

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5563096号

(P5563096)

(45) 発行日 平成26年7月30日(2014. 7. 30)

(24) 登録日 平成26年6月20日(2014. 6. 20)

(51) Int.Cl.

F 1

F O 4 B 49/00 (2006.01)

F O 4 B 49/00 A

E O 2 F 9/22 (2006.01)

F O 4 B 49/00 3 4 1

F 1 5 B 11/00 (2006.01)

E O 2 F 9/22 R

F 1 5 B 11/00 F

請求項の数 7 (全 16 頁)

(21) 出願番号 特願2012-541665 (P2012-541665)
 (86) (22) 出願日 平成24年5月18日(2012. 5. 18)
 (86) 国際出願番号 PCT/JP2012/003262
 (87) 国際公開番号 W02013/171801
 (87) 国際公開日 平成25年11月21日(2013. 11. 21)
 審査請求日 平成24年9月24日(2012. 9. 24)

(73) 特許権者 512233259
 山路 憲平
 茨城県龍ヶ崎市長山5-1-22
 (74) 代理人 100092897
 弁理士 大西 正悟
 (72) 発明者 山路 憲平
 茨城県龍ヶ崎市長山5-1-22
 審査官 尾崎 和寛

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 油圧制御システム

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

可変容量型の油圧ポンプから吐出される作動油を、操作装置からの操作入力に基づいて作動されるクローズドセンター型の制御バルブにより制御して油圧アクチュエータに供給し、前記油圧アクチュエータの作動を制御する油圧制御システムにおいて、

前記油圧ポンプの容量を検出するポンプ容量検出手段および前記油圧ポンプの吐出圧を検出するポンプ吐出圧検出手段を有し、

前記ポンプ容量検出手段により検出されるポンプ容量および前記ポンプ吐出圧検出手段により検出されるポンプ吐出圧をフィードバック入力とし、前記操作入力に対応して設定される目標値および前記フィードバック入力に基づいて決定される制御特性値を用いて制御を行う馬力制御ループ、圧力制御ループ、流量制御ループ、及び最小圧力保持ループを備えたコントローラにより前記油圧ポンプの可変容量制御を行うように構成され、

前記コントローラは、前記操作入力および前記フィードバック入力に対応して前記複数のループのいずれかを選択するセレクター部を備え、前記セレクター部により前記複数のループのうちからいずれかのループを選択し、選択された前記ループからの制御値に基づいて前記油圧ポンプの可変容量制御を行う構成であり、

前記圧力制御ループにおいては、前記操作装置からの操作入力に対応して前記油圧ポンプの目標吐出圧力を設定し、前記目標吐出圧力と前記ポンプ吐出圧検出手段により検出されたポンプ吐出圧との差から前記制御特性値を決定し、前記制御特性値を用いて前記油圧ポンプの吐出圧が前記目標吐出圧力となるように前記油圧ポンプの可変容量制御を行い、

10

20

前記流量制御ループにおいては、前記操作装置からの操作入力に対応して前記油圧ポンプの目標吐出流量を設定し、前記目標吐出流量と前記ポンプ容量検出手段により検出されたポンプ容量から算出される実ポンプ吐出流量との差から前記制御特性値を決定し、前記制御特性値を用いて前記油圧ポンプの吐出流量が前記目標吐出流量となるように前記油圧ポンプの可変容量制御を行い、

前記馬力制御ループにおいては、前記操作装置からの操作入力に対応して目標ポンプ駆動馬力を設定し、前記ポンプ容量検出手段により検出されたポンプ容量から算出される吐出流量および前記ポンプ吐出圧検出手段により検出されたポンプ吐出圧の積に基づいて実ポンプ駆動馬力を求め、前記目標ポンプ駆動馬力と前記実ポンプ駆動馬力との差から前記制御特性値を決定し、前記制御特性値を用いて前記油圧ポンプの駆動馬力が前記目標ポンプ駆動馬力となるように前記油圧ポンプの可変容量制御を行い、

10

前記最小圧力保持ループにおいては前記油圧ポンプの吐出圧力を所定の最小圧力で保持するように前記油圧ポンプの可変容量制御を行うことを特徴とする油圧制御システム。

【請求項 2】

複数の前記油圧アクチュエータを備え、これら複数の前記油圧アクチュエータのそれぞれについて、前記操作入力および前記フィードバック入力に対応する流量、圧力、及び馬力の特性値テーブルが設定されており、これら特性値テーブルを介して、前記複数のループにおける流量、圧力、及び馬力の目標値を決定することを特徴とする請求項 1 に記載の油圧制御システム。

【請求項 3】

20

前記セクター部は、

1) 前記操作入力が前記操作装置の中立位置を示す時に、前記最小圧力保持ループを選択し、

2) 前記操作入力が前記中立位置を外れたことを示し、前記ポンプ容量が、前記油圧アクチュエータへの作動油供給回路の漏れ量以下であって前記油圧アクチュエータが作動する前の状態であることを示すときに、前記圧力制御ループを選択し、

3) 前記操作入力が前記中立位置を外れたことを示し、前記ポンプ容量が、前記油圧アクチュエータへの作動油供給回路の漏れ量以上となり、且つ、前記操作入力信号により定められる容量以下である時に、前記馬力制御ループを選択し、

4) 前記操作入力が前記中立位置を外れたことを示し、前記ポンプ容量が、前記操作入力信号により定められる容量を超える容量である時に、前記流量制御ループを選択することを特徴とする請求項 1 もしくは 2 に記載の油圧制御システム。

30

【請求項 4】

5) 前記操作入力の如何に拘わらず、前記ポンプ吐出圧検出手段により検出されるポンプ吐出圧が最小許容圧力より小さくなった時に、前記最小圧力保持ループを選択することを特徴とする請求項 3 に記載の油圧制御システム。

【請求項 5】

6) 前記操作入力が急操作により減少した場合は、前記流量制御ループを選択し、前記流量制御ループにより前記油圧ポンプの容量を強制的に減少させる制御を行うことを特徴とする請求項 4 に記載の油圧制御システム。

40

【請求項 6】

前記圧力制御ループから前記馬力制御ループに移行する選択を行ったときに、前記馬力制御テーブルの特性値を前記アクチュエータが負荷圧力に打ち勝ち動作開始する時の圧力を基準として可変させることを特徴とする請求項 3 に記載の油圧制御システム。

【請求項 7】

前記コントローラは、前記クローズドセンター型の制御バルブの作動を前記操作入力と前記ポンプ吐出圧に基づいて制御する構成であり、

前記クローズドセンター型の制御バルブにおける開口制御を負荷圧力が低い時はより大きく開口し、高い時はより小さく開口するように、開口開始を負荷圧力に打ち勝ち動作開始する時の圧力を基準とした特性で行うことにより、前記油圧ポンプの吐出制御に連動さ

50

せたことを特徴とする請求項 1 ～ 6 のいずれかに記載の油圧制御システム。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、油圧ショベル等の建設機械における油圧制御を行うのに適した油圧制御システムに関する。さらに詳しくは、建設機械等に用いられる油圧アクチュエータの作動を行うための油圧制御システムに関する。

【背景技術】

【0002】

油圧ショベル等の建設機械においては、油圧シリンダ、油圧モータ等の油圧アクチュエータが複数用いられ、これら油圧アクチュエータの作動を制御して所定の作業を行う油圧制御システム構成となっている。このため、エンジン、さらには最近においては電動モータ等の駆動源により油圧ポンプを駆動し、油圧ポンプから供給される油圧力を、オペレータの操作レバー等の操作に応じて油圧制御バルブにより制御して、各アクチュエータに供給する構成となっている。（例えば、特許文献 1 参照）

10

【0003】

上記特許文献 1 に示されているような従来の油圧制御システムは、油圧制御バルブとして、センターバイパス型の方向制御バルブが用いられ、操作レバーが中立のときには、油圧ポンプから供給される油は中立状態のセンターバイパスバルブのセンターバイパス通路を通過してタンクに戻す。操作レバーが操作されると、その操作に応じてセンターバイパス通路が閉じられるとともに操作に応じた油圧アクチュエータへの油の供給が行われるように方向制御バルブの作動が制御される構成である。

20

【0004】

【特許文献 1】特開 2007-23606 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

このような従来の油圧制御システムでは、操作入力が増大に伴って、センターバイパス通路が絞られ、ポンプ吐出圧を増大せしめ、負荷側流量を制御する構成であるため、中立時及び方向制御バルブの切換え途中で大きなエネルギー損失があり、センターバイパス絞り部に発生する流体力により操作性の劣化が生じるという問題がある。

30

【0006】

本発明は、このような問題に鑑みて成されたものであり、クローズドセンター型方向切換バルブを用いてポンプの容量制御を行う構成としつつ、エネルギー損失を抑え、且つ操作性も確保することができる油圧制御システムを提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0007】

上記目的達成のため、本発明は、可変容量型の油圧ポンプからの吐出される作動油を、操作装置からの操作入力に基づいて作動されるクローズドセンター型の制御バルブにより制御して油圧アクチュエータに供給し、前記油圧アクチュエータの作動を制御する油圧制御システムにおいて、前記油圧ポンプの容量を検出するポンプ容量検出手段および前記油圧ポンプの吐出圧を検出するポンプ吐出圧検出手段を有し、前記ポンプ容量検出手段により検出されるポンプ容量および前記ポンプ吐出圧検出手段により検出されるポンプ吐出圧をフィードバック入力とし、前記操作入力に対応して設定される目標値および前記フィードバック入力に基づいて決定される制御特性値を用いて制御を行う馬力制御ループ、圧力制御ループ、流量制御ループ、及び最小圧力保持ループを備えたコントローラにより前記油圧ポンプの可変容量制御を行うように構成され、前記コントローラは、前記操作入力および前記フィードバック入力に対応して前記複数のループのいずれかを選択するセレクター部を備え、前記セレクター部により複数の前記ループのうちからいずれかのループを選択し、選択された前記ループからの制御値に基づいて前記油圧ポンプの可変容量制御を行

40

50

うように構成される。この場合において、前記圧力制御ループにおいては、前記操作装置からの操作入力に対応して前記油圧ポンプの目標吐出圧力を設定し、前記目標吐出圧力と前記ポンプ吐出圧検出手段により検出されたポンプ吐出圧との差から前記制御特性値を決定し、前記制御特性値を用いて前記油圧ポンプの吐出圧が前記目標吐出圧力となるように前記油圧ポンプの可変容量制御を行い、前記流量制御ループにおいては、前記操作装置からの操作入力に対応して前記油圧ポンプの目標吐出流量を設定し、前記目標吐出流量と前記ポンプ容量検出手段により検出されたポンプ容量から算出される実ポンプ吐出流量との差から前記制御特性値を決定し、前記制御特性値を用いて前記油圧ポンプの吐出流量が前記目標吐出流量となるように前記油圧ポンプの可変容量制御を行い、前記馬力制御ループにおいては、前記操作装置からの操作入力に対応して目標ポンプ駆動馬力を設定し、前記ポンプ容量検出手段により検出されたポンプ容量から算出される吐出流量および前記ポンプ吐出圧検出手段により検出されたポンプ吐出圧の積に基づいて実ポンプ駆動馬力を求め、前記目標ポンプ駆動馬力と前記実ポンプ駆動馬力との差から前記制御特性値を決定し、前記制御特性値を用いて前記油圧ポンプの駆動馬力が前記目標ポンプ駆動馬力となるように前記油圧ポンプの可変容量制御を行い、前記最小圧力保持ループにおいては前記油圧ポンプの吐出圧力を所定の最小圧力で保持するように前記油圧ポンプの可変容量制御を行う。

10

【0008】

上記油圧制御システムにおいて、好ましくは、複数の前記油圧アクチュエータを備え、これら複数の前記油圧アクチュエータのそれぞれについて、前記操作入力および前記フィードバック入力に対応する流量、圧力、及び馬力の特性値テーブルが設定されており、これら特性値テーブルを介して、前記複数のループにおける流量、圧力、及び馬力の目標値を決定する。

20

【0009】

上記油圧制御システムにおいて、好ましくは、前記セレクター部は、

1) 前記操作入力の前記操作装置の中立位置を示す時に、前記最小圧力保持ループを選択し、

2) 前記操作入力の前記中立位置を外れたことを示し、前記ポンプ容量が、前記油圧アクチュエータへの作動油供給回路の漏れ量以下であって前記油圧アクチュエータが作動する前の状態であることを示すときに、前記圧力制御ループを選択し、

30

3) 前記操作入力の前記中立位置を外れたことを示し、前記ポンプ容量が、前記油圧アクチュエータへの作動油供給回路の漏れ量以上となり、且つ、前記操作入力信号による定められる容量以下である時に、前記馬力制御ループを選択し、

4) 前記操作入力の前記中立位置を外れたことを示し、前記ポンプ容量が、前記操作入力信号による定められる容量を超える容量である時に、前記流量制御ループを選択する。

【0010】

上記油圧制御システムにおいて、好ましくは、

5) 前記操作入力の如何に拘わらず、前記ポンプ吐出圧検出手段により検出されるポンプ吐出圧が最小許容圧力より小さくなった時に、前記最小圧力保持ループを選択する。

【0011】

上記油圧制御システムにおいて、好ましくは、

6) 前記操作入力の前記急操作により減少した場合は、前記流量制御ループを選択し、前記流量制御ループにより前記油圧ポンプの容量を強制的に減少させる制御を行う。これによりサージ圧の発生を抑制する。

40

【0012】

上記油圧制御システムにおいて、好ましくは、前記圧力制御ループから前記馬力制御ループに移行する選択を行ったときに、前記馬力制御テーブルの特性値を前記アクチュエータが負荷圧力に打ち勝ち動作開始する時の圧力を基準として可変させる。これにより、圧力制御から馬力制御への移行をスムーズにする。

【0013】

50

上記油圧制御システムにおいて、好ましくは、前記コントローラは、前記クローズドセンター型の制御バルブの作動を前記操作入力と前記ポンプ吐出圧に基づいて制御する構成であり、可変容量型油圧ポンプの流量増加特性が吐出圧力（負荷圧力）に影響されて変化することを考慮して、開口開始が負荷圧力に打ち勝ち動作開始する時の圧力を基準とした特性となるように（即ち、負荷圧力が低い時はより大きく開口し、高い時はより小さく開口するように）、前記クローズドセンター型の制御バルブにおける開口制御を前記油圧ポンプの吐出制御に連動させている。

【発明の効果】

【0014】

上記のように、本発明によれば、クローズドセンター型方向切換バルブを用いてセンターバイパス回路を無くし、ポンプの容量制御（ポンプの傾転制御）を電氣化して、コントローラで制御することにより、センターバイパス回路で実現している制御特性を確保しながら、センターバイパス絞りに於けるエネルギー損失と操作性の劣化の改善を図ることができる。

【図面の簡単な説明】

【0015】

【図1】本発明を適用した油圧制御システム構成を示す制御回路図である。

【図2】上記油圧制御システムを詳細に示す制御回路図である。

【図3】操作入力に対して、圧力、流量、馬力の目標値を決定するために用いるテーブルを示す図である。

【図4】操作入力に対する馬力、圧力特性を示す図である。

【図5】一定馬力特性を圧力と流量との関係から示す図である。

【図6】操作入力に対する馬力、圧力特性を示す図である。

【図7】操作入力に対する流量特性を示す図である。

【図8】操作入力に対する流量特性を示す図である。

【図9】操作入力に対するバルブスプール開口面積の制御特性を示す図である。

【図10】従来のロードセンシング型のポンプ制御システムを示す概略構成図である。

【発明を実施するための形態】

【0016】

以下、本発明の好ましい実施形態について図面を参照しながら説明する。図1に本発明を適用した油圧制御システム構成を概略的に示している。この油圧制御システムは、例えば油圧ショベルのアクチュエータを操作レバーの操作に応じて作動させる制御を行うものであり、第1および第2操作装置1, 2の操作レバー1a, 2aをオペレータが操作するのに応じて第1および第2油圧アクチュエータ5, 6のピストン5a, 6aを伸縮作動させて、油圧ショベルの作動を制御する構成である。なお、実際の油圧ショベルにおいては、もっと多くの操作装置および油圧アクチュエータを備えるが、説明の容易化のため、2つの操作装置1, 2および2つの油圧アクチュエータ5, 6を例にして油圧制御システムおよびこれを用いた制御方法を以下に説明する。

【0017】

油圧発生源として、エンジン3により回転駆動される油圧ポンプ10を備え、この油圧ポンプ10からの吐出油は第1および第2制御バルブ7, 8を介して第1および第2油圧アクチュエータ5, 6に供給される。油圧ポンプ10は、傾転角を可変制御して吐出容量制御が可能な斜板または斜軸タイプの油圧ポンプであり、傾転駆動シリンダ12によりその傾転角可変制御が行われる。この傾転駆動シリンダ12には傾転制御バルブ14により作動油供給制御が行われ、これにより傾転駆動シリンダ12の作動を制御して油圧ポンプ10の吐出容量制御が行われる。このとき、油圧ポンプ10の斜板または斜軸傾転角A（すなわち、ポンプ吐出容量）を検出する傾転角センサ16と、油圧ポンプ10の吐出油圧Pを検出する油圧センサ18を備える。第1および第2制御バルブ7, 8は、クローズドセンター型の方向制御バルブであり、中立時には油圧ポンプ10に繋がる油路と第1および第2油圧アクチュエータ5, 6に繋がる油路との連通を遮断する。

【0018】

傾転制御バルブ14、第1および第2制御バルブ7、8の作動を制御するためにコントローラ20を有する。コントローラ20は、第1および第2操作装置1、2からの操作信号と、傾転角センサ16により検出された油圧ポンプ10の傾転角信号と、油圧センサ18により検出された油圧ポンプ10の吐出圧信号とが入力され、これら信号に応じて、傾転制御バルブ14、第1および第2制御バルブ7、8の作動を制御する。このコントローラ20の構成を、図2も参照して以下に説明する。

【0019】

コントローラ20の基本構成を図1に示しており、流量制御ループ部30、圧力制御ループ部40、馬力制御ループ部50、最小圧力保持ループ部60およびセクター部70を備える。その詳細構成を図2に示しており、コントローラ20にはさらに、後述する種々のテーブル（例えば、図3に示す圧力操作入力テーブル、流量操作入力テーブル及び馬力操作入力テーブル等）を記憶した特性値テーブル記憶部を主体として、セクター、アンプなどの出力を統合的に機能させるための論理演算やシーケンス演算を行うシステムマネジメント部25、第1～第3アンプ81～83などを備える。

10

【0020】

第1および第2制御バルブ7、8は、操作レバー1a、2aの操作に応じてコントローラ20により作動制御されるが、基本的には、操作レバー1a、2aの操作の方向に応じて作動油の供給方向の切換制御が行われるとともに操作量に応じて開度制御が行われる。一方、油圧ポンプ10の傾転角制御は、操作レバー1a、2aの操作に応じて第1および第2油圧アクチュエータ5、6が作動するように、油圧ポンプ10の傾転角制御を行う。このとき、傾転角センサ16により検出された油圧ポンプ10の傾転角信号と、油圧センサ18により検出された油圧ポンプ10の吐出圧信号とを用いてフィードバックループ制御を行う。

20

【0021】

油圧ポンプ10の傾転角制御を行うときに、第1および第2制御バルブ7、8の作動制御を組み合わせることにより、より細かな制御が可能であるが、定常的な制御では第1および第2制御バルブ7、8は操作レバー1a、2aの操作に応じて制御し、その前提の下で油圧ポンプ10の傾転角制御を独立して行えば良い。よって、本実施形態では、コントローラ20による油圧ポンプ10の傾転角制御を主として説明し、これと組み合わせた第1および第2制御バルブ7、8の作動制御の説明は油圧ポンプ10に連動させて複合操作の改善に寄与させ、本案をより高度に実施させる部分についてのみに留めてある。但し、操作レバー1a、2aの操作に対するポンプ傾転角の応答特性は、第1および第2制御バルブ7、8の応答特性より低いため、操作レバー1a、2aの急激な操作が行われて過渡的な制御が必要なときには、第1および第2制御バルブ7、8の作動をポンプ傾転角制御が追いつくように遅らせるといった制御が第1および第2制御バルブ7、8に対してコントローラ20内で行われる。

30

【0022】

このコントローラ20による油圧制御の基本的な考え方をまず説明する。ここに示している油圧制御システムは、第1および第2制御バルブ7、8にクローズドセンター型方向切換バルブを用い、センターバイパス回路を備えず、油圧ポンプ10の傾転制御を電気化して、コントローラ20で制御する。これにより、従来のようにオープンセンター型方向切換バルブを用いた場合においてセンターバイパス回路で実現している制御特性を確保しながら、オープンセンター型方向切換バルブを用いた場合におけるセンターバイパス絞りによるエネルギー損失と操作性の劣化の改善を図るものである。

40

【0023】

この油圧制御システムでは、複数の閉ループ制御を用いているが、一般的に閉ループ制御ということは、目標値－フィードバック値（現在値）＝偏差＝0となるように偏差にゲインを掛けて指令値とし、制御対象に出力することである。このとき、目標値が一定である場合の偏差（定常偏差）を0と出来るようにゲインは積分器をひとつ含む1型とする場合

50

が多い。例えば、PI制御やPID制御のI動作が代表的なものである。このために、本油圧制御システムでは、従来のポンプ傾転駆動機構に内在する積分要素を圧力や傾転角などの機械的フィードバックを外して、速度（流量）、力（圧力）、馬力（流量×圧力）などの複数の電気制御系ループ内に取り込むことにより、1型の制御を可能としている。

【0024】

油圧システム内で、可変ポンプを電氣的に制御する従来の一般的な方式として、電氣的な指令量で、流量制御または圧力制御が可能な可変容量ポンプを使用することが知られている。この場合、ポンプの傾転量または吐出圧力がフィードバックされ、閉ループ制御されるのが一般的である。即ち、電気制御ループの内側に、マイナーループとして、傾転量、または吐出圧力の閉ループ制御を既成的に組み込んでおいて、電気制御系からは流量指令または圧力指令を出力する。そのようなことから、電気系では、制御対象が馬力である場合、電氣的な演算にて、馬力をポンプへの指令量としての流量もしくは圧力に導き直している。このため、除算が必要であるが、ディジタル演算はこれをあまり得意としない。これに対して、本油圧制御システムでは、前述の如く、馬力制御ループにより、直接、1型で傾転駆動させているので、馬力演算として、フィードバック入力 of 乗算（流量×圧力）が除算に取って代わることを可能としている。

10

【0025】

多くの場合、速度、力、馬力は同時に制御される。従って、システム内では馬力、力、速度が常時計算されている。同時とは、例えば、「定まった速度プロファイル上を速度制御しながら、圧力や馬力を設定値以内に制限する」というようにベースとなる制御があって、条件によっては他の制御へ、リアルタイムで切り替わるという意味である。このため、圧力や馬力の制御は速度制御中のシステムの状態が設定値内であれば、実質は機能しないことになる。しかし、システムの馬力が設定値に到達すれば、直ちに現在の制御（速度制御）から、馬力制御に移行する。

20

【0026】

本油圧制御システムでは、制御すべきいずれかの制御ループのうち、制御ループとして成立させるべき制御系を高度な論理演算を用いたセレクター部70により選択させ、システムの状態により、リアルタイムにそれらを切り替えて、同時に制御可能としている。

【0027】

なお、従来のシステムでも、ポンプ傾転駆動機構に内在する積分要素にそのまま固定の設定値を目標値とした馬力制御ループ、流量制御ループ、及び、圧力制御ループをカスケード（連鎖的）に接続した形が採用されたロードセンシングシステム用ポンプの例がある。この構成例を図10に示している。

30

【0028】

しかし、図10に示す例の場合、馬力制御ないし、圧力制御の目標値が本実施形態のシステムのように操作入力に基づいた可変の目標値ではなく、固定の目標値であるということに加えて、流量制御、馬力制御ないし、圧力制御のうち、傾転角を小さくしようとする値を出力する制御ループを常を選択するという最小値選択回路が、既に組み込まれている。これは、操作入力、フィードバック入力およびそれらの組み合わせにより、流量、圧力、馬力制御を最小値選択のみでなく、更に高度な論理演算をもって選択的に用いるシステムでは不都合である。例えば、最小圧力保持ループは負荷圧力が最小値以下になってしまった場合に動作し、傾転角増加方向に働くので最小値選択ではない。

40

【0029】

本実施形態の油圧制御システムでは、操作入力に基づく可変の目標値により、各制御ループを動作させるだけでなく、単なる最小値選択以上の機能を実現すべく、コントローラ内にて、操作入力とフィードバック入力に対応したセレクター部70を設置したことにより、高度な論理演算を行う。

【0030】

本実施形態に係る油圧制御システムでは、操作入力はコントローラ内に取り入れられ、個々のアクチュエータに対応してクローズドセンター型方向切換バルブを制御すると同時

50

に、個々の操作入力に対応して、圧力の目標値、流量の目標値、馬力の目標値を決定し、各制御ループの目標値に入力させる。最も一般的な方法は2次元の圧力－操作入力テーブル、流量－操作入力テーブル及び馬力－操作入力テーブルを用いる。それらの特性値テーブルの例を図3に示す。なお、操作入力はプラスでもマイナスでも変化するが、図3の例ではプラス方向のみを示す。図3においては、操作入力－圧力制御特性の例を示しており、圧力制御特性は流量0時の操作入力に対する圧力上昇特性としてアクチュエータ毎に定義される。なお、複合動作条件などにより複数指定も可能である。

【0031】

圧力制御ループ部40において行われる圧力制御ループの目標値は操作入力が中立離脱点を過ぎると、操作入力範囲を有効に使い、且つ、無駄ストロークを小さくするため、動作開始点を中立離脱点からあまり離さない様に、第1および第2アクチュエータ5, 6を無負荷駆動するに必要な圧力近傍へジャンプアップする。この後、任意に定める流量0時の操作入力－圧力特性に従って、圧力を上昇させる。圧力が負荷に打ち勝つまで上昇すると、アクチュエータ5, 6が動作を開始する。このときのショックなくスムーズに起動を制御するためには、加速度レベルのコントロールが必要である。なぜなら、指令値を0から完全にリニアに立ち上げることは手動操作では不可能に近いからである。

【0032】

例えば、流量制御ループ部30において行われる速度制御（即ち、流量制御）ではリニアにではなく、ステップ状に指令が与えられてしまうと与えられた速度を達成させるために、システムに与えられた最大加速能力を使って起動しようとし、起動ショックを発生させてしまう。馬力制御ループ部50において行われる馬力制御でも同様なことが言える。従って、動作開始をスムーズに制御するには、この間に加速度レベルのコントロールが行える圧力制御が必須であり、セレクトア70により圧力制御ループ部40による制御が選択される。動作開始点を過ぎるとアクチュエータ5, 6は操作入力に従って、徐々に速度を上昇させる。この場合、速度の制御（即ち、流量の制御）はもし、負荷圧が一定であるならば、 $\text{圧力} \times \text{流量} = \text{馬力}$ であるから、馬力制御特性上で制御させることと定義できる。動作開始点以降の制御特性の例を上記操作入力－圧力制御特性の例（図3）に示している。

【0033】

馬力制御ループは原動機から可変ポンプへの入力馬力を制限してエンストを防止するためのリミッタとして動作するが、操作入力に対応したアクチュエータの駆動馬力制御のためにも動作する。然るべき特性値が、0から原動機定格出力まで、連続的に馬力目標値として決定される。馬力目標値は動作開始時に0であり、その後の操作入力の増加に伴い、徐々に上昇し、最終的には原動機の定格馬力に至る曲線上で定義される。この曲線は動作開始点から始まるため、その数だけ存在することとなる。即ち、中立離脱点(S0-1点)以下に動作開始点はなく、定格圧力到達点(S0-3点)以上にもないから、その間の操作入力に対応して定義可能である。アクチュエータ毎に、更に、複合動作条件などにより要求される馬力制御特性も異なるから、必要に応じて、アクチュエータや複合動作条件毎に定義される。

【0034】

操作入力に対応する可変馬力制御が、本案では、きわめて重要であり、特徴でもある。その理由は、それが圧力一定下では流量の制御（即ち、速度制御）と同義となるというだけでなく、もしも、負荷（圧力）が変化すると、馬力制御ループが目標馬力を確保すべく、速度（流量）を変化させ、操作者は負荷の変化を速度の変化として感知可能となる。即ち、操作者を含めた操作ループ系に於いて、この速度変化がフィードバックの役目を果たすことになり、従って、機械の操作上、合理的な操作系を形成可能となすからである。そのための説明を図4および図5を参照して行う。

【0035】

操作入力－圧力特性は図3に示すものと同じである。動作開始点は負荷圧力により変化し、中立離脱点(S0-1)から定格圧力到達点(S0-3)の間にある。操作入力－圧力特性上

10

20

30

40

50

でS0-1点での圧力をP01、S0-3点での圧力をP02、その中間S0-2点での圧力をP00とする。そうすると、圧力P00、P01、P02に対応する馬力特性を定義できる。操作入力S1においては、負荷圧力（圧力フィードバック値）に対応してW1、W2またはW3となり、この値を馬力目標値として馬力制御ループが動作する。

【0036】

システムが操作入力S1、負荷圧力P00、馬力目標値W2で馬力制御ループを動作させている状態で、負荷圧力がP01またはP02に変化した場合を図5に示している。この図では、圧力変化のために、ポンプ吐出流量はQ0からQ1またはQ2になり、従って速度も圧力が上昇すれば遅くなり、圧力が低下すれば、速くなることを示している。

【0037】

特殊な例として、操作入力ー圧力特性を中立離脱点近傍でステップ状に最小圧力から定格圧力まで上げてしまい、圧力制御ループを定格圧力リミッター（定格圧力制御）として機能させると、動作開始点は中立離脱点近傍に一点存在するだけであるので、馬力特性としてはひとつのみとすることが可能である。この例を図6に示す。負荷圧力が定格圧力未満であれば、圧力制御域はなくなり、中立域から馬力制御域に直に移行する。但し、この場合は、起動時のショックが存在するリスクをとまう。

【0038】

流量制御特性は中立離脱点でジャンプアップする圧力特性に対する漏れを補償する流量に余裕分を加味して定まる値に最小圧力保持流量から上昇し、操作入力の増加に従い、最大流量まで増加していく曲線として定義される。操作入力が中立位置を外れ、傾転量フィードバック入力が操作入力により定められた以上の流量（傾転角）である場合、流量制御ループがセクター70により選択され、それ以下である場合は馬力制御ループがセクター70により選択される。従って、流量制御特性と馬力制御特性の関係が重要である。流量制御特性と馬力制御特性の関係例を図7に示す。

【0039】

アクチュエータにかかる外部負荷が一定と仮定した条件での操作入力に対する馬力制御特性は前述したように、流量特性として表すことができる。図7の例では馬力制御特性に基づく流量特性と流量制御特性曲線との交点WQ点の操作入力と流量が定められた点である。操作入力に対する馬力制御特性は負荷圧力により変化する。従って、WQ点も負荷圧力に応じて変化する。

【0040】

交点WQの軌跡を図8に示す。この図8には、圧力P0、P1、P2、P0-1、P0-2に対応する馬力制御特性に基づく流量特性と操作入力ー流量制御特性曲線及びそれらの交点が示されている。P0-1とP0-2は動作点が中立離脱点となる圧力P0より低い負荷圧力である。動作開始点と馬力制御特性はP0、P0-1とP0-2のいずれにおいても同一である。このように、アクチュエータ5、6の速度が速くなると、セクター70により流量制御ループを選択し、負荷圧力に影響されずに速度制御を可能にし、力強い感覚を操作者に与えることが可能となる。

【0041】

最小圧力保持ループの目標値は一般的には固定値である。ポンプ傾転駆動装置の最小作動値、起動応答性を確保するためのスタンバイ必要圧力、中立時の要求省エネ度等を考慮して決める。アクチュエータ負荷が負（メータアウト側負荷）である場合、ポンプ側からの不足流量を積極的に補い、負荷側が必要とする流量とポンプ側からの供給流量とのマッチングをとる必要がある。既存のロードセンシングシステムやポジティブ・コントロール・システムではポンプからの供給流量は操作入力に依存しているため、ポンプ供給流量を増やすことによりマッチングさせるのは難しい。従来一般的な方策ではメークアップ弁、またはアンチボイド弁と言われるチェック弁を介して、タンク・ラインから吸い込んで、ポンプからの供給不足を補っている。しかし、タンク・ライン圧力は極めて低いから、供給能力は限定的である。このため、供給能力不足分はメータアウト側を絞って、負荷側要求流量に制限を加えるという手段を用いている。原動機の回転が低い場合はタンク・ラ

10

20

30

40

50

イン圧力も更に低下するので、更に条件が悪くなる。本実施形態では、最小保持圧力をタンク圧力よりは高くしているので、メータアウト絞りを従来に比較して、大きく設定することが可能となり、省エネ性を増大させることができる。

【0042】

システムが圧力制御ループまたは馬力制御ループを選択すると、可変ポンプの流量増加特性が負荷圧力に影響され、変化する。従来のシステムでは方向制御バルブのスプール・ストロークは操作入力のみによりコントロールされているため、負荷圧力が高いとアクチュエータへの供給流量が少ないのにも関わらず、方向制御バルブのスプールは操作入力に応じて大きく移動し、開口面積が必要以上に大きくなってしまう。然しながら、ポンプ吐出流量はアクチュエータの負荷圧力で決まる動作開始点以降に増加を開始するので、この増加特性に合わせて、クローズドセンター型方向制御バルブの各スプールのストロークを決定すれば、開口面積が必要以上に大きくならないように抑制することが可能となる。

10

【0043】

スプール・ストローク制御の一例を図9に示す。実際の開口特性はスプールに刻まれているノッチにより決定される。即ち、ストロークに対して固有の特性であるので、あらかじめ、コントローラに記憶させておく。従来は操作入力のみによって第1および第2制御バルブ7, 8のスプールのストロークは制御されるのが一般的であるから、スプール開口開始点と動作開始点が一致するのはある定まった負荷圧力下に於いてだけである。本案では、負荷圧力より操作入力に対する動作開始点が求まるので、これに合わせて、スプール開口開始点と開口特性を適宜ずらせば、操作入力Saに対する方向切換バルブの開口面積はP0の時A0であり、P1の時はA1であり、P2の時にはA2であるようにできる。操作入力Saに対応してA0,A1,A2と変化させるにはコントローラに記憶させてあるストロークに対応する開口特性を逆読みして、A0,A1,A2に対するストロークを求めればよい。これにより、操作入力をベースにして、スプールのストロークを圧力に応じて変えることを実現させられる。

20

【0044】

例えば、第一のアクチュエータ5が操作入力の中間値で動作している状況で、そこに比較的高い負荷圧力の第二のアクチュエータ6を操作開始し、ポンプへの指令量（圧力、馬力又は流量ループの指令量）を加算すると負荷圧力の高い第二のアクチュエータ6は動作開始せずに第一のアクチュエータ5の速度だけを増してしまう制御となる場合がある。このため、例えば、第一のアクチュエータ5のみ操作され、負荷圧力がP1であったときに、第二のアクチュエータ6を操作すると、第二のアクチュエータ6の負荷圧力がP1に対して低ければ、ポンプ吐出圧力はP0方向へ、高ければ、P2方向へ変化し、P0方向に変化すれば第一のアクチュエータ5の流量は減少し、P2方向に変化すれば、流量は増加する方向となる。然し、本案によれば、ここで同時に、第1制御バルブ7の開口面積も其々、A0方向、A2方向に特性変化するから、第二のアクチュエータ6の操作による第一のアクチュエータ5への流量の変動を抑制する方向に働かせることができる。第二のアクチュエータ6側も、もし、第一のアクチュエータ5側の負荷圧が相対的に高ければ、ポンプ吐出圧は高めに誘導され、第2制御バルブ8の開口開始を遅らせ、操作入力に対し、開口面積を小さくするような特性にされる。反対にもし、第一のアクチュエータ5側の負荷圧が相対的に低ければ、ポンプ吐出圧は低めに誘導されるので、第2制御バルブ8の開口開始を早め、操作入力に対し、開口面積を大きくするような特性にされる。結果として、第二のアクチュエータ6の操作による第一のアクチュエータ5への流量の変動を抑制する方向に働かせることができる。

30

40

【0045】

従って、本実施形態では、可変ポンプの流量増加特性が負荷圧力に影響され、変化することを考慮して、操作入力と負荷圧力により、クローズドセンター型の第1および第2制御バルブ7, 8の各スプールのストロークを制御することにより、これらバルブ7, 8の絞りの開口特性をポンプ吐出流量特性に連動させるから複合操作の改善することができる。

50

【0046】

次に、操作入力の増加により、どのようにポンプ駆動システムが動作するか説明する。

【0047】

操作入力が中立位置にある時：

【0048】

最小圧力保持ループ部60による制御を選択し、クローズドセンター型の第1および第2制御バルブ7, 8も中立位置を保って、全てのポートがブロックされるので、ポンプはほぼ0傾転角で最小圧力状態に制御される。必要馬力はほぼ0であり、中立時の損失は極めて小さい。

【0049】

ポンプ吐出圧が負荷圧以下のとき：

【0050】

操作入力が増加され、中立位置を外れると、圧力制御ループ部40による制御が選択される。圧力制御ループの目標値は動作開始点を中立離脱点からあまり離さない様に然るべき圧力までジャンプアップし、その後は、徐々に、動作開始圧まで操作入力の上昇に合わせて昇圧する。アクチュエータの動作開始は圧力制御により行われる。クローズドセンター型の第1および第2制御バルブ7, 8は開口開始が負荷圧力に打ち勝ち動作開始する時の圧力を基準とした特性となるように制御されており、わずかに開口する程度にストロークし、ポンプ吐出圧力が負荷圧力に達するのを待つ。

【0051】

ポンプ吐出圧が負荷圧に到達し、アクチュエータが動作したとき：

【0052】

油圧アクチュエータ5, 6が動作開始すると、馬力制御ループ部50による制御が選択される。操作入力により目標馬力を増加させ、圧力、流量またはその両方を増加させる。即ち、負荷圧力により速度の増加が異なるので、負荷圧力の変化を速度の変化として、操作者にフィードバックすることができる。このフィードバックにより、操作者はそれぞれのアクチュエータの負荷状態を知り、適切な複合操作を可能とする。クローズドセンター型の第1および第2制御バルブ7, 8は操作入力値と負荷圧力により決定されるストローク量で制御される。

【0053】

アクチュエータ速度が相当に早くなり、操作入力が流量制御開始値以上に増大したとき：

【0054】

流量制御ループ部30による制御が選択される。この場合、微妙な操作は困難となり、必要もなくなるので、負荷状態のフィードバックも不要となるから、単純な流量制御ループによる速度制御で十分である。このときには、負荷圧力の変化に影響されずに速度が制御される。

【0055】

操作入力が急に小さくなったとき：

【0056】

アクチュエータ側の慣性により、負荷速度が供給流量に先行する傾向となるので、負荷圧力が低下する。そのため、圧力制御や馬力制御ではクローズドセンター型の第1および第2制御バルブ7, 8の閉じ速度よりもポンプ傾転角の減少が遅れる傾向になり、高いサージ圧力が発生するおそれがある。これを防止するため、操作入力の減少に対応し、閉じられるクローズドセンター型の第1および第2制御バルブ7, 8の動作に同調して、流量制御ループを選択し、ポンプ傾転角を0方向へ直接引き戻す。

【0057】

アクチュエータ負荷圧力が小さくなり、最小圧力以下となったとき：

【0058】

最小圧力保持ループ部60による制御が選択される。アクチュエータ負荷が負（メータアウト側負荷）である場合、アクチュエータ速度がポンプ流量に先行するので、ポンプ吐

10

20

30

40

50

出圧力は低下し、最小圧力以下となり、最悪の場合はキャビテーションを発生してしまう。これを防ぐため、ポンプ側から不足流量を積極的に補い、負荷側が必要とする流量とポンプ側からの供給流量とのマッチングをとる必要があり、最小圧力保持ループが動作する。また、この機能により、メータアウト絞りをより大きく設定することが可能となり、省エネ性を増大させることができる。

【0059】

尚、本発明には最小圧力保持制御させるべき条件をリアルタイムでチェックし、其の条件になった時点で圧力制御ループの指令値に強制的に最小圧力値を代入し、圧力制御ループを最小圧力保持ループの代替とする制御方法が含まれるものとする。

【0060】

本発明による制御により、次のことを実現できる。

【0061】

I. 第1および第2制御バルブ7, 8にクローズドセンター型方向切換バルブを用い、センターバイパス回路を削除し、油圧ポンプ10の傾転制御を電氣化して、コントローラ20で制御することにより、センターバイパス回路で実現している制御特性を確保しながら、センターバイパス絞りに於けるエネルギー損失と流体力による操作性の劣化を改善できる。

【0062】

II. 従来のポンプ傾転駆動機構に内在する積分要素を圧力や傾転角などの機械的フィードバックを外して、速度（流量）、力（圧力）、馬力（流量×圧力）などの複数の電氣制御系ループ内に取り込むことにより、1型の制御が可能となる。

【0063】

III. 操作入力とフィードバック入力に基づく、馬力制御ループ、圧力制御ループ、流量制御ループ別の可変の目標値により、各ループを動作させ、スムーズなアクチュエータの作動が可能となる。

【0064】

III-1. 操作入力が中立離脱点を過ぎると、セレクター70により圧力制御ループ部40による制御を選択させ、任意に定める流量0時の操作入力ー圧力特性に従って、圧力を上昇させ、動作開始を、加速度レベルのコントロールとすることにより、スムーズにすることが可能となる。手動操作による起動に際して速度を0からリニアに立ち上げることがより容易となる。

【0065】

III-2. 馬力制御ループ部50による制御は、原動機から可変ポンプへの入力馬力を制限するためのリミッタとして動作させるだけではなく、操作入力に対応したアクチュエータの駆動馬力制御を行う。このために、然るべき特性値が、0から原動機定格出力までの間において、連続的な馬力目標値として決定される。そして、負荷（圧力）が変化すると、馬力制御ループが目標馬力を確保すべく速度（流量）を変化させ、操作者が負荷の変化を速度の変化として感知可能となる。これにより、操作者による操作を含めた操作ループ系において、この速度変化がフィードバックの役目を果たすことになり、機械の操作上、合理的な操作系を形成可能となる。

【0066】

III-3. 油圧アクチュエータの速度が速くなると、流量制御ループ部30による制御を選択し、負荷圧力に影響されずに、速度制御を可能にし、力強い感覚を操作者に与えることが可能となる。

【0067】

III-4. アクチュエータ負荷が負（メータアウト側負荷）である場合、アクチュエータ速度がポンプ吐出流量に先行するので、ポンプ吐出圧力は低下し、最小圧力以下となり、最悪の場合はキャビテーションを発生してしまう。これを防ぐため、最小圧力保持ループ部60による制御が動作し、ポンプ側から不足流量を積極的に補い、負荷側が必要とする流量とポンプ側からの供給流量とのマッチングをとる。この機能により、メータアウト絞り

10

20

30

40

50

をより大きく設定することが可能となり、省エネ性を改善させることができる。

【0068】

IV. 単なる最小値選択以上の機能を実現すべく、コントローラ20にて、操作入力とフィードバック入力に対応した論理演算を適用して、セレクター70を動作させ、馬力制御ループ、圧力制御ループ、流量制御ループ、及び最小圧力保持ループのうち、ループとして成立させるべき制御系を選択させる。このとき、システムの状態により、リアルタイムにこれら制御ループを切り替えて、同時制御を行うことができる。

【0069】

V. 可変ポンプの流量増加特性が負荷圧力に影響され、変化することを考慮して、操作入力と負荷圧力により、クローズドセンター型の第1および第2制御バルブ7、8の各スプールのストロークを制御することにより、第1および第2制御バルブ7、8の絞りの開口特性をポンプ吐出流量特性に連動させて複合操作の改善させることが可能になる。

【符号の説明】

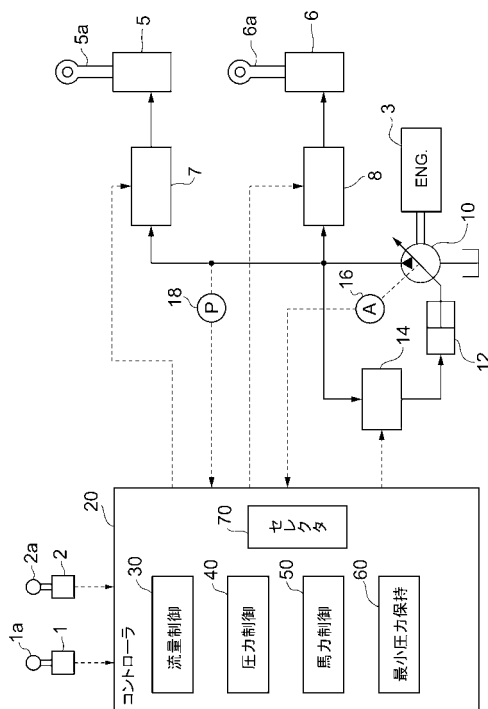
【0070】

- | | | | |
|------|------------|------|----------------|
| 1, 2 | 第1、第2操作装置 | 5, 6 | 第1、第2油圧アクチュエータ |
| 7, 8 | 第1、第2制御バルブ | 10 | 油圧ポンプ |
| 12 | 傾転駆動シリンダ | 14 | 傾転制御バルブ |
| 20 | コントローラ | 30 | 流量制御ループ部 |
| 40 | 圧力制御ループ部 | 50 | 馬力制御ループ部 |
| 60 | 最小圧力保持ループ部 | 70 | セレクター |

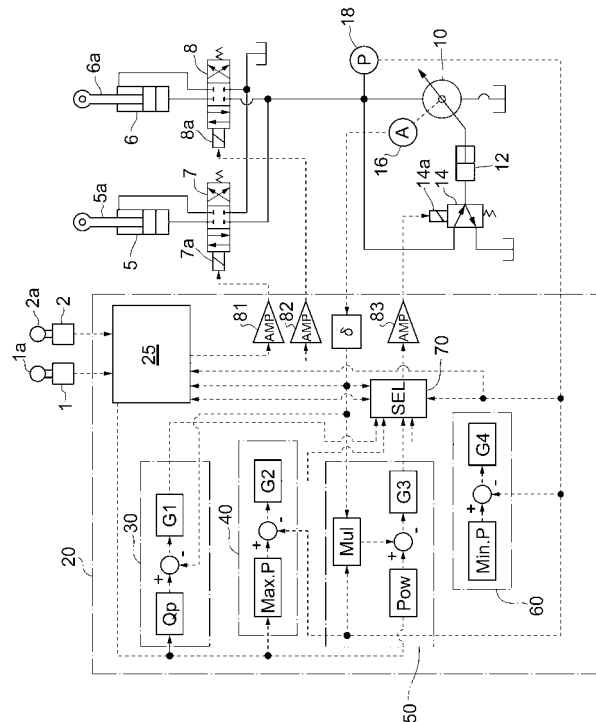
10

20

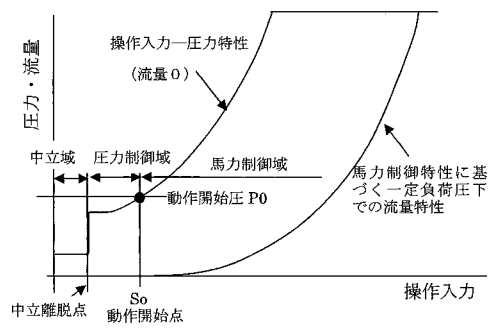
【図1】



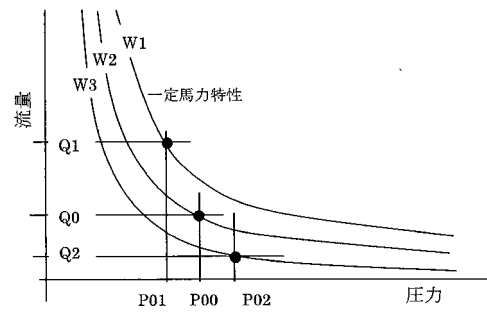
【図2】



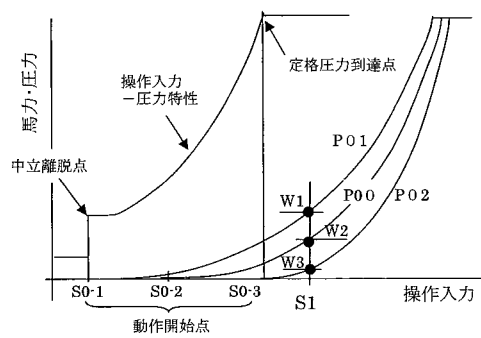
【図 3】



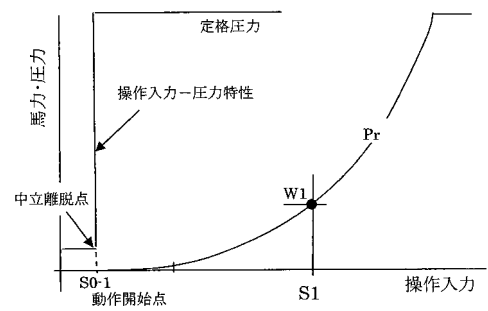
【図 5】



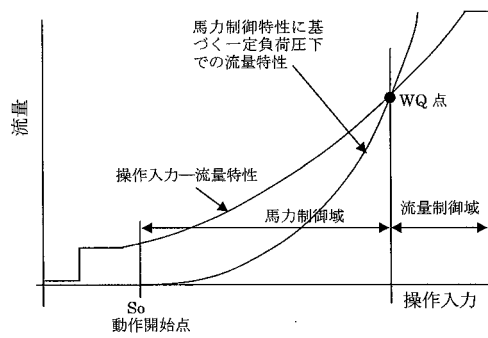
【図 4】



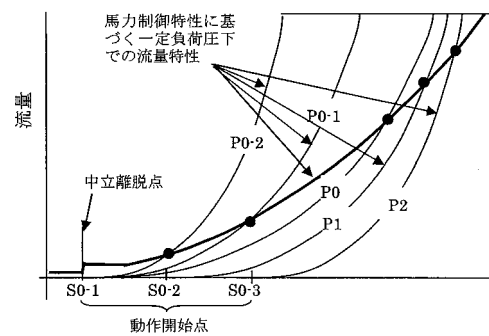
【图 6】



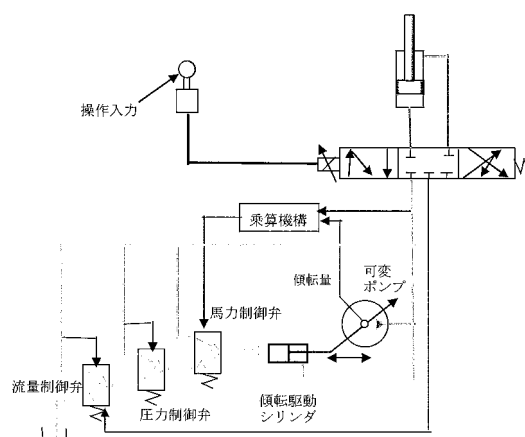
【图 7】



【图 8】



【図 10】



フロントページの続き

(56)参考文献 特開2007-23606 (JP, A)
特開2009-14122 (JP, A)
特許第3781551 (JP, B2)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F04B 49/00 ~ 51/00
E02F 9/22
F15B 11/00