

(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 15B 11/08 (2006.01)

F 1

F 15B 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 斎藤 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、フランシング弁とを備えた作業機械であって、

前記フランシング弁は、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、  
前記フラッキング弁は、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、  
前記フラッキング弁は、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キング弁において、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に、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とが釣り合う。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生じる。

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

**【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て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对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の一对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。

10

20

30

40

50

**【 0 0 2 5 】**

第2の油圧ポンプ13の一対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の一対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。10

**【 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。20

**【 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。40

**【 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50

34c2と第2凹部との間に第2の油室34h2が形成されている。第1の油室34h1は第1のポート34g1と連通していて、流路212からの圧油が流入する。第2の油室34h2は第2のポート34g2と連通していて、流路213からの圧油が流入する。

#### 【0033】

フランシング弁34bの第1ばね34d1、第2ばね34d2と第1ばね座34e1、第2ばね座34e2は、図2に示すように、スプール34bを左右から押圧し、第1のポート34g1と第2のポート34g2と第3のポート34iとが遮断した状態となる中間位置に保つ機能を有する。

#### 【0034】

また、フランシング弁34bの第1ピストン34c1は、第1のポート34g1に連通した第1の油室34h1の油圧により第2のポート34g2と第3のポート34iが連通するようにスプール34bを押圧するものである。同様に、第2のピストン34c2は、第2のポート34g2に連通した第2の油室34h2の油圧により第1のポート34g1と第3のポート34iが連通するようにスプール34bを押圧するものである。

10

#### 【0035】

フランシング弁34は、第1のポート34g1と第2のポート34g2のうち、圧力が低い側を第3のポート34i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て流量制御を行う油圧システムにおける、フランシング弁の理想的な特性について図3Aを用いて説明する。

20

#### 【0036】

図3A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ンシング弁の理想的な特性を説明する特性図である。図3Aは、横軸にブームシリンダ1のヘッド側油室1aの圧力であるヘッド圧Phを示し、縦軸にロッド側油室1bの圧力であるロッド圧Prを示し、各圧力の組合せにおけるフランシング弁34の第1のポート34g1、第2のポート34g2、および第3のポート34iの接続状態を示すものである。

20

#### 【0037】

図2に示す油圧回路においては、図3Aに示すように、ヘッド圧Phとロッド圧Prのうち、低圧側の圧力は、チャージ用リリーフ弁20で調整されたチャージ圧力Pch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3Aにおいて、ブームシリンダ1のヘッド側油室1aの圧力Phとロッド側油室1bの圧力Prがいずれもチャージ圧力Pch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Pr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Ph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1bから働く力Frとヘッド側油室1aから働く力Fhとが釣り合う。この時、ブームシリンダ1のロッド側油室1bの受圧面積Arと、ヘッド側油室1aの受圧面積Ahの関係から、ロッド圧Prとヘッド圧Phの関係は、次の式(1)～(3)で算出できる。

30

$$Fr = Fh \quad \dots \dots \dots (1)$$

$$Pr \times Ar = Ph \times Ah \quad \dots \dots \dots (2)$$

$$Pr = Ah / Ar \times Ph \quad \dots \dots \dots (3)$$

40

#### 【0038】

ロッド側油室1bの受圧面積Arより、ヘッド側油室1aの受圧面積Ah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Prがヘッド圧Ph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Pchになるため、点aにおけるヘッド圧Phと、ロッド圧Prは、次の式(4)、(5)で算出できる。

$$Ph = Pch \quad \dots \dots \dots (4)$$

50

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

**【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Prがヘッド圧Phよりも高いため、図2に示す油圧回路において、フランシング弁34に通常の低圧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、フランシング弁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Prが大きくなる領域Aにおいて、ロッド圧Prがヘッド圧Phより高くなるため、フランシング弁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Phが大きくなる領域Cにおいて、ヘッド圧Phがロッド圧Pr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、フランシング弁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】**

実際のフランシング弁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、低圧側の圧力がチャージ圧Pch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ン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ン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ン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、フランシング弁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Fpreを以下の式(6)で算出した値に設定する。

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

**【0045】**

Ap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Fpreを、片ロッドシリンダ1のヘッド側油室1aの受圧面積Ahをロッド側油室1bの受圧面積Arで除算した値から1を減算した値に、第1

10

20

30

50

40

液室 3 4 h 1 にリリーフ弁 2 0 のリリーフ設定圧 P c h 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 c h × A p) を乗算して算出した値としている。

#### 【0046】

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 p r e 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。

#### 【0047】

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。

$$P_r = Ph + F_{pre} / Ap \quad \dots \dots \dots (7)$$

$$P_r = Ph - F_{pre} / Ap \quad \dots \dots \dots (8)$$

10

#### 【0048】

この様に荷重 F p r e 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' とすることができます。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 Ph 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。

#### 【0049】

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 p r e 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' とすることができます。

#### 【0050】

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は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はねのセット荷重の一例を説明する特性図である。

30

#### 【0051】

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。

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

#### 【0052】

40

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 p r e を以下の式 (10) で算出した値に設定する。

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

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

#### 【0053】

これは、換言すると、ばねの設定荷重 F p r e を、第 1 液室 3 4 h 1 にリリーフ弁 2 0 のリリーフ設定圧 P c h 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 × P ch) から、第 2 液室 3 4 h 2 にリリーフ弁 2 0 のリリーフ設定圧 P c h 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 × P ch) を減算して算出した値としている。

50

**【0054】**

このように、第1のばね34d1と第2のばね34d2にセット荷重Fpreを付与することにより、図3Eに示す直線d' と直線d''で囲われた領域B''が形成出来る。

**【0055】**

直線d'の特性は式(11)で設定され、点bを通過する直線d''の特性は式(12)で設定される。

$$Pr = A_{ph} / A_{pr} \times Ph + F_{pre} / A_{pr} \quad \dots \dots \quad (11)$$

$$Pr = A_{ph} / A_{pr} \times Ph - F_{pre} / A_{pr} \quad \dots \dots \quad (12)$$

**【0056】**

図3Fに示すように、第1のばね34d1と第2のばね34d2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34d2にのみセット荷重Fpreを与えて、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34の第1のポート34g1、第2のポート34g2、および第3のポート34iが遮断した領域B''とすることができる。

10

**【0057】**

図3Cに示す第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は、図3Eに示す第1のピストン34c1と第2のピストン34c2の面積比が、ブームシリンダ1のヘッド側油室1aの受圧面積Ahと、ロッド側油室1bの受圧面積Ar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34の第1のポート34g1、第2のポート34g2、および第3のポート34iが遮断した状態となる領域であるため、ヘッド圧Phとロッド圧Pr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34i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

**【0058】**

逆に、図3Eに示す第1のピストン34c1と第2のピストン34c2の面積比が、ブームシリンダ1のヘッド側油室1aの受圧面積Ahと、ロッド側油室1bの受圧面積Arの面積比と等しい場合は、図3Cに示す第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の第2のポート34g2と第3のポート34iを連通させる領域である。

30

**【0059】**

特に油圧ショベル100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Ph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Prが第3のポート34iと連通し、ロッド圧Prを下げる。このことにより、必要以上にヘッド圧Phが上がりなくなり、閉回路ポンプ12と開回路ポンプ13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。

**【0060】**

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4Aと図4Bを用いて説明する。図4A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4B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4A及び図4Bにおいて、図1乃至図3F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

**【0061】**

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1aの圧力Phは、流路212とフラッシング弁34の第1のポート34g1を介して、第1の油室34h1に印加する。第1の油室34h1に働く圧力Phが、第1のピストン34c1の受圧面積ApHに作用することでスプール34bを左側に押す力Fnが発生する。また、ブームシリンダ1のロッド側油室1bの圧力Prは、流路213とフラッシング弁34の第2のポート34g2を介して、第2の油室34h2に印加する。第2の油室34h2に働く圧力Prが、第2のピストン34c2の受圧面積Aprに作用することでスプール34b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  $P_r$  が充分に高く、スプール34bが右方向に移動し、フラッキング弁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。

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

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

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

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  $P_h$  が充分に高く、スプール34bが左方向に移動し、フラッキング弁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

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

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

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

【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。

30

【0066】

本実施の形態においては、フラッキング弁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、フラッキング弁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、流量に拘らず第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、従来構造のフラッキング弁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、フラッキング弁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キング弁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て流量制御を行う。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て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、一对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、一对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 47a、47b、47c、および 47d 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 47a、47b、47c、および 47d が、同時に導通状態にならないように制御する。

#### 【0084】

切換弁 47a 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 47a 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 47a、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 47b 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 47b 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 47b、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 47c 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 47c 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 47c、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 47d 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 47d 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 47d、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 49a、49b、49c、および 49d が接続されている。切換弁 49a、49b、49c、および 49d 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 49a、49b、49c、および 49d 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 49a、49b、49c、および 49d が、同時に導通状態にならないように制御する。

#### 【0087】

切換弁 49a 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 49a 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 49a、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 49b 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 49b 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 49b、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 49c 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 49c 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 49c、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 49d 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 49d 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 49d、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の一対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、一対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の一対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、一対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の一対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、一対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の一対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。コントローラ57からの信号が無い場合は、切換弁50a、50b、50c、および50dは、遮断状態となる。また、コントローラ57は、切換弁50a、50b、50c、および50dが、同時に導通状態にならないように制御する。

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

#### 【0096】

切換弁50a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50b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50c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50d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、40a、40b、41a、41b、42a、および42bに接続されている。チャージポンプ11の吸入口は、タンク25b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、40a、40b、41a、41b、42a、および42bのチャージ圧力を調整する。10

#### 【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。20

#### 【0099】

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。チャージ用チェック弁41a、41b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42a、42b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。30

#### 【0100】

流路200と201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25b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31a、31b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25b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32a、32b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25b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33a、33b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25bに逃がし回路を保護する。40

#### 【0102】

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。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。50

**【0103】**

流路212と流路213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25bに逃がし回路を保護する。流路212と流路213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25bに排出する。流路212に接続された圧力センサ64aは、流路212の圧力を計測してコントローラ57に入力する。流路213に接続された圧力センサ64bは、流路213の圧力を計測してコントローラ57に入力する。

**【0104】**

流路214は、アームシリンダ3のヘッド側油室3aに接続されている。流路215は、アームシリンダ3のロッド側油室3b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

**【0105】**

流路214と流路215に設けられたリリーフ弁38a、38b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25bに逃がし回路を保護する。流路214と流路215に設けられたフラッシング弁35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25bに排出する。流路214に接続された圧力センサ65aは、流路214の圧力を計測してコントローラ57に入力する。流路215に接続された圧力センサ65bは、流路215の圧力を計測してコントローラ57に入力する。20

**【0106】**

流路216は、バケットシリンダ5のヘッド側油室5aに接続されている。流路217は、バケットシリンダ5のロッド側油室5b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。

**【0107】**

流路216と流路217に設けられたリリーフ弁39a、39b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25bに逃がし回路を保護する。流路216と流路217に設けられたフラッシング弁36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25bに排出する。流路216に接続された圧力センサ66aは、流路216の圧力を計測してコントローラ57に入力する。流路217に接続された圧力センサ66bは、流路217の圧力を計測してコントローラ57に入力する。30

**【0108】**

流路218と流路219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218と流路219に設けられたリリーフ弁51a、51bは、流路218と219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218に接続された圧力センサ67aは、流路218の圧力を計測してコントローラ57に入力する。流路219に接続された圧力センサ67bは、流路219の圧力を計測してコントローラ57に入力する。40

**【0109】**

流路221と流路222は、比例切換弁54と走行装置8aを接続している。流路221と流路222に設けられたリリーフ弁52a、52bは、流路221と流路222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54は、コントローラ57からの信号により、流路220とタンク25aの接続先を、流路221か流路222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8aは、作動油の供給を受け回転する油圧モータである。50

## 【0110】

流路223と流路224は、比例切換弁55と走行装置8bを接続している。流路223と流路224に設けられたリリーフ弁53a、53bは、流路223と流路224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55は、コントローラ57からの信号により、流路220とタンク25aの接続先を、流路223か流路224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8bは、作動油の供給を受け回転する油圧モータである。

## 【0111】

操作レバー56a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57に与える。操作レバー56b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57に与える。操作レバー56c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57に与える。操作レバー56d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57に与える。また、図示しないが、走行装置8a、8bの回転方向と回転速度の指令値をコントローラ57に与える操作レバーも備えている。

10

## 【0112】

コントローラ57は、各操作レバー56a～56d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8a、8b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12のレギュレータ12a～第8油圧ポンプ19のレギュレータ19a、切換弁43a～43d、44a～44d、45a～45d、46a～46d、47a～47d、48a～48d、49a～49d、50a～50d、及び、比例切換弁54、55を制御する。

20

## 【0113】

次に、本実施の形態におけるフラッシング弁34、35、36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1bとヘッド側油室1aの受圧面積比率と、アームシリンダ3のロッド側油室3bとヘッド側油室3aの受圧面積比率と、バケットシリンダ5のロッド側油室5bとヘッド側油室5a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<sub>pre</sub>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。

30

## 【0114】

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34における、ばねのセット荷重F<sub>pre1</sub>は、ブームシリンダ1のロッド側油室1bの受圧面積A<sub>r1</sub>と、ヘッド側油室1aの受圧面積A<sub>h1</sub>に対して、以下の式(19)で算出した値に設定する。

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

A<sub>p</sub>は、フラッシング弁34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<sub>ch</sub>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。

40

## 【0115】

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35における、ばねのセット荷重F<sub>pre2</sub>は、アームシリンダ3のロッド側油室3bの受圧面積A<sub>r2</sub>と、ヘッド側油室3aの受圧面積A<sub>h2</sub>に対して、以下の式(20)で算出した値に設定する。

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

A<sub>p</sub>は、フラッシング弁35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<sub>ch</sub>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。

## 【0116】

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36における、ばねのセット荷重F<sub>pre3</sub>は、バケットシリンダ5のロッド側油室5bの受圧面積A<sub>r3</sub>と、ヘッド側油室5aの受圧面積A<sub>h3</sub>に対して、以下の式(21)で算出した値に設定する。

50

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

$A_p$ 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】

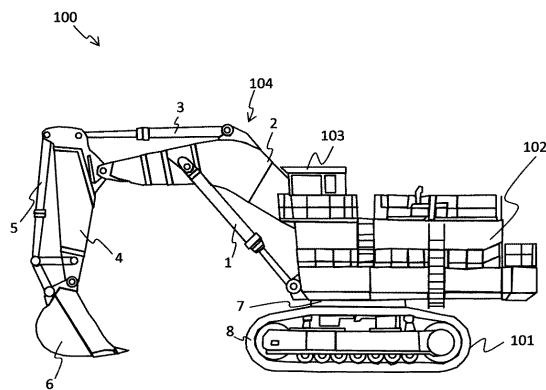
なお、本発明は、上述の各実施の形態に限定されるものではなく、その要旨を逸脱しない範囲内の様々な変形例が含まれる。例えば、上述した実施の形態では、本発明を油圧ショベルに適用した場合について説明したが、これに限るものではなく、油圧アクチュエータを備える作業機械であれば、油圧クレーン、ホイールローダ等、その他の作業機械にも適用することができる。 20

#### 【符号の説明】

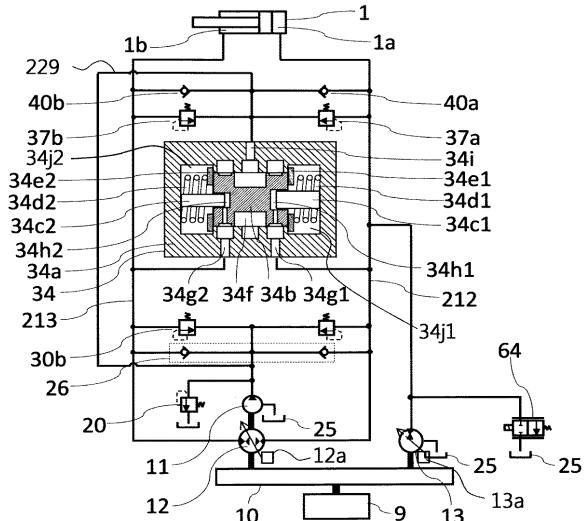
#### 【0121】

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

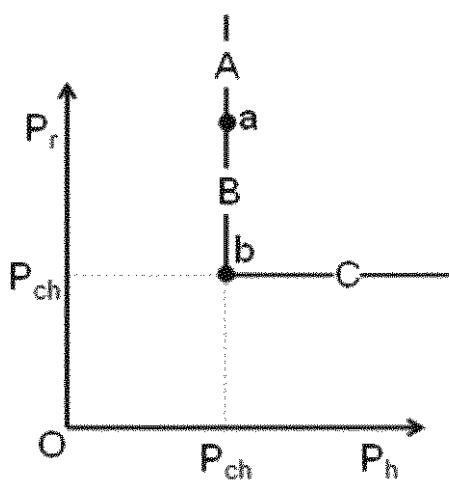
【図1】



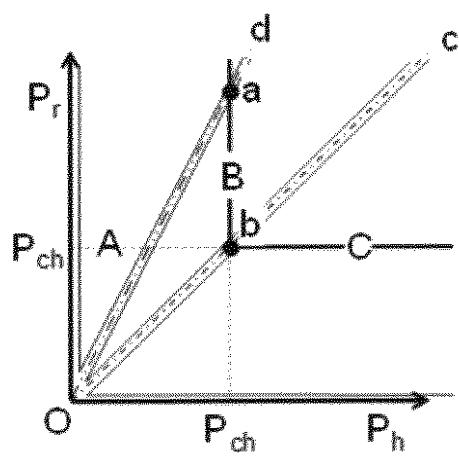
【図2】



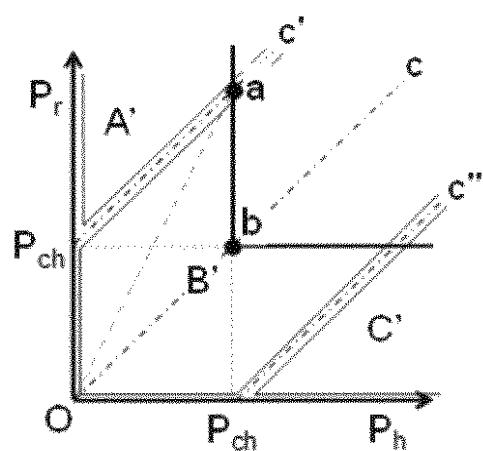
【図3A】



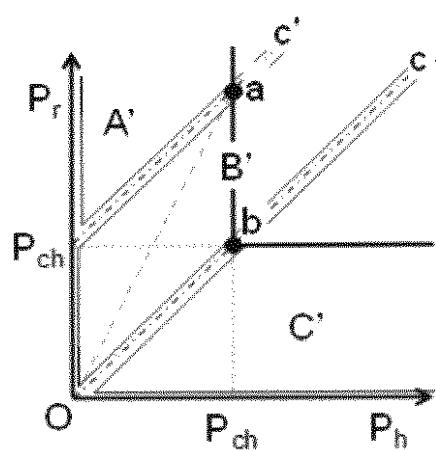
【図3B】



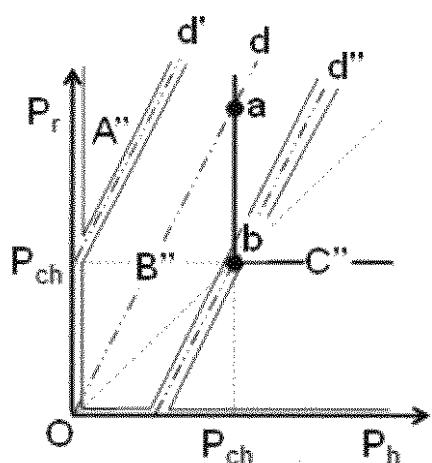
【図3C】



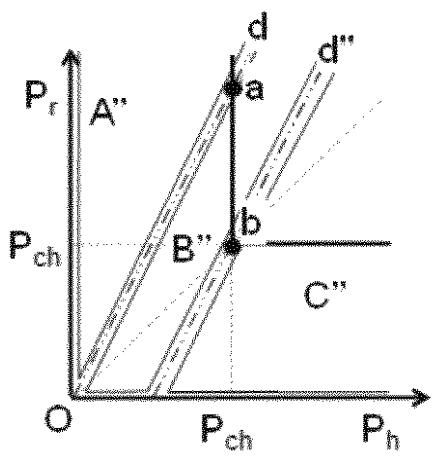
【図3D】



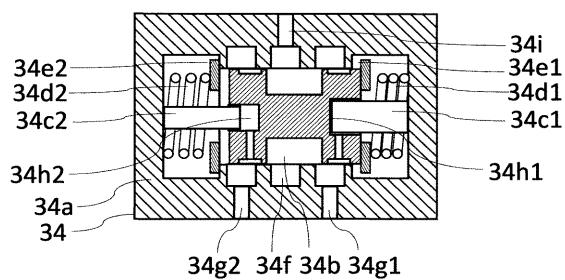
【図3E】



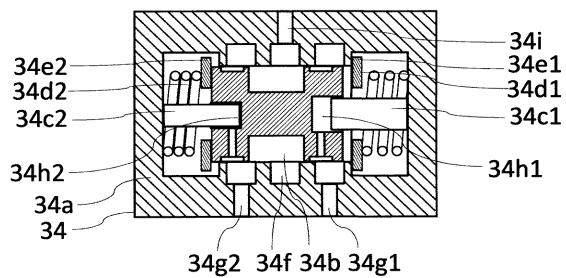
【図3F】



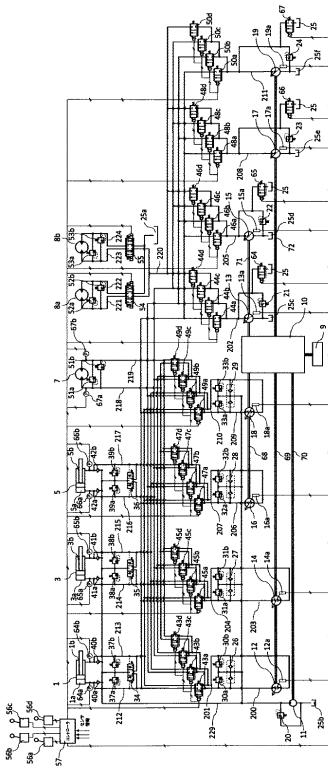
【図4A】



【図4B】



〔 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