

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2015-197185
(P2015-197185A)

(43) 公開日 平成27年11月9日(2015.11.9)

(51) Int.Cl.		F I	テーマコード (参考)			
F 1 5 B	11/04	(2006.01)	F 1 5 B	11/04	A	2 D 0 0 3
E 0 2 F	9/22	(2006.01)	E 0 2 F	9/22	K	3 H 0 8 9

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 31 頁)

(21) 出願番号 特願2014-76265 (P2014-76265)
(22) 出願日 平成26年4月2日 (2014.4.2)

(71) 出願人 000005522
日立建機株式会社
東京都文京区後楽二丁目5番1号
(74) 代理人 110000442
特許業務法人 武和国際特許事務所
(72) 発明者 宇田川 勉
茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社 土浦工場内
(72) 発明者 田中 宏明
茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社 土浦工場内
(72) 発明者 中山 晃
茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社 土浦工場内

最終頁に続く

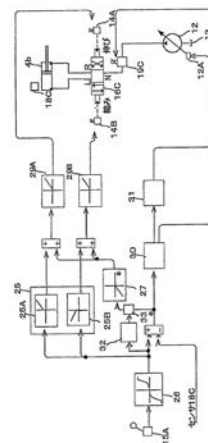
(54) 【発明の名称】 作業機械の油圧制御装置

(57) 【要約】 (修正有)

【課題】油圧アクチュエータを操作する操作者が意図した操作性を十分に得ることができる作業機械の油圧制御装置の提供。

【解決手段】方向制御弁16Cのメータアウト側の開口面積を演算する伸長側開口面積算出器25A及び収縮側開口面積算出器25Bと、左操作レバー15Aによる操作入力に応じて、目標アーム速度を演算するアーム速度算出器26と、このアーム速度算出器26によって算出された目標アーム速度とアーム速度センサ18Cによって検出された速度に基づいて、伸長側開口面積算出器25A及び収縮側開口面積算出器25Bによって算出された開口面積を補正する補正部とを有するコントローラを備え、補正部によって補正された開口面積に相当する流量の作動油を方向制御弁16Cから流出させるようにした。

【選択図】 図5



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

原動機により駆動される油圧ポンプと、この油圧ポンプから吐出された作動油によって動作する油圧アクチュエータと、前記油圧アクチュエータを操作する操作装置と、前記油圧アクチュエータに対して給排される作動油の流量及び方向を制御する流量方向制御装置とを備えた作業機械に設けられ、

前記操作装置による操作入力に応じて、前記流量方向制御装置の動作を制御する制御部を備えた作業機械の油圧制御装置において、

前記油圧アクチュエータの速度を検出する速度検出部を備え、

前記制御部は、

前記油圧アクチュエータから排出される作動油の絞り量を演算する絞り量演算部と、

前記操作装置による操作入力に応じて、前記油圧アクチュエータを動作させる速度の目標値を演算する目標速度演算部と、

この目標速度演算部によって演算された目標値と前記速度検出部によって検出された速度に基づいて、前記絞り量演算部によって演算された前記絞り量を補正する補正部とを有し、

この補正部によって補正された前記絞り量に相当する流量の作動油を前記流量方向制御装置から流出させることを特徴とする作業機械の油圧制御装置。

【請求項 2】

請求項 1 に記載の作業機械の油圧制御装置において、

前記補正部は、

前記目標速度演算部によって演算された目標値よりも前記速度検出部によって検出された速度が大きいとき、その差が大きい程、前記絞り量の補正量を増加させる補正を行うことを特徴とする作業機械の油圧制御装置。

【発明の詳細な説明】**【技術分野】****【0001】**

本発明は、油圧ショベル等の作業機械に設けられ、油圧アクチュエータに対して給排される作動油の流量を制御する作業機械の油圧制御装置に関する。

【背景技術】**【0002】**

一般に、油圧ショベル等の作業機械は、原動機により駆動される油圧ポンプと、この油圧ポンプから吐出された作動油によって動作するブームやアーム等の油圧アクチュエータと、この油圧アクチュエータを操作する操作装置と、油圧アクチュエータに対して給排される作動油の流量及び方向を制御するコントロールバルブ等の流量方向制御装置とを備えている。このように構成された作業機械には、操作装置による操作入力に応じて、流量方向制御装置の動作を制御する制御部を備えた油圧制御装置が設けられている。

【0003】

この種の油圧制御装置の従来技術の 1 つとして、流量方向制御装置にバイパスラインを設けたブリードオフ方式のシステムが知られている。ブリードオフ方式は、油圧ポンプから油圧アクチュエータへ供給される作動油の一部がバイパスラインを介して余剰油として排出されることにより、操作装置の操作入力に応じてシステム圧力を制御することができる。これにより、高い安定性を確保しつつ滑らかな操作感覚を得ることができるので、従来よりオーソドックスな方式として用いられている。しかし、ブリードオフ方式では、余剰油によるエネルギーの損失が発生する不都合があったので、余剰油を排出することなくエネルギーの損失を抑制することができる余剰油レスシステムが提案されている（例えば、特許文献 1 参照）。

【0004】

また、油圧制御装置の他の従来技術の 1 つとして、油圧アクチュエータにかかる負荷が操作性に与える影響を考慮し、油圧ポンプから吐出された作動油を効率良く油圧アクチュ

10

20

30

40

50

エータに供給できるロードセンシング方式のシステムが知られている。このロードセンシング方式は、油圧アクチュエータの負荷を検出して補正を行うことにより、負荷に拘わらず、油圧アクチュエータに供給される作動油の流量を制御することができる。これにより、操作装置の操作入力に対して各油圧アクチュエータの高い速度制御性を実現することができるので、操作者が所望する各油圧アクチュエータの速度を迅速に得ることができる。

【0005】

このように、余剰油レスシステムやロードセンシング方式のシステム等の油圧制御装置は、油圧アクチュエータへの油圧ポンプによるダイレクト駆動、圧力補償弁による流量制御機能、及び速度フィードバック制御機能等を取り入れることにより、掘削等の作業に伴って油圧アクチュエータが受ける負荷等の外乱に影響されず、油圧アクチュエータへ供給される流量を精度良く制御できる高機能な性能を有している。特に、これらの油圧制御装置は、油圧アクチュエータの供給側の圧油、すなわちメータイン側の作動油の流量を制御することにより、油圧アクチュエータの速度が目標値に追従するように構成されている。

10

【0006】

一方、作業機械の流量方向制御装置は、油圧アクチュエータの自重や負荷等による逸走を防止するために油圧アクチュエータの排出側の圧油、すなわちメータアウト側の作動油の流量を絞る絞り（以下、便宜的にメータアウト絞りと呼ぶ）を含んでおり、このメータアウト絞りによって油圧アクチュエータの動作を減速させるブレーキの役割を果たす背圧を制御している。上述したように、高機能な性能を有する作業機械の油圧制御装置では、メータイン側の作動油の流量を制御することで油圧アクチュエータの速度制御を実現しており、背圧の大きさに拘わらず、油圧アクチュエータの速度は目標値に追従されるが、油圧アクチュエータの負荷を想定して逸走しない程度の背圧が確保されるようにメータアウト絞りの開口面積が設定される。すなわち、背圧の大きさはメータアウト絞りの開口面積に応じて決定される。

20

【0007】

ここで、メータアウト絞りの開口面積を A_{mo} 、メータアウト絞りを流通する作動油の流量を Q 、メータアウト絞りの前後の有効差圧を P とし、開口面積 A_{mo} をこれらの流量 Q 及び有効差圧 P で表すと、 C を比例定数として下記の数式（1）が成立する。

【数1】

$$A_{mo} = \frac{Q}{C \cdot \sqrt{\Delta P}} \quad (1)$$

30

【0008】

例えば、メータアウト絞りの開口面積は、必要とされるメータアウト側の作動油の流量と圧力の特性に合わせて上記の数式（1）に基づいて設定される。そのため、逸走を防止する観点から背圧を高めて油圧アクチュエータに対するブレーキ力を大きく機能させる場合には、メータアウト絞りの開口面積は数式（1）により小さく設定される。一方、背圧を低くして油圧アクチュエータに対するブレーキ力を抑える場合には、メータアウト絞りの開口面積は数式（1）により大きく設定される。このように、背圧の大きさはメータアウト絞りを設定することにより調整可能である。

40

【0009】

油圧ショベル等の作業機械では、積荷の有無等により油圧アクチュエータが受ける負荷が異なることがあり、このような負荷のばらつきを考慮した上で油圧アクチュエータの逸走を防止したり、あるいは速度が過剰にならないように背圧を高く設定してブレーキ力を確保する必要があるので、メータアウト絞りの開口面積は比較的小さく設定されている。これにより、作業機械における油圧アクチュエータの逸走の防止や速度の抑制を実現することができるが、例えば油圧アクチュエータを加速させたいときのようにブレーキ力を確

50

保する必要がないときであっても、必要以上の背圧によるブレーキが油圧アクチュエータに作用することになるので、無駄なエネルギーの損失が発生することが問題になっていた。

【0010】

そこで、切換制御弁の出力側ポートに油圧アクチュエータを接続し、この油圧アクチュエータの戻り油路にメータアウト絞りと安全弁を設けた建設機械の油圧回路が提案されている（例えば、特許文献2参照）。この従来技術の建設機械の油圧回路は、安全弁を可変リリーフ圧弁とこの可変リリーフ圧弁のリリーフ圧を制御するコントローラで構成し、このコントローラは、このリリーフ圧を油圧アクチュエータの供給側の油圧に応じて段階的に又は直線的に減少するように構成しているので、油圧アクチュエータの供給側の油圧が高くなったときには、可変リリーフ圧弁のリリーフ圧を減少させて背圧を低くすることにより、無駄なエネルギーの損失を低減することができる。

10

【先行技術文献】

【特許文献】

【0011】

【特許文献1】特許3745038号公報

【特許文献2】特開2010-133432号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0012】

しかし、特許文献2に開示された従来技術の建設機械の油圧回路では、上述したようにメータアウト側の可変リリーフ圧弁のリリーフ圧が油圧アクチュエータの供給側の油圧に応じて減少するように構成しており、油圧アクチュエータの速度が考慮されていないので、積荷等による油圧アクチュエータの負荷及び自重やメータアウト側の圧力等によっては、十分な背圧を確保することができず、油圧アクチュエータが逸走することを効果的に抑制することができない虞がある。

20

【0013】

特に、油圧アクチュエータの供給側の油圧による可変リリーフ圧弁のリリーフ圧の制御により、メータアウト側の作動油の圧力が変化し易くなっているので、油圧アクチュエータが前後の差圧を受けることによって油圧アクチュエータにハンチングが発生することが懸念されている。このように、従来技術の建設機械の油圧回路は、操作者が操作装置を操作して油圧アクチュエータを動かしたときに、油圧アクチュエータの逸走やハンチング等の動作が発生し易く、操作者が意図した操作性を得ることができないことが問題になっている。

30

【0014】

本発明は、このような従来技術の実情からなされたもので、その目的は、油圧アクチュエータを操作する操作者が意図した操作性を十分に得ることができる作業機械の油圧制御装置を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0015】

上記の目的を達成するために、本発明の作業機械の油圧制御装置は、原動機により駆動される油圧ポンプと、この油圧ポンプから吐出された作動油によって動作する油圧アクチュエータと、前記油圧アクチュエータを操作する操作装置と、前記油圧アクチュエータに対して給排される作動油の流量及び方向を制御する流量方向制御装置とを備えた作業機械に設けられ、前記操作装置による操作入力に応じて、前記流量方向制御装置の動作を制御する制御部を備えた作業機械の油圧制御装置において、前記油圧アクチュエータの速度を検出する速度検出部を備え、前記制御部は、前記油圧アクチュエータから排出される作動油の絞り量を演算する絞り量演算部と、前記操作装置による操作入力に応じて、前記油圧アクチュエータを動作させる速度の目標値を演算する目標速度演算部と、この目標速度演算部によって演算された目標値と前記速度検出部によって検出された速度に基づいて、前

40

50

記絞り量演算部によって演算された前記絞り量を補正する補正部とを有し、この補正部によって補正された前記絞り量に相当する流量の作動油を前記流量方向制御装置から流出させることを特徴としている。

【0016】

このように構成した本発明は、制御部の補正部が、目標速度演算部によって演算された油圧アクチュエータの速度の目標値と速度検出部によって検出された油圧アクチュエータの速度に基づいて、絞り量演算部によって演算された絞り量を補正し、この補正した絞り量に相当する流量の作動油を流量方向制御装置から流出させるようにしているので、操作装置の操作入力に対する油圧アクチュエータの速度に応じて油圧アクチュエータの排出側の作動油の圧力を適切に制御することができる。

10

【0017】

そのため、操作者が操作装置を操作して油圧アクチュエータを動かしたときに、仮に積荷等による油圧アクチュエータの負荷及び自重等の影響を受け、操作装置による操作入力に対して得られる速度の目標値よりも油圧アクチュエータの速度が大きくなっても、油圧アクチュエータにブレーキとして作用させる背圧を十分に確保することができる。これにより、油圧アクチュエータの逸走やハンチング等の動作の発生を効果的に抑制できるので、操作者が意図した操作性を十分に得ることができる。

【0018】

また、本発明に係る作業機械の油圧制御装置は、前記発明において、前記補正部は、前記目標速度演算部によって演算された目標値よりも前記速度検出部によって検出された速度が大きいとき、その差が大きい程、前記絞り量の補正量を増加させる補正を行うことを特徴としている。

20

【0019】

このように構成した本発明は、目標速度演算部によって演算された油圧アクチュエータの速度の目標値よりも速度検出部によって検出された油圧アクチュエータの速度が大きいときには、油圧アクチュエータの速度が操作装置の操作入力に対して過剰になっているので、制御部の補正部がこの目標値と油圧アクチュエータの速度との差に従って絞り量の補正量を増加させることにより、油圧アクチュエータが逸走し易い状態のときに背圧を効率良く高めることができる。

【発明の効果】

30

【0020】

本発明の作業機械の油圧制御装置によれば、制御部の補正部が絞り量演算部によって演算された油圧アクチュエータの排出側の絞り量を補正することにより、操作装置の操作入力に対して油圧アクチュエータの速度を考慮した上で油圧アクチュエータの排出側の作動油の圧力を適切に制御できるので、油圧アクチュエータの逸走やハンチング等の動作の発生を効果的に抑制することができる。これにより、油圧アクチュエータを操作する操作者が意図した操作性を十分に得ることができるので、従来よりも作業機械の操作性能を向上させることができる。

【図面の簡単な説明】

【0021】

40

【図1】本発明に係る油圧制御装置の第1実施形態が備えられる作業機械の一例として挙げた油圧ショベルを示す図である。

【図2】本発明に係る作業機械の油圧制御装置の第1実施形態の構成を示す図である。

【図3】図2に示す方向制御弁の要部を示す図である。

【図4】図2に示す方向制御弁におけるスプールのストローク及び開口面積の関係を説明する図である。

【図5】本発明の第1実施形態に備えられたコントローラの構成を示す図である。

【図6】図5に示すアーム速度算出器の記憶部に記憶された目標速度テーブルの関数関係を説明する図である。

【図7】図5に示す伸長側開口面積算出器の記憶部に記憶された伸長側絞りテーブルの関

50

数関係を説明する図である。

【図 8】図 5 に示す収縮側開口面積算出器の記憶部に記憶された収縮側絞りテーブルの関数関係を説明する図である。

【図 9】図 5 に示す補正值算出器の記憶部に記憶された補正テーブルの関数関係を説明する図である。

【図 10】本発明の第 1 実施形態における操作レバーの入力値、及びアームシリンダの伸長動作に対する方向制御弁のメータアウト側の開口面積の関係を説明する図であり、特にアーム引きの動作において目標アーム速度に対してアームシリンダが動作する速度が小さいときの関係を示す図である。

【図 11】本発明の第 1 実施形態における操作レバーの入力値、及びアームシリンダの伸長動作に対する方向制御弁のメータアウト側の開口面積の関係を説明する図であり、特にアーム引きの動作において目標アーム速度に対してアームシリンダが動作する速度が大きいときの関係を示す図である。

【図 12】本発明の第 2 実施形態に備えられたコントローラの構成を示す図である。

【図 13】図 9 に示す補正值算出器の記憶部に記憶された補正テーブルの関数関係の他の例を示す図である。

【発明を実施するための形態】

【0022】

以下、本発明に係る作業機械の油圧制御装置を実施するための形態を図に基づいて説明する。

【0023】

[第 1 実施形態]

本発明に係る油圧制御装置の第 1 実施形態は、作業機械、例えば図 1 に示す油圧ショベル 1 に適用される。この油圧ショベル 1 は、走行体 2 と、この走行体 2 の上側に旋回装置 3 A を介して旋回可能に取り付けられた旋回体 3 と、この旋回体 3 の前方に取り付けられて上下方向に回動するフロント作業機 4 とから構成されている。

【0024】

このフロント作業機 4 は、基端が旋回体 3 に回動可能に取り付けられて上下方向に回動するブーム 4 A と、このブーム 4 A の先端に回動可能に取り付けられたアーム 4 B と、このアーム 4 B の先端に回動可能に取り付けられたバケット 4 C とを有している。旋回体 3 は、前方に配置されたキャブ 7 と、後方に配置され、車体のバランスを保つカウンタウェイト 6 と、これらキャブ 7 とカウンタウェイト 6 との間に配置され、原動機としてのエンジン 1 1 (図 2 参照) を格納するエンジンルーム 5 とを備えている。

【0025】

旋回体 3 は、例えば図 2 に示すようにエンジン 1 1 の駆動力で回転し、フロント作業機 4 を駆動する圧油として作動油を吐出する可変容量型斜板式油圧ポンプ (以下、便宜的に油圧ポンプと呼ぶ) 1 2 を備え、この油圧ポンプ 1 2 の回転軸に対する斜板 (図示せず) の傾転角を変更して傾転量を調整する傾転量調整部 1 2 A と、油圧ポンプ 1 2 に吸入される作動油を貯蔵する作動油タンク 1 3 と、油圧ポンプ 1 2 から吐出された作動油によって動作する複数の油圧アクチュエータとを有している。

【0026】

これらの油圧アクチュエータは、例えば旋回装置 3 A を駆動する旋回モータ 3 a と、旋回体 3 とブーム 4 A とを接続し、伸縮することによってブーム 4 A を回動させるブームシリンダ 4 a と、ブーム 4 A の上側に配置されると共にブーム 4 A とアーム 4 B とを接続し、伸縮することによってアーム 4 B を回動させるアームシリンダ 4 b と、アーム 4 B とバケット 4 C とを接続し、伸縮することによってバケット 4 C を回動させるバケットシリンダ 4 c とを含んでいる。

【0027】

また、旋回体 3 は、油圧アクチュエータ 3 a, 4 a ~ 4 c に対して給排される作動油の流量及び方向を制御する流量方向制御装置を備えており、この流量方向制御装置は、例え

10

20

30

40

50

ば油圧ポンプ 1 2 と各旋回モータ 3 a、ブームシリンダ 4 a、アームシリンダ 4 b、及びバケットシリンダ 4 c との間に接続され、油圧ポンプ 1 2 から吐出された作動油の方向を制御する方向制御弁 1 6 A ~ 1 6 D と、各油圧アクチュエータ 3 a, 4 a ~ 4 c へ流入する作動油の流量を制御する流入制御弁 1 9 A ~ 1 9 D とから構成されている。なお、各方向制御弁 1 6 A ~ 1 6 D は、例えばセンタバイパス油路がないクローズドセンタ型であり、ブリードオフ回路を備えていないものである。また、各方向制御弁 1 6 A ~ 1 6 D は、図 3 に示すように 4 つのポート A, B, T, P を有し、内部のスプールがストロークすることにより 3 つの切換位置 R, N, L に切り換えられる構成になっている。

【 0 0 2 8 】

キャブ 7 は、操作者が着座する運転シート（図示せず）と、この運転シートの近傍に設けられ、各油圧アクチュエータ 3 a, 4 a ~ 4 c を操作する操作装置を有し、この操作装置は、例えば運転シートの左側方に配置され、旋回装置 3 A を左右に旋回させたり、あるいはアーム 4 B を上下方向に回動させる操作を行う左操作レバー 1 5 A と、運転席の右側方に配置され、ブーム 4 A を上下方向に回動させたり、あるいはバケット 4 C を上下方向に回動させる操作を行う右操作レバー 1 5 B とを含んでいる。

10

【 0 0 2 9 】

旋回体 3 は、パイロット圧油としての作動油を各方向制御弁 1 6 A ~ 1 6 D の左右の受圧室へ供給するパイロットポンプ（図示せず）と、操作レバー 1 5 A, 1 5 B による操作が行われ、外部からの制御信号に応じてパイロットポンプから各方向制御弁 1 6 A ~ 1 6 D の伸長側（右側）の受圧室へ供給される作動油の流量を制御する伸長側電磁弁 1 4 A（図 5 参照）と、操作レバー 1 5 A, 1 5 B による操作が行われ、外部からの制御信号に応じてパイロットポンプから各方向制御弁 1 6 A ~ 1 6 D の収縮側（左側）の受圧室へ供給される作動油の流量を制御する収縮側電磁弁 1 4 B（図 5 参照）とを含んでいる。

20

【 0 0 3 0 】

左操作レバー 1 5 A は、例えば前後左右の四方のうち左右方向の操作が行われることにより、図 3 に示すように伸長側電磁弁 1 4 A 及び収縮側電磁弁 1 4 B を介してパイロット圧油のパイロット圧を旋回モータ 3 a 側の方向制御弁 1 6 A に作用させ、方向制御弁 1 6 A の切換位置を右位置（右回転側）R、中立位置 N、及び左位置（左回転側）L のいずれかに切り換えるようにしている。

【 0 0 3 1 】

また、左操作レバー 1 5 A は、例えば前後左右の四方のうち前後方向の操作が行われることにより、伸長側電磁弁 1 4 A 及び収縮側電磁弁 1 4 B を介してパイロット圧油のパイロット圧をアームシリンダ 4 b 側の方向制御弁 1 6 C に作用させ、方向制御弁 1 6 C の切換位置を右位置（伸長側）R、中立位置 N、及び左位置（収縮側）L のいずれかに切り替えるようにしている。

30

【 0 0 3 2 】

従って、操作者は、左操作レバー 1 5 A を左右方向へ操作することにより、旋回装置 3 A を左右に旋回させたり、あるいは左操作レバー 1 5 A を前後方向へ操作することにより、アーム 4 B を上下方向に回動させることができる。

【 0 0 3 3 】

右操作レバー 1 5 B は、例えば前後左右の四方のうち前後方向の操作が行われることにより、伸長側電磁弁 1 4 A 及び収縮側電磁弁 1 4 B を介してパイロット圧油のパイロット圧をブームシリンダ 4 a 側の方向制御弁 1 6 B に作用させ、方向制御弁 1 6 B の切換位置を右位置（伸長側）R、中立位置 N、及び左位置（収縮側）L のいずれかに切り替えるようにしている。

40

【 0 0 3 4 】

また、右操作レバー 1 5 B は、例えば前後左右の四方のうち左右方向の操作が行われることにより、伸長側電磁弁 1 4 A 及び収縮側電磁弁 1 4 B を介してパイロット圧油のパイロット圧を方向制御弁 1 6 D に作用させ、方向制御弁 1 6 D の切換位置を右位置（伸長側）R、中立位置 N、及び左位置（収縮側）L のいずれかに切り替えるようにしている。

50

【0035】

従って、操作者は、右操作レバー15Bを前後方向へ操作することにより、ブーム4Aを上下方向に回動させたり、あるいは右操作レバー15Bを左右方向へ操作することにより、バケット4Cを上下方向に回動させることができる。

【0036】

ここで、各流入制御弁19A～19Dは、例えば図2に示すように油圧ポンプ12と、油圧アクチュエータ3a, 4a～4cとの間に設けられ、外部信号により通過する作動油の流量を調整して方向制御弁16A～16Dへの供給圧力を制御する電磁比例減圧弁等の圧力制御弁から成っている。従って、各流入制御弁19A～19Dは、上流側の油圧ポンプ12の圧力を1次側圧力（入力圧力）として後述のコントローラ20からの指令信号を受けて制限し、2次側圧力（出力圧力）に相当する流量の作動油を圧油として各方向制御弁16A～16Dへ供給する並列の回路構成となっている。

10

【0037】

各方向制御弁16A～16Dは、切換位置を右位置R、中立位置N、及び左位置Lのいずれかに切り換えることにより、内部のスプールのストロークに対して、油圧アクチュエータ3a, 4a～4cの供給側、すなわちメータイン側（PB又はPA）の開口面積及び油圧アクチュエータ3a, 4a～4cの排出側、すなわちメータアウト側（AT又はBT）の開口面積が設定されるように構成されているが、上述したように各流入制御弁19A～19Dが各油圧アクチュエータ3a, 4a～4cへ供給される作動油の流量を制御しているので、図4に示すように省エネルギーの観点からスプールのストロークに対して、メータイン側（PB又はPA）の開口面積をメータアウト側（AT又はBT）の開口面積よりも大きく設定している。これにより、各方向制御弁16A～16Dは、メータイン側において開き勝手となり、通常のオープンセンタ型における作動油の油圧アクチュエータ3a, 4a～4cへの分配制御に用いられる圧力損失を付加する絞り機能を必要としない。

20

【0038】

従って、各方向制御弁16A～16Dは、操作レバー15A, 15Bの操作入力を受けて切換位置を右位置R、中立位置N、及び左位置Lのいずれかに切り換えることにより、メータイン側の作動油の方向（流れ）を制御して作動油を油圧アクチュエータ3a, 4a～4cへ供給すると共に、メータアウト側の作動油の流量及び方向（流れ）を制御して油圧アクチュエータ3a, 4a～4cからの作動油を作動油タンク13へ排出するようになっている。

30

【0039】

本発明の第1実施形態は、各方向制御弁16A～16Dと油圧ポンプ12とを接続する管路に設けられ、油圧ポンプ12の吐出圧を検出する吐出圧検出部としての吐出圧センサ17と、各油圧アクチュエータ3a, 4a～4cの速度を検出する速度検出部としての速度センサ18A～18Dと、油圧ポンプ12と各流入制御弁19A～19Dとの間に接続され、油圧ポンプ12から吐出される作動油が過剰となった場合に、作動油を作動油タンク13へ流出させるリリーフ弁21とを有している。

【0040】

そして、本発明の第1実施形態は、各操作レバー15A, 15Bによる操作入力を受けて流量方向制御装置16A～16D, 19A～19Dの動作を制御する制御部としてのコントローラ20を備えており、このコントローラ20には、操作レバー15A, 15B、吐出圧センサ17、速度センサ18A～18D、傾転量調整部12A、及び流入制御弁19A～19Dが接続されている。このように、油圧シヨベル1は、油圧源である油圧ポンプ12、複数の油圧アクチュエータ3a, 4a～4c、及びこれらの油圧アクチュエータ3a, 4a～4cを駆動する複数の弁を含む複数の回路で構成されることにより、複合動作等を行うことができる。

40

【0041】

以下、本発明の第1実施形態に係るコントローラ20の構成について図5を参照して詳細に説明するが、旋回モータ3a、ブームシリンダ4a、及びバケットシリンダ4cの制

50

御はアームシリンダ 4 b の制御と同様に行われるので、旋回モータ 3 a、ブームシリンダ 4 a、及びバケットシリンダ 4 c の制御に関する構成及び動作の説明を省略している。

【 0 0 4 2 】

コントローラ 2 0 は、アームシリンダ 4 b から排出される作動油の絞り量を演算する絞り量演算部 2 5 と、左操作レバー 1 5 A による操作入力に応じて、アームシリンダ 4 b を動作させる速度の目標値（以下、便宜的に目標アーム速度と呼ぶ）を演算する目標速度演算部としてのアーム速度算出器 2 6 と、このアーム速度算出器 2 6 によって算出された目標アーム速度と速度センサ（以下、便宜的にアーム速度センサと呼ぶ） 1 8 C によって検出された速度に基づいて、絞り量演算部 2 5 によって演算された絞り量を補正する後述の補正部とを有し、この補正部によって補正された絞り量に相当する流量の作動油を方向制御弁 1 6 C から流出させるようにしている。

10

【 0 0 4 3 】

具体的には、アーム速度算出器 2 6 は、例えば図 6 に示すように左操作レバー 1 5 A の入力値 X と予め設定された目標アーム速度 V A との関係を示す目標速度テーブルを記憶する記憶部（図示せず）を備えている。この記憶部の目標速度テーブルは、左操作レバー 1 5 A の入力値 X が大きくなるに従って目標アーム速度 V A が増加する関数関係を有し、この関数関係は、アーム 4 B の上方向の動作と下方向の動作においてそれぞれ同等の性能が要求されることを考慮して原点を中心とする点対象に設定されている。なお、左操作レバー 1 5 A の入力値 X は、例えば操作方向が左方向又は前方向のときに正の値（+）となり、操作レバー 1 5 A の操作方向が右方向又は後方向のときに負の値（-）となる。また、目標速度テーブルの関数関係における目標アーム速度 V A が負の値（-）のときは、正の値（+）のときの目標アーム速度 V A に対して逆方向であることを示している。

20

【 0 0 4 4 】

目標速度テーブルの関数関係は、最小値 V A m i n 及び最大値 V A m a x を有し、左操作レバー 1 5 A の入力値 X の絶対値が大きくなるに従ってこの入力値 X に対する目標アーム速度 V A の傾きの絶対値が段階的に増加するように設定されている。アーム速度算出器 2 6 は、このように設定された目標速度テーブルの関数関係に対し、左操作レバー 1 5 A の入力値 X を適用して目標アーム速度 V A を算出するようにしている。

【 0 0 4 5 】

絞り量演算部 2 5 は、アーム速度算出器 2 6 によって算出された目標アーム速度 V A に基づいて、伸長方向へ動作するアームシリンダ 4 b の排出側の作動油の絞り量、すなわち方向制御弁 1 6 C のメータアウト側の開口面積を算出する伸長側開口面積算出器 2 5 A と、アーム速度算出器 2 6 によって算出された目標アーム速度 V A に基づいて、収縮方向へ動作するアームシリンダ 4 b の排出側の作動油の絞り量、すなわち方向制御弁 1 6 C のメータアウト側の開口面積を算出する収縮側開口面積算出器 2 5 B とから構成されている。

30

【 0 0 4 6 】

ここで、方向制御弁 1 6 C のメータアウト側を流通する作動油の流量はアームシリンダ 4 b の速度とアームシリンダ 4 b の有効断面積等により求められるが、方向制御弁 1 6 C のメータアウト側を流通する作動油の流量を Q、方向制御弁 1 6 C のメータアウト側の開口面積を A、方向制御弁 1 6 C の前後の有効差圧を P、流量係数を C、作動油密度を ρ とし、流量 Q をこれらの開口面積 A、有効差圧 P、流量係数 C、及び作動油密度 ρ で表すと、下記の数式（2）が成立する。

40

【数 2】

$$Q = C \cdot A \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}} \quad (2)$$

50

【 0 0 4 7 】

伸長側開口面積算出器 2 5 A 及び収縮側開口面積算出器 2 5 B による方向制御弁 1 6 C のメータアウト側の開口面積 A の算出は、上記の数式 (2) に示される特性を考慮して行われる。伸長側開口面積算出器 2 5 A は、例えば図 7 に示すようにアーム速度算出器 2 6 によって算出される目標アーム速度 V_A と、予め設定された方向制御弁 1 6 C のメータアウト側の開口面積 A_R との関係を示す伸長側絞りテーブルを記憶する記憶部 (図示せず) を備えている。

【 0 0 4 8 】

この記憶部の伸長側絞りテーブルは、目標アーム速度 V_A が正の値 (+) のとき、目標アーム速度 V_A が大きくなるに従って方向制御弁 1 6 C のメータアウト側の開口面積 A_R が増加し、目標アーム速度 V_A が負の値 (-) のとき、方向制御弁 1 6 C のメータアウト側の開口面積 A_R が 0 である関数関係を有している。伸長側開口面積算出器 2 5 A は、このように設定された伸長側絞りテーブルの関数関係に対し、アーム速度算出器 2 6 によって算出された目標アーム速度 V_A を適用して方向制御弁 1 6 C のメータアウト側の開口面積 A_R を算出するようにしている。

【 0 0 4 9 】

同様に、収縮側開口面積算出器 2 5 B は、例えば図 8 に示すようにアーム速度算出器 2 6 によって算出される目標アーム速度 V_A と、予め設定された方向制御弁 1 6 C のメータアウト側の開口面積 A_L との関係を示す収縮側絞りテーブルを記憶する記憶部 (図示せず) を備えている。

【 0 0 5 0 】

この記憶部の収縮側絞りテーブルは、目標アーム速度 V_A が負の値 (-) のとき、目標アーム速度 V_A が小さくなるに従って方向制御弁 1 6 C のメータアウト側の開口面積 A_L が増加し、目標アーム速度 V_A が正の値 (+) のとき、方向制御弁 1 6 C のメータアウト側の開口面積 A_L が 0 である関数関係を有している。収縮側開口面積算出器 2 5 B は、このように設定された収縮側絞りテーブルの関数関係に対し、アーム速度算出器 2 6 によって算出された目標アーム速度 V_A を適用して方向制御弁 1 6 C のメータアウト側の開口面積 A_L を算出するようにしている。

【 0 0 5 1 】

前述の補正部は、例えばアーム速度算出器 2 6 によって算出された目標アーム速度 V_A よりもアーム速度センサ 1 8 C によって検出された速度が大きいとき、その差が大きい程、方向制御弁 1 6 C のメータアウト側の開口面積 A_R , A_L の補正量を増加させる補正を行うものである。例えば、補正部は、アーム速度算出器 2 6 によって算出された目標アーム速度 V_A とアーム速度センサ 1 8 C によって検出された速度との偏差 e を算出し、この算出した偏差 e に基づいて、伸長側開口面積算出器 2 5 A 及び収縮側開口面積算出器 2 5 B によってそれぞれ算出された方向制御弁 1 6 C のメータアウト側の開口面積 A_R , A_L の補正値を算出する補正値算出器 2 7 を含んでいる。なお、符号算出器 3 2 は目標アーム速度 V_A が正の値 (+) で 1 を出力し、負の値 (-) で - 1 を出力し、符号算出器 3 2 の出力と偏差 e との積を乗算器 3 3 にて求め、乗算器 3 3 からの出力を補正値算出器 2 7 に出力する。これにより目標アーム速度 V_A が負の値 (-) のときも補正が対応できる。

【 0 0 5 2 】

この補正値算出器 2 7 は、図 9 に示すようにアーム速度算出器 2 6 によって算出される目標アーム速度 V_A とアーム速度センサ 1 8 C によって検出されるアームシリンダ 4 b の速度の偏差 e と、予め設定された方向制御弁 1 6 C のメータアウト側の開口面積 A_R , A_L の補正値 K との関係を示す補正テーブルを記憶する記憶部 (図示せず) を含んでいる。この記憶部の補正テーブルは、偏差 e が正の値 (+) のとき、方向制御弁 1 6 のメータアウト側の開口面積 A_R , A_L の補正値 K が 0 となり、偏差 e が負の値 (-) のとき、偏差 e の絶対値が大きくなるに従って方向制御弁 1 6 のメータアウト側の開口面積 A_R , A_L の補正値 K の絶対値、すなわち補正量が増加する関数関係を有している。

【 0 0 5 3 】

10

20

30

40

50

補正值算出器 27 は、このように設定された補正テーブルの関数関係に対し、算出した偏差 e を適用して方向制御弁 16 のメータアウト側の開口面積 A_R , A_L に対する補正值 K を算出するようにしている。補正部は、補正值算出器 27 によって算出された補正值 K を伸長側開口面積算出器 25 A によって算出されたメータアウト側の開口面積 A_R に加算し、その加算結果をアームシリンダ 4 b の伸長動作に対するメータアウト側の開口面積 A_r とすると共に、補正值算出器 27 によって算出された補正值 K を収縮側開口面積算出器 25 B によって算出されたメータアウト側の開口面積 A_L に加算し、その加算結果をアームシリンダ 4 b の収縮動作に対するメータアウト側の開口面積 A_l とする補正を行うようにしている。

【0054】

10

このように、伸長側開口面積算出器 25 A 及び収縮側開口面積算出器 25 B によって算出される方向制御弁 16 C のメータアウト側の開口面積 A_R , A_L は補正部によって補正されるので、方向制御弁 16 C のメータアウト側の開口面積 A_R , A_L は、通常設定される開口面積よりも若干大きく設定されている。すなわち、方向制御弁 16 C のメータアウト側の絞り特性は、本来のメータアウト側の絞り特性よりも若干開き勝手に設定されている。

【0055】

20

本発明の第 1 実施形態では、コントローラ 20 は、補正部によって補正されたアームシリンダ 4 b の伸長動作に対するメータアウト側の開口面積 A_r に対応する指令信号を伸長側電磁弁 14 A へ出力する伸長側バルブ出力算出器 29 A と、補正部によって補正されたアームシリンダ 4 b の収縮動作に対するメータアウト側の開口面積 A_l に対応する指令信号を収縮側電磁弁 14 B へ出力する収縮側バルブ出力算出器 29 B とを備えている。なお、これらの伸長側バルブ出力算出器 29 A 及び収縮側バルブ出力算出器 29 B は、補正部によって補正された各開口面積 A_r , A_l が補正值 K と一致したときには、指令信号を各電磁弁 14 A , 14 B へ出力しないようにしている。

【0056】

30

また、コントローラ 20 は、アーム速度センサ 18 C によって検出されたアームシリンダ 4 b の速度とアーム速度算出器 26 によって算出された目標アーム速度 V_A に基づいて、アームシリンダ 4 b の駆動圧の目標値（以下、便宜的に目標アーム駆動圧と呼ぶ）を算出する目標アーム駆動圧算出器 30 と、吐出圧センサ 17 によって検出された油圧ポンプ 12 の吐出圧、及び目標アーム駆動圧算出器 30 によって算出された目標アーム駆動圧に応じて、油圧ポンプ 12 の吐出圧の目標値（以下、便宜的に目標吐出圧と呼ぶ）を演算し、油圧ポンプ 12 の吐出圧をこの演算した目標吐出圧に制御する油圧ポンプ制御部 31 とを備えている。

【0057】

目標アーム駆動圧算出器 30 は、図示されないが、アーム速度センサ 18 C によって検出されたアームシリンダ 4 b の速度とアーム速度算出器 26 によって算出された目標アーム速度 V_A との偏差に基づいて、比例制御、微分制御、及び積分制御を組み合わせた P I D 制御を行う P I D 制御部を有している。

【0058】

40

この P I D 制御部は、アーム速度センサ 18 C によって検出されたアームシリンダ 4 b の速度とアーム速度算出器 26 によって算出された目標アーム速度 V_A に対して P I D 制御を行うことにより、アームシリンダ 4 b の速度を目標アーム速度 V_A に一致させるのに必要とされる目標アーム駆動圧を算出するようにしている。

【0059】

流入制御弁 19 C は、このように目標アーム駆動圧算出器 30 によって算出された目標アーム駆動圧に応じて、アームシリンダ 4 b へ流入する作動油の流量を設定するようにしている。油圧ポンプ制御部 31 は、演算した目標吐出圧の制御信号を傾転量制御部 12 A に入力し、この傾転量制御部 12 A は、油圧ポンプ制御部 31 から入力した目標吐出圧の制御信号に応じて油圧ポンプ 12 の傾転量を調整するようにしている。

50

【 0 0 6 0 】

次に、本発明の第1実施形態に係るコントローラ20による制御動作について説明するが、説明を分かり易くするためにアーム引きの動作（アームシリンダ4bの伸長動作）が行われたときのコントローラ20による制御動作について説明する。最初に、積荷等による重負荷により目標アーム速度VAに対してアームシリンダ4bが動作する速度が小さい場合について示す。

【 0 0 6 1 】

まず、キャブ7に乗車した操作者は、例えばアーム引きを行うために左操作レバー15Aを前方向へ操作すると、アーム速度算出器26は、左操作レバー15Aによる操作入力の操作信号を受信し、この操作信号の入力値X(> 0)を目標速度テーブルの関数関係($VA > 0, X > 0$)に適用して目標アーム速度VAを算出する($VA > 0$)。そして、アーム速度算出器26は、算出結果($VA > 0$)を伸長側開口面積算出器25A、収縮側開口面積算出器25B、及び補正部へ送信する。

10

【 0 0 6 2 】

次に、伸長側開口面積算出器25Aは、アーム速度算出器26によって算出された目標アーム速度VA(> 0)を伸長側絞りテーブルの関数関係($AR > 0, VA > 0$)に適用することにより、アームシリンダ4bの伸長動作に対する方向制御弁16Cのメータアウト側の補正前の開口面積ARを算出する($AR > 0$)。同様に、収縮側開口面積算出器25Bは、アーム速度算出器26によって算出された目標アーム速度VA(> 0)を収縮側絞りテーブルの関数関係($AL = 0, VA > 0$)に適用することにより、アームシリンダ4bの収縮動作に対する方向制御弁16Cのメータアウト側の補正前の開口面積ALを算出する($AL = 0$)。

20

【 0 0 6 3 】

一方、補正部の補正值算出器27は、アーム速度算出器26によって算出された目標アーム速度VA(> 0)とアーム速度センサ18Cによって検出された速度との偏差eを算出する。このとき、目標アーム速度VA(> 0)に対してアームシリンダの速度は小さいので、偏差eは正の値(+)となる($e > 0$)。次に、補正值算出器27は、算出した偏差e(> 0)を補正テーブルの関数関係($K = 0, e > 0$)に適用して方向制御弁16Cのメータアウト側の開口面積AR, ALの補正值K($= 0$)を算出する。

30

【 0 0 6 4 】

そして、補正部は、補正值算出器27によって算出された補正值K($= 0$)を伸長側開口面積算出器25Aによって算出されたメータアウト側の開口面積AR(> 0)に加算し、その加算結果($AR > 0$)をアームシリンダ4bの伸長動作に対するメータアウト側の補正後の開口面積Arとして求めると共に($Ar = AR > 0$)、補正值算出器27によって算出された補正值K($= 0$)を収縮側開口面積算出器25Bによって算出されたメータアウト側の開口面積AL($= 0$)に加算し、その加算結果($AL = 0$)をアームシリンダ4bの収縮動作に対するメータアウト側の補正後の開口面積Alとして求める($Al = AL = 0$)。補正部は、算出したこれらの加算結果($Ar > 0, Al = 0$)を伸長側バルブ出力算出器29A及び収縮側バルブ出力算出器29Bへそれぞれ送信する。

40

【 0 0 6 5 】

次に、伸長側バルブ出力算出器29Aは、受信したアームシリンダ4bの伸長動作に対するメータアウト側の開口面積Ar(> 0)に対応する指令信号を伸長側電磁弁14Aへ出力するが、収縮側バルブ出力算出器29Bは、受信したアームシリンダ4bの収縮動作に対するメータアウト側の開口面積Alが0となるので、指令信号を収縮側電磁弁14Bへ出力しない。これにより、パイロットポンプから導かれたパイロット圧油が伸長側電磁弁14Aによって方向制御弁16Cの右側の受圧室へ供給されるが、パイロット圧油が収縮側電磁弁14Bによって方向制御弁16Cの左側の受圧室へ供給されないため、方向制御弁16Cはメータアウト側のスプールが開口面積Ar($= AR$)だけストロークして中立位置Nから右位置Rに切り換えられる。

50

【 0 0 6 6 】

一方、目標アーム駆動圧算出器 30 は、アーム速度センサ 18C によって検出されたアームシリンダ 4b の速度とアーム速度算出器 26 によって算出された目標アーム速度 V_A に基づいて目標アーム駆動圧を算出すると、この算出結果を油圧ポンプ制御部 31 へ送信すると共に、この目標アーム駆動圧に対応する指令信号を流入制御弁 19C へ出力する。そして、油圧ポンプ制御部 31 は、吐出圧センサ 17 によって検出された油圧ポンプ 12 の吐出圧、及び目標アーム駆動圧算出器 30 によって算出された目標アーム駆動圧に応じて目標吐出圧を演算し、油圧ポンプ 12 の吐出圧をこの演算した目標吐出圧に制御する。これにより、目標吐出圧に対応する流量の作動油が油圧ポンプ 12 から吐出されるので、目標アーム駆動圧算出器 30 によって算出された目標アーム駆動圧に対応する流量が流入制御弁 19C からアームシリンダ 4b へ流入し、アームシリンダ 4b が伸長してアーム引きの動作が行われる。

10

【0067】

ここで、図 10 に示すように、本発明の第 1 実施形態におけるアームシリンダ 4b の伸長動作に対する方向制御弁 16C のメータアウト側の開口面積 A_R 、 A_r の比較例として、従来技術におけるメータアウト側の開口面積を A_B とすると、本発明の第 1 実施形態におけるメータアウト側の補正前（初期状態）の開口面積 A_R は、通常設定される開口面積、すなわち従来技術におけるメータアウト側の開口面積 A_B よりも若干大きく設定されている ($A_R > A_B$)。

【0068】

従って、本発明の第 1 実施形態におけるアームシリンダ 4b の伸長動作に対するメータアウト側の補正後の開口面積 A_r は補正前の開口面積 A_R と等しいので ($A_r = A_R$)、操作者が左操作レバー 15A を前方向へ操作した状態で保持したとき ($X = X_1$)、メータアウト側の補正後の開口面積 A_{r1} ($A_r = A_{r1}$) は従来技術における開口面積 A_B ($A_B = A_{B1}$) よりも大きくなる ($A_{r1} > A_{B1}$)。そのため、操作者は左操作レバー 15A を保持して同じ流量の作動油を方向制御弁 16C へ流したときには、方向制御弁 16C のメータアウト側における圧力損失を開口面積 A_{r1} の初期設定に相当する分、すなわち絞り相当分低減することができる。これにより、アーム引きの動作が行われ、目標アーム速度 V_A に対してアームシリンダ 4b が動作する速度が小さい場合に、油圧ショベル 1 の動力損失を抑えることができる。

20

【0069】

次に、積荷等による軽負荷により目標アーム速度に対してアームシリンダが動作する速度が大きい場合（逸走し易い状態）について示す。

30

【0070】

まず、キャブ 7 に乗車した操作者は、例えばアーム引きを行うために左操作レバー 15A を前方向へ操作すると、アーム速度算出器 26 は、左操作レバー 15A による操作入力の操作信号を受信し、この操作信号の入力値 X (> 0) を目標速度テーブルの関数関係 ($V_A > 0$, $X > 0$) に適用して目標アーム速度 V_A を算出する ($V_A > 0$)。そして、アーム速度算出器 26 は、算出結果 ($V_A > 0$) を伸長側開口面積算出器 25A、収縮側開口面積算出器 25B、及び補正部へ送信する。

【0071】

次に、伸長側開口面積算出器 25A は、アーム速度算出器 26 によって算出された目標アーム速度 V_A (> 0) を伸長側絞りテーブルの関数関係 ($A_R > 0$, $V_A > 0$) に適用することにより、アームシリンダ 4b の伸長動作に対する方向制御弁 16C のメータアウト側の補正前の開口面積 A_R を算出する ($A_R > 0$)。同様に、収縮側開口面積算出器 25B は、アーム速度算出器 26 によって算出された目標アーム速度 V_A (> 0) を収縮側絞りテーブルの関数関係 ($A_L = 0$, $V_A > 0$) に適用することにより、アームシリンダ 4b の収縮動作に対する方向制御弁 16C のメータアウト側の補正前の開口面積 A_L を算出する ($A_L = 0$)。

40

【0072】

一方、補正部の補正值算出器 27 は、アーム速度算出器 26 によって算出された目標ア

50

ーム速度 $V_A (> 0)$ とアーム速度センサ 18C によって検出された速度との偏差 e を算出する。このとき、目標アーム速度 $V_A (> 0)$ に対してアームシリンダの速度は大きいので、偏差 e は負の値 ($-$) となる ($e < 0$)。次に、補正值算出器 27 は、算出した偏差 $e (< 0)$ を補正テーブルの関数関係 ($K < 0, e < 0$) に適用して方向制御弁 16 のメータアウト側の開口面積 A_R, A_L の補正值 $K (< 0)$ を算出する。

【0073】

そして、補正部は、補正值算出器 27 によって算出された補正值 $K (< 0)$ を伸長側開口面積算出器 25A によって算出されたメータアウト側の開口面積 $A_R (> 0)$ に加算し、その加算結果 ($A_R + K$) をアームシリンダ 4b の伸長動作に対するメータアウト側の補正後の開口面積 A_r として求めると共に ($A_r = A_R + K$)、補正值算出器 27 によって算出された補正值 $K (< 0)$ を収縮側開口面積算出器 25B によって算出されたメータアウト側の開口面積 $A_L (= 0)$ に加算し、その加算結果 (K) をアームシリンダ 4b の収縮動作に対するメータアウト側の補正後の開口面積 A_l として求める ($A_l = K$)。補正部は、算出したこれらの加算結果 ($A_r = A_R + K, A_l = K$) を伸長側バルブ出力算出器 29A 及び収縮側バルブ出力算出器 29B へそれぞれ送信する。

10

【0074】

次に、伸長側バルブ出力算出器 29A は、受信したアームシリンダ 4b の伸長動作に対するメータアウト側の開口面積 $A_r (= A_R + K)$ に対応する指令信号を伸長側電磁弁 14A へ出力するが、収縮側バルブ出力算出器 29B は、受信したアームシリンダ 4b の収縮動作に対するメータアウト側の開口面積 A_l が補正值 K と一致するので ($A_l = K$)、指令信号を収縮側電磁弁 14B へ出力しない。これにより、パイロットポンプから導かれたパイロット圧油が伸長側電磁弁 14A によって方向制御弁 16C の右側の受圧室へ供給されるが、パイロット圧油が収縮側電磁弁 14B によって方向制御弁 16C の左側の受圧室へ供給されないので、方向制御弁 16C はメータアウト側のスプールが開口面積 $A_r (= A_R + K)$ だけストロークして中立位置 N から右位置 R に切り換えられる。

20

【0075】

一方、目標アーム駆動圧算出器 30 は、アーム速度センサ 18C によって検出されたアームシリンダ 4b の速度とアーム速度算出器 26 によって算出された目標アーム速度 V_A に基づいて目標アーム駆動圧を算出すると、この算出結果を油圧ポンプ制御部 31 へ送信すると共に、この目標アーム駆動圧に対応する指令信号を流入制御弁 19C へ出力する。そして、油圧ポンプ制御部 31 は、吐出圧センサ 17 によって検出された油圧ポンプ 12 の吐出圧、及び目標アーム駆動圧算出器 30 によって算出された目標アーム駆動圧に応じて目標吐出圧を演算し、油圧ポンプ 12 の吐出圧をこの演算した目標吐出圧に制御する。これにより、目標吐出圧に対応する流量の作動油が油圧ポンプ 12 から吐出されるので、目標アーム駆動圧算出器 30 によって算出された目標アーム駆動圧に対応する流量が流入制御弁 19C からアームシリンダ 4b へ流入し、アームシリンダ 4b が伸長してアーム引きの動作が行われる。

30

【0076】

図 11 に示すように、本発明の第 1 実施形態における方向制御弁 16C のメータアウト側の補正前 (初期状態) の開口面積 A_R は、上述したように通常設定される開口面積、すなわち従来技術におけるメータアウト側の開口面積 A_B よりも若干大きく設定されているが ($A_R > A_B$)、本発明の第 1 実施形態におけるアームシリンダ 4b の伸長動作に対するメータアウト側の補正後の開口面積 A_r は補正前の開口面積 A_R に負の値 ($-$) である補正值 K を加算したものである ($A_r = A_R + K$)、操作者が左操作レバー 15A を前方向へ操作した状態で保持したとき ($X = X_1$)、メータアウト側の補正後の開口面積 A_{r1} ($A_r = A_{r1} = A_R + K$) は補正前 (初期状態) の開口面積 A_{R1} よりも小さくなり ($A_{r1} < A_{R1}$)、従来技術における開口面積 A_{B1} ($A_B = A_{B1}$) により近い値となる。そのため、操作者は左操作レバー 15A を保持して同じ流量の作動油を方向制御弁 16C へ流したときには、方向制御弁 16C のメータアウト側における圧力損失を絞り相当分増大させることができる。

40

50

【0077】

これにより、アーム引きの動作が行われ、目標アーム速度 V_A に対してアームシリンダ4bが動作する速度が大きい場合に、背圧を高めてアームシリンダ4bに対するブレーキ力を大きくすることができる。すなわち、本発明の第1実施形態は、方向制御弁16Cのメータアウト側の補正前（初期状態）の開口面積 A_R を従来技術におけるメータアウト側の開口面積 A_B よりも開き勝手にしているにも拘わらず、補正部による補正によって従来技術におけるメータアウト側の開口面積 A_B に対して同程度の開口面積 A_r に制御され、背圧を十分に確保することができる。

【0078】

このように構成した本発明の第1実施形態によれば、コントローラ20の補正部が伸長側開口面積算出器25A及び収縮側開口面積算出器25Bによって算出されたアームシリンダ4bのメータアウト側の開口面積 A_R 、 A_L を補正することにより、操作レバー15A、15Bの操作入力に対してアームシリンダ4bの速度を考慮した上でアームシリンダ4bのメータアウト側の作動油の圧力を適切に制御することができる。

【0079】

そのため、操作者が左操作レバー15Aを操作してアームシリンダ4bを動かしたときに、仮に積荷等によるアームシリンダ4bの負荷及び自重等の影響を受け、左操作レバー15Aによる操作入力に対して得られる目標アーム速度 V_A よりもアームシリンダ4bの速度が大きくなっても、アームシリンダ4bにブレーキとして作用させる背圧を十分に確保することができる。これにより、アームシリンダ4bの逸走やハンチング等の動作の発生を効果的に抑制できるので、操作者が意図した操作性を十分に得ることができ、油圧シヨベル1の操作性能を向上させることができる。

【0080】

また、本発明の第1実施形態は、補正值算出器27は、記憶部に設定された補正テーブルの関数関係に対し、算出した偏差 e を適用して方向制御弁16Cのメータアウト側の開口面積 A_R 、 A_L の補正量を算出するようにしている。そのため、上述したようにアーム引きの動作においてアーム速度算出器26によって算出された目標アーム速度 V_A よりもアーム速度センサ18Cによって検出されたアームシリンダ4bの速度が大きいときには、アームシリンダ4bの速度が左操作レバー15Aの操作入力に対して過剰になっているので、コントローラ20の補正部がこの目標アーム速度 V_A とアームシリンダ4bの速度との差に従って方向制御弁16Cのメータアウト側の開口面積 A_R の補正量を増加させることにより、アームシリンダ4bが逸走し易い状態のときに背圧を効率良く高めることができる。

【0081】

従って、アームシリンダ4bの動作状態に合わせて背圧によるブレーキを作用させることができるので、良好な操作感覚が得られる装置を提供することができる。特に、本発明の第1実施形態では、補正值算出器27の記憶部に設定された補正テーブルの関数関係において偏差 e が正の値（+）のときに補正值 K が0になっているので、方向制御弁16Cのメータアウト側の開口面積 A_r 、 A_l に対する制御を必要に応じて介入させることができ、優れた制御効率を得ることができる。

【0082】

一方、アーム引きの動作においてアーム速度算出器26によって算出された目標アーム速度 V_A よりもアーム速度センサ18Cによって検出されたアームシリンダ4bの速度が小さいときには、コントローラ20の補正部が方向制御弁16Cのメータアウト側の開口面積 A_R の補正を行わないので、方向制御弁16Cのメータアウト側で発生する余分な圧力損失を低減することができ、省エネルギー化を図ることができる。

【0083】

[第2実施形態]

図12は本発明の第2実施形態に備えられたコントローラの構成を示す図である。

【0084】

本発明の第2実施形態が前述した第1実施形態と異なるのは、図12に示すように第1実施形態の方向制御弁16Cの下流側に制御弁40を設けたものであり、本発明の第2実施形態の基本構成は、上述した第1実施形態の基本構成と同様である。従って、以下の説明において、第1実施形態の構成と重複又は対応する部分には同一符号を付し、重複する説明を省略する。なお、第1実施形態と同様に、アームシリンダ4bの制御に関する構成及び動作を説明し、旋回モータ3a、ブームシリンダ4a、及びバケットシリンダ4cの制御に関する構成及び動作の説明を省略している。

【0085】

本発明の第2実施形態は、第1実施形態に係る流入制御弁19Cが設けられておらず、各伸長側電磁弁14A及び収縮側電磁弁14Bは、左操作レバー15Aによる操作入力の操作信号を受信し、この操作信号の入力値に応じてパイロットポンプから方向制御弁16Cの伸長側(右側)及び収縮側(左側)の受圧室へ供給される作動油の流量を制御するようにしている。また、油圧ポンプ制御部31は、左操作レバー15Aによる操作入力の操作信号を受信し、この操作信号の入力値に応じて油圧ポンプ12の吐出圧を制御するようにしている。

10

【0086】

絞り量演算部は、第1実施形態に係る伸長側開口面積算出器25A及び収縮側開口面積算出器25Bの代わりに、アーム速度算出器26によって算出された目標アーム速度VAに基づいて、アームシリンダ4bの排出側の作動油の絞り量、すなわち方向制御弁16Cのメータアウト側の開口面積A1を算出する第1の開口面積算出器35から構成されている。なお、この第1の開口面積算出器35Aは、左操作レバー15Aの操作入力の入力値に対して絶対値をとるようにしている。

20

【0087】

補正部は、第1実施形態に係る補正值算出器27に加え、補正值算出器27によって算出された補正值Kを第1の開口面積算出器35によって算出された方向制御弁16Cのメータアウト側の開口面積A1に加算し、その加算結果をアームシリンダ4bのメータアウト側の開口面積Aとして補正した後、第1の開口面積算出器35によって算出された方向制御弁16Cのメータアウト側の開口面積A1及びメータアウト側の補正後の開口面積Aに応じて、制御弁40の開口面積A2を算出する第2の開口面積算出器36を含んでいる。

30

【0088】

この第2の開口面積算出器36は、方向制御弁16Cのメータアウト側の開口面積A1に直列に設けられた制御弁40の開口面積A2を算出するものであり、アームシリンダ4bのメータアウト側の開口面積Aは、これらの開口面積A1, A2を合成した等価な開口面積として下記の数式(3)が成立する。

【数3】

$$A = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{A_1}\right)^2 + \left(\frac{1}{A_2}\right)^2}} \quad (3)$$

40

【0089】

従って、第2の開口面積算出器36は、第1の開口面積算出器35によって算出された方向制御弁16Cのメータアウト側の開口面積A1及びアームシリンダ4bのメータアウト側の開口面積Aを上記数式(3)に代入することにより、制御弁40の開口面積A2を算出するようにしている。本発明の第2実施形態では、コントローラ20は、第1実施形態に係るバルブ出力算出器29A, 29Bの代わりに、第2の開口面積算出器36によ

50

て算出された開口面積 A_2 に対応する指令信号を制御弁 40 へ出力するバルブ出力算出器 39 を備えている。その他の構成は第 1 実施形態と同じである。

【0090】

このように構成した本発明の第 2 実施形態によれば、上述した第 1 実施形態と同様の効果が得られる他、方向制御弁 16C に対して直列に制御弁 40 を設けることにより、第 1 実施形態において絞り量演算部 25 及び補正部で行われた方向制御弁 16C のメータアウト側の開口面積 A_r 、 A_l の制御を制御弁 40 の開口面積 A_2 の制御によって実行することができる。このように、本発明の第 2 実施形態は、方向制御弁 16C の開口面積 A_1 の制御と制御弁 40 の開口面積 A_2 の制御を分けることができるので、制御ロジックを簡素化することができる。

10

【0091】

なお、上述した本発明の第 1、第 2 実施形態では、アーム速度算出器 26 は、左操作レバー 15A による操作入力の操作信号を受信し、この操作信号の入力値 X を用いて目標アーム速度 V_A を算出した場合について説明したが、この場合に限られない。例えば、左操作レバー 15A が電気レバーで構成されていれば、アーム速度算出器 26 は、この電気レバーの電気信号の入力値を用いて目標アーム速度 V_A を算出しても良いし、左操作レバー 15A がパイロット駆動方式のレバーで構成されていれば、左操作レバー 15A による操作入力に応じたパイロット圧を検出する圧力センサを設けることにより、アーム速度算出器 26 は、この圧力センサの検出信号の検出値を用いて目標アーム速度 V_A を算出しても良い。

20

【0092】

また、本発明の第 1 実施形態では、補正值算出器 27 の記憶部に記憶された補正テーブルは、図 9 に示すように偏差 e が正の値 (+) のとき、方向制御弁 16C のメータアウト側の開口面積 A_R 、 A_L の補正值 K が 0 となり、偏差 e が負の値 (-) のとき、偏差 e の絶対値が大きくなるに従って方向制御弁 16C のメータアウト側の開口面積 A_R 、 A_L の補正值 K の絶対値、すなわち補正量が増加する関数関係に設定された場合について説明したが、この場合に限られない。

【0093】

例えば、補正テーブルは、図 13 (a) に示すように偏差 e が正の値 (+) のときにも、偏差 e が大きくなるに従って方向制御弁 16C のメータアウト側の開口面積 A_R 、 A_L の補正值が増加する関数関係に設定されても良い。これにより、アーム引き動作においてアーム速度算出器 26 によって算出された目標アーム速度 V_A よりもアーム速度センサ 18C によって検出されたアームシリンダ 4b の速度が小さいときには、補正部がこの目標アーム速度 V_A とアームシリンダ 4b の速度との差に従って方向制御弁 16C のメータアウト側の開口面積 A_R の補正量を増加して方向制御弁 16C のメータアウト側の開口面積 A_r を増加させることができるので、アームシリンダ 4b の速度を目標アーム速度 V_A に迅速に到達させることができる。

30

【0094】

また、補正テーブルは、図 13 (b) に示すように偏差 e が大きくなるに従って補正值 K が段差状に設定されても良い。これにより、左操作レバー 15A による操作入力に対して方向制御弁 16C のメータアウト側の開口面積 A_r 、 A_l が緩やかに変化するので、アームシリンダ 4b のきめ細かな動作を実現することができる。これにより、アームシリンダ 4b に対する操作性をより向上させることができる。さらに、補正值算出器 27 は、これらの補正テーブルを用いて補正值 K を算出する際にヒステリシス等を設定しても良い。これにより、方向制御弁 16C のメータアウト側の開口面積 A_r 、 A_l の制御においてチャタリングが発生することを防止することができる。

40

【0095】

本発明の第 1、第 2 実施形態では、油圧シヨベル 1 が、油圧ポンプ 12 と、旋回モータ 3a、ブームシリンダ 4a、アームシリンダ 4b、及びパケットシリンダ 4c の 4 つの油圧アクチュエータとを備えた場合について説明したが、この場合に限らず、例えば油圧ボ

50

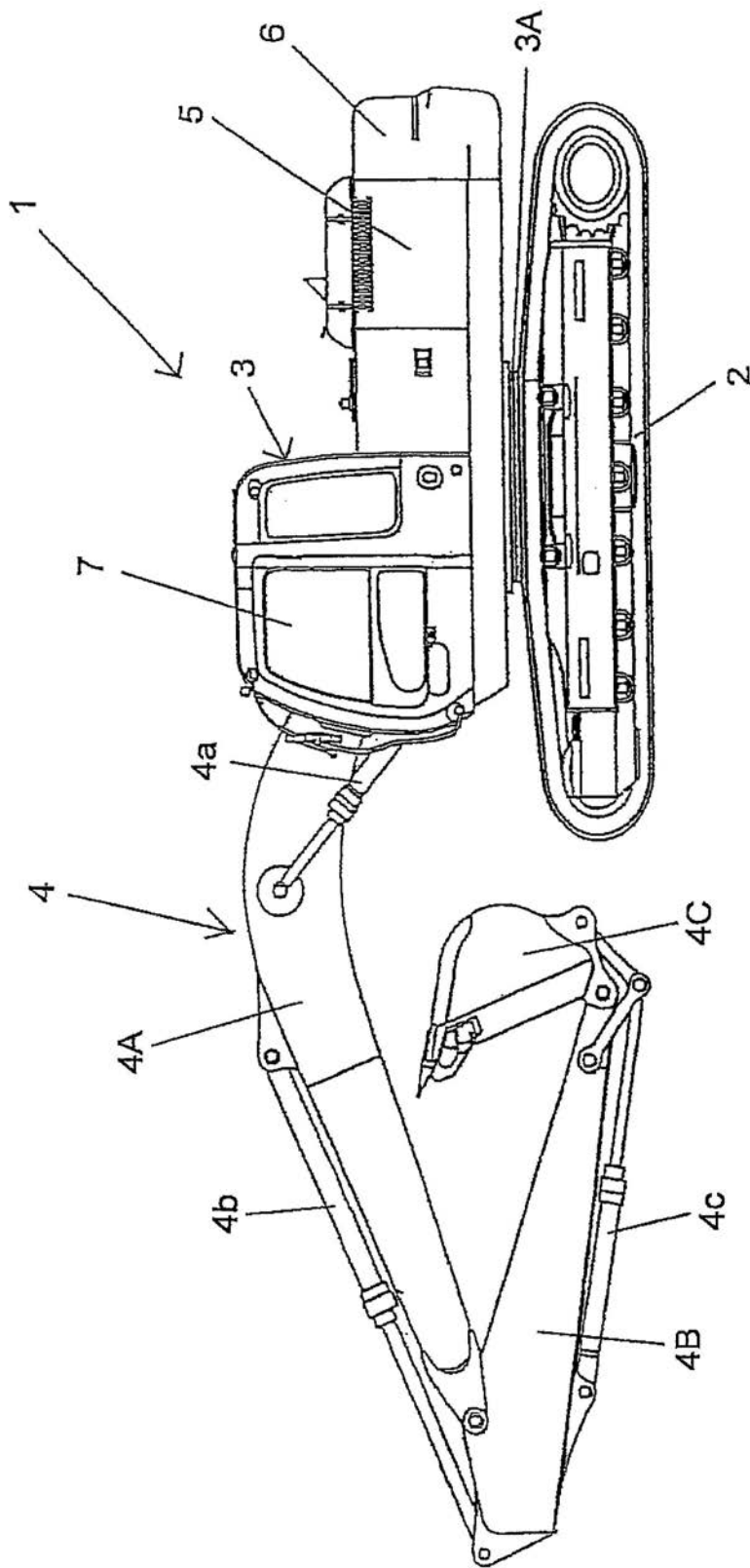
ンプは2つ以上あっても良いし、油圧アクチュエータは、旋回モータ3 a、ブームシリンダ4 a、アームシリンダ4 b、及びバケットシリンダ4 c以外のものを含んでも良い。特に、本発明の第1、第2実施形態では、アームシリンダ4 bの制御に関する構成及び動作について詳細に説明したが、アームシリンダ4 b以外の油圧アクチュエータ3 a, 4 a, 4 cに対してもアームシリンダ4 bと同様の作用効果を得ることができる。

【符号の説明】

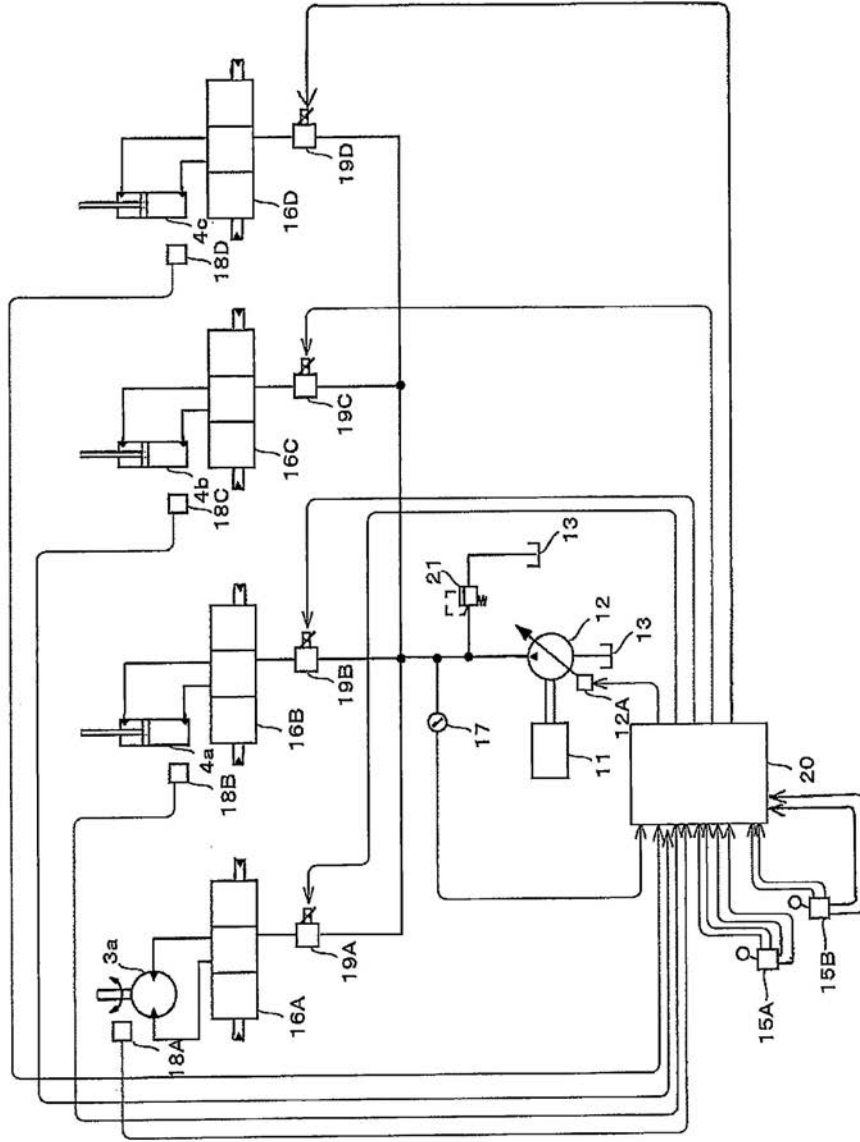
【0096】

- 1 油圧ショベル（作業機械）
- 3 旋回体
- 3 A 旋回装置 10
- 3 a 旋回モータ（油圧アクチュエータ）
- 4 フロント作業機
- 4 A ブーム
- 4 a ブームシリンダ（油圧アクチュエータ）
- 4 B アーム
- 4 b アームシリンダ（油圧アクチュエータ）
- 4 C バケット
- 4 c バケットシリンダ（油圧アクチュエータ）
- 1 1 エンジン（原動機）
- 1 2 油圧ポンプ 20
- 1 2 A 傾転量調整部
- 1 3 作動油タンク
- 1 4 A 伸長側電磁弁
- 1 4 B 収縮側電磁弁
- 1 5 A 左操作レバー（操作装置）
- 1 5 B 右操作レバー（操作装置）
- 1 6 A, 1 6 B, 1 6 C, 1 6 D 方向制御弁（流量方向制御装置）
- 1 7 吐出圧センサ（吐出圧検出部）
- 1 8 A, 1 8 B, 1 8 C, 1 8 D 速度センサ（速度検出部）
- 1 9 A, 1 9 B, 1 9 C, 1 9 D 流入制御弁（流量方向制御装置） 30
- 2 0 コントローラ（制御部）
- 2 1 リリーフ弁
- 2 5 絞り量演算部
- 2 5 A 伸長側開口面積算出器
- 2 5 B 収縮側開口面積算出器
- 2 6 アーム速度算出器（目標速度演算部）
- 2 7 補正值算出器（補正部）
- 2 9 A 伸長側バルブ出力算出器
- 2 9 B 収縮側バルブ出力算出器
- 3 0 目標アーム駆動圧算出器 40
- 3 1 油圧ポンプ制御部
- 3 5 第1の開口面積算出器
- 3 6 第2の開口面積算出器
- 3 9 バルブ出力算出器
- 4 0 制御弁

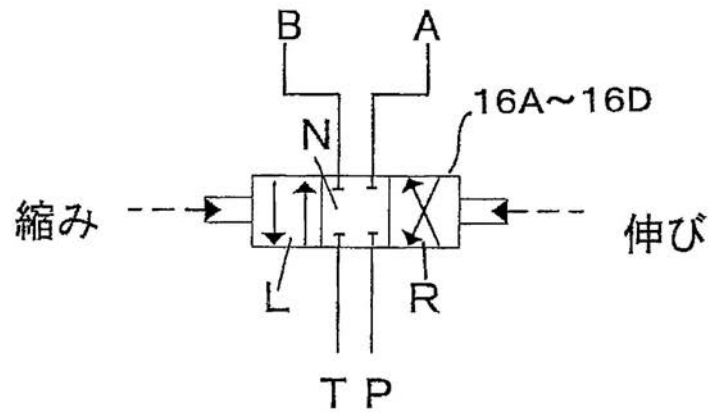
【図1】



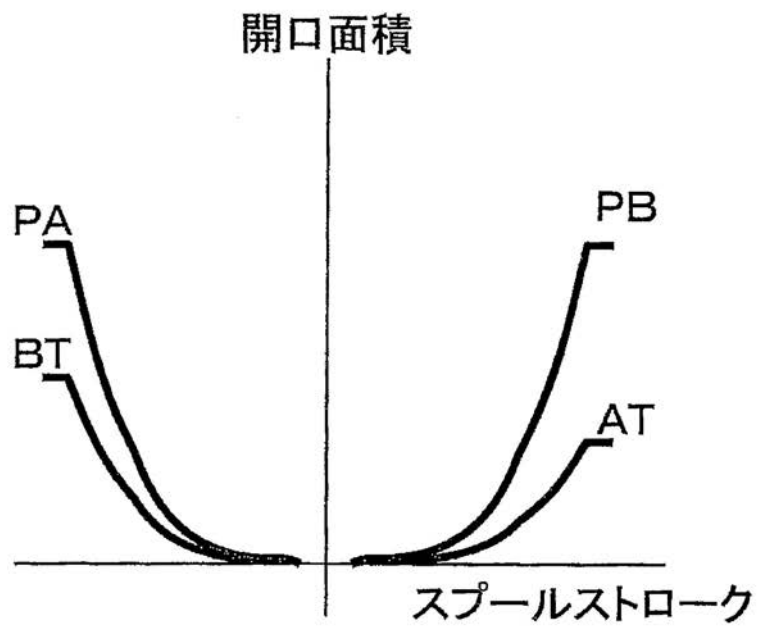
【 図 2 】



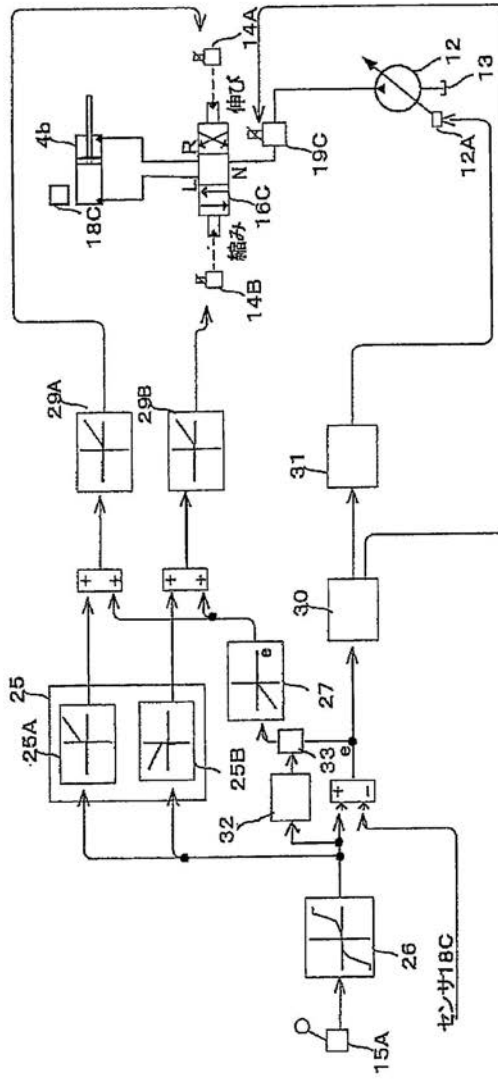
【 図 3 】



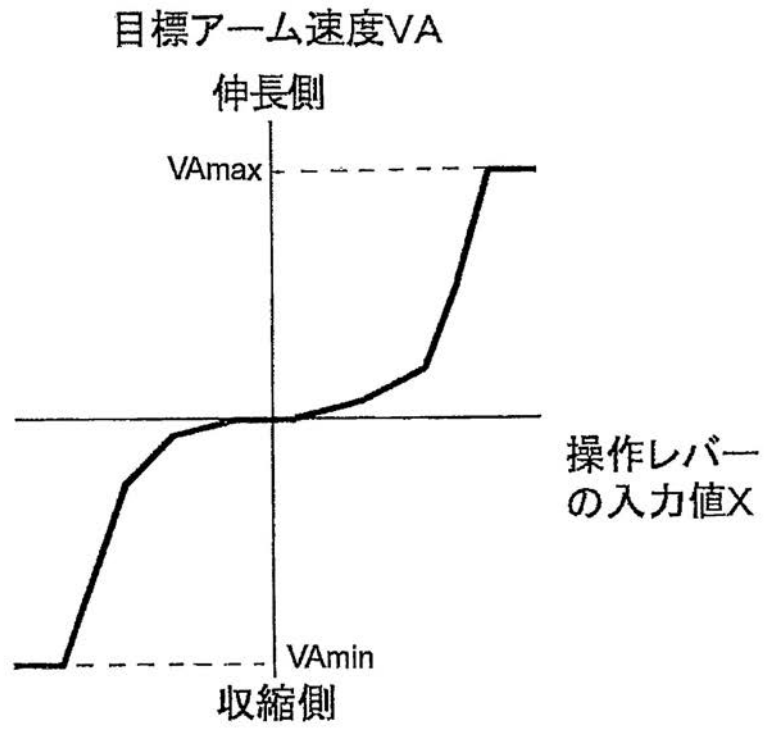
【 図 4 】



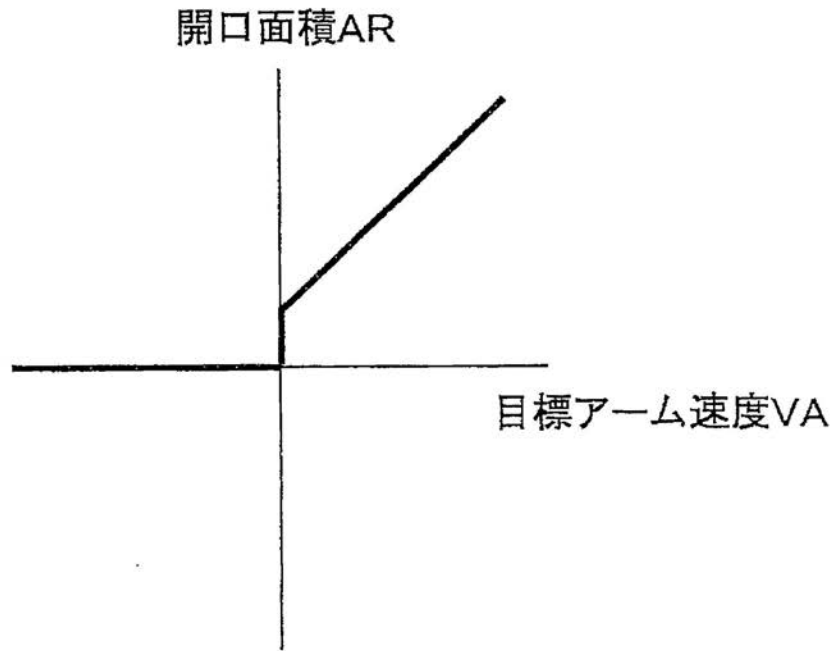
【 図 5 】



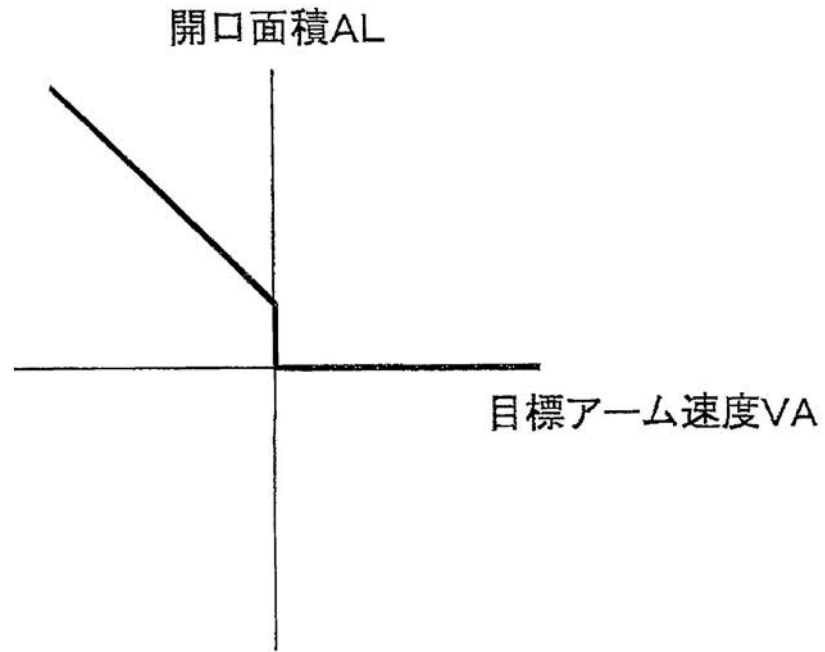
【 図 6 】



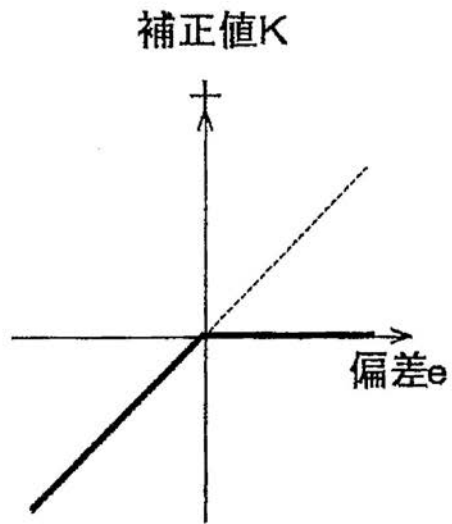
【図7】



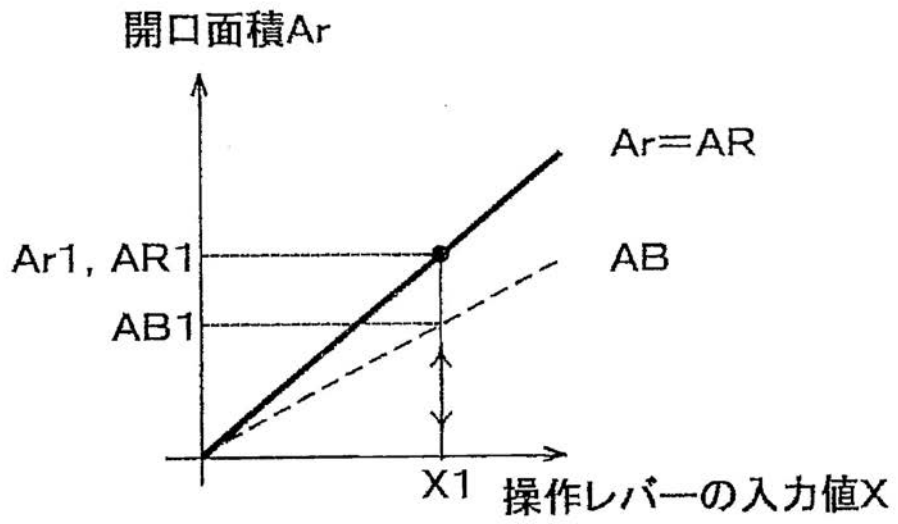
【 図 8 】



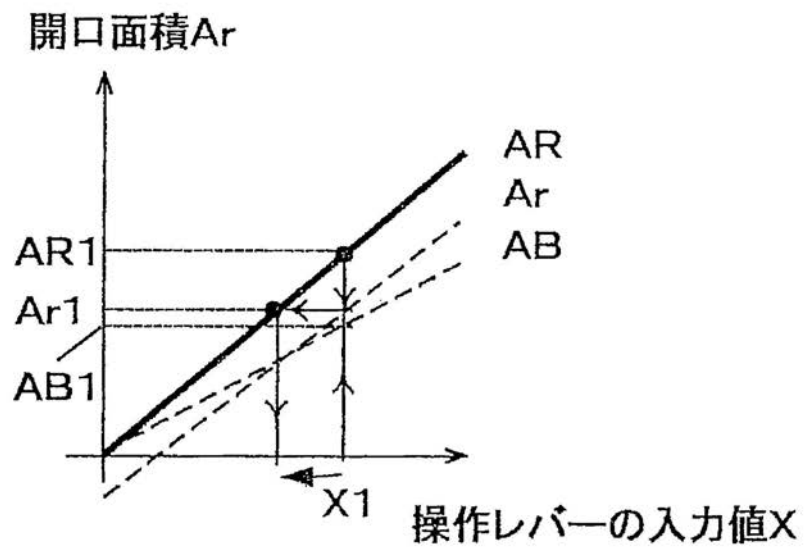
【 図 9 】



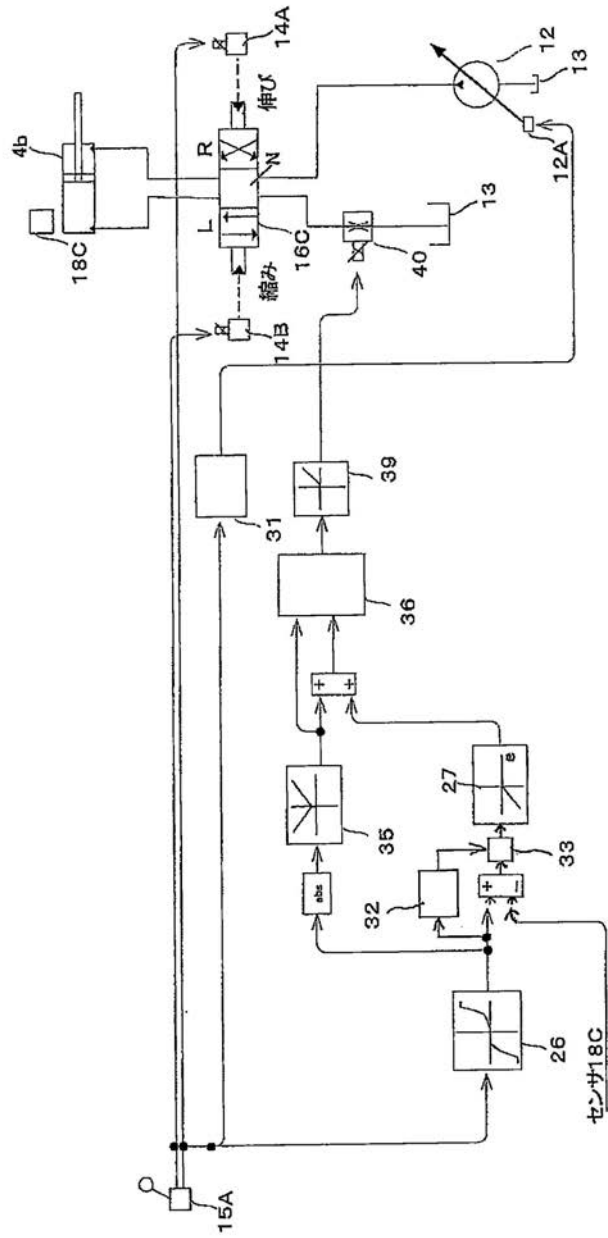
【図 10】



【図 1 1】

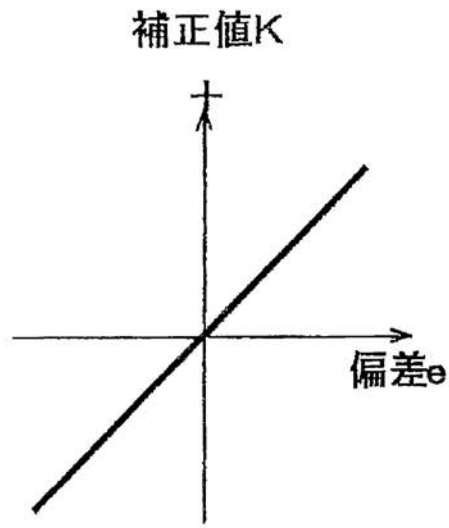


【 図 1 2 】

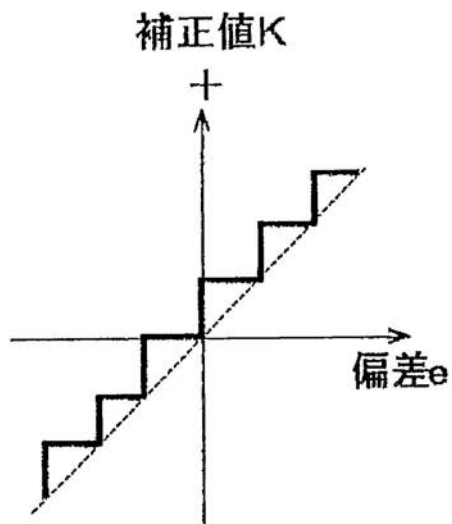


【 図 1 3 】

(a)



(b)



フロントページの続き

Fターム(参考) 2D003 AA01 AB01 AB02 AB03 AB04 BA02 DB03 FA02
3H089 AA22 AA74 BB15 CC01 CC08 CC12 DA03 DA13 DB03 DB14
DB43 FF04 FF08 FF12 GG02 JJ02