



特許協力条約に基づいて公開された国際出願

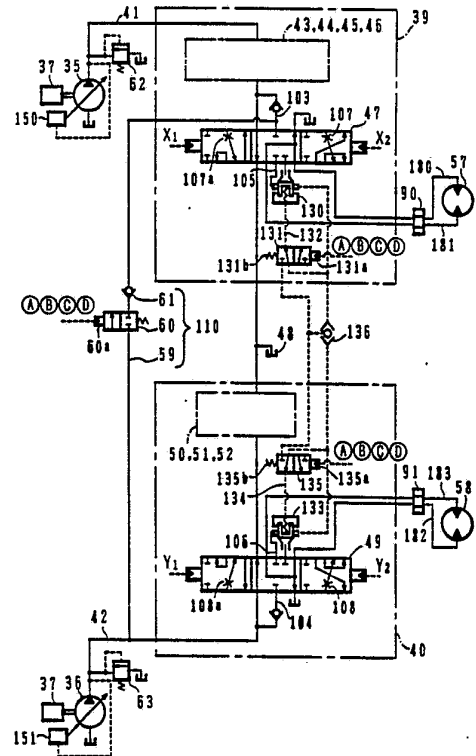
<p>(51) 国際特許分類 5 E02F 3/43, 9/20, 9/22</p>	<p>A1</p>	<p>(11) 国際公開番号 WO 93/21395 (43) 国際公開日 1993年10月28日 (28.10.1993)</p>
<p>(21) 国際出願番号 PCT/JP93/00508 (22) 国際出願日 1993年4月20日 (20. 04. 93) (30) 優先権データ 特願平4/99801 1992年4月20日 (20. 04. 92) JP 特願平4/99802 1992年4月20日 (20. 04. 92) JP (71) 出願人 (米国を除くすべての指定国について) 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) 杉山玄六 (SUGIYAMA, Genroku) [JP/JP] 〒300-04 茨城県稲敷郡美浦村大山2337 Ibaraki, (JP) 平田東一 (HIRATA, Toichi) [JP/JP] 〒300-12 茨城県牛久市栄町4丁目203 Ibaraki, (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)</p>	<p>(81) 指定国 AT (欧州特許), BE (欧州特許), CH (欧州特許), DE (欧州特許), DK (欧州特許), ES (欧州特許), FR (欧州特許), GB (欧州特許), GR (欧州特許), IE (欧州特許), IT (欧州特許), JP, KR, LU (欧州特許), MC (欧州特許), NL (欧州特許), PT (欧州特許), SE (欧州特許), US. 添付公開書類 国際調査報告書</p>	

(54) Title : HYDRAULIC CIRCUIT DEVICE FOR CONSTRUCTION MACHINES

(54) 発明の名称 土木・建設機械の油圧回路装置

(57) Abstract

A hydraulic circuit device for construction machines wherein a first pressure regulator (130) for controlling the downstream pressure of first variable throttles (107, 107a) to a value corresponding to a first signal pressure is disposed between the first variable throttles of a directional control valve (47) for leftward running and a first running motor (57), and wherein a second pressure regulator (133) for controlling the downstream pressure of second variable throttles (108, 108a) to a value corresponding to a second signal pressure is disposed between the second variable throttles of a directional control valve (49) for rightward running and a second running motor (57). A negative pressure of either the first or second running motor, whichever is higher, is detected by a shuttle valve (136) as a maximum negative pressure, and signal switching valves (131, 135, 170) are caused to operate during combination operation in which the first and second running motors and at least one of a plurality of work machine actuators (53 to 56) are simultaneously driven, whereby the maximum negative pressure is imparted to the first and second pressure regulators as first and second signal pressures. Even when this enables a communication circuit (110) to be put into operation as the work machine actuators are put into operation during combination operation in which running and the operation of the work machine are simultaneously effected to thereby allow a pressure oil supply circuit (104) of the second directional control valve for rightward running and a pressure oil supply circuit (103) of the first directional control valve for leftward running to communicate with each other, differences in pressure across the first and second throttles become substantially equal to each other, thereby making it possible to secure a straight running capability.



(57) 要約

土木・建設機械の油圧回路装置において、左走行用方向切換弁(47)の第1の可変絞り(107, 107a)と第1の走行モータ(57)との間に、第1の可変絞りの下流圧力を第1の信号圧力に応じた値に制御する第1の圧力調整器(130)を配置し、右走行用方向切換弁(49)の第2の可変絞り(108, 108a)と第2の走行モータ(58)との間に、第2の可変絞りの下流圧力を第2の信号圧力に応じた値に制御する第2の圧力調整器(133)を配置する。また、第1の走行モータの負荷圧力と第2の走行モータの負荷圧力のうちの高い方の圧力を最大負荷圧力としてシャトル弁(136)で検出し、第1及び第2の走行モータと複数の作業機アクチュエータ(53-56)の少なくとも1つを同時に駆動する複合操作時に信号切換弁(131, 135, 170)を作動させ、第1及び第2の信号圧力としてその最大負荷圧力を第1及び第2の圧力調整器に付与する。これにより、走行と作業機の複合操作時に作業機アクチュエータの作動に伴って連通回路(110)が作動し、第2の走行用方向切換弁の圧油供給回路(104)と第1の走行用方向切換弁の圧油供給回路(103)とが連通しても、第1及び第2の可変絞りの前後差圧がほぼ等しくなり、直進走行性を確保できる。

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

明 細 書

土木・建設機械の油圧回路装置

技術分野

本発明は、油圧ショベル等の土木・建設機械の油圧回路装置に係わり、特に、左右の走行モータで左右の履帯をそれぞれ駆動する建設機械において、走行と他の作業機との複合操作を可能とする油圧ショベル等の土木・建設機械の油圧回路装置に関する。

背景技術

従来の油圧回路装置は、特公平2-16416号公報に記載のように、第1及び第2の油圧ポンプと、第1及び第2の油圧ポンプから吐出される圧油により駆動される複数の油圧アクチュエータと、第1の油圧ポンプの吐出管路に接続され、関連する油圧アクチュエータに供給される圧油の流量を制御する第1の弁グループと、第2の油圧ポンプの吐出管路に接続され、関連する油圧アクチュエータに供給される圧油の流量を制御する第2の弁グループとを有している。

複数の油圧アクチュエータは、例えば油圧ショベルの左右の履帯を駆動する第1及び第2の走行モータと、第1及び第2の走行モータ以外の複数の作業機アクチュエータ、例えば油圧ショベルの旋回を行なう旋回モータ、アームを駆動するアームシリンダ、ブームを駆動するブームシリンダ、バケットを駆動するバケットシリンダを含んでいる。

第1の弁グループは、第1の走行モータに供給される圧油の流量を制御する第1の走行用方向切換弁と、複数の作業機アクチュ

2

エータの少なくとも一部に供給される圧油の流量を制御する複数の第1の方向切換弁、例えば旋回用方向切換弁、第1のアーム用方向切換弁、第2のブーム用方向切換弁を含み、これら第1の方向切換弁は第1の走行用方向切換弁よりも優先的に第1の油圧ポンプからの圧油を関連する作業機アクチュエータに供給するようタンデムに接続されている。第2の弁グループは、複数の作業機アクチュエータの少なくとも一部に供給される圧油の流量を制御する複数の第2の方向切換弁、例えば第2のブーム用方向切換弁、バケット用方向切換弁、第2のアーム用方向切換弁と、第2の走行モータに供給される圧油の流量を制御する第2の走行用方向切換弁とを含み、第2の走行用方向切換弁は第2の方向切換弁よりも優先的に第2の油圧ポンプからの圧油を第2の走行モータに供給するようタンデムに接続されている。

また、油圧回路装置は、第1及び第2の走行モータ以外の複数の作業機アクチュエータの少なくとも1つの作動に伴って第2の走行用方向切換弁の圧油供給回路を第1の走行用方向切換弁の圧油供給回路に連通させる連通回路を更に有している。この連通回路は、第2の油圧ポンプの吐出管路と第1の走行用方向切換弁の入力ポートとを接続する分岐通路と、この分岐通路に設けられ、分岐通路を開閉する開閉弁と、この開閉弁の下流に設けられ、圧油の逆流を防止する逆止弁とを有し、開閉弁は、作業機アクチュエータに係る第1及び第2の方向切換弁が作動していないときには閉位置に保たれ、第1及び第2の方向切換弁が作動すると開位置に切換えられる。

この従来技術は、走行操作とともに、旋回、ブーム、アームなどの操作を同時に行う複合操作の性能向上を主眼としたものである。

3

例えば、走行単独操作を行なう場合には、開閉弁は閉位置に保たれることから第1の油圧ポンプの圧油の全量が第1の走行用方向切換弁を介して第1の走行モータに供給され、第2の油圧ポンプの圧油の全量が第2の走行用方向切換弁を介して第2の走行モータに供給され、これにより左右の履帯が駆動し、走行が行われる。

このような走行状態から例えば、第1の弁グループに含まれる第1の方向切換弁のいずれかを操作すると、第1の油圧ポンプからの圧油はその第1の方向切換弁に優先的に供給され、かつ開閉弁が開位置に切り換えられることから、第2の油圧ポンプの圧油が第1及び第2の走行用方向切換弁に供給される。すなわち、第1及び第2の走行モータには、第2の油圧ポンプからの圧油のみが供給されるようになる。このようにして走行と他の作業機との複合操作を実施することができる。

発明の開示

上記の従来技術にあっては、平地の直進走行と作業機との良好な複合操作性が得られる。しかしながら、走行と作業機の複合操作では第1及び第2の走行用方向切換弁が平行に接続されるため、第1の走行モータの負荷圧が第2の走行モータの負荷圧に対して低くなる状況では、第2の油圧ポンプの圧油の全量が第1の走行モータに流入し、これに伴って第2の走行モータの動作が不完全となることがある。例えば、坂道登坂に際してフロントアクチュエータ（例えばアームシリンダ、ブームシリンダ）と第1及び第2の走行モータを作動させ、バケットの先端を接地面に接触させるようにして車体を引き上げながら走行を行なわせる走行と作業機の複合操作を実施する場合、接地面が滑り易く、左側履

4

帯と接地面の摩擦力が低いときには、左側履帯のみがスリップし、第1の走行モータが空転し、第2の走行モータが作動を停止するので、この坂道登坂を実施できなくなる不具合がある。

本発明の目的は、走行と作業機の複合操作時に、2つの走行モータの間の負荷圧力の大きさの相違に伴って生じる走行不能を防止する土木・建設機械の油圧回路装置を提供することにある。

上記目的を達成するために、第1及び第2の油圧ポンプと；前記第1及び第2の油圧ポンプから吐出される圧油により駆動される複数の油圧アクチュエータと；前記第1の油圧ポンプの吐出管路に接続され、関連する油圧アクチュエータに供給される圧油の流量を制御する第1の弁グループと；前記第2の油圧ポンプの吐出管路に接続され、関連する油圧アクチュエータに供給される圧油の流量を制御する第2の弁グループとを有し；前記複数の油圧アクチュエータは1対の走行装置をそれぞれ駆動する第1及び第2の走行モータと、複数の作業機をそれぞれ駆動する複数の作業機アクチュエータとを含み、前記第1の弁グループは、前記第1の走行モータに供給される圧油の流量を制御する第1の走行用方向切換弁と、前記複数の作業機アクチュエータの少なくとも一部に供給される圧油の流量を制御する複数の第1の方向切換弁とを含み、かつ前記複数の第1の方向切換弁は前記第1の走行用方向切換弁よりも優先的に前記第1の油圧ポンプからの圧油を関連する作業機アクチュエータに供給するように接続され、前記第2の弁グループは、前記第2の走行モータに供給される圧油の流量を制御する第2の走行用方向切換弁と、前記複数の作業機アクチュエータの少なくとも一部に供給される圧油の流量を制御する複数の第2の方向切換弁とを含み、かつ前記第2の走行用方向切換弁は前記複数の第2の方向切換弁よりも優先的に前記第2の油圧ポ

5

ンプからの圧油を前記第2の走行モータに供給するように接続され、前記第1及び第2の走行用方向切換弁はそれぞれ第1及び第2の操作手段の操作量に応じて開口面積を変化させ前記圧油の流量制御を行なう第1及び第2の変換絞りを備え；前記複数の作業機アクチュエータの少なくとも1つの作動に伴って前記第2の走行用方向切換弁の圧油供給回路を前記第1の走行用方向切換弁の圧油供給回路に連通させる連通回路を更に有する土木・建設機械の油圧回路装置において、(a)前記第1の変換絞りと前記第1の走行モータとの間に配置され、第1の変換絞りの下流圧力を第1の信号圧力に応じた値に制御する第1の圧力調整手段と；(b)前記第2の変換絞りと前記第2の走行モータとの間に配置され、第2の変換絞りの下流圧力を第2の信号圧力に応じた値に制御する第2の圧力調整手段と；(c)前記第1の走行モータの負荷圧力と前記第2の走行モータの負荷圧力のうちの高い方の圧力を最大負荷圧力として検出する圧力選択手段と；(d)前記第1及び第2の走行モータと前記複数の作業機アクチュエータの少なくとも1つを同時に駆動する複合操作時に、前記第1及び第2の信号圧力として前記最大負荷圧力を前記第1及び第2の圧力調整手段に付与する信号切換手段と；を有することを特徴とする土木・建設機械の油圧回路装置が提供される。

以上のように構成した本発明においては、前記第1及び第2の走行モータと前記複数の作業機アクチュエータの少なくとも1つを同時に駆動する複合操作時には、第1の油圧ポンプからの圧油は第1の弁グループの第1の方向切換弁を介して対応する作業機アクチュエータに供給されると共に、第2の走行用方向切換弁の圧油供給回路と第1の走行用方向切換弁の圧油供給回路は連通回路を介して連通するので、第2の油圧ポンプからの圧油は連通回

6

路を介して第1の走行モータと第2の走行モータの双方に供給される。また、当該第1及び第2の走行モータと作業機アクチュエータとの作動に伴って信号切換手段が作動して圧力選択手段で検出された最大負荷圧力、すなわち、第1の走行モータの負荷圧力と第2の走行モータの負荷圧力のうちの高い方の圧力が取り出され、この圧力が第1の可変絞りの下流圧力を制御する第1の圧力調整手段及び第2の可変絞りの下流圧力を制御する第2の圧力調整手段のそれぞれに与えられる。これにより、第1の可変絞り及び第2の可変絞りの下流圧力は共に等しい上述の最大負荷圧力となるよう制御される。また、これらの第1の可変絞り及び第2の可変絞りの上流圧力は第2の油圧ポンプからの圧油の圧力で共に等しい。

したがって、第1の可変絞りの上流圧力と下流圧力の差圧と、第2の可変絞りの上流圧力と下流圧力の差圧は共に等しくなり、第1の走行モータと第2の走行モータとの間の負荷圧力の大きさの相違の如何にかかわらず、第1の走行モータ及び第2の走行モータのそれぞれには、第1の可変絞り、第2の可変絞りの開口面積に応じた流量が供給される。このため、例えば第1の走行モータの負荷圧力が低くなる状況が生じても、第2の走行モータにも圧油が確実に供給され、第2の走行モータの作動が停止することはなく、走行不能となる事態を防止することができる。

以上の油圧回路装置において、好ましくは、前記信号切換手段は、前記複数の作業機アクチュエータの少なくとも1つが作動したときに前記第1及び第2の信号圧力として前記最大負荷圧力を前記第1及び第2の圧力調整手段に付与する。この場合、好ましくは、前記信号切換手段は、前記複数の作業機アクチュエータの少なくとも1つの作動を検出する作動検出手段と、前記作動検出

7

手段からの信号に基づき、当該作動が検出されないときには前記第1及び第2の信号圧力としてそれぞれ関連するアクチュエータの負荷圧力を前記第1及び第2の圧力調整手段に付与し、当該作動が検出されると前記最大負荷圧力を前記第1及び第2の圧力調整手段に付与する少なくとも1つの信号切換弁とを有する。

前記信号切換手段は、前記第1及び第2の可変絞りの開口面積が最大近傍の所定開口面積よりも大きいときに前記第1及び第2の信号圧力として前記最大負荷圧力を前記第1及び第2の圧力調整手段に付与してもよい。この場合、好ましくは、前記信号切換手段は、前記第1及び第2の可変絞りの開口面積が最大近傍の所定開口面積以下のときは、前記第1及び第2の信号圧力としてそれぞれ関連するアクチュエータの負荷圧力を前記第1及び第2の圧力調整手段に付与し、前記第1及び第2の可変絞りの開口面積が最大開口面積近傍の開口面積よりも大きくなると、前記第1及び第2の信号圧力として前記最大負荷圧力を前記第1及び第2の圧力調整手段に付与する少なくとも1つの信号切換弁を有する。

また、以上の油圧回路装置において、好ましくは、前記第1及び第2の圧力調整手段はそれぞれ前記第1及び第2の走行用方向切換弁に内蔵された圧力調整弁である。

また好ましくは、前記信号切換手段は、前記第1及び第2の圧力調整手段に対してそれぞれ設けられた第1及び第2の信号切換弁を有する。前記信号切換手段は、前記第1及び第2の圧力調整手段に対して共通に設けられた単一の信号切換弁を有していてもよい。

更に好ましくは、前記第1及び第2の圧力調整手段はそれぞれ前記第1及び第2の走行用方向切換弁に内蔵され、前記信号切換手段は前記第1及び第2の走行用方向切換弁のスプール位置に応

じて開閉する切換通路を含む。

図面の簡単な説明

図1は、本発明の第1の実施例による土木・建設機械の油圧回路装置の構成を示す回路図である。

図2は、図1に示す第1及び第2の弁グループの詳細を示す回路図である。

図3は、図1に示す油圧回路装置が搭載される油圧ショベルの側面図である。

図4は同油圧ショベルの上面図である。

図5は、図1に示す弁グループの方向切換弁を作動するための操作レバー装置と、それら方向切換弁の作動を検出する作動検出装置の構成を示す回路図である。

図6は、本発明の第2の実施例による油圧回路装置の構成を示す回路図である。

図7は、本発明の第3の実施例による油圧回路装置の構成を示す回路図である。

図8は、図7に示す走行用方向切換弁の要部の構造を示す断面図である。

図9は、本発明の第4の実施例による油圧回路装置の構成を示す回路図である。

図10は、本発明の第5の実施例による油圧回路装置の構成を示す回路図である。

図11は、図10に示す弁グループの方向切換弁を作動するための操作レバー装置と、それら方向切換弁の作動を検出する作動検出装置の構成を示す回路図である。

図12は、本発明の第6の実施例による油圧回路装置の構成を

示す回路図である。

図13は図12に示す走行用方向切換弁の要部の構造を示す断面図である。

発明を実施するための最良の形態

以下、本発明の土木・建設機械の油圧回路装置の実施例を図面に基づいて説明する。

図1及び図2は本発明の第1の実施例として挙げた油圧ショベルの油圧回路装置の構成を示す回路図である。

図1及び図2において、本実施例の油圧回路装置は可変容量型の第1の油圧ポンプ35と第2の油圧ポンプ36とを備えている。これらの油圧ポンプ35、36は共通の原動機37によって駆動され、その吐出圧はリリーフ弁62、63によってそれぞれ設定される。第1及び第2の油圧ポンプ35、36は斜板の傾転角（押しのけ容積）を変えてポンプ吐出流量を調整する斜板ポンプであり、これらの油圧ポンプ35、36には公知の入力トルク制限レギュレータ150、151が設けられ、ポンプ吐出圧力が所定値を越えて上昇すると斜板傾転角を小さくしてポンプ吐出流量を減らし、油圧ポンプ35、36の入力馬力が原動機37の出力馬力を越えないように制御している。また、好ましくは入力トルク制限レギュレータ150、151を連動させ、公知の全馬力制御が行われる。

第1の油圧ポンプ35の吐出管路41は、第1の弁グループ39に接続されている。第1の弁グループ39は、上流位置に旋回用方向切換弁43を有し、以下その下流に順次、第1のアーム用方向切換弁44、第1のブーム用方向切換弁45、第1のバケット用方向切換弁46、第1の走行用方向切換弁である左走行用方

10

向切換弁47を有している。旋回用方向切換弁43は図3及び図4に示す油圧ショベルの旋回体200を駆動する旋回モータ53に接続され、第1のアーム用方向切換弁44はアーム201を駆動するアームシリンダ54に接続され、第1のブーム用方向切換弁45はブーム202を駆動するブームシリンダ55に接続され、第1のバケット用方向切換弁46はバケット203を駆動するバケットシリンダ56に接続され、左走行用方向切換弁47は左側履帯204を駆動する左走行モータ57に接続されている。

第2の油圧ポンプ36の吐出管路42は、第2の弁グループ40に接続されている。第2の弁グループ40は、上流位置に第2の走行用方向切換弁である右走行用方向切換弁49を有し、以下その下流に順次、第2のブーム用方向切換弁50、第2のバケット用方向切換弁51、第2のアーム用方向切換弁52を有している。右走行用方向切換弁49は図3及び図4に示す油圧ショベルの右側履帯205を駆動する右走行モータ58に接続され、第2のブーム用方向切換弁50はブーム202を駆動するブームシリンダ55に接続され、第2のバケット用方向切換弁51はバケット203を駆動するバケットシリンダ56に接続され、第2のアーム用方向切換弁52はアーム201を駆動するアームシリンダ54に接続されている。

上述した図3及び図4に示す旋回体200、ブーム202、アーム201、バケット203は油圧ショベルの作業機を構成し、このうち特にブーム202、アーム201、バケット203は油圧ショベルのフロント機構を構成し、上記した旋回モータ53、アームシリンダ54、ブームシリンダ55、バケットシリンダ56は作業機アクチュエータを構成している。旋回用方向切換弁43、第1のアーム用方向切換弁44、第1のブーム用方向切換弁

1 1

45、第1のバケット用方向切換弁46、第2のブーム用方向切換弁50、第2のバケット用方向切換弁51、第2のアーム用方向切換弁52はこれら作業機アクチュエータに供給される圧油の流量を制御する。また、左走行用方向切換弁47は左走行モータ57に供給される圧油の流量を制御し、右走行用方向切換弁49は右走行モータ58に供給される圧油の流量を制御する。

第1の弁グループ39において、旋回用方向切換弁43、第1のアーム用方向切換弁44、第1のブーム用方向切換弁45、第1のバケット用方向切換弁46は左走行用方向切換弁47よりも優先的に第1の油圧ポンプ35からの圧油を関連する作業機アクチュエータ53、54、55、56に供給するようタンデムに接続されている。第2の弁グループ40において、右走行用方向切換弁49は第2のブーム用方向切換弁50、第2のバケット用方向切換弁51、第2のアーム用方向切換弁52よりも優先的に第2の油圧ポンプ36からの圧油を右走行モータ58に供給するようタンデムに接続されている。

また、第1の弁グループ39において、旋回用方向切換弁43及び第1のアーム用方向切換弁44は互いに平行に接続され、これら方向切換弁43、44と第1のブーム用方向切換弁45、第1のバケット用方向切換弁46はこの順序で優先的に圧油が供給されるようにタンデムに接続されている。第2の弁グループ40において、第2のブーム用方向切換弁50及び第2のバケット用方向切換弁51は互いに平行に接続され、これら方向切換弁50、51と第2のアーム用方向切換弁52はこの順序で優先的に圧油が供給されるようにタンデムに接続されている。

第2の油圧ポンプ36の吐出管路42と、左走行用方向切換弁47の入力ポートとは分岐通路59で接続してある。この分岐通

12

路59には、この分岐通路59を開閉する開閉弁60と、この開閉弁60の下流に設けられ、吐出管路42方向への圧油の逆流を防止する逆止弁61とを設けてある。この開閉弁60は、作業機アクチュエータに係る方向切換弁43, 44, 45, 46あるいは方向切換弁50, 51, 52が作動していないときには図に示す閉位置に保たれ、これら方向切換弁の少なくとも1つが作動すると開位置に切換えられるようになっている。

上記した分岐通路59と開閉弁60及び逆止弁61は、左走行モータ57、右走行モータ58以外の作業機アクチュエータ（旋回モータ53、アームシリンダ54、ブームシリンダ55、バケットシリンダ56）の少なくとも1つの作動に伴って左走行用方向切換弁47の圧油供給通路103と右走行用方向切換弁49の圧油供給通路104とを連通させる連通回路110を構成している。なお、図中、48はタンクである。

左走行用方向切換弁47と左走行モータ57との間には、カウンターバランス弁90を設けてあり、右走行用方向切換弁49と右走行モータ58との間にはカウンターバランス弁91を設けてある。

方向切換弁43～47及び49～52は油圧パイロット操作式の弁であり、これら方向切換弁を作動して対応するアクチュエータを駆動するための操作手段として図5に示す操作レバー装置160, 161, 162, 163, 164, 165, 166が設けられている。操作レバー装置161は旋回用であり、操作レバー161aの操作方向と操作量に応じたパイロット圧A1, A2を発生し、これらパイロット圧A1, A2が旋回用方向切換弁43のパイロット操作部に送られる。操作レバー装置162はアーム用であり、操作レバー162aの操作方向と操作量に応じたパイ

13

ロット圧B1, B2を発生し、これらパイロット圧B1, B2がアーム用方向切換弁44, 52のパイロット操作部に送られる。操作レバー装置163はブーム用であり、操作レバー163aの操作方向と操作量に応じたパイロット圧C1, C2を発生し、これらパイロット圧C1, C2がブーム用方向切換弁45, 50のパイロット操作部に送られる。操作レバー装置164はバケット用であり、操作レバー164aの操作方向と操作量に応じたパイロット圧D1, D2を発生し、これらパイロット圧D1, D2がバケット用方向切換弁46, 51のパイロット操作部に送られる。操作レバー装置165は左走行用であり、操作レバー165aの操作方向と操作量に応じたパイロット圧X1, X2を発生し、これらパイロット圧X1, X2が左走行用方向切換弁47のパイロット操作部に送られる。操作レバー装置166は右走行用であり、操作レバー166aの操作方向と操作量に応じたパイロット圧Y1, Y2を発生し、これらパイロット圧Y1, Y2が右走行用方向切換弁49のパイロット操作部に送られる。

開閉弁60も油圧パイロット操作弁であり、図5に示す作動検出装置170で操作信号圧力A, B, C, Dが検出されるとその操作信号圧力が開閉弁60のパイロット操作部60aに送られ、開閉弁60が閉位置から開位置に切換えられる。作動検出手段170はパイロット圧力A1またはA2を操作信号圧力Aとして検出するシャトル弁171と、パイロット圧力B1またはB2を操作信号圧力Bとして検出するシャトル弁172と、パイロット圧力C1またはC2を操作信号圧力Cとして検出するシャトル弁173と、パイロット圧力D1またはD2を操作信号圧力Dとして検出するシャトル弁174と、操作信号圧力A, Bの高い方の圧力を検出するシャトル弁175と、操作信号圧力C, Dの高い方

14

の圧力を検出するシャトル弁176と、操作信号圧力AまたはBと操作信号圧力CまたはDの高い方の圧力を検出するシャトル弁177とを有している。

左走行用方向切換弁47は操作レバー165aの操作量に応じて開口面積を変化させ左走行モータ57に供給される圧油の流量を制御する第1の変換絞り107, 107aを有し、右走行用方向切換弁49は操作レバー166aの操作量に応じて開口面積を変化させ右走行モータ58へ供給される圧油の流量を制御する第2の変換絞り108, 108aを有している。他の方向切換弁も同様な変換絞りを有している。

左走行用方向切換弁47の第1の変換絞り107, 107aと左走行モータ57の1対の主管路180, 181との間には中間の負荷通路105が位置し、左走行用方向切換弁47は第1の変換絞り107, 107aで流量制御された圧油を負荷通路105を介して主管路180, 181の一方に切換え供給する弁構造となっている。右走行用方向切換弁49の第1の変換絞り108, 108aと右走行モータ58の1対の主管路182, 183との間にも中間の負荷通路106が位置し、右走行用方向切換弁49は第2の変換絞り108, 108aで流量制御された圧油を負荷通路106を介して主管路182, 183の一方に切換え供給する弁構造となっている。

そして特に、この第1の実施例では、第1の変換絞り107, 107aと左走行モータ57との間である負荷通路105に第1の圧力調整器130が配置されている。第1の圧力調整器130は第1の変換絞り107, 107aの下流圧力を信号管路132を介して与えられる第1の信号圧力にはほぼ一致するよう制御する。また、第2の変換絞り108, 108aと左走行モータ58との

15

間である負荷通路106に第2の圧力調整器133が配置されている。第2の圧力調整器133は第2の可変絞り108, 108aの下流圧力を信号管路134を介して与えられる第2の信号圧力にほぼ一致するよう制御する。

また、左走行用方向切換弁47の負荷通路105に発生する圧力（左走行モータ57の負荷圧力）と右走行用方向切換弁49の負荷通路106に発生する圧力（右走行モータ58の負荷圧力）のうちの高い方の圧力を最大負荷圧力として検出する圧力選択手段、例えばシャトル弁136と、第1及び第2の圧力調整器130, 133に第1及び第2の信号圧力としてそれぞれ自己の負荷圧力と最大負荷圧力の一方を与える第1及び第2の信号切換弁131, 135とが設置されている。

第1の信号切換弁131は、操作レバー161a~164aのいずれも操作されておらず、開閉弁60が図示の閉位置にあるときには第1の信号圧力として自己負荷圧力（左走行モータ57の負荷圧力）を出力し、操作レバー161a~164aのいずれかが操作され開閉弁60が開位置に切換えられたとき、すなわち、作業機アクチュエータに係る方向切換弁43, 44, 45, 46あるいは方向切換弁50, 51, 52の少なくとも1つが作動したときには、第1の信号圧力としてシャトル弁136で選択された最大負荷圧力を出力する。第2の信号切換弁135も同様に、開閉弁60が図示の閉位置にあるときには第2の信号圧力として自己負荷圧力（右走行モータ58の負荷圧力）を出力し、開閉弁60が開位置に切換えられると第2の信号圧力としてシャトル弁136で選択された最大負荷圧力を出力する。

第1及び第2の信号切換弁131, 135は上記の目的のためそれぞれ油圧パイロット操作弁として構成され、図5に示す作動

16

検出装置170で操作信号圧力A, B, C, Dが検出されないときにはばね131b, 135bの力で図示の位置に保たれ、操作信号圧力A, B, C, Dが検出され、その操作信号圧力がパイロット操作部131a, 135aに送られ、ばね131b, 135bの力に打ち勝って図示の位置から切換えられる。

このように構成した実施例にあって、例えば走行前進単独のため操作レバー165a, 166aを操作し、左右走行用方向切換弁47, 49をそれぞれ図1の右位置に切換えたとすると、この場合は、操作レバー161a~164aのいずれも操作されないで操作信号圧力A, B, C, Dのいずれも出力されず、開閉弁60は閉位置に保たれる。このため、第1の油圧ポンプ35の圧油の全量が左走行用方向切換弁43を介して左走行モータ57に供給され、第2の油圧ポンプ36の圧油の全量が右走行用方向切換弁49を介して右走行モータ58に供給され、これにより左右履帯204, 205が駆動し、走行が行われる。このとき、操作信号圧力A, B, C, Dのいずれも出力されていないので第1及び第2の信号切換弁131, 135も図1に示す位置にそれぞれ保たれ、第1の変換絞り107, 107aの下流圧力は左走行モータ57の負荷圧力、すなわち自己の負荷圧力となり、同様に第2の変換絞り108, 108aの下流圧力は右走行モータ58の負荷圧力、すなわち自己の負荷圧力となり、走行モータ57, 58をそれぞれ互いに他の走行モータの負荷圧力の影響を受けることなく駆動させることができる。走行後退単独の場合も同様である。

また、特にこのような走行単独操作が操作レバー165a, 166aの操作量を異ならせてステアリングを切る場合であるときは、左右走行モータ57, 58の負荷圧力が大きく異なり、もし

17

このような場合に高圧側の負荷圧力（最大負荷圧力）が低圧側の走行モータに係わる圧力調整器に与えられた場合には、対応する可変絞りの下流圧力がその最大負荷圧力となるように制御され、当該圧力調整器の前後差圧が大きくなって圧力損失が顕著となり、このため圧力損失による発熱が増加し、ヒートバランスの悪化により油圧機器の寿命が低下する。本実施例では、このような場合にも、第1の可変絞り107、107a及び第2の可変絞り108、108aのそれぞれの下流圧力は自己の負荷圧力となり、圧力調整器130、133のいずれの前後差圧もほぼ0となるので、圧力調整器130、133を通過する圧油の圧力損失がほとんど発生せず、ヒートバランスの悪化による油圧機器の寿命の低下を抑制することができる。

また、上記のステアリング操作時において、もし上記のように低圧側の走行モータに係わる可変絞りの下流圧力が最大負荷圧力となるように制御された場合は、対応する油圧ポンプの吐出圧力も高圧となり、このため、入力トルク制限レギュレータ150、151を連動させる公知の全馬力制御を行なう場合は、第1及び第2の油圧ポンプ35、36の吐出流量が共に減少し、ステアリング操作時に走行速度が低下する可能性がある。本実施例では、低圧側の走行モータに係わる可変絞りの下流圧力は自己負荷圧力に保たれるので、ポンプ吐出圧力は高くならず、第1及び第2の油圧ポンプ35、36の吐出流量は低下しない。したがって、ステアリング操作時の走行速度の低下が防止され、高い走行性能を確保することができる。

走行単独操作での走行状態から例えば旋回200、アーム201、ブーム202、バケット203との複合操作を意図して操作レバー161a～164aの少なくとも1つを操作し、第1の弁

18

グループ 39 に含まれる、旋回用方向切換弁 43、アーム用方向切換弁 44、ブーム用方向切換弁 45、バケット用方向切換弁 46 のいずれかを作動すると、第 1 の油圧ポンプ 35 の圧油が該当する方向切換弁に供給され、対応する作業機アクチュエータが駆動するとともに、操作信号圧力 A, B, C, D のいずれかが開閉弁 60 及び第 1 及び第 2 の信号切換弁 131, 135 に出力される。これによって開閉弁 60 は図 1 に示す閉位置から開位置に切り換えられる。この開閉弁 60 の開位置への切り換えにより、第 2 の油圧ポンプ 36 の圧油の一部が分岐通路 59、開閉弁 60、逆止弁 61 を通して左走行用方向制御弁 47 に導かれ、これにより左走行用方向制御弁 47、右走行用方向制御弁 49 の双方に第 2 の油圧ポンプ 36 からの圧油が導かれ、左右走行モータ 57, 58 を駆動させることができる。すなわち、左右走行モータ 57, 58 には、第 2 の油圧ポンプ 36 からの圧油のみが供給されるようになる。このようにして走行と作業機との複合操作を実施することができる。

そして特に、この第 1 の実施例では、上述した走行と作業機との複合操作に伴って信号切換弁 131, 135 がそれぞれ図 1 に示す位置から切り換えられると、シャトル弁 136 で取り出された左走行モータ 57 の負荷通路 105 に発生する圧力と右走行モータ 58 の負荷通路 106 に発生する圧力のうちの高い方の圧力である最大負荷圧力が、これらの切換弁 131, 135、信号通路 132, 134 のそれぞれを介して第 1 の圧力調整器 130 及び第 2 の圧力調整器 133 に与えられる。これにより、第 1 の圧力調整器 130 及び第 2 の圧力調整器 133 は、対応する第 1 の可変絞り 107 あるいは 107 a、及び第 2 の可変絞り 108 あるいは 108 a の下流圧力が最大負荷圧力となるように制御する。

19

このとき、第1の可変絞り107あるいは107a、及び第2の可変絞り108あるいは108aのそれぞれの上流には第2の油圧ポンプ36からの圧油が与えられており、これらの第1の可変絞り107あるいは107a、及び第2の可変絞り108あるいは108aの上流圧力は共に等しい。すなわち、第1の可変絞り107あるいは107aと、第2の可変絞り108あるいは108aのそれぞれの上流及び下流の圧力差、すなわちそれら可変絞りの前後差圧が等しくなる。したがって、この前後差圧を ΔP 、流量係数をK、左走行用方向切換弁47、右走行用方向切換弁49の開口面積をA1, A2とすると、左走行用方向切換弁47、右走行用方向切換弁49を通過する流量Q1, Q2は公知のように、

$$Q1 = K \cdot A1 (\Delta P)^{1/2}$$

$$Q2 = K \cdot A2 (\Delta P)^{1/2}$$

となる。ここで、A1 = A2 = Aであれば、

$$Q = Q1 = Q2 = K \cdot A (\Delta P)^{1/2}$$

となる。

したがって、例えば坂道登坂に際してフロントアクチュエータ、例えばアームシリンダ54、ブームシリンダ55を走行モータ57, 58と共に駆動し、バケットを接地面に接触させるようにしながら走行をおこなわせる走行と作業機の複合操作を実施する場合、接地面が滑りやすく、仮に左側履帯205と接地面との摩擦力が小さくて左側履帯205がスリップしやすく、左走行モータ57側の負荷圧力が低くて空転し易い状況であっても、第2の油圧ポンプ36の全量が左走行用方向切換弁47に流れて右走行用方向切換弁49側に圧油が流れなくなる走行不能を防止でき、左走行用方向切換弁47、右走行用方向切換弁49にはそれぞれの

20

開口面積に応じた流量が供給され、これにより直進走行を確実に実現させることができる。

本発明の第2の実施例を図6により説明する。図中、図1に示す部材と同等のものには同じ符号を付している。

この図6に示す第2の実施例は、第1の油圧ポンプ35の吐出管路41と逆止弁61の下流に位置する分岐通路59とを接続する別の分岐通路102を設けてあると共に、この別の分岐通路102に流量制御手段、例えば固定絞り100を設け、この固定絞り100と、分岐通路59と別の分岐通路102の接続点との間に、吐出管路41方向への逆流を防止する逆止弁101を設けてある。その他の構成は、前述した第1の実施例と同等である。

このように構成した第2の実施例にあつては、前述した第1の実施例と同等の作用効果を奏するほか、分岐通路102、固定絞り100を設けない場合には、走行単独から走行と作業機の複合操作に移行する際に、第1の油圧ポンプ35の圧油が作業機アクチュエータに供給されるので、この作業機アクチュエータの下流に位置する左走行用方向切換弁47に供給される流量はそれまでに比べて減少し、走行速度の低下と、ショックの発生が懸念されるが、この第2の実施例では、上記別の分岐通路102、固定絞り100を設けてあるので、このような走行と作業機の複合操作への移行時に、第1の油圧ポンプ35の圧油の一部が別の分岐通路102、固定絞り100を介して左走行用方向切換弁47に流れ、これにより、走行速度の急激な低下とショックの発生を防止することができる。

本発明の第3の実施例を図7及び図8により説明する。図中、図1に示す部材と同等のものには同じ符号を付している。

図7において、この第3の実施例では、第1の圧力調整器14

21

2, 142 a を左走行用方向切換弁 47 A に内蔵させてあり、かつ方向切換弁 47 A の左右の切り換え位置に対応させてそれぞれ配置してある。第 2 の圧力調整器 143, 143 a も同様に右走行用方向切換弁 49 A に内蔵させてあり、方向切換弁 46 A の左右の切り換え位置に対応させてそれぞれ配置してある。また、左走行モータ 57 の前進時の負荷圧力、後退時の負荷圧力のいずれかを取り出し、シャトル弁 136 と第 1 の信号切換弁 131 とを接続する管路に供給するシャトル弁 140 と、右走行モータ 58 の前進時の負荷圧力、後退時の負荷圧力のいずれかを取り出し、シャトル弁 136 と第 2 の信号切換弁 135 とを接続する管路に供給するシャトル弁 140 a とを設けてある。その他の構成は前述した図 1 に示す第 1 の実施例と同等である。

図 8 は図 7 に示す第 3 の実施例に備えられる走行用方向切換弁の要部の具体的構造を示す図である。なお、この図 8 においては説明を簡単にするために、左走行用方向切換弁 47 A、右走行用方向切換弁 49 A それぞれのスプールの片側部分のみを示してある。

まず、左走行用方向切換弁 47 A について説明する。この左走行用方向切換弁 47 A は、ポートを形成するハウジング（ランド）300 と、スプール 301 と、このスプール 301 内を摺動自在に設けられる第 1 の圧力調整器 142 の弁体 302 と、スプール 301 に固着され、弁体 302 のストロークを規定するストッパ 303 と、ばね 304 とで構成してある。スプール 301 には、第 1 の可変絞り 107 を含め各種の可変絞り（ノッチ）を設けてある。図 8 では、スプール 301 に設けた第 1 の可変絞り 107 が閉塞している中立状態を示している。この状態からスプール 301 を図 8 の左方向に移動させると、圧油供給回路 103 から供

22

給される圧油が第1の可変絞り107を通過して通路305に導かれると共に、通路305に導かれた圧油によって第1の圧力調整器142の弁体302はばね304の力に抗して右方向に移動し、通路305に導かれた圧油は通路306を通過して負荷通路105に流出する。

また、第1の信号切換弁131から出力された第1の信号圧力は溝308と通路309を介して第1の圧力調整器142のばね室307に導かれる。このため、第1の可変絞り107の下流圧力は、第1の信号圧力にはばね304の力を考慮した圧力に制御される。すなわち、ばね304の力を無視できる程度の微小な値に設定すれば、第1の信号圧力として自己の負荷圧力がばね室307に導かれたときは、第1の可変絞り107の下流圧力は当該自己の負荷圧力に保たれるよう制御され、第1の信号圧力としてシャトル弁136で選択された最大負荷圧力がばね室307に導かれたときは、第1の可変絞り107の下流圧力は当該最大負荷圧力になるよう制御される。

スプール301が図8に示す中立位置に戻ると、負荷通路105の圧力は弁体302を押しあげ、通路306、溝310、通路311、溝312を介してタンクに排出され、ばね室307の圧力も小孔313、通路311、溝312を介してタンクに排出される。

右走行用方向切換弁49Aについても、上記と同様である。すなわち、この右走行用方向切換弁49Aは、ポートを形成するハウジング（ランド）400と、スプール401と、このスプール401内を摺動自在に設けられる第2の圧力調整器143の弁体402と、スプール401に固着され、弁体402のストロークを規定するストッパ403と、ばね404とで構成してある。ス

23

プール401には、第2の可変絞り108お含め各種の可変絞り（ノッチ）を設けてある。図7では、スプール401に設けた第2の可変絞り108が閉塞している中立状態を示している。この状態からスプール401を図7の左方向に移動させると、圧油供給回路104から供給される圧油が第2の可変絞り108を通過して通路405に導かれると共に、通路405に導かれた圧油によって第2の圧力調整器143の弁体402はばね404の力に抗して右方向に移動し、通路405に導かれた圧油は通路406を通過して負荷通路106に流出する。

また、第2の信号切換弁135から出力された第2の信号圧力は溝408と通路409を介して第2の圧力調整器143のばね室407に導かれる。このため、第2の可変絞り108の下流圧力は、第2の信号圧力にはばね404の力を考慮した圧力に制御される。すなわち、ばね404の力を無視できる程度の微少な値に設定すれば、第2の信号圧力として自己の負荷圧力がばね室407に導かれたときは、第2の可変絞り108の下流圧力は当該自己の負荷圧力に保たれるよう制御され、第2の信号圧力としてシャトル弁136で選択された最大負荷圧力がばね室407に導かれたときは、第2の可変絞り108の下流圧力は当該最大負荷圧力になるよう制御される。

スプール401が図8に示す中立位置に戻ると、負荷通路106の圧力は弁体402を押し開け、通路406、溝410、通路411、溝412を介してタンクに排出され、ばね室407の圧力も小孔413、通路411、溝412を介してタンクに排出される。

したがって、本実施例においても、走行と作業機との複合操作に伴って第1及び第2の信号切換弁131, 135がそれぞれ図

24

8に示す位置から切り換えられると、最大負荷圧力がばね室307、407の双方に導かれ、左走行用方向切換弁47Aの第1の可変絞り107の前後差圧と、右走行用方向切換弁49Aの第2の可変絞り108の前後差圧とが等しくなり、前述したように、左走行モータ57、右走行モータ58の双方に等しい流量の圧油を供給でき、直進走行を確実に実現することができる。

本発明の第4の実施例を図9により説明する。図中、図7に示す部材と同等のものには同じ符号を付している。

この図9に示す第4の実施例は、前述した図7に示す第3の実施例における2つの信号切換弁131、135の代りにシャトル弁136に接続される単一の信号切換弁155を設け、この信号切換弁155から出力される圧力とシャトル弁140から取り出される圧力のうちの高い方を取り出し、信号通路132に供給するシャトル弁150と、信号切換弁155から出力される圧力とシャトル弁140aから取り出される圧力のうちの高い方を取り出し、信号通路134に供給するシャトル弁150aとを設けてある。信号切換弁155は油圧パイロット操作弁であり、操作信号圧力A、B、C、Dのいずれも与えられていないときには図示の位置にあり、タンク圧をシャトル弁150、150aに与え、操作信号圧力A、B、C、Dのいずれかが与えられると図示の位置から切り換えられ、シャトル弁136から取り出された最大負荷圧力をシャトル弁150、150aに出力する。その他の構成は前述した第3の実施例と同等である。

この第4の実施例では、例えば走行前進単独のために左走行用方向切換弁47A、右走行用方向切換弁49Aがそれぞれ図9の右位置に切り換えられたとすると、信号切換弁155は図示の位置に保たれたままであるので、シャトル弁150、150aに供

25

給される信号切換弁155の出力圧力はタンク圧である。そして、左走行モータ57の負荷圧力がシャトル弁140、シャトル弁150、信号通路132を介して第1の圧力調整器142に与えられ、第1の可変絞り107の下流圧力はこの左走行モータ57の負荷圧力となるように制御される。したがって、第1の可変絞り107の前後差圧は、第1の油圧ポンプ35からの圧油の圧力と左走行モータ57の負荷圧力との差となる。同様に、右走行モータ58の負荷圧力がシャトル弁140a、シャトル弁150a、信号通路134を介して第2の圧力調整器143に与えられ、第2の可変絞り108の下流圧力はこの右走行モータ58の負荷圧力となるように制御される。したがって、第2の可変絞り108の前後差圧は、第2の油圧ポンプ36からの圧油の圧力と右走行モータ58の負荷圧力との差となる。このように、走行モータ57、58のそれぞれは、互いに他の走行モータの負荷圧力の影響を受けずに駆動させることができる。走行後退単独の場合も同様である。

また、走行と作業機の複合操作時には、作業機アクチュエータの作動に伴って信号切換弁155が図示の位置から切換えられ、左走行モータ57の負荷圧力がシャトル弁140から取り出されてシャトル弁136に供給され、右走行モータ58の負荷圧力がシャトル弁140aから取り出されてシャトル弁136に供給され、このシャトル弁136からは左走行モータ57の負荷圧力と右走行モータ58の負荷圧力のうちの高い方が最大負荷圧力として取り出され、信号切換弁155、シャトル弁150、信号通路132を介して第1の圧力調整器142に与えられ、同時に信号切換弁155、シャトル弁150a、信号通路134を介して例えば第2の圧力調整器143に与えられ、第1の可変絞り107、

26

第2の可変絞り108の下流圧力が共にこの最大負荷圧力となるように制御される。一方、開閉弁60の開位置への切り換えに伴って第2の油圧ポンプ36の圧油が左走行用方向切換弁47A、右走行用方向切換弁49Aの双方に供給されることから、第1の可変絞り107、第2の可変絞り108の前後差圧は、共に第2の油圧ポンプ36からの圧油の圧力と最大負荷圧力との差となる。したがって、この第4の実施例にあっても、走行モータ57、58間の負荷圧力の大きさの相違にかかわらず、互いに走行用方向切換弁47A、49Aのそれぞれの開口面積に応じた流量を左右走行モータ57、58に供給でき、前述の第1の実施例と同様に走行と作業機との複合操作時の直進走行を確実に実現させることができる。

本発明の第5の実施例を図10及び図11により説明する。図中、前述した図1、図5及び図6に示す部材と同等のものは同一符号を付している。

図10において、第1の油圧ポンプ35の吐出管路41と逆止弁61の下流に位置する第1の分岐通路59の部分とは、図6に示す第2の実施例と同様に、固定絞り100と逆止弁101とを備えた第2の分岐通路102で接続してある。また、第1及び第2の圧力調整器130、133に対しては図1に示す第1の実施例と同様に第1及び第2の信号切換弁131B、135Bが設けられている。ただし、本実施例では、第1の信号切換弁131Bは、左走行用方向切換弁47に含まれる第1の可変絞り107、107aの開口面積が最大近傍の所定開口面積以下の範囲では第1の信号圧力として自己負荷圧力（左走行モータ57の負荷圧力）を出力し、第1の可変絞り107、107aの開口面積が最大近傍の所定開口面積よりも大きくなると、第1の信号圧力としてシ

27

シャトル弁136で選択された最大負荷圧力を出力するよう構成されている。第2の信号切換弁135Bも同様に、右走行用方向切換弁49に含まれる第2の可変絞り108, 108aの開口面積が最大近傍の所定開口面積以下の範囲では第2の信号圧力として自己負荷圧力(右走行モータ58の負荷圧力)を出力し、第2の可変絞り108, 108aの開口面積が最大近傍の所定開口面積よりも大きくなると、第2の信号圧力としてシャトル弁136で選択された最大負荷圧力を出力するよう構成されている。

すなわち、図11に示す操作レバー装置165, 166には作動検出手段としてパイロット圧力X1またはX2を操作信号圧力Xとして検出するシャトル弁178及びパイロット圧力Y1またはY2を操作信号圧力Yとして検出するシャトル弁179が設けられ、これらの操作信号圧力X, Yが検出されるとその操作信号圧力が第1及び第2の信号切換弁131B, 135Bのパイロット操作部131a, 135aに送られる。

また、第1の信号切換弁131Bのばね131bBは、パイロット圧力X1, X2が左走行用方向切換弁47に含まれる第1の可変絞り107, 107aの開口面積を最大近傍の所定開口面積以下とするレベルにあるときは、そのときの操作信号圧力Xによる付勢力に打ち勝って第1の信号切換弁131を図示の位置に保ち、パイロット圧力X1, X2が第1の可変絞り107, 107aの開口面積を当該所定開口面積よりも大きくするレベルになると、そのときの操作信号圧力Xによる付勢力が第1の信号切換弁131を図示の位置から切替える強さに設定されている。第2の信号切換弁135Bのばね135bBも同様に、パイロット圧力Y1, Y2が右走行用方向切換弁49に含まれる第1の可変絞り108, 108aの開口面積を最大近傍の所定開口面積以下とす

28

るレベルにあるときは、そのときの操作信号圧力Yによる付勢力に打ち勝って第2の信号切換弁135を図示の位置に保ち、パイロット圧力Y1, Y2が第1の変換絞り108, 108aの開口面積を当該所定開口面積よりも大きくするレベルになると、そのときの操作信号圧力Yによる付勢力が第2の信号切換弁135を図示の位置から切換える強さに設定されている。

このように構成した実施例においては、例えば走行単独操作のため操作レバー165a, 166aを操作し、左右走行用方向切換弁47, 49をそれぞれ図1の例えば右位置に切換えたとする、この場合は、操作レバー161a~164aのいずれも操作されていないので操作信号圧力A, B, C, Dは出力されず、開閉弁60は閉位置に保たれる。このため、第1の油圧ポンプ35の圧油の全量が左走行用方向切換弁43を介して左走行モータ57に供給され、第2の油圧ポンプ36の圧油の全量が右走行用方向切換弁49を介して右走行モータ58に供給され、これにより左右履帯204, 205(図3及び図4参照)が駆動し、走行が行われる。このとき、操作レバー165a, 166aの操作量がフルストローク以下であり、パイロット圧力X1又はX2及びY1又はY2が第1及び第2の変換絞り107, 107a及び108, 108aの開口面積を最大近傍の所定開口面積以下とするレベルにあるときは、第1及び第2の信号切換弁131, 135は図10に示す位置にそれぞれ保たれ、第1の変換絞り107, 107aの下流圧力は左走行モータ57の負荷圧力、すなわち自己の負荷圧力となり、同様に第2の変換絞り108, 108aの下流圧力は右走行モータ58の負荷圧力、すなわち自己の負荷圧力となり、走行モータ57, 58をそれぞれ互いに他の走行モータの負荷圧力の影響を受けることなく駆動させることができる。走

行後退単独の場合も同様である。

また、操作レバー165a, 166aの操作量を異ならせてステアリングを切る場合は、左右走行モータ57, 58の負荷圧力が大きく異なっても、前述したように圧力調整器130, 133に圧力損失が発生しないので、ヒートバランスの悪化による油圧機器の寿命の低下を抑制することができる。また、低圧側の走行モータに係わる油圧ポンプの吐出圧力も高くならず、ステアリング操作時の走行速度の低下が防止され、高い走行性能を確保することができる。

このような走行状態から例えば旋回200、アーム201、ブーム202、バケット203との複合操作を意図して第1の弁グループ39に含まれる、旋回用方向切換弁43、アーム用方向切換弁44、ブーム用方向切換弁45、バケット用方向切換弁46のいずれかを操作すると、第1の油圧ポンプ35の圧油が該当する作業機アクチュエータ用方向切換弁に供給され、対応する作業機アクチュエータが駆動するとともに、操作信号圧力A, B, C, Dのいずれかが開閉弁60に出力される。これによって開閉弁60は図10に示す閉位置から開位置に切り換えられる。この開閉弁60の開位置への切り換えにより、第2の油圧ポンプ36の圧油の一部が第1の分岐通路59、開閉弁60、逆止弁61を通して左走行用方向制御弁47に導かれ、これにより左走行用方向制御弁47、右走行用方向制御弁49の双方に第2の油圧ポンプ36の圧油が導かれ、左右走行モータ57, 58を駆動させることができる。また、このような複合操作への切り換え時には、第1の油圧ポンプ35の圧油の一部が第2の分岐通路102、固定絞り100、逆止弁101を介して左走行用方向切換弁47に供給され、これによって、左走行用方向切換弁47に供給される流量

の急激な減少によるショックの発生が防止される。

そして特に、この第5の実施例では、上述した走行と作業機との複合操作に際し、走行を実現させるために操作レバー165a、166aを例えばフルストロークまで操作するとき、パイロット圧力X1又はX2及びY1又はY2は第1及び第2の可変絞り107、107a及び108、108aの開口面積を最大近傍の所定開口面積より大きくするレベルになり、第1及び第2の信号切換弁131、135は図10に示す位置から切換えられる。なお一般に、走行と作業機との複合操作時には、このように操作レバー165、166aはフルストロークまたはそれに近いストロークまで操作され、第1及び第2の可変絞り107、107a及び108、108aの開口面積は最大近傍の所定開口面積より大きくされる。

上述のように第1及び第2の信号切換弁131、135がそれぞれ切り換えられると、シャトル弁136で取り出された左走行モータ57の負荷通路105に発生する圧力と右走行モータ58の負荷通路106に発生する圧力のうちの高い方の圧力である最大負荷圧力が、これらの切換弁131、135、信号通路132、134のそれぞれを介して第1の圧力調整器130、第2の圧力調整器133に与えられる。これにより、第1の圧力調整器130及び第2の圧力調整器133は、対応する第1の可変絞り107あるいは107a、及び第2の可変絞り108あるいは108aの下流圧力が最大負荷圧力となるように制御する。このとき、第1の可変絞り107あるいは107a、及び第2の可変絞り108あるいは108aには第2の油圧ポンプ36の圧油が与えられており、これらの第1の可変絞り107あるいは107a、及び第2の可変絞り108あるいは108aの上流圧は共に等しい。

31

すなわち、第1の可変絞り107あるいは107aと、第2の可変絞り108あるいは108aのそれぞれの上流、下流の圧力差、すなわちそれら可変絞りの前後差圧は共に等しくなる。

したがって、この第5の実施例にあっても、走行モータ57、58間の負荷圧力の大きさの相違にかかわらず、互いに走行用方向切換弁47、49のそれぞれの開口面積に応じた流量を左右走行モータ57、58に供給でき、前述の第1の実施例と同様に走行と作業機との複合操作時の直進走行を確実に実現させることができる。

なお、走行単独操作が行われる場合で、操作レバー165a、166aを例えばフルストロークに操作したときは、第1及び第2の信号切換弁131、135は図10に示す位置から切換えられ、第1の可変絞り107あるいは107a、及び第2の可変絞り108あるいは108aの下流圧力が最大負荷圧力となるように制御される。これにより、第1及び第2の可変絞りの前後差圧がほぼ同じとなり、上記の走行と作業機との複合操作時と同様に直進走行を確実に実現することができる。

本発明の第6の実施例を図12及び図13により説明する。図中、図7及び図8に示す部材と同等のものには同じ符号を付している。

図12において、この第6の実施例では、左走行用方向切換弁47Cは第1の圧力調整器142、142aを左走行用方向切換弁47Cの左右の切り換え位置のそれぞれに対応して内蔵しており、右走行用方向切換弁49Cも第2の圧力調整器143、143aを右走行用方向切換弁49Cの左右の切り換え位置のそれぞれに対応して内蔵している。また、第1及び第2の可変絞り107あるいは107a及び108あるいは108aの開口面積が最

32

大近傍の所定開口面積よりも大きいときに、第1及び第2の信号圧力として前記最大負荷圧力を第1及び第2の圧力調整器142, 142a及び143, 143aに付与する信号切換手段を、走行用方向切換弁47C, 49Cに備えられるスプール上の切換え通路141, 141aによって構成してある。また、走行用方向切換弁47C, 49Cのそれぞれは、中立位置の他、左右の切り換え方向にそれぞれ操作途中位置、最大操作位置を有する構成にしてある。その他の構成は、前述した第4の実施例と同等である。

図13は図12に示す第6の実施例に備えられる走行用方向切換弁の要部の具体的構造を示す図である。なお、この図13においては説明を簡単にするために、左走行用方向切換弁47C、右走行用方向切換弁49Cそれぞれのスプールの片側部分のみを示してある。

まず、左走行用方向切換弁47Cについて説明する。この左走行用方向切換弁47Cは、ポートを形成するハウジング(ランド)300と、スプール301と、このスプール301内を摺動自在に設けられる第1の圧力調整器142の弁体302と、スプール301に固着され、弁体302のストロークを規定するストッパ303と、ばね304とで構成してある。スプール301には、第1の可変絞り107を含め各種の可変絞り(ノッチ)を設けてある。図13では、スプール301に設けた第1の可変絞り107が閉塞している中立状態を示している。この状態からスプール301を図13の左方向に移動させると、圧油供給回路103から供給される圧油が第1の可変絞り107、通路305を経て左走行モータ57に接続される負荷通路105に導かれる。この場合、操作途中(ハーフストローク領域)では、通路305に導かれた圧油によって第1の圧力調整器142の弁体302はばね3

33

04の力に抗して右方向に移動し、通路305に導かれた圧油は通路306を通過して負荷通路105に流出する。このとき、第1の圧力調整器142のばね室307には、負荷通路105の圧力が溝310、通路311、小孔313を介して導かれる。このため、第1の可変絞り107の下流圧力は、負荷通路105の圧力に、ばね力を考慮した圧力に制御される。すなわち、ばね304の力を無視できる程度の微少な値に設定すれば、第1の可変絞り107の下流圧力は当該負荷圧力に保たれるよう制御される。

右走行用方向切換弁49Cについても、上記と同様である。すなわち、この右走行用方向切換弁49Cは、ポートを形成するハウジング（ランド）400と、スプール401と、このスプール401内を摺動自在に設けられる第2の圧力調整器143の弁体402と、スプール401に固着され、弁体402のストロークを規定するストッパ403と、ばね404とで構成してある。スプール401には、第2の可変絞り108を含め各種の可変絞り（ノッチ）を設けてある。図13では、スプール401に設けた第2の可変絞り108が閉塞している中立状態を示している。この状態からスプール401を図13の左方向に移動させると、圧油供給回路104から供給される圧油が第2の可変絞り108、通路405を経て右走行モータ58に接続される負荷通路106に導かれる。この場合、操作途中（ハーフストローク領域）では、通路405に導かれた圧油によって第2の圧力調整器143の弁体402はばね404の力に抗して右方向に移動し、通路405に導かれた圧油は通路406を通過して負荷通路106に流出する。このとき、第2の圧力調整器143のばね室407には、負荷通路106の圧力が溝410、通路411、小孔413を介して導かれる。このため、第2の可変絞り108の下流圧力は、負荷通

3 4

路 1 0 6 の圧力に、ばね力を考慮した圧力に制御される。なわち、ばね 4 0 4 の力を無視できる程度の微少な値に設定すれば、第 2 の可変絞り 1 0 8 の下流圧力は当該負荷圧力に保たれるよう制御される。

このように、走行用方向切換弁 4 7 C, 4 9 C のハーフストローク領域では、それぞれの負荷通路 1 0 5, 1 0 6 の圧力が第 1 の圧力調整器 1 4 2、第 2 の圧力調整器 1 4 3 に与えられ、通路 3 0 5, 4 0 5 の圧力が負荷通路 1 0 5, 1 0 6 の圧力となるように制御される。

また、走行用方向切換弁 4 7 C, 4 9 C の開口面積が最大となるフルストローク位置付近では、シャトル弁 1 3 6 で取り出された最大負荷圧力が管路 1 9 0 を介して溝 3 0 8 C と通路 3 0 9 で構成される切り換え通路 1 4 1、及び溝 4 0 8 C と通路 4 0 9 で構成される切り換え通路 1 4 1 a に導かれる。この場合、左走行用方向切換弁 4 7 C 側では、溝 3 0 8 C に対して通路 3 0 9 が開口すると同時に溝 3 1 0 と通路 3 1 1 が閉塞するため、第 1 の圧力調整器 1 4 2 のばね室 3 0 7 内の圧力は上述の最大負荷圧力となる。また、右走行用方向切換弁 4 9 C 側も同様に、溝 4 0 8 C に対して通路 4 0 9 が開口すると同時に溝 4 1 0 と通路 4 1 1 が閉塞するため、第 2 の圧力調整器 1 4 3 のばね室 4 0 7 内の圧力は上述の最大負荷圧力となる。

したがって、走行と作業機の複合操作時に左走行モータ 5 7 と右走行モータ 5 8 との間の負荷圧力が異なっていたとしても、高い方の負荷圧力が最大負荷圧力として第 1 の圧力調整器 1 4 2、第 2 の圧力調整器 1 4 3 の双方に与えられ、左走行用方向切換弁 4 7 C 側の第 1 の可変絞り 1 0 7 の前後差圧と、右走行用方向切換弁 4 9 C 側の第 2 の可変絞り 1 0 8 の前後差圧とが等しくなり、

35

前述したように、左走行モータ57、右走行モータ58の双方に最大開口面積に応じた等しい流量の圧油を供給でき、直進走行を確実に実現することができる。

産業上の利用可能性

本発明は以上のように構成してあることから、走行と作業機の複合操作時に、2つの走行モータの間の負荷圧力の大きさの相違に伴って生じる走行不能を防止し、直進走行を確実に実現させることができ、従来に比べて走行と作業機の複合操作時の優れた走行操作性が得られる効果がある。

請求の範囲

1. 第1及び第2の油圧ポンプ(35, 36)と; 前記第1及び第2の油圧ポンプから吐出される圧油により駆動される複数の油圧アクチュエータ(53-58)と; 前記第1の油圧ポンプの吐出管路(41)に接続され、関連する油圧アクチュエータ(53-57)に供給される圧油の流量を制御する第1の弁グループ(39)と; 前記第2の油圧ポンプの吐出管路(42)に接続され、関連する油圧アクチュエータ(54-58)に供給される圧油の流量を制御する第2の弁グループ(40)とを有し; 前記複数の油圧アクチュエータは1対の走行装置(204, 25)をそれぞれ駆動する第1及び第2の走行モータ(57, 58)と、複数の作業機(200-203)をそれぞれ駆動する複数の作業機アクチュエータ(53-56)とを含み、前記第1の弁グループは、前記第1の走行モータに供給される圧油の流量を制御する第1の走行用方向切換弁(47)と、前記複数の作業機アクチュエータの少なくとも一部(53-56)に供給される圧油の流量を制御する複数の第1の方向切換弁(43-46)とを含み、かつ前記複数の第1の方向切換弁は前記第1の走行用方向切換弁よりも優先的に前記第1の油圧ポンプからの圧油を関連する作業機アクチュエータ(53-56)に供給するように接続され、前記第2の弁グループは、前記第2の走行モータに供給される圧油の流量を制御する第2の走行用方向切換弁(49)と、前記複数の作業機アクチュエータの少なくとも一部(54-56)に供給される圧油の流量を制御する複数の第2の方向切換弁(50-52)とを含み、かつ前記第2の走行用方向切換弁は前記複数の第2の方向切換弁よりも優先的に前記第2の油圧ポンプからの圧油を前記第2の走行モータに供給するように接続され、前記第

1 及び第 2 の走行用方向切換弁 (47, 49) はそれぞれ第 1 及び第 2 の操作手段 (165, 166) の操作量に応じて開口面積を変化させ前記圧油の流量制御を行なう第 1 及び第 2 の可変絞り (107, 107a; 108, 108a) を備え; 前記複数の作業機アクチュエータの少なくとも 1 つの作動に伴って前記第 2 の走行用方向切換弁の圧油供給回路 (104) を前記第 1 の走行用方向切換弁の圧油供給回路 (103) に連通させる連通回路 (110) を更に有する土木・建設機械の油圧回路装置において、

- (a) 前記第 1 の可変絞り (107, 107a) と前記第 1 の走行モータ (57) との間に配置され、第 1 の可変絞りの下流圧力を第 1 の信号圧力に応じた値に制御する第 1 の圧力調整手段 (130) と;
- (b) 前記第 2 の可変絞り (108, 108a) と前記第 2 の走行モータ (58) との間に配置され、第 2 の可変絞りの下流圧力を第 2 の信号圧力に応じた値に制御する第 2 の圧力調整手段 (133) と;
- (c) 前記第 1 の走行モータの負荷圧力と前記第 2 の走行モータの負荷圧力のうちの高い方の圧力を最大負荷圧力として検出する圧力選択手段 (136) と;
- (d) 前記第 1 及び第 2 の走行モータと前記複数の作業機アクチュエータ (53-56) の少なくとも 1 つを同時に駆動する複合操作時に、前記第 1 及び第 2 の信号圧力として前記最大負荷圧力を前記第 1 及び第 2 の圧力調整手段に付与する信号切換手段 (131, 135, 170) と;

を有することを特徴とする土木・建設機械の油圧回路装置。

2. 請求項 1 記載の土木・建設機械の油圧回路装置において、

38

前記信号切換手段(131, 135, 170)は、前記複数の作業機アクチュエータ(53-56)の少なくとも1つが作動したときに前記第1及び第2の信号圧力として前記最大負荷圧力を前記第1及び第2の圧力調整手段(130, 133)に付与することを特徴とする土木・建設機械の油圧回路装置。

3. 請求項1記載の土木・建設機械の油圧回路装置において、前記信号切換手段は、前記複数の作業機アクチュエータ(53-56)の少なくとも1つの作動を検出する作動検出手段(170)と、前記作動検出手段からの信号に基づき、当該作動が検出されないときには前記第1及び第2の信号圧力としてそれぞれ関連するアクチュエータの負荷圧力を前記第1及び第2の圧力調整手段(130, 133)に付与し、当該作動が検出されると前記最大負荷圧力を前記第1及び第2の圧力調整手段に付与する少なくとも1つの信号切換弁(131, 135; 155)とを有することを特徴とする土木・建設機械の油圧回路装置。

4. 請求項1記載の土木・建設機械の油圧回路装置において、前記信号切換手段(131B, 135B, 178, 179)は、前記第1及び第2の可変絞り(107, 107a; 108, 108a)の開口面積が最大近傍の所定開口面積よりも大きいときに前記第1及び第2の信号圧力として前記最大負荷圧力を前記第1及び第2の圧力調整手段(130, 133)に付与することを特徴とする土木・建設機械の油圧回路装置。

5. 請求項1記載の土木・建設機械の油圧回路装置において、前記信号切換手段は、前記第1及び第2の可変絞り(107, 107a; 108, 108a)の開口面積が最大近傍の所定開口面積以下のときは、前

39

前記第1及び第2の信号圧力としてそれぞれ前記第1及び第2の走行モータ(57, 58)の負荷圧力を前記第1及び第2の圧力調整手段(130, 133)に付与し、前記第1及び第2の可変絞りの開口面積が最大開口面積近傍の開口面積よりも大きくなると、前記第1及び第2の信号圧力として前記最大負荷圧力を前記第1及び第2の圧力調整手段に付与する少なくとも1つの信号切換弁(131B, 135b)を有することを特徴とする土木・建設機械の油圧回路装置。

6. 請求項1記載の土木・建設機械の油圧回路装置において、前記第1及び第2の圧力調整手段はそれぞれ前記第1及び第2の走行用方向切換弁に内蔵された圧力調整弁(142, 142a, 143, 143a)であることを特徴とする土木・建設機械の油圧回路装置。

7. 請求項1記載の土木・建設機械の油圧回路装置において、前記信号切換手段は、前記第1及び第2の圧力調整手段(130, 133)に対してそれぞれ設けられた第1及び第2の信号切換弁(131, 135)を有することを特徴とする土木・建設機械の油圧回路装置。

8. 請求項1記載の土木・建設機械の油圧回路装置において、前記信号切換手段は、前記第1及び第2の圧力調整手段(130, 133)に対して共通に設けられた単一の信号切換弁(155)を有することを特徴とする土木・建設機械の油圧回路装置。

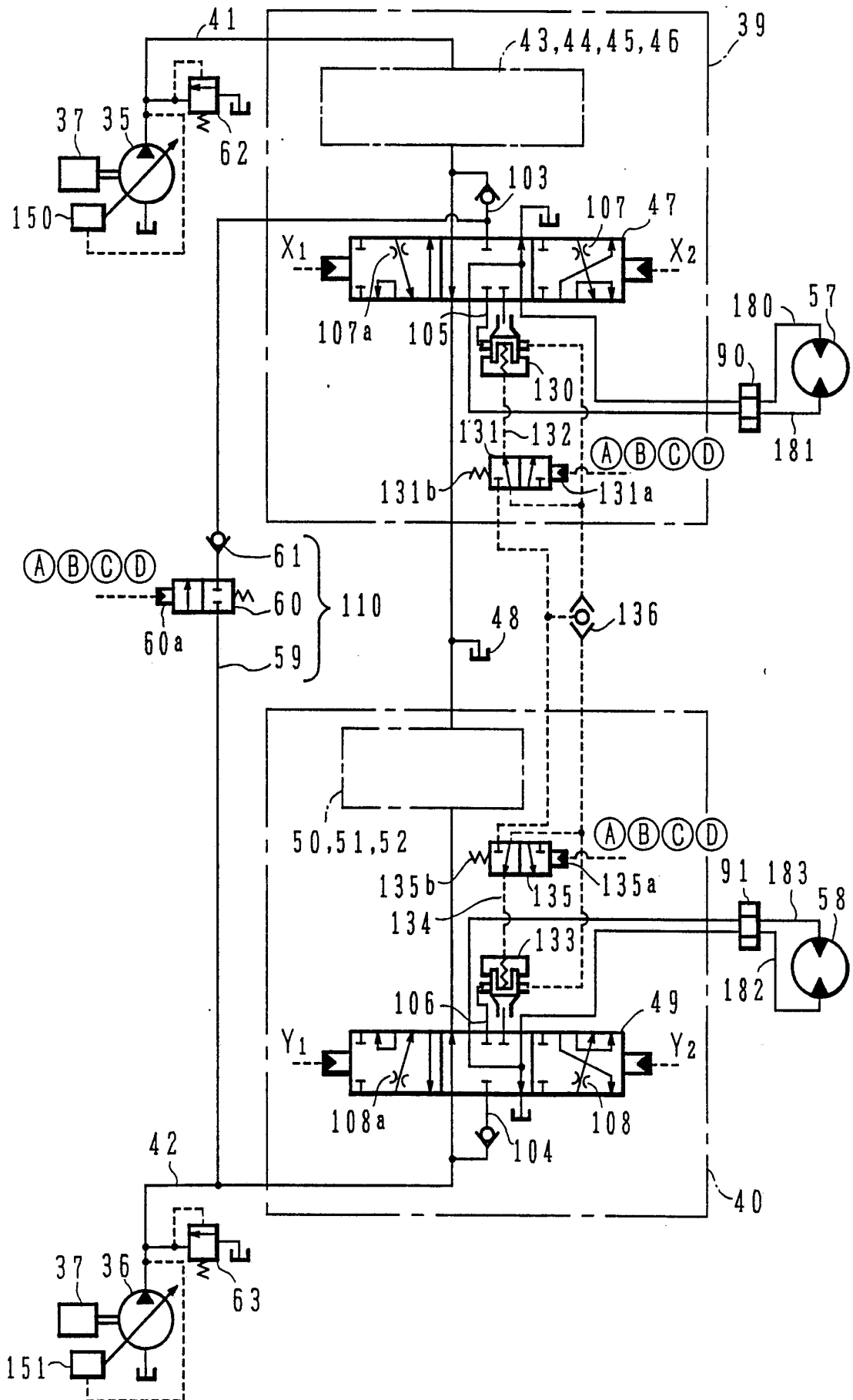
9. 請求項1記載の土木・建設機械の油圧回路装置において、前記第1及び第2の圧力調整手段はそれぞれ前記第1及び第2の走行用方向切換弁(47C, 49C)に内蔵され、前記信号切換手段は前記第1及び第2の走行用方向切換弁のスプール(301, 401)位置に

40

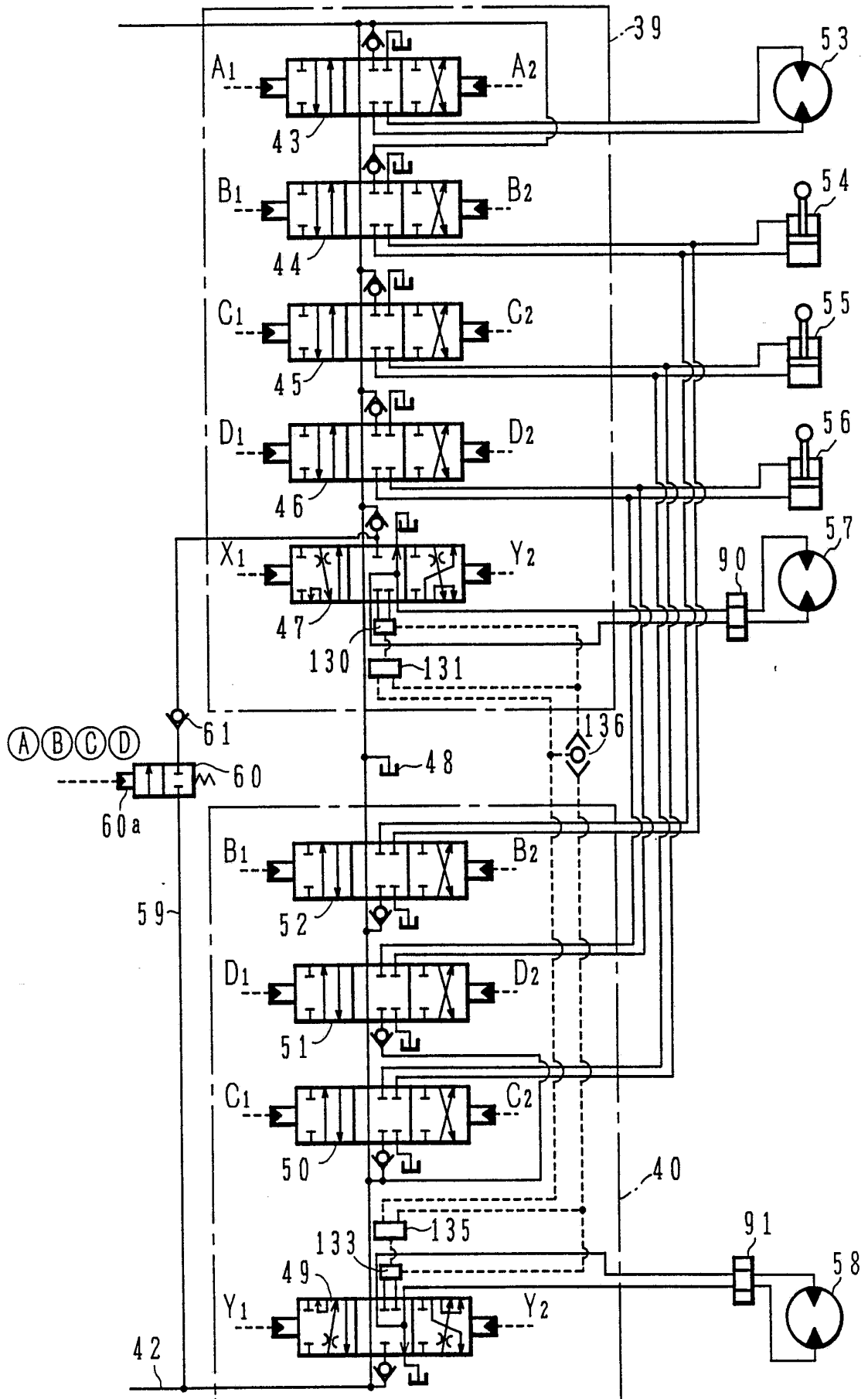
応じて開閉する切換通路(141, 141a)を含むことを特徴とする土木

・建設機械の油圧回路装置。

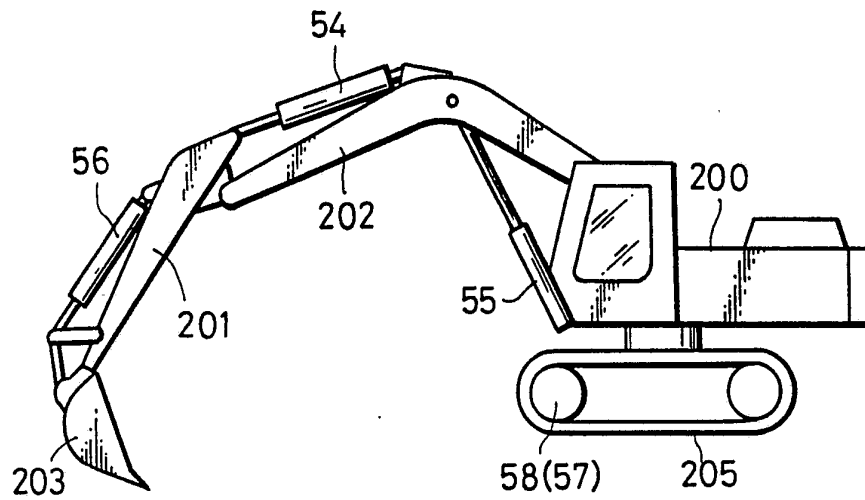
1/12
第 1 図



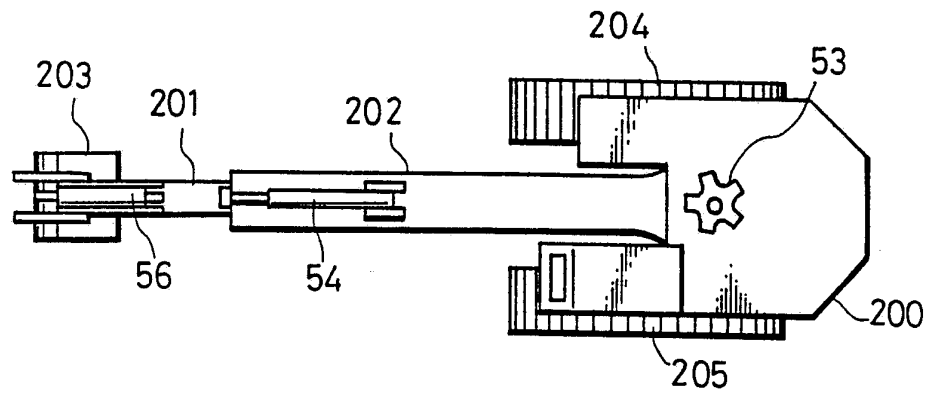
2/12
第 2 図



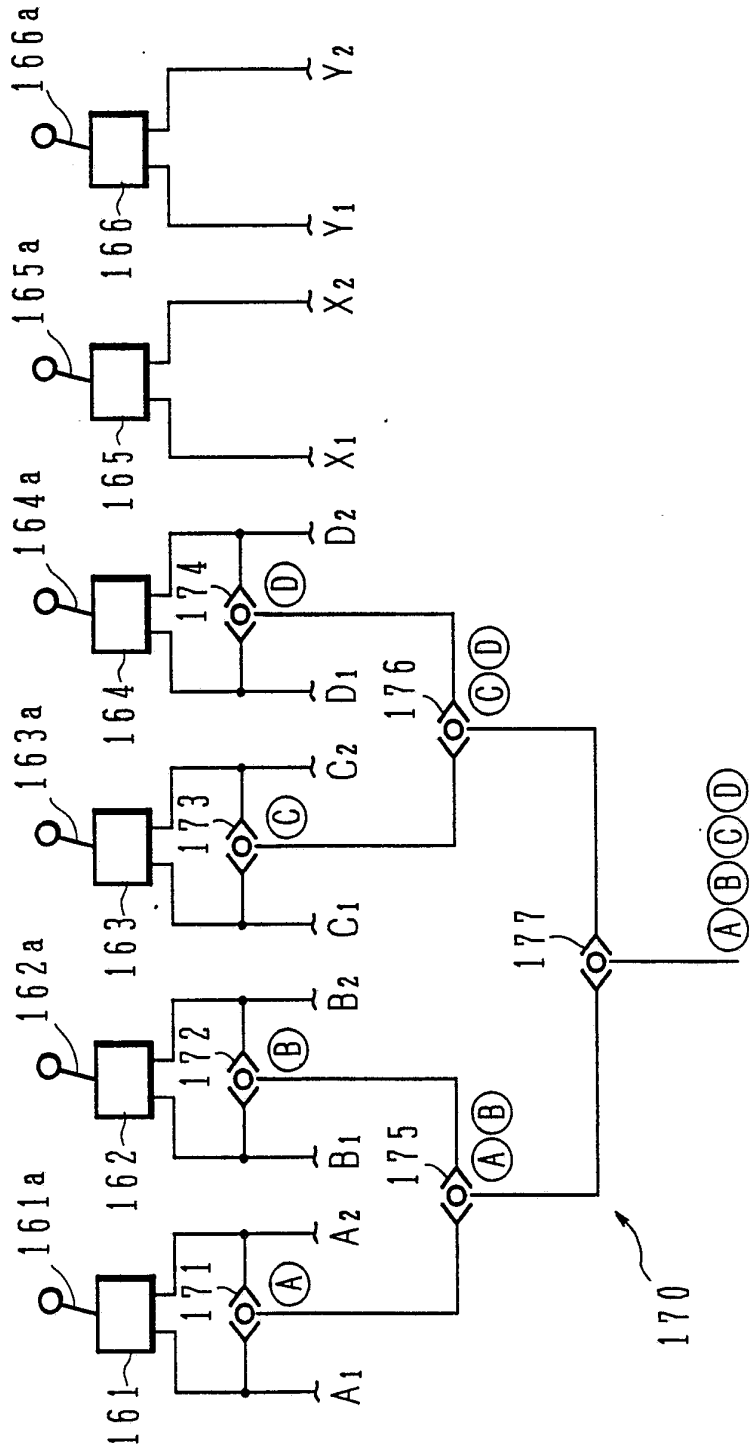
第 3 図



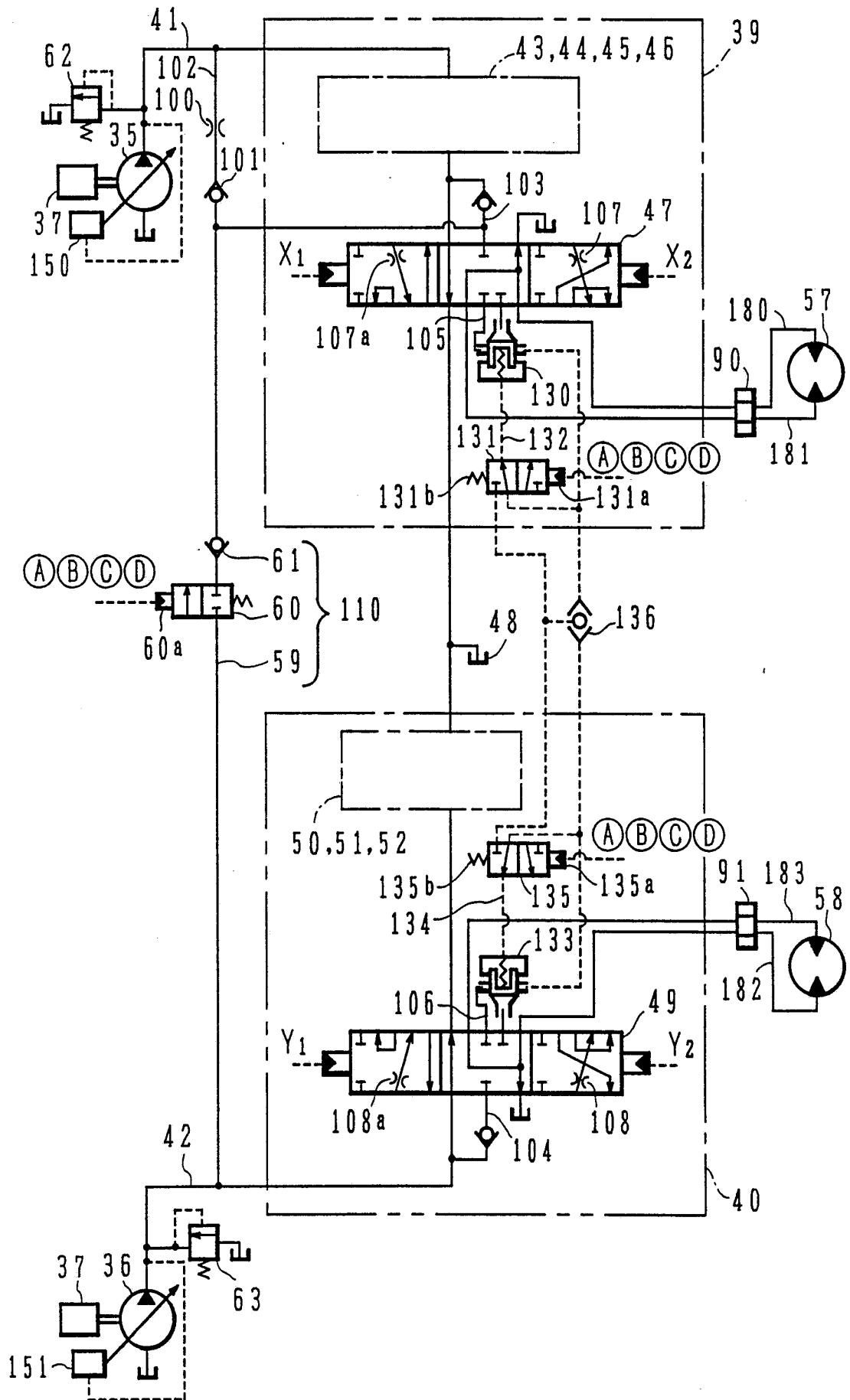
第 4 図



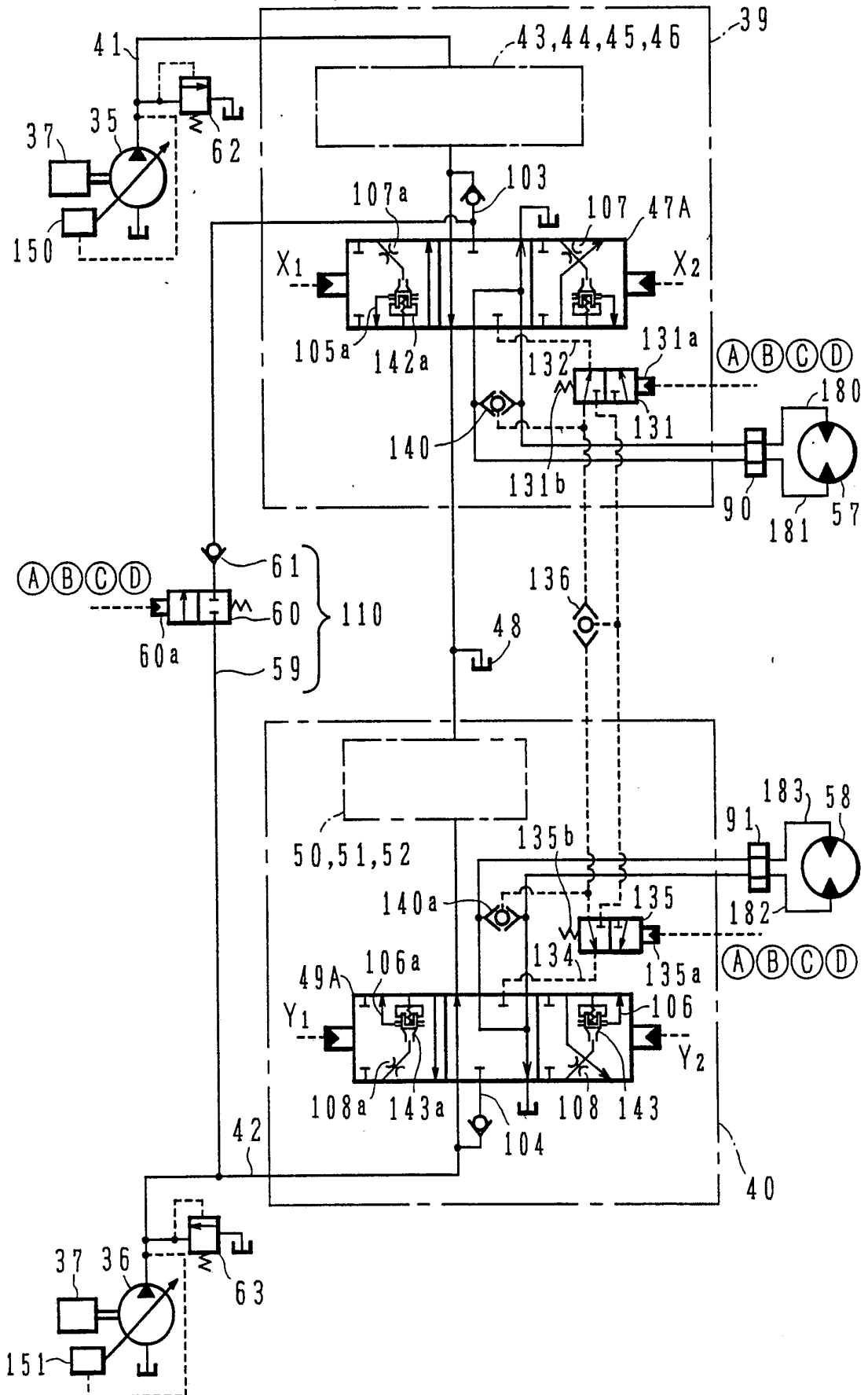
第 5 図



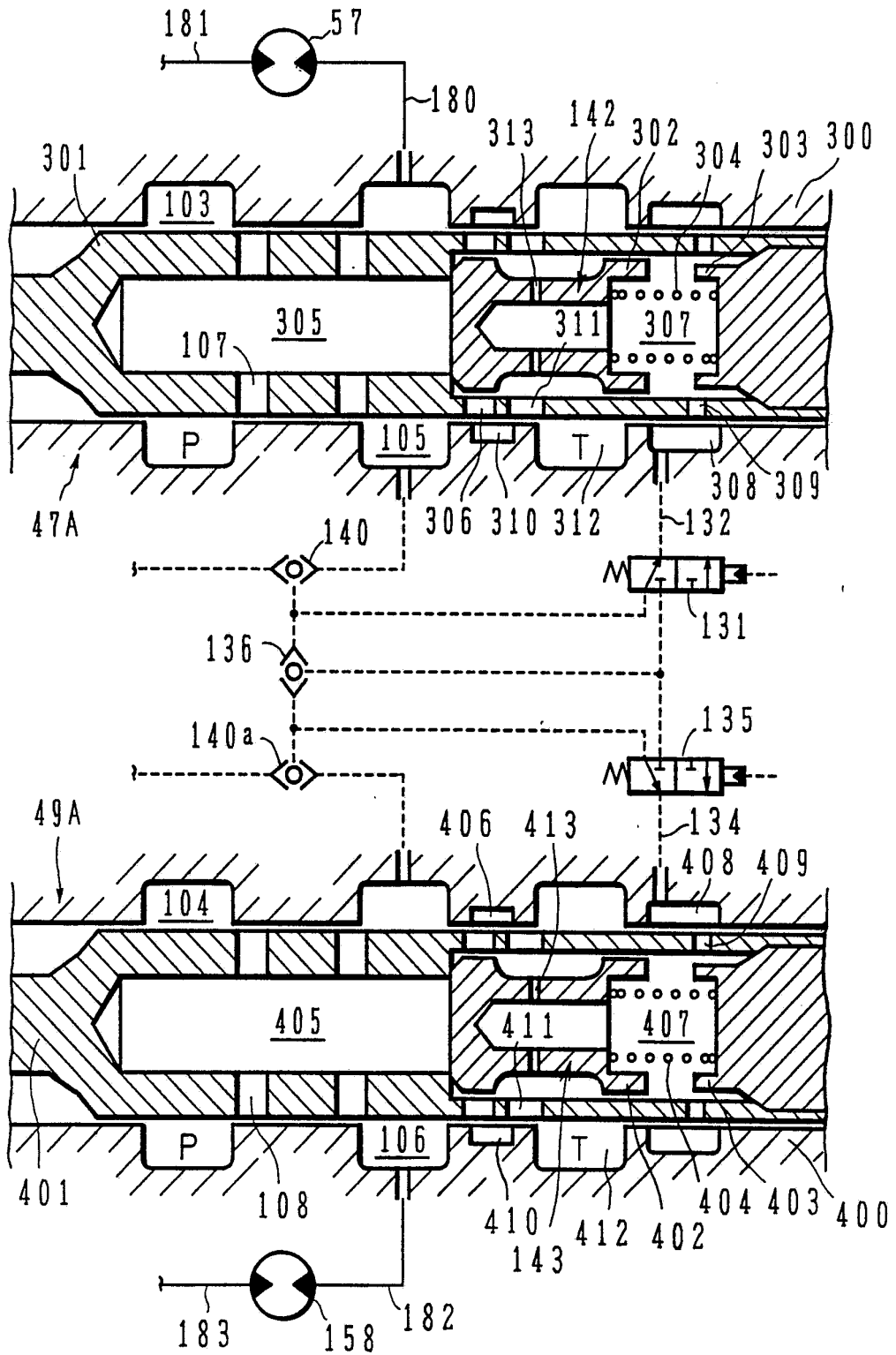
5/12
第 6 図



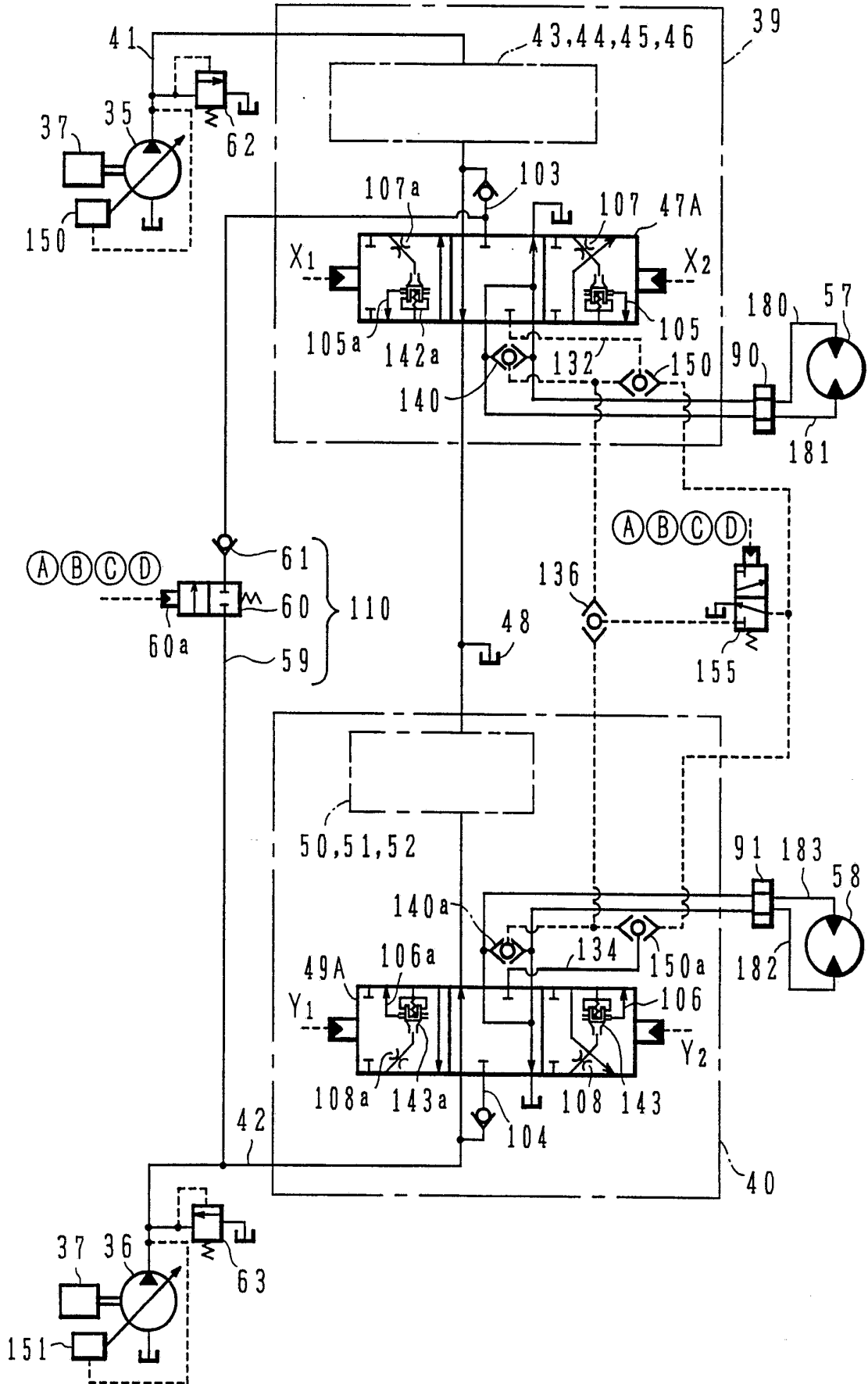
6/12
第 7 図



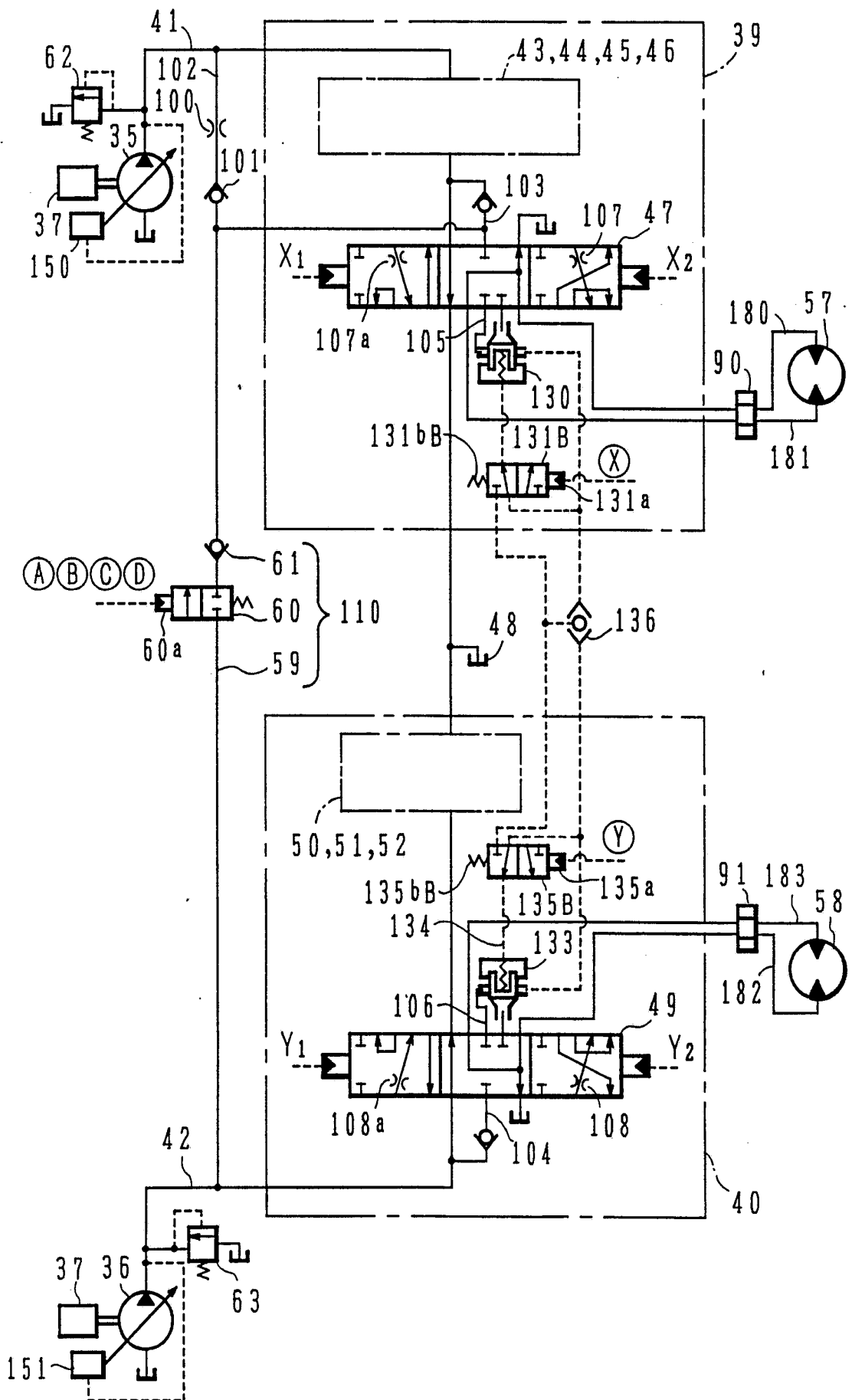
第 8 図



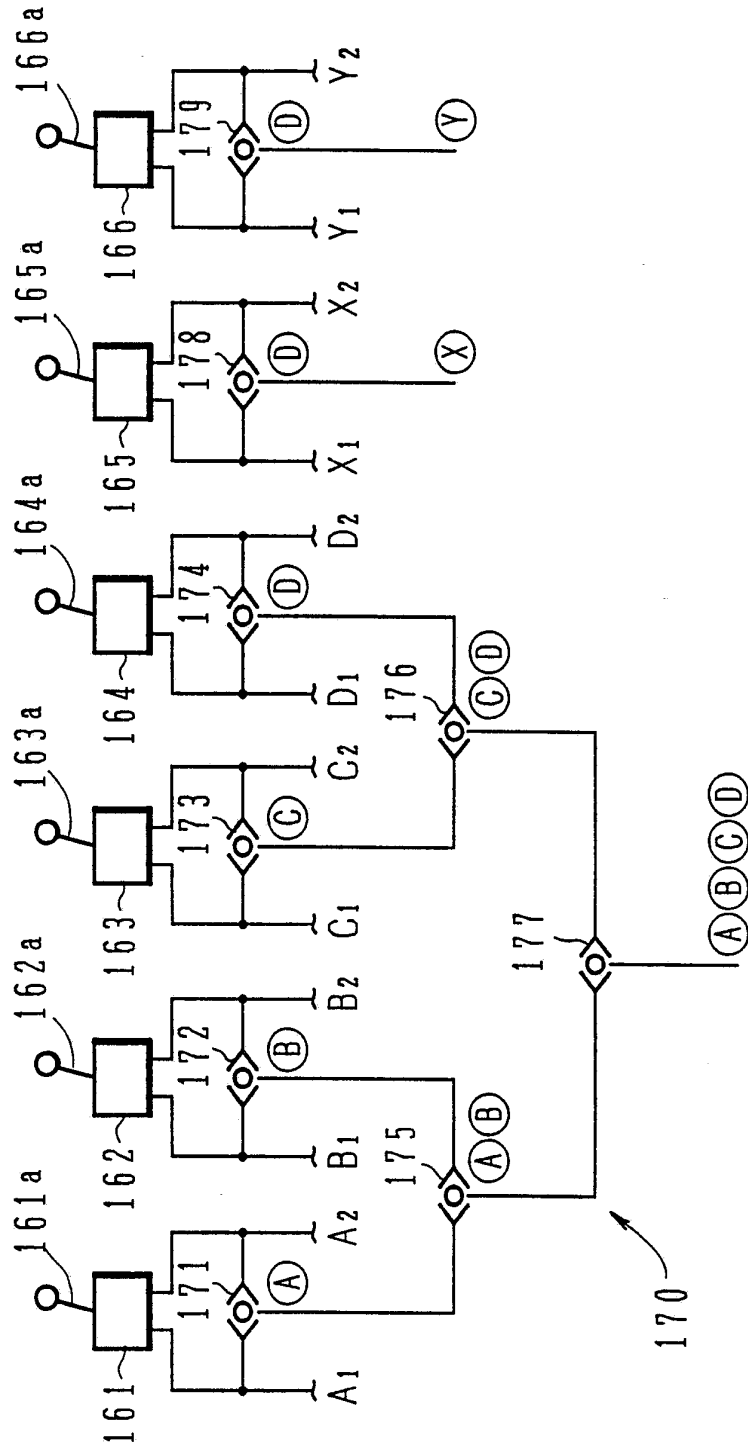
8/12
第 9 図



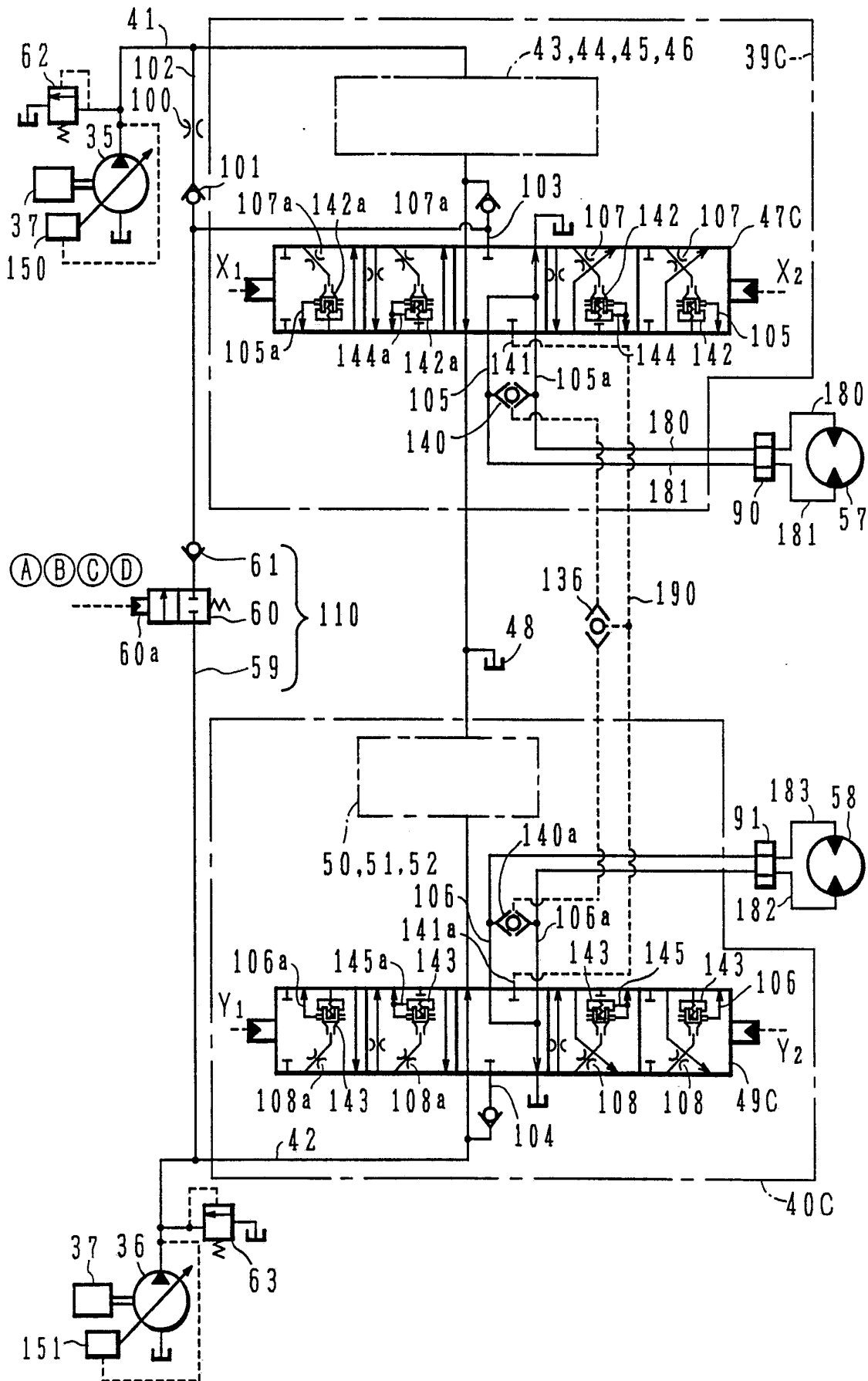
9/12
第10図



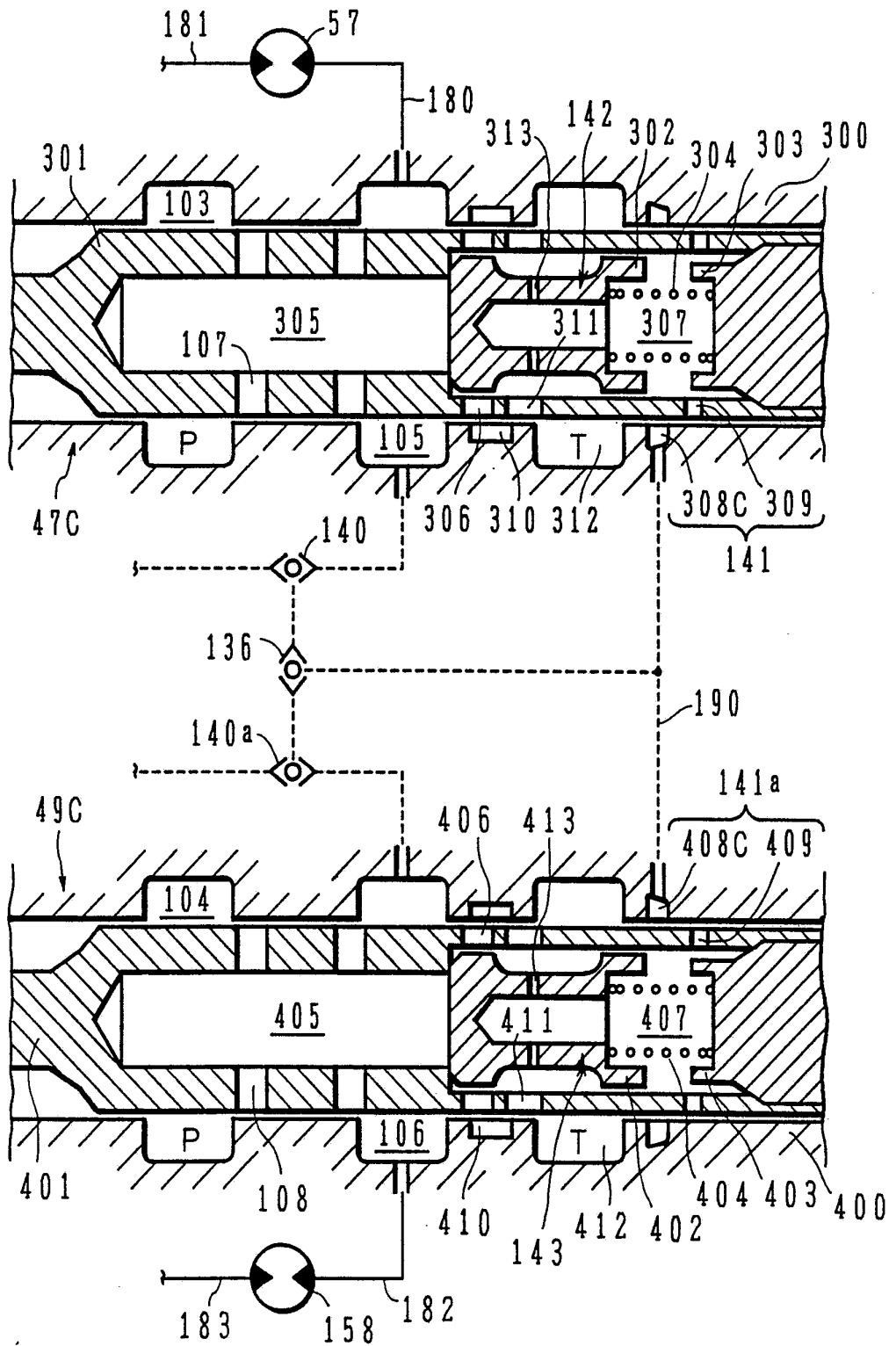
第11図



11/12
第12図



第13図



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP93/00508

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int. Cl⁵ E02F3/43, E02F9/20, 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. Cl⁵ E02F3/43, E02F9/20, E02F9/22

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

Jitsuyo Shinan Koho 1962 - 1991

Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971 - 1991

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, B2, 2-16416 (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), April 17, 1990 (17. 04. 90), & EP, B1, 59471 & US, A, 4561824	1-9
A	JP, A, 3-54077 (Kato Seisakusho K.K.), March 8, 1991 (08. 03. 91), (Family: none)	1-9
A	JP, U, 2-54861 (Sumitomo Construction Machinery Co., Ltd.), April 20, 1990 (20. 04. 90), (Family: none)	1-9
A	JP, U, 53-97285 (Kubota, Ltd.), August 7, 1978 (07. 08. 78), (Family: none)	1-9

 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

July 7, 1993 (07. 07. 93)

Date of mailing of the international search report

July 27, 1993 (27. 07. 93)

Name and mailing address of the ISA/

Japanese Patent Office

Facsimile No.

Authorized officer

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl. E02F3/43, E02F9/20, 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. Cl. E02F3/43, E02F9/20, 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 1962-1991年

日本国公開実用新案公報 1971-1991年

国際調査で使用了電子データベース (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, B2, 2-16416 (日立建機株式会社) 17. 4月. 1990 (17. 04. 90) &EP, B1, 59471 & US, A, 4561824	1-9
A	JP, A, 3-54077 (株式会社 加藤製作所) 8. 3月. 1991 (08. 03. 91) (ファミリーなし)	1-9
A	JP, U, 2-54861 (住友建機株式会社) 20. 4月. 1990 (20. 04. 90) (ファミリーなし)	1-9

C欄の続きにも文献が列举されている。 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、一般的技术水準を示すもの
- 「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

07. 07. 93

国際調査報告の発送日

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)

川島 陵 司

2 D 9 0 2 2

電話番号 03-3581-1101 内線

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, 53-97285 (株式会社 クボタ) 7. 8月. 1978 (07. 08. 78) (ファミリーなし)	1-9