

(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 15 B 11/02 (2006.01)
 F 15 B 11/00 (2006.01)
 E 02 F 9/22 (2006.01)

F 15 B 11/02 M
 F 15 B 11/00 N
 F 15 B 11/02 C
 E 02 F 9/22 L

請求項の数 8 (全 37 頁)

(21) 出願番号

特願2013-253585 (P2013-253585)

(22) 出願日

平成25年12月6日 (2013.12.6)

(65) 公開番号

特開2015-110981 (P2015-110981A)

(43) 公開日

平成27年6月18日 (2015.6.18)

審査請求日

平成27年9月10日 (2015.9.10)

(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

(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笛が丘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、

10

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、

20

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、

30

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グダ及びアームシリングダであることを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

40

【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あつ单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

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。

10

【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。

20

【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）操作を同時に実行、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。

40

【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

50

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。

10

20

【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つた。

30

【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。

40

【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】

50

【0015】

(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る。

【0016】

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。

【0017】

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。

10

20

30

40

50

【0018】

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。

【0019】

(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。

【0020】

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。

【0021】

(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開口面積特性が設定される。

10

20

30

40

50

【0022】

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

【0023】

(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

【0024】

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。

【0025】

(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

【0026】

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

【0027】

(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。

【0028】

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ます。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を行い、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(PQ特性)と減トルク制御の効果を示す図である。

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

【図4B】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。

10

【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(例えは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。

20

【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

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PImax1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PImax2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)PImax3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PImax1(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PIs1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PImax2(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PIs2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PImax3(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PIs3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PIs1, PI_{s2}, PI_{s3}を、適宜、LS差圧PIs1, PI_{s2}, PI_{s3}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PImax1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PImax2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PImax3が導かれる。

【0044】

また、差圧減圧弁111が出力するLS差圧PIs1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PIs2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PIs3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

10

20

30

40

50

ユエータ3a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6aはブームシリンダ3aのメイン駆動用であり、流量制御弁6iはブームシリンダ3aアシスト駆動用である。アクチュエータ3bは、流量制御弁6j及び圧力補償弁7j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6b及び圧力補償弁7bと第2圧油供給路205を介して第2吐出ポート102bに接続されている。アクチュエータ3b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6bはアームシリンダ3bのメイン駆動用であり、流量制御弁6jはアームシリンダ3bのアシスト駆動用である。

【0046】

アクチュエータ3d, 3fはそれぞれ流量制御弁6d, 6f及び圧力補償弁7d, 7f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、アクチュエータ3c, 3gはそれぞれ流量制御弁6c, 6g及び圧力補償弁7c, 7gと第2圧油供給路205を介して第2吐出ポート102bに接続されている。アクチュエータ3d, 3f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3c, 3g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3e, 3hはそれぞれ流量制御弁6e, 6h及び圧力補償弁7e, 7hと第3圧油供給路305を介して第3吐出ポート102aに接続されている。アクチュエータ3e, 3h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。

10

20

【0047】

図2Aは、ブームシリンダであるアクチュエータ3a（以下適宜ブームシリンダ3aという）及びアームシリンダであるアクチュエータ3b（以下適宜アームシリンダ3bという）以外のアクチュエータ3c～3hの流量制御弁6c～6h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帶0-S1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S3の直前で最大開口面積A3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A3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。

【0048】

図2Bの上側は、ブームシリンダ3aの流量制御弁6a, 6i及びアームシリンダ3bの流量制御弁6b, 6j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。

30

【0049】

ブームシリンダ3aのメイン駆動用の流量制御弁6aは、スプールストロークが不感帶0-S1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S2で最大開口面積A1となり、その後、最大のスプールストロークS3まで最大開口面積A1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3bのメイン駆動用の流量制御弁6bの開口面積特性も同様である。

【0050】

ブームシリンダ3aのアシスト駆動用の流量制御弁6iは、スプールストロークが中間ストロークS2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S2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S3の直前で最大開口面積A2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3bのアシスト駆動用の流量制御弁6jの開口面積特性も同様である。

40

【0051】

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

【0052】

ブームシリンダ3aの流量制御弁6a, 6i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帶0-S1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S3の直前で最大開口面積A

50

$A_1 + A_2$ 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。

【0053】

ここで、図2A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A3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A1+A2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。

【0054】

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A1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)はシングルフロータイプのメインポンプ202(第2ポンプ装置)の第3吐出ポート202a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A1に対応する所定流量より大きい場合は、シングルフロータイプのメインポンプ202(第2ポンプ装置)の第3吐出ポート202aから吐出される圧油とスプリットフロータイプのメインポンプ102(第1ポンプ装置)の第1吐出ポート102a(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102の第1吐出ポート102a及びメインポンプ202の第3吐出ポート202a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A1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タイプのメインポンプ102(第1ポンプ装置)の第2吐出ポート102b(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A1に対応する所定流量より大きい場合は、スプリットフロータイプのメインポンプ102(第1ポンプ装置)の第1及び第2吐出ポート102a, 102b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102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bとアームシリンダ3 bとが接続されている。

【0055】

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43を介してパイロット圧油供給路31b(後述)に接続され下流側が操作検出弁8b, 8c, 8d, 8f, 8g, 8i, 8jを介してタンクに接続された走行複合操作検出油路53と、この走行複合操作検出油路53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40, 第2切換弁146及び第3切換弁246とを更に備えている。

【0056】

走行複合操作検出油路53は、左走行モータであるアクチュエータ3f(以下適宜左走行モータ3fという)及び/又は右走行モータであるアクチュエータ3g(以下適宜右走行モータ3gという)と、第1圧油供給路105と第2圧油供給路205に接続される左右走行モータ以外のアクチュエータ3a, 3b, 3c, 3d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8b, 8c, 8d, 8f, 8g, 8i, 8jのいずれかを介してタンクに連通することで油路53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8f, 8gと、操作検出弁8b, 8c, 8d, 8i, 8j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ップしてタンクとの連通が遮断されることで、油路53に操作検出圧(操作検出信号)を生成する。

【0057】

第1切換弁40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105と第2圧油供給路205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_{1max1}（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_{1max2}（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 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

備えている。

【 0 0 6 3 】

原動機回転数検出弁 1 3 は、パイロットポンプ 3 0 の圧油供給路 3 1 a とパイロット圧油供給路 3 1 bとの間に接続された流量検出弁 5 0 と、その流量検出弁 5 0 の前後差圧を絶対圧 Pgr として出力する差圧減圧弁 5 1 とを有している。

【 0 0 6 4 】

流量検出弁 5 0 は通過流量（パイロットポンプ 3 0 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 5 0 a を有している。パイロットポンプ 3 0 の吐出油は流量検出弁 5 0 の可変絞り部 5 0 a を通過してパイロット圧油供給路 3 1 b 側へと流れれる。このとき、流量検出弁 5 0 の可変絞り部 5 0 a 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 5 1 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 3 0 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 5 0 a の前後差圧を検出することにより、パイロットポンプ 3 0 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 1 3 （差圧減圧弁 5 1 ）が出力する絶対圧 Pgr は目標 LS 差圧としてレギュレータ 1 1 2 , 2 1 2 に導かれる。以下において、差圧減圧弁 5 1 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。

【 0 0 6 5 】

レギュレータ 1 1 2 （第 1 ポンプ制御装置）は、差圧減圧弁 1 1 1 が出力する LS 差圧 PIs 1 と差圧減圧弁 2 1 1 が出力する LS 差圧 PIs 2 の低圧側を選択する低圧選択弁 1 1 2 a と、低圧選択された LS 差圧 PIs 12 と目標 LS 差圧である原動機回転数検出弁 1 3 の出力圧 Pgr とが導かれ、LS 差圧 PIs 12 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 L S 制御弁 1 1 2 b 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 1 0 2 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 1 0 2 の傾転角を制御する L S 制御ピストン 1 1 2 c と、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 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 1 0 2 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 1 1 2 e , 1 1 2 d （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 1 1 2 u とを備えている。

【 0 0 6 6 】

低圧選択弁 1 1 2 a 、 L S 制御弁 1 1 2 b 及び L S 制御ピストン 1 1 2 c は、メインポンプ 1 0 2 の吐出圧（第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a , 1 0 2 b の高圧側の吐出圧）が、メインポンプ 1 0 2 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 PI_{max1} と最高負荷圧 PI_{max2} 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 1 0 2 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。

【 0 0 6 7 】

トルク制御ピストン 1 1 2 d , 1 1 2 e とバネ 1 1 2 u は、メインポンプ 1 0 2 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 1 0 2 の容量制御を可能とし、メインポンプ 1 0 2 の吸収トルクが第 1 所定値に達すると、メインポンプ 1 0 2 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 1 0 2 の容量を制限する第 1 トルク制御部を構成する。

【 0 0 6 8 】

レギュレータ 2 1 2 （第 2 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、その圧力の上昇時にメインポンプ 2 0 2 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 2 1 2 d （第 2 トルク制御アクチュエータ）と、最大トルク T3max (図 4 A 及び図 4 B 参照) を設定する付勢手段であるバネ 2 1 2 e とを備えている。

【 0 0 6 9 】

10

20

30

40

50

トルク制御ピストン 212d とバネ 212e は、メインポンプ 202 の吸収トルクが第 2 所定値（最大トルク T3max）以下であるときはメインポンプ 202 を最大容量で動作させ、メインポンプ 202 の吸収トルクが第 2 所定値に達すると、メインポンプ 202 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 202 の容量を制限御する第 2 トルク制御部を構成する。

【0070】

また、メインポンプ 202 の吐出圧の制御に関し、アンロード弁 315 は、前述したように、メインポンプ 202 の第 3 吐出ポート 202a の吐出圧が第 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 吐出ポート 202a 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 202 の第 3 吐出ポート 202a の吐出圧が第 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 202a 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。

【0071】

また、レギュレータ 112（第 1 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、メインポンプ 202 の第 3 吐出ポート 202a の吐出圧が第 2 トルク制御部のトルク制御開始圧力 P3c（図 4A 及び図 4B）以下で、メインポンプ 202 の吸収トルクが第 2 所定値（最大トルク T3max）以下であるときは、メインポンプ 202 の第 3 吐出ポート 202a の吐出圧をそのまま出力し、メインポンプ 202 の第 3 吐出ポート 202a の吐出圧が第 2 トルク制御部のトルク制御開始圧力 P3c まで上昇し、メインポンプ 202 の吸収トルクが第 2 所定値に達すると、メインポンプ 202 の第 3 吐出ポート 202a 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 112g と、減圧弁 112g の出力圧が導かれ、減圧弁 112g の出力圧が高くなるにしたがってメインポンプ 102 の容量を減少させメインポンプ 102 の最大トルクが減少するようメインポンプ 102 の容量を制御する減トルク制御ピストン 112f とを備えている。

【0072】

減圧弁 112g のセット圧は、メインポンプ 202 の吸収トルクが第 2 所定値（最大トルク T3max）に達すると、メインポンプ 202 の第 3 吐出ポート 202a 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 P3c に等しく設定されている。

【0073】

図 3 は、第 1 トルク制御部（トルク制御ピストン 112d, 112e とバネ 112u）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 P12 は、第 1 及び第 2 圧油供給路 105, 205 の圧力 P1, P2 の合計 P1 + P2（メインポンプ 102 の吐出圧）であり、縦軸の q12 はメインポンプ 102 の斜板の傾転角（容量）であり、q12max はメインポンプ 102 の構造で決まる最大傾転角である。メインポンプ 102 の吸収トルクは、メインポンプ 102 の吐出圧 P12 (P1 + P2) と傾転角 q12 の積で表すことができる。

【0074】

図 3において、502 は、バネ 112u によって設定されたメインポンプ 102 の最大吸収トルク T12max を示すトルク一定曲線である。メインポンプ 102 の吐出圧或いは傾転角が増加してメインポンプ 102 の吸収トルクが増加し最大トルク T12max に達すると、メインポンプ 102 の吸収トルクがそれ以上増加しないようメインポンプ 102 の傾転角はレギュレータ 112 のトルク制御ピストン 112d, 112e によって制限御される。例えば、メインポンプ 102 が最大傾転角 q12max にある状態で、メインポンプ 102 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 102 の傾転角 q12 はトルク一定曲線 502 に沿って減少する。また、メインポンプ 102 の傾転角がトルク一定曲

10

20

30

40

50

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御される。図 3 中、 T E は原動機 1 の定格出力トルク Terate を示すトルク一定曲線であり、最大トルク T_{12max} は Terate 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 Terate 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 P3 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 P3 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 112g はメインポンプ 202 の第 3 吐出ポート 202a 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 112f 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 (ブームシリンドラ 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 T12max を超えないよう制御され (全トルク制御)、原動機 1 の停止 (エンジンストップ) 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。

20

【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 3c 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 はスイングシリンドラ 3e 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 はブームシリンドラ 3a、アームシリンドラ 3b、バケットシリンドラ 3d 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、ブレードシリンドラ 3h 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 3f、3g の回転により左右の履帯 101a、101b を駆動することによって走行を行う。

30

【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 / 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 124a、124b (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。

40

【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

50

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 Pgr 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 P_{lmax1} , P_{lmax2} , P_{lmax3} としてタンク圧を検出する。この最高負荷圧 P_{lmax1} , P_{lmax2} , P_{lmax3} 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。
10

最高負荷圧 P_{lmax1} , P_{lmax2} , P_{lmax3} 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 P_{lmax1} , P_{lmax2} , P_{lmax3} 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 P_{lmax1} , P_{lmax2} , P_{lmax3} 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 MPa 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。
20 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 P_{lmax1} , P_{lmax2} , P_{lmax3} (タンク圧) との差圧 (LS 差圧) を絶対圧 P_{ls1} , P_{ls2} , P_{ls3} として出力する。最高負荷圧 P_{lmax1} , P_{lmax2} , P_{lmax3} は上述したようにそれぞれタンク圧であるので、 $P_{ls1} = P_1 - P_{lmax1} = P_1 = P_{un0} > P_{gr}$, $P_{ls2} = P_2 - P_{lmax2} = P_2 = P_{un0} > P_{gr}$, $P_{ls3} = P_3 - P_{lmax3} = P_3 = P_{un0} > P_{gr}$ となる。LS 差圧である 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。

【 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 P_{ls1} , P_{ls2} 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、 P_{ls1} , P_{ls2} のいずれが選択されても、 P_{ls1} 又は $P_{ls2} > P_{gr}$ であるので、LS 制御弁 1 2 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。
30

【 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。
40

【 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
50

作レバー中立の時のメインポンプ202の吐出圧P3をP3aで表すと、メインポンプ202は図4Aで点A上で動作し、メインポンプ202の容量は最大容量q3maxとなり、メインポンプ202の吐出流量も最大となる。メインポンプ202から第3圧油供給路305に供給された圧油は、アンロード弁315の働きにより、第3圧油供給路の圧力P3を目標LS差圧Pgrより僅かに高いアンロードセット圧Pun0に保ったまま、その全量がタンクに排出される。

【0092】

(b) ブーム操作レバーを入力した場合(微操作)

例えは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3a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3a駆動用の流量制御弁6a, 6iが図中で上方に切り換わる。ここで、ブームシリンダ3a駆動用の流量制御弁6a, 6iの開口面積特性は、図2Bを用いて説明したように流量制御弁6aがメイン駆動用であり、流量制御弁6iがアシスト駆動用である。流量制御弁6a, 6i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。

10

【0093】

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、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。一方、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。

20

【0094】

流量制御弁6aが図中で上方に切り換わると、ブームシリンダ3aのボトム側の負荷圧が流量制御弁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PImax3として検出され、アンロード弁315と差圧減圧弁311に導かれる。最高負荷圧PImax3がアンロード弁315に導かれることによって、アンロード弁315のセット圧は、最高負荷圧PImax3(ブームシリンダ3a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、最高負荷圧PImax3が差圧減圧弁311に導かれることによって、差圧減圧弁311は第3圧油供給路305の圧力P3と最高負荷圧PImax3との差圧(LS差圧)を絶対圧PIs3として出力する。

30

【0095】

ここで、アンロード弁315のセット圧は、最高負荷圧PImax3(ブームシリンダ3a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ているので、流量制御弁6aの要求流量がメインポンプ202の吐出流量よりも少ない場合は、メインポンプ202から供給される圧油によって、第3圧油供給路305の圧力P3は、アンロード弁315のセット圧まで増加し保持される。

【0096】

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る。ブーム上げ微操作時のアンロード弁315によって制御される第3圧油供給路305の圧力P3をP3bで表すと、メインポンプ202は図4Aの点B上で動作し、メインポンプ202の容量は最大容量q3maxに維持される。このため、メインポンプ202の吐出流量も最大となり、流量制御弁6aの要求流量がメインポンプ202の吐出流量よりも少ない場合は、アンロード弁315の働きにより、流量制御弁6aを介してブームシリンダ3aに供給された流量以外の圧油は、アンロード弁315よりタンクに排出される。

40

【0097】

ブームシリンダ3aの負荷圧が高くなり、アンロード弁315によって第3圧油供給路305の圧力P3が図4Aのトルク制御開始圧力P3c以上の例えばP3dに上昇した場合には、メインポンプ202は図4Aの点D上で動作し、そのときの容量はq3dになり、吐出流量はq3dに原動機1の回転数を掛けた値となる。

【0098】

50

つまり、ブームシリンダ3aの負荷圧が上昇し、第3圧油供給路305の圧力が上昇すると、メインポンプ202の容量は図4AのA点、B点、C点の最大容量q3max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202の吸収トルクは、図4Bに示すように、第3圧油供給路305の圧力P3がP3c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305の圧力P3がP3c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T3maxに保持される。

【0099】

一方、流量制御弁6aの要求流量がメインポンプ202の吐出流量よりも多い場合は、メインポンプ202の吐出流量が流量制御弁6aの要求流量に対して不足するため、 $P_{ls3} = P_3$ (第3圧油供給路305の圧力) - P_{lmax3} (アクチュエータ3e, 3h, 3aの最高負荷圧) < P_{gr} の関係となる。10

【0100】

この場合には、第3圧油供給路305の圧力P3がアンロード弁315のセット圧に満たないため、アンロード弁315は全閉となる。また、 P_{ls3} (< P_{gr}) が小さくなることにより、メインポンプ202によって駆動される流量制御弁6e, 6h, 6aのそれぞれ上流に設けられた圧力補償弁7e, 7h, 7aの開口面積が P_{ls3} の値に応じて絞られる。

【0101】

メインポンプ202から第3圧油供給路305に供給された圧油は、アンロード弁315が全閉になっていることから、その全量が圧力補償弁7a及び流量制御弁6aを介してブームシリンダ3aに供給される。20

【0102】

一方、流量制御弁6iの負荷ポートに接続され第1負荷圧検出回路131は最高負荷圧 P_{lmax1} としてタンク圧を検出する。このためメインポンプ102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102の吐出流量は最少となる。また、メインポンプ102から第1及び第2圧油供給路105, 205に供給された圧油は、アンロード弁115, 215の働きにより、第1及び第2圧油供給路105, 205の圧力P1, P2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。

【0103】

また、第3圧油供給路305の圧力P3がP3c以下の場合、メインポンプ202はトルク制御ピストン212dのトルク制御の制限を受けずに最大容量q3maxにあり、圧力P3が上昇する従い、メインポンプ202の吸収トルクも直線的に増加する。圧力P3がP3cより高くなると、メインポンプ202はトルク制御ピストン212dのトルク制御の制限を受け、メインポンプ202の吸収トルクは最大トルクT3maxで一定となる。30

【0104】

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、その減圧弁112gの出力圧によってメインポンプ102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102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

【0105】

(c) ブーム操作レバーを入力した場合(フル操作)

例えはブーム操作レバーをブームシリンダ3a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3a駆動用の流量制御弁6a, 6iが図中で上方に切り換わり、図2Bに示したように、流量制御弁6a, 6iのスプールストロークはS2以上となり、流量制御弁6aのメータイン通路の開口面積はA1に保たれ、流量制御

10

20

30

40

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 P₃ 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 P₃ と最高負荷圧 PI_{max3} との差圧 (L S 差圧) を絶対圧 P_{ls3} 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 P₃ 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 P₃ 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 P₃ 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、P_{ls3} = P₃ (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、P_{ls3} (< 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 P_{ls3} 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 P₁ 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 P₁ と最高負荷圧 PI_{max1} との差圧
40
50

(L S 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 ($PIs2 = P2 - PI_{max}2 = P2 = Pun_0 > Pgr$) ため、低圧選択弁 112a では PIs1 が低圧として選択され、L S 制御弁 112b に導かれる。L S 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、 $PIs1 < Pgr$ の関係となるので、L S 制御弁 112b は図中で右方向に切り換わり、L S 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 $PI_{max}2$ 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 Pun_0 に等しくなり、第 2 圧油供給路 205 の圧力 $P2$ は Pun_0 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 $Terate$ 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 P_{lmax2}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 P_{lmax2}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 P_{lmax2}（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 P_{un0}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 P_{lmax2}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 P_{lmax2}との差圧（LS 差圧）を絶対圧 P_{s2}として出力する。この P_{s2} はレギュレータ 1 1 2 の低圧選択弁 1 1 2 a に導かれ、低圧選択弁 1 1 2 a によって P_{s1} と P_{s2} の低圧側が選択される。

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、P_{s2} は 0 に近い値であるのに対し、P_{s1} は操作レバーの中立時と同様、P_{gr} よりも大きな値に保たれている (P_{s1} = P₁ - P_{lmax1} = P₁ = P_{un0} > P_{gr}) ため、低圧選択弁 1 1 2 a では P_{s2} が低圧として選択され、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 P_{gr} と P_{s2} を比較する。この場合、上記のように P_{s2} は 0 に近い値であり、P_{s2} < P_{gr} 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 P_{s2} = P_{gr} 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 P_{lmax1} 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 P_{un0} に等しくなり、第 1 圧油供給路 1 0 5 の圧力 P₁ 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 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、LS 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、LS 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。10

【 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、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 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} < Pgr であるので、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 PI_{s1} 又は PI_{s2} = Pgr になるまで継続する。20

【 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。30

【 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。40

【 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 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、PI_{s1} 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 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。50

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PImax1, PImax2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T3max)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、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。

【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PImax1, PImax3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PImax1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PImax2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PImax2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。

10

20

30

40

50

【0135】

ここで、レギュレータ112の低圧選択弁112aにおいてPIs1とPIs2の低圧側が選択されるとき、PIs1とPIs2のいずれが低圧側になるかは、ブームシリンダ3aのアシスト駆動用の流量制御弁6iの要求流量（開口面積）とアームシリンダ3bのメイン駆動用の流量制御弁6b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、PIs1が低圧側となり、低圧選択弁112aによってPIs1が選択され、メインポンプ102の容量（流量）はブームシリンダ3aのアシスト駆動用の流量制御弁6iの要求流量に合わせて増加する。このとき、メインポンプ102の第2吐出ポート102b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3bのボトム側に供給される圧油の流量は第2吐出ポート102bの吐出流量よりも少ないため、第2圧油供給路205に余剰流量が発生する。この余剰流量は、アンロード弁215を介してタンクに排出される。ここで、アンロード弁215には最高負荷圧PImax2としてアームシリンダ3b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3bの負荷圧は低いため、アンロード弁215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102bの圧油の余剰流量がアンロード弁215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。

【0136】

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、(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Terateを有効利用することができる。

【0137】

(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。

【0138】

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。

【0139】

斜め引き動作の引き始めで、図2B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6a, 6iのスパーストロークが、S2以上でS3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6aが図中上方向に切り換わり、上記(h)で説明したように、ブームシリンダ3aの負荷圧は、第3負荷圧検出回路133によって最高負荷圧PImax3として検出され、アンロード弁315が第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。

【0140】

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

10

20

30

40

50

換わり、ブームシリンダ3aの負荷圧は、流量制御弁6iを介して第1負荷圧検出回路131のシャトル弁9i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3bの負荷圧も流量制御弁6j及び第1負荷圧検出回路131のシャトル弁9j, 9dを介してシャトル弁9iに導かれる。

【0141】

ここで、斜め引き動作では、ブームシリンダ3aの負荷圧はアームシリンダ3bの負荷圧よりも高いので、ブームシリンダ3aの負荷圧が第1負荷圧検出回路131(シャトル弁9i)によって最高負荷圧PImax1として検出され、アンロード弁115は第1圧油供給路105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PImax1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。
10

【0142】

一方、アームシリンダ3bの負荷圧は、流量制御弁6bの負荷ポートを介して第2負荷圧検出回路132によって最高負荷圧PImax2として検出され、アンロード弁215は第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PImax2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。

【0143】

レギュレータ112において、低圧選択弁112aに導かれたPIs1とPIs2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102の容量(流量)を制御し、その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。
20

【0144】

ここで、第1圧油供給路105に吐出された圧油は圧力補償弁7i、流量制御弁6iを介してブームシリンダ3aに供給されるとともに、圧力補償弁7j、流量制御弁6jを介してアームシリンダ3bにも供給される。一方、第2圧油供給路205に吐出された圧油は、圧力補償弁7b、流量制御弁6bを介してアームシリンダ3bだけに供給される。このため、第1圧油供給路105側の要求流量と第2圧油供給路205側の要求流量を比較した場合、第1圧油供給路105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112aによってPIs1が選択され、メインポンプ102の容量(流量)はそのPIs1に応じて(つまり流量制御弁6iと流量制御弁6jの要求流量に応じて)増加する。
30

【0145】

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3bの流量制御弁6j, 6bの要求流量が等しく、かつ流量制御弁6j, 6bの要求流量がメインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bより吐出される吐出流量とそれ等しかったとすると、第2圧油供給路205については流量制御弁6bの要求流量に対して不足することなくメインポンプ102は圧油を供給できるが、第1圧油供給路105については、ブームシリンダ3aの流量制御弁6iとアームシリンダ3bの流量制御弁6jの要求流量の合計がメインポンプ102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3aの負荷圧が高く、第1及び第3圧油供給路105, 305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112d及び減トルク制御ピストン112fに導かれ、トルク制御ピストン112d及び減トルク制御ピストン112fのトルク制御(馬力制御)によってメインポンプ102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105の圧力を、最高負荷圧PImax1に対して目標LS差圧のPg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7i, 7j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6i, 6jの要求流量の比に第1圧油供給路105の圧油を分配する。
40
50

【0146】

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3a及びアームシリンダ3bに供給されるので、違和感なく操作することができる。

【0147】

また、このときも、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、(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Terateを有効利用することができる。10

【0148】

(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3f駆動用の流量制御弁6fと右走行モータ3g駆動用の流量制御弁6g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2Aに示したように、流量制御弁6f, 6gのメータイン通路の開口面積は同じA3となる。

【0149】

流量制御弁6f, 6gが切り換わると、操作検出弁8f, 8g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8a, 8i, 8c, 8d, 8j, 8b, 8e, 8hが中立位置にあるため、絞り43を経由してパイロット圧油供給路31bから走行複合操作検出油路53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40, 146, 246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40, 146, 246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105と第2圧油供給路205とは遮断され、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を介してタンク圧が導かれ、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を介してタンク圧が導かれる。このため走行モータ3fの負荷圧が、流量制御弁6fの負荷ポートを介して第1負荷圧検出回路131によって最高負荷圧Plmax1として検出され、走行モータ3gの負荷圧が、流量制御弁6gの負荷ポートを介して第2負荷圧検出回路132によって最高負荷圧Plmax2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Plmax1, Plmax2がそれぞれ差圧減圧弁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、これらのLS差圧Pls1, Pls2はレギュレータ112の低圧選択弁112aに導かれる。2030

【0150】

レギュレータ112において、低圧選択弁112aに導かれたLS差圧Pls1, 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Pgrと等しくなるようにメインポンプ102の容量(流量)を制御する。40

【0151】

ここで、前述のように、左走行モータ3fの要求流量と右走行モータ3gの要求流量は等しく、メインポンプ102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102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bから左走行モータ3fと右走行モータ3g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3f, 3gは前進方向に駆動される。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り、第1圧油供給路105に供給される流量と第2圧油供給路205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。

【0152】

10

20

30

40

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P1, P2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P1, P2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、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Plmax1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Plmax2が導かれる。

10

【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以下の場合は、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Plmax1, Plmax2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Plmax1, Plmax2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。

20

【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Pgr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。

30

【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の負荷圧は流量制御弁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Plmax3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。

40

50

【0157】

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6a, 6iの開口面積が図2BのA1, A2となった場合は、ブームシリンダ3aと走行モータ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PImax1, PI_{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、差圧減圧弁111, 211はそれぞれLS差圧PIs1, PIs2をレギュレータ112に出力し、低圧選択弁112aによってPIs1とPIs2の低圧側が選択され、LS制御弁112bに導かれる。

【0158】

レギュレータ112において、低圧選択弁112aに導かれたPIs1とPIs2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102の容量(流量)を制御し、その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。

【0159】

また、このときも、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、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に供給されるとともに、その合流した圧油の一部は圧力補償弁7i及び流量制御弁6iを介してブームシリンダ3aのボトム側にも供給される。一方、メインポンプ202のレギュレータ212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202からも圧油がブームシリンダ3aのボトム側に供給される。

【0160】

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102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bが一つのポンプとして機能し、2つの吐出ポート102a, 102bの圧油が合流して左右の走行モータ3f, 3g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202の圧油のみがブームシリンダ3a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202の圧油とメインポンプ102の合流した圧油の一部とがブームシリンダ3a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と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。

【0161】

また、このときも、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、(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Terateを有効利用することができる。

【0162】

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202の容量は、図4Aで点Aに示す最大容量q3max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102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bが一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と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できる。良好な走行複合操作を得ることができる。

10

20

30

40

50

【0163】

(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。

【0164】

例えば左走行モータ3f用操作レバーをフル操作、右走行モータ3g用操作レバーをハーフ操作した場合、走行モータ3f駆動用の流量制御弁6fがフルストロークで上方向に切り換わり、走行モータ3g駆動用の流量制御弁6gがハーフストロークで上方向に切り換わり、図2Aに示したように、流量制御弁6fのメータイン通路の開口面積はA3となり、流量制御弁6gのメータイン通路の開口面積はA3よりも小さな中間の大きさとなる（左走行モータ3fの要求流量 > 右走行モータ3gの要求流量）。

10

【0165】

流量制御弁6f, 6gが切り換わると、操作検出弁8f, 8g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8a, 8i, 8c, 8d, 8j, 8b, 8e, 8hが中立位置にあるため、絞り43を経由してパイロット圧油供給路31bから走行複合操作検出油路53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40, 146, 246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40, 146, 246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105と第2圧油供給路205とは遮断され、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を介してタンク圧が導かれ、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を介してタンク圧が導かれる。このため走行モータ3fの負荷圧が、流量制御弁6fの負荷ポートを介して第1負荷圧検出回路131によって最高負荷圧PImax1として検出され、走行モータ3gの負荷圧が、流量制御弁6gの負荷ポートを介して第2負荷圧検出回路132によって最高負荷圧PImax2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PImax1, PImax2がそれぞれ差圧減圧弁111, 211に導かれることによって、LS差圧であるPIs1, PI_{s2}が出力され、これらのLS差圧PIs1, PI_{s2}はレギュレータ112の低圧選択弁112aに導かれる。

20

【0166】

レギュレータ112において、低圧選択弁112aに導かれたLS差圧PIs1, PI_{s2}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PIs1とPI_{s2}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102の容量（流量）を制御する。

30

【0167】

ここで、左走行モータ3f用操作レバーがフル操作、右走行モータ3g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3fが右側の走行モータ3gを引きずる格好となるので、左走行モータ3fの負荷圧 > 右走行モータ3gの負荷圧となる。また、要求流量については、左走行モータ3fの要求流量 > 右走行モータ3gの要求流量の関係が成り立つ。

40

【0168】

このように走行モータ3fの要求流量が走行モータ3gの要求流量よりも大きいので、PIs1とPI_{s2}ではPIs1が低圧側となり、低圧選択弁112aによってPIs1が選択され、メインポンプ102の容量（流量）はそのPIs1に応じて、走行モータ3f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105には走行モータ3fの要求流量に見合った流量が供給される。

【0169】

一方、第2圧油供給路205には、走行モータ3g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205に供給された余分な圧油は、アンロード弁215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) + バネの設定圧力 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 + バネの設定圧力 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。10

【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。20

【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。30

【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。4050

【0178】

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3f, 3g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。

【0179】

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。

【0180】

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LS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LS制御弁に導くようにしてもよい。

【符号の説明】

【0181】

1 原動機		
102 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）	20	
102a, 102b 第1及び第2吐出ポート		
112 レギュレータ（第1ポンプ制御装置）		
112a 低圧選択弁		
112b LS制御弁		
112c LS制御ピストン		
112d, 112e トルク制御（馬力制御）ピストン		
112f 減トルク制御ピストン		
112g 減圧弁		
202 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）	30	
202a 第3吐出ポート		
212 レギュレータ（第2ポンプ制御装置）		
212d トルク制御（馬力制御）ピストン		
105 第1圧油供給路		
205 第2圧油供給路		
305 第3圧油供給路		
115 アンロード弁（第1アンロード弁）		
215 アンロード弁（第2アンロード弁）		
315 アンロード弁（第3アンロード弁）		
111, 211, 311 差圧減圧弁		
146, 246 第2及び第3切換弁	40	
3a~3h 複数のアクチュエータ		
3a ブームシリンドラ（第1アクチュエータ）		
3b アームシリンドラ（第2アクチュエータ）		
3f, 3g 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		
6a~6j 流量制御弁		
7a~7j 圧力補償弁		
8b~8j 操作検出弁		
9b~9j シャトル弁		
13 原動機回転数検出弁	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 紋り

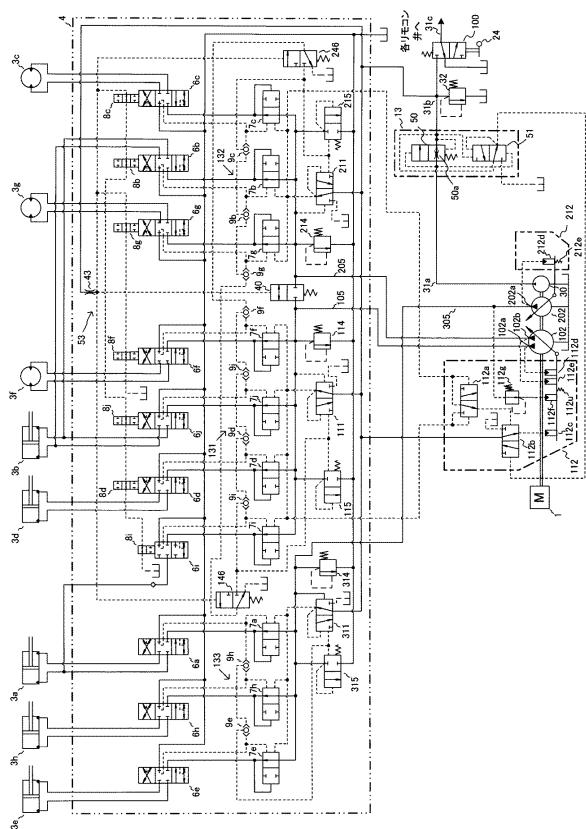
1 0 0 ゲートロック弁

1 2 2 , 1 2 3 , 1 2 4 a , 1 2 4 b 操作装置

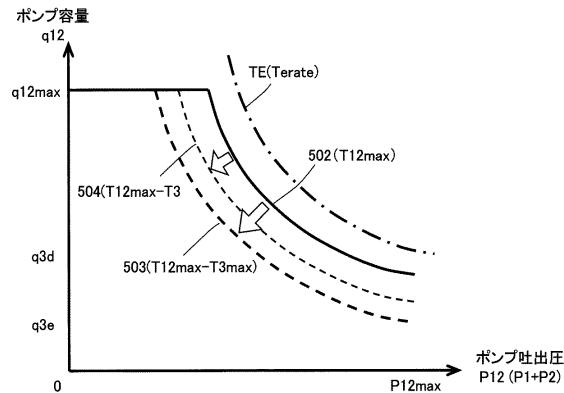
1 3 1 , 1 3 2 , 1 3 3 第1 , 第2 , 第3負荷圧検出回路

10

【図1】

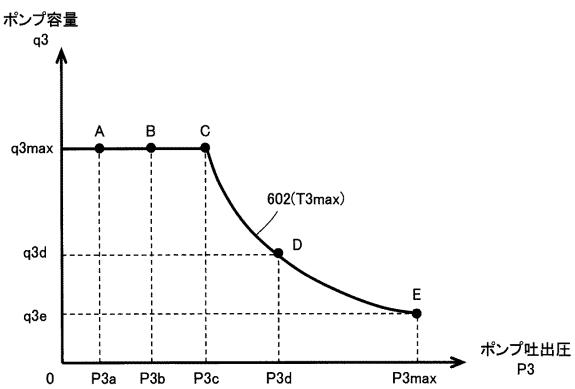


【図3】



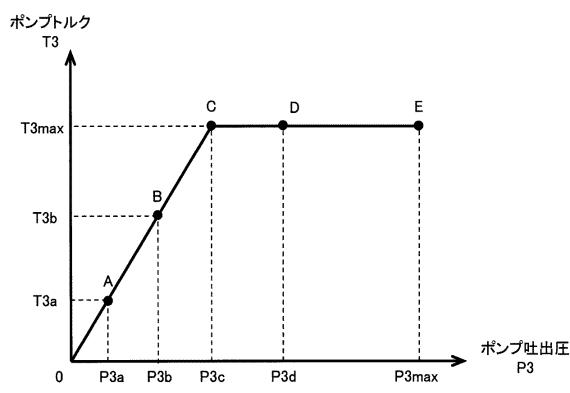
第1ポンプPQ特性

【図4 A】



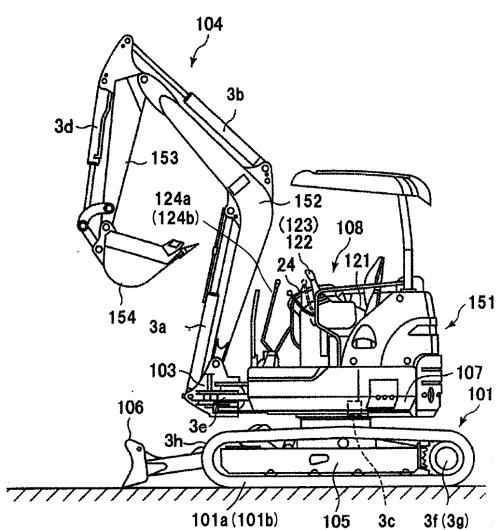
第2ポンプPQ特性

【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