(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号

特許第6450629号
(P6450629)

(45)発行日　平成31年1月9日(2019.1.9)　(24)登録日　平成30年12月14日(2018.12.14)

(51)Int.Cl.		F I		
F04B 1/22	(2006.01)	F04B	1/22	
F04B 1/26	(2006.01)	F04B	1/26	１０１
F04B 49/08	(2006.01)	F04B	49/08	３２１
F04B 49/14	(2006.01)	F04B	49/14	
F04B 49/22	(2006.01)	F04B	49/22	

請求項の数 5　(全 24 頁)　最終頁に続く

(21)出願番号　特願2015-76197(P2015-76197)
(22)出願日　平成27年4月2日(2015.4.2)
(65)公開番号　特開2016-196836(P2016-196836A)
(43)公開日　平成28年11月24日(2016.11.24)
審査請求日　平成29年7月20日(2017.7.20)

(73)特許権者　398071668
株式会社日立建機ティエラ
滋賀県甲賀市水口町笹が丘１番２号
(74)代理人　110001829
特許業務法人開知国際特許事務所
(72)発明者　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
(72)発明者　竹林　圭文
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】作業機械の油圧駆動装置

(57)【特許請求の範囲】
【請求項１】
第１端壁と円筒部とからなる第１ハウジングと、前記円筒部の開口部に取り付けられる第２端壁を有する第２ハウジングと、前記第１端壁と前記第２端壁に回転自在に支持された駆動軸と、この駆動軸とスプラインで連結され、前記駆動軸と一体に回転するシリンダバレルと、前記シリンダバレルに軸方向に摺動自在に挿入された複数のプランジャと、前記複数のプランジャが摺接するよう配置され、前記駆動軸に直交する軸線回りに傾転可能に支持された斜板と、前記斜板に対して前記シリンダバレル及び複数のプランジャと同じ側で前記斜板に傾転角が増大する方向の回転モーメントが作用するよう配置された馬力制御バネとを有するポンプ装置を備え、
前記ポンプ装置は、前記複数のプランジャに作用する油圧力の合力と前記馬力制御バネの押し付け力との回転モーメントの釣り合いにより前記斜板の傾転角を増減し馬力制御を行う作業機械の油圧駆動装置において、
前記ポンプ装置の馬力制御特性を切り換える馬力切換弁を更に備え、
前記ポンプ装置は、前記馬力制御バネの前記斜板と反対側の端部を押すように配置され、前記馬力制御バネの長さを規制する馬力切換ピストンと、前記馬力切換ピストンを摺動自在に収容するよう前記第２端壁の一部である壁体に形成され、タンクまたは一定圧力の油圧源であるパイロットポンプに選択的に連通される油室と、前記馬力切換ピストンが前記馬力制御バネを縮める方向にストロークするときに前記馬力切換ピストンが当たり、前記馬力切換ピストンを停止させるために前記油室の内周面に設けられたストッパと、前記

馬力切換ピストンが前記馬力制御バネを伸ばす方向にストロークするときに前記馬力切換ピストンが当たり、前記馬力切換ピストンを減トルク位置で停止させるために前記油室を形成した壁体に設けられた壁面とを備え、前記油室がタンクに連通したときに、前記馬力切換ピストンが前記馬力制御バネに押されて前記壁体の前記壁面に当たって前記減トルク位置で停止することにより前記ポンプ装置の馬力制御特性が減トルク特性に設定され、前記油室が前記一定圧力の油圧源に連通したときに、前記馬力切換ピストンが前記馬力制御バネを縮めて前記ストッパに当たって前記通常位置で停止することにより前記ポンプ装置の馬力制御特性が通常特性に設定され、

前記馬力切換弁は、前記ポンプ装置の前記油室を前記タンクに連通させ前記馬力制御特性を前記減トルク特性に切り換える第１位置と、前記油室を前記一定圧力の油圧源に連通させ前記馬力制御特性を前記通常位置に切り換える第２位置とに切り換え可能である２位置切換弁として構成されていることを特徴とする作業機械の油圧駆動装置。

【請求項２】

請求項１記載の作業機械の油圧駆動装置において、

前記馬力切換ピストンの直径は、前記油室に導かれた圧油の前記一定の圧力によって前記馬力切換ピストンが前記ストッパに当たるまでストロークし前記通常位置が得られるよう定められていることを特徴とする作業機械の油圧駆動装置。

【請求項３】

請求項１記載の作業機械の油圧駆動装置において、

前記ポンプ装置を駆動するエンジンと、

蓄電装置と、

前記蓄電装置の電力により前記ポンプ装置をアシスト駆動する電動機／発電機と、

前記蓄電装置の充電残量を検出するＳＯＣセンサと、

前記ＳＯＣセンサの検出信号を入力し、前記充電残量が不足状態を示す閾値以下に減少したとき前記馬力切換弁への電気信号の出力を停止するとともに、前記電動機／発電機を発電機として作動させ前記蓄電装置を充電するコントローラとを更に備え、

前記馬力切換弁は、前記コントローラから前記電気信号が出力されていないときはバネの力で前記第１位置を保持し、前記馬力制御特性を前記減トルク特性に設定し、前記コントローラから前記電気信号が出力されたときに前記第２位置に切り換わり、前記馬力制御特性を前記通常特性に切り換えることを特徴とする作業機械の油圧駆動装置。

【請求項４】

請求項１記載の作業機械の油圧駆動装置において、

運転席の入口を開放する位置と運転席の入口を制限する位置とに選択的に操作可能であり、前記運転席の入口を開放する位置にあるときは前記コントロールバルブの動作を不能とし、前記運転席の入口を制限する位置にあるときは前記コントロールバルブの動作を可能とするゲートロックレバーと、

前記ゲートロックレバーの位置を検出する位置センサと、

前記位置センサの検出信号を入力し、前記ゲートロックレバーが前記運転席の入口を開放する位置から前記運転席の入口を制限する位置に切り換えられたときに前記馬力切換弁に電気信号を出力するコントローラとを更に備え、

前記馬力切換弁は、前記コントローラから前記電気信号が出力されていないときはバネの力で前記第１位置を保持し、前記馬力制御特性を前記減トルク特性に設定し、前記コントローラから前記電気信号が出力されたときに前記第２位置に切り換わり、前記馬力制御特性を前記通常特性に切り換えることを特徴とする作業機械の油圧駆動装置。

【請求項５】

請求項１記載の作業機械の油圧駆動装置において、

前記ポンプ装置を駆動するエンジンと、

大気圧、前記ポンプ装置が吐出する圧油の作動油温度、前記エンジンの燃料温度、前記エンジンの負荷率の少なくとも１つを状態量として検出する状態量センサと、

前記状態量センサの検出信号を入力し、前記エンジンの出力が低下する方向に前記状態

量が変化したときに前記馬力切換弁への電気信号の出力を停止するコントローラとを更に備え、

前記馬力切換弁は、前記コントローラから前記電気信号が出力されていないときはバネの力で前記第１位置を保持し、前記馬力制御特性を前記減トルク特性に設定し、前記コントローラから前記電気信号が出力されたときに前記第２位置に切り換わり、前記馬力制御特性を前記通常特性に切り換えることを特徴とする作業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、油圧ショベル等の作業機械の油圧ポンプとして広く用いられている、馬力制御によりポンプ出力トルクを一定以下に保つことができるポンプ装置を備えた油圧駆動装置に関する。

【背景技術】

【０００２】

エンジンと発電・電動機により油圧ポンプを駆動しアクチュエータを駆動するハイブリッド式作業機械において、蓄電装置の充電状態が不十分で発電・電動機によるアシストトルクが得られない場合に、油圧ポンプの吸収トルクを下げるいわゆる「減トルク制御」を行って、ダウンサイジングしたエンジンに対して余剰トルクを強制的に作り出し、その余剰トルクで蓄電装置を充電する技術が特許文献１に提案されている。

【０００３】

この特許文献１においては、油圧ポンプの容量変更部材である斜板の傾転角を調整する馬力制御ピストンの一端を馬力制御バネで付勢し、馬力制御ピストンの他端に油圧ポンプの吐出圧を導いてンプ出力トルクを一定以下に保つ馬力制御を行うとともに、減トルク制御のため、馬力制御ピストンの他端に一定のパイロット圧を導く経路に制御弁を配置し、この制御弁に電気信号により切り換えることで馬力制御ピストンに一定のパイロット圧を導き、減トルクを行っている。

【０００４】

一方、従来、油圧ショベル等の作業機械に用いられる油圧ポンプとして、特許文献２に記載のような可変容量型のピストンポンプを備えたポンプ装置が広く用いられている。この特許文献２においては、シリンダバレル内に軸方向に摺動自在に挿入され、頭部を斜板に摺接させ、シリンダバレルが回転することでシリンダバレル内をストロークして圧油を吐出する複数のピストンを馬力制御ピストンとして利用するものであり、ピストンに作用する油圧力の合力の中心から反対側に斜板の傾転角を増大させる方向に作用する馬力制御バネを配置し、複数のピストンに作用する油圧力の合力と馬力制御バネのバネ力との回転モーメントの釣り合いにより斜板の傾転角を増減し、馬力制御を行っている。

【０００５】

特許文献３は、特許文献２の馬力制御バネの代わりにコントロールピストンを配置し、このピストンに作用する圧油の圧力を減圧弁によって一定に制御することにより馬力制御バネを用いた場合と同様な馬力制御を行うようにしたピストンポンプを備えたポンプ装置を提案している。

【０００６】

また、特許文献３には、コントロールピストンと対向する向きに押圧力が作用するよう斜板裏側の油圧ポンプのハウジング部分に馬力制御ピストンを配置し、この馬力制御ピストンに定吐出ポンプの吐出圧を導き、定吐出ポンプの吐出圧に応じてピストンポンプの出力トルクを低減し、ピストンポンプと定吐出ポンプが消費する合計の最大馬力を一定とする全馬力制御を行うことが提案されている。

【０００７】

更に、特許文献３には、減圧弁に外部パイロット圧力を導いて減圧弁の設定圧を可変とすることで馬力制御の特性を変化させることが記載され、またその利用形態として、定吐出ポンプの吐出圧を外部パイロット圧として減圧弁に導き、定吐出ポンプの吐出圧に応じ

てピストンポンプの出力トルクを低減し、全馬力制御を行うことが提案されている。
【先行技術文献】
【特許文献】
【０００８】
【特許文献１】特開２０１１－１４９２２６号公報
【特許文献２】特開平４－１９４３７４号公報
【特許文献３】特開２０１０－０５３８５４号公報
【発明の概要】
【発明が解決しようとする課題】
【０００９】
特許文献1は上記のように馬力制御を行う油圧ポンプに対して減トルク制御を行う技術を開示している。しかし、馬力制御と減トルク制御を実現するために専用の馬力制御ピストンを用いているため、油圧ポンプをコンパクトに構成することができない。
【００１０】
特許文献２は上記のように圧油を吐出する複数のピストンを馬力制御ピストンとして利用する構成であるため、専用の馬力制御ピストンが不要であり、油圧ポンプをコンパクトに構成することができる。しかし、特許文献２は減トルク制御を行う手段を備えておらず、特許文献１のような減トルク制御を行うことができない。
【００１１】
特許文献３は、斜板裏側のハウジング部分に配置したピストン、或いは設定を可変とした減圧弁を用いて定吐出ポンプの吐出圧に応じてピストンポンプの出力トルクを低減し全馬力制御を行っている。しかし、特許文献３に記載のように斜板裏側のハウジング部分に配置した馬力制御ピストン或いは設定を可変とした減圧弁を用いて特許文献１のような減トルク制御を行おうとした場合には次のような問題がある。
【００１２】
まず、特許文献１に記載の減トルク制御は、蓄電装置の充電状態が不十分で発電・電動機によるアシストトルクが得られない場合に充電のための余剰トルクを強制的に作り出すものであるため、要求される減トルク量は全馬力制御を行う場合に比べて大きなものとなる。しかし、特許文献３において、大きな減トルク量を得るためには斜板裏側のハウジング部分に配置した馬力制御ピストンの直径を大きくする必要があるが、斜板裏側のポンプ装置のハウジングはサイズに制約があるため、斜板裏側にそのような大径の馬力制御ピストンを配置することは困難である場合が多い。
【００１３】
また、設定圧を可変とした減圧弁を用いて減トルク制御をする場合は、減圧弁を比例電磁弁とし、コントローラによりその設定圧を制御するか、設定圧の異なる２つの減圧弁を並列に配置し、いずれの出力圧（二次圧）をコントロールピストンに導くかを切り換える必要があり、コストの増大を招く。しかも、比例電磁弁や２つの減圧弁を搭載することは、ミニショベル等の小型な建設機械ではスペース的に困難な場合がある。
【００１４】
本発明の目的は、吐出用の複数のプランジャに作用する油圧力の合力と馬力制御バネとの回転モーメントの釣り合いにより馬力制御を行うポンプ装置を備えた建設機械の油圧駆動装置において、コスト増やスペース増を招くことなく簡単な構成で減トルク量の大きな減トルク制御を行うことができる作業機械の油圧駆動装置を提供することである。
【課題を解決するための手段】
【００１５】
上記の目的を達成するために、本発明は、第１端壁と円筒部とからなる第１ハウジングと、前記円筒部の開口部に取り付けられる第２端壁を有する第１ハウジングと、前記第１端壁と前記第２端壁に回転自在に支持された駆動軸と、この駆動軸とスプラインで連結され、前記駆動軸と一体に回転するシリンダバレルと、前記シリンダバレルに軸方向に摺動自在に挿入された複数のプランジャと、前記複数のプランジャが摺接するよう配置され、

前記駆動軸に直交する軸線回りに傾転可能に支持された斜板と、前記斜板に対して前記シリンダバレル及び複数のプランジャと同じ側で前記斜板に傾転角が増大する方向の回転モーメントが作用するよう配置された馬力制御バネとを有するポンプ装置を備え、前記ポンプ装置は、前記複数のプランジャに作用する油圧力の合力と前記馬力制御バネの押し付け力との回転モーメントの釣り合いにより前記斜板の傾転角を増減し馬力制御を行う作業機械の油圧駆動装置において、前記ポンプ装置の馬力制御特性を切り換える馬力切換弁を更に備え、前記ポンプ装置は、前記馬力制御バネの前記斜板と反対側の端部を押すように配置され、前記馬力制御バネの長さを規制する馬力切換ピストンと、前記馬力切換ピストンを摺動自在に収容するよう前記第２端壁の一部である壁体に形成され、タンクまたは一定圧力の油圧源であるパイロットポンプに選択的に連通される油室と、前記馬力切換ピストンが前記馬力制御バネを縮める方向にストロークするときに前記馬力切換ピストンが当たり、前記馬力切換ピストンを停止させるために前記油室の内周面に設けられたストッパと、前記馬力切換ピストンが前記馬力制御バネを伸ばす方向にストロークするときに前記馬力切換ピストンが当たり、前記馬力切換ピストンを減トルク位置で停止させるために前記油室を形成した壁体に設けられた壁面とを備え、前記油室がタンクに連通したときに、前記馬力切換ピストンが前記馬力制御バネに押されて前記壁体の前記壁面に当たって前記減トルク位置で停止することにより前記ポンプ装置の馬力制御特性が減トルク特性に設定され、前記油室が前記一定圧力の油圧源に連通したときに、前記馬力切換ピストンが前記馬力制御バネを縮めて前記ストッパに当たって前記通常位置で停止することにより前記ポンプ装置の馬力制御特性が通常特性に設定され、前記馬力切換弁は、前記ポンプ装置の前記油室を前記タンクに連通させ前記馬力制御特性を前記減トルク特性に切り換える第１位置と、前記油室を前記一定圧力の油圧源に連通させ前記馬力制御特性を前記通常位置に切り換える第２位置とに切り換え可能である２位置切換弁として構成されているものとする。

【００１６】

このように構成した本発明においては、馬力切換ピストンを収容する油室がシリンダバレル側のハウジングの端壁に形成されているため、馬力切換ピストンの直径とストロークを大きくでき、減トルク量の大きな減トルク制御を行うことができる。

【００１７】

また、油室をタンクと一定圧力の油圧源に選択的に連通させ、馬力切換ピストンを馬力制御バネが最も伸びる減トルク位置と馬力制御バネが最も縮む通常位置の２位置に切換える構成としたため、比例電磁弁や複数の減圧弁が不要となり、コスト増やスペース増を招くことなく簡単な構成で正確なトルク変更機構を実現することができる。

【発明の効果】

【００１８】

本発明によれば、馬力切換ピストンを収容する油室がシリンダバレル側のハウジングの端壁に形成されているため、馬力切換ピストンの直径とストロークを大きくでき、減トルク量の大きな減トルク制御を行うことができる。このためエンジン動力と伝導機動力を併用するハイブリッド作業機械において、バッテリの充電が不十分で、電動機／発電機のアシストトルクが期待できない場合などには、減トルク制御によりメインポンプの負荷を大きく減らし、エンジンストールを防止することができる。

【００１９】

また、油室をタンクと一定圧力の油圧源に選択的に連通させ、馬力切換ピストンを馬力制御バネが最も伸びる減トルク位置と馬力制御バネが最も縮む通常位置の２位置に切換える構成としたため、比例電磁弁や複数の減圧弁が不要となり、コスト増やスペース増を招くことなく簡単な構成で正確なトルク変更機構を実現することができる。

【図面の簡単な説明】

【００２０】

【図１】本発明の第１の実施の形態に係わる油圧ショベルの油圧駆動装置の主要部である可変容量型のピストンポンプを備えたポンプ装置の概略構造を示す部分断面図であって、油室が一定圧力の油圧源に連通する通常時のポンプ装置の状態を示す図である。

【図２】同ポンプ装置の概略構造を示す部分断面図であって、油室がタンクに連通する減トルク時のポンプ装置の状態を示す図である。
【図３】ポンプ装置の馬力制御特性を示す図である。
【図４】図１及び図２に示したポンプ装置を組み込んだ第１の実施の形態の油圧ショベル（建設機械）の油圧駆動装置を示す図である。
【図５】図４に示した油圧駆動装置のポンプ装置及び馬力切換弁の減トルク時の状態を示す図である。
【図６】油圧駆動装置の制御系を示す図である。
【図７】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。
【図８】本発明の第２の実施の形態に係わる油圧ショベルの油圧駆動装置の主要部である可変容量型のピストンポンプを備えたポンプ装置の概略構造を示す部分断面図であって、油室が一定圧力の油圧源に連通する通常時のポンプ装置の状態を示す図である。
【図９】図８に示したポンプ装置を組み込んだ本実施の形態の油圧ショベルの油圧駆動装置を示す図である。
【図１０】本発明の第３の実施の形態に係わる油圧ショベルの油圧駆動装置の主要部である可変容量型のピストンポンプを備えたポンプ装置の概略構造を示す部分断面図であって、油室が一定圧力の油圧源に連通する通常時のポンプ装置の状態を示す図である。
【図１１】図１０に示したポンプ装置を組み込んだ本実施の形態の油圧ショベルの油圧駆動装置を示す図である。
【発明を実施するための形態】
【００２１】
＜第１の実施の形態＞
～ポンプ装置～
まず、本発明の第１の実施の形態に係わる油圧ショベル（作業機械）の油圧駆動装置の主要部である可変容量型のピストンポンプを備えたポンプ装置について説明する。
【００２２】
図１は、同ポンプ装置の概略構造を示す部分断面図である。
【００２３】
図１において、本実施の形態におけるポンプ装置の全体が符号２００で示されている。このポンプ装置２００は、第１及び第２ハウジング１，２、駆動軸であるシャフト３、シリンダバレル４、複数のプランジャ５、複数のシュー６、弁板７、斜板８、斜板８の回転支持点を構成する２つのボール９（図では１つのみ図示）、シュー押さえ板１８、球面ブッシュ１９、ピン２０、リテーナ２１、シリンダバレル押し付け用バネ２２を備え、これらは可変容量型のピストンポンプ（メインポンプ）２０１を構成している。
【００２４】
第１ハウジング１は第１端壁１ａと円筒部１ｂとからなり、第２ハウジング２は第１ハウジング１の円筒部１ｂの開口部にボルト止め（図示せず）された第２端壁２ａを有している。シャフト３は第１端壁１ａと第２端壁２ａにベアリング１ｃ，２ｂを介して回転自在に支持されている。
【００２５】
シリンダバレル４はシャフト３にスプライン結合され、シャフト３と一体に回転する。複数のプランジャ５はシリンダバレル４に形成された対応する複数のボア内に軸方向に摺動可能に挿入され、複数のプランジャ５のそれぞれの頭部はシリンダバレル４のボアの開口から突出している。複数のプランジャ５のそれぞれの頭部は球面形状を有し、この球面形状の頭部は複数のシュー６のそれぞれに嵌合され、複数のシュー６は複数のプランジャ５に対して揺動可能となっている。複数のシュー６は斜板８の摺動面に回転自在に配置され、シュー押さえ板１８により保持されている。
【００２６】
このように複数のプランジャ５を複数のシュー６に連結し、複数のプランジャ５を複数のシュー６を介して斜板８に摺接させることにより、複数のシュー６及びシュー押さえ板

１８はシリンダバレル４及び複数のプランジャ５とともに回転し、シュー６は斜板８の摺動面を摺動する。また、このとき、複数のプランジャ５はシリンダバレル４のボア内を軸方向に摺動し、図示上側のボア部分では弁板７を介して圧油を吸引し、図示下側のボア部分では弁板７を介して圧油を吐出する。弁板７はシリンダバレル４とハウジング２の端壁２ａとの間に配置されている。また、弁板７には図示しない吸入ポートと吐出ポートが形成されている。

【００２７】

斜板８の背面側の第１端壁１ａには斜板８の回転支持点を構成する２つのボール９（図では１つのみ図示）が配置され、斜板８はその２つのボール９によってシャフト３の回転に対して相対回転不能にかつ図１の紙面とシャフト３に直交する軸線回りに傾転可能に支持されている。また、複数のプランジャ５が圧油を吐出するとき複数のプランジャ５に作用する油圧力の合力の中心は図１で見てボール９よりも下側に位置し、斜板８には複数のプランジャ５に作用する油圧力の合力によって傾転角が減少する方向（図１で見て時計方向）の回転モーメントが作用するようになっている。

【００２８】

シリンダバレル４はシリンダバレル４の内側でシャフト３の外周に配置されたシリンダバレル押し付け用バネ２２によって弁板７に押し付けられ、シュー押さえ板１８はリテーナ２１、ピン２０、球面ブッシュ１９を介してシリンダバレル押し付け用バネ２２の力によって斜板８上に押圧保持され、斜板８はボール９に押し付けられている。

【００２９】

また、ポンプ装置２００は最大傾転ストッパ１０、馬力制御バネ１１、バネガイド１２、馬力切換ピストン１３、油室１６、ストッパ１５を備えている。

【００３０】

馬力制御バネ１１は、斜板８に対してシリンダバレル４及び複数のプランジャ５と同じ側で斜板８に傾転角が増大する方向の回転モーメントが作用するよう配置されている。より詳しくは、馬力制御バネ１１はその一端がバネガイド（バネ受け）１２に組み付けられ、バネガイド１２は複数のプランジャ５がシュー６を介して摺接する斜板８の面に形成された凹部内に傾転可能に嵌合し、馬力制御バネ１１によって斜板８に押し付けられている。馬力制御バネ１１の他端は馬力切換ピストン１３に設けられたバネガイド（バネ受け１３ａ）に組み付けられている。馬力制御バネ１１は、馬力制御バネ１１がバネガイド１２を介して斜板８を押し、斜板８に傾転角が増大する方向（図１で見て反時計方向）の回転モーメントが作用するよう、図１で見てボール９よりも上側に配置されている。

【００３１】

このように馬力制御バネ１１を設けることにより、ポンプ装置２００は上述した複数のプランジャ５に作用する油圧力の合力と馬力制御バネ１１の押し付け力との回転モーメントの釣り合いにより斜板８の傾転角を増減し、馬力制御を行う。第１ハウジング１の第１端壁１ａにおける斜板８の背面側には斜板８の最大傾転角を規制する最大傾転ストッパ１０が設けられている。

【００３２】

馬力切換ピストン１３は馬力制御バネ１１の斜板８と反対側の端部を押すように配置され、馬力制御バネ１１の長さを規制するものであり、シリンダバレル４側の第２ハウジング２の第２端壁２ａの一部である壁体２ｃに形成された油室１６内に馬力制御バネ１１と同軸方向に摺動自在に収容されている。馬力切換ピストン１３の外周には液密的な摺動を確保するためのオイルシール１４が取り付けられ、油室１６の内周面にストッパ１５が設けられている。

【００３３】

油室１６は後述する如く、壁体２ｃに形成された圧油供給ポート１７を介してタンクＴと一定圧力の油圧源（パイロットポンプ４００－図４参照）に選択的に連通する。油室１６がタンクＴに連通するとき油室１６の圧油はタンクＴに放出され、馬力切換ピストン１３は馬力制御バネ１１のバネ力によって図示右方にストロークし、壁体２ｃの壁面に当た

った位置で停止する。このとき馬力制御バネ１１は最も伸び、馬力制御特性が減トルク特性に設定される。馬力切換ピストン１３が壁体２ｃの壁面に当たった位置を減トルク位置と言う。油室１６が一定圧力の油圧源（パイロットポンプ４００－図４参照）に連通するとき、油室１６には一定圧力の圧油が導かれ、馬力切換ピストン１３は図示左方にストロークしてストッパ１５に当たった位置で停止する。このとき馬力制御バネ１１は最も縮み、馬力制御特性が通常特性に設定される。馬力切換ピストン１３がストッパ１５に当たった位置を通常位置と言う。

【００３４】

このように馬力切換ピストン１３は、油室１６がタンクＴと一定圧力の油圧源（パイロットポンプ４００－図４参照）に選択的に連通することにより、馬力制御バネ１１が最も伸びる減トルク位置と馬力制御バネ１１が最も縮む通常位置の２位置に切換えられる。

【００３５】

図１は、油室１６が一定圧力の油圧源（パイロットポンプ４００－図４参照）に連通し、馬力制御バネ１１が最も縮む通常位置に馬力切換ピストン１３があるときのポンプ装置２００の状態を示している。このとき馬力制御特性は通常特性に設定される。図２は、油室１６がタンクＴに連通し、馬力制御バネ１１が最も伸びる減トルク位置に馬力切換ピストン１３があるときのポンプ装置２００の状態を示している。このとき馬力制御特性は減トルク特性に設定される。

【００３６】

ここで、ストッパ１５は、馬力切換ピストン１３が馬力制御バネ１１を縮める方向にストロークするとき、馬力切換ピストン１３の最大ストロークを規制し、馬力切換ピストン１３の上述した通常位置を決定するものであり、馬力切換ピストン１３の直径は、油室１６に導かれた一定圧力の圧油によって馬力切換ピストン１３がストッパ１５に当たるまでストロークし、馬力切換ピストン１３の通常位置が得られるよう定められている。また、ストッパ１５の位置は馬力切換ピストン１３が通常位置にあるとき、馬力制御特性が通常特性に設定されるよう予め決められ、油室１６内の壁体２ｃの壁面の位置は馬力切換ピストン１３が減トルク位置にあるとき馬力制御特性が減トルク特性に設定されるよう予め決められている。

【００３７】

～馬力制御特性～

図３はポンプ装置２００の馬力制御特性を示す図である。図３の横軸はメインポンプ２０１の吐出圧力であり、縦軸はメインポンプ２０１の容量（ポンプ容量）である。メインポンプ２０１の容量は斜板８の傾転角によって一義的に決まる値である。

【００３８】

ポンプ装置２００の油室１６にパイロット油圧源４００で生成された一定の圧力の圧油が導かれ、馬力切換ピストン１３がストッパ１５に当たった通常位置にあるとき（図１）、馬力制御バネ１１は最もバネ力が大きくなり、馬力制御特性は図３に符号Ｎで示される通常特性に設定される。

ポンプ装置２００の油室１６の圧油がタンクＴに放出され、馬力切換ピストン１３が油室１６を形成する壁体２ｃの壁面に当たった減トルク位置にあるとき（図２）、馬力制御バネ１１は最もバネ力が小さい状態となり、馬力制御特性は図３に符号Ｄで示される減トルク特性に設定される。

【００３９】

馬力切換ピストン１３が通常位置にあり、馬力制御特性が図３の通常特性Ｎにあるとき、メインポンプ２０１の吐出圧力がＰａに達するまで斜板８は最大傾転ストッパ１０に押し付けられた状態にあり、このときポンプ容量は最大のｑｍａｘである。メインポンプ２０１の吐出圧力がＰａよりも高くなると斜板８は最大傾転ストッパ１０から離れ、ポンプ容量は通常特性Ｎにしたがって減少する。これによりメインポンプ２０１の吸収トルクは通常特性Ｎによって決まる一定値となり、メインポンプ２０１の吸収馬力も同様に一定となる。

【００４０】
馬力切換ピストン１３が減トルク位置にあり、馬力制御特性が図３の減トルク特性Ｄにあるとき、馬力制御バネ１１のバネ力は通常時よりも小さいため、斜板８が最大傾転ストッパ１０から離れるときのメインポンプ２０１の吐出圧力も通常時の吐出圧力よりも低くなる。すなわち、メインポンプ２０１の吐出圧力がＰａよりも低い圧力Ｐｂに達するまで斜板８は最大傾転ストッパ１０に押し付けられた状態にあり、ポンプ容量は最大のｑｍａｘである。メインポンプ２０１の吐出圧力がＰｂよりも高くなると斜板８は最大傾転ストッパ１０から離れ、ポンプ容量は減トルク特性Ｄにしたがって減少する。これによりメインポンプ２０１の吸収トルクは減トルク特性Ｄによって決まる一定値となり、メインポンプ２０１の吸収馬力も同様に一定となる。また、その吸収トルク或いは吸収馬力は、馬力制御バネ１１のバネ力が小さくなった分、通常特性Ｎのときよりも小さく抑えられる。
【００４１】
ここで、馬力切換ピストン１３は斜板８の裏側の第１ハウジング１でなく斜板８の表側の馬力制御バネ１１の一端が位置する第２ハウジング２に配置され、馬力切換ピストン１３に設けられたバネガイド１３ａで馬力制御バネ１１を直接支持するとともに、馬力切換ピストン１３を第２ハウジング２の第２端壁２ａの壁体２ｃに形成された油室１６内に収容する構造となっている。このため馬力切換ピストン１３の直径とストロークを大きくでき、図３にΔＴａに示すように、全馬力制御を行う場合の減トルク量ΔＴｂに比べて大きな減トルク量を得ることができる。全馬力制御については第２の実施の形態で説明する。
【００４２】
～油圧駆動装置～
図４は、図１及び図２に示したポンプ装置２００を組み込んだ本実施の形態の油圧ショベル（作業機械）の油圧駆動装置を示す図である。図４には、図１に示したポンプ装置２００、ピストンポンプ（以下適宜メインポンプという）２０１、馬力制御バネ１１、馬力切換ピストン１３、油室１６が油圧シンボルで示されている。また、複数のプランジャ５の馬力制御機能（複数のプランジャ５に作用する油圧力によって斜板８に傾転角が減少する方向（図１で見て時計方向）の回転モーメントが作用する機能）が馬力制御用の斜板傾転ピストン２１０として油圧シンボルで示されている。
【００４３】
図４において、本実施の形態の油圧駆動装置は、主駆動源としてのディーゼルエンジン５０と、補助駆動源としての電動機／発電機１００と、上述したポンプ装置２００と、馬力切換弁３００と、固定容量型のパイロットポンプ４００とを備えている。また、油圧駆動装置は、ポンプ装置２００のメインポンプ２０１から吐出された圧油により駆動される複数の油圧アクチュエータ６０ａ～６０ｈと、メインポンプ２０１から油圧アクチュエータ６０ａ～６０ｈ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８０とを備え、メインポンプ２０１とコントロールバルブ８０は圧油供給路５００を介して接続されている。油圧アクチュエータ６０ａ～６０ｈは、後述する如く、それぞれ、油圧ショベルの旋回モータ、ブームシリンダ、アームシリンダ、バケットシリンダ、スイングシリンダ、左右の走行モータ６０ｆ，６０ｇ、ブレードシリンダであり、これらを駆動することで油圧ショベルとしての作業を行えるようになっている。
【００４４】
ポンプ装置２００は、前述したように、メインポンプ２０１、馬力制御バネ１１、馬力切換ピストン１３、油室１６と、馬力制御用の斜板傾転ピストン２１０（複数のプランジャ５の馬力制御機能）とを備えている。メインポンプ２０１は、シャフト３がディーゼルエンジン５０と電動機／発電機１００に連結され、これらによって駆動されて圧油を吐出する。電動機／発電機１００はアシスト駆動用である。馬力切換ピストン１３を収容する油室１６は圧油供給ポート１７を介して馬力切換弁３００に接続され、馬力切換弁３００はタンクＴとパイロットポンプ４００に接続されている。
【００４５】
馬力切換弁３００は、バネ３００ａとソレノイド３００ｂの吸引力との釣り合いにより

切り換わる電磁弁であり、油室１６の圧油をタンクＴに放出して馬力制御バネ１１が最も伸びる減トルク位置へと馬力切換ピストン１３をストロークさせる図示上側の第１位置と、油室１６にパイロットポンプ４００からの一定圧力の吐出油を導きその圧力によって馬力制御バネ１１が最も縮む通常位置へと馬力切換ピストン１３をストロークさせる図示下側の第２位置とに切り換え可能である。

【００４６】

パイロットポンプ４００もシャフトがディーゼルエンジン５０と電動機／発電機１００に連結され、これらによって駆動されて圧油を吐出する。

【００４７】

パイロットポンプ４００の圧油供給路４００ａには、パイロットポンプ４００の吐出圧を一定に保持するパイロットリリーフバルブ４０１が接続され、一定圧力に保持されたパイロットポンプ４００の吐出油は圧油供給路４００ａを介してゲートロックバルブ４０２に導かれる。ゲートロックバルブ４０２は、運転席６５１（図６及び図７参照）の入口に設けられたゲートロックレバー６５０の操作により図示上側の第１位置と図示下側の第２位置とに切り換え可能である。

【００４８】

ゲートロックバルブ４０２が図示上側の第１位置に切り換えられたとき、ゲートロックバルブ４０２の下流に設けられたパイロットバルブ４０３ａ～４０３ｈの圧油がタンクに放出され、パイロットバルブ４０３ａ～４０３ｈは制御パイロット圧が生成不能となり、オペレータがパイロットバルブ４０３ａ～４０３ｈの操作レバーを操作してもコントロールバルブ８０内の対応する流量制御弁は操作不能となり、油圧アクチュエータ６０ａ～６０ｈは駆動不能となる。

【００４９】

ゲートロックバルブ４０２が図示下側の第２位置に切り換えられたとき、ゲートロックバルブ４０２の下流に設けられたパイロットバルブ４０３ａ～４０３ｈにパイロットポンプ４００の一定圧力の吐出油が導かれ、パイロットバルブ４０３ａ～４０３ｈは制御パイロット圧ａ１又はａ２～ｈ１又はｈ２が生成可能となり、オペレータがパイロットバルブ４０３ａ～４０３ｈの操作レバーを操作するとコントロールバルブ８０内の対応する流量制御弁が操作され、油圧アクチュエータ６０ａ～６０ｈは駆動可能となる。

【００５０】

また、圧油供給路４００ａは油路４００ｂを介して馬力切換弁３００に接続され、馬力切換弁３００が図示下側の第２位置にあるとき、パイロットポンプ４００からの一定圧力の吐出油が油室１６に導かれる。

【００５１】

ディーゼルエンジン５０は電子ガバナ５０ａとスタータ５０ｂとを備えている。電動機／発電機１００はインバータ１０１を介してバッテリ（蓄電装置）１０２に接続され、バッテリ１０２の充電残量（ＳＯＣ）が規定値以上でありかつメインポンプ１０２とパイロットポンプ４００をアシスト駆動する必要があるときは、インバータ１０１介してバッテリ１０２の電気エネルギが供給されて電動機として作動し、メインポンプ２０１とパイロットポンプ４００を補助的に駆動する。また、電動機／発電機１００は、バッテリ１０２の充電残量の不足時にエンジン５０によって駆動されて発電機として作動する。電動機／発電機１００が発生した電気エネルギはインバータ１０１を介してバッテリ１０２に蓄電される。

【００５２】

図５は、図４に示したポンプ装置２００及び馬力切換弁３００の減トルク時（後述）の状態を示している。馬力切換弁３００は図示上側の第１位置に切り換わり、馬力切換ピストン１３は馬力制御バネ１１のバネ力によって押されて壁体２ｃの壁面に当接する減トルク位置にある。また、ゲートロックバルブ４０２も図示上側の第１位置に切り換わり、ゲートロックバルブ４０２の下流に設けられた複数のパイロットバルブの圧油はタンクに放出されている。

【００５３】
～制御系～
図６は、本実施の形態の油圧駆動装置の制御系を示す図である。
【００５４】
図６において、本実施の形態の油圧駆動装置は、制御系として、コントローラ６００と、エンジン始動用のキースイッチ６０１、目標エンジン回転数を設定するエンジンコントロールダイヤル６０２、ゲートロックレバー６５０の位置を検出する位置センサ６０３、バッテリ１０２に内蔵され充電残量（ＳＯＣ）を検出するＳＯＣセンサ６０４、大気圧を検出する大気圧センサ６０５、ポンプ装置２００が吐出する圧油（作動油）の温度を検出する作動油温度センサ６０６、電子ガバナ５０ａによってディーゼルエンジン５０に供給される燃料の温度を検出する燃料温度センサ６０７、電子ガバナ５０ａに内蔵され、ディーゼルエンジン５０の負荷率を検出する負荷率センサ６０８を備えている。
【００５５】
コントローラ６００は、これらキースイッチ６０１及びエンジンコントロールダイヤル６０２の操作信号と各種状態量センサ６０３～６０８の検出信号を入力し、以下の制御（１）～（５）を行う。
【００５６】
（１）まず、コントローラ６００は、キースイッチ６０１の操作信号を入力し、この操作信号に基づいて始動信号Ｅｓをスタータ５０ｂに出力し、スタータ５０ｂを駆動する。スタータ５０ｂが駆動するとディーゼルエンジン５０は始動する。
【００５７】
（２）また、コントローラ６００は、エンジンコントロールダイヤル６０２の操作信号を入力し、この操作信号に基づいて目標回転数信号Ｅｎを電子ガバナ５０ａに出力し、電子ガバナ５０ａに目標回転数を設定する。これにより電子ガバナ５０ａはディーゼルエンジン５０の回転数が目標回転数に保たれるようディーゼルエンジン５０に供給される燃料噴射量を制御する。
【００５８】
（３）更に、コントローラ６００は、位置センサ６０３の検出信号を入力し、ゲートロックレバー６５０が運転席６５１の入口を開放する位置Ａから運転席６５１の入口を制限する位置Ｂに操作され、ゲートロックバルブ４０２が図示上側の第１位置から図示下側の第２位置に切り換えられたとき、馬力切換弁３００に電気信号Ｓｈを出力し、馬力切換弁３００を図示上側の第１位置から図示下側の第２位置に切り換える。また、コントローラ６００は、ゲートロックレバー６５０が運転席６５１の入口を制限する位置Ｂから運転席６５１の入口を開放する位置Ａに操作され、ゲートロックバルブ６６０が図示下側の第２位置から図示上側の第１位置に切り換えられたとき、電気信号Ｓｈの出力を停止し、馬力切換弁３００を図示下側の第２位置から図示上側の第１位置に切り換える。
【００５９】
（４）また、コントローラ６００は、ＳＯＣセンサ６０４の検出信号を入力し、バッテリ１０２の充電残量を監視し、バッテリ１０２の充電残量が不十分で電動機／発電機１００によるアシストトルクが得られない状態にあると判定したときは、インバータ１０１に制御信号Ｓｍを出力し、電動機／発電機１００が発電機として作動するよう制御する。これと同時にコントローラ６００は電気信号Ｓｈの出力を停止し、馬力切換弁３００を図示下側の第２位置から図示上側の第１位置に切り換える。
【００６０】
（５）更に、コントローラ６００は、各種状態量センサ６０５～６０８の検出信号を入力し、ディーゼルエンジン５０の出力を低下させる方向にこれらの状態量が所定量以上変化したかどうかを監視し、状態量が所定量以上変化したときに電気信号Ｓｈの出力を停止し、馬力切換弁３００を図示下側の第２位置から図示上側の第１位置に切り換える。
【００６１】
具体的には以下のようである。

【００６２】
（ａ）コントローラ６００は大気圧センサ６０５が検出する大気圧が予め定めた値より低下したとき電気信号Ｓｈの出力を停止し、馬力切換弁３００を図示下側の第２位置から図示上側の第１位置に切り換える。
【００６３】
（ｂ）コントローラ６００は作動油温度センサ６０６が検出する作動油温度が予め定めた値より低下したとき電気信号Ｓｈの出力を停止し、馬力切換弁３００を図示下側の第２位置から図示上側の第１位置に切り換える。
【００６４】
（ｃ）コントローラ６００は燃料温度センサ６０７が検出する燃料温度が予め定めた値より高くなったとき電気信号Ｓｈの出力を停止し、馬力切換弁３００を図示下側の第２位置から図示上側の第１位置に切り換える。
【００６５】
（ｄ）コントローラ６００は負荷率センサ６０８が検出する負荷率が予め定めた値より高くなったとき電気信号Ｓｈの出力を停止し、馬力切換弁３００を図示下側の第２位置から図示上側の第１位置に切り換える。
【００６６】
なお、本実施の形態では、馬力切換弁３００として電磁弁を用い、コントローラ６００の電気信号ＳｈによりＯＮ－ＯＦＦの２位置に切り換えているが、馬力切換弁３００は電気／油圧変換弁を介在させた油圧切換弁であってもよい。また、馬力切換弁３００はコントローラ６００からの制御信号ではなくオペレータの操作で切り換える手動切換弁であってもよい。
【００６７】
～油圧ショベル～
図７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。
【００６８】
図７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５０１と、上部旋回体５０２と、スイング式のフロント作業機５０４を備え、フロント作業機５０４は、ブーム５１１、アーム５１２、バケット５１３から構成されている。上部旋回体５０２は下部走行体５０１に対して旋回モータ６０ａによって旋回可能である。上部旋回体５０２の前部にはスイングポスト５０３が取り付けられ、このスイングポスト５０３にフロント作業機５０４が上下動可能に取り付けられている。スイングポスト５０３はスイングシリンダ６０ｅの伸縮により上部旋回体５０２に対して水平方向に回動可能であり、フロント作業機５０４のブーム５１１、アーム５１２、バケット５１３はブームシリンダ６０ｂ、アームシリンダ６０ｃ、バケットシリンダ６０ｄの伸縮により上下方向に回動可能である。下部走行体５０１の中央フレームには、ブレードシリンダ６０ｈの伸縮により上下動作を行うブレード５０６が取り付けられている。下部走行体５０１は、走行モータ６０ｆ，６０ｇの回転により左右の履帯５０１ａ，５０１ｂを駆動することによって走行を行う。
【００６９】
上部旋回体５０２にはキャノピータイプの運転室５０８が設置され、運転室５０８内には、運転席６５１、フロント／旋回用の左右の操作装置５２２，５２３（図７では左側のみ図示）、左右走行用の操作装置５２４ａ，５２４ｂ（図７では左側のみ図示）などの各種操作装置と、ゲートロックレバー６５０等が設けられている。
【００７０】
操作装置５２２，５２３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５２２の操作レバーを左右方向に操作すると旋回用のパイロットバルブ４０３ａが動作し、同操作装置５２２の操作レバーを前後方向に操作するとアーム用のパイロットバルブ４０３ｂが動作し、右側の操作装置５２３の操作レバーを前後方向に操作するとブーム用のパイロットバルブ４０３ｃが動作し、同操作装置５２

３の操作レバーを左右方向に操作するとバケット用のパイロットバルブ４０３ｄが動作する。

【００７１】

また、左走行用の操作装置５２４ａの操作レバーを操作すると左走行用のパイロットバルブ４０３ｆが動作し、右走行用の操作装置５２４ｂの操作レバーを操作すると右走行用のパイロットバルブ４０３ｇが動作する。図示は省略するが、スイング用の操作装置、ブレード用の操作装置についても同様である。

【００７２】

～動作～

（１）馬力制御特性の切り換え

ポンプ装置２００の馬力制御特性は、馬力切換弁３００によって図３に示したように通常特性Ｎと減トルク特性Ｄとに切り換えられる。具体的には以下のようである。

（１－ａ）通常時（減トルクしない場合）

コントローラ６００から馬力切換弁３００に電気信号Ｓｈが出力されるとき、馬力切換弁３００は図４に示すように上側の第１位置から下側の第２位置に切り換わり、ポンプ装置２００の馬力制御特性は図３に示した通常特性Ｎに設定される。

【００７３】

すなわち、馬力切換弁３００が図４に示すように図示下側の第２位置に切り換わった場合は、ポンプ装置２００の油室１６には馬力切換弁３００、圧油供給ポート１７を介してパイロットポンプ４００の一定の圧力の圧油が導かれ、馬力切換ピストン１３は油室１６に導かれた圧油の圧力により図４で上方向（図１で左方向）にストロークし、図１に示すように馬力切換ピストン１３がストッパ１５に当たった通常位置となるまで馬力制御バネ１１を縮める。これによりポンプ装置２００の馬力制御特性は通常特性Ｎに設定される。

【００７４】

この通常特性Ｎにおける馬力制御の一定トルクはディーゼルエンジン５０の定格トルクよりも少し小さく設定されている。これによりメインポンプ２０１が圧油を吐出して油圧ショベルとしての作業を行うとき、ディーゼルエンジン５０のストール（エンスト）が防止され、かつディーゼルエンジン５０の出力馬力を最大限に利用することができる。

【００７５】

（１－ｂ）減トルク時

コントローラ６００から電気信号Ｓｈが出力されていないとき（電気信号Ｓｈの出力が停止されているとき）、馬力切換弁３００はバネ３００ａの力で押され、図５に示すように図示下側の第２位置から図示上側の第１位置に切り換わり、ポンプ装置２００の馬力制御特性は図３に示した減トルク特性Ｄに設定される。

【００７６】

すなわち、馬力切換弁３００が図５に示すように図示上側の第１位置に切り換わった場合は、ポンプ装置２００の油室１６の圧油は圧油供給ポート１７、馬力切換弁３００を介してタンクＴに放出され、馬力切換ピストン１３は馬力制御バネ１１のバネ力によって押されて図５で下方向（図１で右方向）にストロークし、図２に示すように壁体２ｃの内端面に当たった減トルク位置で停止する。これによりポンプ装置２００の馬力制御特性は減トルク特性Ｄに設定される。

【００７７】

ここで、前述したように、本実施の形態においては馬力切換ピストン１３の直径とストロークを大きくできるため、図３にΔＴａに示すように、全馬力制御を行う場合の減トルク量ΔＴｂに比べて大きな減トルク量を得ることができる。

【００７８】

（２）エンジン始動時

１日の作業開始前、ゲートロックレバーは運転席６５１の入口を開放する位置Ａにある。このとき、ゲートロックバルブ４０２は図５に示すように油圧アクチュエータの駆動を不能とする図示上側の第１位置にある。また、コントローラ６００は電気信号Ｓｈを出力

しておらず、馬力切換弁３００も図５に示すようにポンプ装置２００の油室１６の圧油をタンクＴに放出する図示上側の第１位置にあり、馬力制御特性は図３に示した減トルク特性Ｄに設定されている。オペレータはこの状態で運転室５０８に乗り込んで運転席６５１に着座し、キースイッチ６０１をＯＮしてスタータ５０ｂを駆動しディーゼルエンジン５０を始動する。このとき馬力制御特性は減トルク特性Ｄに設定され、その減トルク量はΔＴａと大きいため、ディーゼルエンジン６０に作用するメインポンプ２０１の負荷は顕著に軽くなる。このため冬期など気温が低く作動油の粘性が高い場合であってもディーゼルエンジン６０速やかに始動し、良好な始動性が得られる。

【００７９】

ディーゼルエンジン６０の始動後、作業を開始するとき、オペレータは、ゲートロックレバー６５０を運転席６５１の入口を制限する位置Ｂに切り換える。これによりゲートロックバルブ４０２は図４に示すように図示上側の第１位置から図示下側の第２位置に切り換わり、油圧アクチュエータの駆動が可能となる。また、コントローラ６００は電気信号Ｓｈを出力し、馬力切換弁３００はポンプ装置２００の油室１６にパイロットポンプ４００の一定の圧力の圧油が導かれる図示下側の第２位置に切り換わり、馬力切換ピストン１３は通常位置へとストロークする。これによりメインポンプ２００の馬力制御特性は図３に示す通常特性Ｎに設定され、メインポンプ２０１は通常特性Ｎに基づいた通常の馬力制御を行うことができる。

【００８０】

（３）バッテリ１０２の充電残量の不足時

コントローラ６００はＳＯＣセンサ６０４の検出信号を入力し、バッテリ１０２の充電残量を常時監視している。バッテリ１０２の充電残量が不足状態を示す閾値以下に減少し、電動機／発電機１００によるアシストトルクが得られない状態になったとき、コントローラ６００はインバータ１０１に制御信号Ｓｍを出力し、電動機／発電機１００が発電機として作動するよう制御を切り換える。これと同時にコントローラ６００は電気信号Ｓｈの出力を停止し、馬力切換弁３００は図５に示す図示上側の第１位置に切り換わり、馬力切換ピストン１３は減トルク位置へとストロークし、馬力制御特性は図３に示す減トルク特性Ｄに設定される。このとき減トルク量はΔＴａと大きいため、減トルク量ΔＴａ相当の大きな余剰トルクが強制的に作り出される。これによりメインポンプ２０１を駆動してある程度の作業を行いながら、余剰トルクによって電動機／発電機１００を駆動し、バッテリ１０２を速やかに充電することができる。

【００８１】

（４）エンジン出力の低下時

コントローラ６００は、大気圧センサ６０５、作動油温度センサ６０６、燃料温度センサ６０７、負荷率センサ６０８の検出信号を入力し、これらの状態量の少なくとも１つがディーゼルエンジン５０の出力を低下させる方向に所定量（それぞれの予め定めた値）以上変化したかどうかを常時監視している。状態量の少なくとも１つがディーゼルエンジン５０の出力を低下させる方向に所定量以上変化したとき、コントローラ６００は電気信号Ｓｈの出力を停止し、馬力切換弁３００を図５に示す図示上側の第１位置に切り換え、馬力切換ピストン１３は減トルク位置へとストロークし、馬力制御特性は図３に示す減トルク特性Ｄに設定される。このとき減トルク量はΔＴａと大きいため、ディーゼルエンジン６０に作用するメインポンプ２０１の負荷は軽くなり、ディーゼルエンジン５０の出力が低下してもエンジンストールを防止し、油圧ショベルとしての作業を継続して行うことができる。

【００８２】

（５）電気系統の故障時

電動機／発電機１００、インバータ１０１、バッテリ１０２、コントローラ６００などの電気系統に故障が生じたとき、コントローラ６００から電気信号Ｓｈが出力されなくなる。この場合、馬力切換弁３００はバネ３００ｅの力で図示上側の第１位置に切り換わり、馬力切換ピストン１３は減トルク位置へとストロークし、馬力制御特性は図３に示した

減トルク特性Ｄに設定される。

【００８３】

ここで、電動機／発電機１００、インバータ１０１、バッテリ１０２、コントローラ６００などの電気系統に故障が生じた場合は、電動機／発電機１００も作動しなくなる。このような場合は、ディーゼルエンジン６０だけでメインポンプ２０１とパイロットポンプ２０３を駆動し、退避運転を行う必要がある。退避運転とは、油圧ショベルを修理・点検のため作業現場から安全な場所まで移動する作業を言う。しかし、一般に、電動機／発電機１００とディーゼルエンジン６０を併用するハイブリッドシステムにおいては、電動機／発電機１００によるアシスト分、ディーゼルエンジン６０の出力を下げて小型化している場合が多い。したがって、電気系統の故障時にディーゼルエンジン６０だけでメインポンプ２０１とパイロットポンプ２０３を駆動して退避運転を行った場合は、メインポンプ２０１とパイロットポンプ２０３の吸収トルクがエンジン出力を上回ってエンジンストールを起こしてしまう可能性がある。

【００８４】

本実施の形態では、電気系統が故障した場合は上記のように馬力切換弁３００が図示上側の第１位置に切り換わって馬力制御特性は図３に示した減トルク特性Ｄに設定され、このときの減トルク量はΔＴａと大きい。このためディーゼルエンジン６０はエンジンストールを起こすことなく、ディーゼルエンジン６０だけでメインポンプ２０１とパイロットポンプ２０３を駆動し、退避運転を速やかに行うことができる。

【００８５】

～効果～

以上のように本実施の形態によれば、油室１６が馬力切換ピストン１３を摺動自在に収容するようシリンダバレル４側の第２ハウジング２の第２端壁２ａに形成されているため、馬力切換ピストン１３の直径とストロークを大きくでき、図３にΔＴａに示すように減トルク量の大きな減トルク制御を行うことができる。また、油室１６をタンクＴと一定圧力の油圧源（パイロットポンプ４００）に選択的に連通させ、馬力切換ピストン１３を馬力制御バネ１１が最も伸びる減トルク位置と馬力制御バネ１１が最も縮む通常位置の２位置に切換える構成としたため、馬力切換弁３００は単純な構成の２位置切換弁となり、比例電磁弁や複数の減圧弁が不要となる。これによりコスト増やスペース増を招くことなく簡単な構成で正確なトルク変更機構を実現することができる。

【００８６】

また、本実施の形態によれば、キースイッチ６０１のＯＮ時に馬力切換ピストン１３は減トルク位置にあり、馬力制御特性は減トルク特性Ｄに設定され、かつこのとき大きな減トルク量が得られるため、冬期など気温が低く作動油の粘性が高い場合であってもディーゼルエンジン６０速やかに始動し、良好な始動性が得られる。

【００８７】

また、バッテリ１０２の充電残量の不足時に馬力切換ピストン１３は減トルク位置へとストロークし、馬力制御特性は減トルク特性Ｄに切り換わるため、メインポンプ２０１を駆動してある程度の作業を行いながら、余剰トルクによって電動機／発電機１００を駆動し、バッテリ１０２を速やかに充電することができる。

【００８８】

また、大気圧、作動油温度、燃料温度、負荷率などの付帯条件が変化してエンジン出力が低下したとき、馬力切換ピストン１３は減トルク位置へとストロークし、馬力制御特性は減トルク特性Ｄに切り換わるため、ディーゼルエンジン５０の出力が低下してもエンジンストールを防止し、油圧ショベルとしての作業を継続して行うことができる。

【００８９】

また、電気系統の故障時に馬力切換ピストン１３は減トルク位置へとストロークし、馬力制御特性は減トルク特性Ｄに切り換わるため、ディーゼルエンジン６０は、エンジンストールを起こすことなくメインポンプ２０１とパイロットポンプ２０３を駆動し、退避運転を速やかに行うことができる。

【００９０】
＜第２の実施の形態＞
次に、本発明の第２の実施の形態を第1の実施の形態と異なる部分を中心に説明する。
【００９１】
～構成～
図８は、本発明の第２の実施の形態に係わる油圧ショベル（作業機械）の油圧駆動装置の主要部である可変容量型のピストンポンプを備えたポンプ装置の概略構造を示す部分断面図である。
【００９２】
図８において、本実施の形態におけるポンプ装置の全体が符号２００Ａで示されている。このポンプ装置２００Ａは、図１に示した第１の実施の形態のポンプ装置２００の構成要素に加え、ピストンポンプ（メインポンプ）２０１と同軸上に配置されかつ互いに一体に接続された固定容量型のギアポンプ２０２及び固定容量型のパイロットポンプ２０３を備え、ピストンポンプ２０１とギアポンプ２０２及びパイロットポンプ２０３は、ピストンポンプ２０１のシャフト３とギアポンプ２０２及びパイロットポンプ２０３のシャフト３Ａをカップリング３０によって連結することによって接続されている。
【００９３】
また、ポンプ装置２００Ａは、斜板８の背面側に位置する馬力制御ピストン３１と、第１ハウジング１の第１端壁１ａに形成され、馬力制御ピストン３１が摺動自在に収納された油室３２とを備え、油室３２にはギアポンプ２０２の吐出圧が第１及び第２ハウジング１，２に形成された内部通路３３（図９参照）を経由して導かれる。
【００９４】
図９は、図８に示したポンプ装置２００Ａを組み込んだ本実施の形態の油圧ショベル（作業機械）の油圧駆動装置を示す図である。図９には、図４に示した油圧シンボルに加え、ポンプ装置２００Ａに備えられるギアポンプ２０２及びパイロットポンプ２０３と馬力制御ピストン３１が油圧シンボルで示されている。
【００９５】
図９において、ポンプ装置２００Ａは、図４に示したポンプ装置２００の構成要素に加え、固定容量型のギアポンプ２０２及び固定容量型のパイロットポンプ２０３と、馬力制御ピストン３１及び油室３２とを備えている。油室３２はギアポンプ２０２の圧油供給路５０１に内部通路３３を介して接続され、油室３２にギアポンプ２０２の吐出油が導かれる。
【００９６】
ギアポンプ２０２は補助ポンプであり、ピストンポンプ（以下適宜メインポンプという）２０１とギアポンプ２０２（補助ポンプ）はそれぞれ圧油供給路５００，５０１を介してコントロールバルブ８０Ａに接続され、メインポンプ２０１とギアポンプ２０２の吐出油をコントロールバルブ８０Ａを介してアクチュエータ６０ａ～６０ｈに供給し、これらを駆動することで油圧ショベルとしての作業を行えるようになっている。
【００９７】
パイロットポンプ２０３の圧油供給路４００ａには、パイロットポンプ２０３の吐出圧を一定に保持するパイロットリリーフバルブ４０１が接続され、一定圧力に保持されたパイロットポンプ２０３の吐出油は圧油供給路４００ａを介してゲートロックバルブ４０２に導かれるとともに、更に圧油供給路４００ｂを介して馬力切換弁３００にも導かれている。
【００９８】
本実施の形態においては、第１の実施の形態にあったポンプ装置２００と別体のパイロットポンプ４００は備えられていない。
【００９９】
～動作～
次に、本実施の形態の動作を説明する。

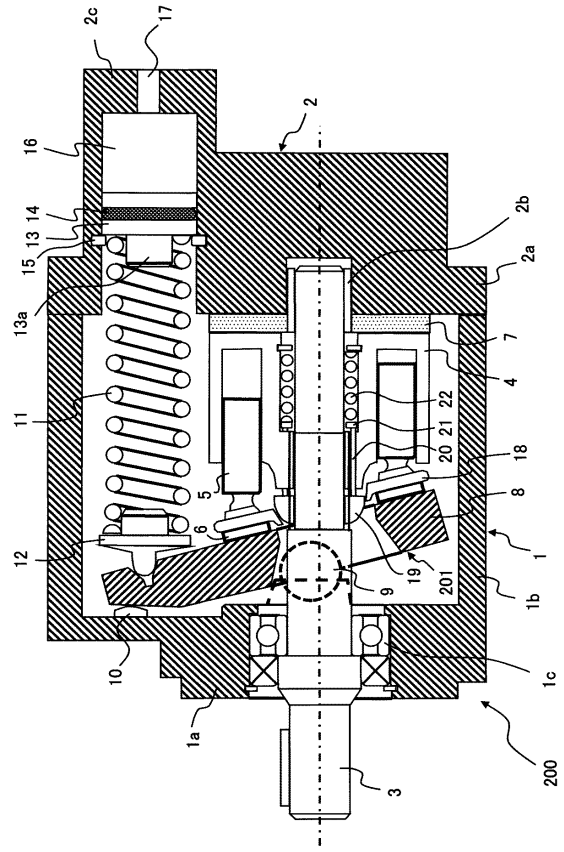
【０１００】
（１）馬力制御特性の切り換え
（１－ａ）通常時（減トルクしない場合）
通常時は、第１の実施の形態の場合と同様、馬力切換弁３００は図９に示すように下側の第２位置に切り換わり、馬力切換ピストン１３はストッパ１５に当たるまで馬力制御バネ１１を縮める通常位置にある。
【０１０１】
ギアポンプ２０２に接続された油圧アクチュエータが駆動されておらず、ギアポンプ２０２が無負荷である場合、ギアポンプ２０２の吐出圧は低いため、馬力制御ピストン３１が斜板８を押す力は弱い。したがって、ポンプ装置２００Ａの馬力制御特性は、第１の実施の形態の場合と同様、図３に示した通常特性Ｎに設定される。
【０１０２】
ギアポンプ２０２に接続された油圧アクチュエータの少なくとも１つが駆動され、ギアポンプ２０２の吐出圧が高い場合、ギアポンプ２０２の吐出圧が内部通路３３を介して油室３２に導かれ、馬力制御ピストン３１はその圧力によってストロークし、斜板８は傾転角を減少させる方向（図８で見て時計方向）に回転するよう押される。このときの傾転角減少分の減トルク量をΔＴｂとすると、ポンプ装置２００Ａの馬力制御特性は、図３に示した通常特性Ｎから減トルク量ΔＴｂを差し引いた通常特性Ｎよりポンプ吸収トルクが少なくなる一点鎖線の特性となる。
【０１０３】
ここで、馬力制御ピストン３１の直径は減トルク量ΔＴｂがギアポンプ２０２の吸収トルクにほぼ等しくなるように設定されている。これによりメインポンプ２０１に係わる油圧アクチュエータとギアポンプ２０２に係わる油圧アクチュエータを同時に駆動する複合操作時に、メインポンプ２０１の吸収トルクとギアポンプ２０２の吸収トルクの合計が通常特性Ｎの設定トルクを超えないように制御され、ディーゼルエンジン５０の出力トルクを有効に使用しつつ、ディーゼルエンジン５０のストールを防止することができる。この制御は一般に全馬力制御（或いは全トルク制御）と呼ばれる。
【０１０４】
（１－ｂ）減トルク時
減トルク時も、第１の実施の形態の場合と同様、馬力切換弁３００は図９の上側の第１位置に切り換わり、馬力切換ピストン１３は馬力制御バネ１１のバネ力によって押されて図９で下方向（図８で右方向）にストロークし、壁体２ｃの内端面に当たった減トルク位置で停止する。
【０１０５】
ギアポンプ２０２に接続された油圧アクチュエータが駆動されておらず、ギアポンプ２０２が無負荷である場合、通常時と同様、馬力制御ピストン３１が斜板８を押す力は弱く、ポンプ装置２００Ａの馬力制御特性は、第１の実施の形態の場合と同様、図３に示した減トルク特性Ｄに設定される。
【０１０６】
ギアポンプ２０２に接続された油圧アクチュエータの少なくとも１つが駆動され、ギアポンプ２０２の吐出圧が高い場合も通常時と同様、馬力制御ピストン３１によって斜板８は傾転角を減少させる方向（図８で見て時計方向）に回転するよう押され、ポンプ装置２００Ａの馬力制御特性は、図３に示した減トルク特性Ｄから減トルク量ΔＴｂを差し引いた減トルク特性Ｄよりポンプ吸収トルクが少なくなる一点鎖線の特性となる。
【０１０７】
これにより減トルク時においても、メインポンプ２０１に係わる油圧アクチュエータとギアポンプ２０２に係わる油圧アクチュエータを同時に駆動する複合操作時に、メインポンプ２０１の吸収トルクとギアポンプ２０２の吸収トルクの合計が減トルク特性Ｄの設定トルクを超えないように制御され、ディーゼルエンジン５０の出力トルクを有効に使用しつつ、ディーゼルエンジン５０のストールを防止することができる。

【０１０８】
（２）その他
エンジン始動時、バッテリ１０２の充電残量の不足時、エンジン出力の低下時及び電気系統の故障時における本実施の形態の動作は第１の実施の形態と実質的に同じであり、第１の実施の形態と同様の効果が得られる。
【０１０９】
～効果～
以上のように本実施の形態によれば、第１の実施の形態と同様の効果が得られるとともに、ポンプ装置２００Ａにギアポンプ２０２（補助ポンプ）の吐出圧が導かれる馬力制御ピストン３１を設けたので、メインポンプ２０１に係わる油圧アクチュエータとギアポンプ２０２に係わる油圧アクチュエータを同時に駆動する複合操作時に、メインポンプ２０１の吸収トルクとギアポンプ２０２の吸収トルクの合計が通常特性Ｎ或いは減トルク特性Ｄの設定トルクを超えないように制御され、ディーゼルエンジン５０の出力トルクを有効に使用しつつ、ディーゼルエンジン５０のストールを防止することができる。
【０１１０】
＜第３の実施の形態＞
次に、本発明の第３の実施の形態を第1及び第２の実施の形態と異なる部分を中心に説明する。
【０１１１】
～構成～
図１０は、本発明の第３の実施の形態に係わる油圧ショベル（作業機械）の油圧駆動装置の主要部である可変容量型のピストンポンプを備えたポンプ装置の概略構造を示す部分断面図である。
【０１１２】
図１０において、本実施の形態におけるポンプ装置の全体が符号２００Ｂで示されている。このポンプ装置２００Ｂは、図１に示した第１の実施の形態のポンプ装置２００の構成要素に加え、ピストンポンプ（メインポンプ）２０１と同軸上に配置された固定容量型のパイロットポンプ２０３を備え、ピストンポンプ２０１とパイロットポンプ２０３は、ピストンポンプ２０１のシャフト３とパイロットポンプ２０３のシャフト３Ｂをカップリング３０によって連結することによって接続されている。
【０１１３】
また、ポンプ装置２００Ｂは、ＬＳ制御用の傾転制御ピストン４１と、傾転制御ピストン４１を収容したスリーブ４２と、スリーブ４２内の油室に連通する油路４３と、出力ポートが油路４３に連通するよう第２端壁２ａ内に組み込まれたＬＳ制御弁４４とを備えている。傾転制御ピストン４１は、スリーブ４２の油室の圧力が上昇するとき、傾転制御ピストン４１によって斜板８が傾転角を減少させる方向（図１で見て時計方向）に回転するよう押されるよう、図１０においてボール９よりも下側に配置されている。このように傾転制御ピストン４１を設けることにより、スリーブ４２の油室の圧力がＬＳ制御弁４４によって増減し、ポンプ装置２００Ｂは複数のプランジャ５に作用する油圧力の合力と馬力制御バネ１１の押し付け力と傾転制御ピストン４１の押し付け力の回転モーメントの釣り合いにより斜板８の傾転角を増減し、ロードセンシング制御を行える構成となっている。
【０１１４】
図１１は、図１０に示したポンプ装置２００Ｂを組み込んだ本実施の形態の油圧ショベル（作業機械）の油圧駆動装置を示す図である。図１１には、図４に示した油圧シンボルに加え、ポンプ装置２００Ａのパイロットポンプ２０３と、傾転制御ピストン４１と、油路４３と、ＬＳ制御弁４４が油圧シンボルで示されている。
【０１１５】
図１１において、ポンプ装置２００Ｂは、図４に示したポンプ装置２００の構成要素に加え、パイロットポンプ２０３と、傾転制御ピストン４１及びスリーブ４２と、油路４３と、ＬＳ制御弁４４とを備えている。

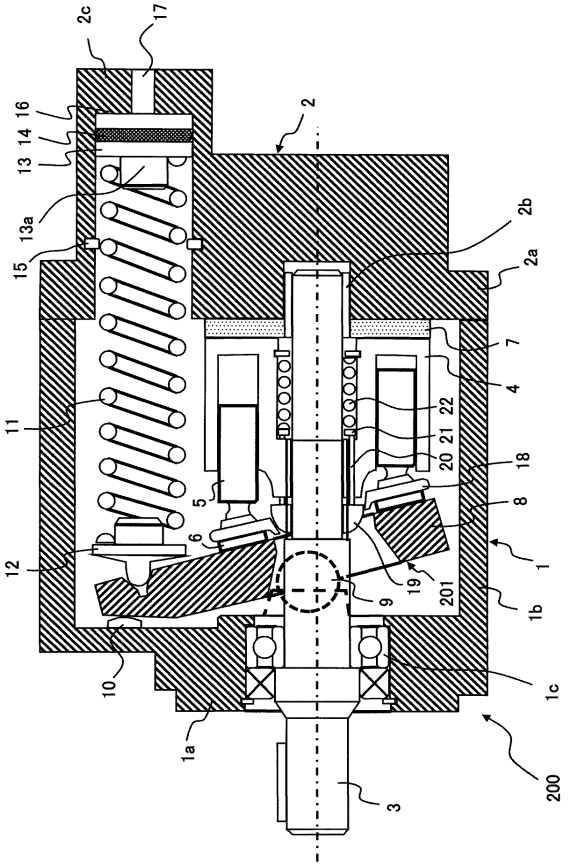
【０１１６】
コントロールバルブ８０Ｂは、公知の如く、複数のアクチュエータ６０ａ～６０ｈの最高負荷圧を検出する仕組みを有し、コントロールバルブ８０Ｂにおいて検出された最高負荷圧はＬＳ制御弁４４の受圧部４４ｂに油路６０１を介して導かれる。また、圧油供給路５００の圧力（メインポンプ２０１の吐出圧）がＬＳ制御弁４４の受圧部４４ａに導かれ、ＬＳ制御弁４４の受圧部４４ｂと同じ側にはバネ４４ｃが設けられている。ＬＳ制御弁４４は受圧部４４ａ，４４ｂに導かれる圧油の圧力とバネ４４ｃのバネ力とのバランスで動作し、その動作位置に応じて出力ポートを圧油供給路５００とタンクＴに選択的に連通させる。ＬＳ制御弁４４の出力ポートは油路４３を介してスリーブ４２の油室に連通している。これによりＬＳ制御弁４４は、
メインポンプ２０１の吐出圧－最高負荷圧＝バネ４４ｃのバネ力
となるように傾転制御ピストン４１を収容するスリーブ４２の油室の圧力を制御する。
【０１１７】
～動作～
次に、本実施の形態の動作を説明する。
【０１１８】
（１）馬力制御特性の切り換え
（１－ａ）通常時（減トルクしない場合）
通常時は、第１の実施の形態の場合と同様、馬力切換弁３００は図１１に示すように下側の第２位置に切り換わり、馬力切換ピストン１３はストッパ１５に当たるまで馬力制御バネ１１を縮める通常位置にある。したがって、ポンプ装置２００Ａの馬力制御特性は、第１の実施の形態の場合と同様、図３に示した通常特性Ｎに設定される。
【０１１９】
また、本実施の形態においては、ポンプ装置２００ＢにＬＳ制御弁４４と傾転制御ピストン４１が設けられ、傾転制御ピストン４１を収容するスリーブ４２の油室の圧力がＬＳ制御弁４４によって制御されることで、メインポンプ２０１の吐出圧－最高負荷圧＝バネ４４ｃのバネ力となるように斜板８の傾転角が制御される。
【０１２０】
つまり、メインポンプ２１０は、図３の通常特性Ｎの制限トルクの範囲で、複数の油圧アクチュエータの最高負荷圧よりもバネ４４ｃによって設定された一定の圧力だけ吐出圧が高くなるように制御される、いわゆるロードセンシング制御を行う。
【０１２１】
（１－ｂ）減トルク時
減トルク時も、第１の実施の形態の場合と同様、馬力切換弁３００は図１１の上側の第１位置に切り換わり、馬力切換ピストン１３は馬力制御バネ１１のバネ力によって押されて図１１で下方向（図１０で右方向）にストロークし、壁体２ｃの内端面に当たった減トルク位置で停止する。したがって、ポンプ装置２００Ａの馬力制御特性は、第１の実施の形態の場合と同様、図３に示した減トルク特性Ｄに設定される。
【０１２２】
また、この場合も、傾転制御ピストン４１を収容するスリーブ４２の油室の圧力がＬＳ制御弁４４によって制御され、メインポンプ２０１の吐出圧－最高負荷圧＝バネ４４ｃのバネ力となるように斜板８の傾転角が制御される。
【０１２３】
つまり、メインポンプ２１０は、図３の減トルク特性Ｄの制限トルクの範囲で、複数の油圧アクチュエータの最高負荷圧よりもバネ４４ｃによって予め設定された一定の圧力だけ吐出圧が高くなるように制御される、いわゆるロードセンシング制御を行う。
【０１２４】
（２）その他
エンジン始動時、バッテリ１０２の充電残量の不足時、エンジン出力の低下時及び電気系統の故障時における本実施の形態の動作は第１の実施の形態と実質的に同じであり、第

１の実施の形態と同様の効果が得られる。
【０１２５】
～効果～
以上のように本実施の形態によれば、第１の実施の形態と同様の効果が得られるとともに、図３の通常特性Ｎ或いは減トルク特性Ｄの制限トルクの範囲で、複数の油圧アクチュエータの最高負荷圧よりも予め設定された一定の圧力だけ吐出圧が高くなるようにメインポンプ２１０のロードセンシング制御を行うことができる。
【０１２６】
＜その他の実施の形態＞
以上の実施の形態は本発明の精神の範囲内で種々の変形が可能である。
【０１２７】
例えば、上記実施の形態では、本発明の油圧ショベルに適用したが、ポンプ装置と油圧アクチュエータを備える作業機械であれば、油圧クレーン、ホイールショベル、ホイールローダ等、油圧ショベル以外の作業機械に本発明を適用してもよい。
【符号の説明】
【０１２８】
１　第１ハウジング
１ａ　第１端壁
２　第２ハウジング
２ａ　第２端壁
２ｃ　壁体
３　シャフト（駆動軸）
４　シリンダバレル
５　複数のプランジャ
８　斜板
１１　馬力制御バネ
１３　馬力切換ピストン
１５　ストッパ
１６　油室
４１　傾転制御ピストン（ロードセンシング制御用）
４４　ＬＳ制御弁
５０　ディーゼルエンジン
６０ａ～６０ｈ　油圧アクチュエータ
８０　コントロールバルブ
１００　電動機／発電機
１０１　インバータ
１０２　バッテリ
２００　ポンプ装置
２０１　ピストンポンプ（メインポンプ）
２０２　ギアポンプ（補助ポンプ）
２０３　パイロットポンプ
３００　馬力切換弁
４００　パイロットポンプ
４０２　ゲートロックバルブ
４０３ａ～４０３ｈ　パイロットバルブ
６００　コントローラ
６０３～６０８　状態量センサ（６０３　位置センサ）
６５０　ゲートロックレバー
６５１　運転席

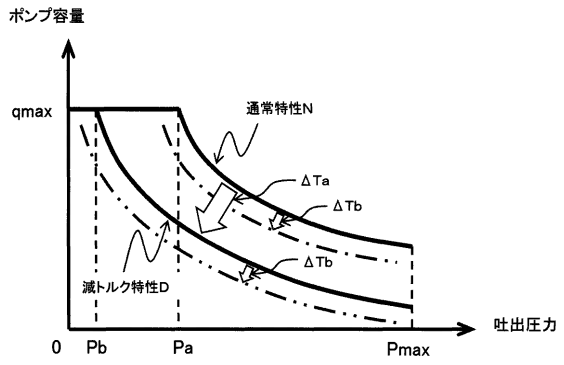
【図１】


2c
17
16
2
14
13
15
13a
2b
2a
7
4
11
22
21
20
18
5
8
6
1
12
19
9
201
1b
10
1c
1a
3
200

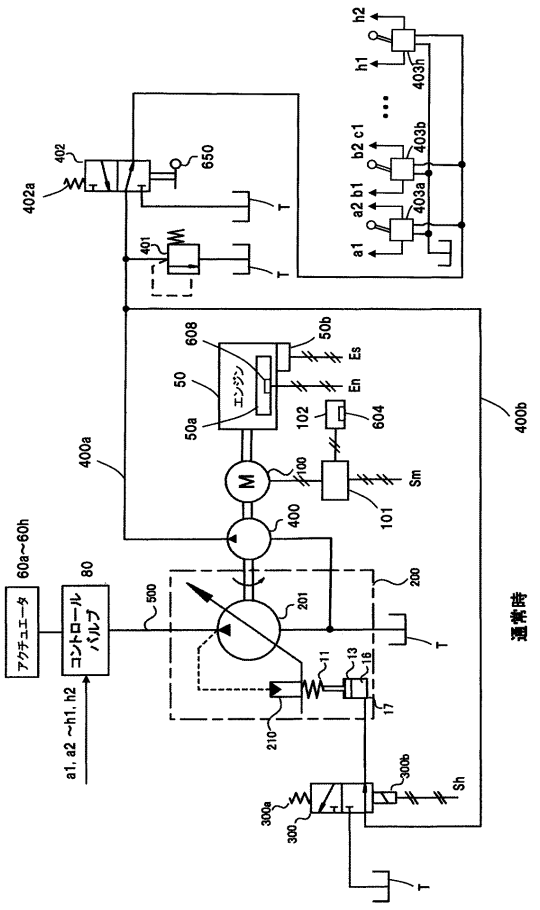
【図２】


2c
17
16
2
14
13
13a
15
2b
2a
7
4
11
22
21
20
18
5
8
6
1
12
19
9
201
1b
10
1c
1a
3
200

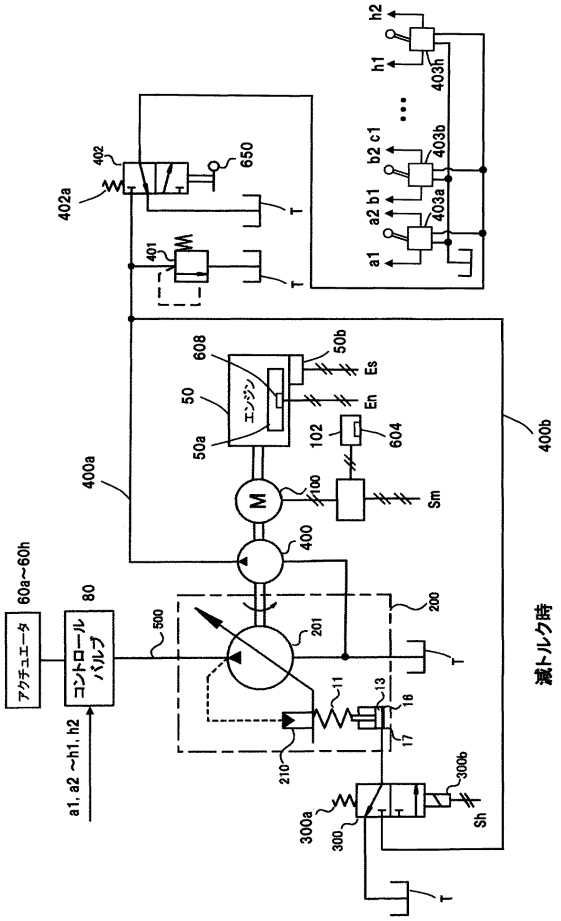
【図３】


ポンプ容量
qmax
通常特性N
ΔTa
ΔTb
ΔTb
減トルク特性D
0
Pb
Pa
Pmax
吐出圧力

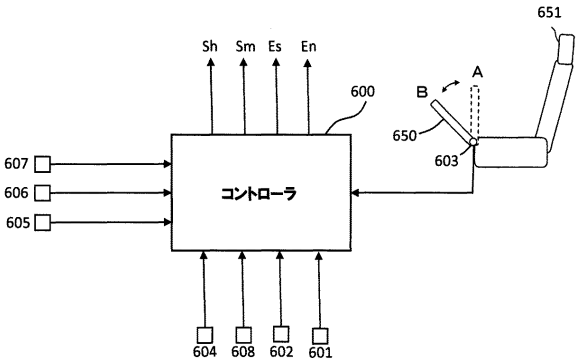
【図４】


h2
h1
403h
b2 c1
403b
a2 b1
403a
a1
402
650
402a
T
401
608
50b
Es
50
エンジン
En
50a
102
604
400b
400a
100
Sm
M
101
400
60a~60h
80
アクチュエータ
コントロールバルブ
500
200
201
11
13
15
17
210
a1, a2 ~h1, h2
300b
Sh
300a
300
通常時

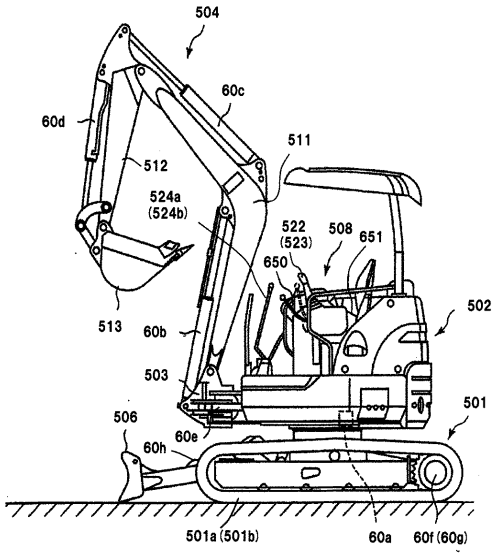
【図５】


減トルク時
アクチュエータ
コントロールバルブ
エンジン
コントローラ
a1, a2 ~h1, h2

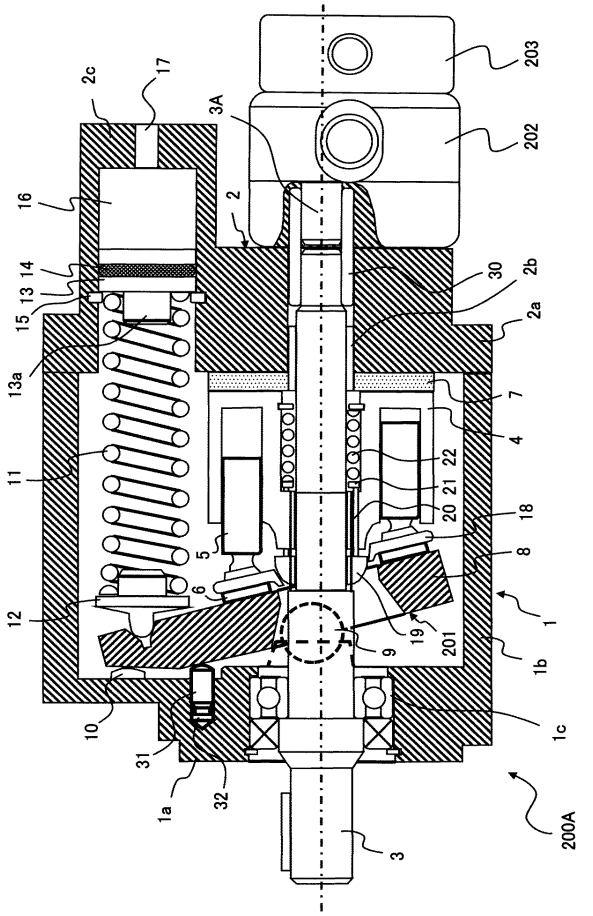
【図６】


コントローラ
Sh
Sm
Es
En
600
607
606
605
604
608
602
601
651
650
603
A
B

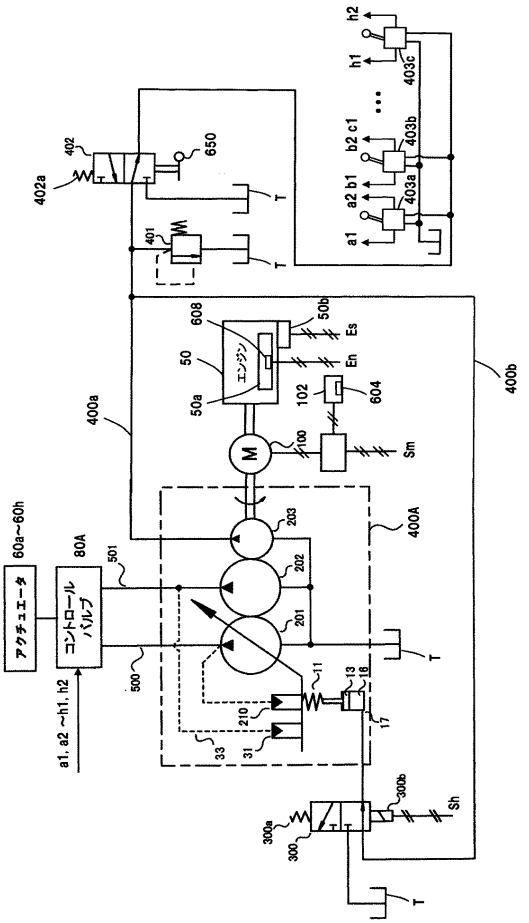
【図７】


504
60c
60d
511
512
524a
(524b)
522
(523)
508
651
650
502
513
60b
503
501
506
60h
60e
501a(501b)
60a
60f(60g)

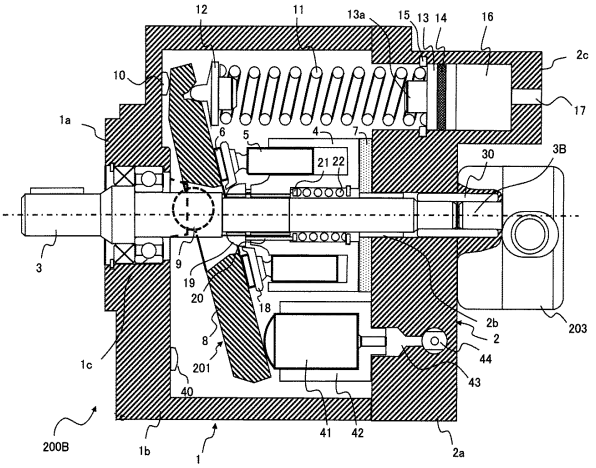
【図８】


203
202
2c
17
3A
16
2
2b
30
14
13
15
2a
13a
7
4
11
22
21
20
18
5
8
6
12
19
9
201
1
1b
10
1c
31
1a
32
3
200A

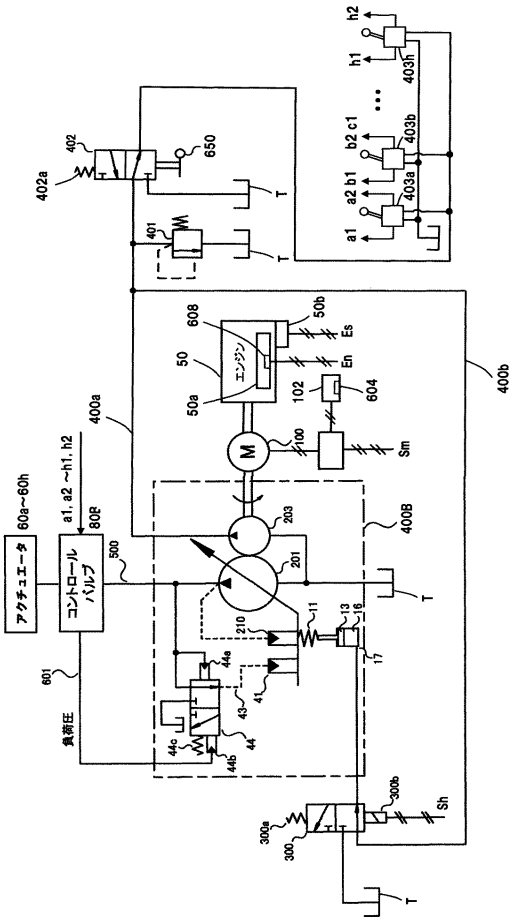
【図９】


アクチュエータ
60a~60h
コントロールバルブ
80A
a1, a2 ~h1, h2
エンジン
M
Sm
Es
En
Sh
T
400a
400b
400A
402a
402
650
401
403a
403b
403c
a1
a2 b1
b2 c1
h1
h2
50
50a
50b
100
102
201
202
203
210
11
13
16
17
31
33
300
300a
300b
501
500
604
608

【図１０】


1
1a
1b
1c
2
2a
2b
2c
3
3B
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
13a
14
15
16
17
18
19
20
21
22
30
40
41
42
43
44
200B
201
203

【図１１】


アクチュエータ
60a~60h
コントロールバルブ
80B
a1, a2 ~h1, h2
負荷圧
エンジン
M
Sm
Es
En
Sh
T
400a
400b
400B
402a
402
650
401
403a
403b
403h
a1
a2 b1
b2 c1
h1
h2
50
50a
50b
100
102
201
203
210
11
13
16
17
41
43
44
44a
44b
44c
300
300a
300b
501
500
601
604
608

フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I
E02F 9/20 (2006.01) E02F 9/20 Z

(72)発明者 森 和繁
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
(72)発明者 中村 夏樹
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

審査官 岩田 健一

(56)参考文献 特開平０９－１７７７０４（ＪＰ，Ａ）
特開２０１０－０５３８５４（ＪＰ，Ａ）
特開２００４－０１１２５６（ＪＰ，Ａ）
特開２０１２－０４７１０７（ＪＰ，Ａ）
特開平１０－１５３１３７（ＪＰ，Ａ）
特開２００５－２３３１２０（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)
Ｆ０４Ｂ １／２２
Ｆ０４Ｂ １／２６
Ｆ０４Ｂ ４９／０８
Ｆ０４Ｂ ４９／１４
Ｆ０４Ｂ ４９／２２
Ｅ０２Ｆ ９／２０