

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第6021226号
(P6021226)

(45) 発行日 平成28年11月9日 (2016. 11. 9)

(24) 登録日 平成28年10月14日 (2016. 10. 14)

(51) Int. Cl.	F 1
F 1 5 B 11/00 (2006. 01)	F 1 5 B 11/00 N
E 0 2 F 9/22 (2006. 01)	E 0 2 F 9/22 L

請求項の数 6 (全 38 頁)

(21) 出願番号	特願2013-246800 (P2013-246800)	(73) 特許権者	000005522
(22) 出願日	平成25年11月28日 (2013. 11. 28)		日立建機株式会社
(65) 公開番号	特開2015-105675 (P2015-105675A)		東京都台東区東上野二丁目 1 6 番 1 号
(43) 公開日	平成27年6月8日 (2015. 6. 8)	(73) 特許権者	000005197
審査請求日	平成28年1月20日 (2016. 1. 20)		株式会社不二越
			富山県富山市不二越本町一丁目 1 番 1 号
		(74) 代理人	110001829
			特許業務法人開知国際特許事務所
		(74) 代理人	100077816
			弁理士 春日 譲
		(74) 代理人	100156524
			弁理士 猪野木 雄一

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 建設機械の油圧駆動装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

原動機と、
 前記原動機により駆動される可変容量型の第 1 油圧ポンプと、
 前記原動機により駆動される可変容量型の第 2 油圧ポンプと、
 前記第 1 及び第 2 油圧ポンプにより吐出された圧油により駆動される複数のアクチュエータと、
 前記第 1 及び第 2 油圧ポンプから前記複数のアクチュエータに供給される圧油の流量を制御する複数の流量制御弁と、
 前記複数の流量制御弁の前後差圧をそれぞれ制御する複数の圧力補償弁と、
 前記第 1 油圧ポンプの吐出流量を制御する第 1 ポンプ制御装置と、
 前記第 2 油圧ポンプの吐出流量を制御する第 2 ポンプ制御装置とを備え、
 前記第 1 ポンプ制御装置は、
 前記第 1 油圧ポンプの吐出圧と容量の少なくとも一方が増大し、前記第 1 油圧ポンプの吸収トルクが増大するとき、前記第 1 油圧ポンプの吸収トルクが第 1 最大トルク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 トルク制御部を有し、
 前記第 2 ポンプ制御装置は、
 前記第 2 油圧ポンプの吐出圧と容量の少なくとも一方が増大し、前記第 2 油圧ポンプの吸収トルクが増大するとき、前記第 2 油圧ポンプの吸収トルクが第 2 最大トルクを超えないように前記第 2 油圧ポンプの容量を制御する第 2 トルク制御部と、

10

20

前記第 2 油圧ポンプの吸収トルクが前記第 2 最大トルクよりも小さいとき、前記第 2 油圧ポンプの吐出圧が前記第 2 油圧ポンプにより吐出された圧油により駆動されるアクチュエータの最高負荷圧より目標差圧だけ高くなるよう前記第 2 油圧ポンプの容量を制御するロードセンシング制御部とを有する建設機械の油圧駆動装置において、

前記第 1 トルク制御部は、前記第 1 油圧ポンプの吐出圧が導かれ、前記吐出圧の上昇時に前記第 2 油圧ポンプの容量を減少させ吸収トルクが減少するよう前記第 1 油圧ポンプの容量を制御する第 1 トルク制御アクチュエータと、前記第 1 最大トルクを設定する第 1 付勢手段とを有し、

前記第 2 トルク制御部は、前記第 2 油圧ポンプの吐出圧が導かれ、前記吐出圧の上昇時に前記第 2 油圧ポンプの容量を減少させ吸収トルクが減少するよう前記第 2 油圧ポンプの容量を制御する第 2 トルク制御アクチュエータと、前記第 2 最大トルクを設定する第 2 付勢手段とを有し、

前記ロードセンシング制御部は、

前記第 2 油圧ポンプの吐出圧と前記最高負荷圧との差圧が前記目標差圧よりも小さくなるにしたがって低くなるようロードセンシング駆動圧力を変化させる制御弁と、前記ロードセンシング駆動圧力が低くなるにしたがって前記第 2 油圧ポンプの容量を増加し吐出流量が増加するよう前記第 2 油圧ポンプの容量を制御するロードセンシング制御アクチュエータとを有し、

前記第 1 ポンプ制御装置は、更に、

前記第 2 油圧ポンプの吐出圧と前記ロードセンシング駆動圧力とが導かれ、前記第 2 油圧ポンプが前記第 2 トルク制御部の制御の制限を受け、前記第 2 最大トルクで動作するときと、前記第 2 油圧ポンプが前記第 2 トルク制御部の制御の制限を受けず、前記ロードセンシング制御部が前記第 2 油圧ポンプの容量を制御するときのいずれの場合にも、前記第 2 油圧ポンプの吸収トルクを模擬するよう前記第 2 油圧ポンプの吐出圧を補正して出力するトルクフィードバック回路と、

前記トルクフィードバック回路の出力圧が導かれ、前記トルクフィードバック回路の出力圧が高くなるにしたがって前記第 1 油圧ポンプの容量を減少させ前記第 1 最大トルクが減少するよう前記第 1 油圧ポンプの容量を制御する第 3 トルク制御アクチュエータとを有することを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

【請求項 2】

請求項 1 記載の建設機械の油圧駆動装置において、

前記トルクフィードバック回路は、

前記第 2 油圧ポンプの吐出圧が導かれ、この第 2 油圧ポンプの吐出圧が設定圧以下であるときは、前記第 2 油圧ポンプの吐出圧をそのまま出力し、前記第 2 油圧ポンプの吐出圧が前記設定圧より高いときは、前記第 2 油圧ポンプの吐出圧を前記設定圧に減圧して出力する可変減圧弁を有し、

前記可変減圧弁は、前記ロードセンシング制御部の前記ロードセンシング駆動圧力が更に導かれ、このロードセンシング駆動圧力が高くなるにしたがって前記設定圧を低くすることを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

【請求項 3】

請求項 2 記載の建設機械の油圧駆動装置において、

前記トルクフィードバック回路は、

前記第 2 油圧ポンプの吐出圧が導かれる第 1 固定絞りと、この第 1 固定絞りの下流側に位置し、下流側がタンクに接続された圧力調整弁とを有し、前記第 1 固定絞りと前記圧力調整弁との間の油路の圧力を出力する第 1 分圧回路を更に有し、

前記圧力調整弁は、前記ロードセンシング制御部の前記ロードセンシング駆動圧力が導かれ、このロードセンシング駆動圧力が高くなるにしたがって前記第 1 固定絞りと前記圧力調整弁との間の油路の圧力が低くなるよう構成され、

前記第 1 固定絞りと前記圧力調整弁との間の油路の圧力が前記第 2 油圧ポンプの吐出圧として前記可変減圧弁に導かれることを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

10

20

30

40

50

【請求項 4】

請求項 3 記載の建設機械の油圧駆動装置において、

前記圧力調整弁は、前記ロードセンシング駆動圧力が高くなるにしたがって開口面積が大きくなるよう前記開口面積が可変となるよう構成された可変絞り弁であることを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

【請求項 5】

請求項 3 記載の建設機械の油圧駆動装置において、

前記圧力調整弁は、前記ロードセンシング駆動圧力が高くなるにしたがってリリーフ設定圧が低くなるよう構成された可変リリーフ弁であることを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

10

【請求項 6】

請求項 3 記載の建設機械の油圧駆動装置において、

前記トルクフィードバック回路は、

前記第 2 油圧ポンプの吐出圧が導かれる第 2 固定絞りと、この第 2 固定絞りの下流側に位置し、下流側がタンクに接続された第 3 固定絞りとを有し、前記第 2 固定絞りと前記第 3 固定絞りとの間の油路の圧力を出力する第 2 分圧回路と、

前記可変減圧弁の出力圧と前記第 2 分圧回路の出力圧の高圧側を選択して出力する高圧選択弁とを更に有し、

前記高圧選択弁の出力圧が前記第 3 トルク制御アクチュエータに導かれることを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

20

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、油圧ショベル等の建設機械の油圧駆動装置に係わり、特に、少なくとも 2 つの可変容量型の油圧ポンプを備え、そのうちの一方の油圧ポンプが少なくともトルク制御を行うポンプ制御装置（レギュレータ）を有し、他方がロードセンシング制御とトルク制御を行うポンプ制御装置（レギュレータ）を有する建設機械の油圧駆動装置に関する。

【背景技術】

【0002】

油圧ショベル等の建設機械の油圧駆動装置においては、油圧ポンプの吐出圧が複数のアクチュエータの最高負荷圧より目標差圧だけ高くなるよう油圧ポンプの容量（流量）を制御するレギュレータを備えたものが広く利用されており、この制御はロードセンシング制御と呼ばれている。特許文献 1 には、そのようなロードセンシング制御を行うレギュレータを備えた建設機械の油圧駆動装置において、2 つの油圧ポンプを設け、2 つの油圧ポンプのそれぞれでロードセンシング制御を行うようにした 2 ポンプロードセンシングシステムが記載されている。

30

【0003】

また、建設機械の油圧駆動装置のレギュレータでは、通常、油圧ポンプの吐出圧が高くなるにしたがって油圧ポンプの容量を減少させることで油圧ポンプの吸収トルクが原動機の定格出力トルクを超えないよう、トルク制御を行い、原動機がオーバトルクとなって停止すること（エンジンストール）を防止している。油圧駆動装置が 2 つの油圧ポンプを備える場合は、一方の油圧ポンプのレギュレータは自身の吐出圧だけでなく、他方の油圧ポンプの吸収トルクに係わるパラメータ取り込んでトルク制御を行い（全トルク制御）、原動機の停止防止と原動機の定格出力トルクの有効利用を図っている。

40

【0004】

例えば特許文献 2 では、一方の油圧ポンプの吐出圧を減圧弁を介して他方の油圧ポンプのレギュレータに導いて、全トルク制御を行っている。減圧弁の設定圧は一定であり、かつこの設定圧は他方の油圧ポンプのレギュレータのトルク制御の最大トルクを模擬した値に設定されている。これにより一方の油圧ポンプに係わるアクチュエータのみを駆動する作業では、一方の油圧ポンプが原動機の定格出力トルクのほぼ全てを有効に使用すること

50

ができ、かつ他方の油圧ポンプに係わるアクチュエータを同時に駆動する複合操作の作業では、ポンプ全体の吸収トルクが原動機の定格出力トルクを超えず、原動機の停止を防止することができる。

【 0 0 0 5 】

特許文献 3 では、2 つの可変容量型の油圧ポンプに対して全トルク制御を行うために、他方の油圧ポンプの傾転角を減圧弁の出力圧として検出し、その出力圧を、一方の油圧ポンプのレギュレータに導いている。特許文献 4 では、他方の油圧ポンプの傾転角を揺動アームの腕長さに置き換えて検出することで、全トルク制御の制御精度を向上させている。

【先行技術文献】

【特許文献】

10

【 0 0 0 6 】

【特許文献 1】特開 2 0 1 1 - 1 9 6 4 3 8 号公報

【特許文献 2】特許第 3 8 6 5 5 9 0 号公報

【特許文献 3】特公平 3 - 7 0 3 0 号公報

【特許文献 4】特開平 7 - 1 8 9 9 1 6 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【 0 0 0 7 】

特許文献 1 に記載の 2 ポンプロードセンシングシステムに特許文献 2 に記載の全トルク制御の技術を組み込むことで、特許文献 1 に記載の 2 ポンプロードセンシングシステムにおいても全トルク制御を行うことができるようになる。しかし、特許文献 2 の全トルク制御においては、上述したように、減圧弁の設定圧は他方の油圧ポンプのトルク制御の最大トルクを模擬した一定の値に設定されている。このため、2 つの油圧ポンプに係わるアクチュエータを同時に駆動する複合操作の作業で、他方の油圧ポンプがトルク制御の制限を受け、トルク制御の最大トルクで動作する運転状態にあるときは、原動機の定格出力トルクの有効利用を図ることができる。しかし、他方の油圧ポンプがトルク制御の制限を受けず、ロードセンシング制御によって容量制御を行う運転状態にあるときは、他方の油圧ポンプの吸収トルクがトルク制御の最大トルクよりも小さいにも係わらず、最大トルクを模擬した減圧弁の出力圧が一方の油圧ポンプのレギュレータに導かれ、一方の油圧ポンプの吸収トルクを必要以上に減少させるよう制御してしまう。このため全トルク制御を精度良く行うことができなかった。

20

30

【 0 0 0 8 】

特許文献 3 では、他方の油圧ポンプの傾転角を減圧弁の出力圧として検出し、その出力圧を一方の油圧ポンプのレギュレータに導くことで、全トルク制御の精度を高めようとしている。しかし、一般的にポンプのトルクは吐出圧と容量の積、つまり(吐出圧×ポンプ容量)/2 で求められるのに対し、特許文献 3 では、一方の油圧ポンプの吐出圧を段付きピストンの 2 つのパイロット室の一方に導き、減圧弁の出力圧(他方の油圧ポンプの吐出量比例圧力)を段付きピストンの他方のパイロット室に導き、吐出圧と吐出量比例圧力との和を出力トルクのパラメータとして一方の油圧ポンプの容量を制御しているので、実際に使用されているトルクとの間に相当の誤差が生じてしまうという問題があった。

40

【 0 0 0 9 】

特許文献 4 では、他方の油圧ポンプの傾転角を揺動アームの腕長さに置き換えて検出することで、全トルク制御の制御精度を向上させている。しかし、特許文献 4 のレギュレータは、揺動アームとレギュレータピストン内に設けられたピストンが力を伝えながら相対的に摺動するという、非常に複雑な構造となっており、十分な耐久性を有する構造を持たせようすると、揺動アームとレギュレータピストンなどの部品を強固にせざるを得ず、レギュレータの小型化が困難であるという問題があった。特に、小型の油圧シヨベルでかつ後端半径が小さい、いわゆる後方小旋回型の場合、油圧ポンプを格納するスペースが小さく、搭載が困難な場合があった。

【 0 0 1 0 】

50

本発明の目的は、一方の油圧ポンプが少なくともトルク制御を行うポンプ制御装置を有し、他方の油圧ポンプがロードセンシング制御とトルク制御を行う少なくとも2つの可変容量型の油圧ポンプを有する建設機械の油圧駆動装置において、他方の油圧ポンプの吸収トルクを純油圧的な構成で精度良く検出して一方の油圧ポンプ側にフィードバックすることで、全トルク制御を精度良く行い、原動機の定格出力トルクを有効利用することができる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】

【0011】

(1) 上記目的を達成するため、本発明は、原動機と、前記原動機により駆動される可変容量型の第1油圧ポンプと、前記原動機により駆動される可変容量型の第2油圧ポンプと、前記第1及び第2油圧ポンプにより吐出された圧油により駆動される複数のアクチュエータと、前記第1及び第2油圧ポンプから前記複数のアクチュエータに供給される圧油の流量を制御する複数の流量制御弁と、前記複数の流量制御弁の前後差圧をそれぞれ制御する複数の圧力補償弁と、前記第1油圧ポンプの吐出流量を制御する第1ポンプ制御装置と、前記第2油圧ポンプの吐出流量を制御する第2ポンプ制御装置とを備え、前記第1ポンプ制御装置は、前記第1油圧ポンプの吐出圧と容量の少なくとも一方が増大し、前記第1油圧ポンプの吸収トルクが増大するとき、前記第1油圧ポンプの吸収トルクが第1最大トルク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トルク制御部を有し、前記第2ポンプ制御装置は、前記第2油圧ポンプの吐出圧と容量の少なくとも一方が増大し、前記第2油圧ポンプの吸収トルクが増大するとき、前記第2油圧ポンプの吸収トルクが第2最大トルクを超えないように前記第2油圧ポンプの容量を制御する第2トルク制御部と、前記第2油圧ポンプの吸収トルクが前記第2最大トルクよりも小さいとき、前記第2油圧ポンプの吐出圧が前記第2油圧ポンプにより吐出された圧油により駆動されるアクチュエータの最高負荷圧より目標差圧だけ高くなるよう前記第2油圧ポンプの容量を制御するロードセンシング制御部とを有する建設機械の油圧駆動装置において、前記第1トルク制御部は、前記第1油圧ポンプの吐出圧が導かれ、前記吐出圧の上昇時に前記第2油圧ポンプの容量を減少させ吸収トルクが減少するよう前記第1油圧ポンプの容量を制御する第1トルク制御アクチュエータと、前記第1最大トルクを設定する第1付勢手段とを有し、前記第2トルク制御部は、前記第2油圧ポンプの吐出圧が導かれ、前記吐出圧の上昇時に前記第2油圧ポンプの容量を減少させ吸収トルクが減少するよう前記第2油圧ポンプの容量を制御する第2トルク制御アクチュエータと、前記第2最大トルクを設定する第2付勢手段とを有し、前記ロードセンシング制御部は、前記第2油圧ポンプの吐出圧と前記最高負荷圧との差圧が前記目標差圧よりも小さくなるにしたがって低くなるようロードセンシング駆動圧力を変化させる制御弁と、前記ロードセンシング駆動圧力が低くなるにしたがって前記第2油圧ポンプの容量を増加し吐出流量が増加するよう前記第2油圧ポンプの容量を制御するロードセンシング制御アクチュエータとを有し、前記第1ポンプ制御装置は、更に、前記第2油圧ポンプの吐出圧と前記ロードセンシング駆動圧力とが導かれ、前記第2油圧ポンプが前記第2トルク制御部の制御の制限を受け、前記第2最大トルクで動作するとき、前記第2油圧ポンプが前記第2トルク制御部の制御の制限を受けず、前記ロードセンシング制御部が前記第2油圧ポンプの容量を制御するときのいずれの場合にも、前記第2油圧ポンプの吸収トルクを模擬するよう前記第2油圧ポンプの吐出圧を補正して出力するトルクフィードバック回路と、前記トルクフィードバック回路の出力圧が導かれ、前記トルクフィードバック回路の出力圧が高くなるにしたがって前記第1油圧ポンプの容量を減少させ前記第1最大トルクが減少するよう前記第1油圧ポンプの容量を制御する第3トルク制御アクチュエータとを有するものとする。

【0012】

このように構成した本発明においては、第2油圧ポンプ（他方の油圧ポンプ）がトルク制御の制限を受け、トルク制御の第2最大トルクで動作する運転状態にあるときは勿論のこと、第2油圧ポンプがトルク制御の制限を受けず、ロードセンシング制御によって容量制御を行う運転状態にある場合であっても、トルクフィードバック回路により第2油圧ポ

10

20

30

40

50

ンプの吐出圧が第2油圧ポンプの吸収トルクを模擬するよう補正され、この補正した吐出圧分、第3トルク制御アクチュエータにより第1最大トルクが減少するよう補正される。これにより第2油圧ポンプの吸収トルクは純油圧的な構成（トルクフィードバック回路）で精度良く検出され、その吸収トルクを第1油圧ポンプ（一方の油圧ポンプ）側にフィードバックすることで、全トルク制御を精度良く行い、原動機の定格出力トルクを有効利用することができる。

【0013】

（2）上記（1）の油圧駆動装置において、好ましくは、前記トルクフィードバック回路は、前記第2油圧ポンプの吐出圧が導かれ、この第2油圧ポンプの吐出圧が設定圧以下であるときは、前記第2油圧ポンプの吐出圧をそのまま出力し、前記第2油圧ポンプの吐出圧が前記設定圧より高いときは、前記第2油圧ポンプの吐出圧を前記設定圧に減圧して出力する可変減圧弁を有し、前記可変減圧弁は、前記ロードセンシング制御部の前記ロードセンシング駆動圧力が更に導かれ、このロードセンシング駆動圧力が高くなるにしたがって前記設定圧を低くする。

10

【0014】

油圧ポンプがロードセンシング制御により容量制御を行うとき、油圧ポンプの容量変更部材（斜板）の位置、すなわち容量（傾転角）は、ロードセンシング駆動圧力が作用するロードセンシング制御アクチュエータ（LS制御ピストン）と油圧ポンプの吐出圧が作用するトルク制御アクチュエータ（トルク制御ピストン）のそれぞれが容量変更部材を押す力の合力と、最大トルクを設定する付勢手段（バネ）が容量変更部材を反対方向に押す力との釣り合いによって決まる（図5）。このためロードセンシング制御時の油圧ポンプの容量はロードセンシング駆動圧力によって変化するだけでなく、油圧ポンプの吐出圧の影響も受けて変化し、油圧ポンプの吐出圧の上昇時における油圧ポンプの吸収トルクの増加割合と最大値は、それぞれ、ロードセンシング駆動圧力が高くなるにしたがって小さくなる（図6A及び図6B参照）。

20

【0015】

本発明では、トルクフィードバック回路に可変減圧弁を設けかつ可変減圧弁の設定圧をロードセンシング駆動圧力が高くなるにしたがって低くなるようにしたため、第2油圧ポンプの吐出圧の上昇時におけるトルクフィードバック回路の出力圧（可変減圧弁を経由した第2油圧ポンプの吐出圧）の最大値は、ロードセンシング駆動圧力が高くなるにしたがって小さくなるように変化する（図4C）。このトルクフィードバック回路の出力圧の変化は、上述した油圧ポンプの吐出圧の上昇時における油圧ポンプの吸収トルクの最大値の、ロードセンシング駆動圧力が上昇するときの変化に対応しており（図6B）、これによりトルクフィードバック回路の出力圧はロードセンシング駆動圧力が変化するときの第2油圧ポンプの吸収トルクの最大値の変化を模擬することができる。

30

【0016】

（3）上記（2）の油圧駆動装置において、好ましくは、前記トルクフィードバック回路は、前記第2油圧ポンプの吐出圧が導かれる第1固定絞りと、この第1固定絞りの下流側に位置し、下流側がタンクに接続された圧力調整弁とを有し、前記第1固定絞りと前記圧力調整弁との間の油路の圧力を出力する第1分圧回路を更に有し、前記圧力調整弁は、前記ロードセンシング制御部の前記ロードセンシング駆動圧力が導かれ、このロードセンシング駆動圧力が高くなるにしたがって前記第1固定絞りと前記圧力調整弁との間の油路の圧力が低くなるよう構成され、前記第1固定絞りと前記圧力調整弁との間の油路の圧力が前記第2油圧ポンプの吐出圧として前記可変減圧弁に導かれる。

40

【0017】

前述したように、油圧ポンプの吐出圧の上昇時における油圧ポンプの吸収トルクの増加割合はロードセンシング駆動圧力が高くなるにしたがって小さくなる。

【0018】

本発明では、トルクフィードバック回路に第1分圧回路を設けかつ第1分圧回路に圧力調整弁を設け、ロードセンシング駆動圧力が高くなるにしたがって第1分圧回路の出力圧

50

が低くなるようにしたため、第2油圧ポンプの吐出圧の上昇時におけるトルクフィードバック回路の出力圧（第1分圧回路の出力圧）の増加割合は、ロードセンシング駆動圧力が高くなるにしたがって小さくなるよう変化する（図4A及び図4C）。このトルクフィードバック回路の出力圧（第1分圧回路の出力圧）の増加割合の変化は、上述した油圧ポンプの吐出圧の上昇時における油圧ポンプの吸収トルクの増加割合の、ロードセンシング駆動圧力が上昇するときの変化に対応しており（図6B）、これによりトルクフィードバック回路の出力圧はロードセンシング駆動圧力が変化するときの第2油圧ポンプの吸収トルクの増加割合を模擬することができる。

【0019】

（4）上記（3）の油圧駆動装置において、好ましくは、前記圧力調整弁は、前記ロードセンシング駆動圧力が高くなるにしたがって開口面積が大きくなるよう前記開口面積が可変となるよう構成された可変絞り弁である。

10

【0020】

これにより第2油圧ポンプの吐出圧の上昇時のトルクフィードバック回路の出力圧の増加割合は、ロードセンシング駆動圧力が高くなるにしたがって小さくなるよう補正される。

【0021】

（5）上記（3）の油圧駆動装置において、好ましくは、前記圧力調整弁は、前記ロードセンシング駆動圧力が高くなるにしたがってリリーフ設定圧が低くなるよう構成された可変リリーフ弁である。

20

【0022】

これによっても、第2油圧ポンプの吐出圧の上昇時のトルクフィードバック回路の出力圧の増加割合は、ロードセンシング駆動圧力が高くなるにしたがって小さくなるよう補正される。

【0023】

（6）上記（3）の油圧駆動装置において、好ましくは、前記トルクフィードバック回路は、前記第2油圧ポンプの吐出圧が導かれる第2固定絞りと、この第2固定絞りの下流側に位置し、下流側がタンクに接続された第3固定絞りとを有し、前記第2固定絞りと前記第3固定絞りとの間の油路の圧力を出力する第2分圧回路と、前記可変減圧弁の出力圧と前記第2分圧回路の出力圧の高圧側を選択して出力する高圧選択弁とを更に有し、前記高圧選択弁の出力圧が前記第3トルク制御アクチュエータに導かれる。

30

【0024】

油圧ポンプには構造で決まる最小容量があり、油圧ポンプが最小容量にあるときの油圧ポンプの吐出圧の上昇時における油圧ポンプの吸収トルクは、最も小さな傾き（増加割合）で増加する（図6B）。

【0025】

本発明では、第2分圧回路の出力特性を、第2油圧ポンプを最小容量とするロードセンシング駆動圧力が導かれたときの第1分圧回路の出力特性と同じになる（第2固定絞りの開口面積が第1固定絞りの開口面積と同じとなり、第3固定絞りの絞り特性が、第2油圧ポンプを最小容量とするロードセンシング駆動圧力が導かれたときの圧力調整弁の絞り特性と同じとなる）ように設定することで、第2油圧ポンプが最小容量にあるときは、第2油圧ポンプの全吐出圧力範囲において高圧選択により第2分圧回路の出力圧が選択され、これがトルクフィードバック回路の出力圧となる。

40

【0026】

また、第2固定絞り及び第3固定絞りの開口面積を、第2油圧ポンプが最小容量にあるときの第2油圧ポンプの吐出圧の上昇時における吸収トルクの最小の増加割合に合わせて設定することにより、第2分圧回路の出力圧は第2油圧ポンプの吐出圧が上昇するにしたがって最小の増加割合で比例的に増加するようになる（図4B及び図4C）。この第2分圧回路の出力圧の変化は、上述した第2油圧ポンプが最小容量にあるときの第2油圧ポンプの吸収トルクの変化に対応しており（図6B）、これによりトルクフィードバック回路

50

の出力圧は第2油圧ポンプが最小容量にあるときの第2油圧ポンプの吸収トルクの変化を模擬することができる。

【0027】

また、これにより第1アクチュエータに係わるアクチュエータと第2油圧ポンプに係わるアクチュエータの複合操作で、第2油圧ポンプに係わるアクチュエータの負荷圧が高くなり、要求流量が極めて少ない操作（例えば吊り荷作業でブーム上げ微操作と旋回或いはアームの複合動作）において、第1油圧ポンプと第2油圧ポンプの合計の消費トルクが過大とならず、原動機の停止を防止することができる。

【発明の効果】

【0028】

本発明によれば、第2油圧ポンプ（他方の油圧ポンプ）がトルク制御の制限を受け、トルク制御の第2最大トルクで動作する運転状態にあるときは勿論のこと、第2油圧ポンプがトルク制御の制限を受けず、ロードセンシング制御によって容量制御を行う運転状態にある場合であっても、トルクフィードバック回路により第2油圧ポンプの吐出圧が第2油圧ポンプの吸収トルクを模擬するよう補正され、この補正した吐出圧分、第3トルク制御アクチュエータにより第1最大トルクが減少するよう補正される。これにより第2油圧ポンプの吸収トルクは純油圧的な構成（トルクフィードバック回路）で精度良く検出され、その吸収トルクを第1油圧ポンプ（一方の油圧ポンプ）側にフィードバックすることで、全トルク制御を精度良く行い、原動機の定格出力トルクを有効利用することができる。

【図面の簡単な説明】

【0029】

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

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

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

【図3A】第1トルク制御部により得られるトルク制御特性と本実施の形態の効果を示す図である。

【図3B】第2トルク制御部により得られるトルク制御特性と本実施の形態の効果を示す図である。

【図3C】第1トルク制御部により得られるトルク制御特性と本実施の形態の効果を示す図である。

【図3D】第2トルク制御部により得られるトルク制御特性と本実施の形態の効果を示す図である。

【図4A】トルクフィードバック回路の第1分圧回路と可変減圧弁とからなる回路部分の出力特性を示す図であり、

【図4B】トルクフィードバック回路の第2分圧回路の出力特性を示す図であり、

【図4C】トルクフィードバック回路全体の出力特性を示す図である。

【図5】レギュレータ（第2ポンプ制御装置）のLS駆動圧力とメインポンプ（第2油圧ポンプ）の吐出圧とメインポンプ（第2油圧ポンプ）の傾転角との関係を示す図である。

【図6A】メインポンプ（第2油圧ポンプ）のレギュレータ（第2ポンプ制御装置）におけるトルク制御とロードセンシング制御の関係を示す図である。

【図6B】図6Aの縦軸をメインポンプの吸収トルクに置き換えてトルク制御とロードセンシング制御の関係を示した図である。

【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】本実施の形態の効果を説明するための比較例を示す図である。

【図9】本発明の第2の実施の形態に係わる油圧ショベル（建設機械）の油圧駆動装置を

10

20

30

40

50

示す図である。

【図 10 A】第 2 の実施の形態におけるトルクフィードバック回路の可変減圧弁の出力特性を示す図である。

【図 10 B】トルクフィードバック回路全体の出力特性を示す図である。

【図 11】本発明の第 3 の実施の形態に係わる油圧ショベル（建設機械）の油圧駆動装置を示す図である。

【発明を実施するための形態】

【0030】

以下、本発明の実施の形態を図面に従い説明する。

【0031】

< 第 1 の実施の形態 >

～構成～

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

【0032】

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

【0033】

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

10

20

30

40

50

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

【0034】

コントロールバルブユニット4は、また、第1圧油供給路105に接続される流量制御弁6d、6f、6i、6jの負荷ポートに接続され、アクチュエータ3a、3b、3d、3fの最高負荷圧 PI_{max1} を検出するシャトル弁9d、9f、9i、9jを含む第1負荷圧検出回路131と、第2圧油供給路205に接続される流量制御弁6b、6c、6gの負荷ポートに接続され、アクチュエータ3b、3c、3gの最高負荷圧 PI_{max2} を検出するシャトル弁9b、9c、9gを含む第2負荷圧検出回路132と、第3圧油供給路305に接続される流量制御弁6a、6e、6hの負荷ポートに接続され、アクチュエータ3a、3e、3hの負荷圧（最高負荷圧） PI_{max3} を検出するシャトル弁9e、9hを含む第3負荷圧検出回路133と、第1圧油供給路105の圧力（すなわち第1吐出ポート102aの圧力） $P1$ と第1負荷圧検出回路131によって検出された最高負荷圧 PI_{max1} （第1圧油供給路105に接続されるアクチュエータ3a、3b、3d、3fの最高負荷圧）との差（LS差圧）を絶対圧 $PIs1$ として出力する差圧減圧弁111と、第2圧油供給路205の圧力（すなわち第2吐出ポート102bの圧力） $P2$ と第2負荷圧検出回路132によって検出された最高負荷圧 PI_{max2} （第2圧油供給路205に接続されるアクチュエータ3b、3c、3gの最高負荷圧）との差（LS差圧）を絶対圧 $PIs2$ として出力する差圧減圧弁211と、第3圧油供給路305の圧力（すなわちメインポンプ202の吐出圧或いは第3吐出ポート202aの圧力） $P3$ と第3負荷圧検出回路133によって検出された最高負荷圧 PI_{max3} （第3圧油供給路305に接続されるアクチュエータ3a、3e、3hの負荷圧）との差（LS差圧）を絶対圧 $PIs3$ として出力する差圧減圧弁311とを備えている。以下において、差圧減圧弁111、211、311が出力する絶対圧 $PIs1$ 、 $PIs2$ 、 $PIs3$ を、適宜、LS差圧 $PIs1$ 、 $PIs2$ 、 $PIs3$ という。

【0035】

前述したアンロード弁115には、第1吐出ポート102aから吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータの最高負荷圧として第1負荷圧検出回路131によって検出された最高負荷圧 PI_{max1} が導かれ、前述したアンロード弁215には、第2吐出ポート102bから吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータの最高負荷圧として第2負荷圧検出回路132によって検出された最高負荷圧 PI_{max2} が導かれ、前述したアンロード弁315には、第3吐出ポート202aから吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータの最高負荷圧として第3負荷圧検出回路133によって検出された最高負荷圧 PI_{max3} が導かれる。

【0036】

また、差圧減圧弁111が出力するLS差圧 $PIs1$ は、第1圧油供給路105に接続された圧力補償弁7d、7f、7i、7jとメインポンプ102のレギュレータ112に導かれ、差圧減圧弁211が出力するLS差圧 $PIs2$ は、第2圧油供給路205に接続された圧力補償弁7b、7c、7gとメインポンプ102のレギュレータ112に導かれ、差圧減圧弁311が出力するLS差圧 $PIs3$ は、第3圧油供給路305に接続された圧力補償弁7a、7e、7hとメインポンプ202のレギュレータ212に導かれる。

【0037】

ここで、アクチュエータ3aは、流量制御弁6i及び圧力補償弁7iと第1圧油供給路105を介して第1吐出ポート102aに接続され、かつ流量制御弁6a及び圧力補償弁7aと第3圧油供給路305を介して第3吐出ポート202aに接続されている。アクチュエータ3aは、例えば油圧ショベルのブームを駆動するブームシリンダであり、流量制御弁6aはブームシリンダ3aのメイン駆動用であり、流量制御弁6iはブームシリンダ

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

【 0 0 3 8 】

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

【 0 0 3 9 】

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

【 0 0 4 0 】

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

【 0 0 4 1 】

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

【 0 0 4 2 】

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

【 0 0 4 3 】

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

【 0 0 4 4 】

ブームシリンダ 3 a の流量制御弁 6 a , 6 i のメータイン通路は、それぞれが上記のような開口面積特性を有する結果、スプールストロークが不感帯 0 - S 1 を超えて増加するにしたがって開口面積が増加し、最大のスプールストローク S 3 の直前で最大開口面積 A 1 + A 2 となるような合成開口面積特性となる。アームシリンダ 3 b の流量制御弁 6 b , 6 j の合成開口面積特性も同様である。

【 0 0 4 5 】

ここで、図 2 A に示すアクチュエータ 3 c ~ 3 h の流量制御弁 6 c , 6 d , 6 e , 6 f , 6 g , 6 h の最大開口面積 A_3 とブームシリンダ 3 a の流量制御弁 6 a , 6 i 及びアームシリンダ 3 b の流量制御弁 6 b , 6 j の合成した最大開口面積 $A_1 + A_2$ は、 $A_1 + A_2 > A_3$ の関係にある。すなわち、ブームシリンダ 3 a 及びアームシリンダ 3 b は、他のアクチュエータよりも最大の要求流量が大きいアクチュエータである。

【 0 0 4 6 】

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

10

【 0 0 4 7 】

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

20

【 0 0 4 8 】

第 1 切換弁 4 0 は、走行複合操作でないときは、図示下側の第 1 位置 (遮断位置) にあって、第 1 圧油供給路 1 0 5 と第 2 圧油供給路 2 0 5 の連通を遮断し、走行複合操作時に、走行複合操作検出油路 5 3 にて生成された操作検出圧によって図示上側の第 2 位置 (連通位置) に切り替わって、第 1 圧油供給路 1 0 5 と第 2 圧油供給路 2 0 5 を連通させる。

【 0 0 4 9 】

第 2 切換弁 1 4 6 は、走行複合操作でないときは、図示下側の第 1 位置にあって、タンク圧を第 2 負荷圧検出回路 1 3 2 の最下流のシャトル弁 9 g に導き、走行複合操作時に、走行複合操作検出油路 5 3 にて生成された操作検出圧によって図示上側の第 2 位置に切り替わって、第 1 負荷圧検出回路 1 3 1 によって検出された最高負荷圧 PI_{max1} (第 1 圧油供給路 1 0 5 に接続されるアクチュエータ 3 a , 3 b , 3 d , 3 f の最高負荷圧) を第 2 負荷圧検出回路 1 3 2 の最下流のシャトル弁 9 g に導く。

30

【 0 0 5 0 】

第 3 切換弁 2 4 6 は、走行複合操作でないときは、図示下側の第 1 位置にあって、タンク圧を第 1 負荷圧検出回路 1 3 1 の最下流のシャトル弁 9 f に導き、走行複合操作時に、走行複合操作検出油路 5 3 にて生成された操作検出圧によって図示上側の第 2 位置に切り替わって、第 2 負荷圧検出回路 1 3 2 によって検出された最高負荷圧 PI_{max2} (第 2 圧油供給路 2 0 5 に接続されるアクチュエータ 3 b , 3 c , 3 g の最高負荷圧) を第 1 負荷圧検出回路 1 3 1 の最下流のシャトル弁 9 f に導く。

40

【 0 0 5 1 】

ここで、左走行モータ 3 f 及び右走行モータ 3 g は、同時に駆動されかつそのとき供給流量が同等になることで所定の機能を果たすアクチュエータである。本実施の形態において、左走行モータ 3 f はスプリットフロータイプのメインポンプ 1 0 2 の第 1 吐出ポート 1 0 2 a から吐出される圧油で駆動され、右走行モータ 3 g はスプリットフロータイプのメインポンプ 1 0 2 の第 2 吐出ポート 1 0 2 b から吐出される圧油で駆動される。

【 0 0 5 2 】

また、図 1 において、本実施の形態における油圧駆動装置は、原動機 1 によって駆動さ

50

れる固定容量型のパイロットポンプ 30 と、パイロットポンプ 30 の圧油供給路 31 a に接続され、パイロットポンプ 30 の吐出流量を絶対圧 P_{gr} として検出する原動機回転数検出弁 13 と、原動機回転数検出弁 13 の下流側のパイロット圧油供給路 31 b に接続され、パイロット圧油供給路 31 b に一定のパイロット一次圧 P_{pilot} を生成するパイロットリリーフバルブ 32 と、パイロット圧油供給路 31 b に接続され、ゲートロックレバー 24 により下流側のパイロット圧油供給路 31 c をパイロット圧油供給路 31 b に接続するかタンクに接続するかを切り替えるゲートロック弁 100 と、ゲートロック弁 100 の下流側のパイロット圧油供給路 31 c に接続され、後述する複数の流量制御弁 6 a, 6 b, 6 c, 6 d, 6 e, 6 f, 6 g, 6 h を制御するための操作パイロット圧を生成する複数のパイロットバルブ（減圧弁）を有する複数の操作装置 122, 123, 124 a, 124 b（図 7）とを備えている。

10

【0053】

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

【0054】

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

20

【0055】

レギュレータ 112（第 1 ポンプ制御装置）は、差圧減圧弁 111 が出力する LS 差圧 P_{s1} と差圧減圧弁 211 が出力する LS 差圧 P_{s2} の低圧側を選択する低圧選択弁 112 a と、低圧選択された LS 差圧 P_{s12} と目標 LS 差圧である原動機回転数検出弁 13 の出力圧 P_{gr} とが導かれ、LS 差圧 P_{s12} が目標 LS 差圧 P_{gr} よりも小さくなるにしたがって低くなるようロードセンシング駆動圧力（以下 LS 駆動圧力 P_{x12} という）を変化させる LS 制御弁 112 b と、LS 駆動圧力 P_{x12} が導かれ、LS 駆動圧力 P_{x12} が低くなるにしたがってメインポンプ 102 の傾転角（容量）を増加させ吐出流量が増加するようメインポンプ 102 の傾転角を制御する LS 制御ピストン 112 c と、メインポンプ 102 の第 1 及び第 2 吐出ポート 102 a, 102 b のそれぞれの圧力が導かれ、それらの圧力の上昇時にメインポンプ 102 の斜板の傾転角を減少させ、吸収トルクが減少するようメインポンプ 102 の傾転角を制御するトルク制御（馬力制御）ピストン 112 e, 112 d（第 1 トルク制御アクチュエータ）と、最大トルク T_{12max} （図 3 A 参照）を設定する付勢手段であるバネ 112 u とを備えている。

30

40

【0056】

低圧選択弁 112 a、LS 制御弁 112 b 及び LS 制御ピストン 112 c は、メインポンプ 102 の吐出圧（第 1 及び第 2 吐出ポート 102 a, 102 b の高圧側の吐出圧）が、メインポンプ 102 から吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータの最高負荷圧（最高負荷圧 P_{lmax1} と最高負荷圧 P_{lmax2} の高圧側の圧力）より目標差圧（目標 LS 差圧 P_{gr} ）だけ高くなるようメインポンプ 102 の容量を制御する第 1 ロードセンシング制御部を構成する。

【0057】

トルク制御ピストン 112 d, 112 e とバネ 112 u は、メインポンプ 102 の第 1

50

及び第2吐出ポート102a, 102bのそれぞれの吐出圧(メインポンプ102の吐出圧)とメインポンプ102の容量の少なくとも一方が増加して、メインポンプ102の吸収トルクが増加するとき、メインポンプ102の吸収トルクがバネ112uで設定された最大トルク T_{12max} を超えないようにメインポンプ102の容量を制御する第1トルク制御部を構成する。

【0058】

図3A及び図3Cは、第1トルク制御部(トルク制御ピストン112d, 112eとバネ112u)により得られるトルク制御特性と本実施の形態の効果を示す図である。図3A及び図3C中、 P_{12} は、メインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bの圧力 P_1 , P_2 の合計 $P_1 + P_2$ (メインポンプ102の吐出圧)であり、 q_{12} はメインポンプ102の斜板の傾転角(容量)であり、 P_{12max} はメインリリーフ弁114, 214の設定圧力によって得られるメインポンプ102の第1及び第2吐出ポート102a, 102bの最高吐出圧の合計であり、 q_{12max} はメインポンプ102の構造で決まる最大傾転角である。なお、メインポンプ102の吸収トルクは、メインポンプ102の吐出圧 P_{12} ($P_1 + P_2$)と傾転角 q_{12} との積で表すことができる。

【0059】

図3A及び図3Cにおいて、メインポンプ102の最大吸収トルクはバネ112uによって、曲線502で示される T_{12max} (最大トルク)に設定されている。メインポンプ102から吐出される圧油によってアクチュエータが駆動され、メインポンプ102の吸収トルクが増加して最大トルク T_{12max} に達すると、メインポンプ102の吸収トルクがそれ以上増加しないようメインポンプ102の傾転角はレギュレータ112のトルク制御ピストン112d, 112eによって制限される。例えば、メインポンプ102の傾転角が曲線502上のいずれかにある状態でメインポンプ102の吐出圧が上昇すると、トルク制御ピストン112d, 112eはメインポンプ102の傾転角 q_{12} を曲線502に沿って減少させる。また、メインポンプ102の傾転角が曲線502上のいずれかにある状態でメインポンプ102の傾転角 q_{12} が増加しようとする、トルク制御ピストン112d, 112eはメインポンプ102の傾転角 q_{12} が曲線502上の傾転角に保持されるように制限する。図3A中、符号TEは原動機1の定格出力トルク T_{erate} を示す曲線であり、最大トルク T_{12max} は T_{erate} よりも小さい値に設定されている。このように最大トルク T_{12max} を設定し、メインポンプ102の吸収トルクが最大トルク T_{12max} を超えないように制限することで、原動機1の定格出力トルク T_{erate} を最大限有効に利用しつつ、メインポンプ102がアクチュエータを駆動するときの原動機1の停止(エンジンストール)を防止することができる。

【0060】

第1ロードセンシング制御部(低圧選択弁112a、LS制御弁112b及びLS制御ピストン112c)は、メインポンプ102の吸収トルクが最大トルク T_{12max} よりも小さく、第1トルク制御部によるトルク制御の制限を受けていないときに機能し、ロードセンシング制御によりメインポンプ102の容量を制御する。

【0061】

レギュレータ212(第2ポンプ制御装置)は、差圧減圧弁311が出力するLS差圧 PI_{s3} と目標LS差圧である原動機回転数検出弁13の出力圧 P_{gr} とが導かれ、LS差圧 PI_{s3} が目標LS差圧 P_{gr} よりも小さくなるにしたがって低くなるようロードセンシング駆動圧力(以下LS駆動圧力 P_{x3} という)を変化させるLS制御弁212bと、LS駆動圧力 P_{x3} が導かれ、LS駆動圧力 P_{x3} が低くなるにしたがってメインポンプ202の傾転角(容量)を増加させ吐出流量が増加するようメインポンプ202の傾転角を制御するLS制御ピストン212c(ロードセンシング制御アクチュエータ)と、メインポンプ202の吐出圧が導かれ、その圧力の上昇時にメインポンプ202の斜板の傾転角を減少させ、吸収トルクが減少するようメインポンプ202の傾転角を制御するトルク制御(馬力制御)ピストン212d(第2トルク制御アクチュエータ)と、最大トルク T_{3max} (図3B参照)を設定する付勢手段であるバネ212eとを備えている。

【 0 0 6 2 】

L S 制御弁 2 1 2 b と L S 制御ピストン 2 1 2 c は、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧が、メインポンプ 2 0 2 から吐出される圧油によって駆動されるアクチュエータの最高負荷圧 PI_{max3} より目標差圧（目標 LS 差圧 P_{gr} ）だけ高くなるようメインポンプ 2 0 2 の容量を制御する第 2 ロードセンシング制御部を構成する。

【 0 0 6 3 】

トルク制御ピストン 2 1 2 d とバネ 2 1 2 e は、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧と容量の少なくとも一方が増加して、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルクが増加するとき、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルクが最大トルク $T3_{max}$ を超えないようメインポンプ 2 0 2 の容量を制御する第 2 トルク制御部を構成する。

10

【 0 0 6 4 】

図 3 B 及び図 3 D は、第 2 トルク制御部（トルク制御ピストン 2 1 2 d とバネ 2 1 2 e）により得られるトルク制御特性と本実施の形態の効果を示す図である。図 3 B 及び図 3 D 中、 $P3$ はメインポンプ 2 0 2 の吐出圧であり、 $q3$ はメインポンプ 2 0 2 の斜板の傾転角（容量）であり、 $P3_{max}$ はメインリリーフ弁 3 1 4 の設定圧力によって与えられるメインポンプ 2 0 2 の最高吐出圧であり、 $q3_{max}$ はメインポンプ 2 0 2 の構造で決まる最大傾転角である。なお、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルクは、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 $P3$ と傾転角 $q3$ との積で表すことができる。

【 0 0 6 5 】

図 3 B 及び図 3 D において、メインポンプ 2 0 2 の最大吸収トルクはバネ 2 1 2 e によって、曲線 6 0 2 で示される $T3_{max}$ （最大トルク）に設定されている。メインポンプ 2 0 2 から吐出される圧油によってアクチュエータが駆動され、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルクが増加して最大トルク $T3_{max}$ に達すると、図 3 A のレギュレータ 1 1 2 の場合と同様、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルクがそれ以上増加しないようメインポンプ 2 0 2 の傾転角はレギュレータ 2 1 2 のトルク制御ピストン 2 1 2 d によって制限される。

20

【 0 0 6 6 】

第 2 ロードセンシング制御部（L S 制御弁 2 1 2 b と L S 制御ピストン 2 1 2 c）は、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルクが最大トルク $T3_{max}$ よりも小さく、第 2 トルク制御部によるトルク制御の制限を受けていないときに機能し、ロードセンシング制御によりメインポンプ 2 0 2 の容量を制御する。

30

【 0 0 6 7 】

図 1 に戻り、レギュレータ 1 1 2（第 1 ポンプ制御装置）は、メインポンプ 2 0 2（第 2 油圧ポンプ）がトルク制御の制限を受け、トルク制御の最大トルク $T3_{max}$ で動作するとき、メインポンプ 2 0 2 がトルク制御の制限を受けず、ロードセンシング制御によって容量制御を行うときのいずれの場合にも、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧とレギュレータ 2 1 2 の LS 駆動圧 P_{x3} とが導かれ、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧を、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルクを模擬するよう補正して出力するトルクフィードバック回路 1 1 2 v と、このトルクフィードバック回路 1 1 2 v の出力圧が導かれ、トルクフィードバック回路 1 1 2 v の出力圧が高くなるにしたがってメインポンプ 1 0 2 の斜板の傾転角（容量）を減少させ、バネ 1 1 2 u によって設定された最大トルク $T12_{max}$ が減少するようメインポンプ 1 0 2 の傾転角を制御するトルクフィードバックピストン 1 1 2 f（第 3 トルク制御アクチュエータ）とを更に備えている。

40

【 0 0 6 8 】

図 3 A 及び図 3 C において矢印は、トルクフィードバック回路 1 1 2 v 及びトルクフィードバックピストン 1 1 2 f の効果を示している。メインポンプ 2 0 2 の吐出圧が上昇するとき、トルクフィードバック回路 1 1 2 v はメインポンプ 2 0 2 の吐出圧を、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルクを模擬するよう補正して出力し、トルクフィードバックピストン 1 1 2 f は、図 3 A に矢印で示すように、バネ 1 1 2 u によって設定された最大トルク $T12_{max}$ をトルクフィードバック回路 1 1 2 v の出力圧分、減少させる。これによりメインポンプ 1 0 2 に係わるアクチュエータとメインポンプ 2 0 2 に係わるアクチュエータを同時

50

に駆動する複合操作時においても、メインポンプ 1 0 2 の吸収トルクが最大トルク T_{12max} を超えないように制御され（全トルク制御）、原動機 1 の停止（エンジンストール）を防止することができる。

【 0 0 6 9 】

～トルクフィードバック回路の詳細～

トルクフィードバック回路 1 1 2 v の詳細を説明する。

【 0 0 7 0 】

< 回路構成 >

トルクフィードバック回路 1 1 2 v は、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧が導かれる第 1 固定絞り 1 1 2 i、この第 1 固定絞り 1 1 2 i の下流側に位置し、下流側がタンクに接続された可変絞り弁 1 1 2 h を有し、第 1 固定絞り 1 1 2 i と可変絞り弁 1 1 2 h との間の油路 1 1 2 m の圧力を出力する第 1 分圧回路 1 1 2 r と、第 1 分圧回路 1 1 2 r の出力圧（油路 1 1 2 m の圧力）が導かれ、この油路 1 1 2 m の圧力が設定圧以下であるときは、第 1 分圧回路 1 1 2 r の出力圧をそのまま出力し、第 1 分圧回路 1 1 2 r の出力圧が設定圧より高いときは、第 1 分圧回路 1 1 2 r の出力圧を設定圧に減圧して出力する可変減圧弁 1 1 2 g と、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧が導かれる第 2 固定絞り 1 1 2 k、この第 2 固定絞り 1 1 2 k の下流側に位置し、下流側がタンクに接続された第 3 固定絞り 1 1 2 l を有し、第 2 固定絞り 1 1 2 k と第 3 固定絞り 1 1 2 l との間の油路 1 1 2 n の圧力を出力する第 2 分圧回路 1 1 2 s と、可変減圧弁 1 1 2 g の出力圧と第 2 分圧回路 1 1 2 s の出力圧の高圧側を選択して出力するシャトル弁（高圧選択弁）1 1 2 j とを備えている。シャトル弁 1 1 2 j の出力圧はトルクフィードバック回路 1 1 2 v の出力圧としてトルクフィードバックピストン 1 1 2 f に導かれる。

【 0 0 7 1 】

第 1 分圧回路 1 1 2 r の可変絞り弁 1 1 2 h は、開口が開き方向となる側にレギュレータ 2 1 2 の LS 駆動圧力 P_{x3} が導かれ、この LS 駆動圧力 P_{x3} がタンク圧のときに全閉であり、LS 駆動圧力 P_{x3} が高くなるにしたがって開口面積が大きくなり（第 1 固定絞り 1 1 2 i と可変絞り弁 1 1 2 h との間の油路 1 1 2 m の圧力が低くなり）、LS 駆動圧力 P_{x3} がパイロット圧油供給路 3 1 b においてパイロットリリーフバルブ 3 2 によって生成される一定のパイロット一次圧 P_{pilot} であるときに図 1 中右側の位置に切り換わり、予め決められた最大の開口面積となるように構成されている。

【 0 0 7 2 】

可変減圧弁 1 1 2 g は、レギュレータ 2 1 2 の LS 駆動圧力 P_{x3} が導かれ、この LS 駆動圧力 P_{x3} がタンク圧であるときは設定圧が予め決められた最大値（初期値）となり、LS 駆動圧力 P_{x3} が高くなるにしたがって設定圧を低くし、LS 駆動圧力 P_{x3} がパイロット圧油供給路 3 1 b の一定のパイロット一次圧 P_{pilot} まで高くなると、設定圧が予め決められた最小値となるように構成されている。

【 0 0 7 3 】

また、第 1 固定絞り 1 1 2 i と第 2 固定絞り 1 1 2 k の開口面積は同一であり、かつ第 3 固定絞り 1 1 2 l の開口面積と可変絞り弁 1 1 2 h が図 1 中右側の位置に切り換わったときの最大開口面積は同一になる（第 3 固定絞り 1 1 2 l の絞り特性が、メインポンプ 2 0 2 を最小傾転角とする LS 駆動圧力 P_{x3} が導かれたときの可変絞り弁 1 1 2 h（圧力調整弁）の絞り特性と同じとなる）ように構成されている。言い換えれば、第 2 分圧回路 1 1 2 s の出力特性は、メインポンプ 2 0 2 を最小傾転角とする LS 駆動圧力 P_{x3} が導かれたときの第 1 分圧回路 1 1 2 r の出力特性と同じになるように設定されている。

【 0 0 7 4 】

< 回路の出力特性 >

図 4 A は、トルクフィードバック回路 1 1 2 v の第 1 分圧回路 1 1 2 r と可変減圧弁 1 1 2 g とからなる回路部分の出力特性を示す図であり、図 4 B は、トルクフィードバック回路 1 1 2 v の第 2 分圧回路 1 1 2 s の出力特性を示す図であり、図 4 C は、トルクフィードバック回路 1 1 2 v 全体の出力特性を示す図である。

【 0 0 7 5 】

< < 第 1 分圧回路 1 1 2 r と可変減圧弁 1 1 2 g > >

図 4 A において、P3は前述したようにメインポンプ 2 0 2 の吐出圧であり、Ppは可変減圧弁 1 1 2 g の出力圧（可変減圧弁 1 1 2 g の下流の油路 1 1 2 p の圧力）であり、Pmは第 1 分圧回路 1 1 2 r の出力圧（第 1 固定絞り 1 1 2 i と可変絞り弁 1 1 2 h の間の油路 1 1 2 m の圧力）である。

【 0 0 7 6 】

メインポンプ 2 0 2 に係わるアクチュエータ 3 a , 3 e , 3 h の操作レバーのいずれかがフル操作され、流量制御弁の開口面積が規定する要求流量（以下単に流量制御弁の要求流量という）がメインポンプ 2 0 2 に設定された最大トルク T3（図 3 B）で制限される流量以上である場合は、メインポンプ 2 0 2 の吐出流量が要求流量に対して不足するいわゆるサチレーション状態となる。この場合は、Pls3 < Pgrであるため、LS制御弁 2 1 2 b は図 1 の図示右側の位置に切り換わり、LS駆動圧力Px3はタンク圧に等しくなる（後述のブーム上げフル操作（c））。LS駆動圧力Px3がタンク圧であるとき、可変絞り弁 1 1 2 h の開口面積は最小（全閉）となり、第 1 分圧回路 1 1 2 r の出力圧（油路 1 1 2 m の圧力）Pmはメインポンプ 2 0 2 の吐出圧P3と同じとなる。また、可変減圧弁 1 1 2 g の設定圧は初期値のPpfである。このためメインポンプ 2 0 2 の吐出圧P3が上昇すると、可変減圧弁 1 1 2 g の出力圧Ppは直線Cm, Cpのように変化する。すなわち、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧P3がPpfに上昇するまでは可変減圧弁 1 1 2 g の出力圧Ppは直線Cmのように直線比例的に上昇し（ $Pp = P3$ ）、吐出圧P3がPpfに達すると、出力圧Ppはそれ以上に上昇せず、直線CpのようにPpfに制限される。

【 0 0 7 7 】

メインポンプ 2 0 2 に係わるアクチュエータ 3 a , 3 e , 3 h の操作レバーのいずれかが微操作されたときは、LS制御弁 2 1 2 b は図 1 の図示左側の位置からストロークして、Pls3がPgrに等しくなる中間位置に切り換わり、LS駆動圧力Px3はパイロットリリーフバルブ 3 2 によって生成される一定のパイロット一次圧Ppilotとタンク圧の中間の圧力に上昇する（後述のブーム上げ微操作（b）及び水平均し作業（f））。LS駆動圧力Px3がタンク圧とパイロット一次圧Ppilotの中間の圧力にあるとき、可変絞り弁 1 1 2 h の開口面積は全閉と全開（最大）の中間の値となり、第 1 分圧回路 1 1 2 r の出力圧Pmは、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧P3を第 1 固定絞り 1 1 2 i と可変絞り弁 1 1 2 h の開口面積の比で分圧した値に低下する。また、可変減圧弁 1 1 2 g の設定圧Ppは初期値のPpfからPpcに低下する。このためメインポンプ 2 0 2 の吐出圧P3が上昇すると、可変減圧弁 1 1 2 g の出力圧Ppは直線Bm, Bpのように変化する。このときの直線Bmの傾き（出力圧Pmの変化割合）は直線Cmよりも小さく、直線Bpの圧力Ppcは直線Cpの圧力Ppfよりも低くなる。

【 0 0 7 8 】

メインポンプ 2 0 2 に係わるアクチュエータ 3 a , 3 e , 3 h の全ての操作レバーが中立の場合、或いはそれらの操作レバーのいずれかが操作された場合でも、その操作量が極めて少なく、流量制御弁の要求流量がメインポンプ 2 0 2 の最小傾転角q3minで得られる最少流量よりも少ない場合には、LS制御弁 2 1 2 b は図 1 の図示左側の位置にあり（右方向のストロークエンド位置）、LS駆動圧力Px3は、パイロットリリーフバルブ 3 2 によって生成される一定のパイロット一次圧Ppilotまで上昇する（後述の全操作レバー中立時の動作（a）及び吊り荷作業でのブーム上げ微操作（g））。LS駆動圧力Px3がパイロット一次圧Ppilotまで上昇すると、可変絞り弁 1 1 2 h の開口面積は最大となり、第 1 分圧回路 1 1 2 r の出力圧Pmは最も低くなる。また、可変減圧弁 1 1 2 g の設定圧は最小のPpaとなる。このためメインポンプ 2 0 2 の吐出圧P3が上昇すると、可変減圧弁 1 1 2 g の出力圧は直線Am, Apのように変化する。このとき直線Amの傾き（出力圧Pmの変化割合）は最も小さく、直線Apの圧力Ppaは最も低い圧力となる。

【 0 0 7 9 】

< < 第 2 分圧回路 1 1 2 s > >

図 4 B において、Pnは第 2 分圧回路 1 1 2 s の出力圧（第 2 固定絞り 1 1 2 k と第 3 固

10

20

30

40

50

定絞り 1 1 2 l の間の油路 1 1 2 n の圧力) である。

【 0 0 8 0 】

第 2 分圧回路 1 1 2 s の出力圧 P_n は、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 を第 2 固定絞り 1 1 2 k と第 3 固定絞り 1 1 2 l の開口面積の比で分圧した圧力であり、この圧力は、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 が上昇すると、直線 A_n のように直線比例的に増加する。第 2 分圧回路 1 1 2 s の第 2 固定絞り 1 1 2 k の開口面積は第 1 分圧回路 1 1 2 r の第 1 固定絞り 1 1 2 i と同一であり、第 2 分圧回路 1 1 2 s の第 3 固定絞り 1 1 2 l の開口面積は、LS 駆動圧力 P_{x3} がパイロット一次圧 P_{pilot} で、図 1 中右側の位置に切り換わったときの可変絞り弁 1 1 2 h の最大開口面積と同一である。このため直線 A_n は図 4 A の直線 A_m と同じ傾きの直線となる。

10

【 0 0 8 1 】

< 回路全体の出力特性 >

図 4 C において、 P_{3t} はトルクフィードバック回路 1 1 2 v の出力圧である。

【 0 0 8 2 】

可変減圧弁 1 1 2 g の出力圧と第 2 分圧回路 1 1 2 s の出力圧の高圧側がトルクフィードバック回路 1 1 2 v の出力圧としてシャトル弁 1 1 2 j により選択され、出力される。このためメインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 が上昇するときのトルクフィードバック回路 1 1 2 v の出力圧 P_{3t} の変化は、図 4 C に示すようになる。すなわち、LS 駆動圧力 P_{x3} がタンク圧であるときと、タンク圧とのパイロット一次圧 P_{pilot} の中間の圧力に上昇したときは、図 4 A の直線 C_m , C_p 及び直線 B_m , B_p の可変減圧弁 1 1 2 g の出力圧 P_p が選択され、トルクフィードバック回路 1 1 2 v は、それぞれ、直線 C_m , C_p 及び直線 B_m , B_p の設定となり直線 A_n の設定となる。また、LS 駆動圧力 P_{x3} がパイロット一次圧 P_{pilot} まで上昇したときは、図 4 B の直線 A_n の第 2 分圧回路 1 1 2 s の出力圧 P_n が選択され、トルクフィードバック回路 1 1 2 v は直線 A_n の設定となる。

20

【 0 0 8 3 】

< 吸収トルクの模擬 >

次に、トルクフィードバック回路 1 1 2 v がメインポンプ 2 0 2 の吐出圧をメインポンプ 2 0 2 の吸収トルクを模擬するよう補正して出力するものであることについて、説明する。

30

【 0 0 8 4 】

メインポンプ 2 0 2 がロードセンシング制御により容量制御を行うとき、メインポンプ 2 0 2 の容量変更部材 (斜板) の位置、すなわち容量 (傾転角) は、LS 駆動圧力が作用する LS 制御ピストン 2 1 2 c とメインポンプ 2 0 2 の吐出圧が作用するトルク制御ピストン 2 1 2 d のそれぞれが斜板を押す力の合力と、最大トルクを設定する付勢手段であるバネ 2 1 2 e が斜板を反対方向に押す力との釣り合いによって決まる。このためロードセンシング制御時のメインポンプ 2 0 2 の傾転角は LS 駆動圧力によって変化するだけでなく、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧の影響も受けて変化する。

【 0 0 8 5 】

図 5 は、レギュレータ 2 1 2 の LS 駆動圧力 P_{x3} とメインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 とメインポンプ 2 0 2 の傾転角 q_3 との関係を示す図である。図 5 において、LS 駆動圧力 P_{x3} がパイロット圧油供給路 3 1 b の一定のパイロット一次圧 P_{pilot} (最大) であるとき、メインポンプ 2 0 2 の傾転角 q_3 は最小 q_{3min} であり、LS 駆動圧力 P_{x3} が低下するにしたがってメインポンプ 2 0 2 の傾転角 q_3 は、例えば直線 R_1 で示すように増加し、LS 駆動圧力 P_{x3} がタンク圧まで低下すると、メインポンプ 2 0 2 の傾転角 q_3 は最大 q_{3max} となる。また、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 が上昇するにしたがってメインポンプ 2 0 2 の傾転角 q_3 は直線 R_2 , R_3 , R_4 のように減少する。

40

【 0 0 8 6 】

図 6 A は、メインポンプ 2 0 2 のレギュレータ 2 1 2 におけるトルク制御とロードセンシング制御の関係 (メインポンプ 2 0 2 の吐出圧と傾転角と LS 駆動圧力 P_{x3} との関係) を

50

示す図であり、図 6 B は、図 6 A の縦軸をメインポンプ 2 0 2 の吸収トルクに置き換えてトルク制御とロードセンシング制御の関係（メインポンプ 2 0 2 の吐出圧と吸収トルクと LS 駆動圧力 P_{x3} との関係）を示した図である。

【 0 0 8 7 】

メインポンプ 2 0 2 に係わるアクチュエータ 3 a , 3 e , 3 h の操作レバーのいずれかがフル操作され、メインポンプ 2 0 2 の吐出流量がサチレーション状態となり、LS 駆動圧力 P_{x3} がタンク圧に等しくなる場合は（後述のブーム上げフル操作（c））、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 が上昇するとき、メインポンプ 2 0 2 の傾転角 q_3 は、図 6 A の特性 H_q （ H_{qa} , H_{qb} ）のように変化し、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 と傾転角 q_3 との積に比例するメインポンプ 2 0 2 の吸収トルク T_3 は図 6 B の特性 H_T （ H_{ta} , H_{tb} ）のように変化する。特性 H_q の直線 H_{qa} は図 3 B の直線 6 0 1 に対応し、メインポンプ 2 0 2 の構造で決まる最大傾転角 q_{3max} の特性である。特性 H_q の曲線 H_{qb} は図 3 B の曲線 6 0 2 に対応し、バネ 2 1 2 e によって設定された最大トルク T_{3max} の特性である。メインポンプ 2 0 2 の吸収トルク T_3 が T_{3max} に達する前は傾転角 q_3 は直線 H_{qa} に示すように q_{3max} で一定である（図 6 A）。このときメインポンプ 2 0 2 の吸収トルク T_3 は直線 H_{ta} で示すように吐出圧 P_3 が上昇するにしたがってほぼ直線的に増加する（図 6 B）。吸収トルク T_3 が T_{3max} に達すると曲線 H_{qb} に示すように吐出圧 P_3 が上昇するにしたがって傾転角 q_3 は小さくなる（図 6 A）。このときメインポンプ 2 0 2 の吸収トルク T_3 は曲線 H_{tb} に示すように T_{3max} でほぼ一定となる（図 6 B）。

【 0 0 8 8 】

メインポンプ 2 0 2 に係わるアクチュエータ 3 a , 3 e , 3 h の操作レバーのいずれかが微操作され、LS 駆動圧力 P_{x3} がタンク圧とパイロット一次圧 P_{pilot} の中間の圧力に上昇する場合は（後述のブーム上げ微操作（b）及び水平均し作業（f））、LS 駆動圧力 P_{x3} が P_{x3b} , P_{x3c} , P_{x3d} と高くなるにしたがって、メインポンプ 2 0 2 の傾転角 q_3 は、図 6 A の曲線 I_q , J_q , K_q のように変化し、これに対応してメインポンプ 2 0 2 の吸収トルク T_3 は図 6 B の曲線 I_T （ I_{ta} , I_{tb} ）, J_T （ J_{ta} , J_{tb} ）, K_T （ K_{ta} , K_{tb} ）のように変化する。

【 0 0 8 9 】

すなわち、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 が上昇するとき、LS 駆動圧力 P_{x3} が例えば P_{x3b} と一定であっても、メインポンプ 2 0 2 の傾転角 q_3 は上述したように曲線 I_q のように吐出圧 P_3 の上昇の影響を受けて低下するため、吐出圧 P_3 の高圧側では T_{3max} の曲線 H_{qb} 上の傾転角よりも小さい傾転角となる（図 6 A）。その結果、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルク T_3 は、吐出圧 P_3 が上昇するにしたがって曲線 I_{ta} のように曲線 H_{ta} よりも緩やかな傾き（変化割合）で増加し、やがて曲線 I_{tb} に示すように T_{3max} よりも小さい最大トルク T_{3b} に達し、ほぼ一定となる（図 6 B）。ただし、傾転角 q_3 はメインポンプ 2 0 2 の構造で決まる最小傾転角 q_{3min} 以下にはならず、吸収トルク T_3 は最小傾転角 q_{3min} に対応した直線 L_T の最小トルク T_{3min} 以下にはならない。

【 0 0 9 0 】

LS 駆動圧力 P_{x3} が P_{x3c} , P_{x3d} の場合も同様であり、傾転角 q_3 は曲線 J_q , K_q のように吐出圧 P_3 の上昇の影響を受けて低下し、吐出圧 P_3 の高圧側では曲線 I_q 上の傾転角よりも更に小さくなる（図 6 A）。これに対応してメインポンプ 2 0 2 の吸収トルク T_3 は、吐出圧 P_3 が上昇するにしたがって曲線 J_{ta} , K_{ta} のように曲線 I_{ta} よりも更に緩やかな傾き（変化割合 $I_{ta} > J_{ta} > K_{ta}$ ）で増加し、曲線 J_{tb} , K_{tb} に示すように T_{3b} よりも小さい最大トルク T_{3c} , T_{3d} （ $T_{3b} > T_{3c} > T_{3d}$ ）に達し、ほぼ一定となる（図 6 B）。ただし、この場合も、傾転角 q_3 はメインポンプ 2 0 2 の構造で決まる最小傾転角 q_{3min} 以下にはならず、吸収トルク T_3 は最小傾転角 q_{3min} に対応した直線 L_T の最小トルク T_{3min} 以下にはならない。

メインポンプ 2 0 2 に係わるアクチュエータ 3 a , 3 e , 3 h の全ての操作レバーが中立の場合、或いはそれらの操作レバーのいずれかが操作された場合でも、その操作量が極めて少なく、流量制御弁の要求流量がメインポンプ 2 0 2 の最小傾転角 q_{3min} で得られる最少流量よりも少ない場合には（後述の全操作レバー中立時の動作（a）及び吊り荷作業でのブーム上げ微操作（g））、メインポンプ 2 0 2 の傾転角 q_3 は、図 6 A に直線 L_q で示

すようにメインポンプ 2 0 2 の構造で決まる最小傾転角 q_{3min} に保持され、これに対応してメインポンプ 2 0 2 の吸収トルク T_3 は最小トルク T_{3min} となり、この最小トルク T_{3min} は図 6 B の直線LTのように変化する。すなわち、最小トルク T_{3min} は吐出圧 P_3 が上昇するにしたがって直線LTのように最も小さい傾きで増加する。

【 0 0 9 1 】

図 4 C に戻り、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 の上昇時におけるトルクフィードバック回路 1 1 2 v の出力圧 P_{3t} の増加割合は、図 4 C の直線 C_m , B_m で示すように、LS駆動圧力 P_{x3} が高くなるにしたがって小さくなり、トルクフィードバック回路 1 1 2 v の出力圧 P_{3t} の最大値は、図 4 C の直線 C_p , B_p で示すように、LS駆動圧力 P_{x3} が高くなるにしたがって小さくなる。また、メインポンプ 2 0 2 が最小傾転角 q_{3min} にあるときのメインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 の上昇時におけるトルクフィードバック回路 1 1 2 v の出力圧 P_{3t} は、直線 A_n のように最も小さな傾き（増加割合）で増加する。

【 0 0 9 2 】

図 4 C と図 6 B の比較から分かるように、図 4 C に示す直線 C_m , B_m , A_n の出力圧 P_{3t} の増加割合は、図 6 B に示す曲線 HT_a , IT_a , JT_a , KT_a , LTの吸収トルクの増加割合と同じように、LS駆動圧力 P_{x3} が上昇するにしたがって小さくなるように変化し、図 4 C に示す直線 C_p , B_p の出力圧 P_{3t} の最大値 P_{pf} は、図 6 B に示す曲線 HT_b , IT_b , JT_b , KT_b の吸収トルクの最大値と同じようにLS駆動圧力 P_{x3} が上昇するにしたがって小さくなるように変化する。

【 0 0 9 3 】

すなわち、トルクフィードバック回路 1 1 2 v は、メインポンプ 2 0 2（第 2 油圧ポンプ）がトルク制御の制限を受け、トルク制御の最大トルク T_{3max} で動作するときと、メインポンプ 2 0 2 がトルク制御の制限を受けず、ロードセンシング制御によって容量制御を行うときのいずれの場合にも、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧をメインポンプ 2 0 2 の吸収トルクを模擬するよう補正して出力する。

【 0 0 9 4 】

～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。

【 0 0 9 5 】

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 1 0 1 と、上部旋回体 1 0 9 と、スイング式のフロント作業機 1 0 4 を備え、フロント作業機 1 0 4 は、ブーム 1 0 4 a、アーム 1 0 4 b、バケット 1 0 4 c から構成されている。上部旋回体 1 0 9 は下部走行体 1 0 1 に対して旋回モータ 3 c によって旋回可能である。上部旋回体 1 0 9 の前部にはスイングポスト 1 0 3 が取り付けられ、このスイングポスト 1 0 3 にフロント作業機 1 0 4 が上下動可能に取り付けられている。スイングポスト 1 0 3 はスイングシリンダ 3 e の伸縮により上部旋回体 1 0 9 に対して水平方向に回動可能であり、フロント作業機 1 0 4 のブーム 1 0 4 a、アーム 1 0 4 b、バケット 1 0 4 c はブームシリンダ 3 a, アームシリンダ 3 b, バケットシリンダ 3 d の伸縮により上下方向に回動可能である。下部走行体 1 0 1 の中央フレームには、ブレードシリンダ 3 h の伸縮により上下動作を行うブレード 1 0 6 が取り付けられている。下部走行体 1 0 1 は、走行モータ 3 f, 3 g の回転により左右の履帯 1 0 1 a, 1 0 1 b を駆動することによって走行を行う。

【 0 0 9 6 】

上部旋回体 1 0 9 にはキャノピータイプの運転室 1 0 8 が設置され、運転室 1 0 8 内には、運転席 1 2 1、フロント／旋回用の左右の操作装置 1 2 2, 1 2 3（図 7 では左側のみ図示）、走行用の操作装置 1 2 4 a, 1 2 4 b（図 7 では左側のみ図示）、図示しないスイング用の操作装置及びブレード用の操作装置、ゲートロックレバー 2 4 等が設けられている。操作装置 1 2 2, 1 2 3 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 1 2 2 の操作レバーを前後方向に操作するとき、操作装置 1 2 2 は旋回用の操作装置として機能し、同操作装置 1 2 2 の操作レバーを左

10

20

30

40

50

右方向に操作するとき、操作装置 1 2 2 はアーム用の操作装置として機能し、右側の操作装置 1 2 3 の操作レバーを前後方向に操作するとき、操作装置 1 2 3 はブーム用の操作装置として機能し、同操作装置 1 2 3 の操作レバーを左右方向に操作するとき、操作装置 1 2 3 はバケット用の操作装置として機能する。

【 0 0 9 7 】

～ 動作 ～

次に、本実施の形態の動作を説明する。

【 0 0 9 8 】

まず、原動機 1 によって駆動される固定容量型のパイロットポンプ 3 0 から吐出された圧油は、圧油供給路 3 1 a に供給される。圧油供給路 3 1 a には原動機回転数検出弁 1 3 が接続されており、原動機回転数検出弁 1 3 は流量検出弁 5 0 と差圧減圧弁 5 1 によりパイロットポンプ 3 0 の吐出流量に応じた流量検出弁 5 0 の前後差圧を絶対圧 P_{gr} (目標 LS 差圧) として出力する。原動機回転数検出弁 1 3 の下流にはパイロットリリーフバルブ 3 2 が接続されており、パイロット圧油供給路 3 1 b に一定の圧力 (パイロット一次圧 P_{pilot}) を生成している。

【 0 0 9 9 】

(a) 全ての操作レバーが中立の場合

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

最高負荷圧 Pl_{max1} , Pl_{max2} , Pl_{max3} がアンロード弁 1 1 5 , 2 1 5 , 3 1 5 に導かれることによって、第 1、第 2 及び第 3 吐出ポート 1 0 2 a , 1 0 2 b , 2 0 2 a の圧力 P_1 , P_2 , P_3 は、最高負荷圧 Pl_{max1} , Pl_{max2} , Pl_{max3} にアンロード弁 1 1 5 , 2 1 5 , 3 1 5 のそれぞれのバネの設定圧力 P_{un0} を加算した圧力 (アンロード弁セット圧) に保たれる。ここで、最高負荷圧 Pl_{max1} , Pl_{max2} , Pl_{max3} は上述したようにそれぞれタンク圧であり、タンク圧はほぼ 0 MPa である。このため、アンロード弁セット圧はバネの設定圧力 P_{un0} に等しくなり、第 1、第 2 及び第 3 吐出ポート 1 0 2 a , 1 0 2 b , 2 0 2 a の圧力 P_1 , P_2 , P_3 は P_{un0} (最小吐出圧 P_{3min}) に保たれる。通常、 P_{un0} は目標 LS 差圧である原動機回転数検出弁 1 3 の出力圧 P_{gr} よりも若干高く設定される ($P_{un0} > P_{gr}$) 。

【 0 1 0 0 】

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

【 0 1 0 1 】

レギュレータ 1 1 2 において、低圧選択弁 1 1 2 a に導かれた LS 差圧 Pls_1 , Pls_2 はそれらの低圧側が選択され、LS 差圧 Pls_{12} として LS 制御弁 1 1 2 b に導かれる。このとき、 Pls_1 , Pls_2 のいずれが選択されても、 $Pls_{12} > P_{gr}$ であるので、LS 制御弁 1 1 2 b は図 1 で左方向に押されて右側の位置に切り換わり、LS 駆動圧力 P_{x12} はパイロットリリーフバルブ 3 2 によって生成される一定のパイロット一次圧 P_{pilot} まで上昇し、このパイロット一次圧 P_{pilot} が LS 制御ピストン 1 1 2 c に導かれる。LS 制御ピストン 1 1 2 c にパイロット一次圧 P_{pilot} が導かれるので、メインポンプ 1 0 2 の容量 (流量) は最小に保たれる。

【 0 1 0 2 】

10

20

30

40

50

一方、レギュレータ 2 1 2 の L S 制御弁 2 1 2 b に LS 差圧 $Pls3$ が導かれる。 $Pls3 > Pgr$ であるので、L S 制御弁 2 1 2 b は図 1 で右方向に押されて左側の位置に切り換わり、LS 駆動圧力 $Px3$ はパイロット一次圧 $Ppilot$ まで上昇し、このパイロット一次圧 $Ppilot$ が L S 制御ピストン 2 1 2 c に導かれる。L S 制御ピストン 2 1 2 c にパイロット一次圧 $Ppilot$ が導かれるので、メインポンプ 2 0 2 の容量（流量）は最小に保たれる。

【0103】

また、全ての操作レバーが中立の場合には、LS 駆動圧力 $Px3$ はパイロット一次圧 $Ppilot$ と等しくなるので、トルクフィードバック回路 1 1 2 v は、図 4 C の直線 An の設定となる。また、このときメインポンプ 2 0 2 の吐出圧（第 3 吐出ポート 2 0 2 a の圧力） $P3$ は最小吐出圧の $Pun0$ であるので、トルクフィードバック回路 1 1 2 v の出力圧は図 4 C の直線 An 上の A 点の圧力 $P3tmin$ となる。この圧力 $P3tmin$ はトルクフィードバックピストン 1 1 2 f に導かれ、メインポンプ 1 0 2 の最大トルクは図 3 A の $T12max$ の設定となる。

【0104】

（b）ブーム操作レバーを入力した場合（微操作）

例えばブーム用の操作装置の操作レバー（ブーム操作レバー）をブームシリンダ 3 a が伸長する向き、つまりブーム上げ方向に入力すると、ブームシリンダ 3 a 駆動用の流量制御弁 6 a , 6 i が図 1 中で上方向に切り換わる。ここで、ブームシリンダ 3 a 駆動用の流量制御弁 6 a , 6 i の開口面積特性は、図 2 B を用いて説明したように流量制御弁 6 a がメイン駆動用であり、流量制御弁 6 i がアシスト駆動用である。流量制御弁 6 a , 6 i は、操作装置のパイロットバルブによって出力された操作パイロット圧に応じてストローク

【0105】

ブーム操作レバーが微操作で、流量制御弁 6 a , 6 i のストロークが図 2 B の $S2$ 以下の場合、ブーム操作レバーの操作量（操作パイロット圧）が増加していくと、メイン駆動用の流量制御弁 6 a のメータイン通路の開口面積はゼロから $A1$ に増加していく。一方、アシスト駆動用の流量制御弁 6 i のメータイン通路の開口面積はゼロに維持される。

【0106】

このようにアシスト駆動用の流量制御弁 6 i は、ブーム上げ微操作では図 1 中で上方向に切り換わっても、メータイン通路は開かず、また、負荷検出ポートもタンクに接続されたままであり、第 1 負荷圧検出回路 1 3 1 は最高負荷圧 $Plmax1$ としてタンク圧を検出する。このためメインポンプ 1 0 2 の容量（流量）は全ての操作レバーが中立の場合と同様に最小に保たれる。

【0107】

一方、流量制御弁 6 a が図 1 中で上方向に切り換わると、ブームシリンダ 3 a のボトム側の負荷圧が流量制御弁 6 a の負荷ポートを介して第 3 負荷圧検出回路 1 3 3 によって最高負荷圧 $Plmax3$ として検出され、アンロード弁 3 1 5 と差圧減圧弁 3 1 1 に導かれる。最高負荷圧 $Plmax3$ がアンロード弁 3 1 5 に導かれることによって、アンロード弁 3 1 5 のセット圧は、最高負荷圧 $Plmax3$ （ブームシリンダ 3 a のボトム側の負荷圧）にバネの設定圧力 $Pun0$ を加算した圧力に上昇し、第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、最高負荷圧 $Plmax3$ が差圧減圧弁 3 1 1 に導かれることによって、差圧減圧弁 3 1 1 は第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力 $P3$ と最高負荷圧 $Plmax3$ との差圧（LS 差圧）を絶対圧 $Pls3$ として出力し、この $Pls3$ は L S 制御弁 2 1 2 b に導かれる。L S 制御弁 2 1 2 b は、目標 LS 差圧 Pgr と上記 LS 差圧 $Pls3$ を比較する。

【0108】

ブーム上げ起動時の操作レバー入力直後は、ブームシリンダ 3 a の負荷圧が第 3 圧油供給路 3 0 5 に伝わり両者の圧力差は殆ど無くなるから、LS 差圧 $Pls3$ はほぼゼロに等しくなる。よって、 $Pls3 < Pgr$ の関係となるので、L S 制御弁 2 1 2 b は図 1 中で左方向に切り換わり、L S 制御ピストン 2 1 2 c の圧油をタンクに放出する。このため LS 駆動圧力 $Px3$ は低下し、メインポンプ 2 0 2 の容量（流量）は増加する。この LS 駆動圧力 $Px3$ の低下による流量増加は $Pls3 = Pgr$ になるまで継続し、 $Pls3 = Pgr$ となった時点で LS 駆動圧力 $Px3$ は

、パイロットリリーフバルブ 3 2 によって生成される一定のパイロット一次圧 P_{pilot} とタンク圧の中間のある値に保持される。このようにメインポンプ 2 0 2 は、流量制御弁 6 a の要求流量に応じて、必要な流量を必要な分だけ吐出する、いわゆるロードセンシング制御を行う。これによりブーム操作レバーの入力に応じた流量の圧油がブームシリンダ 3 a のボトム側に供給され、ブームシリンダ 3 a は伸長方向に駆動される。

【 0 1 0 9 】

また、LS駆動圧力 P_{x3} は、パイロット一次圧 P_{pilot} とタンク圧の中間の圧力となるため、トルクフィードバック回路 1 1 2 v は、例えば図 4 C の直線 B_m , B_p で示す設定となる。このとき、ブーム上げの負荷圧は比較的高いため、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 は図 4 C の直線 B_p の圧力まで上昇し、トルクフィードバック回路 1 1 2 v は、図 4 C の直線 B_p 上の制限された圧力 P_{pc} を出力する。トルクフィードバックピストン 1 1 2 f はメインポンプ 1 0 2 の最大トルクを、図 3 A の曲線 5 0 2 の T_{12max} からトルクフィードバック回路 1 1 2 v の出力圧 P_{pc} 相当分だけ、 T_{12max} よりも小さい値に減少させる。

【 0 1 1 0 】

例えば、ブーム上げ微操作で、メインポンプ 2 0 2 が図 3 B の X 2 点 (P_{3a} , q_{3b}) で動作し、図 4 C の直線 B_p 上の D 点が X 2 点に対応するとき、トルクフィードバック回路 1 1 2 v は、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_{3a} を、X 2 点の吸収トルク T_{3g} を模擬するよう補正して出力し (出力圧 P_{pc})、トルクフィードバックピストン 1 1 2 f はメインポンプ 1 0 2 の最大トルクを、図 3 A の曲線 5 0 2 の T_{12max} から曲線 5 0 4 の $T_{12max} - T_{3gs}$ へと減少させる ($T_{3gs} - T_{3g}$)。

【 0 1 1 1 】

これにより、ブーム上げ微操作の単独操作から、ブーム上げ微操作とメインポンプ 1 0 2 に係わるアクチュエータのいずれかのを駆動する操作との複合操作 (例えば後述する水平平均し作業) に移行した場合で、当該アクチュエータの操作レバーをフル操作した場合でも、第 1 トルク制御部は、メインポンプ 1 0 2 の吸収トルクが $T_{12max} - T_{3gs}$ を超えないようにメインポンプ 1 0 2 の傾転角を制御し、メインポンプ 1 0 2 , 2 0 2 の吸収トルクの合計は最大トルク T_{12max} を超えないようになり、原動機 1 の停止 (エンジンストール) を防止することができる。

【 0 1 1 2 】

(c) ブーム操作レバーを入力した場合 (フル操作)

例えばブーム操作レバーをブームシリンダ 3 a が伸長する向き、つまりブーム上げ方向にフルに操作した場合、ブームシリンダ 3 a 駆動用の流量制御弁 6 a , 6 i が図 1 中で上方向に切り換わり、図 2 B に示したように、流量制御弁 6 a , 6 i のスプールストロークは S 2 以上となり、流量制御弁 6 a のメータイン通路の開口面積は A 1 に保たれ、流量制御弁 6 i のメータイン通路の開口面積は A 2 となる。

【 0 1 1 3 】

前述したように、ブームシリンダ 3 a の負荷圧は流量制御弁 6 a の負荷ポートを介して第 3 負荷圧検出回路 1 3 3 によって最高負荷圧 P_{lmax3} として検出され、この最高負荷圧 P_{lmax3} に応じてメインポンプ 2 0 2 の吐出流量は P_{ls3} が P_{gr} に等しくなるように制御され、メインポンプ 2 0 2 からブームシリンダ 3 a のボトム側に圧油が供給される。

【 0 1 1 4 】

一方、ブームシリンダ 3 a のボトム側の負荷圧は、流量制御弁 6 i の負荷ポートを介して第 1 負荷圧検出回路 1 3 1 によって最高負荷圧 P_{lmax1} として検出され、アンロード弁 1 1 5 と差圧減圧弁 1 1 1 に導かれる。最高負荷圧 P_{lmax1} がアンロード弁 1 1 5 に導かれることによって、アンロード弁 1 1 5 のセット圧は、最高負荷圧 P_{lmax1} (ブームシリンダ 3 a のボトム側の負荷圧) にバネの設定圧力 P_{un0} を加算した圧力に上昇し、第 1 圧油供給路 1 0 5 の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、最高負荷圧 P_{lmax1} が差圧減圧弁 1 1 1 に導かれることによって、差圧減圧弁 1 1 1 は第 1 圧油供給路 1 0 5 の圧力 P_1 と最高負荷圧 P_{lmax1} との差圧 (LS差圧) を絶対圧 P_{ls1} として出力する。この P_{ls1} はレギュレータ 1 1 2 の低圧選択弁 1 1 2 a に導かれ、低圧選択弁 1 1 2 a によって P_{ls1} と P_{ls2} の低圧

側が選択される。

【 0 1 1 5 】

ブーム上げ起動時の操作レバー入力直後は、ブームシリンダ 3 a の負荷圧が第 1 圧油供給路 1 0 5 に伝わり両者の圧力の差は殆ど無くなるから、LS差圧 $PIs1$ はほぼゼロに等しくなる。一方、このとき、 $PIs2$ は操作レバーの中立時と同様、 Pgr よりも大きな値に保たれている ($PIs2 = P2 - PImax2 = P2 = Pun0 > Pgr$)。よって、低圧選択弁 1 1 2 a では $PIs1$ が低圧側のLS差圧 $PIs12$ として選択され、LS制御弁 1 1 2 b に導かれる。LS制御弁 1 1 2 b は、目標LS差圧 Pgr とLS差圧 $PIs1$ を比較する。この場合、上記のようにLS差圧 $PIs1$ はほぼゼロに等しく、 $PIs1 < Pgr$ の関係となるので、LS制御弁 1 1 2 b は図 1 中で右方向に切り換わり、LS制御ピストン 1 1 2 c の圧油をタンクに放出する。このためLS駆動圧力 $Px3$ が低下し、メインポンプ 1 0 2 の容量 (流量) は増加してゆき、メインポンプ 1 0 2 の流量は $PIs1$ が Pgr に等しくなるように制御される。これによりメインポンプ 1 0 2 の第 1 吐出ポート 1 0 2 a からブームシリンダ 3 a のボトム側に圧油が供給され、ブームシリンダ 3 a は、メインポンプ 2 0 2 の第 3 吐出ポート 2 0 2 a とメインポンプ 1 0 2 の第 1 吐出ポート 1 0 2 a からの合流した圧油により伸長方向に駆動される。

10

【 0 1 1 6 】

このとき、第 2 圧油供給路 2 0 5 には、第 1 圧油供給路 1 0 5 に供給される圧油と同じ流量の圧油が供給されるが、その圧油は余剰流量としてアンロード弁 2 1 5 を介してタンクに戻される。ここで、第 2 負荷圧検出回路 1 3 2 は最高負荷圧 $PImax2$ としてタンク圧を検出しているため、アンロード弁 2 1 5 のセット圧はバネの設定圧力 $Pun0$ に等しくなり、第 2 圧油供給路 2 0 5 の圧力 $P2$ は $Pun0$ の低圧に保たれる。これにより余剰流量がタンクに戻るときのアンロード弁 2 1 5 の圧損が低減し、エネルギーロスの少ない運転が可能となる。

20

【 0 1 1 7 】

ここで、メインポンプ 2 0 2 は、流量制御弁 6 a の要求流量に応じて流量を吐出するが、その要求流量が最大トルク $T3$ (図 3 B) で制限される流量以上であるときは、メインポンプ 2 0 2 の吐出流量が要求流量に対して不足し、検出したLS差圧 $PIs3$ が目標LS差圧 Pgr に達しない、いわゆるサチレーション状態となる場合がある。サチレーション状態となった場合、 $PIs3 < Pgr$ であり、LS制御弁 2 1 2 b は図 1 の図示右側の位置に切り換わるため、LS制御ピストン 2 1 2 c の圧油はLS制御弁 2 1 2 b を介してタンクに放出され、LS駆動圧力 $Px3$ はタンク圧に等しくなる。このためトルクフィードバック回路 1 1 2 v は、図 4 C の直線 Cm と直線 Cp で示す設定となり、前述したようにブーム上げの負荷圧は比較的高いため、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 $P3$ は図 4 C の直線 Cp の圧力まで上昇し、トルクフィードバック回路 1 1 2 v は、図 4 C の直線 Cp 上の制限された圧力 Ppf を出力する。トルクフィードバックピストン 1 1 2 f はメインポンプ 1 0 2 の最大トルクを、図 3 A の曲線 5 0 2 の $T12max$ からトルクフィードバック回路 1 1 2 v の出力圧 Ppf 相当分だけ、 $T12max$ よりも小さい値に減少させる。

30

【 0 1 1 8 】

例えば、ブーム上げのフル操作で、メインポンプ 2 0 2 が図 3 B の最大トルク $T3max$ の曲線 6 0 2 上の X 1 点 ($P3a, q3a$) で動作し、図 4 C の直線 Cp 上の G 点が X 1 点に対応するとき、トルクフィードバック回路 1 1 2 v は、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 $P3a$ を、X 1 点の吸収トルク $T3max$ を模擬するよう補正して出力し (出力圧 Ppf)、トルクフィードバックピストン 1 1 2 f はメインポンプ 1 0 2 の最大トルクを、図 3 A の曲線 5 0 2 の $T12max$ から曲線 5 0 3 の $T12max - T3max$ へと減少させる。

40

【 0 1 1 9 】

これにより第 1 トルク制御部は、メインポンプ 1 0 2 の吸収トルクが $T12max - T3max$ を超えないようにメインポンプ 1 0 2 の傾転角を制御し、メインポンプ 1 0 2 , 2 0 2 の吸収トルクの合計は最大トルク $T12max$ を超えないようになり、原動機 1 の停止 (エンジンストール) を防止することができる。

【 0 1 2 0 】

50

(d) アーム操作レバーを入力した場合(微操作)

例えばアーム用の操作装置の操作レバー(アーム操作レバー)をアームシリンダ3bが伸長する向き、つまりアームクラウド方向に入力すると、アームシリンダ3b駆動用の流量制御弁6b, 6jが図1中で下方向に切り換わる。ここで、アームシリンダ3b駆動用の流量制御弁6b, 6jの開口面積特性は、図2Bを用いて説明したように流量制御弁6bがメイン駆動用であり、流量制御弁6jがアシスト駆動用である。流量制御弁6b, 6jは、操作装置のパイロットバルブによって出力された操作パイロット圧に応じてストロークする。

【0121】

アーム操作レバーが微操作で、流量制御弁6b, 6jのストロークが図2BのS2以下の場合、アーム操作レバーの操作量(操作パイロット圧)が増加していくと、メイン駆動用の流量制御弁6bのメータイン通路の開口面積はゼロからA1に増加していく。一方、アシスト駆動用の流量制御弁6jのメータイン通路の開口面積はゼロに維持される。

【0122】

流量切換弁6bが図1中で下方向に切り換わると、アームシリンダ3bのボトム側の負荷圧が流量制御弁6bの負荷ポートを介して第2負荷圧検出回路132によって最高負荷圧 $P_{I\max2}$ として検出され、アンロード弁215と差圧減圧弁211に導かれる。最高負荷圧 $P_{I\max2}$ がアンロード弁215に導かれることによって、アンロード弁215のセット圧は、最高負荷圧 $P_{I\max2}$ (アームシリンダ3bのボトム側の負荷圧)にバネの設定圧力 P_{un0} を加算した圧力に上昇し、第2圧油供給路205の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、最高負荷圧 $P_{I\max2}$ が差圧減圧弁211に導かれることによって、差圧減圧弁211は第2圧油供給路205の圧力 P_2 と最高負荷圧 $P_{I\max2}$ との差圧(LS差圧)を絶対圧 P_{Is2} として出力し、この P_{Is2} はレギュレータ112の低圧選択弁112aに導かれる。低圧選択弁112aは P_{Is1} と P_{Is2} の低圧側を選択する。

【0123】

アームクラウド起動時の操作レバー入力直後は、アームシリンダ3bの負荷圧が第2圧油供給路205に伝わり両者の圧力の差は殆ど無くなるから、LS差圧 P_{Is2} はほぼゼロに等しくなる。一方、このとき、 P_{Is1} は操作レバーの中立時と同様、 P_{gr} よりも大きな値に保たれている($P_{Is1} = P_1 - P_{I\max1} = P_1 = P_{un0} > P_{gr}$)。よって、低圧選択弁112aは P_{Is2} を低圧側のLS差圧 P_{Is12} として選択し、 P_{Is2} がLS制御弁112bに導かれる。LS制御弁112bは、目標LS差圧である原動機回転数検出弁13の出力圧 P_{gr} と P_{Is2} を比較する。この場合、上記のようにLS差圧 P_{Is2} はほぼゼロに等しく、 $P_{Is2} < P_{gr}$ の関係となるので、LS制御弁112bは図1中で右方向に切り換わり、LS制御ピストン112cの圧油をタンクに放出する。このためメインポンプ102の容量(流量)は増加してゆき、その流量増加は $P_{Is2} = P_{gr}$ になるまで継続する。これによりメインポンプ102の第2吐出ポート102bからアーム操作レバーの入力に応じた流量の圧油がアームシリンダ3bのボトム側に供給され、アームシリンダ3bは伸長方向に駆動される。

【0124】

このとき、第1圧油供給路105に、第2圧油供給路205に供給される圧油と同じ流量の圧油が供給され、その圧油は余剰流量としてアンロード弁115を介してタンクに戻される。ここで、第1負荷圧検出回路131は最高負荷圧 $P_{I\max1}$ としてタンク圧を検出するため、アンロード弁115のセット圧はバネの設定圧力 P_{un0} に等しくなり、第1圧油供給路105の圧力 P_1 は P_{un0} の低圧に保たれる。これにより余剰流量がタンクに戻るときのアンロード弁115の圧損が低減し、エネルギーロスの少ない運転が可能となる。

【0125】

また、このときは、メインポンプ202に係わるアクチュエータは駆動されていないので、全ての操作レバーが中立の場合と同様、トルクフィードバック回路112vは、図4Cの直線Anの設定となり、メインポンプ102の最大トルクは図3Aの $T_{12\max}$ の設定となる。

【0126】

10

20

30

40

50

(e) アーム操作レバーを入力した場合 (フル操作)

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

【 0 1 2 7 】

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

【 0 1 2 8 】

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

【 0 1 2 9 】

アームクラウド起動時の操作レバー入力直後は、アームシリンダ 3 b の負荷圧が第 1 及び第 2 圧油供給路 1 0 5 , 2 0 5 に伝わり両者の圧力の差は殆ど無くなるから、LS 差圧 PI_{s1} , PI_{s2} は、共に、ほぼゼロに等しくなる。よって、低圧選択弁 1 1 2 a は、 PI_{s1} と PI_{s2} のいずれかを低圧側の LS 差圧 PI_{s12} として選択し、 PI_{s12} が L S 制御弁 1 1 2 b に導かれる。この場合、上記のように PI_{s1} , PI_{s2} は、共に、ほぼゼロに等しく、 $PI_{s12} < P_{gr}$ であるので、L S 制御弁 1 1 2 b は図 1 中で右方向に切り換わり、L S 制御ピストン 1 1 2 c の圧油をタンクに放出する。このためメインポンプ 1 0 2 の容量 (流量) は増加してゆき、その流量増加は $PI_{s12} = P_{gr}$ になるまで継続する。これによりメインポンプ 1 0 2 の第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a , 1 0 2 b からアームシリンダ 3 b のボトム側にアーム操作レバーの入力に応じた流量の圧油が供給され、アームシリンダ 3 b は第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a , 1 0 2 b からの合流した圧油により伸長方向に駆動される。

【 0 1 3 0 】

また、このときも、メインポンプ 2 0 2 に係わるアクチュエータは駆動されていないので、全ての操作レバーが中立の場合と同様、トルクフィードバック回路 1 1 2 v は、図 4 C の直線 An の設定となり、メインポンプ 1 0 2 の最大トルクは図 3 A の $T12_{max}$ の設定となる。これにより第 1 トルク制御部は、メインポンプ 1 0 2 の吸収トルクが最大トルク $T12_{max}$ を超えないようにメインポンプ 1 0 2 の傾転角を制御し、アームシリンダ 3 b の負荷が増加した場合に原動機 1 の停止 (エンジンストール) を防止することができる。

【 0 1 3 1 】

(f) 水平均し作業をした場合

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

【 0 1 3 2 】

水平均し作業では、ブーム上げは微操作なので、上記 (b) で説明したように、ブームシリンダ 3 a のメイン駆動用の流量制御弁 6 a のメータイン通路の開口面積は A 1 以下となり、アシスト駆動用の流量制御弁 6 i のメータイン通路の開口面積はゼロに維持される。ブームシリンダ 3 a の負荷圧は流量制御弁 6 a の負荷ポートを介して第 3 負荷圧検出回路 1 3 3 によって最高負荷圧 PI_{max3} として検出され、アンロード弁 3 1 5 が第 3 圧油供給

10

20

30

40

50

路 3 0 5 の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、最高負荷圧 $P_{\text{Imax}3}$ がメインポンプ 2 0 2 のレギュレータ 2 1 2 にフィードバックされ、メインポンプ 2 0 2 の容量（流量）が流量制御弁 6 a の要求流量（開口面積）に応じて増加し、メインポンプ 2 0 2 の第 3 吐出ポート 2 0 2 a からブーム操作レバーの入力に応じた流量の圧油がブームシリンダ 3 a ボトム側に供給され、ブームシリンダ 3 a は第 3 吐出ポート 2 0 2 a からの圧油により伸長方向に駆動される。

【 0 1 3 3 】

一方、アーム操作レバーはフル入力となるので、上記（ e ）で説明したように、アームシリンダ 3 b のメイン駆動用の流量制御弁 6 b とアシスト駆動用の流量制御弁 6 j のそれぞれのメーティン通路の開口面積は A_1 , A_2 となる。アームシリンダ 3 b の負荷圧は、流量制御弁 6 b , 6 j の負荷ポートを介して第 1 及び第 2 負荷圧検出回路 1 3 1 , 1 3 2 によって最高負荷圧 $P_{\text{Imax}1}$, $P_{\text{Imax}2}$ ($P_{\text{Imax}1} = P_{\text{Imax}2}$) として検出され、アンロード弁 1 1 5 , 2 1 5 がそれぞれ第 1 及び第 2 圧油供給路 1 0 5 , 2 0 5 の圧油をタンクに排出する油路を遮断する。また、最高負荷圧 $P_{\text{Imax}1}$, $P_{\text{Imax}2}$ がメインポンプ 1 0 2 のレギュレータ 1 1 2 にフィードバックされ、メインポンプ 1 0 2 の容量（流量）が流量制御弁 6 b , 6 j の要求流量に応じて増加し、メインポンプ 1 0 2 の第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a , 1 0 2 b からアームシリンダ 3 b のボトム側にアーム操作レバーの入力に応じた流量の圧油が供給され、アームシリンダ 3 b は第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a , 1 0 2 b からの合流した圧油により伸長方向に駆動される。

【 0 1 3 4 】

ここで、水平均し作業の場合、通常アームシリンダ 3 b の負荷圧は低く、ブームシリンダ 3 a の負荷圧は高いことが多い。本実施の形態では、水平均し作業では、ブームシリンダ 3 a を駆動する油圧ポンプはメインポンプ 2 0 2 、アームシリンダ 3 b を駆動する油圧ポンプはメインポンプ 1 0 2 というように、負荷圧の異なるアクチュエータを駆動するポンプが別個になるので、1 つのポンプで負荷圧の異なる複数のアクチュエータを駆動する従来技術の 1 ポンプロードセンシングシステムの場合のように、低負荷側の圧力補償弁 7 b での絞り圧損による無駄なエネルギー消費を発生させることはない。

【 0 1 3 5 】

また、ブーム上げは微操作であるため、（ b ）で説明したように、トルクフィードバック回路 1 1 2 v は、例えば図 4 C の直線 B_m , B_p で示す設定となり、メインポンプ 2 0 2 が図 3 B の X 2 点 (P_{3a} , q_{3b}) で動作し、図 4 C の直線 B_p 上の D 点が X 2 点に対応するとき、トルクフィードバック回路 1 1 2 v は、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_{3a} を、X 2 点の吸収トルク T_{3g} を模擬するよう補正して出力し（出力圧 P_{pc} ）、トルクフィードバックピストン 1 1 2 f はメインポンプ 1 0 2 の最大トルクを、図 3 A の曲線 5 0 2 の $T_{12\text{max}}$ から曲線 5 0 4 の $T_{12\text{max}} - T_{3gs}$ へと減少させる（ $T_{3gs} - T_{3g}$ ）。

【 0 1 3 6 】

これにより、水平均し作業でアーム操作レバーをフル操作した場合でも、第 1 トルク制御部は、メインポンプ 1 0 2 の吸収トルクが $T_{12\text{max}} - T_{3gs}$ を超えないようにメインポンプ 1 0 2 の傾転角を制御し、メインポンプ 1 0 2 , 2 0 2 の吸収トルクの合計は最大トルク $T_{12\text{max}}$ を超えないようになり、原動機 1 の停止（エンジンストール）を防止することができる。

【 0 1 3 7 】

（ g ）吊り荷作業でブーム上げ微操作をした場合

吊り荷作業とは、バケットに設けたフックにワイヤを取り付けて、そのワイヤで荷を吊り上げて別の場所に移動する作業である。この吊り荷作業でブーム上げ微操作を行う場合も、上記（ b ）或いは（ f ）で説明したように、レギュレータ 2 1 2 のロードセンシング制御によりメインポンプ 2 0 2 の第 3 吐出ポート 2 0 2 a からブームシリンダ 3 a ボトム側に圧油が供給され、ブームシリンダ 3 a は伸長方向に駆動される。ただし、吊り荷作業におけるブーム上げは極めて慎重を要する作業であるため、操作レバーの操作量は極めて少なく、流量制御弁の要求流量がメインポンプ 2 0 2 の最小傾転角 $q_{3\text{min}}$ で得られる最少

流量よりも少ない場合がある。この場合、 $P_{ls3} > P_{gr}$ で、LS制御弁212bは図1の図示左側の位置にあり、LS駆動圧力 P_{x3} は、パイロットリリーフバルブ32によって生成される一定のパイロット一次圧 P_{pilot} と等しくなるので、上記(a)の全ての操作レバーが中立にある場合と同様、トルクフィードバック回路112vは、図4Cの直線An(=Am)で示す最小傾転の設定となる。

【0138】

ここで、吊り荷作業の荷の重量は重く、メインポンプ202の吐出圧P3は例えば図4Cの直線An上のH点のように高圧となる場合が多い。また、吊り荷作業では、ブーム上げ微操作と同時に旋回モータ3cを駆動して吊り荷の旋回方向の位置を変えたり、アームシリンダ3bを駆動して吊り荷の前後方向の位置を変えることがある。このようなブーム上げ微操作と旋回或いはアームの複合動作では、メインポンプ102からも圧油が吐出され、メインポンプ102とメインポンプ202の両方で原動機1の馬力が消費される。

【0139】

本実施の形態において、もし、トルクフィードバック回路112vに第2分圧回路112sが設けられていない場合は、図4Aで示すように、トルクフィードバック回路112vの出力圧は、可変減圧弁112gの出力圧である油路112pの圧力 P_{pa} に制限され、トルクフィードバック回路112vは図4CのH点の圧力よりも低い圧力 P_{pa} を出力する。このようにメインポンプ202の吸収トルクをメインポンプ102側に正確にフィードバックすることができない場合は、メインポンプ102とメインポンプ202の合計の消費トルクが過大となり、エンジnstールが発生するおそれがある。

【0140】

本実施の形態では、第2分圧回路112sが設けられているので、メインポンプ202の吐出圧P3が図4Cの直線An上のH点のように高圧となる場合でも、トルクフィードバック回路112vにH点に対応した圧力 P_{ph} が出力され、その分、メインポンプ102の最大トルクが減少するよう制御される。このようにメインポンプ202の吸収トルクがメインポンプ102側に正確にフィードバックされるため、吊り荷作業でブーム上げ微操作と旋回或いはアームの複合動作を行った場合でも、メインポンプ102とメインポンプ202の合計の消費トルクが過大とならず、エンジnstールを防止することができる。

【0141】

(h) 排土作業

走行しながらブレード106を操作して土砂を移動する排土作業では、走行モータ3f、3gとブレードシリンダ3hとを同時に駆動する複合操作となる。この場合、ブレード操作レバーを操作すると、例えば前述したブーム上げの微操作(b)と同様、メインポンプ202の容量(流量)が流量制御弁6hの要求流量(開口面積)に応じて増加し、メインポンプ202の第3吐出ポート202aからブレード操作レバーの入力に応じた流量の圧油がブレードシリンダ3hに供給され、ブレードシリンダ3hは第3吐出ポート202aからの圧油により駆動される。

【0142】

この排土作業において、メインポンプ202が図3DのX3点(P_{3c} , q_{3c} 、)で動作するときは、LS駆動圧力 P_{x3} がパイロット一次圧 P_{pilot} とタンク圧の中間の圧力にあるときであり、トルクフィードバック回路112vは、例えば図4Cの直線Bm, Bpで示す設定となり、メインポンプ202の吐出圧(例えば P_{3c})を、メインポンプ202の吸収トルク(例えば T_{3h})を模擬するよう補正して出力し(例えば図4CのB点の出力圧 P_{pb})、トルクフィードバックピストン112fはメインポンプ102の最大トルクを、図3Cの曲線502の T_{12max} から曲線505の吸収トルク(例えば $T_{12max} - T_{3hs}$)へと減少させる($T_{3hs} - T_{3h}$)。

【0143】

これにより第1トルク制御部は、メインポンプ102の吸収トルクが $T_{12max} - T_{3hs}$ を超えないようにメインポンプ102の傾転角を制御し、メインポンプ102、202の吸収トルクの合計は最大トルク T_{12max} を超えないようになり、原動機1の停止(エンジnst

ール)を防止することができる。

【0144】

～効果～

以上のように構成した本実施の形態においては、メインポンプ202(第2油圧ポンプ)がトルク制御の制限を受け、トルク制御の最大トルク T_{3max} で動作する運転状態にあるときは勿論のこと、メインポンプ202がトルク制御の制限を受けず、ロードセンシング制御によって容量制御を行う運転状態にある場合であっても、トルクフィードバック回路112vによりメインポンプ202の吐出圧 P_3 がメインポンプ202の吸収トルクを模擬するよう補正され、この補正した吐出圧 P_{3t} 分、トルクフィードバックピストン112f(第3トルク制御アクチュエータ)により最大トルク T_{12max} が減少するよう補正される。これによりメインポンプ202の吸収トルクは純油圧的な構成(トルクフィードバック回路112v)で精度良く検出され、その吸収トルクをメインポンプ102側にフィードバックすることで、全トルク制御を精度良く行い、原動機1の定格出力トルク T_{erate} を有効利用することができる。

10

【0145】

図8は、本実施の形態の上述した効果を説明するための比較例を示す図である。この比較例は、図1に示す本発明の第1の実施の形態におけるレギュレータ112のトルクフィードバック回路112vを減圧弁112w(特許文献2に記載の減圧弁14に相当)に置き換えたものである。

【0146】

20

図8に示す比較例では、減圧弁112wの設定圧は一定であり、この設定圧は、図1の可変減圧弁112gの設定圧の初期値 P_{pf} と同じ値に設定されている。この場合、メインポンプ202の吐出圧 P_3 が上昇するとき、減圧弁112wの出力圧は、LS駆動圧力 P_{x3} 如何に係わらず、図4Cの直線 C_m 、 C_p のように変化する。

【0147】

この比較例において、例えばブーム上げのフル操作(c)のように、メインポンプ202が図3Bの最大トルク T_{3max} の曲線602上のX1点(P_{3a} 、 q_{3a})で動作しLS駆動圧力 P_{x3} がタンク圧であるときは、減圧弁112wは、図1のトルクフィードバック回路112vの可変減圧弁112gと同様、メインポンプ202の吐出圧を図4Cの直線 C_p 上の圧力 P_{pf} に補正して出力し、トルクフィードバックピストン112fは、メインポンプ102の最大トルクを、図3Aに曲線503で示すように、 T_{12max} から $T_{12max} - T_{3max}$ へと減少させる。このようにメインポンプ202が図3BのX1点のように最大トルク T_{3max} の曲線602上で動作する場合は、比較例1によっても本実施の形態と同様の効果が得られる。

30

【0148】

しかし、水平均し作業(f)のように、メインポンプ202が図3BのX2点(P_{3a} 、 q_{3b})で動作しLS駆動圧力 P_{x3} がパイロット一次圧 P_{pilot} とタンク圧の中間の圧力にあるときは、本実施の形態の効果は得られない。すなわち、比較例では、この場合もメインポンプ202がX1点で動作するときと同様、減圧弁112wは、メインポンプ202の吐出圧を図4Cの直線 C_p 上の圧力 P_{pf} に補正して出力する。このためメインポンプ202の吸収トルクは T_{3max} よりも小さい T_{3g} であるのにも係わらず、トルクフィードバックピストン112fは、メインポンプ102の最大トルクを図3Aに曲線503で示すように、 T_{12max} から $T_{12max} - T_{3max}$ へと必要以上に減少させてしまう。

40

【0149】

また、メインポンプ202が図3DのX3点(P_{3c} 、 q_{3c})で動作しLS駆動圧力 P_{x3} がパイロット一次圧 P_{pilot} とタンク圧の中間の圧力にあるときも、本実施の形態の効果は得られない。すなわち、比較例では、この場合は、最大傾転角 q_{3max} の直線601上のX4点で動作するときと同様、メインポンプ202の吐出圧を例えば図4Cの直線 C_m 上の圧力に補正して出力する。このためメインポンプ202の吸収トルクは T_{3i} よりも小さい T_{3h} であるのにも係わらず、トルクフィードバックピストン112fは、メインポンプ102の

50

最大トルクを、図 3 C に曲線 5 0 6 で示すように T_{12max} から $T_{12max} - T_{3is}$ へと必要以上に減少させてしまう ($T_{3is} - T_{3i}$)。

【 0 1 5 0 】

前述したように、本実施の形態では、水平均し作業 (f) のように、メインポンプ 2 0 2 が図 3 B の X 2 点 (P3a , q3b) で動作し LS 駆動圧力 P_{x3} がパイロット一次圧 P_{pilot} とタンク圧の中間の圧力にあるときは、前述したように、トルクフィードバック回路 1 1 2 v は、例えば図 4 C の直線 Bm , Bp で示す設定となり、トルクフィードバック回路 1 1 2 v は、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 (例えば P3a) を、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルク (例えば T_{3g}) を模擬するよう補正して出力し (例えば図 4 C の D 点の出力圧 P_{pc})、トルクフィードバックピストン 1 1 2 f はメインポンプ 1 0 2 の最大トルクを、図 3 A の曲線 5 0 2 の T_{12max} から曲線 5 0 4 の吸収トルク (例えば $T_{12max} - T_{3gs}$) へと減少させる ($T_{3gs} - T_{3g}$)。その結果、メインポンプ 2 0 2 が利用できる吸収トルクは比較例の $T_{12max} - T_{3max}$ よりも多くなる。

【 0 1 5 1 】

また、排土作業 (h) のように、メインポンプ 2 0 2 が図 3 D の X 3 点 (P3c , q3c、) で動作し LS 駆動圧力 P_{x3} がパイロット一次圧 P_{pilot} とタンク圧の中間の圧力にあるときは、トルクフィードバック回路 1 1 2 v は、例えば図 4 C の直線 Bm , Bp で示す設定となり、トルクフィードバック回路 1 1 2 v は、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 (例えば P3c) を、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルク (例えば T_{3h}) を模擬するよう補正して出力し (例えば図 4 C の B 点の出力圧 P_{pb})、トルクフィードバックピストン 1 1 2 f はメインポンプ 1 0 2 の最大トルクを、図 3 C の曲線 5 0 2 の T_{12max} から曲線 5 0 5 の吸収トルク (例えば $T_{12max} - T_{3hs}$) へと減少させる ($T_{3hs} - T_{3h}$)。その結果、この場合も、メインポンプ 2 0 2 が利用できる吸収トルクは比較例の $T_{12max} - T_{3is}$ よりも多くなる。

【 0 1 5 2 】

このように本実施の形態では、トルクフィードバック回路 1 1 2 v によってメインポンプ 2 0 2 の吸収トルク T_{3max} 或いは T_{3g} 或いは T_{3h} を精度良くメインポンプ 1 0 2 側にフィードバックすることで、原動機 1 の停止 (エンジンストール) を防止する全馬力制御を精度良く行うことができ、原動機 1 が有する出力トルク T_{erate} を有効に利用することができる。

【 0 1 5 3 】

また、本実施の形態では、第 2 分圧回路 1 1 2 s が設けられているので、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P3 が図 4 C の直線 An 上の H 点のように高圧となる場合でも、トルクフィードバック回路 1 1 2 v は H 点に対応した圧力 P_{ph} を出力し、その分、メインポンプ 1 0 2 の最大トルクが減少するよう制御される。このようにメインポンプ 2 0 2 が最小傾転角で動作するときも、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルクがメインポンプ 1 0 2 側に正確にフィードバックされるため、吊り荷作業でブーム上げ微操作と旋回或いはアームの複合動作を行った場合に、メインポンプ 1 0 2 とメインポンプ 2 0 2 の合計の消費トルクが過大とならず、エンジンストールを防止することができる。

【 0 1 5 4 】

< 第 2 の実施の形態 >

図 9 は、本発明の第 2 の実施の形態に係わる油圧シヨベル (建設機械) の油圧駆動装置を示す図である。

【 0 1 5 5 】

図 9 において、本実施の形態の油圧駆動装置の第 1 の実施の形態との相違点は、メインポンプ 1 0 2 のレギュレータ 1 1 2 A のトルクフィードバック回路 1 1 2 A v が、第 1 の実施の形態のトルクフィードバック回路 1 1 2 v に備えられていた第 1 分圧回路 1 1 2 r を備えていない点である。

【 0 1 5 6 】

すなわち、本実施の形態のトルクフィードバック回路 1 1 2 A v は、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 (第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力) p_3 が導かれ、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 p_3

が設定圧以下であるときは、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 p_3 をそのまま出力し、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 p_3 が設定圧より高いときは、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 p_3 を設定圧に減圧して出力する可変減圧弁 1 1 2 g と、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 p_3 が導かれる第 2 固定絞り 1 1 2 k、この第 2 固定絞り 1 1 2 k の下流側に位置し、下流側がタンクに接続された第 3 固定絞り 1 1 2 l を有し、第 2 固定絞り 1 1 2 k と第 3 固定絞り 1 1 2 l との間の油路 1 1 2 n の圧力を出力する分圧回路 1 1 2 s と、可変減圧弁 1 1 2 g の出力圧と分圧回路 1 1 2 s の出力圧の高圧側を選択して出力するシャトル弁（高圧選択弁） 1 1 2 j とを備えている。

【 0 1 5 7 】

図 1 0 A は、トルクフィードバック回路 1 1 2 A v の可変減圧弁 1 1 2 g の出力特性を示す図であり、図 1 0 B は、可変減圧弁 1 1 2 g と分圧回路 1 1 2 s とシャトル弁 1 1 2 j とを組み合わせたトルクフィードバック回路 1 1 2 A v 全体の出力特性を示す図である。

【 0 1 5 8 】

図 1 0 A において、LS駆動圧力 P_{x3} がタンク圧であるとき、可変減圧弁 1 1 2 g の設定圧は初期値の P_{pf} である。このためメインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 が上昇すると、可変減圧弁 1 1 2 g の出力圧 P_p は直線 C_m 、 C_p のように変化する。すなわち、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 が P_{pf} に上昇するまでは可変減圧弁 1 1 2 g の出力圧 P_p は直線 C_m のように直線比例的に上昇し（ $P_p = P_3$ ）、吐出圧 P_3 が P_{pf} に達すると、出力圧 P_p はそれ以上に上昇せず、直線 C_p のように P_{pf} に制限される。

【 0 1 5 9 】

LS駆動圧力 P_{x3} がタンク圧とパイロット一次圧 P_{pilot} の中間の圧力にあるとき、可変減圧弁 1 1 2 g の設定圧 P_p は初期値の P_{pf} から P_{pc} に低下する。このためメインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 が上昇すると、可変減圧弁 1 1 2 g の出力圧 P_p は直線 C_{m1} 、 B_p のように変化する。すなわち、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 が P_{pc} に上昇するまでは可変減圧弁 1 1 2 g の出力圧 P_p は直線 C_{m1} のように直線比例的に上昇し（ $P_p = P_3$ ）、吐出圧 P_3 が P_{pc} に達すると、出力圧 P_p はそれ以上に上昇せず、直線 B_p のように、直線 C_p の圧力 P_{pf} よりも低い P_{pc} に制限される。

【 0 1 6 0 】

LS駆動圧力 P_{x3} がパイロット一次圧 P_{pilot} まで上昇すると、可変減圧弁 1 1 2 g の設定圧は最小の P_{pa} となる。このためメインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 が上昇すると、可変減圧弁 1 1 2 g の出力圧は直線 C_{m2} 、 A_p のように変化する。すなわち、メインポンプ 2 0 2 の最少吐出圧以上の全範囲において、可変減圧弁 1 1 2 g の出力圧 P_p は直線 A_p のように、最も低い圧力 P_{pa} に制限される。

【 0 1 6 1 】

分圧回路 1 1 2 s の出力特性は第 1 の実施の形態の第 2 分圧回路 1 1 2 s と同じであり、分圧回路の出力圧 P_n は、図 4 B に直線 A_n で示した通り、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 が上昇すると直線比例的に増加する。

【 0 1 6 2 】

図 1 0 B において、可変減圧弁 1 1 2 g の出力圧と分圧回路 1 1 2 s の出力圧の高圧側がトルクフィードバック回路 1 1 2 A v の出力圧としてシャトル弁 1 1 2 j により選択され、出力される。このためメインポンプ 2 0 2 の吐出圧 P_3 が上昇するときのトルクフィードバック回路 1 1 2 v の出力圧 P_{3t} の変化は、図 1 0 B に示すようになる。すなわち、LS駆動圧力 P_{x3} がタンク圧であるときと、タンク圧とのパイロット一次圧 P_{pilot} の中間の圧力に上昇したときは、図 1 0 A の直線 C_m 、 C_p 及び直線 C_{m1} 、 B_p の可変減圧弁 1 1 2 g の出力圧 P_p が選択される。LS駆動圧力 P_{x3} がパイロット一次圧 P_{pilot} まで上昇したときは、吐出圧 P_3 が低く、可変減圧弁 1 1 2 g の出力圧 P_p が分圧回路 1 1 2 s の出力圧 P_n より高い間は、図 1 0 A の直線 A_p の可変減圧弁 1 1 2 g の出力圧 P_p が選択され、吐出圧 P_3 が上昇し、分圧回路 1 1 2 s の出力圧 P_n が可変減圧弁 1 1 2 g の出力圧 P_p よりも高くなると、図 4 B の直線 A_n の分圧回路 1 1 2 s の出力圧 P_n が選択される。

【 0 1 6 3 】

このように構成した本実施の形態においても、LS駆動圧力 P_{x3} がパイロット一次圧 P_{pilot} とタンク圧の中間の圧力にある場合には、図 4 C に示されるトルクフィードバック回路 1 1 2 v の直線 B_m の設定が得られず直線 B_m が設定されることによる効果が得られない点を除いて、第 1 の実施の形態と同様の効果が得られる。

【 0 1 6 4 】

例えばブーム上げのフル操作 (c) のように、メインポンプ 2 0 2 が図 3 B の最大トルク T_{3max} の曲線 6 0 2 上の X 1 点 (P_{3a} 、 q_{3a}) で動作しLS駆動圧力 P_{x3} がタンク圧であるときは、トルクフィードバック回路 1 1 2 A v は、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 (例えば P_{3a}) を、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルク (T_{3max}) を模擬するよう補正して出力し (例え

10

【 0 1 6 5 】

また、水平均し作業 (f) のように、メインポンプ 2 0 2 が図 3 B の X 2 点 (P_{3a} 、 q_{3b}) で動作しLS駆動圧力 P_{x3} がパイロット一次圧 P_{pilot} とタンク圧の中間の圧力にあるときは、トルクフィードバック回路 1 1 2 A v は、例えば図 1 0 B の直線 C_{m1} 、 B_p で示す設定となり、トルクフィードバック回路 1 1 2 A v は、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 (例えば P_{3a}) を、メインポンプ 2 0 2 の吸収トルク (例えば T_{3g}) を模擬するよう補正して出力し (例え

20

【 0 1 6 6 】

このように本実施の形態においても、トルクフィードバック回路 1 1 2 A v によってメインポンプ 2 0 2 の吸収トルク T_{3max} 或いは T_{3g} を精度良くメインポンプ 1 0 2 側にフィードバックすることで、原動機 1 の停止 (エンジンストール) を防止する全馬力制御を精度良く行うことができ、原動機 1 が有する出力トルク T_{erate} を有効に利用することができる。

【 0 1 6 7 】

< 第 3 の実施の形態 >

図 1 1 は、本発明の第 3 の実施の形態に係わる油圧ショベル (建設機械) の油圧駆動装置を示す図である。

30

【 0 1 6 8 】

図 1 1 において、本実施の形態の油圧駆動装置の第 1 の実施の形態との相違点は、メインポンプ 1 0 2 のレギュレータ 1 1 2 B のトルクフィードバック回路 1 1 2 B v に備えられる第 1 分圧回路 1 1 2 B r が、第 1 の実施の形態における第 1 分圧回路 1 1 2 r の可変絞り弁 1 1 2 h に代え、可変リリーフ弁 1 1 2 z を備える点である。

【 0 1 6 9 】

すなわち、本実施の形態のトルクフィードバック回路 1 1 2 B v は、第 1 分圧回路 1 1 2 B r と、可変減圧弁 1 1 2 g と、第 2 分圧回路 1 1 2 s と、シャトル弁 (高圧選択弁) 1 1 2 j とを備えている。

40

【 0 1 7 0 】

第 1 分圧回路 1 1 2 B r は、メインポンプ 2 0 2 の吐出圧 (第 3 圧油供給路 3 0 5 の圧力) p_3 が導かれる第 1 固定絞り 1 1 2 i、この第 1 固定絞り 1 1 2 i の下流側に位置し、下流側がタンクに接続された可変リリーフ弁 1 1 2 z を有し、第 1 固定絞り 1 1 2 i と可変リリーフ弁 1 1 2 z との間の油路 1 1 2 m の圧力がシャトル弁 1 1 2 j の一方の入力ポートに導かれる。

【 0 1 7 1 】

可変リリーフ弁 1 1 2 z は、開口が開き方向となる側にレギュレータ 2 1 2 のLS駆動圧

50

力 P_{x3} が導かれ、この圧力 P_{x3} がタンク圧のときに所定のリリーフ圧に設定され、圧力 P_{x3} が高くなるにしたがってリリーフ圧を低くし、圧力 P_{x3} がパイロット圧油供給路 3 1 b においてパイロットリリーフバルブ 3 2 によって生成される一定のパイロット一次圧 P_{pilot} であるときに、リリーフ圧がゼロで、予め決められた最大の開口面積となるように構成されている。

【 0 1 7 2 】

可変減圧弁 1 1 2 g と第 2 分圧回路 1 1 2 s の構成は第 1 の実施の形態と同じである。

【 0 1 7 3 】

このように構成した本実施の形態において、可変リリーフ弁 1 1 2 z の出力特性は第 1 の実施の形態における可変減圧弁 1 1 2 g の出力特性と同じであり、トルクフィードバック回路 1 1 2 B v の出力特性は、第 1 の実施の形態における図 4 C に示されるトルクフィードバック回路 1 1 2 v の出力特性と同じとなる。したがって、本実施の形態によっても、第 1 の実施の形態と同様の効果が得られる。

【 0 1 7 4 】

< その他 >

以上の実施の形態では、第 1 油圧ポンプが第 1 及び第 2 吐出ポート 1 0 2 a , 1 0 2 b を有するスプリットフロータイプの油圧ポンプ 1 0 2 である場合について説明したが、第 1 油圧ポンプは、単一の吐出ポートを有する可変容量型の油圧ポンプであってもよい。

【 0 1 7 5 】

また、第 1 ポンプ制御装置は、ロードセンシング制御部（低圧選択弁 1 1 2 a、L S 制御弁 1 1 2 b 及び L S 制御ピストン 1 1 2 c）とトルク制御部（トルク制御ピストン 1 1 2 d , 1 1 2 e とバネ 1 1 2 u）を有するレギュレータ 1 1 2 であるとしたが、第 1 ポンプ制御装置におけるロードセンシング制御部は必須ではなく、操作レバーの操作量（流量制御弁の開口面積 - 要求流量）に応じて第 1 油圧ポンプの容量を制御することができるものであれば、いわゆるポジティブ制御或いはネガティブ制御等、その他の制御方式であってもよい。

【 0 1 7 6 】

更に、上記実施の形態のロードセンシングシステムも一例であり、ロードセンシングシステムは種々の変形が可能である。例えば、上記実施の形態では、ポンプ吐出圧と最高負荷圧を絶対圧として出力する差圧減圧弁を設け、その出力圧を圧力補償弁に導いて目標補償差圧を設定しかつ L S 制御弁に導き、ロードセンシング制御の目標差圧を設定したが、ポンプ吐出圧と最高負荷圧を別々の油路で圧力制御弁や L S 制御弁に導くようにしてもよい。

【 符号の説明 】

【 0 1 7 7 】

1 原動機

1 0 2 可変容量型メインポンプ（第 1 油圧ポンプ）

1 0 2 a , 1 0 2 b 第 1 及び第 2 吐出ポート

1 1 2 レギュレータ（第 1 ポンプ制御装置）

1 1 2 a 低圧選択弁

1 1 2 b L S 制御弁

1 1 2 c L S 制御ピストン

1 1 2 d , 1 1 2 e トルク制御ピストン（第 1 トルク制御アクチュエータ）

1 1 2 f トルクフィードバックピストン（第 3 トルク制御アクチュエータ）

1 1 2 g 可変減圧弁

1 1 2 h 可変絞り弁

1 1 2 i 第 1 固定絞り

1 1 2 j シャトル弁（高圧選択弁）

1 1 2 k 第 2 固定絞り

1 1 2 l 第 3 固定絞り

10

20

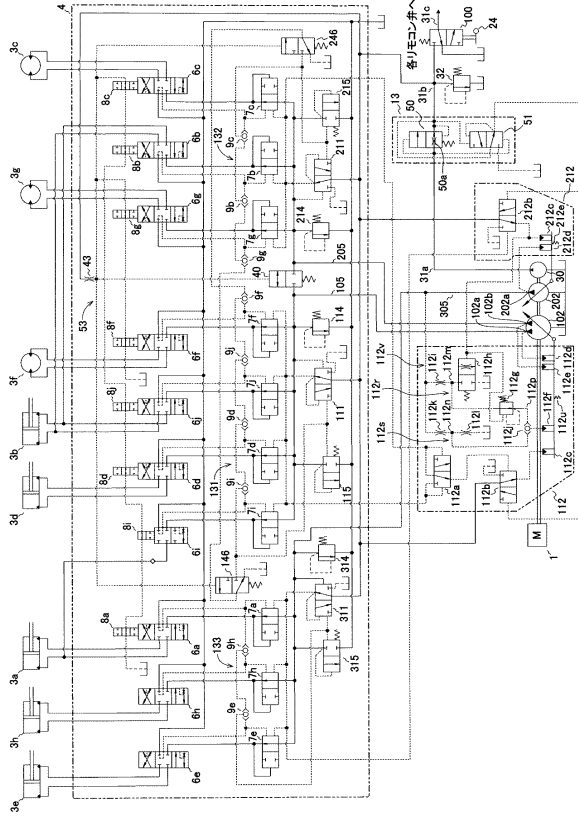
30

40

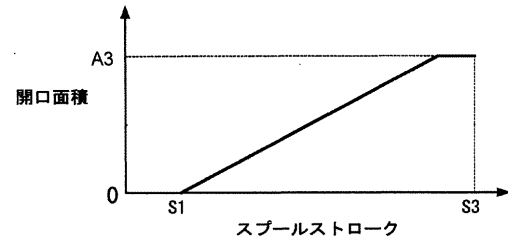
50

1 1 2 m	第 1 固定絞り 1 1 2 i と可変絞り弁 1 1 2 h との間の油路	
1 1 2 n	第 2 固定絞り 1 1 2 k と第 3 固定絞り 1 1 2 l との間の油路	
1 1 2 r	第 1 分圧回路	
1 1 2 s	第 2 分圧回路	
1 1 2 u	バネ（付勢手段）	
1 1 2 v	トルクフィードバック回路	
2 0 2	可変容量型メインポンプ（第 2 油圧ポンプ）	
2 0 2 a	第 3 吐出ポート	
2 1 2	レギュレータ（第 2 ポンプ制御装置）	
2 1 2 b	L S 制御弁	10
2 1 2 c	L S 制御ピストン（ロードセンシング制御アクチュエータ）	
2 1 2 d	トルク制御ピストン（第 2 トルク制御アクチュエータ）	
2 1 2 e	バネ（付勢手段）	
1 1 5	アンロード弁	
2 1 5	アンロード弁	
3 1 5	アンロード弁	
1 1 1 , 2 1 1 , 3 1 1	差圧減圧弁	
1 4 6 , 2 4 6	第 2 及び第 3 切換弁	
3 a ~ 3 h	複数のアクチュエータ	
4	コントロールバルブユニット	20
6 a ~ 6 j	流量制御弁	
7 a ~ 7 j	圧力補償弁	
8 a ~ 8 j	操作検出弁	
9 b ~ 9 j	シャトル弁	
1 3	原動機回転数検出弁	
2 4	ゲートロックレバー	
3 0	パイロットポンプ	
3 1 a , 3 1 b , 3 1 c	パイロット圧油供給路	
3 2	パイロットリリーフバルブ	
4 0	第 1 切換弁	30
5 3	走行複合操作検出油路	
4 3	絞り	
1 0 0	ゲートロック弁	
1 2 2 , 1 2 3 , 1 2 4 a , 1 2 4 b	操作装置	
1 3 1 , 1 3 2 , 1 3 3	第 1 , 第 2 , 第 3 負荷圧検出回路	

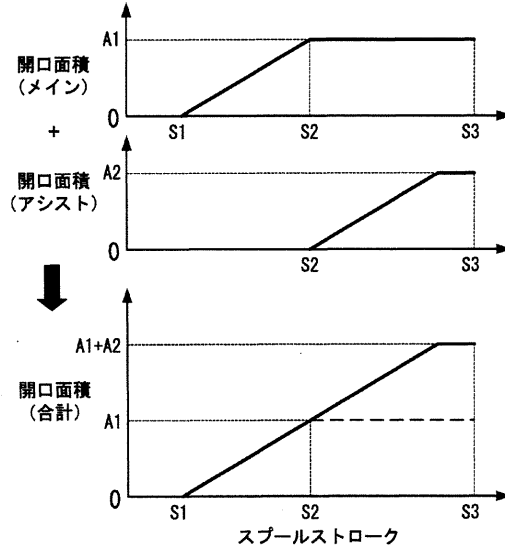
【図 1】



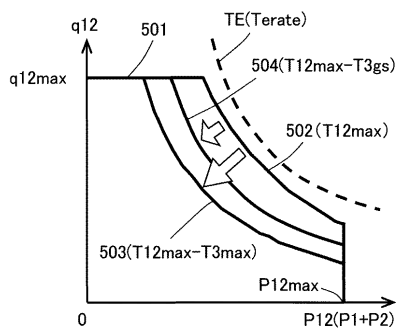
【図 2 A】



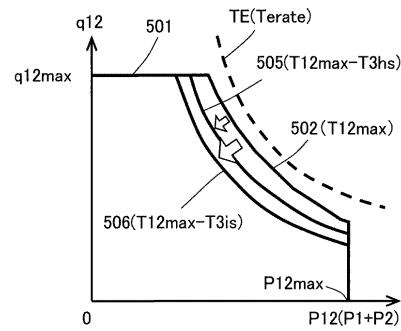
【図 2 B】



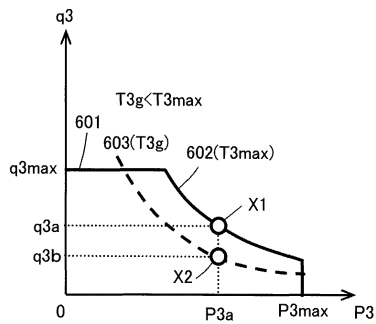
【図 3 A】



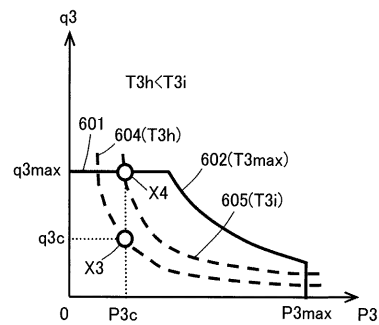
【図 3 C】



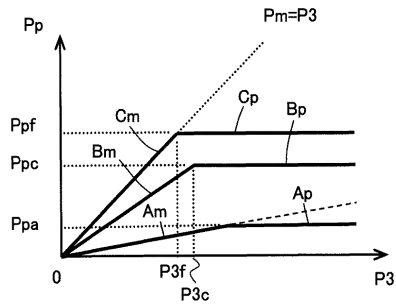
【図 3 B】



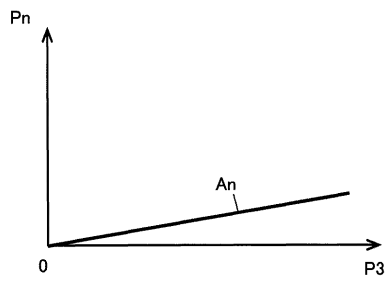
【図 3 D】



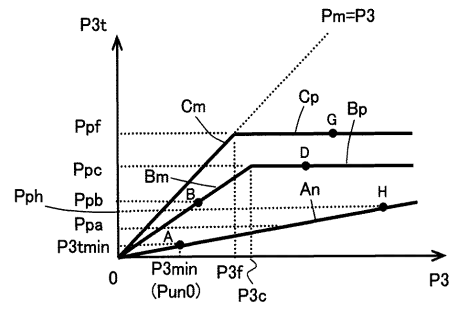
【図 4 A】



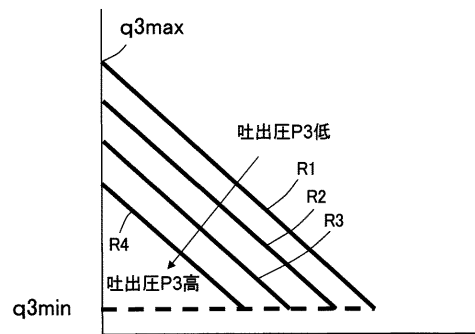
【図 4 B】



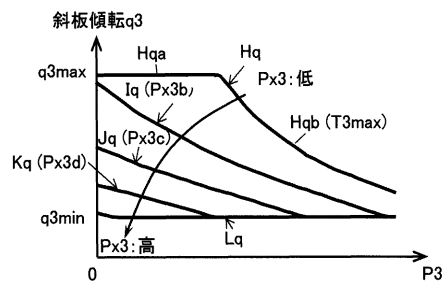
【図 4 C】



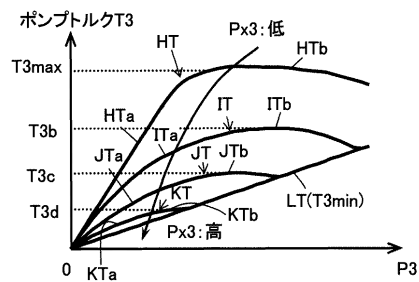
【図 5】

斜板傾転 q_3 ロードセンシング制御圧力 P_{x3}

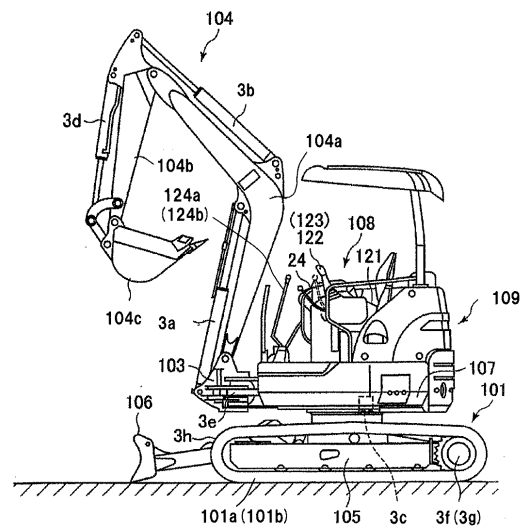
【図 6 A】



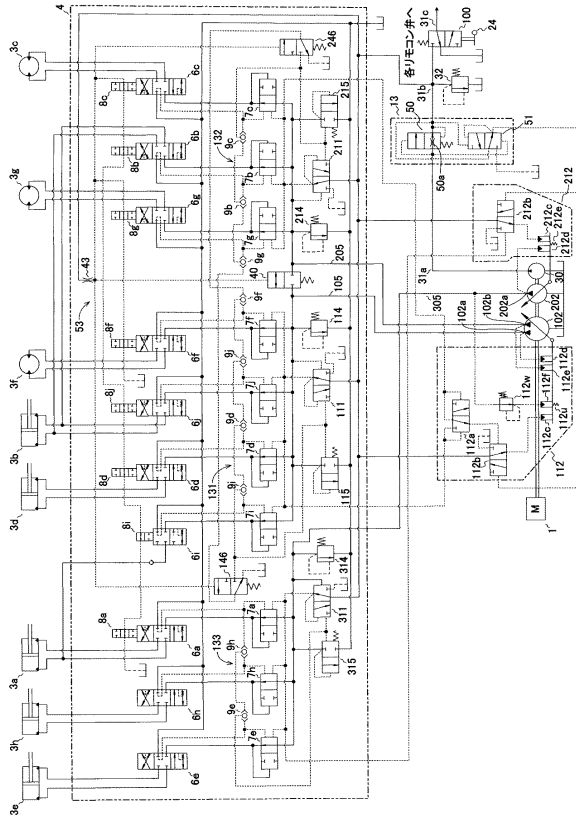
【図 6 B】



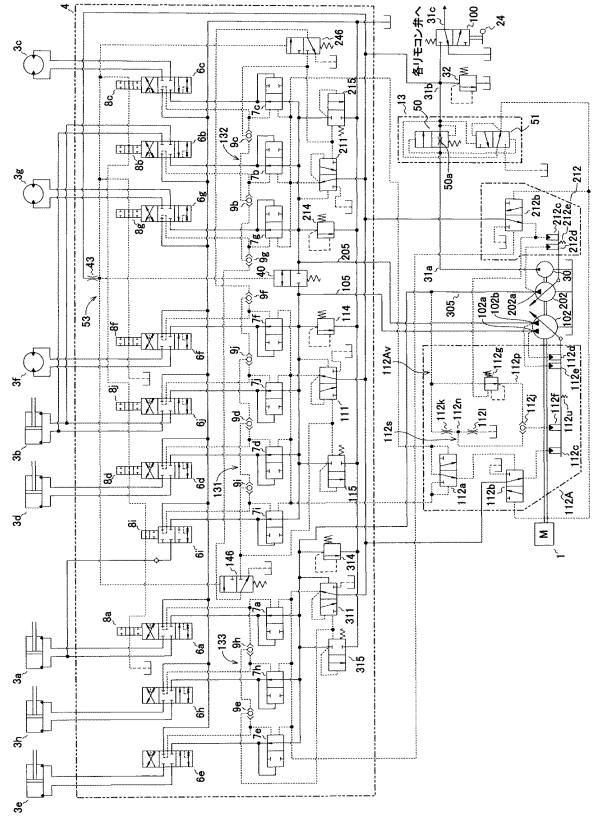
【図 7】



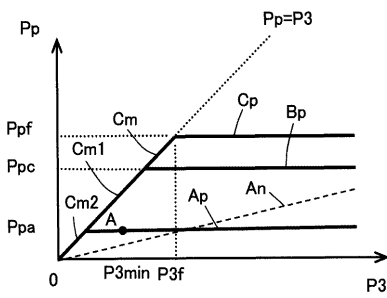
【図 8】



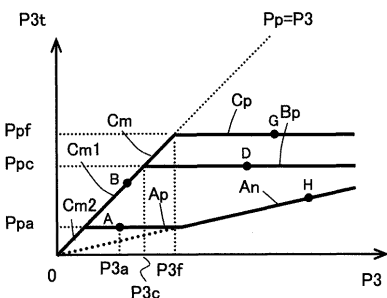
【図 9】



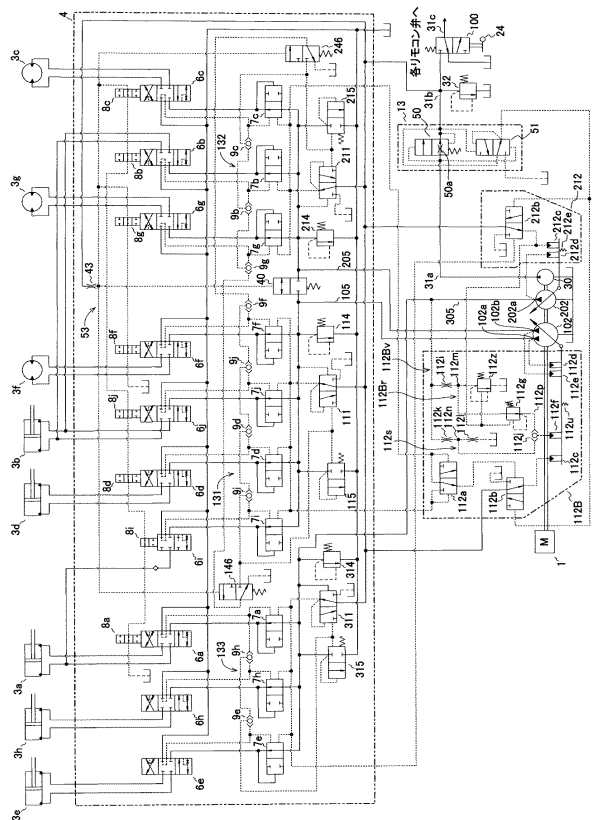
【図 10 A】



【図 10 B】



【図 11】



フロントページの続き

- (72)発明者 高橋 究
滋賀県甲賀市水口町笹が丘 1 - 2
工場内 株式会社日立建機ティエラ 滋賀
- (72)発明者 釣賀 靖貴
滋賀県甲賀市水口町笹が丘 1 - 2
工場内 株式会社日立建機ティエラ 滋賀
- (72)発明者 竹林 圭文
滋賀県甲賀市水口町笹が丘 1 - 2
工場内 株式会社日立建機ティエラ 滋賀
- (72)発明者 森 和繁
滋賀県甲賀市水口町笹が丘 1 - 2
工場内 株式会社日立建機ティエラ 滋賀
- (72)発明者 中村 夏樹
滋賀県甲賀市水口町笹が丘 1 - 2
工場内 株式会社日立建機ティエラ 滋賀
- (72)発明者 岡崎 康治
富山県富山市不二越本町一丁目 1 番 1 号 株式会社不二越内
- (72)発明者 延澤 博幸
富山県富山市不二越本町一丁目 1 番 1 号 株式会社不二越内
- (72)発明者 山田 健治
富山県富山市不二越本町一丁目 1 番 1 号 株式会社不二越内

審査官 関 義彦

- (56)参考文献 特開平 9 - 2 0 9 4 1 5 (J P , A)
特開昭 5 9 - 1 9 4 1 0 5 (J P , A)
特開 2 0 0 6 - 1 6 1 5 0 9 (J P , A)

- (58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)
F 1 5 B 1 1
E 0 2 F 9 / 2 2