

(19)日本国特許庁(JP)

(12)特許公報(B2)

(11)特許番号
特許第7261894号
(P7261894)

(45)発行日 令和5年4月20日(2023.4.20)

(24)登録日 令和5年4月12日(2023.4.12)

(51)国際特許分類

F I

F 0 4 B 49/06 (2006.01)

F 0 4 B 49/06 3 2 1 A

F 1 5 B 11/02 (2006.01)

F 0 4 B 49/06 3 3 1 A

F 1 5 B 11/17 (2006.01)

F 1 5 B 11/02 C

F 1 5 B 11/028 (2006.01)

F 1 5 B 11/17

F 1 5 B 11/028 G

請求項の数 6 (全21頁)

(21)出願番号 特願2021-548006(P2021-548006)
(86)(22)出願日 令和1年9月24日(2019.9.24)
(86)国際出願番号 PCT/JP2019/037330
(87)国際公開番号 WO2021/059337
(87)国際公開日 令和3年4月1日(2021.4.1)
審査請求日 令和3年11月10日(2021.11.10)

(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
弁理士法人開知
(72)発明者 高橋 究
滋賀県甲賀市水口町笹が丘1番2号
株式会社日立建機ティエラ内
(72)発明者 木原 聖一
滋賀県甲賀市水口町笹が丘1番2号
株式会社日立建機ティエラ内
(72)発明者 小川 雄一
滋賀県甲賀市水口町笹が丘1番2号
株式会社日立建機ティエラ内
(72)発明者 石井 剛史

最終頁に続く

(54)【発明の名称】 電動式油圧作業機械

(57)【特許請求の範囲】

【請求項1】

電動機と、前記電動機によって駆動される油圧ポンプと、前記電動機の目標回転数に基づいて前記電動機の回転数を制御するコントローラとを備え、前記油圧ポンプを駆動して作業を行う電動式油圧作業機械において、

前記電動機が消費可能な最大許容動力を設定する最大許容動力設定装置と、

前記油圧ポンプの吐出圧力を検出する圧力センサと、

前記電動機の目標回転数を指示する目標回転数指示装置とを備え、

前記コントローラは、

前記油圧ポンプの容量と、前記圧力センサによって検出された前記油圧ポンプの吐出圧力と、前記目標回転数指示装置によって指示された前記電動機の目標回転数とに基づいて前記油圧ポンプが消費しようとしている目標動力を算出し、

前記目標動力と前記最大許容動力設定装置によって設定された前記最大許容動力の小さい方の動力に基づいて前記電動機の第1目標回転数を算出し、前記第1目標回転数と前記目標回転数指示装置によって指示された前記電動機の目標回転数の小さい方の目標回転数を第2目標回転数として選択し、前記第2目標回転数に基づいて前記目標動力が前記最大許容動力の範囲内になるように前記電動機の目標回転数を制御することを特徴とする電動式油圧作業機械。

【請求項2】

請求項1記載の電動式油圧作業機械において、

前記電動機に電力を供給する電源を更に備え、

前記最大許容動力設定装置には、前記電動機に電力を供給する電源に対応する最大許容動力が、前記電源の種類に応じて複数記憶されていることを特徴とする電動式油圧作業機械。

【請求項 3】

請求項 1 記載の電動式油圧作業機械において、

前記油圧ポンプは可変容量型であり、

前記コントローラは、前記油圧ポンプの吸収トルク特性と同じ特性を設定したテーブルを有し、前記テーブルに前記圧力センサによって検出された前記油圧ポンプの吐出圧力を参照して前記油圧ポンプの容量を算出し、算出した前記油圧ポンプの容量を用いて前記目

10

【請求項 4】

請求項 3 記載の電動式油圧作業機械において、

前記油圧ポンプは、前記油圧ポンプの吐出圧力が導かれ、前記油圧ポンプの吸収トルクが所定値を超えないように前記油圧ポンプの容量を制御するトルク制御ピストンを備えたレギュレータを有し、

前記テーブルは、前記吸収トルク特性として、前記トルク制御ピストンによって制御される前記油圧ポンプの吸収トルク特性と同じ特性を設定していることを特徴とする電動式油圧作業機械。

【請求項 5】

20

請求項 1 記載の電動式油圧作業機械において、

前記油圧ポンプは、第 1 油圧ポンプと第 2 油圧ポンプとを含む複数の油圧ポンプにより構成されており、

前記圧力センサは、前記第 1 油圧ポンプの吐出圧力を検出する第 1 圧力センサと、前記第 2 油圧ポンプの吐出圧力を検出する第 2 圧力センサとを含む複数の圧力センサを備えており、

前記コントローラは、前記第 1 及び第 2 の油圧ポンプの容量と、前記第 1 及び第 2 圧力センサによって検出された前記第 1 及び第 2 油圧ポンプの吐出圧力と、前記電動機の目標回転数とに基づいて前記第 1 及び第 2 油圧ポンプが消費しようとしている動力を前記目標動力として算出することを特徴とする電動式油圧作業機械。

30

【請求項 6】

請求項 5 記載の電動式油圧作業機械において、

前記第 1 油圧ポンプは可変容量型であり、前記第 2 油圧ポンプは固定容量型であり、

前記第 1 油圧ポンプは、前記第 1 油圧ポンプの吐出圧力と前記第 2 油圧ポンプの吐出圧力がそれぞれ導かれ、前記第 1 油圧ポンプの吸収トルクと前記第 2 油圧ポンプの吸収トルクの合計が所定値を超えないように前記第 1 油圧ポンプの容量を制御する第 1 及び第 2 トルク制御ピストンを備えたレギュレータを有し、

前記コントローラは、前記第 1 及び第 2 トルク制御ピストンによって制御される前記第 1 油圧ポンプの吸収トルク特性と同じ特性を設定した第 1 テーブルと、前記第 2 油圧ポンプの吸収トルク特性と同じ特性を設定した第 2 テーブルとを有し、前記第 1 テーブルに前記第 1 圧力センサ及び前記第 2 圧力センサによって検出された前記第 1 油圧ポンプの吐出圧力を参照して前記第 1 油圧ポンプの容量を算出し、算出した前記第 1 油圧ポンプの容量と、前記電動機の目標回転数と、前記第 1 圧力センサによって検出された前記第 1 油圧ポンプの吐出圧とを用いて第 1 目標動力を算出し、前記第 2 テーブルに前記第 2 圧力センサによって検出された前記第 2 油圧ポンプの吐出圧を参照して前記第 2 油圧ポンプの容量を算出し、算出した前記第 2 油圧ポンプの容量と、前記電動機の目標回転数と、前記第 2 圧力センサによって検出された前記第 2 油圧ポンプの吐出圧とを用いて第 2 目標動力を算出し、前記第 1 目標動力と前記第 2 目標動力を加算して前記目標動力を算出することを特徴とする電動式油圧作業機械。

40

【発明の詳細な説明】

50

【技術分野】

【0001】

本発明は、電動機により油圧ポンプを駆動して各種作業を行う油圧ショベル等の電動式油圧作業機械に関する。

【背景技術】

【0002】

電動機により油圧ポンプを駆動し、複数のアクチュエータにより各種作業を行う油圧ショベル等の電動式油圧作業機械が、エンジンによる排ガスを出さない点や、低騒音である点などの特徴により、排ガス排出が好ましくない環境、例えば屋内や地下等の作業環境で利用されている。

10

【0003】

特許文献1には、内蔵のバッテリーに加え、商用電源接続コネクタ及び外部バッテリー接続コネクタと、その商用電源接続コネクタから供給される交流電力を直流電力に変換し、その直流電力を、内蔵バッテリーから電動機駆動用インバータへ直流電力を供給するラインに合流させる交流・直流変換器と、外部バッテリーから供給される直流電力の電圧を変換し、その直流電力を、前記と同様に内蔵バッテリーから電動機駆動用インバータへ直流電力を供給するラインに合流させる電圧調整器を備える電動式油圧作業機械が開示されている。

【0004】

特許文献1の技術を用いれば、商用電源接続コネクタ及び外部バッテリー接続コネクタを備えているので、稼働中に内蔵バッテリーの充電残容量が不足するような事態が生じても、商用電源接続コネクタを介して給電される商用交流電力、或いは外部バッテリー接続コネクタを介して供給される直流電力を用いて油圧ポンプを駆動することができる。これにより電動式油圧作業機械の継続的な稼働が可能となり、内蔵バッテリーの充電切れに起因し、電動式油圧作業機械が建設現場において運転不能となるような事態を回避することができる。

20

【先行技術文献】

【特許文献】

【0005】

【文献】特開2009-84838号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

30

【0006】

しかしながら、特許文献1においても、下記の問題があった。

【0007】

例えば、内蔵バッテリーの充電残容量が低下した状態で作業機（例えば油圧ショベルのフロント作業機）を操作すると、油圧ポンプを駆動する電動機の消費電力によりバッテリー電圧が急激に低下し、バッテリー電圧が電動機を駆動するインバータの許容範囲を下回ってしまい、電動式油圧作業機械が急停止してしまう場合があった。

【0008】

商用電源接続コネクタを介して商用電源で稼働している場合においても、油圧ポンプを駆動する電動機の消費電力（または電流）が、商用電源の電力容量（または電流容量）を超えてしまい、商用電源に備えられたブレーカが遮断作動し、電動式油圧作業機械が急激に動作を停止し、作業機が急停止してしまう場合があった。

40

【0009】

このように、電動式油圧作業機械の作業機が作動中に急停止すると、作業機械の安定性が損なわれて転倒の可能性が発生する場合や、インバータやブレーカをその都度復帰しないといけななど、オペレータの利便性を損なう場合などがあった。

【0010】

本発明の目的は、電動機により油圧ポンプを駆動して作業を行う電動式油圧作業機械において、油圧ポンプが消費しようとしている動力が増加した場合に、電動機の消費動力が予め決められた値を越えないようにし、内蔵バッテリー電圧の異常低下や、商用電源のブレ

50

一力作動によって発生する作業機の急停止を確実に防ぐことができる電動式油圧作業機械を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0011】

このような課題を解決するため、本発明は、電動機と、前記電動機によって駆動される油圧ポンプと、前記電動機の目標回転数に基づいて前記電動機の回転数を制御するコントローラとを備え、前記油圧ポンプを駆動して作業を行う電動式油圧作業機械において、前記電動機が消費可能な最大許容動力を設定する最大許容動力設定装置と、前記油圧ポンプの吐出圧力を検出する圧力センサと、前記電動機の目標回転数を指示する目標回転数指示装置とを備え、前記コントローラは、前記油圧ポンプの容量と、前記圧力センサによって検出された前記油圧ポンプの吐出圧力と、前記目標回転数指示装置によって指示された前記電動機の目標回転数とに基づいて前記油圧ポンプが消費しようとしている目標動力を算出し、前記目標動力と前記最大許容動力設定装置によって設定された前記最大許容動力の小さい方の動力に基づいて前記電動機の第1目標回転数を算出し、前記第1目標回転数と前記目標回転数指示装置によって指示された前記電動機の目標回転数の小さい方の目標回転数を第2目標回転数として選択し、前記第2目標回転数に基づいて前記目標動力が前記最大許容動力の範囲内になるように前記電動機の目標回転数を制御するものとする。

10

【発明の効果】

【0012】

本発明によれば、電動機が消費する動力が、最大許容動力以下に確実に制限されるので、電動式油圧作業機械の稼動中に、電動機に電力を供給する内蔵バッテリー電圧の異常低下や、商用電源のブレーカが遮断位置に作動することを防止し、作業機の急停止を確実に防止することができる。

20

【図面の簡単な説明】

【0013】

【図1】第1の実施の形態における電動式油圧作業機械の外観を示す図である。

【図2】第1の実施の形態における電動式油圧作業機械に備えられた油圧駆動装置を示す図である。

【図3】トルク制御ピストン12dによって制御されるメインポンプ2の吸収トルク特性を示す図である。

30

【図4】第1の実施の形態におけるコントローラ50の機能ブロック図である。

【図5】第2の実施の形態の電動式油圧作業機械に備えられた油圧駆動装置を示す図である。

【図6】トルク制御ピストンによって制御されるメインポンプの吸収トルク特性を示す図である。

【図7】固定容量型のメインポンプの吸収トルク特性を示す図である。

【図8】第2の実施の形態におけるコントローラ55の機能ブロック図である。

【発明を実施するための形態】

【0014】

以下、本発明の実施の形態を図面に従い説明する。

40

【0015】

<第1の実施の形態>

～構成～

図1は、本発明の第1の実施の形態における電動式油圧作業機械の外観を示す図である。

【0016】

電動式油圧作業機械は、下部走行体101と、上部旋回体102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111、アーム112、バケット113から構成されている。上部旋回体102と下部走行体101は旋回輪215によって回転自在に接続され、上部旋回体102は下部走行体101に対し旋回モータ3cの回転によって旋回可能である。上部旋回体102の前部にはスイングポスト103が取付

50

けられ、このスイングポスト103にフロント作業機104が上下動可能に取付けられている。スイングポスト103はスイングシリンダ3eの伸縮により上部旋回体102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111、アーム112、バケット113はブームシリンダ3a、アームシリンダ3b、バケットシリンダ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、右左の走行装置105a、105bと、ブレードシリンダ3hの伸縮により上下動作を行うブレード106が取付けられている。右左の走行装置105a、105bはそれぞれ駆動輪210a、210b、アイドル211a、211b、履帯212a、212bを備え、右左の走行モータ3f、3gの回転により駆動輪210a、210bを介して履帯212a、212bを駆動することによって走行を行う。

10

【0017】

上部旋回体102には、旋回フレーム107の上にバッテリー70を搭載するバッテリー搭載部109と、内部に運転室108を形成したキャビン110が設置され、運転室108内には、運転席122と、ブームシリンダ3a、アームシリンダ3b、バケットシリンダ3d、旋回モータ3c用の右左の操作レバー装置124A、124Bと、モニタ80と、ゲートロックレバー24(図2参照)が設けられている。

【0018】

図2は、第1の実施の形態における電動式油圧作業機械に備えられた油圧駆動装置を示す図である。

【0019】

20

油圧駆動装置は、電動機1と、電動機1によって駆動される可変容量型のメインの油圧ポンプ(以下メインポンプという)2及び固定容量型のパイロットポンプ30と、メインポンプ2から吐出された圧油によって駆動される複数のアクチュエータである、ブームシリンダ3a、アームシリンダ3b、旋回モータ3c、バケットシリンダ3d(図1参照)、スイングシリンダ3e(同)、走行モータ3f、3g(同)、ブレードシリンダ3h(同)と、メインポンプ2から吐出された圧油を複数のアクチュエータ3a、3b、3c、3d、3e、3f、3g、3hへ導くための圧油供給路5と、圧油供給路5の下流に接続され、メインポンプ2から吐出された圧油が導かれる制御弁ブロック4とを備えている。以下、「アクチュエータ3a、3b、3c、3d、3f、3g、3h」は「アクチュエータ3a、3b、3c・・・」と簡略して表記する。

30

【0020】

制御弁ブロック4は、メインポンプ2から吐出された圧油を複数のアクチュエータ3a、3b、3c・・・に分配して供給する制御弁装置であり、制御弁ブロック4内には、複数のアクチュエータ3a、3b、3c・・・を制御するための複数の方向切換弁6a、6b、6c・・・と、複数の方向切換弁6a、6b、6c・・・の各メータイン開口の下流側にそれぞれ位置する複数の圧力補償弁7a、7b、7c・・・とが配置されている。複数の圧力補償弁7a、7b、7c・・・には、圧力補償弁7a、7b、7c・・・のスプールを閉じ方向に付勢する向きに方向切換弁6a、6b、6c・・・メータイン開口の上流側の圧力が導かれ、開き方向に付勢する向きにアクチュエータ3a、3b、3c・・・の負荷圧と、後述する差圧減圧弁11の出力圧が導かれる。圧力補償弁7a、7b、7c・・・と方向切換弁6a、6b、6c・・・の間には、それぞれ、方向切換弁6a、6b、6c・・・から圧力補償弁7a、7b、7c・・・への圧油の逆流を防止するチェック弁8a、8b、8c・・・が設けられている。

40

【0021】

また、制御弁ブロック4内には、複数の方向切換弁6a、6b、6c・・・の負荷圧検出ポートに接続されたシャトル弁9a、9b、9c・・・が配置されている。シャトル弁9a、9b、9c・・・はトーナメント形式に接続されており、最上位のシャトル弁9aに最高負荷圧が検出され、油路8に出力される。

【0022】

更に、制御弁ブロック4内には、圧油供給路5の下流に、圧油供給路5の圧力(メイン

50

ポンプ 2 の吐出圧力) が予め決められた設定圧力以上になると圧油供給路 5 の圧油をタンクに排出するメインリリーフ弁 1 4 と、圧油供給路 5 の圧力 (メインポンプ 2 の吐出圧力) P_{ps} と後述する最高負荷圧 P_{plmax} との差圧を絶対圧 $P_{ls} (= P_{ps} - P_{plmax})$ として出力する差圧減圧弁 1 1 と、圧油供給路 5 の圧力 (メインポンプ 2 の吐出圧力) P_{ps} と最高負荷圧 P_{plmax} との差圧がある設定圧 (アンロード差圧) 以上になると圧油供給路 5 の圧油をタンクに排出するアンロード弁 1 5 とが配置されている。アンロード弁 1 5 は、アンロード弁 1 5 のスプールを閉じ方向に付勢する受圧部 1 5 a, 1 5 d 及びバネ 1 5 b と、開方向に付勢する受圧部 1 5 c とを有し、受圧部 1 5 a に複数のアクチュエータ 3 a, 3 b, 3 c . . . の最高負荷圧 P_{plmax} が導かれ、受圧部 1 5 d に後述する原動機回転数検出弁 1 3 の出力圧 P_{gr} (目標 LS 差圧) が導かれ、受圧部 1 5 c に圧油供給路 5 の圧力 (メインポンプ 2 の吐出圧力) P_{ps} が導かれ、バネ 1 5 b のバネ定数と、受圧部 1 5 d に導かれる原動機回転数検出弁 1 3 の出力圧 (目標 LS 差圧 P_{gr}) によりアンロード弁 1 5 のアンロード差圧が設定される。

10

【 0 0 2 3 】

可変容量型のメインポンプ 2 はレギュレータ 1 2 を有し、レギュレータ 1 2 は、圧油供給路 5 の圧力 (メインポンプ 2 の吐出圧力) P_{ps} が導かれ、メインポンプ 2 の吸収トルクがバネ 1 2 e により設定された所定値を超えないようにメインポンプ 2 の容量 (傾転角) を制御するトルク制御ピストン 1 2 d を備えている。

【 0 0 2 4 】

図 3 は、トルク制御ピストン 1 2 d によって制御されるメインポンプ 2 の吸収トルク特性を示す図である。図 3 において、横軸はメインポンプ 2 の吐出圧力 P_{ps} 、縦軸はメインポンプ 2 の容量 q (傾転角) である。

20

【 0 0 2 5 】

メインポンプ 2 の吐出圧力 P_{ps} が P_{pq1} に上昇するまでは、メインポンプ 2 の容量 q はメインポンプ 2 の仕様で決まる最大容量 q_{max} と等しく、吐出圧力 P_{ps} が P_{pq1} 以上に上昇すると、吐出圧力 P_{ps} が上昇するにしたがって容量 q は最大容量 q_{max} より徐々に小さくなっていき、吐出圧力 P_{ps} が P_{pq2} に達すると容量 q は q_{min} と等しくなる。吐出圧力が P_{pq1} から P_{pq2} にある間、メインポンプ 2 の吸収トルクはバネ 1 2 e により設定された所定値に保たれる。 P_{pq2} はメインリリーフ弁 1 4 の設定圧力によって定まる最大圧力である。

【 0 0 2 6 】

レギュレータ 1 2 は、また、メインポンプ 2 の吐出流量を制御する流量制御ピストン 1 2 c と、流量制御ピストン 1 2 c に後述するパイロットリリーフ弁 3 2 によって生成される一定のパイロット圧 P_{i0} を導くか、流量制御ピストン 1 2 c の圧力をタンクに排出するかを切替える LS 弁 1 2 b とを備えている。

30

【 0 0 2 7 】

LS 弁 1 2 b には、流量制御ピストン 1 2 c に一定のパイロット圧 P_{i0} を導くように切り換える方向に、差圧減圧弁 1 1 の出力圧 P_{ls} が導かれ、流量制御ピストン 1 2 c の圧油をタンクに排出するように切り換える方向に、原動機回転数検出弁 1 3 の出力圧 P_{gr} (目標 LS 差圧) が導かれる。LS 弁 1 2 b と流量制御ピストン 1 2 c は、圧油供給路 5 の圧力 (メインポンプ 2 の吐出圧力) P_{ps} が、メインポンプ 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 P_{lmax} より原動機回転数検出弁 1 3 の出力圧 P_{gr} (目標 LS 差圧) だけ高くなるようメインポンプ 2 の容量を制御する。

40

【 0 0 2 8 】

原動機回転数検出弁 1 3 はパイロットポンプ 3 0 のパイロット圧供給路 3 1 a に設けられ、パイロットポンプ 3 0 の吐出流量から電動機 1 の回転数を検出する。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 とパイロット圧供給路 3 1 b との間に接続された流量検出弁 1 3 a と、その流量検出弁 1 3 a の前後差圧を目標 LS 差圧 P_{gr} として出力する差圧減圧弁 1 3 b とを有している。原動機回転数検出弁 1 3 の下流のパイロット圧供給路 3 1 b には、パイロット圧供給路 3 1 b の圧力を一定に保ち、パイロット圧供給路 3 1 b にパイロット油圧源を形成するパイロットリリーフ弁 3 2 と、パイロット圧供給路

50

3 1 bの圧力を複数の方向切換弁 6 a , 6 b , 6 c . . . を作動するための図示しない複数のパイロットバルブ（減圧弁）に供給するか否かを切り換える切換弁 1 0 0 とが設けられている。複数のパイロットバルブは、ブームシリンダ 3 a、アームシリンダ 3 b、バケットシリンダ 3 d、旋回モータ 3 c用の操作レバー装置 1 2 4 A、1 2 4 B（図 1 参照）を含む複数の操作レバー装置にそれぞれ内蔵され、対応する操作レバー装置の操作レバーを操作することにより作動し、パイロット圧供給路 3 1 bからパイロット圧供給路 3 1 cを経由して導かれた圧油をパイロット一次圧として、複数の方向切換弁 6 a , 6 b , 6 c . . . の作動するための操作パイロット圧を生成する。

【 0 0 2 9 】

切換弁 1 0 0 には、操作レバー装置の操作レバーの操作を許可するか否かを切替えるための前述したゲートロックレバー 2 4 が設けられ、切換弁 1 0 0 は、運転室 1 0 8（図 1 参照）内においてオペレータがゲートロックレバー 2 4 を操作することにより、複数のパイロットバルブ（図示せず）にパイロット圧供給路 3 1 bの圧力がパイロット一次圧として供給されるか、パイロットバルブに供給されたパイロット一次圧をタンクに排出するかが切り換えられる。

10

【 0 0 3 0 】

次に、本実施の形態における電動式油圧作業機械の特徴的な構成を説明する。

【 0 0 3 1 】

本実施の形態において、メインポンプ 2 は電動機 1 によって駆動される油圧ポンプであり、電動式油圧作業機械はメインポンプ 2 を駆動して作業を行う電動式油圧作業機械である。また、電動式油圧作業機械は電動機 1 の目標回転数に基づいて電動機 1 の回転数を制御するコントローラ 5 0 を備え、コントローラ 5 0 は、メインポンプ 2（油圧ポンプ）の容量と、圧力センサ 4 1 によって検出されたメインポンプ 2 の吐出圧力と、電動機 1 の予め設定した目標回転数とに基づいてメインポンプ 2 が消費しようとしている目標動力を算出し、その目標動力が最大許容動力の範囲内になるように電動機 1 の目標回転数を制限する。以下にその詳細を説明する。

20

【 0 0 3 2 】

本実施の形態において油圧駆動装置は、電動機 1 の回転数を制御するためのインバータ 6 0 と、インバータ 6 0 へ直流電力供給路 6 5 を介して直流電力を供給するように接続されたバッテリー 7 0 とを備えている。また、油圧駆動装置は、直流電力供給路 6 5 に接続された AC/DC 変換器 9 0 と、AC/DC 変換器 9 0 に接続されたコネクタ 9 1 とを備え、コネクタ 9 1 に商用電源 9 2 が接続されたとき、商用電源 9 2 から供給される交流電力を基にコネクタ 9 1、AC/DC 変換器 9 0 を介してインバータ 6 0 に直流電力を供給できるように構成されている。

30

【 0 0 3 3 】

油圧駆動装置は、更に、電動機 1 の目標回転数を指示する目標回転数指示ダイヤル（目標回転数指示装置）5 1 と、電動機 1 が消費可能な最大許容動力を設定する最大許容動力設定装置 8 1 を内蔵したモニタ 8 0 と、圧油供給路 5 に接続され、メインポンプ 2 の吐出圧力 Pps として圧油供給路 5 の圧力を検出する圧力センサ 4 1 とを備え、圧力センサ 4 1 の出力、目標回転数指示ダイヤル 5 1 の出力、最大許容動力設定装置 8 1 の出力はそれぞれコントローラ 5 0 に導かれる。コントローラ 5 0 は電動機 1 の目標回転数を指令回転数としてインバータ 6 0 へ出力する。

40

【 0 0 3 4 】

モニタ 8 0 に内蔵された最大許容動力設定装置 8 1 には、電動機 1 に電力を供給する電源に対応する最大許容動力が、電源の種類に応じて複数記憶されており、その記憶した最大許容動力の中から電動機 1 に電力を供給する電源であるバッテリー 7 0 及び商用電源 9 2 に対応するものを選択し、最大許容動力を設定するよう構成されている。最大許容動力として例えば電流値が記憶される。

【 0 0 3 5 】

図 4 は、第 1 の実施の形態におけるコントローラ 5 0 の機能ブロック図である。

50

【 0 0 3 6 】

図 4 において、コントローラ 5 0 は、その処理機能として、テーブル 5 0 a、乗算部 5 0 b、乗算部 5 0 c、最小値選択部 5 0 d、除算部 5 0 e、除算部 5 0 f、最小値選択部 5 0 g を有している。

【 0 0 3 7 】

テーブル 5 0 a には、前述したレギュレータ 1 2 のトルク制御ピストン 1 2 d によって制御されるメインポンプ 2 の吸収トルク特性（図 3 参照）と同じ特性が設定されている。圧力センサ 4 1 からの出力であるメインポンプ 2 の吐出圧力 P_{ps} はテーブル 5 0 a に導かれ、テーブル 5 0 a にメインポンプ 2 の吐出圧力 P_{ps} を参照してメインポンプ 2 の容量 q が算出される。

10

【 0 0 3 8 】

なお、メインポンプ 2 は固定容量型であってもよく、その場合は、後述する第 2 の実施の形態における油圧ポンプ 2 1 のように、図 7 に示すような一定の容量 q_{max} を設定したテーブルを用意し、その時のメインポンプの吐出圧から容量を算出すればよい。また、一定の容量 q_{max} をコントローラ 5 0 のメモリに記憶しておき、その容量 q_{max} を用いてもよい。

【 0 0 3 9 】

目標回転数指示ダイヤル 5 1 からの入力である目標回転数 N_{ac} は、テーブル 5 0 a で算出された容量 q とともに乗算部 5 0 b に導かれ、目標流量 Q_{ac} が算出される。この目標流量 Q_{ac} と圧力センサ 4 1 からの出力であるメインポンプ 2 の吐出圧力 P_{ps} は乗算部 5 0 c に導かれ、目標動力 P_{wac} が算出される。

20

【 0 0 4 0 】

更に、モニタ 8 0 に内蔵された最大許容動力設定装置 8 1 からの出力である最大許容動力 P_{wmax} と、乗算部 5 0 c で算出された目標動力 P_{wac} は最小値選択部 5 0 d に導かれ、制限後動力 P_{wreg} が算出される。制限後動力 P_{wreg} と圧力センサ 4 1 からの出力であるメインポンプ 2 の吐出圧力 P_{ps} は除算部 5 0 e に導かれ、制限後流量 Q_{reg} が算出される。制限後流量 Q_{reg} とテーブル 5 0 a で算出された容量 q は除算部 5 0 f に導かれ、制限後回転数 N_{reg} が算出される。

【 0 0 4 1 】

制限後回転数 N_{reg} と目標回転数指示ダイヤル 5 1 からの入力である目標回転数 N_{ac} は最小値選択部 5 0 g に入力され、制限後回転数 N_{reg} と目標回転数 N_{ac} の小さい方の値が指令回転数 N_d として選択され、インバータ 6 0 へ出力される。

30

【 0 0 4 2 】

このようにコントローラ 5 0 は、目標動力 P_{wac} と最大許容動力設定装置 8 1 によって設定された最大許容動力 P_{wmax} の小さい方の動力である制限後動力 P_{wreg} に基づいて電動機 1 の第 1 目標回転数（制限後回転数） N_{reg} を算出し、この第 1 目標回転数 N_{reg} と目標回転数指示装置（目標回転数指示ダイヤル）5 1 によって指示された電動機 1 の目標回転数 N_{ac} の小さい方の目標回転数を第 2 目標回転数（指令目標回転数） N_d として選択し、第 2 目標回転数 N_d に基づいて電動機 1 の回転数を制御する。

【 0 0 4 3 】

～動作～

第 1 の実施の形態の動作を説明する。

40

【 0 0 4 4 】

固定容量式のパイロットポンプ 3 0 から吐出された圧油は、パイロット圧供給路 3 1 a に供給され、原動機回転数検出弁 1 3 は、パイロットポンプ 3 0 の吐出流量に応じて目標 LS 差圧 P_{gr} を出力する。パイロットリリーフ弁 3 2 によって生成されるパイロット 1 次圧は、ゲートロックレバーによって切替作動される切替弁 1 0 0 を介して、操作レバー装置 1 2 4 A、1 2 4 B を含む複数の操作レバー装置のそれぞれのパイロットバルブに供給される。

【 0 0 4 5 】

操作レバー装置 1 2 4 A、1 2 4 B（図 1 参照）を含む複数の操作レバー装置のうち任意

50

の操作レバー装置の操作レバーを操作すると対応するパイロットバルブが作動して対応する方向切換弁が切り換わり、対応するアクチュエータに圧油が供給される。このとき方向切換弁は操作レバーの操作量に応じたストロークで切り換わり、電動機 1 により駆動されるメインポンプ 2 は、レギュレータ 1 2 のLS弁 1 2 bと流量制御ピストン 1 2 cによるロードセンシング制御により操作レバーの操作量に応じた流量を吐出し、アクチュエータは操作レバーの操作量に応じた速度で駆動される。

【 0 0 4 6 】

なお、本実施の形態において、LS弁 1 2 bと流量制御ピストン 1 2 cによるメインポンプ 2 の流量制御は、一般的なロードセンシング制御であるため、その詳細は省略する。

【 0 0 4 7 】

バッテリー 7 0 から供給される直流電力、或いは商用電源 9 2 からコネクタ 9 1 を介し AC / DC 変換器 9 0 により交流電力から変換され供給される直流電力、或いはその両方の直流電力が、直流電力供給路 6 5 を介して、電動機 1 を駆動するインバータ 6 0 へ供給される。

【 0 0 4 8 】

モニタ 8 0 内に内蔵された最大許容動力設定装置 8 1 から予め設定された最大許容動力 P_{wmax} がコントローラ 5 0 に入力される。

【 0 0 4 9 】

圧力センサ 4 1 からの出力はポンプ吐出圧力 P_{ps} として、目標回転数指示ダイヤル 5 1 からの出力は目標回転数 N_{ac} として、それぞれコントローラ 5 0 に入力される。

【 0 0 5 0 】

以下に、コントローラ 5 0 内の処理を場合分けして説明する。

【 0 0 5 1 】

(a) メインポンプ 2 の目標動力 P_{wac} が最大許容動力 P_{wmax} と同じか、または小さい場合 ($P_{wac} \leq P_{wmax}$)

最小値選択部 5 0 d には、最大許容動力 P_{wmax} と目標動力 P_{wac} が導かれ、最小値である P_{wac} が選択され、制限後動力 P_{wreg} は $P_{wreg} = P_{wac}$ となる。

【 0 0 5 2 】

除算部 5 0 e では、 P_{wreg} / P_{ps} が計算される。このとき、 $P_{wac} \leq P_{wmax}$ の場合は、 $P_{wreg} = P_{wac}$ であるので、制限後流量 Q_{reg} は $Q_{reg} = P_{wreg} / P_{ps} = P_{wac} / P_{ps} = Q_{ac}$ となる。

【 0 0 5 3 】

除算部 5 0 f では、 Q_{reg} / q が計算される。このとき、前述のように $Q_{reg} = Q_{ac}$ であるので、制限後回転数 N_{reg} は $N_{reg} = Q_{reg} / q = Q_{ac} / q = N_{ac}$ となる。

【 0 0 5 4 】

制限後回転数 N_{reg} と目標回転数 N_{ac} が最小値選択部 5 0 g に入力され、最小値が選択される。このとき、前述のように $N_{reg} = N_{ac}$ なので、コントローラ 5 0 からインバータ 6 0 へ出力される指令回転数 N_d は、最小値選択部 5 0 g で制限されることなく、 $N_d = N_{ac}$ となる。

【 0 0 5 5 】

(b) メインポンプ 2 の目標動力 P_{wac} が最大許容動力 P_{wmax} より大きい場合 ($P_{wac} > P_{wmax}$)

最小値選択部 5 0 d には、最大許容動力 P_{wmax} と目標動力 P_{wac} がそれぞれ導かれる。この場合は最大許容動力 P_{wmax} が最小値として選択され、制限後動力 P_{wreg} は $P_{wreg} = P_{wmax}$ となる。

【 0 0 5 6 】

除算部 5 0 e により、制限後流量 Q_{reg} は $Q_{reg} = P_{wmax} / P_{ps}$ と算出される。このときは、元々、 $Q_{ac} = P_{wac} / P_{ps}$ の関係が成り立っているので、これら 2 つの式から、 $Q_{reg} / Q_{ac} = P_{wmax} / P_{wac}$ (< 1) の関係が成り立つ。

【 0 0 5 7 】

続いて、除算部 5 0 f により、制限後回転数 N_{reg} は、 $N_{reg} = Q_{reg} / q = P_{wmax} / P_{ps}$

10

20

30

40

50

/qと算出される。この場合も、元々、 $Nac = Qac / q$ の関係が成り立っているため、これら2つの式から、 $Nreg / Nac = Qreg / Qac = Pwmax / Pwac (< 1)$ の関係が成立する。

【0058】

制限後回転数Nregと目標回転数Nacは最小値選択部50gに入力される。このときは、前述のように $Nreg < Nac$ なので、目標回転数Nacより小さい値であるNregが指令回転数Ndとして選択され、コントローラ50からインバータ60へ出力される。

【0059】

～効果～

本実施の形態においては、以下の効果が得られる。

【0060】

1. コントローラ50は、メインポンプ2の容量qと、圧力センサ41によって検出されたメインポンプ2の吐出圧力Ppsと、電動機1の目標回転数Nacとに基づいてメインポンプ2が消費しようとしている目標動力Pwacを算出し、目標動力Pwacが最大許容動力Pwmaxの範囲内になるように指令回転数Ndをインバータ60に出力し、電動機1の目標回転数Nacを制限するので、電動機1の消費動力が最大許容動力Pwmax以下に確実に制限される。これにより電動式油圧作業機械の稼働中に、電動機1に電力を供給するバッテリー70の電圧の異常低下や、商用電源92のブレーカが遮断位置に作動することを防止し、フロント作業機104の急停止を確実に防止することができる。

【0061】

2. また、オペレータが目標回転数指示ダイヤル51を手動で操作しなくても、電動機1の消費動力が最大許容動力Pwmaxを越えないように電動機1の目標回転数Nacを制限するので、バッテリー70の電圧の異常低下や、商用電源92のブレーカ作動によって発生するフロント作業機104の急停止を確実に防ぐとともに、必要以上にフロント作業機104の作動速度を低下させることなく、作業効率の低下を最小限に抑えることができる。

【0062】

すなわち、一般的に、電動式油圧作業機械の電動機が消費する電力は、電動機によって駆動される油圧ポンプの消費動力とほぼ等しく、「吐出圧力」×「吐出流量」に比例することが知られており、吐出流量は電動機の回転数に比例するため、電動機の消費電力を抑えたい場合には、オペレータが目標回転数指示ダイヤルの指示値を小さく設定することが一般的に行われている。しかし、目標回転数指示ダイヤルの指示値をどこまで小さく設定すれば電動式油圧作業機械が稼働中に停止することを防ぐことができるのかは、実際の作業を行いながらオペレータが自ら学習する必要がある、その煩わしさからオペレータの快適性を損なう原因になっていた。また、目標回転数指示ダイヤルの指示値を小さくし過ぎると、電動式油圧作業機械の油圧ポンプの負荷が小さく、回転数を低く抑える必要がない場合にも作業機の動作スピードが遅くなってしまい、作業効率を低下させる原因になっていた。

【0063】

本実施の形態では、コントローラ50は、メインポンプ2の容量qと、圧力センサ41によって検出されたメインポンプ2の吐出圧力Ppsと、目標回転数指示ダイヤル51によって指示された電動機1の目標回転数Nacとに基づいてメインポンプ2が消費しようとしている目標動力Pwacを算出する。このため電動式油圧作業機械のオペレータは、電動機1の目標回転数指示ダイヤル51を操作して電動機1の回転数を制限する必要がなく、操作の手間を省くことができる。

【0064】

また、電動機1の目標動力が小さい場合に、不必要に電動機1の回転数を制限し、フロント作業機104の作動速度を低下させることがないので、電動式油圧作業機械の作業効率の低下を最小限に抑えることができる。

【0065】

3. 最大許容動力設定装置81は、予め記憶した複数の最大許容動力の中から電動機1に電力を供給する電源であるバッテリー70及び商用電源92に対応するものを選択し、最

10

20

30

40

50

大許容動力を設定するよう構成されているので、電動式油圧作業機械の扱いに不慣れなオペレータであっても、容易に最大許容動力を設定することができる。

【0066】

4. コントローラ50は、テーブル50aにメインポンプ2の吸収トルク特性(図4参照)と同じ特性を設定し、テーブル50aに圧力センサ1によって検出されたメインポンプ2の吐出圧力Ppsを参照してメインポンプ2の容量qを算出するので、メインポンプ2の吸収トルクを正確に算出し、電動機1に電力を供給するバッテリー70の電圧の異常低下や、商用電源92のブレーカが遮断位置に作動することを確実に防止することができる。

【0067】

5. コントローラ50は、制限後動力Pwregに基づいて算出した電動機1の制限後回転数(第1目標回転数)Nregをそのまま指令回転数Ndとしてインバータ60に出力するのではなく、制限後回転数Nregと目標回転数指示ダイヤル51によって指示された目標回転数Nacの小さい方の目標回転数(第2目標回転数)を指令回転数Ndとしてインバータ60に出力し、電動機1の回転数を制御するので、メインポンプ2の目標動力Pwacが最大許容動力Pwmaxと同じか、または小さい場合($Pwac < Pwmax$)は、コントローラ50の処理速度或いは応答性に影響されることなく、安定した電動機1の回転数制御を行うことができる。

10

【0068】

<第2の実施の形態>

本発明の第2の実施の形態について、その構成、動作、効果を第1の実施の形態と異なる部分を中心に説明する。

20

【0069】

~構成~

図5は、第2の実施の形態の電動式油圧作業機械に備えられた油圧駆動装置を示す図である。

【0070】

第2の実施の形態において、油圧駆動装置は、油圧ポンプがロードセンシングによる流量制御を行わない油圧ポンプであり、かつその油圧ポンプとして、2つの油圧ポンプ(第1及び第2油圧ポンプ)を備える点、2つの油圧ポンプの1つがスプリットフロー型であり、それに対応して、油圧ポンプの吐出圧力を検出する圧力センサとして3つの圧力センサを備える点、制御弁ブロックが分流制御を行わないオープンセンタ型の方向切換弁を備えた制御弁装置である点、油圧ポンプのレギュレータが全トルク制御(複数の油圧ポンプがある場合に、複数の油圧ポンプの吸収トルクの合計が所定値を超えないように1つの油圧ポンプの容量を制御するトルク制御)を行うように構成されている点が第1の実施の形態と異なっている。

30

【0071】

図5において、本実施の形態の油圧駆動装置は、電動機1によって駆動されるスプリットフロータイプの油圧ポンプである可変容量型のメインの油圧ポンプ(第1油圧ポンプ)20と、固定容量型の油圧ポンプであるメインの油圧ポンプ(第2油圧ポンプ)21とを備えている。スプリットフロータイプのメインポンプ20は、斜板、ピストン等を含む共通の圧送機構から押し出された圧油を吐出する2つの吐出ポート20a, 20bを有し、吐出ポート20a, 20bから吐出された圧油はそれぞれの方向切換弁に供給される。

40

【0072】

なお、メインポンプ20は1つの吐出ポートを有する油圧ポンプであってもよい。また、メインポンプ20は1つの吐出ポートを有する2つ以上の油圧ポンプであってもよい。

【0073】

本実施の形態の油圧駆動装置は、また、メインポンプ20の一方の吐出ポート20aから吐出された圧油を複数のアクチュエータ3a, 3d, 3gへ導くための圧油供給路5aと、メインポンプ20の他方の吐出ポート20bから吐出された圧油を複数のアクチュエータ3b, 3fへ導くための圧油供給路5bと、メインポンプ21から吐出された圧油を複数のアク

50

チュエータ 3c, 3e, 3hへ導くための圧油供給路 5cと、圧油供給路 5a, 5b, 5cの下流に接続され、メインポンプ 20, 21から吐出された圧油が導かれる制御弁ブロック 40とを備えている。複数のアクチュエータ 3a, 3b, 3c, 3d, 3e, 3f, 3g, 3hは、第1の実施の形態で説明したように、それぞれ、ブームシリンダ、アームシリンダ、旋回モータ、バケットシリンダ、スイングシリンダ、走行モータ、ブレードシリンダである。

【0074】

制御弁ブロック 40は、メインポンプ 20, 21から吐出された圧油を複数のアクチュエータ 3a, 3b, 3c, 3d, 3e, 3f, 3g, 3hに分配して供給する制御弁装置であり、制御弁ブロック 40内には、複数のアクチュエータ 3a, 3b, 3c, 3d, 3e, 3f, 3g, 3hを制御するための複数の方向切換弁 16a, 16b, 16c, 16d, 16e, 16f, 16g, 16hと、圧油供給路 5a, 5b, 5cに接続され、圧油供給路 5a, 5b, 5cの圧力が予め決められた設定圧力以上になると前記圧油供給路 5a, 5b, 5cの圧油をタンクに排出するメインリリーフ弁 14a, 14b, 14cとが配置され、圧油供給路 5a, 5b, 5cと複数の方向切換弁 16a, 16b, 16c, 16d, 16e, 16f, 16g, 16hとの間には、それぞれ、方向切換弁 16a, 16b, 16c, 16d, 16e, 16f, 16g, 16hから圧油供給路 5a, 5b, 5cへの圧油の逆流を防止するチェック弁 18a, 18b, 18c, 18d, 18e, 18f, 18g, 18hが設けられている。

10

【0075】

可変容量型のメインポンプ 20はレギュレータ 22を有し、レギュレータ 22は、圧油供給路 5a, 5bの圧力（メインポンプ 20の2つの吐出ポート 20a, 20bの吐出圧力）と圧油供給路 5cの圧油がそれぞれ導かれ、メインポンプ 20の吸収トルクとメインポンプ 21の吸収トルクの合計がバネ 22eにより設定された所定値を超えないようにメインポンプ 20の容量（傾転角）を制御するトルク制御ピストン 22f, 22g, 22hを備えている。

20

【0076】

図6は、トルク制御ピストン 22f, 22g, 22hによって制御されるメインポンプ 20の吸収トルク特性を示す図である。図6において、横軸はメインポンプ 20の平均吐出圧力 $(Pps1+Pps2)/2$ 、縦軸はメインポンプ 20の容量 $q12$ （傾転角）である。また、 $Pps1$, $Pps2$ はメインポンプ 20の2つの吐出ポート 20a, 20bのそれぞれの吐出圧力であり、 $Pps3$ はメインポンプ 21の吐出圧力である。

30

【0077】

メインポンプ 20の容量 $q12$ は、図3に示した第1の実施の形態におけるレギュレータ 12の吸収トルク特性と同様に、メインポンプ 20の平均吐出圧力 $(Pps1+Pps2)/2$ が $Ppq1a \sim Ppq1c$ に上昇するまでは、メインポンプ 20の仕様で決まる最大容量 $qmax12$ と等しく、平均吐出圧力 $(Pps1+Pps2)/2$ が $Ppq1a \sim Ppq1c$ 以上に上昇すると、平均吐出圧力 $(Pps1+Pps2)/2$ が上昇するにしたがって容量 $q12$ は最大容量 $qmax12$ より徐々に小さくなっていき、平均吐出圧力 $(Pps1+Pps2)/2$ が $Ppq2$ に達すると容量 $q12$ は $qmin12a \sim qmin12c$ と等しくなる。平均吐出圧力 $(Pps1+Pps2)/2$ が $Ppq1a \sim Ppq1c$ から $Ppq2$ にある間、メインポンプ 20の吸収トルクはバネ 22eにより設定された所定値に保たれる。 $Ppq2$ はメインリリーフ弁 14a, 14bの設定圧力によって決まる最大圧力である。

40

【0078】

$Ppq1a \sim Ppq1c$ から $Ppq2$ の間の特性は、メインポンプ 21の吐出圧力 $Pps3$ の大きさによって変化し、吐出圧力 $Pps3$ の値が小さい場合は曲線a上の特性に、吐出圧力 $Pps3$ の値が大きい場合は、曲線c上の特性に、吐出圧力 $Pps3$ の値がその中間の場合には曲線b上の特性となる。

【0079】

固定容量型のパイロットポンプ 30はパイロット圧供給路 31bに直接接続され、パイロット圧供給路 31bには、第1の実施の形態と同様、パイロットリリーフ弁 32と切換弁 100とが設けられている。

【0080】

50

図7は、固定容量型のメインポンプ21の吸収トルク特性を示す図である。図7において、横軸はメインポンプ21の吐出圧力 P_{ps3} 、縦軸はメインポンプ21の容量 q_3 （傾転角）である。メインポンプ21は固定容量型であるため、メインポンプ21の吐出圧力 P_{ps3} の値に係わらず、容量は q_{max3} で一定である。 P_{pq3} はメインリリーフ弁14cの設定圧力によって定まる最大圧力である。

【0081】

また、本実施の形態において、油圧駆動装置は、インバータ60へ電動機1の目標回転数を指令回転数として出力するコントローラ55を備え、かつ圧油供給路5a, 5bに接続され、メインポンプ20の2つの吐出ポート20a, 20bの吐出圧力 P_{ps1} , P_{ps2} を検出する圧力センサ41a, 41bと、圧油供給路5cに接続され、メインポンプ21の吐出圧力 P_{ps3} を検出する圧力センサ41cとを備えている。圧力センサ41a, 41b, 41cの出力、目標回転数指示ダイヤル51の出力、最大許容動力設定装置81の出力はそれぞれコントローラ55に導かれる。

10

【0082】

図8は、第2の実施の形態におけるコントローラ55の機能ブロック図である。

【0083】

図8において、コントローラ55は、その処理機能として、加算部55a、ゲイン55b、テーブル55c、ゲイン55d、乗算部55e、乗算部55f、加算部55g、テーブル55h、乗算部55i、乗算部55j、最小値選択部55k、ゲイン55l、除算部55m、除算部55n、最小値選択部55oを有している。

20

【0084】

圧力センサ41a, 41bからの出力であるメインポンプ20の吐出圧力 P_{ps1} , P_{ps2} は加算部55aに導かれ、更にゲイン55bで $1/2$ にされ、メインポンプ20の2つの吐出ポート20a, 20bの平均吐出圧力 $(P_{ps1}+P_{ps2})/2$ が算出される。このメインポンプ20の平均吐出圧力 $(P_{ps1}+P_{ps2})/2$ はテーブル55cに導かれる。また、圧力センサ41cからの出力であるメインポンプ21の吐出圧力 P_{ps3} がテーブル55cに導かれる。

【0085】

テーブル55cには、前述したレギュレータ22のトルク制御ピストン22f, 22g, 22hによって制御されるメインポンプ20の吸収トルク特性（図6）と同じ特性が設定されている。メインポンプ20の平均吐出圧力 $(P_{ps1}+P_{ps2})/2$ とメインポンプ21の吐出圧力 P_{ps3} はテーブル55cに導かれ、メインポンプ20の平均吐出圧力 $(P_{ps1}+P_{ps2})/2$ とメインポンプ21の吐出圧力 P_{ps3} をテーブル55cに参照してメインポンプ20の容量 q_{12} が算出される。

30

【0086】

テーブル55cで算出されたメインポンプ20の容量 q_{12} はゲイン55dで2倍にされる。

【0087】

また、目標回転数指示ダイヤル51からの入力である目標回転数 N_{ac} は、ゲイン55dで算出された容量 $q_{12} \cdot 2$ とともに乗算部55eに導かれ、メインポンプ20の目標流量 Q_{12ac} が算出される。目標流量 Q_{12ac} はメインポンプ20の2つの吐出ポート20a, 20bの吐出流量の合計である。この目標流量 Q_{12ac} とゲイン55bで算出されたメインポンプ20の平均吐出圧力 $(P_{ps1}+P_{ps2})/2$ は乗算部55fに導かれ、メインポンプ20の目標動力 P_{w12ac} が算出される。

40

【0088】

一方、テーブル55hには、前述した固定容量型のメインポンプ21の吸収トルク特性（図7参照）と同じ特性が設定されている。圧力センサ41cからの出力であるメインポンプ21の吐出圧力 P_{ps3} はテーブル55hに導かれ、メインポンプ21の吐出圧力 P_{ps3} をテーブル55hに参照してメインポンプ21の容量 q_3 が算出される。テーブル55hは、吐出圧力 P_{ps3} の値に係わらず、容量 q_3 として一定の値 q_{max3} を出力する。

【0089】

50

なお、容量 q_{max3} は一定であるため、テーブル5 5 hを用いて容量 q_{max3} を算出する代わりに、一定の容量 q_{max3} をコントローラ5 5のメモリに記憶しておき、その容量 q_{max3} を用いてもよい。

【0090】

また、目標回転数指示ダイヤル5 1からの入力である目標回転数 N_{ac} は、テーブル5 5 hで算出された容量 q_3 とともに乗算部5 5 iに導かれ、メインポンプ2 1の目標流量 Q_{3ac} が算出される。この目標流量 Q_{3ac} と圧力センサ4 1 cからの出力であるメインポンプ2 1の吐出圧力 P_{ps3} は乗算部5 5 jに導かれ、メインポンプ2 1の目標動力 P_{w3ac} が算出される。

【0091】

乗算部5 5 fで算出した目標動力 P_{w12ac} と乗算部5 5 jで算出した目標動力 P_{w3ac} は加算部5 5 gで加算され、合計の目標動力 P_{w123ac} が算出される。

【0092】

モニタ8 0に内蔵された最大許容動力設定装置8 1からの出力である最大許容動力 P_{wmax} と、加算部5 5 gで算出された目標動力 P_{w123ac} は最小値選択部5 5 kに導かれ、制限後動力 P_{wreg} が算出される。最小値選択部5 5 kの出力である制限後動力 P_{wreg} はゲイン5 5 lに導かれ、制限後動力 P_{wreg} に P_{w12ac} / P_{w123ac} が乗じられ、メインポンプ2 0が使用可能な制限後動力 P_{w12reg} が算出される。 P_{w12ac} / P_{w123ac} は、加算部5 5 gで算出された可変容量型のメインポンプ2 0と固定容量型のメインポンプ2 1の合計の目標動力 P_{w123ac} に対する、乗算部5 5 fで算出された可変容量型のメインポンプ2 0の目標動力 P_{w12ac} の比を表しており、言い換えれば最大許容動力 P_{wmax} に制限された動力のうち、可変容量型のメインポンプ2 0が消費可能な動力を表している。

【0093】

制限後動力 P_{w12reg} とゲイン5 5 bで算出されたメインポンプ2 0の平均吐出圧力($P_{s1} + P_{ps2}$) / 2は除算部5 5 mに導かれ、制限後流量 Q_{12reg} が算出される。制限後流量 Q_{12reg} とゲイン5 5 dで算出された容量 q_{12*2} は除算部5 5 nに導かれ、制限後回転数 N_{reg} が算出される。

【0094】

制限後回転数 N_{reg} と目標回転数指示ダイヤル5 1からの入力である目標回転数 N_{ac} は最小値選択部5 5 oに入力され、制限後回転数 N_{reg} と目標回転数 N_{ac} の小さい方の値が指令回転数 N_d として選択され、インバータ6 0へ出力される。

【0095】

このように本実施の形態において、油圧駆動装置は、2つのメインポンプ2 0, 2 1(第1及び第2油圧ポンプ)を含む複数の油圧ポンプを備え、圧力センサとして、2つのメインポンプ2 0, 2 1のそれぞれの吐出圧力を検出する第1圧力センサ4 1 a, 4 1 b及び第2圧力センサ4 1 cを含む複数の圧力センサを備え、コントローラ5 5は、2つのメインポンプ2 0, 2 1(第1及び第2油圧ポンプ)の容量と、第1圧力センサ4 1 a, 4 1 b及び第2圧力センサ4 1 cによって検出された2つのメインポンプ2 0, 2 1の吐出圧力と、電動機1の目標回転数とに基づいて2つのメインポンプ2 0, 2 1(第1及び第2油圧ポンプ)が消費しようとしている目標動力を算出する。

【0096】

また、メインポンプ2 0(第1油圧ポンプ)は可変容量型であり、メインポンプ2 1(第2油圧ポンプ)は固定容量型であり、メインポンプ2 0(第1油圧ポンプ)は、メインポンプ2 0の吐出圧力と、メインポンプ2 1(第2油圧ポンプ)の吐出圧力がそれぞれ導かれ、メインポンプ2 0の吸収トルクとメインポンプ2 1の吸収トルクの合計が所定値を超えないようにメインポンプ2 0の容量を制御する第1トルク制御ピストン2 2 f, 2 2 g及び第2トルク制御ピストン2 2 hを備えたレギュレータ2 2を有し、コントローラ5 5のテーブル5 5 cは、メインポンプ2 0の吸収トルク特性として、第1トルク制御ピストン2 2 f, 2 2 g及び第2トルク制御ピストン2 2 hによって制御されるメインポンプ2 0の吸収トルク特性を設定している。

10

20

30

40

50

【 0 0 9 7 】

～動作～

第2の実施の形態の動作を説明する。

【 0 0 9 8 】

操作レバー装置 1 2 4 A , 1 2 4 B (図 1 参照) を含む複数の操作レバー装置のうち任意の操作レバー装置の操作レバーを操作すると、対応する方向切換弁が切り換わり、対応するアクチュエータに圧油が供給される。このとき方向切換弁は操作レバーの操作量に応じたストロークで切り換わり、電動機 1 により駆動されるメインポンプ 2 0 , 2 1 は、電動機 1 の回転数とレギュレータ 2 2 のトルク制御ピストン 2 2 f , 2 2 g , 2 2 h の吸収トルク制御に応じた流量を吐出し、アクチュエータは操作レバーの操作量に応じた速度で駆動される。

10

【 0 0 9 9 】

なお、本実施の形態において、吸収トルク制御を行うレギュレータ 2 2 及びオープンセンタ型の方向切換弁の作動については、一般的であることから、その詳細は省略する。

【 0 1 0 0 】

バッテリー 7 0 から供給される直流電力、或いは商用電源 9 2 からコネクタ 9 1 を介し AC / DC 変換器 9 0 により交流電力から変換され供給される直流電力、或いはその両方の直流電力が、直流電力供給路 6 5 を介して、電動機 1 を駆動するインバータ 6 0 へ供給される。

【 0 1 0 1 】

モニタ 8 0 内に内蔵された最大許容動力設定装置 8 1 から予め設定された最大許容動力 P_{wmax} がコントローラ 5 5 に入力される。

20

【 0 1 0 2 】

圧力センサ 4 1 a , 4 1 b , 4 1 c からの出力はポンプ吐出圧力 P_{ps1} , P_{ps2} , P_{ps3} として、目標回転数指示ダイヤル 5 1 からの出力は目標回転数 N_{ac} として、それぞれコントローラ 5 5 に入力される。

【 0 1 0 3 】

以下に、コントローラ 5 5 内の処理を場合分けして説明する。

【 0 1 0 4 】

(a) メインポンプ 2 0 とメインポンプ 2 1 の目標動力 P_{w123ac} が最大許容動力 P_{wmax} と同じか、または小さい場合 ($P_{w123ac} < P_{wmax}$) 、

30

最小値選択部 5 5 k には、最大許容動力 P_{wmax} と目標動力 P_{w123ac} が導かれ、最小値である P_{w123ac} が選択され、制限後動力 P_{wreg} は $P_{wreg} = P_{w123ac}$ となる。

【 0 1 0 5 】

ゲイン 5 5 l で制限後動力 P_{wreg} に P_{w12ac} / P_{w123ac} が乗じられ、メインポンプ 2 0 が使用可能な制限後動力 P_{w12reg} は $P_{w12reg} = P_{wreg} (= P_{w123ac}) \times P_{w12ac} / P_{w123ac} = P_{w12ac}$ となる。

【 0 1 0 6 】

除算部 5 5 m では、 $P_{w12reg} / (P_{ps1} + P_{ps2}) / 2$ が計算される。このとき、 $P_{w123ac} < P_{wmax}$ の場合は、 $P_{w12reg} = P_{w12ac}$ であるので、制限後流量 Q_{12reg} は $Q_{12reg} = P_{w12reg} / (P_{ps1} + P_{ps2}) / 2 = P_{w12ac} / (P_{ps1} + P_{ps2}) / 2 = Q_{12ac}$ となる。

40

【 0 1 0 7 】

除算部 5 5 n では、 $N_{reg} = Q_{12reg} / (2 \times q_{12})$ が計算される。このとき、前述のように $Q_{12reg} = Q_{12ac}$ であるので、制限後回転数 N_{reg} は $N_{reg} = Q_{12reg} / (2 \times q_{12}) = Q_{12ac} / (2 \times q_{12}) = N_{ac}$ となる。

【 0 1 0 8 】

制限後回転数 N_{reg} と目標回転数 N_{ac} が最小値選択部 5 5 o に入力され、最小値が選択される。このとき、前述のように $N_{reg} = N_{ac}$ なので、コントローラ 5 5 からインバータ 6 0 へ出力される指令回転数 N_d は、最小値選択部 5 5 o で制限されることなく、 $N_d = N_{ac}$ となる。

【 0 1 0 9 】

50

(b) メインポンプ 20 とメインポンプ 21 の目標動力 P_{w123ac} が最大許容動力 P_{wmax} より大きい場合 ($P_{w123ac} > P_{wmax}$)

最小値選択部 55k には、最大許容動力 P_{wmax} と目標動力 P_{w123ac} が導かれる。この場合は最大許容動力 P_{wmax} が最小値として選択され、制限後動力 P_{wreg} は $P_{wreg} = P_{wmax}$ となる。

【0110】

ゲイン 55l で制限後動力 P_{wreg} に P_{w12ac} / P_{w123ac} が乗じられ、メインポンプ 20 が消費可能な制限後動力 P_{w12reg} は $P_{w12reg} = P_{wreg} (= P_{wmax}) \times P_{w12ac} / P_{w123ac}$ が算出される。

【0111】

除算部 55m により、制限後流量 Q_{12reg} は $Q_{12reg} = P_{wmax} \times P_{w12ac} / P_{w123ac} / (P_{ps1} + P_{ps2}) / 2$ と算出される。このときは、元々、 $Q_{12ac} = P_{w12ac} / (P_{ps1} + P_{ps2}) / 2$ の関係が成り立っているので、これら 2 つの式から、 $Q_{12reg} / Q_{12ac} = P_{wmax} / P_{w123ac} (< 1)$ の関係が成り立つ。

【0112】

続いて、除算部 55n により、制限後回転数 N_{reg} は、 $N_{reg} = Q_{12reg} / (2 \times q_{12}) = Q_{12ac} \times (P_{wmax} / P_{w123ac}) / (2 \times q_{12})$ と算出される。この場合も、元々、 $N_{ac} = Q_{12ac} / (2 \times q_{12})$ の関係が成り立っているので、これら 2 つの式から、 $N_{reg} / N_{ac} = Q_{12reg} / Q_{12ac} = P_{wmax} / P_{w123ac} (< 1)$ の関係が成立する。

【0113】

制限後回転数 N_{reg} と目標回転数 N_{ac} は最小値選択部 55o に入力される。このときは、前述のように、 $N_{reg} < N_{ac}$ なので、目標回転数 N_{ac} より小さい値である N_{reg} が指令回転数 N_d として選択され、コントローラ 55 からインバータ 60 へ出力される。

【0114】

～効果～

本実施の形態においては、以下の効果が得られる。

【0115】

1. コントローラ 55 は、メインポンプ 20, 21 の容量 q_{12}, q_3 と、圧力センサ 41a, 41b, 41c によって検出されたメインポンプ 20, 21 の吐出圧力 $P_{ps1}, P_{ps2}, P_{ps3}$ と、電動機 1 の目標回転数 N_{ac} とに基づいてメインポンプ 20, 21 が消費しようとしている目標動力 P_{w123ac} を算出し、目標動力 P_{w123ac} が最大許容動力 P_{wmax} の範囲内になるように指令回転数 N_d をインバータ 60 に出力し、電動機 1 の目標回転数 N_{ac} を制限するので、第 1 の実施の形態と同様、電動機 1 の消費動力が、最大許容動力 P_{wmax} 以下に確実に制限される。これにより電動式油圧作業機械の稼働中に、電動機 1 に電力を供給するバッテリー 70 の電圧の異常低下や、商用電源 92 のブレーカが遮断位置に作動することを防止し、フロント作業機 104 の急停止を確実に防止することができる。

【0116】

また、電動式油圧作業機械のオペレータは、電動機 1 の目標回転数指示ダイヤル 51 を操作する必要がないので、操作の手間を省くことができるなど、第 1 の実施の形態の 2 ~ 5 項と同じ効果が得られる。

【0117】

2. 油圧駆動装置は、油圧ポンプとして、2 つのメインポンプ 20, 21 (第 1 及び第 2 油圧ポンプ) を含む複数の油圧ポンプを備え、圧力センサとして、2 つのメインポンプ 20, 21 のそれぞれの吐出圧力 $P_{ps1}, P_{ps2}, P_{ps3}$ を検出する第 1 圧力センサ 41a, 41b 及び第 2 圧力センサ 41c を含む複数の圧力センサを備え、コントローラ 55 は、2 つのメインポンプ 20, 21 (第 1 及び第 2 油圧ポンプ) の容量 q_{12}, q_3 と、第 1 圧力センサ 41a, 41b 及び第 2 圧力センサ 41c によって検出された 2 つのメインポンプ 20, 21 の吐出圧力 $P_{ps1}, P_{ps2}, P_{ps3}$ と、電動機 1 の目標回転数 N_{ac} とに基づいて 2 つのメインポンプ 20, 21 (第 1 及び第 2 油圧ポンプ) が消費しようとしている目標動力 P_{w123ac} を算出する。

10

20

30

40

50

【 0 1 1 8 】

これにより油圧駆動装置が、油圧ポンプとして複数の油圧ポンプ（メインポンプ 2 0 , 2 1）を備えている場合でも、複数の油圧ポンプ（2つのメインポンプ 2 0 , 2 1）が消費しようとしている目標動力 Pw_{123ac} を算出し、目標動力 Pw_{123ac} が最大許容動力 Pw_{max} の範囲内になるように電動機 1 の目標回転数 N_{ac} を制限することができる。

【 0 1 1 9 】

3 . メインポンプ 2 0 が可変容量型であり、メインポンプ 2 1 が固定容量型であり、メインポンプ 2 0（第 1 油圧ポンプ）のレギュレータ 2 2 は、メインポンプ 2 0 の吐出圧力とメインポンプ 2 1（第 2 油圧ポンプ）の吐出圧力がそれぞれ導かれ、メインポンプ 2 0 の吸収トルクとメインポンプ 2 1 の吸収トルクの合計が所定値を超えないようにメインポンプ 2 0 の容量を制御するトルク制御ピストン（第 1 トルク制御ピストン） 2 2 f , 2 2 g 及びトルク制御ピストン（第 2 トルク制御ピストン） 2 2 h を備え、全トルク制御をおこなう場合でも、コントローラ 5 5 のテーブル 5 5 c は、メインポンプ 2 0 の吸収トルク特性と同じ吸収トルク特性を設定し、テーブル 5 5 h は、メインポンプ 2 1 の吸収トルク特性と同じ吸収トルク特性を設定しているため、コントローラ 5 5 は、2つのメインポンプ 2 0 , 2 1 が消費しようとしている目標動力 Pw_{123ac} を算出し、目標動力 Pw_{123ac} が最大許容動力 Pw_{max} の範囲内になるように電動機 1 の目標回転数 N_{ac} を制限することができる。

10

【符号の説明】

【 0 1 2 0 】

1 電動機

2 可変容量型のメインポンプ（油圧ポンプ）

3 a ~ 3 h アクチュエータ

4 制御弁ブロック

5 圧油供給路

5 a、5 b、5 c 圧油供給路

6 a ~ 6 c 方向切換弁

7 a ~ 7 c 圧力補償弁

8 a ~ 8 c チェック弁

9 a ~ 9 c シャトル弁

1 1 差圧減圧弁

1 2、2 2 レギュレータ

1 2 d トルク制御ピストン

1 2 e、2 2 e バネ

1 2 c 流量制御ピストン

1 2 b LS弁

1 3 原動機回転数検出弁

1 4 メインリリーフ弁

1 4 a、1 4 b、1 4 c メインリリーフ弁

1 5 アンロード弁

1 5 a、1 5 c、1 5 d 受圧部

1 5 b バネ

2 0 可変容量型のメインポンプ（第 1 油圧ポンプ）

2 1 固定容量型のメインポンプ（第 2 油圧ポンプ）

2 2 f、2 2 g、2 2 h トルク制御ピストン

3 0 パイロットポンプ

3 1 a、3 1 b、3 1 c パイロット圧供給路

2 4 ゲートロックレバー

3 2 パイロットリリーフ弁

4 0 制御弁ブロック

20

30

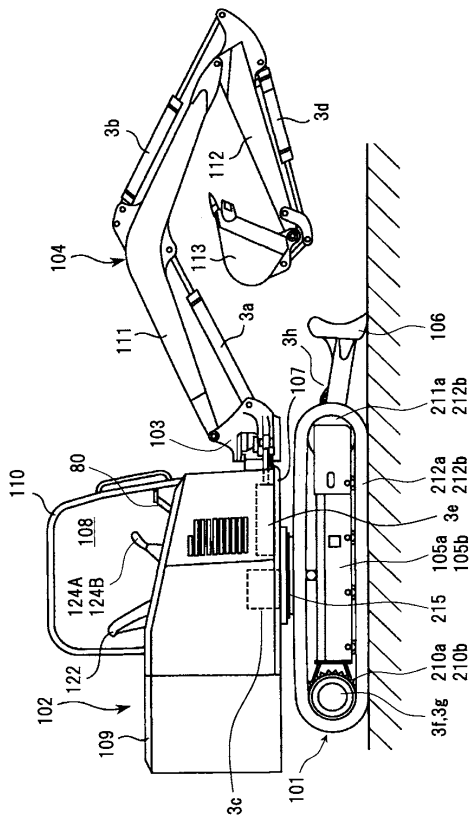
40

50

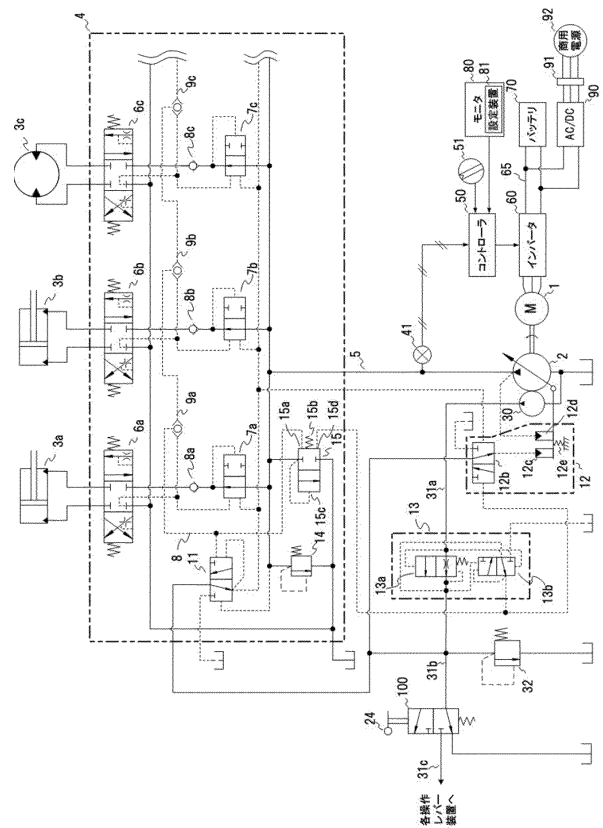
- 4 1 圧力センサ
- 4 1 a、4 1 b、4 1 c 圧力センサ
- 5 0、5 5 コントローラ
- 5 1 目標回転数指示ダイヤル
- 6 0 インバータ
- 6 5 直流電力供給路
- 7 0 バッテリ
- 8 0 モニタ
- 8 1 最大許容動力設定装置
- 9 0 AC/DC変換器
- 9 1 コネクタ
- 9 2 商用電源
- 1 0 0 切換弁

【図面】

【図 1】



【図 2】



10

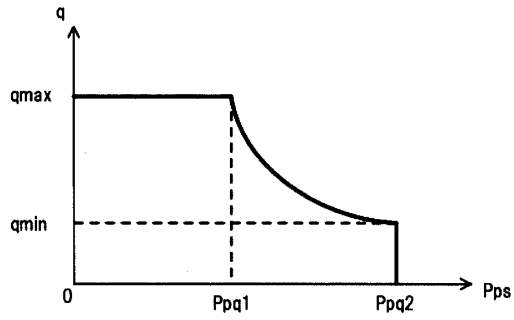
20

30

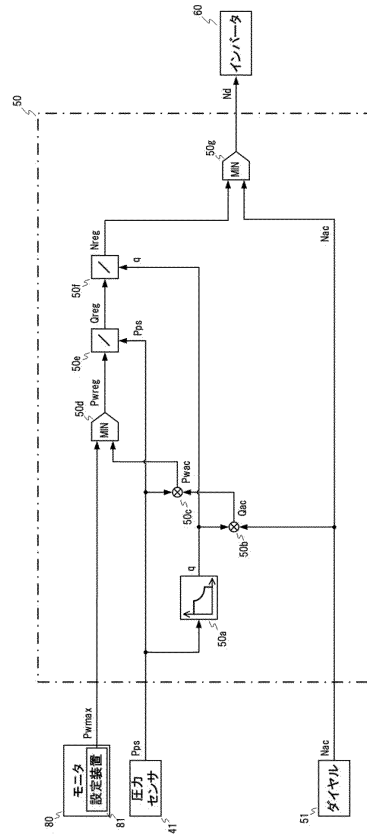
40

50

【図 3】



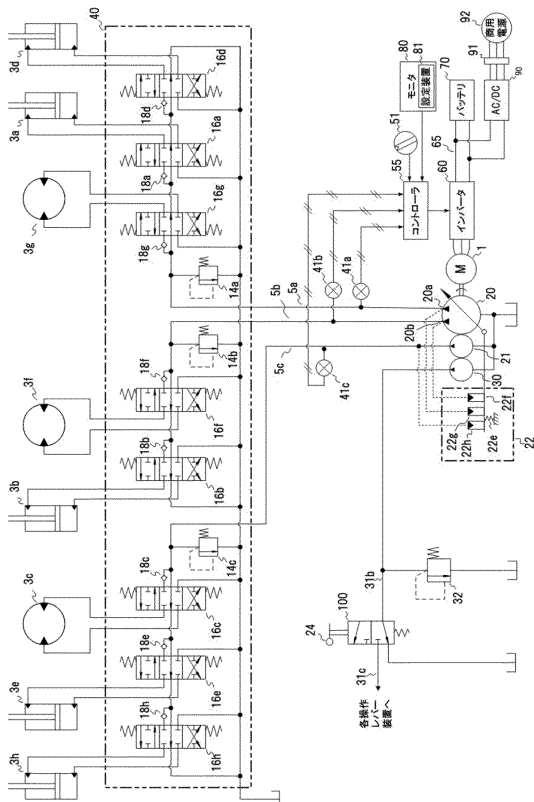
【図 4】



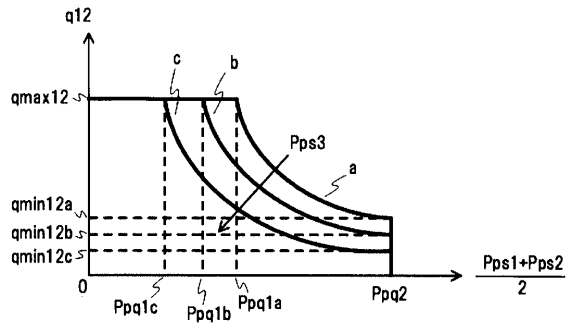
10

20

【図 5】



【図 6】



30

40

50

フロントページの続き

滋賀県甲賀市水口町笹が丘1番2号

株式会社日立建機ティエラ内

審査官 中村 大輔

- (56)参考文献 特開2003-155760(JP,A)
国際公開第2010/082636(WO,A1)
国際公開第2013/164928(WO,A1)
国際公開第2014/084213(WO,A1)
国際公開第2018/168887(WO,A1)
- (58)調査した分野 (Int.Cl., DB名)
F04B 49/00 - 49/24
F15B 11/00 - 11/22
F15B 21/14
E02F 9/20
E02F 9/22