

(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  
2020年1月2日(02.01.2020)



(10) 国際公開番号

WO 2020/003811 A1

(51) 国際特許分類:  
F15B 11/02 (2006.01) F15B 11/028 (2006.01)  
E02F 9/22 (2006.01) F15B 11/17 (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2019/019879

(22) 国際出願日: 2019年5月20日(20.05.2019)

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(30) 優先権データ:  
特願 2018-119638 2018年6月25日(25.06.2018) JP

(71) 出願人: 日立建機株式会社 (HITACHI CONSTRUCTION MACHINERY CO., LTD.) [JP/JP]; 〒1100015 東京都台東区東上野二丁目1番1号 Tokyo (JP).

(72) 発明者: 清水 自由理 (SHIMIZU Juri); 〒1008280 東京都千代田区丸の内一丁目6番6号 株式会社日立製作所内 Tokyo (JP). 平工 賢二 (HIRAKU Kenji); 〒3000013 茨城県土浦市神立町650

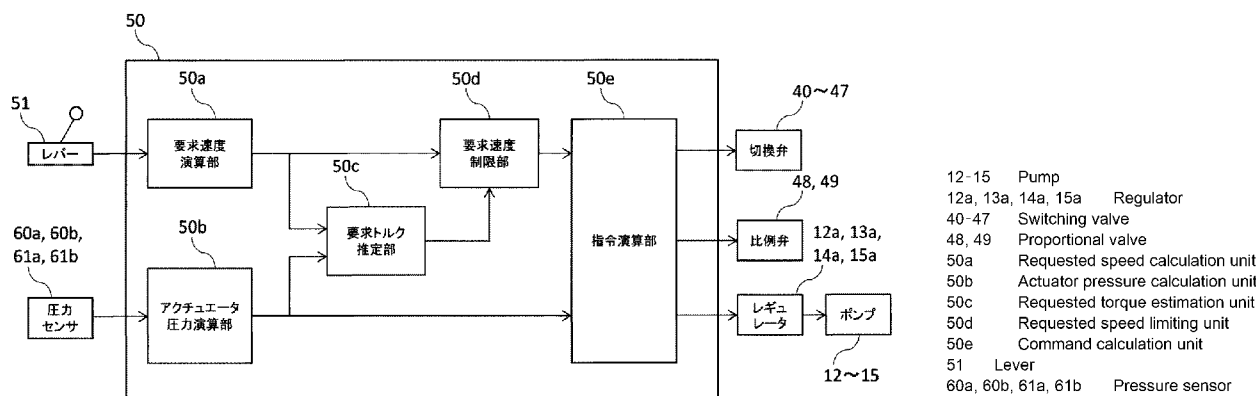
番地 日立建機株式会社 土浦工場内 Ibaraki (JP). 高橋 宏政 (TAKAHASHI Hiromasa); 〒3000013 茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社 土浦工場内 Ibaraki (JP). 齋藤 哲平 (SAITOU Teppei); 〒3000013 茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社 土浦工場内 Ibaraki (JP). ▲杉▼木 昭平 (SUGIKI Shouhei); 〒3000013 茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社 土浦工場内 Ibaraki (JP).

(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, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY,

(54) Title: CONSTRUCTION MACHINE

(54) 発明の名称: 建設機械



(57) Abstract: The present invention addresses the problem of providing a construction machine capable of suppressing engine lug-down regardless of the content of an operation by an operator or the load state of a hydraulic actuator. A controller 50 has: a requested torque estimation unit 50c which, on the basis of a requested speed of a first hydraulic actuator 1 and a load pressure of the first hydraulic actuator, estimates a requested torque, which is the torque requested from an engine 9 by a first hydraulic pump; a requested speed limiting unit 50d which, when a requested torque change rate, which is the rate of change of the requested torque, exceeds a prescribed change rate, limits the requested speed such that the requested torque change rate is no greater than the prescribed change rate; and a command calculation unit 50e which calculates a discharge flow rate of the first hydraulic pump on the basis of the requested speed of the first hydraulic actuator that has been limited by the requested speed limiting unit.

WO 2020/003811 A1

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：

- 一 国際調査報告 (条約第21条(3))

---

(57) 要約：本発明の課題は、オペレータの操作内容や液圧アクチュエータの負荷状態にかかわらず、エンジンのラグダウンを抑制できる建設機械を提供することにある。コントローラ50は、第1液圧アクチュエータ1の要求速度と前記第1液圧アクチュエータの負荷圧とに基づき、前記第1液圧ポンプがエンジン9に要求するトルクである要求トルクを推定する要求トルク推定部50cと、前記要求トルクの変化率である要求トルク変化率が所定の変化率を上回った場合に、前記要求トルク変化率が前記所定の変化率以下になるように前記要求速度を制限する要求速度制限部50dと、前記要求速度制限部によって制限された前記第1液圧アクチュエータの要求速度に基づき、前記第1液圧ポンプの吐出流量を演算する指令演算部50eとを有する。

## 明 細 書

**発明の名称 : 建設機械**

**技術分野**

[0001] 本発明は、エンジンで駆動される液圧ポンプで液圧アクチュエータに圧液を供給する液圧駆動装置が搭載された建設機械に関する。

**背景技術**

[0002] 近年、油圧ショベルなどの建設機械において、油圧シリンダなどの油圧アクチュエータを駆動させる油圧回路内の絞り要素を減らし燃料消費率を低減するために、油圧ポンプから作動油を油圧アクチュエータへ送り、油圧アクチュエータで仕事を行った作動油をタンクに戻さず油圧ポンプへ戻すように接続した油圧回路（以下、油圧閉回路）の開発が進められている。

[0003] エンジンを原動力として油圧ポンプを駆動する場合、エンジンの出力を効果的に使用しつつ、過負荷でエンジンが停止しないようにエンジンにかかる負荷馬力を制御する必要がある。油圧ポンプの馬力制御に関する先行技術を開示するものとして、例えば特許文献1がある。

[0004] 特許文献1には、エンジンにより駆動される可変容量式の油圧ポンプと、前記油圧ポンプから作動油が供給される複数のアクチュエータとを有する作業機械に設けられる制御装置であって、前記各アクチュエータに対する作動指令を入力するために操作を受ける入力部（操作レバー）と、前記各アクチュエータのうち操作対象となるアクチュエータとこのアクチュエータについてなされる操作の方向とによって特定される操作内容ごとに、その操作量と前記油圧ポンプの吸収馬力の上限値とを関連付けた馬力情報を記憶する記憶部と、前記入力部によって少なくとも一つのアクチュエータに対する作動指令が入力された場合に、前記記憶部に記憶された馬力情報を用いて各アクチュエータ毎に前記吸収馬力の上限値を決定する操作馬力決定部と、前記操作馬力決定部により決定された吸収馬力の上限値のうち最も大きな吸収馬力の上限値を選択する高位選択部と、前記高位選択部により選択された吸収馬力

以下の馬力となるように前記油圧ポンプの容量を調整する容量調整部とを備え、前記記憶部に記憶された馬力情報のうち、少なくとも一つの操作内容に係る馬力情報は、前記入力部の操作量の変化に応じて吸収馬力の上限値が変化する特性を有することを特徴とする作業機械の制御装置が記載されている。

## 先行技術文献

## 特許文献

[0005] 特許文献1：特開2010-276126号公報

## 発明の概要

### 発明が解決しようとする課題

[0006] 特許文献1に記載の作業機械の制御装置によれば、操作レバーの操作量及び操作方向に応じて油圧ポンプの吸収馬力の上限値を設定することにより、エンジンの負荷を抑えてエンスト等の不具合を抑制することができる。しかし、操作レバーの操作速度やアクチュエータの負荷状態を考慮していないため、例えば以下のような課題が生じる。

[0007] オペレータが操作レバーを高速で操作すると、操作対象となるアクチュエータに接続されている油圧ポンプの吐出流量が急速に増加し、当該アクチュエータの負荷圧に応じて当該油圧ポンプがエンジンに要求するトルク（要求トルク）が急激に上昇する。このとき、要求トルクの上昇に対してエンジン出力トルクの上昇が間に合わず、要求トルクの絶対値がエンジンの最大定格トルクを下回っている場合であっても、エンジン回転数が停止または一時的に低下する現象（ラグダウン）が発生するおそれがある。特に、油圧ポンプでアクチュエータを直接に駆動する油圧閉回路では、アクチュエータと油圧ポンプとの間に絞り要素が介在せず、アクチュエータの負荷が油圧ポンプに直接的に伝わるため、この傾向が顕著となる。

[0008] 本発明は、上記の課題に鑑みてなされたものであり、その目的は、オペレータの操作内容やアクチュエータの負荷状態にかかわらず、エンジンのラグ

ダウンを抑制できる建設機械を提供することにある。

### 課題を解決するための手段

[0009] 上記目的を達成するために、本発明は、エンジンと、前記エンジンによって駆動される可変容量型の第1 液圧ポンプと、前記第1 液圧ポンプから吐出された圧液によって駆動される第1 液圧アクチュエータと、前記第1 液圧アクチュエータの動作方向および要求速度を指示する第1 操作装置と、前記操作装置からの入力に応じて前記第1 液圧ポンプの吐出流量を制御するコントローラとを備えた建設機械において、前記第1 液圧アクチュエータの負荷圧を検出する第1 圧力検出装置を備え、前記コントローラは、前記第1 液圧アクチュエータの要求速度と前記第1 液圧アクチュエータの負荷圧とに基づき、前記第1 液圧ポンプが前記エンジンに要求するトルクである要求トルクを推定する要求トルク推定部と、前記要求トルクの変化率である要求トルク変化率が所定の変化率を上回った場合に、前記要求トルク変化率が前記所定の変化率以下になるように前記要求速度を制限する要求速度制限部と、前記要求速度制限部によって制限された前記第1 液圧アクチュエータの要求速度に基づき、前記第1 液圧ポンプの吐出流量を演算する指令演算部とを有するものとする。

[0010] 以上のように構成した本発明によれば、第1 液圧アクチュエータの要求速度および第1 液圧アクチュエータの負荷圧に基づいてエンジンに対する要求トルクが推定され、要求トルク変化率が所定の変化率を上回った場合に、要求トルク変化率が所定の変化率以下になるように第1 液圧アクチュエータの要求速度が制限される。これにより、オペレータの操作内容や液圧アクチュエータの負荷状態にかかわらず、エンジンのラグダウンを抑制することが可能となる。

### 発明の効果

[0011] 本発明によれば、エンジンで駆動される液圧ポンプで液圧アクチュエータに圧液を供給する液圧駆動装置が搭載された建設機械において、オペレータの操作内容やアクチュエータの負荷状態にかかわらず、エンジンのラグダウ

ンを抑制することができる。

### 図面の簡単な説明

[0012] [図1]本発明の第1の実施例に係る建設機械の一例としての油圧ショベルの側面図である。

[図2]図1に示す油圧ショベルに搭載された液圧駆動装置の概略構成図である。

[図3]図2に示すコントローラの機能ブロック図である。

[図4]図2に示す液圧駆動装置のブーム上げ動作時の挙動を示す図である。

[図5]図2に示すコントローラの処理を示すフローチャートである。

[図6]一般的なターボ付きエンジンの負荷トルクと回転数との関係を示す図である。

[図7]図2に示す液圧駆動装置のブーム下げ+アームダンプ動作時の挙動を示す図である。

[図8]図2に示す液圧駆動装置のブーム上げ+アームダンプ動作時の挙動を示す図である。

[図9]本発明の第2の実施例における液圧駆動装置の概略構成図である。

[図10]本発明の第2の実施例におけるコントローラの処理を示すフローチャートである。

[図11]本発明の第2の実施例における液圧駆動装置のブーム上げ+旋回動作時の挙動を示す図である。

[図12]本発明の第3の実施例における液圧駆動装置の概略構成図である。

[図13]本発明の第3の実施例におけるコントローラの機能ブロック図である。

### 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係る建設機械として油圧ショベルを例に挙げ、図面を参照して説明する。なお、各図中、同等の部材には同一の符号を付し、重複した説明は適宜省略する。

#### 実施例 1

- [0014] 図1は、本発明の第1の実施例に係る油圧ショベルの側面図である。
- [0015] 図1において、油圧ショベル100は、クローラ式の走行装置8を装備した下部走行体101と、下部走行体101上に旋回モータ7を介して旋回可能に取り付けられた上部旋回体102と、上部旋回体102の前部に上下方向に回動可能に取り付けられたフロント作業装置103とを備えている。上部旋回体102上には、オペレータが搭乗するキャブ104が設けられている。
- [0016] フロント作業装置103は、上部旋回体102の前部に上下方向に回動可能に取り付けられたブーム2と、このブーム2の先端部に上下または前後方向に回動可能に連結された作業部材としてのアーム4と、このアーム4の先端部に上下または前後方向に回動可能に連結された作業部材としてのバケット6と、ブーム2を駆動する液圧シリンダ（以下、ブームシリンダ）1と、アーム4を駆動する液圧シリンダ（以下、アームシリンダ）3と、バケット6を駆動する液圧シリンダ（以下、バケットシリンダ）5とを備えている。
- [0017] 図2は、図1に示す油圧ショベル100に搭載された液圧駆動装置の概略構成図である。なお、説明の簡略化のため、図2では、ブームシリンダ1およびアームシリンダ3の駆動に関わる部分のみを示し、その他のアクチュエータの駆動に関わる部分は省略している。
- [0018] 図2において、液圧駆動装置300は、ブームシリンダ1と、アームシリンダ3と、ブームシリンダ1およびアームシリンダ3の各動作方向および各要求速度を指示する操作装置としてのレバー51と、動力源であるエンジン9と、エンジン9の動力を配分する動力伝達装置10と、動力伝達装置10によって配分された動力で駆動される第1～第4の液圧ポンプ12～15およびチャージポンプ11と、第1～第4の液圧ポンプ12～15と液圧アクチュエータ1, 3との接続を切換可能な切換弁40～47と、比例弁48, 49と、切換弁40～47、比例弁48, 49、および後述のレギュレータ12a, 13a, 14a, 15aを制御するコントローラ50とを備えている。

- [0019] 動力源であるエンジン9は、動力を配分する動力伝達装置10に接続されている。動力伝達装置10には、第1～第4の液圧ポンプ12～15、およびチャージポンプ11が接続されている。
- [0020] 第1～第4の液圧ポンプ12～15は、一对の入出力ポートを持つ傾転斜板機構と、傾転斜板の傾斜角を調整するレギュレータ12a, 13a, 14a, 15aを備えている。
- [0021] レギュレータ11a, 12a, 13a, 14aは、コントローラ50からの信号により、第1～第4の液圧ポンプ12～15の傾転斜板の傾転角を調整する。
- [0022] 第1および第2の液圧ポンプ12, 13は、傾転斜板の傾転角を調整することにより、入出力ポートからの作動油の吐出流量と方向を制御できる。
- [0023] チャージポンプ11は、流路212に圧油を補充する。
- [0024] 第1および第2の液圧ポンプ12, 13は、圧油の供給を受けると液圧モータとしても機能する。
- [0025] 第1の液圧ポンプ12の一对の入出力ポートに流路200, 201が接続され、流路200, 201には、切換弁40, 41が接続されている。切換弁40, 41は、コントローラ50からの信号により、流路の連通と遮断を切り換える。切換弁40, 41は、コントローラ50からの信号が無い場合は、遮断状態である。
- [0026] 切換弁40は、流路210, 211をそれぞれ介してブームシリンダ1に接続されている。コントローラ50からの信号により、切換弁40が連通状態になると、第1の液圧ポンプ12は、流路200, 201、切換弁40、および流路210, 211を介して、ブームシリンダ1と接続されることにより閉回路を構成する。
- [0027] 切換弁41は、流路213, 214をそれぞれ介してアームシリンダ3に接続されている。コントローラ50からの信号により、切換弁41が連通状態になると、第1の液圧ポンプ12は、流路200, 201、切換弁41、および流路213, 214を介して、アームシリンダ3と接続されることに

より閉回路を構成する。

[0028] 第2の液圧ポンプ13の一对の入出力ポートに流路202, 203が接続され、流路202, 203には、切換弁42, 43が接続されている。切換弁42, 43は、コントローラ50からの信号により、流路の連通と遮断を切り換える。切換弁42, 43は、コントローラ50からの信号が無い場合は、遮断状態である。

[0029] 切換弁42は、流路210, 211をそれぞれ介してブームシリンダ1に接続されている。コントローラ50からの信号により、切換弁42が連通状態になると、第2の液圧ポンプ13は、流路202, 203、切換弁42、および流路210, 211を介して、ブームシリンダ1と接続されることにより閉回路を構成する。

[0030] 切換弁43は、流路213, 214をそれぞれ介してアームシリンダ3に接続されている。コントローラ50からの信号により、切換弁43が連通状態になると、第2の液圧ポンプ13は、流路202, 203、切換弁43、および流路213, 214を介して、アームシリンダ3と接続されることにより閉回路を構成する。

[0031] 第3の液圧ポンプ14の一对の入出力ポートの片側は、流路204を介して切換弁44, 45、比例弁48、およびリリーフ弁21に接続されている。第3の液圧ポンプ14の一对の入出力ポートの反対側は、タンク25へ接続されている。

[0032] リリーフ弁21は、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油をタンク25に逃がし回路を保護する。

[0033] 切換弁44, 45は、コントローラ50からの信号により、流路の連通と遮断を切り換える。コントローラ50からの信号が無い場合は、切換弁44, 45は、遮断状態である。

[0034] 切換弁44は、流路210を介してブームシリンダ1に接続されている。

[0035] 切換弁45は、流路213を介してアームシリンダ3に接続されている。

[0036] 比例弁48は、コントローラ50からの信号により、開口面積を変化させ

、通過流量を制御する。コントローラ50からの信号が無い場合、比例弁48は最大開口面積に保持される。また、切換弁44、45が遮断状態の時、コントローラ50は、第3の液圧ポンプ14の吐出流量に応じてあらかじめ決めた開口面積となるように比例弁48に信号を与える。

[0037] 第4の液圧ポンプ15の一对の入出力ポートの片側は、流路205を介して切換弁46、47、比例弁49、およびリリーフ弁22に接続されている。第4の液圧ポンプ15の一对の入出力ポートの反対側は、タンク25へ接続されている。

[0038] リリーフ弁22は、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油をタンク25に逃がし回路を保護する。

[0039] 切換弁46、47は、コントローラ50からの信号により、流路の連通と遮断を切り換える。コントローラ50からの信号が無い場合は、切換弁46、47は、遮断状態である。

[0040] 切換弁46は、流路210を介してブームシリンダ1に接続されている。

[0041] 切換弁47は、流路213を介してアームシリンダ3に接続されている。

[0042] 比例弁49は、コントローラ50からの信号により、開口面積を変化させ、通過流量を制御する。コントローラ50からの信号が無い場合、比例弁49は最大開口面積に保持される。また、切換弁46、47が遮断状態の時、コントローラ50は、第4の液圧ポンプ15の吐出流量に応じてあらかじめ決めた開口面積となるように比例弁49に信号を与える。

[0043] チャージポンプ11の吐出口は、流路212を介して、チャージ用リリーフ弁20、およびチャージ用チェック弁26、27、28a、28b、29a、29bに接続されている。

[0044] チャージポンプ11の吸込口は、タンク25に接続されている。

[0045] チャージ用リリーフ弁20は、チャージ用チェック弁26、27、28a、28b、29a、29bのチャージ圧力を調整する。

[0046] チャージ用チェック弁26は、流路200、201の圧力が、チャージ用リリーフ弁20で設定した圧力下回った場合、流路200、201にチャー

ジポンプ 11 の圧油を供給する。

[0047] チャージ用チェック弁 27 は、流路 202, 203 の圧力が、チャージ用リリーフ弁 20 で設定した圧力下回った場合、流路 202, 203 にチャージポンプ 11 の圧油を供給する。

[0048] チャージ用チェック弁 28 a, 28 b は、流路 210, 211 の圧力が、チャージ用リリーフ弁 20 で設定した圧力下回った場合、流路 210, 211 にチャージポンプ 11 の圧油を供給する。

チャージ用チェック弁 29 a, 29 b は、流路 213, 214 の圧力が、チャージ用リリーフ弁 20 で設定した圧力下回った場合、流路 213, 214 にチャージポンプ 11 の圧油を供給する。

[0049] 流路 200, 201 に設けられたリリーフ弁 30 a, 30 b は、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油を、チャージ用リリーフ弁 20 を介して、タンク 25 に逃がし回路を保護する。

[0050] 流路 202, 203 に設けられたリリーフ弁 31 a, 31 b は、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油を、チャージ用リリーフ弁 20 を介して、タンク 25 に逃がし回路を保護する。

[0051] 流路 210 は、ブームシリンダ 1 のヘッド室 1 a に接続されている。

[0052] 流路 211 は、ブームシリンダ 1 のロッド室 1 b に接続されている。

[0053] ブームシリンダ 1 は、作動油の供給を受けて伸縮作動する液圧片ロッドシリンダである。ブームシリンダ 1 の伸縮方向は作動油の供給方向に依存する。

[0054] 流路 210, 211 に設けられたリリーフ弁 32 a, 32 b は、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油を、チャージ用リリーフ弁 20 を介して、タンク 25 に逃がし回路を保護する。

[0055] 流路 210, 211 に設けられたフラッシング弁 34 は、流路内の余剰油を、チャージ用リリーフ弁 20 を介して、タンク 25 に排出する。

[0056] 流路 213 は、アームシリンダ 3 のヘッド室 3 a に接続されている。

[0057] 流路 214 は、アームシリンダ 3 のロッド室 3 b に接続されている。

- [0058] アームシリンダ3は、作動油の供給を受けて伸縮作動する液圧片ロッドシリンダである。アームシリンダ3の伸縮方向は作動油の供給方向に依存する。
- [0059] 流路213, 214に設けられたリリーフ弁33a, 33bは、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油を、チャージ用リリーフ弁20を介して、タンク25に逃がし回路を保護する。
- [0060] 流路210, 211に設けられたフラッシング弁35は、流路内の余剰油を、チャージ用リリーフ弁20を介して、タンク25に排出する。
- [0061] 流路210に接続された圧力センサ60aは、流路210の圧力を計測し、コントローラ50に入力する。圧力センサ60aは、流路210の圧力を計測することにより、ブームシリンダ1のヘッド室圧力を計測する。
- [0062] 流路211に接続された圧力センサ60bは、流路211の圧力を計測し、コントローラ50に入力する。圧力センサ60bは、流路211の圧力を計測することにより、ブームシリンダ1のロッド室圧力を計測する。
- [0063] 流路213に接続された圧力センサ61aは、流路213の圧力を計測し、コントローラ50に入力する。圧力センサ61aは、流路213の圧力を計測することにより、アームシリンダ3のヘッド室圧力を計測する。
- [0064] 流路214に接続された圧力センサ61bは、流路214の圧力を計測し、コントローラ50に入力する。圧力センサ61bは、流路214の圧力を計測することにより、アームシリンダ3のロッド室圧力を計測する。
- [0065] レバー51は、オペレータからの各アクチュエータに対する操作量をコントローラ50に入力する。
- [0066] 図3は、図2に示すコントローラ50の機能ブロック図である。なお、図3では、図2と同様に、ブームシリンダ1およびアームシリンダ3の駆動に関わる部分のみを示し、その他のアクチュエータの駆動に関わる部分は省略している。
- [0067] 図3において、コントローラ50は、要求速度演算部50aと、アクチュエータ圧力演算部50bと、要求トルク推定部50cと、要求速度制限部5

0 d と、指令演算部 5 0 e とを備えている。

[0068] 要求速度演算部 5 0 a は、オペレータのレバー入力に対して、各アクチュエータの動作方向、および要求速度を演算し、要求トルク推定部 5 0 c、および要求速度制限部 5 0 d に出力する。

[0069] アクチュエータ圧力演算部 5 0 b は、各部に設けた圧力センサ 6 0 a, 6 0 b, 6 1 a, 6 1 b の値から、アクチュエータ 1, 3 の圧力（以下、アクチュエータ圧力）を演算し、要求トルク推定部 5 0 c、および指令演算部 5 0 e に出力する。

[0070] 要求トルク推定部 5 0 c は、要求速度演算部 5 0 a から入力された要求速度、およびアクチュエータ圧力演算部 5 0 b から入力されたアクチュエータ圧力に基づいて、オペレータのレバー入力に応じてアクチュエータ 1, 3 を駆動した場合にエンジン 9 にかかるトルク（以下、要求トルク）を推定する。

[0071] 要求速度制限部 5 0 d は、要求トルク推定部 5 0 c から入力された要求トルクに基づき、要求トルクの変化率（以下、要求トルク変化率）を計算する。そして、要求トルク変化率がエンジン 9 の特性に基づいて予め設定された許容トルク変化率（後述）を超えないように、要求速度演算部 5 0 a から入力された要求速度を制限し、指令演算部 5 0 e に出力する。

[0072] 指令演算部 5 0 e は、アクチュエータ圧力演算部 5 0 b から入力されたアクチュエータ圧力、および要求速度制限部 5 0 d から入力された要求速度に基づき、切換弁 4 0 ~ 4 7、比例弁 4 8, 4 9、およびレギュレータ 1 2 a, 1 3 a, 1 4 a, 1 5 a への指令値を演算する。

[0073] 次に、図 2 に示した液圧駆動装置 3 0 0 の動作を説明する。

[0074] (1) 非操作時

図 2 において、レバー 5 1 が非操作時は、第 1 ~ 第 4 の液圧ポンプ 1 2 ~ 1 5 は全て最小傾転角に制御され、切換弁 4 0 ~ 4 7 は全て閉じられ、ブームシリンダ 1 およびアームシリンダ 3 は停止状態で保持される。

[0075] (2) ブーム上げ動作時

図4に、液圧駆動装置300でブームシリンダ1の伸長動作を行った場合のレバー51の入力、レバー51の入力に基づく要求シリンダ速度、第1の液圧ポンプ12の要求吐出流量と第2の液圧ポンプ13の要求吐出流量の和、第3の液圧ポンプ14の要求吐出流量と第4の液圧ポンプ15の要求吐出流量の和、圧力センサ60a、60bで計測したブームシリンダ1のヘッド室圧力とロッド室圧力、エンジン負荷トルク、第1の液圧ポンプ12の吐出流量、第2の液圧ポンプ13の吐出流量、第3の液圧ポンプ14の吐出流量、および第4の液圧ポンプ15の吐出流量の変化を示す。

[0076] 時刻t0から時刻t1にかけて、レバー51の入力は0であり、ブームシリンダ1は静止している。

[0077] 時刻t1から時刻t2にかけて、レバー51の入力はブームシリンダ1を伸長する指令値が最大値まで上げられる。

[0078] 図5は、コントローラ50のポンプ負荷トルク制御の流れを示すフローチャートである。

[0079] まず、ステップS1において、コントローラ50は、レバー51の入力値 $L_{in}$ から要求シリンダ速度 $V_{cyl\_d}$ を決定する。

[0080] [数1]

$$V_{cyl\_d} = f(L_{in}) \quad \dots (1)$$

[0081] 次に、ステップS2において、コントローラ50は、要求シリンダ速度 $V_{cyl\_d}$ から、第1の液圧ポンプ12の要求吐出流量と第2の液圧ポンプ13の要求吐出流量の和 $Q_{cp\_d}$ と、第3の液圧ポンプ14の要求吐出流量と第4の液圧ポンプ15の要求吐出流量の和 $Q_{op\_d}$ を、例えば以下の様に計算する。

[0082] 要求シリンダ速度 $V_{cyl\_d}$ でシリンダを伸長する場合、ロッドから流出する流量 $Q_{cyl\_r}$ は、ロッド室の受圧面積を $A_{cyl\_r}$ とすると、

[0083] [数2]

$$Q_{cyl\_r} = V_{cyl\_d} \times A_{cyl\_r} \quad \dots (2)$$

であり、ヘッド室に流入する流量 $Q_{cyl\_h}$ は、ヘッド室の受圧面積を $A_{cyl\_h}$ とすると、

[0084] [数3]

$$Q_{cyl\_h} = V_{cyl\_d} \times A_{cyl\_h} \quad \dots (3)$$

となる。

[0085] シリンダと閉回路状に接続される第1の液圧ポンプ12の要求吐出流量と第2の液圧ポンプ13の要求吐出流量の和 $Q_{cp\_d}$ は、シリンダロッド室からの流出流量に等しいため、

[0086] [数4]

$$Q_{cp\_d} = Q_{cyl\_r} \quad \dots (4)$$

となる。

[0087] また、シリンダのロッド室とヘッド室を閉回路状に接続する際に、受圧面積差によって生じる流量不足分を補償するため、第3の液圧ポンプ14の要求吐出流量と第4の液圧ポンプ15の要求吐出流量の和 $Q_{op\_d}$ は、

[0088] [数5]

$$Q_{op\_d} = Q_{cyl\_h} - Q_{cyl\_r} \quad \dots (5)$$

となる。ここで、ロッド室の受圧面積を $A_{cyl\_r}$ と、ヘッド室の受圧面積を $A_{cyl\_h}$ の比を、

[0089] [数6]

$$\alpha = \frac{A_{cyl\_r}}{A_{cyl\_h}} \quad \dots (6)$$

とすると、式(5)は、

[0090] [数7]

$$Q_{op\_d} = \left( \frac{1}{\alpha} - 1 \right) Q_{cp\_d} \quad \dots (7)$$

となる。

[0091] 同じくステップS2において、コントローラ50は、圧力センサ60a, 60bで計測したブームシリンダ1のヘッド室圧力 $P_{cyl\_h}$ とロッド室圧力 $P_{cyl\_r}$ と、第1の液圧ポンプ12の要求吐出流量と第2の液圧ポンプ13の要求吐出流量の和 $Q_{cp\_d}$ と、第3の液圧ポンプ14の要求吐出流量と第4の液圧ポンプ15の要求吐出流量の和 $Q_{op\_d}$ から、レバー51の入力通りにブームシリ

ンダ 1 を駆動した場合に第 1 ～第 4 の液圧ポンプ 1 2 ～1 5 が発生する要求トルク  $T_{p\_d}$  を、例えば以下の様に計算する。

[0092] まず、シリンダを伸長させる場合の第 1 の液圧ポンプ 1 2 の要求トルクと第 2 の液圧ポンプ 1 3 の要求トルクの和  $T_{cp\_d}$  は、

[0093] [数 8]

$$T_{cp\_d} = \frac{Q_{cp\_d}}{N_{eng}} \left( (P_{cyl\_h} + P_{loss}) - (P_{cyl\_r} - P_{loss}) \right) \times \eta_{cp} \quad \dots (8)$$

となる。ここで、 $N_{eng}$  はエンジン回転数、 $P_{loss}$  はシリンダからポンプまでの管路で発生する圧力損失、 $\eta_{cp}$  は第 1 の液圧ポンプ 1 2 と第 2 の液圧ポンプ 1 3 のポンプ効率である。

[0094] また、シリンダを伸長させる場合の第 3 の液圧ポンプ 1 4 の要求トルクと第 4 の液圧ポンプ 1 5 の要求トルクの和  $T_{op\_d}$  は、

[0095] [数 9]

$$T_{op\_d} = \frac{Q_{op\_d}}{N_{eng}} (P_{cyl\_h} + P_{loss}) \times \eta_{op} \quad \dots (9)$$

となる。ここで、 $\eta_{op}$  は第 3 の液圧ポンプ 1 4 と第 4 の液圧ポンプ 1 5 のポンプ効率である。

[0096] 以上より、液圧ポンプ 1 2 ～1 5 が発生させる要求トルク  $T_{p\_d}$  は、以下の式で表される。

[0097] [数 10]

$$T_{p\_d} = T_{cp\_d} + T_{op\_d} \quad \dots (10)$$

[0098] 次に、ステップ S 3 において要求トルク  $T_{p\_d}$  の変化率（要求トルク変化率）を計算する。要求トルク変化率は、例えば、要求トルク  $T_{p\_d}$  からエンジン 9 が現在出力しているトルクを差し引いた値をコントローラ 5 0 の制御周期で除算することにより求められる。

[0099] 次に、ステップ S 4 において、コントローラ 5 0 は、ステップ S 3 で計算した要求トルク変化率が許容トルク  $T_{p\_lim}$  の変化率（以下、許容トルク変化率）以下である場合はステップ S 6 に進み、そうでない場合はステップ S 5

に進む。許容トルク $T_{p\_lim}$ は、エンジン9が出力可能なトルクであり、エンジン9の燃料噴射量、ターボ圧等の情報から計算することができる。ここで、許容トルク $T_{p\_lim}$ および許容トルク変化率は以下の様に求めても良い。

[0100] ターボ付きエンジンの場合、無負荷状態からエンジンに負荷が掛かると、ターボ圧が上昇するまで設計最大トルクが出力できない。例えば、図6に示す通り、エンジンに $t_1$ から $t_2$ にかけて最小値から最大値まで負荷を上げると、要求トルクの上昇に対してエンジン出力トルクの上昇が間に合わず、エンジン回転数が許容最小回転数を下回ってしまう。一方、 $t_1$ から $t_3$ にかけて最小値から最大値まで負荷を上げると、負荷トルクの上昇に対してエンジン出力トルクの上昇が間に合うため、エンジン回転数は許容最小回転数を下回ることはない。そこで、エンジン回転数の低下が許容最小回転数までに抑えられる最大トルク変化率を許容トルク変化率とし、許容トルク変化率を満たす最大出力トルクを許容トルク $T_{p\_lim}$ とする。例えば、現時点のエンジン出力トルクに許容トルク変化率とコントローラ50の制御周期との積を加算することにより求められる。すなわち、本発明における許容トルク $T_{p\_lim}$ は、現時点のエンジン出力トルクに応じて時々刻々と変化する。なお、ステップS4では、要求トルク変化率が許容トルク変化率以下であるか否かを判定しているが、この判定は、要求トルク $T_{p\_d}$ が許容トルク $T_{p\_lim}$ 以下であるか否かの判定と同じである。

[0101] ステップS5において、コントローラ50は、要求トルク変化率が許容トルク変化率以下になるように（すなわち、要求トルク $T_{p\_d}$ が許容トルク $T_{p\_lim}$ 以下になるように）、要求シリンダ速度 $V_{cyl\_d}$ を制限する。制限した要求シリンダ速度 $V_{cyl\_d}'$ を、例えば以下の様に求めることができる。

[0102] ステップS2において求めた要求トルク $T_{p\_d}$ に対して、エンジン9は許容トルク $T_{p\_lim}$ までしか出力できないため、第1の液圧ポンプ12の要求トルクと第2の液圧ポンプ13の要求トルクの和 $T_{cp\_d}$ と、第3の液圧ポンプ14の要求トルクと第4の液圧ポンプ15の要求トルクの和 $T_{op\_d}$ を、

[0103]

[数11]

$$T_{p\_lim} = T_{cp\_d'} + T_{op\_d'} \quad \dots (11)$$

となるように抑制する必要がある。式(7), (8), (9)より、

[0104] [数12]

$$T_{p\_lim} = Q_{cp\_d'} \times G \quad \dots (12)$$

となる。ここで、

[0105] [数13]

$$G = \frac{1}{N_{eng}} (P_{cyl\_h} - P_{cyl\_r} + 2P_{loss}) \times \eta_{cp} \\ + \left( \frac{1}{\alpha} - 1 \right) \frac{1}{N_{eng}} (P_{cyl\_h} + P_{loss}) \times \eta_{op} \quad \dots (13)$$

である。更に式(2)より、

[0106] [数14]

$$T_{p\_lim} = V_{cyl\_d'} \times A_{cyl\_r} \times G \quad \dots (14)$$

となるから、制限したシリンダ速度 $V_{cyl\_d'}$ は、

[0107] [数15]

$$V_{cyl\_d'} = \frac{T_{p\_lim}}{A_{cyl\_r} \times G} \quad \dots (15)$$

と求めることができる。

[0108] ステップS6において、コントローラ50は、要求シリンダ速度 $V_{cyl\_d}$ に基づき、第1の液圧ポンプ12の要求吐出流量 $Q_{cp1\_d}$ 、第2の液圧ポンプ13の要求吐出流量 $Q_{cp2\_d}$ 、第3の液圧ポンプ14の要求吐出流量 $Q_{op1\_d}$ 、および第4の液圧ポンプ15の要求吐出流量 $Q_{op2\_d}$ を計算する。

[0109] 図5に示す処理フローによれば、図4に示す時刻 $t_1$ から時刻 $t_2$ にかけて、レバー51の入力がブームシリンダ1を伸長する指令値が最大値まで上げられると、コントローラ50は、レバー51の入力から要求シリンダ速度 $V_{cyl\_d}$ を計算する。次に、コントローラ50は、要求シリンダ速度 $V_{cyl\_d}$ から、式(2), (4)を用いて、第1の液圧ポンプ12の要求吐出流量と第2の液圧ポンプ13の要求吐出流量の和 $Q_{cp\_d}$ を計算し、式(3), (5)を用いて、第3の

液圧ポンプ14の要求吐出流量と第4の液圧ポンプ15の要求吐出流量の和 $Q_{op\_d}$ を計算する。コントローラ50は、計算した要求吐出流量と、圧力センサ60a, 60bで計測したブームシリンダ1のヘッド室圧力とロッド室圧力から、式(8), (9), (10)を用いて、要求トルク $T_{p\_d}$ を計算する。

[0110] 図4に示す通り、要求トルク $T_{p\_d}$ が時刻 $t_1$ から時刻 $t_2$ にかけて最大値に増加するのに対して、エンジン9の許容トルク $T_{p\_lim}$ が、エンジン9の定格最大トルクになるのに時刻 $t_1$ から時刻 $t_3$ までかかるとすると、時刻 $t_1$ から時刻 $t_3$ にかけて、コントローラ50は、要求トルク $T_{p\_d}$ がエンジン9の許容トルク $T_{p\_lim}$ 以下になるように、式(15)を用いて、制限したシリンダ速度 $V_{cyl\_d'}$ を計算する。

[0111] コントローラ50は、制限したシリンダ速度 $V_{cyl\_d'}$ に基づき、第1の液圧ポンプ12の吐出流量 $Q_{cp12}$ 、第2の液圧ポンプ13の吐出流量 $Q_{cp13}$ 、第3の液圧ポンプ14の要求吐出流量 $Q_{op14}$ 、および第4の液圧ポンプ15の要求吐出流量 $Q_{op15}$ を計算する。

[0112] 以上の様に制御することにより、エンジン9をラグダウンさせることなく油圧ショベル100を動作させることが可能になる。

[0113] なお、アクチュエータ圧に基づいて馬力を計算する場合、アクチュエータ圧の変動によりポンプ傾転角が振動的になってしまうのを防ぐため、例えば、エンジン回転数が安定し、圧力変動が規定値以下の間は移動平均等のフィルター処理によりアクチュエータ圧の変動を抑制してもよい。また、本実施例では、ポンプを1台ずつ立ち上げたが、同時に立ち上げてよい。

[0114] (3)ブーム下げ+アームダンプ動作時

図7に、液圧駆動装置300でブームシリンダ1の収縮動作とアームシリンダ3の収縮動作とを同時に行った場合のレバー51の入力、レバー51の入力に基づく要求シリンダ速度、圧力センサ60a, 60bで計測したブームシリンダ1のヘッド室圧力とロッド室圧力、圧力センサ61a, 61bで計測したアームシリンダ3のヘッド室圧力とロッド室圧力、第1および第2の液圧ポンプ12, 13の各要求吐出流量、比例弁48, 49の各要求通過

流量、エンジン負荷トルク、第1および第2の液圧ポンプ12, 13の各吐出流量、比例弁48, 49の各通過流量の変化を示す。

- [0115] 時刻  $t_0$  から時刻  $t_1$  にかけて、レバー51の入力は0であり、ブームシリンダ1とアームシリンダ3は静止している。
- [0116] 時刻  $t_1$  から時刻  $t_2$  にかけて、レバー51の入力はブームシリンダ1とアームシリンダ3を収縮する指令値が最大値まで上げられる。
- [0117] 図5に示す処理フローによれば、図7に示す時刻  $t_1$  から時刻  $t_2$  にかけて、レバー51の入力がブームシリンダ1と、アームシリンダ3を収縮する指令値が最大値まで上げられると、コントローラ50は、レバー51の入力から要求ブームシリンダ速度  $V_{cyl\_boom\_d}$  と、要求アームシリンダ速度  $V_{cyl\_arm\_d}$  を計算する。
- [0118] ここで、コントローラ50は、ブームシリンダ1の駆動用に第1の液圧ポンプ12を割り当て、アームシリンダ3の駆動用に第2の液圧ポンプ13を割り当てる。
- [0119] コントローラ50は、要求ブームシリンダ速度  $V_{cyl\_boom\_d}$  から、式(2), (4)を用いて、第1の液圧ポンプ12の要求吐出流量  $Q_{cp12\_d}$  を計算する。また、コントローラ50は、要求アームシリンダ速度  $V_{cyl\_arm\_d}$  から、式(2), (4)を用いて、第2の液圧ポンプ13の要求吐出流量  $Q_{cp13\_d}$  を計算する。
- [0120] シリンダを収縮する場合、ヘッド室から流出する流量  $Q_{cyl\_h}$  と、ロッド室に流入する流量  $Q_{cyl\_r}$  の差分によって生じる余剰流量は、第1および第2比例弁48, 49によりタンク25に排出される。第1および第2比例弁48, 49の要求通過流量  $Q_{pv\_d}$  は、

[0121] [数16]

$$Q_{pv\_d} = Q_{cyl\_h} - Q_{cyl\_r} \quad \dots (16)$$

となり、式(6)より、

[0122] [数17]

$$Q_{pv\_d} = \left( \frac{1}{\alpha} - 1 \right) Q_{cp\_d} \quad \dots (17)$$

となる。

[0123] ここで、コントローラ50は、ブームシリンダ1の余剰流量排出用に比例弁48を割り当て、アームシリンダ3の余剰流量排出様に比例弁49を割り当てる。

[0124] コントローラ50は、要求ブームシリンダ速度 $V_{cyl\_boom\_d}$ から、式(3), (16)を用いて、比例弁48の要求通過流量 $Q_{pv48\_d}$ を計算する。また、コントローラ50は、要求アームシリンダ速度 $V_{cyl\_arm\_d}$ から、式(3), (16)を用いて、比例弁49の要求通過流量 $Q_{pv49\_d}$ を計算する。

[0125] シリンダを収縮する場合、第3の液圧ポンプ14と第4の液圧ポンプ15を使用しないため、第3の液圧ポンプ14の要求トルクと第4の液圧ポンプ15の要求トルクの和 $T_{op\_d}$ は、0になる。

[0126] コントローラ50は、計算した要求流量と、圧力センサ60a, 60bで計測したブームシリンダ1のヘッド室圧力とロッド室圧力、圧力センサ61a, 61bで計測したアームシリンダ3のヘッド室圧力とロッド室圧力から、式(8), (10)を用いて、要求トルク $T_{p\_d}$ を計算する。

[0127] 図7に示す通り、ブームシリンダ1のヘッド室圧力がロッド室圧力より高い場合、ブームシリンダ1を伸長するブーム上げの時は、第1の液圧ポンプ12の吐出圧が吸込圧より高くなるため、第1の液圧ポンプ12はポンプとして動作する。一方で、ブームシリンダ1を収縮するブーム下げ時は、第1の液圧ポンプ12の吸込圧が吐出圧より高くなるため、第1の液圧ポンプ12はモータとして動作する。

[0128] 図7に示す通り、アームシリンダ3のロッド室圧力がヘッド室圧力より高い場合、アームシリンダ3を収縮するアームダンプの時は、第2の液圧ポンプ13の吐出圧が吸込圧より高くなるため、第2の液圧ポンプ13はポンプとして動作する。一方で、ブーム下げ時は、第2の液圧ポンプ13の吸込圧が吐出圧より高くなるため、第2の液圧ポンプ13はモータとして動作する。

[0129] 従って、レバー51の入力がブーム下げ、アームダンプの場合、第1の液

圧ポンプ12はモータとして動作し、第2の液圧ポンプ13はポンプとして動作するため、第1の液圧ポンプ12の要求トルクと第2の液圧ポンプ13の要求トルクの和 $T_{cp\_d}$ は、第1の液圧ポンプ12と第2の液圧ポンプ13が共にポンプとして動作するブーム単独動作時よりも低くなる。

[0130] 図7に示す通り、要求トルク $T_{p\_d}$ が時刻 $t_1$ から時刻 $t_2$ にかけて最大値に増加するのに対して、エンジン9の許容トルク $T_{p\_lim}$ が、時刻 $t_1$ から時刻 $t_2$ までに要求トルクを出力可能である場合、図5に示す処理フローによれば、要求速度通りに出力可能になる。コントローラ50は、要求ブームシリンダ速度 $V_{cyl\_boom\_d}$ と、要求アームシリンダ速度 $V_{cyl\_arm\_d}$ から、第1の液圧ポンプ12の吐出流量 $Q_{cp1}$ 、第2の液圧ポンプ13の吐出流量 $Q_{cp2}$ 、比例弁48の通過流量 $Q_{pv48}$ 、および比例弁49の通過流量 $Q_{pv49}$ を計算する。

[0131] 以上の様に制御することにより、エンジン9をラグダウンさせることなく油圧シヨベル100を動作させることが可能になる。

[0132] 式(15)に示した通り、アクチュエータ圧に基づいて制限したシリンダ速度 $V_{cyl\_d'}$ を計算する場合、アクチュエータ圧の振動により、シリンダ速度 $V_{cyl\_d'}$ が振動的になってしまうのを防ぐため、例えば、エンジン回転数が安定し、圧力変動が規定値以下の間は移動平均等のフィルター処理によりアクチュエータ圧の振動を抑制してもよい。

[0133] (4)ブーム上げ+アームダンプ動作時

図8に、液圧駆動装置300でブームシリンダ1の伸長動作とアームシリンダ3の収縮動作とを同時に行った場合のレバー51の入力、レバー51の入力に基づく要求シリンダ速度、圧力センサ60a, 60bで計測したブームシリンダ1のヘッド室圧力とロッド室圧力、圧力センサ61a, 61bで計測したアームシリンダ3のヘッド室圧力とロッド室圧力、第1~第3の液圧ポンプ12~14の各要求吐出流量、比例弁49の要求通過流量、エンジン負荷トルク、第1~第3の液圧ポンプ12~14の各吐出流量、比例弁49の通過流量の変化を示す。

[0134] 時刻 $t_0$ から時刻 $t_1$ にかけて、レバー51の入力は0であり、ブームシ

リンダ 1 とアームシリンダ 3 は静止している。

- [0135] 時刻  $t_1$  から時刻  $t_2$  にかけて、レバー 5 1 の入力はブームシリンダ 1 を伸長する指令値と、アームシリンダ 3 を収縮する指令値が最大値まで上げられる。
- [0136] 図 5 に示す処理フローによれば、図 8 に示す時刻  $t_1$  から時刻  $t_2$  にかけて、レバー 5 1 の入力値がブームシリンダ 1 と、アームシリンダ 3 を収縮する指令値が最大値まで上げられると、コントローラ 5 0 は、レバー 5 1 の入力から要求ブームシリンダ速度  $V_{cyl\_boom\_d}$  と、要求アームシリンダ速度  $V_{cyl\_arm\_d}$  を計算する。
- [0137] ここで、コントローラ 5 0 は、ブームシリンダ 1 の駆動用に第 1 の液圧ポンプ 1 2 と第 3 の液圧ポンプ 1 4 を、アームシリンダ 3 の駆動用に第 2 の液圧ポンプ 1 3 と比例弁 4 9 を割り当てる。
- [0138] コントローラ 5 0 は、要求ブームシリンダ速度  $V_{cyl\_boom\_d}$  から、式(2), (4)を用いて、第 1 の液圧ポンプ 1 2 の要求吐出流量  $Q_{cp12\_d}$  を計算する。また、コントローラ 5 0 は、要求アームシリンダ速度  $V_{cyl\_arm\_d}$  から、式(2), (4)を用いて、第 2 の液圧ポンプ 1 3 の要求吐出流量  $Q_{cp13\_d}$  を計算する。
- [0139] 式(3), (5)を用いて、第 3 の液圧ポンプ 1 4 の要求吐出流量と第 4 の液圧ポンプ 1 5 の要求吐出流量の和  $Q_{op\_d}$  を計算する。
- [0140] コントローラ 5 0 は、要求ブームシリンダ速度  $V_{cyl\_boom\_d}$  から、式(3), (5)を用いて、第 3 の液圧ポンプ 1 4 の要求吐出流量  $Q_{op14\_d}$  を計算する。
- [0141] コントローラ 5 0 は、要求アームシリンダ速度  $V_{cyl\_arm\_d}$  から、式(3), (16)を用いて、比例弁 4 9 の要求通過流量  $Q_{pv49\_d}$  を計算する。
- [0142] コントローラ 5 0 は、計算した要求流量と、圧力センサ 6 0 a, 6 0 b で計測したブームシリンダ 1 のヘッド室圧力とロッド室圧力、圧力センサ 6 1 a, 6 1 b で計測したアームシリンダ 3 のヘッド室圧力とロッド室圧力から、式(8), (9)を用いて、第 1 の液圧ポンプ 1 2 の要求トルク  $T_{cp12\_d}$ 、第 2 の液圧ポンプ 1 3 の要求トルク  $T_{cp13\_d}$ 、第 3 の液圧ポンプ 1 4 の要求トルク  $T_{op14\_d}$  を計算する。この時、要求トルク  $T_p\_d$  は、

[0143] [数18]

$$T_{p\_d} = T_{cp12\_d} + T_{cp13\_d} + T_{op14\_d} \quad \dots (18)$$

となる。

[0144] 図8に示す通り、要求トルク $T_{p\_d}$ が時刻 $t_1$ から時刻 $t_2$ にかけて最大値に増加するのに対して、エンジン9の許容トルク $T_{p\_lim}$ が、エンジン9の定格最大トルクになるのに時刻 $t_1$ から時刻 $t_3$ までかかるとすると、時刻 $t_1$ から時刻 $t_3$ にかけて、コントローラ50は、

[0145] [数19]

$$T_{p\_lim} = T_{cp12\_d'} + T_{cp13\_d'} + T_{op14\_d'} \quad \dots (19)$$

となるように、制限したブームシリンダ速度 $V_{cyl\_boom\_d'}$ と、制限したアームシリンダ速度 $V_{cyl\_arm\_d'}$ を計算する。式(2)、(7)、(8)、(9)より、

[0146] [数20]

$$T_{p\_lim} = V_{cyl\_boom\_d'} \times A_{cyl\_boom\_r} \times G \\ + V_{cyl\_arm\_d'} \times A_{cyl\_arm\_r} \times H \quad \dots (20)$$

となる。ここで、

[0147] [数21]

$$H = \frac{1}{N_{eng}} (P_{cyl\_h} - P_{cyl\_r} + 2P_{loss}) \times \eta_{cp} \quad \dots (21)$$

である。要求ブームシリンダ速度 $V_{cyl\_boom\_d}$ と要求アームシリンダ速度 $V_{cyl\_arm\_d}$ の比を、

[0148] [数22]

$$\beta = \frac{V_{cyl\_boom\_d}}{V_{cyl\_arm\_d}} \quad \dots (22)$$

とし、これを一定に保つように制限したブームシリンダ速度 $V_{cyl\_boom\_d'}$ と、制限したアームシリンダ速度 $V_{cyl\_arm\_d'}$ を計算する。式(20)、(22)より、制限したブームシリンダ速度 $V_{cyl\_boom\_d'}$ は、

[0149]

[数23]

$$V_{cyl\_boom\_d'} = \frac{T_{p\_lim}}{A_{cyl\_boom\_r} \times G + \frac{A_{cyl\_arm\_r} \times H}{\beta}} \quad \dots (23)$$

となり、制限したアームシリンダ速度 $V_{cyl\_arm\_d'}$ は、

[0150] [数24]

$$V_{cyl\_arm\_d'} = \frac{T_{p\_lim}}{A_{cyl\_boom\_r} \times G \times \beta + A_{cyl\_arm\_r} \times H} \quad \dots (24)$$

となる。コントローラ50は、制限したブームシリンダ速度 $V_{cyl\_boom\_d'}$ に基づき、第1の液圧ポンプ12の吐出流量 $Q_{cp12}$ と第3の液圧ポンプ14の要求吐出流量 $Q_{op14}$ を計算し、制限したアームシリンダ速度 $V_{cyl\_arm\_d'}$ に基づき、第2の液圧ポンプ13の吐出流量 $Q_{cp13}$ 、および比例弁49の通過流量 $Q_{pv49}$ を計算する。

[0151] 以上の様に制御することにより、レバー51の入力によって決定した各アクチュエータの要求速度比を保ったまま、エンジン9をラグダウンさせることなく油圧シヨベル100を動作させることが可能になる。

[0152] 本実施例では、エンジン9と、エンジン9によって駆動される可変容量型の液圧ポンプ12～15と、液圧ポンプ12～15から吐出された圧液によって駆動される液圧アクチュエータ1, 3と、液圧アクチュエータ1, 3と液圧ポンプ12～15との接続を切換可能な制御弁40～47と、液圧アクチュエータ1, 3の各負荷圧を検出する圧力検出装置60a, 60b, 61a, 61bと、液圧アクチュエータ1, 3の各動作方向および各要求速度を指示する操作装置51と、操作装置51からの入力に応じて液圧ポンプ12～15の各吐出流量を制御するコントローラ50とを備えた油圧シヨベル100において、コントローラ50は、液圧アクチュエータ1, 3の各要求速度と各負荷圧とに基づき、液圧ポンプ12～15がエンジン9に要求する各トルクの合計である要求トルク $T_{p\_d}$ を推定する要求トルク推定部50cと、要求トルク $T_{p\_d}$ の変化率である要求トルク変化率が所定の変化率（許容トルク変化率）を上回った場合に、前記要求トルク変化率が前記所定の変化率以

下になるように液圧アクチュエータ 1, 3 の各要求速度を制限する要求速度制限部 50 d と、前記要求トルクの変化率である要求トルク変化率が前記所定の変化率を上回った場合に、前記要求トルク変化率が前記所定の変化率以下になるように液圧アクチュエータ 1, 3 の各要求速度を制限する要求速度制限部 50 d と、要求速度制限部 50 d によって制限された液圧アクチュエータ 1, 3 の各要求速度に基づき、液圧アクチュエータ 1, 3 に対する液圧ポンプ 12~15 の割り当てを決定し、液圧ポンプ 12~15 の各吐出流量を演算する指令演算部 50 e とを有する。

[0153] また、液圧ポンプ 12, 13 は、それぞれ、一对の入出力ポートを有する両吐出型の液圧ポンプであり、制御弁 40~43 は、液圧ポンプ 12, 13 と液圧アクチュエータ 1, 3 との接続を切換可能な切換弁である。

[0154] 以上のように構成した本実施例によれば、両吐出型の液圧ポンプ 12, 13 からアクチュエータ 1, 3 に供給される圧油の流れを制御弁 40~43 で制御する液圧駆動装置 300 を搭載した油圧ショベル 100 において、液圧アクチュエータ 1, 3 の要求速度および液圧アクチュエータ 1, 3 の負荷圧に基づいてエンジン 9 に対する要求トルク  $T_{p\_d}$  が推定され、要求トルク変化率が所定の変化率（許容トルク変化率）を上回った場合に、要求トルク変化率が所定の変化率以下になるように液圧アクチュエータ 1, 3 の要求速度が制限される。これにより、オペレータの操作内容や液圧アクチュエータ 1, 3 の負荷状態にかかわらず、エンジン 9 のラグダウンを抑制することが可能となる。

[0155] また、指令演算部 50 e は、液圧アクチュエータ 1, 3 のうちの 1 つの液圧アクチュエータに 2 台以上の液圧ポンプを割り当てた状態で、要求トルク変化率が所定の変化率（許容トルク変化率）を上回った場合に、要求速度制限部 50 d によって制限された前記 1 つの液圧アクチュエータの要求速度に応じて前記 1 つの液圧アクチュエータに割り当てる液圧ポンプの台数を減らすように構成されている。これにより、使用中の液圧ポンプの燃費効率を向上するとともに、未使用の液圧ポンプの台数を増やすことにより、新たに操

作されるアクチュエータに対する液圧ポンプの割り当てが容易となる。

[0156] なお、本実施例では、式(1)によりレバー51の入力から要求シリンダ速度 $V_{cyl\_d}$ が一意に決まるものとしたが、各アクチュエータの負荷状態や、レバー51の入力値のバランスにより、要求シリンダ速度 $V_{cyl\_d}$ を変化させる計算機能をコントローラ50に持たせてもよい。

## 実施例 2

[0157] 本発明の第2の実施例に係る油圧ショベル100について、第1の実施例との相違点を中心に説明する。

[0158] 図9は、本実施例における液圧駆動装置の概略構成図である。図9において、第1の実施例(図2に示す)との相違点は、アームシリンダ3を旋回モータ7に置き換えた点である。

[0159] 流路215は、旋回モータ7のaポートに接続されている。

[0160] 流路216は、旋回モータ7のbポートに接続されている。

[0161] 旋回モータ7は、作動油の供給を受けて回転する液圧モータである。旋回モータ7の回転方向は作動油の供給方向に依存する。

[0162] 流路215, 216に設けられたリリーフ弁37a, 37bは、流路圧が所定の圧力以上になったときに、作動油を、チャージ用リリーフ弁20を介して、タンク25に逃がし回路を保護する。

[0163] 流路215, 216に設けられたフラッシング弁38は、流路内の余剰油を、チャージ用リリーフ弁20を介して、タンク25に排出する。

[0164] 流路215に接続された圧力センサ62aは、流路215の圧力を計測し、コントローラ50に入力する。圧力センサ62aは、流路215の圧力を計測することにより、旋回モータ7のaポート圧力 $P_{swing\_a}$ を計測する。

[0165] 流路216に接続された圧力センサ62bは、流路216の圧力を計測し、コントローラ50に入力する。圧力センサ62bは、流路216の圧力を計測することにより、旋回モータ7のbポート圧力 $P_{swing\_b}$ を計測する。

[0166] 図10は、図9に示すコントローラ50のポンプ負荷トルク制御の流れを示すフローチャートである。図10において、第1の実施例(図5に示す)

との相違点は、ステップS 5に代えて、ステップS 5 a～S 5 fを備えている点である。以下、相違点を説明する。

[0167] ステップS 5 aにおいて、コントローラ5 0は、ブーム及び旋回の複合操作が行われている場合はステップS 5 bに進み、そうでない場合はステップS 5 fに進む。

[0168] ステップS 5 bにおいて、コントローラ5 0は、旋回モータ7の要求トルクが全体の許容トルク $T_{p\_lim}$ の所定の割合以下になるように旋回モータ7の要求速度を制限する。

[0169] ステップS 5 cにおいて、コントローラ5 0は、要求速度を制限した旋回モータ7の要求トルクと他の旋回モータ7以外のアクチュエータの要求トルクの合計が全体の許容トルク $T_{p\_lim}$ を超える場合はステップS 5 dに進み、そうでない場合はステップS 5 eに進む。

[0170] ステップS 5 dにおいて、コントローラ5 0は、レバー5 1の入力値 $L_{in}$ から旋回モータ7以外のアクチュエータの要求速度を決定する。

[0171] ステップS 5 eにおいて、コントローラ5 0は、各アクチュエータの要求速度比を保ったまま各アクチュエータの要求トルクの合計が全体の許容トルク $T_{p\_lim}$ 以下になるように、旋回モータ7以外のアクチュエータの要求速度を制限する。

[0172] ステップS 5 fにおいて、コントローラ5 0は、各アクチュエータの要求速度比を保ったまま各アクチュエータの要求トルクの合計が全体の許容トルク $T_{p\_lim}$ 以下となるように、各アクチュエータの要求速度を制限する。

[0173] 次に、図9に示した液圧駆動装置3 0 0 Aの動作を説明する。

[0174] (1)非操作時

図9において、レバー5 1が非操作時は、第1～第4の液圧ポンプ1 2～1 5は全て最小傾転角に制御され、切換弁4 0～4 4, 4 6は全て閉じられ、ブームシリンダ1および旋回モータ7は停止状態で保持される。

[0175] (2)ブーム上げ+旋回動作時

図1 1に、液圧駆動装置3 0 0でブームシリンダ1の伸長動作と旋回モー

タ7の旋回動作とを同時に行った場合のレバー51の入力、レバー51の入力に基づく要求シリンダ速度と要求旋回速度、圧力センサ60a, 60bで計測したブームシリンダ1のヘッド室圧力とロッド室圧力、圧力センサ62a, 62bで計測した旋回モータ7のaポート圧力とbポート圧力、第1～第3の液圧ポンプ12～14の各要求吐出流量、エンジン負荷トルク、および第1～第3の液圧ポンプ12～14の各吐出流量の変化を示す。

[0176] 時刻t0から時刻t1にかけて、レバー51の入力は0であり、ブームシリンダ1と旋回モータ7は静止している。

[0177] 時刻t1から時刻t2にかけて、レバー51の入力はブームシリンダ1を伸長する指令値と、旋回モータ7を回転する指令値が最大値まで上げられる。

[0178] 図5に示す処理フローによれば、図11に示す時刻t1から時刻t2にかけて、レバー51の入力がブームシリンダ1と、旋回モータ7を回転する指令値が最大値まで上げられると、コントローラ50は、レバー51の入力から要求ブームシリンダ速度 $V_{cyl\_boom\_d}$ と、要求旋回速度 $W_{swing\_d}$ を計算する。

[0179] ここで、コントローラ50は、ブームシリンダ1の駆動用に第1の液圧ポンプ12と第3の液圧ポンプ14を、旋回モータ7の駆動用に第2の液圧ポンプ13を割り当てる。

[0180] コントローラ50は、要求ブームシリンダ速度 $V_{cyl\_boom\_d}$ から、式(2), (4)を用いて、第1の液圧ポンプ12の要求吐出流量 $Q_{cp12\_d}$ を計算する。

[0181] ここで、旋回モータ7の吐出容積を $D_{swing}$ とすると、旋回モータ7から流出する流量 $Q_{swing}$ は、

[0182] [数25]

$$Q_{swing} = W_{swing\_d} \times D_{swing} \quad \dots (25)$$

となる。旋回モータ7と閉回路状に接続される第2の液圧ポンプ13の要求吐出流量 $Q_{cp\_d}$ は、旋回モータ7からの流出流量に等しいため、

[0183]

[数26]

$$Q_{cp\_d} = Q_{swing} \quad \dots (26)$$

となる。式(25)、(26)を用いて、第2の液圧ポンプ13の要求吐出流量 $Q_{cp13\_d}$ を計算する。

[0184] コントローラ50は、要求ブームシリンダ速度 $V_{cyl\_boom\_d}$ から、式(3)、(5)を用いて、第3の液圧ポンプ14の要求吐出流量 $Q_{op14\_d}$ を計算する。

[0185] コントローラ50は、計算した要求流量と、圧力センサ60a、60bで計測したブームシリンダ1のヘッド室圧力とロッド室圧力、圧力センサ62a、62bで計測した旋回モータ7のaポート圧力 $P_{swing\_a}$ とbポート圧力 $P_{swing\_a}$ から、式(8)、(9)を用いて、第1の液圧ポンプ12の要求トルク $T_{cp12\_d}$ 、第2の液圧ポンプ13の要求トルク $T_{cp13\_d}$ 、および第3の液圧ポンプ14の要求トルク $T_{op14\_d}$ を計算する。この時、要求トルク $T_{p\_d}$ は、

[0186] [数27]

$$T_{p\_d} = T_{cp12\_d} + T_{op14\_d} + T_{cp13\_d} \quad \dots (27)$$

となる。

[0187] 図11に示す通り、要求トルク $T_{p\_d}$ が時刻 $t_1$ から時刻 $t_2$ にかけて最大値に増加するのに対して、エンジン9の許容トルク $T_{p\_lim}$ が、エンジン9の定格最大トルクになるのに時刻 $t_1$ から時刻 $t_3$ までかかるとすると、時刻 $t_1$ から時刻 $t_3$ にかけて、コントローラ50は、

[0188] [数28]

$$T_{p\_lim} = T_{cp12\_d'} + T_{op14\_d'} + T_{cp13\_d'} \quad \dots (28)$$

となるように、制限したブームシリンダ速度 $V_{cyl\_boom\_d'}$ と、制限した旋回速度 $W_{swing\_d'}$ を計算する。

[0189] ここで、一般的な建設機械が平地で旋回動作を行う場合、図11に示すとおり、停止中にはaポート圧とbポート圧が低く、旋回加速中に片側ポートの圧力が上がるという特徴がある。特に最大加速度で旋回する場合、片側のポート圧力は、リリーフ弁37a、37bの設定圧力まで上昇する。従って、最大加速度を越えるような要求速度が入力される場合、要求通りの流量を

ポンプから供給すると、一部の流量はリリーフ弁37a, 37bの一方からタンク25へ排出され無駄になってしまう。

[0190] 例えば、第1の実施例の(4)ブーム上げ+アームダンプ動作時の様に、2つのアクチュエータの要求速度比を合わせようと制御する場合、旋回モータ7においては、一部の流量がリリーフ弁37a、または37bから排出され、旋回速度が出ないのみならず、ブームシリンダ1の速度も低くなってしまうことがある。

[0191] これを抑制するために、ブームシリンダ1と旋回モータ7を組み合わせさせて動かす場合、旋回モータ7に割り当てる馬力の比率をブームシリンダ1に割り当てる馬力の比率よりも低く設定する。すなわち、エンジン9が出力可能な馬力の50%以下(例えば20%)を旋回モータ7に割り当てる。式(28)より、

[0192] [数29]

$$T_{cp12\_d'} + T_{op14\_d'} = 0.8T_{p\_lim} \quad \dots (29)$$

[0193] となり、

[0194] [数30]

$$T_{cp13\_d'} = 0.2T_{p\_lim} \quad \dots (30)$$

となる。

[0195] 式(2), (7), (8), (9), (24), (25)より、

[0196] [数31]

$$T_{p\_lim} = V_{cyl\_boom\_d'} \times A_{cyl\_boom\_r} \times G \\ + W_{swing\_d'} \times D_{swing} \times I \quad \dots (31)$$

となる。ここで、

[0197] [数32]

$$I = \frac{1}{N_{eng}} (P_{swing\_a} - P_{swing\_b} + 2P_{loss}) \times \eta_{cp} \quad \dots (32)$$

である。式(29), (30), (31)より、制限したブームシリンダ速度 $V_{cyl\_boom\_d}'$ は、

[0198] [数33]

$$V_{\text{cyl\_boom\_d}'} = \frac{0.8T_{\text{p\_lim}}}{A_{\text{cyl\_boom\_r}} \times G} \quad \dots (33)$$

となり、制限した旋回速度 $W_{\text{swing\_d}'}$ は、

[0199] [数34]

$$W_{\text{swing\_d}'} = \frac{0.2T_{\text{p\_lim}}}{D_{\text{swing}} \times I} \quad \dots (34)$$

となる。コントローラ50は、制限したブームシリンダ速度 $V_{\text{cyl\_boom\_d}'}$ に基づき、第1の液圧ポンプ12の吐出流量 $Q_{\text{cp}12}$ と第3の液圧ポンプ14の要求吐出流量 $Q_{\text{op}14}$ を計算し、制限した旋回速度 $W_{\text{swing\_d}'}$ に基づき、第2の液圧ポンプ13の吐出流量 $Q_{\text{cp}13}$ を計算する。

[0200] 本実施例では、液圧アクチュエータ1, 7は、1つ以上の液圧シリンダ1と、1つ以上の液圧モータ7とを含み、指令演算部50eは、液圧シリンダ1と液圧モータ7とを同時に駆動している状態で、要求トルク変化率が所定の変化率（許容トルク変化率）を上回った場合に、液圧モータ7に割り当てた液圧ポンプの要求トルクがエンジン9の出力トルクの所定の割合（例えば20%）以下となるように液圧ポンプ12～15の各吐出流量を演算する。

[0201] 以上のように構成した本実施例に係る油圧ショベル100によれば、旋回開始時の旋回モータ7の圧力上昇に伴いブームシリンダ1の速度が著しく低下することを抑制しつつ、エンジン9をラグダウンさせることなく油圧ショベル100を動作させることが可能になる。

### 実施例 3

[0202] 本発明の第3の実施例に係る油圧ショベル100について、第1の実施例との相違点を中心に説明する。

[0203] 図12は、本実施例における液圧駆動装置の概略構成図であり、図13は、本実施例におけるコントローラ50の機能ブロック図である。図12および図13において、第1の実施例（図2および図3に示す）との相違点は、閉回路の構成要素を除いた点と、液圧ポンプ13, 14と液圧アクチュエー

タ 1, 3 との接続を切換可能な切換弁 4 4 ~ 4 7 を流量制御弁 7 1 ~ 7 4 に置き換えた点である。

[0204] 流量制御弁 7 1 は、流路 2 0 4、タンク 2 5、流路 2 1 0、および流路 2 1 1 に接続される。流量制御弁 7 1 に信号が入力されていない場合、流量制御弁 7 2 は、流路 2 0 4 とタンク 2 5 を接続し、流路 2 1 0 と流路 2 1 1 に接続されたポートを閉じる。流量制御弁 7 1 に正の信号が入力されると、流量制御弁 7 1 は、流路 2 0 4 と流路 2 1 0 を接続し、タンク 2 5 と流路 2 1 1 を接続する。また、負の信号が入力されると、流量制御弁 7 1 は、流路 2 0 4 と流路 2 1 1 を接続し、タンク 2 5 と流路 2 1 0 を接続する。正負の信号の大きさに応じて、各流路を接続する流路の開口面積が変化する。

[0205] 流量制御弁 7 2 は、流路 2 0 4、タンク 2 5、流路 2 1 3、および流路 2 1 4 に接続される。流量制御弁 7 2 に信号がない場合、流量制御弁 7 2 は、流路 2 0 4 とタンク 2 5 を接続し、流路 2 1 3 と流路 2 1 4 に接続されたポートを閉じる。流量制御弁 7 2 に正の信号が入力されると、流量制御弁 7 2 は、流路 2 0 4 と流路 2 1 3 を接続し、タンク 2 5 と流路 2 1 4 を接続する。また、負の信号が入力されると、流量制御弁 7 1 は、流路 2 0 4 と流路 2 1 4 を接続し、タンク 2 5 と流路 2 1 3 を接続する。正負の信号の大きさに応じて、各流路を接続する流路の開口面積が変化する。

[0206] 流量制御弁 7 3 は、流路 2 0 5、タンク 2 5、流路 2 1 0、および流路 2 1 1 に接続される。流量制御弁 7 3 に信号が入力されていない場合、流量制御弁 7 3 は、流路 2 0 5 とタンク 2 5 を接続し、流路 2 1 0 と流路 2 1 1 に接続されたポートを閉じる。流量制御弁 7 3 に正の信号が入力されると、流量制御弁 7 3 は、流路 2 0 5 と流路 2 1 0 を接続し、タンク 2 5 と流路 2 1 1 を接続する。また、負の信号が入力されると、流量制御弁 7 3 は、流路 2 0 5 と流路 2 1 1 を接続し、タンク 2 5 と流路 2 1 0 を接続する。正負の信号の大きさに応じて、各流路を接続する流路の開口面積が変化する。

[0207] 流量制御弁 7 4 は、流路 2 0 5、タンク 2 5、流路 2 1 3、および流路 2 1 4 に接続される。流量制御弁 7 4 に信号が入力されていない場合、流量制

御弁 7 2 は、流路 2 0 5 とタンク 2 5 を接続し、流路 2 1 3 と流路 2 1 4 に接続されたポートを閉じる。流量制御弁 7 4 に正の信号が入力されると、流量制御弁 7 4 は、流路 2 0 5 と流路 2 1 3 を接続し、タンク 2 5 と流路 2 1 4 を接続する。また、負の信号が入力されると、流量制御弁 7 4 は、流路 2 0 5 と流路 2 1 4 を接続し、タンク 2 5 と流路 2 1 3 を接続する。正負の信号の大きさに応じて、各流路を接続する流路の開口面積が変化する。

[0208] 図 1 2 に示す液圧駆動装置 3 0 0 B において、流量制御弁 7 1 ~ 7 4 で発生する圧力損失を見積もれば、第 1 の実施例に示したのと同様に、レバー 5 1 の入力によって決定した各アクチュエータの要求速度比を保ったまま、エンジン 9 をラグダウンさせることなく油圧ショベル 1 0 0 を動作させることが可能となる。なお、流量制御弁 7 1 ~ 7 4 を最大開口面積で使用し、液圧ポンプ 1 4, 1 5 の吐出流量で、ブームシリンダ 1、およびアームシリンダ 3 の速度を制御すれば、流量制御弁 7 1 ~ 7 4 で発生する圧力損失は推定しやすくなる。

[0209] 本実施例に係る油圧ショベル 1 0 0 は、液圧ポンプ 1 3, 1 4 と、液圧アクチュエータ 1, 3 と、液圧アクチュエータ 1, 3 と液圧ポンプ 1 3, 1 4 との接続を切換可能な制御弁 7 1 ~ 7 4 とを備え、圧力検出装置 6 0 a, 6 0 b, 6 1 a, 6 1 b は、液圧アクチュエータ 1, 3 の各負荷圧を検出可能であり、操作装置 5 1 は、液圧アクチュエータ 1, 3 の各動作方向および各要求速度を指示可能であり、要求トルク推定部 5 0 c は、液圧アクチュエータ 1, 3 の各要求速度と各負荷圧とに基づき、液圧ポンプ 1 3, 1 4 がエンジン 9 に要求する各トルクの合計である要求トルクを推定し、要求速度制限部 5 0 d は、前記要求トルクの変化率である要求トルク変化率が所定の変化率（許容トルク変化率）を上回った場合に、前記要求トルク変化率が前記所定の変化率以下になるように液圧アクチュエータ 1, 3 の各要求速度を制限し、指令演算部 5 0 e は、要求速度制限部 5 0 d によって制限された液圧アクチュエータ 1, 3 の各要求速度に基づき、液圧アクチュエータ 1, 3 に対する液圧ポンプ 1 3, 1 4 の割り当てを決定し、液圧ポンプ 1 3, 1 4 の各

吐出流量を演算する。

[0210] また、液圧ポンプ14、15は、それぞれ、吸込ポートと吐出ポートとを有する片吐出型の液圧ポンプであり、液圧アクチュエータ1、3と液圧ポンプ14、15との接続を切換可能な制御弁71～74は、液圧ポンプ14、15から液圧アクチュエータ1、3に供給される圧液の方向および流量を調整可能な流量制御弁である。

[0211] 以上のように構成した本実施例によれば、液圧アクチュエータ1、3と液圧ポンプ13、14との接続を流量制御弁71～74で切換可能な液圧駆動装置300Bが搭載された油圧ショベル100において、第1の実施例と同様に、オペレータの操作内容やアクチュエータ1、3の負荷状態にかかわらず、エンジン9のラグダウンを抑制することが可能となる。

[0212] 以上、本発明の実施例について詳述したが、本発明は、上記した実施例に限定されるものではなく、様々な変形例が含まれる。例えば、上記した実施例は、本発明を分かり易く説明するために詳細に説明したものであり、必ずしも説明した全ての構成を備えるものに限定されるものではない。また、ある実施例の構成に他の実施例の構成の一部を加えることも可能であり、ある実施例の構成の一部を削除し、あるいは、他の実施例の一部と置き換えることも可能である。

## 符号の説明

[0213] 1…ブームシリンダ（液圧シリンダ、液圧アクチュエータ）、1a…ヘッド室、1b…ロッド室、2…ブーム、3…アームシリンダ（液圧シリンダ、液圧アクチュエータ）、3a…ヘッド室、3b…ロッド室、4…アーム、5…バケットシリンダ（液圧シリンダ、液圧アクチュエータ）、6…バケット、7…旋回モータ（液圧モータ、液圧アクチュエータ）、8…走行装置、9…エンジン、10…動力伝達装置、11…チャージポンプ、12…第1の液圧ポンプ、12a…レギュレータ、13…第2の液圧ポンプ、13a…レギュレータ、14…第3の液圧ポンプ、14a…レギュレータ、15…第4の液圧ポンプ、15a…レギュレータ、20…チャージ用リリーフ弁、21、

22…リリーフ弁、25…タンク、26, 27, 28a, 28b, 29a, 29b…チャージ用チェック弁、30a, 30b, 31a, 31b, 32a, 32b, 33a, 33b…リリーフ弁、34, 35…フラッシング弁、36a, 36b…チャージ用チェック弁、37a, 37b…リリーフ弁、38…フラッシング弁、40～47…切換弁（制御弁）、48, 49…比例弁、50…コントローラ、50a…要求速度演算部、50b…アクチュエータ圧力演算部、50c…要求トルク推定部、50d…要求速度制限部、50e…指令演算部、51…レバー（操作装置）、60a, 60b, 61a, 61b, 62a, 62b…圧力センサ（圧力検出装置）、71～74…流量制御弁（制御弁）、100…油圧シヨベル、101…下部走行体、102…上部旋回体、103…フロント作業装置、104…キャブ、200～216…流路、300, 300A, 300B…液圧駆動装置。

## 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可変容量型の第1液圧ポンプと、  
前記第1液圧ポンプから吐出された圧液によって駆動される第1液圧アクチュエータと、  
前記第1液圧アクチュエータの動作方向および要求速度を指示する操作装置と、  
前記操作装置からの入力に応じて前記第1液圧ポンプの吐出流量を制御するコントローラとを備えた建設機械において、  
前記第1液圧アクチュエータの負荷圧を検出する圧力検出装置を備え、  
前記コントローラは、  
前記第1液圧アクチュエータの要求速度と前記第1液圧アクチュエータの負荷圧とに基づき、前記第1液圧ポンプが前記エンジンに要求するトルクである要求トルクを推定する要求トルク推定部と、  
前記要求トルクの変化率である要求トルク変化率が所定の変化率を上回った場合に、前記要求トルク変化率が前記所定の変化率以下になるように前記要求速度を制限する要求速度制限部と、  
前記要求速度制限部によって制限された前記第1液圧アクチュエータの要求速度に基づき、前記第1液圧ポンプの吐出流量を演算する指令演算部とを有することを特徴とする建設機械。

### [請求項2]

請求項1に記載の建設機械において、  
前記第1液圧ポンプを含む複数の液圧ポンプと、  
前記第1液圧アクチュエータを含む複数の液圧アクチュエータと、  
前記複数の液圧アクチュエータと前記複数の液圧ポンプとの接続を切換可能な複数の制御弁とを備え、  
前記圧力検出装置は、前記複数の液圧アクチュエータの各負荷圧を

検出可能であり、

前記操作装置は、前記複数の液圧アクチュエータの各動作方向および各要求速度を指示可能であり、

前記要求トルク推定部は、前記複数の液圧アクチュエータの各要求速度と各負荷圧とに基づき、前記複数の液圧ポンプが前記エンジンに要求する各トルクの合計である要求トルクを推定し、

前記要求速度制限部は、前記要求トルクの変化率である要求トルク変化率が前記所定の変化率を上回った場合に、前記要求トルク変化率が前記所定の変化率以下になるように前記複数の液圧アクチュエータの各要求速度を制限し、

前記指令演算部は、前記要求速度制限部によって制限された前記複数の液圧アクチュエータの各要求速度に基づき、前記複数の液圧アクチュエータに対する前記複数の液圧ポンプの割り当てを決定し、前記複数の液圧ポンプの各吐出流量を演算する

ことを特徴とする建設機械。

[請求項3]

請求項2に記載の建設機械において、

前記指令演算部は、前記複数の液圧アクチュエータのうちの1つの液圧アクチュエータに2台以上の液圧ポンプを割り当てた状態で、前記要求トルク変化率が前記所定の変化率を上回った場合に、前記要求速度制限部によって制限された前記1つの液圧アクチュエータの要求速度に応じて前記1つの液圧アクチュエータに割り当てる液圧ポンプの台数を減らすように構成されている

ことを特徴とする建設機械。

[請求項4]

請求項2に記載の建設機械において、

前記複数の液圧アクチュエータは、1つ以上の液圧シリンダと、1つ以上の液圧モータとを含み、

前記指令演算部は、前記液圧シリンダと前記液圧モータとを同時に駆動している状態で、前記要求トルク変化率が前記所定の変化率を上

回った場合に、前記液圧モータに割り当てた液圧ポンプの要求トルクが前記エンジンの出力トルクの所定の割合以下となるように前記複数の液圧ポンプの各吐出流量を演算する

ことを特徴とする建設機械。

[請求項5]

請求項4に記載の建設機械において、  
前記所定の割合が50%以下に設定されている  
ことを特徴する建設機械。

[請求項6]

請求項2に記載の建設機械において、  
前記複数の液圧ポンプは、それぞれ、一対の入出力ポートを有する  
両吐出型の液圧ポンプであり、

前記複数の制御弁は、前記複数の液圧ポンプと前記複数の液圧アクチュエータとの接続を切換可能な複数の切換弁である

ことを特徴とする建設機械。

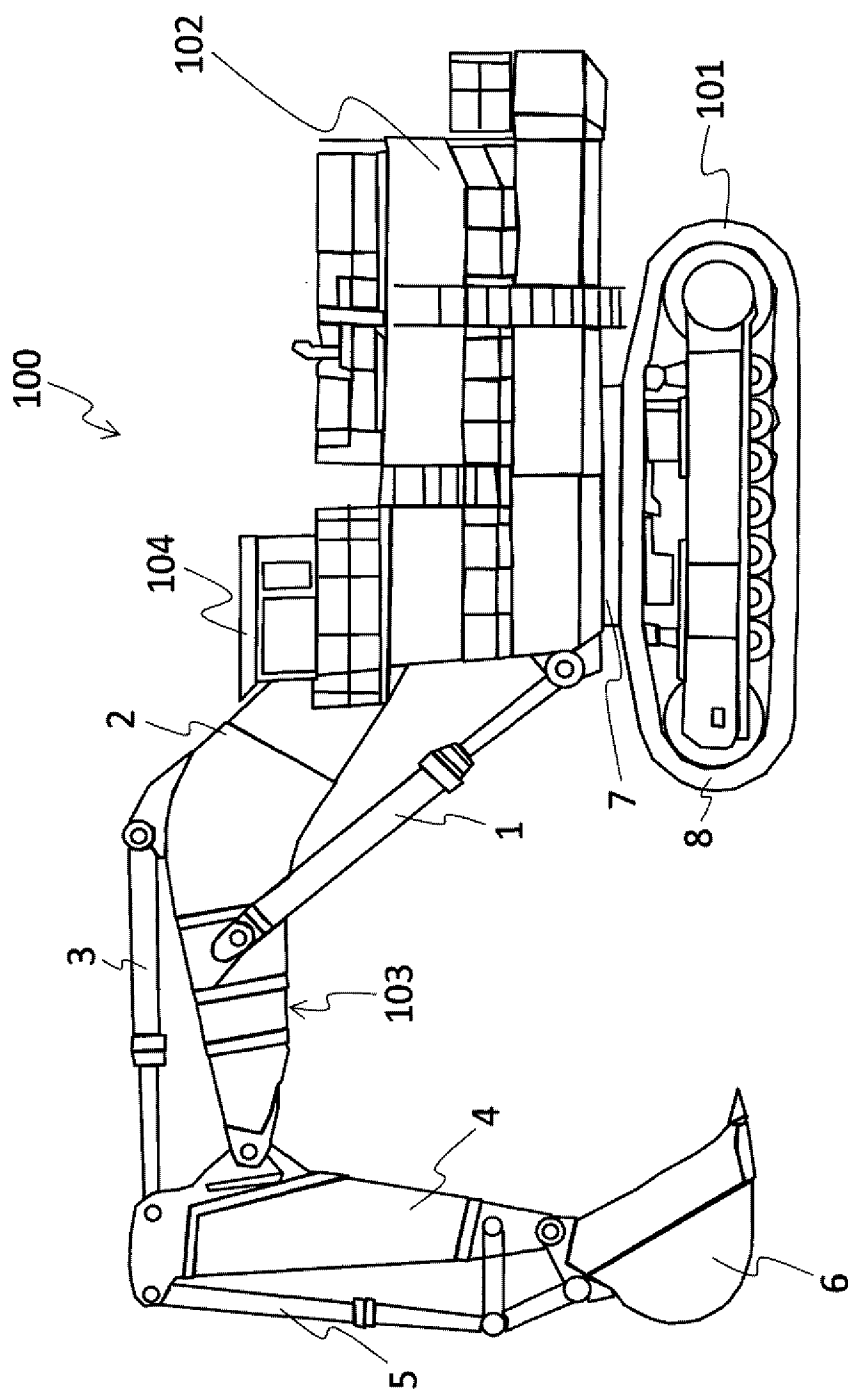
[請求項7]

請求項2に記載の建設機械において、  
前記複数の液圧ポンプは、それぞれ、吸込ポートと吐出ポートとを  
有する片吐出型の液圧ポンプであり、

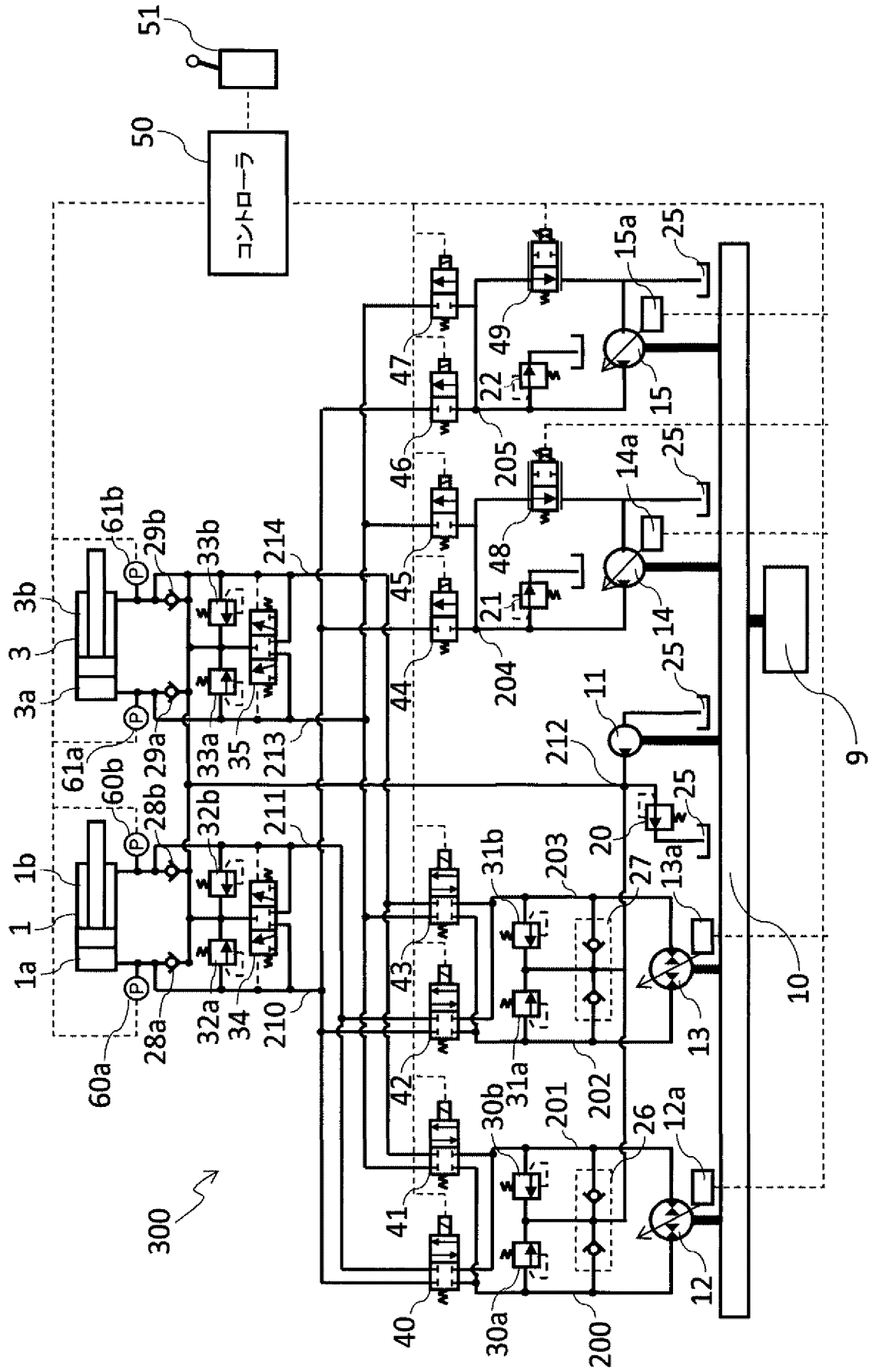
前記複数の制御弁は、前記複数の液圧ポンプから前記複数の液圧アクチュエータに供給される圧液の方向および流量を調整可能な複数の流量制御弁である

ことを特徴とする建設機械。

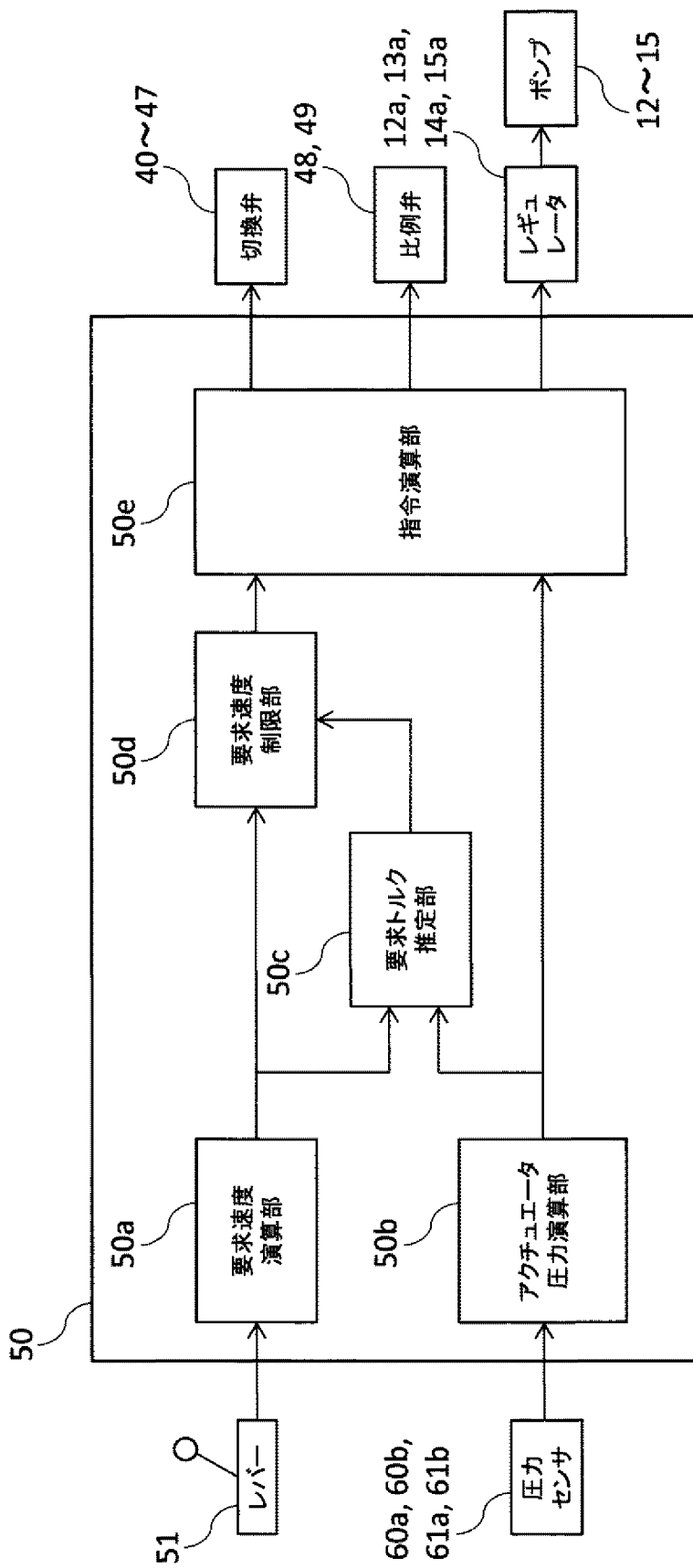
[図1]



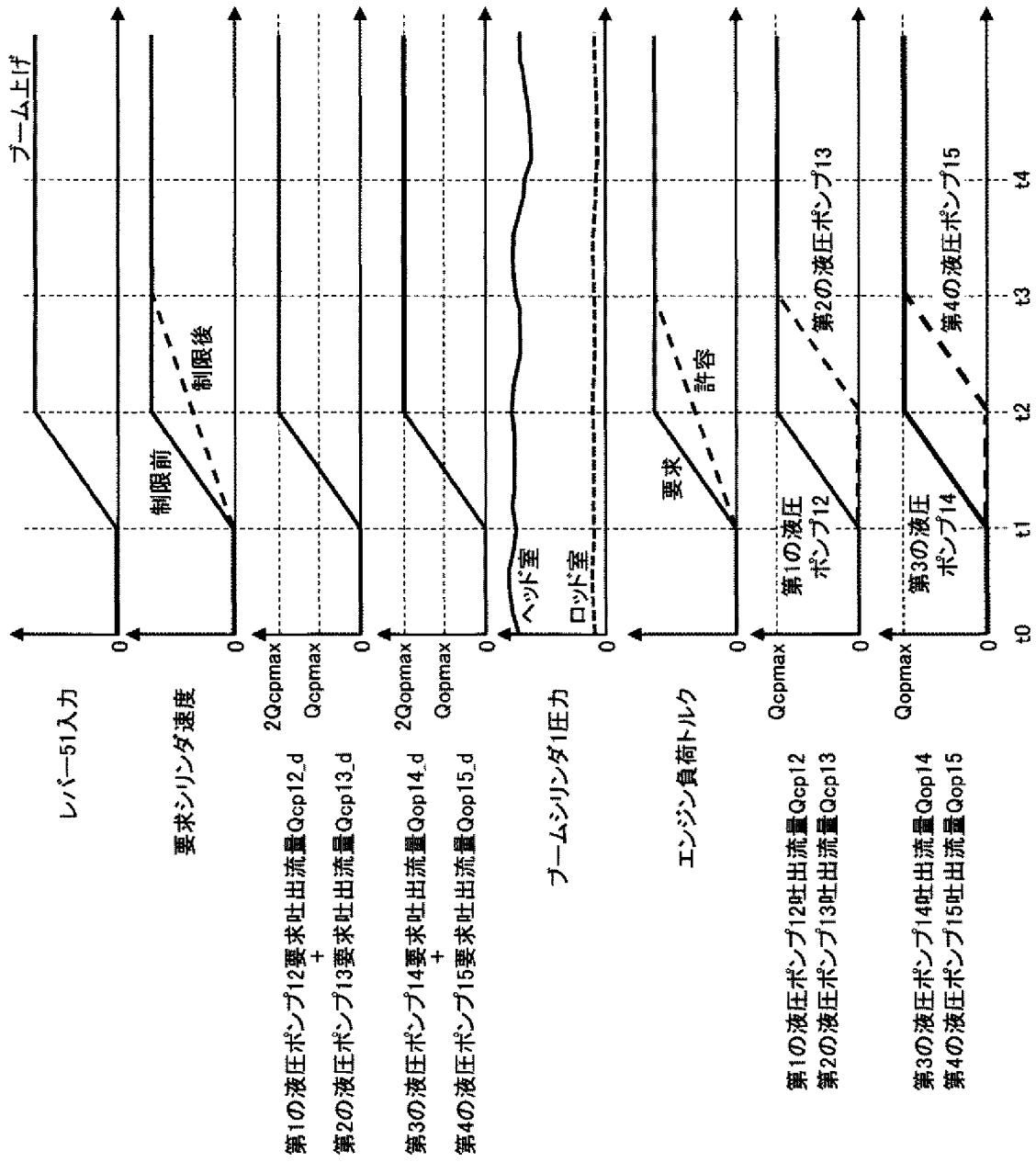
[図2]



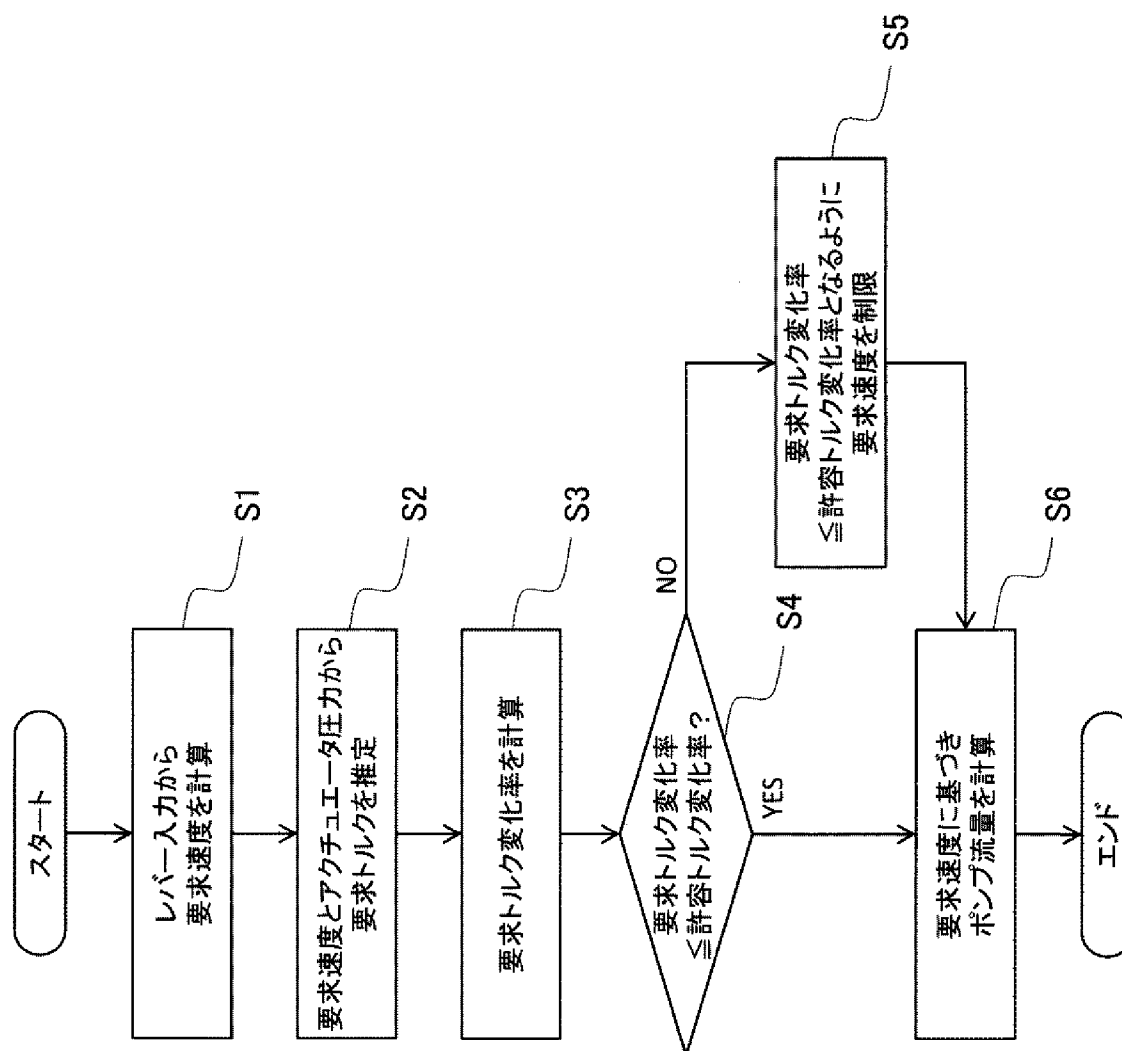
[図3]



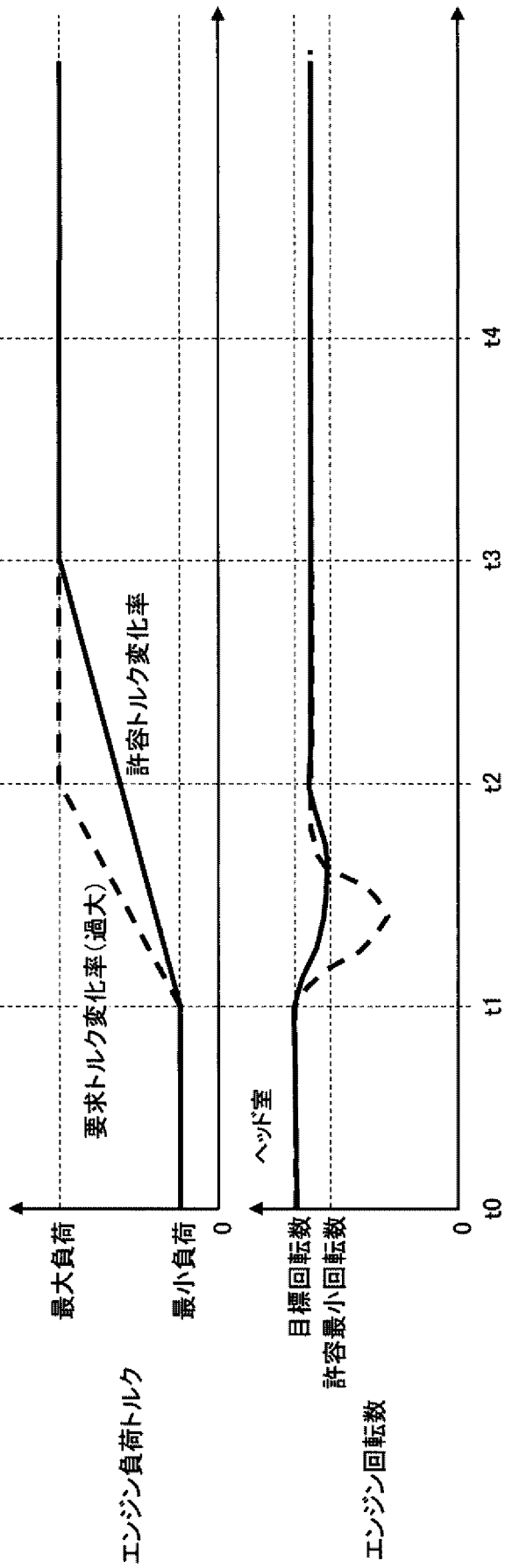
[図4]



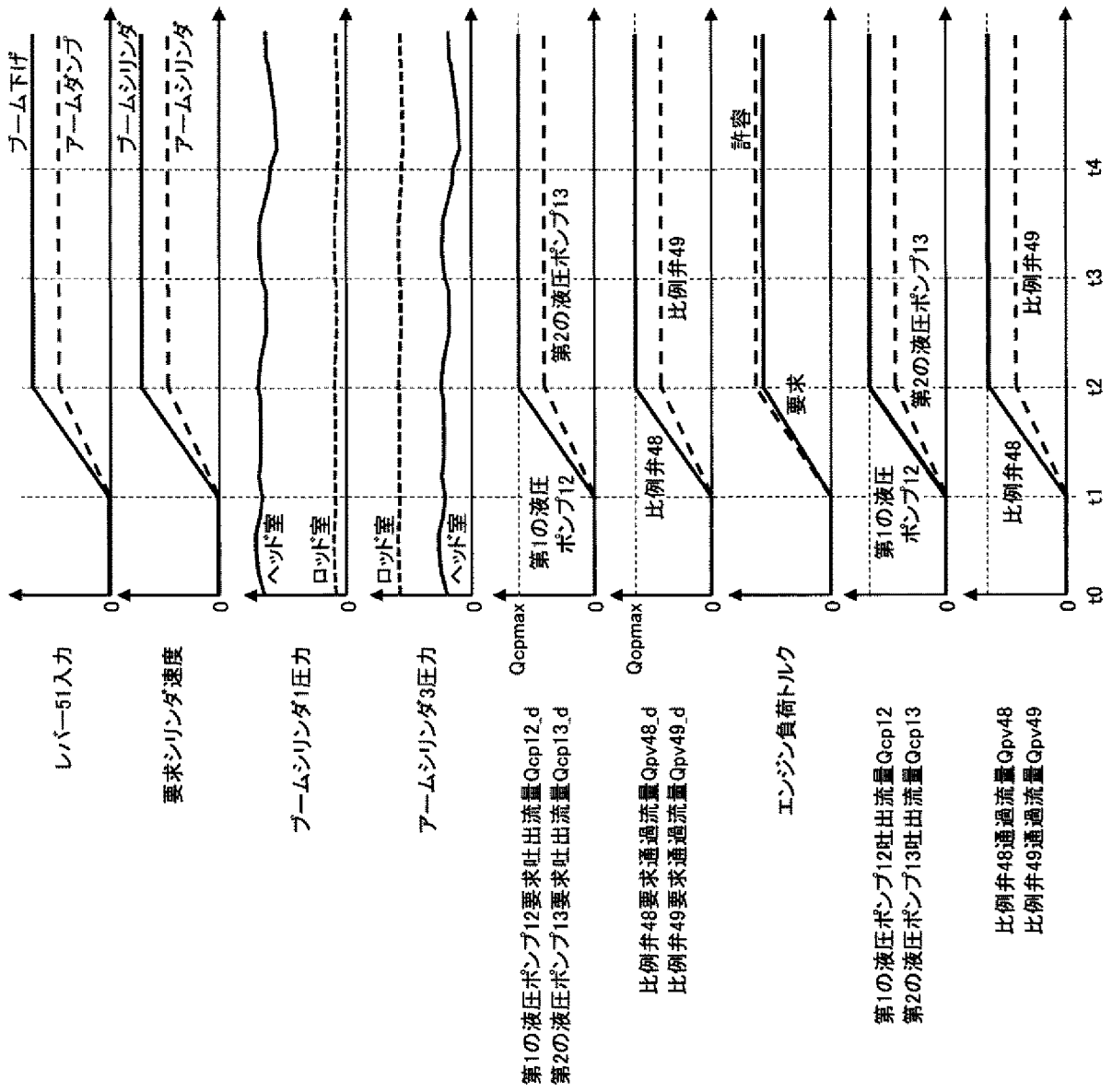
[図5]



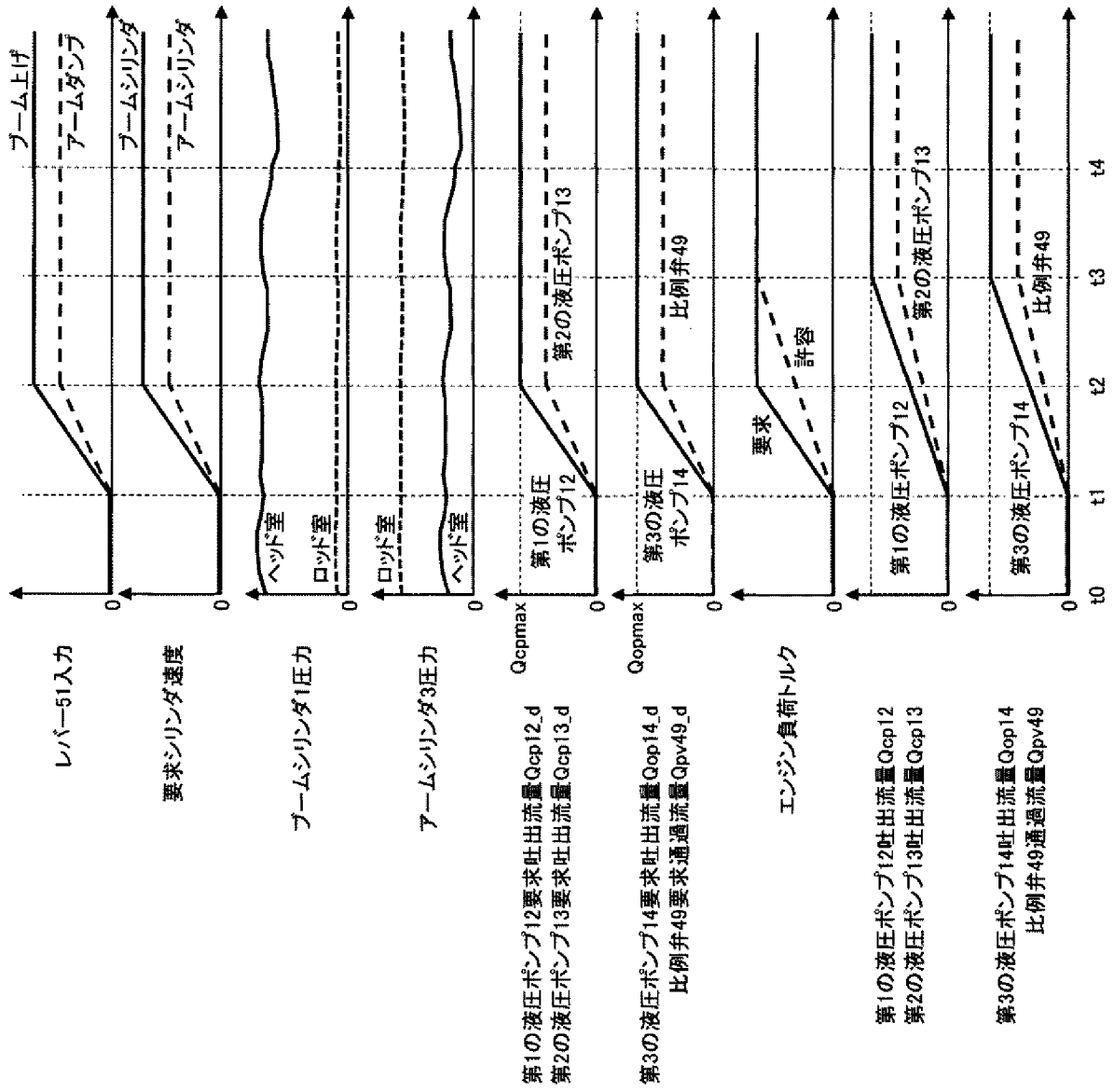
[図6]



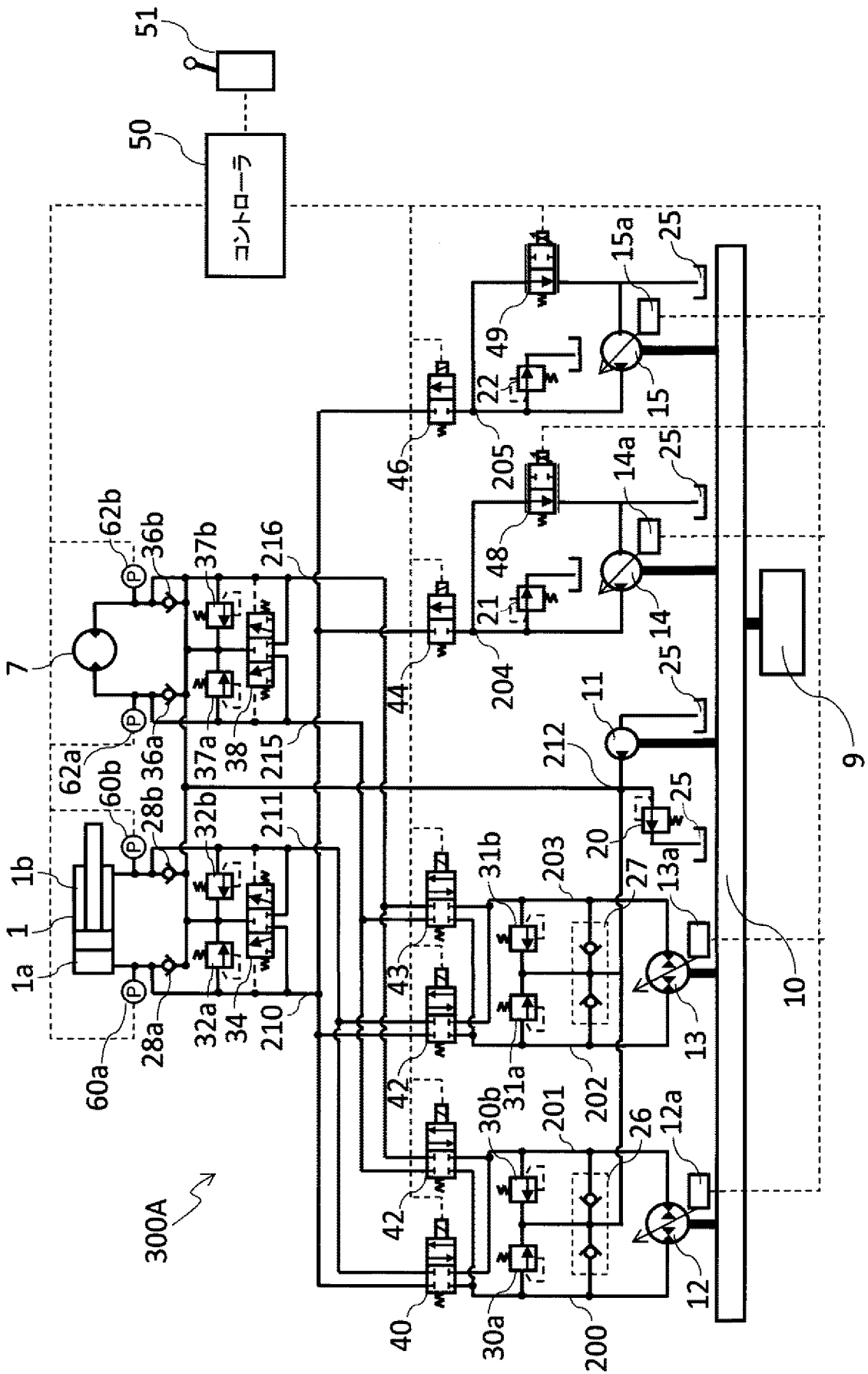
[図7]



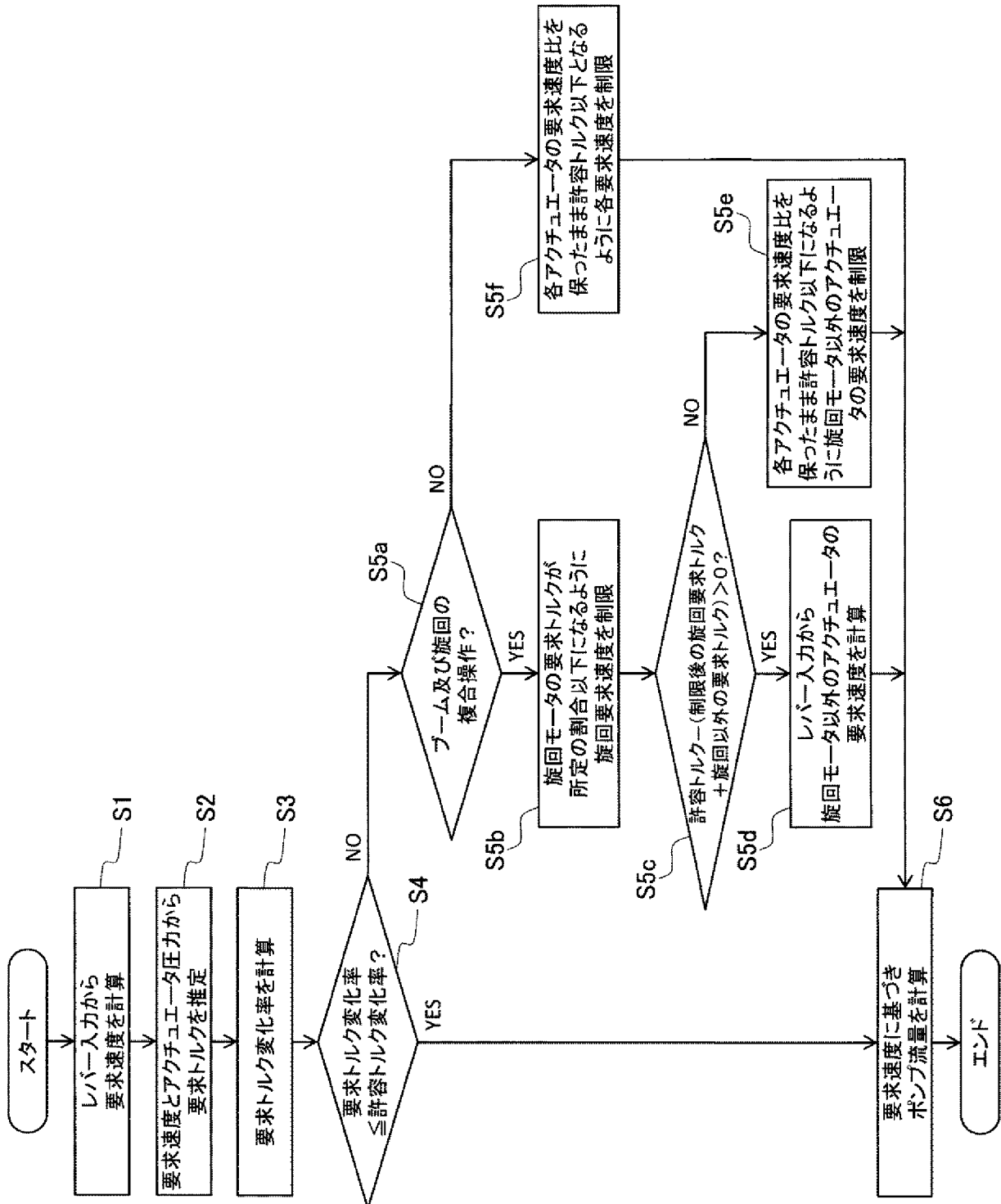
[図8]



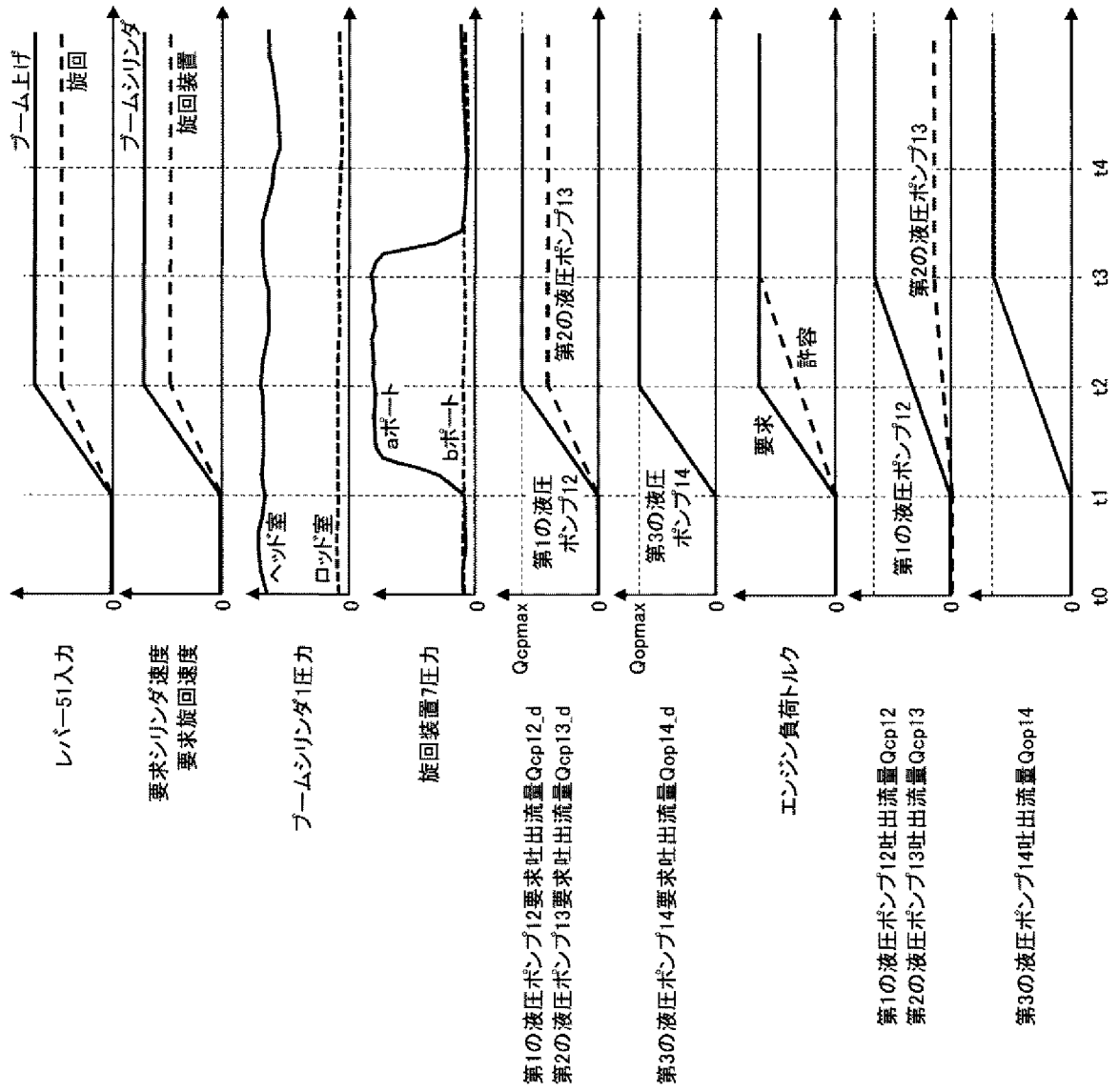
[図9]



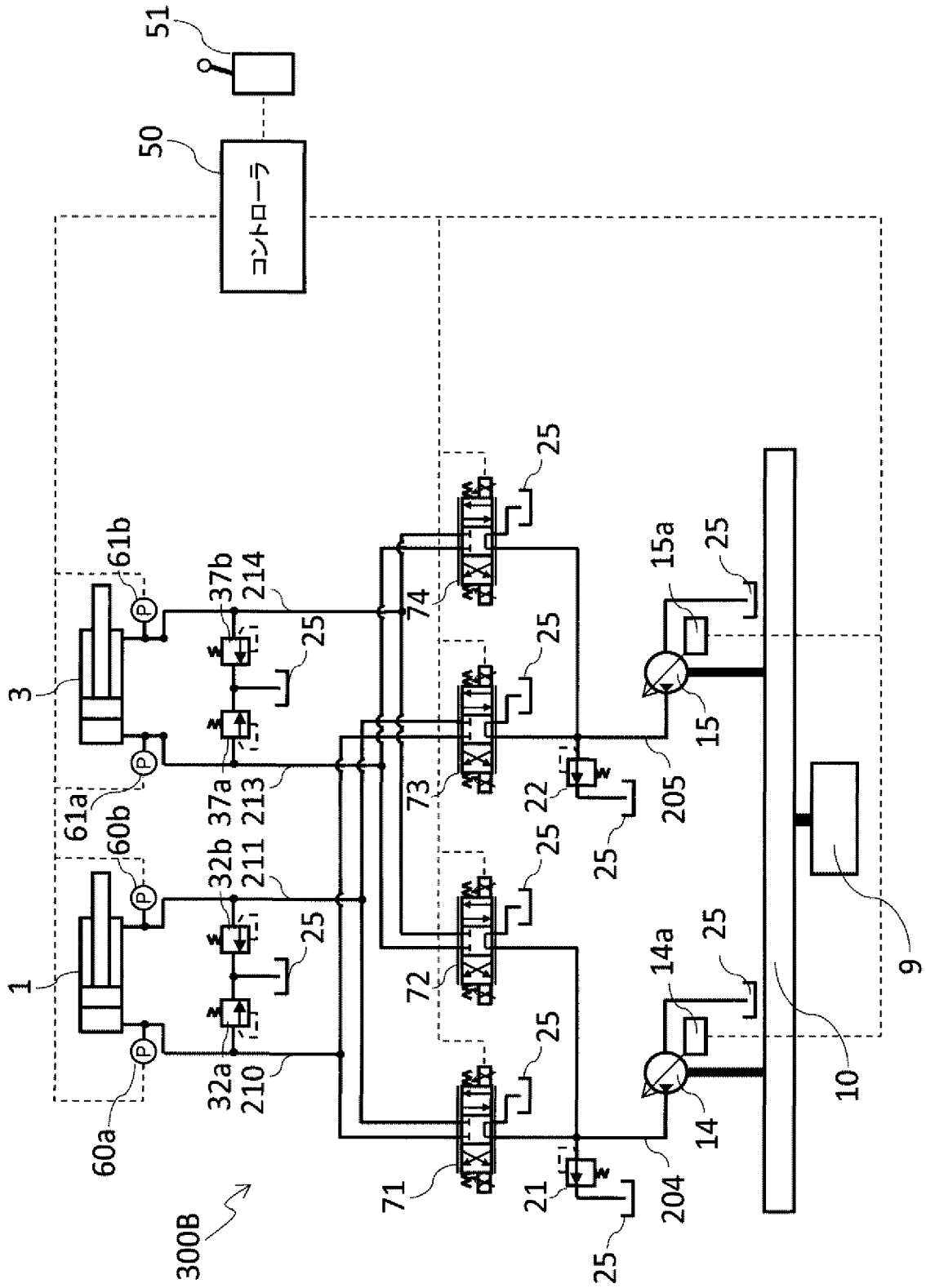
[図10]



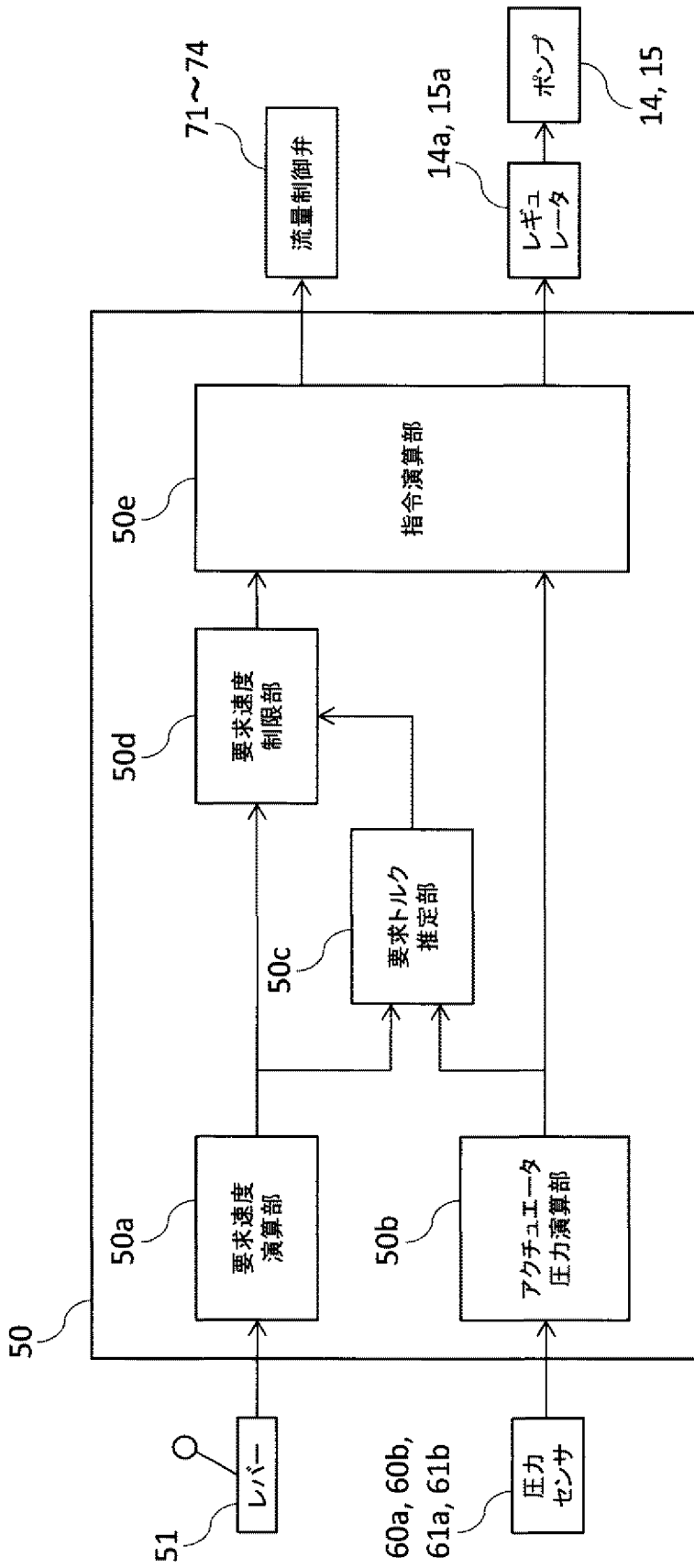
[図11]



[図12]



[図13]



**INTERNATIONAL SEARCH REPORT**

International application No.

PCT/JP2019/019879

**A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER**

Int.Cl. F15B11/02 (2006.01) i, E02F9/22 (2006.01) i, F15B11/028 (2006.01) i, F15B11/17 (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)

Int.Cl. F15B11/02, E02F9/22, F15B11/028, F15B11/17

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

|  |           |
|--|-----------|
| Published examined utility model applications of Japan   | 1922-1996 |
| Published unexamined utility model applications of Japan | 1971-2019 |
| Registered utility model specifications of Japan         | 1996-2019 |
| Published registered utility model applications of Japan | 1994-2019 |

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. |
|-----------|--|-----------------------|
| A         | WO 1998/06936 A1 (KOMATSU LTD.) 19 February 1998<br>(Family: none)                         | 1-7                   |
| A         | JP 2015-98938 A (HORIUCHI KIKAI KK) 28 May 2015<br>(Family: none)                          | 1-7                   |
| A         | JP 2017-106251 A (HITACHI CONSTRUCTION MACHINERY CO., LTD.) 15 June 2017<br>(Family: none) | 1-7                   |

Further documents are listed in the continuation of Box C.

See patent family annex.

\* Special categories of cited documents:

“A” document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance  
 “E” earlier application or patent but published on or after the international filing date  
 “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)  
 “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

“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  
 “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  
 “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  
 “&” document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search  
30.07.2019

Date of mailing of the international search report  
13.08.2019

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. F15B11/02(2006.01)i, E02F9/22(2006.01)i, F15B11/028(2006.01)i, F15B11/17(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. F15B11/02, E02F9/22, F15B11/028, F15B11/17

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 1971-2019年  
 日本国実用新案登録公報 1996-2019年  
 日本国登録実用新案公報 1994-2019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<br>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<br>請求項の番号 |
|-----------------|--|----------------|
| A               | WO 1998/06936 A1（株式会社小松製作所）1998.02.19<br>（ファミリーなし） | 1-7            |
| A               | JP 2015-98938 A（株式会社堀内機械）2015.05.28（ファミリーなし）       | 1-7            |
| A               | JP 2017-106251 A（日立建機株式会社）2017.06.15（ファミリーなし）      | 1-7            |

☐ 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   | の日の後に公表された文献   |
| 「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                                | 「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     |
| 「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                        | 「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                     |
| 「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） | 「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 |
| 「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献                                     | 「&」同一パテントファミリー文献   |
| 「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願                                  |  |

|                          |                          |
|--------------------------|--------------------------|
| 国際調査を完了した日<br>30.07.2019 | 国際調査報告の発送日<br>13.08.2019 |
|--------------------------|--------------------------|

|  |   |    |      |
|--|---|----|------|
| 国際調査機関の名称及びあて先<br>日本国特許庁（ISA/J P）<br>郵便番号100-8915<br>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）<br>加藤 昌人<br>電話番号 03-3581-1101 内線 3358 | 30 | 9257 |
|--|---|----|------|