

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4806014号
(P4806014)

(45) 発行日 平成23年11月2日(2011.11.2)

(24) 登録日 平成23年8月19日(2011.8.19)

(51) Int.Cl.

F 1

F 1 5 B 11/00 (2006.01)
E O 2 F 9/20 (2006.01)F 1 5 B 11/00 B
E O 2 F 9/20 N

請求項の数 2 (全 14 頁)

(21) 出願番号 特願2008-514451 (P2008-514451)
 (86) (22) 出願日 平成19年4月27日(2007.4.27)
 (86) 国際出願番号 PCT/JP2007/059200
 (87) 国際公開番号 W02007/129613
 (87) 国際公開日 平成19年11月15日(2007.11.15)
 審査請求日 平成20年9月10日(2008.9.10)
 (31) 優先権主張番号 特願2006-131975 (P2006-131975)
 (32) 優先日 平成18年5月10日(2006.5.10)
 (33) 優先権主張国 日本国(JP)

(73) 特許権者 502246528
 住友建機株式会社
 東京都品川区大崎二丁目1番1号
 (74) 代理人 100070150
 弁理士 伊東 忠彦
 (72) 発明者 塚本 浩之
 千葉県千葉市稲毛区長沼原町731番地1
 住友建機製造株式会社内
 (72) 発明者 西 貴志
 千葉県千葉市稲毛区長沼原町731番地1
 住友建機製造株式会社内

審査官 熊谷 健治

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 建設機械の過負荷防止装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

過給機付きの内燃機関によって駆動される油圧ポンプと、油圧アクチュエータに対し前記油圧ポンプからの油圧の供給及び排出制御を行う制御弁と、前記制御弁を作動させるパイロット圧を出力する操作レバーと、前記油圧ポンプにおける吐出圧の増加に応じて吐出量を減少させ前記油圧ポンプの入力トルクをほぼ一定に制御するトルク一定制御を実行する吐出量制御手段とを有する建設機械の過負荷防止装置であって、

前記操作レバーの操作状況を検出する操作状況検出手段と、前記内燃機関の過給圧を検出する過給圧検出手段と、前記操作状況検出手段によって検出された操作状況から前記操作レバーが所定の速さ以上で操作されたと判断した場合に、前記油圧ポンプの入力トルクを所定の値に設定する制御信号を前記吐出量制御手段に出力する制御手段とを備え、前記制御手段は、前記過給圧検出手段によって検出された過給圧に基づき予め算出された前記内燃機関の発生可能トルクに応じて、前記制御信号により設定される前記所定の値を、前記トルク一定制御時における最小トルク値と最大トルク値の間の任意の値に変化させることを特徴とする建設機械の過負荷防止装置。

【請求項2】

請求項1記載の建設機械の過負荷防止装置において、前記油圧ポンプは可変容量油圧ポンプにより構成され、前記操作状況検出手段は前記操作レバーに接続された圧力センサにより構成され、前記過給圧検出手段は前記内燃機関に取り付けた圧力センサにより構成されることを特徴とする建設機械の過負荷防止装置。

10

20

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、建設機械の過負荷防止装置に係り、特に、駆動系に内燃機関を使用する油圧ショベル等の建設機械において、全作業時の燃費を低減することが可能な建設機械の過負荷防止装置に関する。

【背景技術】

【0002】

従来の建設機械の過負荷防止装置として、例えば、図7に示したような油圧ポンプ駆動系制御装置が知られている。

10

【0003】

図7の油圧ポンプ駆動系制御装置には、エンジン（内燃機関）1で駆動される可変容量油圧ポンプ（メインポンプ）2と、パイロットポンプ3とが設けられている。可変容量油圧ポンプ2の吐出口は、図示しない油圧アクチュエータに対し、可変容量油圧ポンプ2からの油圧の供給及び排出を制御する制御弁4に連通されている。

【0004】

図7の油圧ポンプ駆動系制御装置において、制御弁4の両端部に設けられたパイロットポート4a、4aは、それぞれパイロット圧導入用管路5を介して操作レバー6のパイロット圧吐出口に連通されている。操作レバー6には、パイロットポンプ3からのパイロット油圧が図示しない管路を介して導入されており、パイロット油圧が制御弁4を作動させるためのパイロット圧として用いられている。

20

【0005】

また、可変容量油圧ポンプ2の吐出口は、管路13を介してレギュレータ（吐出量制御手段）7の油圧導入口に連通されている。可変容量油圧ポンプ2は、その吐出圧をレギュレータ7に導くことにより、吐出圧の増加に応じて吐出量を減少させて、その入力トルクをほぼ一定に制御するトルク一定制御（又は馬力一定制御）を行って、入力トルクがエンジントルクを超えないように運転される。可変容量油圧ポンプ2に対しては、操作レバー6の操作量によって吐出量が増減する流量制御も行われている。図8は、図7の油圧ポンプ駆動系制御装置における馬力一定制御を線図で表したものであり、馬力一定曲線（HモードとLモード）が示されている。

30

【0006】

建設機械が油圧アクチュエータ等を備えた油圧ショベルの場合、油圧ショベルを用いて、重掘削、軽作業、仕上げ等の様々な作業が行われる。このような作業を行う際に、可変容量油圧ポンプ2の入力トルクを変動させて、その作業に最適な入力トルクを選択できるように、図7の油圧ポンプ駆動系制御装置には、外部信号を出力するモード切換えスイッチ8と、モード切換えスイッチ8からの外部信号を受け取ってトルク設定信号を出力するコントローラ（制御手段）9と、コントローラ9からのトルク設定信号を受け取って2次圧Pfを出力する電磁逆比例弁（入力トルク制御手段）10が設けられている。

【0007】

上記のモード切換えスイッチ8、コントローラ9及び電磁逆比例弁10により、作業モード切換え回路が構成されている。電磁逆比例弁10からの2次圧Pfをレギュレータ7に供給することにより、図8に示すように、可変容量油圧ポンプ2の入力トルクがTmaxからTminの間で変動し、前記入力トルクは、TmaxからTminの間で、切換えスイッチ8からの外部信号の信号レベルに応じた入力トルク値に設定される。

40

【0008】

図9は、建設機械として油圧ショベルを用いて一般掘削を行う際に、前記馬力一定制御をHモードに設定した場合の図7の油圧ポンプ駆動系制御装置における各部の波形を示すタイムチャートである。図9(a)及び図9(b)に示したように、操作レバー6が急操作されると、可変容量油圧ポンプ2の吐出量Qが増加し始める。同時に、油圧アクチュエータを作動させるために起動圧が発生し、可変容量油圧ポンプ2の吐出圧Pが一気にP1

50

まで増加する（図 9（c）参照）。ここで、前記馬力一定制御を H モードに設定した場合、可変容量油圧ポンプ 2 の入力トルクをほぼ一定に制御するために、電磁逆比例弁 10 の二次圧 P_f を所定の値 P_{f1} に設定されている（図 9（f）参照）。

【0009】

このとき、H モードに設定された前記馬力一定制御が、吐出圧 P_1 までの急上昇に応答しきれないため、可変容量油圧ポンプ 2 の吐出圧 P が急速に増加する過程で、可変容量油圧ポンプ 2 の入力トルク T は、エンジン回転数 N が定格回転数 N_0 時のトルクをオーバーして T_1 となる（図 9（d）参照）。この結果、エンジン 1 の回転数 N は、トルクが釣り合うエンジン回転数 N_1 まで低下し、このエンジン回転数の低下（ラグダウン）に伴ってポンプ吐出量 Q が一旦低下する（図 9（e）及び図 9（b）参照）。 10

【0010】

さらに、一旦、油圧アクチュエータが作動すると、各部の摺動部が静摩擦から動摩擦に変化することにより、ポンプ吐出圧 P は P_2 まで低下し、可変容量油圧ポンプ 2 の入力トルク T も T_{max} まで低下し、ポンプ吐出量 Q は Q_1 まで上昇して前記馬力一定制御の制御状態に復帰する。

【0011】

しかし、エンジン 1 に対しては、エンジン回転数が低下している間に、エンジン回転数 N を定格回転数 N_0 に戻そうとして、燃料噴射量を増大させる制御が実行される。図 9（e）及び図 9（g）に示したように、エンジン回転数の低下時に、エンジン 1 の燃料噴射量 q を q_1 から q_2 まで増加させることにより、低下したエンジン回転数 N を定格回転数 N_0 まで復帰させる制御が行われる。燃料噴射量 q を q_1 から q_2 まで増加させたことにより、図 9（g）に示した斜線部 F に相当する燃料噴射量が、エンジン 1 の燃料消費を増大させる原因となっている。 20

【0012】

また、従来の建設機械の過負荷防止装置として、例えば、特許文献 1 に示された建設機械のエンジンラグダウン抑制装置が知られている。このエンジンラグダウン抑制装置は、エンジンによって駆動されるメインポンプと、このメインポンプの最大ポンプトルクを調整するトルク制御弁と、メインポンプから供給される油圧により駆動される油圧アクチュエータと、この油圧アクチュエータを操作する操作装置とを備えている。さらに、このエンジンラグダウン抑制装置には、操作装置が非操作状態から操作された後、低ポンプトルクに保持する所定の保持時間の経過時点から、油圧ポンプトルクを時間経過に従って所定の増トルク率に基づいて徐々に増加させるようにトルク制御弁を制御するトルク制御手段が設けられている。 30

【0013】

特許文献 1 のエンジンラグダウン抑制装置は、トルク制御手段によって徐々に油圧ポンプトルクを増加させるように構成してあるので、前記所定の保持時間の経過後においてもエンジンにかかる負荷を軽くすることができる。これにより、所定の保持時間の経過後のエンジンラグダウンを小さく抑えることができる。

【特許文献 1】特開 2005 - 76670 号公報

【発明の開示】 40

【発明が解決しようとする課題】

【0014】

しかし、図 7 に示した従来技術においては、操作レバーが急操作されたとき、可変容量油圧ポンプの吐出圧が急上昇し、この吐出圧の急上昇の過程で可変容量油圧ポンプの入力トルクは、エンジン回転数が定格回転数のときのトルクをオーバーするように上昇する。この結果、エンジンは、トルクが釣り合うエンジン回転数までラグダウンする。エンジンには、このエンジンラグダウンが発生している間に、エンジン回転数を定格回転数に戻すための燃料噴射量の急上昇が発生し、燃費を悪化させていた。また、可変容量油圧ポンプは、エンジンラグダウンにより吐出量が一旦低下するため、油圧アクチュエータ等の速度が変動して操作性に悪影響を及ぼしていた。 50

【 0 0 1 5 】

特許文献 1 に記載の従来技術においては、上記のトルク制御手段により徐々にポンプトルクを増加させて、所定の保持時間の経過後のエンジンラグダウンを小さく抑えるように構成している。しかし、小さく抑えたとしても、エンジンラグダウンが発生するので、燃料噴射量の増加は免れ得ない。

【 0 0 1 6 】

本発明は上述の問題に鑑みなされたものであり、油圧ポンプの吐出圧の急上昇時におけるエンジンラグダウンの発生を防止してエンジンの燃料噴射量の急増を防止し、建設機械における全作業時の燃費を低減するとともに、油圧アクチュエータ等の操作性を向上させることができる建設機械の過負荷防止装置を提供することを目的とする。

10

【課題を解決するための手段】

【 0 0 1 7 】

上記の課題を解決するために、本発明の建設機械の過負荷防止装置は、過給機付きの内燃機関によって駆動される油圧ポンプと、油圧アクチュエータに対し前記油圧ポンプからの油圧の供給及び排出制御を行う制御弁と、前記制御弁を作動させるパイロット圧を出力する操作レバーと、前記油圧ポンプにおける吐出圧の増加に応じて吐出量を減少させ前記油圧ポンプの入力トルクをほぼ一定に制御するトルク一定制御を実行する吐出量制御手段とを有する建設機械の過負荷防止装置であって、前記操作レバーの操作状況を検出する操作状況検出手段と、前記内燃機関の過給圧を検出する過給圧検出手段と、前記操作状況検出手段によって検出された操作状況から前記操作レバーが所定の速さ以上で操作されたと判断した場合に、前記油圧ポンプの入力トルクを所定の値に設定する制御信号を前記吐出量制御手段に出力する制御手段とを備え、前記制御手段は、前記過給圧検出手段によって検出された過給圧に基づき予め算出された前記内燃機関の発生可能トルクに応じて、前記制御信号により設定される前記所定の値を、前記トルク一定制御時における最小トルク値と最大トルク値の間の任意の値に変化させることを特徴とする。

20

【 0 0 1 8 】

この構成によれば、操作レバーの急操作により油圧ポンプの吐出圧が急上昇しても吐出量の上昇が抑えられて、油圧ポンプの入力トルクは内燃機関のトルクを超えないように制御される。油圧ポンプの入力トルクが内燃機関のトルクを超えないように制御されている状態において、制御信号の信号レベルを、油圧ポンプのトルク一定制御時における最大トルク値に相当するレベルまで所定の時間内に戻す等の制御を行うことで、油圧ポンプの入力トルクは、操作レバーの急操作前のほぼ一定に制御されていた状態に復帰する。

30

【発明の効果】

【 0 0 1 9 】

本発明によれば、可変容量油圧ポンプの入力トルクが内燃機関のトルクを超えないように制御されている状態において、制御信号の信号レベルを、可変容量油圧ポンプの入力トルクがほぼ一定に制御されるレベルまで所定の時間内に戻す等の任意の制御パターン処理を加えることで、前記可変容量油圧ポンプの入力トルクを、操作レバーの急操作前のほぼ一定に制御されていた状態に復帰させることができる。

40

【発明を実施するための最良の形態】

【 0 0 2 0 】

以下、図面を用いて本発明の実施形態に係る建設機械の過負荷防止装置を説明する。図 1 は、本発明の参考形態に係る建設機械の過負荷防止装置の油圧回路を示す図である。図 2 は、図 1 の参考形態における電磁逆比例弁の 2 次圧とポンプ入力トルクの関係を示すトルク特性図である。図 3 は、図 1 の参考形態における各特性を示すタイムチャートである。なお、図 1 において、図 7 に示した構成要素と同一の構成要素には同一の参照符号を付して、重複する説明を省略する。

【 0 0 2 1 】

上述したように、油圧ポンプの吐出圧の急上昇時におけるエンジンラグダウンの発生を防止して内燃機関の燃料噴射量の急増を防止し、建設機械における全作業時の燃費を低減

50

するとともに油圧アクチュエータ等の操作性を向上させるために、本参考形態の建設機械の過負荷防止装置は、内燃機関によって駆動される油圧ポンプと、油圧アクチュエータに対し前記油圧ポンプからの油圧の供給及び排出制御を行う制御弁と、前記制御弁を作動させるパイロット圧を出力する操作レバーと、前記油圧ポンプにおける吐出圧の増加に応じて吐出量を減少させ前記油圧ポンプの入力トルクをほぼ一定に制御するトルク一定制御を実行する吐出量制御手段とを有する建設機械の過負荷防止装置であって、前記操作レバーの操作状況を検出する操作状況検出手段と、前記操作状況検出手段によって検出された操作状況から前記操作レバーが所定の速さ以上で操作されたと判断した場合に、前記油圧ポンプの入力トルクを前記トルク一定制御時における最小トルク値に設定する制御信号を前記吐出量制御手段に出力し、その後、前記制御信号の信号レベルを所定の制御パターンに従って変化させて、前記油圧ポンプの入力トルクを前記トルク一定制御時における最大トルク値まで上昇させる制御手段とを備える。

10

【 0 0 2 2 】

図 1 の過負荷防止装置において、操作レバー 6 から制御弁 4 の両パイロットポート 4 a , 4 a にパイロット油圧を導入するための管路 5 に、シャトル弁 1 1 が配設されている。シャトル弁 1 1 により、両パイロットポート 4 a , 4 a のうちのいずれかに入力されるパイロット油圧が取り出され、この取り出されたパイロット油圧が圧力センサ 1 2 に供給される。可変容量油圧ポンプ 2 の吐出口は、管路 1 3 を介してレギュレータ（吐出量制御手段）7 の油圧導入口に連通されている。可変容量油圧ポンプ 2 は、その吐出圧をレギュレータ 7 に導くことにより、吐出圧の増加に応じて吐出量を減少させ、可変容量油圧ポンプ 2 の入力トルクをほぼ一定に制御するトルク一定制御（又は馬力一定制御）を行って、入力トルクがエンジントルクを超えないように運転される。

20

【 0 0 2 3 】

圧力センサ 1 2 により、パイロット油圧の圧力値が検出されてパイロット圧検出信号が出力される。シャトル弁 1 1 を介し操作レバー 6 に接続された圧力センサ 1 2 により、操作レバー 6 の操作状況を検出する操作状況検出手段が構成される。圧力センサ 1 2 のパイロット圧検出信号は、コントローラ 9 に出力される。

【 0 0 2 4 】

コントローラ 9 は、受け取ったパイロット圧検出信号に基づき、パイロット圧の上昇率 dp/dt （図 3（a）の A 部拡大図参照）を求め、この上昇率 dp/dt の値に基づき、操作レバー 6 が所定の速さ以上で操作されたか否かを判断する。

30

【 0 0 2 5 】

この操作レバー 6 が所定の速さ以上で操作されたと判断されたとき、コントローラ 9 から所定の電流信号が出力され、所定の電流信号が電磁逆比例弁 1 0 の駆動部 1 0 a に入力される。電磁逆比例弁 1 0 は、前記所定の電流信号を受けて、可変容量油圧ポンプ 2 の入力トルクを所定の値まで減少させる制御信号を出力し、前記制御信号を吐出量制御手段としてのレギュレータ 7 に入力させるように構成されている。

【 0 0 2 6 】

次に、図 2 及び図 3 を用いて、図 1 の過負荷防止装置の作用を説明する。操作レバー 6 が急操作されず、パイロット圧の上昇が緩やかな場合、可変容量油圧ポンプ 2 の吐出圧 P も緩やかに上昇する。このとき、可変容量油圧ポンプ 2 における馬力一定制御も、吐出圧 P の緩やかな上昇に追従して、可変容量油圧ポンプ 2 の入力トルク T が、エンジントルクをオーバーすることはない。したがって、エンジンラグダウンが発生することはない、エンジン 1 の燃料噴射が正常に行われる。

40

【 0 0 2 7 】

一方、操作レバー 6 が急操作された場合は、油圧アクチュエータ等を作動させるための起動圧が発生して、図 3（c）に示したように、可変容量油圧ポンプ 2 の吐出圧 P が一気に P 1 まで上昇する。このとき、前記操作レバー 6 の急操作に伴うパイロット圧の急上昇がシャトル弁 1 1 を介して圧力センサ 1 2 によって検出され、圧力センサ 1 2 のパイロット圧検出信号がコントローラ 9 に出力される。

50

【 0 0 2 8 】

コントローラ 9 は、パイロット圧の上昇率 dp/dt が所定の値 a 以上（即ち、 $a = dp/dt$ ）であることを確認して、操作レバー 6 が所定の速さ以上で操作されたと判断する（図 3（a）参照）。コントローラ 9 は、この判断結果に基づいて、所定の電流信号を電磁逆比例弁 10 の駆動部 10a に出力する。

【 0 0 2 9 】

電磁逆比例弁 10 は、前記所定の電流信号を受け取り、図 2 及び図 3 に示すように、可変容量油圧ポンプ 2 の入力トルク T をトルク一定制御時における最小トルク値 T_{min} に設定する制御信号として 2 次圧 $P_f 2$ を出力する（図 3（d）及び図 3（f）参照）。電磁逆比例弁 10 の 2 次圧 $P_f 2$ はレギュレータ 7 に供給される。この結果、可変容量油圧ポンプ 2 は、前記のように吐出圧 P が急上昇しても吐出量 Q の上昇が抑えられて、入力トルク T はエンジントルクを超えないように制御される（図 3（b）、図 3（c）及び図 3（d）参照）。

【 0 0 3 0 】

電磁逆比例弁 10 が 2 次圧 $P_f 2$ を出力した時点 t_1 から所定の時間だけ経過したときの時点 t_2 までに、コントローラ 9 は、電磁逆比例弁 10 から出力される 2 次圧 P_f の信号レベルを、可変容量油圧ポンプ 2 のトルク一定制御時における最小トルク値 T_{min} に相当する 2 次圧 $P_f 2$ から、所定の制御パターンに従って、トルク一定制御時における最大トルク値 T_{max} に相当する 2 次圧 $P_f 1$ まで変化させる。この電磁逆比例弁 10 から出力される 2 次圧 P_f の変化により、可変容量油圧ポンプ 2 の入力トルク T は、トルク一定制御時における最大トルク値 T_{max} まで上昇する。

【 0 0 3 1 】

上述のように、電磁逆比例弁 10 からの 2 次圧 P_f の信号レベルを変化させるためにコントローラ 9 が用いる所定の制御パターンとしては、（1）電磁逆比例弁 10 からの 2 次圧 P_f の信号レベルを、可変容量油圧ポンプ 2 のトルク一定制御時における最大トルク値 T_{max} に相当するレベルまで所定の時間内に戻す第 1 の制御パターン、（2）エンジン 1 の回転数が目標回転数に対し所定の回転数以内にある場合、電磁逆比例弁 10 からの 2 次圧 P_f の信号レベルを、可変容量油圧ポンプ 2 のトルク一定制御時における最大トルク値 T_{max} に相当するレベルまで任意の値ずつ戻す第 2 の制御パターン、（3）電磁逆比例弁 10 からの 2 次圧 P_f の信号レベルを、一旦所定の時間内に任意の値まで戻した後、エンジン 1 の回転数が目標回転数に対し所定の回転数以内にある場合、可変容量油圧ポンプ 2 のトルク一定制御時における最大トルク値 T_{max} に相当するレベルまで任意の値ずつ戻す第 3 の制御パターンのうちのいずれかの制御パターンが採用される。

【 0 0 3 2 】

上述したように、本参考形態に係る建設機械の過負荷防止装置においては、操作レバー 6 が急操作されて可変容量油圧ポンプ 2 の吐出圧 P が急上昇しても可変容量油圧ポンプ 2 の入力トルク T がエンジントルクを超えないように制御されることで、エンジン 1 の回転数が一時的に低下するエンジンラグダウンが発生しなくなり、エンジン 1 の燃料噴射量の急増を防止することができる（図 3（e）及び図 3（g）参照）。したがって、建設機械における全作業時の燃費を低減することができる。

【 0 0 3 3 】

また、エンジンラグダウンがなくなることから、可変容量油圧ポンプ 2 の吐出量 Q が一時的に低下する現象がなくなって、可変容量油圧ポンプ 2 から供給される油圧で作動する油圧アクチュエータ等の操作性を向上させることができる。

【 0 0 3 4 】

可変容量油圧ポンプ 2 の入力トルク T がエンジントルクを超えないように制御されている状態において、電磁逆比例弁 10 からの 2 次圧 P_f の信号レベルを、可変容量油圧ポンプ 2 のトルク一定制御時における最大トルク値 T_{max} に相当するレベルまで所定の時間内に戻す等の制御パターン処理を行うことで、可変容量油圧ポンプ 2 の入力トルク T を、操作レバー 6 の急操作前のほぼ一定に制御されていた状態に復帰させることができる。

【 0 0 3 5 】

次に、本発明の実施態様について説明する。油圧ショベル等の建設機械の駆動系に過給機付きエンジンをを用いた場合、過給圧が十分であっても、不十分であっても、掘削状況や操作状況に応じて急激にパイロット圧が上昇した際には、上述の参考形態と同様に、油圧アクチュエータ等の操作性を悪化させることなく、エンジンラグダウンを防止して燃費低減を達成することが望ましい。

【 0 0 3 6 】

建設機械の駆動系に過給機付きのエンジンをを用いた場合、建設機械の作業中、又は作業停止後直ちに作業を再開した際等の高負荷状態にあるときには、エンジンの過給圧 P_s は、図 3 (i) の一点鎖線で示したように、十分に高い過給圧 P_{s1} が得られる。一方、建設機械が未作業状態（無負荷状態）であるときには、エンジンの過給圧 P_s は、図 3 (i) の二点鎖線で示したように、比較的低い過給圧 P_{s2} に設定される。この場合には、十分なエンジンの出力トルクが得られなくなる。すなわち、過給圧 P_s が P_{s1} の時、エンジンの発生可能トルク T_e は、図 3 (h) の一点鎖線で示したように、十分大きなトルク T_{e1} が得られる一方、過給圧 P_{s2} の時には、エンジンの発生可能トルク T_e は、図 3 (h) の二点鎖線で示したように、比較的小さなトルク T_{e2} しか得られない。

【 0 0 3 7 】

しかしながら、従来の油圧ポンプ駆動系制御装置においては、エンジンが高負荷状態であっても、無負荷状態であっても、同様の制御を行っていた。すなわち、エンジンの発生可能トルク T_e が T_{e1} の時において、油圧ポンプはその入力トルクを大きく設定して、より大きな仕事量が得られるにも関わらず、エンジンの発生可能トルク T_e が T_{e2} の時と同じ仕事量に抑えられていた。このため、油圧アクチュエータ等の加速が鈍る等、操作性を悪化させる要因となっていた。

【 0 0 3 8 】

上記の課題を解決するため、下記の実施形態の建設機械の過負荷防止装置は、過給機付きの内燃機関によって駆動される油圧ポンプと、油圧アクチュエータに対し前記油圧ポンプからの油圧の供給及び排出制御を行う制御弁と、前記制御弁を作動させるパイロット圧を出力する操作レバーと、前記油圧ポンプにおける吐出圧の増加に応じて吐出量を減少させ前記油圧ポンプの入力トルクをほぼ一定に制御するトルク一定制御を実行する吐出量制御手段とを有する建設機械の過負荷防止装置であって、前記操作レバーの操作状況を検出する操作状況検出手段と、前記内燃機関の過給圧を検出する過給圧検出手段と、前記操作状況検出手段によって検出された操作状況から前記操作レバーが所定の速さ以上で操作されたと判断した場合に、前記油圧ポンプの入力トルクを所定の値に設定する制御信号を前記吐出量制御手段に出力する制御手段とを備え、前記制御手段は、前記過給圧検出手段によって検出された過給圧に基づき予め算出された前記内燃機関の発生可能トルクに応じて、前記制御信号により設定される前記所定の値を、前記トルク一定制御時における最小トルク値と最大トルク値の間の任意の値に変化させる。

【 0 0 3 9 】

図 4 は、本発明の一実施態様に係る建設機械の過負荷防止装置の油圧回路を示す図である。図 5 は、図 4 の実施形態における電磁逆比例弁の 2 次圧とポンプ入力トルクの関係を示すトルク特性図である。図 6 は、図 4 の実施形態における各特性を示すタイムチャートである。なお、図 4 において、図 1 に示した構成要素と同一の構成要素には同一の参照符号を付し、重複する説明を省略する。

【 0 0 4 0 】

図 4 の過負荷防止装置において、過給機付きエンジン 1 には過給圧センサ 2 2 が取り付けられており、この過給圧センサ 2 2 は、動作時にエンジン 1 へ供給される過給圧を検出して、過給圧検出信号をコントローラ 9 に出力する。また、操作レバー 6 から制御弁 4 の両パイロットポート 4 a , 4 a にパイロット油圧を導入するための管路 5 に、シャトル弁 1 1 が配設されている。このシャトル弁 1 1 により、両パイロットポート 4 a , 4 a のうちのいずれかに入力されるパイロット油圧が取り出され、この取り出されたパイロット油圧が

圧力センサ 12 に供給される。可変容量油圧ポンプ 2 の吐出口は、管路 13 を介してレギュレータ（吐出量制御手段）7 の油圧導入口に連通されている。可変容量油圧ポンプ 2 は、その吐出圧をレギュレータ 7 に導くことにより、吐出圧の増加に応じて吐出量を減少させ、可変容量油圧ポンプ 2 の入力トルクをほぼ一定に制御するトルク一定制御（又は馬力一定制御）を行って、入力トルクがエンジントルクを超えないように運転される。

【0041】

圧力センサ 12 により、パイロット油圧の圧力値が検出されてパイロット圧検出信号が出力される。シャトル弁 11 を介し操作レバー 6 に接続された圧力センサ 12 により、操作レバー 6 の操作状況を検出する操作状況検出手段が構成される。圧力センサ 12 のパイロット圧検出信号は、コントローラ 9 に出力される。

10

【0042】

コントローラ 9 は、受け取ったパイロット圧検出信号に基づき、パイロット圧の上昇率 dp/dt （図 3（a）の A 部拡大図参照）を求め、この上昇率 dp/dt の値に基づき、操作レバー 6 が所定の速さ以上で操作されたか否かを判断する。

【0043】

この操作レバー 6 が所定の速さ以上で操作されたと判断されたとき、コントローラ 9 から所定の電流信号が出力され、所定の電流信号が電磁逆比例弁 10 の駆動部 10a に入力される。電磁逆比例弁 10 は、前記所定の電流信号を受けて、可変容量油圧ポンプ 2 の入力トルクを所定の値まで減少させる制御信号を出力し、前記制御信号を吐出量制御手段としてのレギュレータ 7 に入力させるように構成されている。

20

【0044】

また、図 4 の過負荷防止装置におけるコントローラ 9 では、エンジン 1 の様々な動作状態において過給圧センサ 22 から受け取った過給圧検出信号に基づき、その過給圧検出値に応じてエンジン 1 の発生可能トルク T_e を予め算出しておく。例えば、図 6（a）及び図 6（d）に示したように、高負荷状態時の過給圧 P_s が P_{s1} であるとき、エンジン 1 の発生可能トルク T_e は十分大きなトルク値 T_{e1} となるように算出しておく。同様に、無負荷状態時の過給圧 P_s が P_{s2} であるときには、エンジンの発生可能トルク T_e は、比較的小さなトルク値 T_{e2} となるように算出しておく（ $P_{s1} > P_{s2}$ 、 $T_{e1} > T_{e2}$ ）。

【0045】

30

次に、図 5 及び図 6 を用いて、図 4 の過負荷防止装置の作用を説明する。操作レバー 6 が急操作されず、パイロット圧の上昇が緩やかな場合、可変容量油圧ポンプ 2 の吐出圧 P も緩やかに上昇する。このとき、可変容量油圧ポンプ 2 における馬力一定制御も、吐出圧 P の緩やかな上昇に追従して、可変容量油圧ポンプ 2 の入力トルク T が、エンジントルクをオーバーすることはない。したがって、エンジンラグダウンが発生することはない、エンジン 1 の燃料噴射が正常に行われる。

【0046】

一方、操作レバー 6 が急操作された場合、コントローラ 9 は、圧力センサ 12 のパイロット圧検出信号が示すパイロット圧の上昇率 dp/dt が所定の値 a 以上（即ち、 $a > dp/dt$ ）であることを確認して、操作レバー 6 が所定の速さ以上で操作されたと判断する。コントローラ 9 は、この判断結果に基づいて、所定の電流信号を電磁逆比例弁 10 の駆動部 10a に出力する。

40

【0047】

電磁逆比例弁 10 は、前記所定の電流信号を受け取り、図 5 及び図 6 に示すように、可変容量油圧ポンプ 2 の入力トルク T をトルク一定制御時における最大トルク値 T_{max} と最小トルク値 T_{min} の間の任意の中間値 T_{mid} に設定する制御信号として 2 次圧 P_{f3} を出力する（図 6（c）及び図 6（e）参照）。電磁逆比例弁 10 の 2 次圧 P_{f3} はレギュレータ 7 に供給される。この結果、可変容量油圧ポンプ 2 は、図 1 の参考形態と同様に、吐出圧 P が急上昇しても吐出量 Q の上昇が抑えられて、入力トルク T はエンジントルクを超えないように制御される。さらに、エンジン 1 の発生可能トルク T_e が十分大きな

50

トルク値 T_{e1} であるときには、図 6 (b) の斜線部 F で示したように、油圧ポンプの吐出量 Q が図 1 の参考形態の場合と比較して余分に得られるため、油圧アクチュエータ等の加速性を向上させることができる。

【0048】

電磁逆比例弁 10 が 2 次圧 P_{f3} を出力した時点 t_1 から所定の時間だけ経過したときの時点 t_2 までに、コントローラ 9 は、電磁逆比例弁 10 から出力される 2 次圧 P_f の信号レベルを、可変容量油圧ポンプ 2 のトルク一定制御時における最大トルク値 T_{max} と最小トルク値 T_{min} の間の中間値 T_{mid} に相当する 2 次圧 P_{f3} から、所定の制御パターンに従って、トルク一定制御時における最大トルク値 T_{max} に相当する 2 次圧 P_{f1} まで変化させる。この電磁逆比例弁 10 から出力される 2 次圧 P_f の変化により、可変容量油圧ポンプ 2 の入力トルク T は、トルク一定制御時における最大トルク値 T_{max} まで上昇する。

10

【0049】

図 1 の参考形態と同様に、電磁逆比例弁 10 からの 2 次圧 P_f の信号レベルを変化させるために図 4 のコントローラ 9 が用いる所定の制御パターンとしては、(1) 電磁逆比例弁 10 からの 2 次圧 P_f の信号レベルを、可変容量油圧ポンプ 2 のトルク一定制御時における最大トルク値 T_{max} に相当するレベルまで所定の時間内に戻す第 1 の制御パターン、(2) エンジン 1 の回転数が目標回転数に対し所定の回転数以内にある場合、電磁逆比例弁 10 からの 2 次圧 P_f の信号レベルを、可変容量油圧ポンプ 2 のトルク一定制御時における最大トルク値 T_{max} に相当するレベルまで任意の値ずつ戻す第 2 の制御パターン、(3) 電磁逆比例弁 10 からの 2 次圧 P_f の信号レベルを、一旦所定の時間内に任意の値まで戻した後、エンジン 1 の回転数が目標回転数に対し所定の回転数以内にある場合、可変容量油圧ポンプ 2 のトルク一定制御時における最大トルク値 T_{max} に相当するレベルまで任意の値ずつ戻す第 3 の制御パターンのうちのいずれかの制御パターンが採用される。

20

【0050】

上述したように、図 4 の過負荷防止装置においては、操作レバー 6 が急操作されて可変容量油圧ポンプ 2 の吐出圧 P が急上昇しても可変容量油圧ポンプ 2 の入力トルク T がエンジントルクを超えないように制御されることで、エンジン 1 の回転数が一時的に低下するエンジンラグダウンが発生しなくなり、エンジン 1 の燃料噴射量の急増を防止することができる。したがって、建設機械における全作業時の燃費を低減することができる。また、エンジンの発生可能トルクが十分大きなトルク値であるとき、油圧ポンプの吐出量を図 1 の参考形態の場合より大きくできるので、油圧アクチュエータ等の加速性を向上させることができる。

30

【0051】

図 6 の例では、過給圧が P_{s1} である場合のみを示したが、エンジンの動作状況により過給圧は様々な値となり、それぞれの値に応じてエンジンの発生可能トルクが変動するため、過給圧 P_s 、電磁逆比例弁 2 次圧 P_f 、ポンプトルク T の変化は図 6 の例に限定されるものではない。検出した過給圧に基づき、コントローラ 9 が電磁逆比例弁 10 の 2 次圧 P_f を変化させることにより、油圧ポンプ 2 の入力トルクをそのときのエンジントルクに最適な値に適合させることが可能である。

40

【0052】

上述したように、図 4 の実施形態によれば、エンジンラグダウンの発生が防止され、不必要な燃料を噴射することがないため、燃費を向上させることができると共に、エンジンの発生可能トルクが十分大きいときには、油圧ポンプの吐出量を大きくできるので、油圧アクチュエータ等の応答性を確保することができる。

【0053】

なお、上述の実施形態では操作レバーの急操作を検出することで電磁逆比例弁の制御を行っているが、油圧ポンプの吐出圧の急上昇を検することによって同様の電磁逆比例弁制御を行ってもよい。さらに、上述の実施形態では電磁逆比例弁を具体例として挙げている

50

が、電磁比例弁や他の電磁弁を用いても同様の効果を得ることができる。

【 0 0 5 4 】

本発明は具体的に開示された上述の実施形態に限定されるものではなく、特許請求の範囲から逸脱することなく種々の変形や変更が可能である。

【 0 0 5 5 】

本出願は 2 0 0 6 年 5 月 1 0 日出願の優先権主張日本特許出願第 2 0 0 6 - 1 3 1 9 7 5 号に基づいており、その全内容がここに援用されている。

【図面の簡単な説明】

【 0 0 5 6 】

【図 1】本発明の参考形態に係る建設機械の過負荷防止装置の油圧回路を示す図である。 10

【図 2】図 1 の参考形態における電磁逆比例弁の 2 次圧とポンプ入力トルクの関係を示すトルク特性図である。

【図 3】図 1 の参考形態における各特性を示すタイムチャートである。

【図 4】本発明の実施形態に係る建設機械の過負荷防止装置の油圧回路を示す図である。

【図 5】図 4 の実施形態における電磁逆比例弁の 2 次圧とポンプ入力トルクの関係を示すトルク特性図である。

【図 6】図 4 の実施形態における各特性を示すタイムチャートである。

【図 7】従来の建設機械用油圧ポンプ駆動系制御装置の油圧回路を示す図である。

【図 8】図 7 の油圧ポンプ駆動系制御装置における馬力一定制御及びエンジン回転数とポンプ入力トルクの関係を示す特性図である。 20

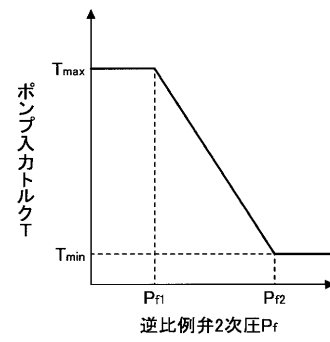
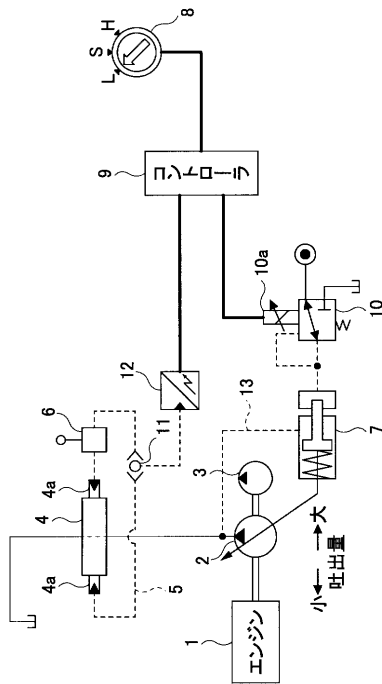
【図 9】図 7 の油圧ポンプ駆動系制御装置における各特性を示すタイムチャートである。

【符号の説明】

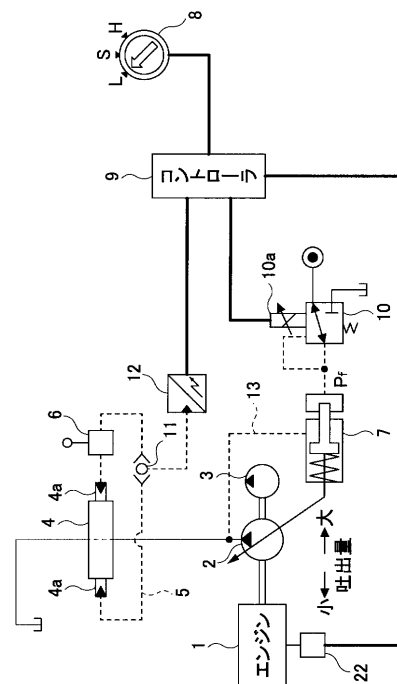
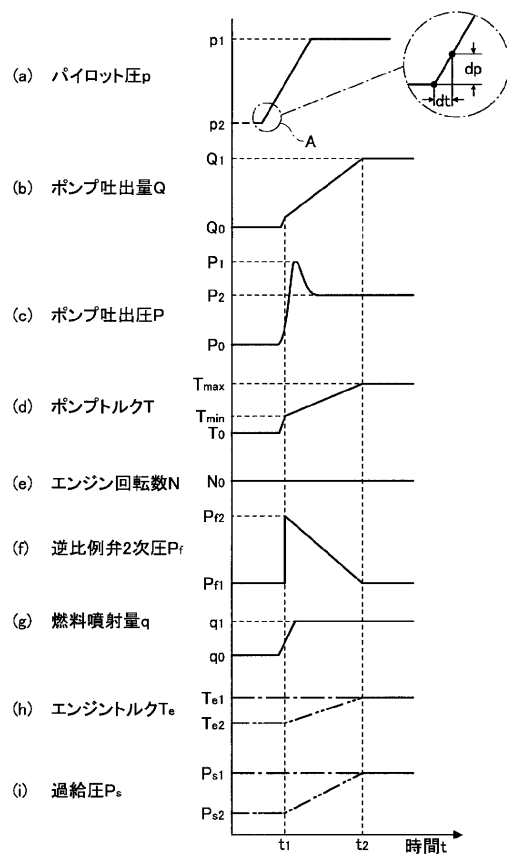
【 0 0 5 7 】

- 1 エンジン（内燃機関）
- 2 可変容量油圧ポンプ（メインポンプ）
- 4 制御弁
- 6 操作レバー
- 7 レギュレータ（吐出量制御手段）
- 8 モード切換えスイッチ
- 9 コントロ - ラ（制御手段）
- 1 0 電磁逆比例弁（入力トルク制御手段）
- 1 1 シャトル弁
- 1 2 圧力センサ（操作状況検出手段）
- 2 2 過給圧センサ

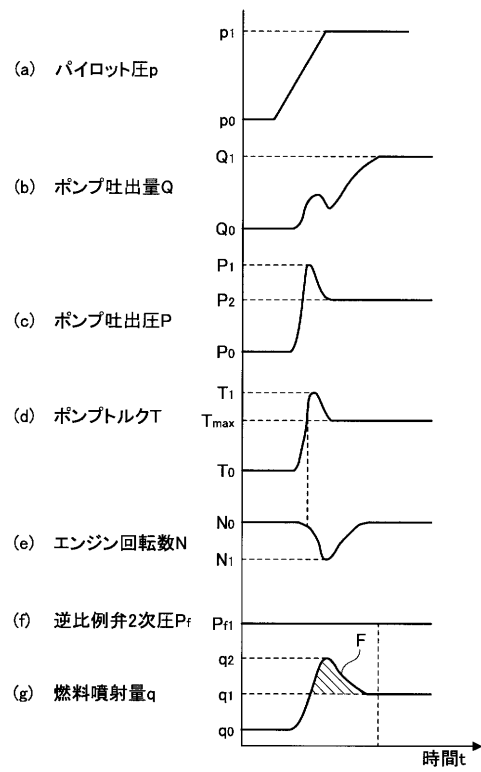
【 図 2 】



【 図 4 】



【図 9】



フロントページの続き

(56)参考文献 特開 2 0 0 1 - 2 7 1 6 7 7 (J P , A)
特開 2 0 0 3 - 1 3 8 9 5 7 (J P , A)
特開 2 0 0 4 - 1 6 2 8 1 6 (J P , A)
実開平 0 5 - 0 4 5 2 0 2 (J P , U)

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)
F15B 11/00-11/22
E02F 9/20