

(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 8 月 8 日(08.08.2013)



(10) 国際公開番号
WO 2013/115140 A1

- (51) 国際特許分類:
F15B 11/08 (2006.01) *F15B 11/04* (2006.01)
E02F 9/22 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2013/051788
- (22) 国際出願日: 2013 年 1 月 28 日(28.01.2013)
- (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 2012-018728 2012 年 1 月 31 日(31.01.2012) 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: 貞森 博之(SADAMORI Hiroyuki); 〒3191292 茨城県日立市大みか町七丁目 1 番 1 号 株式会社日立製作所 日立研究所内 Ibaraki (JP). 清水 自由理(SHIMIZU Juri); 〒3191292 茨城県日立市大みか町七丁目 1 番 1 号 株式会社日立製作所 日立研究所内 Ibaraki (JP). 齋藤 哲平(SAITOH Teppei); 〒3191292 茨城県日立市大みか町七丁目 1 番 1 号 株式会社日立製作所 日立研究所内 Ibaraki (JP). 平工 賢二(HIRAKU Kenji); 〒3000013 茨城県土浦市神立町 6 5 0 番地 日立建機株式会社土浦工場 知的財産部内 Ibaraki

(JP). 水落 麻里子(MIZUOCHI Mariko); 〒3191292 茨城県日立市大みか町七丁目 1 番 1 号 株式会社日立製作所 日立研究所内 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 トリイ日本橋ビル Tokyo (JP).

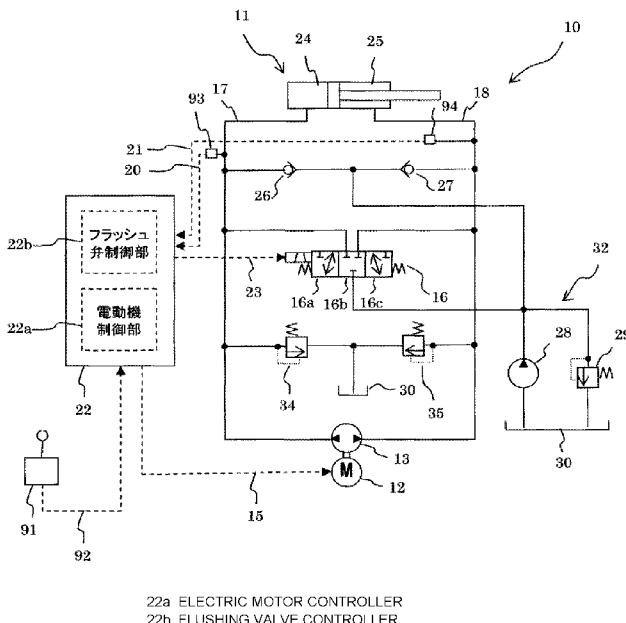
(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, 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

[続葉有]

(54) Title: HYDRAULIC CLOSED CIRCUIT SYSTEM

(54) 発明の名称: 油圧閉回路システム



(57) Abstract: In a hydraulic closed circuit employing a single rod type hydraulic cylinder, delayed response of the flushing valve, and hunting of the flushing valve due to pressure pulsations of the circuit, are prevented, preventing diminished operability of the hydraulic cylinder. The hydraulic closed circuit system (10) is provided with: an electrical motor (12); a hydraulic pump (13) driven by the electrical motor (12) and able to discharge in both directions; a single rod type hydraulic cylinder (11) connected to the hydraulic pump (13) via pipe lines (17, 18); a flushing valve (16) connected between the pipe lines (17, 18) and a tank (30); and a control device (22) for adding a predetermined control parameter to the pressure of the pipe line on the low-pressure side of the pipe lines (17, 18), comparing the relative magnitude of the corrected pressure to which the control parameter has been added, to the pressure of the pipe line on the high-pressure side, and switching the flushing valve (16) when the relative magnitude of the pressures has reversed.

(57) 要約: 片ロッド型の油圧シリンダを用いた油圧閉回路において、フラッシング弁の応答遅れや、回路の圧力脈動によるフラッシング弁のハンチングを防止し、油圧シリンダの操作性の低下を防止する。油圧閉回路システム 10 は、電動機 12 と、この電動機 12 により駆動される両方向に吐出できる油圧ポンプ 13 と、油圧

ポンプ 13 に管路 17, 18 を介して接続された片ロッド型の油圧シリンダ 11 と、管路 17, 18 とタンク 30 との間に接続されたフラッシング弁 16 と、管路 17, 18 の低圧側の管路の圧力に所定の制御パラメータを加算し、この制御パラメータを加算した補正圧力と高圧側の管路の圧力との大小の比較を行い、圧力の大小が逆転したときにフラッシング弁 16 を切り換える制御装置 22 とを備える。

WO 2013/115140 A1



(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))

明 細 書

発明の名称：油圧閉回路システム

技術分野

[0001] 本発明は、油圧閉回路システムに係わり、特に、油圧ショベル等の油圧作業機械に用いる油圧閉回路システムに関する。

背景技術

[0002] 従来の油圧閉回路システムとして、特開昭５８－５７５５９号公報（特許文献１）や特開２００１－２３７１号公報（特許文献２）に記載のものがあ
る。

[0003] 特開昭５８－５７５５９号公報には、油圧閉回路にヘッド側とロッド側で受圧面積の異なる片ロッド型の油圧シリンダを用いたときに生じる余剰流量をフラッシング弁で調整することが記載されている。

[0004] 特開２００１－２３７１号公報には、油圧閉回路にヘッド側とロッド側で受圧面積の異なる片ロッド型の油圧シリンダを用いたときに生じる余剰流量及び不足流量（回路内流量の過不足）を低圧選択弁（特開昭５８－５７５５９号公報のフラッシング弁に相当）を用いて回避するとともに、停止保持弁により安定したアクチュエータ動作を得ることが記載されている。

先行技術文献

特許文献

[0005] 特許文献１：特開昭５８－５７５５９号公報

特許文献２：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] 油圧閉回路システムにおいて、ヘッド側とロッド側で受圧面積が異なる片ロッド型の油圧シリンダを用いると、回路内で流量の過不足が生じて油圧シリンダの動作が不安定となる。そのため、一般的には、特許文献１や特許文献２に記載されているように、油圧シリンダのロッド側の管路とヘッド側の

管路の圧力（回路圧力）をパイロット圧として作動するフラッシング弁を用いて流量の過不足を調整し、安定したシリンダ動作を得るようにしている。

[0007] しかし、油圧シリンダの速度が速くなるにつれ、回路圧力をパイロット圧として作動するフラッシング弁では、弁自身の応答遅れなどにより流量調整が遅れて油圧シリンダに速度変動が発生することがある。また、油圧ショベルのように、外力や自重によりロッド側管路とヘッド側管路の圧力の大小が逆転することが多い装置に適用した場合では、頻繁にフラッシング弁が切り換わるので、その切換ショックにより油圧シリンダの動作が不安定になることがある。さらに、回路の圧力脈動によりハンチングが発生することがある。これらは、油圧シリンダの操作性を低下させ、ひいては油圧閉回路を用いる油圧作業機械、例えば油圧ショベルの操作性を低下させてしまう。

[0008] 本発明の目的は、片ロッド型の油圧シリンダを用いた油圧閉回路において、フラッシング弁の応答遅れや、回路の圧力脈動によるフラッシング弁のハンチングを防止し、油圧シリンダの操作性の低下を防止する油圧閉回路システムを提供することである。

課題を解決するための手段

[0009] 上記課題を解決するために、例えば特許請求の範囲に記載の構成を採用する。

[0010] 本発明は上記課題を解決する手段を複数含んでいるが、その一例を挙げるならば、電動機と、この電動機により駆動される両方向に吐出できる油圧ポンプと、前記油圧ポンプに第1及び第2の管路を介して接続された片ロッド型の油圧シリンダと、タンクと、前記第1及び第2の管路と前記タンクとの間に接続され、前記第1及び第2の管路の低圧側の管路の流量の過不足を調整するフラッシング弁とを備えた油圧閉回路システムにおいて、前記第1及び第2の管路の低圧側の管路の圧力に所定の制御パラメータを加算し、この制御パラメータを加算した補正圧力と前記第1及び第2の管路の高圧側の管路の圧力との大小の比較を行い、前記補正圧力と前記高圧側の管路の圧力の大小が逆転したときに、前記低圧側の管路の流量の過不足を調整するよう前

記フラッシング弁を切り換える制御装置を備えることを特徴とするものである。

発明の効果

[0011] 本発明の油圧閉回路システムによれば、フラッシング弁の遅れによる速度変動やハンチングを回避し、油圧シリンダの操作性を向上させることができる。

図面の簡単な説明

[0012] [図1]本発明の第1実施例の油圧閉回路システムを示す図である。

[図2]コントローラにおける電動機制御部とフラッシング弁制御部の処理内容の詳細を示す図である。

[図3]従来の一般的な油圧閉回路システムの一例を示す図である。

[図4]油圧シリンダを最縮長から徐々に伸ばしていくアームクラウド動作で、アームがブームとアームのピン結合位置を通る垂線に到達する前の姿勢にあるときの油圧シヨベルの状態を示す図である。

[図5]アームが図4の姿勢にあるときの油圧閉回路システムの状態を示す図である。

[図6]油圧シリンダを最縮長から徐々に伸ばしていくアームクラウド動作で、アームがブームとアームのピン結合位置を通る垂線を越えた後の姿勢にあるときの油圧シヨベルの状態を示す図である。

[図7]アームが図6の姿勢にあるときの油圧閉回路システムの状態を示す図である。

[図8]従来の一般的な油圧閉回路システムでのアームクラウド動作の過程における電動機速度、ロッド側回路圧力、ヘッド側回路圧力、フラッシング弁位置、シリンダ速度の時系列データを示す図である。

[図9]従来の一般的な油圧閉回路システムにおいて、負荷反転後のシリンダ速度の低下を防止する場合の電動機速度とシリンダ速度の時系列データを示す図である。

[図10]アームが図4の姿勢にあるときの油圧閉回路システムの状態を示す図

である。

[図11]アームが図6の姿勢にあるときの油圧閉回路システムの状態を示す図である。

[図12]本発明の第1実施例の油圧閉回路システムでのアームクラウド動作の過程における電動機速度、ロッド側回路圧力、ヘッド側回路圧力、フラッシング弁位置、シリンダ速度の時系列データを示す図である。

[図13]本発明の第1実施例において、負荷反転後のシリンダ速度の低下を防止する場合の電動機速度とシリンダ速度の時系列データを示す図である。

[図14]電動機12の回転速度に対し、良好な安定性が得られる P_s を解析的に求めた値をプロットした図である。

[図15]本発明の第2実施例の油圧閉回路システムを示す図である。

[図16]本発明の第3実施例の油圧閉回路システムを示す図である。

[図17]コントローラにおける電動機制御部とフラッシング弁制御部の処理内容の詳細を示す図である。

[図18]本発明の第4実施例の油圧閉回路システムを示す図である。

発明を実施するための形態

[0013] 以下、本発明の実施例を図面を用いて説明する。各実施例の図における同一符号は、同一物又は相当物を示す。

実施例 1

[0014] 本実施例では、油圧閉回路システムに片ロッド型の油圧シリンダを用いたときの例を説明する。

図1は、本実施例の油圧閉回路システム10を示す図である。

[0015] 油圧閉回路システム10は、電動機12と、この電動機12により駆動され、両方向に圧油を吐出できる2つの給排ポートを備えた両回転型で固定容量型の油圧ポンプ13と、油圧ポンプ13の2つの給排ポートに管路17, 18を介して閉回路を構成するよう接続された片ロッド型の油圧シリンダ11とを備えている。電動機12はコントローラ22からの制御信号15により駆動され、油圧ポンプ13を直接、駆動する。油圧ポンプ13は作動油を

管路１７又は１８を介して油圧シリンダ１１に供給し、油圧シリンダ１１を駆動する。油圧シリンダ１１から排出された作動油は管路１８又は１７を介して油圧ポンプ１３に戻される。

[0016] 油圧シリンダ１１は２つの圧力室２４、２５を有し、圧力室２４はピストンロッドが位置していないヘッド側の圧力室であり、圧力室２５はピストンロッドが位置するロッド側の圧力室である。管路１７、１８は油圧シリンダ１１の２つの圧力室２４、２５にそれぞれ接続されている。

[0017] 管路１７、１８とチャージ回路３２の間にフラッシング弁１６が接続されている。フラッシング弁１６は、コントローラ２２からの制御信号２３により制御され、管路１７、１８の低圧側の管路をチャージ回路３２に接続するよう切り換わることで、管路１７、１８の低圧側の管路の流量の過不足を調整する。チャージ回路３２は、管路１７、１８が流量不足となったときに作動油がスムーズに供給されるように、チャージポンプ２８とリリーフ弁２９により所定の圧力に保たれている。また、チャージ回路３２は、管路１７、１８にそれぞれ設けた逆止弁２６、２７の入側にも接続され、管路１７、１８が流量不足となったときに作動油を供給する。また、管路１７、１８に設けられたリリーフ弁３４、３５は、管路１７、１８の圧力が所定の圧力以上になったときに、作動油をタンク３０に逃がし油圧閉回路を保護する。

[0018] コントローラ２２は電動機制御部２２ａとフラッシング弁制御部２２ｂとを有している。電動機制御部２２ａは、操作レバー装置９１からの油圧シリンダ１１の動作（移動方向と速度）を指示する操作指令信号９２を入力し、この操作指令信号９２（操作レバー装置９１の指示）に基づいて電動機１２の回転方向と回転速度の制御指令値を演算して対応する制御信号１５を出力し、電動機１２の回転を制御する。これによりコントローラ２２は、操作レバー装置９１の指示に基づいて油圧ポンプ１３の吐出方向と吐出流量を制御する。フラッシング弁制御部２２ｂは、操作指令信号９２と管路１７及び管路１８に設けられた圧力センサ９３、９４の検出圧力信号２０、２１を入力し、これらの入力信号（操作レバー装置９１の指示と管路１７及び管路１８

の圧力)と電動機制御部22aで演算した電動機12の回転速度(油圧ポンプ13の吐出流量に関連する物理量)に基づいてフラッシング弁16のON/OFF指令値を演算して対応する制御信号23を出力し、フラッシング弁16の切換位置を制御する。

[0019] 図2は、コントローラ22における電動機制御部22aとフラッシング弁制御部22bの処理内容の詳細を示す図である。

[0020] 電動機制御部22aは、電動機回転方向/速度演算部22a-1及び出力部22a-2の各機能を有している。

[0021] 電動機回転方向/速度演算部22a-1は、操作レバー装置91からの油圧シリンダ11の動作(移動方向と速度)を指示する操作指令信号92に基づいて電動機12の回転方向と回転速度の制御指令値を演算し、出力部22a-2はその制御指令値に対応する制御信号を電動機12に出力する。

[0022] フラッシング弁制御部22bは、低圧側判定部22b-1、補正圧力演算部22b-2、圧力大小判定部22b-3、制御信号演算部22b-4、出力部22b-5の各機能を有している。

[0023] 低圧側判定部22b-1は、圧力センサ93, 94の検出圧力信号20, 21に基づいて管路17及び管路18のいずれが低圧側かを判定する。また、低圧側判定部22b-1は、操作レバー装置91の操作指令信号92に基づいて操作レバー装置91が電動機12の回転の開始(油圧シリンダ11の動作の開始)或いは逆方向の回転(油圧シリンダ11の動作方向の変更)を指示するときかどうかを判定し、操作レバー装置91が電動機12の回転の開始或いは逆方向の回転を指示するときに、管路17及び管路18のいずれが低圧側かの判定を行う。

[0024] 補正圧力演算部22b-2は、管路17及び管路18の低圧側の管路の圧力に所定の制御パラメータを加算して補正圧力を算出する。このとき、好ましくは、電動機制御部22aで演算した電動機12の回転速度から電動機12の回転速度(油圧ポンプ13の吐出流量に関連する物理量)によって変化する可変値として制御パラメータを求め、この制御パラメータを低圧側の管

路の圧力に加算する。電動機 12 の回転速度に代えて油圧ポンプ 13 の吐出流量を計算し、この油圧ポンプ 13 の吐出流量によって変化する可変値として制御パラメータを求めてもよい。油圧ポンプ 13 の吐出流量は油圧ポンプ 13 の回転数と油圧ポンプ 13 の容量から求めることができる。油圧ポンプ 13 の回転数は電動機 12 の回転速度から求めることができる。油圧ポンプ 13 の容量は固定容量型の場合一定であり、既知の値である。

[0025] 圧力大小判定部 22b-3 は、制御パラメータを加算した補正圧力と管路 17 及び管路 18 の高圧側の管路の圧力との大小の比較を行い、制御信号演算部 22b-4 は、低圧側の管路がチャージ回路 32 に接続するようフラッシング弁 16 を切り換える ON/OFF 指令値を演算する。出力部 22b-5 は、その ON/OFF 指令値に対応する制御信号 23 をフラッシング弁 16 のソレノイドに出力する。

[0026] 次に、本実施例の油圧閉回路システムの動作を、比較例を参照しつつ説明する。

[0027] 図 3 は、比較例として、従来一般的な油圧閉回路システム 40 の一例を示す図である。図中、図 1 に示した本実施例における要素と同等のものには同じ符号を付している。

[0028] 電動機 12 はコントローラ 42 からの制御信号 15 により駆動され、両回転型の油圧ポンプ 13 を直接、駆動する。油圧ポンプ 13 は管路 17 又は 18 を介して作動油を油圧シリンダ 11 に供給し、油圧シリンダ 11 を駆動する。油圧シリンダ 11 から排出された作動油は管路 18 又は 17 を介して油圧ポンプ 13 に戻される。管路 17、18 とチャージ回路 32 の間にフラッシング弁 41 が接続され、それぞれの管路 17、18 の圧力がパイロット圧としてフラッシング弁 41 に導かれている。そのためフラッシング弁 41 は、管路 17 より管路 18 の圧力の方が低いときは位置 41a となり、管路 18 とチャージ回路 32 が連通される。逆に、管路 17 の方が低いときは位置 41c となり、管路 17 とチャージ回路 32 が連通される。

[0029] 従来油圧閉回路システムの動作を図 4～図 9 を用いて説明する。図 4～

図9は、油圧シリンダ11を油圧ショベルのアームシリンダとして用い、油圧シリンダ11を最縮長から徐々に伸ばしていくアームクラウド動作を行った場合のものである。

[0030] 油圧ショベル50は、図4及び図6に示すように、フロント作業機を構成するブーム51、アーム52、バケット53を有している。ブーム51の基端は車体にピン結合され、ブーム51の先端はアーム52の基端にピン結合され、アーム52の先端はバケット53にピン結合されている。アーム52は、油圧シリンダ11（アームシリンダ）によりブーム51に対して上下方向に駆動される。ブーム51とバケット53の油圧シリンダなどのその他の駆動装置の図示は省略している。

[0031] 図4は、油圧シリンダ11を最縮長から徐々に伸ばしていくアームクラウド動作で、アーム52がブーム51とアーム52のピン結合位置を通る垂線Vに到達する前の姿勢にあるときの油圧ショベルの状態を示し、図5は、アーム52が図4の姿勢にあるときの油圧閉回路システム40の状態を示している。図6は、油圧シリンダ11を最縮長から徐々に伸ばしていくアームクラウド動作で、アーム52がブーム51とアーム52のピン結合位置を通る垂線Vを超えた後の姿勢にあるときの油圧ショベルの状態を示し、図7は、アーム52が図6の姿勢にあるときの油圧閉回路システム40の状態を示している。図8は、アームクラウド動作の過程における電動機速度、ロッド側回路圧力、ヘッド側回路圧力、フラッシング弁位置、シリンダ速度の時系列データを示す図であり、図9は、負荷反転後のシリンダ速度の低下を防止する場合の電動機速度とシリンダ速度の時系列データを示す図である。

[0032] アーム52が図4の姿勢にあるときは、アーム51やバケット53などの重量が駆動力として油圧シリンダ11に作用し、アーム52が図6の姿勢にあるときは、アーム51やバケット53の重量が負荷として油圧シリンダ11に作用する。

[0033] 図4の姿勢のときの回路圧力は、図8に示すように、油圧シリンダ11が伸長方向に変位している場合でもアーム51やバケット53などの重量が駆

動力として作用するため、油圧シリンダ 11 のヘッド側の圧力室 24 及びこの圧力室 24 に接続された管路 17（以下ヘッド側回路という）より油圧シリンダ 11 のロッド側の圧力室 25 及びこの圧力室 25 に接続された管路 18（以下ロッド側回路という）の方が高圧となる。そのため、管路 18 から導かれたパイロット圧により、フラッシング弁 41 は位置 41c となり、チャージ回路 32 は低圧側の管路 17 と連通する。このとき、油圧シリンダ 11 のヘッド側の圧力室 24 とロッド側の圧力室 25 の受圧面積差により低圧側のヘッド側回路は流量不足となるので、チャージ回路 32 からヘッド側回路に作動油が供給される。

[0034] さらに油圧シリンダ 11 が伸長した図 6 の姿勢では、アーム 51 やバケット 53 の重量が負荷として作用するため、ヘッド側回路とロッド側回路の圧力の大小が逆転して、ロッド側回路よりヘッド側回路の方が高圧となる。そのため、フラッシング弁 41 は位置 41a となり、チャージ回路 32 は低圧側の管路 18 と連通する。このとき、油圧シリンダ 11 のヘッド側の圧力室 24 とロッド側の圧力室 25 の受圧面積差により低圧側のロッド側回路は流量不足となるので、チャージ回路 32 からロッド側回路に作動油が供給される。

[0035] 油圧シリンダ 11 が収縮するときには、図 4 の姿勢でヘッド側回路が低圧側となり、図 6 の姿勢でロッド側回路が低圧側となる。また、このときは、油圧シリンダ 11 のヘッド側の圧力室 24 とロッド側の圧力室 25 の受圧面積差により、油圧シリンダ 11 の伸長時とは逆に、低圧側回路（図 4 の姿勢ではヘッド側回路、図 6 の姿勢ではロッド側回路）で流量過剰となり、フラッシング弁 41 によりチャージ回路 32 に接続された低圧側回路の圧力がリリーフ弁 29 の設定圧以上になると、低圧側回路からタンク 30 へ作動油が排出される。また、油圧シリンダ 11 が伸長するときと同じように、ヘッド側回路とロッド側回路の圧力（管路 17, 18 の圧力）の大小が逆転するとフラッシング弁 41 が切り換わる。

[0036] このようにフラッシング弁 41 は、受圧面積の異なる 2 つの圧力室 24,

25を持つ片ロッド型の油圧シリンダを閉回路に用いたときに発生する流量の過不足を調整する働きをする。

[0037] ところで、油圧シリンダ11の速度は、推力が大きい方の圧力室が制御側となるので、油圧シリンダ11の伸長時は、図4の姿勢ではロッド側圧力室25から吐出する流量、図6の姿勢ではヘッド側圧力室24に流入する流量によって油圧シリンダ11の速度が決まる。したがって、電動機12が一定速度の場合は、図8に示すように制御側圧力室が切り換わる負荷反転が起きると、受圧面積比の分だけ油圧シリンダ11の速度が低下する。一方、このように制御側圧力室が切り換わる負荷反転が起きるとき、負荷反転の近傍では、ヘッド側回路とロッド側回路の圧力の大小が逆転してフラッシング弁41が切り換わるため、フラッシング弁41の応答遅れにより流量の過不足の調整が遅れると、図8に符号Aで示すように、負荷反転の近傍で油圧シリンダ11の過渡的な速度変動が発生してしまう。例えば、電動機12の遅れなどを考慮して速度を調整した場合でも、フラッシング弁41による流量調整機能が適正に働かないと、油圧シリンダ11には過渡的な速度変動が発生してしまう。そして、この速度変動は、油圧ショベルのオペレータの操作に反して発生してしまうので、油圧ショベルの操作性を低下させてしまう。また、前記の通り、フラッシング弁41は、ヘッド側回路又はロッド側回路の圧力をパイロット圧として作動するので、これらの回路の圧力脈動によりハンチングが発生して、油圧シリンダ11を振動させてしまうこともある。

[0038] また、制御側圧力室が切り換わる負荷反転が起きたときの油圧シリンダ11の速度低下を防止するため、一般的には図9上段に示すように、負荷が反転するタイミングで、電動機12の速度を高くして油圧ポンプ13の吐出流量を増やすことで、油圧シリンダ11の速度を一定に保ち操作性の低下を防いでいる。しかし、この場合も、負荷反転の近傍では、ヘッド側回路とロッド側回路の圧力の大小が逆転してフラッシング弁41が切り換わるため、フラッシング弁41の応答遅れにより流量の過不足の調整が遅れると、図9下段に符号Bで示すように、負荷反転の近傍で油圧シリンダ11の過渡的な速

度変動が発生してしまう。そしてこの場合も、その過渡的な速度変動は油圧シヨベルの操作性を低下させたり、フラッシング弁41のハンチングにより油圧シリンダ11を振動させてしまうという問題を生じる。

[0039] 次に、本実施例の油圧閉回路システムの動作を説明する。

[0040] 図10は、アーム52が図4の姿勢にあるときの油圧閉回路システム10の状態を示し、図11は、アーム52が図6の姿勢にあるときの油圧閉回路システム10の状態を示している。図12は、アームクラウド動作の過程における電動機速度、ロッド側回路圧力、ヘッド側回路圧力、フラッシング弁位置、シリンダ速度の時系列データを示す、図8と同様な図であり、図13は、負荷反転後のシリンダ速度の低下を防止する場合の電動機速度とシリンダ速度の時系列データを示す、図9と同様な図である。

[0041] 前述したように、アーム51が図4の姿勢にあるときに油圧シリンダ11を伸長方向に変位して行うアームクラウド動作では、アーム51やバケット53などの重量が油圧シリンダ11に駆動力として作用するため、ヘッド側回路よりロッド側回路の方が高圧となる。また、油圧シリンダ11が伸長した図6の姿勢では、アーム51やバケット53の重量が負荷として油圧シリンダ11に作用するため、ヘッド側回路とロッド側回路の圧力の大小が逆転して、ロッド側回路よりヘッド側回路の方が高圧となる。

[0042] ここで、油圧シリンダ11のヘッド側回路(管路17側)の圧力を P_h 、ロッド側回路(管路18側)の圧力を P_r とすると、油圧シリンダ11を伸長していくときに、図3に示す従来のフラッシング弁41と同じ動作をさせるには、ヘッド側回路(管路17側)の圧力 P_h とロッド側回路(管路18側)の圧力 P_r のいずれが低圧側であるかを判定し、

$$P_h > P_r$$

のとき、フラッシング弁16が位置16aとなるように(図11参照)、

$$P_h = P_r$$

のとき、フラッシング弁16が位置16bとなるように、

$$P_h < P_r$$

のとき、フラッシング弁 16 が位置 16 c となるように（図 10 参照）制御信号 23 を与えてやればよい。

[0043] 本実施例では、コントローラ 22 のフラッシング弁制御部 22 b の低压側判定部 22 b-1 及びフラッシング弁制御部 22 b において、上記のような低压側の判定とフラッシング弁 16 の位置の切り換えを行っている。これにより本実施例のフラッシング弁 16 も、受圧面積の異なる 2 つの圧力室 24, 25 を持つ片ロッド型の油圧シリンダを閉回路に用いたときに発生する流量の過不足を調整することができる。

[0044] しかし、ヘッド側回路（管路 17 側）の圧力 P_h とロッド側回路（管路 18 側）の圧力 P_r を単に比較してフラッシング弁 16 を切り換えただけでは、従来例のようにフラッシング弁 16 の遅れによる油圧シリンダ 11 の速度変動やフラッシング弁 16 のハンチングが発生してしまう。そこで、本実施例では、フラッシング弁 16 の遅れによる速度変動を抑制するために、ヘッド側回路（管路 17 側）の圧力 P_h とロッド側回路（管路 18 側）の圧力 P_r の低压側の圧力に所定の制御パラメータを加算してから圧力の大小の比較を行い、制御信号 23 を演算することで、低压側回路とチャージ回路 32 が接続するタイミングを早くしている。

[0045] 具体的には次のようである。

[0046] 本実施例では、速度変動を抑制するために制御パラメータ P_s を導入し、コントローラ 22 のフラッシング弁制御部 22 b の低压側判定部 22 b-1 において、ヘッド側回路（管路 17 側）の圧力 P_h とロッド側回路（管路 18 側）の圧力 P_r のいずれが低压側であるかを判定し、その後、補正圧力演算部 22 b-2 において、操作レバー装置 91 が電動機 12 の回転の開始（油圧シリンダ 11 の動作の開始）或いは逆方向の回転（油圧シリンダ 11 の動作方向の変更）を指示するときに、低压側の管路の圧力に所定の制御パラメータを加算してから、圧力大小判定部 22 b-3 において、制御パラメータを加算した補正圧力とヘッド側回路（管路 17 側）の圧力 P_h とロッド側回路（管路 18 側）の高圧側の管路の圧力との大小の比較を行う。そして、制御信号演算

部 2 2 b - 4 において、例えばヘッド側回路(管路 1 7 側)の圧力 P_h がロッド側回路(管路 1 8 側)の圧力 P_r より低いときは、

$$P_h + P_s > P_r$$

のとき、フラッシング弁 1 6 が位置 1 6 a となるように、

$$P_h + P_s = P_r$$

のとき、フラッシング弁 1 6 が位置 1 6 b となるように、

$$P_h + P_s < P_r$$

のとき、フラッシング弁 1 6 が位置 1 6 c となるように制御信号 2 3 を与える。すなわち、ヘッド側回路の圧力に制御パラメータ P_s を加算してから圧力の大小を比較して、フラッシング弁 1 6 を切り換える。

[0047] このようにすることで、図 1 2 に示すように、ヘッド側回路の圧力が制御パラメータ P_s だけ持ち上がるので、ヘッド側回路の圧力とロッド側回路の圧力の大小が逆転するタイミングが、時間 Δt だけ早くなる。そのため、フラッシング弁 1 6 の切り換え動作は、制御パラメータ P_s の加算がないときに比べて早くなり、フラッシング弁 1 6 の遅れによる油圧シリンダ 1 1 の速度変動を減少させかつフラッシング弁 1 6 のハンチングを防止し、フラッシング弁 1 6 の動作を安定させて油圧シリンダ 1 1 の操作性を向上させることができる。

[0048] また、図 1 3 に示すように、負荷が反転するタイミングや電動機 1 2 の遅れを考慮して、電動機 1 2 の速度を変えて油圧ポンプ 1 3 の吐出流量を増やしてやれば、負荷が反転した後も油圧シリンダ 1 1 の速度を一定とすることができ、油圧シリンダ 1 1 の操作性を向上させることができる。このときの電動機 1 2 の速度は、油圧シリンダ 1 1 の移動方向を考慮して、ヘッド側圧力室 2 4 とロッド側圧力室 2 5 の受圧面積から換算すればよい。この制御は、電動機制御部 2 2 a の電動機回転方向／速度演算部 2 2 a - 1 において行うことができる。負荷が反転したかどうかはフラッシング弁制御部 2 2 b の圧力大小判定部 2 2 b - 3 における判定結果から知ることができる。

[0049] 次に、制御パラメータ P_s を電動機 1 2 の回転速度に応じて変化させる場

合の実施例を説明する。

[0050] 電動機 12 は、操作レバー装置 91 の操作指令信号 92 に応じた回転速度が得られるが、高回転速度時での制御パラメータ P_s を、低回転速度時に用いると、負荷反転時において、油圧シリンダ 11 の速度が不安定になることが想定される。そのため、電動機 12 の回転速度に応じて制御パラメータ P_s を設定することで、より良好な安定性が得られる。

[0051] 図 14 は、電動機 12 の回転速度に対し、良好な安定性が得られる P_s を解析的に求めた値をプロットした図である。

[0052] 図 14 は、横軸に電動機 12 の回転速度、縦軸に制御パラメータ P_s を取り、○点は電動機 12 の回転数に対する良好な安定性が得られる P_s を解析的に求めた値をプロットしたもの、線は各○点から得られる近次式線を表している。

[0053] コントローラ 22 のフラッシング弁制御部 22b の補正圧力演算部 22b-2 は、図 14 の特性を有し、この特性を用いて、油圧ポンプ 13 の吐出流量に関連する物理量である電動機 12 の回転速度から制御パラメータ P_s を求める。図 14 では、電動機 12 の回転速度が V のとき、制御パラメータ $P_s = P$ 、電動機 12 の回転速度が $0.5V$ のとき、制御パラメータ $P_s = 0.4P$ 、電動機 12 の回転速度が $0.25V$ のとき、制御パラメータ $P_s = 0$ 、さらに電動機 12 の回転速度が $0.25V$ を超えるまでは、制御パラメータ $P_s = 0$ としている。電動機 12 の回転速度 $0.25V$ から V の範囲と、その範囲での制御パラメータ P_s を用いて線形近似し、その近似式から制御パラメータ P_s を求める。なお、本実施例では線形近似を用いたが、他の近似方法を用いてもよい。そして、

$$P_h + P_s > P_r$$

のとき、フラッシング弁 16 が位置 16a となるように、制御信号 23 を与え、

$$P_h + P_s = P_r$$

のとき、フラッシング弁 16 が位置 16b となるように、制御信号 23 を与

え、

$$P_h + P_s < P_r$$

のとき、フラッシング弁 16 が位置 16 c となるように、制御信号 23 を与える。これにより、電動機 12 の回転速度が広い範囲で安定した油圧シリンダ 11 の動作が得られる。

[0054] 図 14 で電動機 12 の回転速度が 0.25 V 以下のとき、油圧シリンダ 11 の速度は比較的遅くなるので、フラッシング弁 16 の遅れは相対的に無視できることから、制御パラメータ $P_s = 0$ とできる。これにより、低速時における制御の安定性を確保できる。

[0055] ヘッド側回路(管路 17 側)の圧力 P_h とロッド側回路(管路 18 側)の圧力 P_r のいずれに制御パラメータを加算するかの判定(すなわち、ヘッド側回路(管路 17 側)とロッド側回路(管路 18 側)のいずれが低圧側かの判定)は、電動機 12 の起動時(油圧シリンダ 11 の動作の開始時)や電動機 12 の回転方向が変わるとき(油圧シリンダの動作方向が変わるとき)に行えばよい。前述したようにこの判定は、コントローラ 22 のフラッシング弁制御部 22 b の低圧側判定部 22 b-1 において行う。

[0056] また、頻繁に操作レバー装置 91 を操作して起動、停止や回転方向の変化があるときには、フラッシング弁制御部 22 b の低圧側判定部 22 b-1 において、一定の時間が経過するまでは再判定を行わず、判定値を維持するようにする(遅延処理等)。これにより頻繁にフラッシング弁 16 が切り換わり油圧シリンダが振動的になる現象を回避することができる。

[0057] また、ここまでは油圧シリンダ 11 が伸長するときについて説明してきたが、油圧シリンダ 11 が収縮するときも同じように、解析や実測などにより適正な制御パラメータ P_s を求めておき、電動機 12 の回転方向(油圧シリンダ 11 の動作方向)により制御パラメータ P_s を使い分ければよい。電動機 12 の回転方向に代え、操作レバー装置 91 の操作方向により制御パラメータ P_s を使い分けてもよい。

[0058] また、ここまでの実施例では、制御パラメータ P_s を近似式によって求め

る例を説明したが、電動機速度（油圧ポンプ 13 の吐出流量に関連する物理量）に対する制御パラメータの値をマップとして記憶しておき、線形補間などにより求めてもよい。

[0059] さらに、電動機 12 の停止時には、フラッシング弁 16 を位置 16 b となるように制御すると、フラッシング弁 16 から作動油が流入、流出しないので、油圧シリンダ 11 の位置を保持することができる。

[0060] また、本実施例では、電動機 11 の速度と制御パラメータ P_s の関係を用いたが、管路 17, 18 の圧力と電動機 11 の速度から油圧ポンプ 13 の吐出流量を求め、油圧ポンプ 13 の吐出流量と制御パラメータ P_s の関係を用いてもよい。

実施例 2

[0061] 油圧閉回路システムに片ロッド型の油圧シリンダを用いたときの他の実施例について説明する。

[0062] 図 15 は、本実施例の油圧閉回路システム 60 を示す図である。なお、図 15 の油圧閉回路システム 60 のうち、既に説明した図に示された同一の符号を付された構成と、同一の機能を有する部分については、説明を省略する。

[0063] 本実施例は、基本的な構成は図 1 の実施例と同じであり、圧力センサ 93, 94 の検出圧力信号 20, 21 をフィルタ 61 を通してからコントローラ 22 に入力する点が図 1 の実施例と異なる。例えば、このフィルタ 61 をローパスフィルタとすると、制御信号 23 において、フィルタ 61 のカットオフ周波数以上の圧力脈動の影響を抑えられるので、フラッシング弁 16 の動作が安定する。そのため、フラッシング弁 16 の切換ショックによる油圧シリンダ 11 の振動が更に減少して、油圧シリンダ 11 の操作性が向上する。

実施例 3

[0064] 油圧閉回路システムに片ロッド型の油圧シリンダを用いたときの更に他の実施例について説明する。

[0065] 図 16 は、本実施例の油圧閉回路システム 70 を示す図である。なお、図

１６の油圧閉回路システム７０のうち、既に説明した図に示された同一の符号を付された構成と、同一の機能を有する部分については、説明を省略する。

[0066] 本実施例において、図１の油圧閉回路システム１０と異なる点は、エンジン（原動機）７１により、吐出量を変えることができる両傾転型の油圧ポンプ７２を駆動している点である。エンジン７１は、図示しないエンジンコントロールダイヤル等の操作装置により目標回転数が設定され、電子ガバナなどの燃料噴射装置により燃料噴射量が制御され、回転数とトルクが制御される。

[0067] この両傾転型の油圧ポンプ７２は、回転方向と回転速度が一定でも傾転方向と傾転角を変えることにより、吐出と吸入の方向や流量を変えることができるので、エンジン駆動に適している。油圧ポンプ７２はその傾転方向と傾転量を変えるためのレギュレータ７８を備えている。

[0068] また、コントローラ７３は、ポンプ傾転制御部７３ａとフラッシング弁制御部７３ｂとを有している。ポンプ傾転制御部７３ａは、操作レバー装置９１からの油圧シリンダ１１の動作（移動方向と速度）を指示する操作指令信号９２を入力し、この操作指令信号９２（操作レバー装置９１の指示）に基づいて両傾転型の油圧ポンプ７２の傾転方向と傾転角の制御指令値を演算して対応する制御信号７７を油圧ポンプ７２のレギュレータ７８に出力し、油圧ポンプ７２の傾転を制御する。これによりコントローラ７３は、操作レバー装置９１の指示に基づいて油圧ポンプ７２の吐出方向と吐出流量を制御する。フラッシング弁制御部７３ｂは、操作指令信号９２と管路１７及び管路１８に設けられた圧力センサ９３、９４の検出圧力信号２１、２２を入力し、これらの入力信号（操作レバー装置９１の指示と管路１７及び管路１８の圧力）とポンプ傾転制御部７３ａで演算した油圧ポンプ７２の傾転角（油圧ポンプ７２の吐出流量に関連する物理量）に基づいてフラッシング弁１６のＯＮ／ＯＦＦ指令値を演算して対応する制御信号２３を出力し、フラッシング弁１６の切換位置を制御する。

- [0069] 図 17 は、コントローラ 73 におけるポンプ傾転制御部 73a とフラッシング弁制御部 73b の処理内容の詳細を示す図である。
- [0070] ポンプ傾転制御部 73a は、ポンプ傾転方向／傾転角演算部 73a-1 及び出力部 73a-2 の各機能を有している。
- [0071] ポンプ傾転方向／傾転角演算部 73a-1 は、操作レバー装置 91 からの油圧シリンダ 11 の動作（移動方向と速度）を指示する操作指令信号 92 に基づいて油圧ポンプ 72 の傾転方向と傾転角の制御指令値を演算し、出力部 73a-2 はその制御指令値に対応する制御信号を油圧ポンプ 72 のレギュレータ 78 に出力する。
- [0072] フラッシング弁制御部 73b は、低圧側判定部 73b-1、補正圧力演算部 73b-2、圧力大小判定部 73b-3、制御信号演算部 73b-4、出力部 73b-5 の各機能を有している。これら各部の機能は、補正圧力演算部 73b-2 を除いて、図 2 に示した実施例 1 のものと実質的に同じである。
- [0073] 補正圧力演算部 73b-2 においては、電動機制御部 22a で演算した電動機 12 の回転速度に代え、ポンプ傾転制御部 73a で演算した油圧ポンプ 72 の傾転角（油圧ポンプ 72 の吐出流量に関連する物理量）を用い、この傾転角によって変化する可変値として制御パラメータを求め、この制御パラメータを低圧側の管路の圧力に加算して補正圧力を算出する。また、補正圧力演算部 73b-2 では、図 14 に示した電動機速度と制御パラメータ P_s との関係と同様に、ポンプ傾転角と制御パラメータ P_s の関係をマップもしくは近似式で求め、その関係を用いて図 14 の場合と同様に傾転角によって変化する可変値としての制御パラメータを演算する。
- [0074] もし、エンジン 71 の回転速度の変動による両傾転ポンプ 72 の吐出流量の変動が大きい場合は、補正圧力演算部 73b-2 にエンジン 71 の回転速度も与えて、その値を用いてポンプ吐出流量を計算し、ポンプ吐出流量から制御パラメータ P_s をマップもしくは近似式で求めればよい。
- [0075] 補正圧力演算部 73b-2、圧力大小判定部 73b-3、制御信号演算部

73b-4、出力部73b-5において、求めた制御パラメータ P_s を加算して圧力判定を行い、フラッシング弁16に制御信号23を与える点は、これまでの実施例と同じである。

[0076] また、図1の実施例において図13を用いて説明したのと同様、制御側圧力室が切り換わる負荷反転が起きたときの油圧シリンダ11の速度低下を防止するため、負荷が反転するタイミングで油圧ポンプ72の傾転角を増加させて油圧ポンプ72の吐出流量を増加させるものに本実施例を適用してもよく、これにより負荷が反転した後も油圧シリンダ11の速度を一定とすることができ、油圧シリンダ11の操作性を向上させることができる。このときの油圧ポンプ72の傾転角は、油圧シリンダ11の移動方向を考慮して、ヘッド側圧力室24とロッド側圧力室25の受圧面積から換算すればよい。この制御は、ポンプ傾転方向／傾転角演算部73a-1において行うことができる。負荷が反転したかどうかは圧力大小判定部73b-3における判定結果から知ることができる。

[0077] このように、駆動源がエンジン71の場合でも、本実施例の構成とすることで、フラッシング弁16の動作を安定させ、油圧シリンダ11の操作性を向上させることができる。

実施例 4

[0078] 本実施例では、油圧閉回路システムに片ロッド型の油圧シリンダを用いたときの更に他の実施例について説明する。

[0079] 図18は、本実施例の油圧閉回路システム80を示す図である。なお、図18の油圧閉回路システム80のうち、既に説明した図に示された同一の符号を付された構成と、同一の機能を有する部分については、説明を省略する。

[0080] 本実施例において、図1の油圧閉回路システム10と異なる点は、フラッシング弁16の出力ポートをチャージ回路32ではなく、タンク回路81に接続したことである。タンク回路81は低圧リリーフ弁82を備え、フラッシング弁16の出力ポートは低圧リリーフ弁82を介してタンク30に接続

されている。フラッシング弁 16 が位置 16 a 又は 16 c に切り換わって、出力ポートの圧力が低圧リリーフ弁 82 の設定圧以上になると低圧リリーフ弁 82 が開弁し、低圧側回路からタンク 30 へ作動油が排出される。

[0081] 本実施例では、フラッシング弁 16 は低圧側回路からの余剰流量の排出のみを行い、不足流量の供給は行わない。低圧側回路の不足流量は逆止弁 26、27 を介してチャージ回路 32 から供給される。

[0082] フラッシング弁 16 がコントローラ 22 からの制御信号 23 によって切り換えられることは、実施例 1 と同じである。

[0083] このように、フラッシング弁 16 が低圧側回路からの余剰流量の排出のみを行う場合でも、フラッシング弁 16 をコントローラ 22 からの制御信号 23 に切り換えることで、フラッシング弁 16 の動作を安定させ、油圧シリンダ 11 の操作性を向上させることができる。

符号の説明

- [0084] 10 油圧閉回路システム
- 11 片ロッド型の油圧シリンダ
 - 12 電動機
 - 13 両回転型の油圧ポンプ
 - 15 制御信号
 - 16 フラッシング弁
 - 17, 18 管路
 - 20, 21 検出圧力信号
 - 22 コントローラ
 - 22a 電動機制御部
 - 22a-1 電動機回転方向／速度演算部
 - 22a-2 出力部
 - 22b フラッシング弁制御部
 - 22b-1 低圧側判定部
 - 22b-2 補正圧力演算部

- 2 2 b - 3 圧力大小判定部
- 2 2 b - 4 制御信号演算部
- 2 2 b - 5 出力部
- 2 3 制御信号
- 2 4 油圧シリンダのヘッド側圧力室
- 2 5 油圧シリンダのロッド側圧力室
- 2 6, 2 7 逆止弁
- 2 8 チャージポンプ
- 2 9 リリーフ弁
- 3 0 タンク
- 3 2 チャージ回路
- 3 4, 3 5 リリーフ弁
- 5 0 油圧ショベル
- 5 1 ブーム
- 5 2 アーム
- 5 3 バケット
- 6 0 油圧閉回路システム
- 6 1 フィルタ
- 7 0 油圧閉回路システム
- 7 1 エンジン（原動機）
- 7 2 両傾転ポンプ
- 7 3 コントローラ
- 7 3 a ポンプ傾転制御部
- 7 3 b フラッシング弁制御部
- 7 8 レギュレータ
- 8 0 油圧回路システム
- 8 1 タンク回路
- 8 2 低圧リリーフ弁

- 9 1 操作レバー装置
- 9 2 操作指令信号
- 9 3, 9 4 圧力センサ

請求の範囲

[請求項1]

原動機と、この原動機により駆動される両方向に圧油を吐出できる油圧ポンプと、前記油圧ポンプに第1及び第2の管路を介して接続された片ロッド型の油圧シリンダと、タンクと、前記第1及び第2の管路と前記タンクとの間に接続され、前記第1及び第2の管路の低圧側の管路の流量の過不足を調整するフラッシング弁とを備えた油圧閉回路システムにおいて、

前記第1及び第2の管路の低圧側の管路の圧力に所定の制御パラメータを加算し、この制御パラメータを加算した補正圧力と前記第1及び第2の管路の高圧側の管路の圧力との大小の比較を行い、前記補正圧力と前記高圧側の管路の圧力の大小が逆転したときに、前記低圧側の管路の流量の過不足を調整するよう前記フラッシング弁を切り換える制御装置を備えることを特徴とする油圧閉回路システム。

[請求項2]

原動機と、この原動機により駆動される両方向に圧油を吐出できる油圧ポンプと、前記油圧ポンプに第1及び第2の管路を介して接続された片ロッド型の油圧シリンダと、タンクと、前記第1及び第2の管路と前記タンクとの間に接続され、前記第1及び第2の管路の低圧側の管路の流量の過不足を調整するフラッシング弁とを備えた油圧閉回路システムにおいて、

前記第1及び第2の管路の低圧側の管路の圧力に所定の制御パラメータを加算し、この制御パラメータを加算した補正圧力と前記第1及び第2の管路の高圧側の管路の圧力との大小の比較を行い、前記補正圧力と前記高圧側の管路の圧力の大小が逆転したときに、前記油圧シリンダの速度が一定となるよう前記油圧ポンプの吐出流量を増加させるとともに、前記低圧側の管路の流量の過不足を調整するよう前記フラッシング弁を切り換える制御装置を備えることを特徴とする油圧閉回路システム。

[請求項3]

前記油圧シリンダの動作を指示する操作装置を更に備え、

前記制御装置は、前記操作装置の指示に基づいて前記油圧ポンプの吐出流量と吐出方向を制御し、かつ前記操作装置が前記油圧シリンダの動作の開始或いは動作方向の変更を指示するとき、前記第 1 及び第 2 の管路のいずれに所定の制御パラメータを加算するかを判断することを特徴とする請求項 1 又は 2 記載の油圧閉回路システム。

[請求項4] 前記制御装置は、前記油圧ポンプの吐出流量或いは前記油圧ポンプの吐出流量に関連する物理量によって変化する可変値として前記制御パラメータを求めることを特徴とする請求項 1 から 3 のいずれかに記載の油圧閉回路システム。

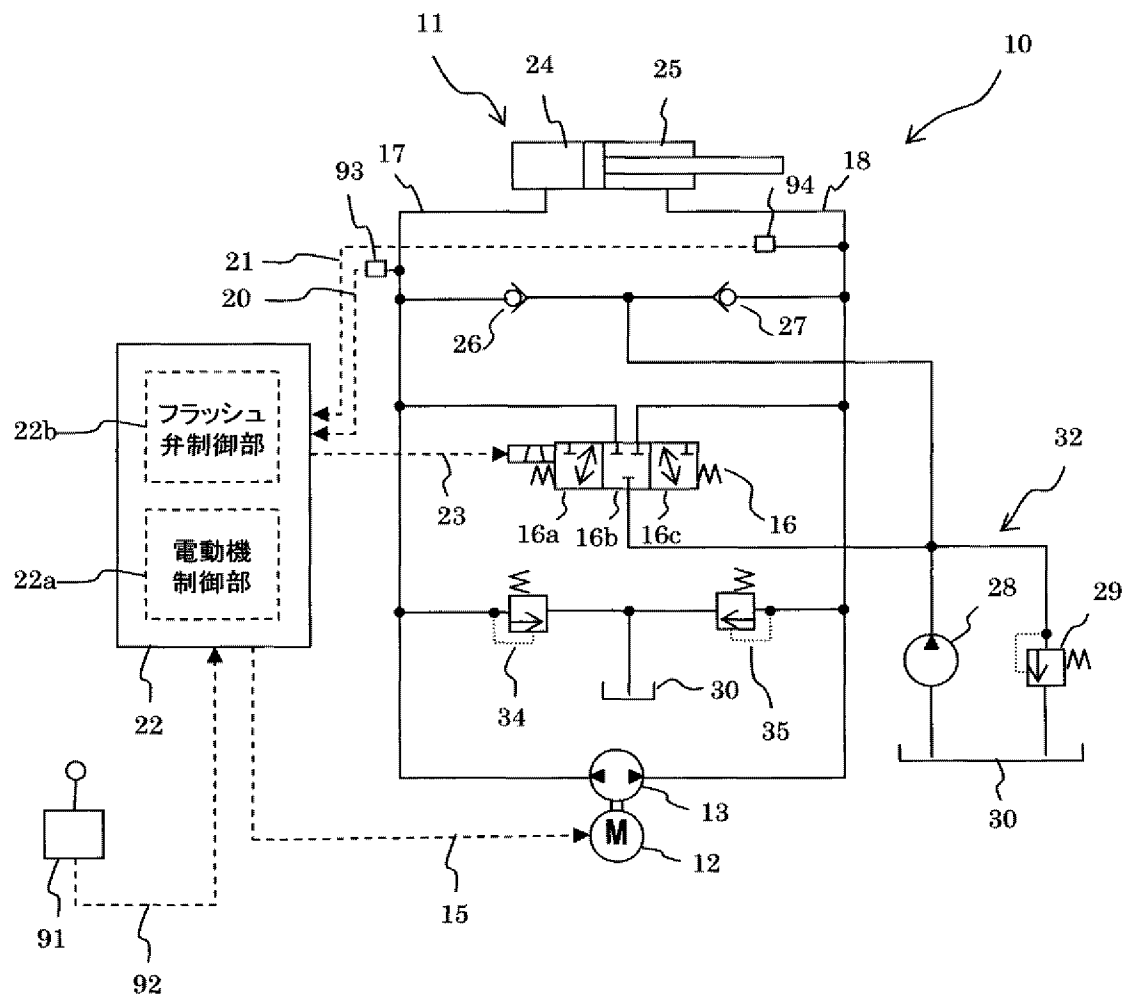
[請求項5] 前記制御装置は、前記油圧ポンプの吐出流量或いは前記油圧ポンプの吐出流量に関連する物理量に関するマップ或いは近似式から前記制御パラメータを求めることを特徴とする請求項 1 から 4 のいずれかに記載の油圧閉回路システム。

[請求項6] 前記制御装置は、前記油圧ポンプの吐出流量或いは前記油圧ポンプの吐出流量に関連する物理量が所定の値を超えるまでは、前記制御パラメータの値を零とすることを特徴とする請求項 1 から 5 のいずれかに記載の油圧閉回路システム。

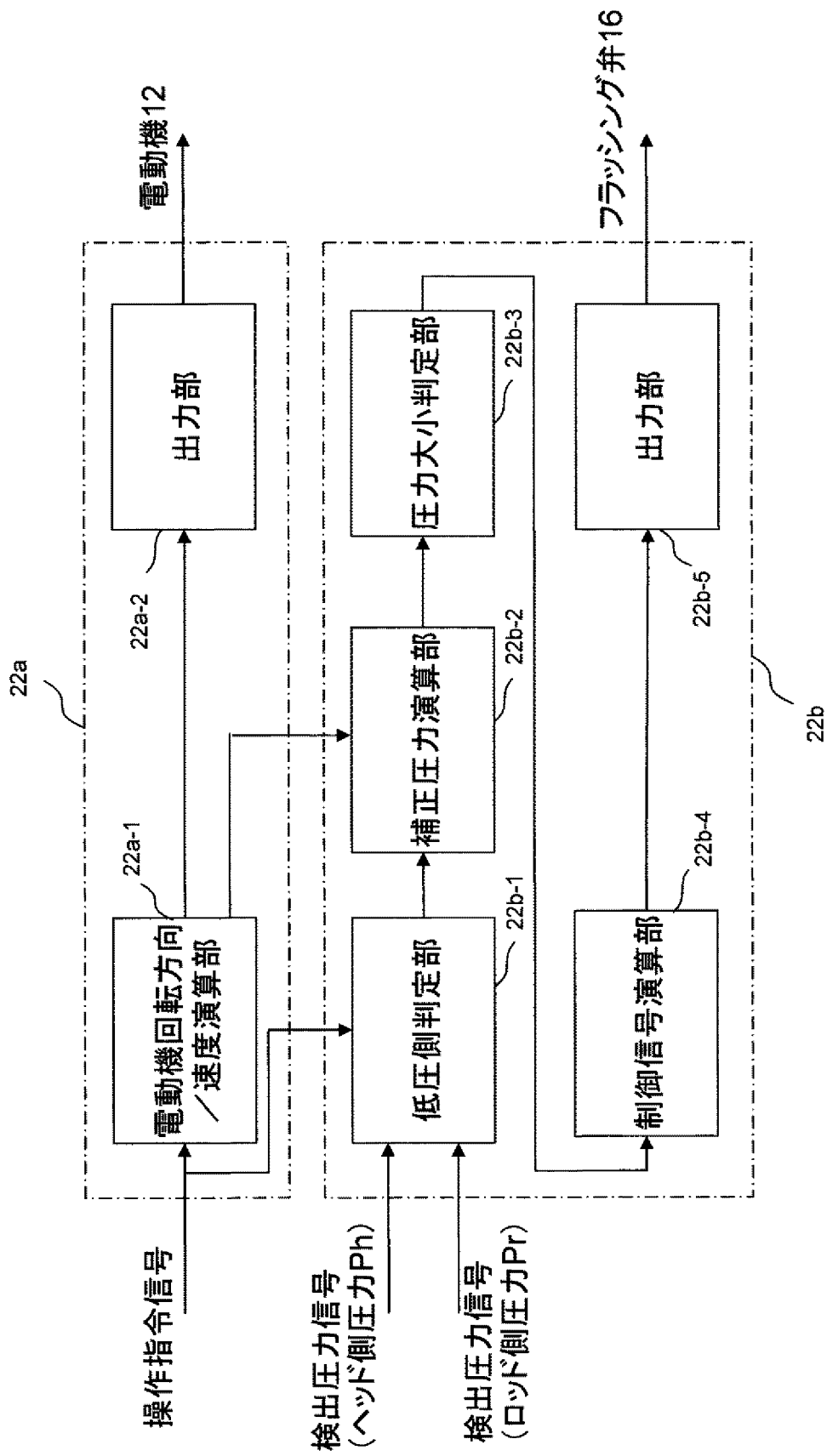
[請求項7] 前記原動機が電動機であり、前記油圧ポンプが固定容量型のポンプであることを特徴とする請求項 1 から 6 のいずれかに記載の油圧閉回路システム。

[請求項8] 前記原動機がディーゼルエンジンであり、前記油圧ポンプが両傾転型のポンプであることを特徴とする請求項 1 から 6 のいずれかに記載の油圧閉回路システム。

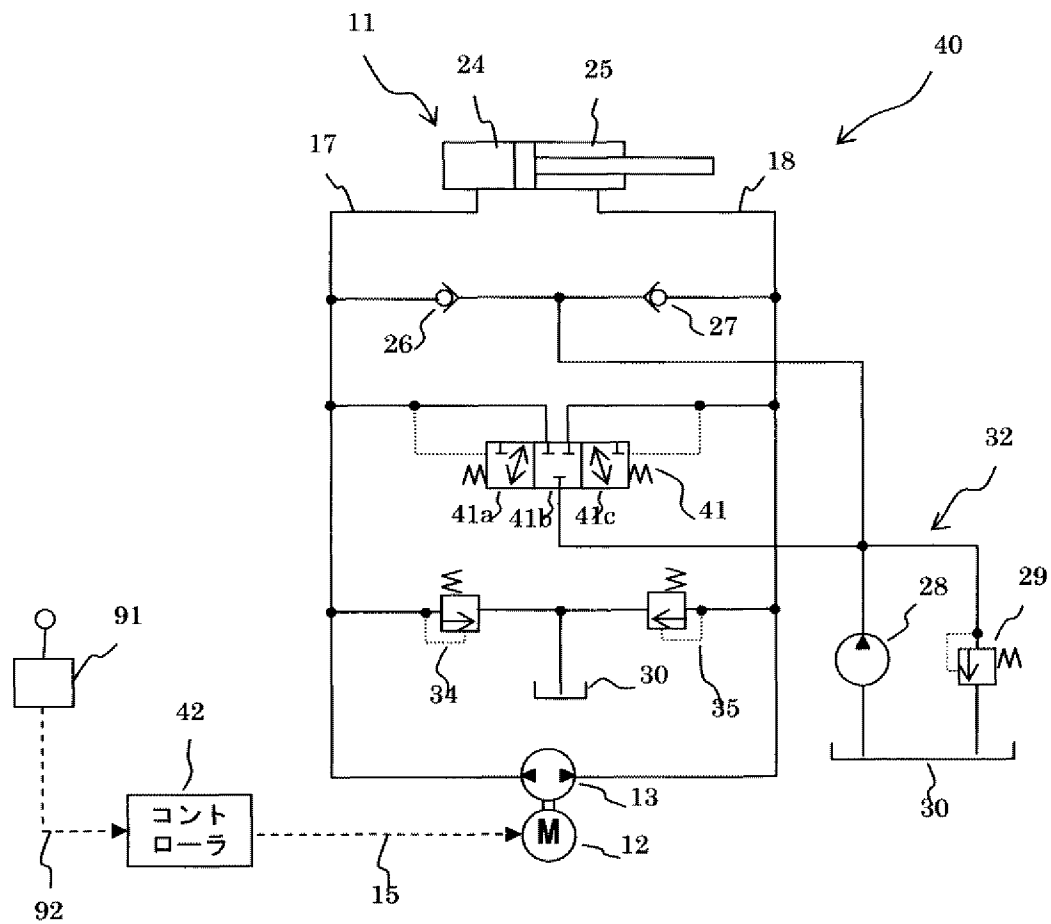
[図1]



[図2]

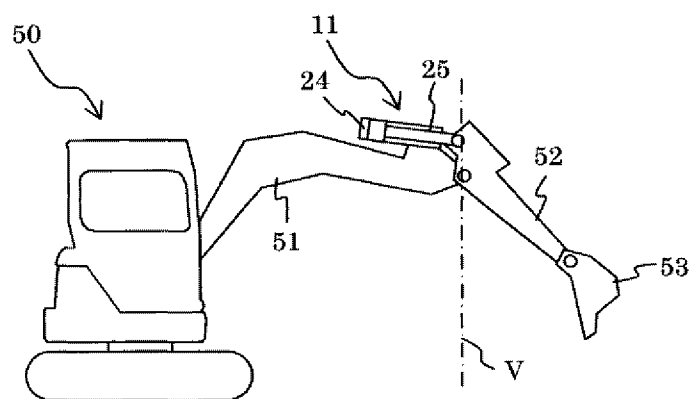


[図3]

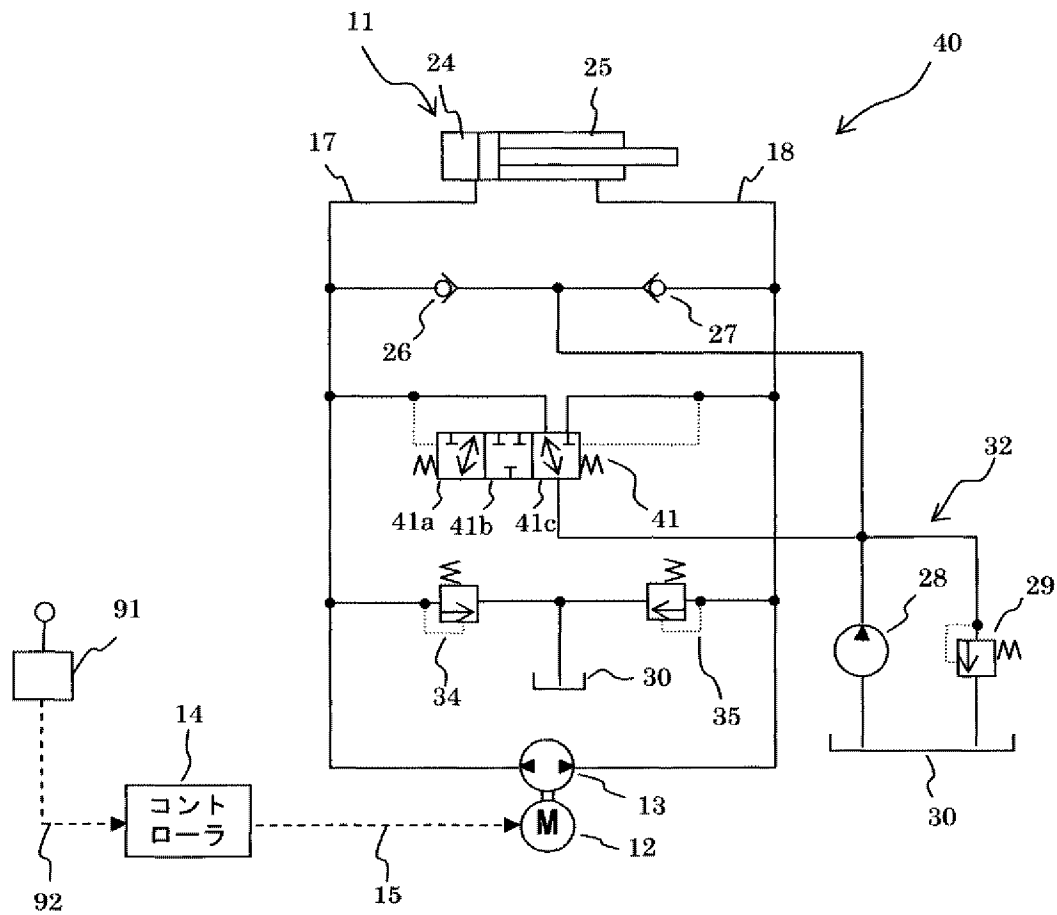


従来技術

[図4]

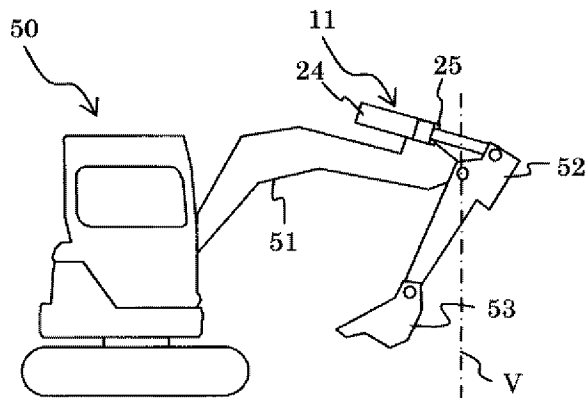


[図5]

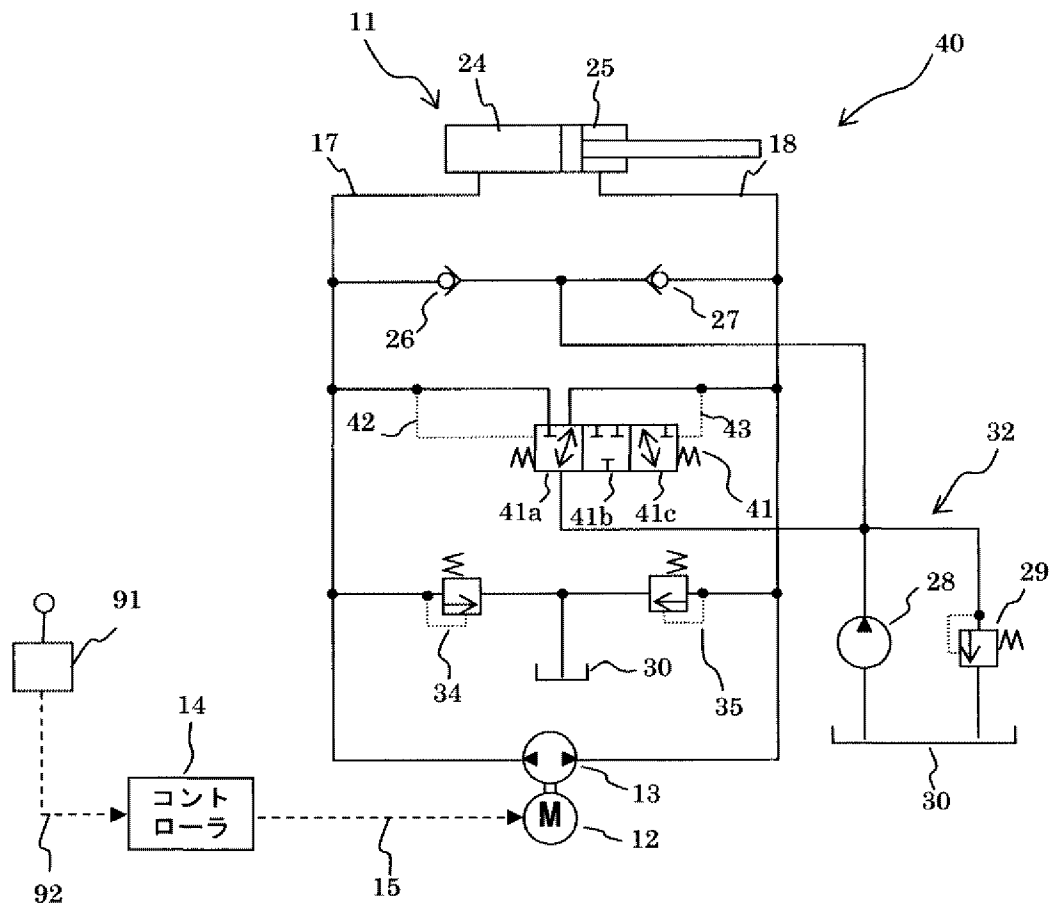


従来技術

[図6]

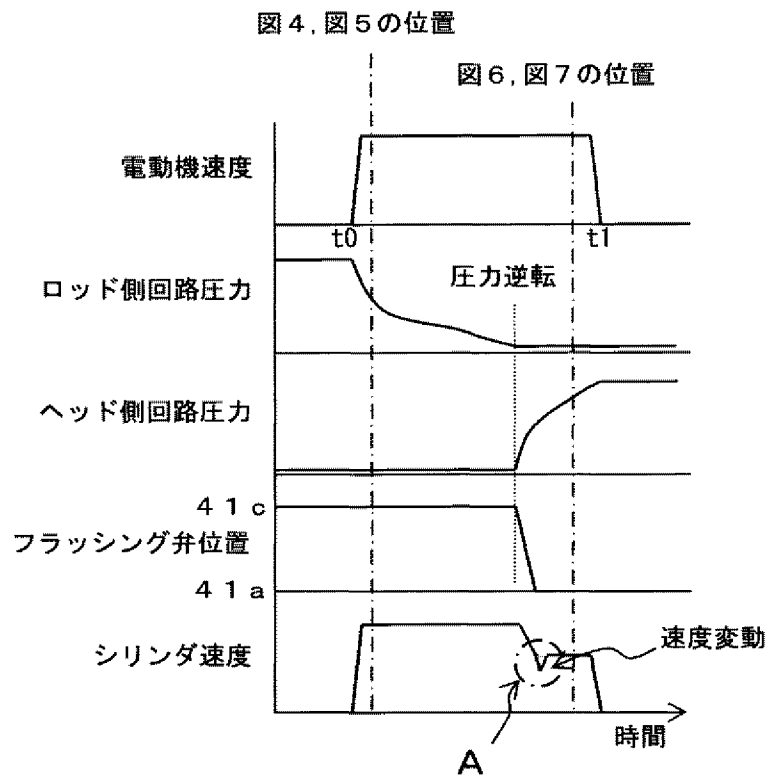


[図7]



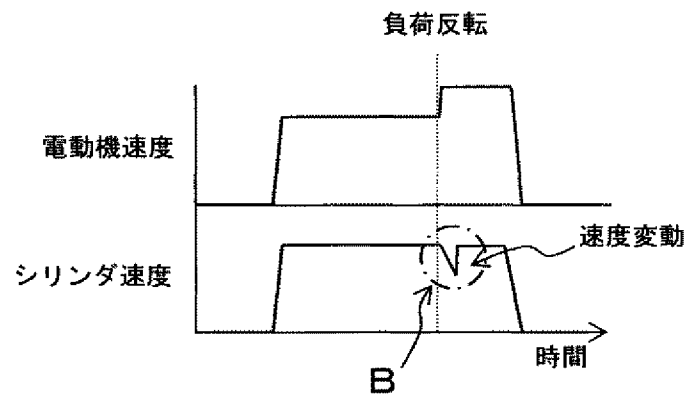
従来技術

[図8]

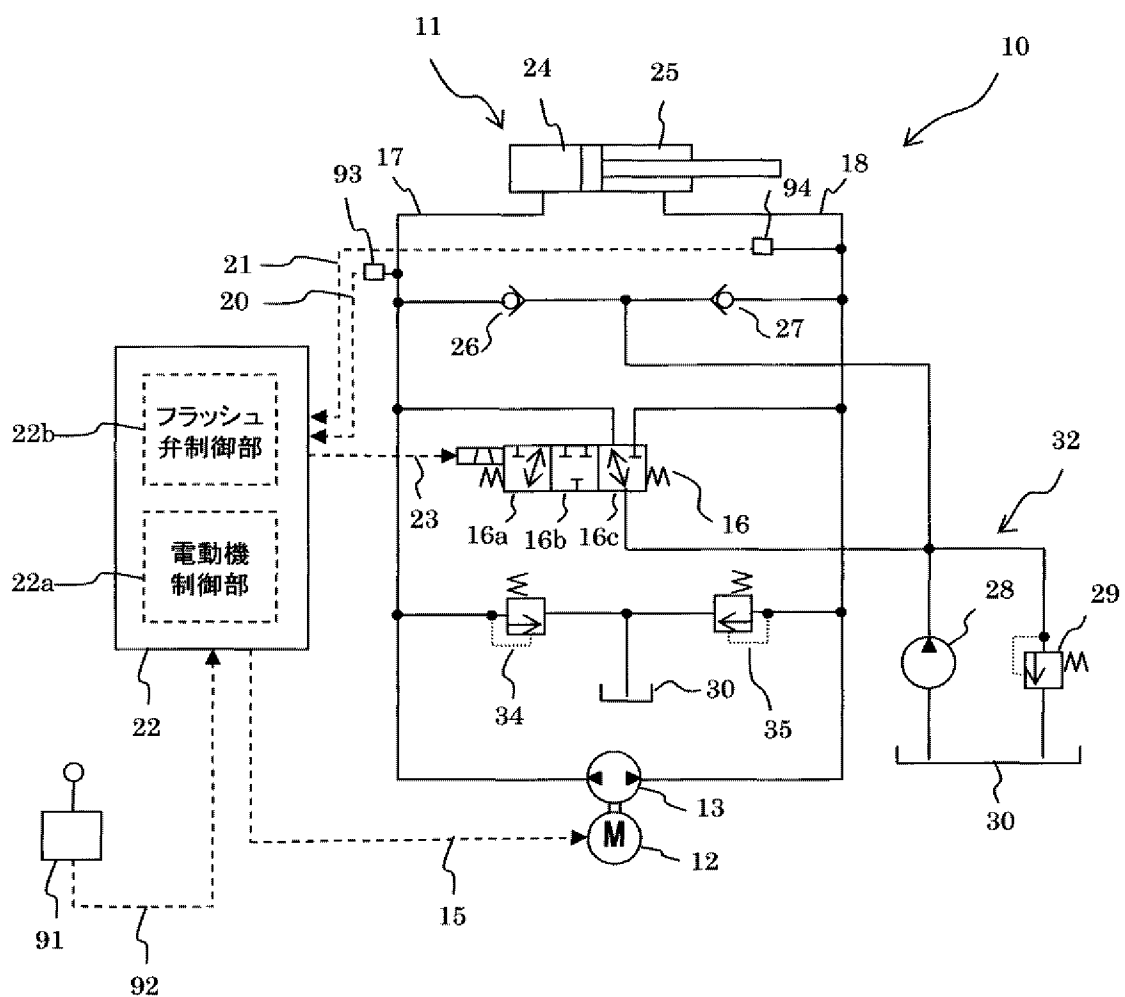


従来技術

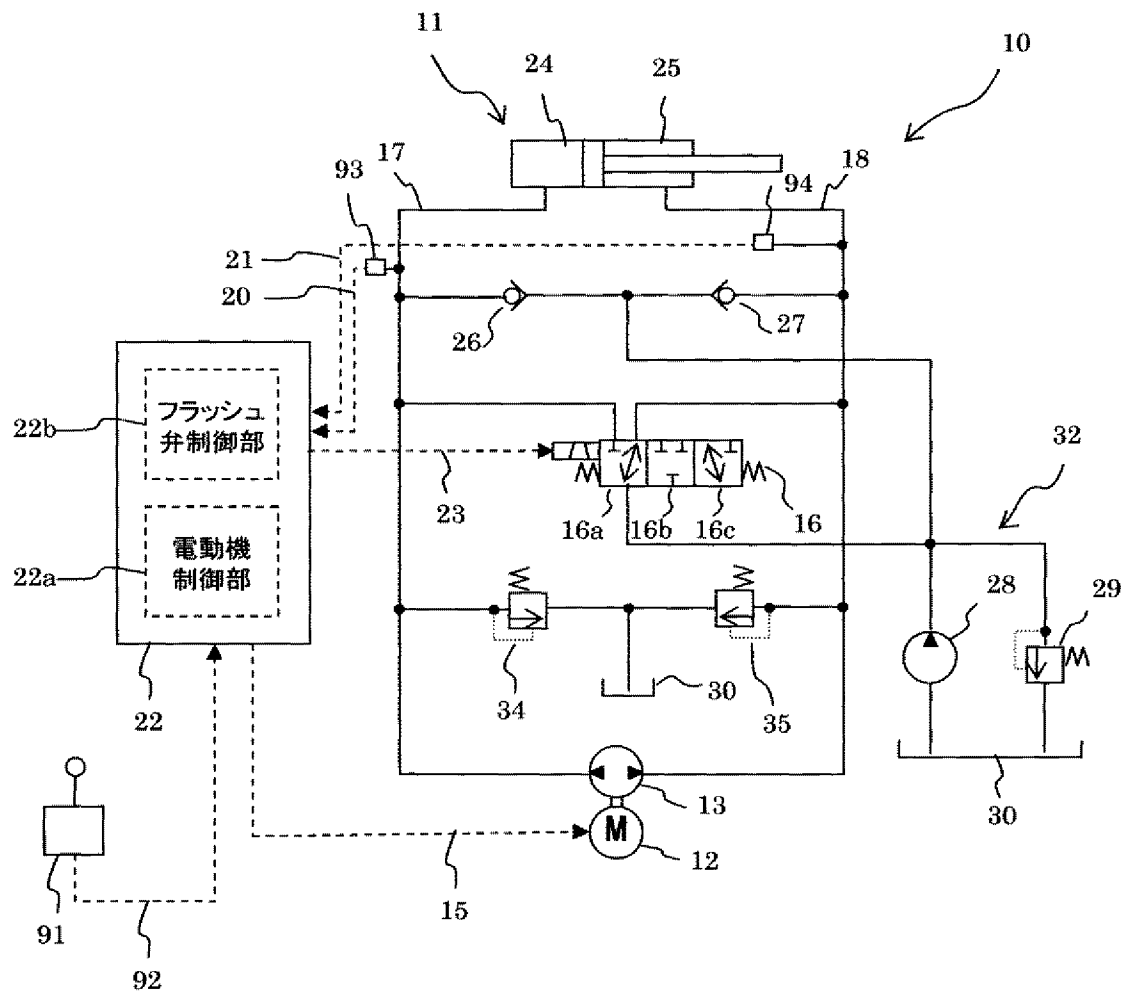
[図9]



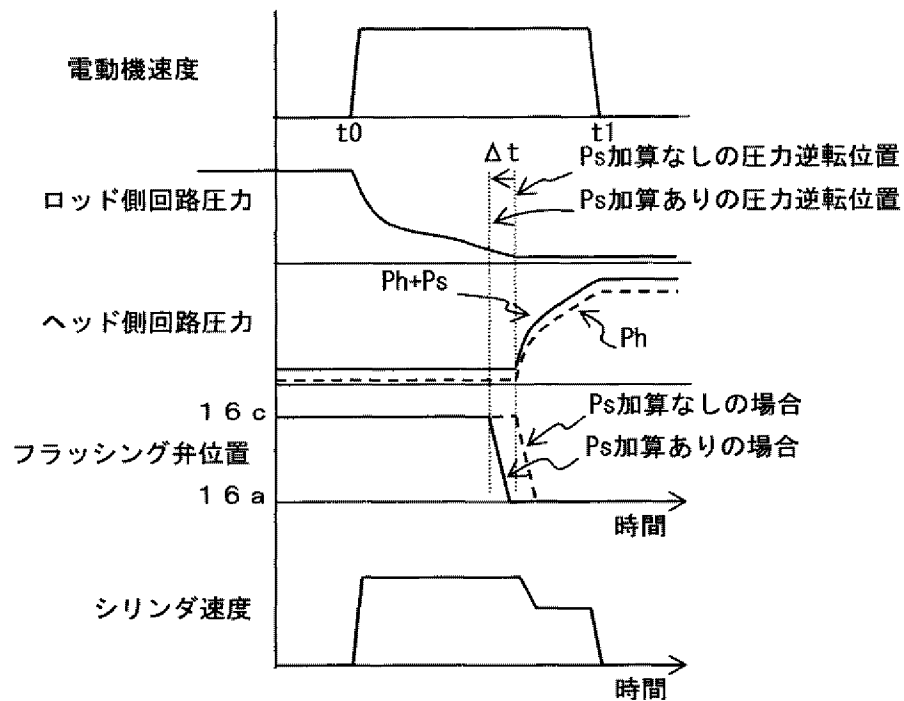
従来技術



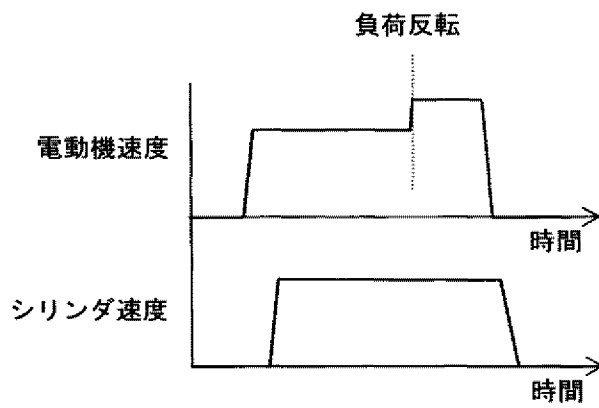
[図11]



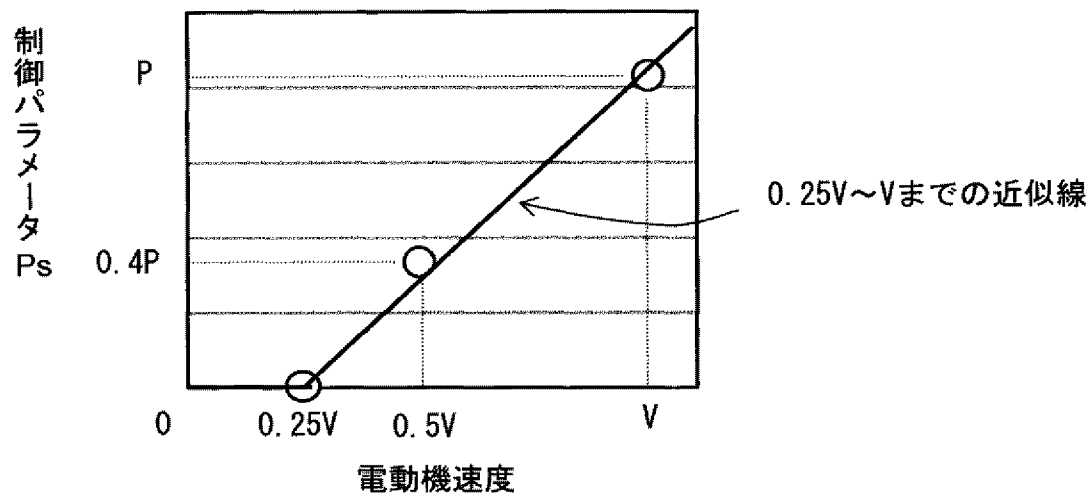
[図12]



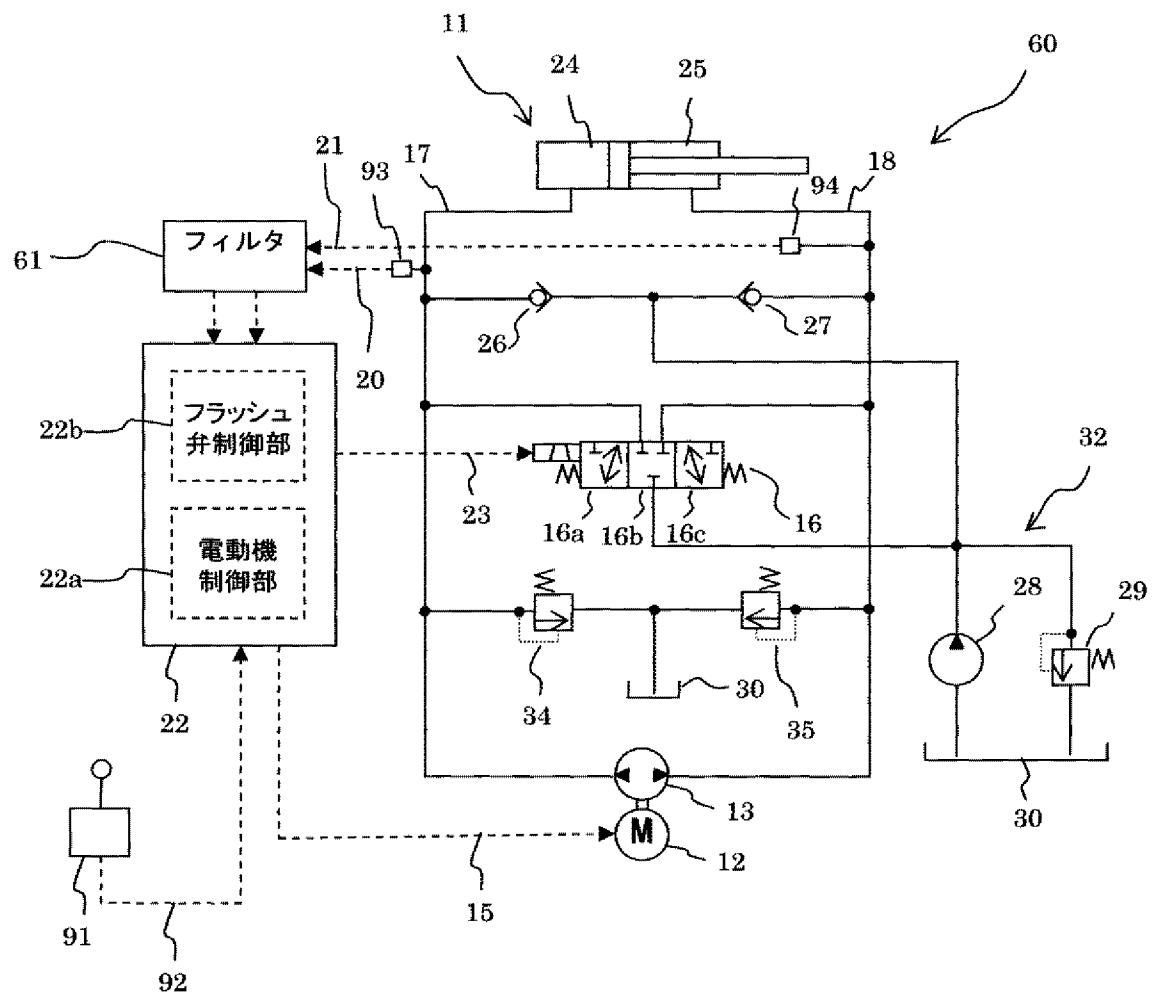
[図13]



[図14]

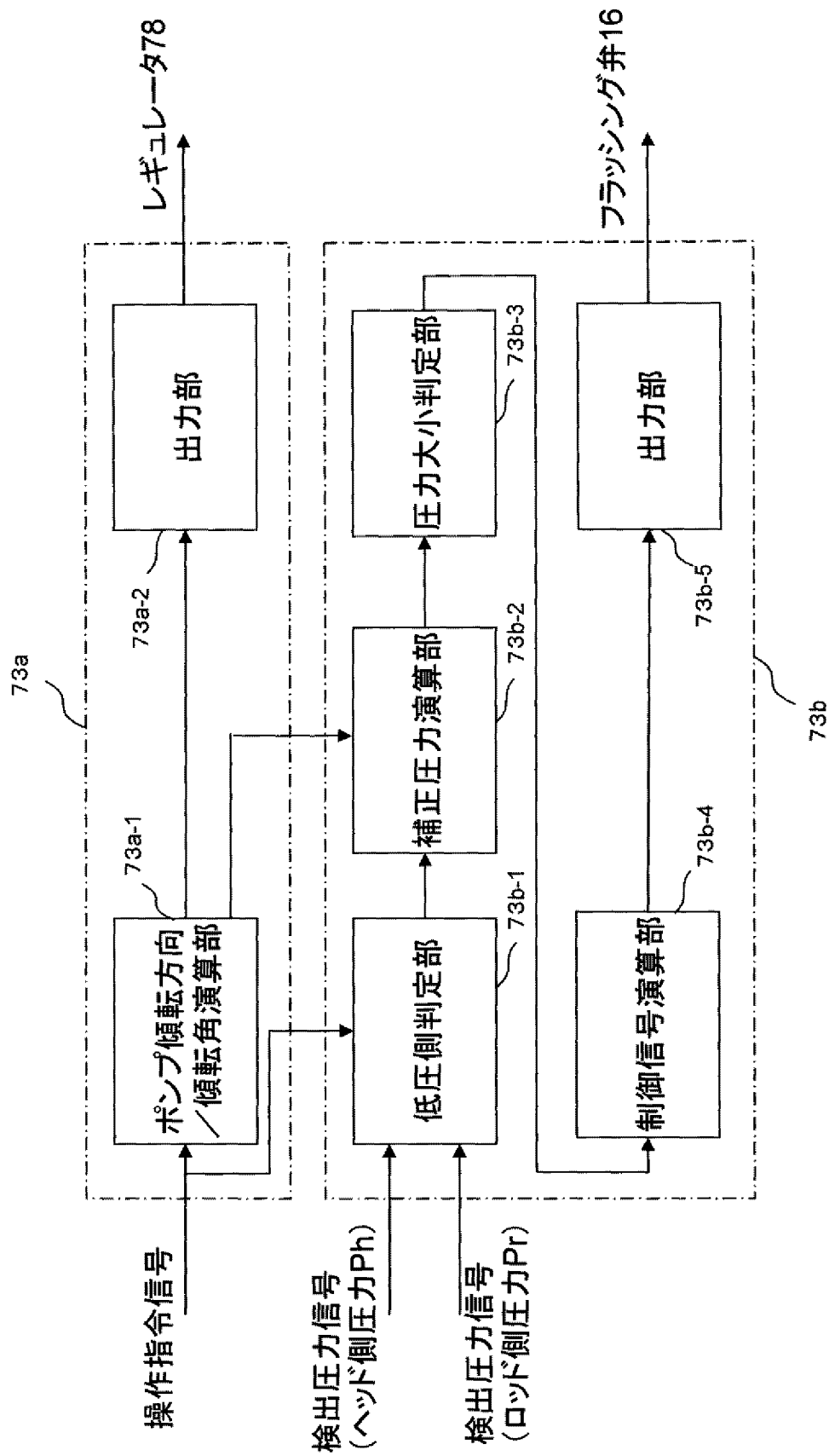


[図15]



The schematic diagram illustrates a pump control system 70. At the top, a pump assembly 11 includes components 24, 25, 94, and 18. Below it, a main circuit board contains several electronic components: a microcontroller or sensor unit 17, a switch or relay 21, a diode 26, another diode 27, a three-phase motor 16 with windings 16a, 16b, and 16c, and two relays 34 and 35. A ground connection 30 is shown. To the left, a control unit 73 is divided into a 'Flash Control Unit' (フラッシュ弁制御部) labeled 22b and a 'Pump Inverter Control Unit' (ポンプ傾転制御部) labeled 73a. The Flash Control Unit 22b is connected via dashed lines to components 21, 17, and 93. The Pump Inverter Control Unit 73a is connected via dashed lines to a terminal 91, a component 92, and a sensor/actuator 72. The sensor/actuator 72 is further connected to a component 78 and a power source 71. On the right side, there is a lamp indicator 28 and a solenoid valve 29, both connected to the main circuit and grounded at 30.

[図17]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/051788

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F15B11/08 (2006.01) i, E02F9/22 (2006.01) i, 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/

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 60-139902 A (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 24 July 1985 (24.07.1985), entire text; fig. 2 (Family: none)	1, 2
A	JP 60-81502 A (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 09 May 1985 (09.05.1985), entire text; fig. 3 to 5 (Family: none)	1, 2
A	JP 4-290604 A (Hitachi, Ltd.), 15 October 1992 (15.10.1992), paragraphs [0018] to [0023]; fig. 2, 3 (Family: none)	1, 2

☒ 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
05 February, 2013 (05.02.13)Date of mailing of the international search report
19 February, 2013 (19.02.13)Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/051788

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 2002-21807 A (Kobelco Construction Machinery Co., Ltd.), 23 January 2002 (23.01.2002), entire text; fig. 2 & WO 2002/004820 A1	1, 2, 6

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F15B11/08(2006.01)i, E02F9/22(2006.01)i, 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（I P C））

Int.Cl. F15B11/

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	1 9 2 2 - 1 9 9 6 年
日本国公開実用新案公報	1 9 7 1 - 2 0 1 3 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 3 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 3 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 60-139902 A（日立建機株式会社）1985.07.24, 全文、第2図（ファミリーなし）	1, 2
A	JP 60-81502 A（日立建機株式会社）1985.05.09, 全文、第3-5図（ファミリーなし）	1, 2
A	JP 4-290604 A（株式会社日立製作所）1992.10.15, 【0018】-【0023】、図2, 3（ファミリーなし）	1, 2

☒ 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

0 5 . 0 2 . 2 0 1 3

国際調査報告の発送日

1 9 . 0 2 . 2 0 1 3

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（I S A / 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）

北村 一

30

3734

電話番号 03-3581-1101 内線 3358

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 2002-21807 A (コベルコ建機株式会社) 2002.01.23, 全文、図2 & WO 2002/004820 A1	1, 2, 6