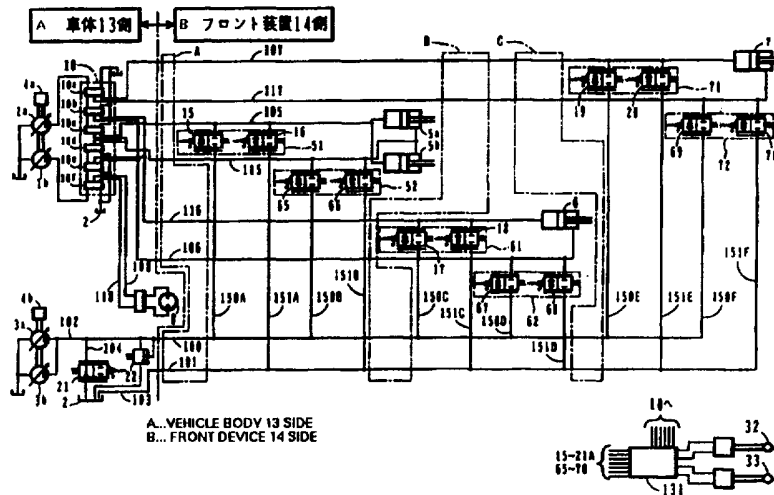




<p>(51) 国際特許分類6 E02F 9/22, F15B 11/02</p>	<p>A1</p>	<p>(11) 国際公開番号 WO97/47826</p> <p>(43) 国際公開日 1997年12月18日(18.12.97)</p>
<p>(21) 国際出願番号 PCT/JP97/011103</p> <p>(22) 国際出願日 1997年3月31日(31.03.97)</p> <p>(30) 優先権データ 特願平8/149117 1996年6月11日(11.06.96) JP</p> <p>(71) 出願人 (米国を除くすべての指定国について) 日立建機株式会社 (HITACHI CONSTRUCTION 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) 田中壮太郎(TANAKA, Sotaro)(JP/JP) 〒300-12 茨城県牛久市刈谷町五丁目24番地の19 Ibaraki, (JP) 安田 元(YASUDA, Gen)(JP/JP) 〒315 茨城県新治郡千代田町稲吉南二丁目4番1号 Ibaraki, (JP) 落合正巳(OCHIAI, Masami)(JP/JP) 〒243-02 神奈川県厚木市宮の里一丁目12番5号 Kanagawa, (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)</p>	<p>加藤英世(KATO, Hideyo)(JP/JP) 〒315 茨城県新治郡千代田町稲吉南二丁目11番23号 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 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: HYDRAULIQUE DRIVE DEVICE

(54)発明の名称 油圧駆動装置



(57) Abstract

Oil hydraulic pumps (3a, 3b) are connected to main pipe lines (105, 116, 107) through a delivery pipe line (102) and a feed pipe line (100). Branches (150A, 150C, 150E) are provided with flow control valves (15, 17, 19), which permit a pressure oil to flow to hydraulic oil cylinders (5a, 5b, 6, 7) from the oil hydraulic pumps (3a, 3b). A pressure oil tank (2) is connected to the main pipe lines (105, 116, 107) through a tank pipe line (103) and a discharge pipe line (101). Branches (151A, 151C, 151E) are provided with flow control valves (16, 18, 20), which permit a pressure oil to flow to the pressure oil tank (2) from the hydraulic cylinders (5a, 5b, 6, 7). A pipe line (104) branched from the delivery pipe line (102) is provided with a bypass valve (21), which serves to feed a desired amount of an oil delivered from the oil hydraulic pumps (3a, 3b) to the feed pipe line (100) and return the remainder of the oil to the pressure oil tank (2).

(57) 要約

油圧ポンプ (3 a, 3 b) は、吐出管路 (102) 及び供給管路 (100) を介し、主管路 (105, 116, 107) に接続されている。分岐部 (150 A, 150 C, 150 E) には油圧ポンプ (3 a, 3 b) から油圧シリンダ (5 a, 5 b, 6, 7) へ向かう圧油の流れを許容する流量制御弁 (15, 17, 19) が設けられている。油圧タンク (2) はタンク管路 (103) 及び排出管路 (101) を介し、主管路 (115, 106, 117) に接続されている。分岐部 (151 A, 151 C, 151 E) には油圧シリンダ (5 a, 5 b, 6, 7) から油圧タンク (2) へ向かう圧油の流れを許容する流量制御弁 (16, 18, 20) が設けられている。吐出管路 (102) から分岐した管路 (104) には、油圧ポンプ (3 a, 3 b) の吐出油のうち所望量を供給管路 (100) に供給し残りを油圧タンク (2) に戻すバイパス弁 (21) が設けられている。

参考情報

PCTに基づいて公開される国際出版のパンフレット第一頁に記載されたPCT加盟国を特定するために使用されるコード

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

## 明 細 書

### 油圧駆動装置

#### 技術分野

本発明は、油圧ショベル等油圧式作業機械の油圧駆動装置に係わり、特に、いわゆる超大型の建設機械に好適な油圧駆動装置に関する。

#### 背景技術

従来この種の油圧駆動装置の構成を、例えば70 t～300 tを超えるような超大型油圧ショベルに応用した場合の油圧駆動装置の油圧回路の一例を、その制御装置と共に図9に示す。

すなわち、図9に示す油圧駆動装置は、原動機4 aによって駆動される第1油圧ポンプ1 a及び第2油圧ポンプ1 bと、原動機4 bによって駆動される第3油圧ポンプ3 a及び第4油圧ポンプ3 bと、第1～第4油圧ポンプ1 a, 1 b, 3 a, 3 bからの吐出油により駆動されるブーム用の油圧シリンダ5 a, 5 b及びアーム用の油圧シリンダ6と、第1及び第3油圧ポンプ1 a, 3 aからの吐出油により駆動されるバケット用の油圧シリンダ7と、第2及び第4油圧ポンプ1 b, 3 bからの吐出油により駆動される旋回用の油圧モータ8とを備えている。

第1油圧ポンプ1 aは、第1ブーム用コントロールバルブ10 c、第1アーム用コントロールバルブ10 b、及び第1バケット用コントロールバルブ10 aを介してそれぞれブーム用油圧シリンダ5 a, 5 b、アーム用油圧シリンダ6、及びバケット用油圧シリンダ7に接続され、第2油圧ポンプ1 bは、第2ブーム用コントロールバルブ10 d、第2アーム用コントロールバルブ10 e、及び第1旋回用コントロールバルブ10 fを介してそれぞれブーム用油圧シリンダ5 a, 5 b、アーム用油圧シリンダ6、及び旋回用油圧モータ8に接続されている。なおこれらコントロールバルブ10 a～10 fは、第1コントロールバルブグループ10を構成している。

第3油圧ポンプ3 aは、第3ブーム用コントロールバルブ11 c、第3アーム

用コントロールバルブ11b、及び第2バケット用コントロールバルブ11aを介してそれぞれブーム用油圧シリンダ5a、5b、アーム用油圧シリンダ6、及びバケット用油圧シリンダ7に接続され、第4油圧ポンプ3bは、第4ブーム用コントロールバルブ11d、第4アーム用コントロールバルブ11e、及び第2旋回用コントロールバルブ11fを介してそれぞれブーム用油圧シリンダ5a、5b、アーム用油圧シリンダ6、及び旋回用油圧モータ8に接続されている。なおこれらコントロールバルブ11a~11fは、第2コントロールバルブグループ11を構成している。

ブーム用油圧シリンダ5a、5bのボトム側と、第1及び第2ブーム用コントロールバルブ10c、10dとは主管路105で接続され、第3及び第4ブーム用コントロールバルブ11c、11dとは主管路125で接続されており、ブーム用油圧シリンダ5a、5bのロッド側と、第1及び第2ブーム用コントロールバルブ10c、10dとは主管路115で接続され、第3及び第4ブーム用コントロールバルブ11c、11dとは主管路135で接続されている。また、アーム用油圧シリンダ6のボトム側と、第1及び第2アーム用コントロールバルブ10b、10eとは主管路116で接続され、第3及び第4アーム用コントロールバルブ11b、11eとは主管路136で接続されており、アーム用油圧シリンダ6のロッド側と、第1及び第2アーム用コントロールバルブ10b、10eとは主管路106で接続され、第3及び第4アーム用コントロールバルブ11b、11eとは主管路126で接続されている。さらに、バケット用油圧シリンダ7のボトム側と、第1バケット用コントロールバルブ10aとは主管路107で接続され、第2バケット用コントロールバルブ11aとは主管路127で接続されており、バケット用油圧シリンダ7のロッド側と、第1バケット用コントロールバルブ10aとは主管路117で接続され、第2バケット用コントロールバルブ11aとは主管路137で接続されている。また、旋回用油圧モータ8と、第1旋回用コントロールバルブ10fとは主管路108、118で接続され、第2旋回用コントロールバルブ11fとは主管路128、138で接続されている。

また油圧駆動装置に対する制御装置は演算器31を備えており、この演算器31は、操作レバー32、33から出力された操作信号を入力し、フロント用のコ

ントロールバルブ10 a～f及び11 a～fに指令信号を出力する。操作レバー32, 33は、それぞれ直交する2方向に動かされ、操作レバー32の各方向の操作により旋回用の操作信号とアーム用の操作信号が出力され、操作レバー33の各方向の操作によりブーム用の操作信号及びバケット用の操作信号が出力されるようになっている。

なお、上記図9に示される構成において、高圧ラインである主管路105～107, 115～117, 125～127, 135～137は、後述する市場におけるホース口径の制約により、それぞれ2本又は3本のホース（又は鋼管等）で構成する。

#### 発明の開示

上記構造は、超大型機対応として、従来 of 大型機の構成である油圧ポンプ1a, 1b、第1コントロールバルブグループ10、及び主管路105, 106, 107, 108, 115, 116, 117, 118に対して、油圧ポンプ3a, 3b、第2コントロールバルブグループ11、及び主管路125, 126, 127, 128, 135, 136, 137, 138を加えることで、約2倍の流量の圧油を供給可能としたものである。

すなわち、超大型機であるため、油圧シリンダ5a, 5b, 6, 7の特にボトム側を駆動するためには大量の作動油を供給する必要がある。ところで、超高圧・超大流量の圧油を供給するためには超大口径のホースや鋼管等で主管路を構成することが必要となるが、実用的に現在の市場に存在するホースは最大口径が2インチ程度であることから、前述したようにこれを多数（例えば1つの主管路あたり2本または3本ずつ）並べて対応せざるを得ない。そのため、油圧アクチュエータが要求する給排流量に対する主管路としての許容量が制約され各ホースにおいて比較的大きな圧力損失が生じる。したがって、超大型機のホースや鋼管等で構成される長い管路及びコントロールバルブ等を含む油圧回路全体では、非常に大きな圧力損失が生じ、エネルギー損失が増大し、また油圧アクチュエータの作動速度が落ち作業効率が悪くなる問題がある。

また、超大型機において、このように多数のホース等を並べて構成される1つ

の主管路を、油圧シリンダ5 a, 5 b, 6, 7のボトム側及びロッド側に2本又は3本ずつ配置すること自体、容易ではなく、また油圧ショベル等の作業機の側方や後方の視界を悪くするような問題もある。

本発明の目的は、超大型油圧式作業機械におけるホース・鋼管等の管路総延長を減らすことにより、油圧回路全体の圧力損失を低減することができる油圧駆動装置を提供することにある。

上記目的を達成するために、本発明によれば、作業機本体、及びこの作業機本体に上下方向に回動可能に連結された複数のフロント部材から構成されるフロント装置を備えた油圧式作業機械に設けられ、前記作業機本体に設けられた油圧タンクと、少なくとも1つの油圧ポンプと、前記複数のフロント部材をそれぞれ駆動する複数の油圧シリンダと、前記作業機本体に設けられ、前記油圧ポンプから吐出された圧油を前記複数の油圧シリンダにそれぞれ導き対応する油圧シリンダの駆動を制御する複数の流量制御切換弁と、前記フロント装置に設けられ、前記流量制御切換弁と対応する油圧シリンダのボトム側及びロッド側のうちいずれか一方とをそれぞれ接続する複数の第1接続管路とを有する油圧駆動装置において、前記油圧ポンプとは別に前記作業機本体に設けられた少なくとも1つの他の油圧ポンプと、前記作業機本体に設けられ、前記他の油圧ポンプから吐出された圧油が導かれる吐出管路及び圧油を前記油圧タンクへと導くタンク管路と、前記フロント装置に設けられ、一方側が前記吐出管路に接続された第2接続管路と、前記フロント装置に設けられ前記第2接続管路の他方側から分岐するようにそれぞれ接続されるとともに、該第2接続管路に接続する側と反対側が、前記複数の第1接続管路のうち少なくとも前記油圧シリンダのボトム側に接続されるものにそれぞれ接続された複数の第1管路と、これら複数の第1管路にそれぞれ設けられ、前記他の油圧ポンプから前記油圧シリンダへ向かう圧油の流れを所望の絞り量に制御する可変絞りを介し許容するとともに、前記油圧シリンダから前記他の油圧ポンプへ向かう圧油の流れを遮断する複数の第1流量制御手段と、前記フロント装置に設けられ、一方側が前記タンク管路に接続された第3接続管路と、前記フロント装置に設けられ前記第3接続管路の他方側から分岐するようにそれぞれ接続されるとともに、該第3接続管路に接続する側と反対側が、前記複数の第1接

続管路のうち少なくとも前記油圧シリンダのボトム側に接続されるものにそれぞれ接続された複数の第2管路と、これら複数の第2管路にそれぞれ設けられ、前記油圧シリンダから前記第3接続管路へ向かう圧油の流れを所望の絞り量に制御する可変絞りを介し許容するとともに、前記第3接続管路から前記油圧シリンダへ向かう圧油の流れを遮断する複数の第2流量制御手段と、前記作業機本体において前記吐出管路から分岐した管路に設けられ、前記他の油圧ポンプから吐出された圧油のうち所望の量を前記第1管路に供給し、残りを前記油圧タンクに戻す第3流量制御手段とを有することを特徴とする油圧駆動装置が提供される。

すなわち、まず例えば油圧シリンダの伸び動作時を考えると、少なくとも1つの油圧ポンプから吐出された圧油は、複数の流量制御切換弁を介し、第1接続管路のうち各油圧シリンダのボトム側に接続されるものに供給される。このとき、少なくとも1つの他の油圧ポンプから吐出された圧油も、吐出管路、第2接続管路、及び第2接続管路から分岐するように接続された第1管路を介し、かつその流量を、吐出管路から分岐した管路に設けられた第3流量制御手段、及び第1管路に設けられた第1流量制御手段で調整されて、流量制御切換弁を介すことなく、そのボトム側に接続される第1接続管路に供給される。これによって、例えば超大型機における対応する油圧シリンダのボトム側に超大流量の圧油を導いて油圧シリンダを伸び動作方向に駆動しフロント部材をそれぞれ動作させることができる。

一方、次に、例えば油圧シリンダの縮み動作時を考えると、各油圧シリンダのボトム側からの戻り油の一部は、第1接続管路のうち各油圧シリンダのボトム側に接続されるものから複数の流量制御切換弁を介してタンク管路に導かれる。このとき、各油圧シリンダのボトム側からの戻り油の残りは、そのボトム側に接続される第1接続管路、第3接続管路から分岐するように接続された第2管路、及び第3接続管路を介し、かつその流量を、第2管路に設けられた第2流量制御手段で調整されて、タンク管路に導かれる。これら2つの戻りルートを用いることで、例えば超大型機における対応する油圧シリンダのボトム側から超大流量の圧油を排出して油圧シリンダを縮み方向に駆動しフロント部材をそれぞれ動作させることができる。

ここで、従来構成を応用し、単純に、少なくとも1つの油圧ポンプ、複数の流量制御切換弁、複数の第1接続管路を加え、この加えた第1接続管路の下流側をもともとある第1接続管路に接続しても、例えば超大流量の超大型機における上記のような各油圧シリンダの伸び動作・縮み動作に対応することができる。しかしながらこの場合、フロント装置において作業機本体側からブームシリンダ、アームシリンダ、バケットシリンダの順で設けられた各油圧シリンダのボトム側に、高圧ラインである第1接続管路は、第1流量制御切換弁グループからと第2流量制御切換弁グループからとの両方から例えば各2本ずつ設けられることになる。したがって、フロント装置の作業機本体側から各油圧シリンダ、すなわちブームシリンダ・アームシリンダ・バケットシリンダのボトム側までの高圧ラインの管路の数は、フロント装置のうちブームシリンダより手前では、ブームシリンダのボトム側への第1接続管路2本、アームシリンダのボトム側への第1接続管路2本、バケットシリンダのボトム側への第1接続管路2本の合計6本であり、フロント装置のうちブームシリンダを超えてアームシリンダより手前では、アームシリンダのボトム側への第1接続管路2本、バケットシリンダのボトム側への第1接続管路2本の合計4本であり、フロント装置のうちアームシリンダを超えてバケットシリンダより手前では、バケットシリンダのボトム側への第1接続管路2本となる。

これに対し、本発明においては、油圧ポンプ、流量制御切換弁、他の油圧ポンプ、吐出管路、タンク管路、及び第3流量制御手段は作業機本体に設けられており、第1接続管路、第2接続管路、第3接続管路、第1管路、第2管路、第1流量制御手段、第2流量制御手段、及び油圧シリンダはフロント装置に設置されている。したがって、各第1管路及び各第2管路が第2及び第3接続管路から分岐して接続される分岐接続位置を対応する油圧シリンダ近傍に配置することとし、すなわち第2及び第3接続管路のブームシリンダ近傍位置からブームシリンダのボトム側への第1及び第2管路を分岐させ、さらに先へ進んで第2及び第3接続管路のアームシリンダ近傍位置からアームシリンダのボトム側への第1及び第2管路を分岐させ、さらに先へ進んで第2及び第3接続管路のバケットシリンダ近傍位置からバケットシリンダのボトム側への第1及び第2管路を分岐させること



とすれば、圧力損失を考える上で特に問題となる各油圧シリンダボトム側までの高圧ラインの管路数が、フロント装置の大部分において従来構造を応用した場合よりも減少する。具体的には、第3接続管路は低圧ラインであることから、高圧ラインの数は、フロント装置のうちブームシリンダ近傍より手前では、ブームシリンダボトム側への第1接続管路1本、アームシリンダボトム側への第1接続管路1本、バケットシリンダボトム側への第1接続管路1本、及び第2接続管路1本の合計4本であり、フロント装置のうちブームシリンダ近傍を超えてアームシリンダ近傍より手前では、アームシリンダボトム側への第1接続管路1本、バケットシリンダボトム側への第1接続管路1本、及び第2接続管路1本の合計3本であり、ここまでは各油圧シリンダボトム側への高圧ライン管路数をいずれも減少させることができる。したがって、その分高圧ライン全体のホース数（あるいは鋼管等の数）を減らしそれらの総延長を短くすることができるので、高圧ライン全体の圧力損失を低減することができる。なお、フロント装置のうちアームシリンダ近傍を超えてバケットシリンダより手前では、バケットシリンダボトム側への第1接続管路1本と第2接続管路の合計2本となり、従来と同一本数であるが、従来より本数が増加することはないので圧力損失が増加することはない。

好ましくは、前記油圧駆動装置において、前記複数の第1管路のうち少なくとも1つは、前記第2接続管路に接続する側と反対側が、前記複数の第1接続管路のうち前記油圧シリンダのロッド側に接続されるものに接続されており、この少なくとも1つの第1管路に設けられた前記第1流量制御手段は、前記他の油圧ポンプから前記油圧シリンダのロッド側へ向かう圧油の流れを所望の絞り量に制御する可変絞りを介し許容するとともに、前記油圧シリンダのロッド側から前記他の油圧ポンプへ向かう圧油の流れを遮断することを特徴とする油圧駆動装置が提供される。

また好ましくは、前記油圧駆動装置において、前記複数の第1管路のうち少なくとも1つは、前記第2接続管路に接続する側と反対側が、前記複数の第1接続管路のうち前記油圧シリンダのロッド側に接続されるものに接続されており、この少なくとも1つの第1管路に設けられた前記第1流量制御手段は、前記他の油圧ポンプから前記油圧シリンダのロッド側へ向かう圧油の流れを所望の絞り量に

制御する可変絞りを介し許容するとともに、前記油圧シリンダのロッド側から前記他の油圧ポンプへ向かう圧油の流れを遮断し、かつ、前記複数の第2管路のうち少なくとも1つは、前記第3接続管路に接続する側と反対側が、前記複数の第1接続管路のうち前記少なくとも1つの第1管路が接続されている前記油圧シリンダのロッド側に接続されるものに接続されており、この少なくとも1つの第2管路に設けられた前記第2流量制御手段は、前記油圧シリンダのロッド側から前記油圧タンクへ向かう圧油の流れを所望の絞り量に制御する可変絞りを介し許容するとともに、前記油圧タンクから前記油圧シリンダのロッド側へ向かう圧油の流れを遮断することを特徴とする油圧駆動装置が提供される。

すなわち、まず例えば油圧シリンダの伸び動作時を考えると、少なくとも1つの油圧ポンプから吐出された圧油に、少なくとも1つの他の油圧ポンプから吐出された圧油が合流し、第1接続管路を介して各油圧シリンダのボトム側に供給される。そしてこのときの各油圧シリンダのロッド側からの戻り油は、その一部が、第1接続管路のうち各油圧シリンダのロッド側に接続されるものから複数の流量制御切換弁を介してタンク管路に導かれ、戻り油の残りは、ロッド側に接続される第1接続管路、第3接続管路から分岐するように接続された第2管路、及び第3接続管路を介し、かつその流量を、第2管路に設けられた第2流量制御手段で調整されてタンク管路に導かれる。

一方、次に、例えば油圧シリンダの縮み動作時を考えると、少なくとも1つの油圧ポンプから吐出された圧油が、複数の流量制御切換弁を介し、第1接続管路のうち各油圧シリンダのロッド側に接続されるものに供給される。このとき、少なくとも1つの他の油圧ポンプから吐出された圧油も、吐出管路、第2接続管路、及び第2接続管路から分岐するように接続された第1管路を介し、かつその流量を、吐出管路から分岐した管路に設けられた第3流量制御手段、及び第1管路に設けられた第1流量制御手段で調整されて、流量制御切換弁を介すことなく、そのロッド側に接続される第1接続管路に供給される。そしてこのときの各油圧シリンダのボトム側からの戻り油は、各油圧シリンダのボトム側に接続される第1接続管路から複数の流量制御切換弁へと導かれるものと、第2管路から第3接続管路へと導かれるものとに分岐され、タンク管路に導かれる。

ここで、従来構成を応用して例えば超大流量の超大型機における上記のような各油圧シリンダの伸び動作・縮み動作に対応させる場合、フロント装置の作業機本体側から各油圧シリンダボトム側・ロッド側までの高圧ラインの管路の数は、フロント装置のうちブームシリンダより手前では、ブームシリンダのボトム側・ロッド側への第1接続管路4本、アームシリンダのボトム側・ロッド側への第1接続管路4本、バケットシリンダのボトム側・ロッド側への第1接続管路4本の合計12本であり、フロント装置のうちブームシリンダを超えてアームシリンダより手前では、アームシリンダのボトム側・ロッド側への第1接続管路4本、バケットシリンダのボトム側・ロッド側への第1接続管路4本の合計8本であり、フロント装置のうちアームシリンダを超えてバケットシリンダより手前では、バケットシリンダのボトム側・ロッド側への第1接続管路4本となる。

これに対し、本発明の上記構成においては、各第1管路及び各第2管路が第2及び第3接続管路から分岐して接続される分岐接続位置を対応する油圧シリンダ近傍に配置することとすれば、高圧ラインの数は、フロント装置のうちブームシリンダ近傍より手前では、ブームシリンダボトム側・ロッド側への第1接続管路2本、アームシリンダボトム側・ロッド側への第1接続管路2本、バケットシリンダボトム側・ロッド側への第1接続管路2本、及び第2接続管路1本の合計7本であり、フロント装置のうちブームシリンダ近傍を超えてアームシリンダ近傍より手前では、アームシリンダボトム側・ロッド側への第1接続管路2本、バケットシリンダボトム側・ロッド側への第1接続管路2本、及び第2接続管路1本の合計5本であり、アームシリンダ近傍を超えてバケットシリンダより手前では、バケットシリンダボトム側・ロッド側への第1接続管路2本と第2接続管路1本の合計3本であり、各油圧シリンダボトム側・ロッド側の両方を含めて高圧ライン管路数を減少させることができる。したがって、高圧ライン全体の圧力損失をさらに低減することができる。

また好ましくは、前記油圧駆動装置において、前記複数の流量制御弁のうち少なくとも1つを介した圧油が対応する第1接続管路に十分に供給されるようになる間近又は十分に供給されるようになった後に、対応する第1流量制御手段を介した圧油が該対応する接続管路に供給開始されるように、前記複数の流量制御弁

及び前記第1流量制御手段の駆動を関連づけて制御する制御手段をさらに有することを特徴とする油圧駆動装置が提供される。

これにより、流量制御切換弁で微小流量のみ供給されている微操作時においては第1流量制御手段を介しての圧油供給は行わず、流量制御切換弁で十分に供給開始されるころになってから第1流量制御手段を介しての圧油供給を行うようにすることにより、微操作時に突然アクチュエータが急加速することによるショックの発生やオペレータの違和感を低減することができる。

また好ましくは、前記油圧駆動装置において、前記複数の第1管路のうち前記油圧シリンダのロッド側に接続された少なくとも1つの前記第1流量制御手段を駆動して該油圧シリンダのロッド側に前記他の油圧ポンプからの圧油を供給したとき、該油圧シリンダのボトム側に接続された前記第2管路に設けられた前記第2流量制御手段を駆動して、該油圧シリンダのボトム側からの戻り油を前記油圧タンクへ流す制御手段をさらに設けたことを特徴とする油圧駆動装置が提供される。

さらに好ましくは、上記油圧駆動装置において、前記複数の第1管路のうち前記油圧シリンダのロッド側に接続された少なくとも1つに配置された前記第1流量制御手段を駆動して該油圧シリンダのロッド側に前記他の油圧ポンプからの圧油を供給したとき、該油圧シリンダのボトム側に接続された前記第2管路に設けられた前記第2流量制御手段を駆動して、該油圧シリンダのボトム側からの戻り油を前記油圧タンクへ流す制御手段をさらに設けたことを特徴とする油圧駆動装置が提供される。

また好ましくは、前記油圧駆動装置において、前記複数の流量制御切換弁のストローク量をそれぞれ制御する複数の操作手段と、各流量制御切換弁と対応する前記第1流量制御手段の駆動を関連づけて制御する制御手段とをさらに有し、かつ、この制御手段は、前記操作手段の操作量が相対的に小さい第1操作量領域では、前記操作量の増加量に対し相対的に小さい割合で前記流量制御切換弁のみをストロークさせ、対応する第1接続管路に圧油を供給し、前記操作手段の操作量が相対的に大きい第2操作量領域では、前記操作量の増加量に対し相対的に大きい割合で前記流量制御切換弁をストロークさせ、前記対応する第1接続管路に圧

油を供給するとともに、前記操作量の増加量に対し所定の割合で対応する第1流量制御手段をストロークさせ、対応する第1管路を介して前記対応する第1接続管路に圧油を供給することを特徴とする油圧駆動装置が提供される。

すなわち、微小流量の制御は、第1操作量領域で操作量の増加量に対し比較的小さい割合で流量制御切換弁のみをストロークさせることで行い、ある程度以上の流量が発生した後の流量制御は、第2操作量領域で操作量の増加量に対し比較的大きな割合で流量制御切換弁をストロークさせるとともに第1流量制御手段も所定割合でストロークさせ、流量制御切換弁と第1流量制御手段との両方で行うようにする。これにより、微操作時に突然アクチュエータが急加速することによるショックの発生やオペレータの違和感を低減することができる。

#### 図面の簡単な説明

図1は、本発明の一実施形態による油圧駆動装置の構成を表す油圧回路を、その制御装置と共に示した図である。

図2は、図1の油圧駆動装置の駆動対象である油圧ショベルの全体構造を表す側面図である。

図3は、図1に示した演算器の詳細機能を表す機能ブロック図である。

図4は、図1に示した演算器の制御機能を表すフローチャートである。

図5は、図1に示した演算器の制御機能を表すフローチャートである。

図6は、操作レバー操作量－流量特性の一例を示す図である。

図7は、流量制御弁の構成を表す詳細図である。

図8は、図7の構成に対応するシート弁の構成を示した図である。

図9は、従来の油圧駆動装置の構成を超大型油圧ショベルに適用しようとする場合の、油圧駆動装置の油圧回路をその制御装置と共に示した図である。

#### 発明を実施するための最良の形態

以下、本発明の油圧駆動装置の実施例を図面を参照しつつ説明する。

#### 実施例

本発明の一実施例を図1～図8により説明する。これらの図において、従来構造を表す図9と同等の部材には同一の符号を付す。この実施例は、本発明を例えば70t～300tを超えるような超大型油圧ショベルに適用した場合の実施例である。

まず、本実施例による油圧駆動装置の構成を表す油圧回路を、その制御装置と共に図1に示す。

すなわち、図1に示す油圧駆動装置は、原動機4aによって駆動される第1油圧ポンプ1a及び第2油圧ポンプ1bと、原動機4bによって駆動される第3油圧ポンプ3a及び第4油圧ポンプ3bと、第1及び第2油圧ポンプ1a、1bからの吐出油により駆動されるブーム用の油圧シリンダ5a、5b及びアーム用の油圧シリンダ6と、第1油圧ポンプ1aからの吐出油により駆動されるバケット用の油圧シリンダ7と、第2油圧ポンプ1bからの吐出油により駆動される旋回用の油圧モータ8とを備えている。

第1油圧ポンプ1aは、第1ブーム用コントロールバルブ10c、第1アーム用コントロールバルブ10b、及び第1バケット用コントロールバルブ10aを介してそれぞれブーム用油圧シリンダ5a、5b、アーム用油圧シリンダ6、及びバケット用油圧シリンダ7に接続され、第2油圧ポンプ1bは、第2ブーム用コントロールバルブ10d、第2アーム用コントロールバルブ10e、及び旋回用コントロールバルブ10fを介してそれぞれブーム用油圧シリンダ5a、5b、アーム用油圧シリンダ6、及び旋回用油圧モータ8に接続されている。なおこれらコントロールバルブ10a～10fは、コントロールバルブグループ10を構成している。

ブーム用油圧シリンダ5a、5bのボトム側と、第1及び第2ブーム用コントロールバルブ10c、10dとは第1接続管路としての主管路105で接続されており、ブーム用油圧シリンダ5a、5bのロッド側と、第1及び第2ブーム用コントロールバルブ10c、10dとは第1接続管路としての主管路115で接続されている。また、アーム用油圧シリンダ6のボトム側と、第1及び第2アーム用コントロールバルブ10b、10eとは第1接続管路としての主管路116で接続されており、アーム用油圧シリンダ6のロッド側と、第1及び第2アーム

用コントロールバルブ10b, 10eとは第1接続管路としての主管路106で接続されている。さらに、バケット用油圧シリンダ7のボトム側とバケット用コントロールバルブ10aとは第1接続管路としての主管路107で接続されており、バケット用油圧シリンダ7のロッド側と、第1バケット用コントロールバルブ10aとは第1接続管路としての主管路117で接続されている。また、旋回用油圧モータ8と旋回用コントロールバルブ10fとは第1接続管路としての主管路108, 118で接続されている。

一方、第3及び第4油圧ポンプ3a, 3bは、これら油圧ポンプ3a, 3bから吐出された圧油が導かれる吐出管路102と、油圧ショベルのフロント装置14（後述）に設けられ一方側（図示左側）がこの吐出管路102に接続された第2接続管路としての供給管路100と、フロント装置14（同）に設けられ供給管路100の他方側から分岐するようにそれぞれ接続される第1管路としての分岐管路150A, B, C, D, E, Fを介し、それぞれ主管路105, 115, 116, 106, 107, 117に接続されている。これら分岐管路150A～Fのうち分岐管路150A, C, Eには、第3及び第4油圧ポンプ3a, 3bから油圧シリンダ5a, 5b, 6, 7のボトム側へ向かう圧油の流れを所望の絞り量に制御する可変絞りを介し許容するとともにその逆の流れを遮断する第1流量制御手段、例えば圧力補償機能つき電磁比例弁からなる流量制御弁15, 17, 19がそれぞれ設けられており、分岐管路150B, D, Fには、第3及び第4油圧ポンプ3a, 3bから油圧シリンダ5a, 5b, 6, 7のロッド側へ向かう圧油の流れを所望の絞り量に制御する可変絞りを介し許容するとともにその逆の流れを遮断する第1流量制御手段、例えば圧力補償機能つき電磁比例弁からなる流量制御弁65, 67, 69がそれぞれ設けられている。

なおこのとき、各分岐管路150A～Fの供給管路100からの分岐位置は対応する油圧シリンダ近傍に配置されている（後述する図2も参照）。すなわち、供給管路100のブームシリンダ5a, 5b近傍位置からブームシリンダ5a, 5bへの分岐管路150A, Bが分岐し、さらに先へ進んで供給管路100のアームシリンダ6近傍位置からアームシリンダ6への分岐管路150C, Dが分岐し、さらに先へ進んで供給管路100のバケットシリンダ7近傍位置からバケッ

トシリンダ7への分岐管路150E, Fが分岐する。

また、油圧タンク2は、戻り油を油圧タンク2へと導くタンク管路103、油圧ショベルのフロント装置14（後述）に設けられ一方側（図示左側）がこのタンク管路103に接続された低圧の第3接続管路としての排出管路101と、フロント装置14（同）に設けられ排出管路101の他方側から分岐するようにそれぞれ接続される第2管路としての分岐管路151A, B, C, D, E, Fを介し、それぞれ主管路105, 115, 116, 106, 107, 117に接続されている。これら分岐管路151A~Fのうち分岐管路151A, C, Eには、油圧シリンダ5a, 5b, 6, 7のボトム側から油圧タンク2へ向かう圧油（戻り油）の流れを所望の絞り量に制御する可変絞りを介し許容するとともにその逆の流れを遮断する3つの第2流量制御手段、例えば圧力補償機能つき電磁比例弁からなる流量制御弁16, 18, 20が設けられており、分岐管路151B, D, Fには、油圧シリンダ5a, 5b, 6, 7のロッド側から油圧タンク2へ向かう圧油（戻り油）の流れを所望の絞り量に制御する可変絞りを介し許容するとともにその逆の流れを遮断する3つの第2流量制御手段、例えば電磁比例弁からなる流量制御弁66, 68, 70が設けられている。

なおこのとき、各分岐管路151A~Fの排出管路101からの分岐位置は対応する油圧シリンダ近傍に配置されている（後述する図2も参照）。すなわち、バケットシリンダ7からの分岐管路151E, Fは排出管路101のバケットシリンダ7近傍位置で合流し、さらに油圧ショベルの車体13（後述）側に戻ってアームシリンダ6からの分岐管路151C, Dは排出管路101のアームシリンダ6近傍位置で合流し、さらに戻ってブームシリンダ5a, 5bからの分岐管路151A, Bは排出管路101のブームシリンダ5a, 5b近傍位置で合流する。

なお、以上の流量制御弁15~20及び65~70は、比較的近接配置される流量制御弁15, 16、流量制御弁17, 18、流量制御弁19, 20、流量制御弁65, 66、流量制御弁67, 68、流量制御弁69, 70がそれぞれ、流量制御弁装置51, 61, 71,（後述する図2も参照）及び52, 62, 72を構成している。

さらに、吐出管路102には管路104が分岐し、この管路104には、第3



及び第4油圧ポンプ3 a, 3 bから吐出された圧油のうち所望の量を供給管路100に供給し、残りを油圧タンク2に戻す、第3流量制御手段、例えば圧力補償機能を備えた電磁比例弁からなるバイパス弁21が設けられている。なお、吐出管路102とタンク管路103との間には、高圧ラインである供給管路100の最高圧力を規定するリリーフバルブ22が設けられている。

なお、第1～第4油圧ポンプ1 a, 1 b, 3 a, 3 b、コントロールバルブグループ10、吐出管路102、タンク管路103、管路104、及びバイパス弁21、リリーフ弁22等は、図1に示すように車体13に設けられており、油圧シリンダ5 a, 5 b, 6, 7、供給管路100、排出管路101、分岐管路150 A～F及び151 A～F等は図1に示すようにフロント装置14に設けられている。また、上記構成のうち、第3及び第4ポンプ3 a, 3 bは、第1及び第2油圧ポンプ1 a, 1 bとは別に車体13に設けられた他の油圧ポンプを構成する。

なお、上記図1に示される構成において、高圧ラインである主管路105～107, 115～117、分岐管路150 A～F、及び供給管路100は、それぞれ2本又は3本のホース（又は鋼管等）で構成する。また、低圧ラインである分岐管路151 A～F及び排出管路101は、それぞれ大径の1本のホース（又は鋼管等）とすることもできる。

以上のような油圧駆動装置の駆動対象である油圧ショベルの全体構造を表す側面図を図2に示す。この図2において、油圧ショベルは、バックホウタイプのものであり、作業機本体である車体13及びこの車体13に上下方向に回動可能に連結された複数のフロント部材、すなわちブーム75、アーム76、バケット77から構成されるフロント装置14を備えている。そして上述したブーム用油圧シリンダ5、アーム用油圧シリンダ6及びバケット用油圧シリンダ7は、これらブーム75、アーム76及びバケット77に図示するように装架されており、それぞれ伸長動作により、ブーム上げ、アームクラウド、及びバケットクラウドを行うようになっている。また、図1で示した旋回用油圧モータ8は、旋回台78の内部に装架され、旋回台78の旋回を行う。また図1では図示していないが、第1及び第2油圧ポンプ1 a, 1 bには、油圧ショベルの走行装置79を駆動する走行用油圧モータがそれぞれコントロールバルブを介して接続されている。

なお、主管路105、115、106、116、107、117、供給管路100、排出管路101、及び流量制御弁装置51、61、71、52、62、72は、それぞれフロント装置14に併設されている（但し主管路105及び流量制御弁装置51、52、62、72は煩雑防止のために図示せず）。

図1に戻り、上記油圧駆動装置の制御装置としては、演算器131が設けられている。この演算器131は、操作レバー32、33から出力された操作信号を入力し、コントロールバルブ10a～f、流量制御弁15～20、65～70、及びバイパス弁21に指令信号を出力する。操作レバー32、33は、それぞれ直交する2方向に動かされるようになっており、例えば操作レバー32の各方向の操作により旋回用の操作信号とアーム用の操作信号が出力され、操作レバー33の各方向の操作によりブーム用の操作信号及びバケット用の操作信号が出力されるようになっている。

この演算器131の詳細機能を表す機能ブロック図を図3に示す。

この図に示すように、演算器131は、操作レバー32、33からの操作信号を入力し、それを切換・選択して出力するマルチプレクサ34と、マルチプレクサ34を通して出力された操作信号をデジタル信号に変換するA/D変換器35と、これら信号等を一時的に記憶するRAM36と、後述する処理手順を実行するための制御プログラムを格納しているROM37と、操作信号をROM37に格納されている制御プログラムに従って処理する中央演算処理装置すなわちCPU38と、コントロールバルブ10a～f、流量制御弁15～20、65～70、及びバイパス弁21にCPU38からの出力を増幅して出力する出力ポート39とからなっている。

ROM37には、操作レバー32、33の操作信号に応じてコントロールバルブ10a～10fを制御する一般的な制御プログラムのほか、本発明に従って後述する図4及び図5に示すような、流量制御弁15～20、65～70及びバイパス弁21を制御する制御プログラムが格納されている。

次に、このように構成された油圧駆動装置の動作を図4及び図5に示すフローチャートを参照して説明する。

図2に示すような油圧ショベルにおいては、フロント装置14を構成するブー

ム75、アーム76及びバケット77は、それぞれの油圧シリンダ5a, 5b, 6, 7の伸長動作に対応するブーム上げ、アームクラウド、及びバケットクラウドの各動作が、一般的に要求流量が大きくまた負荷も大きくなる方向の動作である。このようなことから、演算器131においては、操作レバー32, 33から出力されるフロント装置14用の操作信号については、ブーム上げの操作信号、アームクラウドの操作信号、バケットクラウドの操作信号とその他の操作信号、すなわちフロント用油圧シリンダ5a, 5b, 6, 7の伸長動作を指示する操作信号とその他の操作信号とに分けて処理される。

すなわち、まず操作レバー32, 33が中立のときは流量制御弁15~20, 65~70はすべて閉じられ、バイパス弁21が開かれ、これによってポンプ3a, 3bの圧油はバイパス弁21を介してタンク2へ排出されている。そしてこの状態から操作レバー32, 33が操作されると、その操作信号がブーム上げの操作信号（以下操作信号①と略記する）、アームクラウドの操作信号（以下操作信号②と略記する）、バケットクラウドの操作信号（以下操作信号③と略記する）の各操作信号の1つであるかどうか、またはブーム下げの操作信号（以下操作信号④と略記する）、アームダンプの操作信号（以下操作信号⑤と略記する）、バケットダンプの操作信号（以下操作信号⑥と略記する）の各操作信号の1つであるかどうか判断される（ステップS1）。

操作信号が上記操作信号①②③④⑤⑥の1つである場合には、それが操作信号①②③④⑤⑥のいずれであるかによって異なった処理が行われる。

即ち、操作信号①のときは、バイパス弁21は閉じられ、流量制御弁15, 66は開けられ、他の流量制御弁16~20, 65, 67~70は閉じられる（ステップS2）。これにより、ブーム用油圧シリンダ5a, 5bのボトム側には、第1及び第2油圧ポンプ1a, 1bからの吐出油に加えて、第3及び第4油圧ポンプ3a, 3bからの吐出油が合流して供給されるとともに、ブーム用油圧シリンダ5a, 5bのロッド側からの戻り油が、主管路115及びコントロールバルブ10c, 10dを介して油圧タンク2に排出されるのに加え、分岐管路151B及び排出管路101を介しても油圧タンク2に排出される。これによって、油圧シリンダ5a, 5bの伸長動作の増速または高負荷運転が可能となる。

また、操作信号②または③のときは、同様に、バイパス弁21は閉じられ、流量制御弁17, 68または19, 70が開けられ、他の流量制御弁が閉じられる（ステップS3, S4）。これにより、やはりアーム用油圧シリンダ6またはバケット用油圧シリンダ7のボトム側に第3及び第4油圧ポンプ3a, 3bからの吐出油が合流して供給されるとともに、アーム用油圧シリンダ6又はバケット用油圧シリンダ7のロッド側からの戻り油が、主管路106又は117及びコントロールバルブ10b, 10e又は10aを介して油圧タンク2に排出されるのに加え、分岐管路151D又は151Fと排出管路101とを介しても油圧タンク2に排出される。これによって、油圧シリンダ6又は7の伸長動作の増速または高負荷運転が可能となる。

さらに、操作信号④のときは、バイパス弁21は閉じられ、対応する流量制御弁16, 65は開けられ、他の流量制御弁は閉じられる（ステップS5）。これにより、ブーム用油圧シリンダ5a, 5bのロッド側には、第1及び第2油圧ポンプ1a, 1bからの吐出油に加えて、第3及び第4油圧ポンプ3a, 3bからの吐出油が合流して供給されるとともに、ブーム用油圧シリンダ5a, 5bのボトム側からの戻り油が、コントロールバルブ10c, 10dを介して油圧タンク2に排出されるのに加え、排出管路101及びタンク管路103を介しても油圧タンク2に排出される。これによって、油圧シリンダ5a, 5bの縮み動作の増速が可能となる。

さらに、操作信号⑤または⑥のときは、同様に、バイパス弁21は閉じられ、流量制御弁18, 67または20, 69は開けられ、他の流量制御弁は閉じられる（ステップS6, S7）。これにより、やはりアーム用油圧シリンダ6またはバケット用油圧シリンダ7のロッド側に第3及び第4油圧ポンプ3a, 3bからの吐出油が合流して供給されるとともに、アーム用油圧シリンダ6またはバケット用油圧シリンダ7のボトム側からの戻り油が、コントロールバルブ10b, 10eまたは10aを介して油圧タンク2に排出されるのに加え、排出管路101及びタンク管路103を介しても油圧タンク2に排出される。これによって、油圧シリンダ6又は7の縮み動作の増速が可能となる。

次に、操作信号が上記操作信号①②③④⑤⑥のうち2つ以上である場合には、

それら操作信号が2つであるかどうか判断され（ステップS8）、2つである場合は、それらが操作信号①②③④⑤⑥のいずれの組み合わせであるかによって異なった処理が行われる。

すなわち、操作信号①②のときは、まずそれぞれの操作信号①②が示す操作量の差が一定値以上であるかどうか判断され（ステップS9）、一定値未満の場合には、バイパス弁21を閉じるとともに、流量制御弁15、66及び17、68を、それらの開度がそれぞれ操作信号①②の操作量に比例した開度となるよう比例制御し、他の流量制御弁は閉じる（ステップS10）。これにより、ブーム用油圧シリンダ5a、5b及びアーム用油圧シリンダ6のボトム側には第3及び第4油圧ポンプ3a、3bの吐出油が操作信号①②の操作量の比に応じて配分された流量で合流して供給されるとともに、ブーム用油圧シリンダ5a、5b及びアーム用油圧シリンダ6のロッド側からの戻り油も操作信号①②の操作量の比に応じて配分された流量で分岐して排出される。したがって、操作信号①②が示す操作量の比に適合したブーム上げとアームクラウドの複合操作を、第3及び第4油圧ポンプ3a、3bの吐出油をも利用して行なうことができる。

操作信号①②の操作量の差が一定値以上で操作信号①が②より大きい場合は、バイパス弁21を閉じるとともに流量制御弁15、66が開かれ、他の流量制御弁は閉じられる（ステップS11）。これにより第3及び第4油圧ポンプ3a、3bの吐出油がブーム用油圧シリンダ5a、5bのみのボトム側に合流して供給されるとともに、ブーム用油圧シリンダ5a、5bのみのロッド側からの戻り油が分岐して油圧タンク2に排出される。このようにする理由は次のようである。

一般に、油圧ショベルには、土砂掘削後、バケット77を本体側に引き寄せてバケット77内に掘削土砂をすくい込むいわゆる掘削すくい込み作業がある。このとき、バケット77を本体側に引き寄せるには、ブーム75を上げながらアーム76をクラウドするが、このときのブーム上げの負荷圧力は極めて大きく、一方アームクラウドの負荷圧力はそれに比べて小さい。従って、油圧ポンプの吐出油が負荷の軽いアーム用油圧シリンダのみに供給され、ブーム上げが行えなくなるのを避けるために、通常、オペレータは、ブーム用操作レバーの操作量を最大とし、アーム用操作レバーの操作量を微小量とする。そしてこのような複合操作

においては、ブーム用油圧シリンダ5 a, 5 bにできるだけ多くの圧油を供給し、迅速にバケット77の引き寄せを行うことが望まれる。従って、操作信号①②の操作量の差が一定値以上で操作信号①が②より大きい場合には、この複合操作が行われるものと判断し、上述のように第3及び第4油圧ポンプ3 a, 3 bの吐出油をブーム用油圧シリンダ5 a, 5 bのみのボトム側に供給する。これにより迅速なブーム上げが行われ、掘削すくい込み作業においてバケットを短時間で本体側に引き寄せ、作業の合理化が図られる。

また、操作信号①③または②③のときは、バイパス弁21が閉じられるとともに、流量制御弁15, 19, 66, 70または17, 19, 68, 70が、それらの開度がそれぞれ操作信号①③または②③の操作量に比例した開度となるよう比例制御され、他の流量制御弁は閉じられる（ステップS12またはS13）。これにより、ブーム用油圧シリンダ5及びバケット用油圧シリンダ7またはアーム用油圧シリンダ6及びバケット用油圧シリンダ7のボトム側には、第3及び第4油圧ポンプ3の吐出油が操作信号①③または②③の操作量の比に応じて配分された流量で合流して供給されるとともに、ブーム用油圧シリンダ5及びバケット用油圧シリンダ7又はアーム用油圧シリンダ6及びバケット用油圧シリンダ7のロッド側からの戻り油も操作信号①③又は②③の操作量の比に応じて配分された流量で分岐して排出される。したがって、操作信号①③または②③が示す操作量の比に適合したブーム上げとバケットクラウドまたはアームクラウドとバケットクラウドの複合操作を、第3及び第4油圧ポンプ3 a, 3 bの吐出油をも利用して行うことができる。

ここで、特に操作信号②③の複合操作は、アームクラウドとバケットクラウドによる掘削を行うときであり、この作業においては負荷の変動にかかわらずバケットクラウドを確実に行うことが望まれる。本実施例によれば、バケット用油圧シリンダ7の負荷圧力がアーム用油圧シリンダ6の負荷圧力よりも小さいときは、第3及び第4油圧ポンプ3 a, 3 bの吐出油が比例配分されてバケット用油圧シリンダ7にも供給されることにより、掘削作業の高速化が可能となる。また、バケット用油圧シリンダ7の負荷圧力の方が大きいときでも、第3及び第4油圧ポンプ3 a, 3 bの圧油が確実にこの油圧シリンダ7に供給されるので、油圧シリ

ンダ7が動かなくなるという事態を避けることができる。

次に、操作信号①⑤または①⑥のときは、バイパス弁21が閉じられるとともに、流量制御弁15, 18, 66, 67または15, 20, 66, 69が開けられ、他の流量制御弁は閉じられる(ステップS14, S15)。これにより、ブーム用油圧シリンダ5a, 5bのボトム側には第3及び第4油圧ポンプ3a, 3bの吐出油が合流して供給されるとともにブーム用油圧シリンダ5a, 5bのロッド側からの戻り油は分岐して油圧タンク2に排出される。そして、アーム用油圧シリンダ6又はバケット用油圧シリンダ7のロッド側には第3及び第4油圧ポンプ3a, 3bの吐出油が合流して供給されるとともにアーム用油圧シリンダ6又はバケット用油圧シリンダ7のボトム側からの戻り油がコントロールバルブ10b, 10e又は10aのみならず排出管路101及びタンク管路103を介しても油圧タンク2に排出される。したがって、ブーム上げとアームダンプ又はバケットダンプの複合動作を圧力損失の少ない高効率かつ高速で行うことができる。

以下同様に、操作信号②④または②⑥のときは、バイパス弁21が閉じられるとともに、流量制御弁16, 17, 65, 68または17, 20, 68, 69が開けられ、他の流量制御弁は閉じられる(ステップS16, S17)。操作信号③④または③⑤のときは、バイパス弁21が閉じられるとともに、流量制御弁16, 19, 65, 70または18, 19, 67, 70が開けられ、他の流量制御弁は閉じられる(ステップS18, S19)。これにより、対応する油圧シリンダのボトム側又はロッド側には第3及び第4油圧ポンプ3a, 3bの吐出油が合流して供給され、ロッド側又はボトム側からの戻り油が対応するコントロールバルブ10のみならず排出管路101及びタンク管路103を介しても油圧タンク2に排出されるので、意図する複合動作を圧力損失を少なく高効率かつ高速で行うことができる。

また、操作信号④⑤または④⑥のときは、バイパス弁21が閉じられるとともに、流量制御弁16, 18, 65, 67または16, 20, 65, 69が、それらの開度がそれぞれ操作信号④⑤または④⑥の操作量に比例した開度となるよう比例制御され、他の流量制御弁は閉じられる(ステップS20, S21)。これにより、ブーム用油圧シリンダ5a, 5b、及びアーム用油圧シリンダ6又はバケッ

ト用油圧シリンダ7のロッド側には、第3及び第4油圧ポンプ3 a, 3 bの吐出油が操作信号④⑤または④⑥の操作量の比に応じて配分された流量で合流して供給される。そしてまた、ブーム用油圧シリンダ5 a, 5 b、及びアーム用油圧シリンダ6又はバケット用油圧シリンダ7のボトム側からの戻り油はコントロールバルブ10 c, 10 d、及び10 b, 10 e又は10 aを介し油圧タンク2に排出されるとともに、④⑤又は④⑥の操作量の比に応じて配分された流量で排出管路101及びタンク管路103を介し油圧タンク2に排出される。したがって、ブーム下げとアームダンプ又はバケットダンプの複合動作を圧力損失の少ない高効率かつ高速で行うことができる。

同様に、操作信号⑤⑥のときは、バイパス弁21が閉じられるとともに、流量制御弁18, 20, 67, 69がそれらの開度がそれぞれ操作信号⑤⑥の操作量に比例した開度となるよう比例制御され、他の流量制御弁は閉じられる（ステップS22）。これにより、アーム用油圧シリンダ6及びバケット用油圧シリンダ7のロッド側には、第3及び第4油圧ポンプ3 a, 3 bの吐出油が操作信号⑤⑥の操作量の比に応じて配分された流量で合流して供給される。そしてまた、アーム用油圧シリンダ6及びバケット用油圧シリンダ7のボトム側からの戻り油はコントロールバルブ10 b, 10 e及び10 aを介し油圧タンク2に排出されるとともに、⑤⑥の操作量の比に応じて配分された流量で排出管路101及びタンク管路103を介しても油圧タンク2に排出され、アームダンプとバケットダンプとの複合動作を圧力損失の少ない高効率かつ高速で行うことができる。

操作信号が上記操作信号①②③④⑤⑥のうち3つである場合には、それらが操作信号①②③④⑤⑥のいずれの組み合わせであるかによって異なる処理が行われる。

即ち、操作信号①②③のときは、バイパス弁21は閉じられ、流量制御弁15, 66は開けられ、他の流量制御弁は閉じられる（ステップS23）。

この操作信号①②③の複合操作には、掘削表面を水平にならすために、ブーム75を上げながら、アーム76をクラウドし、バケット77をクラウドして行う水平引き作業がある。この作業においては、ブーム用油圧シリンダ5 a, 5 bの負荷圧力はアーム用及びバケット用油圧シリンダ6, 7の負荷圧力に比べて極端



に大きくなる。従って、上述のように第3及び第4油圧ポンプ3 a, 3 bの吐出油をブーム用油圧シリンダ5 a, 5 bのボトム側専用には供給することにより、負荷の大きなブーム用油圧シリンダ5 a, 5 bに確実に圧油を供給し、水平引き作業を円滑に行うことを可能とする。

また操作信号①②⑥のときは、バイパス弁21が閉じられるとともに、流量制御弁15, 17, 20, 66, 68, 69が開かれ、他の流量制御弁が閉じられる(ステップS24)。これにより、ブーム用油圧シリンダ5 a, 5 b及びアーム用油圧シリンダ6のボトム側には第3及び第4油圧ポンプ3 a, 3 bの吐出油が合流して供給されるとともに、ブーム用油圧シリンダ5 a, 5 b及びアーム用油圧シリンダ6のロッド側からの戻り油は、主管路115, 106と分岐管路151B, 151D及び排出管路101に分岐して油圧タンクに排出される。そしてまた、バケット用油圧シリンダ7のロッド側には第3及び第4油圧ポンプ3 a, 3 bの吐出油が合流して供給されるとともに、バケット用油圧シリンダ7のボトム側からの戻り油はコントロールバルブ10aのみならず排出管路101及びタンク管路103を介しても油圧タンク2に排出される。したがって、ブーム上げ、アームクラウド、及びバケットダンプの複合動作を圧力損失の少ない高効率かつ高速で行うことができる。

上記と同様に、操作信号①③⑤のときは、バイパス弁21が閉じられるとともに、流量制御弁15, 18, 19, 66, 67, 70が開かれ、他の流量制御弁が閉じられる(ステップS25)。また操作信号①⑤⑥のときは、バイパス弁21が閉じられるとともに、流量制御弁15, 18, 20, 66, 67, 69が開かれ、他の流量制御弁が閉じられる(ステップS26)。また操作信号②③④のときは、バイパス弁21が閉じられるとともに、流量制御弁16, 17, 19, 65, 68, 70が開けられ、他の流量制御弁は閉じられる(ステップS27)。また操作信号②④⑥のときは、バイパス弁21が閉じられるとともに、流量制御弁16, 17, 20, 65, 68, 69が開けられ、他の流量制御弁は閉じられる(ステップS28)。また操作信号③④⑤のときは、バイパス弁21が閉じられるとともに、流量制御弁16, 18, 19, 65, 67, 70が開けられ、他の流量制御弁は閉じられる(ステップS29)。また操作信号④⑤⑥のときは、バイパス弁2

1が閉じられるとともに、流量制御弁16, 18, 20, 65, 67, 69が開けられ、他の流量制御弁は閉じられる(ステップS30)。

以上のようにして、対応する油圧シリンダのボトム側(又はロッド側)へ供給される圧油は、コントロールバルブのみならず供給管路100及び対応する分岐管路150A~Eを介しても供給され、また対応する油圧シリンダのロッド側(又はボトム側)からの戻り油は、コントロールバルブのみならず排出管路101及びタンク管路103を介しても油圧タンク2に排出される。したがって、オペレータの意図する複合動作を圧力損失の少ない高効率かつ高速で行うことができる。

なお、上記のような種々の複合動作を行うことに関連し、演算器131は、ROM37(図3参照)に格納された、操作レバー32, 33の操作信号に応じコントロールバルブ10a~10fを制御する一般的な制御プログラムに基づき、コントロールバルブ10a~f及び流量制御弁15, 17, 19, 65, 67, 69の駆動を以下のように関連づけて制御する制御手段としての機能を果たす。図6は、この演算器131による制御内容の一例を表しており、ある負荷圧における、操作レバーの操作量に対するコントロールバルブ10a~fの流量特性(実線)及び流量制御弁15, 17, 19, 65, 67, 69の流量特性(破線①又は②)を示している。この図6において、まず、操作レバー32, 33の操作量が相対的に小さい領域(第1操作量領域)において、操作量の増加量に対し相対的に小さい割合でコントロールバルブ10a~fのみがストロークされ対応する主管路105~107, 115~117に圧油を供給する。その後、操作レバー32, 33の操作量が相対的に大きい領域(第2操作量領域)、すなわちコントロールバルブ10a~fによる流量がレバー操作量の増大とともに急激に立ち上がる位置以降においては、コントロールバルブ10a~fが操作量の増加量に対し相対的に大きい割合でストロークされ、対応する主管路105~107, 115~117に圧油を供給する。一方このとき、流量制御弁15, 17, 19, 65, 67, 69が、操作量の増加量に対しコントロールバルブ10a~fとほぼ同じ割合となるようにストロークされており、図6に示す操作レバー操作量-流量特性曲線上において、流量制御弁15, 17, 19, 65, 67, 69によ

る圧油供給開始位置（操作量 $x_1$ ,  $x_2$ ）が、コントロールバルブ10a～fの特性曲線が急激に立ち上がる位置 $x_0$ （但し立ち上がる位置近傍を含む）となっている。これによって、対応する分岐管路150A～Fを介して対応する主管路105～107, 115～117に圧油を供給する。したがって、コントロールバルブ10a～fを介した圧油が、対応する主管路105, 116, 107又は115, 106, 117に十分に供給されるようになる間近又は十分に供給された後に、対応する流量制御弁15, 17, 19又は65, 57, 69を介した圧油が分岐管路150A, C, E又は150B, D, Fから主管路105, 116, 107又は115, 106, 117に供給開始されることとなり、流量制御弁15, 17, 19又は65, 57, 69が切り替わった時に突然アクチュエータが急加速してショックが発生したりオペレータが違和感を感じるのを抑制することができる。

以上のように、本実施例においては、流量制御弁15～20, 65～70及びバイパス弁21の開閉制御により、各種複合動作を圧力損失の少ない高効率かつ高速で行うことができるが、本実施例の最も大きな特徴は、超大型機におけるホース・鋼管等の管路総延長を減らし、油圧回路の全体の圧力損失を低減することにある。この主たる作用効果を、以下詳細に説明する。

すなわち、本実施例の油圧駆動装置においては、各油圧シリンダの伸び方向動作時には、油圧ポンプ1a, 1bから吐出された圧油は、コントロールバルブグループ10を介して対応する主管路105, 116, 107に供給される。一方このとき、油圧ポンプ3a, 3bから吐出された圧油も、吐出管路102、供給管路100、および分岐管路150A, C, Eを介し、かつその流量を、バイパス弁21及び分岐管路150A, C, Eの流量制御弁15, 17, 19で適宜調整されて、コントロールバルブグループ10を介すことなく、主管路105, 116, 107に供給される。そして、これら主管路105, 116, 107に供給された圧油は、対応する油圧シリンダ5a, 5b, 6, 7のボトム側に導かれてそれらを駆動し、フロント部材75, 76, 77をそれぞれ動作させる。一方このとき、これら油圧シリンダ5a, 5b, 6, 7のロッド側の戻り油が、主管路115, 106, 117からコントロールバルブグループ10を介して油圧タ

ンク 2 に排出されるのに加え、分岐管路 151 B, D, F 及び排出管路 101 を介し、かつその流量を、分岐管路 151 B, D, F の流量制御弁 66, 68, 70 で適宜調整されて、コントロールバルブグループ 10 を介すことなく、油圧タンク 2 に排出される。

一方、次に、例えば油圧シリンダの縮み動作時には、油圧ポンプ 1 a, 1 b から吐出された圧油が、コントロールバルブグループ 10 を介し、対応する主管路 115, 106, 117 に供給される。このとき、油圧ポンプ 3 a, 3 b から吐出された圧油も、吐出管路 102、供給管路 100、及び分岐管路 150 B, D, F を介し、かつその流量を、バイパス弁 21、及び分岐管路 150 B, D, F の流量制御弁 65, 67, 69 で調整されて、コントロールバルブグループ 10 を介すことなく、主管路 115, 106, 117 に供給される。そして、これら主管路 115, 106, 117 に供給された圧油は、対応する油圧シリンダ 5 a, 5 b, 6, 7 のロッド側に導かれてそれらを駆動し、フロント部材 75, 76, 77 をそれぞれ動作させる。一方このとき各油圧シリンダ 5 a, 5 b, 6, 7 のボトム側からの戻り油の一部は、主管路 105, 116, 107 からコントロールバルブグループ 10 を介して油圧タンク 2 に導かれる。これとともに、戻り油の残りは、主管路 105, 116, 107、分岐管路 151 A, C, E、及び排出管路 101 を介し、かつその流量を、分岐管路 151 A, C, E に設けられた流量制御弁 16, 18, 20 で調整されて、タンク管路 103 を介し油圧タンク 2 に導かれる。これら 2 つの戻りルートを用いることで、油圧シリンダ 5 a, 5 b, 6, 7 のボトム側から超大流量の戻り油を排出して各油圧シリンダ 5 a, 5 b, 6, 7 を縮み方向に駆動し、フロント部材 75, 76, 77 をそれぞれ動作させることができる。

ここで、本実施例のような超大型機の超大流量に対応する方策として従来構成を応用し、先に図 9 に示したように、単純に油圧ポンプ 3 a, 3 b、コントロールバルブグループ 11、主管路 125~127, 135~137 を加え、これら主管路 125~127, 135~137 の下流側をもともとある主管路 105~107, 115~117 に接続する構成としても、超大流量化は可能である。しかしながらこの場合、フロント装置 14 の車体側から各シリンダまでの高圧ライ

ンの管路の数は、フロント装置14のうちブームシリンダ5a, 5bより手前の領域(図9中において概念的にDで示す)では、ブームシリンダ5a, 5bのボトム側・ロッド側への主管路105, 125, 115, 135が4本、アームシリンダ6のボトム側・ロッド側への主管路116, 136, 106, 126が4本、バケットシリンダ7のボトム側・ロッド側への主管路107, 127, 117, 137が4本の合計12本がはい回されることとなり、またフロント装置14のうちブームシリンダ5a, 5bを超えてアームシリンダ6より手前の領域(図9中において概念的にEで示す)では、アームシリンダ6のボトム側・ロッド側への主管路116, 136, 106, 126が4本、バケットシリンダ7のボトム側・ロッド側への主管路107, 127, 117, 137が4本の合計8本がはい回されることとなり、フロント装置14のうちアームシリンダ6を超えてバケットシリンダ7より手前の領域(図9中において概念的にFで示す)では、バケットシリンダ7のボトム側・ロッド側への主管路107, 127, 117, 137の4本がはい回されることとなる。

これに対して、本実施例の油圧駆動装置によれば、油圧ポンプ1a, 1b及び3a, 3b、コントロールバルブ10a~f、吐出管路102、タンク管路103、及びバイパス弁21は、油圧ショベルの車体13に設けられており、主管路105, 115, 116, 106, 107, 117、供給管路100、排出管路101、分岐管路150A~F及び151A~F、流量制御弁15~20及び65~70、及び油圧シリンダ5a, 5b, 6, 7はフロント装置14に設置され、しかもこのとき、各分岐管路150A~F又は151A~Fの供給管路100又は排出管路101からの分岐位置が対応する油圧シリンダ近傍に配置されているので、圧力損失を考える上でとくに問題となる各油圧シリンダボトム側・ロッド側までの高圧ラインの管路数が、フロント装置14の大部分において、従来構造を応用した図9の場合よりも減少する。

具体的には、排出管路101は低圧管路となることから、フロント装置14のうちブームシリンダ5a, 5b近傍より手前の領域(図1中において概念的にAで示す)での高圧ラインとなる管路数は、ブームシリンダ5a, 5bのボトム側・ロッド側への主管路105, 115が2本、アームシリンダ6のボトム側・ロ

ッド側への主管路116, 106が2本、バケットシリンダ7のボトム側・ロッド側への主管路107, 117が2本、及び供給管路100が1本の合計7本をはい回すだけで足り、フロント装置14のうちブームシリンダ5a, 5b近傍を超えてアームシリンダ6近傍より手前の領域(図1中において概念的にBで示す)では、アームシリンダ6のボトム側・ロッド側への主管路116, 106が2本、バケットシリンダ7のボトム側・ロッド側への主管路107, 117が2本、及び供給管路100が1本の合計5本をはい回すだけで足り、フロント装置14のうちアームシリンダ6近傍を超えてバケットシリンダ7近傍より手前の領域(図1中において概念的にCで示す)では、バケットシリンダ7ボトム側・ロッド側への主管路107, 117が2本、及び供給管路100が1本の合計3本をはい回すだけで足りる。

したがって、図9のD, E, Fと図1のA, B, Cに示した領域では、本実施例の油圧駆動装置は、従来構造を応用したものよりも、ボトム側・ロッド側高圧ラインの管路数をいずれも減少させることができるので、それら管路を構成するホース・鋼管等の総延長を短くすることができる。

以上説明したように、本実施例によれば、従来構造を応用したものに比べて、高圧ラインの管路数を減少することができるので、その分油圧ショベル全体でみたホース・鋼管等の総延長を短くすることができる。したがって、油圧回路全体の圧力損失を低減することができるので、エネルギー損失を低減した油圧シリンダの作動速度を増加し作業効率を向上することができる。なおこのとき、低圧ラインである排出管路101のホースや鋼管等を極力大口径化すれば、さらに一層圧力損失を減らすことができる。

さらに、従来構造を応用した図9と本実施例の図1とをバルブの面で比較すると、図9のコントロールバルブ11a~fが図1では流量制御弁15~20, 65~70及びバイパス弁21に置き換わった形となっているが、図9のコントロールバルブ11に比べ、単体の弁である流量制御弁15~20, 65~70及びバイパス弁21は一般的に大容量化が容易であるので、これによっても、圧力損失を大幅に減らすことが可能になる。

また、本実施例によれば、操作レバー32, 33が中立の時は流量制御弁15

～20, 65～70はすべて閉じられ、バイパス弁21が開かれ、ポンプ3a, 3bの圧油はバイパス弁21を介してタンク2へ排出されている。したがって、バイパス弁21が、ポンプ3a, 3bと油圧タンク2との間の最短距離の中に設置されることとなるので、したがって従来構造を応用した図9の構成に比べ、操作レバー32, 33の中立時における損失を最小限にすることができる効果もある。

なお、上記実施例においては、一方側が各油圧シリンダ5a, 5b, 6, 7のロッド側に接続される主管路115, 106, 117に接続される、分岐管路150B, D, F及び151B, D, Fを設け、さらにこれら分岐管路に、流量制御弁65, 66, 67, 68, 69, 70を設けたが、これらは必ずしも設ける必要がない。すなわち、一般に油圧シリンダは、ボトム側とロッド側には2倍程度の容量差があることから、超大流量化が図られる超大型機にあっても、ロッド側についてはボトム側に比べそれほど大流量を必要としない場合が多い。このような場合には、ロッド側は従来通りコントロールバルブグループ10を介した圧油供給・排出としても足りる。また、所望の油圧シリンダのロッド側のみに第3及び第4油圧ポンプの圧油を合流するようにしてもよい。さらに、各油圧シリンダのロッド側には分岐管路151B, 151D, 151Fとこれらに対応する流量制御弁66, 68, 70のみを設け、各油圧シリンダを伸長動作させたときにロッド側からの戻り油をコントロールバルブ10及び排出管路101を介してタンクに戻すことによって戻り油の圧力損失を低減するようにしてもよい。その他種々の組み合わせが可能である。

また、上記実施例においては、旋回用の油圧モータ8に関しては、従来通りのコントロールバルブ10fを介しての圧油供給・排出としたが、これに限られず、他の油圧シリンダ5a, 5b, 6, 7と同様、供給ライン100から圧油を合流させて供給したり、排出ライン101に戻り油を合流させて排出したりしてもよい。この場合も、同様の効果を得る。

また、上記実施例においては、図4において、操作信号が2つまたは3つの場合に、S10, S12, S13, S20, S21, S22のみをそれぞれの操作量に応じた比例制御としたが、これに限られない。すなわち、他の複合操作（ステップS11,

S14～S19, S23～S30)においても、本発明の趣旨を逸脱しない範囲で、作業内容等に応じ所望の場合に比例制御を行う構成としてもよいのは明らかである。また逆に、比例制御としたS10, S12, S13, S20, S21, S22についても、作業内容等に照らして特に必要がない場合には、適宜、比例制御でない開閉制御としてもよい。

また、上記実施例においては、図4において、操作信号が2つまたは3つの場合に、信号が①②の場合のみ、S9で操作量の差を判定し、その差に応じてS10とS11とに制御方法を区別して行ったが、これに限られない。すなわち例えば、信号が①⑤の場合(ステップS14)においても、操作量の差を判定し、その差が一定値以上の場合にはブーム用油圧シリンダ5a, 5bへの流量制御弁15, 66のみを開くようにしてもよい。この場合、以下のような意義がある。

一般に、油圧ショベルには、掘削土砂をダンプカーに積み込むダンプ積み作業がある。この場合、旋回動作を行いつつ、ブーム75を上げながらアーム76をダンプするが、このときのブーム上げの負荷圧力は極めて大きく、一方アームダンプの負荷圧力はそれに比べて小さい。従って、油圧ポンプの吐出油が負荷の軽いアーム用油圧シリンダのみに供給され、ブーム上げが行えなくなるのを避けるために、通常、オペレータは、ブーム用操作レバーの操作量を最大とし、アーム用操作レバーの操作量を微小量とする。そしてこのような複合操作においては、ブーム用油圧シリンダ5a, 5bにできるだけ多くの圧油を供給し、迅速にバケット77を上昇させることが望まれる。従って、ステップS9と同様に、操作信号①⑤の操作量の差が一定値以上で操作信号①が⑤より大きい場合には、この複合操作が行われるものと判断し、第3及び第4油圧ポンプ3a, 3bの吐出油をブーム用油圧シリンダ5a, 5bのみのボトム側に供給するようにする。これにより迅速なブーム上げが行われ、ダンプ積み作業においてバケットを短時間で上昇させることができる。またさらに、これに対応する形で、操作信号が①③⑤の3つであるS24においても、ブーム用油圧シリンダ5a, 5bへの流量制御弁15, 66のみを開くようにしてもよい。

また、上記実施例においては、流量制御弁15～20, 65～70及びバイパス弁21として圧力補償機能付き電磁比例弁を用いたが、これに限られない。す



なわち、圧力補償機能があったほうが、各油圧シリンダの負荷が変動してもそれに関係なく常に所定の流量分配が可能となり、良好な操作性を確保する面からは好ましい。しかしながら、圧力補償機能がなくても、所定の作業における各油圧シリンダへの所望の流量分配が可能であるならば、適宜、圧力補償機能のない電磁比例弁を用いてもよい。さらに、流量制御弁15～20、65～70及びバイパス弁21として指令信号に比例して弁開度が変化する電磁比例弁を用いたが、これは単なる電磁開閉弁であってもよく、この場合前述した実施例における電磁弁の比例制御による動作（図4のS10、S12、S13、S20、S21、S22参照）が得られなくなるが、単なる開閉動作を行うことはできるので、この場合でも従来構造を応用した油圧駆動装置に比べて、管路を構成するホース・鋼管等による圧力損失を低減する効果は得ることができる。また、電磁弁でなく油圧パイロット操作式の切換弁を用いても良い。この場合、コントロールバルブ10a～fと切換弁15～20、65～70及びバイパスバルブ21の切り換えタイミングのズレが生じる場合が考えられるが、この場合、パイロット配管の大口径化やパイロット圧力の高圧化により、必要な応答性レベルを確保することができる。

また、上記実施例においては、主管路105～107、115～117、分岐管路150A～F、及び供給管路100について、それぞれ2本又は3本のホース（又は鋼管等）で構成するように記述したが、前述のように市場における高圧ホースの制約がなければ、それぞれを1本のホース（又は鋼管等）で構成してもよいことは明らかである。

また、上記した流量制御弁15～20、65～70は、コントロールバルブ10よりも比較的圧力損失の少ないシート弁で構成することもできる。この構成例を図7及び図8により説明する。図7は、上記のうち流量制御弁16を例にとって図1から抜き出して示した図であり、図8は図7の構成に対応するシート弁の構成を示した図である。なお既に述べたように、これら流量制御弁15～20、65～70については圧力補償機能は必ずしも必要ないので、ここでは圧力補償機能のない場合の構成例を説明することとする。

すなわち、図8において、ケーシング202に嵌装されたシート弁203は、主管路105に連通した入口管路221と逆止弁を介し分岐部151Aに接続さ

れた吐出管路231とを連通・遮断するシート部203Aと、吐出管路231の圧力を受ける端面203Cと、端面203Cの反対側に設けられケーシング202との間に形成される背圧室204の圧力を受ける端面203Bと、入口管路221と背圧室204とを連通する絞りスリット203Dとを備えている。また、ケーシング202には、背圧室204と吐出管路231とを連通するパイロット管路205が形成されており、このパイロット管路205上には、指令信号201によりパイロット管路205の流量を調整する比例電磁弁からなる可変絞り部206が設けられている。

この構成において、入口管路221内の圧力は、絞りスリット203Dを介して背圧室204内に導かれており、この圧力によりシート弁203は図中下方に押圧され、シート部203Aによって入口管路221と吐出管路231とが遮断されている。ここで所望の指令信号201を与え、可変絞り部206を開口すると、入口管路221内の流体は、絞りスリット203D、背圧室204、可変絞り部206、及びパイロット管路205を経て、吐出管路231に流出する。この流れにより、絞りスリット203D及び可変絞り部206の絞り効果で背圧室204内の圧力は低下するので、端面203Bに作用する力よりも端面203A、端面203C及び端面203Eに作用する力の方が大きくなり、シート弁203は図中上方に移動し、入口管路221の流体は、吐出管路231に流出する。このとき、シート弁203が上昇過多となると、絞りスリット203Dの絞り開度が大きくなることにより、背圧室204の圧力は上昇しシート弁203を図中下方に移動させる。

このように、可変絞り部206の絞り開度に見合った絞りスリット203Dの絞り開度位置で、シート弁203は留まることになるので、指令信号201に基づき、所望する入口管路221から吐出管路231への流体流量が制御できることになる。

さらに、上記の実施例は本発明を油圧ショベルのバックホウタイプに適用した実施例であるが、これ以外の旋回台及びフロント装置を備えた建設機械に広く適用することができる。

### 産業上の利用可能性

本発明によれば、フロント装置の大部分での供給側・戻り側管路数が、従来構成を応用した場合よりも減少する。したがって、その分油圧シヨベル全体でみたホース・鋼管等の総延長を短くし、油圧回路全体の圧力損失を低減することができるので、エネルギー損失を低減しまた油圧シリンダの作動速度を増加し作業効率を向上することができる。また、すべての第1流量制御手段が中立位置にあるときには、第3流量制御手段を介し他の油圧ポンプからの圧油をすべて油圧タンクに戻すようにすることができる。これにより、第3流量制御手段が他のポンプと油圧タンクとの間の最短距離の中に設置されることとなるので、従来構成を応用した場合に比べ、このときの損失を最小限にすることができる。

## 請求の範囲

1. 作業機本体（13）、及びこの作業機本体（13）に上下方向に回動可能に連結された複数のフロント部材（75～77）から構成されるフロント装置（14）を備えた油圧式作業機械に設けられ、前記作業機本体（13）に設けられた油圧タンク（2）と、少なくとも1つの油圧ポンプ（1a, 1b）と、前記複数のフロント部材（75～77）をそれぞれ駆動する複数の油圧シリンダ（5a, 5b, 6, 7）と、前記作業機本体（13）に設けられ、前記油圧ポンプ（1a, 1b）から吐出された圧油を前記複数の油圧シリンダ（5a, 5b, 6, 7）にそれぞれ導き対応する油圧シリンダの駆動を制御する複数の流量制御切換弁（10a～f）と、前記フロント装置（14）に設けられ、前記流量制御切換弁（10a～f）と対応する油圧シリンダのボトム側及びロッド側のうちいずれか一方とをそれぞれ接続する複数の第1接続管路（105～107, 115～117）とを有する油圧駆動装置において、

前記油圧ポンプ（1a, 1b）とは別に前記作業機本体（13）に設けられた少なくとも1つの他の油圧ポンプ（3a, 3b）と、

前記作業機本体（13）に設けられ、前記他の油圧ポンプ（3a, 3b）から吐出された圧油が導かれる吐出管路（102）及び圧油を前記油圧タンク（2）へと導くタンク管路（103）と、

前記フロント装置（14）に設けられ、一方側が前記吐出管路（102）に接続された第2接続管路（100）と、

前記フロント装置（14）に設けられ前記第2接続管路（100）の他方側から分岐するようにそれぞれ接続されるとともに、該第2接続管路（100）に接続する側と反対側が、前記複数の第1接続管路（105～107, 115～117）のうち少なくとも前記油圧シリンダ（5a, 5b, 6, 7）のボトム側に接続されるものにそれぞれ接続された複数の第1管路（150A～F）と、

これら複数の第1管路（150A～F）にそれぞれ設けられ、前記他の油圧ポンプ（3a, 3b）から前記油圧シリンダ（5a, 5b, 6, 7）へ向かう圧油の流れを所望の絞り量に制御する可変絞りを介し許容するとともに、前記油圧シ

リンダ（5 a, 5 b, 6, 7）から前記他の油圧ポンプ（3 a, 3 b）へ向かう圧油の流れを遮断する複数の第1流量制御手段（15, 17, 19, 65, 67, 69）と、

前記フロント装置（14）に設けられ、一方側が前記タンク管路（103）に接続された第3接続管路（101）と、

前記フロント装置（14）に設けられ前記第3接続管路（101）の他方側から分岐するようにそれぞれ接続されるとともに、該第3接続管路（101）に接続する側と反対側が、前記複数の第1接続管路（105～107, 115～117）のうち少なくとも前記油圧シリンダ（5 a, 5 b, 6, 7）のボトム側に接続されるものにそれぞれ接続された複数の第2管路（151 A～F）と、

これら複数の第2管路（151 A～F）にそれぞれ設けられ、前記油圧シリンダ（5 a, 5 b, 6, 7）から前記第3接続管路（101）へ向かう圧油の流れを所望の絞り量に制御する可変絞りを介し許容するとともに、前記第3接続管路（101）から前記油圧シリンダ（5 a, 5 b, 6, 7）へ向かう圧油の流れを遮断する複数の第2流量制御手段（16, 18, 20, 66, 68, 70）と、

前記作業機本体（13）において前記吐出管路（102）から分岐した管路（104）に設けられ、前記他の油圧ポンプ（3 a, 3 b）から吐出された圧油のうち所望の量を前記第1管路（150 A～F）に供給し、残りを前記油圧タンク（2）に戻す第3流量制御手段（21）とを有することを特徴とする油圧駆動装置。

2. 請求項1記載の油圧駆動装置において、前記複数の第1管路のうち少なくとも1つ（150 B, 150 D, 150 F）は、前記第2接続管路（100）に接続する側と反対側が、前記複数の第1接続管路のうち前記油圧シリンダ（5 a, 5 b, 6, 7）のロッド側に接続されるもの（115, 106, 117）に接続されており、この少なくとも1つの第1管路（150 B, 150 D, 150 F）に設けられた前記第1流量制御手段（65, 67, 69）は、前記他の油圧ポンプ（3 a, 3 b）から前記油圧シリンダ（5 a, 5 b, 6, 7）のロッド側へ向かう圧油の流れを所望の絞り量に制御する可変絞りを介し許容するとともに、前記油圧シリンダ（5 a, 5 b, 6, 7）のロッド側から前記他の油圧ポンプ（3

a, 3 b) へ向かう圧油の流れを遮断することを特徴とする油圧駆動装置。

3. 請求項1記載の油圧駆動装置において、前記複数の第1管路のうち少なくとも1つ(150B, 150D, 150F)は、前記第2接続管路(100)に接続する側と反対側が、前記複数の第1接続管路のうち前記油圧シリンダ(5a, 5b, 6, 7)のロッド側に接続されるもの(115, 106, 117)に接続されており、この少なくとも1つの第1管路(150B, 150D, 150F)に設けられた前記第1流量制御手段(65, 67, 69)は、前記他の油圧ポンプ(3a, 3b)から前記油圧シリンダ(5a, 5b, 6, 7)のロッド側へ向かう圧油の流れを所望の絞り量に制御する可変絞りを介し許容するとともに、前記油圧シリンダ(5a, 5b, 6, 7)のロッド側から前記他の油圧ポンプ(3a, 3b)へ向かう圧油の流れを遮断し、かつ、前記複数の第2管路のうち少なくとも1つ(151B, 151D, 151F)は、前記第3接続管路(101)に接続する側と反対側が、前記複数の第1接続管路のうち前記少なくとも1つの第1管路(150B, 150D, 150F)が接続されている前記油圧シリンダ(5a, 5b, 6, 7)のロッド側に接続されるもの(115, 106, 117)に接続されており、この少なくとも1つの第2管路(151B, 151D, 151F)に設けられた前記第2流量制御手段(66, 68, 70)は、前記油圧シリンダ(5a, 5b, 6, 7)のロッド側から前記油圧タンク(2)へ向かう圧油の流れを所望の絞り量に制御する可変絞りを介し許容するとともに、前記油圧タンク(2)から前記油圧シリンダ(5a, 5b, 6, 7)のロッド側へ向かう圧油の流れを遮断することを特徴とする油圧駆動装置。

4. 請求項1記載の油圧駆動装置において、前記複数の流量制御切換弁(10a~f)のうち少なくとも1つを介した圧油が対応する第1接続管路(150A~F)に十分に供給されるようになる間近又は十分に供給されるようになった後に、対応する第1流量制御手段(15, 17, 19, 65, 67, 69)を介した圧油が該対応する第1接続管路(150A~F)に供給開始されるように、前記複数の流量制御切換弁(10a~f)及び前記第1流量制御手段(15, 17, 19, 65, 67, 69)の駆動を関連づけて制御する制御手段(131)をさらに有することを特徴とする油圧駆動装置。

5. 請求項2又は3記載の油圧駆動装置において、前記複数の第1管路のうち前記油圧シリンダ(5a, 5b, 6, 7)のロッド側に接続された少なくとも1つ(150B, 150D, 150F)に配置された前記第1流量制御手段(65, 67, 69)を駆動して該油圧シリンダ(5a, 5b, 6, 7)のロッド側に前記他の油圧ポンプ(3a, 3b)からの圧油を供給したとき、該油圧シリンダ(5a, 5b, 6, 7)のボトム側に接続された前記第2管路(151A, 151C, 151E)に設けられた前記第2流量制御手段(16, 18, 20)を駆動して、該油圧シリンダ(5a, 5b, 6, 7)のボトム側からの戻り油を前記油圧タンク(2)へ流す制御手段(131)をさらに設けたことを特徴とする油圧駆動装置。

6. 請求項1記載の油圧駆動装置において、前記複数の流量制御切換弁(10a~f)のストローク量をそれぞれ制御する複数の操作手段(32, 33)と、各流量制御切換弁(10a~f)と対応する前記第1流量制御手段(15, 17, 19, 65, 67, 69)の駆動を関連づけて制御する制御手段(131)とをさらに有し、かつ、この制御手段(131)は、前記操作手段(32, 33)の操作量が相対的に小さい第1操作量領域では、前記操作量の増加量に対し相対的に小さい割合で前記流量制御切換弁(10a~f)のみをストロークさせ、対応する第1接続管路(105~107, 115~117)に圧油を供給し、前記操作手段の操作量が相対的に大きい第2操作量領域では、前記操作量の増加量に対し相対的に大きい割合で前記流量制御切換弁(10a~f)をストロークさせ、前記対応する第1接続管路(105~107, 115~117)に圧油を供給するとともに、前記操作量の増加量に対し所定の割合で対応する第1流量制御手段(15, 17, 19, 65, 67, 69)をストロークさせ、対応する第1管路(150A~F)を介して前記対応する第1接続管路(105~107, 115~117)に圧油を供給することを特徴とする油圧駆動装置。

図 1

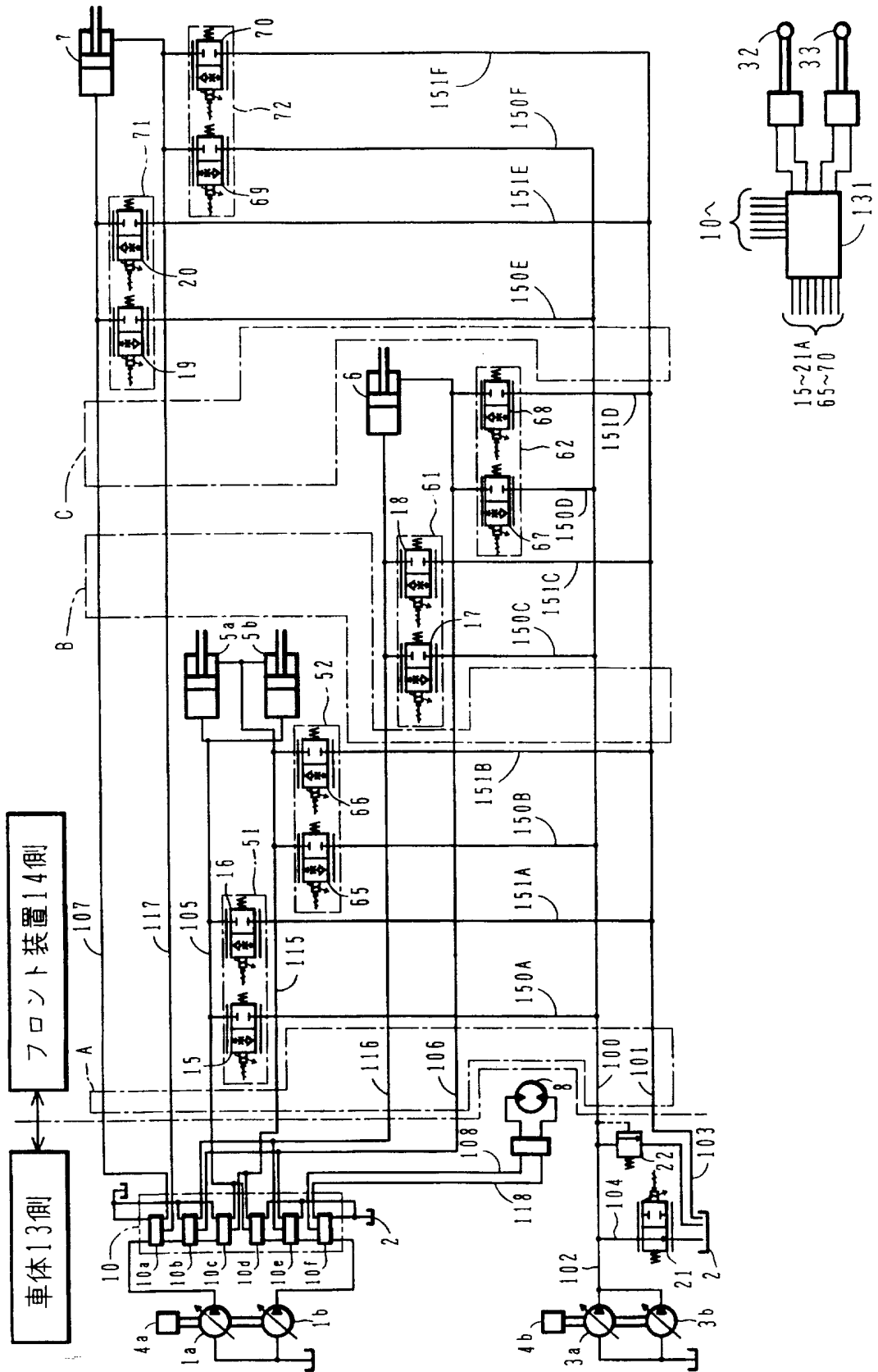




図 2

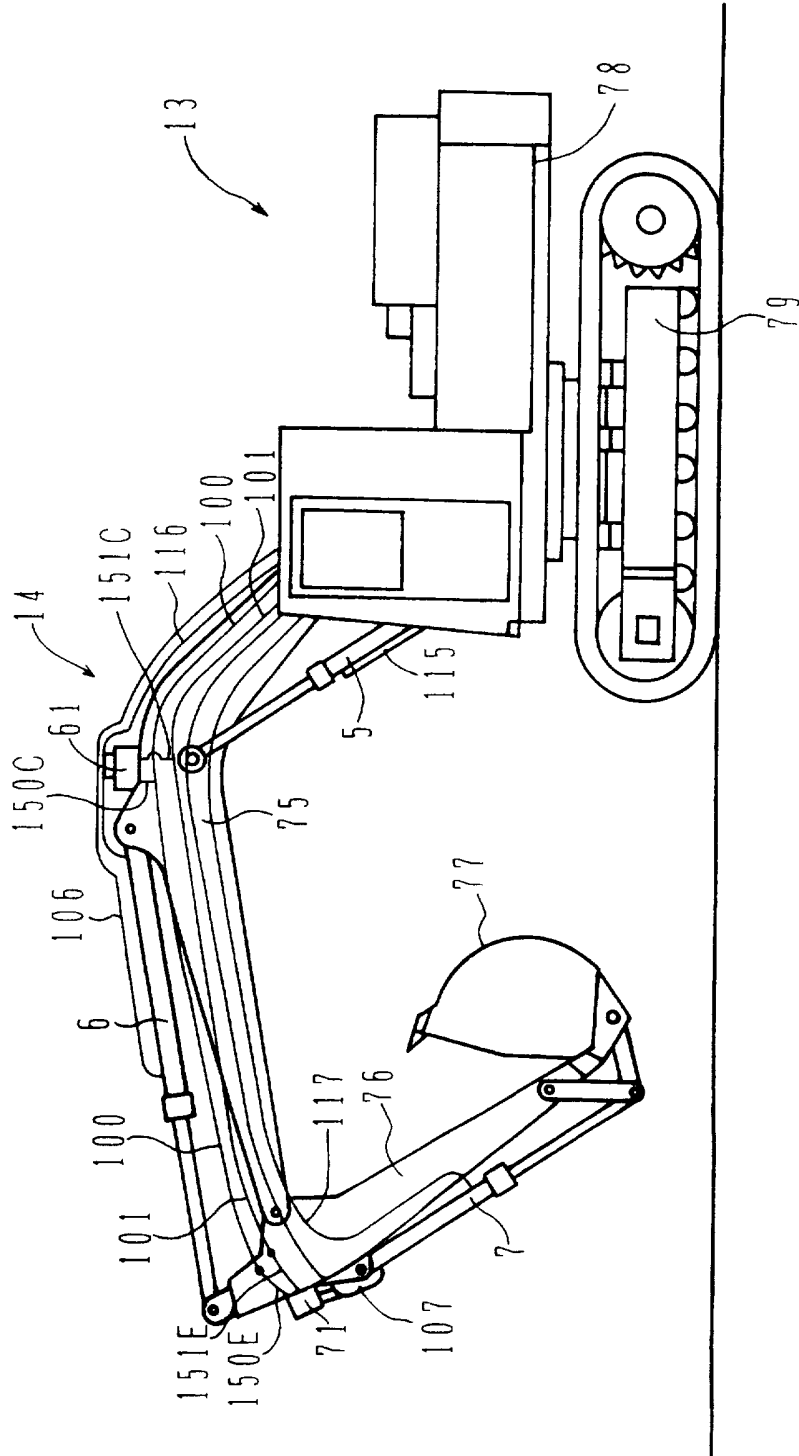


図 3

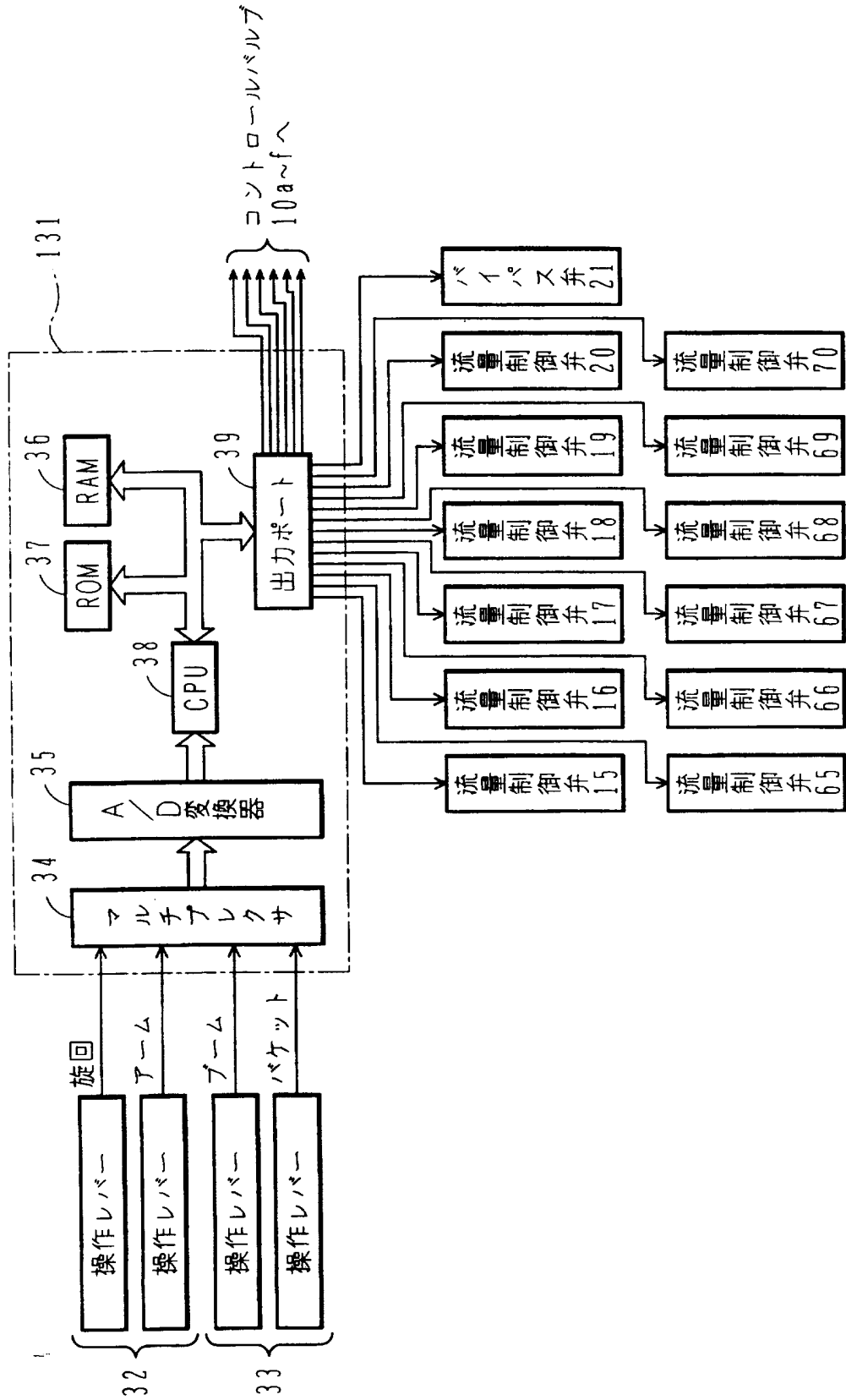


図 4

注 { ①ブーム上げ                    ④ブーム下げ  
      ②アームクラウド        ⑤アームダンプ  
      ③バケットクラウド      ⑥バケットダンプ

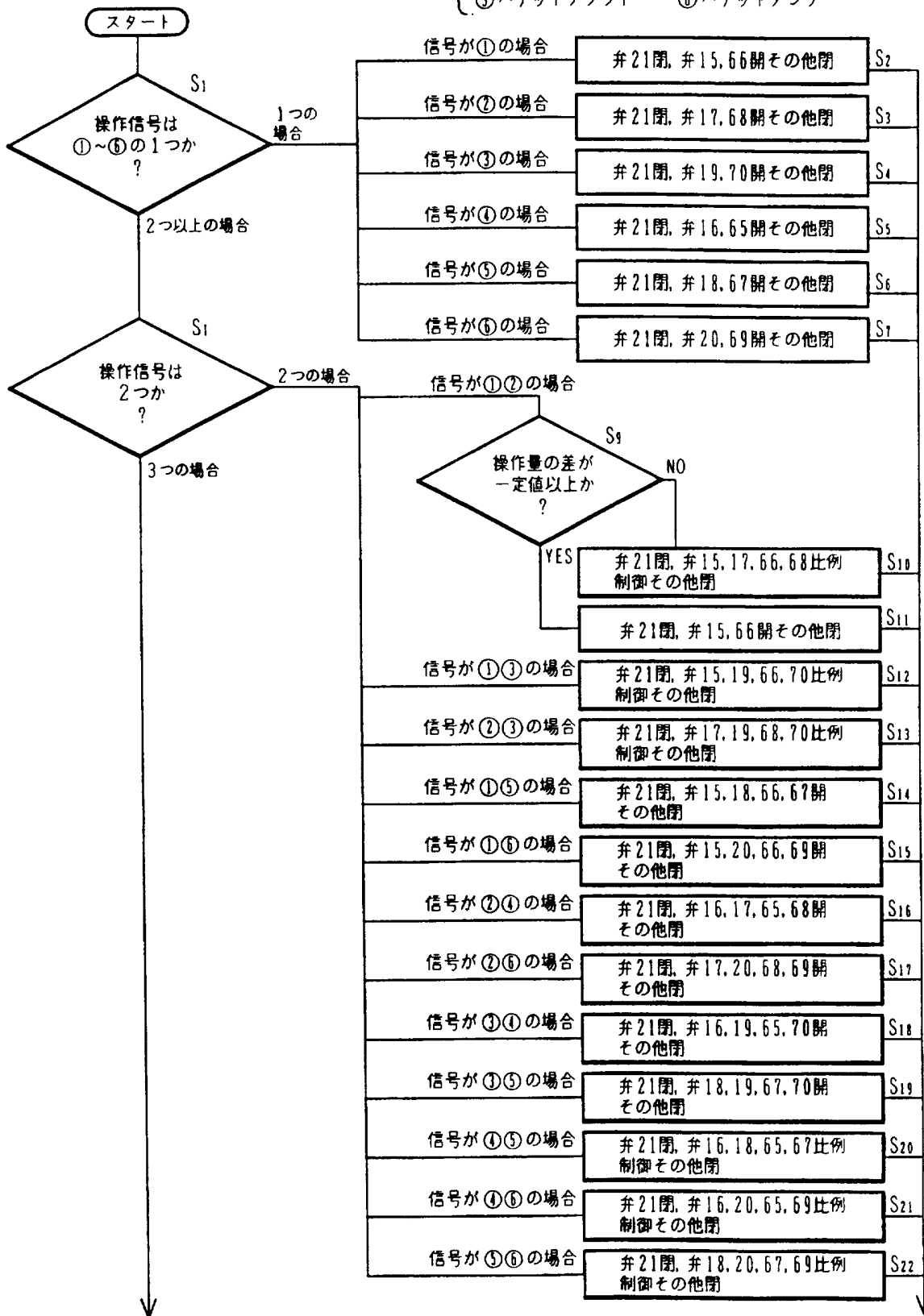


図 5

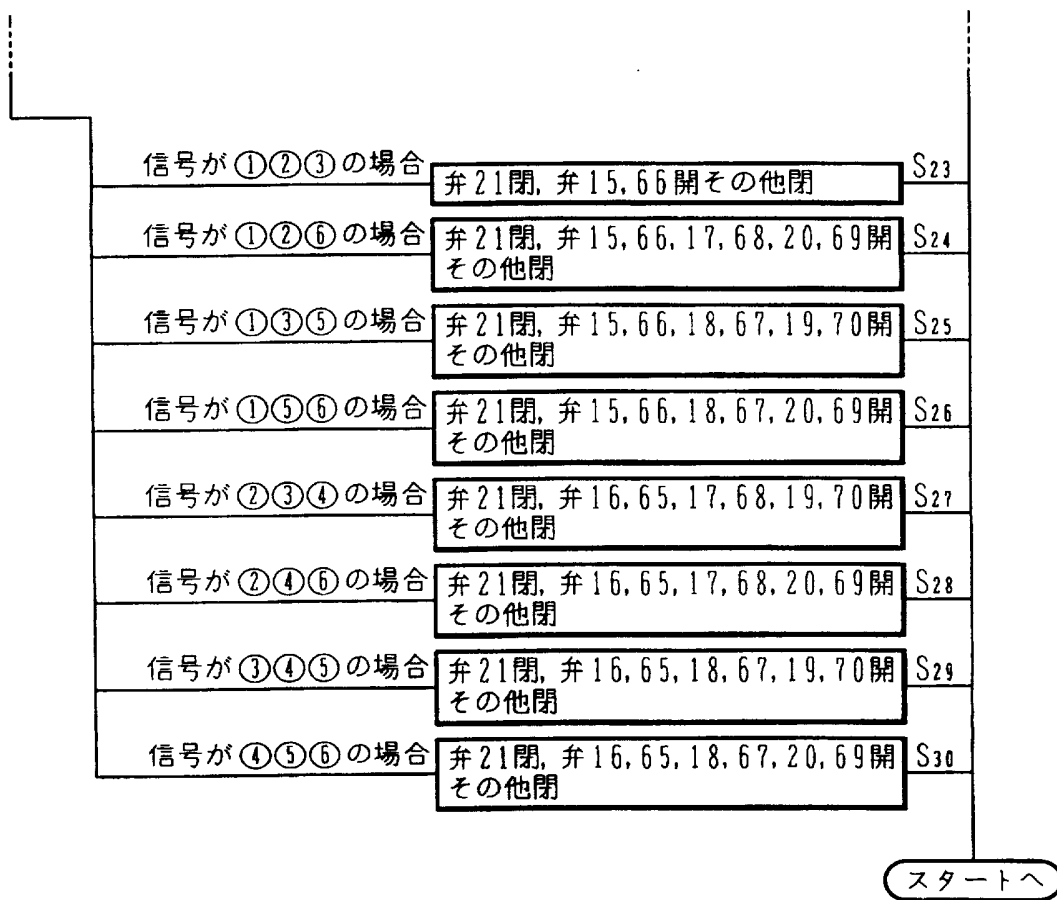


図 6

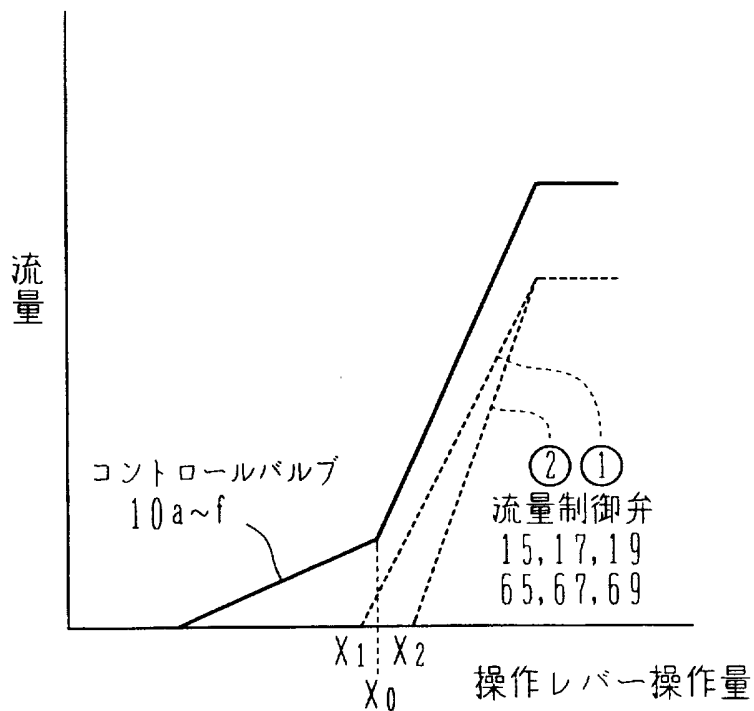


図 7

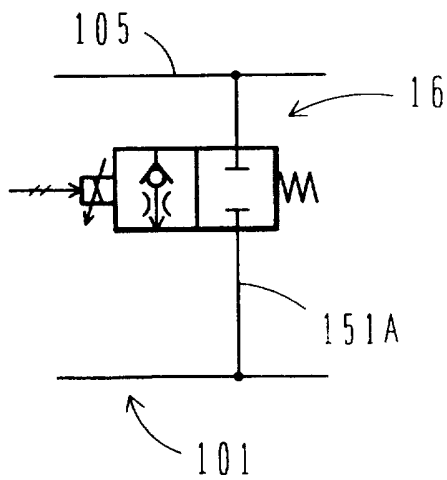


図 8

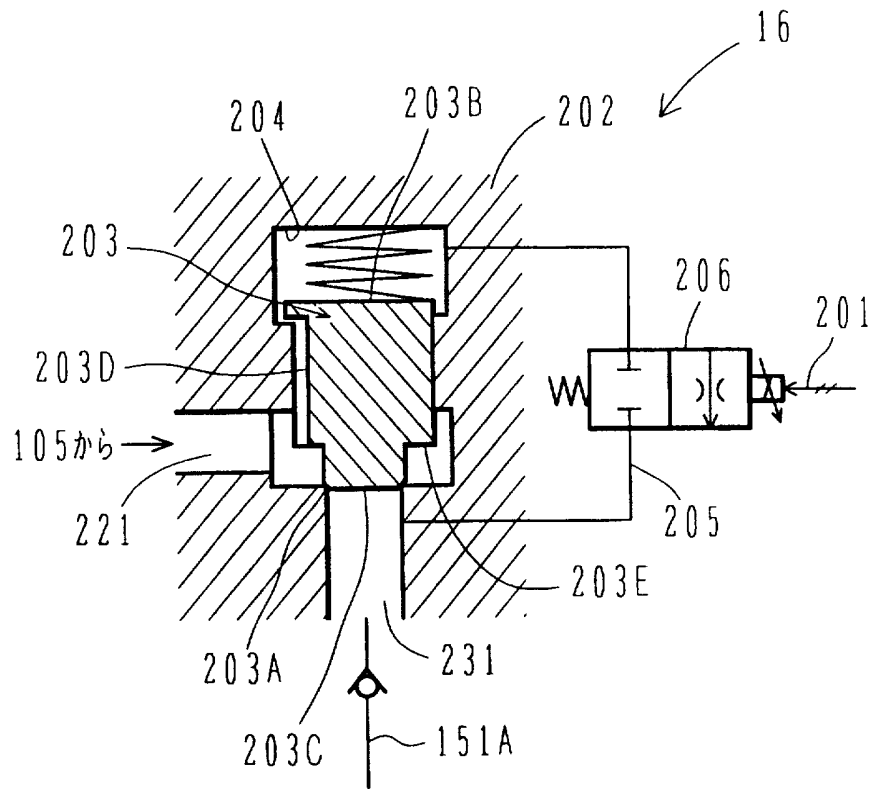
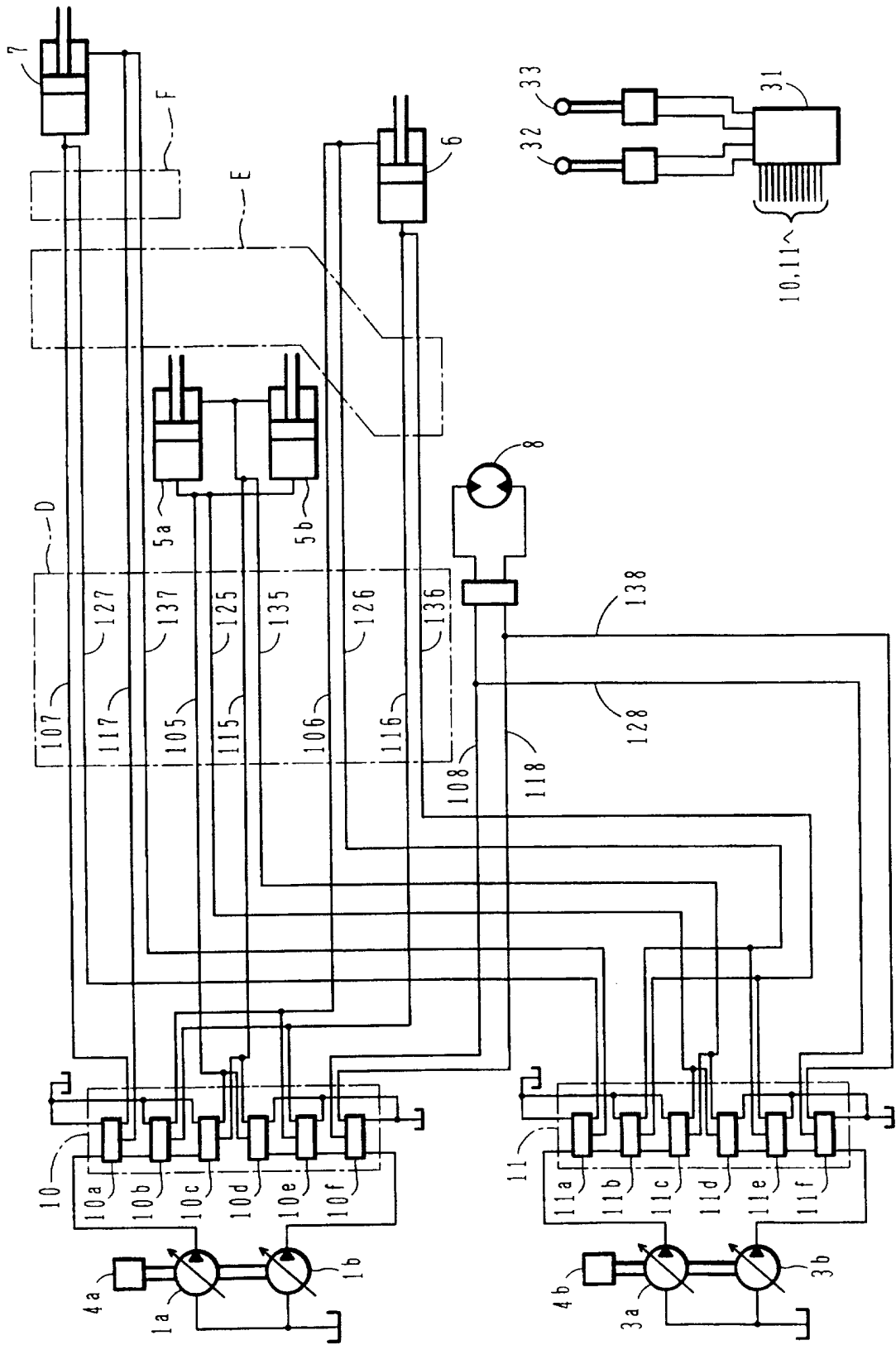


図 9



**INTERNATIONAL SEARCH REPORT**

International application No.

PCT/JP97/01103

**A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER**

Int. Cl<sup>6</sup> E02F9/22, F15B11/02

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> E02F9/22, F15B11/02

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

Jitsuyo Shinan Koho	1926 - 1997
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971 - 1997
Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994 - 1997

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, 6-87647, U (Kawasaki Heavy Industries, Ltd.), December 22, 1994 (22. 12. 94) (Family: none)	1 - 6
A	WO, 93/24757, A1 (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), December 9, 1993 (09. 12. 93)	1 - 6

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

June 24, 1997 (24. 06. 97)

Date of mailing of the international search report

July 8, 1997 (08. 07. 97)

Name and mailing address of the ISA/

Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.



<p>A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))</p> <p>Int Cl<sup>1</sup> E02F9/22, F15B11/02</p>											
<p>B. 調査を行った分野</p> <p>調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))</p> <p>Int Cl<sup>1</sup> E02F9/22, F15B11/02</p>											
<p>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</p> <p>日本国実用新案公報 1926-1997年                  日本国公開実用新案公報 1971-1997年                  日本国登録実用新案公報 1994-1997年</p>											
<p>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)</p>											
<p>C. 関連すると認められる文献</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>引用文献の カテゴリー*</th> <th>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</th> <th>関連する 請求の範囲の番号</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>A</td> <td>JP, 6-87647, U (川崎重工業株式会社), 22. 12月. 1994 (22. 12. 94) (ファミリーなし)</td> <td>1-6</td> </tr> <tr> <td>A</td> <td>WO, 93/24757, A1 (日立建機株式会社) 9. 12月. 1993 (09. 12. 93)</td> <td>1-6</td> </tr> </tbody> </table>			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, 6-87647, U (川崎重工業株式会社), 22. 12月. 1994 (22. 12. 94) (ファミリーなし)	1-6	A	WO, 93/24757, A1 (日立建機株式会社) 9. 12月. 1993 (09. 12. 93)	1-6
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, 6-87647, U (川崎重工業株式会社), 22. 12月. 1994 (22. 12. 94) (ファミリーなし)	1-6									
A	WO, 93/24757, A1 (日立建機株式会社) 9. 12月. 1993 (09. 12. 93)	1-6									
<p><input type="checkbox"/> C欄の続きにも文献が列举されている。 <input type="checkbox"/> パテントファミリーに関する別紙を参照。</p>											
<p>* 引用文献のカテゴリー</p> <p>「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                  「&amp;」同一パテントファミリー文献</p>											
<p>国際調査を完了した日</p> <p>24. 06. 97</p>		<p>国際調査報告の発送日</p> <p>08.07.97</p>									
<p>国際調査機関の名称及びあて先</p> <p>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</p>		<p>特許庁審査官 (権限のある職員)</p> <p>川島 陵司 印</p> <p>2D 9416</p> <p>電話番号 03-3581-1101 内線 3241</p>									