弁体の内周の少なくとも一方に形成されたスリットと、前記分流弁の弁体が前記ホールドチェック弁の中空スプール状の弁体に対して所定距離以上移動して初めて前記中間室を前記制御圧力室に前記スリットを介して連通させる不感帯とを有する。

これにより、ホールドチェック弁が開弁するとき、分流弁の弁体はホールドチェック弁の中空スプール状の弁体に追従して動き、負荷圧検出手段の不感帯が可変不感帯となるので、この分だけ分流弁の開口面積が増大し、分流弁で生ずる圧力損失を軽減できる。

(5) また、上記(1)において、好ましくは、前記分流弁の弁体は、前記制御圧室に面する背面側の直径より前記入口通路に面する前面側の直径を大きくする。

これにより、分流弁を通過して圧油が流れるとき、分流弁の弁体に作用す流体力の影響を緩和することができる。

(6) 更に、上記(1)において、好ましくは、前記ホールドチェック弁の中空スプール状の弁体は前記シート部で終端し、前記分流弁の弁体は、ケーシングに摺動自在に嵌合し可変絞りを構成するランドを有している。

これにより、ホールドチェック弁のシート部を圧油が流れるとき、中空スプール状の弁体は流路抵抗にならず、圧力損失を軽減できる。

(7) また、上記(1)において、前記ホールドチェック弁の中空スプール状の弁体は前記シート部より入口通路側にスプール延長部分を有し、このスプール延



長部分に径方向の開口を形成すると共に、前記分流弁の弁体は、前記スプール延長部分内に摺動自在に嵌合し、前記開口と協働して可変絞りを構成するランドを有してもよい。

これによりスプール延長部分はホールドチェック弁の中空スプール状の弁体が動くときのガイドとして機能し、中空スプール状の弁体の動きがスムーズとなる。

(8) また、上記(1)において、好ましくは、前記分流弁の弁体は、前記入口通路と前記ホールドチェック弁のシート部との間に位置するランドを有し、このランドの円周上の3箇所にて可変絞りを構成するメータリングノッチを形成する。

これによりノッチ部分での圧力損失も低減しかつ弁体の動きも安定しスムーズとなる。

(9) 更に、上記(8)において、好ましくは、前記3箇所のメータリングノッチは、それぞれのノッチ面に作用する油圧力が互いにバランスするように前記ランドに形成されている。

これにより弁体の動きが一層安定しスムーズとなる。

(10) また、上記(8)において、好ましくは、前記3箇所のメータリングノッチは、円周方向に均等に配列されている。

これによりそれぞれのノッチ面に作用する油圧力が互いにバランスし、弁体の動きが一層安定しスムーズとなる。

#### 図面の簡単な説明

図1は、本発明の第1の実施形態による方向制御弁の断面図である。

図2は、図1に示す方向制御弁の主要部分の詳細拡大図である。

図3は、図2のIII-III線断面図である。

図4(a)～(d)は、単独操作での動作状態を示す図である。

図5(a)及び(b)は、複合操作での動作状態を示す図である。

図6(a)は、メータリングノッチを2箇所設けた場合の比較例を示す図であり、図6(b)は図6(a)のVI-VI線断面図である。

図7(a)は、メータリングノッチを4箇所設けた場合の比較例を示す図であ

り、図7(b)は図7(a)のⅦ-Ⅶ線断面図である。

図8は、メータリングノッチに作用する油圧力のバランスを説明する図である。

図9は、油圧力がバランスするメータリングノッチの他の形状を示す図である。

図10は、本発明の第2の実施形態による方向制御弁の断面図である。

図11は、図10に示す方向制御弁の主要部分の詳細拡大図である。

図12は、従来技術の回路図である。

図13は、他の従来技術の回路図である。

図14は、図13に示す従来技術の構造図である。

図15は、図13の従来技術を変形した構造図である。

#### 発明を実施するための最良の形態

以下、本発明の実施形態を図面により説明する。

まず、本発明の第1の実施形態を図1～図9により説明する。

図1は本実施形態の方向制御弁の断面図であり、ケーシング1の中にスプール2が摺動自在に挿入されている。スプール2には中央部に1つのランド4-1が設けられ、その両側にランド4-2、4-3が2つずつ設けられている。中央のランド4-1には、流量制御と方向制御の両機能を合わせ持つ流入制御用のメータリングノッチ6、6が設けられ、その両側のランド4-2、4-2にはノッチは設けられておらず、更にその両側のランド4-3、4-3には流出制御用のメータリングノッチ16、16が設けられている。

ケーシング1の中央ランド4-1が位置する部分には油通路3が形成され、この油通路3は油圧ポンプ100(図2参照)の吐出路101a(同)に接続される。油通路3の両側にはランド4-1、4-1を挟んで分流弁8、8へ通じる油通路5、5が形成され、油通路5、5の両側にランド4-2、4-2を挟んでホールドチェック弁9、9の出口側油通路10、10が形成され、この油通路10、10はアクチュエータポートA、Bにそれぞれ接続されている。アクチュエータポートA、Bはアクチュエータ14のボトム側及びロッド側にそれぞれ接続されている。更に、油通路10、10の両側にランド4-3、4-3を挟んでタンクポート15、15が形成され、かつアクチュエータポートA、Bとタンクポート

15, 15の間には外向き流れのリリーフ弁70、70が設置されている。

このように流出制御用のメータリングノッチ16, 16が設けられたランド4-3, 4-3の外側にタンクポート15, 15が形成されているので、図10に示す従来技術のように特別なドレンポートを設ける必要は無く、また通常の外向き流れのリリーフ弁70, 70を使用できる。

分流弁8, 8は油通路5, 5につながる油通路7, 7に位置し、かつ一部がホールドチェック弁9, 9に内蔵されている(後述)。

方向制御弁の油の流れは次のようになる。

スプール2を例えば図示右側へ動かすと、油圧ポンプ100(図2参照)の吐出油はスプール2に設けられた左側のメータリングノッチ6を介して油通路3から油通路5へと流れる。この時、油通路3と右側の油通路5は遮断状態にある。更に、右側の油通路10とタンクポート15が連通し、左側の油通路10とタンクポート15間は遮断状態にある。油通路5へ流入した吐出油は油通路7部にある分流弁8を開弁し、信号検出油路13(後述)に流入する。油圧ポンプの吐出圧が油通路10内の負荷圧よりも高い場合はホールドチェック弁9を開弁し、信号検出油路13から油通路10へ流れ込み、アクチュエータポートAを介しアクチュエータ14のボトム側へ流れる。アクチュエータ14のロッド側からの戻り油はアクチュエータポートBを経て右側の油通路10からスプール2に設けられたメータリングノッチ16を介してタンクポート15へ還流される。

方向制御弁の全体構成及び油の流れは以上のようなものである。次に、分流弁8及びホールドチェック弁9の詳細について図2を基に説明する。

図2において、ホールドチェック弁9は外径D2及び内径d2を持つ大径部91と外径D3(<D2)及び内径d3(<d2)を持つ小径部92とからなる中空スプール状の弁体90を有し、中空スプール状の弁体90の先端にはシート部12が設けられている。中空スプール状の弁体90の大径部91はケーシング1と摺動自在に嵌合し、小径部92はケーシング1内に挿入されたスリーブ23の内径部と摺動自在に嵌合している。大径部91と小径部92の境界段部とスリーブ23の端面間には負荷圧室31が形成され、大径部91の外周には油通路10から負荷圧を負荷圧室31へ誘導する複数のスリット22が形成されている。

分流弁8はメータリングノッチ20が形成されたランド11とステム部81とを備えた弁体80を有し、弁体80のステム部81がホールドチェック弁9の中空スプール状の弁体90の大径部91の穴部91aに摺動自在に嵌合し、ホールドチェック弁9の中空スプール状の弁体90と分流弁8のステム部81とで制御圧室30を形成している。この制御圧室30には分流弁8のステム部81の外周に設けられたスリット21を介して信号検出油路13の油圧が誘導される。信号検出油路13は、後述する如く分流弁8のランド11とホールドチェック弁9のシート部12との間に形成されている。

また、ホールドチェック弁9の小径部92の外径D3と大径部91の内径d2(=分流弁8のステム部81の外径)は同一寸法に製作されており、これにより制御圧室30内の油圧がホールドチェック弁9の中空スプール状の弁体90に作用する力の影響を全く無くすることができる。

制御圧室30はホールドチェック弁9の小径部92の穴部27を介してスリーブ23内に形成されたホールドチェック弁9のばね室28と連通している。このばね室28はスリーブ23に設けられた小孔25を介し、スリーブ23の外周とケーシング1で形成する溝26に通じている。

ここで、複数の方向制御弁を想定し、図示の方向制御弁を1-1、それ以外の方向制御弁を順番に1-2, 1-3, 1-4, …とすると、方向制御弁1-2, 1-3, 1-4, …の各溝26は方向制御弁1-1から順に1-2, 1-3, 1-4, …へと、ケーシング1に設けられた信号検出油路104-1で連結されている。

また、図2において信号検出油路104-1は左側のものであるが、右側は104-2がこの信号検出油路に相当し、左右の信号油路104-1, 104-2は更に信号油路104-3で結合され、ここから分岐した信号油路104は油圧ポンプ100の吐出量を制御する制御器102の一端に接続され、最高負荷圧の検出信号が伝えられる。

制御器102は、信号油路101内の油圧ポンプ100の吐出信号と信号油路104内の最高負荷圧信号との差圧に応じて機能し、この差圧は最高負荷圧の信号油路104側に設けられたばね106で設定される。信号油路104は制御器

102へ最高圧を伝達した後、絞り103を介しタンクTへ接続される。

分流弁8の弁体80のランド11の部分は油通路7側へ伸びている。油通路7と信号検出油路13はランド11により常時は連通を断たれている。また、信号検出油路13と油通路10の間はホールドチェック弁9のシート部12により常時は連通を断たれている。

分流弁8の弁体80のランド11は流体力低減のためステム部81の外径d2より大きい外径d1を有し、油通路7と油通路10との間に形成された貫通穴83に摺動自在に挿入されている。貫通穴83の油通路10側の開口部84はランド11の外径d1より大きくホールドチェック弁9の大径部91の外径D2より小さい内径D1を有し、この開口部84のエッジにホールドチェック弁9のシート部12が触座する。これにより開口部84には、分流弁8のランド11とホールドチェック弁9のシート部12との間の中間室が形成され、この中間室が上記信号検出油路13となる。

分流弁8の弁体80は制御圧室30の圧力及びばね29により常時は油通路7の内壁7-1に当たるよう付勢されており、ホールドチェック弁9の中空スプール状の弁体90は負荷圧室31の圧力及びばね24によりシート部12が開口部84のエッジに触座するよう付勢されている。

更に、油通路7と信号検出油路13の間に位置する分流弁8のメータリングノッチ20はランド11に不感帯X1を有し、ホールドチェック弁9の中空スプール状の弁体90内にある分流弁8の負荷圧誘導のためのスリット21はステム部81に不感帯X2を有し、 $X1 < X2$ の関係にある。不感帯X2が0になると信号検出油路13の圧力が制御圧室30へ誘導される。

ここで、不感帯X2はホールドチェック弁8の中空スプール状の弁体90に対しては一定であるが、中空スプール状の弁体90が図示左方向に移動すると、中空スプール状の弁体90の位置に応じて変化する値である。このことから、不感帯X2は可変不感帯といえる。

また、分流弁8のメータリングノッチ20は、図3に断面で示すようにランド11の円周上に3箇所形成されており、かつこの3箇所のノッチ20は円周方向に均等に形成、配列されている。また、各メータリングノッチ20の形状は平面

20aにより形成されている。メータリングノッチ20の平面20aの間の部分はガイド部20bとなる。

次に、以上のように構成した方向制御弁の動作機能を図4及び図5を用いて説明する。図4及び図5中で矢印に付されている数字は、一例として当該矢印部位の圧力を示すものである。

#### (A) 中立時

いずれの方向制御弁も操作されず、スプール2が図1に示す中立位置にあるとき、信号検出油路104はほぼタンク圧になっているから、油圧ポンプ100の制御器102は図2の(B)の位置にあり、油圧ポンプ100の吐出量は設定された最低吐出量に保持されている。この最低吐出量はアンロード弁105を介してタンクTへ還流される。この時、ホールドチェック弁9の中空スプール状の弁体90は負荷圧室31の圧力及びばね24によりシート部12が開口部84のエッジに触座するよう付勢されており、アクチュエータ14に負荷がかかっているも負荷の落下は生じない(図4の(a)参照)。

#### (B) 単独操作時

図1に示す方向制御弁1-1を操作し、スプール2を例えば図示右方向に動かすと、油通路3から左側の油通路5, 7へ吐出圧油が流れ込む。この時の圧力はアンロード弁105の設定圧であるが、分流弁8の制御圧室30の圧力はほぼタンク圧に近いので、左方へ分流弁8の弁体80を移動させる(図4の(a)→(b))。分流弁8の弁体80が不感帯X1だけ移動するとメータリングノッチ20が開くことで弁体80が開弁し、油通路7と信号検出油路13が連通する。この時、ホールドチェック弁9の負荷圧室31の圧力がアンロード弁105の設定圧以上であると、ホールドチェック弁9は閉じたままである。

更に、分流弁8の弁体80が左方へ移動し弁体80のステム部81とホールドチェック弁9の中空スプール状の弁体90で形成する不感帯X2を超えると、信号検出油路13の圧油がステム部81の外周に設けられたスリット21を介して制御圧室30へ誘導され、この圧力は信号油路104へ伝えられる。この時、油の流れは信号油路104に設けられた絞り103の流れのみであるから、信号油路101の油圧ポンプ100の吐出圧と信号油路104の検出圧力はほとんど等

しく、従って油圧ポンプ100の制御器102を(A)の位置に押し戻し、油圧ポンプ100の吐出流量が増加する。このため、油通路7の圧力がアンロード弁105の設定圧から上昇し、ホールドチェック弁9を開弁するに至る(図4の(b)→(c))。その後、油圧ポンプ100の吐出圧が信号油路104の検出圧力より設定値だけ高くなるまで上昇し、定常状態となる(図4の(c)→(d))；(c)(d)は通過流量が最大の状態を示す)。

以上の過程で、最高負荷圧として検出され信号油路104へ誘導される圧油は油圧ポンプ100の吐出圧油であるから、負荷圧検出に伴うアクチュエータ14の負荷の落下等の問題は生じない。

更に、ホールドチェック弁9の中空スプール状の弁体90が図示左方に移動するとき、分流弁8の弁体80がもとのままの位置にあると、スリット21と制御圧室30の連通が断たれ、制御圧室30の圧力が低下するから、分流弁8の弁体80は更に左方へ移動して平衡を確保することになる。すなわち、分流弁8の弁体80はホールドチェック弁9の中空スプール状の弁体90に追従し、不感帯X2が可変となるよう動作する。

ここで、図15に示す従来の弁構造では負荷圧検出用のスリットの不感帯は固定されているので、分流弁14の最大開口面積は一定である。これに対し、本発明では可変不感帯X2であるため、分流弁8の弁体80はホールドチェック弁9の中空スプール状の弁体90の後を追いかけて移動し、この分だけ分流弁8の弁体80の変位が大きくなり開口面積が増大する。このため、分流弁8で生ずる圧力損失が軽減される。

また、以上のように分流弁8の弁体80が開弁し、油通路7から油通路10に圧油が流れるとき、弁体80には流体力が作用し、この流体力により弁体80は閉弁方向に動かされようとする。しかし、本実施形態では、分流弁8の弁体80のランド11の外径d1をステム部81の外径d2より大きく製作してあるため、このような流体力の影響を緩和することができる。また、外径d1を外径d2より大きくしても弁体80が組み立たなくなることがない。

更に、分流弁8のメータリングノッチ20をランド11の円周上に3箇所均等に形成、配列してあるので、ノッチ部分での圧力損失も低減しかつ弁体80を安

定してスムーズに動かすことができる（後述）。

（C）複合操作時 I

今、図 2 に示す方向制御弁 1 - 2 側のアクチュエータ 1 4 の負荷圧が方向制御弁 1 - 1 側のアクチュエータ 1 4 の負荷圧より高圧であり、方向制御弁 1 - 2 のみの左側の分流弁 8 及びホールドチェック弁 9 が動作するように操作されているとする。この場合、方向制御弁 1 - 1 の制御圧室 3 0 には方向制御弁 1 - 2 側から高圧信号が伝達されている（図 5（a））。

この状態で、方向制御弁 1 - 1 の左側の分流弁 8 及びホールドチェック弁 9 が動作するよう図 1 のスプール 2 を右方向に動かすと、油通路 3 から左側の油通路 5, 7 へ吐出圧油が流れ込み、油通路 7 に制御圧室 3 0 に伝達されている高圧信号に見合う圧力が生じると分流弁 8 の弁体 8 0 は開弁し、更にホールドチェック弁 9 を開弁する（図 5 の（a）→（b）；（b）は通過流量が最大の状態を示す）。このことは、メータリングノッチ 6 の前後差圧が高圧側である方向制御弁 1 - 2 と低圧側である方向制御弁 1 - 1 で等しくなることを意味し、油圧ポンプ 1 0 0 の吐出流量がメータリングノッチ 6 の開口面積比に応じて分流される。

ここで、方向制御弁 1 - 1 は低圧負荷側であるから、油通路 7 と信号圧検出路 1 3 の間で 2 つのアクチュエータの負荷圧差に相当する圧力損失を作り出さねばならない。もし、低負荷側である方向制御弁 1 - 1 の分流弁 8 の弁体 8 0 が高負荷側の分流弁と同じような変位をしたとすると、油通路 7 の圧力は方向制御弁 1 - 1 側（低負荷側）のアクチュエータ 1 4 の負荷圧とほぼ等しくなるから、弁体 8 0 は制御圧室 3 0 の高負荷信号で閉じ側へ戻される。また、もし弁体 8 0 が閉じ過ぎの状態にあると、油通路 7 の圧力が制御圧室 3 0 の圧力を上回ることになり、弁体 8 0 は開け側へ移動させられる。従って、低負荷側である方向制御弁 1 - 1 の分流弁 8 の弁変位は、不感帯 X 1 以上で不感帯 X 2 以下の変位で達成され、高負荷側の圧力が分流弁 8 のスリット 2 1 を介し低負荷側のアクチュエータへ逆流することはない。

（C）複合操作時 I I

方向制御弁 1 - 1 側のアクチュエータ 1 4 の負荷圧が方向制御弁 1 - 2 側のアクチュエータ 1 4 の負荷圧より高圧であり、方向制御弁 1 - 2 のみの左側の分流



弁8及びホールドチェック弁9が動作するように操作されている状態から、方向制御弁1-1の左側の分流弁8及びホールドチェック弁9が動作するようスプール2を動かした場合の動作は、方向制御弁1-1の制御圧室30にはタンク圧ではなく、方向制御弁1-2側から圧力信号が伝達されている点を除いて、(B)の単独操作の場合と実質的に同じである。

この場合も、最高負荷圧として検出され信号油路104へ誘導される圧油は油圧ポンプ100の吐出圧油であるから、負荷圧検出に伴うアクチュエータ14の負荷の落下等の問題は生じない。

また、負荷圧検出のための不感帯X2は可変不感帯であり、分流弁8の弁体80はホールドチェック弁9の中空スプール状の弁体90の後を追いかけて移動するため、高圧側である方向制御弁1-1の分流弁8で生ずる圧力損失の軽減に役立つ。

以上のように構成した本実施形態によれば次の効果が得られる。

(1) 分流弁としては後置き型の1対の分流弁8を用い、各分流弁8の弁体80をホールドチェック弁9の弁体(中空スプール状の弁体)90に内蔵させたので、アクチュエータポートA, Bの外側に流出制御用のタンクポート(低圧ポート)15, 15を配置できるようになり、特別なドレンポートを設ける必要がなくなる。また、アクチュエータポートA, Bの外側にタンクポート15, 15を配置するので、通常の外向き流れのリリーフ弁70, 70を用いることができる。

また、分流弁8の弁体80とホールドチェック弁9の中空スプール状の弁体90との間のスリット21で負荷圧検出手段を構成したので、従来の負荷圧検出用シャトル弁を省略できる。

以上により、信号の数が少ない後置き型分流弁の有利さを残し、ケーシング構造及び機器を簡素化できる。

(2) 検出される負荷圧は分流弁8の出口部とホールドチェック弁9の入口部間の信号検出油路(中間室)13の圧力であるから、負荷圧検出に伴うアクチュエータ14の負荷の落下等の問題は生じない。

(3) ホールドチェック弁9が開弁するとき、分流弁8の弁体80はホールドチェック弁9の中空スプール状の弁体90に追従して動き、負荷圧検出手段の不感

帯X2が可変不感帯となので、分流弁の開口面積が増大し、分流弁で生ずる圧力損失を軽減できる。

(4) 分流弁8の弁体80のランド11の外径d1をステム部81の外径d2より大きくしたため、分流弁8の弁体80に作用す流体力の影響を緩和することができる。

(5) ホールドチェック弁9の中空スプール状の弁体90をシート部12で終端させたので、シート部12を圧油が通過するとき、中空スプール状の弁体90は流路抵抗にならず、この点でも圧力損失を少なくできる。

(6) 分流弁8のメータリングノッチ20をランド11の円周上に3箇所均等に形成、配列してあるので、ノッチ部分での圧力損失も低減しかつ弁体80を安定してスムーズに動かすことができる。今、このことを図6～図8を用いて更に説明する。

(5-1)まず、本実施形態では、分流弁8のメータリングノッチ20をランド11の円周上に3箇所形成してあるので、ノッチ部分での圧力損失も低減しかつ3つのガイド部20bで弁体80の動きも安定しスムーズとなる。

図6及び図7に比較例としてメータリングノッチ20をランド11の円周方向に2箇所形成した場合と、4箇所形成した場合を示す。

図6に示すようにメータリングノッチを2箇所とすると、ノッチ面積が大きくとれ圧力損失を軽減できるが、ノッチ間のガイド部が2箇所となって弁体の支持状態が不安定となり、スティック等の不具合が生じやすい。

図7に示すようにメータリングノッチを4箇所とすると、ノッチ間のガイド部は4箇所となって弁体の支持状態は安定しスムーズな動きをするが、ノッチ面積が大きくとれないことから圧力損失が大きくなってしまう。ランドの径を大きくすればノッチ面積は確保できるが、機器が大きくなる。

(5-2)また、本実施形態では、3箇所のメータリングノッチ20をランド11の円周上に均等に形成、配列してあるので、ノッチ20に作用する径方向の油圧力がバランスし、この点でも弁体80の動きが安定しスムーズとなる。図8はこのことを説明する図である。

図8において、 $F_1$ 、 $F_2$ 、 $F_3$ は3つのノッチ20の面20aに作用する径方向

の油圧力である。ノッチ20は3箇所とも同じ面積であるので、油圧力 $F_1$ 、 $F_2$ 、 $F_3$ の大きさは全て等しい。また、油圧力 $F_2$ 、 $F_3$ の油圧力 $F_1$ に直角な方向の成分を $F_{2x}$ 、 $F_{3x}$ とし、油圧力 $F_1$ と同じ方向の成分を $F_{2y}$ 、 $F_{3y}$ とすると、油圧力 $F_1$ 、 $F_2$ 、 $F_3$ は互いに $120^\circ$ の角度をなしていることから、 $F_{2x} = F_{3x}$ 、 $F_{2y} + F_{3y} = F_1$ となり、バランスする。このため油圧力 $F_1$ 、 $F_2$ 、 $F_3$ による不釣り合い力は発生せず、弁体80を安定してスムーズに動かすことができる。

図9にメータリングノッチの形状の変形例を示す。上記実施形態では、油圧力 $F_1$ 、 $F_2$ 、 $F_3$ をバランスさせるため、3箇所のメータリングノッチ20を均等に形成、配列したが、3箇所のメータリングノッチ20は必ずしも均等に形成、配列する必要はない。

図9は3つのメータリングノッチを面20A、20B<sub>1</sub>、20B<sub>2</sub>で構成した例であり、面20Aに対し面20B<sub>1</sub>、20B<sub>2</sub>は $135^\circ$ をなし、面20B<sub>1</sub>、20B<sub>2</sub>は互いに $90^\circ$ をなしている。また、面20A、20B<sub>1</sub>、20B<sub>2</sub>の面積は、面20Aの油圧力 $F_1$ が面20B<sub>1</sub>、20B<sub>2</sub>の油圧力 $F_2$ 、 $F_3$ の1.414倍になるように設定されている。この場合、面20B<sub>1</sub>、20B<sub>2</sub>の油圧力 $F_2$ 、 $F_3$ の面20Aの油圧力 $F_1$ に直角な方向の成分を $F_{2x}$ 、 $F_{3x}$ とし、油圧力 $F_1$ と同じ方向の成分を $F_{2y}$ 、 $F_{3y}$ とすると、上記と同様に $F_{2x} = F_{3x}$ 、 $F_{2y} + F_{3y} = F_1$ となり、バランスし、やはり弁体80を安定してスムーズに動かすことができる。

本発明の第2の実施形態を図10及び図11により説明する。図中、図1及び図2に示す部材と同等のものには同じ符号を付し、説明を省略する。

図10及び図11において、本実施形態の方向制御弁は分流弁8Aの弁体80A及びホールドチェック弁9Aの中空スプール状の弁体90Aの形状が第1の実施形態のものとは異なる。

すなわち、本実施形態では、ホールドチェック弁9Aの中空スプール状の弁体90Aはシート部12より油通路7側にスプール延長部分93を更に有し、このスプール延長部分93を油通路7と油通路10との間に形成された貫通穴95に摺動自在に挿入している。また、このスプール延長部分93に信号検出油路13Aを油通路10に連通させる径方向の開口94を形成すると共に、分流弁8Aの弁体80Aのランド11Aをスプール延長部分93内に摺動自在に嵌合させ、開

口94とランド11Aとで可変絞りを構成している。また、第1の実施形態と同様、分流弁8Aの弁体80Aのランド11Aはステム部81の外径d2より大きい外径d1を有している。

第1の実施形態では、ホールドチェック弁9の中空スプール状の弁体90はシート部12で終端しているので、シート部12を圧油が通過するとき、中空スプール状の弁体90は流路抵抗にならず、圧力損失を少なくできる利点がある。しかし、中空スプール状の弁体90の支持形態でみるとシート部21側はフリーとなるので、中空スプール状の弁体90の支持が不安定となる懸念がある。本実施形態によれば、スプール延長部分93を設けたので、中空スプール状の弁体90Aが両端支持となり、中空スプール状の弁体90Aの支持が安定し、動きがスムーズとなる。

#### 産業上の利用可能性

(1) 本発明によれば、アクチュエータポートの外側に流出制御用のタンクポート（低圧ポート）を配置できるので、特別なドレンポートを設ける必要がなくなると共に、通常の外向き流れのリリーフ弁を用いることができ、信号の数が少ない後置き型分流弁の有利さを残し、ケーシング構造及び機器を簡素化できる。

(2) また、本発明によれば、分流弁の弁体とホールドチェック弁の中空スプール状の弁体とで従来の負荷圧検出用のシャトル弁の機能を果たせるので、機器の一層の簡素化が図れる。

(3) 更に、検出される負荷圧は分流弁の出口部とホールドチェック弁の入口部間の圧力であるから、負荷圧検出に伴うアクチュエータの負荷の落下等の問題は生じない。

(4) また、本発明によれば、分流弁の弁体はホールドチェック弁の中空スプール状の弁体に追従して動き、負荷圧検出手段の不感帯が可変不感帯となるので、分流弁の開口面積が増大し、分流弁で生ずる圧力損失を軽減できる。

(5) 更に、本発明によれば、分流弁の弁体のランドの外径をステム部の外径より大きくしたため、分流弁の弁体に作用す流体力の影響を緩和することができる。

(6) また、本発明によれば、ホールドチェック弁の中空スプール状の弁体をシ

ート部で終端させたので、シート部を圧油が通過するとき、中空スプール状の弁体は流路抵抗にならず、圧力損失を少なくできる。

(7) 更に、本発明によれば、中空スプール状の弁体のシート部の先にスプール延長部分を設けたので、中空スプール状の弁体が両端支持となり、中空スプール状の弁体の動きがスムーズとなる。

(8) また、本発明によれば、分流弁のメータリングノッチをランドの円周上に3箇所形成したので、ノッチ部分での圧力損失も低減しかつ分流弁の弁体の動きも安定しスムーズとなる。

## 請求の範囲

1. スプール(2)のランド部(4-1)に形成され、流量制御と方向制御の両機能を合わせ持つ1対のメータリングノッチ(6,6)と、1対のアクチュエータポート(A,B)と、1対のメータリングノッチと1対のアクチュエータポートとの間にそれぞれ配置された1対の分流弁(8,8;8A,8A)及び1対のホールドチェック弁(9,9;9A,9A)とを備えた分流弁付き方向制御弁において、

(a) 前記1対のホールドチェック弁(9,9;9A,9A)は、それぞれ、シート部(12)が外周に形成されかつ前記アクチュエータポート(A,B)につながる出口通路(10)の圧力が閉弁方向に作用する中空スプール状の弁体(90;90A)を有し、

(b) 前記1対の分流弁(8,8;8A,8A)は、それぞれ、少なくとも部分的に前記中空スプール状の弁体(90;90A)内に摺動自在に内装され、かつ前面が前記メータリングノッチ(6)につながる入口通路(7)に面し、背面が信号検出油路(13)につながる制御圧室(30)に面した弁体(80;80A)を有することを特徴とする分流弁付き方向制御弁。

2. 請求項1記載の分流弁付き方向制御弁において、前記各ホールドチェック弁(9;9A)の中空スプール状の弁体(90;90A)は、前記制御圧室(30)の圧力による力がバランスする形状を有していることを特徴とする分流弁付き方向制御弁。

3. 請求項1又は2記載の分流弁付き方向制御弁において、前記各分流弁(8;8A)の弁体(80;80A)は、前記ホールドチェック弁(9;9A)の中空スプール状の弁体(90;90A)との間に、前記入口通路(7)の圧力と前記制御圧室(30)の圧力とのバランスで開閉する負荷圧検出手段(21)を形成し、この負荷圧検出手段により分流弁の出口部とホールドチェック弁の入口部間の中間室(13)の圧力を検出し前記制御圧力室(30)に導くことを特徴とする分流弁付き方向制御弁。

4. 請求項3記載の分流弁付き方向制御弁において、前記負荷圧検出手段は、前記分流弁(8;8A)の弁体(80;80A)の外周と前記ホールドチェック弁(9;9A)

の中空スプール状の弁体（90;90A）の内周の少なくとも一方に形成されたスリット（21）と、前記分流弁の弁体が前記ホールドチェック弁の中空スプール状の弁体に対して所定距離以上移動して初めて前記中間室を前記制御圧力室に前記スリットを介して連通させる不感帯（X2）とを有することを特徴とする分流弁付き方向制御弁。

5. 請求項1記載の分流弁付き方向制御弁において、前記分流弁（8;8A）の弁体（80;80A）は、前記制御圧室（30）に面する背面側の直径（d2）より前記入口通路（7）に面する前面側の直径（d1）を大きくしたことを特徴とする分流弁付き方向制御弁。

6. 請求項1記載の分流弁付き方向制御弁において、前記ホールドチェック弁（9）の中空スプール状の弁体（90）は前記シート部（12）で終端し、前記分流弁（8）の弁体（80）は、ケーシング（1）に摺動自在に嵌合し可変絞りを構成するランド（11）を有することを特徴とする分流弁付き方向制御弁。

7. 請求項1記載の分流弁付き方向制御弁において、前記ホールドチェック弁（9A）の中空スプール状の弁体（90A）は前記シート部（12）より入口通路（7）側にスプール延長部分（93）を有し、このスプール延長部分に径方向の開口（94）を形成すると共に、前記分流弁（8A）の弁体（80A）は、前記スプール延長部分（93）内に摺動自在に嵌合し、前記開口（94）と協働して可変絞りを構成するランド（11A）を有することを特徴とする分流弁付き方向制御弁。

8. 請求項1記載の分流弁付き方向制御弁において、前記分流弁（8）の弁体（80）は、前記入口通路（7）と前記ホールドチェック弁（9）のシート部（12）との間に位置するランド（11）を有し、このランドの円周上の3箇所可変絞りを構成するメータリングノッチ（20）を形成したことを特徴とする分流弁付き方向制御弁。

9. 請求項 8 記載の分流弁付き方向制御弁において、前記 3 箇所のメータリングノッチ (20) は、それぞれのノッチ面に作用する油圧力が互いにバランスするように前記ランド (11) に形成されていることを特徴とする分流弁付き方向制御弁。

10. 請求項 8 記載の分流弁付き方向制御弁において、前記 3 箇所のメータリングノッチ (20) は、円周方向に均等に配列されていることを特徴とする分流弁付き方向制御弁。



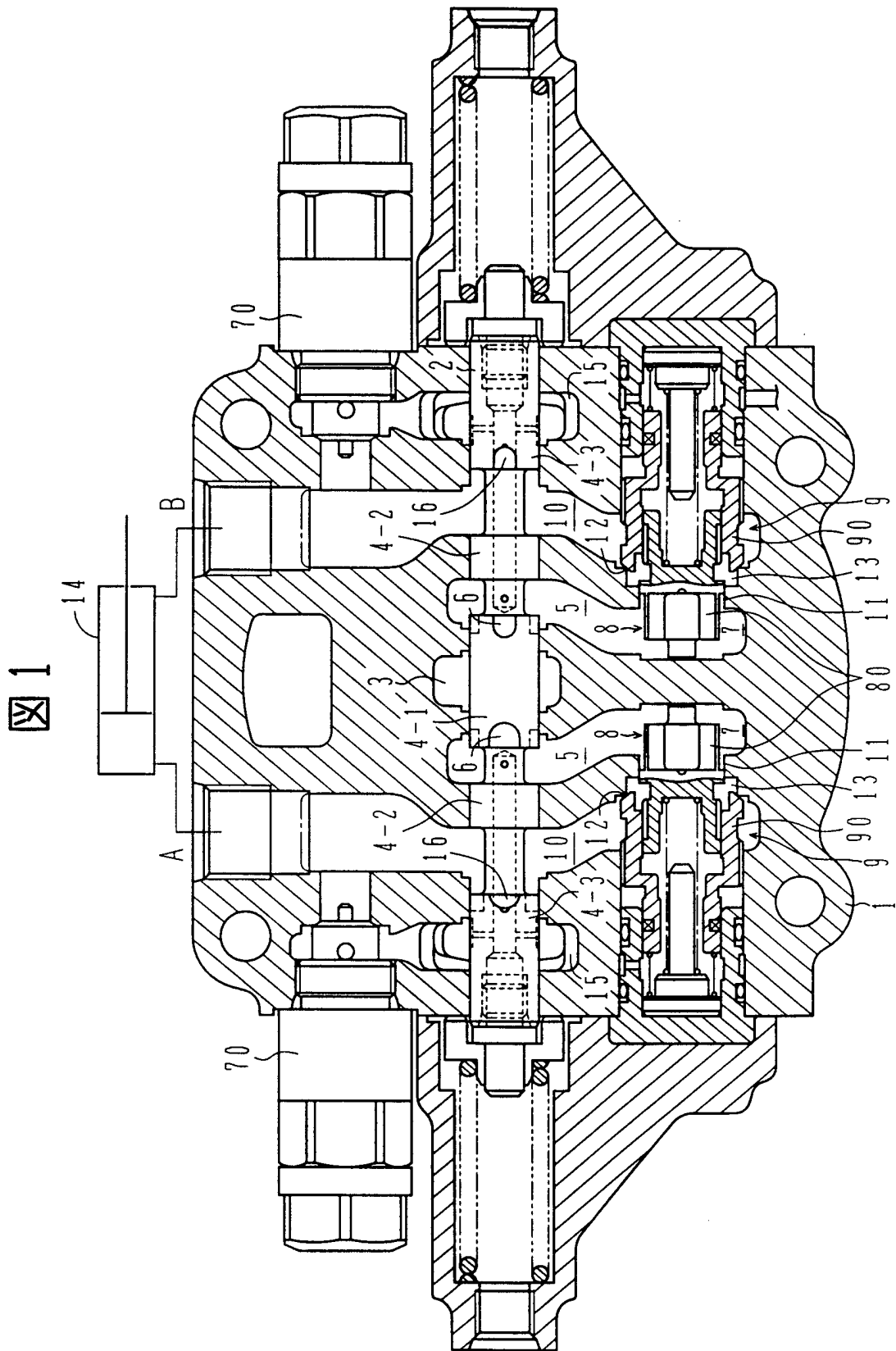


図 2

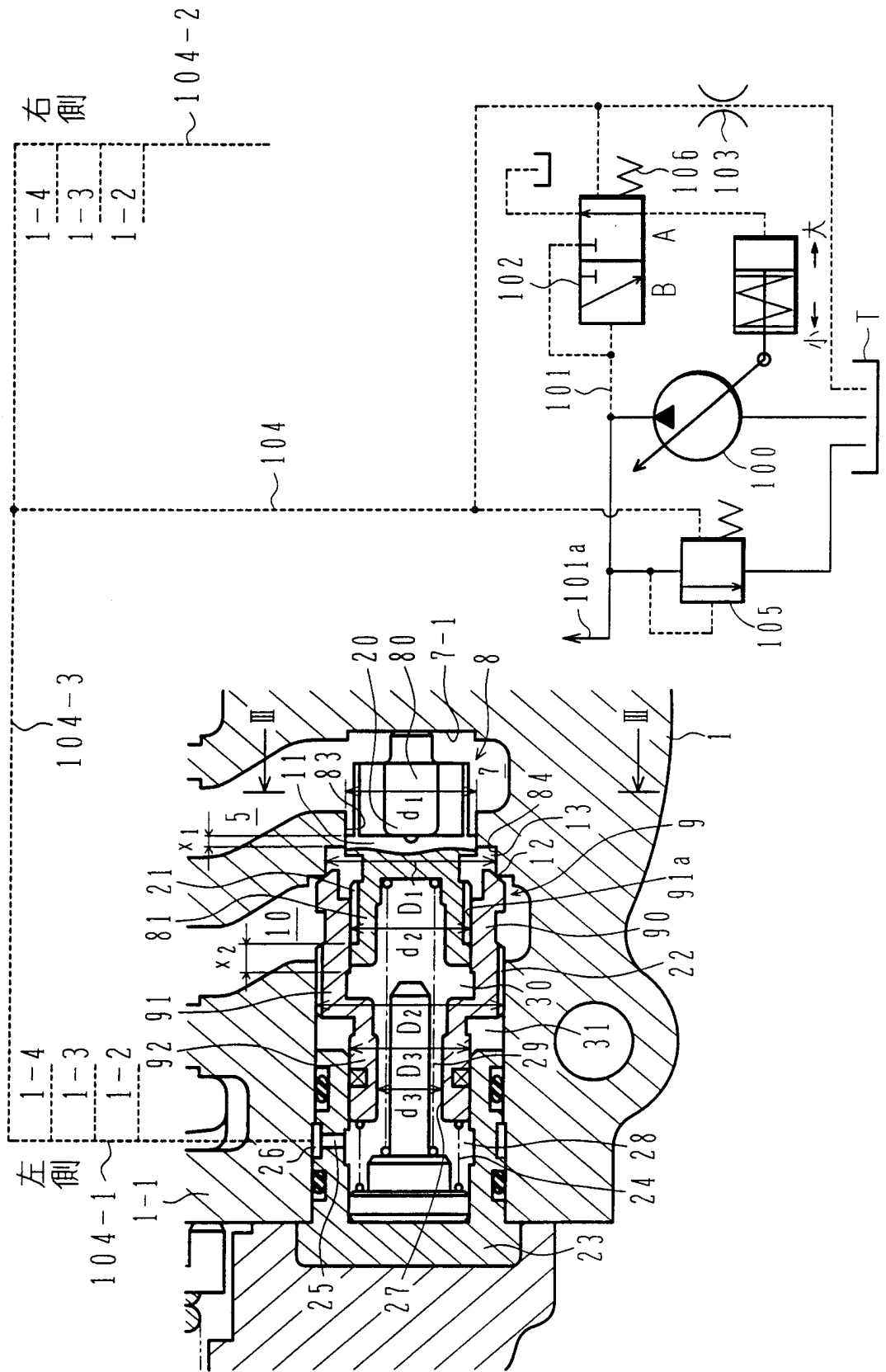


図 3

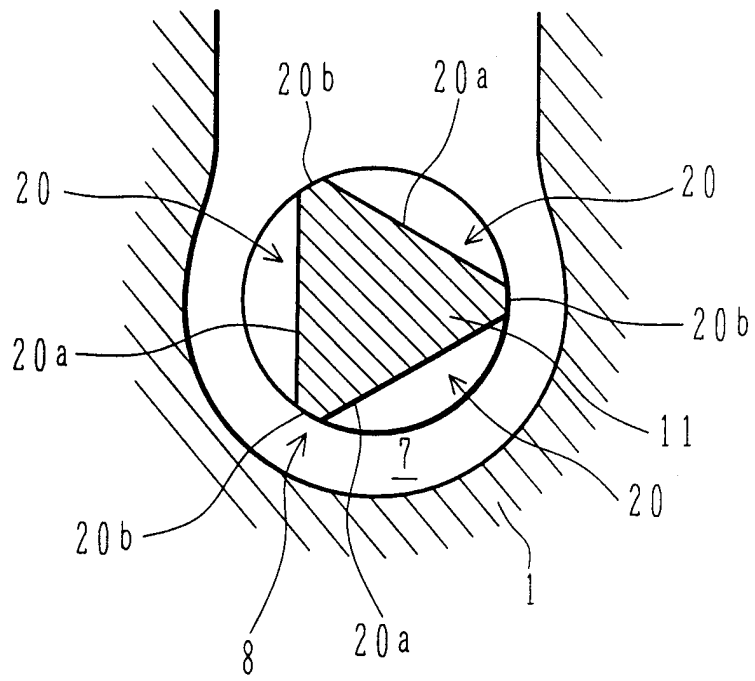
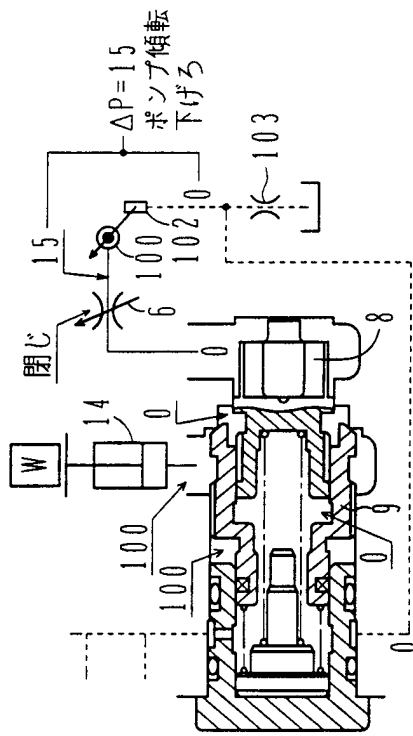


図 4

単独操作

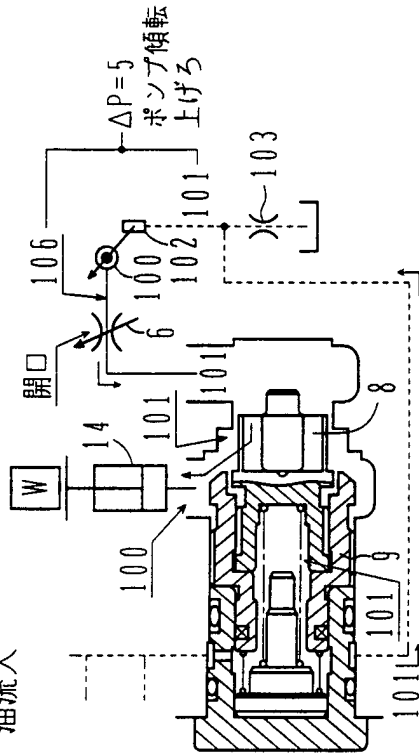
(a)

1. ニュートラル



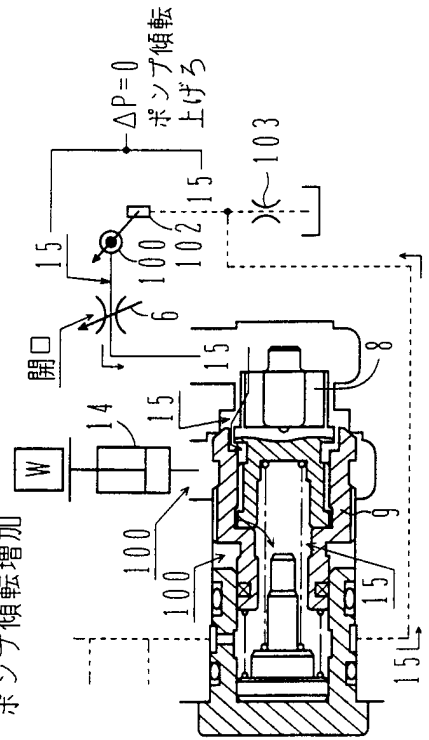
(c)

3. チェック弁開口、アクチュエータに油流入



(b)

2. スプール開口、分流弁開口  
ポンプ傾転増加



(d)

4. 定常駆動

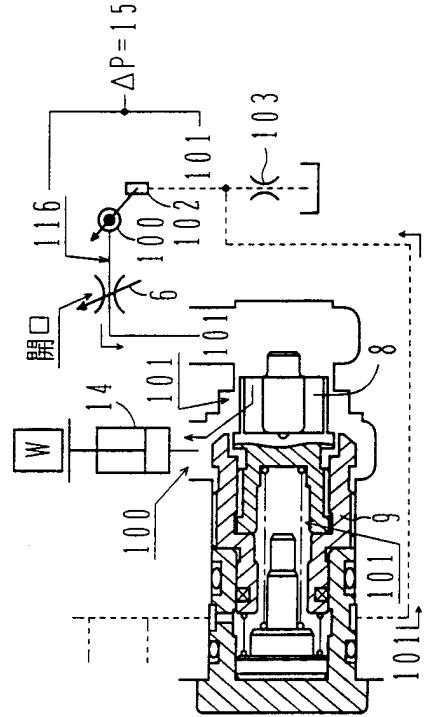
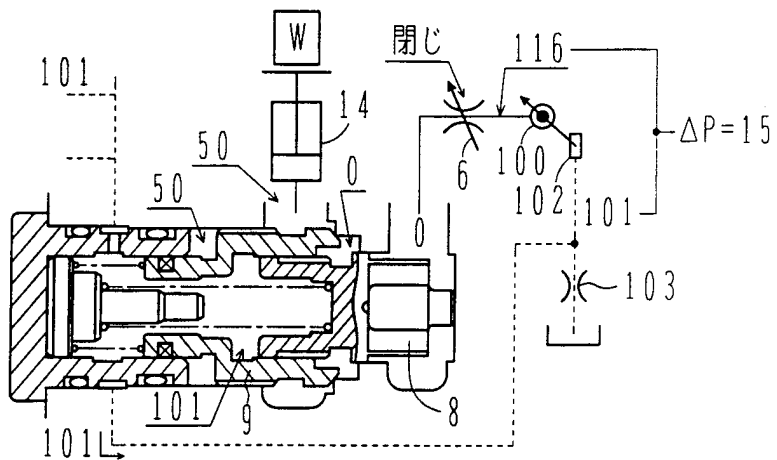


図 5

複合操作（低圧側）

(a)

1. ニュートラルチェック弁閉じ、分流弁閉じ



(b)

2. スプール開口、分流弁開口、チェック弁開口

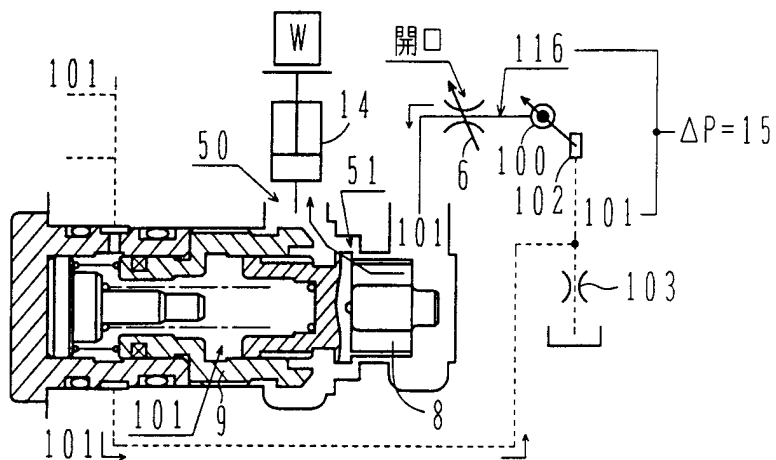


図 6

比較例  
(メータリングノッチ2箇所)

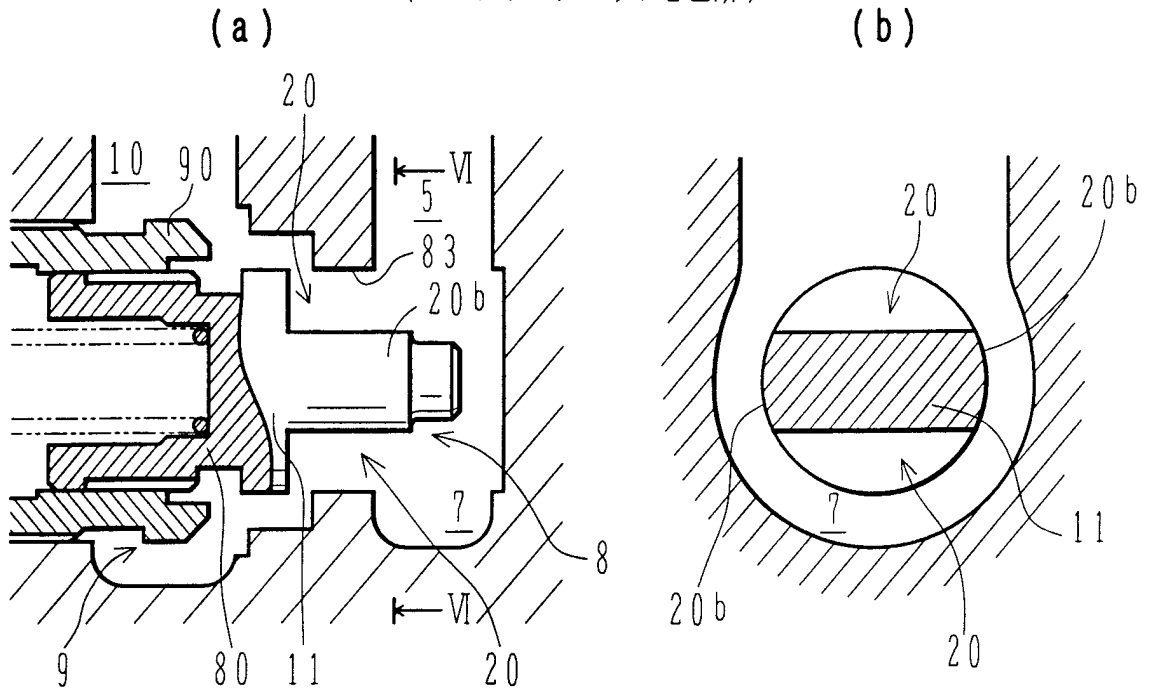


図 7

比較例  
(メータリングノッチ3箇所)

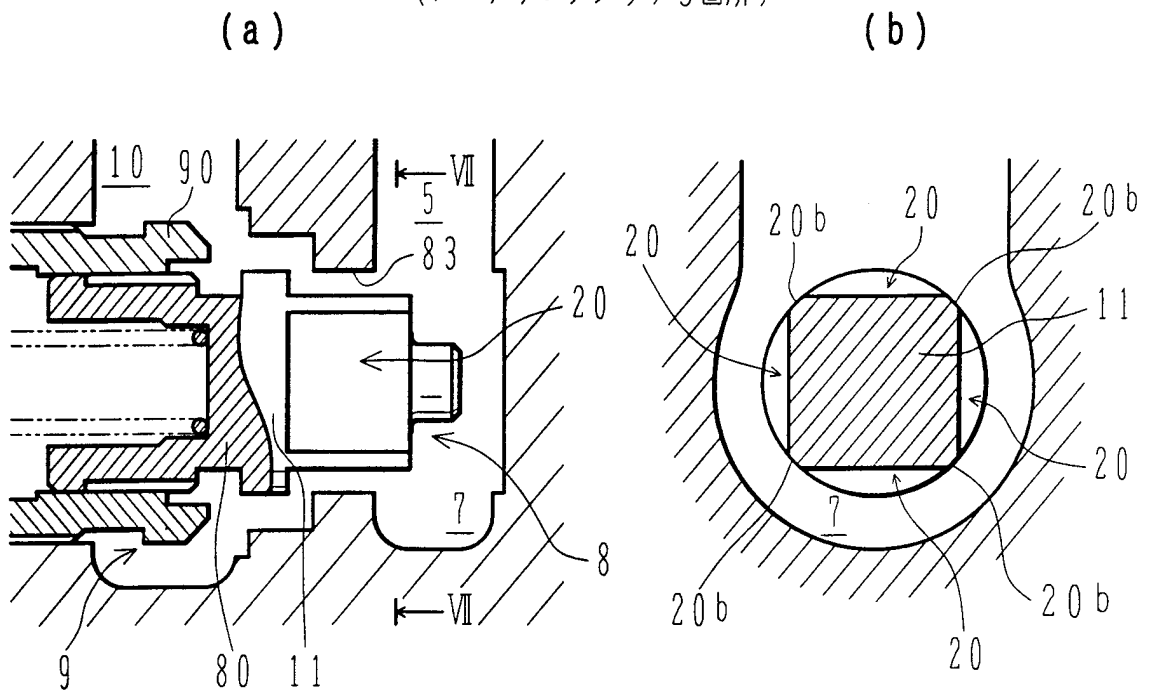


図 8

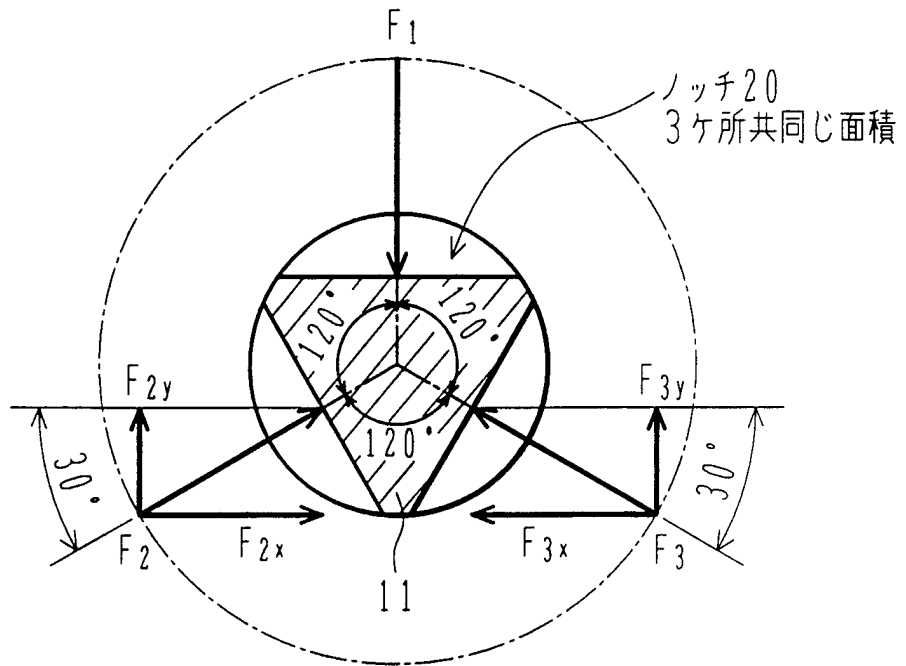


図 9

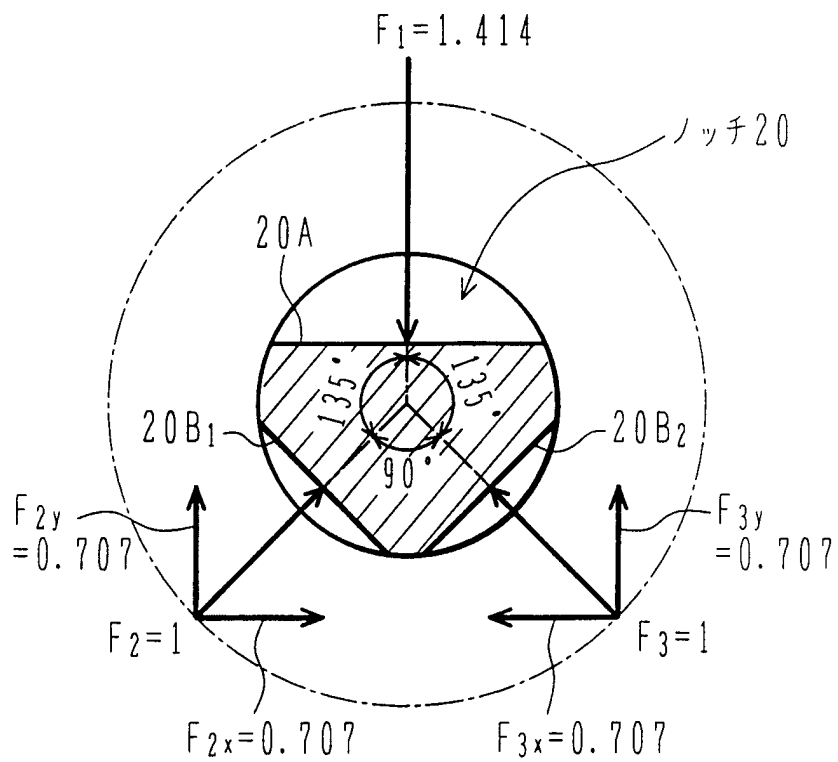


図10

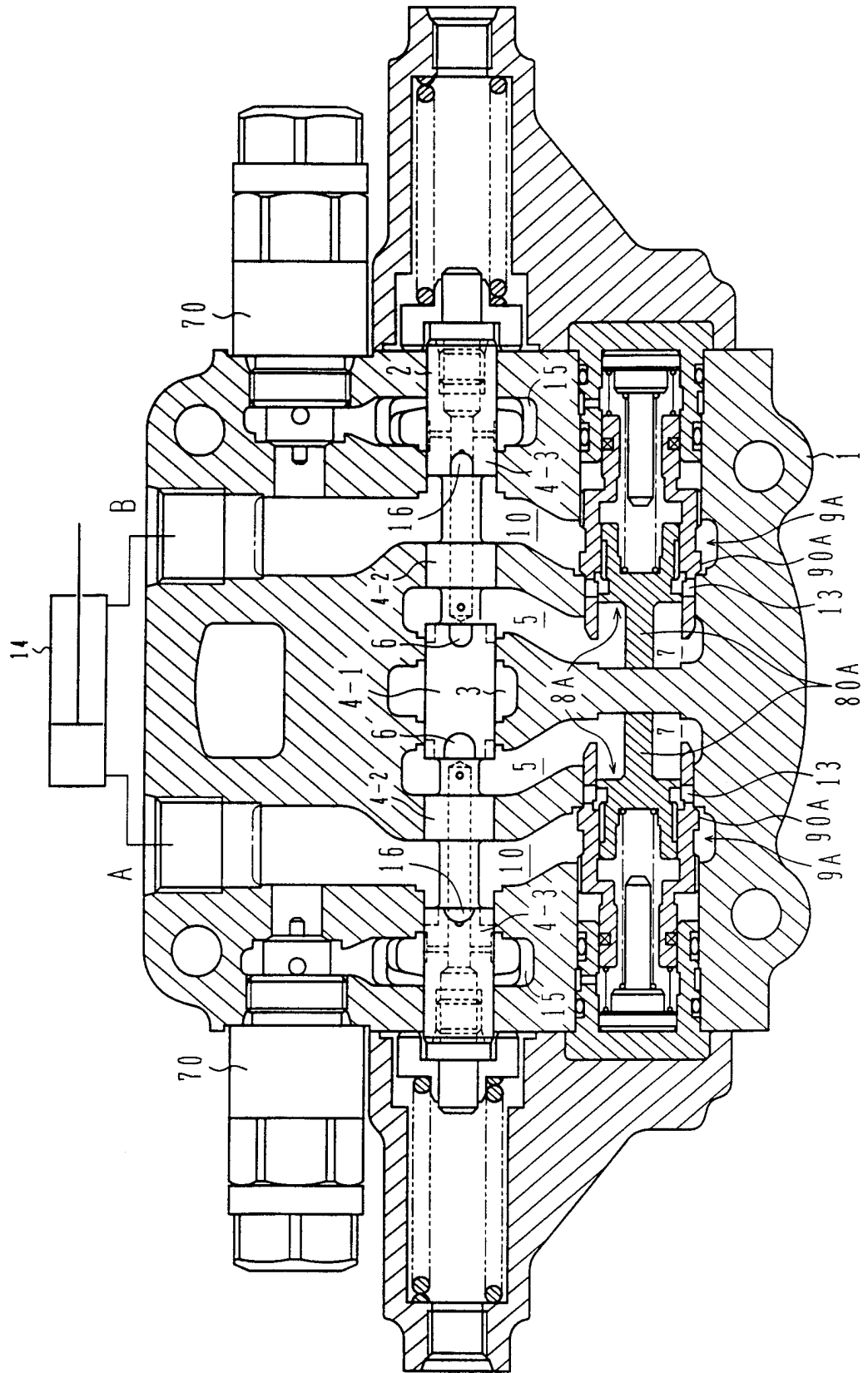




図11

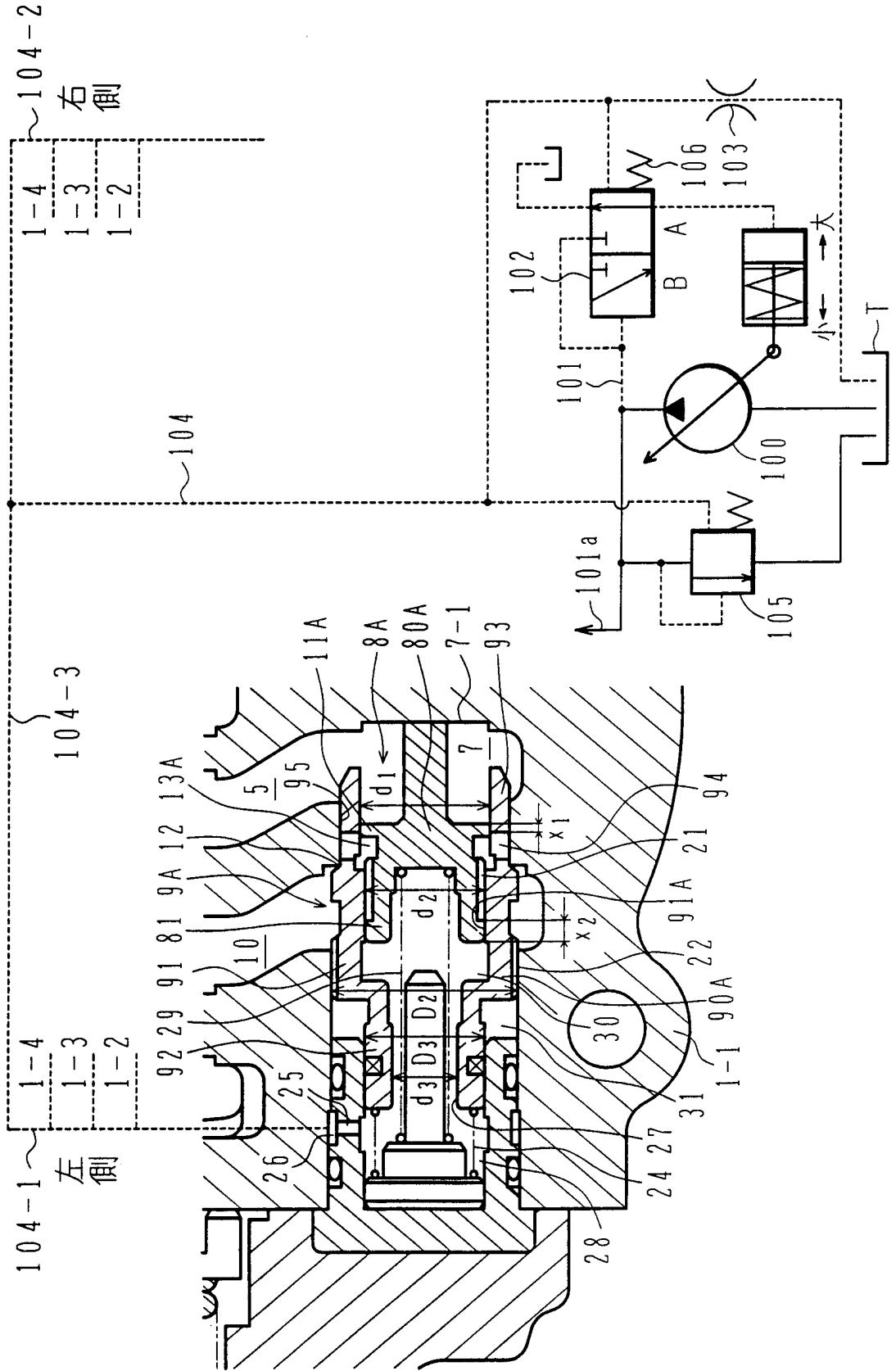
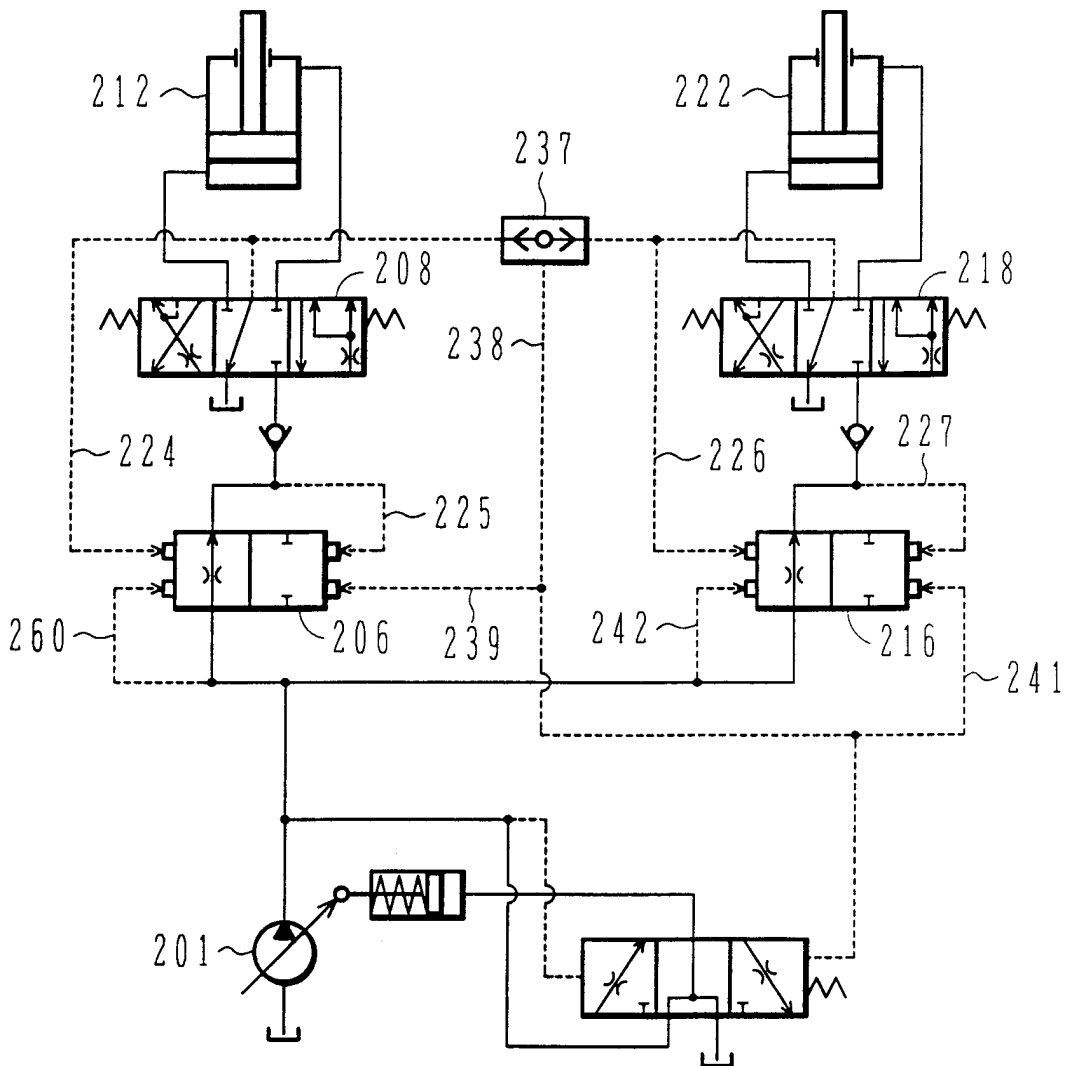


図12

従来技術



11/13

図13

従来技術

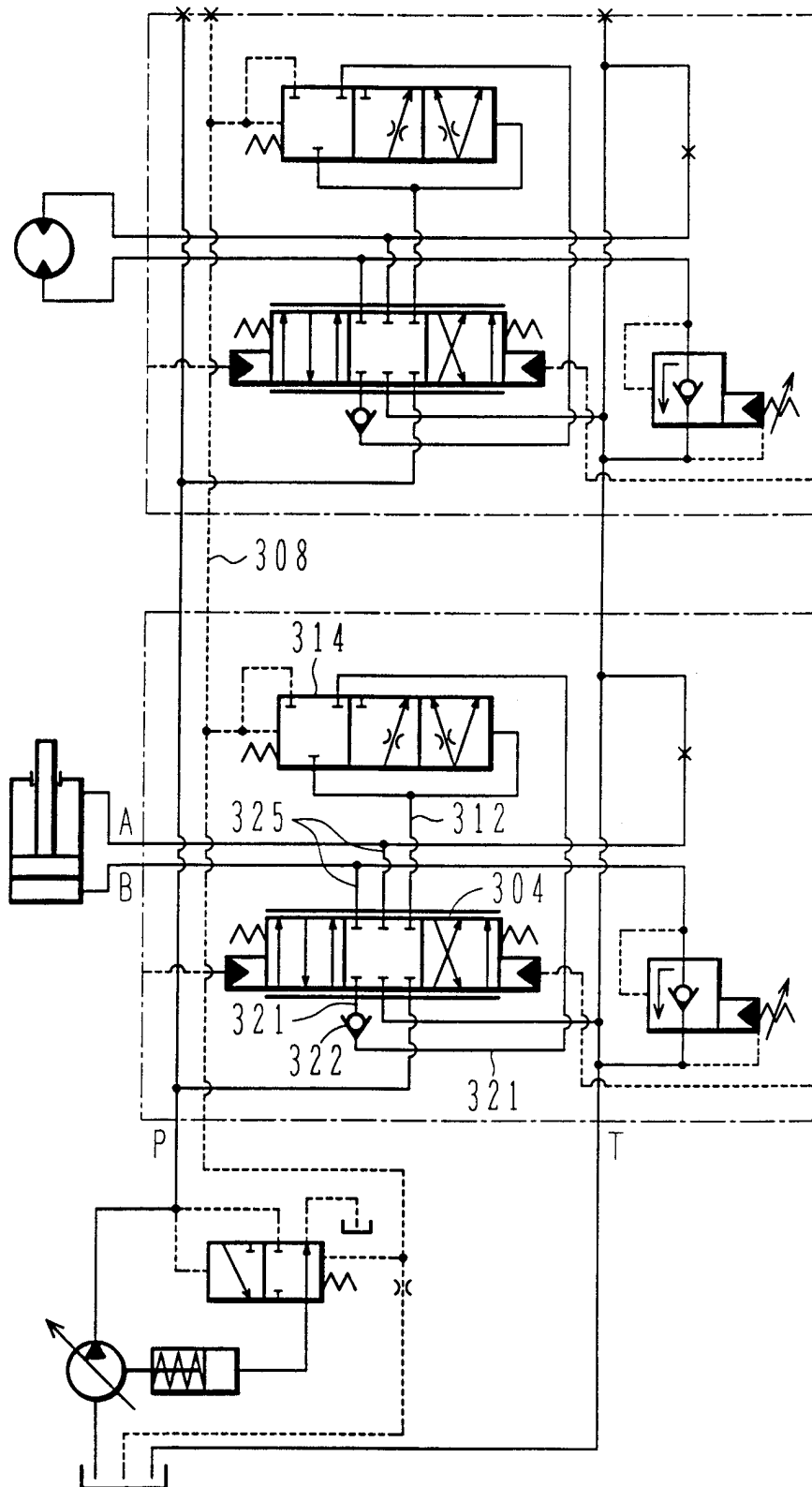


図 14

従来技術

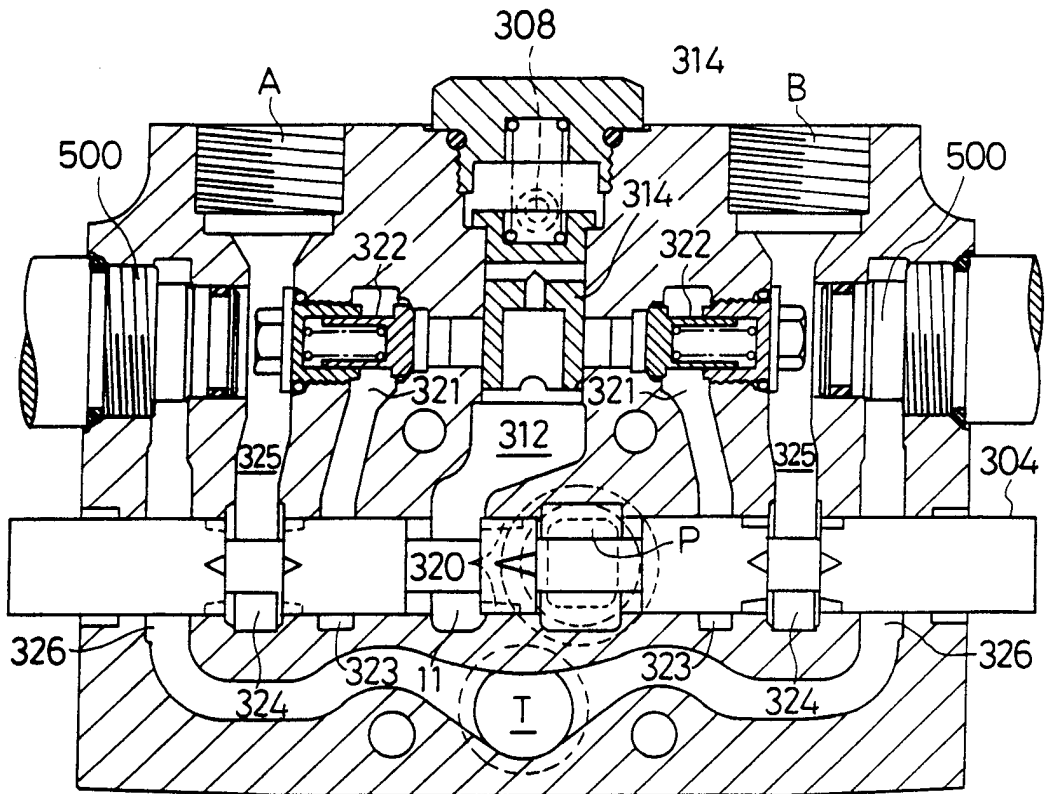
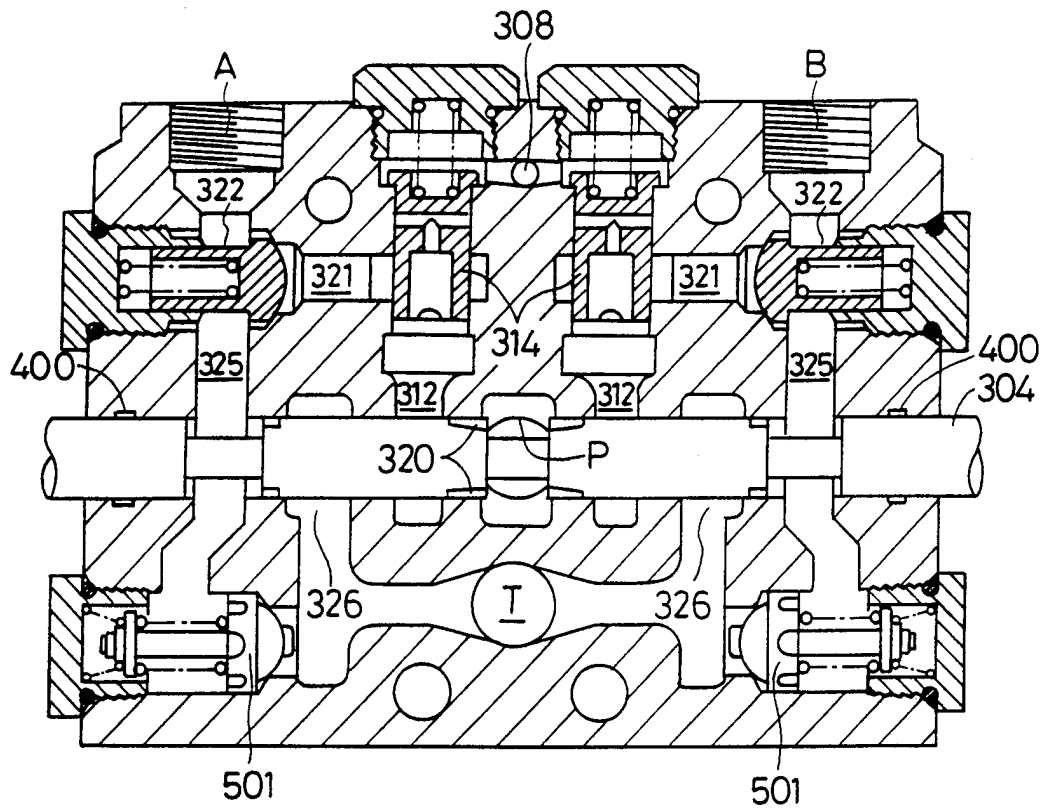


図15

従来技術



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.  
PCT/JP98/00197

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER  
Int.Cl<sup>6</sup> F15B11/05

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>6</sup> F15B11/05, F16K11/07

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched  
Jitsuyo Shinan Koho 1926-1996 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-1998  
Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-1998 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-1998

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.
Y	JP, 4-210102, A (Komatsu Ltd.), July 31, 1992 (31. 07. 92), Page 4, upper left column ; Figs. 1, 2 ; pressure compensation valve 18, load check valve 24 (Family: none)	1-10
Y	JP, 50-58625, A (Koehring Co.), May 21, 1975 (21. 05. 75), Plunger 14, check valve 47 & US, 3881512, A	1-3 5-7
Y	JP, 62-33174, Y2 (Tokyo Keiki Co., Ltd.), August 25, 1987 (25. 08. 87), Fig. 4(b) ; cut opening face 36 (Family: none)	8-10
A	JP, 6-280805, A (Komatsu Ltd.), October 7, 1994 (07. 10. 94), Pressure compensation valve B, piston 36 (Family: none)	1-10

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 April 14, 1998 (14. 04. 98)	Date of mailing of the international search report April 21, 1998 (21. 04. 98)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office	Authorized officer
Facsimile No.	Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))  Int. Cl <sup>6</sup> F15B11/05		
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. Cl <sup>6</sup> F15B11/05      F16K11/07		
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年 日本国公開実用新案公報      1971-1998年 日本国登録実用新案公報      1994-1998年 日本国実用新案登録公報      1996-1998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
Y	JP, 4-210102, A (株式会社小松製作所) 31, 7 月, 1992 (31.07.92) 第4頁左上欄、第1, 2図、 圧力補償弁18、ロードチェック弁24 (ファミリーなし)	1-10
Y	JP, 50-58625, A (ケーリングカンパニー) 21, 5 月, 1975 (21.05.75) プランジャー14、チェック バルブ47 & US, 3881512, A	1-3 5-7
Y	JP, 62-33174, Y2 (株式会社東京計器) 25, 8 月, 1987 (25.08.87) 第4図 (b)、切欠き開口面 36 (ファミリーなし)	8-10
<input checked="" type="checkbox"/> C欄の続きにも文献が列挙されている。 <input type="checkbox"/> 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 14.04.98	国際調査報告の発送日 21.04.98	
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁 (ISA/J P) 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) 田々井 正吾	3 J 9619 電話番号 03-3581-1101 内線 3328

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, 6-280805, A (株式会社小松製作所) 7, 10 月, 1994 (07. 10. 94) 圧力補償弁B、ピストン36 (ファミリーなし)	1-10