

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3765317号
(P3765317)

(45) 発行日 平成18年4月12日(2006.4.12)

(24) 登録日 平成18年2月3日(2006.2.3)

(51) Int. Cl.	F 1	
F 1 5 B 11/00 (2006.01)	F 1 5 B 11/00	M
E O 2 F 9/20 (2006.01)	E O 2 F 9/20	C
F O 4 B 49/00 (2006.01)	F O 4 B 49/00	3 4 1
F O 4 B 49/06 (2006.01)	F O 4 B 49/06	3 2 1 Z
F 1 5 B 11/05 (2006.01)	F 1 5 B 11/05	Z
請求項の数 1 (全 10 頁) 最終頁に続く		

(21) 出願番号	特願平5-68613	(73) 特許権者	000001236
(22) 出願日	平成5年3月26日(1993.3.26)		株式会社小松製作所
(65) 公開番号	特開平6-280809		東京都港区赤坂二丁目3番6号
(43) 公開日	平成6年10月7日(1994.10.7)	(74) 代理人	100071054
審査請求日	平成11年10月20日(1999.10.20)		弁理士 木村 高久
審判番号	不服2003-13212(P2003-13212/J1)	(72) 発明者	高村 藤寿
審判請求日	平成15年7月10日(2003.7.10)		大阪府枚方市上野3-1-1 株式会社小松製作所 大阪工場内
		(72) 発明者	中山 徹矢
			神奈川県平塚市四ノ宮2597 株式会社小松製作所 エレクトロニクス事業本部 電子システム事業部内
最終頁に続く			

(54) 【発明の名称】 油圧駆動機械の制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

原動機により駆動される油圧ポンプと、該油圧ポンプの吐出圧油が圧油供給路を介して供給されることにより駆動される複数の油圧アクチュエータと、前記圧油供給路に設けられ、前記複数の作業機アクチュエータに対して供給される圧油の流量を操作量に応じて制御する複数の流量制御弁とを有し、前記油圧ポンプの吐出圧力と前記複数の作業機アクチュエータの負荷圧力との差圧が設定された値になるように前記油圧ポンプの吐出流量を制御するようにした油圧駆動機械の制御装置において、前記油圧ポンプの吐出圧力または前記複数の作業機アクチュエータの負荷圧力を検出する圧力検出手段と、前記原動機の回転数を検出する回転数検出手段と、前記圧力検出手段によって検出された圧力が大きくなるほど、かつ前記回転数検出手段によって検出された回転数が小さくなるほど差圧設定値が大きくなるように差圧設定値を変化させる手段とを具備した油圧駆動機械の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】

本発明はパワーショベル等の建設機械を含む油圧駆動機械の制御装置に関し、特に流量操作弁の操作量の一定操作量当たりの作業機アクチュエータの駆動速度の変化量を、油圧駆

動機械の運転状態に応じて変化させることができる制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】

従来にあって、建設機械の作業内容に応じた操作レバーの操作性を得るべく、油圧ポンプの吐出圧と作業機アクチュエータの負荷圧との差圧を、外部より指示された作業種類を示す作業モードに応じて変化させるよう制御する技術が、たとえば特開平2-76904号公報に開示されている。

【0003】

この公報記載の技術は、「通常作業」モードから「微操作」モードに作業モードの変更がなされると、上記差圧が「通常作業」時よりも小さくなり、操作レバーの一定操作量当たりの作業機アクチュエータの駆動速度の変化量が「通常作業」時よりも小さくなり、「微操作」モードに適合した、より細やかな作業をなし得ることができるというものである。

10

【0004】

この種の制御方式として、また特開平2-164941号公報に開示されたものがあり、エンジンの回転数の低下に応じて上記差圧を小さくするよう制御することにより、エンジン回転の低下に応じて小さくなるいわゆるメタリング領域を大きくしてやり（逆にいうと回転数低下に応じて大きくなるデッドバンドを小さくしてやり）、操作レバーの操作性の向上を図らんとしている。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】

20

このように、これら従来技術は、作業モードあるいはエンジン回転に応じて差圧を変化させ、これにより操作レバー操作量対作業機アクチュエータ速度の関係（以下「操作特性」という）を変化させ、操作レバーの操作性を改善しようとする制御方式ではあるが、これら従来技術は、作業モードあるいはエンジン回転に応じて一義的に差圧を変化させているだけであり、実際の油圧回路における圧油リークの影響を考慮して制御するものではない。

【0006】

すなわち、作業機アクチュエータにかかる負荷が大きくなっていくにつれて、操作弁（流量制御弁）と作業機アクチュエータとの間の油圧管路において圧油漏れ（リーク）が増加して油圧ポンプの実質的な容積効率が低下する。しかもエンジン回転数が小さくなるにつれて、リーク流量のポンプ吐出流量に対する比率が増大して上記容積効率の低下が著しくなる。このため作業機アクチュエータの実速度が低下し、実際の操作特性の関係が大きく変化してしまうことになる。したがって、所望の操作特性が得られなくなり、操作性が悪化することになる。

30

【0007】

また、従来技術では、作業モードあるいはエンジンの回転数に応じて差圧を低下させるとはいつても、実際の操作レバーの操作状態に応じて制御するものではない。たとえば、複数の操作弁（流量制御弁）がすべてニュートラル位置にされているときに、そのまま従来技術を適用すると、エンジン高回転時には、操作レバーの操作開始時にいわゆる作業機アクチュエータが急に動き出すという「飛び出し」現象が発生することになり、またエンジン低回転時には、操作レバーの操作開始時に無駄時間や不感帯の増加を招くこととなり、いずれも操作性を悪化させる。

40

【0008】

本発明は、こうした実状に鑑みてなされたものであり、圧油リークのあったとしても操作性の悪化が招来することがなく、また、ニュートラル位置から操作レバーが操作されたときにも操作性の悪化が招来することがない装置を提供することをその目的としている。

【0009】

【課題を解決するための手段】

そこで、この発明の第1発明では、原動機により駆動される油圧ポンプと、該油圧ポンプの吐出圧油が圧油供給路を介して供給されることにより駆動される複数の油圧アクチュエ

50

ータと、前記圧油供給路に設けられ、前記複数の作業機アクチュエータに対して供給される圧油の流量を操作量に応じて制御する複数の流量制御弁とを有し、前記油圧ポンプの吐出圧力と前記複数の作業機アクチュエータの負荷圧力との差圧が設定された値になるように前記油圧ポンプの吐出流量を制御するようにした油圧駆動機械の制御装置において、前記油圧ポンプの吐出圧力または前記複数の作業機アクチュエータの負荷圧力を検出する圧力検出手段と、

前記原動機の回転数を検出する回転数検出手段と、

前記圧力検出手段によって検出された圧力が大きくなるほど、かつ前記回転数検出手段によって検出された回転数が小さくなるほど差圧設定値が大きくなるように差圧設定値を変化させる手段と

を具えるようにしている。

【0011】

【作用】

かかる第1発明の構成によれば、圧力検出手段によって検出された圧力が大きくなるほど、かつ回転数検出手段によって検出された回転数が小さくなるほど差圧設定値が大きくなるように差圧設定値が変化する。すなわち、圧力および原動機回転数といった油圧回路における圧油リークに影響を与える要素に応じて差圧設定値が変化するので流量制御弁（を操作する操作レバー）の操作性が向上する。

【0013】

【実施例】

以下、図面を参照して本発明に係る油圧駆動機械の制御装置の実施例について説明する。なお、実施例では油圧駆動機械としてパワーショベルを想定している。

【0014】

図1はパワーショベルの作業機のうち2種類の作業機（ブームおよびアーム）を駆動する作業機油圧回路の構成を示している。なお、実施例では図面の煩雑を避けるために2種類の作業機にそれぞれ対応する2つの操作弁のみを示している。

【0015】

同図に示すように可変容量型油圧ポンプ2はエンジン1によって駆動され、斜板駆動用のレギュレータ12のピストン12aの移動に応じてその斜板2aの傾転角が変化される。そして、この斜板2aの傾転角の変化に応じて油圧ポンプ2の1回転当たりの吐出流量D（cc/rev）が変化される。エンジン1には該エンジン1の回転数（r・p・m）Eを検出する回転センサ32が付設されており、この回転センサ32の検出信号Eはコントローラ33に加えられる。

【0016】

油圧ポンプ2の吐出圧油は、管路9および該管路9を分岐する管路9a、9bを介して操作弁7、8にそれぞれ供給される。操作弁7、8は図示せぬ操作レバーの操作量S1、S2に応じてスプールが駆動され、このスピールの移動量に応じて各操作弁の開口面積A1、A2が変化し、その変化に応じた流量の圧油が作業機アクチュエータたる油圧シリンダ3、4にそれぞれ供給される。このとき操作弁7から流出される圧油は管路3a、3bを介して油圧シリンダ3の伸張側のシリンダ室、縮退側のシリンダ室にそれぞれ供給され、油圧シリンダ3をそれぞれ伸張、縮退させる。

【0017】

同様に操作弁8から流出される圧油は管路4a、4bを介して油圧シリンダ4の伸張側のシリンダ室、縮退側のシリンダ室に供給され、油圧シリンダ4をそれぞれ伸張、縮退させる。

【0018】

操作弁7、8は位置N、M、Lからなり、中立位置Nではポンプ2から吐出される圧油が流入するポンポートはクローズ状態であり、切換位置Nから切換位置L、Mまでの途中の状態では操作弁を流れる圧油はスプールに設けられたロットリングの可変の絞り20で絞られる。また、切換位置L、Mでは絞り20は一定の面積になっているとともに、各位

10

20

30

40

50

置で油圧シリンダ 3、4 の負荷圧、つまり管路 3 a、3 b、4 a および 4 b にそれぞれ配設された減圧弁 2 5 a、2 5 b、2 6 a および 2 6 b の出口側の圧力がポート R を介してチェック弁 2 1、2 2 にそれぞれ導かれる。

【0019】

チェック弁 2 1 はパイロット管路 2 3 a に接続され、このパイロット管路 2 3 a はパイロット管路 2 3 b に接続されている。パイロット管路 2 3 b にはチェック弁 2 2 が接続されている。そして、パイロット管路 2 3 b はパイロット管路 2 4 に接続されている。よってパイロット管路 2 4 には、油圧シリンダ 3、4 のうち高圧 PLS 側の圧油がチェック弁 2 1、2 2 のいずれかを通過して導かれることになる。パイロット管路 2 4 は減圧弁 2 5 a、2 5 b、2 6 a および 2 6 b のバネ位置側に接続されており、結局、減圧弁 2 5 a、2 5 b、2 6 a および 2 6 b のバネ位置側には油圧シリンダ 3、4 の高圧側の負荷圧 PLS が加えられることになる。バネに対向する側には減圧弁の入口側の圧油、つまり操作弁 7、8 の出口側の圧力がパイロット圧として加えられている。なお、管路 1 0 は操作弁 7、8 の圧油をタンク 1 1 にリリースすべく設けられている。

10

【0020】

定容量型油圧ポンプ 3 4 は所定圧力の圧油を吐出するものであり、この吐出圧油は管路 3 5、制御弁 3 6 (いわゆる「LS-EPc 弁」と称されるもの) を介して制御弁 3 7 のパイロットポート 3 7 a に制御圧 Pc の圧油として供給される。ここで、制御弁 3 6 は、電磁ソレノイド 3 6 a に対してコントローラ 3 3 から加えられる制御信号に応じて弁位置が変化され、これによって上記パイロットポート 3 6 a に供給される圧油の流量が変化される。

20

【0021】

なお、管路 3 5 には、リリース弁 3 8 が配設されていて、油圧ポンプ 3 4 の吐出圧油の圧力がリリース弁 3 8 で設定された圧力以上の圧力になると、リリース弁 3 8 によりリリースされる。

【0022】

油圧ポンプ 2 の吐出側の管路 9 はパイロット管路 1 4 に分岐され、このパイロット管路 1 4 はレギュレータ 1 2 の小径側のシリンダ室に接続されるとともに、制御弁 3 7 のパイロットポート 3 7 b に接続されている。パイロット管路 2 3 b は延長されて制御弁 3 7 のバネ 3 7 d が位置されている側のパイロットポート 3 7 c に接続されている。このため、制御弁 3 7 のバネ 3 7 d が無い側の端部には油圧ポンプ 2 の吐出圧 Pp および制御弁 3 6 からの制御圧 Pc が、また制御弁 3 7 の他方のバネ 3 7 d がある側の端部には油圧シリンダ 3、4 の負荷圧のうち高圧側の圧力 PLS がパイロット圧として、またバネ 3 7 d の付勢力がオフセット圧として加えられる。そして制御弁 3 7 では、該制御弁 3 7 の各端部に加えられる圧力の差圧に応じて弁位置が切り換えられ、切換位置に応じた吐出量の圧油がレギュレータ 1 2 の大径側のシリンダ室に供給または排出され、斜板 2 a の傾転角が制御される。

30

【0023】

この場合、油圧ポンプ圧 Pp とシリンダ負荷圧 PLS との差圧 PLS が、後述するような設定値に保持されるように斜板 2 a の傾転角が制御されることになる。この場合、差圧 PLS の設定値は、上記制御圧 Pc、つまりコントローラ 3 3 から電磁ソレノイド 3 6 a に加えられる制御信号に応じて変化される。

40

【0024】

このとき圧力 Pp、PLS と油圧ポンプ 2 の吐出量 (容積) D の関係は下記 (1) 式で表される。

【0025】

$$D = C \cdot A \cdot (P_p - P_{LS}) \quad \dots (1)$$

ここで C は定数であり、A は絞り 2 0 の開口面積である。

【0026】

さて、エンジン 1 には燃料噴射ポンプ 3 8 とガバナ 3 9 が併設されている。ガバナ 3 9 の

50

燃料コントロールレバー 39 a はモータ 40 で駆動され、該レバー 39 a の駆動位置は位置センサ 41 で検出される。位置センサ 41 の検出信号はモータ 40 を駆動制御する際のフィードバック位置信号としてコントローラ 33 に加えられる。

【0027】

スロットルダイヤル 42 はエンジン 1 の目標回転数を設定するものであり、目標回転数 TH に応じたスロットル信号はコントローラ 33 に加えられる。また、モニタパネル 43 はパワーショベルで行われる作業モード M、つまり「重掘削」モード M1、「掘削」モード M2、「整正」モード M3、「微操作」モード M4 を選択、指示するものであり、選択された作業モード M1、M2、M3、M4 を示す信号がコントローラ 33 に加えられる。

【0028】

また、管路 14 にはポンプ圧力センサ 44 が配設されており、このセンサ 44 によって管路 14 内の圧油の圧力、つまり油圧ポンプ 2 の吐出圧油 Pp が検出される。この検出値 Pp はコントローラ 33 に加えられる。

【0029】

また、操作弁 7、8 には、それぞれ操作ストローク量（以下「操作量」という）S1、S2 を検出する操作量センサ 45、46 が配設されており、検出値 S1、S2 はコントローラ 33 に加えられる。

【0030】

コントローラ 33 は、入力された各種信号に基づいてモータ 40 に対して駆動制御信号を出力し、エンジン 1 の出力トルクを制御する。すなわち、図 5 に示すように、入力された目標回転数 TH とエンジン回転センサ 32 で検出された現在のエンジン回転数 E とに応じたレギュレーションライン 11、12、13... が設定されるようモータ 40 に駆動制御信号が加えられ、燃料コントロールレバー 39 a が作動されることになる。

【0031】

一方、コントローラ 33 は、入力された各種信号に基づいて後述するような演算処理を実行して、その結果得られた制御信号を制御弁 36 のソレノイド 36 a に出力し、制御弁 37、レギュレータ 12 を介して油圧ポンプ 2 の斜板 2 a の傾転角、つまり油圧ポンプ 2 の吐出量 D (cc/rev) を制御する。

【0032】

この場合、コントローラ 33 は油圧ポンプ 2 の吸収馬力を一定値にする制御信号を出力している。すなわち、油圧ポンプ 2 が、入力された作業モード M1... に応じた一定馬力が得られるような制御信号を制御弁 36 に出力し、制御弁 37 を介して油圧ポンプ 2 の斜板 2 a を制御する。このようにして、現在の負荷状態に応じて、最も効率のよい点にマッチング点が移動することになる（図 5 の F 参照）。

【0033】

一方、コントローラ 33 は後述するようにして設定された差圧 PLS が得られるような制御信号を出力している。すなわち、コントローラ 33 は上記ポンプ吸収馬力の制御とともに差圧の制御も同一の制御信号により行っており、この場合制御弁 36 のソレノイド 36 a に加える制御信号に応じて制御弁 37 のパイロットポート 37 a に加えられる制御圧 Pc が変化し、これによって差圧 PLS が変化される。この実施例では、この差圧 PLS を後述するように変化させることで、操作弁 7、8 の図示せぬ操作レバーの操作性向上を図っている。

【0034】

以下、かかる差圧 PLS の可変制御の内容について詳述する。

【0035】

・第 1 の制御

この第 1 の制御では、差圧 PLS を作業機アクチュエータに現在かかっている負荷およびエンジンの回転数に応じて変化させることで、上述したいわゆる「圧油リーク」があったとしてもレバー操作性が損なわれない制御を行おうとするものである。

【0036】

10

20

30

40

50

ところで、一般的に、上記圧油リークが操作特性に与える影響は油圧ポンプ2の油圧管路における漏れ量 q_L の吐出量 Q (cc/min) に対する比率 q_L/Q に比例するといわれている。この比率 q_L/Q が大きくなることで油圧ポンプ2の実質的な容積効率が低下し、作業機アクチュエータの実速度が低下してしまい、操作レバーの操作特性が所望の操作特性から差圧が低下する方向に変化してしまう。よって、上記比率 q_L/Q を小さくすることにより操作特性を所望の特性に維持できレバー操作性を損なわずに済むことができる。

【0037】

いま、ポンプ吐出量 Q は、

$$Q = D \cdot E \dots (2)$$

であり、エンジン回転数 E に比例している。一方、漏れ量 q_L 自体は作業機アクチュエータ7、8にかかっている負荷、つまり油圧ポンプ2の吐出圧 P_p に比例していることがわかっている。したがって、上記比率 q_L/Q は、

$$q_L/Q = P_p / E \dots (3)$$

と表され、結局、油圧ポンプ吐出圧 P_p が大きくなるほど比率 q_L/Q が大きくなるので、これによる差圧の低下を防止するために、圧 P_p が大なるほど差圧を大きくする方向に補正することで、所望の操作特性を維持することができ、またエンジン回転数 E が小さくなるほど比率 q_L/Q が大きくなるので、これによる差圧の低下を防止するために、回転数 E が小なるほど差圧を大きくする方向に補正することで、所望の操作特性を維持することができる。

【0038】

図2はこの第1の制御を行うための、操作レバー操作量 S_1 、 S_2 (あるいは操作弁の開口面積 S_1 、 S_2) と差圧 PLS との関係を、ポンプ吐出圧 P_p 小さい場合 (図2(a))、ポンプ吐出圧 P_p が中間値をとる場合 (図2(b))、ポンプ吐出圧 P_p が大きい場合 (図2(c)) とに分けて示すとともに、エンジン回転数 E が小さい場合 (一点鎖線A)、エンジン回転数 E が大きい場合 (実線B) ごとに示したものである。

【0039】

この図2より明かなように図2の(a)から(b)へ、そして(c)へと、ポンプ吐出圧 P_p が大きいほど差圧 PLS は大きくなるとともに、BからAへと、エンジン回転数 E が小さくなるほど差圧 PLS は大きく設定されるのがわかる。

【0040】

この図2の内容はコントローラ33内の図示せぬメモリに予め記憶されており、上記ポンプ圧力センサ44で検出されたポンプ吐出圧 P_p と回転センサ32で検出されたエンジン回転数 E とに基づいて上記図2のそれら検出値に対応する差圧 PLS が読み出され、この差圧 PLS が得られるよう制御信号が制御弁36に出力されることになる。この結果、レバーの操作特性は圧油リークが生じたとしても変化せず、所望の操作特性に維持されることになる。

【0041】

なお、この第1の制御では油圧ポンプ2の吐出圧 P_p に基づき差圧を変化させるようにしているが、要は作業機にかかる負荷に基づき差圧を変化させることができればよく、作業機の負荷 PLS に基づき差圧を変化させる実施も当然可能である。

【0042】

・第2の制御

この第2の制御では、差圧 PLS を、操作弁がニュートラル位置になっているときに、ニュートラル位置以外のときの設定差圧よりも小さくししかもエンジン回転数に応じて変化させることにより、上述したエンジン高回転時の「飛び出し」および低回転時の「無駄時間増大等」の発生を有効に防止して、レバー操作開始時の操作性を向上させようとするものである。

【0043】

さて、前述したように特開平2-164941号においては、エンジン回転数の低下に応

10

20

30

40

50

じて差圧 PLSを低下させるように制御することで操作性向上を図るものであるが、操作弁がすべてニュートラル位置Nに操作されているときに、上記制御をそのまま行くとすると、図3(a)のGに示すように操作レバーの操作開始時において、同図3(b)のHに示すようにエンジン高回転時には差圧 PLSが大きくなっているため、作業機アクチュエータの駆動速度が急激に立ち上がる「飛び出し」現象が発生することになる。これはニュートラル位置Nにおいて設定される差圧とニュートラル位置N以外の位置に操作されたときに設定される差圧との間に差がないことによるもので、図3(c)のIに示すようにレバー操作開始時において差圧 PLSが急激に立ち上がることによることによるものである。

【0044】

したがって、操作レバー、つまり操作弁7、8がニュートラル位置Nのときの差圧を PLSnとし、ニュートラル位置N以外の操作状態のときの差圧を PLSaとしたとき、

$$PLSn < PLSa \dots (4)$$

のごとくニュートラル時の差圧 PLSnが操作時の差圧 PLSaよりも小さくなるように差をつけることで、図3(c)の破線Jで示すごとく過渡的にも緩やかな勾配をもって差圧が立ち上がり、図3(b)の破線Kに示すごとく上記「飛び出し」現象が除去されることとなる。

【0045】

一方、エンジン低回転時には上記従来のもものでは、ニュートラル位置Nのときもエンジン回転数低下に応じて差圧 PLSが小さくなっており、図3(b)の一点鎖線Lに示すごとくレバー操作開始時において作業機アクチュエータの駆動速度がなかなか立ち上がらず、無駄時間や不感帯増加が発生している。よってニュートラル位置Nにあるときはそれ以外の位置にあるときとは逆に、図4に示すようにエンジン回転数 Eの低下に応じて差圧 PLSnを上昇させることで、上記無駄時間の増加等の不都合を除去することができる。また、この図4のようにエンジン回転数 Eの増大に応じて差圧 PLSnが小さくなるように変化させることで、エンジン回転数増大に伴ない顕著となる「飛び出し」現象を有効に防止することができる。

【0046】

結局、上記(4)式および図4に示すごとく、操作弁7、8のいずれもがニュートラル位置Nになっているときに、操作弁7、8のうちいずれかの操作弁が操作されているときの差圧 PLSaよりも小さく、かつエンジン回転数 Eが大きくなるほど小さくなるように差圧 PLSnが設定され、上記不都合のいずれもが除去され、レバー操作開始時の操作性改善を図ることができる。

【0047】

上記(4)式および図4の内容は、コントローラ33内の図示せぬメモリに予め記憶されており、上記操作量検出センサ45、46の出力に基づき操作弁7、8のいずれもがニュートラル位置Nにあることを検出し、このニュートラル位置Nが検出された際に、回転センサ32の出力 Eに応じた差圧 PLSnを上記メモリから読み出し、この差圧 PLSnが得られるよう制御信号が制御弁36に出力されることになる。この結果、レバーの操作開始時において上記「飛び出し」現象等はなくなり、操作性が従来よりも改善されることとなる。

【0048】

なお、この第2の制御は、エンジン回転数低下に応じて差圧を小さくするという従来技術を適用する場合のみならず、レバー操作中はエンジン回転数によらないで差圧が設定される場合に適用しても好適であることは明かである。

【0049】

【発明の効果】

以上説明したようにこの発明によれば、作業機アクチュエータにかかる負荷が大きくなるほど、かつエンジン回転数が小さくなるほど差圧が小さくなるように差圧を変化させるようにして、圧油リークの影響を受けない良好な操作性を維持することができる。また

10

20

30

40

50

、この発明によれば、操作弁がニュートラル位置にあるときに、操作弁が操作されているときの差圧よりも小さく、かつエンジン回転数が大きくなるほど差圧が小さくなるように差圧を変化させるようにしたので、操作レバー操作開始時の操作性が向上するとともに、作業効率が向上する。

【図面の簡単な説明】

【図 1】図 1 は本発明に係る油圧駆動機械の制御装置の実施例における作業機油圧回路の構成を示す回路図である。

【図 2】図 2 はエンジン回転数とポンプ吐出圧に応じて差圧が変化の様子を示すグラフである。

【図 3】図 3 は操作レバーの操作量と作業機アクチュエータの駆動速度と差圧の時間変化の様子をそれぞれ示すグラフであり、この実施例による効果を従来技術との比較において説明するために用いたグラフである。

10

【図 4】図 4 は操作レバーがニュートラル位置にあるときのエンジン回転数と差圧設定値との関係を示すグラフである。

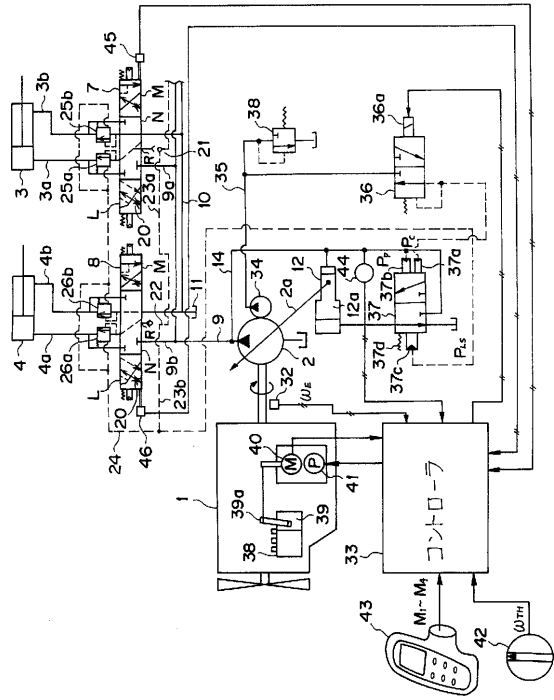
【図 5】図 5 は実施例における等馬力制御を説明するために用いた、エンジン回転数と出力トルクとの関係を示すグラフである。

【符号の説明】

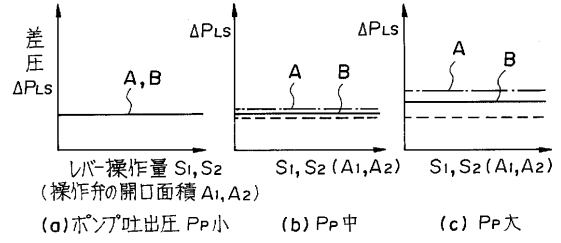
- 2 油圧ポンプ
- 3 油圧シリンダ
- 4 油圧シリンダ
- 7 操作弁
- 8 操作弁
- 1 2 レギュレータ
- 3 3 コントローラ
- 3 6 制御弁
- 3 7 制御弁
- 4 4 ポンプ圧力センサ
- 4 5 操作量センサ
- 4 6 操作量センサ

20

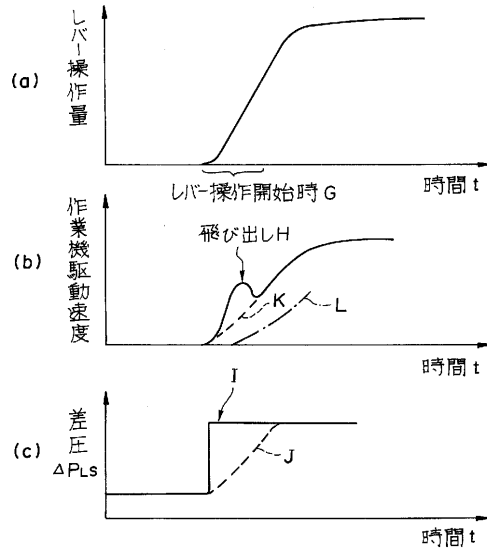
【 図 1 】



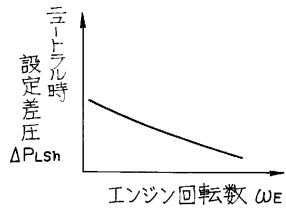
【 図 2 】



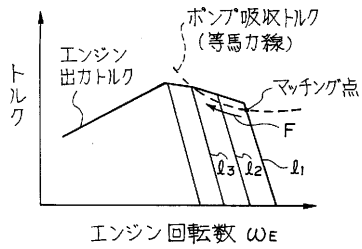
【 図 3 】



【 図 4 】



【 図 5 】



フロントページの続き

(51) Int.Cl. F I
F 1 5 B 11/16 (2006.01) F 1 5 B 11/16 Z

(72) 発明者 悪七 秀樹
神奈川県平塚市四ノ宮 2 5 9 7 株式会社 小松製作所 エレクトロニクス事業本部 電子システム事業部内

合議体

審判長 村本 佳史

審判官 藤村 泰智

審判官 亀丸 広司

(56) 参考文献 特開昭 6 3 - 9 6 3 0 3 (J P , A)
特開平 2 - 7 6 9 0 4 (J P , A)
特開平 2 - 1 6 4 9 4 1 (J P , A)
特開平 4 - 1 3 6 5 0 9 (J P , A)

(58) 調査した分野 (Int.Cl. , D B 名)

F15B11/00

F15B11/05

F15B11/16

E02F9/20

F04B49/00,341

F04B49/06,321