

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第6082690号
(P6082690)

(45) 発行日 平成29年2月15日 (2017.2.15)

(24) 登録日 平成29年1月27日 (2017.1.27)

(51) Int. Cl.	F 1
F 1 5 B 11/02 (2006.01)	F 1 5 B 11/02 M
F 1 5 B 11/00 (2006.01)	F 1 5 B 11/00 N
E O 2 F 9/22 (2006.01)	F 1 5 B 11/02 C
	E O 2 F 9/22 L

請求項の数 8 (全 37 頁)

(21) 出願番号	特願2013-253585 (P2013-253585)	(73) 特許権者	000005522
(22) 出願日	平成25年12月6日 (2013.12.6)		日立建機株式会社
(65) 公開番号	特開2015-110981 (P2015-110981A)		東京都台東区東上野二丁目16番1号
(43) 公開日	平成27年6月18日 (2015.6.18)	(74) 代理人	110001829
審査請求日	平成27年9月10日 (2015.9.10)		特許業務法人開知国際特許事務所
		(74) 代理人	100077816
			弁理士 春日 譲
		(74) 代理人	100156524
			弁理士 猪野木 雄一
		(72) 発明者	高橋 究
			滋賀県甲賀市水口町笹が丘1-2
			株式会社日立建機テ
			ィエラ 滋賀工場内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 建設機械の油圧駆動装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

第1吐出ポート及び第2吐出ポートを有するスプリットフロータイプの第1ポンプ装置と、

第3吐出ポートを有するシングルフロータイプの第2ポンプ装置と、

前記第1及び第2ポンプ装置の前記第1～第3吐出ポートから吐出された圧油により駆動される複数のアクチュエータと、

前記第1～第3吐出ポートから前記複数のアクチュエータに供給される圧油の流れを制御する複数の流量制御弁と、

前記複数の流量制御弁の前後差圧をそれぞれ制御する複数の圧力補償弁と、

前記第1ポンプ装置の前記第1及び第2吐出ポートの高圧側の吐出圧が前記第1及び第2吐出ポートから吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータの最高負荷圧より第1目標差圧だけ高くなるよう前記第1ポンプ装置の容量を制御するロードセンシング制御部を有する第1ポンプ制御装置と、

前記第2ポンプ装置の前記第3吐出ポートの吐出圧が前記第2ポンプ装置の前記第3吐出ポートから吐出される圧油により駆動される複数のアクチュエータの最高負荷圧よりも設定圧力以上高くなると開状態になって前記第2ポンプ装置の前記第3吐出ポートから吐出された圧油をタンクに戻すことで、前記第2ポンプ装置の前記第3吐出ポートの吐出圧が前記第2ポンプ装置の前記第3吐出ポートから吐出される圧油により駆動される複数のアクチュエータの最高負荷圧より第2目標差圧だけ高くなるよう前記第2ポンプ装置の前

10

20

記第 3 吐出ポートの吐出圧を制御するアンロード弁とを備え、

前記複数のアクチュエータは、他のアクチュエータよりも最大の要求流量が大きい第 1 及び第 2 アクチュエータを含み、

前記第 1 アクチュエータの要求流量が所定流量より小さい場合は、前記第 1 アクチュエータを前記シングルフロータイプの第 2 ポンプ装置の前記第 3 吐出ポートから吐出される圧油のみで駆動し、前記第 1 アクチュエータの要求流量が前記所定流量より大きい場合は、前記シングルフロータイプの第 2 ポンプ装置の前記第 3 吐出ポートから吐出される圧油と前記スプリットフロータイプの第 1 ポンプ装置の前記第 1 及び第 2 吐出ポートの一方から吐出される圧油とを合流して前記第 1 アクチュエータを駆動するよう、前記第 1 ポンプ装置の第 1 吐出ポート及び前記第 2 ポンプ装置の第 3 吐出ポートと前記第 1 アクチュエータとを接続し、前記第 2 アクチュエータの要求流量が所定流量より小さい場合は、前記第 2 アクチュエータを前記スプリットフロータイプの第 1 ポンプ装置の前記第 1 及び第 2 吐出ポートの他方から吐出される圧油のみで駆動し、前記第 2 アクチュエータの要求流量が前記所定流量より大きい場合は、前記スプリットフロータイプの第 1 ポンプ装置の前記第 1 及び第 2 吐出ポートの両方から吐出される圧油を合流して前記第 2 アクチュエータを駆動するよう、前記第 1 ポンプ装置の第 1 及び第 2 吐出ポートと前記第 2 アクチュエータとを接続したことを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

10

【請求項 2】

請求項 1 記載の建設機械の油圧駆動装置において、

前記第 1 ポンプ制御装置は、前記第 1 ポンプ装置の前記第 1 及び第 2 吐出ポートの吐出圧が導かれ、前記第 1 ポンプ装置の吸収トルクが第 1 所定値以下であるときは、前記ロードセンシング制御部による前記第 1 ポンプ装置の容量制御を可能とし、前記第 1 ポンプ装置の吸収トルクが前記第 1 所定値に達すると、前記第 1 ポンプ装置の吸収トルクが前記第 1 所定値を超えないように前記第 1 ポンプ装置の容量を制限制御する第 1 トルク制御部を更に有し、

20

前記第 2 ポンプ装置の前記第 3 吐出ポートの吐出圧が導かれ、前記第 2 ポンプ装置の吸収トルクが第 2 所定値以下であるときは前記第 2 ポンプ装置を最大容量で動作させ、前記第 2 ポンプ装置の吸収トルクが前記第 2 所定値に達すると、前記第 2 ポンプ装置の吸収トルクが前記第 2 所定値を超えないように前記第 2 ポンプ装置の容量を制限制御する第 2 トルク制御部を有する第 2 ポンプ制御装置と、

30

前記第 2 ポンプ装置の前記第 3 吐出ポートの吐出圧が導かれ、前記第 2 ポンプ装置の前記第 3 吐出ポートの吐出圧が前記第 2 トルク制御部のトルク制御開始圧力以下で、前記第 2 ポンプ装置の吸収トルクが前記第 2 所定値以下であるときは、前記第 2 ポンプ装置の前記第 3 吐出ポートの吐出圧をそのまま出力し、前記第 2 ポンプ装置の前記第 3 吐出ポートの吐出圧が前記トルク制御開始圧力まで上昇し前記第 2 ポンプ装置の吸収トルクが前記第 2 所定値に達すると、前記第 2 ポンプ装置の前記第 3 吐出ポートの吐出圧を前記第 2 所定値に対応する圧力に減圧して出力する減圧弁と、

前記減圧弁の出力圧が導かれ、前記減圧弁の出力圧が高くなるにしたがって前記第 1 ポンプ装置の容量を減少させ前記第 1 ポンプ装置の最大トルクが減少するよう前記第 1 ポンプ装置の容量を制御する減トルク制御アクチュエータとを更に備えることを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

40

【請求項 3】

請求項 1 又は 2 記載の建設機械の油圧駆動装置において、

前記複数の流量制御弁は、前記第 2 ポンプ装置の前記第 3 吐出ポートに接続された第 3 圧油供給路を前記第 1 アクチュエータに接続する油路に設けられた第 1 流量制御弁と、前記第 1 ポンプ装置の前記第 1 吐出ポートに接続された第 1 圧油供給路を前記第 1 アクチュエータに接続する油路に設けられた第 2 流量制御弁と、前記第 1 ポンプ装置の前記第 2 吐出ポートに接続された第 2 圧油供給路を前記第 2 アクチュエータに接続する油路に設けられた第 3 流量制御弁と、前記第 1 ポンプ装置の前記第 1 吐出ポートに接続された前記第 1 圧油供給路を前記第 2 アクチュエータに接続する油路に設けられた第 4 流量制御弁とを含

50

み、

前記第 1 及び第 3 流量制御弁は、スプールストロークが増加するにしたがって開口面積が増加し、中間ストロークで最大開口面積となり、その後、最大のスプールストロークまで最大開口面積が維持されるように開口面積特性が設定され、

前記第 2 及び第 4 流量制御弁は、スプールストロークが中間ストロークになるまでは開口面積はゼロであり、スプールストロークが前記中間ストロークを超えて増加するにしたがって開口面積が増加し、最大のスプールストロークの直前で最大開口面積となるように開口面積特性が設定されることを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

【請求項 4】

請求項 1 又は 2 記載の建設機械の油圧駆動装置において、

前記スプリットフロータイプの第 1 ポンプ装置は前記第 1 及び第 2 吐出ポートから同じ流量の圧油を吐出するように構成され、

前記複数のアクチュエータは、同時に駆動されかつそのとき供給流量が同等になることで所定の機能を果たす第 3 及び第 4 アクチュエータを含み、

前記第 3 アクチュエータを、前記スプリットフロータイプの第 1 ポンプ装置の前記第 1 及び第 2 吐出ポートの一方から吐出される圧油で駆動し、前記第 4 アクチュエータを、前記スプリットフロータイプの第 1 ポンプ装置の前記第 1 及び第 2 吐出ポートの他方から吐出される圧油で駆動するよう、前記第 1 ポンプ装置の第 1 及び第 2 吐出ポートと前記第 3 及び第 4 アクチュエータとを接続したことを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

【請求項 5】

請求項 4 記載の建設機械の油圧駆動装置において、

前記第 1 ポンプ制御装置は、前記スプリットフロータイプの第 1 ポンプ装置の前記第 1 吐出ポートの吐出圧が導かれる第 1 トルク制御用のアクチュエータと、前記第 2 吐出ポートの吐出圧が導かれる第 2 トルク制御用のアクチュエータとを有し、前記第 1 及び第 2 トルク制御用のアクチュエータによって、前記第 1 吐出ポートの吐出圧と前記第 2 吐出ポートの吐出圧の平均圧力が高くなるにしたがって第 1 ポンプ装置の容量を減少させることを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

【請求項 6】

請求項 4 記載の建設機械の油圧駆動装置において、

前記スプリットフロータイプの第 1 ポンプ装置の前記第 1 吐出ポートに接続される第 1 圧油供給路と前記第 2 吐出ポートに接続される第 2 圧油供給路との間に接続され、前記第 3 及び第 4 アクチュエータと前記スプリットフロータイプの第 1 ポンプ装置によって駆動されるその他アクチュエータとが同時に駆動されるときは連通位置に切り換えられ、それ以外のときは遮断位置に切り換えられる切換弁を更に備えることを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

【請求項 7】

請求項 1 ～ 6 のいずれか 1 項記載の建設機械の油圧駆動装置において、

前記第 1 及び第 2 アクチュエータは、それぞれ、油圧ショベルのブーム及びアームを駆動するブームシリンダ及びアームシリンダであることを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

【請求項 8】

請求項 4 ～ 6 のいずれか 1 項記載の建設機械の油圧駆動装置において、

前記第 3 及び第 4 アクチュエータは、それぞれ、油圧ショベルの走行体を駆動する左右の走行モータであることを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、油圧式ショベル等の建設機械の油圧駆動装置に係わり、特に、2つの吐出ポートを有しかつ単一のポンプレギュレータ（ポンプ制御装置）によって吐出流量が制御されるポンプ装置を備えるとともに、ポンプ装置の吐出圧が複数のアクチュエータの最高負

10

20

30

40

50

荷圧より高くなるよう制御されるロードセンシングシステムを備えた建設機械の油圧駆動装置に関する。

【背景技術】

【0002】

油圧ポンプ（メインポンプ）の吐出圧が複数のアクチュエータの最高負荷圧より目標差圧だけ高くなるよう油圧ポンプの吐出流量を制御するロードセンシングシステムを備えたものが、油圧ショベルのような建設機械の油圧駆動装置として広く利用されている。

【0003】

特許文献1には、そのようなロードセンシングシステムを備えた建設機械の油圧駆動装置において、第1アクチュエータ群及び第2アクチュエータ群に対応して第1及び第2の2つの油圧ポンプを設けた2ポンプロードセンシングシステムが記載されている。この2ポンプロードセンシングシステムでは、2つの油圧ポンプのうち、一方の油圧ポンプの最大容量を他方の油圧ポンプの最大容量よりも大きくし、一方の油圧ポンプの最大容量を最大要求流量が最も大きいアクチュエータ（アームシリンダを想定）を駆動可能な容量に設定するとともに、他方の油圧ポンプの吐出流量により特定のアクチュエータ（ブームシリンダを想定）を駆動するように構成している。また、上記一方の油圧ポンプ側に合流弁を設け、最大要求流量が最も大きいアクチュエータ（アームシリンダを想定）の要求流量が少ないときのみ、特定のアクチュエータ（ブームシリンダを想定）の要求流量が大きいときは、合流弁を介して一方の油圧ポンプの吐出流量を他方の油圧ポンプの吐出流量に合流して特定のアクチュエータ（ブームシリンダを想定）に供給可能としている。

【0004】

特許文献2には、2つの油圧ポンプを用いる代わりに、2つの吐出ポートを有するスプリットフロータイプの油圧ポンプを用い、第1の吐出ポート及び第2の吐出ポートの吐出流量を第1アクチュエータ群及び第2アクチュエータ群のそれぞれの最大負荷圧に基づいてそれぞれ独立して制御できるようにした2ポンプロードセンシングシステムが記載されている。このシステムにおいても、2つの吐出ポートの吐出油路間に分・合流切換弁（走行独立弁）を設け、走行のみする場合或いは走行しながらドーザ装置を使用する場合などには、分・合流切換弁を分流位置に切り換えて2つの吐出ポートの吐出流量を独立してアクチュエータに供給し、ブームシリンダ、アームシリンダ等の走行やドーザ以外のアクチュエータを駆動するときは、分・合流切換弁を合流位置に切り換えて2つの吐出ポートの吐出流量を合流してアクチュエータに供給できるようにしている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0005】

【特許文献1】特開2011-196438号公報

【特許文献2】特開2012-67459号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

特許文献1で指摘されているように、通常の1ポンプロードセンシングシステムを備えた油圧駆動装置では、油圧ポンプの吐出圧は常に複数のアクチュエータの最高負荷圧よりもある設定圧分だけ高くなるように制御されるため、負荷圧の高いアクチュエータと負荷圧の低いアクチュエータを複合して駆動する場合（例えば、ブーム上げ（負荷圧：高）とアームクラウド（負荷圧：低）操作を同時に行う、所謂水平均し動作を行った場合など）には、油圧ポンプの吐出圧はブームシリンダの高い負荷圧よりもある設定圧分だけ高くなるように制御される。このとき、負荷圧の低いアームシリンダに流量が流れすぎるのを防ぐために設けられたアームシリンダ駆動用の圧力補償弁が絞られるため、この圧力補償弁の圧損のために無駄なエネルギーを消費していた。

【0007】

特許文献1に記載の2ポンプロードセンシングシステムを備えた油圧駆動装置では、ア

ームシリンダ駆動用の油圧ポンプとブームシリンダ駆動用の油圧ポンプを別々に設けて分離することで、水平均し動作などで、負荷圧の低いアームシリンダ駆動用の圧力補償弁による絞り圧損を低減し、無駄なエネルギー消費を防ぐことができる。

【0008】

しかしながら、特許文献1に記載の2ポンプロードセンシングシステムには以下のような別の問題がある。

【0009】

油圧ショベルの掘削動作において、水平均し動作はブームシリンダ小流量 + アームシリンダ大流量の組み合わせである。しかし、油圧ショベルにおいて、ブームシリンダとアームシリンダは共に最大の要求流量が他のアクチュエータに比べて大きいアクチュエータであり、油圧ショベルの実際の掘削動作では、ブームシリンダが大流量となる複合動作もある。例えば、バケット掘削後、ブーム上げを最大スピードで行いながら（ブーム上げフル操作）アームクラウドを微操作するバケットかき寄せ動作では、ブームシリンダ大流量 + アームシリンダ小流量の組み合わせとなる。また、斜面上側に油圧ショベルの本体を水平に配置し、そこから、斜面の谷側から山側（上側）に向かってバケット爪先を斜めに移動させる、いわゆる斜面上側からの斜め引き動作では、通常、アーム操作レバーはフル入力、ブーム操作レバーはハーフ入力であり、ブームシリンダ中流量 + アームシリンダ大流量の組み合わせとなる。また、この斜め引き動作では、ブーム上げの操作量は斜面の角度と斜面に対するアーム角度（車体とバケット先端との距離）によって変化し、それに応じてブームシリンダ流量は中流量と大流量との間で変化する。

【0010】

特許文献1では、一方の油圧ポンプ側に合流弁を設け、アームシリンダの要求流量が少ないときのみ、ブームシリンダの要求流量が増加した場合に一方の油圧ポンプの吐出流量を他方の油圧ポンプの吐出流量に合流してブームシリンダに供給可能としている。しかし、このような回路構成でバケット掘削後のバケットかき寄せ動作を行った場合、ブームシリンダに供給される圧油の流量はバケットかき寄せ動作を素早く行うのに必要な流量に達しない場合があり、ブーム速度が遅くなるという問題がある。

【0011】

また、アームシリンダの要求流量が大きいときは合流弁は閉じられるため、ブームシリンダには小容量側の油圧ポンプの圧油しか供給することができない。このため、ブームシリンダの要求流量が中流量以上となる斜面上側からの斜め引き動作を行うことができなかった。

【0012】

このように特許文献1では、水平均し動作という特定の複合動作に対してはブームシリンダとアームシリンダに要求される流量バランスが得られるが、ブームシリンダに中流量以上の流量が要求される複合動作に対しては、必要な流量バランスが得られず、適切な複合動作が行えないか、複合動作そのものが行えないという問題があった。

【0013】

特許文献2に記載のロードセンシングシステムにおいては、走行及び/又はドーザ装置を使用する場合以外は、2つの吐出ポートの吐出流量を合流させてアクチュエータを駆動するため、そのときの油圧回路の形態は1ポンプの油圧回路と実質的に同じとなる。このため通常の1ポンプロードセンシングシステムを備えた油圧駆動装置と同様、負荷圧の高いアクチュエータと負荷圧の低いアクチュエータを複合して駆動する複合操作時に、圧力補償弁の圧損のために無駄なエネルギー消費が発生するという基本的な問題がある。

【0014】

本発明の目的は、最大の要求流量が大きい2つのアクチュエータを同時に駆動する複合操作時に、圧力補償弁の絞り圧損による無駄なエネルギー消費を抑えつつ、2つのアクチュエータに要求される様々な流量バランスに柔軟に対応することができる建設機械の油圧駆動装置を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

10

20

30

40

50

【 0 0 1 5 】

(1) 上記目的を達成するために、本発明は、第 1 吐出ポート及び第 2 吐出ポートを有するスプリットフロータイプの第 1 ポンプ装置と、第 3 吐出ポートを有するシングルフロータイプの第 2 ポンプ装置と、前記第 1 及び第 2 ポンプ装置の前記第 1 ~ 第 3 吐出ポートから吐出された圧油により駆動される複数のアクチュエータと、前記第 1 ~ 第 3 吐出ポートから前記複数のアクチュエータに供給される圧油の流れを制御する複数の流量制御弁と、前記複数の流量制御弁の前後差圧をそれぞれ制御する複数の圧力補償弁と、前記第 1 ポンプ装置の前記第 1 及び第 2 吐出ポートの高圧側の吐出圧が前記第 1 及び第 2 吐出ポートから吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータの最高負荷圧より第 1 目標差圧だけ高くなるよう前記第 1 ポンプ装置の容量を制御するロードセンシング制御部を有する第 10
1 ポンプ制御装置と、前記第 2 ポンプ装置の前記第 3 吐出ポートの吐出圧が前記第 2 ポンプ装置の前記第 3 吐出ポートから吐出される圧油により駆動される複数のアクチュエータの最高負荷圧よりも設定圧力以上高くなると開状態になって前記第 2 ポンプ装置の前記第 3 吐出ポートから吐出された圧油をタンクに戻すことで、前記第 2 ポンプ装置の前記第 3 吐出ポートの吐出圧が前記第 2 ポンプ装置の前記第 3 吐出ポートから吐出される圧油により駆動される複数のアクチュエータの最高負荷圧より第 2 目標差圧だけ高くなるよう前記第 2 ポンプ装置の前記第 3 吐出ポートの吐出圧を制御するアンロード弁とを備え、

前記複数のアクチュエータは、他のアクチュエータよりも最大の要求流量が大きい第 1 及び第 2 アクチュエータを含み、前記第 1 アクチュエータの要求流量が所定流量より小さい場合は、前記第 1 アクチュエータを前記シングルフロータイプの第 2 ポンプ装置の前記 20
第 3 吐出ポートから吐出される圧油のみで駆動し、前記第 1 アクチュエータの要求流量が前記所定流量より大きい場合は、前記シングルフロータイプの第 2 ポンプ装置の前記第 3 吐出ポートから吐出される圧油と前記スプリットフロータイプの第 1 ポンプ装置の前記第 1 及び第 2 吐出ポートの一方から吐出される圧油とを合流して前記第 1 アクチュエータを駆動するよう、前記第 1 ポンプ装置の第 1 吐出ポート及び前記第 2 ポンプ装置の第 3 吐出ポートと前記第 1 アクチュエータとを接続し、前記第 2 アクチュエータの要求流量が所定流量より小さい場合は、前記第 2 アクチュエータを前記スプリットフロータイプの第 1 ポンプ装置の前記第 1 及び第 2 吐出ポートの他方から吐出される圧油のみで駆動し、前記第 2 アクチュエータの要求流量が前記所定流量より大きい場合は、前記スプリットフロータイプの第 1 ポンプ装置の前記第 1 及び第 2 吐出ポートの両方から吐出される圧油を合流して前記第 2 アクチュエータを駆動するよう、前記第 1 ポンプ装置の第 1 及び第 2 吐出ポートと前記第 2 アクチュエータとを接続したものとす。 30

【 0 0 1 6 】

このように構成した本発明においては、第 1 アクチュエータ（例えばブームシリンダ）の要求流量が小流量で、第 2 アクチュエータ（例えばアームシリンダ）の要求流量が大流量の複合動作（例えば水平均し動作）では、第 2 アクチュエータに第 1 吐出ポートと第 2 吐出ポートから第 2 アクチュエータが要求する大流量が供給され、第 1 アクチュエータ（例えばブームシリンダ）の要求流量が大流量で、第 2 アクチュエータ（例えばアームシリンダ）の要求流量が小流量の複合動作（例えばバケットかき寄せ動作）では、第 1 アクチュエータに第 1 吐出ポートと第 3 吐出ポートから第 1 アクチュエータが要求する大流量が 40
供給され、第 1 アクチュエータ（例えばブームシリンダ）の要求流量が中流量以上で、第 2 アクチュエータ（例えばアームシリンダ）の要求流量が大流量の複合動作（例えば斜面上側からの斜め引き動作）では、第 1 アクチュエータに第 1 吐出ポートと第 3 吐出ポートから第 1 アクチュエータが要求する中流量以上の流量が供給され、第 2 アクチュエータに第 1 吐出ポートと第 2 吐出ポートから第 2 アクチュエータが要求する大流量が供給される。

【 0 0 1 7 】

このように最大の要求流量が大きい 2 つのアクチュエータを同時に駆動する複合操作時に、2 つのアクチュエータに要求される様々な流量バランスに柔軟に対応することができる。 50

【 0 0 1 8 】

また、第 1 アクチュエータと第 2 アクチュエータの要求流量が共に中流量以上となる複合動作以外の複合動作では、第 1 アクチュエータと第 2 アクチュエータはそれぞれ別々の吐出ポートからの圧油で駆動され、第 1 アクチュエータと第 2 アクチュエータの要求流量が共に中流量以上となる複合動作においても、第 3 吐出ポートと第 2 吐出ポートについては、第 1 アクチュエータと第 2 アクチュエータはそれぞれ別々の吐出ポートからの圧油で駆動されるため、低負荷側アクチュエータの圧力補償弁での絞り圧損による無駄なエネルギー消費を抑えることができる。

【 0 0 1 9 】

(2) 上記 (1) において、好ましくは、前記第 1 ポンプ制御装置は、前記第 1 ポンプ装置の前記第 1 及び第 2 吐出ポートの吐出圧が導かれ、前記第 1 ポンプ装置の吸収トルクが第 1 所定値以下であるときは、前記ロードセンシング制御部による前記第 1 ポンプ装置の容量制御を可能とし、前記第 1 ポンプ装置の吸収トルクが前記第 1 所定値に達すると、前記第 1 ポンプ装置の吸収トルクが前記第 1 所定値を超えないように前記第 1 ポンプ装置の容量を制限制御する第 1 トルク制御部を更に有し、前記第 2 ポンプ装置の前記第 3 吐出ポートの吐出圧が導かれ、前記第 2 ポンプ装置の吸収トルクが第 2 所定値以下であるときは前記第 2 ポンプ装置を最大容量で動作させ、前記第 2 ポンプ装置の吸収トルクが前記第 2 所定値に達すると、前記第 2 ポンプ装置の吸収トルクが前記第 2 所定値を超えないように前記第 2 ポンプ装置の容量を制限制御する第 2 トルク制御部を有する第 2 ポンプ制御装置と、前記第 2 ポンプ装置の前記第 3 吐出ポートの吐出圧が導かれ、前記第 2 ポンプ装置の前記第 3 吐出ポートの吐出圧が前記第 2 トルク制御部のトルク制御開始圧力以下で、前記第 2 ポンプ装置の吸収トルクが前記第 2 所定値以下であるときは、前記第 2 ポンプ装置の前記第 3 吐出ポートの吐出圧をそのまま出力し、前記第 2 ポンプ装置の前記第 3 吐出ポートの吐出圧が前記トルク制御開始圧力まで上昇し前記第 2 ポンプ装置の吸収トルクが前記第 2 所定値に達すると、前記第 2 ポンプ装置の前記第 3 吐出ポートの吐出圧を前記第 2 所定値に対応する圧力に減圧して出力する減圧弁と、前記減圧弁の出力圧が導かれ、前記減圧弁の出力圧が高くなるにしたがって前記第 1 ポンプ装置の容量を減少させ前記第 1 ポンプ装置の最大トルクが減少するよう前記第 1 ポンプ装置の容量を制御する減トルク制御アクチュエータとを更に備える。

【 0 0 2 0 】

これにより減圧弁は第 2 ポンプ装置の吸収トルクを模擬した圧力を出力し、この圧力を減トルク制御アクチュエータに導いて第 1 ポンプ装置の最大トルクを減少させるため、第 2 ポンプ装置がトルク制御の制限を受けトルク制御の第 2 最大トルクで動作するときだけでなく、第 2 ポンプ装置がトルク制御の制限を受けないときにも、全トルク制御を精度良く行い、原動機の定格出力トルクを有効利用することができる。

【 0 0 2 1 】

(3) 上記 (1) 又は (2) において、好ましくは、前記複数の流量制御弁は、前記第 2 ポンプ装置の前記第 3 吐出ポートに接続された第 3 圧油供給路を前記第 1 アクチュエータに接続する油路に設けられた第 1 流量制御弁と、前記第 1 ポンプ装置の前記第 1 吐出ポートに接続された第 1 圧油供給路を前記第 1 アクチュエータに接続する油路に設けられた第 2 流量制御弁と、前記第 1 ポンプ装置の前記第 2 吐出ポートに接続された第 2 圧油供給路を前記第 2 アクチュエータに接続する油路に設けられた第 3 流量制御弁と、前記第 1 ポンプ装置の前記第 1 吐出ポートに接続された前記第 1 圧油供給路を前記第 2 アクチュエータに接続する油路に設けられた第 4 流量制御弁とを含み、前記第 1 及び第 3 流量制御弁は、スプールストロークが増加するにしたがって開口面積が増加し、中間ストロークで最大開口面積となり、その後、最大のスプールストロークまで最大開口面積が維持されるように開口面積特性が設定され、前記第 2 及び第 4 流量制御弁は、スプールストロークが中間ストロークになるまでは開口面積はゼロであり、スプールストロークが前記中間ストロークを超えて増加するにしたがって開口面積が増加し、最大のスプールストロークの直前で最大開口面積となるように開口面積特性が設定される。

【 0 0 2 2 】

これにより上記（１）のように、第１アクチュエータの要求流量が所定流量より小さい場合は、第１アクチュエータをシングルフロータイプの第２ポンプ装置の第３吐出ポートから吐出される圧油のみで駆動し、第１アクチュエータの要求流量が所定流量より大きい場合は、シングルフロータイプの第２ポンプ装置の第３吐出ポートから吐出される圧油とスプリットフロータイプの第１ポンプ装置の第１及び第２吐出ポートの一方から吐出される圧油とを合流して第１アクチュエータを駆動するよう、第１ポンプ装置の第１吐出ポート及び第２ポンプ装置の第３吐出ポートと第１アクチュエータとが接続され、第２アクチュエータの要求流量が所定流量より小さい場合は、第２アクチュエータをスプリットフロータイプの第１ポンプ装置の第１及び第２吐出ポートの他方から吐出される圧油のみで駆動し、第２アクチュエータの要求流量が所定流量より大きい場合は、スプリットフロータイプの第１ポンプ装置の第１及び第２吐出ポートの両方から吐出される圧油を合流して第２アクチュエータを駆動するよう、第１ポンプ装置の第１及び第２吐出ポートと第２アクチュエータとが接続される。

10

【 0 0 2 3 】

（４）上記（１）又は（２）において、好ましくは、前記スプリットフロータイプの第１ポンプ装置は前記第１及び第２吐出ポートから同じ流量の圧油を吐出するように構成され、前記複数のアクチュエータは、同時に駆動されかつそのとき供給流量が同等になることで所定の機能を果たす第３及び第４アクチュエータを含み、前記第３アクチュエータを、前記スプリットフロータイプの第１ポンプ装置の前記第１及び第２吐出ポートの一方から吐出される圧油で駆動し、前記第４アクチュエータを、前記スプリットフロータイプの第１ポンプ装置の前記第１及び第２吐出ポートの他方から吐出される圧油で駆動するよう、前記第１ポンプ装置の第１及び第２吐出ポートと前記第３及び第４アクチュエータとを接続する。

20

【 0 0 2 4 】

これにより第１及び第２吐出ポートから等しい流量の圧油がそれぞれの圧油供給路に吐出され、第３及び第４アクチュエータ（例えば左右の走行モータ）に常に等量の圧油を供給し、第３及び第４アクチュエータに確実に所定の機能を果たさせることができる。

【 0 0 2 5 】

（５）上記（４）において、好ましくは、前記第１ポンプ制御装置は、前記スプリットフロータイプの第１ポンプ装置の前記第１吐出ポートの吐出圧が導かれる第１トルク制御用のアクチュエータと、前記第２吐出ポートの吐出圧が導かれる第２トルク制御用のアクチュエータとを有し、前記第１及び第２トルク制御用のアクチュエータによって、前記第１吐出ポートの吐出圧と前記第２吐出ポートの吐出圧の平均圧力が高くなるにしたがって第１ポンプ装置の容量を減少させる。

30

【 0 0 2 6 】

これにより一つのポンプによって第３及び第４アクチュエータ（例えば左右の走行モータ）を駆動する場合に比べて、トルク制御（馬力制御）によって流量が制限されにくくなり、作業効率が大きく低下することなく第３及び第４アクチュエータは所定の機能（例えば走行ステアリング）を果たすことができる。

40

【 0 0 2 7 】

（６）上記（４）において、好ましくは、前記スプリットフロータイプの第１ポンプ装置の前記第１吐出ポートに接続される第１圧油供給路と前記第２吐出ポートに接続される第２圧油供給路との間に接続され、前記第３及び第４アクチュエータと前記スプリットフロータイプの第１ポンプ装置によって駆動されるその他アクチュエータとが同時に駆動されるときは連通位置に切り換えられ、それ以外のときは遮断位置に切り換えられる切換弁を更に備える。

【 0 0 2 8 】

これにより第３及び第４アクチュエータ（例えば左右の走行モータ）とその他アクチュエータとが同時に駆動される複合動作（例えば走行複合動作）では、第１ポンプ装置の第

50

1 吐出ポートと第2吐出ポートは一つのポンプとして機能するため、第3及び第4アクチュエータとその他アクチュエータに必要な流量を供給することが可能となり、良好な複合操作性が得られる。

【0029】

(7) 上記(1)～(6)において、前記第1及び第2アクチュエータは、例えばそれぞれ、油圧ショベルのブーム及びアームを駆動するブームシリンダ及びアームシリンダである。

【0030】

これにより油圧ショベルのブームシリンダとアームシリンダを同時に駆動する複合操作時に、圧力補償弁の絞り圧損による無駄なエネルギー消費を抑えつつ、ブームシリンダとアームシリンダに要求される様々な流量バランスに柔軟に対応し、良好な複合操作性を得ることができる。

10

【0031】

(8) 上記(4)～(6)において、前記第3及び第4アクチュエータは、例えばそれぞれ、油圧ショベルの走行体を駆動する左右の走行モータである。

【0032】

これにより油圧ショベルにおいて良好な直進走行性を得ることができる。また、油圧ショベルの走行ステアリング動作では、良好なステアリングフィーリングを実現することができる。

20

【発明の効果】

【0033】

本発明によれば、最大の要求流量が大きい2つのアクチュエータを同時に駆動する複合操作時に、圧力補償弁の絞り圧損による無駄なエネルギー消費を抑えつつ、2つのアクチュエータに要求される様々な流量バランスに柔軟に対応し、良好な複合操作性を得ることができる。

【0034】

また、油圧ショベルのブームシリンダとアームシリンダを同時に駆動する複合操作時に、圧力補償弁の絞り圧損による無駄なエネルギー消費を抑えつつ、ブームシリンダとアームシリンダに要求される様々な流量バランスに柔軟に対応し、良好な複合操作性を得ることができる。

30

【0035】

また、本発明によれば、減圧弁は第2ポンプ装置の吸収トルクを模擬した圧力を出力し、この圧力を減トルク制御アクチュエータに導いて第1ポンプ装置の最大トルクを減少させるため、第2ポンプ装置がトルク制御の制限を受けトルク制御の第2最大トルクで動作するときだけでなく、第2ポンプ装置がトルク制御の制限を受けないときにも、全トルク制御を精度良く行い、原動機の定格出力トルクを有効利用することができる。

【0036】

また、油圧ショベルの良好な直進走行性を得ることができる。また、油圧ショベルの走行ステアリング動作では、良好なステアリングフィーリングを実現することができる。

40

【図面の簡単な説明】

【0037】

【図1】本発明の一実施の形態に係わる油圧ショベル（建設機械）の油圧駆動装置を示す図である。

【図2A】ブームシリンダ及びアームシリンダ以外のアクチュエータの流量制御弁のそれぞれのメータイン通路の開口面積特性を示す図である。

【図2B】ブームシリンダのメイン及びアシスト流量制御弁及びアームシリンダのメイン及びアシスト流量制御弁のそれぞれのメータイン通路の開口面積特性（上側）と、ブームシリンダのメイン及びアシスト流量制御弁及びアームシリンダのメイン及びアシスト流量制御弁のメータイン通路の合成開口面積特性（下側）を示す図である。

50

【図 3】第 1 トルク制御部により得られるトルク制御特性（P Q 特性）と減トルク制御の効果を示す図である。

【図 4 A】第 2 トルク制御部により得られるトルク制御特性を P Q 特性で示す図である。

【図 4 B】第 2 トルク制御部により得られるトルク制御特性をトルク特性で示す図である。

【図 5】本発明の油圧駆動装置が搭載される建設機械である油圧ショベルの外観を示す図である。

【発明を実施するための形態】

【0038】

以下、本発明の実施の形態を図面に従い説明する。

【0039】

～構成～

図 1 は本発明の一実施の形態に係わる油圧ショベル（建設機械）の油圧駆動装置を示す図である。

【0040】

図 1 において、本実施の形態の油圧駆動装置は、原動機（例えばディーゼルエンジン）1 と、その原動機 1 によって駆動され、第 1 及び第 2 圧油供給路 105, 205 に圧油を吐出する第 1 及び第 2 吐出ポート 102a, 102b を有するスプリットフロータイプの可変容量型メインポンプ 102（第 1 油圧ポンプ）と、原動機 1 によって駆動され、第 3 圧油供給路 305 に圧油を吐出する第 3 吐出ポート 202a を有するシングルフロータイプの可変容量型メインポンプ 202（第 2 油圧ポンプ）と、メインポンプ 102 の第 1 及び第 2 吐出ポート 102a, 102b 及びメインポンプ 202 の第 3 吐出ポート 202a から吐出される圧油により駆動される複数のアクチュエータ 3a, 3b, 3c, 3d, 3e, 3f, 3g, 3h と、第 1～第 3 圧油供給路 105, 205, 305 に接続され、メインポンプ 102 の第 1 及び第 2 吐出ポート 102a, 102b 及びメインポンプ 202 の第 3 吐出ポート 202a から複数のアクチュエータ 3a～3h に供給される圧油の流れを制御するコントロールバルブユニット 4 と、メインポンプ 102 の第 1 及び第 2 吐出ポート 102a, 102b の吐出流量を制御するためのレギュレータ 112（第 1 ポンプ制御装置）と、メインポンプ 202 の第 3 吐出ポート 202a の吐出流量を制御するためのレギュレータ 212（第 2 ポンプ制御装置）とを備えている。

【0041】

コントロールバルブユニット 4 は、第 1～第 3 圧油供給路 105, 205, 305 に接続され、メインポンプ 102 の第 1 及び第 2 吐出ポート 102a, 102b、メインポンプ 202 の第 3 吐出ポート 202a から複数のアクチュエータ 3a～3h に供給される圧油の流量を制御する複数の流量制御弁 6a, 6b, 6c, 6d, 6e, 6f, 6g, 6h, 6i, 6j と、複数の流量制御弁 6a～6j の前後差圧が目標差圧に等しくなるよう複数の流量制御弁 6a～6j の前後差圧をそれぞれ制御する複数の圧力補償弁 7a, 7b, 7c, 7d, 7e, 7f, 7g, 7h, 7i, 7j と、複数の流量制御弁 6a～6j のスプールと一緒にストロークし、各流量制御弁の切り換わりを検出するための複数の操作検出弁 8b, 8c, 8d, 8f, 8g, 8i, 8j と、第 1 圧油供給路 105 に接続され、第 1 圧油供給路 105 の圧力（すなわち第 1 吐出ポート 102a の吐出圧）を設定圧力以上にならないように制御するメインリリーフ弁 114 と、第 2 圧油供給路 205 に接続され、第 2 圧油供給路 205 の圧力（すなわち第 2 吐出ポート 102b の吐出圧）を設定圧力以上にならないように制御するメインリリーフ弁 214 と、第 3 圧油供給路 305 に接続され、第 3 圧油供給路 305 の圧力（すなわちメインポンプ 202 の吐出圧或いは第 3 吐出ポート 202a の吐出圧）を設定圧力以上にならないように制御するメインリリーフ弁 314 と、第 1 圧油供給路 105 に接続され、第 1 圧油供給路 105 の圧力が第 1 吐出ポート 102a から吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータの最高負荷圧にバネの設定圧力を加算した圧力（アンロード弁セット圧）よりも高くなると開状態になって第 1 圧油供給路 105 の圧油をタンクに戻すアンロード弁 115 と、第 2 圧油供給路 20

10

20

30

40

50

5に接続され、第2圧油供給路205の圧力が第2吐出ポート102bから吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータの最高負荷圧にバネの設定圧力を加算した圧力(アンロード弁セット圧)よりも高くなると開状態になって第2圧油供給路205の圧油をタンクに戻すアンロード弁215と、第3圧油供給路305に接続され、第3圧油供給路305の圧力が第3吐出ポート202aから吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータの最高負荷圧にバネの設定圧力を加算した圧力(アンロード弁セット圧)よりも高くなると開状態になって第3圧油供給路305の圧油をタンクに戻すアンロード弁315とを備えている。

【0042】

コントロールバルブユニット4は、また、第1圧油供給路105に接続される流量制御弁6d, 6f, 6i, 6jの負荷ポートに接続され、アクチュエータ3a, 3b, 3d, 3fの最高負荷圧 P_{lmax1} を検出するシャトル弁9d, 9f, 9i, 9jを含む第1負荷圧検出回路131と、第2圧油供給路205に接続される流量制御弁6b, 6c, 6gの負荷ポートに接続され、アクチュエータ3b, 3c, 3gの最高負荷圧 P_{lmax2} を検出するシャトル弁9b, 9c, 9gを含む第2負荷圧検出回路132と、第3圧油供給路305に接続される流量制御弁6a, 6e, 6hの負荷ポートに接続され、アクチュエータ3a, 3e, 3hの負荷圧(最高負荷圧) P_{lmax3} を検出するシャトル弁9e, 9hを含む第3負荷圧検出回路133と、第1圧油供給路105の圧力(すなわち第1吐出ポート102aの吐出圧) $P1$ と第1負荷圧検出回路131によって検出された最高負荷圧 P_{lmax1} (第1圧油供給路105に接続されるアクチュエータ3a, 3b, 3d, 3fの最高負荷圧)との差(LS差圧)を絶対圧 P_{ls1} として出力する差圧減圧弁111と、第2圧油供給路205の圧力(すなわち第2吐出ポート102bの吐出圧) $P2$ と第2負荷圧検出回路132によって検出された最高負荷圧 P_{lmax2} (第2圧油供給路205に接続されるアクチュエータ3b, 3c, 3gの最高負荷圧)との差(LS差圧)を絶対圧 P_{ls2} として出力する差圧減圧弁211と、第3圧油供給路305の圧力(すなわちメインポンプ202の吐出圧或いは第3吐出ポート202aの吐出圧) $P3$ と第3負荷圧検出回路133によって検出された最高負荷圧 P_{lmax3} (第3圧油供給路305に接続されるアクチュエータ3a, 3e, 3hの負荷圧)との差(LS差圧)を絶対圧 P_{ls3} として出力する差圧減圧弁311とを備えている。以下において、差圧減圧弁111, 211, 311が出力する絶対圧 P_{ls1} , P_{ls2} , P_{ls3} を、適宜、LS差圧 P_{ls1} , P_{ls2} , P_{ls3} という。

【0043】

前述したアンロード弁115には、第1吐出ポート102aから吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータの最高負荷圧として第1負荷圧検出回路131によって検出された最高負荷圧 P_{lmax1} が導かれ、前述したアンロード弁215には、第2吐出ポート102bから吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータの最高負荷圧として第2負荷圧検出回路132によって検出された最高負荷圧 P_{lmax2} が導かれ、前述したアンロード弁315には、第3吐出ポート202aから吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータの最高負荷圧として第3負荷圧検出回路133によって検出された最高負荷圧 P_{lmax3} が導かれる。

【0044】

また、差圧減圧弁111が出力するLS差圧 P_{ls1} は、第1圧油供給路105に接続された圧力補償弁7d, 7f, 7i, 7jとメインポンプ102のレギュレータ112に導かれ、差圧減圧弁211が出力するLS差圧 P_{ls2} は、第2圧油供給路205に接続された圧力補償弁7b, 7c, 7gとメインポンプ102のレギュレータ112に導かれ、差圧減圧弁311が出力するLS差圧 P_{ls3} は、第3圧油供給路305に接続された圧力補償弁7a, 7e, 7hに導かれる。

【0045】

ここで、アクチュエータ3aは、流量制御弁6i及び圧力補償弁7iと第1圧油供給路105を介して第1吐出ポート102aに接続され、かつ流量制御弁6a及び圧力補償弁7aと第3圧油供給路305を介して第3吐出ポート202aに接続されている。アクチ

ュエータ 3 a は、例えば油圧ショベルのブームを駆動するブームシリンダであり、流量制御弁 6 a はブームシリンダ 3 a のメイン駆動用であり、流量制御弁 6 i はブームシリンダ 3 a アシスト駆動用である。アクチュエータ 3 b は、流量制御弁 6 j 及び圧力補償弁 7 j と第 1 圧油供給路 1 0 5 を介して第 1 吐出ポート 1 0 2 a に接続され、かつ流量制御弁 6 b 及び圧力補償弁 7 b と第 2 圧油供給路 2 0 5 を介して第 2 吐出ポート 1 0 2 b に接続されている。アクチュエータ 3 b は、例えば油圧ショベルのアームを駆動するアームシリンダであり、流量制御弁 6 b はアームシリンダ 3 b のメイン駆動用であり、流量制御弁 6 j はアームシリンダ 3 b のアシスト駆動用である。

【 0 0 4 6 】

アクチュエータ 3 d , 3 f はそれぞれ流量制御弁 6 d , 6 f 及び圧力補償弁 7 d , 7 f と第 1 圧油供給路 1 0 5 を介して第 1 吐出ポート 1 0 2 a に接続され、アクチュエータ 3 c , 3 g はそれぞれ流量制御弁 6 c , 6 g 及び圧力補償弁 7 c , 7 g と第 2 圧油供給路 2 0 5 を介して第 2 吐出ポート 1 0 2 b に接続されている。アクチュエータ 3 d , 3 f は、それぞれ、例えば油圧ショベルのバケットを駆動するバケットシリンダ、下部走行体の左側履帯を駆動する左走行モータである。アクチュエータ 3 c , 3 g は、それぞれ、例えば油圧ショベルの上部旋回体を駆動する旋回モータ、下部走行体の右側履帯を駆動する右走行モータである。アクチュエータ 3 e , 3 h はそれぞれ流量制御弁 6 e , 6 h 及び圧力補償弁 7 e , 7 h と第 3 圧油供給路 3 0 5 を介して第 3 吐出ポート 1 0 2 a に接続されている。アクチュエータ 3 e , 3 h は、それぞれ、例えば油圧ショベルのスイングポストを駆動するスイングシリンダ、ブレードを駆動するブレードシリンダである。

【 0 0 4 7 】

図 2 A は、ブームシリンダであるアクチュエータ 3 a (以下適宜ブームシリンダ 3 a という) 及びアームシリンダであるアクチュエータ 3 b (以下適宜アームシリンダ 3 b という) 以外のアクチュエータ 3 c ~ 3 h の流量制御弁 6 c ~ 6 h のそれぞれのメータイン通路の開口面積特性を示す図である。これらの流量制御弁は、スプールストロークが不感帯 0 - S 1 を超えて増加するにしたがって開口面積が増加し、最大のスプールストローク S 3 の直前で最大開口面積 A 3 となるように開口面積特性が設定されている。最大開口面積 A 3 は、アクチュエータの種類に応じてそれぞれ固有の大きさを持つ。

【 0 0 4 8 】

図 2 B の上側は、ブームシリンダ 3 a の流量制御弁 6 a , 6 i 及びアームシリンダ 3 b の流量制御弁 6 b , 6 j のそれぞれのメータイン通路の開口面積特性を示す図である。

【 0 0 4 9 】

ブームシリンダ 3 a のメイン駆動用の流量制御弁 6 a は、スプールストロークが不感帯 0 - S 1 を超えて増加するにしたがって開口面積が増加し、中間ストローク S 2 で最大開口面積 A 1 となり、その後、最大のスプールストローク S 3 まで最大開口面積 A 1 が維持されるように開口面積特性が設定されている。アームシリンダ 3 b のメイン駆動用の流量制御弁 6 b の開口面積特性も同様である。

【 0 0 5 0 】

ブームシリンダ 3 a のアシスト駆動用の流量制御弁 6 i は、スプールストロークが中間ストローク S 2 になるまでは開口面積はゼロであり、スプールストロークが中間ストローク S 2 を超えて増加するにしたがって開口面積が増加し、最大のスプールストローク S 3 の直前で最大開口面積 A 2 となるように開口面積特性が設定されている。アームシリンダ 3 b のアシスト駆動用の流量制御弁 6 j の開口面積特性も同様である。

【 0 0 5 1 】

図 2 B の下側は、ブームシリンダ 3 a の流量制御弁 6 a , 6 i 及びアームシリンダ 3 b の流量制御弁 6 b , 6 j のメータイン通路の合成開口面積特性を示す図である。

【 0 0 5 2 】

ブームシリンダ 3 a の流量制御弁 6 a , 6 i のメータイン通路は、それぞれが上記のような開口面積特性を有する結果、スプールストロークが不感帯 0 - S 1 を超えて増加するにしたがって開口面積が増加し、最大のスプールストローク S 3 の直前で最大開口面積 A

10

20

30

40

50

1 + A 2 となるような合成開口面積特性となる。アームシリンダ 3 b の流量制御弁 6 b , 6 j の合成開口面積特性も同様である。

【 0 0 5 3 】

ここで、図 2 A に示すアクチュエータ 3 c ~ 3 h の流量制御弁 6 c , 6 d , 6 e , 6 f , 6 g , 6 h の最大開口面積 A 3 とブームシリンダ 3 a の流量制御弁 6 a , 6 i 及びアームシリンダ 3 b の流量制御弁 6 b , 6 j の合成した最大開口面積 A 1 + A 2 は、 $A 1 + A 2 > A 3$ の関係にある。すなわち、ブームシリンダ 3 a 及びアームシリンダ 3 b は、他のアクチュエータよりも最大の要求流量が大きいアクチュエータである。

【 0 0 5 4 】

ブームシリンダ 3 a の流量制御弁 6 a , 6 i とアームシリンダ 3 b の流量制御弁 6 b , 6 j のメータインの開口面積を上記のように構成することで、ブームシリンダ 3 a (第 1 アクチュエータ) の要求流量が開口面積 A 1 に対応する所定流量より小さい場合は、ブームシリンダ 3 a (第 1 アクチュエータ) はシングルフロートタイプのメインポンプ 2 0 2 (第 2 ポンプ装置) の第 3 吐出ポート 2 0 2 a から吐出される圧油のみで駆動され、ブームシリンダ 3 a (第 1 アクチュエータ) の要求流量が開口面積 A 1 に対応する所定流量より大きい場合は、シングルフロートタイプのメインポンプ 2 0 2 (第 2 ポンプ装置) の第 3 吐出ポート 2 0 2 a から吐出される圧油とスプリットフロートタイプのメインポンプ 1 0 2 (第 1 ポンプ装置) の第 1 吐出ポート 1 0 2 a (第 1 及び第 2 吐出ポートの一方) から吐出される圧油とを合流してブームシリンダ 3 a (第 1 アクチュエータ) は駆動されるよう、メインポンプ 1 0 2 の第 1 吐出ポート 1 0 2 a 及びメインポンプ 2 0 2 の第 3 吐出ポート 2 0 2 a とブームシリンダ 3 a とが接続される。また、アームシリンダ 3 b (第 2 アクチュエータ) の要求流量が開口面積 A 1 に対応する所定流量より小さい場合は、アームシリンダ 3 b (第 2 アクチュエータ) はスプリットフロートタイプのメインポンプ 1 0 2 (第 1 ポンプ装置) の第 2 吐出ポート 1 0 2 b (第 1 及び第 2 吐出ポートの他方) から吐出される圧油のみで駆動され、アームシリンダ 3 b (第 2 アクチュエータ) の要求流量が開口面積 A 1 に対応する所定流量より大きい場合は、スプリットフロートタイプのメインポンプ 1 0 2 (第 1 ポンプ装置) の第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a , 1 0 2 b の両方から吐出される圧油を合流してアームシリンダ 3 b (第 2 アクチュエータ) は駆動されるよう、メインポンプ 1 0 2 の第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a , 1 0 2 b とアームシリンダ 3 b とが接続されている。

【 0 0 5 5 】

図 1 に戻り、コントロールバルブユニット 4 は、上流側が絞り 4 3 を介してパイロット圧油供給路 3 1 b (後述) に接続され下流側が操作検出弁 8 b , 8 c , 8 d , 8 f , 8 g , 8 i , 8 j を介してタンクに接続された走行複合操作検出油路 5 3 と、この走行複合操作検出油路 5 3 によって生成される操作検出圧に基づいて切り換わる第 1 切換弁 4 0 , 第 2 切換弁 1 4 6 及び第 3 切換弁 2 4 6 とを更に備えている。

【 0 0 5 6 】

走行複合操作検出油路 5 3 は、左走行モータであるアクチュエータ 3 f (以下適宜左走行モータ 3 f という) 及び / 又は右走行モータであるアクチュエータ 3 g (以下適宜右走行モータ 3 g という) と、第 1 圧油供給路 1 0 5 と第 2 圧油供給路 2 0 5 に接続される左右走行モータ以外のアクチュエータ 3 a , 3 b , 3 c , 3 d の少なくとも 1 つとを同時に駆動する走行複合操作でないとき (走行単独操作時) は、少なくとも操作検出弁 8 b , 8 c , 8 d , 8 f , 8 g , 8 i , 8 j のいずれかを介してタンクに連通することで油路 5 3 の圧力がタンク圧となり、当該走行複合操作時は、操作検出弁 8 f , 8 g と、操作検出弁 8 b , 8 c , 8 d , 8 i , 8 j のいずれかがそれぞれ対応する流量制御弁と一緒にストロークしてタンクとの連通が遮断されることで、油路 5 3 に操作検出圧 (操作検出信号) を生成する。

【 0 0 5 7 】

第 1 切換弁 4 0 は、走行複合操作でないとき (走行単独操作時) は、図示下側の第 1 位置 (遮断位置) にあって、第 1 圧油供給路 1 0 5 と第 2 圧油供給路 2 0 5 の連通を遮断し

10

20

30

40

50

、走行複合操作時に、走行複合操作検出油路 5 3 にて生成された操作検出圧によって図示上側の第 2 位置（連通位置）に切り替わって、第 1 圧油供給路 1 0 5 と第 2 圧油供給路 2 0 5 を連通させる。

【 0 0 5 8 】

第 2 切換弁 1 4 6 は、走行複合操作でないとき（走行単独操作時）は、図示下側の第 1 位置にあって、タンク圧を第 2 負荷圧検出回路 1 3 2 の最下流のシャトル弁 9 g に導き、走行複合操作時に、走行複合操作検出油路 5 3 にて生成された操作検出圧によって図示上側の第 2 位置に切り替わって、第 1 負荷圧検出回路 1 3 1 によって検出された最高負荷圧 P_{lmax1} （第 1 圧油供給路 1 0 5 に接続されるアクチュエータ 3 a , 3 b , 3 d , 3 f の最高負荷圧）を第 2 負荷圧検出回路 1 3 2 の最下流のシャトル弁 9 g に導く。

10

【 0 0 5 9 】

第 3 切換弁 2 4 6 は、走行複合操作でないとき（走行単独操作時）は、図示下側の第 1 位置にあって、タンク圧を第 1 負荷圧検出回路 1 3 1 の最下流のシャトル弁 9 f に導き、走行複合操作時に、走行複合操作検出油路 5 3 にて生成された操作検出圧によって図示上側の第 2 位置に切り替わって、第 2 負荷圧検出回路 1 3 2 によって検出された最高負荷圧 P_{lmax2} （第 2 圧油供給路 2 0 5 に接続されるアクチュエータ 3 b , 3 c , 3 g の最高負荷圧）を第 1 負荷圧検出回路 1 3 1 の最下流のシャトル弁 9 f に導く。

【 0 0 6 0 】

ここで、左走行モータ 3 f 及び右走行モータ 3 g は、同時に駆動されかつそのとき供給流量が同等になることで所定の機能を果たすアクチュエータである。

20

【 0 0 6 1 】

第 1 切換弁 4 0、第 2 切換弁 1 4 6 及び第 3 切換弁 2 4 6 を走行複合操作検出油路 5 3 によって生成される操作検出圧に基づいて上記のように切り換えることで、走行複合操作でないとき（走行単独操作時）は、左走行モータ 3 f（第 3 アクチュエータ）はスプリットフロートタイプのメインポンプ 1 0 2（第 1 ポンプ装置）の第 1 吐出ポート 1 0 2 a（第 1 及び第 2 吐出ポートの一方）から吐出される圧油で駆動され、右走行モータ 3 g（第 4 アクチュエータ）はスプリットフロートタイプのメインポンプ 1 0 2（第 1 ポンプ装置）の第 2 吐出ポート 1 0 2 b（第 1 及び第 2 吐出ポートの他方）から吐出される圧油で駆動されるよう、スプリットフロートタイプのメインポンプ 1 0 2（第 1 ポンプ装置）の第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a , 1 0 2 b と左右の走行モータ 3 f , 3 g（第 3 及び第 4 アクチュエータ）とが接続され、走行複合操作時は、第 1 切換弁 4 0 が第 2 位置に切り換わって第 1 圧油供給路 1 0 5 と第 2 圧油供給路 2 0 5 が連通し、第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a , 1 0 2 b は 1 つのポンプとして機能し、メインポンプ 1 0 2 の第 1 吐出ポート 1 0 2 a の吐出油と第 2 吐出ポート 1 0 2 b の吐出油は合流し、その合流した圧油で左走行モータ 3 f（第 3 アクチュエータ）と右走行モータ 3 g（第 4 アクチュエータ）が駆動されるよう、スプリットフロートタイプのメインポンプ 1 0 2（第 1 ポンプ装置）の第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a , 1 0 2 b と左右の走行モータ 3 f , 3 g（第 3 及び第 4 アクチュエータ）とが接続される。

30

【 0 0 6 2 】

また、本実施の形態における油圧駆動装置は、原動機 1 によって駆動される固定容量型のパイロットポンプ 3 0 と、パイロットポンプ 3 0 の圧油供給路 3 1 a に接続され、パイロットポンプ 3 0 の吐出流量を絶対圧 P_{gr} として検出する原動機回転数検出弁 1 3 と、原動機回転数検出弁 1 3 の下流側のパイロット圧油供給路 3 1 b に接続され、パイロット圧油供給路 3 1 b に一定のパイロット一次圧 P_{pilot} を生成するパイロットリリーフバルブ 3 2 と、パイロット圧油供給路 3 1 b に接続され、ゲートロックレバー 2 4 により下流側のパイロット圧油供給路 3 1 c をパイロット圧油供給路 3 1 b に接続するかタンクに接続するかを切り替えるゲートロック弁 1 0 0 と、ゲートロック弁 1 0 0 の下流側のパイロット圧油供給路 3 1 c に接続され、後述する複数の流量制御弁 6 a , 6 b , 6 c , 6 d , 6 e , 6 f , 6 g , 6 h を制御するための操作パイロット圧を生成する複数のパイロットバルブ（減圧弁）を有する複数の操作装置 1 2 2 , 1 2 3 , 1 2 4 a , 1 2 4 b（図 5）とを

40

50

備えている。

【0063】

原動機回転数検出弁13は、パイロットポンプ30の圧油供給路31aとパイロット圧油供給路31bとの間に接続された流量検出弁50と、その流量検出弁50の前後差圧を絶対圧Pgrとして出力する差圧減圧弁51とを有している。

【0064】

流量検出弁50は通過流量（パイロットポンプ30の吐出流量）が増大するにしたがって開口面積を大きくする可変絞り部50aを有している。パイロットポンプ30の吐出油は流量検出弁50の可変絞り部50aを通過してパイロット圧油供給路31b側へと流れる。このとき、流量検出弁50の可変絞り部50aには通過流量が増加するにしたがって大きくなる前後差圧が発生し、差圧減圧弁51はその前後差圧を絶対圧Pgrとして出力する。パイロットポンプ30の吐出流量は原動機1の回転数によって変化するため、可変絞り部50aの前後差圧を検出することにより、パイロットポンプ30の吐出流量を検出することができ、原動機1の回転数を検出することができる。原動機回転数検出弁13（差圧減圧弁51）が出力する絶対圧Pgrは目標LS差圧としてレギュレータ112, 212に導かれる。以下において、差圧減圧弁51が出力する絶対圧Pgrを、適宜、出力圧Pgr或いは目標LS差圧Pgrという。

【0065】

レギュレータ112（第1ポンプ制御装置）は、差圧減圧弁111が出力するLS差圧Pls1と差圧減圧弁211が出力するLS差圧Pls2の低圧側を選択する低圧選択弁112aと、低圧選択されたLS差圧Pls12と目標LS差圧である原動機回転数検出弁13の出力圧Pgrとが導かれ、LS差圧Pls12が目標LS差圧Pgrよりも小さくなるにしたがって低くなるようロードセンシング駆動圧力（以下LS駆動圧力Px12という）を変化させるLS制御弁112bと、LS駆動圧力Px12が導かれ、LS駆動圧力Px12が低くなるにしたがってメインポンプ102の傾転角（容量）を増加させ吐出流量が増加するようメインポンプ102の傾転角を制御するLS制御ピストン112cと、メインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bのそれぞれの圧力が導かれ、それらの圧力の上昇時にメインポンプ102の斜板の傾転角を減少させ、吸収トルクを減少させるトルク制御（馬力制御）ピストン112e, 112d（第1トルク制御アクチュエータ）と、最大トルクT12max（図3参照）を設定する付勢手段であるバネ112uとを備えている。

【0066】

低圧選択弁112a、LS制御弁112b及びLS制御ピストン112cは、メインポンプ102の吐出圧（第1及び第2吐出ポート102a, 102bの高圧側の吐出圧）が、メインポンプ102から吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータの最高負荷圧（最高負荷圧Plmax1と最高負荷圧Plmax2の高圧側の圧力）より第1目標差圧（目標LS差圧Pgr）だけ高くなるようメインポンプ102の容量を制御する第1ロードセンシング制御部を構成する。

【0067】

トルク制御ピストン112d, 112eとバネ112uは、メインポンプ102の吸収トルクが第1所定値（最大トルクT12max）以下であるときは、上記ロードセンシング制御部によるメインポンプ102の容量制御を可能とし、メインポンプ102の吸収トルクが第1所定値に達すると、メインポンプ102の吸収トルクが第1所定値を超えないようにメインポンプ102の容量を制限制御する第1トルク制御部を構成する。

【0068】

レギュレータ212（第2ポンプ制御装置）は、メインポンプ202の第3吐出ポート202aの吐出圧が導かれ、その圧力の上昇時にメインポンプ202の斜板の傾転角を減少させ、吸収トルクを減少させるトルク制御（馬力制御）ピストン212d（第2トルク制御アクチュエータ）と、最大トルクT3max（図4A及び図4B参照）を設定する付勢手段であるバネ212eとを備えている。

【0069】

トルク制御ピストン 2 1 2 d とバネ 2 1 2 e は、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルクが第 2 所定値（最大トルク T_{3max} ）以下であるときはメインポンプ 2 0 2 を最大容量で動作させ、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルクが第 2 所定値に達すると、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルクが第 2 所定値を超えないようにメインポンプ 2 0 2 の容量を制限制御する第 2 トルク制御部を構成する。

【 0 0 7 0 】

また、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧の制御に関し、アンロード弁 3 1 5 は、前述したように、メインポンプ 2 0 2 の第 3 吐出ポート 2 0 2 a の吐出圧が第 3 吐出ポート 2 0 2 a から吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータの最高負荷圧にバネの設定圧力を加算した圧力（アンロード弁セット圧）よりも高くなると開状態になって第 3 吐出ポート 2 0 2 a から吐出された圧油をタンクに戻す機能を有しており、これによりメインポンプ 2 0 2 の第 3 吐出ポート 2 0 2 a の吐出圧が第 3 吐出ポート 2 0 2 a から吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータの最高負荷圧より第 2 目標差圧（バネの設定圧力）だけ高くなるよう第 3 吐出ポート 2 0 2 a の吐出圧が制御され、アクチュエータの駆動が可能となる。

【 0 0 7 1 】

また、レギュレータ 1 1 2（第 1 ポンプ制御装置）は、メインポンプ 2 0 2 の第 3 吐出ポート 2 0 2 a の吐出圧が導かれ、メインポンプ 2 0 2 の第 3 吐出ポート 2 0 2 a の吐出圧が第 2 トルク制御部のトルク制御開始圧力 P_{3c} （図 4 A 及び図 4 B）以下で、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルクが第 2 所定値（最大トルク T_{3max} ）以下であるときは、メインポンプ 2 0 2 の第 3 吐出ポート 2 0 2 a の吐出圧をそのまま出力し、メインポンプ 2 0 2 の第 3 吐出ポート 2 0 2 a の吐出圧が第 2 トルク制御部のトルク制御開始圧力 P_{3c} まで上昇し、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルクが第 2 所定値に達すると、メインポンプ 2 0 2 の第 3 吐出ポート 2 0 2 a の吐出圧を第 2 所定値に対応する圧力に減圧して出力する減圧弁 1 1 2 g と、減圧弁 1 1 2 g の出力圧が導かれ、減圧弁 1 1 2 g の出力圧が高くなるにしたがってメインポンプ 1 0 2 の容量を減少させメインポンプ 1 0 2 の最大トルクが減少するようメインポンプ 1 0 2 の容量を制御する減トルク制御ピストン 1 1 2 f とを備えている。

【 0 0 7 2 】

減圧弁 1 1 2 g のセット圧は、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルクが第 2 所定値（最大トルク T_{3max} ）に達すると、メインポンプ 2 0 2 の第 3 吐出ポート 2 0 2 a の吐出圧を第 2 所定値に対応する圧力に減圧して出力するよう、トルク制御開始圧力 P_{3c} に等しく設定されている。

【 0 0 7 3 】

図 3 は、第 1 トルク制御部（トルク制御ピストン 1 1 2 d、1 1 2 e とバネ 1 1 2 u）により得られるトルク制御特性（PQ 特性）と減トルク制御の効果を示す図である。図 3 中、横軸の P_{12} は、第 1 及び第 2 圧油供給路 1 0 5、2 0 5 の圧力 P_1 、 P_2 の合計 $P_1 + P_2$ （メインポンプ 1 0 2 の吐出圧）であり、縦軸の q_{12} はメインポンプ 1 0 2 の斜板の傾転角（容量）であり、 q_{12max} はメインポンプ 1 0 2 の構造で決まる最大傾転角である。メインポンプ 1 0 2 の吸収トルクは、メインポンプ 1 0 2 の吐出圧 P_{12} （ $P_1 + P_2$ ）と傾転角 q_{12} との積で表すことができる。

【 0 0 7 4 】

図 3 において、5 0 2 は、バネ 1 1 2 u によって設定されたメインポンプ 1 0 2 の最大吸収トルク T_{12max} を示すトルク一定曲線である。メインポンプ 1 0 2 の吐出圧或いは傾転角が増加してメインポンプ 1 0 2 の吸収トルクが増加し最大トルク T_{12max} に達すると、メインポンプ 1 0 2 の吸収トルクがそれ以上増加しないようメインポンプ 1 0 2 の傾転角はレギュレータ 1 1 2 のトルク制御ピストン 1 1 2 d、1 1 2 e によって制限制御される。例えば、メインポンプ 1 0 2 が最大傾転角 q_{12max} にある状態で、メインポンプ 1 0 2 の吐出圧がトルク制御開始圧力を超えて上昇すると、メインポンプ 1 0 2 の傾転角 q_{12} はトルク一定曲線 5 0 2 に沿って減少する。また、メインポンプ 1 0 2 の傾転角がトルク一定曲

線 5 0 2 上のいずれかにある状態でメインポンプ 1 0 2 の傾転角 q_{12} が増加するよう制御される場合は、メインポンプ 1 0 2 の傾転角 q_{12} はトルク一定曲線 5 0 2 上の傾転角に保持されるよう制限制御される。図 3 中、T E は原動機 1 の定格出力トルク T_{erate} を示すトルク一定曲線であり、最大トルク T_{12max} は T_{erate} よりも小さい値に設定されている。このように最大トルク T_{12max} を設定し、メインポンプ 1 0 2 の吸収トルクが最大トルク T_{12max} を超えないように制限することで、原動機 1 の定格出力トルク T_{erate} を最大限有効に利用しつつ、メインポンプ 1 0 2 がアクチュエータを駆動するときの原動機 1 の停止（エンジンストール）を防止することができる。

【 0 0 7 5 】

図 4 A は、第 2 トルク制御部（トルク制御ピストン 2 1 2 d とバネ 2 1 2 e）により得られるトルク制御特性を P Q 特性で示す図であり、図 4 B は同トルク制御特性をトルク特性で示す図である。図 4 A 及び図 4 B 中、横軸の P_3 はメインポンプ 2 0 2 の吐出圧であり、縦軸の q_3 、 T_3 はそれぞれメインポンプ 2 0 2 の斜板の傾転角（容量）及び吸収トルクであり、 q_{3max} はメインポンプ 2 0 2 の構造で決まる最大傾転角である。メインポンプ 2 0 2 の吸収トルクは、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 と傾転角 q_3 との積で表すことができる。また、横軸の T_{3max} はメインリリーフ弁 3 1 4 の設定圧力によってられるメインポンプ 2 0 2 の最大吸収トルクである。

【 0 0 7 6 】

図 4 A において、6 0 2 は、バネ 2 1 2 e によって設定されたメインポンプ 2 0 2 の最大吸収トルク T_{3max} を示すトルク一定曲線 6 0 2 である。メインポンプ 2 0 2 の第 3 吐出ポート 2 0 2 a の吐出圧が第 2 トルク制御部のトルク制御開始圧力 P_{3c} （図 4 A 及び図 4 B）以下であるときは、メインポンプ 2 0 2 の容量は最大 q_{3max} で一定であり、図 4 B に示すように、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルクは吐出圧が上昇するに従って直線比例的に増加する。メインポンプ 2 0 2 の第 3 吐出ポート 2 0 2 a の吐出圧がトルク制御開始圧力 P_{3c} まで上昇すると、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルクが最大トルク T_{3max} に達し、図 3 のレギュレータ 1 1 2 の場合と同様、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルクがそれ以上増加しないようメインポンプ 2 0 2 の傾転角はレギュレータ 2 1 2 のトルク制御ピストン 2 1 2 d によって制限制御される。

【 0 0 7 7 】

また、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルク（傾転角）が上記のように制御されるときメインポンプ 2 0 2 の吐出圧（第 3 吐出ポート 2 0 2 a の圧力）は減圧弁 1 1 2 g を介して減トルク制御ピストン 1 1 2 f に導かれ、バネ 2 1 2 e によって設定された最大トルク T_{12max} を減少させる減トルク制御を行う。

【 0 0 7 8 】

ここで、減圧弁 1 1 2 g の出力圧は、メインポンプ 2 0 2 の第 3 吐出ポート 2 0 2 a の吐出圧が第 2 トルク制御部のトルク制御開始圧力 P_{3c} （図 4 A 及び図 4 B）以下であるとき、吐出圧が上昇するに従って図 4 B のメインポンプ 2 0 2 の吸収トルクと同じように増加し、メインポンプ 2 0 2 の第 3 吐出ポート 2 0 2 a の吐出圧が第 2 トルク制御部のトルク制御開始圧力 P_{3c} に達すると、吐出圧が上昇するに従って図 4 B のメインポンプ 2 0 2 の吸収トルクと同様に一定となる。また、その一定の圧力はメインポンプ 2 0 2 の最大トルク T_{3max} （第 2 所定値）に対応して設定されている。すなわち、減圧弁 1 1 2 g はメインポンプ 2 0 2 の吸収トルクを模擬した圧力を出力し、この圧力が減トルク制御ピストン 1 1 2 f に導かれてメインポンプ 1 0 2 の最大トルクが減少するよう制御される。

【 0 0 7 9 】

図 3 において、矢印は、減圧弁 1 1 2 g 及び減トルク制御ピストン 1 1 2 f の減トルク制御の効果を示している。メインポンプ 2 0 2 の吐出圧が上昇するとき、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルクが第 2 所定値（ T_{3max} ）以下であるときは、減圧弁 1 1 2 g はメインポンプ 2 0 2 の第 3 吐出ポート 2 0 2 a の吐出圧をそのまま出力し、減トルク制御ピストン 1 1 2 f は、図 3 のトルク一定曲線 5 0 4 に示すように、メインポンプ 1 0 2 の最大トルクをトルク一定曲線 5 0 2 の T_{12max} からメインポンプ 2 0 2 の吸収トルク分（ T_3 ）だけ減

10

20

30

40

50

少させる。また、メインポンプ 202 の吐出圧が上昇し、メインポンプ 202 の吸収トルクが第 2 所定値 (T3max) に達すると、減圧弁 112 g はメインポンプ 202 の第 3 吐出ポート 202 a の吐出圧を第 2 所定値に対応する圧力 (トルク制御開始圧力 P3c) に減圧して出力し、減トルク制御ピストン 112 f は、図 3 のトルク一定曲線 503 に示すように、メインポンプ 102 の最大トルクを図 3 のトルク一定曲線 502 の T12max からメインポンプ 202 の吸収トルク (最大トルク) T3max 分だけ減少させる。

【0080】

これによりメインポンプ 102 に係わるアクチュエータとメインポンプ 202 に係わるアクチュエータを同時に駆動する複合操作時或いはメインポンプ 102 とメインポンプ 202 の両方に係わるアクチュエータ (ブームシリンダ 3 a) を駆動する操作時においても、メインポンプ 102 の吸収トルクとメインポンプ 202 の吸収トルクの合計が最大トルク T12max を超えないように制御され (全トルク制御)、原動機 1 の停止 (エンジンストール) を防止することができる。また、減圧弁 112 g はメインポンプ 202 の吸収トルクを模擬した圧力を出力し、この圧力を減トルク制御ピストン 112 f に導いてメインポンプ 102 の最大トルクを減少させるため、メインポンプ 202 が第 2 トルク制御部の制限を受け最大トルク T3max で動作するときだけでなく、メインポンプ 202 が第 2 トルク制御部の制限を受けないときにも、全トルク制御を精度良く行い、原動機の定格出力トルク Terate を有効利用することができる。

【0081】

図 5 は、上述した油圧駆動装置が搭載される油圧ショベルの外観を示す図である。

【0082】

図 5 において、作業機械としてよく知られている油圧ショベルは、下部走行体 101 と、上部旋回体 151 と、スイング式のフロント作業機 104 を備え、フロント作業機 104 は、ブーム 152、アーム 153、バケット 154 から構成されている。上部旋回体 151 は下部走行体 101 に対して旋回モータ 3 c によって旋回可能である。上部旋回体 151 の前部にはスイングポスト 103 が取り付けられ、このスイングポスト 103 にフロント作業機 104 が上下動可能に取り付けられている。スイングポスト 103 はスイングシリンダ 3 e の伸縮により上部旋回体 151 に対して水平方向に回動可能であり、フロント作業機 104 のブーム 152、アーム 153、バケット 154 はブームシリンダ 3 a、アームシリンダ 3 b、バケットシリンダ 3 d の伸縮により上下方向に回動可能である。下部走行体 101 の中央フレームには、ブレードシリンダ 3 h の伸縮により上下動作を行うブレード 106 が取り付けられている。下部走行体 101 は、走行モータ 3 f、3 g の回転により左右の履帯 101 a、101 b を駆動することによって走行を行う。

【0083】

上部旋回体 151 にはキャノピータイプの運転室 108 が設置され、運転室 108 内には、運転席 121、フロントノ旋回用の左右の操作装置 122、123 (図 3 では左側のみ図示)、走行用の操作装置 124 a、124 b (図 3 では左側のみ図示)、図示しないスイング用の操作装置及びブレード用の操作装置、ゲートロックレバー 24 等が設けられている。操作装置 122、123 の操作レバーは中立位置から十字方向を基準とした任意の方向に操作可能であり、左側の操作装置 122 の操作レバーを前後方向に操作するとき、操作装置 122 は旋回用の操作装置として機能し、同操作装置 122 の操作レバーを左右方向に操作するとき、操作装置 122 はアーム用の操作装置として機能し、右側の操作装置 123 の操作レバーを前後方向に操作するとき、操作装置 123 はブーム用の操作装置として機能し、同操作装置 123 の操作レバーを左右方向に操作するとき、操作装置 123 はバケット用の操作装置として機能する。

【0084】

～動作～

次に、本実施の形態の動作を説明する。

【0085】

まず、原動機 1 によって駆動される固定容量型のパイロットポンプ 30 から吐出された

圧油は、圧油供給路 3 1 a に供給される。圧油供給路 3 1 a には原動機回転数検出弁 1 3 が接続されており、原動機回転数検出弁 1 3 は流量検出弁 5 0 と差圧減圧弁 5 1 によりパイロットポンプ 3 0 の吐出流量に応じた流量検出弁 5 0 の前後差圧を絶対圧 P_{gr} として出力する。原動機回転数検出弁 1 3 の下流にはパイロットリリーフバルブ 3 2 が接続されており、パイロット圧油供給路 3 1 b に一定の圧力を生成している。

【 0 0 8 6 】

(a) 全ての操作レバーが中立の場合

全ての操作装置の操作レバーが中立なので、全ての流量制御弁 6 a ~ 6 j が中立位置となる。全ての流量制御弁 6 a ~ 6 j が中立位置なので、第 1 負荷圧検出回路 1 3 1 , 第 2 負荷圧検出回路 1 3 2 , 第 3 負荷圧検出回路 1 3 3 は、それぞれ、最高負荷圧 Pl_{max1} , Pl_{max2} , Pl_{max3} としてタンク圧を検出する。この最高負荷圧 Pl_{max1} , Pl_{max2} , Pl_{max3} は、それぞれ、アンロード弁 1 1 5 , 2 1 5 , 3 1 5 と差圧減圧弁 1 1 1 , 2 1 1 , 3 1 1 に導かれる。

最高負荷圧 Pl_{max1} , Pl_{max2} , Pl_{max3} がアンロード弁 1 1 5 , 2 1 5 , 3 1 5 に導かれることによって、第 1、第 2 及び第 3 圧油供給路 1 0 5 , 2 0 5 , 3 0 5 の圧力 P_1 , P_2 , P_3 は、最高負荷圧 Pl_{max1} , Pl_{max2} , Pl_{max3} にアンロード弁 1 1 5 , 2 1 5 , 3 1 5 のそれぞれのバネの設定圧力 P_{un0} を加算した圧力 (アンロード弁セット圧) に保たれる。ここで、最高負荷圧 Pl_{max1} , Pl_{max2} , Pl_{max3} は上述したようにそれぞれタンク圧であり、タンク圧を 0 M P a とした場合、アンロード弁セット圧はバネの設定圧力 P_{un0} に等しくなり、第 1、第 2 及び第 3 圧油供給路 1 0 5 , 2 0 5 , 3 0 5 の圧力 P_1 , P_2 , P_3 は P_{un0} に保たれる。通常、 P_{un0} は目標 LS 差圧 P_{gr} よりも若干高く設定される ($P_{un0} > P_{gr}$) 。

【 0 0 8 7 】

差圧減圧弁 1 1 1 , 2 1 1 , 3 1 1 は、それぞれ、第 1、第 2 及び第 3 圧油供給路 1 0 5 , 2 0 5 , 3 0 5 の圧力 P_1 , P_2 , P_3 と最高負荷圧 Pl_{max1} , Pl_{max2} , Pl_{max3} (タンク圧) との差圧 (LS 差圧) を絶対圧 Pls_1 , Pls_2 , Pls_3 として出力する。最高負荷圧 Pl_{max1} , Pl_{max2} , Pl_{max3} は上述したようにそれぞれタンク圧であるので、 $Pls_1 = P_1 - Pl_{max1} = P_1 = P_{un0} > P_{gr}$, $Pls_2 = P_2 - Pl_{max2} = P_2 = P_{un0} > P_{gr}$, $Pls_3 = P_3 - Pl_{max3} = P_3 = P_{un0} > P_{gr}$ となる。LS 差圧である Pls_1 , Pls_2 はレギュレータ 1 1 2 の低圧選択弁 1 1 2 a に導かれる。

【 0 0 8 8 】

レギュレータ 1 1 2 において、低圧選択弁 1 1 2 a に導かれた LS 差圧 Pls_1 , Pls_2 はそれらの低圧側が選択され、LS 制御弁 1 1 2 b に導かれる。このとき、 Pls_1 , Pls_2 のいずれが選択されても、 Pls_1 又は $Pls_2 > P_{gr}$ であるので、LS 制御弁 1 1 2 b は図中で左方向に押されて右側の位置に切り換わり、パイロットリリーフバルブ 3 2 によって生成される一定のパイロット圧を LS 制御ピストン 1 1 2 c に導く。LS 制御ピストン 1 1 2 c に圧油が導かれるので、メインポンプ 1 0 2 の容量は最小に保たれ、メインポンプ 1 0 2 の吐出流量は最少となる。

【 0 0 8 9 】

メインポンプ 1 0 2 から第 1 及び第 2 圧油供給路 1 0 5 , 2 0 5 に供給された圧油は、アンロード弁 1 1 5 , 2 1 5 の働きにより、第 1 及び第 2 圧油供給路 1 0 5 , 2 0 5 の圧力 P_1 , P_2 を目標 LS 差圧 P_{gr} より僅かに高いアンロードセット圧 P_{un0} に保ったまま、その全量がタンクに排出される。

【 0 0 9 0 】

一方、メインポンプ 2 0 2 のレギュレータ 2 1 2 において、トルク制御ピストン 2 1 2 d は、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧によって、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルクが最大トルク T_{3max} (図 4 A 及び図 4 B 参照) を超えないよう、いわゆるトルク制御を行うが、前述したように、第 3 圧油供給路 3 0 5 に接続されたアンロード弁 3 1 5 の働きにより、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 は目標 LS 差圧 P_{gr} より僅かに高いアンロードセット圧 P_{un0} に保たれる。

【 0 0 9 1 】

また、メインポンプ 2 0 2 の容量は、図 4 A に示す P Q 特性に従って制御される。全操

作レバー中立の時のメインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 を P_{3a} で表すと、メインポンプ 2 0 2 は図 4 A で点 A 上で動作し、メインポンプ 2 0 2 の容量は最大容量 q_{3max} となり、メインポンプ 2 0 2 の吐出流量も最大となる。メインポンプ 2 0 2 から第 3 圧油供給路 3 0 5 に供給された圧油は、アンロード弁 3 1 5 の働きにより、第 3 圧油供給路の圧力 P_3 を目標 LS 差圧 P_{gr} より僅かに高いアンロードセット圧 P_{un0} に保ったまま、その全量がタンクに排出される。

【 0 0 9 2 】

(b) ブーム操作レバーを入力した場合 (微操作)

例えばブーム用の操作装置の操作レバー (ブーム操作レバー) をブームシリンダ 3 a が伸長する向き、つまりブーム上げ方向に入力すると、ブームシリンダ 3 a 駆動用の流量制御弁 6 a , 6 i が図中で上方向に切り換わる。ここで、ブームシリンダ 3 a 駆動用の流量制御弁 6 a , 6 i の開口面積特性は、図 2 B を用いて説明したように流量制御弁 6 a がメイン駆動用であり、流量制御弁 6 i がアシスト駆動用である。流量制御弁 6 a , 6 i は、操作装置のパイロットバルブによって出力された操作パイロット圧に応じてストロークする。

【 0 0 9 3 】

ブーム操作レバーが微操作で、流量制御弁 6 a , 6 i のストロークが図 2 B の S_2 以下の場合、ブーム操作レバーの操作量 (操作パイロット圧) が増加していくと、メイン駆動用の流量制御弁 6 a のメータイン通路の開口面積は 0 から A_1 に増加していく。一方、アシスト駆動用の流量制御弁 6 i のメータイン通路の開口面積は 0 に維持される。

【 0 0 9 4 】

流量制御弁 6 a が図中で上方向に切り換わると、ブームシリンダ 3 a のボトム側の負荷圧が流量制御弁 6 a の負荷ポートを介して第 3 負荷圧検出回路 1 3 3 によって最高負荷圧 P_{lmax3} として検出され、アンロード弁 3 1 5 と差圧減圧弁 3 1 1 に導かれる。最高負荷圧 P_{lmax3} がアンロード弁 3 1 5 に導かれることによって、アンロード弁 3 1 5 のセット圧は、最高負荷圧 P_{lmax3} (ブームシリンダ 3 a のボトム側の負荷圧) にバネの設定圧力 P_{un0} を加算した圧力に上昇し、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、最高負荷圧 P_{lmax3} が差圧減圧弁 3 1 1 に導かれることによって、差圧減圧弁 3 1 1 は第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力 P_3 と最高負荷圧 P_{lmax3} との差圧 (LS 差圧) を絶対圧 P_{ls3} として出力する。

【 0 0 9 5 】

ここで、アンロード弁 3 1 5 のセット圧は、最高負荷圧 P_{lmax3} (ブームシリンダ 3 a のボトム側の負荷圧) にバネの設定圧力 P_{un0} を加算した圧力に上昇しているため、流量制御弁 6 a の要求流量がメインポンプ 2 0 2 の吐出流量よりも少ない場合は、メインポンプ 2 0 2 から供給される圧油によって、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力 P_3 は、アンロード弁 3 1 5 のセット圧まで増加し保持される。

【 0 0 9 6 】

また、メインポンプ 2 0 2 の容量は、図 4 A に示す PQ 特性に従って制御される。ブーム上げ微操作時のアンロード弁 3 1 5 によって制御される第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力 P_3 を P_{3b} で表すと、メインポンプ 2 0 2 は図 4 A の点 B 上で動作し、メインポンプ 2 0 2 の容量は最大容量 q_{3max} に維持される。このため、メインポンプ 2 0 2 の吐出流量も最大となり、流量制御弁 6 a の要求流量がメインポンプ 2 0 2 の吐出流量よりも少ない場合は、アンロード弁 3 1 5 の働きにより、流量制御弁 6 a を介してブームシリンダ 3 a に供給された流量以外の圧油は、アンロード弁 3 1 5 よりタンクに排出される。

【 0 0 9 7 】

ブームシリンダ 3 a の負荷圧が高くなり、アンロード弁 3 1 5 によって第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力 P_3 が図 4 A のトルク制御開始圧力 P_{3c} 以上の例えば P_{3d} に上昇した場合には、メインポンプ 2 0 2 は図 4 A の点 D 上で動作し、そのときの容量は q_{3d} になり、吐出流量は q_{3d} に原動機 1 の回転数を掛けた値となる。

【 0 0 9 8 】

つまり、ブームシリンダ 3 a の負荷圧が上昇し、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力が上昇すると、メインポンプ 2 0 2 の容量は図 4 A の A 点、B 点、C 点の最大容量 q_{3max} から、C 点、D 点、E 点のようにトルク一定曲線に沿って減少する。その結果、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルクは、図 4 B に示すように、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力 P_3 が P_{3c} に上昇するまでは A 点、B 点、C 点のように直線に沿って増加し、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力 P_3 が P_{3c} まで上昇すると、その後は、C 点、D 点、E 点のように一定の最大トルク T_{3max} に保持される。

【 0 0 9 9 】

一方、流量制御弁 6 a の要求流量がメインポンプ 2 0 2 の吐出流量よりも多い場合は、メインポンプ 2 0 2 の吐出流量が流量制御弁 6 a の要求流量に対して不足するため、 $Pls_3 = P_3$ (第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力) - Pl_{max3} (アクチュエータ 3 e , 3 h , 3 a の最高負荷圧) < P_{gr} の関係となる。

10

【 0 1 0 0 】

この場合には、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力 P_3 がアンロード弁 3 1 5 のセット圧に満たないため、アンロード弁 3 1 5 は全閉となる。また、 Pls_3 (< P_{gr}) が小さくなることにより、メインポンプ 2 0 2 によって駆動される流量制御弁 6 e , 6 h , 6 a のそれぞれ上流に設けられた圧力補償弁 7 e , 7 h , 7 a の開口面積が Pls_3 の値に応じて絞られる。

【 0 1 0 1 】

メインポンプ 2 0 2 から第 3 圧油供給路 3 0 5 に供給された圧油は、アンロード弁 3 1 5 が全閉になっていることから、その全量が圧力補償弁 7 a 及び流量制御弁 6 a を介してブームシリンダ 3 a に供給される。

20

【 0 1 0 2 】

一方、流量制御弁 6 i の負荷ポートに接続され第 1 負荷圧検出回路 1 3 1 は最高負荷圧 Pl_{max1} としてタンク圧を検出する。このためメインポンプ 1 0 2 の容量は (a) の全ての操作レバーが中立の場合と同様に最小に保たれ、メインポンプ 1 0 2 の吐出流量は最少となる。また、メインポンプ 1 0 2 から第 1 及び第 2 圧油供給路 1 0 5 , 2 0 5 に供給された圧油は、アンロード弁 1 1 5 , 2 1 5 の働きにより、第 1 及び第 2 圧油供給路 1 0 5 , 2 0 5 の圧力 P_1 , P_2 を目標 LS 差圧 P_{gr} より僅かに高いアンロードセット圧 P_{un0} に保ったまま、その全量がタンクに排出される。

【 0 1 0 3 】

30

また、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力 P_3 が P_{3c} 以下の場合、メインポンプ 2 0 2 はトルク制御ピストン 2 1 2 d のトルク制御の制限を受けずに最大容量 q_{3max} にあり、圧力 P_3 が上昇する従い、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルクも直線的に増加する。圧力 P_3 が P_{3c} より高くなると、メインポンプ 2 0 2 はトルク制御ピストン 2 1 2 d のトルク制御の制限を受け、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルクは最大トルク T_{3max} で一定となる。

【 0 1 0 4 】

第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力 P_3 は、メインポンプ 1 0 2 のレギュレータ 1 1 2 に設けられた減圧弁 1 1 2 g に導かれ、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力 P_3 が減圧弁 1 1 2 g のセット圧 P_{3c} 以下の場合は圧力 P_3 がそのまま減トルク制御ピストン 1 1 2 f に導かれ、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力 P_3 が P_{3c} より高い場合は P_{3c} に制限された圧力が減トルク制御ピストン 1 1 2 f に導かれる。減トルク制御ピストン 1 1 2 f は、前述したように、その減圧弁 1 1 2 g の出力圧によってメインポンプ 1 0 2 の容量を減らし減トルク制御を行おうとする。しかし、今はブーム操作レバーが微操作であり、前述したようにメインポンプ 1 0 2 の容量は既に最小に保たれているため、その状態が維持される。

40

【 0 1 0 5 】

(c) ブーム操作レバーを入力した場合 (フル操作)

例えばブーム操作レバーをブームシリンダ 3 a が伸長する向き、つまりブーム上げ方向にフルに操作した場合、ブームシリンダ 3 a 駆動用の流量制御弁 6 a , 6 i が図中で上方向に切り換わり、図 2 B に示したように、流量制御弁 6 a , 6 i のスプールストロークは S_2 以上となり、流量制御弁 6 a のメータイン通路の開口面積は A_1 に保たれ、流量制御

50

弁 6 i のメータイン通路の開口面積は A_2 となる。

【 0 1 0 6 】

流量制御弁 6 a のメータイン通路の開口面積は A_1 であるため、メインポンプ 2 0 2 から圧力補償弁 7 a 及び流量制御弁 6 a を介してブームシリンダ 3 a に圧油が供給されるとともに、ブームシリンダ 3 a のボトム側負荷圧は、流量制御弁 6 a の負荷ポートを介して第 3 負荷圧検出回路 1 3 3 によって最高負荷圧 PI_{max3} として検出され、アンロード弁 3 1 5 と差圧減圧弁 3 1 1 に導かれる。最高負荷圧 PI_{max3} がアンロード弁 3 1 5 に導かれることによって、アンロード弁 3 1 5 のセット圧は、最高負荷圧 PI_{max3} (ブームシリンダ 3 a のボトム側の負荷圧) にバネの設定圧力 P_{un0} を加算した圧力に上昇し、アンロード弁 3 1 5 は、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧油をタンクに排出する油路を遮断し、流量制御弁 6 a の要求流量がメインポンプ 2 0 2 の吐出流量よりも少ない場合は、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力 P_3 をアンロード弁 3 1 5 のセット圧 (最高負荷圧 PI_{max3} にバネの設定圧力 P_{un0} を加算した圧力) に保持する。一方、最高負荷圧 PI_{max3} が差圧減圧弁 3 1 1 に導かれることによって、差圧減圧弁 3 1 1 は第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力 P_3 と最高負荷圧 PI_{max3} との差圧 (PI_{s3} 差圧) を絶対圧 PI_{s3} として出力する。

10

【 0 1 0 7 】

また、(b) の場合と同様に、メインポンプ 2 0 2 の容量は、図 4 A に示す P Q 特性に従って制御され、メインポンプ 2 0 2 は、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力 P_3 の大きさに応じて流量を吐出する。このとき、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力 P_3 が P_{3c} 未満の場合は、メインポンプ 2 0 2 の容量は最大容量 q_{3max} であり、メインポンプ 2 0 2 は最大流量を吐出し、流量制御弁 6 a の要求流量がメインポンプ 2 0 2 の吐出流量よりも少ない場合は、アンロード弁 3 1 5 が第 3 圧油供給路 3 0 5 の余剰の圧油をタンクに排出する。第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力 P_3 が P_{3c} 以上となる場合は、メインポンプ 2 0 2 の容量は点 C から点 E のトルク一定曲線に沿って制御される。

20

【 0 1 0 8 】

ここで、流量制御弁 6 a の要求流量がメインポンプ 2 0 2 の吐出流量よりも多い場合には、 $PI_{s3} = P_3$ (第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力) - PI_{max3} (アクチュエータ 3 e , 3 h , 3 a の最高負荷圧) < P_{gr} の関係となる。

【 0 1 0 9 】

この場合は、 PI_{s3} (< P_{gr}) が小さくなるので、メインポンプ 2 0 2 によって駆動される流量制御弁 6 e , 6 h , 6 a のそれぞれ上流に設けられた圧力補償弁 7 e , 7 h , 7 a の開口面積が PI_{s3} の値に応じて絞られる。

30

【 0 1 1 0 】

メインポンプ 2 0 2 から第 3 圧油供給路 3 0 5 に供給された圧油は、アンロード弁 3 1 5 が全閉のため、その全量が圧力補償弁 7 a 及び流量制御弁 6 a を介してブームシリンダ 3 a に供給される。

【 0 1 1 1 】

一方、流量制御弁 6 i を介してメインポンプ 1 0 2 の第 1 吐出ポート 1 0 2 a からブームシリンダ 3 a に圧油が供給されるとともに、ブームシリンダ 3 a のボトム側の負荷圧は、流量制御弁 6 i の負荷ポートを介して第 1 負荷圧検出回路 1 3 1 によって最高負荷圧 PI_{max1} として検出され、アンロード弁 1 1 5 と差圧減圧弁 1 1 1 に導かれる。最高負荷圧 PI_{max1} がアンロード弁 1 1 5 に導かれることによって、アンロード弁 1 1 5 のセット圧は、最高負荷圧 PI_{max1} (ブームシリンダ 3 a のボトム側の負荷圧) にバネの設定圧力 P_{un0} を加算した圧力に上昇し、アンロード弁 1 1 5 は、第 1 圧油供給路 1 0 5 の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。流量制御弁 6 i の要求流量がメインポンプ 1 0 2 の第 1 吐出ポート 1 0 2 a の吐出流量よりも少ない場合は、メインポンプ 1 0 2 から供給される圧油によって、第 1 圧油供給路 1 0 5 の圧力 P_1 は、アンロード弁 1 1 5 のセット圧まで増加し保持される。ブームシリンダ 3 a に供給された圧油の残りの余剰流量は、アンロード弁 1 1 5 からタンクに排出される。また、最高負荷圧 PI_{max1} が差圧減圧弁 1 1 1 に導かれることによって、差圧減圧弁 1 1 1 は第 1 圧油供給路 1 0 5 の圧力 P_1 と最高負荷圧 PI_{max1} との差圧

40

50

(LS差圧)を絶対圧PIs1として出力する。このPIs1はレギュレータ112の低圧選択弁112aに導かれ、低圧選択弁112aによってPIs1とPIs2の低圧側が選択される。

【0112】

ここで、ブーム上げフル操作のレバー入力直後は、メインポンプ102の容量がロードセンシング制御される前であって、PIs1は0に近い値であるのに対し、PIs2は操作レバーの中立時と同様、Pgrよりも大きな値に保たれている($PIs2 = P2 - P_{Imax2} = P2 = P_{un0} > P_{gr}$)ため、低圧選択弁112aではPIs1が低圧として選択され、LS制御弁112bに導かれる。LS制御弁112bは、目標LS差圧PgrとPIs1を比較する。この場合、上記のようにPIs1は0に近い値であり、 $PIs1 < P_{gr}$ の関係となるので、LS制御弁112bは図中で右方向に切り換わり、LS制御ピストン112cの圧油をタンクに放出する。このためメインポンプ102の容量(流量)は増加してゆき、その流量増加はPIs1=Pgrになるまで継続する。

10

【0113】

これによりブームシリンダ3aは、メインポンプ202の第3吐出ポート202aとメインポンプ102の第1吐出ポート102aからの合流した圧油により伸長方向に駆動される。

【0114】

このとき、メインポンプ102はスプリットフロータイプであるので、第2圧油供給路205に供給される流量も、第1圧油供給路105に供給される流量と同じだけ増加する。しかし、その圧油は余剰流量としてアンロード弁215を介してタンクに戻される。ここで、第2負荷圧検出回路132は最高負荷圧PI_{max2}としてタンク圧を検出している。このためアンロード弁215のセット圧はバネの設定圧力P_{un0}に等しくなり、第2圧油供給路205の圧力P2はP_{un0}の低圧に保たれる。これにより余剰流量がタンクに戻るときのアンロード弁215の圧損が低減し、エネルギーロスの少ない運転が可能となる。

20

【0115】

また、第3圧油供給路305の圧力P3は、メインポンプ102のレギュレータ112に設けられた減圧弁112gに導かれ、第3圧油供給路305の圧力P3が減圧弁112gのセット圧P3c以下の場合は圧力P3がそのまま減トルク制御ピストン112fに導かれ、第3圧油供給路305の圧力P3がP3cより高い場合はP3cに制限された圧力が減トルク制御ピストン112fに導かれる。減トルク制御ピストン112fは、前述したように、第3圧油供給路305の圧力P3が減圧弁112gのセット圧P3c以下の場合は、図3にトルク一定曲線504で示すように、メインポンプ202の吸収トルク分(T3)だけメインポンプ102の最大トルクを減少させ、第3圧油供給路305の圧力P3が減圧弁112gのセット圧P3cより高い場合は、図3にトルク一定曲線503で示すように、メインポンプ202の吸収トルク分(最高トルクT3_{max})だけメインポンプ102の最大トルクを減少させる減トルク制御を行う。

30

【0116】

これによりメインポンプ102とメインポンプ202の両方に係わるアクチュエータ(ブームシリンダ3a)を駆動する操作時においても、メインポンプ102の吸収トルクとメインポンプ202の吸収トルクの合計が最大トルクT12_{max}を超えないように制御され(全トルク制御)、原動機1の停止(エンジンストール)を防止することができる。また、減圧弁112gはメインポンプ202の吸収トルクを模擬した圧力を出力し、この圧力を減トルク制御ピストン112fに導いてメインポンプ102の最大トルクが減少させるため、メインポンプ202が第2トルク制御部の制限を受け最大トルクT3_{max}で動作するときだけでなく、メインポンプ202が第2トルク制御部の制限を受けないときにも、全トルク制御を精度良く行い、原動機の定格出力トルクT_{erate}を有効利用することができる。

40

【0117】

(d) アーム操作レバーを入力した場合(微操作)

例えばアーム用の操作装置の操作レバー(アーム操作レバー)をアームシリンダ3bが伸長する向き、つまりアームクラウド方向に入力すると、アームシリンダ3b駆動用の流

50

量制御弁 6 b , 6 j が図中で下方向に切り換わる。ここで、アームシリンダ 3 b 駆動用の流量制御弁 6 b , 6 j の開口面積特性は、図 2 B を用いて説明したように流量制御弁 6 b がメイン駆動用であり、流量制御弁 6 j がアシスト駆動用である。流量制御弁 6 b , 6 j は、操作装置のパイロットバルブによって出力された操作パイロット圧に応じてストロークする。

【 0 1 1 8 】

アーム操作レバーが微操作で、流量制御弁 6 b , 6 j のストロークが図 2 B の S 2 以下の場合、アーム操作レバーの操作量（操作パイロット圧）が増加していくと、メイン駆動用の流量制御弁 6 b のメータイン通路の開口面積は 0 から A 1 に増加していく。一方、アシスト駆動用の流量制御弁 6 j のメータイン通路の開口面積は 0 に維持される。

10

【 0 1 1 9 】

流量制御弁 6 b が図中で下方向に切り換わると、アームシリンダ 3 b のボトム側の負荷圧が流量制御弁 6 b の負荷ポートを介して第 2 負荷圧検出回路 1 3 2 によって最高負荷圧 PI_{max2} として検出され、アンロード弁 2 1 5 と差圧減圧弁 2 1 1 に導かれる。最高負荷圧 PI_{max2} がアンロード弁 2 1 5 に導かれることによって、アンロード弁 2 1 5 のセット圧は、最高負荷圧 PI_{max2} （アームシリンダ 3 b のボトム側の負荷圧）にバネの設定圧力 $Pun0$ を加算した圧力に上昇し、第 2 圧油供給路 2 0 5 の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、最高負荷圧 PI_{max2} が差圧減圧弁 2 1 1 に導かれることによって、差圧減圧弁 2 1 1 は第 2 圧油供給路 2 0 5 の圧力 $P2$ と最高負荷圧 PI_{max2} との差圧（LS 差圧）を絶対圧 $PIs2$ として出力する。この $PIs2$ はレギュレータ 1 1 2 の低压選択弁 1 1 2 a に導かれ、低压選択弁 1 1 2 a によって $PIs1$ と $PIs2$ の低压側が選択される。

20

【 0 1 2 0 】

ここで、アームクラウド操作時のレバー入力直後は、メインポンプ 1 0 2 の容量がロードセンシング制御される前であって、 $PIs2$ は 0 に近い値であるのに対し、 $PIs1$ は操作レバーの中立時と同様、 Pgr よりも大きな値に保たれている（ $PIs1 = P1 - PI_{max1} = P1 = Pun0 > Pgr$ ）ため、低压選択弁 1 1 2 a では $PIs2$ が低压として選択され、LS 制御弁 1 1 2 b に導かれる。LS 制御弁 1 1 2 b は、目標 LS 差圧 Pgr と $PIs2$ を比較する。この場合、上記のように $PIs2$ は 0 に近い値であり、 $PIs2 < Pgr$ の関係となるので、LS 制御弁 1 1 2 b は図中で右方向に切り換わり、LS 制御ピストン 1 1 2 c の圧油をタンクに放出する。このためメインポンプ 1 0 2 の容量（流量）は増加してゆき、その流量増加は $PIs2 = Pgr$ になるまで継続する。

30

【 0 1 2 1 】

これによりメインポンプ 1 0 2 の第 2 吐出ポート 1 0 2 b からアーム操作レバーの入力に応じた流量の圧油がアームシリンダ 3 b のボトム側に供給され、アームシリンダ 3 b は伸長方向に駆動される。

【 0 1 2 2 】

このとき、メインポンプ 1 0 2 はスプリットフロータイプであるので、第 1 圧油供給路 1 0 5 に供給される流量も、第 2 圧油供給路 2 0 5 に供給される流量と同じだけ増加する。しかし、第 2 圧油供給路 1 0 5 にはアンロード弁 1 1 5 が接続されているので、その圧油は余剰流量としてアンロード弁 1 1 5 を介してタンクに戻される。ここで、第 1 負荷圧検出回路 1 3 1 は最高負荷圧 PI_{max1} としてタンク圧を検出している。このためアンロード弁 1 1 5 のセット圧はバネの設定圧力 $Pun0$ に等しくなり、第 1 圧油供給路 1 0 5 の圧力 $P1$ は $Pun0$ の低压に保たれる。これにより余剰流量がタンクに戻るときのアンロード弁 1 1 5 の圧損が低減し、エネルギーロスの少ない運転が可能となる。

40

【 0 1 2 3 】

（e）アーム操作レバーを入力した場合（フル操作）

例えばアーム操作レバーをアームシリンダ 3 b が伸長する向き、つまりアームクラウド方向にフルに操作した場合、アームシリンダ 3 b 駆動用の流量制御弁 6 b , 6 j が図中で下方向に切り換わり、図 2 B に示したように、流量制御弁 6 b , 6 j のスプールストロークは S 2 以上となり、流量制御弁 6 b のメータイン通路の開口面積は A 1 に保たれ、流量

50

制御弁 6 j のメータイン通路の開口面積は A 2 となる。

【 0 1 2 4 】

上記 (d) で説明したように、アームシリンダ 3 b のボトム側の負荷圧が流量制御弁 6 b の負荷ポートを介して第 2 負荷圧検出回路 1 3 2 によって最高負荷圧 PI_{max2} として検出され、アンロード弁 2 1 5 が第 2 圧油供給路 2 0 5 の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、最高負荷圧 PI_{max2} が差圧減圧弁 2 1 1 に導かれることによって、L S 差圧である PI_{s2} が出力され、レギュレータ 1 1 2 の低圧選択弁 1 1 2 a に導かれる。

【 0 1 2 5 】

一方、アームシリンダ 3 b のボトム側の負荷圧は、流量制御弁 6 j の負荷ポートを介して第 1 負荷圧検出回路 1 3 1 によって最高負荷圧 PI_{max1} (= PI_{max2}) として検出され、アンロード弁 1 1 5 と差圧減圧弁 1 1 1 に導かれる。最高負荷圧 PI_{max1} がアンロード弁 1 1 5 に導かれることによって、アンロード弁 1 1 5 は第 1 圧油供給路 1 0 5 の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、最高負荷圧 PI_{max1} が差圧減圧弁 1 1 1 に導かれることによって、L S 差圧である PI_{s1} (= PI_{s2}) がレギュレータ 1 1 2 の低圧選択弁 1 1 2 a に導かれる。

【 0 1 2 6 】

ここで、アームクラウド操作時のレバー入力直後は、メインポンプ 1 0 2 の容量がロードセンシング制御される前であって、 PI_{s1} , PI_{s2} は共に 0 に近い値となる。よって、低圧選択弁 1 1 2 a では、 PI_{s1} と PI_{s2} のいずれかが低圧側として選択され、L S 制御弁 1 1 2 b に導かれる。L S 制御弁 1 1 2 b は、目標 L S 差圧 P_{gr} と PI_{s1} を比較する。この場合、上記のように PI_{s1} , PI_{s2} は、共に、0 に近い値であり、 PI_{s1} 又は $PI_{s2} < P_{gr}$ であるので、L S 制御弁 1 1 2 b は図中で右方向に切り換わり、L S 制御ピストン 1 1 2 c の圧油をタンクに放出する。このためメインポンプ 1 0 2 の容量 (流量) は増加してゆき、その流量増加は PI_{s1} 又は $PI_{s2} = P_{gr}$ になるまで継続する。

【 0 1 2 7 】

これによりメインポンプ 1 0 2 の第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a , 1 0 2 b からアームシリンダ 3 b のボトム側にアーム操作レバーの入力に応じた流量の圧油が供給され、アームシリンダ 3 b は第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a , 1 0 2 b からの合流した圧油により伸長方向に駆動される。

【 0 1 2 8 】

(f) 水平均し動作をした場合

水平均し動作はブーム上げ微操作とアームクラウドのフル操作との組み合わせとなる。アクチュエータとしては、アームシリンダ 3 b が伸長し、ブームシリンダ 3 a が伸長する動作である。

【 0 1 2 9 】

水平均し動作では、ブーム上げ微操作なので、上記 (b) で説明したように、ブームシリンダ 3 a のメイン駆動用の流量制御弁 6 a のメータイン通路の開口面積は A 1 となり、アシスト駆動用の流量制御弁 6 i のメータイン通路の開口面積は 0 に維持される。ブームシリンダ 3 a の負荷圧は流制御弁 6 a の負荷ポートを介して第 3 負荷圧検出回路 1 3 3 によって最高負荷圧 PI_{max3} として検出され、アンロード弁 3 1 5 が第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、メインポンプ 2 0 2 の容量は、図 4 A に示す P Q 特性に従って制御され、メインポンプ 2 0 2 の第 3 吐出ポート 2 0 2 a からブーム操作レバーの入力に応じた流量がブームシリンダ 3 a ボトム側に供給され、ブームシリンダ 3 a は第 3 吐出ポート 2 0 2 a からの圧油により伸長方向に駆動される。

【 0 1 3 0 】

一方、アーム操作レバーはフル入力となるので、上記 (e) で説明したように、アームシリンダ 3 b のメイン駆動用の流量制御弁 6 b とアシスト駆動用の流量制御弁 6 j のそれぞれのメータイン通路の開口面積は A 1 , A 2 となる。アームシリンダ 3 b の負荷圧は、流量制御弁 6 b , 6 j の負荷ポートを介して第 1 及び第 2 負荷圧検出回路 1 3 1 , 1 3 2 によって最高負荷圧 PI_{max1} , PI_{max2} ($PI_{max1} = PI_{max2}$) として検出され、アンロード弁 1

15, 215がそれぞれ第1及び第2圧油供給路105, 205の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、最高負荷圧 PI_{max1} , PI_{max2} がメインポンプ102のレギュレータ112にフィードバックされ、メインポンプ102の容量(流量)が流量制御弁6b, 6jの要求流量(開口面積)に応じて増加し、メインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bからアームシリンダ3bのボトム側にアーム操作レバーの入力に応じた流量の圧油が供給され、アームシリンダ3bは第1及び第2吐出ポート102a, 102bからの合流した圧油により伸長方向に駆動される。

【0131】

ここで、水平均し動作の場合、通常アームシリンダ3bの負荷圧は低く、ブームシリンダ3aの負荷圧は高いことが多い。本実施の形態では、水平均し動作では、ブームシリンダ3aを駆動する油圧ポンプはメインポンプ202、アームシリンダ3bを駆動する油圧ポンプはメインポンプ102というように、負荷圧の異なるアクチュエータを駆動するポンプが別個になるので、1つのポンプで負荷圧の異なる複数のアクチュエータを駆動する従来技術の1ポンプロードセンシングシステムの場合のように、低負荷側の圧力補償弁7bでの絞り圧損による無駄なエネルギー消費を発生させることはない。

【0132】

また、第3圧油供給路305の圧力 $P3$ は、メインポンプ102のレギュレータ112に設けられた減圧弁112gを介して減トルク制御ピストン112fに導かれ、(c)のブームフル操作の場合と同様、減トルク制御ピストン112fはメインポンプ202の吸収トルク分($T3$ 或いは最高トルク $T3_{max}$)だけメインポンプ102の最大トルクを減少させる減トルク制御を行う。これによりメインポンプ202に係わるアクチュエータ(ブームシリンダ3a)とメインポンプ102に係わるアクチュエータ(アームシリンダ3b)とを同時に駆動する複合操作時であっても、メインポンプ102の吸収トルクとメインポンプ202の吸収トルクの合計が最大トルク $T12_{max}$ を超えないように制御され(全トルク制御)、原動機1の停止(エンジンストール)を防止することができる。また、メインポンプ202が第2トルク制御部の制限を受け最大トルク $T3_{max}$ で動作するときだけでなく、メインポンプ202が第2トルク制御部の制限を受けないときにも、全トルク制御を精度良く行い、原動機1の定格出力トルク T_{erate} を有効利用することができる。

【0133】

(g) バケット掘削後のバケットかき寄せ動作

バケット掘削後のバケットかき寄せ動作では、バケット掘削後にブーム上げを最大スピードで行いながら(ブーム上げフル操作)アームクラウドを微操作する。ブーム上げがフル操作であるから、上記(c)で説明したように、ブームシリンダ3aのメイン駆動用の流量制御弁6aとアシスト駆動用の流量制御弁6iのそれぞれのメータイン通路の開口面積は $A1$, $A2$ となる。ブームシリンダ3aの負荷圧は第1及び第3負荷圧検出回路131, 133によって最高負荷圧 PI_{max1} , PI_{max3} として検出され、アンロード弁115, 315がそれぞれ第1及び第3圧油供給路105, 305の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、メインポンプ202の容量は、図4Aに示すPQ特性に従って制御され、メインポンプ202の第3吐出ポート202aからブーム操作レバーの入力に応じた流量の圧油がブームシリンダ3aのボトム側に供給される。また、最高負荷圧 PI_{max1} が差圧減圧弁111に導かれることによって、LS差圧である $PIs1$ が出力され、レギュレータ112の低圧選択弁112aに導かれる。

【0134】

一方、アームクラウドが微操作であるので、上記(d)で説明したように、アシスト駆動用の流量制御弁6jのメータイン通路の開口面積は0に維持され、メイン駆動用の流量制御弁6bのメータイン通路の開口面積は $A1$ となる。アームシリンダ3bの負荷圧は第2負荷圧検出回路132によって最高負荷圧 PI_{max2} として検出され、アンロード弁215が第2圧油供給路205の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、最高負荷圧 PI_{max2} が差圧減圧弁211に導かれることによって、LS差圧である $PIs2$ が出力され、レギュレータ112の低圧選択弁112aに導かれる。

【 0 1 3 5 】

ここで、レギュレータ 1 1 2 の低圧選択弁 1 1 2 a においてPls1とPls2の低圧側が選択されるとき、Pls1とPls2のいずれが低圧側になるかは、ブームシリンダ 3 a のアシスト駆動用の流量制御弁 6 i の要求流量（開口面積）とアームシリンダ 3 b のメイン駆動用の流量制御弁 6 b の要求流量（開口面積）の大小関係に依存しており、要求流量の大きな側の圧油供給路の圧力（吐出ポートの圧力）の方がより大きく低下するため、LS差圧もより小さくなる。バケット掘削後のバケットかき寄せ動作では、ブーム上げがフル操作で、アームクラウドが微操作であるので、ブーム操作レバーの要求流量がアーム操作レバーの要求流量よりも大きい場合が多い。この場合、Pls1が低圧側となり、低圧選択弁 1 1 2 a によってPls1が選択され、メインポンプ 1 0 2 の容量（流量）はブームシリンダ 3 a のアシスト駆動用の流量制御弁 6 i の要求流量に合わせて増加する。このとき、メインポンプ 1 0 2 の第 2 吐出ポート 1 0 2 b の吐出流量もそれに合わせて増加しており、アームシリンダ 3 b のボトム側に供給される圧油の流量は第 2 吐出ポート 1 0 2 b の吐出流量よりも少ないため、第 2 圧油供給路 2 0 5 に余剰流量が発生する。この余剰流量は、アンロード弁 2 1 5 を介してタンクに排出される。ここで、アンロード弁 2 1 5 には最高負荷圧Plmax2としてアームシリンダ 3 b の負荷圧が導かれており、前述したようにアームシリンダ 3 b の負荷圧は低いため、アンロード弁 2 1 5 のセット圧も低く設定されている。このため、第 2 吐出ポート 1 0 2 b の圧油の余剰流量がアンロード弁 2 1 5 を介してタンクに排出されるとき、その排出油によって無駄に消費されるエネルギーは小さく抑えられる。

10

【 0 1 3 6 】

また、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力P3は、メインポンプ 1 0 2 のレギュレータ 1 1 2 に設けられた減圧弁 1 1 2 g を介して減トルク制御ピストン 1 1 2 f に導かれ、（ f ）の水平平均し動作の場合と同様、減トルク制御が行われ、全トルク制御により原動機 1 の停止（エンジンストール）を防止することができるとともに、全トルク制御を精度良く行い、原動機の定格出力トルクTerateを有効利用することができる。

20

【 0 1 3 7 】

（ h ）斜面上側からの斜め引き動作

斜面上側に油圧ショベルの本体を水平に配置し、そこから、斜面の谷側から山側（上側）に向かってバケット爪先を斜めに移動させる、いわゆる斜面上側からの斜め引き動作を行う場合について説明する。

30

【 0 1 3 8 】

斜面上側からの斜め引き動作では、通常アーム操作レバーはアームクラウド方向にフル入力、斜面に沿ってバケット爪先を移動させるためにブーム操作レバーはブーム上げ方向にハーフ入力で行う。つまり、ブーム上げハーフ操作とアームクラウドのフル操作の組み合わせとなる。斜面の角度が大きくなると、ブーム上げの操作量も大きくなる傾向がある。また、ブーム上げのレバー操作量は、斜面に対するアーム角度（車体とバケット先端との距離）によって決まる。例えば、斜め引き動作の引き始めでは、ブーム上げのレバー操作量が増えるが、斜め引き動作が進むにつれてブーム上げのレバー操作量は少なくなる。

【 0 1 3 9 】

斜め引き動作の引き始めで、図 2 B において、ブーム上げのハーフ操作によってストロークするブーム上げのメイン／アシスト駆動用のそれぞれの流量制御弁 6 a , 6 i のスプールストロークが、S 2 以上で S 3 以下にある場合を考える。このとき、ブーム上げのメイン駆動用の流量制御弁 6 a が図中上方向に切り換わり、上記（ b ）で説明したように、ブームシリンダ 3 a の負荷圧は、第 3 負荷圧検出回路 1 3 3 によって最高負荷圧Plmax3として検出され、アンロード弁 3 1 5 が第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、メインポンプ 2 0 2 の容量は、図 4 A に示す P Q 特性に従って制御され、メインポンプ 2 0 2 からブーム操作レバーの入力に応じた流量の圧油がブームシリンダ 3 a のボトム側に供給される。

40

【 0 1 4 0 】

一方、アシスト駆動用の流量制御弁 6 i もブーム上げのハーフ操作で図中上方向に切り

50

換わり、ブームシリンダ 3 a の負荷圧は、流量制御弁 6 i を介して第 1 負荷圧検出回路 1 3 1 のシャトル弁 9 i に導かれる。また、アームクラウドをフル操作するので、アームシリンダ 3 b の負荷圧も流量制御弁 6 j 及び第 1 負荷圧検出回路 1 3 1 のシャトル弁 9 j , 9 d を介してシャトル弁 9 i に導かれる。

【 0 1 4 1 】

ここで、斜め引き動作では、ブームシリンダ 3 a の負荷圧はアームシリンダ 3 b の負荷圧よりも高いので、ブームシリンダ 3 a の負荷圧が第 1 負荷圧検出回路 1 3 1 (シャトル弁 9 i) によって最高負荷圧 PI_{max1} として検出され、アンロード弁 1 1 5 は第 1 圧油供給路 1 0 5 の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、最高負荷圧 PI_{max1} が差圧減圧弁 1 1 1 に導かれることによって、LS 差圧である $PIs1$ が出力され、レギュレータ 1 1 2 の低圧選択弁 1 1 2 a に導かれる。

10

【 0 1 4 2 】

一方、アームシリンダ 3 b の負荷圧は、流量制御弁 6 b の負荷ポートを介して第 2 負荷圧検出回路 1 3 2 によって最高負荷圧 PI_{max2} として検出され、アンロード弁 2 1 5 は第 2 圧油供給路 2 0 5 の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、最高負荷圧 PI_{max2} が差圧減圧弁 2 1 1 に導かれることによって、LS 差圧である $PIs2$ が出力され、レギュレータ 1 1 2 の低圧選択弁 1 1 2 a に導かれる。

【 0 1 4 3 】

レギュレータ 1 1 2 において、低圧選択弁 1 1 2 a に導かれた $PIs1$ と $PIs2$ はその低圧側が選択され、LS 制御弁 1 1 2 b に導かれる。LS 制御弁 1 1 2 b は $PIs1$ と $PIs2$ の低圧側が目標 LS 差圧 Pgr と等しくなるようにメインポンプ 1 0 2 の容量 (流量) を制御し、その流量の圧油がメインポンプ 1 0 2 から第 1 及び第 2 圧油供給路 1 0 5 , 2 0 5 に吐出される。

20

【 0 1 4 4 】

ここで、第 1 圧油供給路 1 0 5 に吐出された圧油は圧力補償弁 7 i 、流量制御弁 6 i を介してブームシリンダ 3 a に供給されるとともに、圧力補償弁 7 j 、流量制御弁 6 j を介してアームシリンダ 3 b にも供給される。一方、第 2 圧油供給路 2 0 5 に吐出された圧油は、圧力補償弁 7 b 、流量制御弁 6 b を介してアームシリンダ 3 b だけに供給される。このため、第 1 圧油供給路 1 0 5 側の要求流量と第 2 圧油供給路 2 0 5 側の要求流量を比較した場合、第 1 圧油供給路 1 0 5 側の要求流量の方が大きく、 $PIs1$ と $PIs2$ とでは $PIs1$ が低圧側となり、低圧選択弁 1 1 2 a によって $PIs1$ が選択され、メインポンプ 1 0 2 の容量 (流量) はその $PIs1$ に応じて (つまり流量制御弁 6 i と流量制御弁 6 j の要求流量に応じて) 増加する。

30

【 0 1 4 5 】

また、アームクラウドがフル操作であるので、アームシリンダ 3 b の流量制御弁 6 j , 6 b の要求流量が等しく、かつ流量制御弁 6 j , 6 b の要求流量がメインポンプ 1 0 2 の第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a , 1 0 2 b より吐出される吐出流量とそれぞれ等しかったとすると、第 2 圧油供給路 2 0 5 については流量制御弁 6 b の要求流量に対して不足することなくメインポンプ 1 0 2 は圧油を供給できるが、第 1 圧油供給路 1 0 5 については、ブームシリンダ 3 a の流量制御弁 6 i とアームシリンダ 3 b の流量制御弁 6 j の要求流量の合計がメインポンプ 1 0 2 の吐出流量を上回る、いわゆるサチュレーションを起こす。特に、ブームシリンダ 3 a の負荷圧が高く、第 1 及び第 3 圧油供給路 1 0 5 , 3 0 5 の圧力が高い場合は、その圧力がトルク制御 (馬力制御) ピストン 1 1 2 d 及び減トルク制御ピストン 1 1 2 f に導かれ、トルク制御ピストン 1 1 2 d 及び減トルク制御ピストン 1 1 2 f のトルク制御 (馬力制御) によってメインポンプ 1 0 2 の容量の増加が制限される (LS 制御が行えなくなる) ため、サチュレーションが顕著となる。このサチュレーション状態では、第 1 圧油供給路 1 0 5 の圧力を、最高負荷圧 PI_{max1} に対して目標 LS 差圧の Pgr だけ高く維持することができないため、 $PIs1$ が低下する。 $PIs1$ が低下すると、圧力補償弁 7 i , 7 j の目標差圧が低下するので、それぞれ閉じ勝手となり、流量制御弁 6 i , 6 j の要求流量の比に第 1 圧油供給路 1 0 5 の圧油を分配する。

40

50

【 0 1 4 6 】

このように、斜面上側からの斜め引き動作のように、アームクラウドのレバー操作がフル入力、ブーム上げレバー操作がハーフ入力のような場合においても、オペレータが意図した通りに圧油がブームシリンダ 3 a 及びアームシリンダ 3 b に供給されるので、違和感なく操作することができる。

【 0 1 4 7 】

また、このときも、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力 P3 は、メインポンプ 1 0 2 のレギュレータ 1 1 2 に設けられた減圧弁 1 1 2 g を介して減トルク制御ピストン 1 1 2 f に導かれ、(f) の水平均し動作の場合と同様、減トルク制御が行われ、全トルク制御により原動機 1 の停止 (エンジンストール) を防止することができるとともに、全トルク制御を精度良く行い、原動機の定格出力トルク T_{rate} を有効利用することができる。

10

【 0 1 4 8 】

(h) 左右走行操作レバーを入力した場合 (直進走行)

直進走行を行うため、左右の走行操作レバーを前進方向に同じ量だけ操作すると、左走行モータ 3 f 駆動用の流量制御弁 6 f と右走行モータ 3 g 駆動用の流量制御弁 6 g がそれぞれ図中で上方向に切り換わり、左右の走行操作レバーをフル操作したときは、図 2 A に示したように、流量制御弁 6 f , 6 g のメータイン通路の開口面積は同じ A 3 となる。

【 0 1 4 9 】

流量制御弁 6 f , 6 g が切り換わると、操作検出弁 8 f , 8 g も切り換わる。しかし、このときは、その他のアクチュエータ駆動用の流量制御弁の操作検出弁 8 a , 8 i , 8 c , 8 d , 8 j , 8 b , 8 e , 8 h が中立位置にあるため、絞り 4 3 を経由してパイロット圧油供給路 3 1 b から走行複合操作検出油路 5 3 に供給される圧油は、タンクに排出される。このため、第 1 ~ 第 3 切換弁 4 0 , 1 4 6 , 2 4 6 を図中下方向に切り換える圧力はタンク圧と等しくなるので、第 1 ~ 第 3 切換弁 4 0 , 1 4 6 , 2 4 6 は、バネの働きによって図中下側の切換位置に保持される。これにより、第 1 圧油供給路 1 0 5 と第 2 圧油供給路 2 0 5 とは遮断され、かつ第 2 負荷圧検出回路 1 3 2 の最下流のシャトル弁 9 g には第 2 切換弁 1 4 6 を介してタンク圧が導かれ、第 1 負荷圧検出回路 1 3 1 の最下流のシャトル弁 9 f には第 3 切換弁 2 4 6 を介してタンク圧が導かれる。このため走行モータ 3 f の負荷圧が、流量制御弁 6 f の負荷ポートを介して第 1 負荷圧検出回路 1 3 1 によって最高負荷圧 PI_{max1} として検出され、走行モータ 3 g の負荷圧が、流量制御弁 6 g の負荷ポートを介して第 2 負荷圧検出回路 1 3 2 によって最高負荷圧 PI_{max2} として検出され、アンロード弁 1 1 5 , 2 1 5 はそれぞれ第 1 及び第 2 圧油供給路 1 0 5 , 2 0 5 の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、最高負荷圧 PI_{max1} , PI_{max2} がそれぞれ差圧減圧弁 1 1 1 , 2 1 1 に導かれることによって、L S 差圧である $PIs1$, $PIs2$ が出力され、これらの L S 差圧 $PIs1$, $PIs2$ はレギュレータ 1 1 2 の低圧選択弁 1 1 2 a に導かれる。

20

30

【 0 1 5 0 】

レギュレータ 1 1 2 において、低圧選択弁 1 1 2 a に導かれた L S 差圧 $PIs1$, $PIs2$ はその低圧側が選択され、L S 制御弁 1 1 2 b に導かれる。L S 制御弁 1 1 2 b は $PIs1$ と $PIs2$ の低圧側が目標 L S 差圧 P_{gr} と等しくなるようにメインポンプ 1 0 2 の容量 (流量) を制御する。

40

【 0 1 5 1 】

ここで、前述のように、左走行モータ 3 f の要求流量と右走行モータ 3 g の要求流量は等しく、メインポンプ 1 0 2 はその要求流量に見合った流量となるまで容量 (流量) を増加させる。これによりメインポンプ 1 0 2 の第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a , 1 0 2 b から左走行モータ 3 f と右走行モータ 3 g に走行操作レバーの入力に応じた流量が供給され、走行モータ 3 f , 3 g は前進方向に駆動される。このとき、メインポンプ 1 0 2 はスプリットフロータイプであり、第 1 圧油供給路 1 0 5 に供給される流量と第 2 圧油供給路 2 0 5 に供給される流量は等しいため、左右の走行モータには常に等量の圧油が供給され、確実に直進走行を行わせることができる。

【 0 1 5 2 】

50

また、メインポンプ 102 の第 1 及び第 2 圧油供給路 105, 205 のそれぞれの圧力 P_1 , P_2 がトルク制御（馬力制御）ピストン 112d, 112e に導かれているため、走行モータ 3f, 3g の負荷圧が上昇した場合は、圧力 P_1 , P_2 の平均圧力で馬力制御が行われる。そしてこの場合も、メインポンプ 102 の第 1 及び第 2 吐出ポート 102a, 102b から等量の圧油が左右の走行モータに供給されるため、第 1 及び第 2 圧油供給路 105, 205 のいずれにも余剰流量を発生させずに、直進走行を行うことができる。

【0153】

（i）走行操作レバーとブーム等その他の操作レバーを同時入力した場合

例えば左右の走行操作レバーとブーム操作レバーのブーム上げ操作を同時に入力した場合、走行モータ 3f, 3g 駆動用の流量制御弁 6f, 6g とブームシリンダ 3a 駆動用の流量制御弁 6a, 6i が図中で上方向に切り換わる。流量制御弁 6f, 6g, 6a, 6i が切り換わると、操作検出弁 8f, 8g, 8a, 8i も切り換わり、走行複合操作検出油路 53 をタンクに導く全ての油路が遮断される。このため、走行複合操作検出油路 53 の圧力はパイロット圧油供給路 31b の圧力に等しくなり、第 1 切換弁 40、第 2 切換弁 146 及び第 3 切換弁 246 は図中下方向に押されて第 2 位置に切り換わり、第 1 圧油供給路 105 と第 2 圧油供給路 205 は連通し、かつ第 2 負荷圧検出回路 132 の最下流のシャトル弁 9g には第 2 切換弁 146 を介して第 1 負荷圧検出回路 131 によって検出された最高負荷圧 Pl_{max1} が導かれ、第 1 負荷圧検出回路 131 の最下流のシャトル弁 9f には第 3 切換弁 246 を介して第 2 負荷圧検出回路 132 によって検出された最高負荷圧 Pl_{max2} が導かれる。

【0154】

ここで、ブーム操作レバーが微操作で、流量制御弁 6a, 6i のストロークが図 2B の S2 以下の場合、メイン駆動用の流量制御弁 6a のメータイン通路の開口面積は 0 から A1 に増加していくが、アシスト駆動用の流量制御弁 6i のメータイン通路の開口面積は 0 に維持される。このため走行モータ 3f, 3g の高圧側の負荷圧が第 1 負荷圧検出回路 131 及び第 2 負荷圧検出回路 132 のそれぞれで最高負荷圧 Pl_{max1} , Pl_{max2} として検出され、アンロード弁 115, 215 はそれぞれ第 1 及び第 2 圧油供給路 105, 205 の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、最高負荷圧 Pl_{max1} , Pl_{max2} が差圧減圧弁 111, 211 に導かれることによって、LS 差圧である $Pls1$, $Pls2$ が出力され、レギュレータ 112 の低圧選択弁 112a に導かれる。

【0155】

レギュレータ 112 において、低圧選択弁 112a に導かれた $Pls1$ と $Pls2$ はその低圧側が選択され、LS 制御弁 112b に導かれる。LS 制御弁 112b は $Pls1$ と $Pls2$ の低圧側が目標 LS 差圧 P_{gr} と等しくなるようにメインポンプ 102 の容量（流量）を制御し、その制御された流量の圧油がメインポンプ 102 から第 1 及び第 2 圧油供給路 105, 205 に吐出される。このとき、第 1 切換弁 40 が第 2 位置に切り換わって第 1 圧油供給路 105 と第 2 圧油供給路 205 は連通しているため、第 1 及び第 2 吐出ポート 102a, 102b は 1 つのポンプとして機能し、メインポンプ 102 の第 1 吐出ポート 102a の吐出油と第 2 吐出ポート 102b の吐出油は合流し、その合流した圧油が圧力補償弁 7f, 7g 及び流量制御弁 6f, 6g を介して左走行モータ 3f と右走行モータ 3g に供給される。

【0156】

一方、このとき、ブーム操作レバーが微操作なので、上記（b）で説明したように、ブームシリンダ 3a のメイン駆動用の流量制御弁 6a のメータイン通路の開口面積は A1 となり、アシスト駆動用の流量制御弁 6i のメータイン通路の開口面積は 0 に維持される。ブームシリンダ 3a の負荷圧は流制御弁 6a の負荷ポートを介して第 3 負荷圧検出回路 133 によって最高負荷圧 Pl_{max3} として検出され、アンロード弁 315 は第 3 圧油供給路 305 の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、メインポンプ 202 の容量は、図 4A に示す PQ 特性に従って制御され、メインポンプ 202 の第 3 吐出ポート 202a からブーム操作レバーの入力に応じた流量がブームシリンダ 3a ボトム側に供給される。

【 0 1 5 7 】

また、走行とブームの複合操作でブーム操作レバーをフル操作し、流量制御弁 6 a , 6 i の開口面積が図 2 B の A 1 , A 2 となった場合は、ブームシリンダ 3 a と走行モータ 3 f , 3 g の高圧側の負荷圧が第 1 負荷圧検出回路 1 3 1 及び第 2 負荷圧検出回路 1 3 2 のそれぞれで最高負荷圧 Pl_{max1} , Pl_{max2} として検出され、アンロード弁 1 1 5 , 2 1 5 はそれぞれ第 1 及び第 2 圧油供給路 1 0 5 , 2 0 5 の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、差圧減圧弁 1 1 1 , 2 1 1 はそれぞれ L S 差圧 $Pls1$, $Pls2$ をレギュレータ 1 1 2 に出力し、低圧選択弁 1 1 2 a によって $Pls1$ と $Pls2$ の低圧側が選択され、L S 制御弁 1 1 2 b に導かれる。

【 0 1 5 8 】

レギュレータ 1 1 2 において、低圧選択弁 1 1 2 a に導かれた $Pls1$ と $Pls2$ はその低圧側が選択され、L S 制御弁 1 1 2 b に導かれる。L S 制御弁 1 1 2 b は $Pls1$ と $Pls2$ の低圧側が目標 L S 差圧 Pgr と等しくなるようにメインポンプ 1 0 2 の容量 (流量) を制御し、その流量の圧油がメインポンプ 1 0 2 から第 1 及び第 2 圧油供給路 1 0 5 , 2 0 5 に吐出される。

【 0 1 5 9 】

また、このときも、メインポンプ 1 0 2 の第 1 吐出ポート 1 0 2 a の吐出油と第 2 吐出ポート 1 0 2 b の吐出油は合流し、圧力補償弁 7 f , 7 g 及び流量制御弁 6 f , 6 g を介して左走行モータ 3 f と右走行モータ 3 g に供給されるとともに、その合流した圧油の一部は圧力補償弁 7 i 及び流量制御弁 6 i を介してブームシリンダ 3 a のボトム側にも供給される。一方、メインポンプ 2 0 2 のレギュレータ 2 1 2 は、ブーム操作レバーが微操作であるときと同様に動作し、メインポンプ 2 0 2 から圧油がブームシリンダ 3 a のボトム側に供給される。

【 0 1 6 0 】

このように走行とブームを同時に駆動する複合動作では、メインポンプ 1 0 2 の第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a , 1 0 2 b が一つのポンプとして機能し、2 つの吐出ポート 1 0 2 a , 1 0 2 b の圧油が合流して左右の走行モータ 3 f , 3 g に供給され、かつブーム操作レバーを微操作したときは、メインポンプ 2 0 2 の圧油のみがブームシリンダ 3 a ボトム側に供給され、ブーム操作レバーをフル操作したときは、メインポンプ 2 0 2 の圧油とメインポンプ 1 0 2 の合流した圧油の一部とがブームシリンダ 3 a ボトム側に供給される。これにより、左右の走行モータの操作レバーを同じ入力量で操作した場合は、直進走行性を維持しつつ、所望の速度でブームシリンダを駆動することが可能となり、良好な走行複合操作性を得ることができる。

【 0 1 6 1 】

また、このときも、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力 $P3$ は、メインポンプ 1 0 2 のレギュレータ 1 1 2 に設けられた減圧弁 1 1 2 g を介して減トルク制御ピストン 1 1 2 f に導かれ、(f) の水平均し動作の場合と同様、減トルク制御が行われ、全トルク制御により原動機 1 の停止 (エンジンストール) を防止することができるとともに、全トルク制御を精度良く行い、原動機の定格出力トルク T_{erate} を有効利用することができる。

【 0 1 6 2 】

以上では、左右の走行操作レバーとブーム操作レバーのブーム上げ操作を同時に入力した場合について説明したが、左右の走行操作レバーとブーム以外の操作レバーを同時に入力した場合も、メインポンプ 2 0 2 の容量は、図 4 A で点 A に示す最大容量 q_{3max} に維持される点を除いて、走行とブームの複合操作でブーム操作レバーをフル操作した場合とほぼ同様の動作が得られる。すなわち、メインポンプ 1 0 2 の第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a , 1 0 2 b が一つのポンプとして機能し、メインポンプ 1 0 2 の第 1 吐出ポート 1 0 2 a の吐出油と第 2 吐出ポート 1 0 2 b の吐出油は合流してそれぞれの圧力補償弁と流量制御弁を介して各アクチュエータに供給され、左右の走行モータの操作レバーを同じ入力量で操作した場合は、直進走行性を維持しつつ、所望の速度で他のアクチュエータを駆動することが可能となり、良好な走行複合操作を得ることができる。

【 0 1 6 3 】

(j) 走行ステアリング動作の場合

一方の走行操作レバーをフル、他方の走行操作レバーをハーフ操作する、いわゆるステアリング動作をする場合について、以下に説明する。

【 0 1 6 4 】

例えば左走行モータ 3 f 用操作レバーをフル操作、右走行モータ 3 g 用操作レバーをハーフ操作した場合、走行モータ 3 f 駆動用の流量制御弁 6 f がフルストロークで上方向に切り換わり、走行モータ 3 g 駆動用の流量制御弁 6 g がハーフストロークで上方向に切り換わり、図 2 A に示したように、流量制御弁 6 f のメータイン通路の開口面積は A 3 となり、流量制御弁 6 g のメータイン通路の開口面積は A 3 よりも小さな中間の大きさとなる (左走行モータ 3 f の要求流量 > 右走行モータ 3 g の要求流量) 。

10

【 0 1 6 5 】

流量制御弁 6 f , 6 g が切り換わると、操作検出弁 8 f , 8 g も切り換わる。しかし、このときは、その他のアクチュエータ駆動用の流量制御弁の操作検出弁 8 a , 8 i , 8 c , 8 d , 8 j , 8 b , 8 e , 8 h が中立位置にあるため、絞り 4 3 を経由してパイロット圧油供給路 3 1 b から走行複合操作検出油路 5 3 に供給される圧油は、タンクに排出される。このため、第 1 ~ 第 3 切換弁 4 0 , 1 4 6 , 2 4 6 を図中下方向に切り換える圧力はタンク圧と等しくなるので、第 1 ~ 第 3 切換弁 4 0 , 1 4 6 , 2 4 6 は、バネの働きによって図中下側の切換位置に保持される。これにより、第 1 圧油供給路 1 0 5 と第 2 圧油供給路 2 0 5 とは遮断され、かつ第 2 負荷圧検出回路 1 3 2 の最下流のシャトル弁 9 g には第 2 切換弁 1 4 6 を介してタンク圧が導かれ、第 1 負荷圧検出回路 1 3 1 の最下流のシャトル弁 9 f には第 3 切換弁 2 4 6 を介してタンク圧が導かれる。このため走行モータ 3 f の負荷圧が、流量制御弁 6 f の負荷ポートを介して第 1 負荷圧検出回路 1 3 1 によって最高負荷圧 P_{lmax1} として検出され、走行モータ 3 g の負荷圧が、流量制御弁 6 g の負荷ポートを介して第 2 負荷圧検出回路 1 3 2 によって最高負荷圧 P_{lmax2} として検出され、アンロード弁 1 1 5 , 2 1 5 はそれぞれ第 1 及び第 2 圧油供給路 1 0 5 , 2 0 5 の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、最高負荷圧 P_{lmax1} , P_{lmax2} がそれぞれ差圧減圧弁 1 1 1 , 2 1 1 に導かれることによって、L S 差圧である P_{ls1} , P_{ls2} が出力され、これらの L S 差圧 P_{ls1} , P_{ls2} はレギュレータ 1 1 2 の低圧選択弁 1 1 2 a に導かれる。

20

【 0 1 6 6 】

レギュレータ 1 1 2 において、低圧選択弁 1 1 2 a に導かれた L S 差圧 P_{ls1} , P_{ls2} はその低圧側が選択され、L S 制御弁 1 1 2 b に導かれる。L S 制御弁 1 1 2 b は P_{ls1} と P_{ls2} の低圧側が目標 L S 差圧 P_{gr} と等しくなるようにメインポンプ 1 0 2 の容量 (流量) を制御する。

30

【 0 1 6 7 】

ここで、左走行モータ 3 f 用操作レバーがフル操作、右走行モータ 3 g 用操作レバーがハーフ操作で、油圧ショベルとしては進行走行に対して右方向に大曲がりする動作をする場合を考えると、この場合は、左側の走行モータ 3 f が右側の走行モータ 3 g を引きずる格好となるので、左走行モータ 3 f の負荷圧 > 右走行モータ 3 g の負荷圧となる。また、要求流量については、左走行モータ 3 f の要求流量 > 右走行モータ 3 g の要求流量の関係が成り立つ。

40

【 0 1 6 8 】

このように走行モータ 3 f の要求流量が走行モータ 3 g の要求流量よりも大きいので、P_{ls1} と P_{ls2} とでは P_{ls1} が低圧側となり、低圧選択弁 1 1 2 a によって P_{ls1} が選択され、メインポンプ 1 0 2 の容量 (流量) はその P_{ls1} に応じて、走行モータ 3 f の要求流量に見合った流量となるまで容量 (流量) を増加させる。このように、第 1 圧油供給路 1 0 5 には走行モータ 3 f の要求流量に見合った流量が供給される。

【 0 1 6 9 】

一方、第 2 圧油供給路 2 0 5 には、走行モータ 3 g の要求流量よりも大きい流量が供給される。第 2 圧油供給路 2 0 5 に供給された余分な圧油は、アンロード弁 2 1 5 からタン

50

クに排出される。このとき、アンロード弁 215 のセット圧は、最高負荷圧 P_{lmax2} (走行モータ 3g の負荷圧) + パネの設定圧力 P_{un0} となる。このように第 1 圧油供給路 105 の圧力は、LS 制御弁 112b により、走行モータ 3f の負荷圧 + 目標 LS 差圧に保たれ、第 2 圧油供給路 205 の圧力は、アンロード弁 215 により、走行モータ 3g の負荷圧 + パネの設定圧力 P_{un0} (走行モータ 3g の負荷圧 + 目標 LS 差圧) に保たれる。このように第 2 圧油供給路 205 の圧力は、走行モータ 3f の負荷圧と走行モータ 3g の負荷圧の差の分だけ、第 1 圧油供給路 105 の圧力よりも低くなる。

【0170】

メインポンプ 102 は、スプリットフロータイプであり、トルク制御ピストン 112d, 112e のトルク制御 (馬力制御) は、第 1 圧油供給路 105 及び第 2 圧油供給路 205 の合計圧力 (平均圧力) によって行われるので、走行ステアリング時など、一方の圧油供給路の圧力が他方の圧油供給路の圧力よりも低い場合には、合計圧力 (平均圧力) がその分低く抑えられる。これにより一つのポンプによって左右走行モータを駆動する場合に比べて、馬力制御によって流量が制限されにくく、作業効率が大きく低下することなく走行ステアリング動作を行うことができる。

【0171】

～効果～

以上のように本実施の形態によれば、油圧ショベルのブームシリンダ 3a とアームシリンダ 3b を同時に駆動する複合操作時に、圧力補償弁の絞り圧損による無駄なエネルギー消費を抑えつつ、ブームシリンダ 3a とアームシリンダ 3b に要求される様々な流量バランスに柔軟に対応し、良好な複合操作性を得ることができる。

【0172】

また、減圧弁 112g はメインポンプ 202 の吸収トルクを模擬した圧力を出力し、この圧力を減トルク制御ピストン 112f に導いてメインポンプ 102 の最大トルクを減少させるため、メインポンプ 202 が第 2 トルク制御部の制限を受け最大トルク T_{3max} で動作するときだけでなく、メインポンプ 202 が第 2 トルク制御部の制限を受けないときにも、全トルク制御を精度良く行い、原動機の定格出力トルク T_{erate} を有効利用することができる。

【0173】

また、メインポンプ 202 のレギュレータ 212 はロードセンシング制御部を有しないため、レギュレータ 212 の機構を簡素化できるとともに、複雑な機構を用いなくても減圧弁 112g はメインポンプ 202 の吸収トルクを模擬した圧力を出力することができるため、メインポンプ 102, 202 とレギュレータ 112, 212 を含めたポンプ全体の小型化が容易となる。

【0174】

また、油圧ショベルの良好な直進走行性を得ることができる。

【0175】

更に、油圧ショベルの走行ステアリング動作では、良好なステアリングフィーリングを実現することができる。

【0176】

～その他～

以上の実施の形態では、建設機械が油圧ショベルであり、第 1 アクチュエータがブームシリンダ 3a であり、第 2 アクチュエータがアームシリンダ 3b である場合について説明したが、他のアクチュエータよりも要求流量が大きいアクチュエータであれば、ブームシリンダとアームシリンダ以外であってもよい。

【0177】

また、上記実施の形態では、メインポンプ 202 は可変容量型で、第 2 トルク制御部を有するレギュレータ 212 によって容量が制御される構成としたが、メインポンプ 202 はレギュレータを備えない固定容量型のポンプであってもよく、この場合でも本発明の基本効果は得られる。

【 0 1 7 8 】

また、上記実施の形態では、第 3 及び第 4 アクチュエータが左右の走行モータ 3 f , 3 g である場合について説明したが、同時に駆動されるときに供給流量が同等になることで所定の機能を果たす第 3 及び第 4 アクチュエータであれば、左右の走行モータ以外であってもよい。

【 0 1 7 9 】

更に、そのような第 1 及び第 2 アクチュエータ或いは第 3 及び第 4 アクチュエータの動作条件を満たすアクチュエータを備えた建設機械であれば、油圧走行クレーン等、油圧シヨベル以外の建設機械に本発明を適用してもよい。

【 0 1 8 0 】

また、上記実施の形態のロードセンシングシステムは一例であり、ロードセンシングシステムは種々の変形が可能である。例えば、上記実施の形態では、ポンプ吐出圧と最高負荷圧を絶対圧として出力する差圧減圧弁を設け、その出力圧を圧力補償弁に導いて目標補償差圧を設定しかつ L S 制御弁に導き、ロードセンシング制御の目標差圧を設定したが、ポンプ吐出圧と最高負荷圧を別々の油路で圧力制御弁や L S 制御弁に導くようにしてもよい。

【 符号の説明 】

【 0 1 8 1 】

- 1 原動機
- 1 0 2 スプリットフロータイプの可変容量型メインポンプ（第 1 ポンプ装置）
- 1 0 2 a , 1 0 2 b 第 1 及び第 2 吐出ポート
- 1 1 2 レギュレータ（第 1 ポンプ制御装置）
- 1 1 2 a 低圧選択弁
- 1 1 2 b L S 制御弁
- 1 1 2 c L S 制御ピストン
- 1 1 2 d , 1 1 2 e トルク制御（馬力制御）ピストン
- 1 1 2 f 減トルク制御ピストン
- 1 1 2 g 減圧弁
- 2 0 2 シングルフロータイプの可変容量型メインポンプ（第 2 ポンプ装置）
- 2 0 2 a 第 3 吐出ポート
- 2 1 2 レギュレータ（第 2 ポンプ制御装置）
- 2 1 2 d トルク制御（馬力制御）ピストン
- 1 0 5 第 1 圧油供給路
- 2 0 5 第 2 圧油供給路
- 3 0 5 第 3 圧油供給路
- 1 1 5 アンロード弁（第 1 アンロード弁）
- 2 1 5 アンロード弁（第 2 アンロード弁）
- 3 1 5 アンロード弁（第 3 アンロード弁）
- 1 1 1 , 2 1 1 , 3 1 1 差圧減圧弁
- 1 4 6 , 2 4 6 第 2 及び第 3 切換弁
- 3 a ~ 3 h 複数のアクチュエータ
- 3 a ブームシリンダ（第 1 アクチュエータ）
- 3 b アームシリンダ（第 2 アクチュエータ）
- 3 f , 3 g 左右走行モータ（第 3 及び第 4 アクチュエータ）
- 4 コントロールバルブユニット
- 6 a ~ 6 j 流量制御弁
- 7 a ~ 7 j 圧力補償弁
- 8 b ~ 8 j 操作検出弁
- 9 b ~ 9 j シャトル弁
- 1 3 原動機回転数検出弁

10

20

30

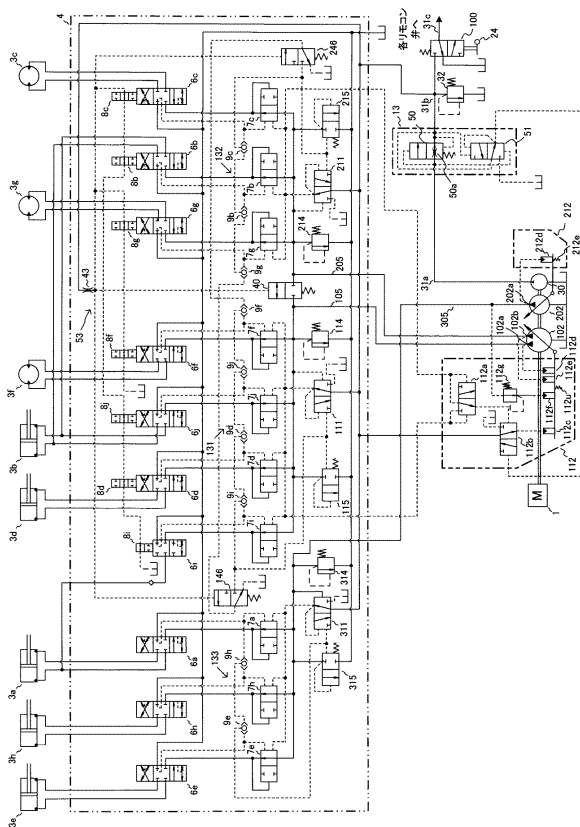
40

50

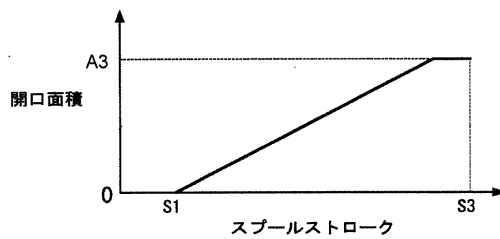
- 2 4 ゲートロックレバー
- 3 0 パイロットポンプ
- 3 1 a パイロットポンプの圧油供給路
- 3 1 b , 3 1 c パイロット圧油供給路
- 3 2 パイロットリリーフバルブ
- 4 0 第 1 切換弁
- 5 3 走行複合操作検出油路
- 4 3 絞り
- 1 0 0 ゲートロック弁
- 1 2 2 , 1 2 3 , 1 2 4 a , 1 2 4 b 操作装置
- 1 3 1 , 1 3 2 , 1 3 3 第 1 , 第 2 , 第 3 負荷圧検出回路

10

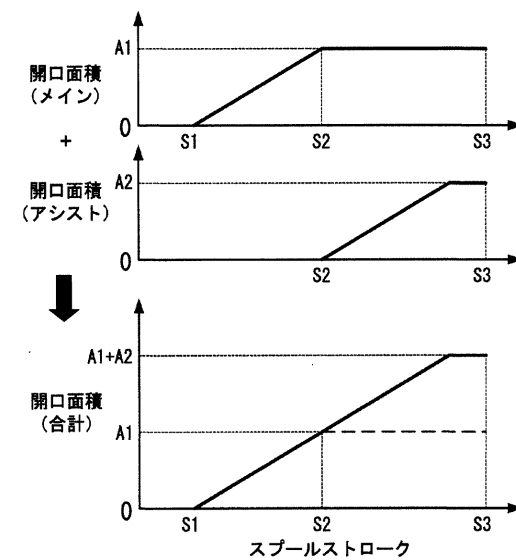
【図 1】



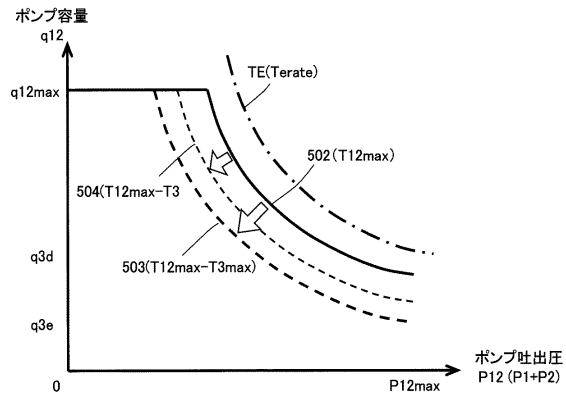
【図 2 A】



【図 2 B】

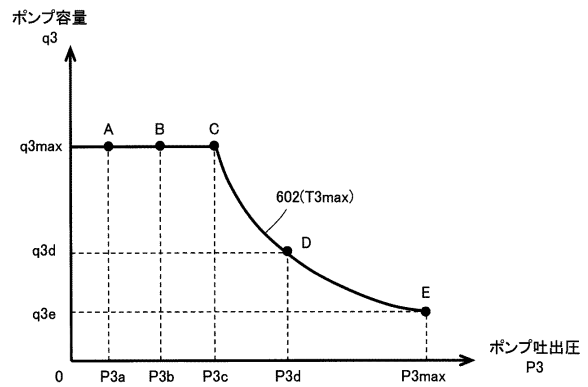


【図 3】



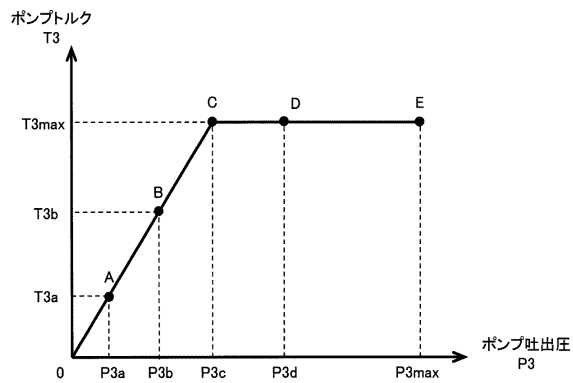
第1ポンプPQ特性

【図 4 A】



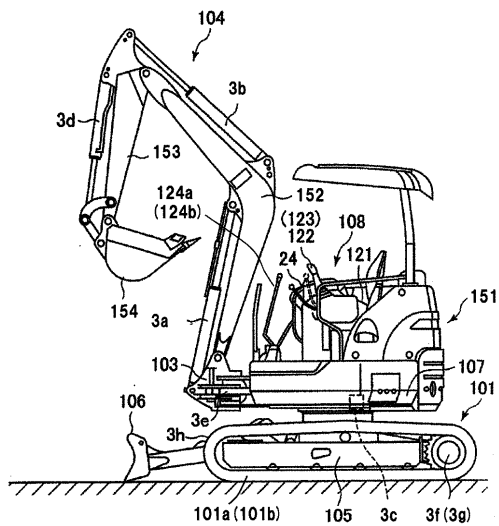
第2ポンプPQ特性

【図 4 B】



第3ポンプトルク特性

【図 5】



フロントページの続き

- (72)発明者 釣賀 靖貴
滋賀県甲賀市水口町笹が丘 1 - 2
工場内 株式会社日立建機ティエラ 滋賀
- (72)発明者 竹林 圭文
滋賀県甲賀市水口町笹が丘 1 - 2
工場内 株式会社日立建機ティエラ 滋賀
- (72)発明者 森 和繁
滋賀県甲賀市水口町笹が丘 1 - 2
工場内 株式会社日立建機ティエラ 滋賀
- (72)発明者 中村 夏樹
滋賀県甲賀市水口町笹が丘 1 - 2
工場内 株式会社日立建機ティエラ 滋賀

審査官 加藤 一彦

- (56)参考文献 特開 2002 - 206256 (JP, A)
特開 2008 - 274988 (JP, A)
特開 2013 - 217466 (JP, A)
特開 2001 - 056001 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F 15 B 11 / 00 - 11 / 02
F 15 B 11 / 05
F 15 B 11 / 17
E 02 F 9 / 22