

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2013年7月18日(18.07.2013)



(10) 国際公開番号
WO 2013/105357 A1

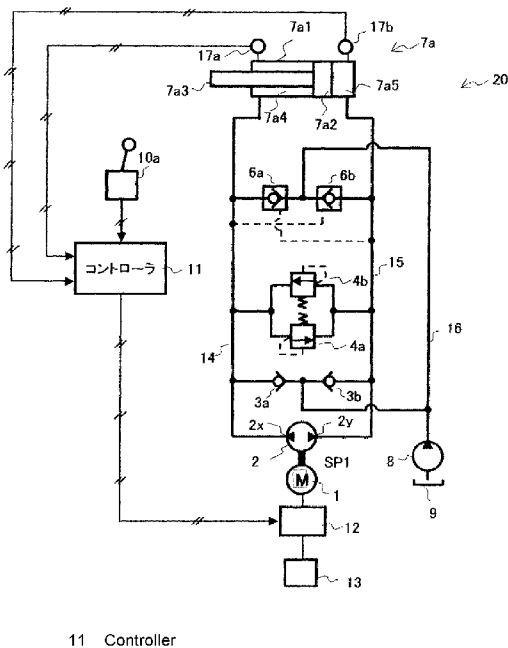
- (51) 国際特許分類:
F15B 11/04 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2012/081251
- (22) 国際出願日: 2012年12月3日(03.12.2012)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2012-003614 2012年1月11日(11.01.2012) JP
- (71) 出願人: 日立建機株式会社(HITACHI CONSTRUCTION MACHINERY CO., LTD.) [JP/JP]; 〒1128563 東京都文京区後楽二丁目5番1号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者: 平工 賢二(HIRAKU Kenji); 〒3000013 茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社土浦工場 知的財産部内 Ibaraki (JP). 藤島 一雄(FUJISHIMA Kazuo); 〒3000013 茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社土浦工場 知的財産部内 Ibaraki (JP).
- (74) 代理人: 春日 譲(KASUGA Yuzuru); 〒1030023 東京都中央区日本橋本町三丁目4番1号トリー日本橋ビル Tokyo (JP).
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

- 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

(54) Title: HYDRAULIC CLOSED CIRCUIT DRIVE DEVICE

(54) 発明の名称: 油圧閉回路の駆動装置



(57) Abstract: Provided is a drive device with which variation in cylinder speed when the load is reversed can be suppressed, and operability can be improved, in a hydraulic closed circuit system that drives a single-rod cylinder by means of a hydraulic pump. This hydraulic closed circuit drive device is equipped with: a bidirectional hydraulic pump (2); a single-rod cylinder (7a) driven by pressure oil discharged from the hydraulic pump (2); an operation device (10a); and a discharge flow volume control means (12). In addition, this hydraulic closed circuit drive device is equipped with: pressure detection means (17a, 17b), which detect the pressure in a rod-side oil chamber (7a4) and the pressure in a head-side oil chamber (7a5) of the hydraulic cylinder; and a control device (11), which has a load calculation means (11a) that calculates the amount of load on the hydraulic cylinder on the basis of the rod-side oil chamber pressure and the head-side oil chamber pressure, a load switching means (11c) that calculates a first proportional gain in accordance with the polarity of the calculated load amount, and a multiplication means (11d) that calculates an instruction signal by multiplying the calculated first proportional gain and the operational amount from the operation device, and outputs the instruction signal to the discharge flow volume control means (12).

(57) 要約: 油圧ポンプにより片ロッド式シリンダを駆動する油圧閉回路システムにおいて、負荷反転時のシリンダ速度の変動を抑えて操作性を向上できる駆動装置を提供する。両方向型油圧ポンプ2と、油圧ポンプ2が吐出する圧油により駆動する片ロッド式シリンダ7aと、操作装置10aと、吐出流量制御手段12とを備えた油圧閉回路の駆動装置であって、油圧シリンダのロッド側油室7a4の圧力とヘッド側油室7a5の圧力とを検出する圧力検出手段17a、17bと、ロッド側油室の圧力とヘッド側油室の圧力から油圧シリンダの負荷量を演算する負荷算出手段11aと、算出した負荷量の極性に応じて第1の比例ゲインを演算する負荷切換手段11cと、算出した第1の比例ゲインと操作装置からの操作量とを乗算して指令信号を算出し、指令信号を吐出流量制御手段12に出力する乗算手段11dとを有する制御装置11とを備えた。

室7a5の圧力とを検出する圧力検出手段17a、17bと、ロッド側油室の圧力とヘッド側油室の圧力から油圧シリンダの負荷量を演算する負荷算出手段11aと、算出した負荷量の極性に応じて第1の比例ゲインを演算する負荷切換手段11cと、算出した第1の比例ゲインと操作装置からの操作量とを乗算して指令信号を算出し、指令信号を吐出流量制御手段12に出力する乗算手段11dとを有する制御装置11とを備えた。

WO 2013/105357 A1

明 細 書

発明の名称：油圧閉回路の駆動装置

技術分野

[0001] 本発明は、油圧閉回路の駆動装置に係り、更に詳しくは、油圧ポンプにより直接に油圧アクチュエータを駆動する油圧閉回路の駆動装置に関する。

背景技術

[0002] 近年、油圧ショベルやホイールローダなどの建設機械において、省エネ化が重要な開発項目になっている。建設機械の省エネ化には油圧システム自体の省エネ化が重要であり、油圧ポンプにより油圧アクチュエータを閉回路接続して直接に制御する油圧閉回路システムの適用が検討されている。このシステムは、制御弁による圧損がなく、必要なときのみポンプ流量を吐出するため流量損失も発生しないので、省エネ化が可能となる。

[0003] 建設機械には片ロッド式シリンダが、油圧アクチュエータとして用いられるため、閉回路接続するためにはシリンダ内ピストンのヘッド側とロッド側での受圧面積差に伴う流量差を吸収する必要がある、このための対策が提案されている。

[0004] 例えば、特許文献1には、片ロッド式シリンダと油圧ポンプを閉回路接続したアクチュエータ回路に低圧選択弁を設け、流量過剰または流量不足が生じた場合に、低圧選択弁を介して回路内の油を自動的にタンクとの間で吸排作用する構成が記載されている。

先行技術文献

特許文献

[0005] 特許文献1：特開2001-2371号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0006] 油圧式プレスのように負荷の方向が常に一定である装置と異なり、建設機械では負荷の方向が頻繁に変動する。例えば油圧ショベルのアームシリンダ

ではアームを伸ばした状態ではアーム重量がシリンダを引っ張る方向に作用するため、ロッド側の油室が高圧になり、アームを畳んだ状態では逆にシリンダを押す方向に作用するためヘッド側油室が高圧になる。同様に、ブームシリンダではブームが空中にある場合はブーム重量がシリンダを押す方向に作用するためヘッド側油室が高圧になり、バケットが接地して掘削姿勢になるとブームシリンダには引っ張り力が作用してロッド側油室が高圧になる。このように使用状況によりシリンダ負荷は変化するが、負荷によってピストンロッド速度が大きく変動しないことが操作性上は好ましい。

[0007] しかしながら、特許文献1に記載の油圧閉回路システムでは、負荷方向が反転する際にピストンロッド速度が大きく変動して操作性が低下するという課題があった。

[0008] 本発明は、上述の事柄に基づいてなされたもので、その目的は、油圧ポンプにより片ロッド式シリンダを駆動する油圧閉回路システムにおいて、負荷反転時のピストンロッド速度の変動を抑えて操作性を向上できる駆動装置を提供するものである。

課題を解決するための手段

[0009] 上記の目的を達成するために、第1の発明は、両方向型油圧ポンプと、前記両方向型油圧ポンプの吐出流量を制御する吐出流量制御手段と、前記両方向型油圧ポンプが吐出する圧油により駆動する片ロッド式シリンダと、前記両方向型油圧ポンプの一方の吐出口に一端が接続され、他端が前記片ロッド式シリンダのロッド側油室に接続される第1管路と、前記両方向型油圧ポンプの他方の吐出口に一端が接続され、他端が前記片ロッド式シリンダのヘッド側油室に接続される第2管路と、前記片ロッド式シリンダの駆動を指令する操作装置とを備えた油圧閉回路の駆動装置であって、前記片ロッド式シリンダのロッド側油室の圧力を検出するロッド側油室圧力検出手段と、前記片ロッド式シリンダのヘッド側油室の圧力を検出するヘッド側油室圧力検出手段と、前記ロッド側油室圧力検出手段で検出した前記片ロッド式シリンダのロッド側油室の圧力と前記ヘッド側油室圧力検出手段で検出したヘッド側油

室の圧力とから前記片ロッド式シリンダの負荷量を演算する負荷算出手段と、前記負荷算出手段で算出した前記負荷量の極性に依じて第1の比例ゲインを演算する負荷切換手段と、前記負荷切換手段で算出した第1の比例ゲインと前記操作装置からの操作量とを乗算して指令信号を算出し、前記指令信号を前記吐出流量制御手段に出力する乗算手段とを有する制御装置とを備えたものとする。

[0010] また、第2の発明は、第1の発明において、前記負荷算出手段は、前記ヘッド側油室圧力検出手段が検出した前記片ロッド式シリンダのヘッド側油室の圧力と前記片ロッド式シリンダのシリンダヘッド側の受圧面積とを乗算した値から、前記ロッド側油室圧力検出手段が検出した前記片ロッド式シリンダのロッド側油室の圧力と前記片ロッド式シリンダのシリンダロッド側の受圧面積とを乗算した値を減算することで、前記片ロッド式シリンダの負荷量を演算することを特徴とする。

[0011] 更に、第3の発明は、第2の発明において、前記負荷切換手段の前記第1の比例ゲインの出力特性は、前記片ロッド式シリンダの負荷量の極性が変化する領域において、不感帯またはヒステリシスを有することを特徴とする。

[0012] また、第4の発明は、第1乃至第3の発明のいずれかにおいて、前記負荷算出手段で算出した前記負荷量の増加に応じて漸減する第2の比例ゲインを演算する負荷感応手段と、前記負荷切換手段で算出した第1の比例ゲインと前記負荷感応手段で算出した第2の比例ゲインと前記操作装置からの操作量とを乗算して指令信号を算出し、前記指令信号を前記吐出流量制御手段に出力する乗算手段とを有する制御装置とを備えたことを特徴とする。

[0013] 更に、第5の発明は、複数の両方向型油圧ポンプと、前記複数の両方向型油圧ポンプの吐出流量を制御する複数の吐出流量制御手段と、前記複数の両方向型油圧ポンプが吐出する圧油により駆動する複数の片ロッド式シリンダと、前記複数の片ロッド式シリンダの内の1つの片ロッド式シリンダのロッド側油室又はヘッド側油室のいずれか一方と、前記複数の両方向型油圧ポンプの内の1つ又は2つの両方向型油圧ポンプの一方の吐出口とを接続可能と

し、前記複数の片ロッド式シリンダの内の前記1つの片ロッド式シリンダのロッド側油室又はヘッド側油室のいずれか他方と、前記複数の両方向型油圧ポンプの内の前記1つ又は2つの両方向型油圧ポンプの他方の吐出口とを接続可能とする複数の切換弁と、前記複数の片ロッド式シリンダの駆動を指令する複数の操作装置とを備えた油圧閉回路の駆動装置であって、前記複数の片ロッド式シリンダの各ロッド側油室の圧力を検出するロッド側油室圧力検出手段と、前記複数の片ロッド式シリンダの各ヘッド側油室の圧力を検出するヘッド側油室圧力検出手段と、前記ロッド側油室圧力検出手段で検出した前記複数の片ロッド式シリンダの各ロッド側油室の圧力と前記ヘッド側油室圧力検出手段で検出した前記複数の片ロッド式シリンダの各ヘッド側油室の圧力とから前記複数の片ロッド式シリンダの各負荷量を演算する負荷算出手段と、前記負荷算出手段で算出した前記各負荷量の極性に応じてそれぞれの第1の比例ゲインを演算する負荷切換手段と、前記負荷切換手段で算出したそれぞれの第1の比例ゲインと前記複数の操作装置からの各操作量とを乗算して各指令信号を算出し、前記各指令信号を前記各吐出流量制御手段に出力する乗算手段とを有する制御装置とを備えたものとする。

- [0014] また、第6の発明は、第5の発明において、前記乗算手段の出力を予め定めた指令値に制限し、前記制限した信号を指令信号として、前記複数の両方向型油圧ポンプの内の1つの両方向型油圧ポンプに対応する1つの前記吐出流量制御手段に出力する出力制限手段と、前記乗算手段の出力から前記予め定めた指令値を減算し、前記減算により算出した信号を指令信号として、前記複数の両方向型油圧ポンプの内の前記1つの両方向型油圧ポンプ以外の1つの両方向型油圧ポンプに対応する1つの前記吐出流量制御手段に出力する減算手段とを有する制御装置を備えたことを特徴とする。

発明の効果

- [0015] 本発明によれば、負荷反転時のピストンロッド速度の変動を抑えることができるので、微妙な制御が可能になって操作性、制御性を向上させることができる。このことにより、速度変動に伴う振動やショックが抑えられ、オペ

レータに操作性と快適性を提供することができる。この結果、生産性が向上する。

図面の簡単な説明

[0016] [図1]本発明の油圧閉回路の駆動装置の第1の実施の形態を備えた油圧シヨベルを示す側面図である。

[図2]本発明の油圧閉回路の駆動装置の第1の実施の形態を示す油圧回路図である。

[図3]本発明の油圧閉回路の駆動装置の第1の実施の形態を構成するコントローラの演算内容を示すブロック図である。

[図4]油圧閉回路システムにおけるアームシリンダ駆動時におけるサーボポンプ流量とシリンダ圧力とアーム速度とアーム変位量との関係の一例を示す参考特性図である。

[図5]本発明の油圧閉回路の駆動装置の第1の実施の形態におけるアームシリンダ駆動時におけるサーボポンプ流量とシリンダ圧力とアーム速度とアーム変位量との関係の一例を示す特性図である。

[図6]本発明の油圧閉回路の駆動装置の第2の実施の形態を示す油圧回路図である。

[図7]本発明の油圧閉回路の駆動装置の第2の実施の形態における回路切換時の電磁切換弁とサーボポンプとの動作例を示す表図である。

[図8]本発明の油圧閉回路の駆動装置の第2の実施の形態を構成するコントローラの演算内容を示すブロック図である。

[図9]本発明の油圧閉回路の駆動装置の第2の実施の形態におけるアームシリンダ駆動時におけるサーボポンプ流量とシリンダ圧力とアーム速度とアーム変位量との関係の一例を示す特性図である。

[図10]本発明の油圧閉回路の駆動装置の第3の実施の形態を示す油圧回路図である。

[図11]本発明の油圧閉回路の駆動装置の第4の実施の形態を示す油圧回路図である。

発明を実施するための形態

[0017] <第1の実施の形態>

以下、本発明の油圧閉回路の駆動装置の実施の形態を図面を用いて説明する。図1は、本発明の油圧閉回路の駆動装置の第1の実施の形態を備えた油圧ショベルを示す側面図である。この図1において、油圧ショベルは走行体31と、走行体31の上に旋回可能に設けた旋回体32と、旋回体32上に配設された運転室33と、旋回体32上の前方部に上下方向に回動可能に（俯仰動可能に）取り付けられた多関節型のフロント装置34とを備えている。

[0018] 旋回体32には、詳細後述する油圧閉回路20と、油圧閉回路20を構成するインバータ12（図2参照）に電力を供給するバッテリー13と、油圧閉回路20を制御するコントローラ11とが搭載されている。

[0019] フロント装置34は、基端部が旋回体32に回動可能に軸支されたブーム35と、このブーム35の先端部に回動可能に軸支されたアーム36と、このアーム36の先端に回動可能に軸支されたバケット37とを備えており、ブーム35、アーム36、及びバケット37は、それぞれブーム用油圧シリンダ7b、アーム用油圧シリンダ7a、及びバケット用油圧シリンダ7cにより動作する。

[0020] ここで、アームシリンダ7aにおけるロッド側油室とヘッド側油室との圧力を検討すると、点線で示すアーム36の伸長状態においては、アーム36の重量がアームシリンダ7aのピストンロッドを引っ張る方向に作用するため、ロッド側油室の圧力が高圧になる。実線で示すアーム36の屈曲状態においては、アーム36の重量がアームシリンダ7aのピストンロッドを押し付ける方向に作用するため、ヘッド側油室の圧力が高圧になる。

[0021] すなわち、アーム36が回動して、アーム36の軸方向が、ブーム35の先端部のアーム36を軸支する軸心から略鉛直方向下方に伸びる線（図上一点鎖線出示す）を超えるか否かによって、アームシリンダ7aにかかる負荷の方向が反転する。

[0022] 次に、油圧閉回路20について図2を用いて説明する。図2は本発明の油圧閉回路の駆動装置の第1の実施の形態を示す油圧回路図である。本実施の形態においては、油圧シヨベルを構成するアームシリンダ7aを駆動する例を示している。図2において、図1に示す符号と同符号のものは同一部分であるので、その詳細な説明は省略する。

[0023] 図2において、1は電動機、2は両方向型の油圧ポンプ、3a、3bは第1及び第2チェック弁、4a、4bは第1及び第2リリーフ弁、6a、6bは第1及び第2パイロットチェック弁、7aはアームシリンダ、8は低圧ポンプ、9はタンク、10aはアーム用操作レバー、11はコントローラ、12はインバータ、13はバッテリーを示す。電動機1は、吐出流量制御手段であるインバータ12を介してバッテリー13から供給される電力によって回転駆動する。インバータ12は、コントローラ11からの駆動トルク指令に応じた電力を電動機1に供給する。電動機1の回転軸は、両方向型の油圧ポンプ2の回転軸に機械的に接続されていて、油圧ポンプ2を正逆回転させることにより、作動油の吸入・吐出方向を反転させて、アームシリンダ7aを往復動させている。以下、電動機1と油圧ポンプ2の組み合わせをサーボポンプSP1という。

[0024] アームシリンダ7aは、シリンダ本体7a1と、シリンダ本体7a1内に移動可能に設けたピストン7a2と、ピストン7a2の一方側に設けたピストンロッド7a3とを備え、ロッド側油室7a4とヘッド側油室7a5とを有する片ロッド式を構成している。

[0025] 低圧ポンプ8は、タンク9からの作動油を吸込み、吐出配管（低圧ライン）16へ低圧の圧油を供給する。吐出配管16は、第1及び第2パイロットチェック弁6a、6bの入口側、及び第1及び第2チェック弁3a、3bの入口側にそれぞれ接続している。

[0026] 油圧ポンプ2は、2つの作動油吐出・吸入口2x、2yを有している。一方の作動油の吐出・吸入口2xには、第1管路14の一端側が接続されていて、第1管路14の他端側は、アームシリンダ7aのロッド側油室7a4の

接続ポートに接続されている。他方の作動油の吐出・吸入口 2 y には、第 2 管路 1 5 の一端側が接続されていて、第 2 管路 1 5 の他端側は、アームシリンダ 7 a のヘッド側油室 7 a 5 の接続ポートに接続されている。

[0027] 第 1 管路 1 4 には、吸込みのみを許可する第 1 チェック弁 3 a の出口側と第 2 管路 1 5 の圧力をパイロット圧として吸込みのみを許可する第 1 パイロットチェック弁 6 a の出口側とがそれぞれ接続されている。第 1 チェック弁 3 a の入口側と第 1 パイロットチェック弁 6 a の入口側とは、低圧ポンプ 8 の吐出配管 1 6 に連通した管路にそれぞれ接続されている。

[0028] 第 2 管路 1 5 には、吸込みのみを許可する第 2 チェック弁 3 b の出口側と第 1 管路 1 4 の圧力をパイロット圧として吸込みのみを許可する第 2 パイロットチェック弁 6 b の出口側とがそれぞれ接続されている。第 2 チェック弁 3 b の入口側と第 2 パイロットチェック弁 6 b の入口側とは、低圧ポンプ 8 の吐出配管 1 6 に連通した管路にそれぞれ接続されている。

[0029] また、第 1 管路 1 4 には、第 1 管路 1 4 の圧力が設定圧以上の高圧になると、作動油を第 2 管路 1 5 に逃がす第 1 リリーフ弁 4 a の入口側が接続され、第 1 リリーフ弁 4 a の出口側は、第 2 管路 1 5 に接続されている。同様に、第 2 管路 1 5 には、第 2 管路 1 5 の圧力が設定圧以上の高圧になると、作動油を第 1 管路 1 4 に逃がす第 2 リリーフ弁 4 b の入口側が接続され、第 2 リリーフ弁 4 b の出口側は、第 1 管路 1 4 に接続されている。第 1 及び第 2 リリーフ弁 4 a, 4 b は、ポンプや配管の破損を防止するためのものである。

[0030] 第 1 及び第 2 チェック弁 3 a, 3 b は、回路内の圧力（第 1 管路 1 4 又は第 2 管路 1 5 の圧力）が下がると、低圧ポンプ 8 からの作動油を低圧ライン 1 6 から吸込み、回路内におけるキャビテーションの発生を防止するためのものである。

[0031] 第 1 及び第 2 パイロットチェック弁 6 a, 6 b は、片ロッドシリンダであるアームシリンダ 7 a の往復動に伴う流量差の収支を合わせるために、回路内の作動油を低圧ライン 1 6 に排出し、又は、回路内へ低圧ライン 1 6 の作

動油を吸入するものである。

- [0032] アームシリンダ7 aのロッド側のシリンダ本体7 a 1には、ロッド側油室7 a 4の圧力を検出する第1圧力センサ1 7 a（ロッド側油室圧力検出手段）が設けられ、アームシリンダ7 aのヘッド側のシリンダ本体7 a 1には、ヘッド側油室7 a 5の圧力を検出する第2圧力センサ1 7 b（ヘッド側油室圧力検出手段）が設けられている。第1及び第2圧力センサ1 7 a, 1 7 bが検出した各油室の圧力は、コントローラ1 1に入力されている。
- [0033] アーム用操作レバー1 0 aは、運転室3 3に設けられている。アーム用操作レバー1 0 aの操作量信号は、コントローラ1 1に入力され、コントローラ1 1は、この操作量信号と第1及び第2圧力センサ1 7 a, 1 7 bの信号などから電動機1・油圧ポンプ2の回転数指令を演算し、インバータ1 2に駆動指令信号を出力する。
- [0034] 次に、コントローラ1 1で実行する駆動指令信号の演算内容について図3を用いて説明する。図3は本発明の油圧閉回路の駆動装置の第1の実施の形態を構成するコントローラの演算内容示すブロック図である。図3において、図1及び図2に示す符号と同符号のものは同一部分であるので、その詳細な説明は省略する。
- [0035] コントローラ1 1は、図3に示すように、負荷算出手段1 1 aと、負荷感応手段1 1 bと、負荷切換手段1 1 cと、乗算手段1 1 dとを備えている。また、コントローラ1 1には、アーム用操作レバー1 0 aからの操作量信号と、第1圧力センサ1 7 aが検出したアームシリンダ7 aのロッド側油室7 a 4の圧力と、第2圧力センサ1 7 bが検出したアームシリンダ7 aのヘッド側油室7 a 5の圧力が入力されている。さらに、コントローラ1 1からは、インバータ1 2へサーボポンプS P 1を駆動する指令信号が出力されている。
- [0036] 負荷算出手段1 1 aには、第1圧力センサ1 7 aが検出したアームシリンダ7 aのロッド側油室7 a 4の圧力と、第2圧力センサ1 7 bが検出したアームシリンダ7 aのヘッド側油室7 a 5の圧力が入力される。負荷算出手

段 1 1 a は、次の式 (1) に従ってアームシリンダ 7 a にかかるシリンダ負荷 F を算出する。

$$F = P_{\text{head}} \times A_{\text{head}} - P_{\text{rod}} \times A_{\text{rod}} \quad \dots \dots (1)$$

ここで、 P_{head} は、第 2 圧力センサ 1 7 b が検出したアームシリンダ 7 a のヘッド側油室 7 a 5 の圧力、 A_{head} は、アームシリンダ 7 a におけるピストン 7 a 2 のヘッド側の受圧面積、 P_{rod} は、第 1 圧力センサ 1 7 a が検出したアームシリンダ 7 a のロッド側油室 7 a 4 の圧力、 A_{rod} は、アームシリンダ 7 a におけるピストン 7 a 2 のロッド側の受圧面積とする。

算出したシリンダ負荷 F の信号は、負荷感応手段 1 1 b と負荷切換手段 1 1 c とに出力される。

[0037] 負荷感応手段 1 1 b には、シリンダ負荷 F の信号が入力される。負荷感応手段 1 1 b は、予め定めたシリンダ負荷 F に対するゲイン定数 K 1 の特性に従い、ゲイン定数 K 1 を算出する。この特性は、図 3 に示すようにシリンダ負荷 F が大きくなるほどゲイン定数 K 1 が漸減するものとしている。ここで、例えば、シリンダ負荷 F が 0 のときにゲイン定数 K 1 を 1 として、シリンダ負荷 F が最小のときにゲイン定数 K 1 を最大値、シリンダ負荷 F が負側のときにゲイン定数 K 1 を 1 以上、シリンダ負荷 F が正側のときにゲイン定数 K 1 を 1 未満、シリンダ負荷 F が最大のときにゲイン定数 K 1 を最小値としている。算出されたゲイン定数 K 1 の信号は、乗算手段 1 1 d に出力される。

[0038] 負荷切換手段 1 1 c には、シリンダ負荷 F の信号が入力される。負荷切換手段 1 1 c は、予め定めたシリンダ負荷 F に対するゲイン定数 K 2 の特性に従い、ゲイン定数 K 2 を算出する。この特性は、図 3 に示すようにシリンダ負荷 F の方向に応じて、ゲイン定数 K 2 をアームシリンダ 7 a におけるピストン 7 a 2 のヘッド側の受圧面積 (A_{head}) / ピストン 7 a 2 のロッド側の受圧面積 (A_{rod}) の比の分だけ変化させている。ここで、例えば、シリンダ負荷 F が負側におけるゲイン定数 K 2 を 1 として、シリンダ負荷 F が正側におけるゲイン定数 K 2 をアームシリンダ 7 a におけるピストン 7 a 2 のヘッ

ド側の受圧面積（ A_{head} ）／ピストン7 a 2のロッド側の受圧面積（ A_{rod} ）の比である例えば1.3としている。算出されたゲイン定数 K_2 の信号は、乗算手段11 dに出力される。

[0039] なお、ゲイン定数 K_2 の切換特性は、図3に示すような不感帯とヒステリシスを併せ持たせている。これにより、微小な圧力脈動やセンサノイズにより頻繁な切換の発生を防止することで、ハンチングや振動の発生を防止している。また、シリンダ負荷 F の方向が変わってから、低圧選択弁であるパイロットチェック弁6 a, 6 bが開閉するまでには遅れがあるので、パイロットチェック弁6 a, 6 bが確実に切り換って圧力がある程度まで上がってからゲイン定数 K_2 を切換える特性としている。さらにゲイン定数 K_2 の切換えに傾きを持たせ、滑らかにゲイン定数に変化する特性としている。これにより、油圧ポンプ2の流量が滑らかに切り換り、アームシリンダ7 aのショックを抑えて良好な操作性が得られる。

[0040] 乗算手段11 dには、アーム用操作レバー10 aからの操作量信号と、負荷感応手段11 bの出力であるゲイン定数 K_1 と、負荷切換手段11 cの出力であるゲイン定数 K_2 とが入力される。乗算手段11 dは、これらの入力を乗算し、電動機1のトルク指令を算出する。算出された電動機1のトルク指令は、インバータ12に出力する。インバータ12は、このトルク指令に基づき電動機1と油圧ポンプ2（サーボポンプSP1）の回転数を制御する。

[0041] このように、アーム用操作レバー10 aからの操作量信号にゲイン定数 K_1 と K_2 とを乗算して、サーボポンプSP1の駆動指令を出力するので、シリンダ負荷 F の大きさと方向に応じて、油圧ポンプ2の流量を制御することができる。

[0042] 次に、油圧閉回路システムにおけるシリンダ負荷のシリンダ速度に対する影響について図4を用いて説明する。図4は油圧閉回路システムにおけるアームシリンダ駆動時におけるサーボポンプ流量とシリンダ圧力とアーム速度とアーム変位量との関係の一例を示す参考特性図であって、本実施の形態の

特徴を示すために、図3の負荷感応手段11bの出力であるゲイン定数 K_1 と負荷切換手段11cの出力であるゲイン定数 K_2 とをいずれも固定値1とした場合のアームシリンダ7aの動作の一例を示している。

[0043] 図4において、横軸は時間を示していて、縦軸の(a)～(e)は上から順にアームレバー操作量 L_a 、サーボポンプ流量 Q_s 、アームシリンダ圧力 P_s 、アーム速度 V_a 、アームの変位量 D_a を示している。また、時刻 t_1 から時刻 t_5 までは、アームシリンダ7aにおけるピストンロッド7a3の伸長動作時の各特性を示し、時刻 t_6 から時刻 t_{10} までは、アームシリンダ7aにおけるピストンロッド7a3の引き込み動作時の各特性を示している。

[0044] まず、ピストンロッド7a3の伸長動作について説明する。図1に戻り、油圧ショベルにおけるアーム36の初期状態は、点線で示すアーム伸長状態とする。このときは、アーム36の重量がアームシリンダ7aのピストンロッド7a3を引っ張る方向に作用するため、ロッド側油室7a4の圧力が高圧、ヘッド側油室7a5が低圧になっている。

[0045] 時刻 t_1 において、オペレータがアーム用操作レバー10aをピストンロッド7a3の伸長方向に操作開始し、時刻 t_2 までに操作量 L_{V1} 操作すると、サーボポンプSP1から操作量に比例した作動油流量 Q_s として Q_1 が吐出されアームシリンダ7aのヘッド側油室7a5に流入して、アームシリンダ7aにおけるピストンロッド7a3は伸長動作を開始する。

[0046] このとき、図2において、ロッド側油室7a4が高圧であるため、第1管路14に接続している第1チェック弁3aと第1パイロットチェック弁6aは閉止して、ロッド側油室7a4から流出する作動油の流量は、全量が油圧ポンプ2の作動油吐出・吸入口2xに吸入される。このとき、シリンダヘッド側油室7a5とシリンダロッド側油室7a4との容積差により、油圧ポンプ2の吐出必要流量よりもポンプ吸込み流量が少ないため流量不足となるが、不足分の作動油流量は、低圧ポンプ8から低圧ライン16を介して供給され、開動作するパイロットチェック弁6b及びチェック弁3bにより第2管

路 15 に吸入される。

[0047] このときのアームシリンダ 7 a におけるピストンロッド 7 a 3 の速度 V_1 は、サーボポンプ流量 Q_s を（この場合吸込み流量） Q_1 、アームシリンダ 7 a におけるピストン 7 a 2 のロッド側の受圧面積 A_{rod} とすると、次の式（2）で算出できる。

$$V_1 = Q_1 \div A_{rod} \quad \dots \dots (2)$$

上記のようにして、アームシリンダ 7 a におけるピストンロッド 7 a 3 が伸長することにより、アーム 36 は、下方に回動し、これと共に、シリンダロッド側油室 7 a 4 の圧力も低下していく。そして、アーム 36 の軸方向が、ブーム 35 の先端部のアーム 36 を軸支する軸心から略鉛直方向下方に伸びる線を超えた時点（時刻 t_3 ）で、アームシリンダ 7 a にかかるシリンダ負荷 F の方向が反転する。つまり、シリンダヘッド側油室 7 a 5 の圧力が高圧となり、シリンダロッド側油室 7 a 4 の圧力が低圧となる。なお、オペレータは時刻 t_4 まで、アーム用操作レバー 10 a を操作量 $L V_1$ で保持していて、時刻 t_4 から時刻 t_5 で操作量を 0 に戻している。

[0048] このとき（時刻 $t_3 \sim t_4$ の間）、図 2 において、ヘッド側油室 7 a 5 が高圧であるため、第 2 管路 15 に接続している第 2 チェック弁 3 b と第 2 パイロットチェック弁 6 b は閉止して、サーボポンプ $S P_1$ から吐出される作動油の流量 Q_s は、全量がシリンダヘッド側油室 7 a 5 に流入する。このとき、シリンダヘッド側油室 7 a 5 とシリンダロッド側油室 7 a 4 との容積差により、油圧ポンプ 2 の吐出必要流量よりもポンプ吸込み流量が少ないため流量不足となるが、不足分の作動油流量は、低圧ポンプ 8 から低圧ライン 16 を介して供給され、開動作するパイロットチェック弁 6 a 及びチェック弁 3 a により第 1 管路 14 に吸入される。これにより、流量不足が補われる。

[0049] このときのアームシリンダ 7 a におけるピストンロッド 7 a 3 の速度 V_2 は、サーボポンプ流量 Q_s を（この場合吐出流量） Q_1 、アームシリンダ 7 a におけるピストン 7 a 2 のヘッド側の受圧面積 A_{head} とすると、次の式（3）で算出できる。

$$V_2 = Q_1 \div A_{head} \dots\dots (3)$$

上述した式(2)及び式(3)から明らかなように、サーボポンプSP1の流量 Q_s が Q_1 で一定であっても、シリンダ負荷Fの方向の反転によって、アームシリンダ7aにおけるピストンロッド7a3の速度は、 V_1 から V_2 へとピストン7a2のロッド側の受圧面積とピストン7a2のヘッド側の受圧面積の比で変動することになる。建設機械に用いる油圧シリンダのピストンのロッド側の受圧面積／ピストンのヘッド側の受圧面積の比率は、一般的に0.5～0.7程度なので、速度が30～50%程度も変化することになり、操作性の低下要因となる。また、速度が急変するため車体へのショックも大きく、快適性を損なう要因にもなる。

[0050] 詳細説明は省略するが、時刻 t_6 から時刻 t_{10} までのアームシリンダ7aにおけるピストンロッド7a3の引き込み動作時についても、上述したアームシリンダ7aにおけるピストンロッド7a3の伸長動作時と同様に、シリンダ負荷Fの反転によりシリンダ7aにおけるピストンロッド7a3の速度が $-V_2$ から $-V_1$ に変動し、やはり操作性の低下要因となる。

[0051] また、図4に示すように、アームシリンダ7aにおけるピストンロッド7a3の速度は、シリンダ負荷Fの反転時を除くと一定の速度を保っている。これは、油圧閉回路におけるピストンロッドの速度が、油圧ポンプ2の流量に依存して、負荷圧力の影響を基本的に受けないという特性による。この特性は、負荷ロバスト性という観点では望ましく、特に高精度の駆動制御が求められる場合には長所になる。

[0052] しかし、この特性は、一般的な弁制御方式の油圧回路を備えた油圧ショベルの操作に慣れたオペレータには、違和感を生じさせる可能性がある。弁制御方式の油圧回路の場合、制御弁のポート口径を絞ってシリンダへの作動油の流量を制御するので、シリンダ負荷Fが大きくなるほど、制御弁における差圧が減少し、作動油の流量が減少し、結果としてピストンロッドの速度は低下する。例えば、油圧ショベルの掘削作業において、油圧シリンダが抵抗を受けた場合、弁制御方式の油圧回路では、ピストンロッド速度は下がるが

、これは、オペレータに自然な操作感覚を与える。これに対して、油圧閉回路では、油圧シリンダが抵抗を受けてもピストンロッド速度は変化しないので、オペレータの操作感覚に違和感を生じさせる可能性がある。

[0053] このような問題点を解決するために、本実施の形態においては、図3の負荷感応手段11bにおけるゲイン定数K1の演算の際、シリンダ負荷Fが大きくなるほどゲイン定数K1を漸減させている。このことにより、シリンダ負荷Fの上昇に応じてピストンロッド速度が低下する。また、図3の負荷切換手段11cにおけるゲイン定数K2の演算の際、ゲイン定数K2をアームシリンダ7aにおけるピストン7a2のヘッド側の受圧面積(Ahead) / ピストン7a2のロッド側の受圧面積(Arod)の比の分だけ変化させている。

[0054] つまり、ロッド側油室7a4がヘッド側油室7a5より高圧である領域におけるゲイン定数K2を例えば1として、アームシリンダ7aにおけるピストン7a2のヘッド側の受圧面積(Ahead) / ピストン7a2のロッド側の受圧面積(Arod)の比を例えば1.3とすると、ヘッド側油室7a5がロッド側油室7a4より高圧である領域においては、ゲイン定数K2を1.3に増加させている。このことにより、ヘッド側油室7a5がロッド側油室7a4より高圧である領域において、サーボポンプSP1の作動油の流量が増加するので、上述したシリンダ速度の低下を防止することができる。

[0055] 次に、本発明の油圧閉回路の駆動装置の第1の実施の形態の動作について図5を用いて説明する。図5は本発明の油圧閉回路の駆動装置の第1の実施の形態におけるアームシリンダ駆動時におけるサーボポンプ流量とシリンダ圧力とアーム速度とアーム変位量との関係の一例を示す特性図である。

[0056] 図5において、横軸は時間を示していて、縦軸の(a)～(e)は上から順にアームレバー操作量La、サーボポンプ流量Qs、アームシリンダ圧力Ps、アーム速度Va、アームの変位量Daを示している。また、時刻t1から時刻t5までは、アームシリンダ7aにおけるピストンロッド7a3の伸長動作時の各特性を示し、時刻t6から時刻t10までは、アームシリンダ7aにおけるピストンロッド7a3の引き込み動作時の各特性を示してい

る。

[0057] まず、ピストンロッド7 a 3の伸長動作について説明する。図1に戻り、油圧ショベルにおけるアーム3 6の初期状態は、点線で示すアーム伸長状態とする。このときは、アーム3 6の重量がアームシリンダ7 aのピストンロッド7 a 3を引っ張る方向に作用するため、ロッド側油室7 a 4の圧力が高圧、ヘッド側油室7 a 5が低圧になっている。

[0058] 時刻 t_1 において、オペレータがアーム用操作レバー1 0 aをピストンロッド7 a 3の伸長方向に操作開始し、時刻 t_2 までに操作量 $L V_1$ 操作すると、図3における負荷感応手段1 1 bからゲイン定数 K_1 は1以上が、負荷切換手段1 1 cからゲイン定数 K_2 は1がそれぞれ出力される。このため、サーボポンプ $S P_1$ からは、操作量にゲイン定数 K_1 とゲイン定数 K_2 とを乗算した作動油の流量 Q_s (Q_1 以上) が、吐出されアームシリンダ7 aのヘッド側油室7 a 5に流入して、アームシリンダ7 aにおけるピストンロッド7 a 3は伸長動作を開始する。

[0059] 図2における油圧閉回路の動作は、図4の場合と同様である。但し、アームシリンダ7 aにおけるピストンロッド7 a 3の速度は、作動油の流量が Q_1 以上であるため、 V_1 以上となる。このようにして、アームシリンダ7 aのピストンロッド7 a 3が伸長することにより、アーム3 6は、下方に回動し、アーム3 6の軸方向が、ブーム3 5の先端部のアーム3 6を軸支する軸心から略鉛直方向下方に伸びる線を超えた時点(時刻 t_3)で、アームシリンダ7 aにかかるシリンダ負荷 F の方向が反転する。図3における負荷感応手段1 1 bの特性により、時刻 t_3 の時にゲイン定数 K_1 は1となるので、このときに、作動油の流量 Q_s は Q_1 となり、アームシリンダ7 aにおけるピストンロッド7 a 3の速度は V_1 となる。なお、オペレータは時刻 t_4 まで、アーム用操作レバー1 0 aを操作量 $L V_1$ で保持していて、時刻 t_4 から時刻 t_5 で操作量を0に戻している。

[0060] 時刻 $t_3 \sim t_4$ の間において、図2における油圧閉回路の動作は、図4の場合と同様である。但し、シリンダ負荷 F が方向反転することにより、図3

における負荷切換手段 11c からゲイン定数 K_2 は、例えば 1.3 が出力される。このため、サーボポンプ SP1 からは、操作量にゲイン定数 K_1 とゲイン定数 K_2 とを乗算した作動油の流量 Q_s (Q_2) が、吐出されアームシリンダ 7a のヘッド側油室 7a5 に流入して、アームシリンダ 7a におけるピストンロッド 7a3 は伸長動作を継続する。つまり、負荷方向反転前より、サーボポンプ SP1 の流量 Q_s を増加させることで、アームシリンダ 7a におけるピストンロッド 7a3 の速度の低下を防止している。時刻 t_3 におけるサーボポンプ SP1 の流量 Q_s が Q_2 であって、時刻 t_4 におけるサーボポンプ SP1 の流量 Q_s が Q_2 以下であるのは、負荷感応手段 11b の特性による。

[0061] 上述したように、負荷方向反転時にサーボポンプ SP1 の流量 Q_s を Q_1 から Q_2 に増やすことで、アーム速度の急激な変動を防止することができる。作動油の流量 Q_2 は、シリンダの受圧面積の比だけ Q_1 より増加する。つまり、 $Q_2 = Q_1 \times A_{\text{head}} \div A_{\text{rod}}$ で求められる。また、負荷感応手段 11b により、ヘッド側油室 7a5 の圧力が大きくなってシリンダ負荷 F が大きくなるほどサーボポンプ SP1 の流量 Q_s を減らすことで、アーム速度を下げて自然な操作感覚とすることができる。

[0062] ピストンロッド 7a3 の引込み動作についても同様に、負荷感応手段 11b と負荷切換手段 11c での制御が実行される結果、シリンダ負荷 F に応じたアームシリンダ 7a におけるピストンロッド 7a3 の速度を負荷反転時の速度変動なしに滑らかに得ることができる。

[0063] 上述した本発明の油圧閉回路の駆動装置の第 1 の実施の形態によれば、負荷反転時のピストンロッド 7a3 の速度の変動を抑えることができるので、微妙な制御が可能になって操作性、制御性を向上させることができる。このことにより、速度変動に伴う振動やショックが抑えられ、オペレータに操作性と快適性を提供することができる。この結果、生産性が向上する。

[0064] また、上述した本発明の油圧閉回路の駆動装置の第 1 の実施の形態によれば、シリンダ負荷 F に応じてピストンロッド 7a3 の速度を下げることで

きるので、標準的な建設機械や作業機械と同等の操作感覚とすることができ、標準機に慣れたオペレータにも違和感のない高い操作性を提供することができる。この結果、生産性が向上する。

[0065] <第2の実施の形態>

以下、本発明の油圧閉回路の駆動装置の第2の実施の形態を図面を用いて説明する。図6は本発明の油圧閉回路の駆動装置の第2の実施の形態を示す油圧回路図である。本実施の形態においては、油圧ショベルを構成するアームシリンダ7aとブームシリンダ7bとを駆動する例を示している。図6において、図1乃至図5に示す符号と同符号のものは同一部分であるので、その詳細な説明は省略する。

[0066] 図6に示す本発明の油圧閉回路の駆動装置の第2の実施の形態において、油圧閉回路200は、基本的には第1の実施の形態の油圧閉回路を2系統設け、電磁切換弁により接続を変える構成としたものである。電磁切換弁5a～5dはサーボポンプSP1, 2とアームシリンダ7a、ブームシリンダ7bとの接続を切換える働きをし、例えば電磁切換弁V1AをONとするとサーボポンプSP1とアームシリンダ7aとが接続される。

[0067] 図6において、1a, 1bは第1及び第2電動機、2a, 2bは両方向型の第1及び第2油圧ポンプ、3a～3dは第1乃至第4チェック弁、3e～3hは第5乃至第8チェック弁、4a～4dは第1乃至第4リリーフ弁、4e～4hは第5乃至第8リリーフ弁、5a, 5bは4ポート2位置型の第1電磁切換弁(V1A)及び第2電磁切換弁(V1B)、5c, 5dは4ポート2位置型の第3電磁切換弁(V2A)及び第4電磁切換弁(V2B)、6a～6dは第1乃至第4パイロットチェック弁、7aはアームシリンダ、7bはブームシリンダ、8は低圧ポンプ、9はタンク、10aはアーム用操作レバー、10bはブーム用操作レバー、110はコントローラ、12a, 12bはインバータ、13はバッテリーを示す。第1及び第2電動機1a, 1bは、吐出流量制御手段であるインバータ12a, 12bを介してバッテリー13から供給される電力によって回転駆動する。インバータ12a, 12bは

、コントローラ 110 からの駆動トルク指令に応じた電力を第 1 及び第 2 電動機 1 a, 1 b に供給する。以下、第 1 電動機 1 a と第 1 油圧ポンプ 2 a の組み合わせを第 1 サーボポンプ S P 1 といい、第 2 電動機 1 b と第 2 油圧ポンプ 2 b の組み合わせを第 2 サーボポンプ S P 2 という。

[0068] ブームシリンダ 7 b は、シリンダ本体 7 b 1 と、シリンダ本体 7 b 1 内に移動可能に設けたピストン 7 b 2 と、ピストン 7 b 2 の一方側に設けたピストンロッド 7 b 3 とを備え、ロッド側油室 7 b 4 とヘッド側油室 7 b 5 とを有する片ロッド式を構成している。

[0069] 低圧ポンプ 8 は、タンク 9 からの作動油を吸込み、吐出配管（低圧ライン） 16 へ低圧の圧油を供給する。吐出配管 16 は、第 1 及び第 2 パイロットチェック弁 6 a, 6 b の入口側、第 3 及び第 4 パイロットチェック弁 6 c, 6 d の入口側、第 1 及び第 2 チェック弁 3 a, 3 b の入口側、第 3 及び第 4 チェック弁 3 c, 3 d の入口側、第 5 及び第 6 チェック弁 3 e, 3 f の入口側、及び第 7 及び第 8 チェック弁 3 g, 3 h の入口側にそれぞれ接続している。

[0070] 第 1 油圧ポンプ 2 a は、2 つの作動油吐出・吸入口 2 a x, 2 a y を有している。一方の作動油の吐出・吸入口 2 a x には、第 1 上流管路 14 a 1 の一端側が接続されていて、第 1 上流管路 14 a 1 の他端側は、第 1 電磁切換弁（V 1 A） 5 a 及び第 2 電磁切換弁（V 1 B） 5 b の上流側接続ポートの 2 つのうち的一方にそれぞれ接続されている。他方の作動油の吐出・吸入口 2 a y には、第 2 上流管路 15 a 1 の一端側が接続されていて、第 2 上流管路 15 a 1 の他端側は、第 1 電磁切換弁（V 1 A） 5 a 及び第 2 電磁切換弁（V 1 B） 5 b の上流側接続ポートの 2 つのうち他方にそれぞれ接続されている。

[0071] 第 1 上流管路 14 a 1 には、吸込みのみを許可する第 1 チェック弁 3 a の出口側と第 1 上流管路 14 a 1 の圧力が設定圧以上の高圧になると、作動油を第 2 上流管路 15 a 1 に逃がす第 1 リリーフ弁 4 a の入口側が接続され、第 1 リリーフ弁 4 a の出口側は、第 2 上流管路 15 a 1 に接続されている。

第1チェック弁3 aの入口側は、低圧ポンプ8の吐出配管16に連通した分岐管路に接続されている。

[0072] 第2上流管路15 a 1には、吸込みのみを許可する第2チェック弁3 bの出口側と第2上流管路15 a 1の圧力が設定圧以上の高圧になると、作動油を第1上流管路14 a 1に逃がす第2リリーフ弁4 bの入口側が接続され、第2リリーフ弁4 bの出口側は、第1上流管路14 a 1に接続されている。

[0073] 第1電磁切換弁(V1 A)5 aの下流側接続ポートの2つの内の一方には、第1下流管路14 a 2の一端側が接続されていて、第1下流管路14 a 2の他端側は、アームシリンダ7 aのロッド側油室7 a 4の接続ポートに接続されている。また、この下流側接続ポートの一方は、第3電磁切換弁(V2 A)5 cの下流側接続ポートの2つの内の一方と接続されている。

[0074] 第1電磁切換弁(V1 A)5 aの下流側接続ポートの2つの内の他方には、第2下流管路15 a 2の一端側が接続されていて、第2下流管路15 a 2の他端側は、アームシリンダ7 aのヘッド側油室7 a 5の接続ポートに接続されている。また、この下流側接続ポートの他方は、第3電磁切換弁(V2 A)5 cの下流側接続ポートの2つの内の他方と接続されている。

[0075] 第1下流管路14 a 2には、吸込みのみを許可する第5チェック弁3 eの出口側と、第2下流管路15 a 2の圧力をパイロット圧として吸込みのみを許可する第1パイロットチェック弁6 aの出口側と、第1下流管路14 a 2の圧力が設定圧以上の高圧になると、作動油を第2下流管路15 a 2に逃がす第5リリーフ弁4 eの入口側が接続され、第5リリーフ弁4 eの出口側は、第2下流管路15 a 2に接続されている。第5チェック弁3 eの入口側と第1パイロットチェック弁6 aの入口側とは、低圧ポンプ8の吐出配管16に連通した分岐管路にそれぞれ接続されている。

[0076] 第2下流管路15 a 2には、吸込みのみを許可する第6チェック弁3 fの出口側と、第1下流管路14 a 2の圧力をパイロット圧として吸込みのみを許可する第2パイロットチェック弁6 bの出口側と、第2下流管路15 a 2の圧力が設定圧以上の高圧になると、作動油を第1下流管路14 a 2に逃が

す第6リリーフ弁4 fの入口側が接続され、第6リリーフ弁4 fの出口側は、第1下流管路1 4 a 2に接続されている。第6チェック弁3 fの入口側と第2パイロットチェック弁6 bの入口側とは、低圧ポンプ8の吐出配管1 6に連通した分岐管路にそれぞれ接続されている。

[0077] 第2油圧ポンプ2 bは、2つの作動油吐出・吸入口2 b x, 2 b yを有している。一方の作動油の吐出・吸入口2 b xには、第3上流管路1 4 b 1の一端側が接続されていて、第3上流管路1 4 b 1の他端側は、第3電磁切換弁(V 2 A) 5 c及び第4電磁切換弁(V 2 B) 5 dの上流側接続ポートの2つのうちの一方にそれぞれ接続されている。他方の作動油の吐出・吸入口2 b yには、第4上流管路1 5 b 1の一端側が接続されていて、第4上流管路1 5 b 1の他端側は、第3電磁切換弁(V 2 A) 5 c及び第4電磁切換弁(V 2 B) 5 dの上流側接続ポートの2つのうちの他方にそれぞれ接続されている。

[0078] 第3上流管路1 4 b 1には、吸込みのみを許可する第3チェック弁3 cの出口側と第3上流管路1 4 b 1の圧力が設定圧以上の高圧になると、作動油を第4上流管路1 5 b 1に逃がす第3リリーフ弁4 cの入口側が接続され、第3リリーフ弁4 cの出口側は、第4上流管路1 5 b 1に接続されている。第3チェック弁3 cの入口側は、低圧ポンプ8の吐出配管1 6に連通した分岐管路に接続されている。

[0079] 第4上流管路1 5 b 1には、吸込みのみを許可する第4チェック弁3 dの出口側と第4上流管路1 5 b 1の圧力が設定圧以上の高圧になると、作動油を第3上流管路1 4 b 1に逃がす第4リリーフ弁4 dの入口側が接続され、第4リリーフ弁4 dの出口側は、第3上流管路1 4 b 1に接続されている。

[0080] 第4電磁切換弁(V 2 B) 5 dの下流側接続ポートの2つの内の一方には、第3下流管路1 4 b 2の一端側が接続されていて、第3下流管路1 4 b 2の他端側は、ブームシリンダ7 bのロッド側油室7 b 4の接続ポートに接続されている。また、この下流側接続ポートの一方は、第2電磁切換弁(V 1 B) 5 bの下流側接続ポートの2つの内の一方と接続されている。

- [0081] 第4電磁切換弁(V2B)5dの下流側接続ポートの2つの内の他方には、第4下流管路15b2の一端側が接続されていて、第4下流管路15b2の他端側は、ブームシリンダ7bのヘッド側油室7b5の接続ポートに接続されている。また、この下流側接続ポートの他方は、第2電磁切換弁(V1B)5bの下流側接続ポートの2つの内の他方と接続されている。
- [0082] 第3下流管路14b2には、吸込みのみを許可する第7チェック弁3gの出口側と、第4下流管路15b2の圧力をパイロット圧として吸込みのみを許可する第3パイロットチェック弁6cの出口側と、第3下流管路14b2の圧力が設定圧以上の高圧になると、作動油を第4下流管路15b2に逃がす第7リリーフ弁4gの入口側が接続され、第7リリーフ弁4gの出口側は、第4下流管路15b2に接続されている。第7チェック弁3gの入口側と第3パイロットチェック弁6cの入口側とは、低圧ポンプ8の吐出配管16に連通した分岐管路にそれぞれ接続されている。
- [0083] 第4下流管路15b2には、吸込みのみを許可する第8チェック弁3hの出口側と、第3下流管路14b2の圧力をパイロット圧として吸込みのみを許可する第4パイロットチェック弁6dの出口側と、第4下流管路15b2の圧力が設定圧以上の高圧になると、作動油を第3下流管路14b2に逃がす第8リリーフ弁4hの入口側が接続され、第8リリーフ弁4hの出口側は、第3下流管路14b2に接続されている。第8チェック弁3hの入口側と第4パイロットチェック弁6dの入口側とは、低圧ポンプ8の吐出配管16に連通した分岐管路にそれぞれ接続されている。
- [0084] ブームシリンダ7bのロッド側のシリンダ本体7b1には、ロッド側油室7b4の圧力を検出する第3圧力センサ18a(ロッド側油室圧力検出手段)が設けられ、ブームシリンダ7bのヘッド側のシリンダ本体7b1には、ヘッド側油室7a5の圧力を検出する第4圧力センサ18b(ヘッド側油室圧力検出手段)が設けられている。第3及び第4圧力センサ18a, 18bが検出した各油室の圧力は、コントローラ110に入力されている。また、第1及び第2圧力センサ17a, 17bが検出したアームシリンダ7aの各

油室の圧力もコントローラ 110 に入力されている。

[0085] ブーム用操作レバー 10b とアーム用操作レバー 10a とは、運転室 33 に設けられていて、これらの操作量信号は、コントローラ 110 に入力されている。コントローラ 110 は、これらの操作量信号と各種のセンサ信号などから、第 1 ～第 4 電磁切換弁 5a ～5d の切換えタイミングと第 1 及び第 2 サーボポンプ SP1, SP2 の各回転数指令を演算し、第 1 ～第 4 電磁切換弁 5a ～5d 及びインバータ 12a, 12b に駆動指令信号を出力する。

[0086] 次に、コントローラ 110 で実行する駆動指令信号の演算内容について、図 7 及び図 8 を用いて説明する。図 7 は本発明の油圧閉回路の駆動装置の第 2 の実施の形態における回路切換時の電磁切換弁とサーボポンプとの動作例を示す表図、図 8 は本発明の油圧閉回路の駆動装置の第 2 の実施の形態を構成するコントローラの演算内容示すブロック図である。図 7 及び図 8 において、図 1 乃至図 6 に示す符号と同符号のものは同一部分であるので、その詳細な説明は省略する。

[0087] 図 7 は、本実施の形態において、コントローラ 110 が制御する回路切換時の電磁切換弁とサーボポンプの動作例を示す表図である。

まず、図 7 に示す停止時において、コントローラ 110 は、第 1 乃至第 4 電磁切換弁 (V1A ～V2B) 5a ～5d を非励磁とするとともに、第 1 及び第 2 サーボポンプ SP1, SP2 を停止状態とする。この状態では、第 1 乃至第 4 電磁切換弁 5a ～5d により作動油の移動が阻止されるので、アームシリンダ 7a 及びブームシリンダ 7b の自重による落下を防止できる。

[0088] アーム単独動作時において、コントローラは、第 1 電磁切換弁 (V1A) 5a を励磁すると共に、第 1 サーボポンプ SP1 を駆動する。また、ブーム単独動作時には、コントローラ 110 は、第 4 電磁切換弁 (V2B) 5d を励磁すると共に、第 2 サーボポンプ SP2 を駆動する。

[0089] また、ブーム動作とアーム動作の複合動作の場合、コントローラ 110 は、第 1 電磁切換弁 (V1A) 5a と第 4 電磁切換弁 (V2B) 5d とを励磁すると共に、第 1 サーボポンプ SP1 と第 2 サーボポンプ SP2 とを駆動す

る。

- [0090] 一方、アーム単独動作時において、レバー操作量が増加して、アームを最高出力で動作したい場合、コントローラは、第1電磁切換弁(V1A)5aに加えて第3電磁切換弁(V2A)5cを励磁すると共に、第1サーボポンプSP1に加えて第2サーボポンプSP2を駆動する。これにより、第1及び第2サーボポンプSP1, SP2の両方からの作動油がアームシリンダ7aに供給されることになる。
- [0091] このような構成とすることで、サーボポンプ1台あたりの容積を小型化しつつ、必要な際には大きなシリンダ出力を発生させることが可能になる。特に電動機の容積を小さくすることができるので、油圧ショベルのような限られたスペースに油圧閉回路を搭載する場合は有効である。
- [0092] 図8は、コントローラ110の演算内容の一部を示すブロック図である。ここでは、アーム用操作レバー10aとアームシリンダ7aの各油室の圧力とを入力して、第1及び第2サーボポンプSP1, SP2に指令信号を出力する部分を示している。ここでは、図示しないが、ブームシリンダ7b動作時の制御ブロックも同様に構成されている。
- [0093] 図8において、負荷算出手段11a, 負荷感応手段11b, 負荷切換手段11c, 及び乗算手段11dは、第1の実施の形態で説明した図3と同じ機能である。コントローラ110は、これらの回路の他に、出力制限手段11eと、減算手段11fと、リレー手段11gとを備えている。
- [0094] 乗算手段11dの出力であるトルク指令を回転数指令Vrefとすると、出力制限手段11eには、このトルク指令(回転数指令)Vrefが入力される。出力制限手段11eは、予め定めたサーボポンプSP1の最大回転数Nmax相当に出力を制限する制限機能を備えている。このことにより、入力である回転数指令Vrefが最大回転数Nmaxを超えた場合であっても、出力制限手段11eはNmax以上の指令は出力しない。この指令信号は、インバータ12aに出力される。インバータ12aは、この指令信号に基づき第1電動機1aと第1油圧ポンプ2a(第1サーボポンプSP1)の回

転数を制御する。

[0095] 減算手段 11f には、回転数指令 V_{ref} と予め定めたサーボポンプ SP1 の最大回転数 N_{max} の信号とが入力される。減算手段 11f は、回転数指令 V_{ref} から予め定めたサーボポンプ SP1 の最大回転数 N_{max} の信号を減算し、回転数指令 V_{ref} の最大回転数 N_{max} 超過分を算出する。算出した超過分の信号は、リレー手段 11g に出力される。

[0096] リレー手段 11g には、超過分の信号が入力される。リレー手段 11g は、図 7 で示すアームシリンダ最高出力動作のときのみ ON するリレーの接点で構成されている。つまり、コントローラ 110 が、アームシリンダ最高出力動作状態であると判断した場合のみ、入力である回転数指令 V_{ref} の最大回転数 N_{max} 超過分の信号を出力する。リレー手段 11g の出力信号は、インバータ 12b に出力される。インバータ 12b は、この指令信号に基づき第 2 電動機 1b と第 2 油圧ポンプ 2b (第 2 サーボポンプ SP2) の回転数を制御する。

[0097] このように、アームシリンダ最高出力動作のときに回転数指令 V_{ref} の最大回転数 N_{max} 超過分を第 2 サーボポンプ SP2 に指令するようにしたので、簡便な制御構成でサーボポンプの合計流量を精度よく制御することができる。

[0098] 次に、本発明の油圧閉回路の駆動装置の第 2 の実施の形態の動作について図 9 を用いて説明する。図 9 は本発明の油圧閉回路の駆動装置の第 2 の実施の形態におけるアームシリンダ駆動時におけるサーボポンプ流量とシリンダ圧力とアーム速度とアーム変位量との関係の一例を示す特性図である。

[0099] 図 9 において、横軸は時間を示していて、縦軸の (a) ~ (g) は上から順にアームレバー操作量 L_a 、第 1 サーボポンプ流量 Q_{s1} 、第 2 サーボポンプ流量 Q_{s2} 、第 1 サーボポンプと第 2 サーボポンプの合計流量 Q_s 、アームシリンダ圧力 P_s 、アーム速度 V_a 、アームの変位量 D_a を示している。また、時刻 t_1 から時刻 t_5 までは、アームシリンダ 7a におけるピストンロッド 7a3 の伸長動作時の各特性を示し、時刻 t_6 から時刻 t_{10} まで

は、アームシリンダ7 aにおけるピストンロッド7 a 3の引き込み動作時の各特性を示している。また、本実施の形態においては、図7で示すアーム最高出力動作時であって、コントローラ1 1 0が、第1電磁切換弁(V 1 A) 5 aに加えて第3電磁切換弁(V 2 A) 5 cを励磁すると共に、第1サーボポンプS P 1に加えて第2サーボポンプS P 2を駆動する場合について説明する。

[0100] 時刻t 1において、オペレータがアーム用操作レバー1 0 aをピストンロッド7 a 3の伸長方向に操作開始し、時刻t 1 aで操作量N m a xを超えて時刻t 2までに操作量L V 1操作すると、時刻t 1 aにおいては、図8における負荷感応手段1 1 bからゲイン定数K 1は1以上が、負荷切換手段1 1 cからゲイン定数K 2は1がそれぞれ出力され、乗算手段1 1 dの出力である回転数指令V r e fからは、最大回転数N m a xの信号が出力制限手段1 1 eを介して出力される。このことにより、第1サーボポンプS P 1からは、作動油の流量Q s 1 (Q m a x)が、吐出されアームシリンダ7 aのヘッド側油室7 a 5に流入して、アームシリンダ7 aにおけるピストンロッド7 a 3は伸長動作を開始する。

[0101] 時刻t 1 aから時刻t 2の間においては、図8における乗算手段1 1 dの出力である回転数指令V r e fはさらに上昇するが、第1サーボポンプS P 1への回転数指令は、出力制限手段1 1 eによりN m a xに制限されるので、変化しない。一方、減算手段1 1 fとリレー手段1 1 gとにより、回転数指令V r e fの最大回転数N m a x超過分の信号が、第2サーボポンプS P 2に出力される。このことにより、第1サーボポンプS P 1からは、この超過分の作動油流量が吐出される。この結果、図9の(d)で示すように、第1サーボポンプと第2サーボポンプの合計流量Q sは、Q 1以上となって、アームシリンダ7 aのヘッド側油室7 a 5に流入する。

[0102] このとき、図6において、第1電磁切換弁(V 1 A) 5 aと第3電磁切換弁(V 2 A) 5 cとが励磁されているため、アームシリンダ7 aの高圧であるロッド側油室7 a 4と第1下流管路1 4 a 2と第1上流管路1 4 a 1と第

3上流管路14b1とが連通している。また、アームシリンダ7aの低圧であるヘッド側油室7a5と第2下流管路15a2と第2上流管路15a1と第4上流管路15b1とが連通している。

[0103] ロッド側油室7a4が高圧であるため、第1上流管路14a1に接続している第1チェック弁3aと、第3上流管路14b1に接続している第3チェック弁3cと、第1下流管路14a2に接続している第1パイロットチェック弁6aと第5チェック弁3eとは閉止して、ロッド側油室7a4から流出する作動油の流量は、全量が第1油圧ポンプ2aの作動油吐出・吸入口2axと第2油圧ポンプ2bの作動油吐出・吸入口2bxとに吸入される。このとき、シリンダヘッド側油室7a5とシリンダロッド側油室7a4との容積差により、第1及び第2油圧ポンプ2a、2bの吐出必要流量よりもポンプ吸込み流量が少ないため流量不足となるが、不足分の作動油流量は、低圧ポンプ8から低圧ライン16を介して供給され、開動作する第2パイロットチェック弁6bと第6チェック弁3fとにより第2下流管路15a2へ、開動作する第2チェック弁3bにより第2上流管路15a1へ、開動作する第4チェック弁3dにより第4上流管路15b1へ、それぞれ吸入される。

[0104] このようにして、アームシリンダ7aにおけるピストンロッド7a3が伸長することにより、アーム36は、下方に回動し、アーム36の軸方向が、ブーム35の先端部のアーム36を軸支する軸心から略鉛直方向下方に伸びる線を超えた時点（時刻t3）で、アームシリンダ7aにかかるシリンダ負荷Fの方向が反転する。図8における負荷感応手段11bの特性により、時刻t3の時にゲイン定数K1は1となるので、このときに、作動油の合計流量QsはQ1となり、アームシリンダ7aにおけるピストンロッド7a3の速度はV1となる。なお、オペレータは時刻t4まで、アーム用操作レバー10aを操作量LV1で保持していて、時刻t4から時刻t5で操作量を0に戻している。

[0105] このとき（時刻t3～t4の間）、図6において、ヘッド側油室7a5が高圧であるため、第2上流管路15a1に接続している第2チェック弁3b

と、第4上流管路15b1に接続している第4チェック弁3dと、第2下流管路15a2に接続している第2パイロットチェック弁6bと第6チェック弁3fとは閉止して、第1サーボポンプSP1と第2サーボポンプSP2とから吐出される作動油の合計流量 Q_s は、全量がシリンダヘッド側油室7a5に流入する。このとき、シリンダヘッド側油室7a5とシリンダロッド側油室7a4との容積差により、第1油圧ポンプ2aと第2油圧ポンプ2bとの合計吐出必要流量よりも合計ポンプ吸込み流量が少ないため流量不足となるが、不足分の作動油流量は、低圧ポンプ8から低圧ライン16を介して供給され、開動作する第1パイロットチェック弁6aと第5チェック弁3eとにより第1下流管路14a2へ、開動作する第1チェック弁3aにより第1上流管路14a1へ、開動作する第3チェック弁3cにより第3上流管路14b1へ、それぞれ吸入される。これにより流量不足が補われる。

[0106] また、シリンダ負荷Fの方向が反転することにより、図8における負荷切換手段11cからゲイン定数 K_2 は、例えば1.3が出力される。このため、乗算手段11dの出力である回転数指令 V_{ref} は増加するが、上述したように第1サーボポンプSP1への指令は、出力制限手段11eにより N_{max} で制限されているので、第2サーボポンプSP2への指令が増加する。第1サーボポンプSP1と第2サーボポンプSP2との合計流量 Q_s (Q_2)がアームシリンダ7aのヘッド側油室7a5に流入して、アームシリンダ7aにおけるピストンロッド7a3は伸長動作を継続する。つまり、負荷方向反転前より、サーボポンプSP1の流量 Q_s を増加させることで、アームシリンダ7aにおけるピストンロッド7a3の速度の低下を防止している。時刻 t_3 におけるサーボポンプSP1の流量 Q_s が Q_2 であって、時刻 t_4 におけるサーボポンプSP1の流量 Q_s が Q_2 以下であるのは、負荷感応手段11bの特性による。

[0107] 上述したように、負荷方向反転時に第2サーボポンプSP1と第2サーボポンプSP2の合計流量 Q_s を Q_1 から Q_2 に増やすことで、アーム速度の急激な変動を防止することができる。作動油の流量 Q_2 は、シリンダの受圧

面積の比だけ Q_1 より増加する。つまり、 $Q_2 = Q_1 \times A_{head} \div A_{rod}$ で求められる。また、負荷感応手段 11b により、ヘッド側油室 7a5 の圧力が大きくなってシリンダ負荷 F が大きくなるほどサーボポンプ SP_1 と第 2 サーボポンプ SP_2 の合計流量 Q_s を減らすことで、アーム速度を下げた自然な操作感覚とすることができる。

[0108] ピストンロッド 7a3 の引込み動作についても同様に、負荷感応手段 11b と負荷切換手段 11c での制御が実行される結果、シリンダ負荷 F に応じたアームシリンダ 7a におけるピストンロッド 7a3 の速度を負荷反転時の速度変動なしに滑らかに得ることができる。すなわち、本実施の形態によれば、複数ポンプの吐出流量を合流させることによる、高速大出力でのピストンロッド 7a3 の駆動と、高い操作性とを同時に実現することができる。

[0109] なお、本実施の形態においては、第 1 サーボポンプ SP_1 の流量は Q_{max} として、第 2 サーボポンプ SP_2 の流量を変化させることで、合計流量を変化させているが、これに限るものではない。第 1 サーボポンプ SP_1 の流量と第 2 サーボポンプ SP_2 の流量の両方を変化させるものであっても良い。

[0110] 上述した本発明の油圧閉回路の駆動装置の第 2 の実施の形態によれば、上述した第 1 の実施の形態と同様の効果を得ることができる。

[0111] また、上述した本発明の油圧閉回路の駆動装置の第 2 の実施の形態によれば、複数の油圧ポンプで 1 つの油圧シリンダにおけるピストンロッドを駆動する場合でも、負荷反転時のシリンダにおけるピストンロッドの速度の変動を抑えることができる。このことにより、高速、大出力での作業機の駆動と高い操作性とを同時に実現することができる。この結果、生産性の向上が図れる。

[0112] <第 3 の実施の形態>

以下、本発明の油圧閉回路の駆動装置の第 3 の実施の形態を図面を用いて説明する。図 10 は本発明の油圧閉回路の駆動装置の第 3 の実施の形態を示す油圧回路図である。図 10 において、図 1 乃至図 9 に示す符号と同符号の

ものは同一部分であるので、その詳細な説明は省略する。

本実施の形態においては、第1の実施の形態における油圧回路と大略同じであるが、吐出流量制御手段が異なる。第1の実施の形態においては、吐出流量制御手段として、インバータ12で電動機1を可変速制御して、両方向型油圧ポンプ2のポンプ吐出流量を制御したが、本実施の形態においては、インバータ12、電動機1を省略している。

[0113] 図10において、50は可変両方向型の油圧ポンプ、30は可変両方向型の油圧ポンプ50を駆動するエンジン、40は可変両方向型の油圧ポンプ50の斜板傾転角を制御する油圧レギュレータを示す。

[0114] コントローラ11は、第1の実施の形態と同様の演算により指令信号を算出し、その指令信号を油圧レギュレータ40へ出力する。油圧レギュレータ40により可変両方向型油圧ポンプ50はその斜板傾転角が制御され、吐出流量を変化させる。

[0115] 上述した本発明の油圧閉回路の駆動装置の第3の実施の形態によれば、上述した第1の実施の形態と同様の効果を得ることができる。

[0116] <第4の実施の形態>

以下、本発明の油圧閉回路の駆動装置の第4の実施の形態を図面を用いて説明する。図11は本発明の油圧閉回路の駆動装置の第2の実施の形態を示す油圧回路図である。図11において、図1乃至図10に示す符号と同符号のものは同一部分であるので、その詳細な説明は省略する。

本実施の形態においては、第2の実施の形態における油圧回路と大略同じであるが、吐出流量制御手段が異なる。第2の実施の形態においては、吐出流量制御手段として、インバータ12a, 12bで電動機1a, 1bを可変速制御して、両方向型油圧ポンプ2a, 2bのポンプ吐出流量を制御したが、本実施の形態においては、インバータ12a, 12b、電動機1a, 1bを省略している。

[0117] 図11において、50a, 50bは可変両方向型の油圧ポンプ、30は可変両方向型の油圧ポンプ50a, 50bをそれぞれ駆動するエンジン、40

a, 40 bは可変両方向型の油圧ポンプ50 a, 50 bの斜板傾転角をそれぞれ制御する油圧レギュレータを示す。

[0118] コントローラ110は、第2の実施の形態と同様の演算により指令信号を算出し、その指令信号を油圧レギュレータ40 a, 40 bへそれぞれ出力する。油圧レギュレータ40 a, 40 bにより可変両方向型油圧ポンプ50 a, 50 bは各斜板傾転角が制御され、吐出流量をそれぞれ変化させる。

[0119] 上述した本発明の油圧閉回路の駆動装置の第4の実施の形態によれば、上述した第1の実施の形態と同様の効果を得ることができる。

[0120] なお、上述した各実施の形態においては、油圧閉回路における流量差吸収手段としてパイロットチェック弁を用いた例を説明したが、これに限るものではない。フラッシング弁やシャトル弁のような低圧選択弁、あるいは電磁弁で流量差吸収を行うような油圧閉回路であっても良い。

符号の説明

- [0121] 1 電動機
2 油圧ポンプ（両方向型油圧ポンプ）
3 a 第1チェック弁
3 b 第2チェック弁
4 a 第1リリーフ弁
4 b 第2リリーフ弁
5 a 第1電磁切換弁
5 b 第2電磁切換弁
5 c 第3電磁切換弁
5 d 第4電磁切換弁
6 a 第1パイロットチェック弁
6 b 第2パイロットチェック弁
7 a アームシリンダ（片ロッド式シリンダ）
7 b ブームシリンダ（片ロッド式シリンダ）
8 低圧ポンプ

- 9 タンク
- 10 a アーム用操作レバー（操作装置）
- 11 コントローラ（制御装置）
- 11 a 負荷算出手段
- 11 b 負荷感応手段
- 11 c 負荷切換手段
- 11 d 乗算手段
- 11 e 出力制限手段
- 11 f 減算手段
- 12 インバータ（吐出流量制御手段）
- 13 バッテリ
- 14 第1管路
- 15 第2管路
- 17 a 圧力センサ（ロッド側油室圧力検出手段）
- 17 b 圧力センサ（ヘッド側油室圧力検出手段）
- 18 a 圧力センサ（ロッド側油室圧力検出手段）
- 18 b 圧力センサ（ヘッド側油室圧力検出手段）
- 20 油圧閉回路
- 30 エンジン
- 40 油圧レギュレータ（吐出流量制御手段）
- 50 油圧ポンプ（可変両方向型）
- 110 コントローラ（制御装置）
- 200 油圧閉回路
- SP1 サーボポンプ
- SP2 第2サーボポンプ

請求の範囲

[請求項1]

両方向型油圧ポンプと、前記両方向型油圧ポンプの吐出流量を制御する吐出流量制御手段と、前記両方向型油圧ポンプが吐出する圧油により駆動する片ロッド式シリンダと、

前記両方向型油圧ポンプの一方の吐出口に一端が接続され、他端が前記片ロッド式シリンダのロッド側油室に接続される第1管路と、

前記両方向型油圧ポンプの他方の吐出口に一端が接続され、他端が前記片ロッド式シリンダのヘッド側油室に接続される第2管路と、

前記片ロッド式シリンダの駆動を指令する操作装置とを備えた油圧閉回路の駆動装置であって、

前記片ロッド式シリンダのロッド側油室の圧力を検出するロッド側油室圧力検出手段と、前記片ロッド式シリンダのヘッド側油室の圧力を検出するヘッド側油室圧力検出手段と、

前記ロッド側油室圧力検出手段で検出した前記片ロッド式シリンダのロッド側油室の圧力と前記ヘッド側油室圧力検出手段で検出したヘッド側油室の圧力とから前記片ロッド式シリンダの負荷量を演算する負荷算出手段と、前記負荷算出手段で算出した前記負荷量の極性に依拠して第1の比例ゲインを演算する負荷切換手段と、前記負荷切換手段で算出した第1の比例ゲインと前記操作装置からの操作量とを乗算して指令信号を算出し、前記指令信号を前記吐出流量制御手段に出力する乗算手段とを有する制御装置とを備えた

ことを特徴とする油圧閉回路の駆動装置。

[請求項2]

請求項1に記載の油圧閉回路の駆動装置において、

前記負荷算出手段は、前記ヘッド側油室圧力検出手段が検出した前記片ロッド式シリンダのヘッド側油室の圧力と前記片ロッド式シリンダのシリンダヘッド側の受圧面積とを乗算した値から、前記ロッド側油室圧力検出手段が検出した前記片ロッド式シリンダのロッド側油室の圧力と前記片ロッド式シリンダのシリンダロッド側の受圧面積とを

乗算した値を減算することで、前記片ロッド式シリンダの負荷量を演算する

ことを特徴とする油圧閉回路の駆動装置。

[請求項3]

請求項2に記載の油圧閉回路の駆動装置において、

前記負荷切換手段の前記第1の比例ゲインの出力特性は、前記片ロッド式シリンダの負荷量の極性が変化する領域において、不感帯またはヒステリシスを有する

ことを特徴とする油圧閉回路の駆動装置。

[請求項4]

請求項1乃至3のいずれか1項に記載の油圧閉回路の駆動装置において、

前記負荷算出手段で算出した前記負荷量の増加に応じて漸減する第2の比例ゲインを演算する負荷感応手段と、前記負荷切換手段で算出した第1の比例ゲインと前記負荷感応手段で算出した第2の比例ゲインと前記操作装置からの操作量とを乗算して指令信号を算出し、前記指令信号を前記吐出流量制御手段に出力する乗算手段とを有する制御装置とを備えた

ことを特徴とする油圧閉回路の駆動装置。

[請求項5]

複数の両方向型油圧ポンプと、前記複数の両方向型油圧ポンプの吐出流量を制御する複数の吐出流量制御手段と、前記複数の両方向型油圧ポンプが吐出する圧油により駆動する複数の片ロッド式シリンダと、

前記複数の片ロッド式シリンダの内の1つの片ロッド式シリンダのロッド側油室又はヘッド側油室のいずれか一方と、前記複数の両方向型油圧ポンプの内の1つ又は2つの両方向型油圧ポンプの一方の吐出口とを接続可能とし、前記複数の片ロッド式シリンダの内の前記1つの片ロッド式シリンダのロッド側油室又はヘッド側油室のいずれか他方と、前記複数の両方向型油圧ポンプの内の前記1つ又は2つの両方向型油圧ポンプの他方の吐出口とを接続可能とする複数の切換弁と、

前記複数の片ロッド式シリンダの駆動を指令する複数の操作装置とを備えた油圧閉回路の駆動装置であって、

前記複数の片ロッド式シリンダの各ロッド側油室の圧力を検出するロッド側油室圧力検出手段と、前記複数の片ロッド式シリンダの各ヘッド側油室の圧力を検出するヘッド側油室圧力検出手段と、

前記ロッド側油室圧力検出手段で検出した前記複数の片ロッド式シリンダの各ロッド側油室の圧力と前記ヘッド側油室圧力検出手段で検出した前記複数の片ロッド式シリンダの各ヘッド側油室の圧力とから前記複数の片ロッド式シリンダの各負荷量を演算する負荷算出手段と、前記負荷算出手段で算出した前記各負荷量の極性に依りてそれぞれの第1の比例ゲインを演算する負荷切換手段と、前記負荷切換手段で算出したそれぞれの第1の比例ゲインと前記複数の操作装置からの各操作量とを乗算して各指令信号を算出し、前記各指令信号を前記各吐出流量制御手段に出力する乗算手段とを有する制御装置とを備えたことを特徴とする油圧閉回路の駆動装置。

[請求項6]

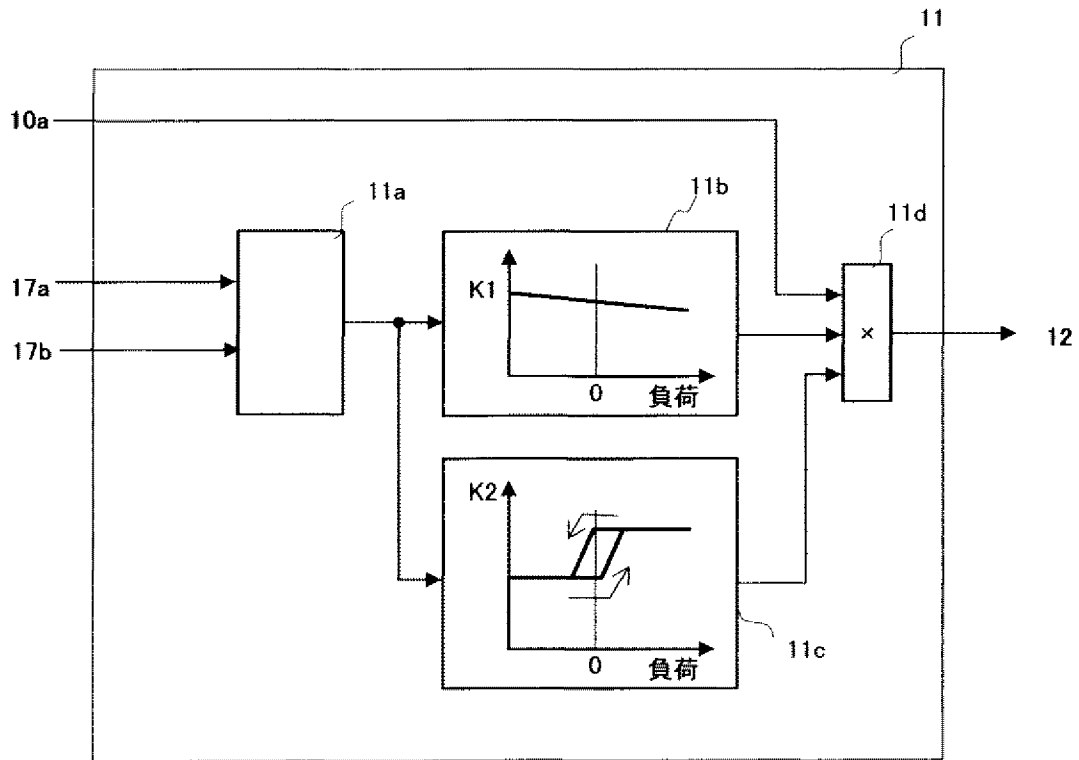
請求項5に記載の油圧閉回路の駆動装置において、

前記乗算手段の出力を予め定めた指令値に制限し、前記制限した信号を指令信号として、前記複数の両方向型油圧ポンプの内の1つの両方向型油圧ポンプに対応する1つの前記吐出流量制御手段に出力する出力制限手段と、

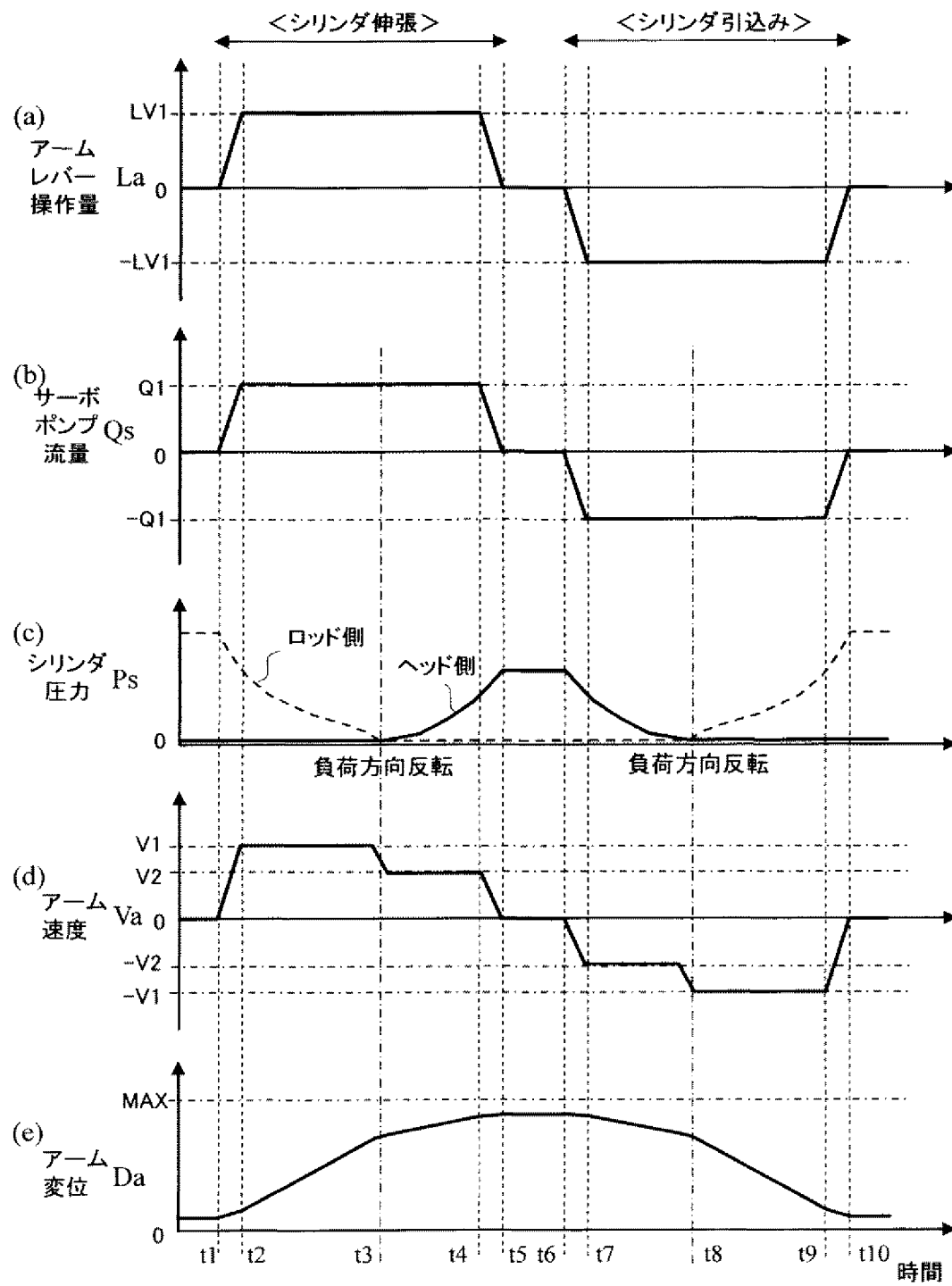
前記乗算手段の出力から前記予め定めた指令値を減算し、前記減算により算出した信号を指令信号として、前記複数の両方向型油圧ポンプの内の前記1つの両方向型油圧ポンプ以外の1つの両方向型油圧ポンプに対応する1つの前記吐出流量制御手段に出力する減算手段とを有する制御装置を備えた

ことを特徴とする油圧閉回路の駆動装置。

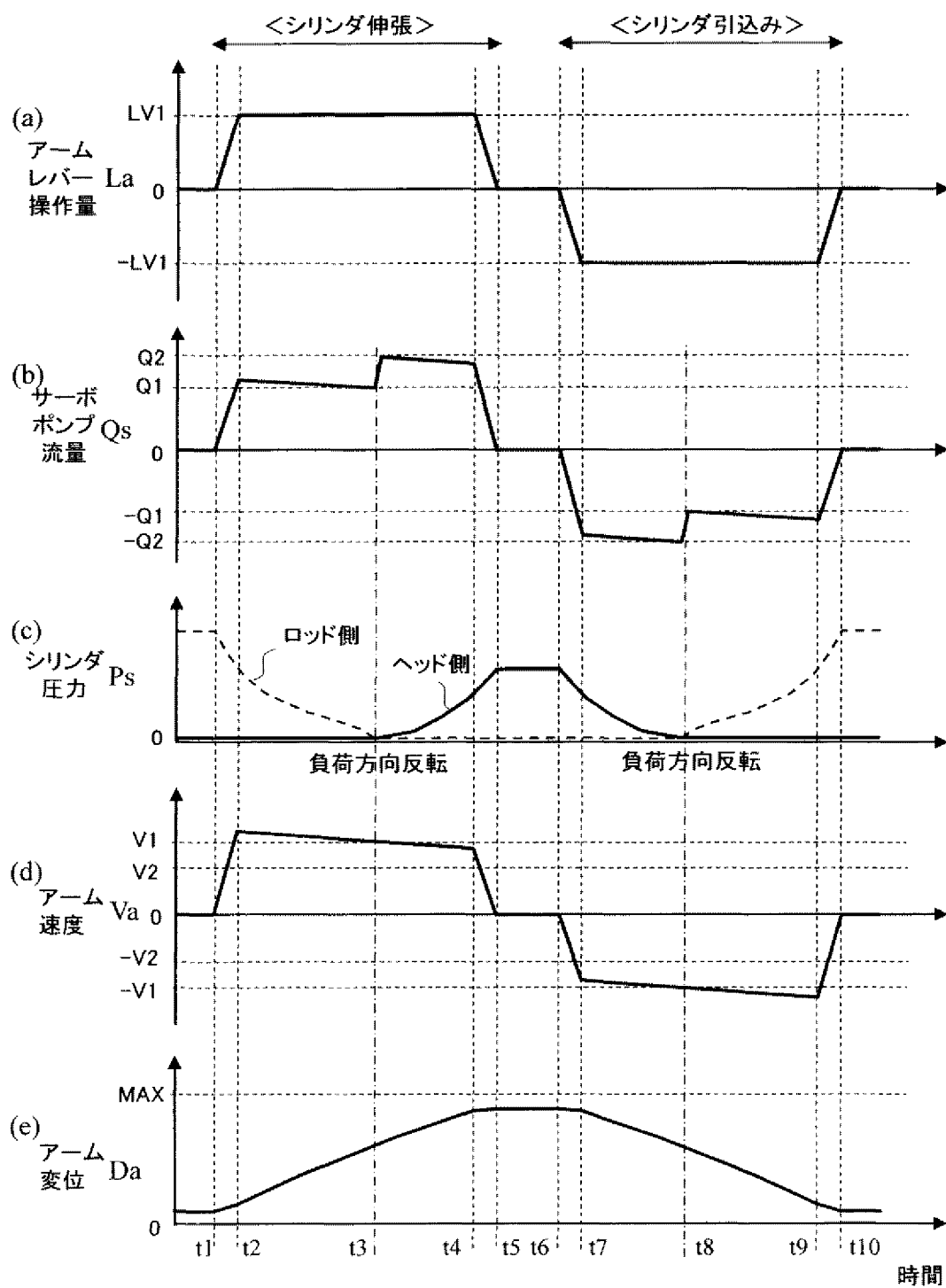
[図3]



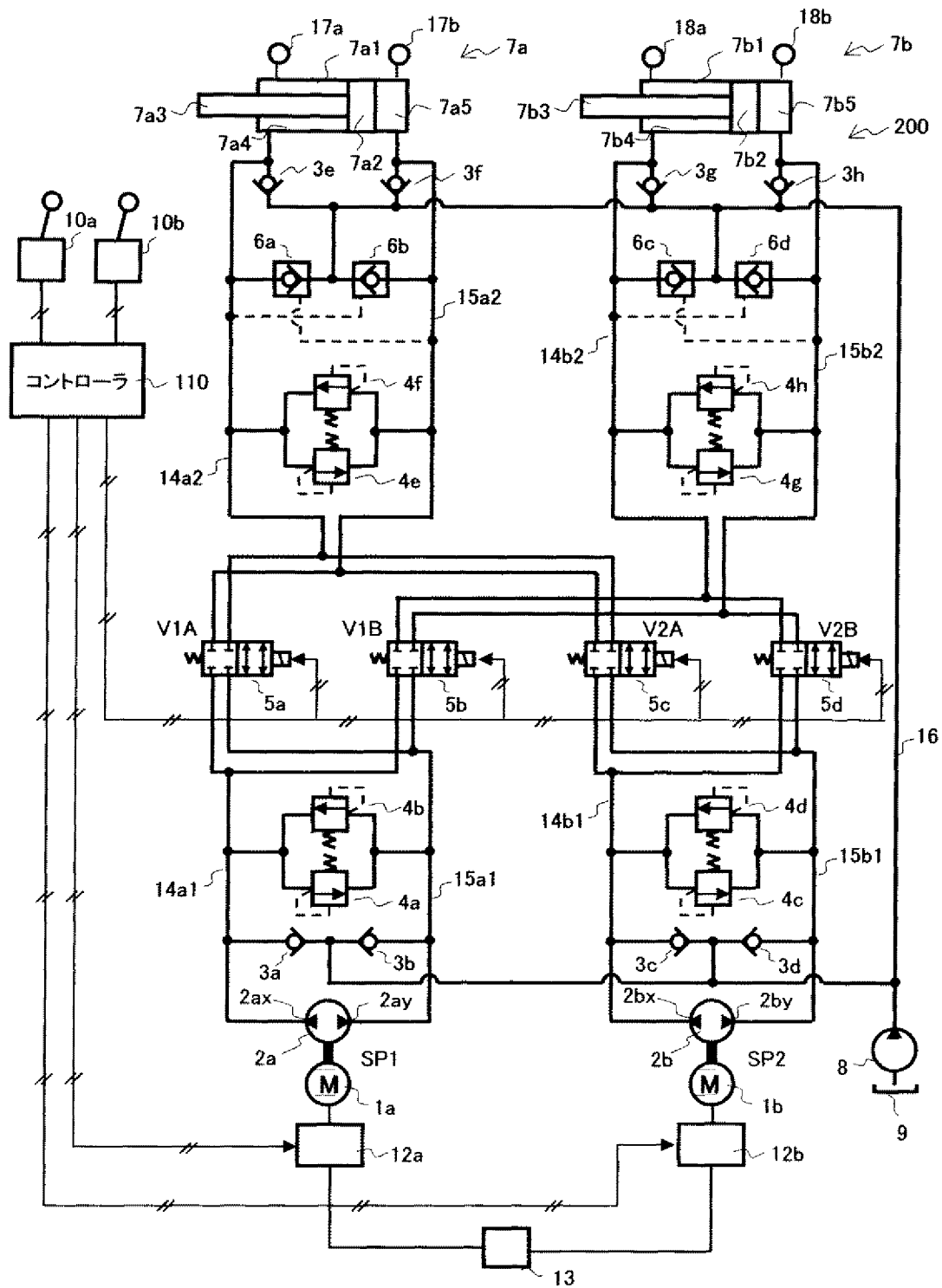
[図4]



[図5]



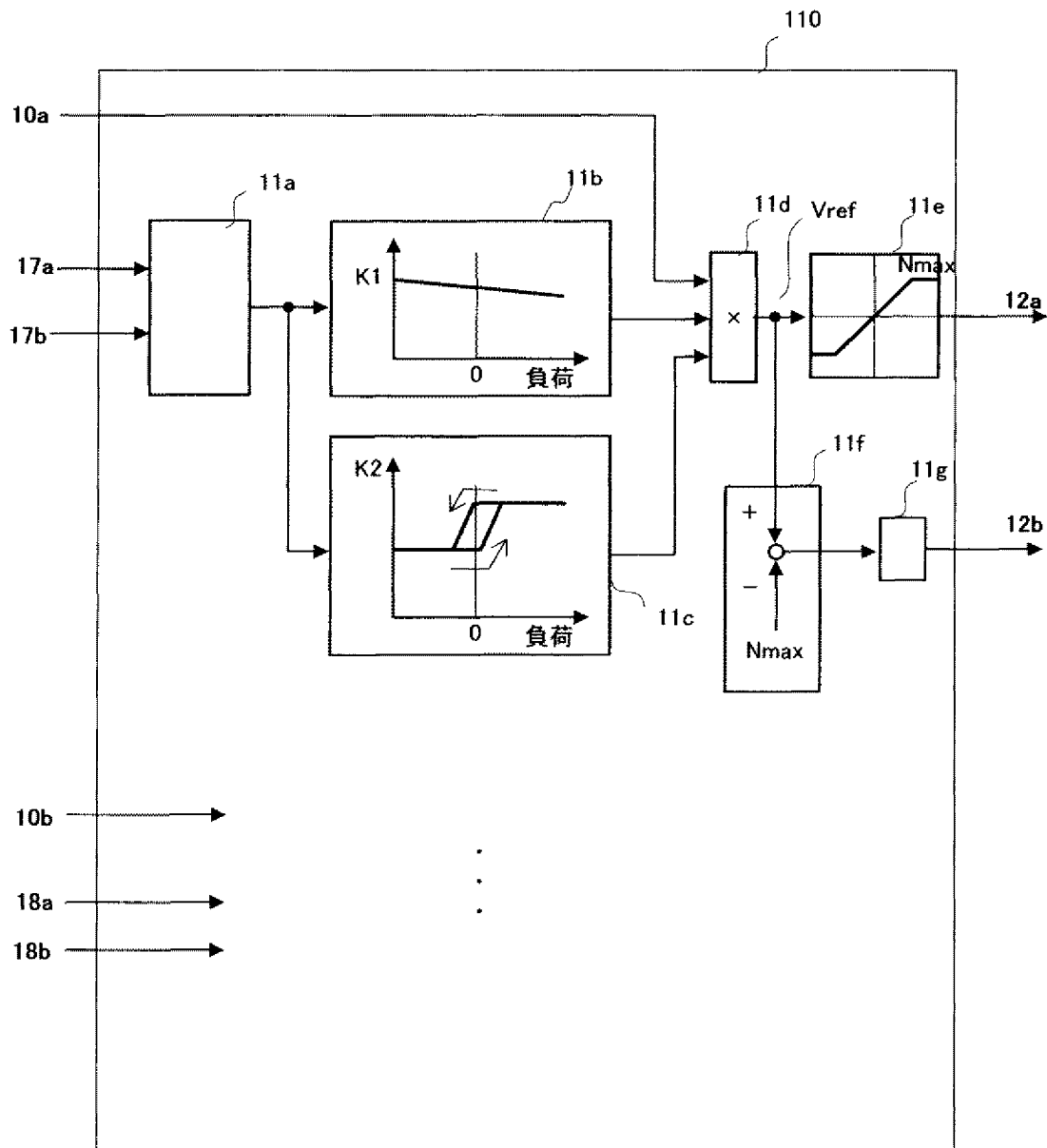
[図6]



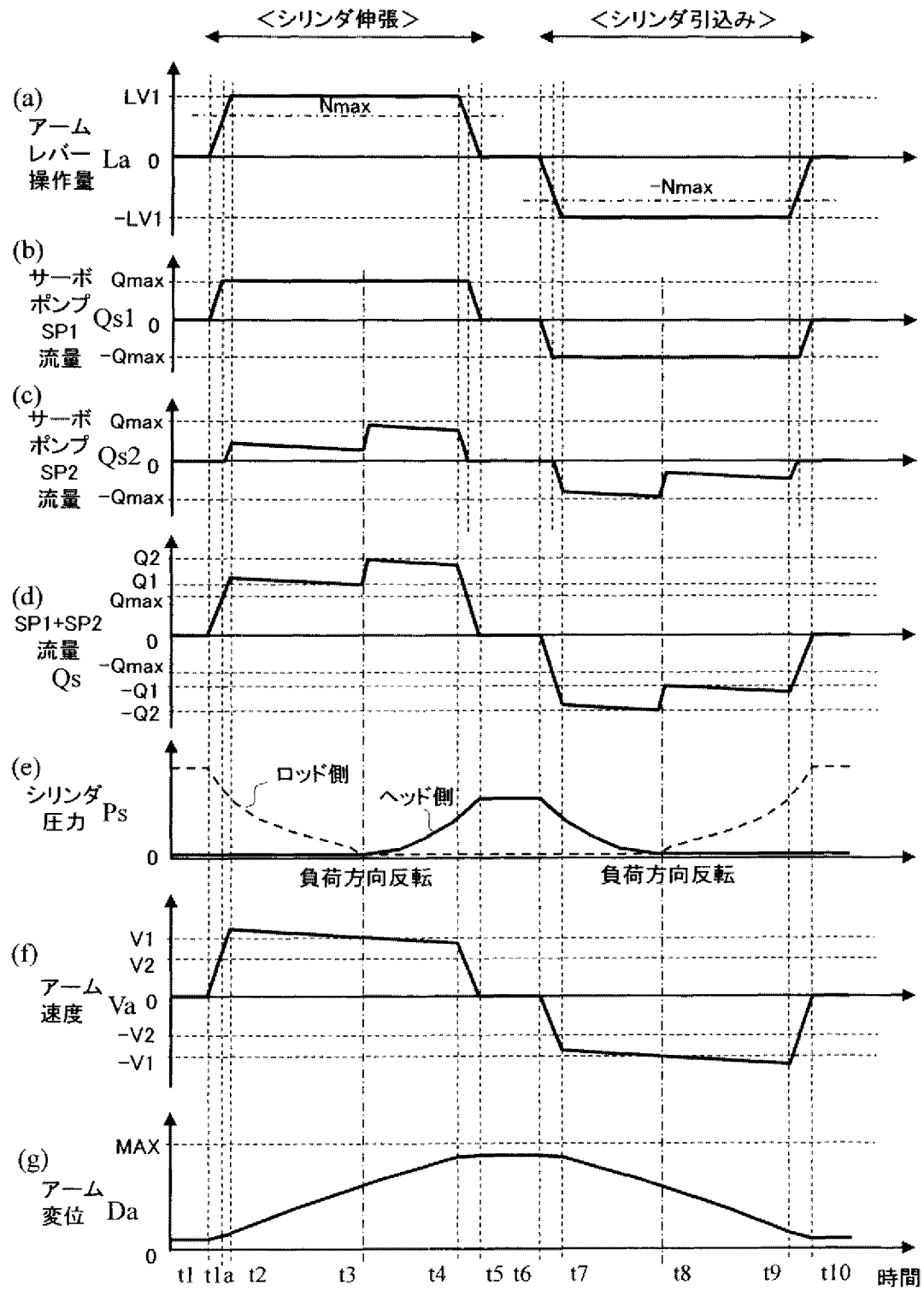
[図7]

	切換弁				サーボホップ°	
	V1A	V1B	V2A	V2B	SP1	SP2
停止時	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF
アーム単独動作	ON	OFF	OFF	OFF	ON	OFF
ブーム単独動作	OFF	OFF	OFF	ON	OFF	ON
独立複合動作	ON	OFF	OFF	ON	ON	ON
アーム最高出力	ON	OFF	ON	OFF	ON	ON
ブーム最高出力	OFF	ON	OFF	ON	ON	ON

[図8]



[図9]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2012/081251

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F15B11/04 (2006.01) i

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)

F15B11/04

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

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2013
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2013	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2013

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 2000-240605 A (Kobelco Construction Machinery Co., Ltd.), 05 September 2000 (05.09.2000), fig. 1 to 2 (Family: none)	1-6
A	JP 2000-46001 A (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 15 February 2000 (15.02.2000), fig. 1, 3, 7 (Family: none)	1-6
A	JP 11-351204 A (Kobe Steel, Ltd.), 24 December 1999 (24.12.1999), fig. 1 to 3 (Family: none)	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 application or patent 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
15 February, 2013 (15.02.13)

Date of mailing of the international search report
26 February, 2013 (26.02.13)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2012/081251

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 3-303 A (Hitachi, Ltd.), 07 January 1991 (07.01.1991), fig. 2 (Family: none)	1-6

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F15B11/04(2006.01)i

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. F15B11/04

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	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2013年
日本国実用新案登録公報	1996-2013年
日本国登録実用新案公報	1994-2013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 請求項の番号
A	JP 2000-240605 A (コベルコ建機株式会社) 2000.09.05, 図 1-2 (ファミリーなし)	1-6
A	JP 2000-46001 A (日立建機株式会社) 2000.02.15, 図 1, 3, 7 (ファミリーなし)	1-6
A	JP 11-351204 A (株式会社神戸製鋼所) 1999.12.24, 図 1-3 (ファミリーなし)	1-6

C 欄の続きにも文献が列挙されている。

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、一般的技術水準を示すもの
 「E」国際出願日前の出願または特許であるが、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

15.02.2013

国際調査報告の発送日

26.02.2013

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/J P)
 郵便番号100-8915
 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)

平瀬 知明

電話番号 03-3581-1101 内線 3358

30

9237

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 3-303 A (株式会社日立製作所) 1991.01.07, 第2図 (ファミリーなし)	1-6