

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3865590号

(P3865590)

(45) 発行日 平成19年1月10日(2007. 1. 10)

(24) 登録日 平成18年10月13日(2006. 10. 13)

(51) Int. Cl.

F I

F 1 5 B 11/02 (2006. 01)

F 1 5 B 11/02 B

E O 2 F 9/22 (2006. 01)

E O 2 F 9/22 R

F 1 5 B 11/17 (2006. 01)

F 1 5 B 11/16 A

請求項の数 9 (全 17 頁)

(21) 出願番号	特願2001-42082 (P2001-42082)	(73) 特許権者	000005522
(22) 出願日	平成13年2月19日 (2001. 2. 19)		日立建機株式会社
(65) 公開番号	特開2002-242904 (P2002-242904A)		東京都文京区後楽二丁目5番1号
(43) 公開日	平成14年8月28日 (2002. 8. 28)	(74) 代理人	100078134
審査請求日	平成15年6月10日 (2003. 6. 10)		弁理士 武 顕次郎
		(74) 代理人	100093492
			弁理士 鈴木 市郎
		(74) 代理人	100087354
			弁理士 市村 裕宏
		(74) 代理人	100102428
			弁理士 佐竹 一規
		(72) 発明者	有賀 修栄
			茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社土浦工場内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 建設機械の油圧回路

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

エンジンと、このエンジンによって駆動される可変容量型の第1油圧ポンプと可変容量型の第2油圧ポンプと第3油圧ポンプと、前記第1油圧ポンプ及び第2油圧ポンプの押し付け容積を制御する容量制御手段と、前記第1、第2、第3油圧ポンプから供給される圧油によって駆動する複数のアクチュエータと、これら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方向制御弁とを有する建設機械の油圧回路において、

前記第3油圧ポンプが可変容量型の油圧ポンプであり、この第3油圧ポンプの押し付け容積を制御する第3油圧ポンプ用の容量制御手段を有するとともに、

前記第1、第2、第3油圧ポンプは、前記各容量制御手段によりその消費トルクの総和がエンジンの出力馬力を超えないように制御され、

前記第1、第2、第3油圧ポンプのそれぞれの消費トルクに関連する状態量である各油圧ポンプの吐出圧を検出する第1、第2、第3の状態量検出手段を備え、

前記第1の状態量検出手段が前記第1油圧ポンプの吐出圧を前記第1及び第2油圧ポンプ用の容量制御手段へ導く第1の導出管路であり、前記第2の状態量検出手段が前記第2油圧ポンプの吐出圧を前記第1及び第2油圧ポンプ用の容量制御手段へ導く第2の導出管路であり、前記第3の状態量検出手段が前記第3油圧ポンプの吐出圧を前記第1及び第2油圧ポンプ用の容量制御手段へ導く第3の導出管路と前記第3油圧ポンプの吐出圧を前記第3油圧ポンプ用の容量制御手段へ導く第4の導出管路とから形成され、

前記第3の導出管路上に前記第3油圧ポンプの吐出圧信号を前記第3油圧ポンプの吐出

10

20

量制御が実施されない最大圧付近に制限する制限手段を設け、

前記第 1 及び第 2 油圧ポンプ用の容量制御手段が、前記第 1、第 2、第 3 の状態量検出手段によって検出された吐出圧に基づき第 1 及び第 2 油圧ポンプの押しのけ容積を制御するとともに、

前記第 3 油圧ポンプ用の容量制御手段が、前記第 3 の状態量検出手段によって検出された吐出圧にのみ基づき第 3 油圧ポンプの押しのけ容積を制御することを特徴とする建設機械の油圧回路。

【請求項 2】

前記制限手段が減圧弁であることを特徴とする請求項 1 に記載の建設機械の油圧回路。

【請求項 3】

エンジンと、このエンジンによって駆動される可変容量型の第 1 油圧ポンプと可変容量型の第 2 油圧ポンプと第 3 油圧ポンプと、前記第 1 油圧ポンプ及び第 2 油圧ポンプの押しのけ容積を制御する容量制御手段と、前記第 1、第 2、第 3 油圧ポンプから供給される圧油によって駆動する複数のアクチュエータと、これら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方向制御弁とを有する建設機械の油圧回路において、

前記第 3 油圧ポンプが可変容量型の油圧ポンプであり、この第 3 油圧ポンプの押しのけ容積を制御する第 3 油圧ポンプ用の容量制御手段を有するとともに、

前記第 1、第 2、第 3 油圧ポンプは、前記各容量制御手段によりその消費トルクの総和がエンジンの出力馬力を超えないように制御され、

前記第 1、第 2、第 3 油圧ポンプのそれぞれの消費トルクに関連する状態量である各油圧ポンプの吐出圧を検出する第 1、第 2、第 3 の状態量検出手段と、

パイロット油圧ポンプと、前記第 1 及び第 2 油圧ポンプ用の容量制御手段とを結ぶ管路上に設けられ前記パイロット油圧ポンプからの吐出圧を制御する第 1 の電磁比例弁と、前記パイロット油圧ポンプと前記第 3 油圧ポンプ用の容量制御手段とを結ぶ管路上に設けられ前記パイロット油圧ポンプからの吐出圧を制御する第 2 の電磁比例弁と、前記第 1、第 2、第 3 の状態量検出手段からの信号を入力し前記第 1 及び第 2 の電磁比例弁へのそれぞれの駆動信号を演算出力するコントローラとを備え、

前記第 1 及び第 2 油圧ポンプ用の容量制御手段が、前記第 1、第 2、第 3 の状態量検出手段によって検出された吐出圧に基づき第 1 及び第 2 油圧ポンプの押しのけ容積を制御するとともに、

前記第 3 油圧ポンプ用の容量制御手段が、前記第 3 の状態量検出手段によって検出された吐出圧にのみ基づき第 3 油圧ポンプの押しのけ容積を制御し、

前記第 1 及び第 2 油圧ポンプ用の容量制御手段が前記第 1 の電磁比例弁により減圧されたパイロット圧によって、前記第 3 油圧ポンプ用の容量制御手段が前記第 2 の電磁比例弁により減圧されたパイロット圧によってそれぞれ作動し、

前記コントローラは、前記第 1 の電磁比例弁への駆動信号の演算に際し、前記第 3 の状態量検出手段からの吐出圧信号が、前記第 3 油圧ポンプの吐出量制御が実施されない最大圧以上の場合には、第 3 油圧ポンプの消費トルクを前記最大圧付近に相応する値として算出し、前記第 1、第 2 状態量検出手段からの検出信号に基づき算出した第 1 及び第 2 油圧ポンプの消費トルクから前記第 3 油圧ポンプの消費トルクとして演算された値を減算し、その結果に基づき前記第 1 電磁比例弁へ駆動信号を出力することを特徴とする建設機械の油圧回路。

【請求項 4】

前記建設機械に設けられた諸機能のうち、オペレータがそれぞれの機能の駆動を指示する指示手段を備え、前記コントローラが前記指示手段からの指示信号に基づき前記第 1、第 2 の電磁比例弁への駆動信号を演算出力することを特徴とする請求項 3 に記載の建設機械の油圧回路。

【請求項 5】

前記指示信号が前記建設機械に設けられる運転室の室内用空調機の駆動指示信号であることを特徴とする請求項 4 に記載の建設機械の油圧回路。

10

20

30

40

50

【請求項 6】

前記建設機械の稼動に関連する状態量を検出する第 4 の状態量検出手段をさらに設け、前記コントローラが前記第 4 の状態量検出手段からの信号に基づき前記第 1 及び第 2 の電磁比例弁への駆動信号を演算出力することを特徴とする請求項 3 に記載の建設機械の油圧回路。

【請求項 7】

前記建設機械がブーム、アーム、アタッチメントからなるフロント部材を備えた油圧シヨベルであり、前記第 4 の状態量検出手段が、前記フロント部材の姿勢を検出する姿勢検出手段であることを特徴とする請求項 6 に記載の建設機械の油圧回路。

【請求項 8】

前記第 4 の状態量検出手段が、前記エンジンの冷却水温を検出する冷却水温検出器であることを特徴とする請求項 6 に記載の建設機械の油圧回路。

【請求項 9】

前記建設機械が旋回可能な油圧シヨベルであり、前記第 3 油圧ポンプは少なくとも旋回用アクチュエータに圧油を供給することを特徴とする請求項 1 ~ 8 のいずれかに記載の建設機械の油圧回路。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、油圧シヨベル等の建設機械に備えられエンジンにより駆動される少なくとも 3 つの油圧ポンプを有する油圧回路に係り、特に各油圧ポンプの駆動に伴う消費トルクがエンジンの出力馬力を超えないように各油圧ポンプの押しのけ容積を制御するための建設機械の油圧回路に関する。

【0002】

【従来の技術】

この種の従来技術は、例えば特開昭 53 - 110102 号公報に開示されている。この従来技術は、1 台のエンジンで駆動される複数台の可変容量型油圧ポンプと、各油圧ポンプの吐出圧を検出する圧力検出器と、各油圧ポンプの押しのけ容積を制御するためのポンプ容量制御装置と、各圧力検出器からの信号を入力し所定の演算を行ない、その結果に応じた信号をポンプ容量制御装置へ出力する演算回路とを備えている。なお、演算回路は、各圧力検出器からの信号を加算し、予め設定された各油圧ポンプの出力の総和に相当する電圧値を前記加算値で除算し、その結果をリミッタ回路を介しポンプ容量制御装置へ出力する。

【0003】

このように構成した従来技術では、演算回路で各圧力検出器からの信号に基づき、各油圧ポンプの入力トルクの合計がエンジンの出し得る出力馬力を超えないようにポンプ容量制御装置への出力信号を制御している。

【0004】

したがって、この従来技術によれば複数台ある油圧ポンプのうちどの油圧ポンプの吐出圧が高くなっても油圧ポンプの入力トルクの総和が制限されるため、エンジンの出し得る出力馬力を超えることがなく、エンジンストールを防止することができ、また、エンジンの動力を比較的有効に利用することができる。

【0005】

また、別の従来技術として特開平 5 - 126104 号公報には、2 個の可変容量型の油圧ポンプと 1 個の固定容量型の油圧ポンプとを備え、この固定容量型の油圧ポンプから旋回用油圧モータに圧油を供給する建設機械の油圧回路が開示され、固定容量型の油圧ポンプの吐出圧が 2 個の可変容量型油圧ポンプのレギュレータに絞りを介し導かれるようになっている。

【0006】

このように構成した別の従来技術に開示された油圧回路では、固定容量型の油圧ポンプが

10

20

30

40

50

らの吐出圧が増加した場合、この吐出圧によって2個の可変容量型の油圧ポンプのレギュレータがその吐出量を減ずるように動作する。

【0007】

これにより、各油圧ポンプの入力トルクの総和がエンジンの出し得る馬力を超えることがなく、エンジンの過負荷を防止している。

【0008】

【発明が解決しようとする課題】

しかし、上記した特開昭53-110102号公報に開示された従来技術では複数台の油圧ポンプの吐出量が全て一律に制御されるようになっており、流量を確保したいアクチュエータに対し優先的に圧油を供給することができない。例えば、建設機械としての油圧シヨベルでは、ブーム、アーム、バケット等のフロント部材を駆動する油圧シリンダの負荷圧よりも旋回駆動時の旋回負荷圧はるかに高いものになるために、フロントと旋回との複合動作時、特に旋回駆動の初期動作時には、フロント部材用の油圧シリンダよりも旋回用の油圧モータに対し優先的に圧油を供給することが望ましい。しかし、上記従来技術では、全ての油圧ポンプが一律に制御されるようになっていることから、このような複合動作時に旋回用の油圧モータに対する圧油の供給量が不足し、旋回速度が遅くなる。

10

【0009】

また、フロント部材と旋回との複合動作時にフロント駆動用の油圧シリンダの負荷圧が変化すると、旋回用の油圧モータに供給される圧油の流量が変動し、これにより旋回速度が変化する。油圧シヨベルの操作において、特に旋回速度の変動は操作者にとって極めて不快感を感じさせるものである。

20

【0010】

このように、この従来技術では特定のアクチュエータに対する配慮がなされておらず、特に操作性の面で問題がある。

【0011】

一方、特開平5-126104号公報に開示された別の従来技術では、旋回モータへの圧油の供給源として固定容量型の油圧ポンプを用いており、旋回モータと他のアクチュエータとの複合動作時に他のアクチュエータの負荷の変動が、旋回速度に影響を与えることはない。しかし、各油圧ポンプの入力トルクの総和がエンジンの出し得る出力馬力を超えないようにするために、他の2個の可変容量型の油圧ポンプの入力トルクを小さくするように制御する構成となっているため、油圧シヨベルの旋回駆動時に旋回負荷が大きくなると、固定容量型の油圧ポンプからの吐出圧が非常に高くなり、他の2個の可変容量型の油圧ポンプの吐出量が大幅に減少される。このため、例えばブームを動作させている状況で、旋回動作させた場合には、ブーム用の油圧シリンダに対する供給流量が極端に減少し、ブームの動作速度が急激に遅くなる。

30

【0012】

以上のように、この別の従来技術にあっても、特に操作性の面で問題が残されている。

【0013】

本発明は、上記した各従来技術における問題点に鑑みてなされたもので、その目的は、3つの可変容量型の油圧ポンプを用い、そのうちの1つの油圧ポンプについては他の2つの油圧ポンプの消費トルクの影響を受けることなく特定のアクチュエータに対し安定した流量の圧油を供給し、特定のアクチュエータの駆動をスムーズに行なうことができるとともに、第3油圧ポンプから圧油が供給される特定のアクチュエータの負荷が増大しても、第1及び第2油圧ポンプの吐出量を極端に減らすことなく特定のアクチュエータ以外の他のアクチュエータの過剰な速度低下を防止し、良好な操作性を確保できる建設機械の油圧回路を提供することにある。

40

【0015】

【課題を解決するための手段】

上記目的を達成するために、本発明の請求項1に係る発明は、エンジンと、このエンジンによって駆動される可変容量型の第1油圧ポンプと可変容量型の第2油圧ポンプと第3

50

油圧ポンプと、前記第1油圧ポンプ及び第2油圧ポンプの押しのけ容積を制御する容量制御手段と、前記第1、第2、第3油圧ポンプから供給される圧油によって駆動する複数のアクチュエータと、これら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方向制御弁とを有する建設機械の油圧回路において、前記第3油圧ポンプが可変容量型の油圧ポンプであり、この第3油圧ポンプの押しのけ容積を制御する第3油圧ポンプ用の容量制御手段を有するとともに、前記第1、第2、第3油圧ポンプは、前記各容量制御手段によりその消費トルクの総和がエンジンの出力馬力を超えないように制御され、前記第1、第2、第3油圧ポンプのそれぞれの消費トルクに関連する状態量である各油圧ポンプの吐出圧を検出する第1、第2、第3の状態量検出手段を備え、前記第1の状態量検出手段が前記第1油圧ポンプの吐出圧を前記第1及び第2油圧ポンプ用の容量制御手段へ導く第1の導出管路であり、前記第2の状態量検出手段が前記第2油圧ポンプの吐出圧を前記第1及び第2油圧ポンプ用の容量制御手段へ導く第2の導出管路であり、前記第3の状態量検出手段が前記第3油圧ポンプの吐出圧を前記第1及び第2油圧ポンプ用の容量制御手段へ導く第3の導出管路と前記第3油圧ポンプの吐出圧を前記第3油圧ポンプ用の容量制御手段へ導く第4の導出管路とから形成され、前記第3の導出管路上に前記第3油圧ポンプの吐出信号を前記第3油圧ポンプの吐出量制御が実施されない最大圧付近に制限する制限手段を設け、前記第1及び第2油圧ポンプ用の容量制御手段が、前記第1、第2、第3の状態量検出手段によって検出された吐出圧に基づき第1及び第2油圧ポンプの押しのけ容積を制御するとともに、前記第3油圧ポンプ用の容量制御手段が、前記第3の状態量検出手段によって検出された吐出圧にのみ基づき第3油圧ポンプの押しのけ容積を制御することを特徴とする。

10

20

【0016】

このように構成した請求項1に係る発明では、第3油圧ポンプの押しのけ容積は自己の消費トルクに関連する状態量のみで制御され、他の油圧ポンプの消費トルクの影響を受けない。これにより、第3油圧ポンプから圧油が供給されるアクチュエータに対しては安定した流量の圧油が供給され、その駆動をスムーズに行なうことができる。

【0019】

また、第3の導出管路上に第3油圧ポンプの吐出圧信号を第3油圧ポンプの吐出量制御が実施されない最大圧付近に制限する制限手段を備えたことから、第3油圧ポンプから圧油が供給されるアクチュエータの負荷が増大しても、第1及び第2油圧ポンプの押しのけ容積を極端に減らすことなく、第1及び第2油圧ポンプからの吐出流量として少なくとも所定の流量を確保でき、各アクチュエータの過剰な速度低下を防止し、良好な操作性を確保することができる。

30

また、本発明の請求項3に係る発明は、エンジンと、このエンジンによって駆動される可変容量型の第1油圧ポンプと可変容量型の第2油圧ポンプと第3油圧ポンプと、前記第1油圧ポンプ及び第2油圧ポンプの押しのけ容積を制御する容量制御手段と、前記第1、第2、第3油圧ポンプから供給される圧油によって駆動する複数のアクチュエータと、これら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方向制御弁とを有する建設機械の油圧回路において、前記第3油圧ポンプが可変容量型の油圧ポンプであり、この第3油圧ポンプの押しのけ容積を制御する第3油圧ポンプ用の容量制御手段を有するとともに、前記第1、第2、第3油圧ポンプは、前記各容量制御手段によりその消費トルクの総和がエンジンの出力馬力を超えないように制御され、前記第1、第2、第3油圧ポンプのそれぞれの消費トルクに関連する状態量である各油圧ポンプの吐出圧を検出する第1、第2、第3の状態量検出手段と、パイロット油圧ポンプと、前記第1及び第2油圧ポンプ用の容量制御手段とを結ぶ管路上に設けられ前記パイロット油圧ポンプからの吐出圧を制御する第1の電磁比例弁と、前記パイロット油圧ポンプと前記第3油圧ポンプ用の容量制御手段とを結ぶ管路上に設けられ前記パイロット油圧ポンプからの吐出圧を制御する第2の電磁比例弁と、前記第1、第2、第3の状態量検出手段からの信号を入力し前記第1及び第2の電磁比例弁へのそれぞれの駆動信号を演算出力するコントローラとを備え、前記第1及び第2油圧ポンプ用の容量制御手段が、前記第1、第2、第3の状態量検出手段に

40

50

よって検出された吐出圧に基づき第1及び第2油圧ポンプの押しのけ容積を制御するとともに、前記第3油圧ポンプ用の容量制御手段が、前記第3の状態量検出手段によって検出された吐出圧にのみ基づき第3油圧ポンプの押しのけ容積を制御し、前記第1及び第2油圧ポンプ用の容量制御手段が前記第1の電磁比例弁により減圧されたパイロット圧によって、前記第3油圧ポンプ用の容量制御手段が前記第2の電磁比例弁により減圧されたパイロット圧によってそれぞれ作動し、前記コントローラは、前記第1の電磁比例弁への駆動信号の演算に際し、前記第3の状態量検出手段からの吐出圧信号が、前記第3油圧ポンプの吐出量制御が実施されない最大圧以上の場合には、第3油圧ポンプの消費トルクを前記最大圧付近に相応する値として算出し、前記第1、第2状態量検出手段からの検出信号に基づき算出した第1及び第2油圧ポンプの消費トルクから前記第3油圧ポンプの消費トルクとして演算された値を減算し、その結果に基づき前記第1電磁比例弁へ駆動信号を出力することを特徴とする。

10

【0020】

【発明の実施の形態】

以下、本発明による建設機械の油圧回路の実施の形態を図に基づき説明する。本実施の形態は、建設機械として油圧ショベルを対象に適用したものであり、図1～図5は第1の実施の形態の説明図で、図1は全体油圧回路図、図2は要部油圧回路図、図3は第3油圧ポンプの吐出流量特性図、図4は第1及び第2油圧ポンプの吐出流量特性図、図5は油圧ショベルの外観図である。

【0021】

図5に示すように、本実施の形態が適用される建設機械としての油圧ショベルは、不図示の走行モータによって走行可能な走行体41と、運転室43および機械室42を有し図1に示す旋回用油圧モータ13によって旋回可能な旋回体40と、油圧シリンダ11, 12, 48によりそれぞれ回転するブーム44、アーム45、バケット46からなるフロント47とを備えている。なお、ブーム44は、旋回体40にピン接続され、旋回体40に対し回転可能に設けられている。

20

【0022】

図1は、ブームシリンダ11、アームシリンダ12、旋回モータ13に対する油圧回路の全体図を示す。なお、バケットシリンダ48及び走行モータ、操作パイロット系については省略している。同図1に示すように第1の実施の形態による油圧回路は、エンジン5により駆動する可変容量型の第1、第2、第3油圧ポンプ1, 2, 3と固定容量型のパイロットポンプ4とを有している。

30

【0023】

第1、第2、第3油圧ポンプ1, 2, 3からそれぞれの主管路22, 23, 24に吐出された圧油は方向制御弁8, 9, 10によりその流れが制御され、ブームシリンダ11、アームシリンダ12、旋回モータ13へと導かれる。

【0024】

第1、第2、第3油圧ポンプ1, 2, 3は、1回転当たりの吐出流量（容量）を押しつけ容積可変機構（以下斜板で代表する）1a, 2a, 3aの傾転角（押しつけ容積）を変えることにより調整可能な斜板ポンプであり、斜板1a, 2aの傾転角は第1及び第2油圧ポンプ1, 2用の容量制御手段としてのレギュレータ6により制御され、斜板3aの傾転角は第3油圧ポンプ用の容量制御手段としてのレギュレータ7により制御される。

40

【0025】

このレギュレータ6, 7を含む油圧回路の要部詳細を図2に基づき説明する。なお、この図2では、各アクチュエータを不図示の操作レバーの操作量に応じた速度で駆動させるための機構、すなわち、各アクチュエータを操作信号に応じた速度で駆動させるために油圧ポンプに要求される流量に応じて傾転角を増加あるいは減少させる流量制御機構については、図示を省略している。

【0026】

レギュレータ6, 7は、油圧ポンプの入力トルクを制限する機能を有し、サーボシリンダ

50

6 a , 7 a と傾転制御弁 6 b , 7 b とで形成されている。サーボシリンダ 6 a , 7 a は受圧面積差で駆動する差動ピストン 6 e , 7 e を有し、この差動ピストン 6 e , 7 e の大径側受圧室 6 c , 7 c は傾転制御弁 6 b を介してパイロット管路 2 8 a , 2 8 c 及びタンク 1 5 に接続され、小径側受圧室 6 d , 7 d はパイロット管路 2 8 b , 2 8 d に接続され、パイロット管路 2 5 , 2 8 を介し供給されるパイロット圧 P 0 が直接作用する。そして、大径側受圧室 6 c , 7 c がパイロット管路 2 8 a , 2 8 c に連通すると、差動ピストン 6 e , 7 e は受圧面積差により図示右方に駆動され、大径側受圧室 6 c , 7 c がタンク 1 5 に連通すると、差動ピストン 6 e , 7 e は受圧面積差により図示左方に駆動される。差動ピストン 6 e , 7 e が図示右方に移動すると、斜板 1 a , 2 a , 3 a の傾転角、すなわちポンプ傾転が減少し、油圧ポンプ 1 , 2 , 3 の吐出量は減少し、差動ピストン 6 e , 7 e が図示左方に移動すると、斜板 1 a , 2 a , 3 a の傾転角、すなわちポンプ傾転が増加し、油圧ポンプ 1 , 2 , 3 の吐出量は増加する。

10

【 0 0 2 7 】

傾転制御弁 6 b , 7 b は、入力トルク制限用の弁であり、スプール 6 g , 7 g とばね 6 f , 7 f と操作駆動部 6 h , 6 i , 7 h とで形成されている。第 1 油圧ポンプ 1 から吐出された圧油（吐出圧 P 1 ）と第 2 油圧ポンプ 2 から吐出された圧油（吐出圧 P 2 ）は、それぞれの主管路 2 2 , 2 3 から分岐された管路 1 6 及び管路 1 7 によりシャトル弁 2 6 に導かれ、シャトル弁 2 6 によって選択された高圧側の圧油（圧力 P 2 1 ）が管路 2 7 を介し、第 1 , 第 2 油圧ポンプ 1 , 2 用の傾転制御弁 6 b の操作駆動部 6 h に導かれる。また、第 3 油圧ポンプから吐出された圧油（吐出圧 P 3 ）は、主管路 2 4 から分岐された管路 1 8 上に設けられ後述する制限手段としての減圧弁 1 4 により減圧され（圧力 P 3 ' ）、管路 1 9 を介しもう一つの操作駆動部 6 i に導かれる。一方、第 3 油圧ポンプ用の傾転制御弁 7 b の操作駆動部 7 h には、第 3 油圧ポンプからの吐出圧 P 3 が管路 1 8 及びこの管路 1 8 から分岐された管路 1 8 a を介し直接導かれる。そして、各傾転制御弁 6 b , 7 b は、ばね 6 f , 7 f による押付力と、操作駆動部 6 h , 6 i , 7 h への油圧による押付力に応じてその弁位置が制御される。

20

【 0 0 2 8 】

減圧弁 1 4 は、ばね 1 4 a と吐出圧がフィードバックされる受圧部 1 4 b とを有し、第 3 油圧ポンプ 3 の吐出圧 P 3 がばね 1 4 a により設定される所定の圧力値以上になると絞り量を大きくする。これにより、第 3 油圧ポンプ 3 の吐出圧 P 3 が減圧され、傾転制御弁 6 b の操作駆動部 6 i へ導かれる圧力 P 3 ' が所定の圧力値以上にならないようになっている。この第 1 の実施形態では、ばね 1 4 a の設定は、図 3 に示す第 3 油圧ポンプ 3 の吐出量制御が実施されない最大圧 P 3 0 に設定している。1 5 は圧油の貯油タンクである。

30

【 0 0 2 9 】

なお、第 1 油圧ポンプ 1 の吐出圧 P 1 が第 1 の状態量に相当し、管路 1 6 及び管路 2 7 が第 1 の状態量検出手段及び第 1 の導出管路を形成する。また、第 2 油圧ポンプ 2 の吐出圧 P 2 が第 2 の状態量に相当し、管路 1 7 及び管路 2 7 が第 2 の状態量検出手段及び第 2 の導出管路を形成する。さらに、第 3 油圧ポンプの吐出圧 P 3 が第 3 の状態量に相当し、管路 1 8 及び管路 1 9 が第 3 の状態量検出手段及び第 3 の導出管路を形成し、管路 1 8 及び管路 1 8 a が第 3 の状態量検出手段及び第 4 の導出管路を形成する。

40

【 0 0 3 0 】

以上のように構成された第 1 の実施の形態による建設機械の油圧回路では、ブームシリンダ 1 1 を作動させた場合には、その要求流量に応じて不図示の流量制御機構によりレギュレータ 6 の傾転角が増加し、第 1 油圧ポンプ 1 からの吐出流量が増加する。この吐出流量の増加及びブームシリンダ 1 1 の負荷圧により、第 1 油圧ポンプ 1 からの吐出圧 P 1 が大きくなり、傾転制御弁 6 b の操作駆動部 6 h の圧力 P 1 2 が上昇し、スプール 6 g の図 2 左方への押付力が増加する。このスプール 6 g の左方への押付力が、ばね 6 f による右方への押付力を上回ると、スプール 6 g が左方へ移動し、その弁位置が八側に移行し、サーボシリンダ 6 a の大径側受圧室 6 c とパイロット管路 2 8 a とを連通する。上述したように、サーボシリンダ 6 a の大径側受圧室 6 c とパイロット管路 2 8 a とが連通すると、サ

50

ーボシリンダ 6 a の各受圧室 6 c , 6 d の受圧面積差により差動ピストン 6 e が図 2 の右方へ移行し、斜板 1 a , 2 a の傾転角が減少する。一方、旋回モータ 1 3 は作動していないため、第 3 油圧ポンプ 3 の吐出圧 P 3 は低圧の状態を保持し、傾転制御弁 6 b のもう一つの操作駆動部 6 i に付与される圧力 P 3 ' も極めて低圧の状態を保持する。

【 0 0 3 1 】

このように旋回モータ 1 3 が作動していない場合には、第 1 油圧ポンプ 1 及び第 2 油圧ポンプ 2 の傾転角は、第 1 油圧ポンプ 1 あるいは第 2 油圧ポンプ 2 の吐出圧 P 1 , P 2 によって制御され、図 4 に示す流量特性線ア - イ - ウ - エに沿って吐出流量が変化する。すなわち、第 1 油圧ポンプ 1 及び第 2 油圧ポンプ 2 からの吐出圧 P 1 , P 2 が比較的低下の場合には傾転角が大きくなり、吐出流量も多くなるが、吐出圧 P 1 , P 2 が高くなるにつれ、傾転角を減じその吐出流量を減らし、予め第 1 油圧ポンプ 1 及び第 2 油圧ポンプ 2 に割当てられた最大入力トルク a (破線で示す曲線 a) を超えないようにその傾転角が制御される。

10

【 0 0 3 2 】

このような状況で、旋回モータ 1 3 の作動が指示されると、不図示の流量制御機構により第 3 油圧ポンプ 3 からの吐出流量が増加し、上述したブームシリンダ 1 1 の駆動の場合とほぼ同様の作用により、吐出圧 P 3 に応じ図 3 に示す流量特性線に沿って、油圧ポンプ 3 の斜板 3 a の傾転角が減少する。すなわち、第 3 油圧ポンプ 3 に対し予め設定された最大入力トルク c (破線で示す曲線 c) を超えない範囲で傾転角が制御される。

【 0 0 3 3 】

この場合、第 3 油圧ポンプ 3 用のレギュレータ 7 による制御には第 1 油圧ポンプ 1 及び第 2 油圧ポンプ 2 の吐出圧 P 1 , P 2 が反映されていないため、例えばブームシリンダ 1 1 の負荷圧が変動しても旋回モータ 1 3 への第 3 油圧ポンプ 3 からの供給流量は変動することがない。

20

【 0 0 3 4 】

一方、第 3 油圧ポンプ 3 からの吐出圧 P 3 は、減圧弁 1 4 を介し第 1、第 2 油圧ポンプ 1 , 2 用のレギュレータ 6 に導かれている。すなわち、傾転制御弁 6 b の操作駆動部 6 h には第 1、第 2 油圧ポンプ 1 , 2 からの吐出圧 P 1 2 が作用し、さらに、もう一つの操作駆動部 6 i には第 3 油圧ポンプ 3 からの吐出圧 P 3 が減圧された圧力 P 3 ' が付与されるため、レギュレータ 6 による第 1、第 2 油圧ポンプ 1 , 2 の傾転角が旋回モータ 1 3 が駆動していない場合よりもさらに小さく減じられる。このため、減圧弁 1 4 から付与される圧力 P 3 ' の値に応じて、図 4 に示す流量特性線ア - イ - ウ - エ - キ - カ - オで囲まれる領域の値に制御されるようになる。上述したように、減圧弁 1 4 のばね 1 4 b は、傾転制御弁 6 b に伝達される圧力 P 3 ' が P 3 0 以下となるように設定されており、特性線オ - カ - キは第 1、第 2 油圧ポンプ 1 , 2 の最大入力トルク a から圧力 P 3 0 に相当する第 3 油圧ポンプ 3 の入力トルク分を差引いたトルク b (図 4 に破線で示す曲線 b) に対応する。上述したように、圧力 P 3 0 は第 3 油圧ポンプ 3 の吐出量制御が実施されない圧力でありこの圧力 P 3 0 に相当する入力トルクは、第 3 油圧ポンプ 3 に割当てられた最大入力トルク c とほぼ同等かそれよりも若干小さい値となる。このため、旋回負荷が大きくなり第 3 油圧ポンプ 3 からの吐出圧 P 3 が増加しても、第 1、第 2 油圧ポンプ 1 , 2 からの吐出流量は、少なくとも図 4 に流量特性線ア - オ - カ - キで示される流量が確保され、ブームシリンダ 1 1 およびアームシリンダ 1 2 の動作速度が極端に低下することを回避できる。

30

40

【 0 0 3 5 】

したがって、この第 1 の実施形態による建設機械の油圧回路によれば、ブームシリンダ 1 1 の負荷やアームシリンダ 1 2 の負荷が変動し、第 1、第 2 油圧ポンプ 1 , 2 における消費トルクが変動しても、その変動が第 3 油圧ポンプ 3 の傾転角制御には反映されず、旋回モータ 1 3 へ安定した量の圧油が供給されるためスムーズな旋回動作を確保できる。また、旋回負荷が増大しても第 1、第 2 油圧ポンプ 1 , 2 からの吐出流量を必要以上に減じることがなく、ブームシリンダ 1 1 およびアームシリンダ 1 2 の極端な速度低下を回避でき、良好な操作性を確保することができる。

50

【0036】

次に、図6～図9を用い本発明による第2の実施の形態について説明する。図6はこの第2の実施の形態における要部油圧回路図、図7はコントローラによる処理の流れを示すフローチャート図、図8は第1及び第2油圧ポンプの吐出流量特性図、図9は第3油圧ポンプの流量特性図である。なお、上述した第1の実施の形態で説明した部分と同一の部分については同一の符号を付しており、その説明は省略する。

【0037】

この第2の実施の形態では、図6に示すように第1、第2、第3油圧ポンプ1, 2, 3のそれぞれの吐出圧 P_1 , P_2 , P_3 を検出する圧力検出器63, 64, 65、エンジン5の冷却水温度を検出する第4の状態量検出手段としての冷却水温検出器66、運転室43の室内用空調機の駆動スイッチ67からの信号を入力し後述の演算処理を行なうコントローラ60を設けている。また、パイロットポンプ4の吐出管路25から分岐した管路80上に、パイロット一次圧 P_0 を減圧する第1の電磁比例弁61及び第2の電磁比例弁62を設け、それぞれ管路81, 82を介し、減圧されたパイロット二次圧 P_{01} , P_{02} が各レギュレータ6, 7を形成する傾転制御弁6b, 7bの操作駆動部6j, 7hに導かれるようになっている。すなわち、上述した第1の実施の形態では、各レギュレータ6, 7に各油圧ポンプ1, 2, 3からの吐出圧 P_1 , P_2 , P_3 が直接もしくは減圧されて導かれ、この圧力により各傾転角が制御されるようになっているのに対し、第2の実施の形態ではパイロット二次圧 P_{01} , P_{02} がレギュレータ6, 7の制御圧として用いられている。そして、第1の電磁比例弁61及び第2の電磁比例弁62は、コントローラ60から出力される駆動電流 i_1 , i_2 により駆動する。それ以外の構成は、上述した第1の実施の形態と同等である。

【0038】

このように構成された第2の実施の形態による建設機械の油圧回路では、各圧力検出器53, 64, 65からの圧力信号 P_1 , P_2 , P_3 と、冷却水温検出器66からの温度信号 TW と、空調機駆動信号 SA とがコントローラ60に入力され、これらの入力信号に基づきコントローラ60は図2のフローチャートに示す処理を実行する。

【0039】

最初に手順 S_1 により各油圧ポンプ1, 2, 3の吐出圧 P_1 , P_2 , P_3 を読み取り、次の手順 S_2 において図8及び図9に示す各油圧ポンプ1, 2, 3の流量特性に基づき各吐出圧 P_1 , P_2 , P_3 に応じた吐出流量 Q_1 , Q_2 , Q_3 を設定する。図8は、第1及び第2油圧ポンプ1, 2の流量特性であり、この図8に示すように、第3油圧ポンプ3の吐出圧 P_3 が所定の最小圧力 P_{3m} 以下の場合には、最大入力トルクが曲線1で示す値を超えないように吐出流量が設定される。また、第3油圧ポンプ3の吐出圧 P_3 が所定の最大圧力 P_{30} 以上である場合には、入力トルクが曲線 n で示す値を超えないように吐出流量が設定される。そして、第3油圧ポンプ3の吐出圧 P_3 が、 $P_{3m} < P_3 < P_{30}$ の範囲の場合には、その値に応じて1～ $i+1$ で示す入力トルク曲線に沿う吐出流量が設定される。例えば、第3油圧ポンプ3の吐出圧 P_3 が P_{3i+1} の場合であって、第1油圧ポンプ1と第2油圧ポンプ2の吐出圧 P_1 , P_2 の大きい方の圧力が P_a である場合には、入力トルク曲線 $i+1$ 上の吐出流量 Q_a が第1及び第2油圧ポンプ1, 2の吐出流量として設定される。このように、第1及び第2油圧ポンプ1, 2からの吐出流量は、第3油圧ポンプ3からの吐出圧 P_3 に応じて減じられるとともに、第3油圧ポンプ3からの吐出圧 P_3 が所定の最大圧 P_{30} 以上となっても、圧力 P_{30} に相当する入力トルクよりも大きくは減じられることがないように設定されている。

【0040】

一方、図9は第3油圧ポンプ3の流量特性を示す図で、この図9に示すように第3油圧ポンプ3については、第3油圧ポンプ3の吐出圧 P_3 のみに応じてその吐出流量が設定される。すなわち、例えば第3油圧ポンプ3の吐出圧 P_3 が $P_{3n'}$ の場合には、特性線上の流量 $Q_{n'}$ が第3油圧ポンプ3の吐出流量として設定される。

【0041】

10

20

30

40

50

図 8 に戻り、次の手順 S 3 では、冷却水温検出器 6 6 からの温度信号 T W と空調機の駆動スイッチ 6 7 からの駆動信号 S A を読込む。

【 0 0 4 2 】

手順 S 4 において、冷却水温 T W が所定の温度 T C、例えばエンジン 5 がオーバーヒートの状態に近づいたと判断できる温度 T C よりも低い場合には次の手順 S 5 に移行し、空調機の駆動が指示されているかどうかを判別し、空調機が駆動していないと判断した場合には手順 S 6 に移行する。

【 0 0 4 3 】

上述の手順 S 4 において、冷却水温 T W が所定の温度 T C 以上の場合には、例えばエンジン 5 がオーバーヒートする状態に近いものとして、手順 S 9 に移行し、手順 S 2 で設定された各油圧ポンプ 1, 2, 3 の吐出流量 Q_1, Q_2, Q_3 に対し、1 よりも小さい係数 k_1, k_2, k_3 を乗算する。すなわち、 $Q_{1,2} = Q_{1,2} \times k_1, k_2$ 、 $Q_3 = Q_3 \times k_3$ とし、手順 S 2 で設定された流量より少ない流量に設定し、各油圧ポンプ 1, 2, 3 の消費トルクが小さくなるように再設定し、手順 S 6 に移行する。

【 0 0 4 4 】

また、手順 S 5 において、空調機が駆動されていると判断した場合には、空調機を作動させるために必要なエンジン 5 への負荷分を減じるために、手順 S 10 に移行し、上述した手順 S 9 と同様に、手順 S 2 で設定された各吐出流量 Q_1, Q_2, Q_3 に 1 よりも小さい係数 k_1, k_2, k_3 を乗算し、手順 S 6 に移行する。

【 0 0 4 5 】

手順 S 6 では、第 1 の電磁比例弁 6 1 及び第 2 の電磁比例弁 6 2 の出力特性を読込む。すなわち、各電磁比例弁 6 1, 6 2 の入力電流 i_1, i_2 と吐出圧 P_{01}, P_{02} との関係性を不図示の特性より読込む。

【 0 0 4 6 】

次の手順 S 7 では、設定された吐出流量 Q_1, Q_2, Q_3 を得るために、手順 S 6 で読込んだ各電磁比例弁 6 1, 6 2 の特性から第 1 の電磁比例弁 6 1 及び第 2 の電磁比例弁 6 2 への出力電流 i_1, i_2 を算出する。

【 0 0 4 7 】

上述した第 1 の実施の形態で説明したように、各レギュレータ 6, 7 は、傾転制御弁 6 b, 7 b に付与される圧力 P_{01}, P_{02} に応じて各傾転角が一義的に設定され、吐出流量 Q_1, Q_2, Q_3 も各傾転角に応じて一義的に定まるようになっている。手順 S 6 及び手順 S 7 では設定された吐出流量 Q_1, Q_2, Q_3 に相当する傾転制御弁 6 b, 7 b への圧力 P_{01}, P_{02} に基づき、各電磁比例弁 6 1, 6 2 への電流値 i_1, i_2 を算出するようになっている。

【 0 0 4 8 】

そして、手順 S 8 では電磁比例弁 6 1, 6 2 に対し、手順 S 7 で設定された電流信号 i_1, i_2 を出力する。

【 0 0 4 9 】

電磁比例弁 6 1, 6 2 のソレノイド 6 1 a, 6 2 a に電流 i_1, i_2 が通電すると、この電流値に応じて電磁比例弁 6 1, 6 2 のスプールが移動し、その弁位置が又側及び右側となる。このスピールの移動によりパイロット管路 8 0 と管路 8 1, 8 2 とが徐々に連通し、傾転制御弁 6 b, 7 b の操作駆動部 6 j, 7 h にパイロット二次圧 P_{01}, P_{02} が付与される。このパイロット二次圧 P_{01}, P_{02} により、傾転制御弁 6 b, 7 b のスプール 6 g, 7 g が移動し、弁位置が八側及びへ側に移動し、サーボシリンダ 6 a, 7 a の大径側受圧室 6 c, 7 c とパイロット管路 2 8 a, 2 8 c とが連通し、斜板 1 a, 2 a, 3 a の傾転角が減少し、各油圧ポンプ 1, 2, 3 からの吐出流量が手順 S 2 あるいは S 9, S 10 で設定された流量 Q_1, Q_2, Q_3 に制御される。

【 0 0 5 0 】

したがって、この第 2 の実施の形態によれば、第 3 油圧ポンプ 3 の吐出流量 Q_3 は、自己の吐出圧 P_3 によってのみ制御されるようになっており、例えばブームシリンダ 1 1 の負

10

20

30

40

50

荷圧が変動し、第1及び第2油圧ポンプ1, 2からの吐出流量 Q_1 , Q_2 が変動しても、すなわち第1及び第2油圧ポンプ1, 2の消費トルクが変動しても、安定した流量が確保される。

【0051】

また、第1及び第2油圧ポンプ1, 2の吐出流量 Q_1 , Q_2 は、各々の吐出圧 P_1 , P_2 及び第3油圧ポンプ3からの吐出圧 P_3 に応じて制御されるものの、第3油圧ポンプ3からの吐出圧 P_3 が所定の P_{30} 以上となっても、この圧力 P_{30} に相当する入力トルク以上には減じられることがなく、第1及び第2油圧ポンプ1, 2に接続されるブームシリンダ11及びアームシリンダ12の動作速度を過剰に低下させることがない。

【0052】

さらに、冷却水温 TW に基づき、エンジン5がオーバーヒートの状態に近いと判断した場合や、空調機が駆動されている場合には、各油圧ポンプ1, 2, 3の吐出流量 Q_1 , Q_2 , Q_3 を低く抑えるようになっており、エンジン5の負荷がその分軽減され、エンジンストールを防止することができる。

【0053】

次に、図10及び図11に基づき本発明による第3の実施の形態について説明する。図10はコントローラ60Aの入出力関係を示す図であり、図11はコントローラ60Aにおける処理に際し、補正係数を求めるためのマップ図を示す。

【0054】

この第3の実施の形態では、図10に示すようにコントローラ60Aに、各油圧ポンプ1, 2, 3の吐出圧信号 P_1 , P_2 , P_3 と図5に示す油圧ショベルのフロント47を形成するブーム44、アーム45、バケット46にそれぞれ設けられた角度検出器70, 71, 72からの回動角信号 BO , A , BU が入力される。その他の構成は、上述した第2の実施の形態と同等である。

【0055】

このように構成された第3の実施の形態では、コントローラ60Aは、各回動角信号 BO , A , BU に基づき、旋回体40からバケット45の先端までの水平距離 L を算出し、次にこの水平距離 L に対する第1及び第2油圧ポンプ1, 2の吐出流量 Q_1 , Q_2 の補正係数(1)と、第3油圧ポンプ3の吐出流量 Q_3 の補正係数(1)を図11に示すマップより求める。なお、この補正係数(1)は、水平距離 L が遠くなるほど小さい値となるように設定されている。そして、上述した第2の実施の形態同様各油圧ポンプ1, 2, 3からの吐出圧 P_1 , P_2 , P_3 に基づき目標となる各油圧ポンプ1, 2, 3の吐出流量 Q_1 , Q_2 , Q_3 を算出する。この算出された吐出流量 Q_1 , Q_2 に対し、上述の補正係数(1)を乗算し、かつ、吐出流量 Q_3 に補正係数(1)を乗算する。さらに、この補正係数(1)によって補正された目標となる吐出流量 Q_1 , Q_2 , Q_3 に基づき、上述した第2の実施の形態同様の処理により電磁比例弁61, 62へ電流信号 i_1 , i_2 を出力する。

【0056】

したがって、この第3の実施の形態によれば、上述した第1の実施の形態及び第2の実施の形態同様に、ブームシリンダ11の負荷やアームシリンダ12の負荷が変動し、第1、第2油圧ポンプ1, 2における消費トルクが変動しても、その変動が第3油圧ポンプ3の傾転角制御には反映されず、旋回モータ13へ安定した量の圧油が供給されるためスムーズな旋回動作を確保できる。また、旋回負荷が増大しても第1、第2油圧ポンプ1, 2からの吐出流量を必要以上に減じることがなく、ブームシリンダ11およびアームシリンダ12の極端な速度低下を回避でき、良好な操作性を確保することができる。

【0057】

さらに、フロント47の姿勢(旋回体40からバケット46先端までの距離)によってモーメントが大きくなっても、その分油圧ポンプ1, 2, 3からの吐出流量を小さく抑えることができ、エンジン5への過負荷を防止できるとともに、特にフロント47の起動・停止時に生じるショックを低減できる。

10

20

30

40

50

【0058】

なお、上述した第1、第2、第3の実施の形態では、第3油圧ポンプ3の流量特性を図3及び図9に示すように所定圧P30よりも高い領域では一定の最大トルクとなるように設定したが、例えば図12の一点鎖線(2)で示すようにP30より高い領域でも入力トルクが増加するように設定しても良いし、二点鎖線(3)で示すように減少するように設定しても良い。また、図13の曲線(4)に示すように曲線状に減少するように設定しても良い。

【0059】

また、第1及び第2の油圧ポンプ1,2の斜板1a,2aを共通のレギュレータ6により制御するようにしたが、各油圧ポンプ1,2にそれぞれ独立したレギュレータを設けても

10

【0060】

また、各実施の形態におけるレギュレータ6,7は、アクチュエータの作動に伴うポンプへの要求流量に応じて傾転角を増加あるいは減少させるための流量制御機構を有するものとして説明したが、流量制御機構を備えることなくアクチュエータが非作動の状態でも最大傾転とするレギュレータであっても良い。

【0061】

また、レギュレータ6に付与される制御力として、第1油圧ポンプ1の吐出圧P1と第2油圧ポンプ2の吐出圧P2のうち大きい方の圧力を選択するようにしたが、両者の平均値をとっても良い。

20

【0062】

また、レギュレータ6,7は、傾転角制御弁6b,7bを有する構造としたが、サーボシリンダ6a,7aに直接制御圧が導かれるとともに、斜板1a,1bの他方側に所定の押付力を負荷することにより、各々のバランスによって傾転角を制御するものであっても良い。

【0063】

また、第3油圧ポンプ3の吐出圧P3に基づく第1及び第2油圧ポンプ1,2のレギュレータ6に作用する最大圧力として第3油圧ポンプ3の流量制御が実施されない限界値P30としたが、この近傍の値であれば若干高くても低くても良い。

【0064】

さらに、第3油圧ポンプ3に接続される特定のアクチュエータとして旋回モータ13を例示したが、例えばブレーカや小割機等のバケットに代る特殊アタッチメント等であっても

30

【0065】

【発明の効果】

以上説明したように、本発明によれば、3つの可変容量型の油圧ポンプを用いそれぞれの吐出圧によって各油圧ポンプの押しのけ容積を制御するようにした油圧回路であっても、そのうちの1つの油圧ポンプについては、他の2つの油圧ポンプの消費トルクの変動の影響を受けることなく第3油圧ポンプに接続された特定のアクチュエータに対し安定した流量の圧油を供給することができ、この特定のアクチュエータの駆動をスムーズに行なうことができる。また、第3油圧ポンプに接続される特定のアクチュエータの負荷が増大しても、第1及び第2の油圧ポンプの吐出流量が極端に減少することがなく、特定のアクチュエータ以外の他のアクチュエータの過剰な速度低下を防止でき、これにより良好な操作性を確保することができる。

40

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明による第1の実施の形態の油圧回路図である。

【図2】第1の実施の形態における要部油圧回路図である。

【図3】第1の実施の形態における第3油圧ポンプの流量特性を示す図である。

【図4】第1の実施の形態における第1、第2油圧ポンプの流量特性を示す図である。

【図5】本発明が適用される建設機械としての油圧ショベルの外観を示す図である。

50

【図 6】第 2 の実施の形態における要部油圧回路図である。

【図 7】第 2 の実施の形態におけるコントローラの処理の流れを示すフローチャート図である。

【図 8】第 2 の実施の形態における第 1、第 2 油圧ポンプの流量特性を示す図である。

【図 9】第 2 の実施の形態における第 3 油圧ポンプの流量特性を示す図である。

【図 10】第 3 の実施の形態におけるコントローラへの入出力関係を示す図である。

【図 11】第 3 の実施の形態における補正係数のマップを示す図である。

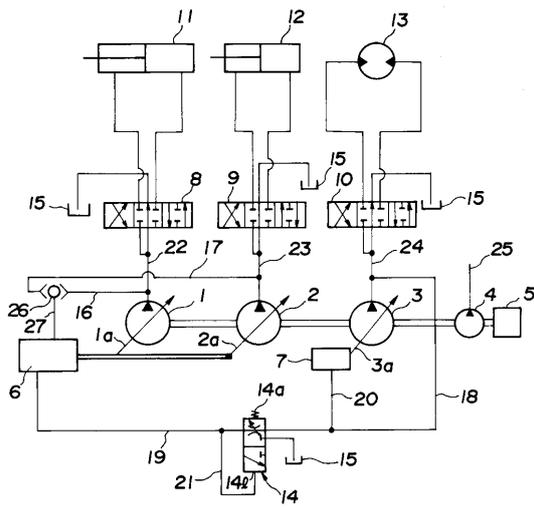
【図 12】第 3 油圧ポンプの消費トルクの設定例を示す図である。

【図 13】第 3 油圧ポンプの消費トルクの他の設定例を示す図である。

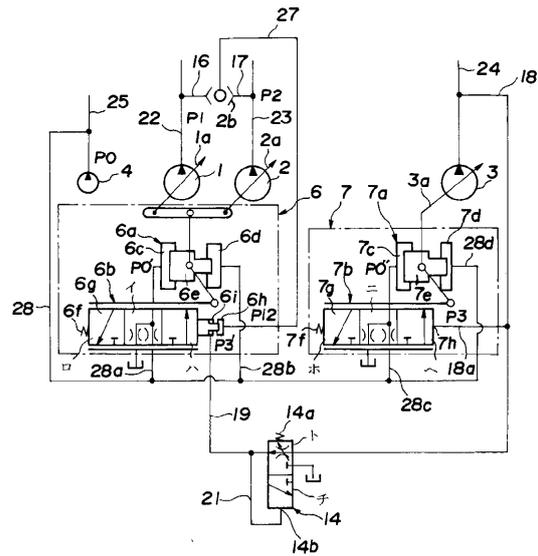
【符号の説明】

1	第 1 油圧ポンプ	
2	第 2 油圧ポンプ	
3	第 3 油圧ポンプ	
4	パイロットポンプ	
5	エンジン	
6	レギュレータ（第 1 及び第 2 油圧ポンプ用の容量制御手段）	
7	レギュレータ（第 3 油圧ポンプ用の容量制御手段）	
14	減圧弁（制限手段）	
16	管路（第 1 の導出管路）	
17	管路（第 2 の導出管路）	20
18	管路（第 3、第 4 の導出管路）	
19	管路（第 4 の導出管路）	
20	管路（第 3 の導出管路）	
27	管路（第 1、第 2 の導出管路）	
60、60A	コントローラ	
61	第 1 の電磁比例弁	
62	第 2 の電磁比例弁	
63	圧力検出器（第 1 の状態量検出手段）	
64	圧力検出器（第 2 の状態量検出手段）	
65	圧力検出器（第 3 の状態量検出手段）	30
66	冷却水温検出器（第 4 の状態量検出手段）	
67	空調機の駆動スイッチ（指示手段）	
70	ブーム角度検出器（第 4 の状態量検出手段）	
71	アーム角度検出器（第 4 の状態量検出手段）	
72	バケット角度検出器（第 4 の状態量検出手段）	

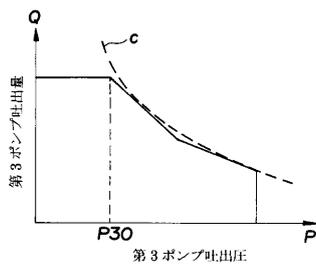
【 図 1 】



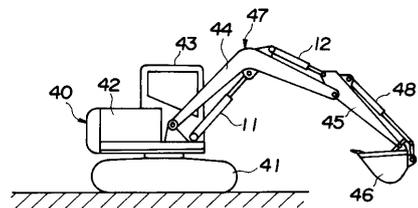
【 図 2 】



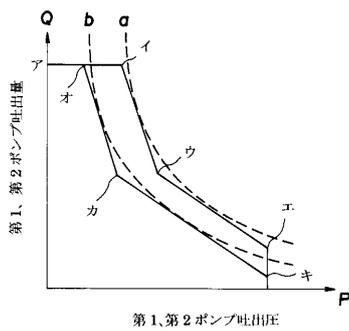
【 図 3 】



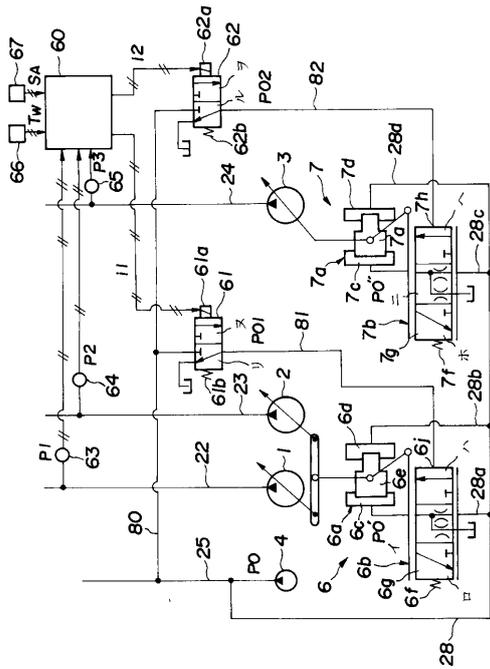
【 図 5 】



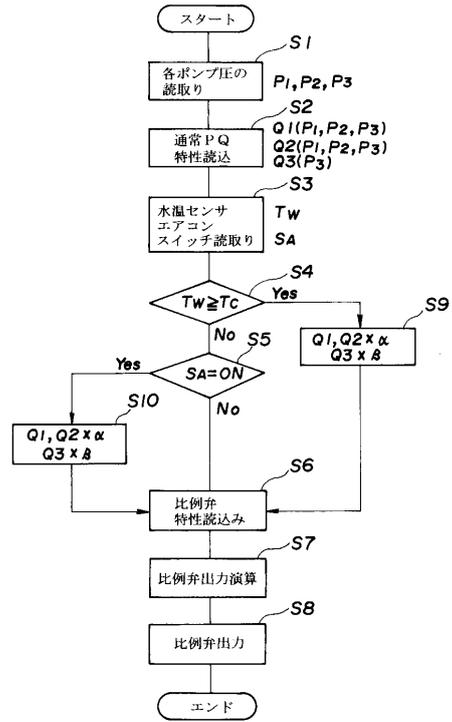
【 図 4 】



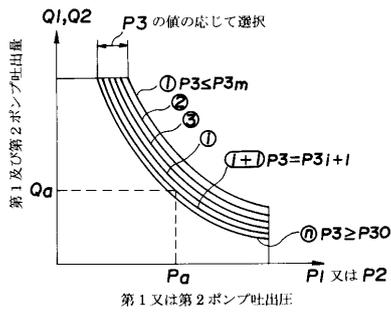
【 図 6 】



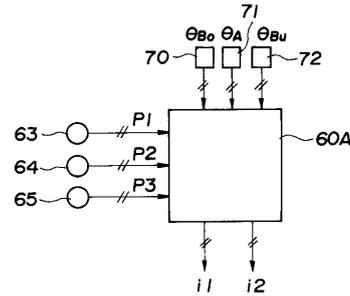
【 図 7 】



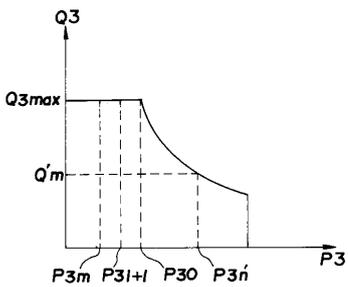
【 図 8 】



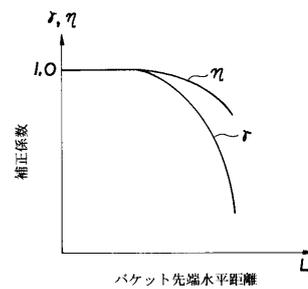
【 図 10 】



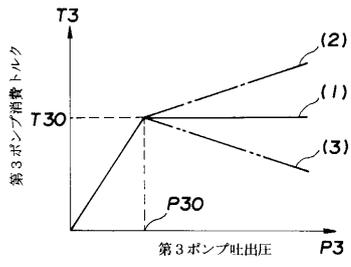
【 図 9 】



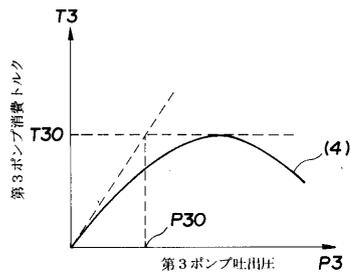
【 図 11 】



【 図 1 2 】



【 図 1 3 】



フロントページの続き

- (72)発明者 杉山 玄六
茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社土浦工場内
- (72)発明者 田中 秀明
茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社土浦工場内
- (72)発明者 豊岡 司
茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社土浦工場内
- (72)発明者 江頭 雅樹
茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社土浦工場内
- (72)発明者 大木 孝利
茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社土浦工場内

審査官 細川 健人

- (56)参考文献 実開昭59-181283(JP,U)
特開昭59-085046(JP,A)
特開平10-159807(JP,A)
特開昭56-085581(JP,A)
特開平06-108497(JP,A)
特開平08-303403(JP,A)
特開平05-248414(JP,A)
実開昭57-018061(JP,U)
実開昭57-129991(JP,U)
特開昭53-110102(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F15B 11/00

E02F 9/22