



特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(51) 国際特許分類 5 F15B 11/00, 11/04, E02F 9/22	A1	(11) 国際公開番号 WO 93/18308 (43) 国際公開日 1993年9月16日 (16.09.1993)
(21) 国際出願番号 PCT/JP93/00287 (22) 国際出願日 1993年3月9日 (09. 03. 93) (30) 優先権データ 特願平4/50765 1992年3月9日 (09. 03. 92) JP (71) 出願人 (米国を除くすべての指定国について) 日立建機株式会社 (HITACHI CONSTRUCTION MACHINERY CO., LTD.) [JP/JP] 〒100 東京都千代田区大手町二丁目6番2号 Tokyo, (JP) (72) 発明者; および (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ) 平田東一 (HIRATA, Toichi) [JP/JP] 〒300-12 茨城県牛久市栄町4丁目203 Ibaraki, (JP) (74) 代理人 弁理士 春日 護 (KASUGA, Yuzuru) 〒103 東京都中央区日本橋小伝馬町1-3 共同ビル 新小伝馬町7階 Tokyo, (JP) (81) 指定国 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

(54) Title: HYDRAULICALLY DRIVING SYSTEM**(54) 発明の名称** 油圧駆動装置

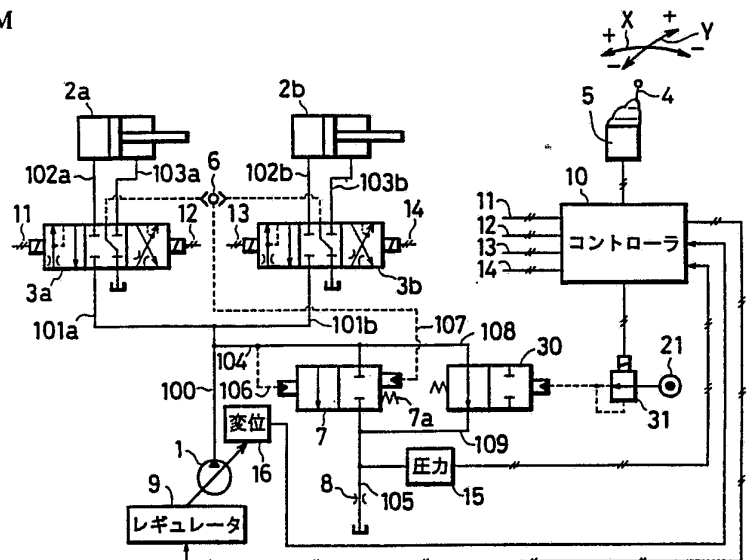
16 ... displacement

9 ... regulator

10 ... controller

(57) Abstract

15 ... pressure



An unloading valve adapted to open when a pressure difference between a discharge pressure and a maximum load pressure in a hydraulic pump exceeds a predetermined value and to make a flow quantity discharged from the hydraulic pump flow into a tank is connected to the hydraulic pump, a fixed throttle for producing control pressure corresponding to a flow quantity flowing out from the unloading valve is connected to the downstream side of the unloading valve, and a control device of the hydraulic pump is constructed such that, when the control pressure is high, the discharge flow rate of the hydraulic pump is decreased and, when the control pressure is low, the discharge flow rate is increased. Furthermore, in parallel to the unloading valve, and on the upstream side of the fixed throttle, a change-over valve is connected to the hydraulic pump, and this change-over valve is controlled such that, when the control input of a control lever is small, the opening area of the change-over valve is large, and, as the control input of the control lever is large, the opening area becomes small. With this arrangement, according to the control input of an operating means, either LS control by the unloading valve or bleed-off control by the change-over valve is performed selectively, so that a flow rate control utilizing the characteristics of the both controls can be performed.

(57) 要約

油圧ポンプの吐出圧力と最大負荷圧力との差圧が所定値を超えたとき開口し、油圧ポンプから吐出される流量をタンクに流出させるアンロード弁を油圧ポンプに接続し、かつアンロード弁の下流に、アンロード弁から流出した流量に応じた制御圧力を発生させる固定絞りを接続すると共に、油圧ポンプの制御装置を、その制御圧力が高くなると油圧ポンプの吐出流量を減少させ、低くなると吐出流量を増加させるように構成する。また、アンロード弁と並列に、しかも固定絞りの上流の位置で油圧ポンプに切換弁を接続し、この切換弁を、操作レバーの操作量が小さいときには切換弁の開口面積が大きく、操作レバーの操作量が大きくなるにしたがって開口面積が小さくなるように制御する。これにより、操作手段の操作量に応じてアンロード弁によるLS制御と切換弁によるブリードオフ制御を選択的に実施し、両制御の特性を生かした流量制御を行なうことができる。

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ハンプレット第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	チャード
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		

1

明 細 書

油圧駆動装置

技術分野

本発明は油圧シヨベル等の油圧機械に備えられる油圧駆動装置に係わり、特に、可変容量型の油圧ポンプを備え、要求流量に応じて油圧ポンプの吐出流量を制御する油圧駆動装置に関する。

背景技術

要求流量に応じて油圧ポンプの吐出流量を制御する油圧駆動装置として、例えば特公昭60-11706号公報、特開平1-312201号公報等に記載のように、油圧ポンプの吐出圧力と複数のアクチュエータの最大負荷圧力との差圧に应答して油圧ポンプのポンプ吐出流量を制御するロードセンシング制御（以下LS制御という）システムと称されるシステムがある。このシステムは、可変容量型の油圧ポンプと、この油圧ポンプに並列に接続され、油圧ポンプから吐出される圧油によって駆動される複数のアクチュエータと、油圧ポンプと前記複数のアクチュエータとの間にそれぞれ設置され、これらアクチュエータに供給される圧油の流量をそれぞれ制御する複数の流量制御弁と、複数の流量制御弁をそれぞれ操作し、複数のアクチュエータの駆動を制御する複数の操作レバーを有する操作レバー装置と、複数のアクチュエータの最大負荷圧力を検出する圧力検出器と、油圧ポンプの吐出圧力がその最大負荷圧力よりも所定値（目標LS差圧）だけ高くなるように油圧ポンプの吐出流量を制御するポンプ制御装置とを備えている。

2

操作レバーの任意の1つが操作されると、その操作量（要求流量）に応じた開度で対応する流量制御弁が開き、油圧ポンプからの圧油がその流量制御弁を経て対応する油圧アクチュエータに供給される。これと同時に、その油圧アクチュエータの負荷圧力が最大負荷圧力として圧力検出器により検出され、その最大負荷圧力がポンプ制御装置に作用してポンプ吐出圧力が最大負荷圧力よりも所定値だけ高くなるように油圧ポンプの吐出流量が制御される。このとき、操作レバーの操作量（要求流量）が少ないときは流量制御弁の開度も小さく、流量制御弁の通過流量も少ないので、少ないポンプ吐出流量でポンプ吐出圧力は最大負荷圧力よりも所定値だけ高くなる。操作レバーの操作量（要求流量）が大きくなると、流量制御弁の開度も大きくなって流量制御弁の通過流量も増大するので、ポンプ吐出圧力を最大負荷圧力よりも所定値だけ高くするのにより多くのポンプ吐出流量を必要とし、その所定値を保つべくポンプ吐出流量が増大する。

このようにしてLS制御システムでは、ポンプ吐出圧力と最大負荷圧力との差圧（LS差圧）にตอบสนองしてポンプ制御装置が作動し、要求流量に応じてポンプ吐出流量が制御される。また、アクチュエータの負荷圧力が変動しても、LS差圧が一定に保たれるので、対応する流量制御弁の前後差圧が一定に保たれ、アクチュエータに供給される流量は流量制御弁の開口面積（操作レバーの操作量）に応じた一定値となる。すなわち、アクチュエータは負荷圧力の変動の影響を受けず、操作レバーの操作量に応じた駆動速度が得られる。

このLS制御システムのポンプ制御装置には種々の構造が採用されている。一般的には、特公昭60-11706号公報に記載のように、LS差圧にตอบสนองして作動する切換弁と、この切換弁を

3

介して供給される圧油により駆動され、油圧ポンプの斜板を駆動するアクチュエータとを有する構成を採用している。

また、特開平1-312201号公報に記載の従来技術では、油圧ポンプの吐出圧力と最大負荷圧力との差圧に応答して作動し、当該差圧が所定値を越えると開口し油圧ポンプの吐出流量の一部をタンクに流出させるアンロード弁と、このアンロード弁の下流に設置され、アンロード弁より流出した圧油の流量に応じた制御圧力を発生する抵抗装置と、抵抗装置による発生圧力が高くなると油圧ポンプの吐出流量を減少させ、当該発生圧力が低くなるとポンプ吐出流量を増大させるネガティブレギュレータとを有するポンプ制御装置が採用されている。このポンプ制御装置では、油圧ポンプの吐出流量が要求流量よりも少ないと、ポンプ吐出圧力が上昇しないので、ポンプ吐出圧力と最大負荷圧力との差圧すなわちLS差圧が所定値よりも小さくなり、アンロード弁が閉じられる。このため、抵抗装置により発生する制御圧力は低くなり、ポンプ吐出流量は増大するよう制御される。油圧ポンプの吐出流量が要求流量よりも大きくなると、ポンプ吐出圧力は上昇し、LS差圧が所定値よりも大きくなって、アンロード弁が開口する。このため、抵抗装置により発生する制御圧力は高くなり、ポンプ吐出流量は減少するよう制御される。このようにして、この従来技術にあっては、ポンプ吐出圧力が最大負荷圧力より所定値だけ高くなるようポンプ吐出流量が制御される。

一方、要求流量に応じて油圧ポンプの吐出流量を制御する他の形式の油圧駆動装置として、例えば特開平1-25921号公報に記載のように、センターオープン式の流量制御弁のセンターバイパスの開口面積を操作レバーの操作量に応じて小さくすることでポンプ吐出流量及びアクチュエータへの供給流量を制御する制

4

御システムがある。この場合、アクチュエータには、油圧ポンプの吐出流量からセンターバイパスからのブリード流量を差し引いた残りの流量が流量制御弁を介して供給される。このシステムによる制御はブリードオフ制御と呼ばれている。

発明の開示

しかしながら、上記従来技術のシステムには次のような問題がある。

L S 制御システムにおいては、アクチュエータを動かすために対応する操作レバーを操作すると、操作レバーの操作量に係わらず、油圧ポンプの吐出圧力は瞬時にアクチュエータの負荷圧力よりも所定値だけ高い圧力まで上昇し、その所定値に対応する前後差圧が流量制御弁に発生する。このため、流量制御弁には操作レバーの操作と同時に流量制御弁の開口面積とその前後差圧に対応した流量が流れる。一方、アクチュエータが駆動する作業部材には慣性があるのでアクチュエータはすぐには動き出さない。このため、アクチュエータの駆動圧力はリリーフ弁で設定される最大圧力またはそれに近い圧力まで瞬時に上昇し、アクチュエータはこの高い圧力で急激に加速される。また、アクチュエータの駆動中においても、負荷が増大すればポンプ吐出圧力及びアクチュエータ駆動圧力も瞬時に上昇するため、アクチュエータには大きな駆動力が発生する。

ところで、油圧ショベル等の建設機械においては、オペレータが操作レバーをハーフ操作または微操作したときは、アクチュエータの速度だけでなく、始動時の加速度やアクチュエータの駆動力も小さく制御したい場合が多い。しかし、上記従来システムでは、上記のようにアクチュエータの駆動圧力を制御できないので、

5

操作レバーをハーフ操作または微操作したときにもアクチュエータに大きな加速度や駆動力が発生する。したがって、このような場合には、操作レバーの操作量に応じてアクチュエータの加速度や駆動力を制御できれば都合が良い。

また、一般に、アクチュエータを始動するため操作レバーを急速にハーフ操作したとき、あるいはフル操作位置から急速にハーフ操作位置まで戻したとき、アクチュエータ速度の急変に伴ってアクチュエータに振動が発生する。本願発明者らの検討によれば、アクチュエータへ供給される流量がアクチュエータ圧力に係わらず一定であると、アクチュエータに一度発生した振動は減衰しない。また、一度発生した振動を減衰するためには、アクチュエータ圧力が高圧になるとアクチュエータへの供給流量が減る特性が必要である。上記従来システムでは、アクチュエータの振動で回路圧力が上昇しても、ロードセンシング制御により油圧ポンプの吐出流量が一定に保たれ、一定の流量がアクチュエータに供給され続けるので、アクチュエータに一度発生した振動は減衰しにくい。

一方、ブリードオフ制御システムでは、アクチュエータには、油圧ポンプの吐出流量からセンターバイパスからのブリード流量を差し引いた残りの流量が供給されるので、アクチュエータの負荷圧力が変動するとセンターバイパスからのブリード流量も変動し、アクチュエータへの供給流量も変動する。このため、操作レバーの操作量が同じでも負荷圧力が変動するとアクチュエータへの供給流量が変動し、アクチュエータの駆動速度が変化する。このように、ブリードオフ制御では、操作レバーの操作量に応じた正確な駆動速度の制御ができないという欠点がある。

本発明の主目的は、操作手段の操作量に応じてL S制御とブリ

6

ードオフ制御を選択的に実施可能とすることにより、両制御の特性を生かした流量制御を行なうことができる油圧駆動装置を提供することである。

本発明の他の目的は、操作手段の操作量が特定の操作範囲にあるときには、操作手段の操作量に応じたアクチュエータの加速度や駆動力の制御が行なえかつアクチュエータの振動の減衰性能を向上すると共に、操作手段の操作量が他の操作範囲にあるときには、操作レバーの操作量に応じた正確なアクチュエータ速度の制御が行なえる油圧駆動装置を提供することである。

上記目的を達成するために、本発明によれば、可変容量型の油圧ポンプと、この油圧ポンプから吐出される圧油によって駆動される複数のアクチュエータと、オペレータにより操作され、前記複数のアクチュエータの駆動を指令する操作手段と、前記油圧ポンプから前記複数のアクチュエータに供給される圧油の流れをそれぞれ制御する複数の流量制御弁と、前記複数のアクチュエータの最大負荷圧力を検出する圧力検出手段と、前記油圧ポンプの吐出圧力と前記最大負荷圧力との差圧が所定値を超えたとき開口し、油圧ポンプから吐出される流量をタンクに流出させるアンロード弁と、このアンロード弁の下流に設けられ、アンロード弁から流出した流量に応じた制御圧力を発生させる抵抗手段と、この抵抗手段により発生した制御圧力が高くなると前記油圧ポンプの吐出流量を減少させ、低くなると吐出流量を増加させるポンプ制御手段とを備えた油圧駆動装置において、前記アンロード弁と並列に、しかも前記抵抗手段の上流の位置で前記油圧ポンプに接続された切換弁手段と、前記操作手段の操作量が小さいときには前記切換弁手段の開口面積を大きくし、前記操作手段の操作量が大きくなるにしたがって前記切換弁手段の開口面積を小さくするように切

換弁手段を制御する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。

以上のように構成した本発明においては、アンロード弁と並列に抵抗手段の上流の位置で、上記のように操作手段の操作量に応じて開口面積が制御される切換弁手段を設けたことから、油圧ポンプの吐出圧力と最大負荷圧力との差圧（L S 差圧）が所定値以下の場合は、アンロード弁が閉じられ、油圧ポンプの吐出流量の一部が切換弁のみからタンクに流出し、L S 差圧が所定値よりも大きくなると、油圧ポンプの吐出流量の一部が主としてアンロード弁からタンクに流出する。

油圧ポンプの吐出流量の一部が切換弁のみからタンクに流出するモードでは、操作手段の操作量が大きくなると当該流出流量が減少し抵抗手段で生成される制御圧力は上昇するので、油圧ポンプ1の吐出流量は操作手段の操作量が大きくなると増大するように制御される。すなわち、切換弁手段により従来のセンターオープン式の流量制御弁を備えたシステムと類似のブリードオフ制御が行われる。

一方、油圧ポンプの吐出流量の一部が主としてアンロード弁からタンクに流出するモードでは、L S 差圧がアンロード弁で設定される所定値に保たれるよう制御され、アンロード弁によるL S 制御が行われる。

このように、L S 差圧が所定値以下かどうかによって、ブリードオフ制御とL S 制御が選択的に実施される。ここで、L S 差圧は油圧ポンプの吐出流量と切換弁手段の開口面積、最大負荷圧力とに応じて変化し、油圧ポンプの吐出流量と切換弁手段の開口面積は操作手段の操作量に応じて変化する。したがって、操作手段の操作量に応じてアンロード弁によるL S 制御と切換弁手段によ

8

るブリードオフ制御を選択的に実施し、両制御の特性を生かした流量制御を行なうことができる。

また、ブリードオフ制御においては、ポンプ吐出流量の一部が切換弁手段を介してタンクに流出し、しかも操作手段の操作量に応じて切換弁手段の開口面積が制御されるので、切換弁手段からのタンクへの流出量は操作手段の操作量に応じて増大する。このため、操作手段の操作量に応じてアクチュエータの加速度や駆動力を制御することができ、これによりショックの少ない円滑な作業を実施することができる。

また、ブリードオフ制御においては、アクチュエータの負荷圧力が高くなると、ポンプ吐出流量のうち切換弁手段からタンクに流出する流量部分が増え、アクチュエータに供給される分配量が減ると共に、抵抗手段で生成される制御圧力が上昇しポンプ吐出流量自身も減少する。すなわち、アクチュエータの負荷圧力が高くなるとアクチュエータへの供給流量が減る特性がある。このため、アクチュエータに発生した振動は容易に減衰し、ハンチングのない安定した流量制御を行なうことができる。

一方、アンロード弁によるLS制御では、LS差圧が一定に保たれるので、負荷圧力の影響を受けることなく、操作手段の操作量に応じた正確なアクチュエータ速度の制御を行なうことができる。

したがって、操作手段の操作量が特定の操作範囲にありブリードオフ制御が選択されたときには、操作手段の操作量に応じたアクチュエータの加速度や駆動力の制御が行なえかつアクチュエータの振動の減衰性能が向上すると共に、操作手段の操作量が他の操作範囲にありLS制御が選択されたときには、操作手段の操作量に応じた正確なアクチュエータ速度の制御を行なうことができ

る。

上記油圧駆動装置において、好ましくは、前記切換弁手段は、弁ストロークが小さいときには開口面積が大きく、弁ストロークが大きくなるにしたがって開口面積が小さくなる開度特性を有している。

また、好ましくは、前記操作手段は操作量に応じた電気指令信号を出力する電気式であり、前記制御手段は、前記操作手段からの電気指令信号に応じた電気駆動信号を生成するコントローラと、前記コントローラからの電気駆動信号により駆動され、対応するパイロット圧力を発生させる比例電磁弁とを有し、前記切換弁手段は前記比例電磁弁からのパイロット圧力により駆動され、前記開口面積を変化させる。

前記操作手段は操作量に応じたパイロット圧力を発生させる油圧式であってもよく、この場合、前記制御手段は前記パイロット圧力を取り出すチェック弁であり、前記切換弁手段は前記チェック弁からとり出されたパイロット圧力により駆動され、前記開口面積を変化させる。

また、好ましくは、前記切換弁手段は単一の切換弁を有し、前記制御手段は前記操作手段の操作量に応じてこの単一の切換弁を制御する。

前記切換弁手段は前記複数のアクチュエータに対応して複数の切換弁を有していてもよく、この場合、その複数の切換弁は前記抵抗手段の上流に直列に接続され、前記制御手段は、前記操作手段の操作量に応じてその操作手段が駆動を指令するアクチュエータに対応する切換弁を制御する。

また、好ましくは、前記抵抗手段は固定絞りである。前記抵抗手段は固定絞りとりりーフ弁との組み合わせであってもよい。

10

さらに好ましくは、前記ポンプ制御手段は、前記抵抗手段により発生した制御圧力を検出する圧力センサーと、前記圧力センサーからの信号を入力し、前記制御圧力が高くなると小さい目標押しのか容積を演算し、制御圧力が低くなる大きい目標押しのか容積を演算し、その目標押しのか容積に対応する電気駆動信号を出力するコントローラと、前記電気駆動信号に応じて前記油圧ポンプの押しのか容積を制御するレギュレータと有している。

図面の簡単な説明

図1は、本発明の第1の実施例による油圧駆動装置を示す概略図である。

図2は、図1に示すレギュレータの具体的構成を示す図である。

図3は、図1に示すコントローラの制御機能を示すブロック図である。

図4は、図1に示す流量制御弁の操作レバー操作量に対する開口面積の関係を示す図である。

図5は、図3に示すポンプ制御演算機能の詳細を示すブロック図である。

図6は、図3に示す切換弁制御演算機能の詳細を示すブロック図である。

図7は、図1に示す切換弁のストロークに対する開口面積の関係を示す図である。

図8は、同切換弁の操作レバー操作量に対する開口面積の関係を示す図である。

図9は、図1に示す油圧駆動装置におけるアンロード弁によるLS制御の流量特性と切換弁によるブリードオフ制御の流量特性を示す図である。

1 1

図10は図9に示すLS制御の流量特性とブリードオフ制御の流量特性を合成した本実施例の流量特性を示すもので、図10

(A)は負荷圧力が中程度のとき、図10(B)は負荷圧力が低いとき、図10(C)は負荷圧力が高いときの流量特性をそれぞれ示す。

図11は、変形例における流量特性を示す図9と同様な図である。

図12は図11に示す流量特性の合成特性を示す図10と同様な図であり、図12(A)は負荷圧力が中程度のとき、図12

(B)は負荷圧力が低いとき、図12(C)は負荷圧力が高いときの流量特性をそれぞれ示す。

図13は、抵抗装置の別の例を示す図である。

図14は、本発明の第2の実施例による油圧駆動装置を示す概略図である。

図15は、本発明の第3の実施例による油圧駆動装置を示す概略図である。

発明を実施するための最良の形態

以下、本発明の実施例を図面に基づいて説明する。

まず、本発明の第1の実施例を図1～図13により説明する。

図1において、本発明の第1の実施例による油圧駆動装置は、可変容量型の油圧ポンプ1と、この油圧ポンプ1に供給ライン100及び供給ライン101a、101b及びアクチュエータライン102a又は103a及び102b又は103bを介して互いに並列に接続され、油圧ポンプ1から吐出される圧油によって駆動される複数のアクチュエータ2a、2bと、油圧ポンプ1とアクチュエータ2a、2bとの間で供給ライン101aとアクチュ

1 2

エータライン102a, 103a及び供給ライン101bとアクチュエータライン102b, 103bにそれぞれ接続され、アクチュエータ2a, 2bに供給される圧油の流量をそれぞれ制御する複数の流量制御弁3a, 3bと、流量制御弁3a, 3bをそれぞれ操作し、アクチュエータ2a, 2bの駆動を制御する操作レバー4を有する操作レバー装置5と、流量制御弁3a, 3bに接続され、アクチュエータ2a, 2bの最大負荷圧力を検出する圧力検出器例えばシャトル弁6と、供給ライン100から分岐したブリードライン104とタンクに接続されたブリードライン105との間に接続されると共に、パイロットライン106, 107を介してブリードライン104及びシャトル弁6に接続され、油圧ポンプ1の吐出圧力と最大負荷圧力との差圧に応答して作動し、当該差圧がばね7aで設定された所定値を越えると開口し油圧ポンプ1の吐出流量の一部をタンクに流出させるアンロード弁7と、このアンロード弁7の下流でブリードライン105に設置され、アンロード弁7より流出した圧油の流量に応じた制御圧力を発生する抵抗装置例えば固定絞り8と、この固定絞り8により発生した制御圧力が高くなると油圧ポンプ1の吐出流量を減少させ、当該制御圧力が低くなるとポンプ吐出流量を増大させるレギュレータ9とを備えている。

アクチュエータ2a, 2bは、本実施例の油圧駆動装置を油圧ショベルに搭載した場合は、例えばブーム、アーム等の作業部材を駆動するアクチュエータとして用いられる。

操作レバー装置5は操作レバー4の操作量に応じた電気指令信号を出力する電気式の操作レバー装置であり、操作レバー4を例えば図示のX方向に操作すると、その方向が+方向か-方向かに応じて対応する方向にアクチュエータ2aを駆動するための電気

1 3

指令信号が生成され、操作レバーをX方向に直交するY方向に操作すると、その方向が+方向か-方向かに応じて対応する方向にアクチュエータ2bの駆動するための電気指令信号が生成される。操作レバー装置5で生成されるその電気指令信号は入出力部及び演算部を有するコントローラ10に入力される。また、流量制御弁3a、3bはコントローラ10から出力される電気駆動信号により駆動されるソレノイド操作弁であり、その電気駆動信号は流量制御弁3aの両側のソレノイド駆動部に配線11、12を介して、流量制御弁3bの両側のソレノイド駆動部に配線13、14を介してそれぞれ与えられる。これにより操作レバー4がX方向に操作されたときは、その+-の操作方向と操作量に応じて流量制御弁3aが切換えられ、操作レバー4がY方向に操作されたときは、その+-の操作方向と操作量に応じて流量制御弁3bが切換えられる。

レギュレータ9は、図2に示すように、油圧ポンプ1の斜板を駆動しその傾転角（押しのけ容積）を制御するアクチュエータ20と、このアクチュエータ20の小径側の受圧室に連絡されるパイロット油圧源21と、アクチュエータ20の小径側の受圧室と大径側の受圧室の間に配置される高速電磁弁22aと、この高速電磁弁22aに連絡されるとともに、アクチュエータ20の大径側の受圧室とタンクとの間に配置される高速電磁弁22bとを有している。高速電磁弁22a、22bはそのソレノイド駆動部にコントローラ10から出力される電気駆動信号が与えられ、ON・OFF制御される。すなわち、コントローラ10から電気駆動信号がOFFのときには図示の閉位置にあり、電気駆動信号がONになると開位置に切換えられる。この場合、高速電磁弁22aが開で、高速電磁弁22bが閉のときには、油圧源21からの圧

1 4

油がアクチュエータ 20 の大径側及び小径側の両受圧室に流入し、受圧室の面積差でアクチュエータ 20 は図示左方に移動する。これにより油圧ポンプ 1 の傾転角が増大し、ポンプ吐出流量が増大する。逆に、高速電磁弁 22 a が閉で、高速電磁弁 22 b が開のときには、小径側の受圧室には油圧源 21 からの圧油が流入し、大径側の受圧室はタンクに流出し、アクチュエータ 20 は図示右方に移動する。これにより油圧ポンプ 1 の傾転角が減少し、ポンプ吐出流量が減少する。高速電磁弁 22 a, 22 b が共に閉のときは大径側及び小径側の受圧室からの圧油の流出入はなく、その時の傾転角が保たれる。すなわち、ポンプ吐出流量は一定となる。

図 1 に戻り、ブリードライン 105 においてアンロード弁 7 と固定絞り 8 との間には固定絞り 8 の上流で発生した制御圧力を検出する圧力センサー 15 が接続され、油圧ポンプ 1 には斜板の傾転角を検出する変位センサー 16 が設置され、これらセンサー 15, 16 からの信号はコントローラ 10 に入力される。

また、アンロード弁 7 と並列に、しかも固定絞り 8 の上流に切換弁 30 を設けてある。すなわち、切換弁 30 はブリードライン 104 に接続されたブリードライン 108 とブリードライン 105 に接続されたブリードライン 109 との間に接続されている。この切換弁 30 は油圧パイロット操作弁であり、切換弁 30 の開口面積は操作レバー 4 の操作量に関連して変化するようになっている。この目的のため、前述した油圧源 21 と切換弁 30 の油圧駆動部の間には比例電磁弁 31 が設けてあり、この比例電磁弁 31 のソレノイド駆動部にはコントローラ 10 から電気駆動信号が与えられる。比例電磁弁 31 はコントローラ 10 からの電気駆動信号で駆動され、その電機駆動信号に比例したパイロット圧力を発生し、そのパイロット圧力を切換弁 30 の油圧パイロット駆動

部に出力する。

コントローラ10の制御機能を図3にブロック図で示す。コントローラ10は、流量制御弁3a, 3bの電気駆動信号を生成する制御演算機能35と、切換弁30の電気駆動信号を生成する制御演算機能36と、油圧ポンプ1のレギュレータ9の電気駆動信号を生成する制御演算機能37とを有している。

流量制御弁3a, 3bに対する制御演算機能35は既に説明してある。ここで、電気レバー装置5における操作レバー4の操作量Lに対する流量制御弁3a, 3bのメータインの可変絞りの開口面積Aとの関係は図4に示すようである。図中、操作レバー4の操作量Lとは、操作レバー4の中立位置からXの+-の各方向及びYの+-の各方向への操作量を意味し、Lmaxは操作レバー4をフル操作したときの最大操作量である。

油圧ポンプ1に対する制御演算機能37の詳細を図5に示す。図5において、ブロック37aでは圧力センサー15からの信号を入力し、固定絞り8の上流で発生した制御圧力Pcに対応する目標傾転角 θ_o を演算する。これは制御圧力Pcと目標傾転角 θ_o との関係を予め設定し、関数テーブルに記憶しておくことにより行なう。この関係は、図5に示すごとく、固定絞り8の上流に発生した制御圧力Pcが高くなると目標傾転角 θ_o が小さくなり、制御圧力Pcが低くなる目標傾転角 θ_o が大きくなるような関係である。ブロック37aで演算された目標傾転角 θ_o は加算部37bにおいて変位センサー16で検出されフィードバックされた油圧ポンプ1の斜板の傾転角 θ との偏差Zがとられ、偏差Zはブロック37c, 37dでON・OFFの電気駆動信号に変換される。すなわち、偏差Zが正のときはONの電気駆動信号が電磁弁22aに出力され、OFFの電気駆動信号が電磁弁22bに出力

16

される。偏差 Z が負のときは ON の電気駆動信号が電磁弁 22b に出力され、 OFF の電気駆動信号が電磁弁 22a に出力される。電磁弁 22a, 22b に与えられる電気駆動信号の $ON \cdot OFF$ による油圧ポンプ 1 の傾転角の制御は前述した通りである。これにより、変位センサー 16 で検出した実際の傾転角 θ をフィードバックし、その傾転角 θ が目標傾転角 θ_0 に一致するように制御される。

上記の油圧ポンプ 1 に対する制御演算機能 37 及びレギュレータ 9 は、固定絞り 8 により発生した制御圧力が高くなると油圧ポンプ 1 の吐出流量を減少させ、当該制御圧力が低くなるとポンプ吐出流量を増大させるポンプ制御手段を構成する。

切換弁 30 に対する制御演算機能 36 の詳細を図 6 に示す。図 5 において、ブロック 36a では電気レバー装置 5 からの電気信号を入力し、操作レバー 4 の操作量 L に対応する目標信号値 E_0 を演算する。これは操作量 L と目標信号値 E_0 との関係を予め設定し、関数テーブルに記憶しておくことにより行なう。この関係は、図 6 に示すごとく、操作レバー操作量 L が大きくなると目標信号値 E_0 も大きくなるような関係である。また、操作量 L のある値 L_a で目標信号値 E_0 の増加割合が小さくなっている。ブロック 36a で演算された目標信号値 E_0 は増幅器 36b で増幅され、電気駆動信号として比例電磁弁 31 に出力される。

比例電磁弁 31 は前述したようにコントローラ 10 からの電気駆動信号に比例したパイロット圧力を発生し、切換弁 30 のパイロット駆動部に出力する。一方、切換弁 30 のストローク量 S に対する開口面積 A の関係は図 7 に示すようであり、弁ストローク S が増加するにしたがって開口面積 A が減少する関係となっている。その結果、比例電磁弁 31 からのパイロット圧力により駆動

17

される切換弁30の操作レバー4の操作量Lに対する開口面積Aの関係は、図8に示すようになる。すなわち、切換弁30は、操作レバー4の操作量Lが小さいときには開口面積Aが大きく、操作量Lが大きくなるにしたがって開口面積Aが小さくなるように制御される。また、切換弁30Aの開口面積Aは操作量Lが最大 L_{max} に到達する前の L_b で0となる。すなわち、切換弁30Aは最大操作量 L_{max} に到達する前に全閉する。

以上のように、切換弁30に対する制御演算機能36及び比例電磁弁31は、操作レバー4の操作量が小さいときには切換弁30の開口面積を大きくし、操作レバー4の操作量が大きくなるにしたがって切換弁30の開口面積を小さくするように切換弁30を制御する制御手段を構成する。

次に、本実施例の動作原理を説明する。まず、本実施例において切換弁30がない場合について考える。切換弁30がないと、従来のLS制御システムと同じとなる。すなわち、操作レバー4が操作されず中立位置にあるときには、流量制御弁3a, 3bも中立位置にあり、パイロットライン107はシャトル弁6及び流量制御弁3a, 3bを介してタンクに連通した状態となる。このとき、油圧ポンプ1の吐出圧力がパイロット弁106を介してアンロード弁7に作用するので、アンロード弁7はばね7aの力に抗して開位置に切り換えられる。このため、固定絞り8の上流で発生する制御圧力は高くなり、コントローラ10の制御演算機能37とレギュレータ9とで構成されるポンプ制御手段により油圧ポンプ1の斜板傾転角が減少してポンプ吐出流量が減少するように制御される。これにより、油圧ポンプ1の傾転角は最小に保たれ、油圧ポンプ1から最小流量が吐出するように制御される。

操作レバー4を中立位置から例えばX+方向に操作すると、そ

18

の操作量（要求流量） L に応じた開口面積で流量制御弁 3 a が開き、油圧ポンプ 1 からの圧油が流量制御弁 3 a を経て油圧アクチュエータ 2 a に供給される。これと同時に、油圧アクチュエータ 2 a の負荷圧力が最大負荷圧力としてシャトル弁 6 により検出され、その最大負荷圧力と油圧ポンプ 1 のポンプ吐出圧力がアンロード弁 7 に作用する。このとき、油圧ポンプ 1 の吐出流量が要求流量よりも少ないと、ポンプ吐出圧力が上昇しないので、ポンプ吐出圧力と最大負荷圧力との差圧すなわち LS 差圧がばね 7 a で設定された所定値（以下、アンロード弁 7 の設定差圧という）よりも小さくなり、アンロード弁 7 は閉じられる。このため、固定絞り 8 の上流で発生する制御圧力は低くなり、コントローラ 10 の制御演算機能 37 とレギュレータ 9 とで構成されるポンプ制御手段によりポンプ吐出流量は増大するよう制御される。油圧ポンプ 1 の吐出流量が要求流量よりも大きくなると、ポンプ吐出圧力は上昇し、 LS 差圧がアンロード弁 7 の設定差圧よりも大きくなって、アンロード弁 7 が開口する。このため、固定絞り 8 の上流に発生する制御圧力は高くなり、前記ポンプ制御手段によりポンプ吐出流量を減少するよう制御される。このようにして、ポンプ吐出圧力が最大負荷圧力より所定値だけ高くなるようポンプ吐出流量が制御される。

以上のように油圧ポンプ 1 の吐出流量が制御されるとき、操作レバー 4 の操作量 L に対する流量制御弁 3 a の通過流量 Q の関係は、図 4 に示す操作量 L と開口面積 A との関係に対応して図 9 に特性 F_{LS} で示すようになる。すなわち、ポンプ吐出圧力が最大負荷圧力より所定値だけ高くなるようポンプ吐出流量が制御されることから、ポンプ吐出圧力と最大負荷圧力との差圧である LS 差圧が一定に保たれ、流量制御弁 3 a の前後差圧はその LS 差圧に

19

対応する一定値に保たれ、流量特性 F_{LS} は流量制御弁 3 a の開口面積 A と同様の特性となる。また、アクチュエータ 2 a の負荷圧力が変化しても LS 差圧は一定に保たれるので、流量特性 F_{LS} は負荷圧力に係わらず一定である。このようにして LS 制御では、アクチュエータ 2 a の負荷圧力が変動しても、アクチュエータ 2 a に供給される流量は流量制御弁 3 a の開口面積（操作レバーの操作量）に応じた一定値となり、アクチュエータ 2 a の駆動速度は負荷圧力の変動の影響を受けず、操作レバーの操作量に応じた正確なアクチュエータ速度が得られる。

次に、本実施例においてアンロード弁 7 がない場合について考える。アンロード弁 7 がないと、切換弁 30 のブリードオフ制御による流量制御が行われる。すなわち、まず、操作レバー 4 が中立位置にあるときには、図 8 に示す特性から切換弁 30 は最大の開口面積で開いており、油圧ポンプ 1 の吐出流量が切換弁 30 を通ってブリードライン 105 に流出する。このため、固定絞り 8 の上流で発生する制御圧力は高くなり、アンロード弁 7 a のみの場合の前述の作用と同様に、油圧ポンプ 1 の傾転角は最小に保たれ、油圧ポンプ 1 から最小流量が吐出するように制御される。

操作レバー 4 を中立位置から例えば $X+$ 方向に操作すると、その操作量（要求流量） L に応じた開口面積で流量制御弁 3 a が開くと共に、図 8 に示す特性から切換弁 30 の開口面積は操作量 L に応じて減少し、切換弁 30 よりブリードライン 105 に流出するブリード流量が減少する。このため、固定絞り 8 の上流で発生する制御圧力は低くなり、コントローラ 10 の制御演算機能 37 とレギュレータ 9 とで構成されるポンプ制御手段によりポンプ吐出流量は増大するよう制御される。油圧ポンプ 1 の吐出流量が増大し、ポンプ吐出圧力がアクチュエータ 2 a の負荷圧力よりも高

20

くなると、油圧ポンプ1からの圧油が流量制御弁3aを経て油圧アクチュエータ2aに供給される始める。一方、油圧ポンプ1の吐出流量が増大しかつポンプ吐出圧力が高くなると、切換弁30から流出するブリード流量が増え、固定絞り8の上流に発生する制御圧力は上昇する。この制御圧力で決まるポンプ吐出流量が、アクチュエータ2aに供給される流量と切換弁30から流出するブリード流量との合計とバランスすると、制御圧力は静定し、油圧ポンプ1の吐出流量は一定に保たれる。このとき、アクチュエータ2aの負荷圧力が一定であれば、図8に示す特性から切換弁30から流出する流量は操作レバー4の操作量Lが大きいほど少ないので、制御圧力は操作レバー4の操作量が大きくなるほど低い値で静定し、制御圧力が静定したときの油圧ポンプ1の吐出流量は多くなる。このようにして、油圧ポンプ1の吐出流量は操作レバー4の操作量Lに応じて制御される。

一方、アクチュエータ2aには、油圧ポンプ1の吐出流量から切換弁30のブリード流量を差し引いた残りの流量が流量制御弁3aを介して供給される。この場合の操作レバー4の操作量Lに対する流量制御弁3aの通過流量Qの関係は、図8に示す操作量Lと開口面積Aとの関係に対応して、図9に特性 F_{B0L} , F_{B0M} , F_{B0H} で示すようになる。すなわち、このときの流量は負荷圧力の影響を受け、負荷圧力が増大すると切換弁30からのブリード流量が増大するので、同じポンプ吐出流量でも流量制御弁3aの通過流量は少なくなる。このため、流量制御弁3aの通過流量Qの特性は負荷圧力の増大に伴って F_{B0L} , F_{B0M} , F_{B0H} のように流量Qが減る方向に変化する。

なお、本実施例での切換弁30による流量制御は、従来のセンターオープン式の流量制御弁をそなえたシステムでのブリードオ

2 1

フ制御と類似しており、この意味で本明細書中では切換弁 3 0 による流量制御をブリードオフ制御と呼んでいる。

本実施例では、アンロード弁 7 と切換弁 3 0 の両方を備え、しかも切換弁 3 0 はアンロード弁 7 と並列に、固定絞り 8 の上流に設けてある。このため、油圧ポンプ 1 の吐出圧力と最大負荷圧力との差圧（L S 差圧）がアンロード弁 7 の設定差圧以下の場合は、アンロード弁 7 が閉じているのであるからアンロード弁 7 がないのと同等となり、切換弁 3 0 によるブリードオフ制御が行われ、L S 差圧がアンロード弁 7 の設定差圧よりも大きい場合は、アンロード弁 7 から圧油が流出するのであるから切換弁 3 0 がないのと同等となり、アンロード弁 7 による L S 制御が行われる。

なお、操作レバー 4 が中立位置にあるときには、切換弁 3 0 は最大開口面積で開いており、油圧ポンプ 1 の傾転角は最小に保たれ、油圧ポンプ 1 から最小流量が吐出するように制御される。

図 1 0 に、本実施例における操作レバー 4 の操作量 L と流量制御弁 3 a の通過流量 Q との関係を示す。図中、図 9 に示す特性線と同じ特性線には同じ符号を付している。図 1 0 (A) はアクチュエータ 2 a の負荷圧力が中程度のとき、図 1 0 (B) はアクチュエータ 2 a の負荷圧力が低いとき、図 1 0 (C) はアクチュエータ 2 a の負荷圧力が高いときである。

負荷圧力が中程度のときは、操作レバー 4 の操作量 L がメータリング領域の L b 以下のときは、L S 差圧がアンロード弁 7 の設定差圧よりも小さく、アンロード弁 7 は閉じられる。このため、切換弁 3 0 によるブリードオフ制御が選択される。操作レバー 4 の操作量 L が L b 以上になると、L S 差圧がアンロード弁 7 の設定差圧より大きくなり、アンロード弁 7 が開口する。このため、アンロード弁 7 による L S 制御が選択される。したがって、この

2 2

場合の流量特性は特性線 F_{LS} と F_{BOM} の流量の少ない方を結んだ実線のような特性となる。

負荷圧力が低いときは、操作レバー 4 の操作量 L の全範囲において LS 差圧がアンロード弁 7 の設定差圧より大きくなり、アンロード弁 7 による LS 制御が選択される。したがって、この場合の流量特性は特性線 F_{LS} と同じ実線のような特性となる。

負荷圧力が高いときは、操作レバー 4 の操作量 L がメータリング領域を越えた L_c 以下のときは、 LS 差圧がアンロード弁 7 の設定差圧よりも小さく、切換弁 30 によるブリードオフ制御が選択される。操作レバー 4 の操作量 L が L_c 以上になると、 LS 差圧がアンロード弁 7 の設定差圧より大きくなり、アンロード弁 7 による LS 制御が選択される。したがって、この場合の流量特性は特性線 F_{LS} と F_{BOH} の流量の少ない方を結んだ実線のような特性となる。

以上のような動作原理を有する本実施例にあっては、例えば負荷圧力が中程度である図 10 (A) に示す特性において、油圧シヨベルの地ならし作業のように操作レバー 4 を操作量 L_b 以下の範囲で微操作する場合は、切換弁 30 によるブリードオフ制御が選択される。また、負荷圧力が高い図 10 (C) に示す特性において、油圧シヨベルの積荷作業作業のように操作レバー 4 をメータリング領域で操作する場合も、切換弁 30 によるブリードオフ制御が選択される。このような場合、操作レバー 4 を $X+$ 方向に操作すると、前述したように油圧ポンプ 1 の吐出流量は操作レバー 4 の操作量に応じて増大し、操作レバー 4 の操作量に応じた流量がアクチュエータ 2 a に供給される。

一方、ブリードオフ制御においては、アクチュエータの始動時または負荷の変動時において油圧ポンプ 1 の吐出圧力が上昇する

2 3

とき、ポンプ吐出流量の一部が切換弁 3 0 及びブリード通路 1 0 5 を介してタンクに流出する。このため、ポンプ吐出圧力の急激な上昇が抑制される。その流出流量は操作レバー 4 の操作量が大きくなるにしたがって増大する。したがって、操作レバー 4 の操作量に応じてアクチュエータ 2 a の加速度や駆動力が制御され、ショックの少ない円滑な作業を実施することができる。

また、負荷圧力が高い図 1 0 (C) に示す特性において、アクチュエータ 2 a を始動するため操作レバー 4 を急速にハーフ操作したとき、あるいはフル操作位置から急速にハーフ操作位置まで戻したとき、アクチュエータ速度の急変に伴ってアクチュエータ 2 a に振動が発生する。本願発明者らの検討によれば、アクチュエータへ供給される流量がアクチュエータ圧力に係わらず一定であると、アクチュエータに一度発生した振動は減衰しない。また、一度発生した振動を減衰するためには、アクチュエータ圧力が高圧になるとアクチュエータへの供給流量が減る特性が必要である。

ブリードオフ制御においては、アクチュエータの負荷圧力が高くなると、ポンプ吐出流量のうち切換弁 3 0 及びブリード通路 1 0 5 を介してタンクに流出する流量部分が増え、アクチュエータに供給される分配量が減ると共に、固定絞り 8 の上流の制御圧力が上昇しポンプ吐出流量自身も減少する。すなわち、アクチュエータの負荷圧力が高くなるとアクチュエータへの供給流量が減る特性がある。このため、アクチュエータ 2 a に発生した振動は容易に減衰し、ハンチングのない安定した流量制御を行なうことができる。

一方、例えば負荷圧力が中程度である図 1 0 (A) に示す特性において、油圧ショベルの中掘削作業のように操作レバー 4 を操作量 L b 以上の範囲で操作する場合、又は負荷圧力が高い図 1 0

24

(C) に示す特性において、油圧ショベルの重掘削作業のように操作レバー 4 をフルストローク領域で操作する場合は、アンロード弁 7 による LS 制御が選択される。この場合、操作レバー 4 を X+ 方向に操作すると、前述したように油圧ポンプ 1 の吐出流量が操作レバー 4 の操作量に応じて増大し、操作レバー 4 の操作量に応じた流量がアクチュエータ 2 a に供給される。このとき、LS 差圧は一定に保たれるので、アクチュエータ 2 a の負荷圧力が変動してもアクチュエータ 2 a に供給される流量は流量制御弁 3 a の開口面積（操作レバーの操作量）に応じた一定値となる。したがって、アクチュエータ 2 a の駆動速度は負荷圧力の変動の影響を受けず、操作レバー 4 の操作量に応じた正確なアクチュエータ速度が得られる。

また、負荷圧力が低い図 10 (B) に示す特性において、操作レバー 4 の操作量の全範囲において、アンロード弁 7 による LS 制御が選択され、負荷圧力の変動の影響を受けることのない、操作レバーの操作量に応じた正確なアクチュエータの速度制御が行なえる。

なお、以上では操作レバー 4 を X+ 方向に操作した場合について説明したが、操作レバー 4 を X- 方向に操作した場合や、操作レバー 4 を Y+ 方向又は Y- 方向に操作しアクチュエータ 2 b を駆動する場合も全く同様である。

したがって本実施例によれば、操作レバー 4 の操作量に応じてアンロード弁 7 による LS 制御と切換弁 10 によるブリードオフ制御を選択的に実施し、両制御の特性を生かした流量制御を行なうことができる。

また、操作レバー 4 の操作量が特定の操作範囲にあり切換弁 30 によるブリードオフ制御が選択されたときには、操作レバー 4

25

の操作量に応じたアクチュエータ 2 a, 2 b の加速度や駆動力の制御が行なえかつアクチュエータ 2 a, 2 b の振動の減衰性能が向上すると共に、操作レバー 4 の操作量が他の操作範囲にありアンロード弁 7 による L S 制御が選択されたときには、操作レバー 4 の操作量に応じた正確なアクチュエータ 2 a, 2 b の速度制御を行なうことができる。

なお、以上の実施例において、図 9 に示す操作レバー量 L に対する流量 Q の特性 F_{LS} , F_{BOL} , F_{BOM} , F_{BOH} は、図 4 に示す流量制御弁 3 a, 3 b の開口面積の特性や、図 8 に示す切換弁 30 の開口面積の特性を変えることによって種々変更可能であり、流量特性 F_{LS} , F_{BOL} , F_{BOM} , F_{BOH} を変えることによって図 10 に示す合成流量特性を変えることができる。図 11 及び図 12 はこの一例を示すもので、L S 制御の流量特性 F_{LS} は上記実施例と同じであるが、ブリードオフ制御の流量特性は F_{BOLA} , F_{BOMA} , F_{BOHA} のように変更してある。この場合、合成流量特性は負荷圧力に応じて図 12 (A) ~ (C) に示すようになる。図 12 (A) から分かるように、負荷圧力が中程度のときの流量特性では、操作量 L がメータリング領域の L_d までは L S 制御が選択され、操作量 L が L_d からメータリング領域を越えた L_e まではブリードオフ制御が選択され、操作量 L が L_e 以上では再び L S 制御が選択される。このように流量特性を変えることにより特定の目的に対して有利な特性を設定することができ、操作性を著しく向上することができる。

また、以上の実施例では、アンロード弁 7 より流出した圧油の流量に応じた圧力を発生する抵抗装置として固定絞り 8 を設けたが、図 13 に示すように、固定絞り 40 とリリーフ弁 41 とを組み合わせた構成にしてもよい。

26

本発明の第2の実施例を図14により説明する。図中、図1に示す部材と同等の部材には同じ符号を付している。

この第2の実施例では、アクチュエータ2a, 2bを操作する操作レバー装置として、油圧パイロット操作式の操作レバー装置50a, 50bを設けてあり、これらの操作レバー装置50a, 50bの操作レバー51a, 51bの操作に伴って発生するパイロット圧力がパイロット回路52, 53あるいはパイロット回路54, 55を介して流量制御弁3a, 3bの該当する受圧室に与えられ、これらの流量制御弁3a, 3bを切り換える構成にしてある。

また、油圧ポンプ1の傾転角を制御するレギュレータとして、固定絞り8の上流に発生した制御圧力が直接与えられ、この制御圧力に応じて作動するサーボ制御弁56と、このサーボ制御弁56に連絡され、油圧ポンプ1の傾転角を制御する制御用アクチュエータ57とを備える構造を採用し、サーボ制御弁56と制御用アクチュエータ57とで固定絞り8により発生した制御圧力が高くなると油圧ポンプ1の吐出流量を減少させ、当該制御圧力が低くなるとポンプ吐出流量を増大させるように制御している。

さらに、この第2の実施例では、切換弁30の制御手段を油圧的に構成してある。すなわち、切換弁30の制御手段は、パイロット回路52, 53に発生するパイロット圧力を選択的に取り出す第1のシャトル弁58と、パイロット回路54, 55に発生するパイロット圧力を選択的に取り出す第2のシャトル弁59と、これらの第1及び第2のシャトル弁58, 59に取り出されたパイロット圧力の高圧側を取り出し、切換弁30の油圧パイロット駆動部に与える第3のシャトル弁60とで構成されている。この場合も切換弁30は、第3のシャトル弁50で取り出されたパイ

27

ロット圧力により、操作レバー 51 a 又は 51 b の操作量 L に対する開口面積 A の関係が例えば図 8 に示す関係となるように制御される。すなわち、切換弁 30 は、操作レバー 51 a 又は 51 b の操作量 L が小さいときには開口面積 A が大きく、操作量 L が大きくなるにしたがって開口面積 A が小さくなるように制御される。

このように構成した第 2 の実施例にあっても、操作レバー 51 a, 51 b の操作量の大きさに応じて切換弁 30 が開口し、LS 制御とブリードオフ制御を選択的に実施するので、第 1 の実施例と同様の効果が得られる。

本発明の第 3 の実施例を図 15 により説明する。図中、図 1 及び図 14 に示す部材と同等の部材には同じ符号を付している。

この第 3 の実施例では、前述した第 2 の実施例における切換弁 30 の代わりに、2 つのアクチュエータ 2 a, 2 b に対応させて 2 つの切換弁 30 a, 30 b を直列に配置し、第 1 のシャトル弁 58 によって取り出されたパイロット圧力を切換弁 30 a の油圧駆動部に与え、第 2 のシャトル弁 59 によって取り出されたパイロット圧力を切換弁 30 b の油圧駆動部に与える構成にしてある。また、操作レバー 51 a, 51 b の操作量に対する切換弁 30 a, 30 b の開口面積の関係は、切換弁 30 a と切換弁 30 b とでは異らせ、それぞれ対応するアクチュエータ 2 a, 2 b に適した流量特性が得られるように設定されている。その他の構成は第 2 の実施例と同等である。

このように構成した第 3 の実施例では、第 2 の実施例と同等の効果を奏するほか、操作レバー 51 a, 51 b のそれぞれの操作量に応じて個別に切換弁 30 a, 30 b が切り換えられることから、アクチュエータ 2 a, 2 b ごとに流量特性を変更することができ、精度の高いアクチュエータ制御を実現させることができる。

産業上の利用可能性

本発明によれば、操作手段の操作量に応じてアンロード弁によるLS制御と切換弁手段によるブリードオフ制御を選択的に実施し、両制御の特性を生かした流量制御を行なうことができる。

また、操作手段の操作量が特定の操作範囲にありブリードオフ制御が選択されたときには、操作手段の操作量に応じたアクチュエータの加速度や駆動力の制御が行なえかつアクチュエータの振動の減衰性能が向上すると共に、操作手段の操作量が他の操作範囲にありLS制御が選択されたときには、操作手段の操作量に応じた正確なアクチュエータ速度の制御を行なうことができる。

29

請求の範囲

1. 可変容量型の油圧ポンプ(1)と、この油圧ポンプから吐出される圧油によって駆動される複数のアクチュエータ(2a, 2b)と、オペレータにより操作され、前記複数のアクチュエータの駆動を指令する操作手段(5)と、前記油圧ポンプから前記複数のアクチュエータに供給される圧油の流れをそれぞれ制御する複数の流量制御弁(3a, 3b)と、前記複数のアクチュエータの最大負荷圧力を検出する圧力検出手段(6)と、前記油圧ポンプの吐出圧力と前記最大負荷圧力との差圧が所定値を超えたとき開口し、油圧ポンプから吐出される流量をタンクに流出させるアンロード弁(7)と、このアンロード弁の下流に設けられ、アンロード弁から流出した流量に応じた制御圧力を発生させる抵抗手段(8)と、この抵抗手段により発生した制御圧力が高くなると前記油圧ポンプの吐出流量を減少させ、低くなると吐出流量を増加させるポンプ制御手段(9)とを備えた油圧駆動装置において、

前記アンロード弁(7)と並列に、しかも前記抵抗手段(8)の上流の位置で前記油圧ポンプ(1)に接続された切換弁手段(30)と、前記操作手段(5)の操作量が小さいときには前記切換弁手段の開口面積を大きくし、前記操作手段の操作量が大きくなるにしたがって前記切換弁手段の開口面積を小さくするように切換弁手段を制御する制御手段(10, 36, 31)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、前記切換弁手段(30)は、弁ストロークが小さいときには開口面積が大きく、弁スト

30

ロックが大きくなるにしたがって開口面積が小さくなる開度特性を有してい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、前記操作手段(5)は操作量に応じた電気指令信号を出力する電気式であり、前記制御手段は、前記操作手段からの電気指令信号に応じた電気駆動信号を生成するコントローラ(10, 36)と、前記コントローラからの電気駆動信号により駆動され、対応するパイロット圧力を発生させる比例電磁弁(31)とを有し、前記切換弁手段(30)は前記比例電磁弁からのパイロット圧力により駆動され、前記開口面積を変化させ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、前記操作手段(50a, 50b)は操作量に応じたパイロット圧力を発生させる油圧式であり、前記制御手段は前記パイロット圧力を取り出すチェック弁(58, 59, 60)であり、前記切換弁手段(30)は前記チェック弁からとり出されたパイロット圧力により駆動され、前記開口面積を変化させることを特徴とする油圧駆動装置。

5. 請求項1記載の油圧駆動装置において、前記切換弁手段は単一の切換弁(30)を有し、前記制御手段(10, 36)は前記操作手段(5)の操作量に応じてこの単一の切換弁を制御する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、前記切換弁手段は前記複数のアクチュエータ(2a, 2b)に対応して複数の切換弁(30a, 30b)を有し、その複数の切換弁は前記抵抗手段(8)の上流に直

3 1

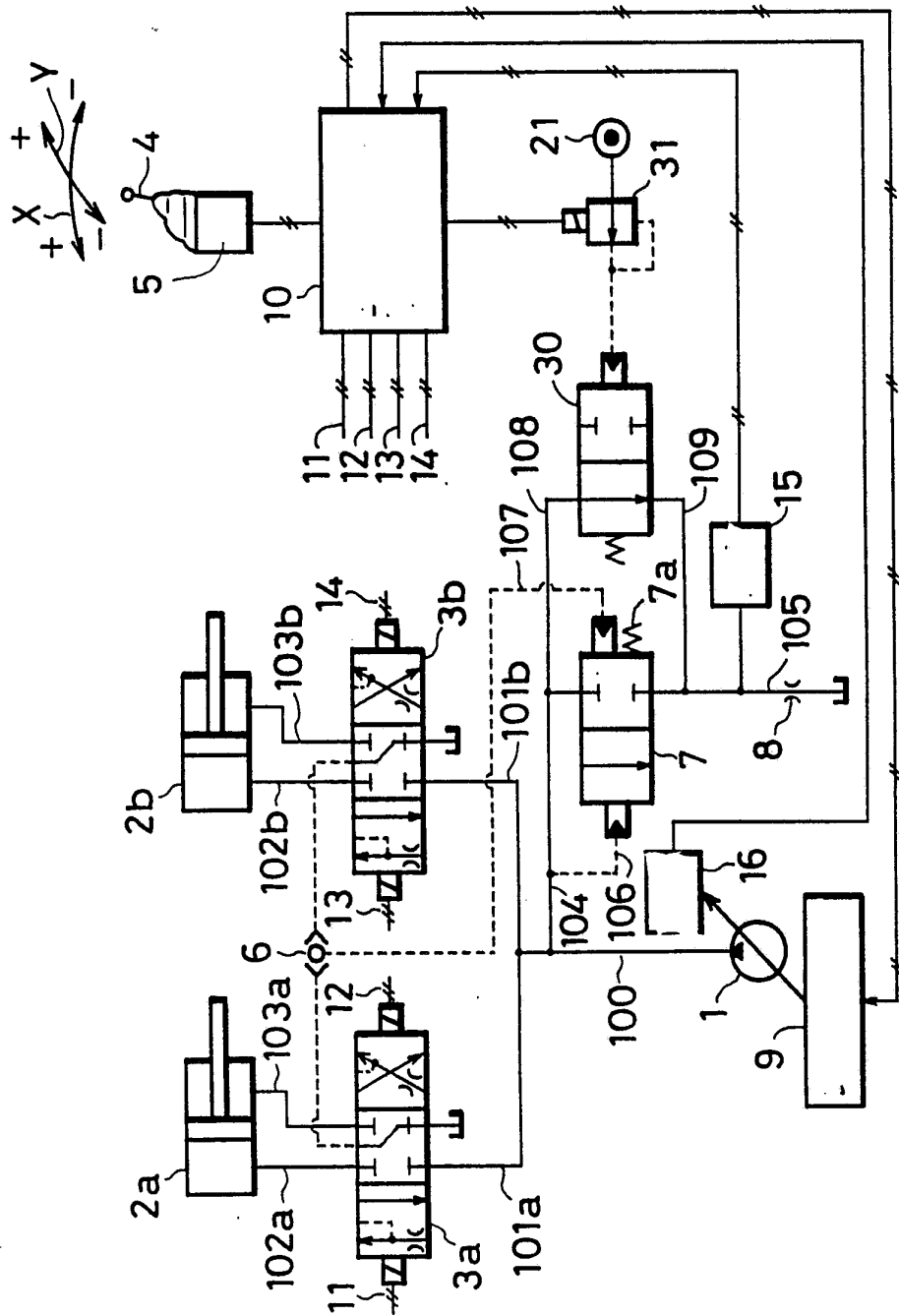
列に接続され、前記制御手段(58, 59)は、前記操作手段(50a, 50b)の操作量に応じてその操作手段が駆動を指令するアクチュエータに対応する切換弁を制御することを特徴とする油圧駆動装置。

7. 請求項1記載の油圧駆動装置において、前記抵抗手段は固定絞り(8)であることを特徴とする油圧駆動装置。

8. 請求項1記載の油圧駆動装置において、前記抵抗手段は固定絞り(40)とリリーフ弁(41)との組み合わせであることを特徴とする油圧駆動装置。

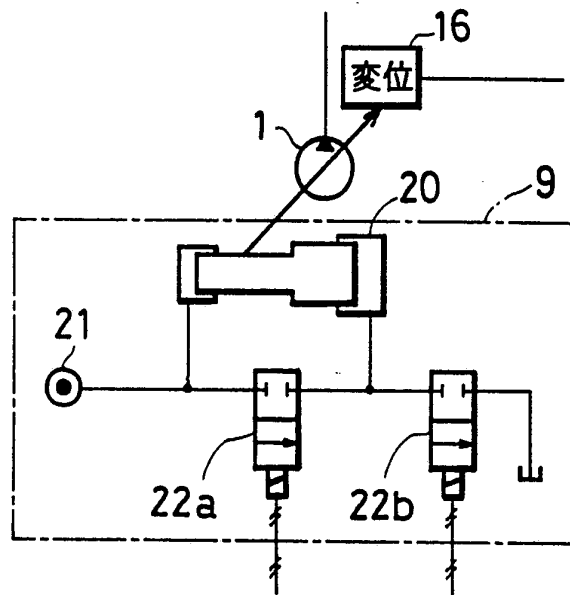
9. 請求項1記載の油圧駆動装置において、前記ポンプ制御手段は、前記抵抗手段(8)により発生した制御圧力を検出する圧力センサー(15)と、前記圧力センサーからの信号を入力し、前記制御圧力が高くなると小さい目標押しのけ容積を演算し、制御圧力が低くなる大きい目標押しのけ容積を演算し、その目標押しのけ容積に対応する電気駆動信号を出力するコントローラ(10, 37)と、前記電気駆動信号に応じて前記油圧ポンプ(1)の押しのけ容積を制御するレギュレータ(9)と有することを特徴とする油圧駆動装置。

第1図

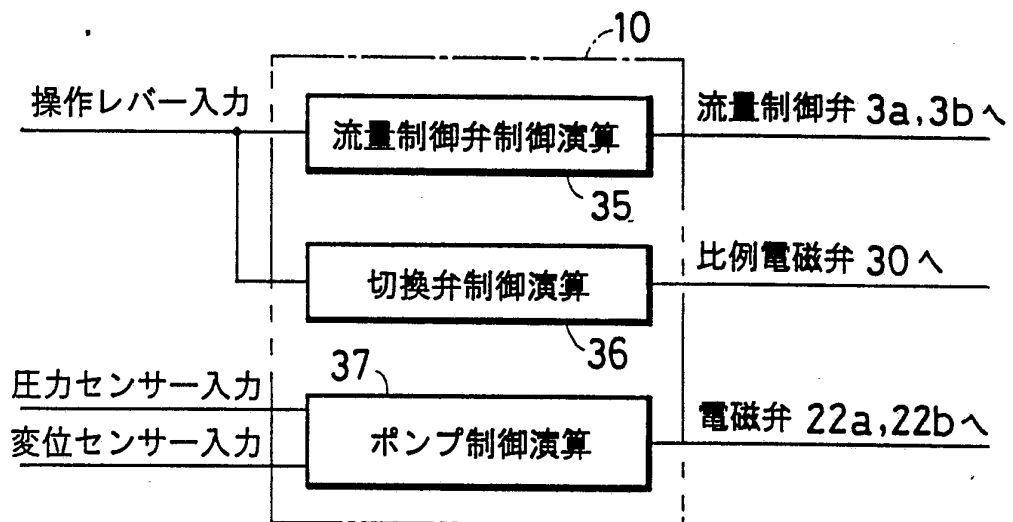


2/13

第 2 図

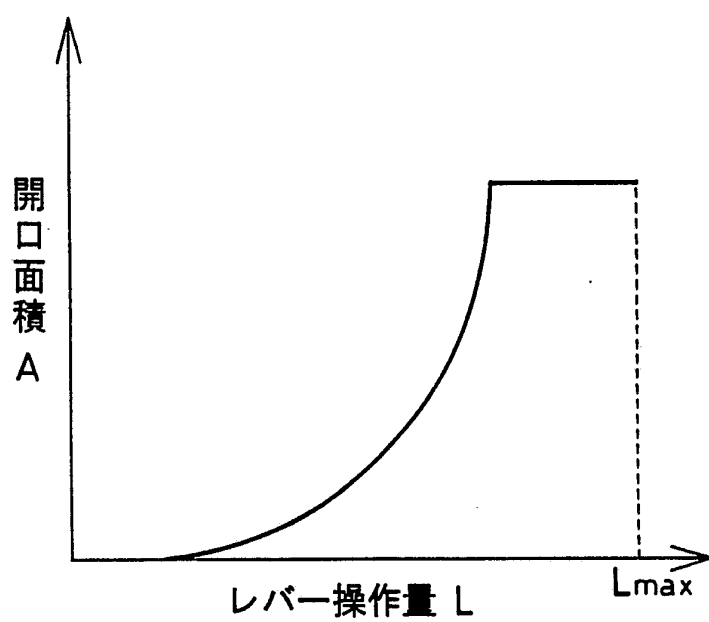


第 3 図

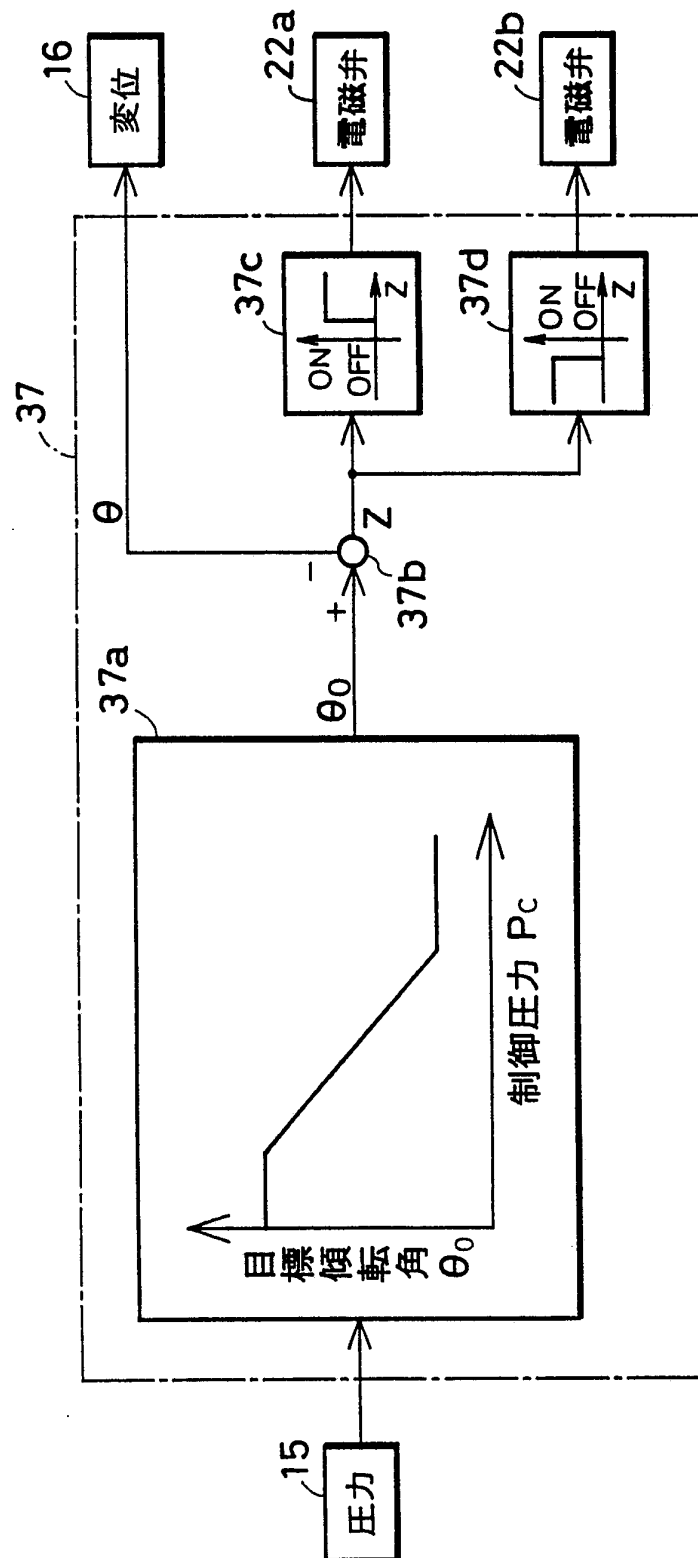


3/13

第 4 図

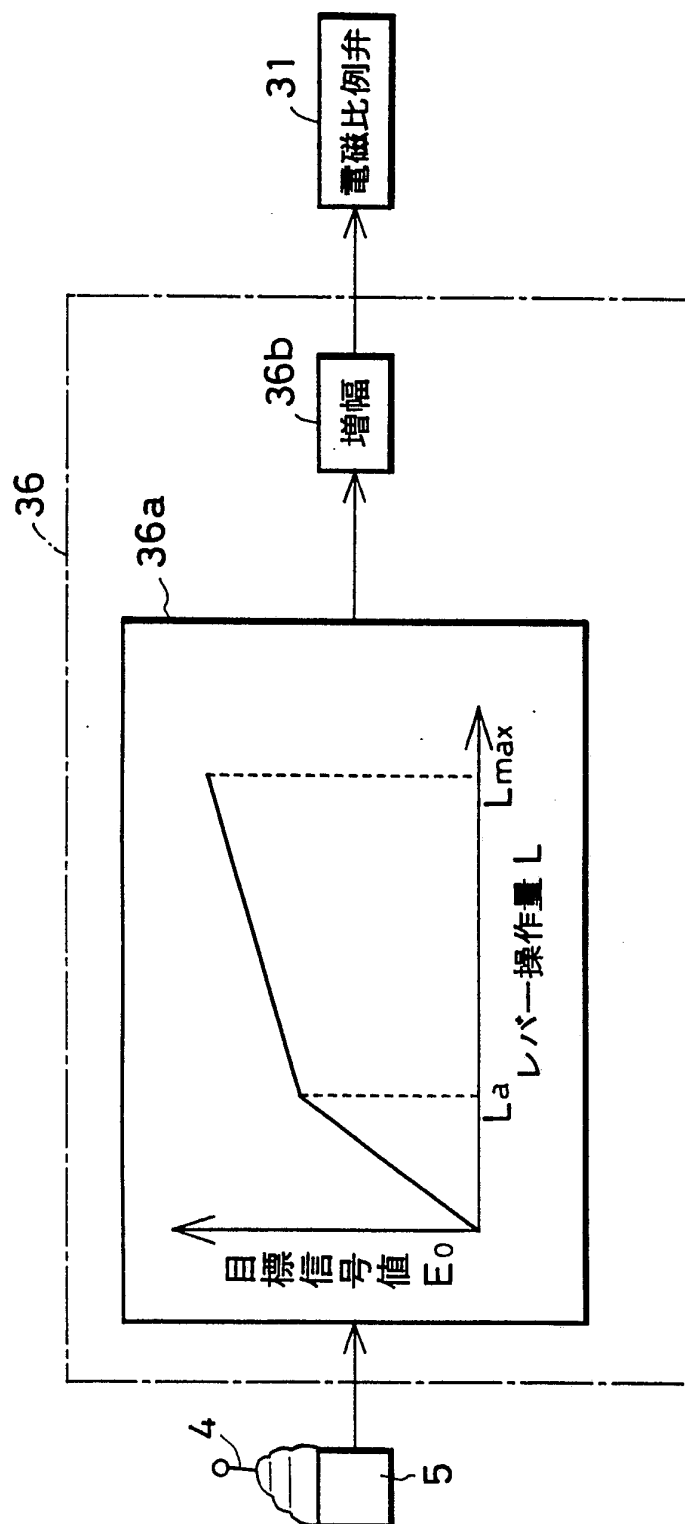


第5図



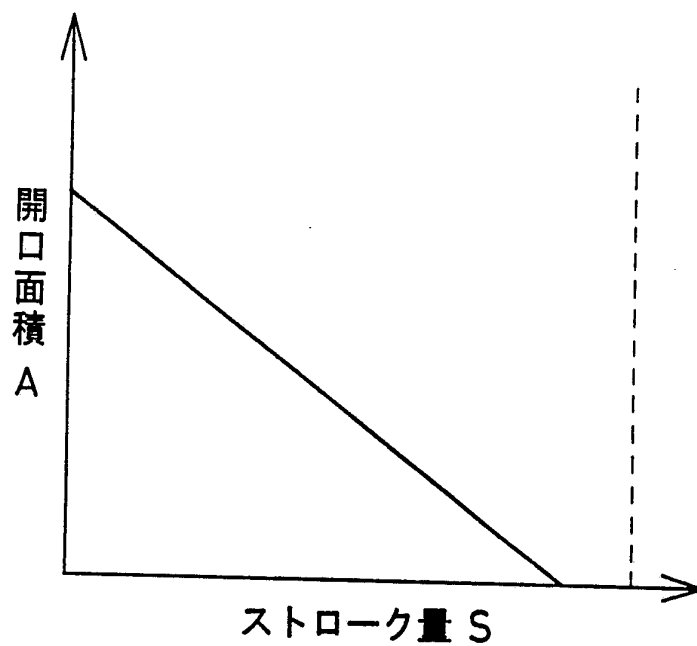
5/13

第6図

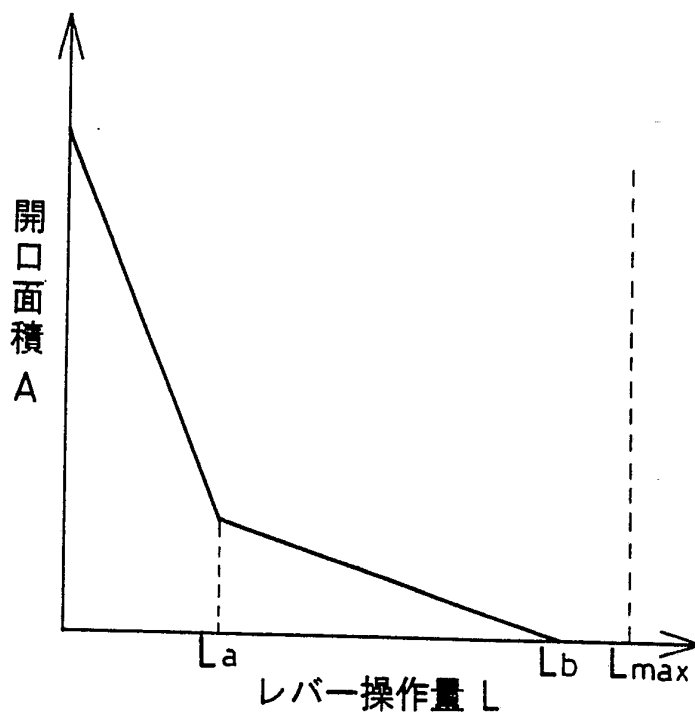


6/13

第 7 図

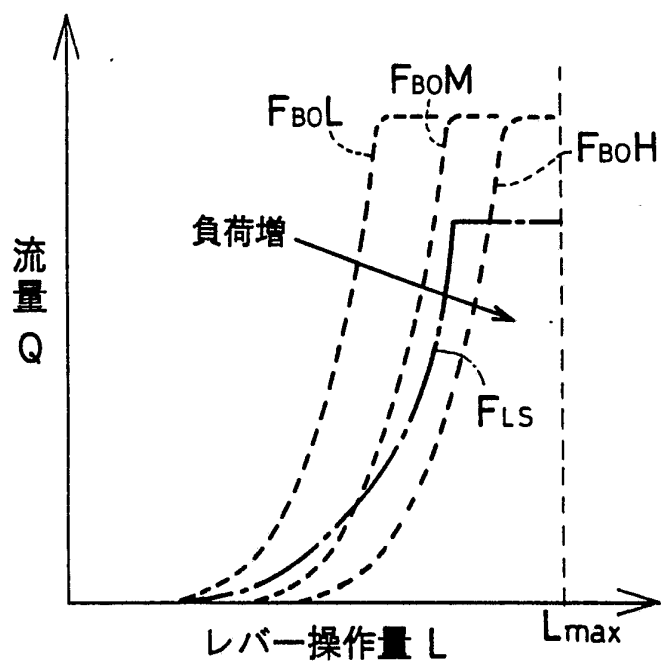


第 8 図



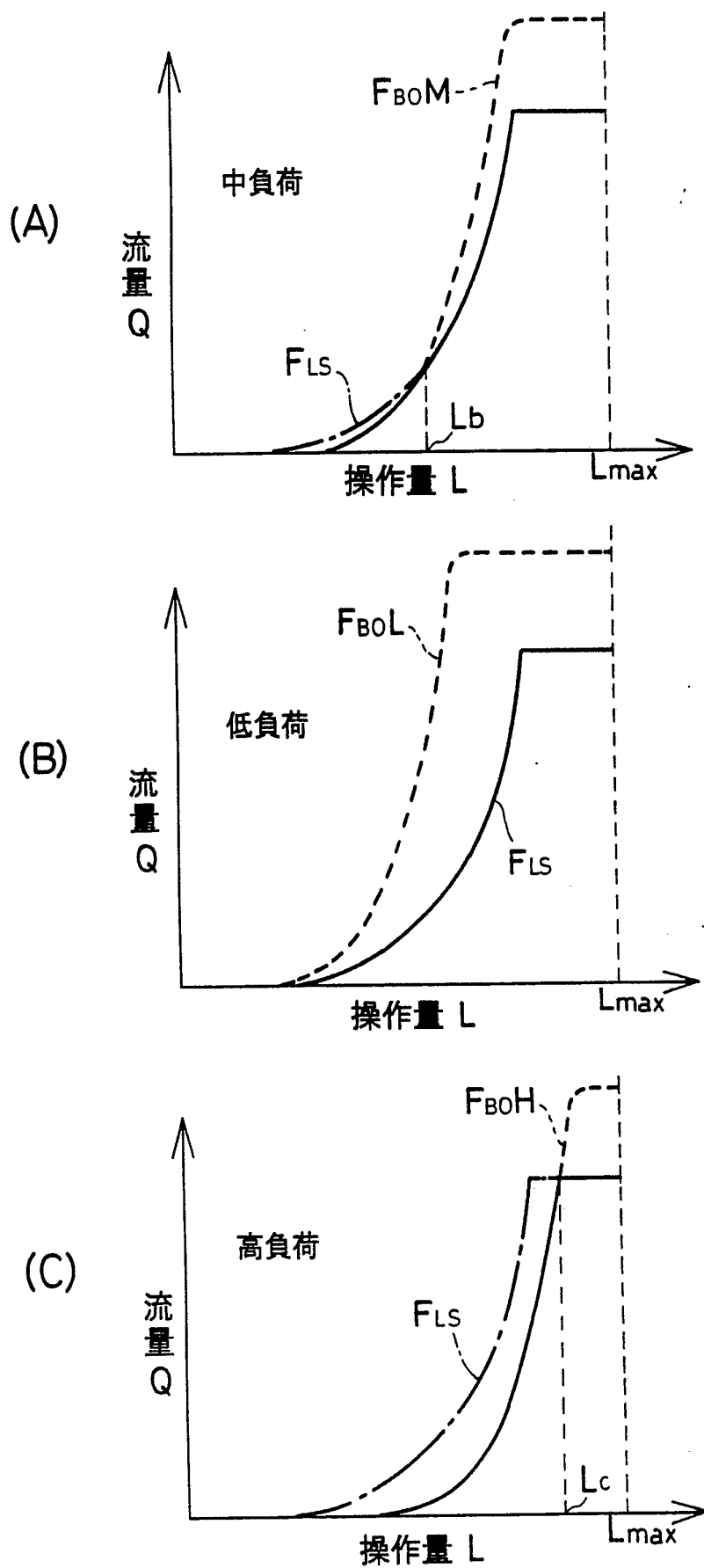
7/13

第 9 図



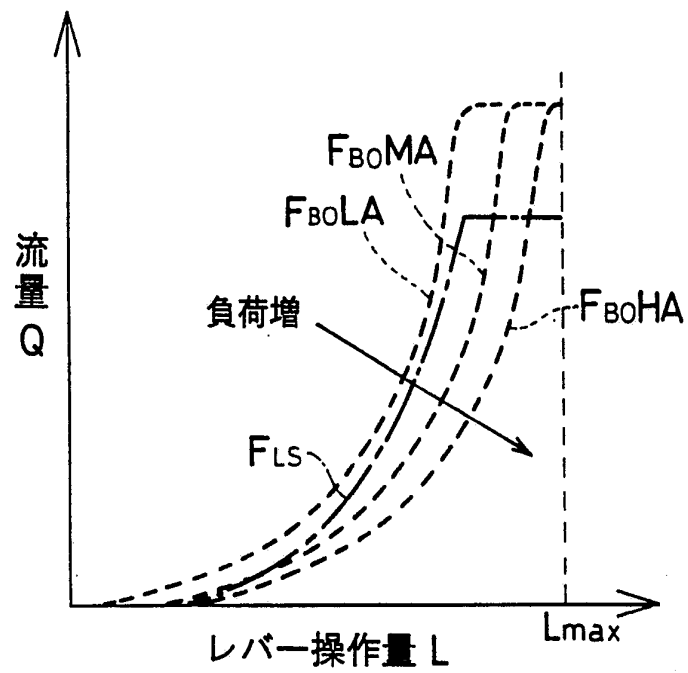
8/13

第 10 図



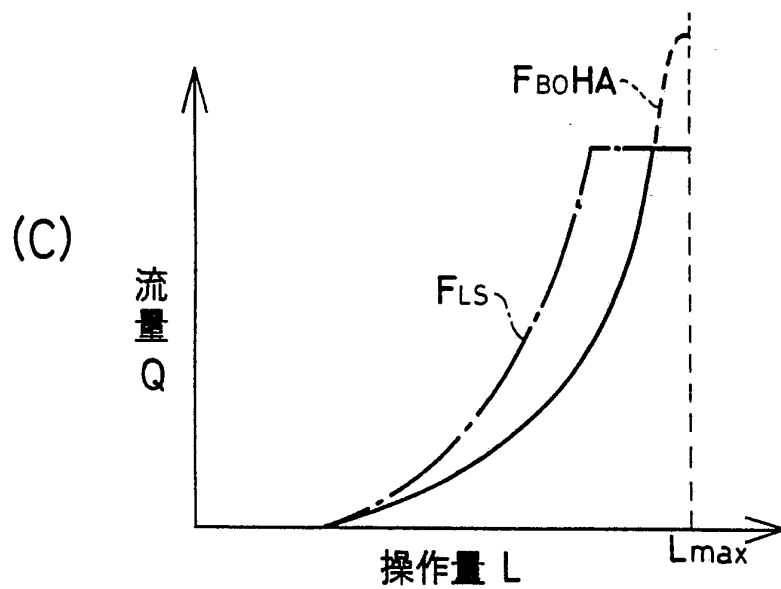
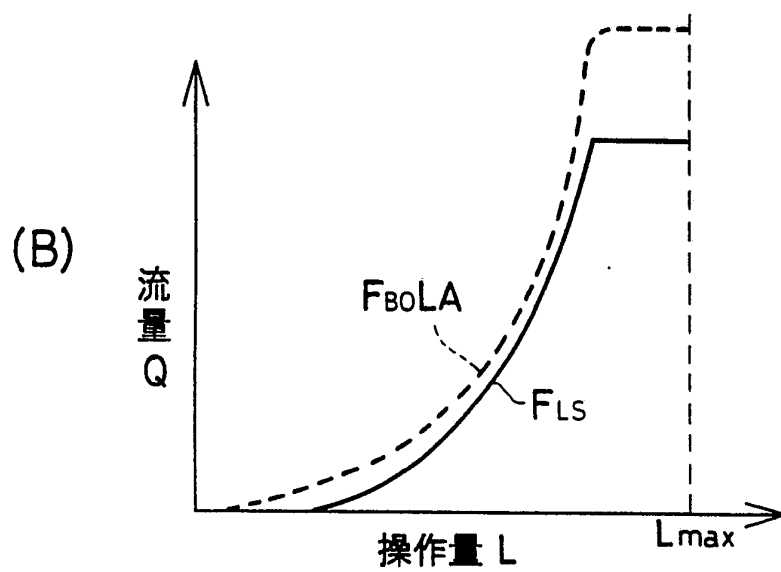
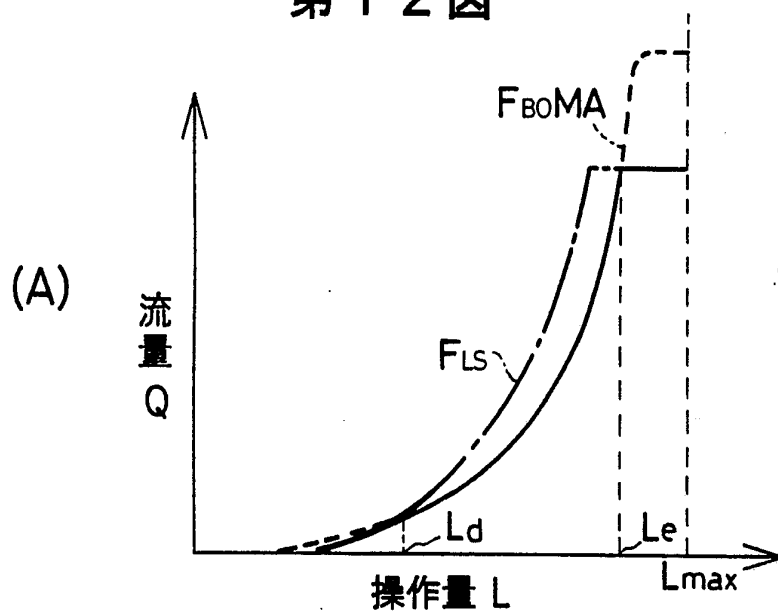
9/1.3

第 1 1 図



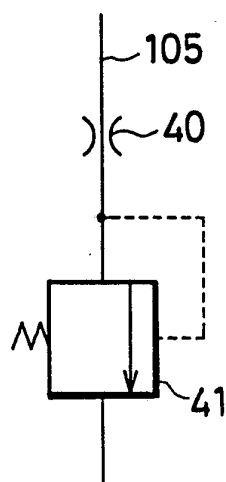
10/13

第 1 2 図



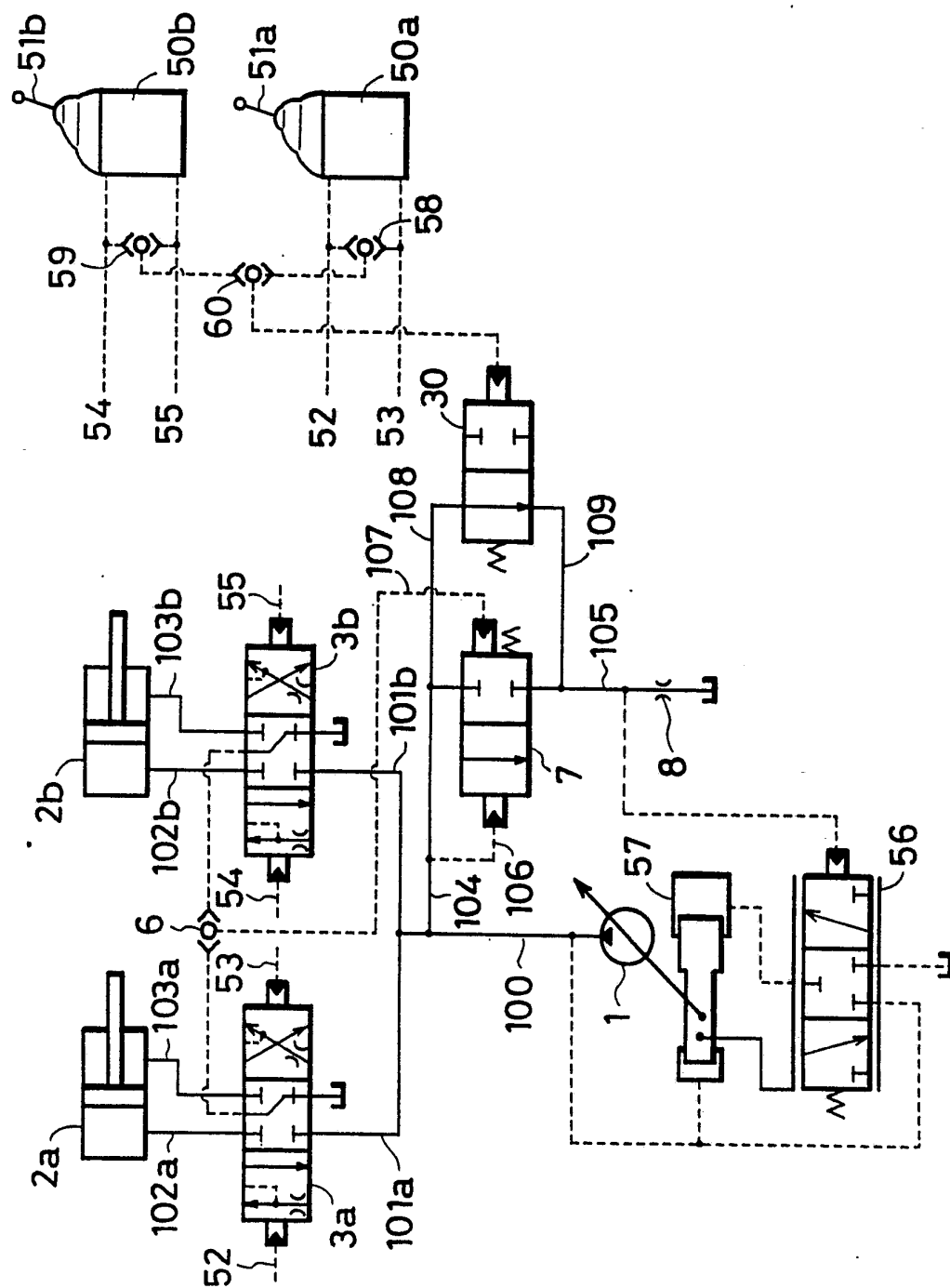
11/13

第 1 3 図



12/13

第 1 4 図



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP93/00287

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int. Cl⁵ F15B11/00, F15B11/04, 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 F15B11/00, F15B11/04, E02F9/22

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

Jitsuyo Shinan Koho 1926 - 1993

Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971 - 1993

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, A, 1-312201 (Toshiba Machine Co., Ltd.), December 18, 1989 (18. 12. 89)	1-9
Y	JP, A, 3-125001 (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), May 28, 1991 (28. 05. 91)	1-9
Y	JP, A, 3-74607 (Komatsu Ltd.), March 29, 1991 (29. 03. 91)	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

March 18, 1993 (18. 03. 93)

Date of mailing of the international search report

April 6, 1993 (06. 04. 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. F15B11/00, F15B11/04, 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. F15B11/00, F15B11/04, E02F9/22

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1926-1993年

日本国公開実用新案公報 1971-1993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, A, 1-312201 (東芝機械株式会社) 18. 12月. 1989 (18. 12. 89)	1-9
Y	JP, A, 3-125001 (日立建機株式会社) 28. 5月. 1991 (28. 05. 91)	1-9
Y	JP, A, 3-74607 (株式会社 小松製作所) 29. 3月. 1991 (29. 03. 91)	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

18. 03. 93

国際調査報告の発送日

06.04.93

名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)

郵便番号100

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

高 木 彰

3 H 8 5 1 2

電話番号 03-3581-1101 内線

3316