

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6476074号
(P6476074)

(45) 発行日 平成31年2月27日(2019.2.27)

(24) 登録日 平成31年2月8日(2019.2.8)

(51) Int.Cl.

F 1

F 1 5 B 11/08 (2006.01)

F 1 5 B 11/08

C

請求項の数 5 (全 23 頁)

(21) 出願番号 特願2015-112851 (P2015-112851)
 (22) 出願日 平成27年6月3日(2015.6.3)
 (65) 公開番号 特開2016-223601 (P2016-223601A)
 (43) 公開日 平成28年12月28日(2016.12.28)
 審査請求日 平成30年2月13日(2018.2.13)

(73) 特許権者 000005522
 日立建機株式会社
 東京都台東区東上野二丁目16番1号
 (74) 代理人 110001829
 特許業務法人開知国際特許事務所
 (72) 発明者 清水 自由理
 東京都千代田区丸の内一丁目6番6号
 株式会社日立製作所
 内
 (72) 発明者 齋藤 哲平
 東京都千代田区丸の内一丁目6番6号
 株式会社日立製作所
 内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 作業機械

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

吐出する作動油の流量と方向を制御する流量調整手段を有する一の油圧ポンプと、前記作動油により駆動され、作業装置を駆動する片ロッド油圧シリンダと、前記一の油圧ポンプと前記片ロッド油圧シリンダとを前記作動油が流れる流路で閉回路状に接続した油圧閉回路と、

前記作動油を吐出する他の油圧ポンプと、前記他の油圧ポンプの吐出流路に接続されるリリーフ弁と、前記油圧閉回路のうちの前記片ロッド油圧シリンダのヘッド側油室に接続される第1流路と、前記他の油圧ポンプの吐出流路から前記第1流路に前記作動油を供給可能に接続する第1チェック弁と、前記油圧閉回路のうちの前記片ロッド油圧シリンダのロッド側油室に接続される第2流路と、前記他の油圧ポンプの吐出流路から前記第2流路に前記作動油を供給可能に接続する第2チェック弁と、前記リリーフ弁を介してタンクに接続される第3流路と、フラッシング弁とを備えた作業機械であって、

前記フラッシング弁は、前記第1流路と前記第2流路と前記第3流路とに接続された弁本体と、前記弁本体の内部で配置される位置によって、前記第1流路と前記第3流路を接続するか、前記第2流路と前記第3流路を接続するか、前記第1流路と前記第2流路と前記第3流路の間を遮断するかを選択可能とするスプールと、

前記弁本体の内部に設けられ前記第1流路からの前記作動油が流入する第1液室と、前記第1液室に流入した前記作動油を押圧し、前記第1液室の油圧により前記スプールを前記第2流路と前記第3流路が接続する位置に移動させる第1ピストンと、

10

20

前記弁本体の内部に設けられ前記第 2 流路からの前記作動油が流入する第 2 液室と、前記第 2 液室に流入した前記作動油を押圧し、前記第 2 液室の油圧により前記スプールを前記第 1 流路と前記第 3 流路が接続する位置に移動させる第 2 ピストンとを備えた

ことを特徴とする作業機械。

【請求項 2】

請求項 1 に記載の作業機械において、

前記第 1 ピストンの受圧部の面積が前記第 2 ピストンの受圧部の面積より大きい

ことを特徴とする作業機械。

【請求項 3】

請求項 2 に記載の作業機械において、

前記第 1 ピストンの受圧部の面積と前記第 2 ピストンの受圧部の面積の比率を、前記片ロッド油圧シリンダのヘッド側油室の受圧部の面積とロッド側油室の受圧部の面積の比率と等しくなるように設定した

ことを特徴とする作業機械。

【請求項 4】

請求項 3 に記載の作業機械において、

前記フラッシング弁は、前記スプールを前記第 1 流路と前記第 2 流路と前記第 3 流路が遮断する位置に維持する力を発生させるばねを備え、

前記ばねの設定荷重を、前記第 1 液室に前記リリーフ弁のリリーフ設定圧が作用する場合に前記第 1 ピストンに発生する第 1 の荷重から

前記第 2 液室に前記リリーフ弁のリリーフ設定圧が作用する場合に前記第 2 ピストンに発生する第 2 の荷重を減算して算出した値以上とした

ことを特徴とする作業機械。

【請求項 5】

請求項 1 に記載の作業機械において、

前記フラッシング弁は、それぞれの受圧部の面積が同一である第 1 ピストンと第 2 ピストンと、前記スプールを前記第 1 流路と前記第 2 流路と前記第 3 流路が遮断する位置に維持する力を発生させるばねとを備え、

前記ばねの設定荷重を、前記片ロッド油圧シリンダのヘッド側油室の受圧面積をロッド側油室の受圧面積で除算した値から 1 を減算した値に、

前記第 1 液室に前記リリーフ弁のリリーフ設定圧が作用する場合に前記第 1 ピストンに発生する荷重を乗算して算出した値以上とした

ことを特徴とする作業機械。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、作業機械に係り、更に詳しくは油圧ショベルなどの油圧駆動制御装置を備えた作業機械に関する。

【背景技術】

【0002】

近年、油圧ショベルなどの作業機械において、油圧シリンダなどの油圧アクチュエータを駆動させる油圧回路内の絞り要素を減らし燃料消費率を低減する為に、油圧ポンプなどの油圧駆動源から作動油を油圧アクチュエータへ送り、油圧アクチュエータで仕事を行った作動油をタンクに戻さず油圧ポンプへ戻すように接続した油圧回路（以下、閉回路という）の開発が進められている。

【0003】

本技術分野の背景技術として、特開昭 59 - 208205 号公報（特許文献 1）がある。この公報には、油圧閉回路内の余剰流量を排出するフラッシング弁において、接続先を選択するスプールを駆動させる力を発生させるための、片ロッドシリンダのロッド側の流路に接続された第 1 受圧部とヘッド側の流路に接続された第 2 受圧部を備え、第 2 受圧部の

10

20

30

40

50

受圧面積を第1受圧部の面積より大きく設定したものが記載されている。

【0004】

このようなフラッシング弁を備えることにより、片ロッドシリンダ内の圧力バランスが瞬間的に変動する場合でもフラッシング弁の切り換わりが安定化し、片ロッドシリンダを滑らかに駆動させることができる。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0005】

【特許文献1】特開昭59-208205号公報

【発明の概要】

10

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

一般に、フラッシング弁は、油圧閉回路の応答性を上げるため、アクチュエータの負荷方向が反転する時、特に無負荷状態になると、全てのポートの接続を遮断する。片ロッドシリンダが無負荷状態では、ヘッド室受圧部の面積がロッド室受圧部の面積より大きいいため、ヘッド室圧よりロッド室圧が高くなる。

【0007】

特許文献1には、フラッシング弁の第1受圧部と第2受圧部の面積比を、片ロッドシリンダのヘッド室受圧部とロッド室受圧部の面積比と同じになるように形成したフラッシング弁が示されている。この場合、片ロッドシリンダのロッド室圧とヘッド室圧が釣り合っている状態において、フラッシング弁のスプールに第1受圧部からかかる力と第2受圧部からかかる力が釣り合う。また、このときに、全てのポートの接続を遮断する位置にスプールを維持するためのばねが備えられている。

20

【0008】

なお、フラッシング弁の第1受圧部と第2受圧部の面積比と、片ロッドシリンダのヘッド室受圧部とロッド室受圧部の面積比に誤差がある場合には、片ロッドシリンダが無負荷状態において、フラッシング弁のスプールを駆動させる力が発生する。このとき、フラッシング弁の全ポートを遮断する位置にスプールを保つためには、面積比の誤差により生じる力を、ばねをセットする際に与えるプリロードで抑制する必要がある。

【0009】

30

ところで、作業機械である油圧ショベルは、ロッド室とヘッド室の受圧面積比が異なる複数種類の片ロッドシリンダを搭載している。このため、特許文献1に記載されたフラッシング弁を油圧ショベルに適用すると、複数種類の片ロッドシリンダ毎にフラッシング弁を用意する必要があるので、部品が共通化できずコストが上昇するという問題がある。

【0010】

また、フラッシング弁を通過する圧油流量を増加するためには、スプールの直径を大きくする必要があるが、これに伴い第1受圧部と第2受圧部の面積も拡大する。第1受圧部と第2受圧部の面積が拡大すると、片ロッドシリンダの無負荷状態における面積比の誤差により生じる力も大きくなるので、上述したばねのプリロードも大きくする必要がある。

40

【0011】

フラッシング弁の応答性を上げるために、フラッシング弁のばねのばね定数は低くする必要がある。このため、所定のばね定数を維持して、プリロードを増大するには、ばねの大型化が必要になり、これに伴いフラッシング弁全体が大型化してしまうという問題がある。

【0012】

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、油圧ポンプにより油圧アクチュエータを駆動する閉回路システムにおいて、片ロッドシリンダにかかる負荷が反転する時でも良好な操作性を実現し、小型で大流量に対応したフラッシング弁を備えた作業機械を提供するものである。

50

【課題を解決するための手段】

【0013】

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。本願は、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、吐出する作動油の流量と方向を制御する流量調整手段を有する一の油圧ポンプと、前記作動油により駆動され、作業装置を駆動する片ロッド油圧シリンダと、前記一の油圧ポンプと前記片ロッド油圧シリンダとを前記作動油が流れる流路で閉回路状に接続した油圧閉回路と、前記作動油を吐出する他の油圧ポンプと、前記他の油圧ポンプの吐出流路に接続されるリリーフ弁と、前記油圧閉回路のうちの前記片ロッド油圧シリンダのヘッド側油室に接続される第1流路と、前記他の油圧ポンプの吐出流路から前記第1流路に前記作動油を供給可能に接続する第1チェック弁と、前記油圧閉回路のうちの前記片ロッド油圧シリンダのロッド側油室に接続される第2流路と、前記他の油圧ポンプの吐出流路から前記第2流路に前記作動油を供給可能に接続する第2チェック弁と、前記リリーフ弁を介してタンクに接続される第3流路と、フラッシング弁とを備えた作業機械であって、前記フラッシング弁は、前記第1流路と前記第2流路と前記第3流路とに接続された弁本体と、前記弁本体の内部で配置される位置によって、前記第1流路と前記第3流路を接続するか、前記第2流路と前記第3流路を接続するか、前記第1流路と前記第2流路と前記第3流路の間を遮断するかを選択可能とするスプールと、前記弁本体の内部に設けられ前記第1流路からの前記作動油が流入する第1液室と、前記第1液室に流入した前記作動油を押圧し、前記第1液室の油圧により前記スプールを前記第2流路と前記第3流路が接続する位置に移動させる第1ピストンと、前記弁本体の内部に設けられ前記第2流路からの前記作動油が流入する第2液室と、前記第2液室に流入した前記作動油を押圧し、前記第2液室の油圧により前記スプールを前記第1流路と前記第3流路が接続する位置に移動させる第2ピストンとを備えたことを特徴とする。

10

20

【発明の効果】

【0014】

本発明によれば、フラッシング弁の接続状態と流量を制御するスプールと、スプールを押圧する2本のピストンとを設けたので、小型で大流量に対応可能なフラッシング弁を備えた作業機械を提供できる。

【図面の簡単な説明】

30

【0015】

【図1】本発明の作業機械の第1の実施の形態である油圧ショベルを示す側面図である。

【図2】本発明の作業機械の第1の実施の形態を構成するフラッシング弁を含む油圧回路図である。

【図3A】本発明の作業機械の第1の実施の形態を構成するフラッシング弁の理想的特性を説明する特性図である。

【図3B】本発明の作業機械の第1の実施の形態を構成するフラッシング弁の理想的な領域を説明する特性図である。

【図3C】本発明の作業機械の第1の実施の形態を構成するフラッシング弁のばねのセット荷重の一例を説明する特性図である。

40

【図3D】本発明の作業機械の第1の実施の形態を構成するフラッシング弁のばねのセット荷重の他の例を説明する特性図である。

【図3E】本発明の作業機械の第1の実施の形態を構成する異径ピストンを有するフラッシング弁のばねのセット荷重の一例を説明する特性図である。

【図3F】本発明の作業機械の第1の実施の形態を構成する異径ピストンを有するフラッシング弁のばねのセット荷重の一例を説明する特性図である。

【図4A】本発明の作業機械の第1の実施の形態を構成するフラッシング弁の動作の一例を説明する断面図である。

【図4B】本発明の作業機械の第1の実施の形態を構成するフラッシング弁の動作の他の例を説明する断面図である。

50

【図 5】本発明の作業機械の第 2 の実施の形態を構成するフラッシング弁を含む油圧回路図である。

【発明を実施するための形態】

【0016】

以下本発明の作業機械の実施の形態を図面を用いて説明する。

【実施例 1】

【0017】

図 1 は本発明の作業機械の一実施の形態である油圧ショベルを示す側面図、図 2 は本発明の作業機械の第 1 の実施の形態を構成するフラッシング弁を含む油圧回路図である。

【0018】

本実施の形態は、油圧ショベル 100 の持つ油圧駆動制御装置内において、各油圧片ロッドシリンダに対して、第 1 のポンプを閉回路状に接続し、第 2 のポンプを吐出側が閉回路の流路に、吸入側がタンクになるよう開回路状に接続する。1 つの油圧片ロッドシリンダで、閉回路の第 1 のポンプと開回路の第 2 のポンプを専有する構成にすることで、他のアクチュエータの圧力の変動に影響を受けず油圧片ロッドシリンダへ流入する流量を適切に制御することが可能となる。この結果、良好な操作性を確保した作業機械が得られる。

【0019】

図 1 において、油圧ショベル 100 は、クローラ式の走行装置 8 を備えた下部走行体 101 と、下部走行体 101 の上に旋回装置 7 を介して旋回可能に設けた上部旋回体 102 とを備えている。上部旋回体 102 にはオペレータが搭乗するキャブ 103 が配置されている。また、上部旋回体 102 の前側には、フロント作業装置 104 の基端部が回動可能に取付けられている。

【0020】

フロント作業装置 104 は、ブーム 2、アーム 4、バケット 6 を有する多関節構造であり、ブーム 2 は油圧片ロッドシリンダからなるブームシリンダ 1 の伸縮により上部旋回体 102 に対して上下方向に回動し、アーム 4 は油圧片ロッドシリンダからなるアームシリンダ 3 の伸縮によりブーム 2 に対して上下及び前後方向に回動し、バケット 6 は油圧片ロッドシリンダからなるバケットシリンダ 5 の伸縮によりアーム 4 に対して上下及び前後方向に回動する。

【0021】

本実施の形態においては、1 つの油圧片ロッドシリンダに対して、閉回路ポンプ 1 台と開回路ポンプ 1 台を備え、油圧片ロッドシリンダを駆動する際には、閉回路ポンプと開回路ポンプ、および比例弁を組み合わせる流量制御を行うことを特徴とする。

【0022】

次に、図 2 に示す油圧回路における油圧駆動制御装置のシステム構成を説明する。

図 2 において、動力源であるエンジン 9 の駆動軸は、動力を配分する動力伝達装置 10 に接続されている。動力伝達装置 10 には、一の油圧ポンプである第 1 の油圧ポンプ 12 と第 2 の油圧ポンプ 13 と他の油圧ポンプであるチャージポンプ 11 とが接続されている。

【0023】

第 1 の油圧ポンプ 12 と第 2 の油圧ポンプ 13 は、流量調整手段である一対の入出力ポートを持つ両傾転斜板機構と、両傾転斜板の傾転角を調整するレギュレータとを各々備えている。第 1 の油圧ポンプ 12 と第 2 の油圧ポンプ 13 とは、両傾転斜板の傾転角を調整することにより、入出力ポートからの作動油の吐出流量と方向を制御できる。また、圧油の供給を受けると油圧モータとしても機能する。チャージポンプ 11 は、タンク 25 から油圧回路に圧油を補充する。

【0024】

第 1 の油圧ポンプ 12 の一対の入出力ポートには、第 1 流路である流路 212 と、第 2 流路である流路 213 が接続されている。第 1 の油圧ポンプ 12 は、流路 212、213 をそれぞれ介してブームシリンダ 1 に接続されることにより閉回路を構成する。

【 0 0 2 5 】

第2の油圧ポンプ13の一对の入出力ポートの一方側は、流路212に接続されている。第2の油圧ポンプ13の一对の入出力ポートの他方側は、タンク25と連通する流路に接続されている。

【 0 0 2 6 】

チャージポンプ11の吐出口に接続された第3流路である流路229には、チャージ用リリーフ弁20とチャージ用チェック弁26、40a、40bが設けられている。チャージポンプ11の吸込口は、タンク25と連通する流路に接続されている。

【 0 0 2 7 】

チャージ用リリーフ弁20は、チャージ用チェック弁26、40a、40bのチャージ圧力を調整する。チャージ用チェック弁26は、流路212、213の圧力が、チャージ用リリーフ弁20で設定した圧力下回った場合、流路212、213にチャージポンプ11の圧油を供給する。チャージ用チェック弁40a、40bは、流路212、213の圧力が、チャージ用リリーフ弁20で設定した圧力を下回った場合、流路212、213にチャージポンプ11の圧油を供給する。

【 0 0 2 8 】

流路212と流路213とに設けられたリリーフ弁30a、30bは、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油をチャージ用リリーフ弁20を介して、タンク25に逃がして油圧回路を保護する。また、流路212と流路213とに設けられたリリーフ弁37a、37bは、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油をチャージ用リリーフ弁20を介して、タンク25に逃がして油圧回路を保護する。

【 0 0 2 9 】

第1流路である流路212は、ブームシリンダ1のヘッド側油室1aに接続されている。第2流路である流路213は、ブームシリンダ1のロッド側油室1bに接続されている。ブームシリンダ1は、作動油の供給を受けて伸縮作動する油圧片ロッドシリンダである。ブームシリンダ1の伸縮方向は作動油の供給方向に依存する。また、流路212と213の間に設けられたフラッシング弁34は、流路内の余剰油をチャージ用リリーフ弁20を介して、タンク25に排出する。

【 0 0 3 0 】

次にフラッシング弁34の構造を説明する。

フラッシング弁34は、第1流路である流路212からの圧油が供給される第1のポート34g1と、第2流路である流路213からの圧油が供給される第2のポート34g2と、タンク25と連通する第3流路である流路229に接続される第3のポート34iと、これらのポートを形成した弁本体34aとを備えている。

【 0 0 3 1 】

また、弁本体34aには、スプール穴34fが形成され、このスプール穴34fにスプール34bが挿入されている。スプール穴34fの周囲には、流路229につながる第3のポート34iが形成されると共に、これを中央に挟んで図示右側に、流路212につながる第1のポート34g1が形成され、図示左側に、流路213につながる第2のポート34g2が形成されている。スプール穴34fの両側にはスプール穴34fより径大の第1ばね室34j1、第2ばね室34j2が設けられていて、第1及び第2ばね室34j1、34j2には、スプール34bを押圧する第1ばね34d1、第2ばね34d2と第1ばね座34e1、第2ばね座34e2と、第1のピストン34c1と、第2のピストン34c2とが配置されている。

【 0 0 3 2 】

スプール34bは、左右の第1及び第2のポート34g1、34g2の部分に大径部を有し、第3のポート34iの部分は小径になっている。スプール34bの右端面には、第1のピストン34c1が摺動自在に嵌合する第1凹部が形成され、スプール34bの左端面には、第2のピストン34c2が摺動自在に嵌合する第2凹部が形成されている。第1のピストン34c1と第1凹部との間に第1の油室34h1が形成され、第2のピストン

3 4 c 2 と第 2 凹部との間に第 2 の油室 3 4 h 2 が形成されている。第 1 の油室 3 4 h 1 は第 1 のポート 3 4 g 1 と連通していて、流路 2 1 2 からの圧油が流入する。第 2 の油室 3 4 h 2 は第 2 のポート 3 4 g 2 と連通していて、流路 2 1 3 からの圧油が流入する。

【 0 0 3 3 】

フラッシング弁 3 4 b の第 1 ばね 3 4 d 1、第 2 ばね 3 4 d 2 と第 1 ばね座 3 4 e 1、第 2 ばね座 3 4 e 2 は、図 2 に示すように、スプール 3 4 b を左右から押圧し、第 1 のポート 3 4 g 1 と第 2 のポート 3 4 g 2 と第 3 のポート 3 4 i とが遮断した状態となる中間位置に保つ機能を有する。

【 0 0 3 4 】

また、フラッシング弁 3 4 b の第 1 ピストン 3 4 c 1 は、第 1 のポート 3 4 g 1 に連通した第 1 の油室 3 4 h 1 の油圧により第 2 のポート 3 4 g 2 と第 3 のポート 3 4 i が連通するようにスプール 3 4 b を押圧するものである。同様に、第 2 のピストン 3 4 c 2 は、第 2 のポート 3 4 g 2 に連通した第 2 の油室 3 4 h 2 の油圧により第 1 のポート 3 4 g 1 と第 3 のポート 3 4 i が連通するようにスプール 3 4 b を押圧するものである。

【 0 0 3 5 】

フラッシング弁 3 4 は、第 1 のポート 3 4 g 1 と第 2 のポート 3 4 g 2 のうち、圧力が低い側を第 3 のポート 3 4 i に接続する低圧選択弁の機能を持たせる必要がある。ここで、図 2 に示す 1 つの油圧片ロッドシリンダに対して、閉回路ポンプ 1 台と開回路ポンプ 1 台を備え、油圧片ロッドシリンダを駆動する際に、閉回路ポンプと開回路ポンプ、および比例弁を組み合わせる流量制御を行う油圧システムにおける、フラッシング弁の理想的な特性について図 3 A を用いて説明する。

【 0 0 3 6 】

図 3 A は本発明の作業機械の第 1 の実施の形態を構成するフラッシング弁の理想的特性を説明する特性図である。図 3 A は、横軸にブームシリンダ 1 のヘッド側油室 1 a の圧力であるヘッド圧 P_h を示し、縦軸にロッド側油室 1 b の圧力であるロッド圧 P_r を示し、各圧力の組合せにおけるフラッシング弁 3 4 の第 1 のポート 3 4 g 1、第 2 のポート 3 4 g 2、および第 3 のポート 3 4 i の接続状態を示すものである。

【 0 0 3 7 】

図 2 に示す油圧回路においては、図 3 A に示すように、ヘッド圧 P_h とロッド圧 P_r のうち、低圧側の圧力は、チャージ用リリーフ弁 2 0 で調整されたチャージ圧力 P_{ch} と等しくなるため、理想的には領域 A、B、C で示す線上の圧力組合せ条件のみを検討すればよい。図 3 A において、ブームシリンダ 1 のヘッド側油室 1 a の圧力 P_h とロッド側油室 1 b の圧力 P_r がいずれもチャージ圧力 P_{ch} と等しくなる点を点 b とする。また、ブームシリンダ 1 が釣合状態となる点を点 a とする。点 a よりロッド圧 P_r が大きくなる範囲を領域 A とし、点 a と点 b の間の範囲を領域 B とする。また、点 b よりヘッド圧 P_h が大きくなる範囲を領域 C とする。点 a では、ブームシリンダ 1 に働く外力が 0 となるため、ロッド側油室 1 b から働く力 F_r とヘッド側油室 1 a から働く力 F_h とが釣り合う。この時、ブームシリンダ 1 のロッド側油室 1 b の受圧面積 A_r と、ヘッド側油室 1 a の受圧面積 A_h の関係から、ロッド圧 P_r とヘッド圧 P_h の関係は、次の式 (1) ~ (3) で算出できる。

$$F_r = F_h \quad \dots \dots (1)$$

$$P_r \times A_r = P_h \times A_h \quad \dots \dots (2)$$

$$P_r = A_h / A_r \times P_h \quad \dots \dots (3)$$

【 0 0 3 8 】

ロッド側油室 1 b の受圧面積 A_r より、ヘッド側油室 1 a の受圧面積 A_h のほうが大きいため、上記の関係から、ブームシリンダ 1 が釣合状態になる場合は、ロッド圧 P_r がヘッド圧 P_h より高くなることが分かる。また、低圧側は、常にチャージ圧 P_{ch} になるため、点 a におけるヘッド圧 P_h と、ロッド圧 P_r は、次の式 (4)、(5) で算出できる。

$$P_h = P_{ch} \quad \dots \dots (4)$$

10

20

30

40

50

$$P_r = A_h / A_r \times P_{ch} \quad \dots \dots (5)$$

【0039】

図3Aに示す領域Bにおいては、スプール34bを中立位置に配置して、第1のポート34g1と、第2のポート34g2、および第3のポート34iを遮断した状態にする必要がある。

【0040】

領域Bは、ロッド圧 P_r がヘッド圧 P_h よりも高いため、図2に示す油圧回路において、フラッシング弁34に通常の低压選択弁の機能のみを持たせると、第1のポート34g1と第3のポート34iとが連通する。この状態からブームシリンダ1を伸長させようとすると、閉回路ポンプ12と、開回路ポンプ13から吐出した圧油が流路212、第1のポート34g1、第3のポート34iを介してチャージ用リリーフ弁20からタンク25へ流出してしまうので、ブームシリンダ1が駆動しなくなる。しかし、領域Bにおいて、フラッシング弁34の第1のポート34g1と第2のポート34g2と第3のポート34iを遮断した状態に保てば、ブームシリンダ1の釣合状態から、ブームシリンダ1を伸長させようとするときに、閉回路ポンプ12と開回路ポンプ13から吐出した圧油が流路212を介してブームシリンダ1のヘッド側油室1aに流入するので、ブームシリンダ1は伸長駆動する。

【0041】

図3Aの点aよりロッド圧 P_r が大きくなる領域Aにおいて、ロッド圧 P_r がヘッド圧 P_h より高くなるため、フラッシング弁34は、図2に示す第2液室34h2の油圧によりスプール34bを右側に移動させて、第1のポート34g1と第3のポート34iを連通させなければならない。また、点bよりヘッド圧 P_h が大きくなる領域Cにおいて、ヘッド圧 P_h がロッド圧 P_r より高くなるため、図2に示す第1液室34h1の油圧によりスプール34bを左側に移動させて、フラッシング弁34は、第2のポート34g2と第3のポート34iを連通させなければならない。

【0042】

実際のフラッシング弁34では、チャージポンプ11の流量不足や、チャージ用リリーフ弁20の応答遅れにより、低压側の圧力がチャージ圧 P_{ch} から変動する場合がある。このため、領域A、B、Cは、線上のみならず、図3Bに示す通り全領域で検討する必要がある。図3Bは本発明の作業機械の第1の実施の形態を構成するフラッシング弁の理想的な領域を説明する特性図である。

【0043】

次に、図3Bに示す理想的な領域A、B、Cを実現するための第1のピストン34c1と第2のピストン34c2の直径の比率と、第1のばね34d1、第2のばね34d2のセット荷重の決定方法について図3Cと図3Dを用いて説明する。図3Cは本発明の作業機械の第1の実施の形態を構成するフラッシング弁のばねのセット荷重の一例を説明する特性図、図3Dは本発明の作業機械の第1の実施の形態を構成するフラッシング弁のばねのセット荷重の他の例を説明する特性図である。

【0044】

まず、第1のピストン34c1と第2のピストン34c2の受圧面積が同一の場合について説明する。第1のばね34d1と第2のばね34d2のセット荷重が0の場合、図3Cに示すように、フラッシング弁34の第3のポート34iが、第1のポート34g1に接続されるか、第2のポート34g2に接続されるかの境界特性線は、点bを通る一点鎖線で示す直線cになる。ここで、第1のばね34d1と第2のばね34d2のセット荷重 F_{pre} を以下の式(6)で算出した値に設定する。

$$F_{pre} = (A_h / A_r - 1) \times P_{ch} \times A_p \quad \dots \dots (6)$$

【0045】

A_p は第1のピストン34c1および第2のピストン34c2の断面積である。これは、換言すると、ばねの設定荷重 F_{pre} を、片ロッドシリンダ1のヘッド側油室1aの受圧面積 A_h をロッド側油室1bの受圧面積 A_r で除算した値から1を減算した値に、第1

10

20

30

40

50

液室 3 4 h 1 にリリース弁 2 0 のリリース設定圧 P_{ch} が作用する場合に第 1 のピストン 3 4 c 1 に発生する荷重 ($P_{ch} \times A_p$) を乗算して算出した値としている。

【 0 0 4 6 】

第 1 のばね 3 4 d 1 と第 2 のばね 3 4 d 2 にセット荷重 F_{pre} を与えることにより、直線 c' および直線 c'' で囲われた領域 B' が形成出来る。

【 0 0 4 7 】

点 a を通過する直線 c' の特性は式 (7) で設定され、直線 c'' の特性は式 (8) で設定される。

$$P_r = P_h + F_{pre} / A_p \quad \dots\dots (7)$$

$$P_r = P_h - F_{pre} / A_p \quad \dots\dots (8)$$

10

【 0 0 4 8 】

この様に荷重 F_{pre} を決定することにより、直線 c' が点 a を通過することになり、点 a と点 b の間を、フラッシング弁 3 4 の第 1 のポート 3 4 g 1 と、第 2 のポート 3 4 g 2、および第 3 のポート 3 4 i が遮断した領域 B' とすることができる。また、直線 c' よりロッド圧 P_r が高い領域 A' において、フラッシング弁 3 4 は、図 2 に示す第 2 液室 3 4 h 2 の油圧によりスプール 3 4 b を右側に移動させて、第 1 のポート 3 4 g 1 と第 3 のポート 3 4 i を連通させる。また、直線 c'' よりヘッド圧 P_h が高い領域 C' において、フラッシング弁 3 4 は、図 2 に示す第 1 液室 3 4 h 1 の油圧によりスプール 3 4 b を左側に移動させて、第 2 のポート 3 4 g 2 と第 3 のポート 3 4 i を連通させる。

【 0 0 4 9 】

20

また、図 3 D に示すように、第 1 のばね 3 4 d 1 と第 2 のばね 3 4 d 2 のセット荷重を独立して設定できる場合には、第 1 のばね 3 4 d 1 にのみセット荷重 F_{pre} を与えても、直線 c' が点 a を通過することができる。このことにより、点 a と点 b の間を、フラッシング弁 3 4 の第 1 のポート 3 4 g 1、第 2 のポート 3 4 g 2、および第 3 のポート 3 4 i が遮断した領域 B' とすることができる。

【 0 0 5 0 】

次に、第 1 のピストン 3 4 c 1 と第 2 のピストン 3 4 c 2 の面積比が、ブームシリンダ 1 のヘッド側油室 1 a の受圧面積 A_h と、ロッド側油室 1 b の受圧面積 A_r の面積比と等しい場合について図 3 E と図 3 F を用いて説明する。図 3 E は本発明の作業機械の第 1 の実施の形態を構成する異径ピストンを有するフラッシング弁のばねのセット荷重の一例を説明する特性図、図 3 F は本発明の作業機械の第 1 の実施の形態を構成する異径ピストンを有するフラッシング弁のばねのセット荷重の一例を説明する特性図である。

30

【 0 0 5 1 】

第 1 のばね 3 4 d 1 と第 2 のばね 3 4 d 2 のセット荷重が 0 の場合、図 3 E に示すように、フラッシング弁 3 4 の第 3 のポート 3 4 i が、第 1 のポート 3 4 g 1 に接続されるか、第 2 のポート 3 4 g 2 に接続されるかの境界特性線は、点 a を通る二点鎖線で示す直線 d になる。直線 d の特性は式 (9) で設定される。

$$P_r = A_{ph} / A_{pr} \times P_h \quad \dots\dots (9)$$

【 0 0 5 2 】

A_{ph} は第 1 のピストン 3 4 c 1 の断面積であり、 A_{pr} は第 2 のピストン 3 4 c 2 の断面積である。ここで、第 1 のばね 3 4 d 1 と第 2 のばね 3 4 d 2 のセット荷重 F_{pre} を以下の式 (10) で算出した値に設定する。

40

$$F_{pre} = (A_{ph} / A_{pr} - 1) \times P_{ch} \times A_{pr}$$

$$F_{pre} = (A_{ph} - A_{pr}) \times P_{ch} \quad \dots\dots (10)$$

【 0 0 5 3 】

これは、換言すると、ばねの設定荷重 F_{pre} を、第 1 液室 3 4 h 1 にリリース弁 2 0 のリリース設定圧 P_{ch} が作用する場合に第 1 ピストン 3 4 c 1 に発生する第 1 の荷重 ($A_{ph} \times P_{ch}$) から、第 2 液室 3 4 h 2 にリリース弁 2 0 のリリース設定圧 P_{ch} が作用する場合に第 2 ピストン 3 4 c 2 に発生する第 2 の荷重 ($A_{pr} \times P_{ch}$) を減算して算出した値としている。

50

【 0 0 5 4 】

このように、第 1 のばね 3 4 d 1 と第 2 のばね 3 4 d 2 にセット荷重 F_{pre} を付与することにより、図 3 E に示す直線 d' と直線 d'' で囲われた領域 B'' が形成出来る。

【 0 0 5 5 】

直線 d' の特性は式 (1 1) で設定され、点 b を通過する直線 d'' の特性は式 (1 2) で設定される。

$$P_r = A_{ph} / A_{pr} \times P_h + F_{pre} / A_{pr} \quad \dots \dots (1 1)$$

$$P_r = A_{ph} / A_{pr} \times P_h - F_{pre} / A_{pr} \quad \dots \dots (1 2)$$

【 0 0 5 6 】

図 3 F に示すように、第 1 のばね 3 4 d 1 と第 2 のばね 3 4 d 2 のセット荷重を独立して設定できる場合には、第 2 のばね 3 4 d 2 にのみセット荷重 F_{pre} を与えても、直線 d'' が点 b を通過することができる。このことにより、点 a と点 b の間を、フラッシング弁 3 4 の第 1 のポート 3 4 g 1、第 2 のポート 3 4 g 2、および第 3 のポート 3 4 i が遮断した領域 B'' とすることができる。

10

【 0 0 5 7 】

図 3 C に示す第 1 のピストン 3 4 c 1 と第 2 のピストン 3 4 c 2 の受圧面積が同一の場合は、図 3 E に示す第 1 のピストン 3 4 c 1 と第 2 のピストン 3 4 c 2 の面積比が、ブームシリンダ 1 のヘッド側油室 1 a の受圧面積 A_h と、ロッド側油室 1 b の受圧面積 A_r の面積比と等しい場合と比較して、領域 B' が広く形成される。領域 B' は、フラッシング弁 3 4 の第 1 のポート 3 4 g 1、第 2 のポート 3 4 g 2、および第 3 のポート 3 4 i が遮断した状態となる領域であるため、ヘッド圧 P_h とロッド圧 P_r の高低関係が反転する際に、圧力が高い側のポートが第 3 のポート 3 4 i に接続するリスクが低くなり、動作が安定しやすいというメリットがある。

20

【 0 0 5 8 】

逆に、図 3 E に示す第 1 のピストン 3 4 c 1 と第 2 のピストン 3 4 c 2 の面積比が、ブームシリンダ 1 のヘッド側油室 1 a の受圧面積 A_h と、ロッド側油室 1 b の受圧面積 A_r の面積比と等しい場合は、図 3 C に示す第 1 のピストン 3 4 c 1 と第 2 のピストン 3 4 c 2 の受圧面積が同一の場合と比較して、領域 C'' が広く形成される。領域 C'' は、図 2 に示す第 1 液室 3 4 h 1 の油圧によりスプール 3 4 b を左側に移動させて、フラッシング弁 3 4 の第 2 のポート 3 4 g 2 と第 3 のポート 3 4 i を連通させる領域である。

30

【 0 0 5 9 】

特に油圧ショベル 1 0 0 が仕事を行う時のシリンダ伸長動作時において、ヘッド圧 P_h が高くなると、領域 C'' が広く形成されているため、ロッド圧 P_r が第 3 のポート 3 4 i と連通し、ロッド圧 P_r を下げる。このことにより、必要以上にヘッド圧 P_h が上がらなくなり、閉回路ポンプ 1 2 と開回路ポンプ 1 3 にかかる負荷が抑制され、燃費が向上しやすいというメリットがある。

【 0 0 6 0 】

次に、本発明の作業機械の第 1 の実施の形態の動作について図 4 A と図 4 B を用いて説明する。図 4 A は本発明の作業機械の第 1 の実施の形態を構成するフラッシング弁の動作の一例を説明する断面図、図 4 B は本発明の作業機械の第 1 の実施の形態を構成するフラッシング弁の動作の他の例を説明する断面図である。図 4 A 及び図 4 B において、図 1 乃至図 3 F 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。

40

【 0 0 6 1 】

図 2 に示す油圧回路において、ブームシリンダ 1 のヘッド側油室 1 a の圧力 P_h は、流路 2 1 2 とフラッシング弁 3 4 の第 1 のポート 3 4 g 1 を介して、第 1 の油室 3 4 h 1 に印加する。第 1 の油室 3 4 h 1 に働く圧力 P_h が、第 1 のピストン 3 4 c 1 の受圧面積 A_{ph} に作用することでスプール 3 4 b を左側に押す力 F_n が発生する。また、ブームシリンダ 1 のロッド側油室 1 b の圧力 P_r は、流路 2 1 3 とフラッシング弁 3 4 の第 2 のポート 3 4 g 2 を介して、第 2 の油室 3 4 h 2 に印加する。第 2 の油室 3 4 h 2 に働く圧力 P_r が、第 2 のピストン 3 4 c 2 の受圧面積 A_{pr} に作用することでスプール 3 4 b を右側

50

に押す力 F_m が発生する。

【0062】

図4Aは、ブームシリンダ1のヘッド側油室1aの圧力であるヘッド圧 P_h とロッド側油室1bの圧力であるロッド圧 P_r を比較したときに、ロッド圧 P_r が十分に高く、スプール34bが右方向に移動し、フラッシング弁34が流路212とチャージ用リリーフ弁20を連通させた状態を示す。ヘッド圧 P_h よりロッド圧 P_r が高い場合に、第1のピストン34c1が発生させる力 F_n と第2のピストン34c2が発生させる力 F_m との関係は、以下の式(13)～(15)のようになる。

$$P_h < P_r \quad \dots\dots (13)$$

$$P_h \times A_{ph} < P_r \times A_{pr} \quad \dots\dots (14)$$

$$F_n < F_m \quad \dots\dots (15)$$

10

【0063】

第1のピストン34c1が発生させる力 F_n より、第2のピストン34c2が発生させる力 F_m の方が大きいため、スプール34bは右側に押圧される。このことにより、図4Aに示すように、第1のポート34g1と第3のポート34iが連通する。

【0064】

図4Bは、ブームシリンダ1のヘッド側油室1aの圧力であるヘッド圧 P_h とロッド側油室1bの圧力であるロッド圧 P_r を比較したときに、ヘッド圧 P_h が十分に高く、スプール34bが左方向に移動し、フラッシング弁34が流路213とチャージ用リリーフ弁20を連通させた状態を示す。ヘッド圧 P_h がロッド圧 P_r より高い場合に、第1のピストン34c1が発生させる力 F_n と第2のピストン34c2が発生させる力 F_m との関係は、以下の式(16)～(18)のようになる。

20

$$P_h > P_r \quad \dots\dots (16)$$

$$P_h \times A_{ph} > P_r \times A_{pr} \quad \dots\dots (17)$$

$$F_n > F_m \quad \dots\dots (18)$$

【0065】

第1のピストン34c1が発生させる力 F_n が、第2のピストン34c2が発生させる力 F_m より大きいため、スプール34bは左側に押圧される。このことにより、図4Bに示すように、第2のポート34g2と第3のポート34iが連通する。

【0066】

30

本実施の形態においては、フラッシング弁34を通過する圧油の流量を制御するスプール34bの位置を、スプール34bの左右の両端から第1のピストン34c1と第2のピストン34c2で制御する構造としている。このため、例えば、フラッシング弁34の通過流量を大流量化する場合には、スプール34bの大きさを相似形を保ったまま大型化すればよく、第1のピストン34c1、第2のピストン34c2を変更する必要がない。

【0067】

特にプリロードを設定する場合には、従来構造では、大流量化に伴って受圧部が大型化するため、プリロードを大きくする必要が生じ、第1のばね34d1と第2のばね34d2を大型化しなければならなかった。本実施の形態においては、流量に拠らず第1のピストン34c1、第2のピストン34c2が一定であるため、プリロードも一定でよいので、第1のばね34d1と第2のばね34d2を大型化する必要がない。このことにより、従来構造のフラッシング弁34よりバルブ本体を小型化できる。

40

【0068】

上述した本発明の作業機械の第1の実施の形態によれば、フラッシング弁34の接続状態と流量を制御するスプール34bと、スプール34bを押圧する2本のピストン34c1、34c2とを設けたので、小型で大流量に対応可能なフラッシング弁34を備えた作業機械を提供できる。

【0069】

なお、本実施の形態においては、第1のばね34d1と第2のばね34d2の2本のばねを設けた場合を例に説明したが、これに限るものではない。ばねを1本、もしくは2本

50

以上使用する構造としても良い。また、ばねの中立位置を保つことができる限りにおいて、設定荷重は式(6)で表される値以上でもよい。

【実施例2】

【0070】

以下、本発明の作業機械の第2の実施の形態を図面を用いて説明する。図5は本発明の作業機械の第2の実施の形態を構成するフラッシング弁を含む油圧回路図である。図5において、図1乃至図4B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、3種類の油圧片ロッドシリンダと、3種類の油圧モータに対して、閉回路ポンプ4台と開回路ポンプ4台を備え、油圧片ロッドシリンダを駆動する際には、1台の閉回路ポンプと1台の開回路ポンプを組み合わせることで流量制御を行う。また、各ポンプに切換弁を設けることにより、1つの油圧片ロッドシリンダに対して、複数の閉回路ポンプと複数の開回路ポンプが合流出来る構成となっている。1つの油圧片ロッドシリンダへの合流時は、1台の閉回路ポンプと1台の開回路ポンプを組み合わせることで合流するように切換弁を制御するコントローラを備えている。

10

【0071】

図5に示す油圧回路における油圧駆動制御装置のシステム構成を説明する。

図5において、動力源であるエンジン9の駆動軸は、動力を配分する動力伝達装置10に接続されている。動力伝達装置10には、第1の油圧ポンプ12と第2の油圧ポンプ13と第3の油圧ポンプ14と第4の油圧ポンプ15と第5の油圧ポンプ16と第6の油圧ポンプ17と第7の油圧ポンプ18と第8の油圧ポンプ19とチャージポンプ11とが接続されている。

20

【0072】

第1の油圧ポンプ12と第3の油圧ポンプ14は、動力伝達装置10と駆動軸69を介して接続され、第5の油圧ポンプ16と第7の油圧ポンプ18は、動力伝達装置10と駆動軸68を介して接続されている。

【0073】

また、第2の油圧ポンプ13と第4の油圧ポンプ15は、動力伝達装置10と駆動軸71を介して接続され、第6の油圧ポンプ17と第8の油圧ポンプ19は、動力伝達装置10と駆動軸72を介して接続され、チャージポンプ11は、動力伝達装置10と駆動軸70を介して接続されている。

30

【0074】

第1の油圧ポンプ12、第2の油圧ポンプ13、第3の油圧ポンプ14、第4の油圧ポンプ15、第5の油圧ポンプ16、第6の油圧ポンプ17、第7の油圧ポンプ18、および第8の油圧ポンプ19は、一対の入出力ポートを持つ両傾転斜板機構と、両傾転斜板の傾斜角を調整するレギュレータ12a、13a、14a、15a、16a、17a、18a、および19aを備えている。

【0075】

レギュレータ12a乃至19aは、コントローラ57からの信号により、第1乃至8油圧ポンプ12~19の両傾転斜板の傾転角を調整する。第1乃至8油圧ポンプ12~19は、各両傾転斜板の傾転角を調整することにより、入出力ポートからの作動油の吐出流量と方向を制御できる構成となっている。

40

【0076】

チャージポンプ11は、流路229に圧油を補充する。第1乃至8油圧ポンプ12~19は、圧油の供給を受けることにより、油圧モータとしても機能できる。

【0077】

第1の油圧ポンプ12は、一対の入出力ポートに流路200、201が接続され、流路200、201には、切換弁43a、43b、43c、および43dが接続されている。切換弁43a、43b、43c、および43dは、コントローラ57からの信号により、流路の導通と遮断を切換える。切換弁43a、43b、43c、および43dは、コントローラ57からの信号が無い場合は、遮断状態となる。また、コントローラ57は、切換

50

弁 4 3 a、4 3 b、4 3 c、および 4 3 d が、同時に導通状態にならないように制御する。

【 0 0 7 8 】

切換弁 4 3 a は、流路 2 1 2、2 1 3 をそれぞれ介してブームシリンダ 1 に接続されている。コントローラ 5 7 からの信号により、切換弁 4 3 a が導通状態になると、第 1 の油圧ポンプ 1 2 は、流路 2 0 0、2 0 1、切換弁 4 3 a、および流路 2 1 2、2 1 3 を介して、ブームシリンダ 1 と接続されることにより閉回路を構成する。切換弁 4 3 b は、流路 2 1 4、2 1 5 をそれぞれ介してアームシリンダ 3 に接続されている。コントローラ 5 7 からの信号により、切換弁 4 3 b が導通状態になると、第 1 の油圧ポンプ 1 2 は、流路 2 0 0、2 0 1、切換弁 4 3 b、および流路 2 1 4、2 1 5 を介して、アームシリンダ 3 と接続されることにより閉回路を構成する。

10

【 0 0 7 9 】

切換弁 4 3 c は、流路 2 1 6、2 1 7 をそれぞれ介してバケットシリンダ 5 に接続されている。コントローラ 5 7 からの信号により、切換弁 4 3 c が導通状態になると、第 1 の油圧ポンプ 1 2 は、流路 2 0 0、2 0 1、切換弁 4 3 c、および流路 2 1 6、2 1 7 を介して、バケットシリンダ 5 と接続されることにより閉回路を構成する。切換弁 4 3 d は、流路 2 1 8、2 1 9 をそれぞれ介して旋回装置 7 に接続されている。コントローラ 5 7 からの信号により、切換弁 4 3 d が導通状態になると、第 1 の油圧ポンプ 1 2 は、流路 2 0 0、2 0 1、切換弁 4 3 d、および流路 2 1 8、2 1 9 を介して、旋回装置 7 と接続されることにより閉回路を構成する。

20

【 0 0 8 0 】

第 3 の油圧ポンプ 1 4 は、一対の入出力ポートに流路 2 0 3、2 0 4 が接続され、流路 2 0 3、2 0 4 には、切換弁 4 5 a、4 5 b、4 5 c、および 4 5 d が接続されている。切換弁 4 5 a、4 5 b、4 5 c、および 4 5 d は、コントローラ 5 7 からの信号により、流路の導通と遮断を切換える。切換弁 4 5 a、4 5 b、4 5 c、および 4 5 d は、コントローラ 5 7 からの信号が無い場合は、遮断状態となる。また、コントローラ 5 7 は、切換弁 4 5 a、4 5 b、4 5 c、および 4 5 d が、同時に導通状態にならないように制御する。

【 0 0 8 1 】

切換弁 4 5 a は、流路 2 1 2、2 1 3 をそれぞれ介してブームシリンダ 1 に接続されている。コントローラ 5 7 からの信号により、切換弁 4 5 a が導通状態になると、第 3 の油圧ポンプ 1 4 は、流路 2 0 3、2 0 4、切換弁 4 5 a、および流路 2 1 2、2 1 3 を介して、ブームシリンダ 1 と接続されることにより閉回路を構成する。切換弁 4 5 b は、流路 2 1 4、2 1 5 をそれぞれ介してアームシリンダ 3 に接続されている。コントローラ 5 7 からの信号により、切換弁 4 5 b が導通状態になると、第 3 の油圧ポンプ 1 4 は、流路 2 0 3、2 0 4、切換弁 4 5 b、および流路 2 1 4、2 1 5 を介して、アームシリンダ 3 と接続されることにより閉回路を構成する。

30

【 0 0 8 2 】

切換弁 4 5 c は、流路 2 1 6、2 1 7 をそれぞれ介してバケットシリンダ 5 に接続されている。コントローラ 5 7 からの信号により、切換弁 4 5 c が導通状態になると、第 3 の油圧ポンプ 1 4 は、流路 2 0 3、2 0 4、切換弁 4 5 c、および流路 2 1 6、2 1 7 を介して、バケットシリンダ 5 と接続されることにより閉回路を構成する。切換弁 4 5 d は、流路 2 1 8、2 1 9 をそれぞれ介して旋回装置 7 に接続されている。コントローラ 5 7 からの信号により、切換弁 4 5 d が導通状態になると、第 3 の油圧ポンプ 1 4 は、流路 2 0 3、2 0 4、切換弁 4 5 d、および流路 2 1 8、2 1 9 を介して、旋回装置 7 と接続されることにより閉回路を構成する。

40

【 0 0 8 3 】

第 5 の油圧ポンプ 1 6 は、一対の入出力ポートに流路 2 0 6、2 0 7 が接続され、流路 2 0 6、2 0 7 には、切換弁 4 7 a、4 7 b、4 7 c、および 4 7 d が接続されている。切換弁 4 7 a、4 7 b、4 7 c、および 4 7 d は、コントローラ 5 7 からの信号により、

50

流路の導通と遮断を切換える。切換弁 47 a、47 b、47 c、および 47 d は、コントローラ 57 からの信号が無い場合は、遮断状態となる。また、コントローラ 57 は、切換弁 47 a、47 b、47 c、および 47 d が、同時に導通状態にならないように制御する。

【0084】

切換弁 47 a は、流路 212、213 をそれぞれ介してブームシリンダ 1 に接続されている。コントローラ 57 からの信号により、切換弁 47 a が導通状態になると、第 5 の油圧ポンプ 16 は、流路 206、207、切換弁 47 a、および流路 212、213 を介して、ブームシリンダ 1 と接続されることにより閉回路を構成する。切換弁 47 b は、流路 214、215 をそれぞれ介してアームシリンダ 3 に接続されている。コントローラ 57 からの信号により、切換弁 47 b が導通状態になると、第 5 の油圧ポンプ 16 は、流路 206、207、切換弁 47 b、および流路 214、215 を介して、アームシリンダ 3 と接続されることにより閉回路を構成する。

【0085】

切換弁 47 c は、流路 216、217 をそれぞれ介してバケットシリンダ 5 に接続されている。コントローラ 57 からの信号により、切換弁 47 c が導通状態になると、第 5 の油圧ポンプ 16 は、流路 206、207、切換弁 47 c、および流路 216、217 を介して、バケットシリンダ 5 と接続されることにより閉回路を構成する。切換弁 47 d は、流路 218、219 をそれぞれ介して旋回装置 7 に接続されている。コントローラ 57 からの信号により、切換弁 47 d が導通状態になると、第 5 の油圧ポンプ 16 は、流路 206、207、切換弁 47 d、および流路 218、219 を介して、旋回装置 7 と接続されることにより閉回路を構成する。

【0086】

第 7 の油圧ポンプ 18 は、一対の入出力ポートに流路 209、210 が接続され、流路 209、210 には、切換弁 49 a、49 b、49 c、および 49 d が接続されている。切換弁 49 a、49 b、49 c、および 49 d は、コントローラ 57 からの信号により、流路の導通と遮断を切換える。切換弁 49 a、49 b、49 c、および 49 d は、コントローラ 57 からの信号が無い場合は、遮断状態となる。また、コントローラ 57 は、切換弁 49 a、49 b、49 c、および 49 d が、同時に導通状態にならないように制御する。

【0087】

切換弁 49 a は、流路 212、213 をそれぞれ介してブームシリンダ 1 に接続されている。コントローラ 57 からの信号により、切換弁 49 a が導通状態になると、第 7 の油圧ポンプ 18 は、流路 209、210、切換弁 49 a、および流路 212、213 を介して、ブームシリンダ 1 と接続されることにより閉回路を構成する。切換弁 49 b は、流路 214、215 をそれぞれ介してアームシリンダ 3 に接続されている。コントローラ 57 からの信号により、切換弁 49 b が導通状態になると、第 7 の油圧ポンプ 18 は、流路 209、210、切換弁 49 b、および流路 214、215 を介して、アームシリンダ 3 と接続されることにより閉回路を構成する。

【0088】

切換弁 49 c は、流路 216、217 をそれぞれ介してバケットシリンダ 5 に接続されている。コントローラ 57 からの信号により、切換弁 49 c が導通状態になると、第 7 の油圧ポンプ 18 は、流路 209、210、切換弁 49 c、および流路 216、217 を介して、バケットシリンダ 5 と接続されることにより閉回路を構成する。切換弁 49 d は、流路 218、219 をそれぞれ介して旋回装置 7 に接続されている。コントローラ 57 からの信号により、切換弁 49 d が導通状態になると、第 7 の油圧ポンプ 18 は、流路 209、210、切換弁 49 d、および流路 218、219 を介して、旋回装置 7 と接続されることにより閉回路を構成する。

【0089】

第 2 の油圧ポンプ 13 は、一対の入出力ポートの一方側に流路 202 が接続され、流路

10

20

30

40

50

202には、切換弁44a、44b、44c、44d、およびリリーフ弁21が接続されている。第2の油圧ポンプ13の一对の入出力ポートの他方側は、タンク25cと連通する流路に接続されている。リリーフ弁21は、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油をタンク25cに逃がし回路を保護する。切換弁44a、44b、44c、および44dは、コントローラ57からの信号により、流路の導通と遮断を切換える。コントローラ57からの信号が無い場合は、切換弁44a、44b、44c、および44dは、遮断状態となる。また、コントローラ57は、切換弁44a、44b、44c、および44dが、同時に導通状態にならないように制御する。

【0090】

切換弁44aは、流路212を介してブームシリンダ1に接続されている。切換弁44bは、流路214を介してアームシリンダ3に接続されている。切換弁44cは、流路216を介してバケットシリンダ5に接続されている。切換弁44dは、流路220を介して、比例切換弁54、55に接続されている。

【0091】

第4の油圧ポンプ15は、一对の入出力ポートの一方側に流路205が接続され、流路205には、切換弁46a、46b、46c、46d、およびリリーフ弁22が接続されている。第4の油圧ポンプ15の一对の入出力ポートの他方側は、タンク25dと連通する流路に接続されている。リリーフ弁22は、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油をタンク25dに逃がし回路を保護する。切換弁46a、46b、46c、および46dは、コントローラ57からの信号により、流路の導通と遮断を切換える。コントローラ57からの信号が無い場合は、切換弁46a、46b、46c、および46dは、遮断状態となる。また、コントローラ57は、切換弁46a、46b、46c、および46dが、同時に導通状態にならないように制御する。

【0092】

切換弁46aは、流路212を介してブームシリンダ1に接続されている。切換弁46bは、流路214を介してアームシリンダ3に接続されている。切換弁46cは、流路216を介してバケットシリンダ5に接続されている。切換弁46dは、流路220を介して、比例切換弁54、55に接続されている。

【0093】

第6の油圧ポンプ17は、一对の入出力ポートの一方側に流路208が接続され、流路208には、切換弁48a、48b、48c、48d、およびリリーフ弁23が接続されている。第6の油圧ポンプ17の一对の入出力ポートの他方側は、タンク25eと連通する流路に接続されている。リリーフ弁23は、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油をタンク25eに逃がし回路を保護する。切換弁48a、48b、48c、および48dは、コントローラ57からの信号により、流路の導通と遮断を切換える。コントローラ57からの信号が無い場合は、切換弁48a、48b、48c、および48dは、遮断状態となる。また、コントローラ57は、切換弁48a、48b、48c、および48dが、同時に導通状態にならないように制御する。

【0094】

切換弁48aは、流路212を介してブームシリンダ1に接続されている。切換弁48bは、流路214を介してアームシリンダ3に接続されている。切換弁48cは、流路216を介してバケットシリンダ5に接続されている。切換弁48dは、流路220を介して、比例切換弁54、55に接続されている。

【0095】

第8の油圧ポンプ19は、一对の入出力ポートの一方側に流路211が接続され、流路211には、切換弁50a、50b、50c、50d、およびリリーフ弁24が接続されている。第8の油圧ポンプ19の一对の入出力ポートの他方側は、タンク25fと連通する流路に接続されている。リリーフ弁24は、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油をタンク25fに逃がし回路を保護する。切換弁50a、50b、50c、および50dは、コントローラ57からの信号により、流路の導通と遮断を切換える。コントロ

10

20

30

40

50

ーラ 57 からの信号が無い場合は、切換弁 50 a、50 b、50 c、および 50 d は、遮断状態となる。また、コントローラ 57 は、切換弁 50 a、50 b、50 c、および 50 d が、同時に導通状態にならないように制御する。

【0096】

切換弁 50 a は、流路 212 を介してブームシリンダ 1 に接続されている。切換弁 50 b は、流路 214 を介してアームシリンダ 3 に接続されている。切換弁 50 c は、流路 216 を介してバケットシリンダ 5 に接続されている。切換弁 50 d は、流路 220 を介して、比例切換弁 54、55 に接続されている。

【0097】

チャージポンプ 11 の吐出口は、流路 229 を介して、チャージ用リリーフ弁 20、チャージ用チェック弁 26、27、28、29、40 a、40 b、41 a、41 b、42 a、および 42 b に接続されている。チャージポンプ 11 の吸込口は、タンク 25 b と連通する流路に接続されている。チャージ用リリーフ弁 20 は、チャージ用チェック弁 26、27、28、29、40 a、40 b、41 a、41 b、42 a、および 42 b のチャージ圧力を調整する。

【0098】

チャージ用チェック弁 26 は、流路 200、201 の圧力が、チャージ用リリーフ弁 20 で設定した圧力を下回った場合、流路 200、201 にチャージポンプ 11 の圧油を供給する。チャージ用チェック弁 27 は、流路 203、204 の圧力が、チャージ用リリーフ弁 20 で設定した圧力を下回った場合、流路 203、204 にチャージポンプ 11 の圧油を供給する。チャージ用チェック弁 28 は、流路 206、207 の圧力が、チャージ用リリーフ弁 20 で設定した圧力を下回った場合、流路 206、207 にチャージポンプ 11 の圧油を供給する。チャージ用チェック弁 29 は、流路 209、210 の圧力が、チャージ用リリーフ弁 20 で設定した圧力を下回った場合、流路 209、210 にチャージポンプ 11 の圧油を供給する。

【0099】

チャージ用チェック弁 40 a、40 b は、流路 212、213 の圧力が、チャージ用リリーフ弁 20 で設定した圧力を下回った場合、流路 212、213 にチャージポンプ 11 の圧油を供給する。チャージ用チェック弁 41 a、41 b は、流路 214、215 の圧力が、チャージ用リリーフ弁 20 で設定した圧力を下回った場合、流路 214、215 にチャージポンプ 11 の圧油を供給する。チャージ用チェック弁 42 a、42 b は、流路 216、217 の圧力が、チャージ用リリーフ弁 20 で設定した圧力を下回った場合、流路 216、217 にチャージポンプ 11 の圧油を供給する。

【0100】

流路 200 と 201 に設けられたリリーフ弁 30 a、30 b は、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油を、チャージ用リリーフ弁 20 を介して、タンク 25 b に逃がし回路を保護する。流路 203 と 204 に設けられたリリーフ弁 31 a、31 b は、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油を、チャージ用リリーフ弁 20 を介して、タンク 25 b に逃がし回路を保護する。

【0101】

流路 206 と 207 に設けられたリリーフ弁 32 a、32 b は、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油を、チャージ用リリーフ弁 20 を介して、タンク 25 b に逃がし回路を保護する。流路 209 と 210 に設けられたリリーフ弁 33 a、33 b は、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油を、チャージ用リリーフ弁 20 を介して、タンク 25 b に逃がし回路を保護する。

【0102】

流路 212 は、ブームシリンダ 1 のヘッド側油室 1 a に接続されている。流路 213 は、ブームシリンダ 1 のロッド側油室 1 b に接続されている。ブームシリンダ 1 は、作動油の供給を受けて伸縮作動する油圧片ロッドシリンダである。ブームシリンダ 1 の伸縮方向は作動油の供給方向に依存する。

10

20

30

40

50

【 0 1 0 3 】

流路 2 1 2 と流路 2 1 3 に設けられたリリーフ弁 3 7 a、3 7 b は、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油を、チャージ用リリーフ弁 2 0 を介して、タンク 2 5 b に逃がし回路を保護する。流路 2 1 2 と流路 2 1 3 に設けられたフラッシング弁 3 4 は、流路内の余剰油を、チャージ用リリーフ弁 2 0 を介して、タンク 2 5 b に排出する。流路 2 1 2 に接続された圧力センサ 6 4 a は、流路 2 1 2 の圧力を計測してコントローラ 5 7 に入力する。流路 2 1 3 に接続された圧力センサ 6 4 b は、流路 2 1 3 の圧力を計測してコントローラ 5 7 に入力する。

【 0 1 0 4 】

流路 2 1 4 は、アームシリンダ 3 のヘッド側油室 3 a に接続されている。流路 2 1 5 は、アームシリンダ 3 のロッド側油室 3 b に接続されている。アームシリンダ 3 は、作動油の供給を受けて伸縮作動する油圧片ロッドシリンダである。アームシリンダ 3 の伸縮方向は作動油の供給方向に依存する。

10

【 0 1 0 5 】

流路 2 1 4 と流路 2 1 5 に設けられたリリーフ弁 3 8 a、3 8 b は、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油を、チャージ用リリーフ弁 2 0 を介して、タンク 2 5 b に逃がし回路を保護する。流路 2 1 4 と流路 2 1 5 に設けられたフラッシング弁 3 5 は、流路内の余剰油を、チャージ用リリーフ弁 2 0 を介して、タンク 2 5 b に排出する。流路 2 1 4 に接続された圧力センサ 6 5 a は、流路 2 1 4 の圧力を計測してコントローラ 5 7 に入力する。流路 2 1 5 に接続された圧力センサ 6 5 b は、流路 2 1 5 の圧力を計測してコントローラ 5 7 に入力する。

20

【 0 1 0 6 】

流路 2 1 6 は、バケットシリンダ 5 のヘッド側油室 5 a に接続されている。流路 2 1 7 は、バケットシリンダ 5 のロッド側油室 5 b に接続されている。バケットシリンダ 5 は、作動油の供給を受けて伸縮作動する油圧片ロッドシリンダである。バケットシリンダ 5 の伸縮方向は作動油の供給方向に依存する。

【 0 1 0 7 】

流路 2 1 6 と流路 2 1 7 に設けられたリリーフ弁 3 9 a、3 9 b は、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油を、チャージ用リリーフ弁 2 0 を介して、タンク 2 5 b に逃がし回路を保護する。流路 2 1 6 と流路 2 1 7 に設けられたフラッシング弁 3 6 は、流路内の余剰油を、チャージ用リリーフ弁 2 0 を介して、タンク 2 5 b に排出する。流路 2 1 6 に接続された圧力センサ 6 6 a は、流路 2 1 6 の圧力を計測してコントローラ 5 7 に入力する。流路 2 1 7 に接続された圧力センサ 6 6 b は、流路 2 1 7 の圧力を計測してコントローラ 5 7 に入力する。

30

【 0 1 0 8 】

流路 2 1 8 と流路 2 1 9 は、旋回装置 7 に接続されている。旋回装置 7 は作動油の供給を受け回転する油圧モータである。流路 2 1 8 と流路 2 1 9 に設けられたリリーフ弁 5 1 a、5 1 b は、流路 2 1 8 と 2 1 9 の流路圧力差が所定の圧力以上になったときに、作動油を、高圧側の流路から低圧側の流路へ逃がして回路を保護する。流路 2 1 8 に接続された圧力センサ 6 7 a は、流路 2 1 8 の圧力を計測してコントローラ 5 7 に入力する。流路 2 1 9 に接続された圧力センサ 6 7 b は、流路 2 1 9 の圧力を計測してコントローラ 5 7 に入力する。

40

【 0 1 0 9 】

流路 2 2 1 と流路 2 2 2 は、比例切換弁 5 4 と走行装置 8 a を接続している。流路 2 2 1 と流路 2 2 2 に設けられたリリーフ弁 5 2 a、5 2 b は、流路 2 2 1 と流路 2 2 2 の流路圧力差が所定の圧力以上になったときに、作動油を、高圧側の流路から低圧側の流路へ逃がして回路を保護する。比例切換弁 5 4 は、コントローラ 5 7 からの信号により、流路 2 2 0 とタンク 2 5 a の接続先を、流路 2 2 1 か流路 2 2 2 に切換可能とするものであり、さらに流量調整も可能である。走行装置 8 a は、作動油の供給を受け回転する油圧モータである。

50

【 0 1 1 0 】

流路 2 2 3 と流路 2 2 4 は、比例切換弁 5 5 と走行装置 8 b を接続している。
 流路 2 2 3 と流路 2 2 4 に設けられたリリーフ弁 5 3 a、5 3 b は、流路 2 2 3 と流路 2 2 4 の流路圧力差が所定の圧力以上になったときに、作動油を、高圧側の流路から低圧側の流路へ逃がして回路を保護する。比例切換弁 5 5 は、コントローラ 5 7 からの信号により、流路 2 2 0 とタンク 2 5 a の接続先を、流路 2 2 3 か流路 2 2 4 に切換可能とするものであり、さらに流量調整も可能である。走行装置 8 b は、作動油の供給を受け回転する油圧モータである。

【 0 1 1 1 】

操作レバー 5 6 a は、ブームシリンダ 1 の伸縮方向と速度の指令値をコントローラ 5 7 に与える。操作レバー 5 6 b は、アームシリンダ 3 の伸縮方向と速度の指令値をコントローラ 5 7 に与える。操作レバー 5 6 c は、バケットシリンダ 5 の伸縮方向と速度の指令値をコントローラ 5 7 に与える。操作レバー 5 6 d は、旋回装置 7 の回転方向と回転速度の指令値をコントローラ 5 7 に与える。また、図示しないが、走行装置 8 a、8 b の回転方向と回転速度の指令値をコントローラ 5 7 に与える操作レバーも備えている。

【 0 1 1 2 】

コントローラ 5 7 は、各操作レバー 5 6 a ~ 5 6 d からのブームシリンダ 1、アームシリンダ 3、およびバケットシリンダ 5 の伸縮方向と速度の指令値と、旋回装置 7 と走行装置 8 a、8 b の回転方向と回転速度の指令値と、油圧回路内のセンサ情報に基づいて、第 1 油圧ポンプ 1 2 のレギュレータ 1 2 a ~ 第 8 油圧ポンプ 1 9 のレギュレータ 1 9 a、切
 換弁 4 3 a ~ 4 3 d、4 4 a ~ 4 4 d、4 5 a ~ 4 5 d、4 6 a ~ 4 6 d、4 7 a ~ 4 7
 d、4 8 a ~ 4 8 d、4 9 a ~ 4 9 d、5 0 a ~ 5 0 d、及び、比例切換弁 5 4、5 5 を
 制御する。

【 0 1 1 3 】

次に、本実施の形態におけるフラッシング弁 3 4、3 5、3 6 の設定について説明する。

図 5 に示すブームシリンダ 1 のロッド側油室 1 b とヘッド側油室 1 a の受圧面積比率と、アームシリンダ 3 のロッド側油室 3 b とヘッド側油室 3 a の受圧面積比率と、バケットシリンダ 5 のロッド側油室 5 b とヘッド側油室 5 a の受圧面積比率はそれぞれ異なっている。本実施の形態においては、同一仕様のフラッシング弁を使用し、フラッシング弁毎に異なるばねのセット荷重 F_{pre} を設定する。また、これらのフラッシング弁は、第 1 の
 ピストンの受圧面積と、第 2 のピストンの受圧面積とが等しい場合を例にして説明する。

【 0 1 1 4 】

ブームシリンダ 1 用閉回路に設けられたフラッシング弁 3 4 における、ばねのセット荷重 F_{pre1} は、ブームシリンダ 1 のロッド側油室 1 b の受圧面積 A_{r1} と、ヘッド側油室 1 a の受圧面積 A_{h1} に対して、以下の式 (1 9) で算出した値に設定する。

$$F_{pre1} = (A_{h1} / A_{r1} - 1) \times P_{ch} \times A_p \cdots \cdots (19)$$

A_p は、フラッシング弁 3 4 を構成する第 1 のピストンおよび第 2 のピストンの受圧面積である。 P_{ch} は、チャージ用リリーフ弁 2 0 で設定したチャージ圧力である。

【 0 1 1 5 】

アームシリンダ 3 用閉回路に設けられたフラッシング弁 3 5 における、ばねのセット荷重 F_{pre2} は、アームシリンダ 3 のロッド側油室 3 b の受圧面積 A_{r2} と、ヘッド側油室 3 a の受圧面積 A_{h2} に対して、以下の式 (2 0) で算出した値に設定する。

$$F_{pre2} = (A_{h2} / A_{r2} - 1) \times P_{ch} \times A_p \cdots \cdots (20)$$

A_p は、フラッシング弁 3 5 を構成する第 1 のピストンおよび第 2 のピストンの受圧面積である。 P_{ch} は、チャージ用リリーフ弁 2 0 で設定したチャージ圧力である。

【 0 1 1 6 】

バケットシリンダ 5 用閉回路に設けられたフラッシング弁 3 6 における、ばねのセット荷重 F_{pre3} は、バケットシリンダ 5 のロッド側油室 5 b の受圧面積 A_{r3} と、ヘッド側油室 5 a の受圧面積 A_{h3} に対して、以下の式 (2 1) で算出した値に設定する。

$$F_{pre3} = (A_{h3} / A_{r3} - 1) \times P_{ch} \times A_p \dots (21)$$

A_p は、フラッシング弁36を構成する第1のピストンおよび第2のピストンの受圧面積である。 P_{ch} は、チャージ用リリーフ弁20で設定したチャージ圧力である。

【0117】

上述したように、フラッシング弁のプリロードを、ばねのセット荷重を調整することで設定できるので、作業機械に搭載された片ロッドシリンダ毎に、ロッド側油室とヘッド側油室の受圧面積比が異なる場合であっても、同一仕様のフラッシング弁が使用できる。このことにより、部品の共通化が図れる。

【0118】

上述した本発明の作業機械の第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。

10

【0119】

また、上述した本発明の作業機械の第2の実施の形態によれば、作業機械に搭載された片ロッドシリンダ毎に、ロッド側油室とヘッド側油室の受圧面積比が異なる場合であっても、同一仕様のフラッシング弁が使用できる。この結果、部品の共通化が図れ、生産性が向上する。

【0120】

なお、本発明は、上述の各実施の形態に限定されるものではなく、その要旨を逸脱しない範囲内の様々な変形例が含まれる。例えば、上述した実施の形態では、本発明を油圧ショベルに適用した場合について説明したが、これに限るものではなく、油圧アクチュエータを備える作業機械であれば、油圧クレーン、ホイールローダ等、その他の作業機械にも適用することができる。

20

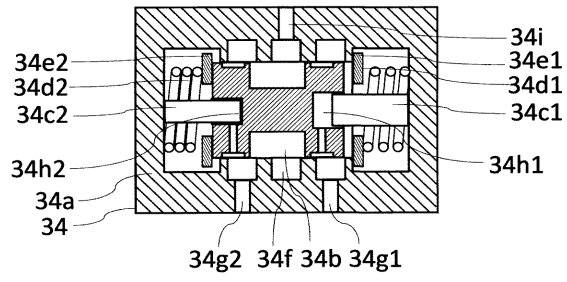
【符号の説明】

【0121】

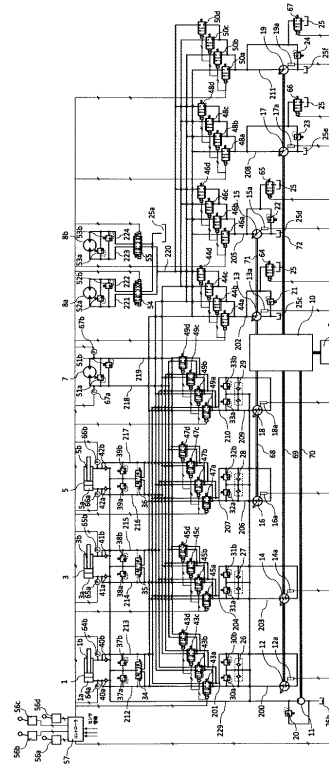
1：ブームシリンダ（油圧シリンダ）、1a：ヘッド側油室、1b：ロッド側油室、3：アームシリンダ（油圧シリンダ）、5：バケットシリンダ（油圧シリンダ）、9：エンジン、10：動力伝達装置、11：チャージポンプ（他の油圧ポンプ）、12：第1油圧ポンプ（一の油圧ポンプ）、12a：レギュレータ（流量調整手段）、13：第2油圧ポンプ、13a：レギュレータ、20：チャージ用リリーフ弁、25：作動油タンク、26：チェック弁、34：フラッシング弁、34a：弁本体、34b：スプール、34c1：第1ピストン、34c2：第2ピストン、34d1：第1ばね、34d2：第2ばね、34g1：第1のポート、34g2：第2のポート、34h1：第1の油室（第1液室）、34h2：第2の油室（第2液室）、34i：第3のポート、40a：チェック弁、40b：チェック弁、212：流路（第1流路）、213：流路（第2流路）、229：流路（第3流路）

30

【図 4 B】



【図 5】



フロントページの続き

- (72)発明者 平工 賢二
茨城県土浦市神立町650番地
日立建機株式会社 土浦工場内
- (72)発明者 秋山 悠基
茨城県土浦市神立町650番地
日立建機株式会社 土浦工場内
- (72)発明者 高橋 宏政
茨城県土浦市神立町650番地
日立建機株式会社 土浦工場内

審査官 北村 一

- (56)参考文献 特開昭59-208205(JP,A)
実開昭62-170402(JP,U)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F15B 11/00-11/22; 21/14
F16K 11/00-11/24