

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第6633013号
(P6633013)

(45) 発行日 令和2年1月22日(2020.1.22)

(24) 登録日 令和1年12月20日(2019.12.20)

(51) Int. Cl.		F 1			
E O 2 F	9/22	(2006.01)	E O 2 F	9/22	R
F 1 5 B	11/00	(2006.01)	F 1 5 B	11/00	F
F 1 5 B	11/02	(2006.01)	F 1 5 B	11/02	C
F O 2 D	29/04	(2006.01)	F O 2 D	29/04	H

請求項の数 3 (全 24 頁)

(21) 出願番号	特願2017-52913 (P2017-52913)	(73) 特許権者	398071668
(22) 出願日	平成29年3月17日 (2017.3.17)		株式会社日立建機ティエラ
(65) 公開番号	特開2018-155024 (P2018-155024A)		滋賀県甲賀市水口町笹が丘1番2号
(43) 公開日	平成30年10月4日 (2018.10.4)	(74) 代理人	110002457
審査請求日	平成31年3月7日 (2019.3.7)		特許業務法人広和特許事務所
		(72) 発明者	野口 修平
			滋賀県甲賀市水口町笹が丘1-2 株式会
			社日立建機ティエラ 滋賀工場内
		(72) 発明者	吉田 肇
			滋賀県甲賀市水口町笹が丘1-2 株式会
			社日立建機ティエラ 滋賀工場内
		(72) 発明者	森 和繁
			滋賀県甲賀市水口町笹が丘1-2 株式会
			社日立建機ティエラ 滋賀工場内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 建設機械のポンプトルク制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

エンジンと、

前記エンジンに吸入空気として圧縮空気を供給するターボ式過給機と、

前記エンジンによって駆動される可変容量型油圧ポンプと、

前記可変容量型油圧ポンプの最大ポンプトルクを調整するレギュレータと、

前記可変容量型油圧ポンプから吐出される圧油により駆動される油圧アクチュエータと

、
前記油圧アクチュエータを操作する操作装置と、

前記エンジンの回転数を制御するエンジンコントローラと、

前記エンジンコントローラおよび前記操作装置から入力される信号に基づいて前記レギュレータを制御する車体コントローラと、

を備えてなる建設機械において、

前記車体コントローラは、

前記操作装置の非操作状態が所定の監視時間 S 1 経過したときに、前記最大ポンプトルクに代えて、この最大ポンプトルクよりも低い低ポンプトルクとするようにレギュレータを制御する第 1 のポンプトルク制御部と、

前記第 1 のポンプトルク制御部で前記レギュレータが前記低ポンプトルクとなるように制御されている間に、前記操作装置が非操作状態から操作状態となった場合、前記エンジンの吸入空気量が立ち上がってくるまでの遅れ時間 S 2 の間は、前記第 1 のポンプトルク

制御部による低ポンプトルクを保持させる第2のポンプトルク制御部と、

予め求められた前記エンジンの燃料噴射量、吸入空気量、吸入空気量の立ち上がり特性により算出されたエンジン発生トルクに基づいて、前記遅れ時間S2経過後、前記エンジンの発生トルク目標値に相当する制御信号をレギュレータに出力させ、前記第2のポンプトルク制御部から前記最大ポンプトルクまで制御する第3のポンプトルク制御部と、を備える構成としたことを特徴とする建設機械のポンプトルク制御装置。

【請求項2】

前記遅れ時間S2は、予め求められた前記最大ポンプトルクを前記エンジンに急負荷したときの前記吸入空気量の立ち上がり時間に基づいて設定されることを特徴とする請求項1に記載の建設機械のポンプトルク制御装置。

10

【請求項3】

前記第3のポンプトルク制御部は、予め求められた前記エンジンの燃料噴射量、吸入空気量、吸入空気量の立ち上がり特性より算出された経過時間あたりの前記エンジン発生トルクに基づき、前記エンジン発生トルクを超えないように経過時間あたりのポンプトルクを算出して制御信号を前記レギュレータに出力させ、前記第2のポンプトルク制御部における前記低ポンプトルクから最大ポンプトルクまで制御したことを特徴とする請求項1に記載の建設機械のポンプトルク制御装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、例えば土砂等の掘削作業を行うのに好適に用いられる建設機械のポンプトルク制御装置に関する。

20

【背景技術】

【0002】

一般に、油圧ショベルに代表される建設機械は、原動機となるディーゼルエンジンで可変容量型油圧ポンプを駆動して圧油を発生させ、オペレータが操作レバーを傾転操作したときに、作業装置に設けた複数の油圧アクチュエータに圧油を給排することにより掘削作業等を行う構成としている。このような建設機械に設けられるエンジンは、前記操作レバーの非操作状態から急にレバー操作が行われた際に、一瞬にエンジン回転数の著しい低下（即ち、エンジンラグダウン）が生じることがあり、これを抑えるために建設機械のエンジンラグダウン防止装置が搭載されている（例えば、特許文献1、2参照）。

30

【0003】

特許文献1による従来技術は、エンジンラグダウンを抑えるために、操作レバーの非操作状態時にポンプトルクを所定の低ポンプトルクに制御し、急操作時にはエンジンの負荷の大きさに応じて低ポンプトルク状態を維持させる時間を可変に演算する。この可変時間の経過後には、最大ポンプトルクに戻すことによりエンジンラグダウンを防止し、より精度の高いポンプトルク制御を実現できるようにしている。また、特許文献2による従来技術では、エンジンのターボ式過給機により圧縮された吸入空気量に基づいてポンプトルク目標値を演算し、ポンプトルクが目標値となるように制御することで、エンジンラグダウン防止を実現できるようにしている。

40

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献1】特開2004-301311号公報

【特許文献2】特開2007-270820号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

ところで、本発明者等は、建設機械の原動機として、過給機を備えたディーゼルエンジンを用いることで、エンジンの小型化と省エネルギー化を図ることを検討している。即ち、

50

建設機械においても低燃費化、低騒音化等の省エネルギー技術への対応が必要となっており、ターボ式過給機付きダウンサイジングエンジンを搭載する作業機が増えつつある。しかし、このような作業機でも性能は落とせないため、従来通りの油圧ポンプトルクが必要となり、急操作時のエンジンラグダウンは従来機以上に厳しくなり、作業性、操作性に対する悪影響が出てくる虞れがある。

【0006】

ターボ式過給機付きダウンサイジングエンジン搭載の作業機において、特許文献1に記載のポンプトルク制御では、従来以上にラグダウンが大きくなる可能性があり、この場合は低ポンプトルク状態を維持させるために演算される可変時間が長くなり過ぎる。また、演算された可変時間の経過後、直ちに最大ポンプトルクに調整されることで、再びラグダウンが発生してしまう可能性もあり、作業機の作業性、操作性に悪影響を与えてしまう虞れがある。

10

【0007】

また、特許文献2に記載のポンプトルク制御では、ターボ式過給機付きダウンサイジングエンジンを搭載した場合、従来機以上に吸入空気量の立ち上がりが厳しくなるため、目標ポンプトルクを大幅に減トルクする必要がある。さらに、吸入空気量の立ち上がりに応じながらポンプトルクを最大ポンプトルクまで増加させていくため、ポンプトルク制御される時間が非常に長くなり、作業性、操作性に悪影響を与えてしまう虞れがある。

【0008】

本発明は上述した問題に鑑みなされたもので、本発明の目的は、ターボ式過給機付きダウンサイジングエンジンを搭載した場合でも、エンジンラグダウンを抑制することができ、作業性、操作性を向上することができるようにした建設機械のポンプトルク制御装置を提供することにある。

20

【課題を解決するための手段】

【0009】

上述した課題を解決するため、本発明は、エンジンと、前記エンジンに吸入空気として圧縮空気を供給するターボ式過給機と、前記エンジンによって駆動される可変容量型油圧ポンプと、前記可変容量型油圧ポンプの最大ポンプトルクを調整するレギュレータと、前記可変容量型油圧ポンプから吐出される圧油により駆動される油圧アクチュエータと、前記油圧アクチュエータを操作する操作装置と、前記エンジンの回転数を制御するエンジンコントローラと、前記エンジンコントローラおよび前記操作装置から入力される信号に基づいて前記レギュレータを制御する車体コントローラと、を備えてなる建設機械に適用される。

30

【0010】

そして、本発明が採用する構成の特徴は、前記車体コントローラは、前記操作装置の非操作状態が所定の監視時間S1経過したときに、前記最大ポンプトルクに代えて、この最大ポンプトルクよりも低い低ポンプトルクとするようにレギュレータを制御する第1のポンプトルク制御部と、前記第1のポンプトルク制御部で前記レギュレータが前記低ポンプトルクとなるように制御されている間に、前記操作装置が非操作状態から操作状態となった場合、前記エンジンの吸入空気量が立ち上がってくるまでの遅れ時間S2の間は、前記第1のポンプトルク制御部による低ポンプトルクを保持させる第2のポンプトルク制御部と、予め求められた前記エンジンの燃料噴射量、吸入空気量、吸入空気量の立ち上がり特性により算出されたエンジン発生トルクに基づいて、前記遅れ時間S2経過後、前記エンジンの発生トルク目標値に相当する制御信号をレギュレータに出力させ、前記第2のポンプトルク制御部から前記最大ポンプトルクまで制御する第3のポンプトルク制御部と、を備える構成としたことにある。

40

【発明の効果】

【0011】

上述の如く、本発明によれば、操作装置を非操作状態から急操作した場合に、エンジンの吸入空気量が立ち上がってくるまでの遅れ時間S2の間は作業性、操作性に悪影響を与

50

えない程度のラグダウンとなるような低ポンプトルク制御を行い、遅れ時間 S 2 の経過後からは、燃料噴射量、吸入空気量、吸入空気量の立ち上がり特性により算出されたエンジン発生トルクに応じたポンプトルクに制御する。これにより、エンジンラグダウンを抑制することができ、特にダウンサイジングエンジン搭載の作業機において作業性、操作性を向上することができる。

【図面の簡単な説明】

【0012】

【図1】第1の実施の形態による建設機械として後方小旋回式の油圧ショベルを示す正面図である。

【図2】図1中のキャブ、外装カバーの一部を取除いた状態で上部旋回体を拡大して示す一部破断の平面図である。

【図3】図2中のエンジン、油圧ポンプ、レギュレータおよび制御装置等を示す油圧モータ駆動用の制御回路図である。

【図4】レギュレータの制御を行う車体コントローラの内部構成を示す制御ブロック図である。

【図5】図4中の車体コントローラによるレギュレータの減トルク制御処理を示す流れ図である。

【図6】エンジン回転数に対するエンジンの出力トルクと油圧ポンプの目標入力トルクとの関係を示す特性線図である。

【図7】目標トルク特性の範囲で可変容量型油圧ポンプの吐出容量を吐出圧力に応じて制御するときの特性線図である。

【図8】第1の実施の形態によるエンジンラグダウン防止用の制御処理を示す流れ図である。

【図9】操作レバーを非操作状態から急操作したときのパイロット二次圧、油圧ポンプトルクおよびエンジン実回転数の特性を示す特性線図である。

【図10】図9と同様なエンジン実回転数、エンジン発生トルク、油圧ポンプトルク、燃料噴射量および過給圧の特性を示す特性線図である。

【図11】油圧ポンプトルクを低ポンプトルクと最大ポンプトルクとに制御するときのポンプ吐出圧力と吐出容量との関係を示す特性線図である。

【図12】エンジンの過給圧と吸入空気量との関係を示す特性線図である。

【図13】第2の実施の形態による過給機のコンプレッサの回転数と吸入空気量との関係を示す特性線図である。

【図14】第2の実施の形態によるエンジン、油圧ポンプ、レギュレータおよび制御装置等を示す油圧モータ駆動用の制御回路図である。

【図15】第3の実施の形態によるエンジン、油圧ポンプ、レギュレータおよび制御装置等を示す油圧モータ駆動用の制御回路図である。

【発明を実施するための形態】

【0013】

以下、本発明の実施の形態による建設機械のポンプトルク制御装置を、小型の油圧ショベル、特に後方小旋回式の油圧ショベルに適用した場合を例に挙げ、添付図面に従って詳細に説明する。

【0014】

ここで、図1ないし図12は第1の実施の形態を示している。図1において、小型の油圧ショベル1は、種々の作業現場（一例として、市街地のように周囲に障害物が存在する狭い作業現場）で土砂等の掘削作業を行うときに用いられる。この油圧ショベル1は、自走可能なクローラ式の下部走行体2と、該下部走行体2上に旋回装置3を介して旋回可能に搭載され、該下部走行体2と共に車体を構成する上部旋回体4と、該上部旋回体4の前側に俯仰動可能に設けられた作業装置5とを含んで構成されている。

【0015】

小型の油圧ショベル1は、下部走行体2上で上部旋回体4を旋回駆動するときに、上部

10

20

30

40

50

旋回体 4 の旋回半径が下部走行体 2 の車幅内に収まるように後方小旋回式油圧ショベルとして構成されている。作業装置 5 は、例えばスイングポスト式の作業装置として構成され、スイングポスト 5 A、ブーム 5 B、アーム 5 C、作業具としてのバケット 5 D、スイングシリンダ（図示せず）、ブームシリンダ 5 E、アームシリンダ 5 F およびバケットシリンダ 5 G 等を備えている。

【 0 0 1 6 】

上部旋回体 4 は、旋回フレーム 6、外装カバー 7、キャブ 8 およびカウンタウエイト 9 等により構成されている。旋回フレーム 6 は上部旋回体 4 の支持構造体を構成している。この旋回フレーム 6 は、旋回装置 3 を介して下部走行体 2 上に取り付けられている。旋回フレーム 6 には、その後部側にカウンタウエイト 9、エンジン 10 が設けられ、左前側にはキャブ 8 が設けられている。また、旋回フレーム 6 には、キャブ 8 とカウンタウエイト 9 との間に位置して外装カバー 7 が設けられている。この外装カバー 7 は、旋回フレーム 6、キャブ 8 およびカウンタウエイト 9 と共に、エンジン 10 等を内部に収容する空間（機械室）を画成するものである。

【 0 0 1 7 】

キャブ 8 は旋回フレーム 6 の左前側に搭載されている。このキャブ 8 は、オペレータが搭乗する運転室を内部に画成している。また、キャブ 8 の内部には、オペレータが着座する運転席、各種の操作レバー（例えば、図 3 中に示す操作レバー 2 3 A）等が配設されている。カウンタウエイト 9 は上部旋回体 4 の一部を構成している。このカウンタウエイト 9 は、エンジン 10 の後側に位置して旋回フレーム 6 の後端部に取り付けられ、作業装置 5 との重量バランスをとるものである。また、カウンタウエイト 9 の後面側は、図 2 に示すように円弧状をなして形成され、上部旋回体 4 の旋回半径を小さく収める構成となっている。

【 0 0 1 8 】

換言すると、建設機械としての油圧ショベル 1 は、上部旋回体 4 の旋回半径をできるだけ小さくするために、カウンタウエイト 9 を旋回中心に接近させて配置し、かつ、カウンタウエイト 9 の後面が旋回中心を中心とした円弧状に形成されている。また、上部旋回体 4 は、旋回フレーム 6 の後部に油圧ポンプ 1 4 およびパイロットポンプ 1 7 を駆動するためのエンジン 10 を搭載し、旋回フレーム 6 の前側にキャブ 8、作動油タンク 1 5、燃料タンク（図示せず）等を搭載している。

【 0 0 1 9 】

エンジン 10 は、旋回フレーム 6 の後側に横置き状態で設けられ、カウンタウエイト 9 の前側に配置されている。このエンジン 10 は、小型の油圧ショベル 1 に原動機として搭載されるため、例えば小型のディーゼルエンジン（即ち、ターボ式過給機付きダウンサイジングエンジン）を用いて構成されている。エンジン 10 は、例えば 4 気筒の多気筒エンジンにより構成され、インテークマニホールドからなる吸気管 1 0 A と、エキゾーストマニホールドからなる排気管 1 0 B とを有している。

【 0 0 2 0 】

図 2、図 3 に示すように、エンジン 10 には、吸気管 1 0 A と排気管 1 0 B との間に位置してターボ式過給機 1 1 が設けられている。この過給機 1 1 は、吸気管 1 0 A の途中に設けられたコンプレッサ 1 1 A と、排気管 1 0 B の途中に設けられた排気タービン 1 1 B とを有している。この排気タービン 1 1 B は、エンジン 10 から排気管 1 0 B 内に排出された排気ガスの流れによって回転される。過給機 1 1 のコンプレッサ 1 1 A は、排気タービン 1 1 B により回転駆動され、吸気管 1 0 A から各気筒内に向けて吸入空気を過給圧状態で強制的に送り込む。

【 0 0 2 1 】

過給機 1 1 付きのエンジン 10 は、吸入空気を過給圧状態で吸込むことによって燃料の燃焼効率が高められ、特に高回転数域で出力トルク（エンジン馬力としてのパワー）を増大することができる。このとき、吸入空気の過給圧は、後述の空気圧センサ 2 8 で検出される。また、吸入空気の温度は、温度センサ 2 9 により検出される。

【 0 0 2 2 】

過給機 1 1 付きエンジン 1 0 は、例えば排気量が 1 . 5 L (リットル) 程度の小型エンジンであっても、例えば 2 . 2 L 程度のエンジン (過給機なし) と同等の出力特性を有している。このため、過給機 1 1 付きエンジン 1 0 を用いることは、原動機 (エンジン) の小型化と省エネルギー化を図る上で有効な手段となる。しかし、このエンジン 1 0 は、例えば高回転数域で過給機 1 1 が有効に機能するが、エンジン 1 0 の低回転域では、吸入空気量が不足してトルクの減少率が大きくなる傾向がある。このため、本実施の形態は、エンジン 1 0 が低回転数域で油圧ポンプ 1 4 から過負荷を受けない構成を後述の如く採用している。

【 0 0 2 3 】

エンジン 1 0 の吸気管 1 0 A 側には、外気を清浄化し吸入空気として吸込むためのエアクリーナ 1 2 が設けられている。排気管 1 0 B 側には、排気音を低減させるマフラ 1 3 が設けられ、このマフラ 1 3 には、エンジン 1 0 の排気ガスに含まれる有害物質を除去して排気ガスを浄化する排気ガス浄化装置 (図示せず) が設けられている。マフラ 1 3 (排気ガス浄化装置) は、図 2 に示すように、例えばエンジン 1 0 の左側上部で、後述する動力伝達装置 (図示せず) の上側となる位置に配設されている。マフラ 1 3 (排気ガス浄化装置) は、排気管 1 0 B と共に排気ガス通路を構成し、上流側から下流側に排気ガスが流通する間に、この排気ガスに含まれる有害物質を除去して排気ガスの浄化を行う。

【 0 0 2 4 】

例えば、上部旋回体 4 (車体) の後方からみて、エンジン 1 0 の左側には可変容量型油圧ポンプ 1 4 (以下、油圧ポンプ 1 4 という) が設けられている。この油圧ポンプ 1 4 は、作動油タンク 1 5 (図 3 参照) と共にメインの油圧源を構成する。メインの油圧ポンプ 1 4 は、可変容量型の斜板式、斜軸式またはラジアルピストン式油圧ポンプ等によって構成され、例えば斜板または斜軸等からなる容量可変部 1 4 A を有している。油圧ポンプ 1 4 は、エンジン 1 0 の左側 (即ち、出力軸側) に動力伝達装置 (図示せず) を介して取り付けられ、この動力伝達装置によりエンジン 1 0 の回転出力が伝えられる。油圧ポンプ 1 4 は、エンジン 1 0 によって駆動されることにより後述の方向制御弁 2 2 等に向けて圧油 (作動油) を供給するものである。

【 0 0 2 5 】

図 3 に示すように、メインの油圧ポンプ 1 4 には容量制御用のレギュレータ 1 6 が付設されている。このレギュレータ 1 6 は、油圧ポンプ 1 4 の容量可変アクチュエータを構成している。レギュレータ 1 6 は、後述の車体コントローラ 3 2 (ポンプ容量制御装置 3 2 C) から出力される制御信号に従って油圧ポンプ 1 4 の容量可変部 1 4 A を駆動する。これによって、油圧ポンプ 1 4 は、その吐出容量 (押のけ容積) が可変に制御される。レギュレータ 1 6 は、例えばソレノイド等の電磁アクチュエータまたは油圧アクチュエータにより構成される。

【 0 0 2 6 】

ここで、電磁アクチュエータでレギュレータ 1 6 を構成する場合、例えば車体コントローラ 3 2 (ポンプ容量制御装置 3 2 C) から出力される制御信号の電流値に応じて、レギュレータ 1 6 が図 3 中の小容量 (Min) と大容量 (Max) との間で伸縮するように駆動される。これにより、油圧ポンプ 1 4 は、容量可変部 1 4 A が傾転駆動され、その吐出容量が小容量と大容量との間で可変に制御される。なお、レギュレータ 1 6 を油圧アクチュエータで構成する場合には、パイロットポンプ 1 7 からのパイロット圧が傾転制御圧としてレギュレータ 1 6 に給排される。この場合、前記傾転制御圧は、車体コントローラ 3 2 (ポンプ容量制御装置 3 2 C) からの制御信号に従って可変に圧力調整され、レギュレータ 1 6 は図 3 中の小容量 (Min) と大容量 (Max) との間で伸縮するように駆動される構成とすればよい。

【 0 0 2 7 】

パイロットポンプ 1 7 は作動油タンク 1 5 と共にパイロット油圧源を構成している。このパイロットポンプ 1 7 は、エンジン 1 0 によりメインの油圧ポンプ 1 4 と一緒に回転駆

10

20

30

40

50

動される。パイロットポンプ 17 の吐出側には、作動油タンク 15 との間に低圧リリーフ弁 18 が設けられている。この低圧リリーフ弁 18 は、パイロットポンプ 17 の吐出圧力を予め決められたリリーフ設定圧以下に抑えるものである。

【0028】

メインの油圧ポンプ 14 には、その吐出管路 19 と作動油タンク 15 との間に高圧リリーフ弁 20 が設けられている。この高圧リリーフ弁 20 は、油圧ポンプ 14 に過剰圧が発生するのを防ぐため、油圧ポンプ 14 の吐出圧力を予め決められたリリーフ設定圧以下に抑える。このリリーフ設定圧は、低圧リリーフ弁 18 よりも十分に高い圧力に設定されている。

【0029】

油圧モータ 21 は、油圧ショベル 1 に設ける複数の油圧アクチュエータの代表例を示している。この油圧モータ 21 は、例えば油圧ショベル 1 の旋回用または走行用の油圧モータを構成する。なお、油圧アクチュエータとしては、油圧モータ 21 に限らず、例えば作業装置 5 に設けられる前記スイングシリンダ、ブームシリンダ 5E、アームシリンダ 5F およびバケットシリンダ 5G 等を用いることができる。

【0030】

方向制御弁 22 は、油圧ポンプ 14、作動油タンク 15 と油圧モータ 21 との間に設けられている。この方向制御弁 22 は、例えば 6 ポート 3 位置の油圧パイロット式方向制御弁からなり、左、右両側には油圧パイロット部 22A、22B が設けられている。方向制御弁 22 は、後述の操作弁 23 から油圧パイロット部 22A、22B にパイロット圧が供給されることにより、中立位置 (I) から切換位置 (II)、(III) のいずれかに切換えられる。このとき、油圧ポンプ 14 から吐出管路 19 を介して油圧モータ 21 に給排される圧油の流量は、方向制御弁 22 のストローク量 (即ち、後述する操作レバー 23A の傾転操作量) に対応して可変に制御される。

【0031】

油圧モータ 21 は、方向制御弁 22 を介して減圧弁型のパイロット操作弁 23 (以下、操作弁 23 という) により遠隔操作される。この操作弁 23 は、方向制御弁 22 を切換操作する操作装置を構成している。操作弁 23 は、例えば油圧ショベル 1 のキャブ 8 内に設けられ、オペレータによって傾転操作される操作レバー 23A を有している。操作レバー 23A は、足踏み操作される操作ペダルでもよい。操作弁 23 は、そのポンプポートがパイロットポンプ 17 の吐出側に接続され、タンクポートが作動油タンク 15 に接続されている。操作弁 23 の出力ポートは、パイロット管路 24A、24B を介して方向制御弁 22 の油圧パイロット部 22A、22B に接続されている。

【0032】

操作弁 23 は、オペレータが操作レバー 23A を傾転操作したときに、その操作量に対応したパイロット圧をパイロット管路 24A、24B を通じて方向制御弁 22 の油圧パイロット部 22A、22B に供給する。これにより、方向制御弁 22 は、中立位置 (I) から切換位置 (II)、(III) のいずれか一方に切換えられ、このときのストローク量 (切換え量) は、操作レバー 23A の操作量に対応して増減される。

【0033】

圧力センサ 25 は油圧ポンプ 14 の吐出圧力 P を検出する圧力検出器である。この圧力センサ 25 は、例えば油圧ポンプ 14 と方向制御弁 22 との間で吐出管路 19 に接続され、この吐出管路 19 内の圧力を吐出圧力 P として検出する。圧力センサ 25 からの検出信号は、後述する車体コントローラ 32 のポンプ容量制御装置 32C (図 4 参照) に出力される。

【0034】

燃料噴射装置 26 は、例えばエンジン 10 に対する燃料供給量を可変に制御するコモンレールシステム (特に、ディーゼルエンジンに採用されている燃料噴射システム) により構成されている。燃料噴射装置 26 は、燃料ポンプで高圧化された燃料がコモンレールと呼ばれる蓄圧室 (いずれも図示せず) に蓄えられ、複数の燃料噴射弁 (図示せず) から電

10

20

30

40

50

子制御によって各気筒（燃焼室）内へと噴射される構成である。

【0035】

燃料噴射装置26は、前記コモンレールに高圧燃料を蓄えることによって、燃料の高圧化だけでなく、エンジン10の回転速度に依存せずに、燃料の噴射圧力、噴射量、噴射時期を制御することが可能となっている。即ち、燃料噴射装置26は、後述の制御装置30（ECU31）から出力される制御信号に基づいてエンジン10に供給すべき燃料の噴射量が可変に制御される。これにより、エンジン10は、その回転数が前記制御信号による目標回転数 N_t （図4参照）に対応した回転数となるように制御される。

【0036】

回転センサ27はエンジン10の実際の回転数（実回転数）を検出する回転数検出装置である。この回転センサ27は、エンジン10の出力軸（例えば、クランク軸）の回転を検出し、その検出信号を回転数検出信号として制御装置30のECU31に出力する。このECU31は、エンジン10の実回転数が目標回転数 N_t （図4参照）に近づくように燃料噴射装置26をフィードバック制御するものである。エンジン10の吸気管10A側には、吸入空気の過給圧を検出する空気圧センサ28と、吸入空気の温度を検出する温度センサ29とが設けられている。

10

【0037】

制御装置30は、例えばマイクロコンピュータ等を用いて構成されている。この制御装置30は、ECU31と車体コントローラ32とを含んで構成されている。制御装置30（即ち、ECU31と車体コントローラ32）は、その入力側に圧力センサ25、燃料噴射装置26、回転センサ27、空気圧センサ28、温度センサ29、回転数指示装置33および操作検出器34等が接続され、その出力側はレギュレータ16および燃料噴射装置26等に接続されている。

20

【0038】

制御装置30は、回転数指示装置33による目標回転数 N_t （図4参照）に従ってエンジン10の回転数を制御する。また、制御装置30は、油圧ポンプ14の吐出圧力 P と吐出容量 Q との関係（図7参照）がエンジン10の馬力曲線に基づいた $P-Q$ 特性となるように、レギュレータ16を介して油圧ポンプ14の容量制御を行うものである。

【0039】

回転数指示装置33は、油圧シヨベル1のキャブ8内に設けられ、オペレータによって手動で操作される操作ダイヤルにより構成されている。この回転数指示装置33は、外部からのダイヤル操作によってエンジン10の目標回転数 N_t を指示する装置である。なお、回転数指示装置33は、前記操作ダイヤルに限られるものではなく、例えば公知のアップダウンスイッチまたはエンジンレバー（いずれも図示せず）によっても構成することができる。

30

【0040】

操作検出器34は、例えば操作レバー23Aによる操作弁23の操作を検出するため、シャトル弁35の出力側圧力を検出している。このシャトル弁35は、操作弁23の出力ポートに接続されたパイロット管路24A、24Bのうち、高圧側の圧力を選択する高圧選択手段である。即ち、オペレータが操作レバー23Aを傾転操作したときには、パイロット管路24A、24Bのいずれか一方にパイロット圧が発生し、操作検出器34はこれを検出することにより、操作弁23が操作状態か、非操作状態かを検出するものである。なお、操作検出器34は、操作レバー23Aの傾転角から操作の有無（操作状態か、非操作状態か）を直接的に検出する構成としてもよい。

40

【0041】

制御装置30のECU31は、例えばエンジンコントローラとして構成され、その入力側には、燃料噴射装置26、回転センサ27、空気圧センサ28、温度センサ29および車体コントローラ32等が接続されている。ECU31の出力側には、燃料噴射装置26および車体コントローラ32等が接続されている。ECU31には、エンジン10の燃料噴射装置26（即ち、前記燃料噴射弁）から噴射される燃料の噴射量に相当する検出信号

50

が入力されると共に、ターボ式過給機 11 で圧縮された過給圧状態の吸入空気量に相当する検出信号（即ち、過給圧の検出信号）と吸入空気温度の検出信号とが入力される。

【0042】

これにより、ECU 31 は、回転数指示装置 33 による目標回転数 N_t （図 4 参照）に従ってエンジン 10 の回転数を制御する。即ち、ECU 31 は、回転センサ 27 で検出されるエンジン 10 の実回転数が回転数指示装置 33 による目標回転数 N_t に近づくように、燃料噴射装置 26 をフィードバック制御するものである。なお、ターボ式過給機 11 で圧縮された過給圧状態の吸入空気量は、空気圧センサ 28 で検出される過給圧に対して、例えば図 12 中に示す特性線 52 の如く比例した関係となっている。

【0043】

車体コントローラ 32 は、ECU 31 および操作装置（即ち、操作弁 23 の操作を検出する操作検出器 34）から入力される信号に基づいてレギュレータ 16 を制御することにより、油圧ポンプ 14 の吐出容量を小容量と大容量との間で可変に制御する。車体コントローラ 32 は、その入力側が圧力センサ 25、ECU 31、回転数指示装置 33 および操作検出器 34 等に接続され、その出力側はレギュレータ 16 および ECU 31 等に接続されている。

【0044】

また、車体コントローラ 32 は、例えば不揮発性メモリ、ROM、RAM 等からなるメモリ 32M を有している。このメモリ 32M 内には、後述の図 5 に示す目標入力トルクに従った減トルク制御用の処理プログラムと、エンジン 10 の回転数 N と出力トルク T との関係を図 6 に示す特性線 36 として記憶した出力トルク算出マップと、油圧ポンプ 14 の吐出圧力 P と吐出容量 Q （流量）との関係（ $P-Q$ 特性）を図 7 に示す目標トルク特性 38~41 として記憶した $P-Q$ 特性マップと、後述の図 8 に示すエンジンラグダウンを抑制する制御処理用のプログラムと、後述の待機時間 S_1 および遅れ時間 S_2 を計時する時間 S のタイマ等とが格納されている。

【0045】

図 4 に示すように、制御装置 30 の車体コントローラ 32 は、出力トルク算出装置 32A、ポンプ入力トルク設定装置 32B およびポンプ容量制御装置 32C を含んで構成されている。出力トルク算出装置 32A は、回転数指示装置 33 により指示されたエンジン 10 の目標回転数 N_t に基づいて、例えば図 6 に示す特性線 36 による出力トルク算出マップからエンジン 10 の出力トルク T を算出する。

【0046】

エンジン 10 の出力トルク T は、エンジン発生トルクと等しいトルクであり、通常は下記の数 1 式で求められる。ここで、酸素量は、空気圧センサ 28 で検出される過給圧に基づいた吸入空気量（図 12 参照）と、温度センサ 29 で検出される吸入空気の温度とにより求められる。燃料噴射量は、ECU 31 から燃料噴射装置 26 に出力する噴射量、即ち噴射時間により求められる。一方、後述の如くエンジン 10 の過給圧が立ち上がってくるまでの遅れ時間 S_2 の間では、エンジン発生トルクは下記の数 2 式により求められる。

【0047】

【数 1】

エンジン発生トルク = f （酸素量，燃料噴射量）

【0048】

【数 2】

エンジン発生トルク = f （酸素量，燃料噴射量，時間 S_2 ）

【0049】

ポンプ入力トルク設定装置 32B は、油圧ポンプ 14 の入力トルク（例えば、入力トルク T_1 ， T_2 ， T_a ）を、出力トルク算出装置 32A で算出したエンジン 10 の出力トルク（特性線 36 で示す出力トルク T ）よりも小さな値に余裕代（例えば、後述の余裕代

10

20

30

40

50

T_1 , T_2 , T_a)をもって3段階の異なる目標入力トルクとして設定する。このように、油圧ポンプ14の入力トルクを、エンジン10の出力トルクよりも常に小さな値に設定しておくことにより、エンジン10は油圧ポンプ14からの油圧負荷を受けても、エンジンストールを起こす可能性を小さく減じることができる。

【0050】

ポンプ容量制御装置32Cは、ポンプ入力トルク設定装置32Bにより設定された入力トルクの範囲で、即ち油圧ポンプ14の吐出圧力Pと吐出容量Qとの関係(P-Q特性)が後述の目標トルク特性38~41を越えないように、図7に示すP-Q特性マップに基づき油圧ポンプ14の吐出容量Qを吐出圧力Pに応じて可変に制御する制御信号をレギュレータ16に出力する。油圧ポンプ14の入力トルク T_i ($i = 1, 2, \dots$)は、油圧ポンプ14の吐出容量Qと吐出圧力Pに対して、定数kとすると下記の数3式に示す関係にある。

【0051】

【数3】

$$T_i = k \times P \times Q$$

【0052】

図6に示す特性線36は、エンジン10の回転数Nと出力トルクT(即ち、エンジン発生トルク)との関係を表している。これは、エンジン10の性能試験等に基づいて予め知ることができる。図6中の最低回転数 N_1 は、例えば方向制御弁22に代表される全ての方向制御弁を中立位置(I)に戻してエンジン10の油圧負荷を最小にした状態(即ち、油圧ポンプ14およびパイロットポンプ17を回転駆動するエンジン10が無負荷に近い状態)でのアイドル回転数である。このときのエンジン10の出力トルクTは、例えば出力トルク T_{e1} として表される。

【0053】

規定回転数 N_2 は、最低回転数 N_1 よりも高く、最大トルク発生回転数 N_3 よりも低い回転数である。過給機11付きエンジン10は、回転数Nが規定回転数 N_2 よりも低くなると、低温状態でエンジンストールを起こす可能性がある。このため、ポンプ入力トルク設定装置32Bによる設定値(例えば、入力トルク T_2 から入力トルク T_a)の切替えを行い、低温状態でのエンジンストールの可能性を回避するための回転数として規定回転数 N_2 を表している。

【0054】

即ち、周囲環境の摂氏温度がマイナスで、それによりエンジン10の温度が低い状態(例えば、冷却水温度が-20以下となる状態)では、油圧ポンプ14が作動油タンク15から吸込む作動油の粘度が高い。この状態で、操作レバー23Aを急にフル操作し、方向制御弁22が中立位置(I)から切換位置(II)または(III)に切換えられると、油圧モータ21に圧油が供給されて油圧負荷が急増する。このため、エンジン10は、油圧ポンプ14から受ける負荷が急増し、エンジンストールを起こす可能性がある。規定回転数 N_2 は、このような低温状態でのエンジンストールの可能性を回避するために予め決められた規定の回転数を表している。

【0055】

この規定回転数 N_2 は、ポンプ入力トルク設定装置32Bにより一定値に(回転数 $N_2 \sim N_3$ の範囲では)固定された目標入力トルク T_2 を、回転数 N_2 以下では可変値となる目標入力トルク T_a に切替えるための回転数でもある。この目標入力トルク T_a は、傾斜線37の如く回転数 $N_1 \sim N_2$ に応じて可変に設定される目標入力トルクである。規定回転数 N_2 は、エンジン10の性能試験等に基づいて予め決めることができる。図6中に示す特性線36(特性線部36B, 36Cの間)のように、エンジン回転数が規定回転数 N_2 のときに、エンジン10の出力トルクTは、例えば出力トルク T_{e2} ($T_{e2} > T_{e1}$)として表される。ポンプ入力トルク設定装置32Bは、後述の如く目標入力トルク T_a を可変に設定する構成である。このため、エンジン10の回転数Nが規定回転数 N_2 以下の場合でも、エンジン10がエンジンストールを起こす可能性を小さく減じることができる。

【 0 0 5 6 】

図 6 に示すように、最大トルク発生回転数 N_3 は、エンジン 10 の出力トルク T が最大トルク T_m となるときの回転数を表している。最高回転数 N_4 は、エンジン 10 の出力トルク T が定格トルク T_r のときの回転数 N_r よりもさらに高くなって、エンジン 10 の回転数 N が最も高くなる回転数を表している。定格トルク T_r は、最大トルク T_m よりも小さく、前記出力トルク T_{e2} 、 T_{e1} よりも大きいトルク値 ($T_m > T_r > T_{e2} > T_{e1}$) である。

【 0 0 5 7 】

ここで、出力トルク算出装置 32A は、回転数指示装置 33 により指示されたエンジン 10 の目標回転数 N_t に基づいて、例えば図 6 に示す出力トルク算出マップ (特性線 36) からエンジン 10 の出力トルクを算出する。即ち、目標回転数 N_t を最大トルク発生回転数 N_3 以上に設定した場合、出力トルク算出装置 32A は、最大トルク T_m 以下となるエンジン 10 の出力トルク T を、図 6 中の特性線 36 (特性線部 36A) に基づいて算出する。

10

【 0 0 5 8 】

目標回転数 N_t を回転数 $N_2 \sim N_3$ に設定した場合に、出力トルク算出装置 32A は、エンジン 10 の出力トルク T を図 6 中の特性線 36 (特性線部 36B) に基づいて、例えば、出力トルク $T_{e2} \sim T_m$ の範囲で算出する。目標回転数 N_t を回転数 $N_1 \sim N_2$ に設定した場合には、エンジン 10 の出力トルク T が、例えば図 6 中の出力トルク $T_{e1} \sim T_{e2}$ の範囲で、特性線 36 の特性線部 36C に基づいて算出される。このときの出力トルク $T_{e1} \sim T_{e2}$ を、低域側出力トルク T_e (即ち、 $T_e = T_{e1} \sim T_{e2}$) として総称する。

20

【 0 0 5 9 】

ポンプ入力トルク設定装置 32B は、エンジン 10 が回転数 $N_3 \sim N_4$ の範囲では、エンジン 10 の定格トルク T_r に対して第 1 の余裕代 T_1 だけ下げた減トルク制御用のトルクを、油圧ポンプ 14 の第 1 の目標入力トルク T_1 として設定する。エンジン 10 が回転数 $N_2 \sim N_3$ の範囲では、エンジン 10 の定格トルク T_r に対して第 1 の余裕代 T_1 よりも大きい第 2 の余裕代 T_2 ($T_2 > T_1$) だけ下げた減トルク制御用のトルクを、油圧ポンプ 14 の第 2 の目標入力トルク T_2 として設定する。

【 0 0 6 0 】

さらに、ポンプ入力トルク設定装置 32B は、エンジン 10 が低い回転数 $N_1 \sim N_2$ の範囲 (低回転数域) で、エンジン 10 の低域側出力トルク T_e (即ち、 $T_e = T_{e1} \sim T_{e2}$) に対して所定の余裕代 T_a だけ下げた減トルク制御用のトルクを、油圧ポンプ 14 の低域側目標入力トルク T_a として設定する。この低域側目標入力トルク T_a は、エンジン 10 が低い回転数 $N_1 \sim N_2$ の範囲で、低域側出力トルク T_e に応じて変化 (増減) するトルクであり、図 6 中に示す傾斜線 37 に沿って可変に設定されている。この傾斜線 37 は、特性線 36 の特性線部 36C に対してほぼ平行な特性線である。しかし、傾斜線 37 は特性線部 36C に対して必ずしも平行な直線である必要はなく、曲線であってもよく、実験データ等に基づいて決定すればよい。

30

【 0 0 6 1 】

油圧ポンプ 14 の低域側目標入力トルク T_a は、エンジン 10 の出力トルク値が出力トルク T_{e2} のとき、目標入力トルク T_{a2} (即ち、 $T_{a2} = T_{e2} - T_a$) に設定される。エンジン 10 の出力トルク値が出力トルク T_{e1} まで低下したときには、油圧ポンプ 14 の目標入力トルク T_a は、目標入力トルク T_{a1} (即ち、 $T_{a1} = T_{e1} - T_a$) として設定される。このときの目標入力トルク $T_{a1} \sim T_{a2}$ を、低域側目標入力トルク T_a (即ち、 $T_a = T_{a1} \sim T_{a2}$) として総称する。

40

【 0 0 6 2 】

ポンプ容量制御装置 32C は、ポンプ入力トルク設定装置 32B により前記第 1 の目標入力トルク T_1 が設定されるときに、図 7 に示す目標トルク特性 38 よりも小さい範囲で、油圧ポンプ 14 の吐出容量 Q を吐出圧力 P に応じて可変に制御する制御信号をレギュレータ 16 に出力する。このときの目標トルク特性 38 は、前記目標入力トルク T_1 に基づ

50

いて定められるトルク特性（前記数 3 式参照）である。また、ポンプ入力トルク設定装置 3 2 B により前記第 2 の目標入力トルク T_2 が設定される際には、図 7 に示す目標トルク特性 3 9 よりも小さい範囲で、油圧ポンプ 1 4 の吐出容量 Q は吐出圧力 P に応じて可変に制御される。目標トルク特性 3 9 は、前記目標入力トルク T_2 に基づいて定められるトルク特性（前記数 3 式参照）である。

【 0 0 6 3 】

目標トルク特性 3 8 , 3 9 は、油圧ポンプ 1 4 の吐出圧力 P と吐出容量 Q との関係がそれぞれエンジン 1 0 の馬力曲線（即ち、目標入力トルク T_1 , T_2 ）に基づいた $P - Q$ 特性となるように、レギュレータ 1 6 を介して油圧ポンプ 1 4 の容量制御を行うための特性である。これは、前記数 3 式を満たす関係である。なお、以下で説明する目標トルク特性 4 0 ~ 4 1 も、これと同様である。

10

【 0 0 6 4 】

エンジン 1 0 の低回転数域において、ポンプ容量制御装置 3 2 C は、ポンプ入力トルク設定装置 3 2 B による低域側目標入力トルク T_a に従って減トルク制御を行う。即ち、ポンプ入力トルク設定装置 3 2 B により低域側目標入力トルク T_a が設定されるときに、例えば図 7 に示す低域側目標トルク特性 4 0 よりも小さい範囲で、油圧ポンプ 1 4 の吐出容量 Q は吐出圧力 P に応じて可変に制御される。低域側目標トルク特性 4 0 は、低域側目標入力トルク T_a に基づいて定められる可変なトルク特性である。

【 0 0 6 5 】

この場合、低域側目標入力トルク T_a は、目標入力トルク $T_{a1} \sim T_{a2}$ の範囲で可変に設定されるトルク値である。このため、低域側目標トルク特性 4 0 は、図 7 中に実線で示す目標トルク特性 3 9 と、図 7 中に点線で示す目標トルク特性 4 1 との間で、それぞれ矢印で示すように変化する可変な特性となっている。

20

【 0 0 6 6 】

具体的には、エンジン 1 0 の目標回転数 N_t を最低回転数 N_1 側から規定回転数 N_2 に向けて増加させ、油圧ポンプ 1 4 の低域側目標入力トルク T_a が、図 6 に示す目標入力トルク T_{a2} に近付くときには、図 7 中に実線で示す目標トルク特性 4 0 は、目標トルク特性 3 9 に漸次接近するように近付く。低域側目標入力トルク T_a が目標入力トルク T_{a2} と一致するときは、目標トルク特性 4 0 が目標トルク特性 3 9 と同じ特性となる。一方、エンジン 1 0 の目標回転数 N_t を最低回転数 N_1 に向けて低下させ、油圧ポンプ 1 4 の目標入力トルク T_a が、図 6 に示す目標入力トルク T_{a1} に近付くときには、低域側目標トルク特性 4 0 が図 7 中に点線で示す目標トルク特性 4 1 に近付いた特性となる。目標入力トルク T_a が目標入力トルク T_{a1} と一致するときは、低域側目標トルク特性 4 0 が目標トルク特性 4 1 と同じ特性となる。

30

【 0 0 6 7 】

次に、図 9 は油圧ポンプ 1 4 のポンプトルク（入力トルク）をレギュレータ 1 6 で減トルク制御する場合の特性線 4 2 , 4 3 , 4 4 を示している。このうち、特性線 4 2 は、操作弁 2 3 の操作時に発生するパイロット二次圧の特性を示している。図 9 中の時刻 $t_1 \sim t_2$ までは、操作レバー 2 3 A が非操作（中立）状態であり、時刻 t_2 以降は、操作レバー 2 3 A が急操作されることにより、パイロット二次圧は、特性線 4 2 の如く立ち上がっている。特性線 4 3 は、油圧ポンプ 1 4 のポンプトルク特性を示し、特性線 4 4 は、エンジン 1 0 の実回転数特性を示している。

40

【 0 0 6 8 】

エンジン 1 0 の実回転数は、特性線 4 4 のように、時刻 $t_2 \sim t_3$ の間で目標回転数 N_t に対応する実回転数に対して回転数差 N だけラグダウン（一時的に低下）している。しかし、このラグダウンによる回転数差 N は、例えば $150 \sim 180 \text{ rpm}$ 程度となっており、小さいため、油圧ショベル 1 の作業性、操作性に悪影響を及ぼすようなラグダウンとはならない。

【 0 0 6 9 】

車体コントローラ 3 2 は、操作弁 2 3（操作レバー 2 3 A）の非操作状態が所定の監視

50

時間 S_1 以上となったとき（即ち、時刻 $t_1 \sim t_2$ ）に、油圧ポンプ 14 のポンプトルク（即ち、入力トルク）を最大ポンプトルク T_H に代えて、この最大ポンプトルク T_H よりも低い低ポンプトルク T_L とするようにレギュレータ 16 を減トルク制御する第 1 のポンプトルク制御部と、後述する第 2、第 3 のポンプトルク制御部とを備えている。

【0070】

第 2 のポンプトルク制御部は、前記第 1 のポンプトルク制御部でレギュレータ 16 が低ポンプトルク T_L となるように減トルク制御されている間に、操作弁 23（操作レバー 23A）が非操作状態から操作状態となった場合、エンジン 10 の過給圧（吸入空気量）が立ち上がってくるまでの遅れ時間 S_2 の間（即ち、時刻 $t_2 \sim t_3$ ）は、前記第 1 のポンプトルク制御部による低ポンプトルク T_L を保持させる制御を実行する。

10

【0071】

ここで、前記第 2 のポンプトルク制御部における低ポンプトルク T_L は、操作レバー 23A の急操作時に作業性、操作性に悪影響を及ぼさない程度のポンプトルクに設定されている。また、前記遅れ時間 S_2 は、予め求められた最大ポンプトルク T_H をエンジン 10 に急負荷したときの過給圧（図 10 中の特性線 46）の立ち上がり時間に基づいて設定される。

【0072】

第 3 のポンプトルク制御部は、予め求められたエンジン 10 の燃料噴射量、過給圧（吸入空気量）、過給圧（吸入空気量）の立ち上がり特性により算出されたエンジン発生トルク（前記数 2 式参照）に基づいて、前記遅れ時間 S_2 の経過後に、エンジン発生トルクの目標値に相当する制御信号をレギュレータ 16 に出力させ、前記第 2 のポンプトルク制御部による低ポンプトルク T_L から最大ポンプトルク T_H まで増トルクさせる制御を実行する。

20

【0073】

即ち、前記第 3 のポンプトルク制御部は、予め求められたエンジン 10 の燃料噴射量、過給圧、過給圧の立ち上がり特性より算出された経過時間あたりのエンジン発生トルク（前記数 2 式参照）に基づき、エンジン発生トルク（図 10 中の特性線 45）を超えない（少なくとも余裕代 T_p 分だけ小さい特性となる）ように、経過時間あたりのポンプトルク（特性線 48）を算出して制御信号をレギュレータ 16 に出力させ、前記第 2 のポンプトルク制御部による低ポンプトルク T_L から最大ポンプトルク T_H まで増トルクさせる制御を行う。

30

【0074】

図 10 中に点線で示す特性線 45 は、エンジン 10 の出力トルク（即ち、エンジン発生トルク）の特性であり、前記数 1、数 2 式により推定演算して求められる。このとき、吸入空気の過給圧は、破線で示す特性線 46 の如き特性であり、燃料噴射量は一点鎖線で示す特性線 47 の如き特性となる。油圧ポンプ 14 のポンプトルク（即ち、入力トルク）は、実線で示す特性線 48 のように、エンジン発生トルク（特性線 45）に対して少なくとも余裕代 T_p 分だけ小さい特性に設定される。二点鎖線で示す特性線 49A、49B、49C は、最大ポンプトルク T_H の特性を表している。

【0075】

ポンプ容量制御装置 32C は、例えばポンプ入力トルク設定装置 32B により最大ポンプトルク T_H が目標入力トルクとして設定されるときに、図 11 に示す目標トルク特性 50 よりも小さい範囲で、油圧ポンプ 14 の吐出容量 Q を吐出圧力 P に応じて可変に制御する制御信号をレギュレータ 16 に出力する。このときの目標トルク特性 50 は、最大ポンプトルク T_H に基づいて定められるトルク特性である。

40

【0076】

また、ポンプ入力トルク設定装置 32B により低ポンプトルク T_L が目標入力トルクとして設定されるときに、ポンプ容量制御装置 32C は、図 11 に示す目標トルク特性 51 よりも小さい範囲で、油圧ポンプ 14 の吐出容量 Q を吐出圧力 P に応じて可変に制御する制御信号をレギュレータ 16 に出力する。このときの目標トルク特性 51 は、低ポンプト

50

ルクTLに基づいて定められるトルク特性である。図12中に示す特性線52は、空気圧センサ28で検出される過給圧と吸入空気量とがリニア（比例）な関係にあることを表している。

【0077】

なお、図2に示す熱交換器53は、エンジン10の右側に位置して回転フレーム6上に設けられている。この熱交換器53は、例えばラジエータ、オイルクーラ、インタクーラ等を含んで構成され、エンジン10等の冷却を行うと共に、作動油タンク15に戻される圧油（作動油）を冷却する機能も有している。

【0078】

第1の実施の形態による小型の油圧ショベル1のポンプトルク制御装置は、上述の如き構成を有するもので、次に、その作動について説明する。

10

【0079】

まず、油圧ショベル1のオペレータは、上部回転体4のキャブ8に搭乗し、エンジン10を始動して油圧ポンプ14とパイロットポンプ17を駆動する。これにより、油圧ポンプ14から吐出管路19に向けて圧油が吐出され、この圧油は方向制御弁22を介して油圧モータ21に供給される。また、これ以外の方向制御弁（図示せず）からは他の油圧アクチュエータ（例えば、前記スイングシリンダ、ブームシリンダ5E、アームシリンダ5Fおよびバケットシリンダ5G等）へと供給される。

【0080】

キャブ8に搭乗したオペレータが走行用の操作ペダルまたはレバー（例えば、操作レバー23A）を操作したときには、方向制御弁22を介して油圧モータ21に圧油が供給される。これにより、下部走行体2を前進または後退させることができる。一方、キャブ8内のオペレータが作業用の操作レバー（図示せず）を操作することにより、作業装置5を俯仰動させて土砂の掘削作業等を行うことができる。油圧ショベル1は、小型で上部回転体4による回転半径が小さいため、例えば市街地等のように狭い作業現場でも、上部回転体4を回転駆動しながら作業装置5により側溝掘作業等を行うことができる。このような場合に、エンジン10を負荷の軽い状態で稼働することにより騒音の低減化を図ることができる。

20

【0081】

次に、第1の実施の形態による目標回転数に基づく出力トルクと目標入力トルクに従った減トルク制御処理について、図5を参照して説明する。

30

【0082】

エンジン10を稼働した状態で処理動作がスタートすると、ステップ1で回転数指示装置33による目標回転数 N_t を読み込む。次のステップ2では、目標回転数 N_t が最大トルク発生回転数 N_3 よりも大きいか否かを判定する。ステップ2で「YES」と判定したときには、目標回転数 N_t が最大トルク発生回転数 N_3 よりも大きいので、エンジン10の出力トルク T は、図6中の特性線36のうち特性線部36Aに沿ったトルク値となる。

【0083】

そこで、次のステップ3では、エンジン10が回転数 $N_3 \sim N_4$ の範囲でのポンプ入力トルクをポンプ入力トルク設定装置32Bにより第1の目標入力トルク T_1 として設定する。図6に示すように、第1の目標入力トルク T_1 は、エンジン10の定格トルク T_r に対して第1の余裕代 T_1 だけ下げた一定のトルク値として設定される。

40

【0084】

次のステップ4では、第1の目標入力トルク T_1 に従った減トルク制御をレギュレータ16で実行させる。即ち、ポンプ容量制御装置32Cは、ポンプ入力トルク設定装置32Bにより第1の目標入力トルク T_1 が設定されたときの目標トルク特性38を図7に示すように求める。このときの目標トルク特性38は、前記目標入力トルク T_1 に基づいて定められるトルク特性である。この上で、ポンプ容量制御装置32Cは、図7に示す目標トルク特性38よりも小さい範囲で、即ち油圧ポンプ14の吐出圧力 P と吐出容量 Q との関係（ $P-Q$ 特性）が目標トルク特性38を越えることがないように、レギュレータ16に

50

より油圧ポンプ 14 の吐出容量 Q を吐出圧力 P に応じて可変に制御する。

【0085】

油圧ポンプ 14 の吐出圧力 P は、例えば油圧モータ 21 が受ける慣性負荷等に応じて変化するから、レギュレータ 16 は、油圧ポンプ 14 の吐出圧力 P と吐出容量 Q との関係が図 7 に示す目標トルク特性 38 の範囲を越えないように、油圧ポンプ 14 の容量可変部 14A を傾転制御するものである。その後は、次のステップ 5 でリターンし、ステップ 1 以降の処理を繰返すようにする。

【0086】

ステップ 2 で「NO」と判定したときには、目標回転数 N_t が最大トルク発生回転数 N_3 以下に設定されているので、次のステップ 6 では、目標回転数 N_t が規定回転数 N_2 よりも大きいか否かを判定する。ステップ 6 で「YES」と判定したときには、目標回転数 N_t が最大トルク発生回転数 N_3 以下で、規定回転数 N_2 よりも大きくなっている。このとき、エンジン 10 の出力トルク T は、図 6 中の特性線 36 のうち特性線部 36B に沿ったトルク値となる。

【0087】

そこで、次のステップ 7 では、エンジン 10 が回転数 $N_2 \sim N_3$ の範囲でのポンプ入力トルクを、ポンプ入力トルク設定装置 32B により第 2 の目標入力トルク T_2 として設定する。図 6 に示すように、第 2 の目標入力トルク T_2 は、エンジン 10 の定格トルク T_r に対して第 2 の余裕代 T_2 だけ下げた一定のトルク値として設定される。

【0088】

次のステップ 8 では、第 2 の目標入力トルク T_2 に従った減トルク制御をレギュレータ 16 で実行させる。即ち、ポンプ容量制御装置 32C は、ポンプ入力トルク設定装置 32B により第 2 の目標入力トルク T_2 が設定されたときの目標トルク特性 39 を図 7 に示すように求める。このときの目標トルク特性 39 は、前記目標入力トルク T_2 に基づいて定められるトルク特性である。この上で、ポンプ容量制御装置 32C は、図 7 に示す目標トルク特性 39 よりも小さい範囲で、即ち油圧ポンプ 14 の吐出圧力 P と吐出容量 Q との関係 ($P - Q$ 特性) が目標トルク特性 39 を越えることがないように、レギュレータ 16 により油圧ポンプ 14 の吐出容量 Q を吐出圧力 P に応じて可変に制御する。その後は、次のステップ 5 でリターンし、ステップ 1 以降の処理を繰返すようにする。

【0089】

次に、ステップ 6 で「NO」と判定したときには、目標回転数 N_t が規定回転数 N_2 以下に設定されているので、次のステップ 9 では、目標回転数 N_t に基づくエンジン 10 の低域側出力トルク T_e を、図 6 中に示す特性線 36 の特性線部 36C に沿ったトルク値 (例えば、出力トルク $T_{e1} \sim T_{e2}$ の間のトルク値) として算出する。即ち、出力トルク算出装置 32A は、目標回転数 N_t が低い回転数 $N_1 \sim N_2$ の間で任意の回転数に設定された場合に、このときの低域側出力トルク T_e を、特性線 36 の特性線部 36C による出力トルク $T_{e1} \sim T_{e2}$ の範囲で任意のトルク値として、それぞれの場合毎に逐一的に算出する。

【0090】

次のステップ 10 では、エンジン 10 が低回転数域 (回転数 $N_1 \sim N_2$) でのポンプ入力トルクを低域側目標入力トルク T_a としてポンプ入力トルク設定装置 32B により設定する。図 6 に示すように、低域側目標入力トルク T_a (即ち、 $T_a = T_{a1} \sim T_{a2}$) は、エンジン 10 の低域側出力トルク T_e (即ち、 $T_e = T_{e1} \sim T_{e2}$) に対して所定の余裕代 T_a だけ下げたトルク値として設定される。即ち、油圧ポンプ 14 の低域側目標入力トルク T_a は、エンジン 10 の低回転数域 (回転数 $N_1 \sim N_2$) で、図 6 中に示す傾斜線 37 に沿って可変に設定されるトルク値である。

【0091】

次のステップ 11 では、低域側目標入力トルク T_a (即ち、 $T_a = T_{a1} \sim T_{a2}$) に従った減トルク制御をレギュレータ 16 で実行させる。即ち、ポンプ容量制御装置 32C は、ポンプ入力トルク設定装置 32B により低域側目標入力トルク T_a が設定されたときの目標トルク特性 40 を図 7 に示すように求める。このときの目標トルク特性 40 は、前記目

10

20

30

40

50

標入力トルク T_a に基づいて定められる低域側トルク特性である。しかも、低域側目標入力トルク T_a は、目標入力トルク $T_{a1} \sim T_{a2}$ の範囲で可変に設定されるトルク値であるため、低域側目標トルク特性 40 は、図 7 中に実線で示す目標トルク特性 39 と図 7 中に点線で示す目標トルク特性 41 との間で、それぞれ矢印で示すように変化する可変な特性となっている。

【0092】

具体的には、エンジン 10 の目標回転数 N_t を最低回転数 N_1 側から規定回転数 N_2 に向けて増加させ、油圧ポンプ 14 の低域側目標入力トルク T_a が、図 6 に示す目標入力トルク T_{a2} に近付くときには、図 7 中に実線で示す低域側目標トルク特性 40 は、目標トルク特性 39 に漸次接近するように近付く。そして、低域側目標入力トルク T_a が目標入力トルク T_{a2} と一致するときは、目標トルク特性 39 と同じ特性となる。一方、エンジン 10 の目標回転数 N_t を最低回転数 N_1 に向けて低下させ、油圧ポンプ 14 の目標入力トルク T_a が、図 6 に示す目標入力トルク T_{a1} に近付くときには、低域側目標トルク特性 40 が図 7 中に点線で示す目標トルク特性 41 に近付いた特性となる。目標入力トルク T_a が目標入力トルク T_{a1} と一致するときは、目標トルク特性 41 と同じ特性となる。

【0093】

この上で、ポンプ容量制御装置 32C は、図 7 に示す低域側目標トルク特性 40 (図 7 中に実線で示す目標トルク特性 39 と図 7 中に点線で示す目標トルク特性 41 との間特性) よりも小さい範囲で、レギュレータ 16 により油圧ポンプ 14 の吐出容量 Q を吐出圧力 P に応じて可変に制御する。油圧ポンプ 14 の吐出圧力 P は、例えば油圧モータ 21 が受ける慣性負荷等に応じて変化するから、レギュレータ 16 は、油圧ポンプ 14 の吐出圧力 P と吐出容量 Q との関係が前述の如く可変な低域側目標トルク特性 40 の範囲を越えないように、油圧ポンプ 14 の容量可変部 14A を傾転制御する。その後は、次のステップ 5 でリターンし、ステップ 1 以降の処理を繰返すようにする。

【0094】

従って、図 6 に示すように、特性線 36 によるエンジン 10 の出力トルク T に対して、油圧ポンプ 14 の目標入力トルク T_1 , T_2 , T_a を出力トルク T よりも小さく設定することができ、エンジン 10 が油圧ポンプ 14 を駆動するときの油圧負荷が、エンジン 10 に対し過剰な負荷となって作用するのを防ぐことができる。このため、過給機 11 付きエンジン 10 を用いて、該エンジン 10 の小型化と省エネルギー化を図ることができる上に、エンジン 10 の低回転数域でもエンジンストールの発生を抑えることができる。

【0095】

ところで、小型でコンパクトな構造となった小旋回式 (小型) の油圧ショベル 1 は、大型、中型の機種等に比較して作業装置 5 による土砂の掘削力が相対的に小さくなっており、エンジン 10 も可能な限り小型化したいという要求がある。このため、本実施の形態では原動機となるエンジン 10 には過給機 11 付きのエンジンを用い、該過給機 11 によって燃料の燃焼効率を高めることにより、高回転数域での出力トルクを増大できるようにしている。

【0096】

しかし、過給機 11 付きのエンジン 10 は、図 9 に示すように、油圧ポンプ 14 のポンプトルク (入力トルク) をレギュレータ 16 で減トルク制御する場合に、例えば操作レバー 23A が非操作状態から急操作されると、一瞬にエンジン回転数の著しい低下 (即ち、エンジンラグダウン) が生じることがあり、これを抑えない限り、作業機としての作業性、操作性が低下する。

【0097】

そこで、第 1 の実施の形態では、図 8 に示す制御処理を実行し、エンジンラグダウンを抑制するようにしている。

【0098】

図 8 に示す制御処理がスタートすると、ステップ 21 では、操作弁 23 の操作レバー 23A が所定の監視時間 S_1 を超えて、非操作状態にあるか否かを判定する。即ち、車体コ

10

20

30

40

50

ントローラ 3 2 のメモリ 3 2 M に格納されたタイマは、非操作状態の時間 S が監視時間 S_1 を超えているか否かを、 $S > S_1$ として判定する。ステップ 2 1 で「NO」と判定する間は、時間 S が監視時間 S_1 以下となっているので、ステップ 2 1 に戻って判定処理を繰返す。

【0099】

しかし、ステップ 2 1 で「YES」と判定したときには、操作レバー 2 3 A が監視時間 S_1 よりも長く非操作状態にあり、油圧ポンプ 1 4 の入力トルク、即ちポンプトルクを最小に設定することにより、エンジン 1 0 を無負荷に近い状態で運転することができる。このため、次のステップ 2 2 では、油圧ポンプ 1 4 の入力トルク（ポンプトルク）を図 9 に示す時刻 $t_1 \sim t_2$ のように、最大ポンプトルク TH よりも小さい低ポンプトルクとなる第 1 のポンプトルクに設定する。

10

【0100】

次のステップ 2 3 では、第 1 のポンプトルクに従った制御信号を車体コントローラ 3 2 からレギュレータ 1 6 に出力し、レギュレータ 1 6 による油圧ポンプ 1 4 の減トルク制御を実行させる。即ち、車体コントローラ 3 2 は、ポンプ入力トルク設定装置 3 2 B により低ポンプトルク TL （第 1 のポンプトルク）が目標入力トルクとして設定されるときに、ポンプ容量制御装置 3 2 C は、図 1 1 に示す目標トルク特性 5 1 よりも小さい範囲で、油圧ポンプ 1 4 の吐出容量 Q を吐出圧力 P に応じて可変に制御する制御信号をレギュレータ 1 6 に出力する。

【0101】

20

次のステップ 2 4 では、操作検出器 3 4 からの検出信号により操作レバー 2 3 A が非操作状態から操作状態になったか否かを判定する。ステップ 2 4 で「NO」と判定する間は、前記ステップ 2 2 に戻って、これ以降の処理を繰返す。ステップ 2 4 で「YES」と判定したときには、操作レバー 2 3 A が非操作状態から操作状態に切り替わっているため、次のステップ 2 5 に移って、エンジン 1 0 の過給圧が図 1 0 中の特性線 4 6 の如く、立ち上がってくるまでの遅れ時間 S_2 を設定する。

【0102】

次のステップ 2 6 では、前記第 1 のポンプトルク制御部による低ポンプトルク TL を遅れ時間 S_2 まで保持させる第 2 のポンプトルク制御（図 9 中の時刻 $t_2 \sim t_3$ ）を実行する。次のステップ 2 7 では、遅れ時間 S_2 が経過したか否かを判定し、「NO」と判定する間は、ステップ 2 6 の処理を続行する。ステップ 2 7 で「YES」と判定したときには、次のステップ 2 8 に移って、エンジン発生トルクの目標値に相当する制御信号をレギュレータ 1 6 に出力する。

30

【0103】

即ち、ステップ 2 8 では、油圧ポンプ 1 4 のポンプトルク（即ち、入力トルク）を、図 1 0 中に実線で示す特性線 4 8 のように、エンジン発生トルク（特性線 4 5）に対して少なくとも余裕代 Tp 分だけ小さい特性に設定するように、エンジン発生トルクの目標値に相当する制御信号をレギュレータ 1 6 に出力する。そして、ステップ 2 9 では、前記第 2 のポンプトルク制御（低ポンプトルク TL ）から最大ポンプトルク TH まで増トルクさせる第 3 のポンプトルク制御（図 9 中の時刻 $t_3 \sim t_4$ ）を実行する。

40

【0104】

これにより、車体コントローラ 3 2 のポンプ入力トルク設定装置 3 2 B は、目標入力トルクとして最大ポンプトルク TH を設定し、ポンプ容量制御装置 3 2 C は、例えば図 1 1 に示す目標トルク特性 5 0 よりも小さい範囲で、油圧ポンプ 1 4 の吐出容量 Q を吐出圧力 P に応じて可変に制御する制御信号をレギュレータ 1 6 に出力する。このときの目標トルク特性 5 0 は、最大ポンプトルク TH に基づいて定められるトルク特性である。そして、次のステップ 3 0 ではリターンし、ステップ 2 1 以降の処理を繰返す。

【0105】

かくして、第 1 の実施の形態によれば、操作弁 2 3 の操作レバー 2 3 A を非操作状態から急操作した場合に、エンジン 1 0 の過給圧が立ち上がってくるまでの遅れ時間 S_2 の間

50

は、油圧ショベル1の作業性、操作性に悪影響を与えない程度のラグダウンとなるような低ポンプトルク制御を行い、遅れ時間S2の経過後からは、燃料噴射量、過給圧（吸入空気量）、過給圧（吸入空気量）の立ち上がり特性により算出されたエンジン発生トルクに応じたポンプトルクに制御する。これにより、エンジンラグダウンを抑制することができ、特にダウンサイジングエンジン搭載の油圧ショベル1において作業性、操作性を向上することができる。

【0106】

また、第1の実施の形態では、ターボ式過給機付きダウンサイジングエンジン（即ち、過給機11付きエンジン10）を用いることにより、例えば排気量が1.5L（リットル）程度のエンジンであっても、例えば2.2L程度のエンジン（過給機なし）と同等の出10
力特性を有しているために、エンジン10の小型化と省エネルギー化を図ることができる。しかも、エンジン10の低回転数域（回転数N1～N2）でも、油圧ポンプ14からエンジン10が過負荷を受けるのを抑えることができ、エンジンストールの発生を防ぐことができる。

【0107】

なお、車体コントローラ32が行う制御処理のうち、図8に示すステップ23は第1のポンプトルク制御部の具体例であり、ステップ25, 26は第2のポンプトルク制御部の10
具体例を示し、ステップ28, 29は第3のポンプトルク制御部の具体例を示している。また、図9に示すように、時刻t1～t2間の制御は第1のポンプトルク制御部が行い、時刻t2～t3間の制御は、第2のポンプトルク制御部が行い、時刻t3～t4間の制20
御は、第3のポンプトルク制御部が実行するものである。

【0108】

次に、図13および図14は第2の実施の形態を示している。本実施の形態の特徴は、エンジンの吸入空気量を過給機（コンプレッサまたは排気タービン）の回転数から求める構成としたことにある。なお、第2の実施の形態では、前述した第1の実施の形態と同一の構成要素に同一の符号を付し、その説明を省略するものとする。

【0109】

ここで、過給機11のコンプレッサ11Aには、その回転数を検出する非接触式の回転センサ61が設けられている。この回転センサ61は、第1の実施の形態で述べた空気圧センサ28に替えて、エンジン10の吸入空気量を検出するために採用されている。ター10
ボ式過給機11で圧縮された過給圧状態の吸入空気量は、回転センサ61で検出されるコンプレッサ11Aの回転数に対して、例えば図13中に示す特性線62の如く比例した関係となっている。なお、過給機11のコンプレッサ11Aは、排気タービン11Bによって回転駆動されるため、回転センサ61は、排気タービン11Bの回転数を検出する構成としてもよい。

【0110】

かくして、このように構成される第2の実施の形態では、制御装置30のECU31および/または車体コントローラ32は、回転センサ61で検出されるコンプレッサ11A（または、排気タービン11B）の回転数から図13中に示す特性線62に基づいて、エンジン10の吸入空気量を求めることができる。そして、操作弁23の操作レバー23Aを非操作状態から急操作した場合には、エンジン10の吸入空気量（過給圧）が立ち上が10
ってくるまでの遅れ時間S2を、回転センサ61からの検出信号によって知ることができる。

【0111】

これによって、遅れ時間S2の間は、油圧ショベル1の作業性、操作性に悪影響を与えない程度のラグダウンとなるような低ポンプトルク制御を行い、遅れ時間S2の経過後からは、燃料噴射量、吸入空気量、吸入空気量の立ち上がり特性により算出されたエンジン発生トルクに応じたポンプトルクに制御する。このため、第1の実施の形態の同様に、エンジンラグダウンを抑制することができ、特にダウンサイジングエンジン搭載の油圧ショベル1において作業性、操作性を向上することができる。50

【 0 1 1 2 】

次に、図 1 5 は第 3 の実施の形態を示している。本実施の形態の特徴は、エンジンの吸入空気量を流量計を用いて直接的に検出する構成としたことにある。なお、第 3 の実施の形態では、前述した第 1 の実施の形態と同一の構成要素に同一の符号を付し、その説明を省略するものとする。

【 0 1 1 3 】

ここで、エンジン 1 0 の吸気管 1 0 A には、その内部を流通する吸入空気の流量を検出する流量計 7 1 が設けられている。この流量計 7 1 は、第 1 の実施の形態で述べた空気圧センサ 2 8 に替えて用いられている。流量計 7 1 は、例えばエアフロメータにより構成され、エンジン 1 0 の吸入空気量を直接的に検出するものである。

10

【 0 1 1 4 】

かくして、このように構成される第 3 の実施の形態では、操作弁 2 3 の操作レバー 2 3 A を非操作状態から急操作した場合には、エンジン 1 0 の吸入空気量が立ち上がってくるまでの遅れ時間 S 2 を、流量計 7 1 からの検出信号によって知ることができる。そして、遅れ時間 S 2 の間は、油圧ショベル 1 の作業性、操作性に悪影響を与えない程度のラグダウンとなるような低ポンプトルク制御を行い、遅れ時間 S 2 の経過後からは、燃料噴射量、吸入空気量、吸入空気量の立ち上がり特性により算出されたエンジン発生トルクに応じたポンプトルクに制御できる。このため、第 1 の実施の形態の同様に、エンジンラグダウンを抑制することができ、特にダウンサイジングエンジン搭載の油圧ショベル 1 において作業性、操作性を向上することができる。

20

【 0 1 1 5 】

なお、前記各実施の形態では、建設機械としてスイングポスト式の作業装置 5 を用いる構成とした後方小旋回式の油圧ショベル 1 を例に挙げて説明した。しかし、本発明はこれに限らず、例えばスイングアーム式の作業装置を用いる型式の油圧ショベル（建設機械）に適用してもよい。また、キャブ 8 に替えてキャノピを用いて運転席を上方から覆う型式の油圧ショベルであってもよい。また、油圧ショベル以外の建設機械にも広く適用できるものである。

【 符号の説明 】

【 0 1 1 6 】

- 1 油圧ショベル（建設機械）
- 2 下部走行体
- 4 上部旋回体
- 5 作業装置
- 6 旋回フレーム
- 9 カウンタウエイト
- 1 0 エンジン
- 1 1 ターボ式過給機
- 1 4 可変容量型油圧ポンプ
- 1 4 A 容量可変部
- 1 5 作動油タンク
- 1 6 レギュレータ
- 1 7 パイロットポンプ
- 2 1 油圧モータ（油圧アクチュエータ）
- 2 2 方向制御弁
- 2 3 操作弁（操作装置）
- 2 3 A 操作レバー
- 2 5 圧力センサ（圧力検出器）
- 2 6 燃料噴射装置
- 2 7 回転センサ（回転数検出装置）
- 2 8 空気圧センサ（吸入空気量の検出手段）

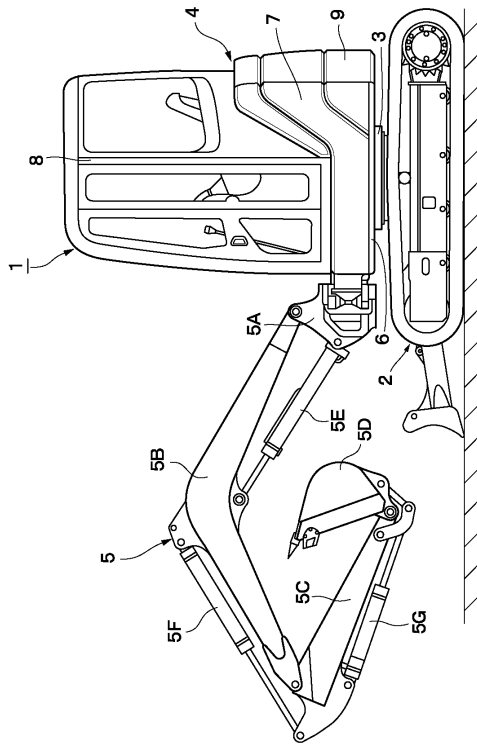
30

40

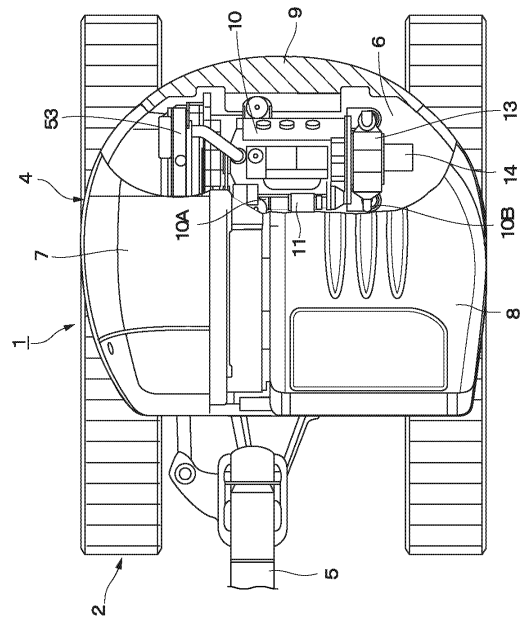
50

- 2 9 温度センサ
- 3 0 制御装置
- 3 1 ECU(エンジンコントローラ)
- 3 2 車体コントローラ
- 3 3 回転数指示装置
- 3 4 操作検出器
- 6 1 回転センサ(吸入空気量の検出手段)
- 7 1 流量計(吸入空気量の検出手段)
- S 1 監視時間
- S 2 遅れ時間
- T H 最大ポンプトルク
- T L 低ポンプトルク

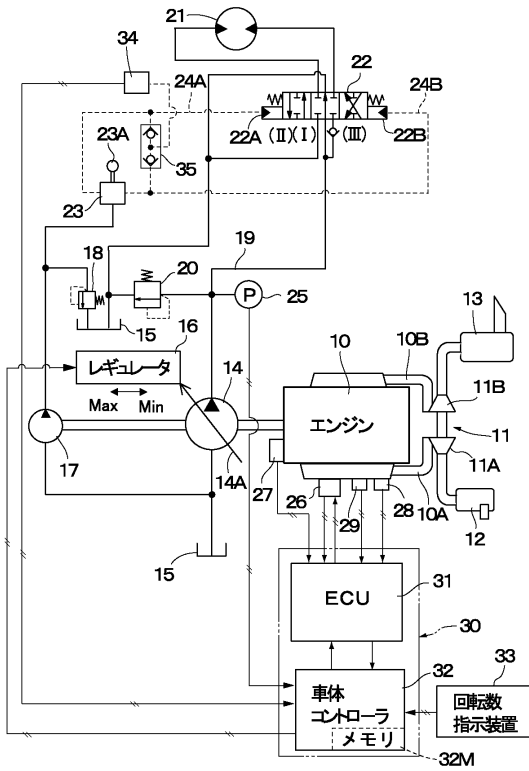
【図1】



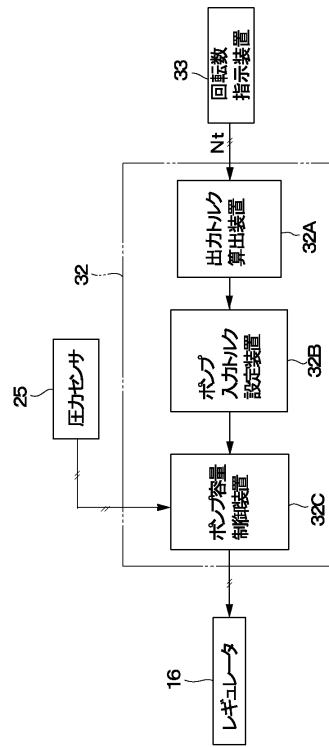
【図2】



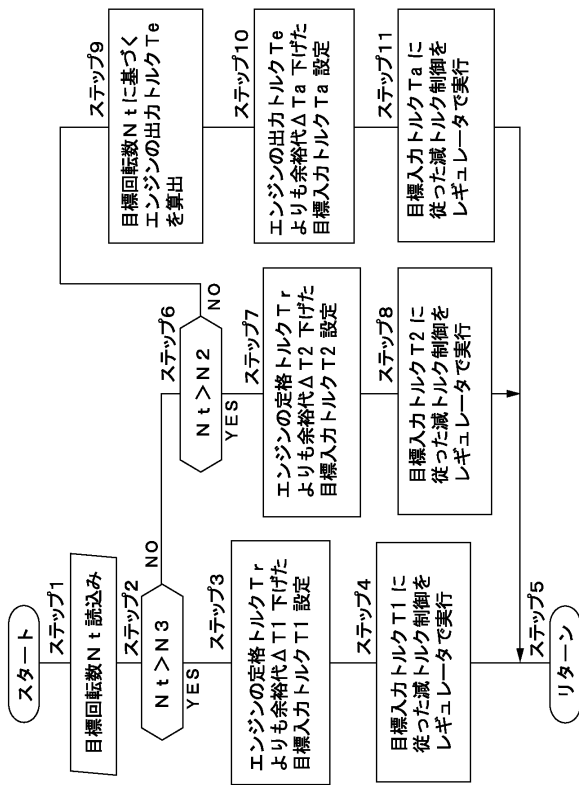
【図3】



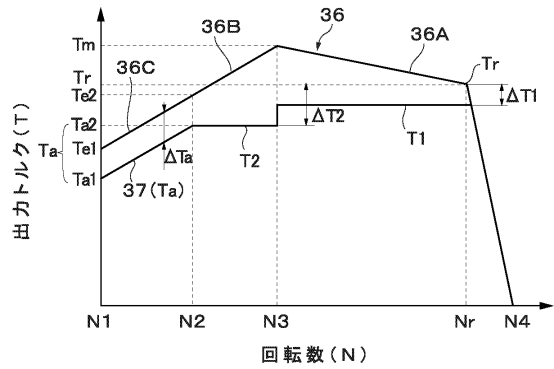
【図4】



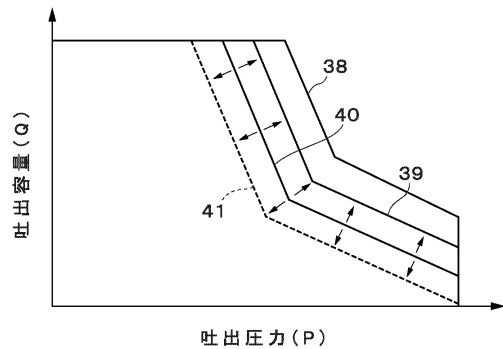
【図5】



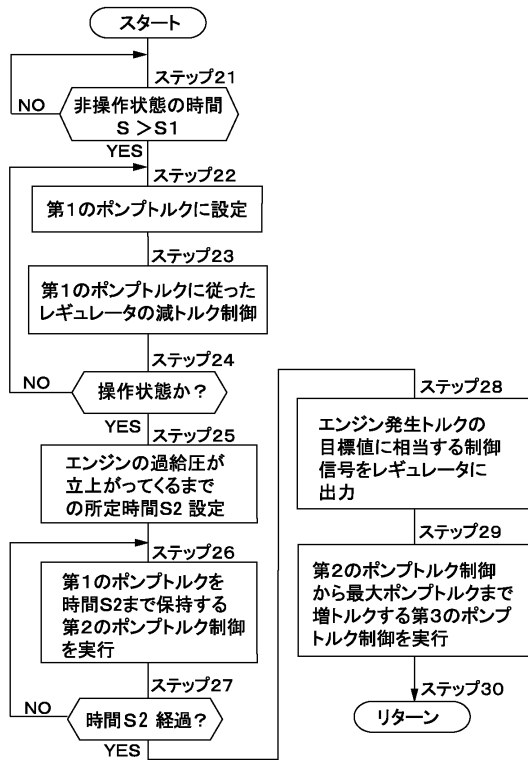
【図6】



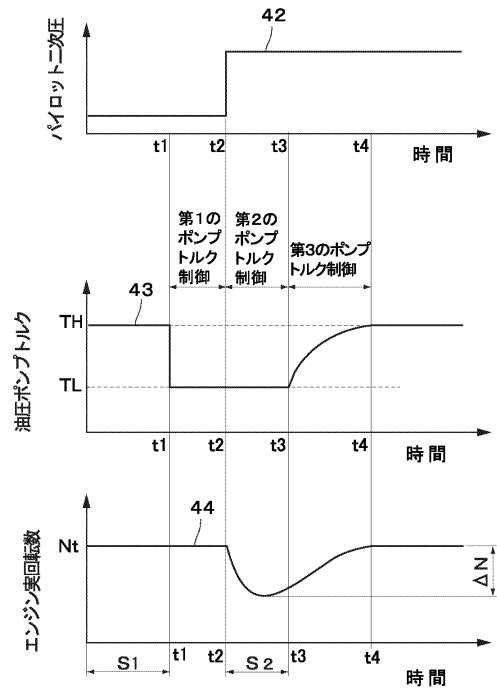
【図7】



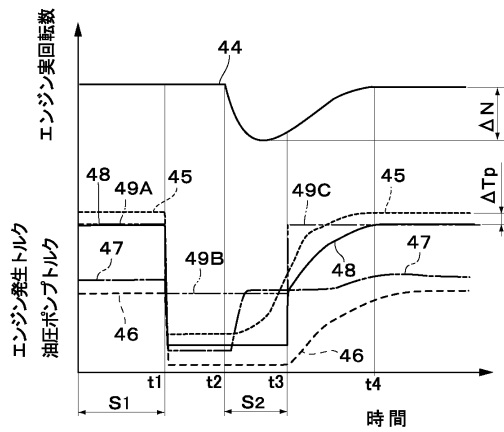
【 図 8 】



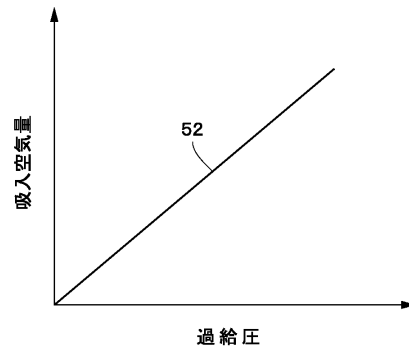
【 図 9 】



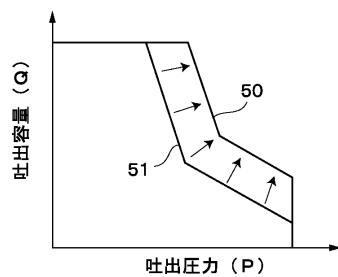
【 図 10 】



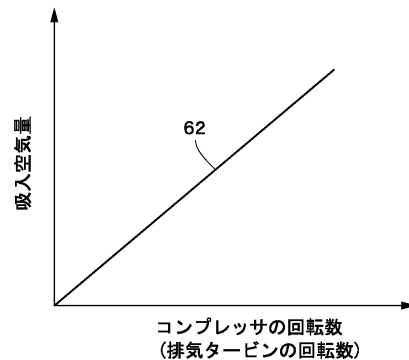
【 図 12 】



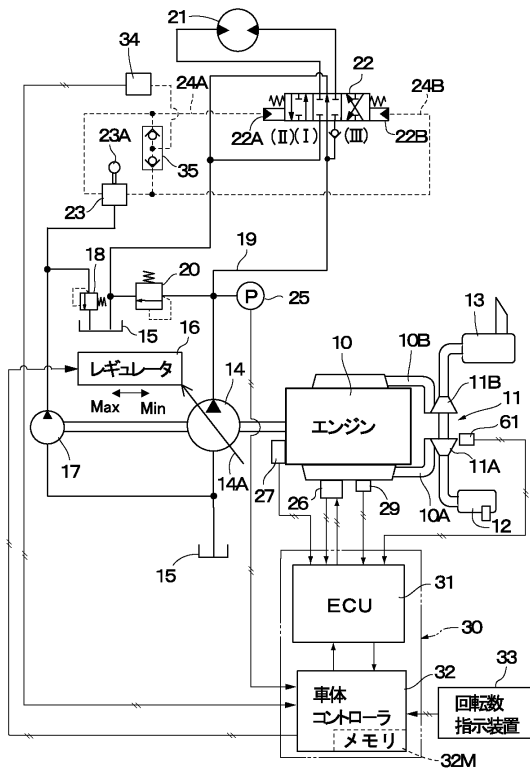
【 図 11 】



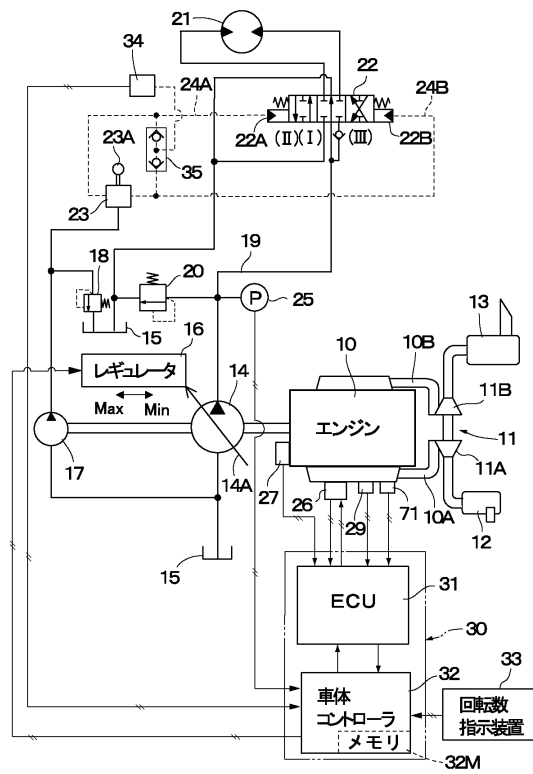
【 図 13 】



【図14】



【図15】



フロントページの続き

審査官 神尾 寧

- (56)参考文献 特開2000-161302(JP,A)
特開2004-301311(JP,A)
特開2001-193702(JP,A)
特開2005-076670(JP,A)
米国特許出願公開第2008/0236157(US,A1)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
- | | |
|---------|-----------|
| E 0 2 F | 9 / 2 2 |
| F 0 2 D | 2 9 / 0 4 |
| F 1 5 B | 1 1 / 0 0 |
| F 1 5 B | 1 1 / 0 2 |