

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関  
国際事務局

(43) 国際公開日  
2017年9月14日(14.09.2017)

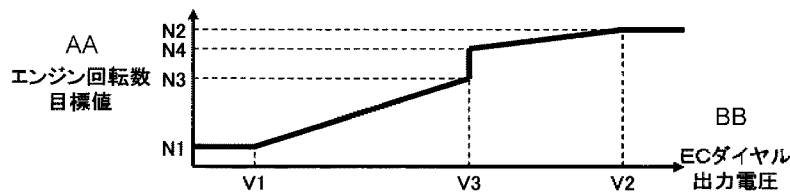


(10) 国際公開番号  
WO 2017/154187 A1

- (51) 国際特許分類:  
F02D 45/00 (2006.01)
  - (21) 国際出願番号: PCT/JP2016/057681
  - (22) 国際出願日: 2016年3月10日(10.03.2016)
  - (25) 国際出願の言語: 日本語
  - (26) 国際公開の言語: 日本語
  - (71) 出願人: 日立建機株式会社(HITACHI CONSTRUCTION MACHINERY CO., LTD.) [JP/JP]; 〒1128563 東京都文京区後楽二丁目5番1号 Tokyo (JP).
  - (72) 発明者: 井村 進也(IMURA Shinya); 〒3000013 茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社 土浦工場内 Ibaraki (JP). 西川 真司(NISHIKAWA Shinji); 〒3000013 茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社 土浦工場内 Ibaraki (JP). 枝村 学(EDAMURA Manabu); 〒3000013 茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社 土浦工場内 Ibaraki (JP). 石川 広二(ISHIKAWA Kouji); 〒3000013 茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社 土浦工場内 Ibaraki (JP). 星野 雅俊(HOSHINO Masatoshi); 〒3000013 茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社 土浦工場内 Ibaraki (JP). 石原新士(ISHIHARA Shinji); 〒3000013 茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社 土浦工場内 Ibaraki (JP).
  - (74) 代理人: 特許業務法人開知国際特許事務所(KAICHI IP); 〒1030022 東京都中央区日本橋室町四丁目3番16号 Tokyo (JP).
  - (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
  - (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).
- 添付公開書類:  
— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

(54) Title: WORK MACHINE

(54) 発明の名称: 作業機械



AA Engine speed target value  
BB EC dial output voltage

(57) Abstract: Provided is a work machine in which resonance and lug-down do not readily occur and fine adjustments to engine speed are readily made in high-speed ranges, even when between the minimum speed and maximum speed of the engine there is a speed range in which torque rapidly decreases when speed decreases. This work machine is characterized in that speeds that can be set as a target speed exclude a range between a first speed that is higher than the minimum speed of the engine and a second speed that is higher than the first speed and lower than the maximum speed, and the ratio of the change in the target speed relative to the change in the manipulated variable of an engine speed indication device when the engine speed indication device has been moved from a manipulated variable indicating the minimum speed of the engine to a manipulated variable indicating the first speed is greater than the ratio of the change in the target speed relative to the change in the manipulated variable of the engine speed indication device when the engine speed indication device has been moved from a manipulated variable indicating the second speed of the engine to a manipulated variable indicating the maximum speed.

(57) 要約:

[続葉有]



WO 2017/154187 A1



---

エンジンの最小回転数と最大回転数の間に、回転数が下がった時にトルクが急減するような回転数域があっても、共振やラグダウンが発生しにくく、かつ、高回転数域でエンジン回転数を微調整しやすい作業機械を提供する。目標回転数として、エンジンの最小回転数より高い第1回転数と、第1回転数より高く最大回転数より低い第2回転数との間の領域を除いて設定可能であり、エンジンの最小回転数を指示するエンジン回転数指示装置の操作量から第1回転数を指示するエンジン回転数指示装置の操作量まで移行させたときのエンジン回転数指示装置の操作量の変化に対する目標回転数の変化の割合が、エンジンの第2回転数を指示するエンジン回転数指示装置の操作量から最大回転数を指示するエンジン回転数指示装置の操作量まで移行させたときのエンジン回転数指示装置の操作量の変化に対する目標回転数の変化の割合よりも大きいことを特徴とする。

## 明 細 書

**発明の名称**：作業機械

### 技術分野

[0001] 本発明は、作業機械に係り、さらに詳しくは、オペレータがエンジンコントロールダイヤル（以下、ECダイヤルという）等の回転数指示装置でエンジン回転数を指定することができる作業機械に関する。

### 背景技術

[0002] エンジンの動力で油圧ポンプを駆動し、油圧ポンプが吐出した作動油で油圧アクチュエータを駆動する油圧ショベルなどの作業機械が知られている。これらの作業機械は、一般的に、オペレータがECダイヤルを操作してエンジン回転数を決め、各操作レバーを操作して各油圧アクチュエータの速度やパワーを決定している。

[0003] 例えば、重負荷作業時のモードと通常作業時のモードと燃費を向上させるエコモードとを備え、ECダイヤルによって、エンジン回転数をモード毎に定めた最小回転数と最大回転数の間の任意の回転数に設定できる作業機械がある（特許文献1の図5参照）。

[0004] また、ECダイヤルによってエンジンの目標回転数を決定し、その目標回転数になるようにエンジンを制御するとともに、エンジン回転数に応じたポンプ吸収トルクになるように油圧ポンプを制御する作業機械がある。このECダイヤルは任意の目標回転数を指示でき、これに伴いポンプ吸収トルクは任意の値に制御される（例えば、特許文献2の図6参照）。

[0005] さらに、エンジン回転数に起因する共振を防止するために、予め設定された設定回転数範囲を除いた回転数にエンジンの目標回転数を決定する作業機械がある（例えば、特許文献3の図4、図5参照）。

### 先行技術文献

#### 特許文献

[0006] 特許文献1：特開2011-157751号公報

特許文献2：特許第4136041号公報

特許文献3：特開2008-169796号公報

## 発明の概要

### 発明が解決しようとする課題

[0007] 上述した特許文献1及び2の方法のように、ECダイヤルによって、エンジン回転数を最小回転数と最大回転数の間の任意の回転数に設定する方法では、その設定回転数の範囲に機構共振がある場合に、エンジン回転数を機構共振の周波数の近傍に設定すると共振が発生し、大きく振動することが想定される。

[0008] これに対して、特許文献3の方法によれば、特定のエンジン回転数に起因する共振を防止することができる。しかし、作業機械は一般的に、出力の高い高回転数域においてエンジン回転数の微調整が多く要求されるのに対して、特許文献3の方法では、除いている設定回転数範囲の上限（特許文献3の図4、図5の $R_{hmin}$ ）から目標回転数の上限（ $R_{max}$ ）までの出力電圧に対する傾きが緩やかではないので、除いている設定回転数範囲の上限近傍でエンジン回転数を微調整することは難しく調整しにくいという課題がある。

[0009] また、図18に示すような特定の回転数域において、回転数が下がったときにトルクが急減する回転数—トルク特性を備えたエンジンがある。このようなエンジンを油圧ショベルに適用することが考えられる。その場合には、最小回転数 $N_1$ と最大回転数 $N_2$ の間の回転数が下がったときにトルクが急減するような回転数域（ $N_a$ から $N_b$ ）の近傍に、ECダイヤルによって、エンジン回転数を設定すると、ラグダウンを起こしやすくなるという課題がある。

[0010] 本発明は、上述の事柄に基づいてなされたもので、その目的は、エンジンの回転数—トルク特性において、最小回転数と最大回転数の間に、回転数が下がった時にトルクが急減するような回転数域や機構共振回転数域があっても、共振やラグダウンが発生しにくく、かつ、高回転数域でエンジン回転数

を微調整しやすいエンジン回転数制御装置を備えた作業機械を提供するものである。

### 課題を解決するための手段

[0011] 上記の目的を達成するために、第1の発明は、エンジンと、前記エンジンによって駆動される油圧ポンプと、前記油圧ポンプの吐出する圧油によって駆動される油圧アクチュエータと、オペレータが前記エンジンの目標回転数を指示するためのエンジン回転数指示装置と、前記エンジンの回転数を制御する制御装置とを備えた作業機械において、前記制御装置は、前記エンジン回転数指示装置の操作量を検出し、検出した前記エンジン回転数指示装置の操作量に対して予め設定された目標回転数特性に基づいて目標回転数を演算するエンジン回転数目標値演算部を備え、前記目標回転数特性は、前記目標回転数として、前記エンジンの最小回転数より高く前記エンジンの最大回転数よりも低い第1回転数と、前記第1回転数より高く前記最大回転数より低い第2回転数との間の領域を除いて設定可能であり、前記エンジンの最小回転数を指示する前記エンジン回転数指示装置の操作量から前記第1回転数を指示する前記エンジン回転数指示装置の操作量まで移行させたときの前記エンジン回転数指示装置の操作量の変化に対する前記目標回転数の変化の割合が、前記エンジンの第2回転数を指示する前記エンジン回転数指示装置の操作量から前記最大回転数を指示する前記エンジン回転数指示装置の操作量まで移行させたときの前記エンジン回転数指示装置の操作量の変化に対する前記目標回転数の変化の割合よりも大きいことを特徴とする。

### 発明の効果

[0012] 本発明によれば、エンジン回転数の最小回転数と最大回転数の間に、機構共振や、エンジン回転数が下がった時にトルクが急減するような回転数域があっても、共振やラグダウンが発生しにくくなる。さらに、ある特定のエンジン回転数より高い回転数域でエンジン回転数を微調整できるので、作業機械で良く使用される領域での作業性が向上する。

### 図面の簡単な説明

[0013] [図1]本発明の作業機械の一実施の形態である油圧ショベルを示す斜視図である。

[図2]本発明の作業機械の一実施の形態である油圧ショベルのシステム構成を示す概念図である。

[図3]本発明の作業機械の一実施の形態を構成するECダイヤルの出力電圧特性を示す特性図である。

[図4]本発明の作業機械の一実施の形態を構成するコントローラの演算部の制御ブロック図である。

[図5]本発明の作業機械の一実施の形態を構成するコントローラにおけるエンジン回転数目標値演算部のテーブルの一例を示す特性図である。

[図6]本発明の作業機械の一実施の形態を構成するコントローラにおけるポンプ流量目標値演算部の制御ブロック図である。

[図7]本発明の作業機械の一実施の形態を構成するコントローラにおけるポンプ流量目標値演算部のゲインテーブル(K1)の一例を示す特性図である。

[図8]本発明の作業機械の一実施の形態を構成するコントローラにおけるポンプ流量目標値演算部の目標流量信号 $Q_{2a}$ の一例を示す特性図である。

[図9]本発明の作業機械の一実施の形態を構成するコントローラにおけるポンプ流量目標値演算部のゲインテーブル(K2)の一例を示す特性図である。

[図10]本発明の作業機械の一実施の形態を構成するコントローラにおけるポンプ流量目標値演算部の出力パワー目標信号 $Pow_{2a}$ の一例を示す特性図である。

[図11]本発明の作業機械の一実施の形態を構成するコントローラにおけるフルレバー操作時におけるポンプ容積目標値 $q_{1a}$ の一例を示す特性図である。

[図12]本発明の作業機械の一実施の形態を構成するコントローラにおけるエンジン回転数目標値演算部のテーブルの他の例を示す特性図である。

[図13]本発明の作業機械の一実施の形態を構成するコントローラにおけるポンプ流量目標値演算部のゲインテーブル(K1)の他の例を示す特性図であ

る。

[図14]本発明の作業機械の一実施の形態を構成するコントローラにおけるポンプ流量目標値演算部の目標流量信号 $Q_{2a}$ の他の例を示す特性図である。

[図15]本発明の作業機械の一実施の形態を構成するコントローラにおけるポンプ流量目標値演算部のゲインテーブル ( $K_2$ ) の他の例を示す特性図である。

[図16]本発明の作業機械の一実施の形態を構成するコントローラにおけるポンプ流量目標値演算部の出力パワー目標信号 $Pow_{2a}$ の他の例を示す特性図である。

[図17]本発明の作業機械の一実施の形態を構成するコントローラにおけるフルレバー操作時におけるポンプ容積目標値 $q_{1a}$ の他の例を示す特性図である。

[図18]特定の回転数域において、回転数が下がったときにトルクが急減する回転数—トルク特性を備えたエンジンの特性図である。

### 発明を実施するための形態

[0014] 以下、本発明の作業機械の実施の形態を図面を用いて説明する。作業機械としては油圧ショベルを例に説明する。なお、本発明は、オペレータがECダイヤル等の回転数指示装置でエンジン回転数を指定することができる作業機械全般に適用が可能であり、本発明の適用は油圧ショベルに限定されるものではない。

[0015] 図1は本発明の作業機械の一実施の形態である油圧ショベルを示す斜視図である。図1において、油圧ショベルは、下部走行体10と、下部走行体10上に旋回可能に設けた上部旋回体20及び上部旋回体20に装設したショベル機構30を備えている。

[0016] 下部走行体10は、一対のクローラ11a、11b及びクローラフレーム12a、12b（図1では片側のみを示す）、各クローラ11a、11bを独立して駆動制御する一対の走行用油圧モータ13a、13b及びその減速機構等で構成されている。

- [0017] 上部旋回体20は、旋回フレーム21と、旋回フレーム21上に設けられた、原動機としてのエンジン22と、旋回油圧モータ27と、旋回油圧モータ27の回転を減速する減速機構26等から構成され、旋回油圧モータ27の駆動力が減速機構26を介して伝達され、その駆動力により下部走行体10に対して上部旋回体20（旋回フレーム21）を旋回駆動させる。
- [0018] また、上部旋回体20にはショベル機構（フロント装置）30が搭載されている。ショベル機構30は、ブーム31と、ブーム31を駆動するためのブームシリンダ32と、ブーム31の先端部近傍に回転自在に軸支されたアーム33と、アーム33を駆動するためのアームシリンダ34と、アーム33の先端に回転可能に軸支されたバケット35と、バケット35を駆動するためのバケットシリンダ36等で構成されている。
- [0019] さらに、上部旋回体20の旋回フレーム21上には、上述した走行用油圧モータ13a、13b、旋回用油圧モータ27、ブームシリンダ32、アームシリンダ34、バケットシリンダ36等の油圧アクチュエータを駆動するための油圧システム40が搭載されている。
- [0020] 油圧システム40は、油圧ポンプ、レギュレータ、コントロールバルブ等から構成されるが、これらについては図2を用いて説明する。
- [0021] 図2は本発明の作業機械の一実施の形態である油圧ショベルのシステム構成を示す概念図である。図2において、油圧システム40は、可変容積型の第1油圧ポンプ41aと第2油圧ポンプ41bと、それぞれのレギュレータ42a、42bと、これら油圧ポンプの吐出した圧油の流量と方向を制御して各油圧アクチュエータへ供給するコントロールバルブ43と、各油圧アクチュエータである走行用油圧モータ13a、13b、旋回用油圧モータ27、ブームシリンダ32、アームシリンダ34、バケットシリンダ36とを備えている。
- [0022] 油圧ショベルのシステムとしては、油圧システム40に加えて、第1油圧ポンプ41aと第2油圧ポンプ41bとを駆動するエンジン22と、エンジンコントローラ23と、ECダイヤル91と、コントローラ100とを備え



ている。

- [0023] 第1油圧ポンプ41aと第2油圧ポンプ41bは、エンジン22によって回転駆動され、回転数と容積の積に比例した圧油を吐出する。第1油圧ポンプ41aの吐出配管は、ブームシリンダ32とアームシリンダ34とバケットシリンダ36と右走行用油圧モータ13aと旋回油圧モータ27とに接続されている。第2油圧ポンプ41bの吐出配管は、ブームシリンダ32とアームシリンダ34と左走行用油圧モータ13aと旋回油圧モータ27とに接続されている。
- [0024] 第1油圧ポンプ41aの吐出配管には、第1油圧ポンプ41aの吐出圧 $P_a$ を検出する圧力センサ44が設けられ、第2油圧ポンプ41bの吐出配管には、第2油圧ポンプ41bの吐出圧 $P_b$ を検出する圧力センサ45が設けられている。これらの圧力センサ44、45が検出した信号は、コントローラ100に入力されている。
- [0025] 第1油圧ポンプ41aと第2油圧ポンプ41bは、それぞれレギュレータ42a、42bを備えている。レギュレータ42a、42bは、コントローラ100からの指令に従って駆動され、第1油圧ポンプ41aと第2油圧ポンプ41bの容積をそれぞれ変更する。
- [0026] コントロールバルブ43は、各油圧アクチュエータである走行用油圧モータ13a、13b、旋回用油圧モータ27、ブームシリンダ32、アームシリンダ34、バケットシリンダ36に対応した図示しない各操作レバーによって駆動され、第1油圧ポンプ41aと第2油圧ポンプ41bから各油圧アクチュエータへ流れる流量と、各油圧アクチュエータから作動油タンク（図示せず）へ流れる流量を調整する。
- [0027] エンジンコントローラ23は、コントローラ100が出力するエンジン回転数目標値を受信し、エンジン回転数目標値に実際のエンジン回転数が一致するように、エンジン22の燃料噴射量や燃料噴射タイミングを調整する。
- [0028] ECダイヤル91は、オペレータがエンジン回転数を指示する装置であり、オペレータの操作によるダイヤル角度に応じて出力電圧が変化する。この

出力電圧はコントローラ100に入力される。図3は本発明の作業機械の一実施の形態を構成するECダイヤルの出力電圧特性を示す特性図である。図3から分かるように、ECダイヤルの出力電圧は、ECダイヤルの角度の増加に比例して増加している。図3において、V1は、詳細後述するエンジンの最小回転数N1に対応する出力電圧を示し、V2はエンジンの最大回転数N2に対応する出力電圧を示している。

[0029] コントローラ100は、ECダイヤル91の出力電圧と各油圧アクチュエータに対応した図示しない各操作レバーの操作量と圧力センサ44, 45が検出した第1油圧ポンプ41aの吐出圧Paと第2油圧ポンプ41bの吐出圧Pbとを入力し、これらの入力信号に基づいて、エンジンコントローラ23とレギュレータ42a, 42bへの指令信号を演算して出力し、エンジン22の回転数と第1油圧ポンプ41aと第2油圧ポンプ41bの吐出流量とを制御する。

[0030] 次に、図を用いてコントローラ100で行う制御について説明する。図4は本発明の作業機械の一実施の形態を構成するコントローラの演算部の制御ブロック図、図5は本発明の作業機械の一実施の形態を構成するコントローラにおけるエンジン回転数目標値演算部のテーブルの一例を示す特性図である。

[0031] 図4に示すように、コントローラ100は、ポンプ流量目標値演算部200と、エンジン回転数目標値演算部300と第1除算器400と第2除算器500とを備えている。

[0032] ポンプ流量目標値演算部200は、第1油圧ポンプ41aの吐出配管に連結している油圧アクチュエータ（ブームシリンダ32とアームシリンダ34とバケットシリンダ36と右走行用油圧モータ13aと旋回油圧モータ27）を操作する操作レバーの操作量のうちで最大の操作量の信号Saと、第2油圧ポンプ41bの吐出配管に連結している油圧アクチュエータ（ブームシリンダ32とアームシリンダ34と左走行用油圧モータ13aと旋回油圧モータ27）を操作する操作レバーの操作量のうちで最大の操作量の信号Sb

と、第1油圧ポンプ41aの吐出圧 $P_a$ と、第2油圧ポンプ41bの吐出圧 $P_b$ と、ECダイヤル出力電圧とを入力し、これらの信号を基に第1油圧ポンプ41aの流量目標値 $Q_{4a}$ と第2油圧ポンプ41bの流量目標値 $Q_{4b}$ を演算する。算出した第1油圧ポンプ41aの流量目標値 $Q_{4a}$ は第1除算器400へ出力し、第2油圧ポンプ41bの流量目標値 $Q_{4b}$ は第2除算器500へ出力する。ポンプ流量目標値演算部200の演算の詳細については後述する。

[0033] エンジン回転数目標値演算部300は、ECダイヤル出力電圧を入力し、予め設定したテーブルに基づいてエンジン回転数目標値を決定して、第1除算器400と第2除算器500とエンジンコントローラ23とに出力する。

[0034] 図5に示すように、エンジン回転数目標値演算部300は、ECダイヤル出力電圧が $V_1$ 以下の時は、エンジン回転数目標値としてエンジン22の最小回転数 $N_1$ を出力する。ECダイヤル出力電圧が $V_1$ から $V_3$ に増加するにつれて、エンジン回転数目標値である出力値は $N_1$ から $N_3$ に増加する。ECダイヤル出力電圧が $V_3$ を少しでも上回ると、出力値は $N_4$ となり、ECダイヤル出力電圧が $V_3$ から $V_2$ に増加するにつれて、出力値は $N_4$ から $N_2$ に増加する。ECダイヤル出力電圧が $V_2$ 以上の時は、エンジン22の最大回転数 $N_2$ を出力する。

[0035] エンジン22の最小回転数 $N_1$ と最大回転数 $N_2$ の間に機構共振の共振周波数がある場合は、その共振周波数を挟むように $N_3$ と $N_4$ を設定する。そうすることで、エンジン回転数目標値は $N_3$ と $N_4$ の間に留まらないので、共振しにくくなる。

[0036] また、エンジン22の回転数-トルク特性が、図18のように、最小回転数 $N_1$ と最大回転数 $N_2$ の間に、回転数が下がった時にトルクが急減するような回転数域( $N_a$ から $N_b$ )がある場合は、 $N_3$ を $N_a$ と同じ値または余裕を見て $N_a$ よりも小さい値に設定し、 $N_4$ を $N_b$ と同じ値または余裕を見て $N_b$ よりも大きい値に設定する。そうすることで、エンジン回転数目標値は $N_3$ と $N_4$ の間に留まらないので、ラグダウンしにくくなる。

[0037] 図5に戻り、本実施の形態においては、ECダイヤル出力電圧がV1からV3へ増加する時のECダイヤル出力電圧の変化に対するエンジン回転数目標値の変化割合(=  $(N3 - N1) / (V3 - V1)$ )に対して、ECダイヤル出力電圧がV3からV2へ増加する時のECダイヤル出力電圧の変化に対するエンジン回転数目標値の変化割合(=  $(N2 - N4) / (V2 - V3)$ )を小さくしたことを特徴としている。このようにすることで、作業機械の出力が高い高回転数域でエンジン回転数を微調整しやすくなる。

[0038] 図4に戻り、第1除算器400は、ポンプ流量目標値演算部200が算出した第1油圧ポンプ41aの流量目標値Q4aとエンジン回転数目標値演算部300が算出したエンジン回転数目標値を入力し、流量目標値Q4aをエンジン回転数目標値で除算することで、第1油圧ポンプ41aの容積目標値q1aを算出している。本目標値に従って、レギュレータ42aに指令信号を出力し、第1油圧ポンプ41aを制御することで、第1油圧ポンプ41aの吐出流量をQ4aにほぼ等しくすることができる。

[0039] 第2除算器500は、ポンプ流量目標値演算部200が算出した第2油圧ポンプ41bの流量目標値Q4bとエンジン回転数目標値演算部300が算出したエンジン回転数目標値を入力し、流量目標値Q4bをエンジン回転数目標値で除算することで、第2油圧ポンプ41bの容積目標値q1bを算出している。本目標値に従って、レギュレータ42bに指令信号を出力し、第2油圧ポンプ41bを制御することで、第2油圧ポンプ41bの吐出流量をQ4bにほぼ等しくすることができる。

[0040] 次に、図6を用いてポンプ流量目標値演算部200の詳細を説明する。図6は

本発明の作業機械の一実施の形態を構成するコントローラにおけるポンプ流量目標値演算部の制御ブロック図である。図6に示すようにポンプ流量目標値演算部200は、第1関数発生器201～第3関数発生器203と、第1乗算器204と、第2乗算器205と、第4関数発生器206～第6関数発生器208と、第3乗算器209と、第4乗算器210と、第1流量演算器

211と、第2流量演算器212と、第1最小値選択器213と、第2最小値選択器214とを備えている。

[0041] 第1関数発生器201は、第1油圧ポンプ41aの吐出配管に連結している各油圧アクチュエータを操作する操作レバーの操作量のうちで最大の操作量信号S<sub>a</sub>を入力し、予め設定したテーブルに基づいて流量信号Q<sub>1a</sub>を演算して第1乗算器204へ出力する。このテーブルは、エンジン22が最大回転数で、かつ、第1油圧ポンプ41aの吐出圧が低い時の、操作量信号S<sub>a</sub>に対する第1油圧ポンプ41aの流量目標値を基準に決定し、操作量信号S<sub>a</sub>が増加するにつれて目標流量信号Q<sub>1a</sub>が増加するように設定されている。

[0042] 第2関数発生器202は、第2油圧ポンプ41bの吐出配管に連結している各油圧アクチュエータを操作する操作レバーの操作量のうちで最大の操作量信号S<sub>b</sub>を入力し、第1関数発生器201と同様の演算を行い、第2油圧ポンプ41bの目標流量信号Q<sub>1b</sub>を演算して第2乗算器205へ出力する。

[0043] 第3関数発生器203は、ECダイヤル出力電圧を入力し、予め設定したテーブルに基づいてゲイン信号K<sub>1</sub>を演算して第1乗算器204と第2乗算器205へ出力する。図7は本発明の作業機械の一実施の形態を構成するコントローラにおけるポンプ流量目標値演算部のゲインテーブル(K<sub>1</sub>)の一例を示す特性図である。図7に示すように、このテーブルは、ECダイヤル出力電圧がV<sub>1</sub>以下の時に、ゲインK<sub>1</sub>をエンジン22の最大回転数N<sub>2</sub>と最小回転数N<sub>1</sub>の比 $N_1/N_2$ として設定し、ECダイヤル出力電圧がV<sub>1</sub>からV<sub>2</sub>に増加する領域においては、ゲインK<sub>1</sub>を連続的に増加させてV<sub>2</sub>以上の時は1になるように設定している。

[0044] 図6に戻り、第1乗算器204は、目標流量信号Q<sub>1a</sub>とゲインK<sub>1</sub>とを入力し、これらを乗算して第1油圧ポンプ41aの目標流量信号Q<sub>2a</sub>を演算し、第1最小値選択器213へ出力する。図8は本発明の作業機械の一実施の形態を構成するコントローラにおけるポンプ流量目標値演算部の目標流

量信号Q 2 aの一例を示す特性図である。図8は、操作量信号S aが最大のときいわゆるフルレバーのときにおける第1関数発生器201の出力と第3関数発生器203の出力との乗算の結果である目標流量信号Q 2 aを示している。したがって、図7に示すゲインK 1の特性と相似した特性となっている。

[0045] 図6に戻り、第2乗算器205は、目標流量信号Q 1 bとゲインK 1とを入力し、第1乗算器204と同様の演算を行い、第2油圧ポンプ41bの目標流量信号Q 2 bを演算して第2最小値選択器214へ出力する。

[0046] 第4関数発生器206は、第1油圧ポンプ41aの吐出配管に連結している各油圧アクチュエータを操作する操作レバーの操作量のうちで最大の操作量信号S aを入力し、予め設定したテーブルに基づいて出力パワー目標信号Pow 1 aを演算して第3乗算器209へ出力する。このテーブルは、エンジン22が最大回転数の時の操作量信号S aに対する第1油圧ポンプ41aの出力パワー目標値を基準に決定し、操作量信号S aが増加するにつれて出力パワー目標信号Pow 1 aが増加するように設定されている。

[0047] 第5関数発生器207は、操作量信号S bを入力し、第4関数発生器206と同様の演算を行い、第2油圧ポンプ41bの出力パワー目標信号Pow 1 bを演算して第4乗算器210へ出力する。

[0048] 第6関数発生器208は、ECダイヤル出力電圧を入力し、予め設定したテーブルに基づいてゲイン信号K 2を演算して第3乗算器209と第4乗算器210へ出力する。図9は本発明の作業機械の一実施の形態を構成するコントローラにおけるポンプ流量目標値演算部のゲインテーブル(K 2)の一例を示す特性図である。図9に示すように、このテーブルは、ECダイヤル出力電圧がV 1以下の時に、ゲインK 2をエンジン22の最大回転数N 2と最小回転数N 1の比 $N 1 / N 2$ として設定し、ECダイヤル出力電圧がV 1からV 2に増加する領域においては、ゲインK 2を連続的に増加させてV 2以上の時は1になるように設定している。ECダイヤル出力電圧がV 1からV 2に増加する領域におけるゲインK 2の増加の特性は、図7に示すゲイン

K 1 の特性と同じ態様でも良いが、エンジン 2 2 のトルク特性を考慮して、異なった特性の態様としても良い。

[0049] 図 6 に戻り、第 3 乗算器 2 0 9 は、出力パワー目標信号 P o w 1 a とゲイン K 2 とを入力し、これらを乗算して第 1 油圧ポンプ 4 1 a の出力パワー目標信号 P o w 2 a を演算し、第 1 流量演算器 2 1 1 へ出力する。図 1 0 は本発明の作業機械の一実施の形態を構成するコントローラにおけるポンプ流量目標値演算部の出力パワー目標信号 P o w 2 a の一例を示す特性図である。図 1 0 は、操作量信号 S a が最大のときいわゆるフルレバーのときにおける第 4 関数発生器 2 0 6 の出力と第 6 関数発生器 2 0 8 の出力との乗算の結果である出力パワー目標信号 P o w 2 a を示している。したがって、図 9 に示すゲイン K 2 の特性と相似した特性となっている。

[0050] 図 6 に戻り、第 4 乗算器 2 1 0 は、出力パワー目標信号 P o w 1 b とゲイン K 2 とを入力し、第 3 乗算器 2 0 9 と同様の演算を行い、第 2 油圧ポンプ 4 1 b の出力パワー目標信号 P o w 2 b を演算して第 2 流量演算器 2 1 2 へ出力する。

[0051] 第 1 流量演算器 2 1 1 は、出力パワー目標信号 P o w 2 a と第 1 油圧ポンプ 4 1 a の吐出圧信号 P a とを入力し、出力パワー目標信号 P o w 2 a を吐出圧信号 P a で除算することで、第 1 油圧ポンプ 4 1 a の目標流量信号 Q 3 a を算出し、第 1 最小値選択器 2 1 3 へ出力している。

[0052] 第 2 流量演算器 2 1 2 は、出力パワー目標信号 P o w 2 b と第 2 油圧ポンプ 4 1 b の吐出圧信号 P b とを入力し、出力パワー目標信号 P o w 2 b を吐出圧信号 P b で除算することで、第 2 油圧ポンプ 4 1 b の目標流量信号 Q 3 b を算出し、第 2 最小値選択器 2 1 4 へ出力している。

[0053] 第 1 最小値選択器 2 1 3 は、第 1 乗算器 2 0 4 が算出した目標流量信号 Q 2 a と第 1 流量演算器 2 1 1 が算出した目標流量信号 Q 3 a を入力し、いずれか小さい方の信号を選択して第 1 油圧ポンプ 4 1 a の流量目標値 Q 4 a として算出し、図 4 に示す第 1 除算器 4 0 0 へ出力する。

[0054] 第 2 最小値選択器 2 1 4 は、第 2 乗算器 2 0 5 が算出した目標流量信号 Q

2 b と第 2 流量演算器 2 1 2 が算出した目標流量信号 Q 3 b を入力し、いずれか小さい方の信号を選択して第 2 油圧ポンプ 4 1 b の流量目標値 Q 4 b として算出し、図 4 に示す第 2 除算器 5 0 0 へ出力する。

[0055] 図 6 において、第 1 油圧ポンプ 4 1 a の吐出圧信号 P a が低い場合、第 1 流量演算器 2 1 1 で算出される目標流量信号 Q 3 a の方が、第 1 乗算器 2 0 4 で算出される目標流量信号 Q 2 a よりも大きくなるので、第 1 最小値選択器を介して、目標流量信号 Q 2 a が流量目標値 Q 4 a として出力される。

[0056] ここで、目標流量信号 Q 2 a の特性が図 8 に示したものである場合、図 4 に示すコントローラ 1 0 0 が算出する容積目標値 q 1 a は、第 1 除算器 4 0 0 において、図 8 に示す目標流量信号 Q 2 a の特性を図 5 に示すエンジン回転数目標値演算部 3 0 0 からの出力特性で除算することで算出される。図 1 1 は本発明の作業機械の一実施の形態を構成するコントローラにおけるフルレバー操作時におけるポンプ容積目標値 q 1 a の一例を示す特性図である。図 1 1 に示す容積目標値信号 q 1 a にしたがって、コントローラ 1 0 0 はレギュレータ 4 2 a に指令信号を出力する。このことにより、第 1 油圧ポンプ 4 1 a の吐出流量は、図 8 に示す目標流量信号と等しくなるように制御される。

[0057] 本実施の形態によれば、図 5 に示すエンジン回転数目標値演算部 3 0 0 からの出力特性において、EC ダイアル出力電圧が V 3 から V 2 へ増加するときの EC ダイアル出力電圧の変化に対するエンジン回転数目標値の変化割合は、EC ダイアル出力電圧が V 1 から V 3 へ増加するときの EC ダイアル出力電圧の変化に対するエンジン回転数目標値の変化割合より小さく設定している。この V 3 から V 2 へ増加する区間のような回転数目標値の増加割合が小さい領域が存在した場合でも、図 8 示す目標流量信号のように、EC ダイアル出力電圧の V 1 と V 3 の間の区間と V 3 と V 2 の間の区間の増加割合を同じに制御することができる。

[0058] また、図 6 において、第 1 油圧ポンプ 4 1 a の吐出圧信号 P a が高い場合、第 1 流量演算器 2 1 1 で算出される目標流量信号 Q 3 a の方が、第 1 乗算



器 204 で算出される目標流量信号 Q 2 a よりも小さくなるので、第 1 最小値選択器を介して、目標流量信号 Q 3 a が流量目標値 Q 4 a として出力される。この場合には、図 10 示す出力パワー目標信号のように、EC ダイアル出力電圧の V 1 と V 3 の間の区間と V 3 と V 2 の間の区間の増加割合を同じに制御することができる。

[0059] 上述した本発明の作業機械の一実施の形態によれば、エンジン回転数の最小回転数と最大回転数の間に、機構共振や、エンジン回転数が下がった時にトルクが急減するような回転数域があっても、共振やラグダウンが発生しにくくなる。さらに、ある特定のエンジン回転数より高い回転数域でエンジン回転数を微調整できるので、作業機械で良く使用される領域での作業性が向上する。

[0060] なお、図 5 で示すエンジン回転数目標値演算部のテーブル（EC ダイアル出力電圧に対するエンジン回転数目標値の特性）を用いた場合において、例えば、EC ダイアル出力電圧が V 3 の近傍であったときに、何らかのノイズが重畳すると、エンジン回転数目標値が N 3 と N 4 の間で振動的な挙動を示す可能性が生じる。エンジン回転数目標値のこのような挙動を抑制するために、EC ダイアル出力電圧にヒステリシスを設けても良い。図 12 は本発明の作業機械の一実施の形態を構成するコントローラにおけるエンジン回転数目標値演算部のテーブルの他の例を示す特性図である。

[0061] 図 12 は、図 5 に示す特性図に対して、EC ダイアル出力電圧の V 3 よりヒステリシス電圧の分だけ高い電圧である V 4 を新たに設定している。EC ダイアル出力電圧が V 1 以下の時は、エンジン回転数目標値としてエンジン 22 の最小回転数 N 1 を出力する。EC ダイアル出力電圧が V 1 から V 3 に増加するにつれて、エンジン回転数目標値である出力値は N 1 から N 3 に増加する。EC ダイアル出力電圧が V 3 を上回っても、V 4 になるまでは、エンジン回転数目標値である出力値は N 3 のままとなる。EC ダイアル出力電圧が V 4 を少しでも上回ると、出力値は N 4 となり、EC ダイアル出力電圧が V 3 から V 2 に増加するにつれて、出力値は N 4 から N 2 に増加する。

[0062] 一方、ECダイヤル出力電圧がV2からV4に減少するにつれて、エンジン回転数目標値である出力値はN2からN4に減少する。ECダイヤル出力電圧がV4を下回っても、V3になるまでは、エンジン回転数目標値である出力値はN4のままとなる。ECダイヤル出力電圧がV3を少しでも下回ると、出力値はN3となり、ECダイヤル出力電圧がV3からV1に減少するにつれて、出力値はN3からN1に減少する。

[0063] このように、コントローラにおけるエンジン回転数目標値演算部のテーブルにヒステリシス特性を設けた場合には、本実施の形態で説明した図7乃至図11のコントローラの演算部の特性は、ヒステリシス特性を備えたものに設定される。このようなヒステリシス特性を備えた各特性を他の例として、図13乃至図17に示す。図13は本発明の作業機械の一実施の形態を構成するコントローラにおけるポンプ流量目標値演算部のゲインテーブル(K1)の他の例を示す特性図、図14は本発明の作業機械の一実施の形態を構成するコントローラにおけるポンプ流量目標値演算部の目標流量信号Q2aの他の例を示す特性図、図15は本発明の作業機械の一実施の形態を構成するコントローラにおけるポンプ流量目標値演算部のゲインテーブル(K2)の他の例を示す特性図、図16は本発明の作業機械の一実施の形態を構成するコントローラにおけるポンプ流量目標値演算部の出力パワー目標信号Pow2aの他の例を示す特性図、図17は本発明の作業機械の一実施の形態を構成するコントローラにおけるフルレバー操作時におけるポンプ容積目標値q1aの他の例を示す特性図である。

[0064] 具体的には、ポンプ流量目標値演算部のゲインテーブル(K1)と(K2)を図13と図15に示すようにヒステリシス特性を付加して設定する。このことにより、コントローラにおけるフルレバー操作時における目標流量信号Q2a、出力パワー目標信号Pow2a、ポンプ容積目標値q1aの各信号の特性が図14と図16と図17に示すようになる。

[0065] なお、本発明の実施の形態は、油圧ショベルに適用した場合を例に説明したが、これに限るものではない。本発明は、ECダイヤル等の回転数指示装

置でエンジン回転数を指定することができる作業機械全般に適用可能である。

### 符号の説明

[0066] 10 : 下部走行体、13 : 走行用油圧モータ、20 : 上部旋回体、21 : 旋回フレーム、22 : エンジン、23 : エンジンコントローラ、26 : 減速機構、27 : 旋回油圧モータ、30 : ショベル機構、31 : ブーム、32 : ブームシリンダ、33 : アーム、34 : アームシリンダ、35 : バケット、36 : バケットシリンダ、40 : 油圧システム、41 a : 第1油圧ポンプ、41 b : 第2油圧ポンプ、42 a、b : レギュレータ、43 : コントロールバルブ、91 : ECダイヤル、100 : コントローラ、200 : ポンプ流量目標値演算部、300 : エンジン回転数目標値演算部

## 請求の範囲

### [請求項1]

エンジンと、前記エンジンによって駆動される油圧ポンプと、前記油圧ポンプの吐出する圧油によって駆動される油圧アクチュエータと、オペレータが前記エンジンの目標回転数を指示するためのエンジン回転数指示装置と、前記エンジンの回転数を制御する制御装置とを備えた作業機械において、

前記制御装置は、前記エンジン回転数指示装置の操作量を検出し、検出した前記エンジン回転数指示装置の操作量に対して予め設定された目標回転数特性に基づいて目標回転数を演算するエンジン回転数目標値演算部を備え、

前記目標回転数特性は、前記目標回転数として、前記エンジンの最小回転数より高く前記エンジンの最大回転数よりも低い第1回転数と、前記第1回転数より高く前記最大回転数より低い第2回転数との間の領域を除いて設定可能であり、

前記エンジンの最小回転数を指示する前記エンジン回転数指示装置の操作量から前記第1回転数を指示する前記エンジン回転数指示装置の操作量まで移行させたときの前記エンジン回転数指示装置の操作量の変化に対する前記目標回転数の変化の割合が、前記エンジンの第2回転数を指示する前記エンジン回転数指示装置の操作量から前記最大回転数を指示する前記エンジン回転数指示装置の操作量まで移行させたときの前記エンジン回転数指示装置の操作量の変化に対する前記目標回転数の変化の割合よりも大きい

ことを特徴とする作業機械。

### [請求項2]

請求項1に記載の作業機械において、

前記油圧アクチュエータを操作する操作装置を備え、

前記制御装置は、前記操作装置の操作量と前記エンジン回転数指示装置の操作量とを入力し、これらの信号に基づいて前記油圧ポンプの流量目標値を演算するポンプ流量目標値演算部を有し、

前記ポンプ流量目標値演算部は、前記エンジンの最小回転数を指示する前記エンジン回転数指示装置の操作量から前記第1回転数を指示する前記エンジン回転数指示装置の操作量まで移行させたときの前記エンジン回転数指示装置の操作量の変化に対する前記油圧ポンプの吐出流量の変化の割合が、前記エンジンの第2回転数を指示する前記エンジン回転数指示装置の操作量から前記最大回転数を指示する前記エンジン回転数指示装置の操作量まで移行させたときの前記エンジン回転数指示装置の操作量の変化に対する前記油圧ポンプの吐出流量の変化の割合と同じになるように前記油圧ポンプの流量目標値を演算することを特徴とする作業機械。

[請求項3]

請求項2に記載の作業機械において、

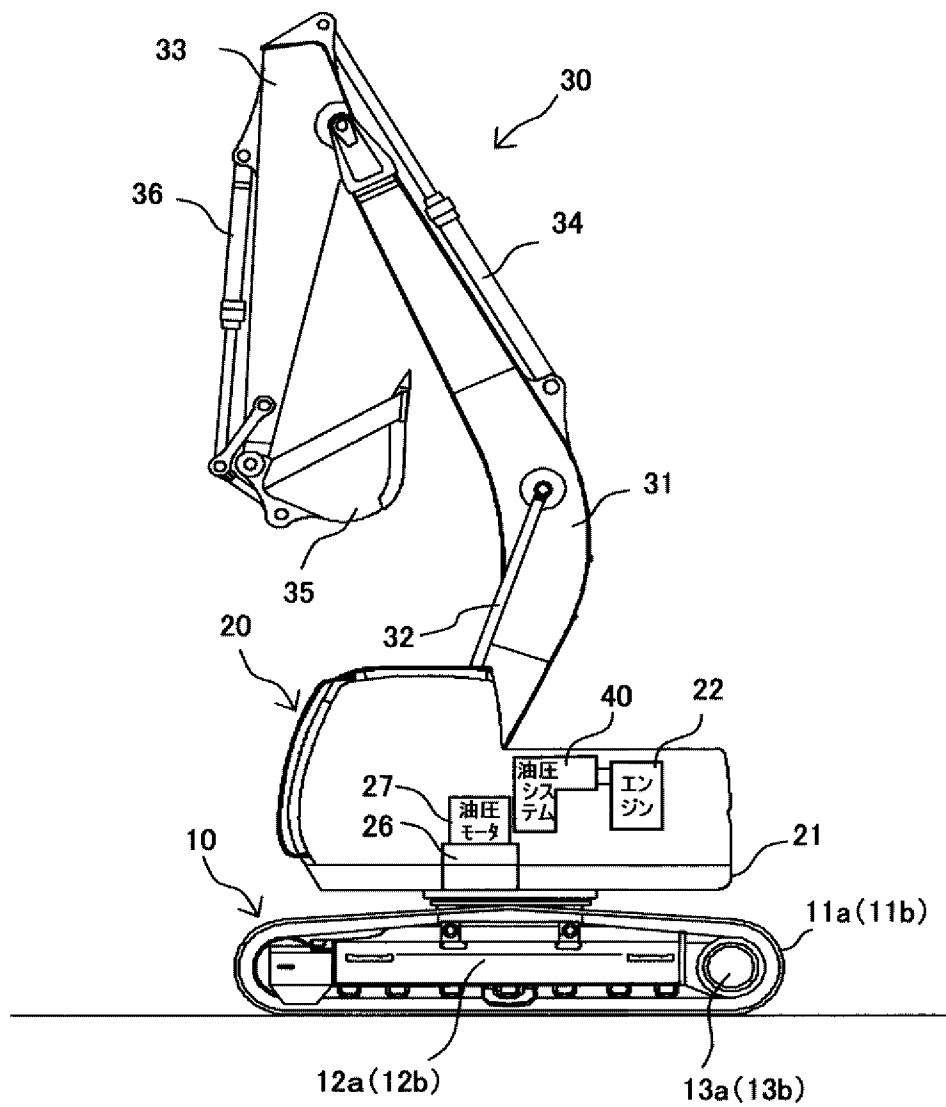
前記油圧ポンプの吐出圧を検出する圧力センサとを備え、

前記制御装置は、前記操作装置の操作量と前記圧力センサが検出した前記油圧ポンプの吐出圧と前記エンジン回転数指示装置の操作量とを入力し、これらの信号に基づいて前記油圧ポンプの流量目標値を演算するポンプ流量目標値演算部を有し、

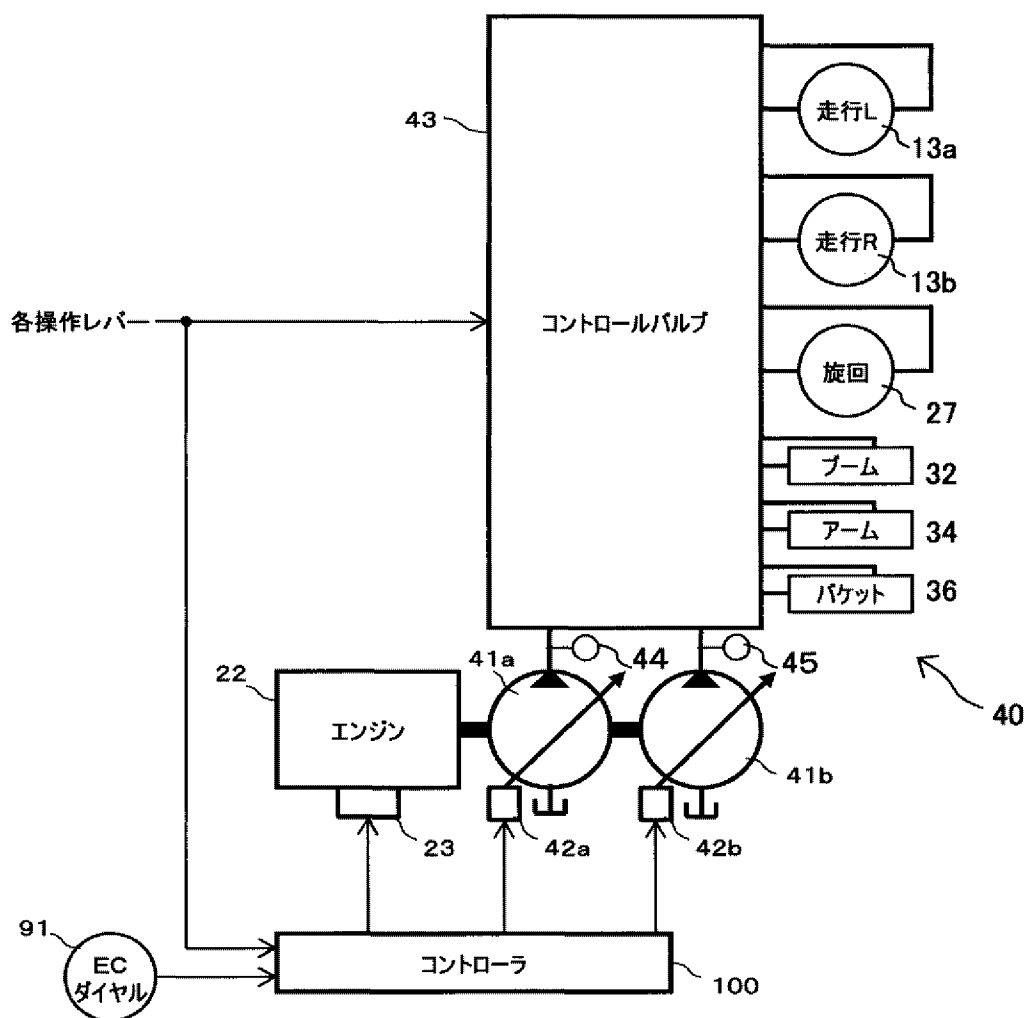
前記ポンプ流量目標値演算部は、前記エンジンの最小回転数を指示する前記エンジン回転数指示装置の操作量から前記第1回転数を指示する前記エンジン回転数指示装置の操作量まで移行させたときの前記エンジン回転数指示装置の操作量の変化に対する前記油圧ポンプの出力パワーの変化の割合が、前記エンジンの第2回転数を指示する前記エンジン回転数指示装置の操作量から前記最大回転数を指示する前記エンジン回転数指示装置の操作量まで移行させたときの前記エンジン回転数指示装置の操作量の変化に対する前記油圧ポンプの出力パワーの変化の割合と同じになるように前記油圧ポンプの流量目標値を演算する

ことを特徴とする作業機械。

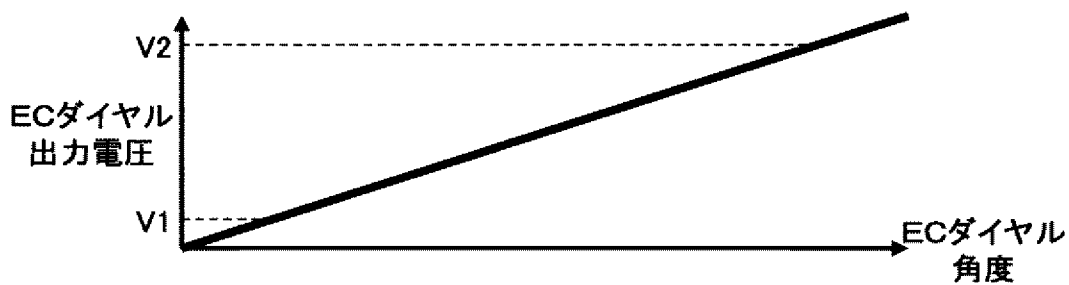
[図1]



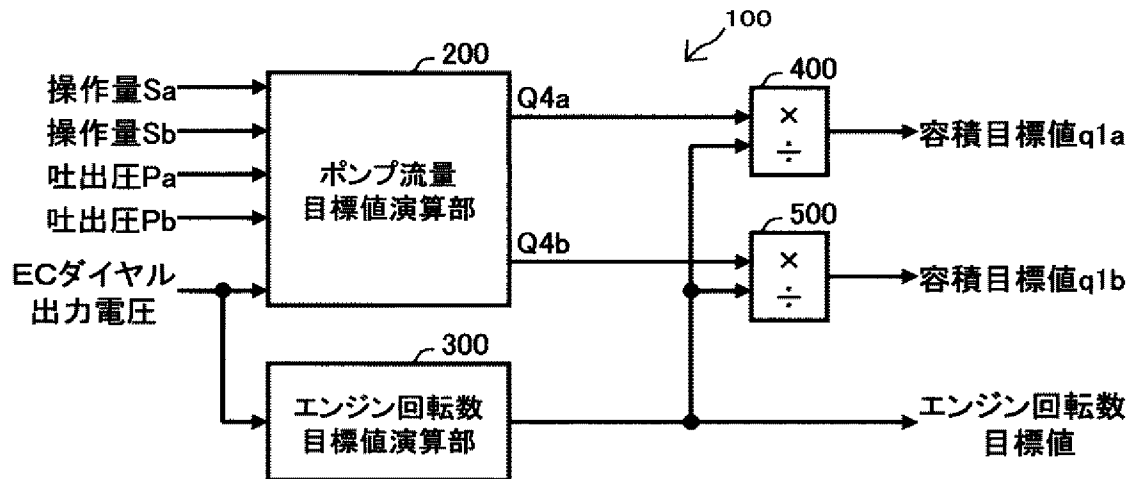
[図2]



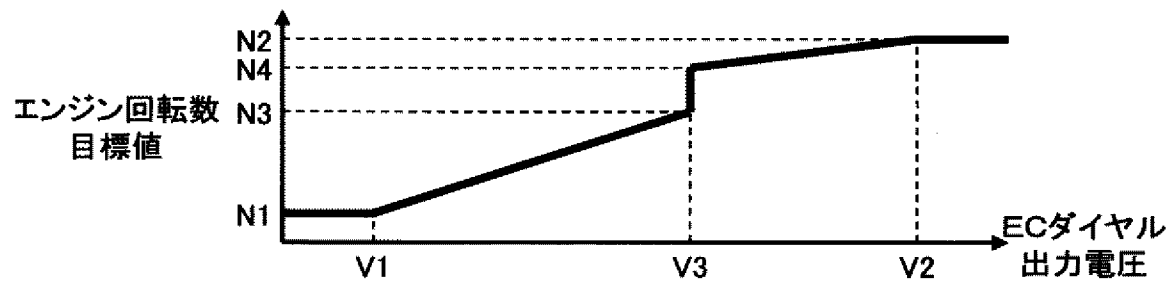
[図3]



[図4]

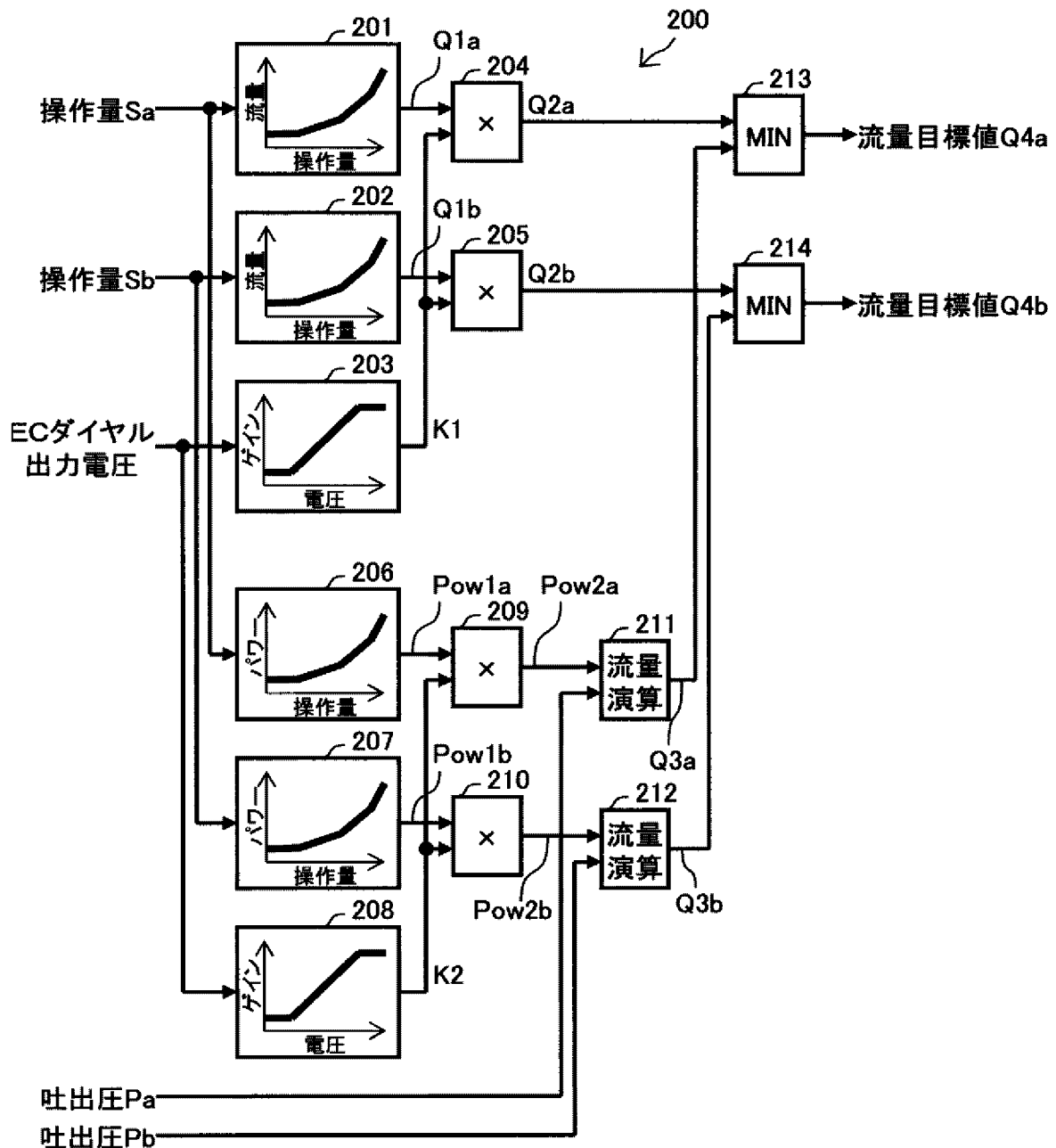


[図5]

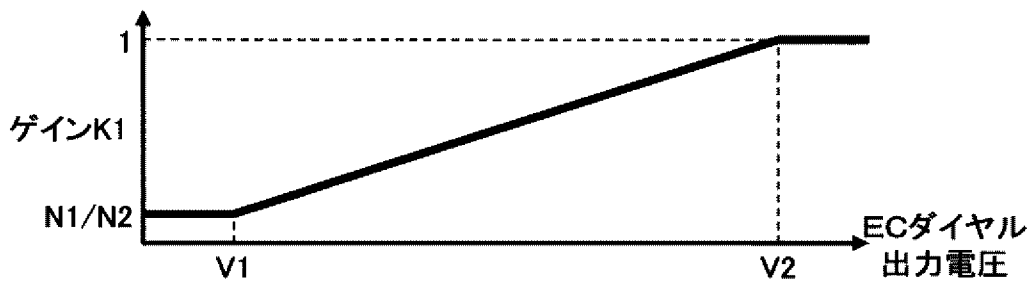




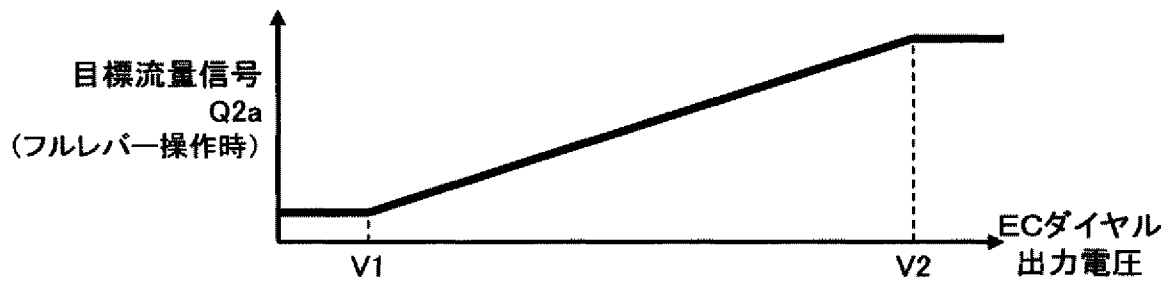
[図6]



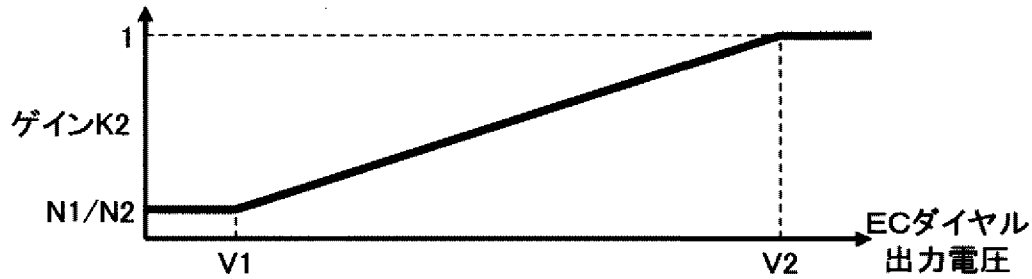
[図7]



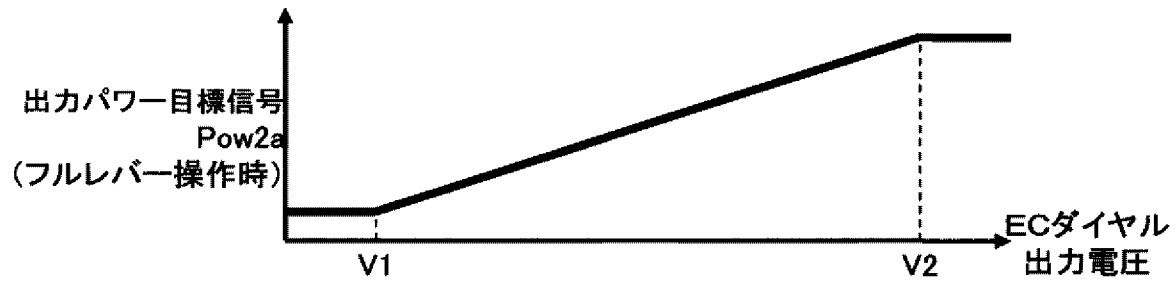
[図8]



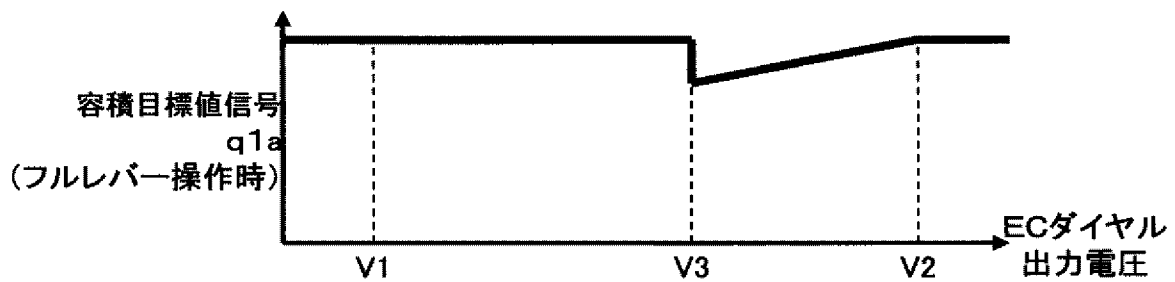
[図9]



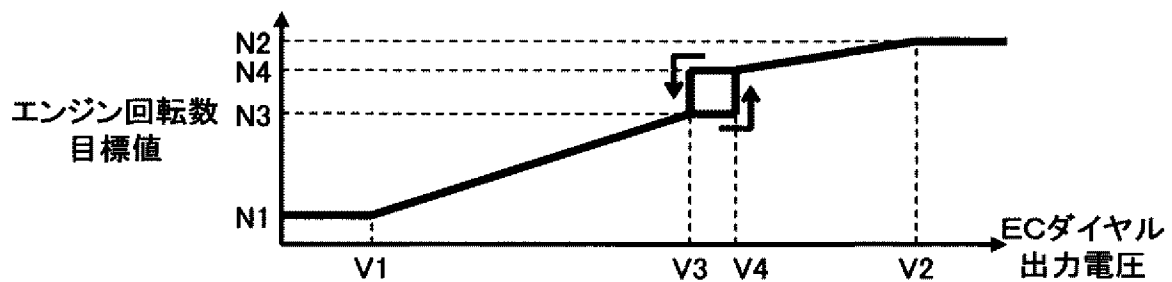
[図10]



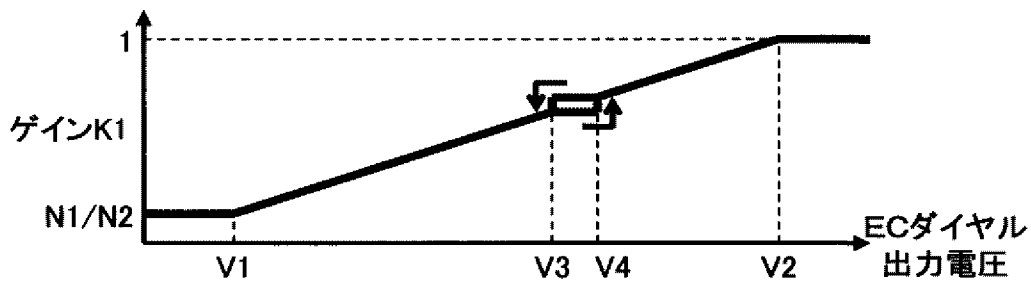
[図11]



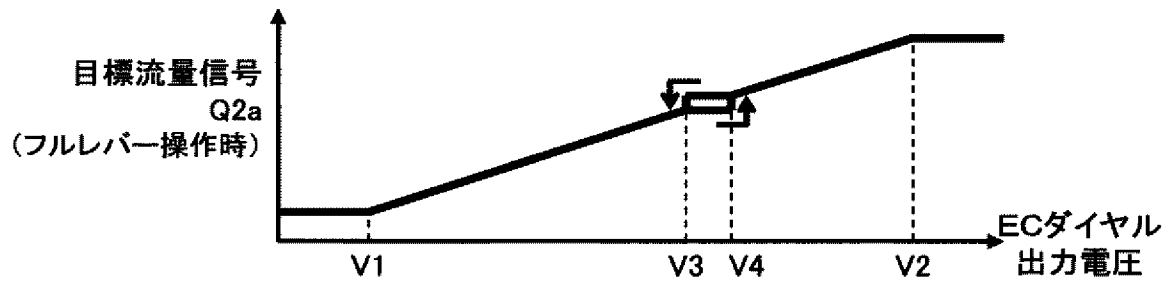
[図12]



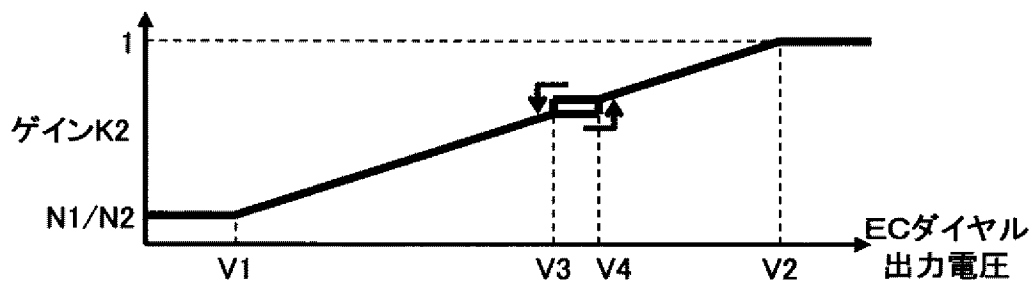
[図13]



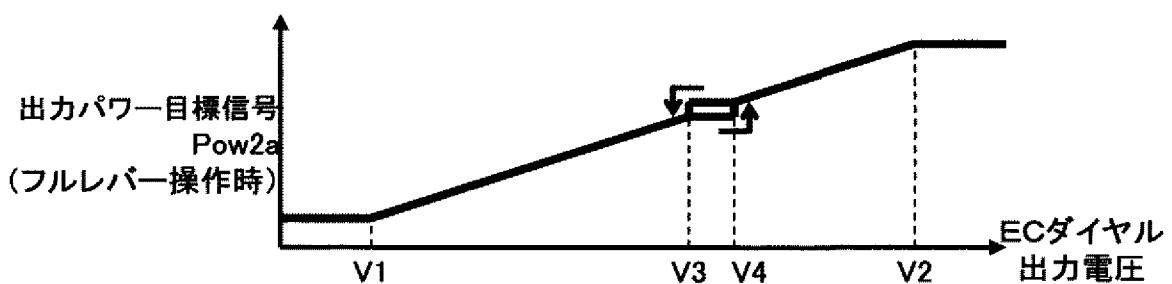
[図14]



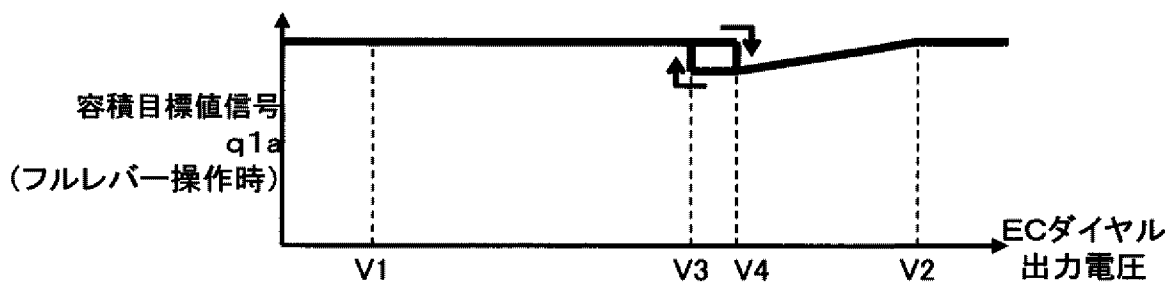
[図15]



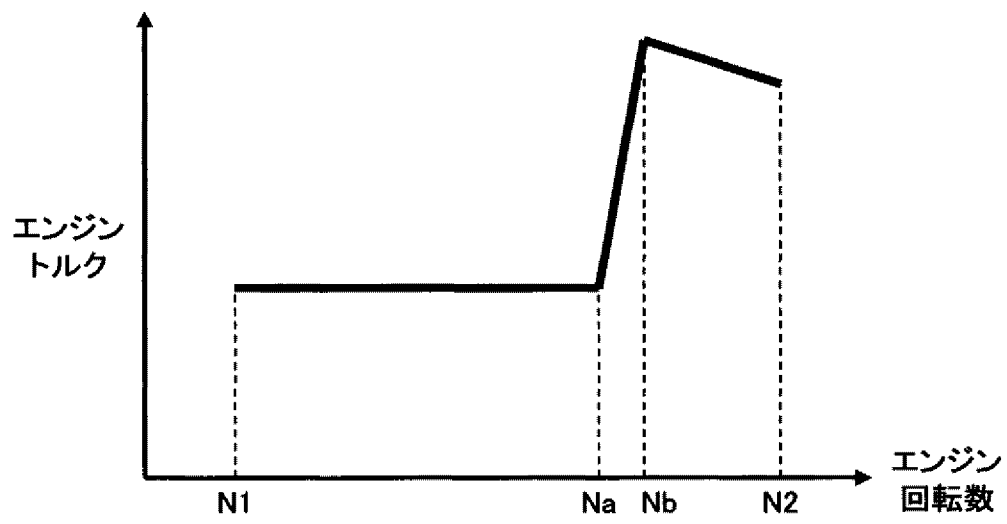
[図16]



[図17]



[図18]



**INTERNATIONAL SEARCH REPORT**

International application No.  
PCT/JP2016/057681

**A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER**  
F02D45/00(2006.01) i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

**B. FIELDS SEARCHED**

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)  
F02D45/00

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2016
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2016	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2016

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

**C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT**

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y A	JP 2008-169796 A (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 24 July 2008 (24.07.2008), paragraphs [0015] to [0056]; fig. 1 to 6 (Family: none)	1 2-3
Y	JP 2009-8072 A (Yamaha Motor Co., Ltd.), 15 January 2009 (15.01.2009), paragraph [0095]; fig. 15 & US 2008/0299847 A1 paragraph [0146]; fig. 15	1
A	JP 2011-157751 A (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 18 August 2011 (18.08.2011), paragraphs [0016] to [0037]; fig. 1 to 6 (Family: none)	1-3

Further documents are listed in the continuation of Box C.       See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date	"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)	"&" document member of the same patent family
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means	
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	

Date of the actual completion of the international search 25 March 2016 (25.03.16)	Date of mailing of the international search report 05 April 2016 (05.04.16)
---	--

Name and mailing address of the ISA/ Japan Patent Office 3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku, Tokyo 100-8915, Japan	Authorized officer  Telephone No.
--	---

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC）） Int.Cl. F02D45/00(2006.01)i		
B. 調査を行った分野 調査を行った最小限資料（国際特許分類（IPC）） Int.Cl. F02D45/00		
最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの 日本国実用新案公報 1922-1996年 日本国公開実用新案公報 1971-2016年 日本国実用新案登録公報 1996-2016年 日本国登録実用新案公報 1994-2016年		
国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）		
C. 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
Y A	JP 2008-169796 A（日立建機株式会社）2008.07.24, 段落 0015-0056、図 1-6（ファミリーなし）	1 2-3
Y	JP 2009-8072 A（ヤマハ発動機株式会社）2009.01.15, 段落 0095、図 15 & US 2008/0299847 A1 段落 0146、図 15	1
A	JP 2011-157751 A（日立建機株式会社）2011.08.18, 段落 0016-0037、図 1-6（ファミリーなし）	1-3
☐ C欄の続きにも文献が列挙されている。		
☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。		
* 引用文献のカテゴリー 「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの 「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの 「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す） 「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献 「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願		
の日の後に公表された文献 「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの 「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの 「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの 「&」同一パテントファミリー文献		
国際調査を完了した日 25.03.2016	国際調査報告の発送日 05.04.2016	
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁（ISA/J P） 郵便番号100-8915 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号	特許庁審査官（権限のある職員） 二之湯 正俊 電話番号 03-3581-1101 内線 3395	3Z 3728