

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局



(43) 国際公開日
2008年6月12日 (12.06.2008)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 2008/068938 A1

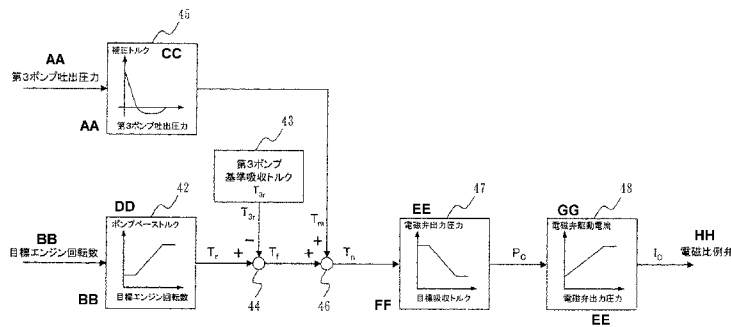
- (51) 国際特許分類:
F15B 11/02 (2006.01) F15B 11/17 (2006.01)
E02F 9/22 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2007/067534
- (22) 国際出願日: 2007年9月7日 (07.09.2007)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願2006-330646 2006年12月7日 (07.12.2006) JP
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 日立建機株式会社 (HITACHI CONSTRUCTION MACHINERY CO., LTD.) [JP/JP]; 〒1120004 東京都文京区後楽二丁目5番1号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 中村 和則 (NAKAMURA, Kazunori) [JP/JP]; 〒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 知的財産部内 Ibaraki (JP). 石川 広二 (ISHIKAWA, Kouji) [JP/JP]; 〒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 知的財産部内 Ibaraki (JP). 有賀 修栄 (ARIGA, Nobuei) [JP/JP]; 〒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 知的財産部内 Ibaraki (JP). 榑崎 昭広 (NARAZAKI, Akihiro) [JP/JP]; 〒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 知的財産部内 Ibaraki (JP).
- (74) 代理人: 春日 譲 (KASUGA, Yuzuru); 〒1030023 東京都中央区日本橋本町三丁目4番1号 トリイ日本橋ビル 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, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, 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, IS, KE, KG, KM, KN, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ,

[続葉有]

(54) Title: TORQUE CONTROLLER OF THREE PUMP SYSTEM FOR CONSTRUCTION MACHINERY

(54) 発明の名称: 建設機械用3ポンプシステムのトルク制御装置



- AA THIRD PUMP DELIVERY PRESSURE
- BB TARGET ENGINE NUMBER OF REVOLUTIONS
- CC CORRECTION TORQUE
- DD PUMP BASE TORQUE
- EE SOLENOID VALVE OUTPUT PRESSURE
- FF TARGET SUCTION TORQUE
- GG SOLENOID VALVE DRIVE CURRENT
- HH SOLENOID PROPORTIONAL VALVE
- 43 THIRD PUMP REFERENTIAL SUCTION TORQUE

(57) Abstract: A torque controller of a three pump system for construction machinery in which the total suction torque of first, second and third hydraulic pumps can be controlled accurately and output torque of an engine can be utilized effectively. A pump base torque operating section (42) calculates a pump base torque T_r from a target number of revolutions, and a subtracting section (44) subtracts a third pump reference suction torque T_{3r} from the pump base torque T_r to calculate the reference value T_f of maximum suction torque available for the first and second hydraulic pumps (2, 3). A correction torque operating section (45) calculates a correction torque value from the delivery pressure of the third hydraulic pump (4), an adding section (46) calculates a target suction torque T_n by adding that correction torque value T_m to the reference value T_f , and then a first regulator (31) is controlled to obtain that target suction torque T_n .

[続葉有]

WO 2008/068938 A1



OM, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, SV, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MT, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

(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, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY,

添付公開書類:
— 国際調査報告書

(57) 要約: 建設機械用3ポンプシステムのトルク制御装置において、第1、第2及び第3油圧ポンプの合計の吸収トルクを正確に制御することができ、エンジンの出力トルクを有効利用することができるようにする。ポンプベーストルク演算部42で目標回転数からポンプベーストルク T_r を算出し、減算部44でポンプベーストルク T_r から第3ポンプ基準吸収トルク T_{3r} を減算して第1及び第2油圧ポンプ2、3で使用可能な最大吸収トルクの基準値 T_f を算出する。補正トルク演算部45で第3油圧ポンプ4の吐出圧力から補正トルク値を算出し、加算部46で基準値 T_f にその補正トルク値 T_m を加算して目標吸収トルク T_n を算出し、この目標吸収トルク T_n が得られるよう第1レギュレータ31を制御する。

明 細 書

建設機械用3ポンプシステムのトルク制御装置

技術分野

- [0001] 本発明は建設機械用3ポンプシステムのトルク制御装置に係わり、特に、1台の原動機(エンジン)により駆動される少なくとも3つの可変容量型の油圧ポンプを備えた油圧ショベル等の建設機械用3ポンプシステムにおいて、その3つの油圧ポンプの吸収トルクがエンジンの出力トルクを超えないよう制御する建設機械用3ポンプシステムのトルク制御装置に関する。

背景技術

- [0002] 油圧ショベル等の建設機械の油圧駆動装置として、1台のエンジンにより駆動される3つの油圧ポンプを備え、これら3つの油圧ポンプから吐出される圧油によって複数の油圧アクチュエータを駆動する3ポンプシステムがあり、その一例が特許文献1に記載されている。この特許文献1に記載の3ポンプシステムは、第1及び第2油圧ポンプの吐出圧力に基づいて第1及び第2油圧ポンプの容量を制御することで第1及び第2油圧ポンプの吸収トルクを制御する第1レギュレータと、第3油圧ポンプの吐出圧力に基づいて第3油圧ポンプの容量を制御することで第3油圧ポンプの吸収トルクを制御する第2レギュレータとを備え、第2レギュレータには、バネ手段により第3油圧ポンプで使用可能な最大吸収トルクが設定されている。また、第1レギュレータには、第3油圧ポンプの吐出圧力が減圧弁を介して導かれ、バネ手段により設定された第1及び第2油圧ポンプで使用可能な最大吸収トルクの基準値を、その減圧弁を介して導かれた第3油圧ポンプの吐出圧力により調整し、第1、第2及び第3油圧ポンプの合計の吸収トルクを制御している。減圧弁による所定の圧力値として、第2レギュレータによる吸収トルク制御(入力トルク制限制御ともいう)が実施される第3油圧ポンプの吐出圧力範囲の最小吐出圧力(第2レギュレータによる吸収トルク制御が実施されない第3油圧ポンプの吐出圧力範囲の最大吐出圧力)が設定されている。

- [0003] 特許文献1:特開2002-242904号公報

発明の開示

発明が解決しようとする課題

- [0004] 以上のように従来の3ポンプシステムでは、第3油圧ポンプの吐出圧力を第1レギュレータにフィードバックして、第1、第2及び第3油圧ポンプの合計の吸収トルクを制御している。このような従来の3ポンプシステムにおいては、第3油圧ポンプの吐出圧力が所定の圧力値以下にあり、第3油圧ポンプの吸収トルク制御(入力トルク制限制御)が実施されていない状態では、第3油圧ポンプの吐出圧力の吐出圧力をそのまま第1レギュレータに導き、第3油圧ポンプの吐出圧力により第1及び第2油圧ポンプで使用可能な最大吸収トルクを増加するよう調整する。これにより第3油圧ポンプで使用していない吸収トルク分を第1及び第2油圧ポンプ側で使用できるようになり、エンジンの出力トルクを有効利用することができる。
- [0005] 一方、第3油圧ポンプの吐出圧力が所定の圧力値を超え、第3油圧ポンプの吸収トルク制御が実施されると、第3油圧ポンプの吐出圧力を減圧弁により所定の圧力値に減圧して第1レギュレータに導くことにより、第1及び第2油圧ポンプで使用可能な最大吸収トルクの増加を制限する。これにより第1、第2及び第3油圧ポンプの合計の吸収トルクがエンジンの出力トルクを超えないよう制御し、エンジンストールを防止することができる。
- [0006] しかし、従来の3ポンプシステムでは、第3油圧ポンプの吸収トルク制御時における吸収トルクを正確に把握できず、エンジンの出力トルクを有効利用することができないという問題があった。
- [0007] すなわち、従来の3ポンプシステムにおいて、第3油圧ポンプの吐出圧力を減圧弁により所定の圧力値に減圧して第1レギュレータに導くことにより第1及び第2油圧ポンプで使用可能な最大吸収トルクを制御することは、第1～第3油圧ポンプに割り当てられた合計の最大吸収トルクから、当該所定の圧力値(一定)に対応する一定の吸収トルクを差し引いた値を第1及び第2油圧ポンプに割り当てることを意味する。しかし、第3油圧ポンプで使用可能な最大吸収トルクはバネ手段で設定されているため、厳密に言うと一定ではない。すなわち、バネ手段により設定される最大吸収トルクは、ポンプ吐出圧力とポンプ容量との関係を示すPq線図上において、直線或いは直線の組み合わせで表されるのに対して、トルク一定曲線はPq線図上において双曲線で

表されるものであり、両者は一致しない。言い換えれば、第3油圧ポンプの吐出圧力だけでは第3油圧ポンプの吸収トルク制御時における吸収トルクを正確に把握することはできない。その結果、第1、第2及び第3油圧ポンプの合計の吸収トルクを正確に制御することができず、エンジンの出力トルクを有効利用することができない。

[0008] 本発明の目的は、第1、第2及び第3油圧ポンプの合計の吸収トルクを正確に制御することができ、エンジンの出力トルクを有効利用することができる建設機械用3ポンプシステムのトルク制御装置を提供することである。

課題を解決するための手段

[0009] (1)上記目的を達成するために、本発明は、原動機と、前記原動機によって駆動される可変容量型の第1及び第2油圧ポンプと、前記原動機によって駆動される可変容量型の第3油圧ポンプと、前記原動機の目標回転数を指令する指令手段と、前記指令手段により指令される目標回転数に基づいて前記原動機の回転数を制御する原動機制御装置と、前記第1及び第2油圧ポンプの吐出圧力に基づいて前記第1及び第2油圧ポンプの容量を制御することで前記第1及び第2油圧ポンプの吸収トルクを制御する第1レギュレータと、前記第3油圧ポンプの吐出圧力に基づいて前記第3油圧ポンプの容量を制御することで前記第3油圧ポンプの吸収トルクを制御する第2レギュレータとを備え、前記第2レギュレータは、前記第3油圧ポンプで使用可能な最大吸収トルクを設定するバネ手段を有する建設機械用3ポンプシステムのトルク制御装置において、前記第3油圧ポンプの吐出圧力を検出する圧力センサと、前記指令手段により指令される目標回転数と前記圧力センサにより検出された前記第3油圧ポンプの吐出圧力とに基づいて前記第1及び第2油圧ポンプで使用可能な最大吸収トルクを演算し、その演算結果に応じた制御信号を出力する制御手段とを備え、前記第1レギュレータは、前記制御信号に基づいて、前記第1及び第2油圧ポンプの吸収トルクが前記制御手段で演算した最大吸収トルクを超えないよう前記第1及び第2油圧ポンプの容量を制御するものとする。

[0010] このように制御手段において、指令手段により指令される目標回転数と圧力センサにより検出される第3油圧ポンプの吐出圧力とに基づいて第1及び第2油圧ポンプで使用可能な最大吸収トルクを演算し、その演算結果に応じた制御信号に基づいて第

1及び第2油圧ポンプの容量を制御することにより、第3油圧ポンプの吸収トルクを正確に把握した3ポンプトルク制御が可能となり、第1、第2及び第3油圧ポンプの合計の吸収トルクを正確に制御し、エンジンの出力トルクを有効利用することができる。

[0011] (2)また、上記目的を達成するために、本発明は、原動機と、前記原動機によって駆動される可変容量型の第1及び第2油圧ポンプと、前記原動機によって駆動される可変容量型の第3油圧ポンプと、前記原動機の目標回転数を指令する指令手段と、前記指令手段により指令される目標回転数に基づいて前記原動機の回転数を制御する原動機制御装置と、前記第1及び第2油圧ポンプの吐出圧力に基づいて前記第1及び第2油圧ポンプの容量を制御することで前記第1及び第2油圧ポンプの吸収トルクを制御する第1レギュレータと、前記第3油圧ポンプの吐出圧力に基づいて前記第3油圧ポンプの容量を制御することで前記第3油圧ポンプの吸収トルクを制御する第2レギュレータとを備え、前記第2レギュレータは、前記第3油圧ポンプで使用可能な最大吸収トルクを設定するバネ手段を有する建設機械用3ポンプシステムのトルク制御装置において、前記第3油圧ポンプの吐出圧力を検出する圧力センサと、前記原動機の実回転数を検出する回転数センサと、前記指令手段により指令される目標回転数と前記回転数センサにより検出される前記原動機の実回転数との偏差を演算し、この回転数偏差と、前記指令手段により指令された目標回転数と前記圧力センサにより検出された前記第3油圧ポンプの吐出圧力とに基づいて前記第1及び第2油圧ポンプで使用可能な最大吸収トルクを演算し、その演算結果に応じた制御信号を出力する制御手段とを備え、前記第1レギュレータは、前記制御信号に基づいて、前記第1及び第2油圧ポンプの吸収トルクが前記制御手段で演算した最大吸収トルクを超えないよう前記第1及び第2油圧ポンプの容量を制御するものとする。

[0012] これにより上記(1)で述べたように、第3油圧ポンプの吸収トルクを正確に把握した3ポンプトルク制御が可能となり、第1、第2及び第3油圧ポンプの合計の吸収トルクを正確に制御し、エンジンの出力トルクを有効利用することができる。

[0013] また、制御手段において、指令手段により指令される目標回転数と回転数センサにより検出される原動機の実回転数との偏差を演算し、この回転数偏差も含めて第1及び第2油圧ポンプで使用可能な最大吸収トルクを演算することにより、回転数偏差の

変化に応じて第1及び第2油圧ポンプで使用可能な最大吸収トルクを増減するスピードセンシング制御を行うことができ、このスピードセンシング制御による効果(減トルク制御、増トルク制御等の効果)を得ることができる。また、同じ制御手段を用いて3ポンプトルク制御とスピードセンシング制御の演算を行い、1つの制御信号により両方の制御を行うので、簡単な構成で、3ポンプトルク制御においてスピードセンシング制御を実施することができる。

- [0014] (3) 上記(1)又は(2)において、好ましくは、前記制御手段は、前記目標回転数に基づいて前記第1、第2及び第3油圧ポンプで使用可能な合計の最大吸収トルクであるポンプベーストルクを演算する第1手段と、前記第3油圧ポンプの基準吸収トルクを予め設定した第2手段と、前記第3油圧ポンプの吐出圧力に基づいて前記第3油圧ポンプの現在の吸収トルクと前記基準吸収トルクの差分を補正トルク値として演算する第3手段と、前記第1手段で演算したポンプベーストルクと前記第2手段に設定した第3油圧ポンプの基準吸収トルクと前記第3手段で演算した補正トルク値とを用いて前記第1及び第2油圧ポンプで使用可能な最大吸収トルクを演算する第4手段とを有する。
- [0015] このように第3油圧ポンプの基準吸収トルクを予め設定しておき、第3油圧ポンプの吐出圧力に基づいて第3油圧ポンプの現在の吸収トルクと基準吸収トルクの差分を補正トルク値として演算することにより、第1及び第2油圧ポンプで使用可能な最大吸収トルクをポンプベーストルクから第3油圧ポンプの現在の吸収トルクを差し引いた値として演算することができ、第3油圧ポンプの吸収トルクを正確に把握した3ポンプトルク制御が可能となる。
- [0016] (4) また、上記(3)において、好ましくは、前記第2手段は、前記第3油圧ポンプの基準吸収トルクとして、前記第2レギュレータによる吸収トルク制御が実施される前記第3油圧ポンプの吐出圧力範囲の最小吐出圧力における前記第3油圧ポンプの吸収トルクを設定する。
- [0017] これにより第3手段は、第2レギュレータによる吸収トルク制御が実施される第3油圧ポンプの吐出圧力範囲の最小吐出圧力における第3油圧ポンプの吸収トルクを基準とした補正トルク値の設定が可能となり、補正トルク値の設定及び計算が容易となる。

- [0018] (5)また、上記(3)において、好ましくは、前記第4手段は、前記第1手段で演算したポンプベーストルクから前記第2手段に設定した第3油圧ポンプの基準吸収トルクを減算して前記第1及び第2油圧ポンプで使用可能な最大吸収トルクの基準値を演算し、この最大吸収トルクの基準値に前記第3手段で演算した補正トルク値を加算して前記第1及び第2油圧ポンプで使用可能な最大吸収トルクを演算する。
- [0019] これにより第4手段は、第1手段で演算したポンプベーストルクと第2手段に設定した第3油圧ポンプの基準吸収トルクと第3手段で演算した補正トルク値とを用いて第1及び第2油圧ポンプで使用可能な最大吸収トルクを算出することができる。
- [0020] (6)また、上記(1)又は(2)において、前記制御手段は、前記目標回転数に基づいて前記第1、第2及び第3油圧ポンプで使用可能な合計の最大吸収トルクであるポンプベーストルクを演算する第1手段と、前記第3油圧ポンプの吐出圧力に基づいて前記第3油圧ポンプの現在の吸収トルクを演算する第2手段と、前記第1手段で演算したポンプベーストルクから前記第2手段で演算した第3油圧ポンプの現在の吸収トルクを減算して前記第1及び第2油圧ポンプで使用可能な最大吸収トルクを演算する第3手段とを有するものであってもよい。
- [0021] これによっても、第1及び第2油圧ポンプで使用可能な最大吸収トルクをポンプベーストルクから第3油圧ポンプの現在の吸収トルクを差し引いた値として演算することができ、第3油圧ポンプの吸収トルクを正確に把握した3ポンプトルク制御が可能となる。
- [0022] (7)更に、上記(2)において、好ましくは、前記制御手段は、前記指令手段により指令される目標回転数と前記圧力センサにより検出された前記第3油圧ポンプの吐出圧力とに基づいて前記第1及び第2油圧ポンプで使用可能な最大吸収トルクの第1目標値を演算する第5手段と、前記回転数偏差に基づいてトルク補正値を演算する第6手段と、前記第5手段で演算した最大吸収トルクの第1目標値に前記トルク補正値を加算して前記第1及び第2油圧ポンプで使用可能な最大吸収トルクの第2目標値を演算する第7手段とを有し、この第7手段で演算した第2目標値に基づいて前記制御信号を出力する。
- [0023] これにより回転数偏差の変化に応じて第1及び第2油圧ポンプで使用可能な最大

吸収トルクを増減するスピードセンシング制御を行うことができる。

[0024] (8)また、上記(7)において、好ましくは、前記第5手段は、前記目標回転数に基づいて前記第1、第2及び第3油圧ポンプで使用可能な合計の最大吸収トルクであるポンプベーストルクを演算する第1手段と、前記第3油圧ポンプの基準吸収トルクを予め設定した第2手段と、前記第3油圧ポンプの吐出圧力に基づいて前記第3油圧ポンプの現在の吸収トルクと前記基準吸収トルクの差分を補正トルク値として演算する第3手段と、前記第1手段で演算したポンプベーストルクと前記第2手段に設定した第3油圧ポンプの基準吸収トルクと前記第3手段で演算した補正トルク値とを用いて前記第1及び第2油圧ポンプで使用可能な最大吸収トルクの第1目標値を演算する第4手段とを有する。

[0025] (9)上記(7)において、前記第5手段は、前記目標回転数に基づいて前記第1、第2及び第3油圧ポンプで使用可能な合計の最大吸収トルクであるポンプベーストルクを演算する第1手段と、前記第3油圧ポンプの吐出圧力に基づいて前記第3油圧ポンプの現在の吸収トルクを演算する第2手段と、前記第1手段で演算したポンプベーストルクから前記第2手段で演算した第3油圧ポンプの現在の吸収トルクを減算して前記第1及び第2油圧ポンプで使用可能な最大吸収トルクの第1目標値を演算する第3手段とを有するものであってもよい。

発明の効果

[0026] 本発明によれば、第3油圧ポンプの吸収トルクを正確に把握した3ポンプトルク制御が可能となり、第1、第2及び第3油圧ポンプの合計の吸収トルクを正確に制御することができ、エンジンの出力トルクを有効利用することができる。

[0027] また、原動機の回転数偏差の変化に応じて第1及び第2油圧ポンプで使用可能な最大吸収トルクを増減するスピードセンシング制御を行うことができ、このスピードセンシング制御による効果(減トルク制御、増トルク制御等の効果)を得ることができる。

[0028] 更に、同じ制御手段を用いて3ポンプトルク制御とスピードセンシング制御の演算を行い、1つの制御信号により両方の制御を行うので、簡単な構成で、3ポンプトルク制御においてスピードセンシング制御を実施することができる。

図面の簡単な説明

[0029] [図1]本発明の第1の実施の形態に係わるトルク制御装置を備えた建設機械用3ポンプシステムの全体を示す構成図である。

[図2]図1に示した第1レギュレータのトルク制御特性を示す図である。

[図3]図1に示した第2レギュレータのトルク制御特性を示す図である。

[図4]コントローラのトルク制御装置に係わる処理機能を示す機能ブロック図である。

[図5]エンジン出力トルクとポンプベーストルク(ポンプ最大吸収トルク)の関係を示す図である。

[図6]補正トルク値の説明図であり、図6(a)は、第3油圧ポンプの吐出圧力(第3ポンプ吐出圧力)と第3油圧ポンプの容量(第3ポンプ容量)と第3ポンプ基準吸収トルクとの関係を示す、図3と同様な図であり、図6(b)は、第3ポンプ吐出圧力と第3油圧ポンプの吸収トルク(消費トルク)との関係を示す図であり、図6(c)は、第3ポンプ吐出圧力と補正トルク値との関係を示す図である。

[図7]第3油圧ポンプの吐出圧力と目標吸収トルク(第1及び第2油圧ポンプで利用可能な最大吸収トルク)との関係を示す図である。

[図8]本発明の第2の実施の形態におけるコントローラのトルク制御装置に係わる処理機能を示す、図4と同様な機能ブロック図である。

[図9]本発明の第3の実施の形態に係わるトルク制御装置を備えた建設機械用3ポンプシステムの全体を示す構成図である。

[図10]第3の実施の形態におけるコントローラのトルク制御装置に係わる処理機能を示す機能ブロック図である。

[図11]エンジン出力トルク及びポンプ吸収トルクとスピードセンシング制御との関係を示す図である。

[図12]本発明の第4の実施の形態に係わるトルク制御装置のレギュレータ部分を示す図である。

符号の説明

- [0030] 1 原動機(エンジン)
2 第1油圧ポンプ
3 第2油圧ポンプ

- 4 第3油圧ポンプ
- 6 コントロールバルブユニット
- 6a, 6b, 6c 弁グループ
- 7~12 複数の油圧アクチュエータ
- 15, 16, 17 メインリリーフ弁
- 18 パイロットリリーフ弁
- 21 回転数指令操作装置
- 22 エンジン制御装置
- 23, 23A, 23B コントローラ
- 24 ガバナ制御モータ
- 25 燃料噴射装置
- 31 第1レギュレータ
- 31a, 31b バネ
- 31c, 31d, 31e 受圧部
- 32 第2レギュレータ
- 34 圧力センサ
- 35 電磁比例弁
- 42 ポンプベーストルク演算部
- 43 第3ポンプ基準吸収トルク設定部
- 44 減算部
- 45 補正トルク演算部
- 45A 第3ポンプ吸収トルク演算部
- 46 加算部
- 46A 減算部
- 47 電磁弁出力圧力演算部
- 48 電磁弁駆動電流演算部
- 51 回転数センサ
- 52 減算部

53 ゲイン乗算部

54 加算部

131 第1レギュレータ

132 第2レギュレータ

112, 212 傾転制御アクチュエータ

113, 213 トルク制御サーボ弁113

113d 減トルク制御受圧室

114, 214 ポジション制御弁

発明を実施するための最良の形態

[0031] 以下、本発明の実施の形態を図面を用いて説明する。

[0032] 図1は本発明の一実施の形態に係わるトルク制御装置を備えた建設機械用3ポンプシステムの全体を示す構成図である。本実施の形態は建設機械として油圧ショベルを対象としたものである。

[0033] 図1において、本実施の形態に係わる建設機械用3ポンプシステムは、原動機1と、この原動機1によって駆動される可変容量型の第1油圧ポンプ2、第2油圧ポンプ3、第3油圧ポンプ4の3つの主ポンプと、原動機1によって駆動される固定容量型のパイロットポンプ5と、第1、第2及び第3油圧ポンプ2, 3, 4に接続されたコントロールバルブユニット6と、コントロールバルブユニット6に接続された複数の油圧アクチュエータ7, 8, 9, 10, 11, 12, …とを備えている。

[0034] コントロールバルブユニット6は第1、第2及び第3油圧ポンプ2, 3, 4に対応した3つの弁グループ6a, 6b, 6cを有しており、3つの弁グループ6a, 6b, 6cはそれぞれ複数の流量制御弁からなり、これら流量制御弁により第1、第2及び第3油圧ポンプ2, 3, 4から複数の油圧アクチュエータ7, 8, 9, 10, 11, 12, …に供給される圧油の流れ(方向及び流量)が制御される。また、3つの弁グループ6a, 6b, 6cの流量制御弁は公知のセンタバイパスタイプであり、対応する油圧アクチュエータの操作手段(操作レバー装置)が操作されておらず、流量制御弁が中立位置にあるときは第1、第2及び第3油圧ポンプ2, 3, 4の吐出ライン2a, 3a, 4aをタンクに連通させている。このとき、第1、第2及び第3油圧ポンプ2, 3, 4の吐出圧力はタンク圧に低下する。

- [0035] 複数の油圧アクチュエータ7, 8, 9, 10, 11, 12, …は例えば油圧ショベルの旋回モータ、アームシリンダ、左右走行モータ、バケットシリンダ、ブームシリンダを含み、例えば油圧アクチュエータ7が旋回モータであり、油圧アクチュエータ8がアームシリンダであり、油圧アクチュエータ9が左走行モータであり、油圧アクチュエータ10が右走行モータであり、油圧アクチュエータ11がバケットシリンダであり、油圧アクチュエータ12がブームシリンダである。
- [0036] 第1、第2及び第3油圧ポンプ2, 3, 4の吐出ライン2a, 3a, 4aにはメインリリーフ弁15, 16, 17が設けられ、パイロットポンプ5の吐出ライン5aにはパイロットリリーフ弁18が設けられている。メインリリーフ弁15, 16, 17は第1、第2及び第3油圧ポンプ2, 3, 4の吐出圧力を規制し、主回路の最大圧力を設定するものである。パイロットリリーフ弁18はパイロットポンプ5の最大吐出圧力を規制し、パイロット油圧源の圧力を設定するものである。
- [0037] 原動機1はディーゼルエンジンであり、このディーゼルエンジン(以下単にエンジンという)1に、ダイヤル式の回転数指令操作装置21とエンジン制御装置22とが設けられている。回転数指令操作装置21はエンジン1の目標回転数を指令する指令手段であり、エンジン制御装置22はコントローラ23と、ガバナモータ24と、燃料噴射装置(ガバナ)25とを有している。コントローラ23は回転数指令操作装置21からの指令信号を入力し、所定の演算処理を行い、ガバナ制御モータ24に駆動信号を出力する。ガバナ制御モータ24は、その駆動信号に応じて回動し、回転数指令操作装置21が指令する目標回転数が得られるように燃料噴射装置25の燃料噴射量を制御する。
- [0038] 本実施の形態に係わるトルク制御装置はこのような3ポンプシステムに設けられるものであり、第1及び第2油圧ポンプ2, 3の容量(押しのけ容積或いは斜板の傾転)を制御することで第1及び第2油圧ポンプ2, 3の吸収トルク(消費トルク)を制御する第1レギュレータ31と、第3の油圧ポンプ4の容量(押しのけ容積或いは斜板の傾転)を制御することで第3油圧ポンプ4の吸収トルク(消費トルク)を制御する第2レギュレータ32と、第3油圧ポンプ4の吐出圧力を検出する圧力センサ34と、電磁比例弁35と、上記のコントローラ23とを備えている。
- [0039] 第1レギュレータ31は、第1及び第2油圧ポンプ2, 3の容量増加方向に作用するバ

ネ31a, 31bと、第1及び第2油圧ポンプ2, 3の容量減少方向に作用する受圧部31c, 31d, 31eとを有している。受圧部31c, 31dには第1及び第2油圧ポンプ2, 3の吐出圧力がパイロットライン37, 38を介して導入され、受圧部31eには電磁比例弁35からの制御圧力が制御油路39を介して導入される。バネ31a, 31bと受圧部31eは、第1及び第2油圧ポンプ2, 3で使用可能な最大吸収トルクを設定する機能を有している。このような構成により第1レギュレータ31は、第1及び第2油圧ポンプ2, 3の吸収トルクがバネ31a, 31bと受圧部31eに導かれる制御圧力とにより設定される最大吸収トルクを超えないよう第1及び第2油圧ポンプ2, 3の容量を制御する。

[0040] 第2レギュレータ32は、第3油圧ポンプ4の容量増加方向に作用するバネ32aと、第3油圧ポンプ4の容量減少方向に作用する受圧部32bとを有し、受圧部31bには第3油圧ポンプ4の吐出圧力がパイロットライン40を介して導入される。バネ32aは、第3油圧ポンプ4で使用可能な最大吸収トルクを設定する機能を有している。このような構成により第2レギュレータ32は、第3油圧ポンプ4の吸収トルクがバネ32aにより設定される最大吸収トルクを超えないよう第3油圧ポンプ4の容量を制御する。

[0041] 圧力センサ34は第3油圧ポンプ4の吐出圧力に応じた検出信号を出力し、この検出信号はコントローラ23に入力される。コントローラ23は所定の演算処理を行い、電磁比例弁35に駆動信号を出力する。電磁比例弁35はパイロットポンプ5の吐出圧力を元圧としてコントローラ23からの駆動信号に応じた制御圧力を生成し、この制御圧力は信号ライン39を介して第1レギュレータ31の受圧部31eへと導かれる。これにより第1レギュレータ31においては、受圧部31eに導かれる制御圧力に応じて第1及び第2油圧ポンプで使用可能な最大吸収トルクの値が調整される。

[0042] 図2は第1レギュレータ31のトルク制御特性を示す図である。横軸は第1及び第2油圧ポンプ2, 3の吐出圧力の和であり、縦軸は第1及び第2油圧ポンプ2, 3の容量(押し分け容積或いは斜板の傾転)である。

[0043] また、図2において、折れ線A, B, Cは第1レギュレータ31による吸収トルク制御(入力トルク制限制御)の特性線であり、折れ線Aは、第3油圧ポンプ4に係わる油圧アクチュエータ、例えば油圧アクチュエータ12が作動しておらず、第3油圧ポンプ4の吐出圧力がタンク圧P0(図3参照)に低下しているときのものであり、折れ線Bは、第3

油圧ポンプ4の吐出圧力が第2レギュレータ32による吸収トルク制御が実施される第3油圧ポンプ4の吐出圧力範囲の最小吐出圧力(第2レギュレータ32による吸収トルク制御の開始圧力)P1(図3参照)にあるときのものであり、折れ線Cは、第3油圧ポンプ4の吐出圧力が圧力P1における第3油圧ポンプ4の吸収トルク(第3ポンプ基準吸収トルク T_{3r})との差が最大となるときのP2(図3参照)にあるときのものである。

[0044] 第3油圧ポンプ4の吐出圧力がタンク圧 P_0 にあるとき、第1及び第2油圧ポンプ2, 3の吐出圧力の和に応じて第1及び第2油圧ポンプの容量は次のように変化する。

[0045] 第1及び第2油圧ポンプ2, 3の吐出圧力の和が $P_0 \sim P_{1A}$ の範囲内にあるときは吸収トルク制御は実施されず、第1及び第2油圧ポンプ2, 3の容量は最大容量特性線L1上にあり、最大(一定)である。このとき、第1及び第2油圧ポンプ2, 3の吸収トルクはそれらの吐出圧力の上昇に応じて増大する。第1及び第2油圧ポンプ2, 3の吐出圧力の和が P_{1A} を超えると吸収トルク制御が実施され、第1及び第2油圧ポンプ2, 3の容量は特性線Aに沿って減少する。これにより第1及び第2油圧ポンプ2, 3の吸収トルクはトルク一定曲線TAで示される規定トルク T_a を超えないよう制御される。この場合、圧力 P_{1A} が第1レギュレータ31による吸収トルク制御の開始圧力であり、 $P_{1A} \sim P_{max}$ は第1レギュレータ31による吸収トルク制御が実施される第1及び第2油圧ポンプ2, 3の吐出圧力範囲である。また、 P_{max} は第1及び第2油圧ポンプ2, 3の吐出圧力の和の最大値であり、メインリリーフ弁15, 16のリリーフ設定圧力の和に相当する値である。第1及び第2油圧ポンプ2, 3の吐出圧力の和が P_{max} まで上昇すると、メインリリーフ弁15, 16が共に作動し、それ以上のポンプ吐出圧力の上昇は制限される。

[0046] 第3油圧ポンプ4の吐出圧力が上昇すると、吸収トルク制御の特性線は折れ線A, B, Cと変化し、それに応じて第1レギュレータ31による吸収トルク制御の開始圧力は P_{1A} から P_{1B} , P_{1C} へと変化し、第1レギュレータ31による吸収トルク制御が実施される吐出圧力範囲は $P_{1A} \sim P_{max}$ から $P_{1B} \sim P_{max}$, $P_{1C} \sim P_{max}$ へと変化する。また、それに応じて、第1及び第2油圧ポンプ2, 3で使用可能な最大吸収トルクは T_a から T_b , T_c へと減少する。

[0047] 図3は第2レギュレータ32のトルク制御特性を示す図である。横軸は第3油圧ポン

プ4の吐出圧力であり、縦軸は第3油圧ポンプ4の容量(押しのけ容積或いは斜板の傾転)である。実線Dは、バネ32aにより設定される吸収トルク制御の特性線である。

[0048] 第3油圧ポンプ4の吐出圧力が $P_0 \sim P_1$ の範囲内にあるときは吸収トルク制御は実施されず、第3油圧ポンプ4の容量は最大容量特性線L2上にあり、最大(一定)である。このとき、第3油圧ポンプ4の吸収トルクはその吐出圧力の上昇に応じて増大する。第3油圧ポンプ4の吐出圧力が P_1 を超えると吸収トルク制御が実施され、第3油圧ポンプ4の容量は特性線Cに沿って減少する。これにより第3油圧ポンプ4の吸収トルクはトルク一定曲線TDで示される規定トルク T_d を超えないよう制御される。この場合、圧力 P_1 が第2レギュレータ32による吸収トルク制御の開始圧力であり、 $P_1 \sim P_{max}$ は第2レギュレータ32による吸収トルク制御が実施される第3油圧ポンプ4の吐出圧力範囲である。 P_{max} は第3油圧ポンプ4の吐出圧力の最大値であり、メインリリーフ弁17のリリーフ設定圧力に相当する値である。第3油圧ポンプ4の吐出圧力が P_{max} まで上昇すると、メインリリーフ弁17が作動し、それ以上のポンプ吐出圧力の上昇は制限される。

[0049] 図4は、コントローラ23のトルク制御装置に係わる処理機能を示す機能ブロック図である。コントローラ23は、ポンプベーストルク演算部42と、第3ポンプ基準吸収トルク設定部43と、減算部44と、補正トルク演算部45と、加算部46と、電磁弁出力圧力演算部47と、電磁弁駆動電流演算部48とを備えている。

[0050] ポンプベーストルク演算部42は、第1、第2及び第3油圧ポンプ2, 3, 4の3つのポンプで使用可能な合計の最大吸収トルクをポンプベーストルク T_r として算出するものであり、回転数指令操作装置21から目標回転数の指令信号を入力し、これをメモリに記憶してあるテーブルに参照させ、その目標回転数に対応するポンプベーストルク T_r を演算する。メモリのテーブルには、目標回転数が低くなるにしたがってポンプベーストルク T_r が減少するよう、目標回転数とポンプベーストルク T_r の関係が設定されている。

[0051] 図5は、エンジン出力トルク T_e とポンプベーストルク(ポンプ最大吸収トルク) T_r の関係を示す図である。エンジン1の出力トルク T_e はエンジン回転数が低くなるにしたがって低くなる。ポンプ最大吸収トルク T_r はエンジン1の出力トルク T_e の範囲内である

必要がある。したがって、ポンプ最大吸収トルク T_r も目標回転数が低くなるに
なって減少する。

[0052] 第3ポンプ基準吸収トルク設定部43は、第3油圧ポンプ4の実際の吸収トルク(消費トルク)を計算する際の基準値としての第3ポンプ基準吸収トルク T_{3r} を設定するものである。ここで、第3ポンプ基準吸収トルク T_{3r} は、図3にトルク一定曲線 TR として示されるトルク値であり、このトルク値は、第2レギュレータ32による吸収トルク制御が実施される第3油圧ポンプ4の吐出圧力範囲の最小吐出圧力(以下、第2レギュレータ32による吸収トルク制御の開始圧力という)P1における第3油圧ポンプ4の吸収トルクである。

[0053] 減算部44は、ポンプベーストルク T_r から第3ポンプ基準吸収トルク T_{3r} を減算し、第1及び第2油圧ポンプ2, 3で使用可能な最大吸収トルクの基準値 T_f を算出する。つまり、

$$T_f = T_r - T_{3r}$$

補正トルク演算部45は、第4油圧ポンプの吐出圧力から第3油圧ポンプ4の現在の吸収トルク(消費トルク)と第3ポンプ基準吸収トルク T_{3r} との差分を補正トルク値として算出するものであり、圧力センサ34から第3油圧ポンプ4の吐出圧力(第3ポンプ吐出圧力)の検出信号を入力し、これをメモリに記憶してあるテーブルに参照させ、その第3ポンプ吐出圧力に対応する補正トルク値 T_m を演算する。メモリのテーブルには、第3ポンプ吐出圧力が P_0 から吸収トルク制御の開始圧力 P_1 までの範囲にあるときは、第3ポンプ吐出圧力が上昇するにしたがい補正トルク値 T_m が T_0 から0まで減少し、第3ポンプ吐出圧力が吸収トルク制御の開始圧力 P_1 を超えると、補正トルク値 T_m が第3ポンプ吐出圧力に応じた所定の負の値となるよう、第3ポンプ吐出圧力と補正トルク値 T_m との関係が設定されている。

[0054] 図6は補正トルク値 T_m の説明図である。この図6を用いて補正トルク値 T_m について説明する。

[0055] 図6(a)は、第3油圧ポンプ4の吐出圧力(第3ポンプ吐出圧力)と第3油圧ポンプ4の容量(第3ポンプ容量)と第3ポンプ基準吸収トルク T_{3r} との関係を示す、図3と同様な図である。

[0056] 図6(a)において、図3を用いて説明したように、第3ポンプ吐出圧力が $P_0 \sim P_1$ の範囲内にあるとき、第3ポンプ容量は最大(一定)であり、第3ポンプ吐出圧力が P_1 を超えると、第3ポンプ容量は特性線Cに沿って減少する。この場合、第3ポンプ吐出圧力が P_1 を超えると、第2レギュレータ32による吸収トルク制御が開始される。この吸収トルク制御において、第3油圧ポンプ4の実際の吸収トルクは理想的にはトルク一定曲線TRで示されるように一定の値(第3ポンプ基準吸収トルク T_{3r})に制御したい。しかし、第2レギュレータ32による吸収トルク制御の設定値はバネ32aの付勢力によって与えられているため、第3油圧ポンプ4の吸収トルクは実際には特性線Cのように制御され、トルク一定曲線T3Rで示される理想の第3ポンプ基準吸収トルク T_{3r} に対して誤差がある。

[0057] 図6(b)は、第3ポンプ吐出圧力と第3油圧ポンプ4の吸収トルク(消費トルク)との関係を示す図であり、斜線部Fは理想の第3ポンプ基準吸収トルク T_{3r} に対する第3油圧ポンプ4の実際の吸収トルクの誤差を示している。また、斜線部Eは、第3油圧ポンプ4の吐出圧力が $P_0 \sim P_1$ の範囲内にあるときの第3油圧ポンプ4の吸収トルクが第3ポンプ基準吸収トルク T_{3r} に満たない領域を示している。第3ポンプ吐出圧力がタンク圧の P_0 であるとき、第3油圧ポンプ4の吸収トルクは最小の T_{3min} であり、第3ポンプ吐出圧力が P_0 から P_1 まで上昇するにしたがって、第3油圧ポンプ4の吸収トルクは直線Gのように T_{3min} から T_{3r} まで比例的に増大する。この場合、第3油圧ポンプ4の吸収トルクは第3ポンプ基準吸収トルク T_{3r} に対して過少となっており、減算部44で演算した基準値 $T_f (= T_r - T_{3r})$ をそのまま第1及び第2油圧ポンプ2, 3で使用可能な最大吸収トルクとして設定した場合、ポンプベーストルク T_r を使い切れない部分である。

[0058] 図6(b)において、第3ポンプ吐出圧力が P_1 を超えると、図6(a)のトルク一定曲線T3Rに対する特性線Cの差分に対応して、第3油圧ポンプ4の吸収トルクは曲線Hのように変化する。すなわち、第3ポンプ吐出圧力が P_1 を超えると第3油圧ポンプ4の吸収トルクは T_{3r} よりも大きくなり、 T_{3r} との差は第3ポンプ吐出圧力が上昇するにしたがって増大し、第3ポンプ吐出圧力が P_2 に達すると T_{3r} との差は最大となり、第3ポンプ吐出圧力が P_2 を超えると T_{3r} との差は逆に徐々に減少する。この場合、第3油圧

ポンプ4の吸収トルクは第3ポンプ基準吸収トルク T_{3r} に対して過大となっており、減算部44で演算した基準値 $T_f (= T_r - T_{3r})$ をそのまま第1及び第2油圧ポンプ2, 3で使用可能な最大吸収トルクとして設定した場合、ポンプベーストルク T_r を超えた過剰トルクとなる部分である。

[0059] 図6(c)は、第3ポンプ吐出圧力と補正トルク値 T_m との関係を示す図である。この関係は、図6(b)の第3ポンプ吐出圧力と第3油圧ポンプ4の実際の吸収トルクとの関係の逆特性であり、図中、直線 G_a は図6(b)の直線 G に対応し、曲線 H_a は図6(b)の曲線 H に対応している。第3ポンプ吐出圧力がタンク圧の P_0 であるとき、補正トルク値 T_m は T_{m0} であり、この T_{m0} は図6(b)の T_{3r} と T_{3min} の差分である。つまり、

$$T_{m0} = T_{3r} - T_{3min}$$

第3ポンプ吐出圧力が P_0 から P_1 まで上昇する間は、第3ポンプ吐出圧力が上昇するにしたがって補正トルク値 T_m は直線 G_a のように T_{m0} から0まで比例的に減少し、第3ポンプ吐出圧力が P_1 を超えると、補正トルク値 T_m は負の値となって、曲線 H_a のように変化する。すなわち、第3ポンプ吐出圧力が上昇するにしたがって補正トルク値 T_m はそのアクチュエータの領域で0から徐々に減少し、第3ポンプ吐出圧力が P_2 に達すると補正トルク値 T_m は最小となり、第3ポンプ吐出圧力が P_2 を超えると、補正トルク値 T_m は逆に徐々に増加して0付近に戻る。

[0060] 加算部46は、減算部44で求めた最大吸収トルクの基準値 T_f に補正トルク演算部45で演算した補正トルク値 T_m を加算し、第1及び第2油圧ポンプ2, 3で使用可能な最大吸収トルクを目標吸収トルク T_n として算出する。つまり、

$$T_n = T_f + T_m$$

図7は、第3油圧ポンプ4の吐出圧力と目標吸収トルク T_n (第1及び第2油圧ポンプ2, 3で利用可能な最大吸収トルク)との関係を示す図である。図7中、一点鎖線はポンプベーストルク演算部42で演算されるポンプベーストルク T_r を示し、二点鎖線は減算部44で演算される第1及び第2油圧ポンプ2, 3で使用可能な最大吸収トルクの基準値 T_f を示している。一点鎖線のポンプベーストルク T_r はエンジン1の目標回転数がある値(例えば最大の定格回転数)にあるときに演算されたものである。二点鎖線の基準値 T_f は一点鎖線のポンプベーストルク T_r から第3ポンプ基準吸収トルク T_{3r} を

減算した値である($T_f = T_r - T_{3r}$)。

- [0061] 加算部46で演算される目標吸収トルク T_n は二点鎖線の基準値 T_f に補正トルク演算部45で演算される補正トルク値 T_m を加算した値であり($T_n = T_f + T_m$)、図6(c)に示される第3ポンプ吐出圧力と補正トルク値 T_m との関係に対応して、直線Gb及び曲線Hbのようになる。直線Gb及び曲線Hbは図6(c)の補正トルク値 T_m を示す直線Ga及び曲線Haに対応している。
- [0062] 第3ポンプ吐出圧力が P_0 にあるとき、目標吸収トルク T_n は $T_r - T_{3min}$ であり、第3ポンプ吐出圧力が P_0 から P_1 まで上昇するにしたがって、目標吸収トルク T_n は直線Gbに沿って $T_r - T_{3min}$ から T_f に減少する。第3ポンプ吐出圧力が P_1 を超えると、第3ポンプ吐出圧力が上昇するにしたがって目標吸収トルク T_n は曲線Hbに沿って減少し、第3ポンプ吐出圧力が P_2 に達すると、目標吸収トルク T_n は最小の $T_r - T_c$ となる。第3ポンプ吐出圧力が更に上昇すると、目標吸収トルク T_n は曲線Hbに沿って逆に増え始め、 P_{max} で T_f 付近まで戻る。
- [0063] 電磁弁出力圧力演算部47は、第1レギュレータ31において、第1及び第2油圧ポンプ2, 3で使用可能な最大吸収トルクとして目標トルク T_n を設定するための制御圧力を算出するものであり、加算部46で求めた目標吸収トルク T_n をメモリに記憶してあるテーブルに参照させ、その目標吸収トルク T_n に対応する電磁比例弁35の出力圧力 P_c を演算する。メモリのテーブルには、目標吸収トルク T_n が増大するにしたがって出力圧力 P_c が小さくなるよう、目標吸収トルク T_n と出力圧力 P_c との関係が設定されている。
- [0064] 電磁弁駆動電流演算部48は、電磁弁出力圧力演算部47で求めた電磁比例弁35の出力圧力 P_c を得るための電磁比例弁35の駆動電流 I_c を算出するものであり、電磁弁出力圧力演算部47で求めた電磁比例弁35の出力圧力 P_c をメモリに記憶してあるテーブルに参照させ、その出力圧力 P_c に対応する電磁比例弁35の駆動電流 I_c を演算する。メモリのテーブルには、出力圧力 P_c が増大するにしたがって駆動電流 I_c が増大するよう、出力圧力 P_c と駆動電流 I_c との関係が設定されている。この駆動電流 I_c は図示しないアンプにより増幅され、電磁比例弁35に出力される。
- [0065] 以上において、ダイヤル式の回転数指令操作装置21はエンジン(原動機)1の目

標回転数を指令する指令手段を構成し、エンジン制御装置22は、その指令手段21により指令される目標回転数に基づいてエンジン1の回転数を制御する原動機制御装置を構成し、コントローラ23と電磁比例弁35は、指令手段21により指令される目標回転数と圧力センサ34により検出された第3油圧ポンプ4の吐出圧力とに基づいて第1及び第2油圧ポンプ2, 3で使用可能な最大吸収トルクを演算し、その演算結果に応じた制御信号を出力する制御手段を構成し、第1レギュレータ31は、その制御信号に基づいて、第1及び第2油圧ポンプ2, 3の吸収トルクが当該制御手段23, 35で演算した最大吸収トルクを超えないよう第1及び第2油圧ポンプ2, 3の容量を制御する。

[0066] また、ポンプベーストルク演算部42は、目標回転数に基づいて第1、第2及び第3油圧ポンプ2~4で使用可能な合計の最大吸収トルクであるポンプベーストルクを演算する第1手段を構成し、第3ポンプ基準吸収トルク設定部43は、第3油圧ポンプ4の基準吸収トルクを予め設定した第2手段を構成し、補正トルク演算部45は、第3油圧ポンプ4の吐出圧力に基づいて第3油圧ポンプ4の現在の吸収トルクと基準吸収トルクの差分を補正トルク値として演算する第3手段を構成し、減算部44と加算部46は、第1手段で演算したポンプベーストルクと第2手段に設定した第3油圧ポンプの基準吸収トルクと第3手段で演算した補正トルク値とを用いて第1及び第2油圧ポンプ2, 3で使用可能な最大吸収トルクを演算する第4手段を構成する。

[0067] 次に、以上のように構成した本実施の形態の動作を説明する。

[0068] 第1及び第2油圧ポンプに係わる油圧アクチュエータの1つ、例えば、油圧アクチュエータ7を作動させた場合、第1油圧ポンプからの圧油がコントロールバルブユニット6の弁グループ6aに含まれる対応する流量制御弁を介して油圧アクチュエータ7に供給される。このとき、第1油圧ポンプ2の吐出圧力は油圧アクチュエータ7の負荷圧により増大し、この第1油圧ポンプ2の吐出圧力が第1レギュレータ31の受圧部31cに導かれ、第1油圧ポンプ2の吐出圧力が所定の値を超えると第1油圧ポンプ2の容量(吸収トルク)が減少するよう制御される。この所定の値は、下記するように、第1レギュレータ31の受圧部31eに導かれる制御圧力(つまり目標吸収トルク T_n)に応じて変化する。

[0069] <第3油圧ポンプ4に係わる油圧アクチュエータの非作動時>

第3油圧ポンプ4に係わる油圧アクチュエータ、例えば油圧アクチュエータ12が作動していないとき、第3油圧ポンプ4の吐出圧力はタンク圧 P_0 に低下しており、第3油圧ポンプ4は T_{3min} の吸収トルクを消費している。

[0070] コントローラの加算部46では目標吸収トルク T_n として $T_r - T_{3min}$ が演算され、この目標吸収トルク T_n に基づいて電磁比例弁35に対応する駆動電流が出力され、第1レギュレータ31の受圧部31eに対応する制御圧力が導かれる。この制御圧力は第1トルクレギュレータ31のバネ31a, 31bの付勢力に対向して作用し、第1及び第2油圧ポンプで使用可能な最大吸収トルクが目標吸収トルク T_n ($T_r - T_{3min}$)に対応した値となるよう調整される。

[0071] 図2の曲線TAはその目標吸収トルク T_n ($T_r - T_{3min}$)に対応するトルク一定曲線であり、図2の折れ線Aは、そのときに設定される第1レギュレータ31による吸収トルク制御の特性線である。

[0072] このように第1レギュレータ31に吸収トルク制御の特性線Aが設定されるとき、第1レギュレータ31は次のように第1及び第2油圧ポンプ2, 3の容量を制御する。すなわち、第1及び第2油圧ポンプ2, 3の吐出圧力の和が $P_0 \sim P_{1A}$ の範囲内にあるときは吸収トルク制御は実施されず、第1及び第2油圧ポンプ2, 3の容量は最大容量特性線L1上で最大(一定)であり、第1及び第2油圧ポンプ2, 3の吐出圧力の和が P_{1A} を超えると吸収トルク制御が実施され、第1及び第2油圧ポンプ2, 3の容量は特性線Aに沿って減少し、第1及び第2油圧ポンプ2, 3の吸収トルクがトルク一定曲線TAで示される規定トルク T_a ($= T_n = T_r - T_{3min}$)を超えないよう制御される。

[0073] このように第3油圧ポンプの吐出圧力が P_0 であるとき、第3油圧ポンプの吸収トルクは T_{3min} であり、第1及び第2油圧ポンプの最大吸収トルクは $T_r - T_{3min}$ であり、第1、第2及び第3油圧ポンプの合計の最大吸収トルクは T_r となり、ポンプベーストルク T_r を過不足なく使い切ることができる。

[0074] <第3油圧ポンプ4に係わる油圧アクチュエータの作動時>

第3油圧ポンプ4に係わる油圧アクチュエータが作動し、第3油圧ポンプ4の吐出圧力が上昇するとき、コントローラの加算部46では第3ポンプ吐出圧力に応じた目標吸

収トルク T_n が演算される。

[0075] <ポンプ吐出圧力 $P_0 \sim P_1$ >

すなわち、第3ポンプ吐出圧力が $P_0 \sim P_1$ の範囲にあるとき、第3油圧ポンプは図6(b)の直線Gで表される $T_{3min} \sim T_{3r}$ の吸収トルクを消費する。

[0076] 一方、第3ポンプ吐出圧力が $P_0 \sim P_1$ の範囲にあるとき、コントローラの加算部46では、目標吸収トルク T_n として第3ポンプ吐出圧力が上昇するにしたがって減少する図7の直線Gb上の $T_r - T_{3min}$ から $T_f (= T_r - T_{3r})$ の範囲の値が演算され、第3ポンプ吐出圧力が P_1 に達すると、目標吸収トルク T_n として T_f が演算され、それぞれ、その目標吸収トルク T_n に基づいて電磁比例弁35に対応する駆動電流が出力され、第1レギュレータ31の受圧部31eに対応する制御圧力が導かれる。ここで、電磁弁出力圧力演算部47で演算される出力圧力 P_c は目標吸収トルク T_n と反比例の関係にあるため、第3ポンプ吐出圧力が $P_0 \sim P_1$ の範囲で上昇するにしたがって第1レギュレータ31の受圧部31eに導かれる制御圧力は上昇し、この制御圧力はバネ31a, 31bの付勢力に対向して作用する。これにより第1レギュレータ31において、受圧部31eとバネ31a, 31bとにより設定される最大吸収トルクは減少し、第1及び第2油圧ポンプ2, 3で使用可能な最大吸収トルクが目標吸収トルク T_n に応じた値となるよう調整される。

[0077] 図2の曲線TBは第3ポンプ吐出圧力が P_1 に達し、目標吸収トルク T_n として T_f が演算されたときの目標吸収トルク T_n に対応するトルク一定曲線であり、図2の折れ線Bはそのときに設定される第1レギュレータ31による吸収トルク制御の特性線である。第3ポンプ吐出圧力が P_0 から P_1 に上昇する間は、第3ポンプ吐出圧力の上昇に応じて吸収トルク制御の特性線の特性線はAからBにシフトし、対応するトルク一定曲線はTAからTBにシフトする。

[0078] 第1レギュレータ31に吸収トルク制御の特性線Bが設定されるとき、第1及び第2油圧ポンプ2, 3の吐出圧力の和が $P_0 \sim P_{1B} (< P_{1A})$ の範囲内にあるときは吸収トルク制御は実施されず、第1及び第2油圧ポンプ2, 3の容量は最大容量特性線L1上で最大(一定)であり、第1及び第2油圧ポンプ2, 3の吐出圧力の和が $P_{1B} (< P_{1A})$ を超えると吸収トルク制御が実施され、第1及び第2油圧ポンプ2, 3の容量は特性線

Bに沿って減少し、第1及び第2油圧ポンプ2, 3の吸収トルクがトルク一定曲線TBで示される規定トルク $T_b (= T_n = T_f)$ を超えないよう制御される。

[0079] 第1レギュレータ31の吸収トルク制御の特性線がAからBにシフトする間は、それに応じて第1レギュレータ31による吸収トルク制御の開始圧力は P_{1A} から P_{1B} に減少し、第1レギュレータ31による吸収トルク制御のポンプ吐出圧力範囲も $P_{1A} \sim P_{max}$ から $P_{1B} \sim P_{max}$ へと変化する。

[0080] このように第3ポンプ吐出圧力が $P_0 \sim P_1$ の範囲にあるとき、第3油圧ポンプの最大吸収トルクは $T_{3min} \sim T_{3r}$ であり、第1及び第2油圧ポンプの最大吸収トルクは $T_r - T_{3min} \sim T_r - T_{3r}$ であり、この場合も、第1、第2及び第3油圧ポンプの合計の吸収トルクは T_r となり、ポンプベーストルク T_r を過不足なく使い切ることができる。

[0081] <ポンプ吐出圧力 $P_1 \sim P_2$ >

第3ポンプ吐出圧力が $P_1 \sim P_2$ の範囲にあるときは、第3油圧ポンプは図6(b)の曲線H1で表される $T_{3r} \sim T_d$ の吸収トルクを消費する。

[0082] 一方、第3ポンプ吐出圧力が $P_1 \sim P_2$ の範囲にあるとき、コントローラの加算部46では、目標吸収トルク T_n として第3ポンプ吐出圧力が上昇するにしたがって減少する図7の曲線Hb1上の $T_f (= T_r - T_{3r}) \sim T_r - T_d$ の値が演算され、第3ポンプ吐出圧力が P_2 に達すると、目標吸収トルク T_n として $T_r - T_d$ が演算され、それぞれ、その目標吸収トルク T_n に基づいて電磁比例弁35に対応する駆動電流が出力され、第1レギュレータ31の受圧部31eに対応する制御圧力が導かれる。第3ポンプ吐出圧力が $P_0 \sim P_1$ の範囲にある場合と同様、この場合も第3ポンプ吐出圧力が $P_1 \sim P_2$ の範囲で上昇するにしたがって第1レギュレータ31の受圧部31eに導かれる制御圧力は上昇し、この制御圧力とバネ31a, 31bとにより設定される最大吸収トルクは減少し、第1及び第2油圧ポンプ2, 3で使用可能な最大吸収トルクが目標吸収トルク T_n に応じた値となるよう調整される。

[0083] 図2の曲線TCは第3ポンプ吐出圧力が P_2 に達し、目標吸収トルク T_n として $T_r - T_d$ が演算されたときの目標吸収トルク T_n に対応するトルク一定曲線であり、図2の折れ線Cはそのときに設定される第1レギュレータ31による吸収トルク制御の特性線である。第3ポンプ吐出圧力が P_1 から P_2 に上昇する間は、第3ポンプ吐出圧力の上昇

に応じて吸収トルク制御の特性線はBからCにシフトし、対応するトルク一定曲線はT BからTCにシフトする。

- [0084] 第1レギュレータ31に吸収トルク制御の特性線Cが設定されるとき、第1及び第2油圧ポンプ2, 3の吐出圧力の和が $P_0 \sim P_{1C}$ ($< P_{1B}$)の範囲内にあるときは吸収トルク制御は実施されず、第1及び第2油圧ポンプ2, 3の容量は最大容量特性線L1上で最大(一定)であり、第1及び第2油圧ポンプ2, 3の吐出圧力の和が P_{1C} ($< P_{1B}$)を超えると吸収トルク制御が実施され、第1及び第2油圧ポンプ2, 3の容量は特性線Cに沿って減少し、第1及び第2油圧ポンプ2, 3の吸収トルクがトルク一定曲線TCで示される規定トルク $T_c (= T_n = T_r - T_d)$ を超えないよう制御される。
- [0085] 第1レギュレータ31の吸収トルク制御の特性線がBからCにシフトする間は、それに応じて第1レギュレータ31による吸収トルク制御の開始圧力は P_{1B} から P_{1C} に減少し、第1レギュレータ31による吸収トルク制御のポンプ吐出圧力範囲も $P_{1B} \sim P_{max}$ から $P_{1C} \sim P_{max}$ へと変化する。
- [0086] このように第3ポンプ吐出圧力が $P_1 \sim P_2$ の範囲にあるとき、第3油圧ポンプの最大吸収トルクは $T_{3r} \sim T_d$ であり、第1及び第2油圧ポンプの最大吸収トルクは $T_r - T_{3r} \sim T_r - T_d$ であり、この場合も、第1、第2及び第3油圧ポンプの合計の吸収トルクは T_r となり、ポンプベーストルク T_r を過不足なく使い切ることができる。
- [0087] <ポンプ吐出圧力 $P_2 \sim P_{max}$ >
第3ポンプ吐出圧力が $P_2 \sim P_{max}$ の範囲にあるときは、第3油圧ポンプは図6(b)の曲線H2で表される $T_d \sim T_{3r}$ の吸収トルクを消費する。
- [0088] 一方、第3ポンプ吐出圧力が $P_2 \sim P_{max}$ の範囲にあるとき、コントローラの加算部46では、目標吸収トルク T_n として第3ポンプ吐出圧力が上昇するにしたがって増大する図7の直線曲線Hb2上の $T_r - T_d \sim T_f (= T_r - T_{3r})$ の値が演算され、第3ポンプ吐出圧力が P_{max} に達すると、目標吸収トルク T_n として T_f 付近の値が演算され、それぞれ、その目標吸収トルク T_n に基づいて電磁比例弁35に対応する駆動電流が出力され、第1レギュレータ31の受圧部31eに対応する制御圧力が導かれる。この場合は、第3ポンプ吐出圧力が $P_2 \sim P_{max}$ の範囲で上昇するにしたがって第1レギュレータ31の受圧部31eに導かれる制御圧力は減少し、この制御圧力とバネ31a, 31bと

により設定される最大吸収トルクは増大し、これにより第1及び第2油圧ポンプ2, 3で使用可能な最大吸収トルクが目標吸収トルク T_n に応じた値となるよう調整される。その結果、図2において、第3ポンプ吐出圧力が P_2 から P_{max} に上昇する間は、第3ポンプ吐出圧力の上昇に応じて吸収トルク制御の特性線はCからBに戻るようシフトし、対応するトルク一定曲線もTCからTBにシフトする。また、この吸収トルク制御の特性線のシフトに応じて第1レギュレータ31による吸収トルク制御の開始圧力は P_{1C} から P_{1B} へと上昇し、第1レギュレータ31による吸収トルク制御のポンプ吐出圧力範囲も $P_{1C} \sim P_{max}$ から $P_{1B} \sim P_{max}$ へと変化する。

- [0089] このように第3ポンプ吐出圧力が $P_2 \sim P_{max}$ の範囲にあるとき、第3油圧ポンプの吸収トルクは $T_d \sim T_{3r}$ 付近であり、第1及び第2油圧ポンプの吸収トルクは $T_r - T_d \sim T_r - T_{3r}$ 付近であり、この場合も、第1、第2及び第3油圧ポンプの合計の吸収トルクは T_r となり、ポンプベーストルク T_r を過不足なく使い切ることができる。
- [0090] 以上のように本実施の形態においては、補正トルク演算部45において、第3油圧ポンプ4の現在の吸収トルク(消費トルク)と第3ポンプ基準吸収トルク T_{3r} との差分を補正トルク値として算出し、加算部46において、最大吸収トルクの基準値 T_f にその補正トルク値 T_m を加算して、第1及び第2油圧ポンプ2, 3で使用可能な最大吸収トルクを目標吸収トルク T_n として算出し、この目標吸収トルク T_n が得られるよう第1レギュレータ31による吸収トルク制御の特性線をシフトしており、これにより第3油圧ポンプ4の吸収トルクを正確に把握した3ポンプトルク制御が可能となり、ポンプベーストルク T_r を過不足なく使い切ることができる。その結果、ポンプベーストルク T_r をエンジン1の出力トルク T_e の範囲内で、出力トルク T_e に極力近づけて、出力トルク T_e との差分を少なくするよう設定することが可能となり、エンジンの出力トルクを有効利用することができる。
- [0091] 本発明の第2の実施の形態を図8を用いて説明する。図8は、本実施の形態におけるコントローラのトルク制御装置に係わる処理機能を示す、図4と同様な機能ブロック図である。図中、図4に示す部分と同等のものには同じ符号を付している。本実施の形態は、第1の実施の形態におけるコントローラ内の演算アルゴリズムの変形例を示すものである。

[0092] 図8において、本実施の形態に係わるコントローラ23Aは、ポンプベーストルク演算部42と、第3ポンプ吸収トルク演算部45Aと、減算部46Aと、電磁弁出力圧力演算部47と、電磁弁駆動電流演算部48とを備えている。

[0093] 第3ポンプ吸収トルク演算部45Aは、第3油圧ポンプ4の吐出圧力から第3油圧ポンプ4の現在の吸収トルク(消費トルク)を直接算出するものであり、圧力センサ34から第3油圧ポンプ4の吐出圧力(第3ポンプ吐出圧力)の検出信号を入力し、これをメモリに記憶してあるテーブルに参照させ、その第3ポンプ吐出圧力に対応する第3油圧ポンプ4の現在の吸収トルク(消費トルク)T3mを演算する。メモリのテーブルには、図6(b)に示した第3ポンプ吐出圧力と第3油圧ポンプ4の吸収トルク(消費トルク)との関係が設定されている。

[0094] 減算部46Aは、ポンプベーストルク演算部42で演算したポンプベーストルクTrから第3ポンプ吸収トルク演算部45Aで演算した第3ポンプの現在の吸収トルクを減算し、第1及び第2油圧ポンプ2, 3で使用可能な最大吸収トルクを目標吸収トルクTnとして算出する。つまり、

$$Tn = Tr - T3m$$

このように演算した目標吸収トルクTnは、第1の実施の形態と同様、電磁弁出力圧力演算部47及び電磁弁駆動電流演算部48により電磁比例弁35の駆動信号に変換し、電磁比例弁35より目標吸収トルクTnに応じた制御圧力を出力し、第1レギュレータの受圧部31eに導く。

[0095] このように構成した本実施の形態においても、第3ポンプ吸収トルク演算部45Aにおいて、第3油圧ポンプ4の吐出圧力から第3油圧ポンプ4の現在の吸収トルク(消費トルク)を算出し、減算部46Aにおいて、ポンプベーストルクTrから第3ポンプの現在の吸収トルクを減算して、第1及び第2油圧ポンプ2, 3で使用可能な最大吸収トルクを目標吸収トルクTnとして算出するので、第3油圧ポンプ4の吸収トルクを正確に把握した3ポンプトルク制御が可能となり、第1、第2及び第3油圧ポンプの合計の吸収トルクを正確に制御することができ、エンジンの出力トルクを有効利用することができる。

[0096] 本発明の第3の実施の形態を図9～図11を用いて説明する。図9は、本実施の形

態に係わるトルク制御装置を備えた建設機械用3ポンプシステムの全体を示す構成図であり、図10は、コントローラのトルク制御装置に係わる処理機能を示す機能ブロック図である。図中、図1及び図4に示す部分と同等のものには同じ符号を付している。本実施の形態は、第1の実施の形態におけるトルク制御機能を利用し、そのトルク制御機能にいわゆるスピードセンシング制御の機能を付加したものである。

[0097] 図9において、本実施の形態に係わるトルク制御装置は、コントローラ23B、第1レギュレータ31、第2レギュレータ32、圧力センサ34、電磁比例弁35に加えて、更に、エンジン1の回転数を検出する回転数センサ51を備えている。

[0098] 図10において、本実施の形態に係わるコントローラ23Bは、図4に示した構成要素（ポンプベーストルク演算部42、第3ポンプ基準吸収トルク設定部43、減算部44、補正トルク演算部45、加算部46、電磁弁出力圧力演算部47、電磁弁駆動電流演算部48）に加えて、減算部52と、ゲイン乗算部53と、加算部54とを更に備えている。

[0099] 減算部52は、回転数センサ51で検出したエンジン1の実回転数から目標回転数を減算し、回転数偏差 ΔN を演算する。

[0100] ゲイン乗算部53は、減算部52で演算した回転数偏差 ΔN にスピードセンシング制御の補正トルクゲイン（スピードセンシング制御ゲイン） K_T を掛けてスピードセンシング制御のトルク補正值 ΔT を演算する。

[0101] 加算部46は、減算部44で求めた最大吸収トルクの基準値 T_f に補正トルク演算部45で演算した補正トルク値 T_m を加算し、第1及び第2油圧ポンプ2、3で使用可能な最大吸収トルクを第1目標吸収トルク T_{n0} として算出する。つまり、

$$T_{n0} = T_f + T_m$$

加算部54は、加算部46で演算した第1目標吸収トルク T_{n0} にゲイン乗算部53で演算したスピードセンシング制御のトルク補正值 ΔT を加算し、第2目標吸収トルク T_n を演算する。

[0102] このように演算した第2目標吸収トルク T_n は、第1の実施の形態と同様、電磁弁出力圧力演算部47及び電磁弁駆動電流演算部48により電磁比例弁35の駆動信号に変換し、電磁比例弁35より目標吸収トルク T_n に応じた制御圧力を出力し、第1レギュレータの受圧部31eに導く。第1レギュレータ31は最大吸収トルクを T_n に設定し

、第1及び第2油圧ポンプの吸収トルクが T_n を超えないように制御する。

[0103] 以上において、コントローラ23Bと電磁比例弁35は、指令手段(回転数指令操作装置)21により指令される目標回転数と回転数センサ51により検出されるエンジン(原動機)1の実回転数との偏差を演算し、この回転数偏差と、指令手段21により指令された目標回転数と圧力センサ34により検出された第3油圧ポンプ4の吐出圧力とに基づいて第1及び第2油圧ポンプ2, 3で使用可能な最大吸収トルクを演算し、その演算結果に応じた制御信号を出力する制御手段を構成し、第1レギュレータ31は、その制御信号に基づいて、第1及び第2油圧ポンプ2, 3の吸収トルクが当該制御手段23B, 35で演算した最大吸収トルクを超えないよう第1及び第2油圧ポンプ2, 3の容量を制御する。

[0104] スピードセンシング制御による減トルク制御及び増トルク制御の効果を図11を用いて説明する。

[0105] 図11は、エンジン出力トルク及びポンプ吸収トルクとスピードセンシング制御との関係を示す図である。図中、直線DRは、目標エンジン回転数が定格回転数 N_{rated} にあるときに燃料噴射装置25により燃料噴射量が制御される領域であるレギュレーション領域の特性線であり、P点はレギュレーション領域の最大燃料噴射点である。また、図示の例では、燃料噴射装置25は、最大燃料噴射点Pからエンジン負荷が減少するにしたがってエンジン回転数が増大するよう制御するドループ特性を有している。また、直線Gは、図10のゲイン乗算部53におけるスピードセンシング制御ゲインKTの特性線である。

[0106] <減トルク制御>

エンジン1の出力トルクと第1～第3油圧ポンプ2～4の吸収トルクが図11のM1点でバランスした状態でエンジン1と第1～第3油圧ポンプ2～4が動作しているとする。この状態から第1及び第2油圧ポンプ2, 3或いは第3油圧ポンプ4の負荷(吐出圧力)が急激に増大すると、燃料噴射装置25の制御の応答遅れによってエンジン1の回転数が過渡的に低下する。このような場合、図10の減算部52では回転数偏差 ΔN を負の値として演算し、ゲイン乗算部53でもスピードセンシング制御のトルク補正值 ΔT を負の値として演算し、加算部54では、第1目標吸収トルク T_{n0} に負の値として

のトルク補正值 ΔT を加算することで、第1目標吸収トルク T_{n0} よりもトルク補正值 ΔT の絶対値分だけ小さい第2目標吸収トルク T_n を演算する。これにより第1レギュレータ31に設定される最大吸収トルクも ΔT 分だけ減少し、第1レギュレータ31により制御される第1及び第2油圧ポンプの吸収トルクも同様に減少する(減トルク制御)。すなわち、図11において、第1～第3油圧ポンプ2～4に対する吸収トルク制御の動作点は、エンジン1の出力トルクと第1～第3油圧ポンプ2～4の吸収トルクのバランス点 $M1$ からスピードセンシング制御ゲイン KT の特性線 G に沿って $M2$ 点へと移動する。このように第1～第3油圧ポンプ2～4の吸収トルクが減少する結果、エンジン1の回転数は速やかに上昇してエンジン性能の低下を防止し、作業性能を向上することができる。

[0107] <増トルク制御>

エンジン1の出力トルクと第1～第3油圧ポンプ2～4の吸収トルクがバランスする図11の $M1$ 点では、図10の減算部52では、回転数偏差 ΔN が正の値として演算され、ゲイン乗算部53で演算されるスピードセンシング制御のトルク補正值 ΔT も正の値として演算され、加算部54において演算される第2目標吸収トルク T_n は第1目標吸収トルク T_{n0} よりもトルク補正值 ΔT の絶対値分だけ増大する。その結果、第1レギュレータ31に設定される最大吸収トルクも ΔT 分だけ増大し、第1レギュレータ31により制御される第1及び第2油圧ポンプの吸収トルクもそれに応じて増大する(増トルク制御)。これによりベースポンプトルク T_r をエンジン出力トルク T_e に対して余裕を持って設定した場合でも、定常状態でのバランス点 $M1$ において、第1レギュレータ31の最大吸収トルク(第1及び第2油圧ポンプの吸収トルク)をベースポンプトルク T_r よりも増大させた制御が可能となり、これによりエンジン出力の有効利用が可能となる。また、エンジン1の動作点が最大燃料噴射点 P に近づくため、燃費を向上することができる。

[0108] このように構成した本実施の形態においても、コントローラ23B内の第1、第2及び第3油圧ポンプに係わる吸収トルク制御の処理機能(ポンプベーストルク演算部42、第3ポンプ基準吸収トルク設定部43、減算部44、補正トルク演算部45、加算部46、電磁弁出力圧力演算部47、電磁弁駆動電流演算部48)により、第1の実施の形態と

同様、第3油圧ポンプ4の吸収トルクを正確に把握した3ポンプトルク制御が可能となり、第1、第2及び第3油圧ポンプ2~4の合計トルクの吸収トルクを正確に制御し、エンジンの出力トルクを有効利用することができる。

[0109] また、本実施の形態においては、回転数センサ51を設け、コントローラ23Bに減算部52、ゲイン乗算部53及び加算部54の演算機能を追加したので、3ポンプトルク制御に対してスピードセンシング制御を実施することが可能となり、原動機の過負荷時は減トルク制御によりエンジン性能の低下を防止し、作業性能を向上できるとともに、回転数偏差 ΔN が正の動作時は増トルク制御によりエンジン出力の有効利用が可能となり、かつ燃費を向上することができる。

[0110] 更に、本実施の形態においては、同じ制御手段(コントローラ23B)を用いて、3ポンプトルク制御とスピードセンシング制御の演算を行い、1つの制御信号により両方の制御を行うので、電磁比例弁35、電磁比例弁35からの制御圧力が導かれる第1レギュレータ31の受圧部31e等の機器が1セットで済み、簡単な構成で、3ポンプトルク制御においてスピードセンシング制御を実施することができる。

[0111] なお、第3の実施の形態では、コントローラ23B内の3ポンプトルク制御の処理機能として第1の実施の形態に係わる処理機能(ポンプベーストルク演算部42、第3ポンプ基準吸収トルク設定部43、減算部44、補正トルク演算部45、加算部46、電磁弁出力圧力演算部47、電磁弁駆動電流演算部48)を用いたが、第2の実施の形態の処理機能(ポンプベーストルク演算部42と、第3ポンプ吸収トルク演算部45Aと、減算部46A、電磁弁出力圧力演算部47、電磁弁駆動電流演算部48)にスピードセンシング制御の処理機能を付加してもよく、この場合も、第3の実施の形態と同様の効果が得られる。

[0112] 本発明の第4の実施の形態を図12を用いて説明する。図12は第4の実施の形態に係わるトルク制御装置のレギュレータ部分を示す図である。図中、図1に示した部材と同等のものには同じ符号を付している。本実施の形態は、第1レギュレータ及び第2レギュレータに対し、要求流量に応じて第1~第3油圧ポンプの容量(吐出流量)を制御する機能を持たせた場合のものである。

[0113] 図12において、第1及び第2油圧ポンプ2, 3は第1レギュレータ131を備え、第3油

圧ポンプ4は第2レギュレータ132を備えている。第1及び第2油圧ポンプ2, 3は第1レギュレータ131により押しつけ容積可変部材である斜板2b, 3bの傾転角を調整することで押しつけ容積(容量)を調整し、要求流量に応じてポンプ吐出流量を制御するとともに、ポンプ吸収トルクを調整する。第3油圧ポンプ4は第2レギュレータ131により押しつけ容積可変部材である斜板4bの傾転角を調整することで押しつけ容積(容量)を調整し、要求流量に応じてポンプ吐出流量を制御するとともに、ポンプ吸収トルクを調整する。

[0114] 第1レギュレータ131は、斜板2b, 3bを作動する傾転制御アクチュエータ112と、このアクチュエータ112を制御するトルク制御サーボ弁113とポジション制御弁114とを有している。傾転制御アクチュエータ112は、斜板2b, 3bに係りつけられかつ両端に設けられた受圧部の受圧面積が異なるポンプ傾転制御スプール112aと、このポンプ傾転制御スプール112aの小面積受圧部側に位置する傾転制御増トルク受圧室112bと、大面積受圧部側に位置する傾転制御減トルク受圧室112cとを備えている。傾転制御増トルク受圧室112bはパイロットポンプ5の吐出ライン5aに油路135を介して接続され、傾転制御減トルク受圧室112cはパイロットポンプ5の吐出ライン5aに油路135と、トルク制御サーボ弁113及びポジション制御弁114を介して接続されている。

[0115] トルク制御サーボ弁113は、トルク制御スプール113aと、トルク制御スプール113aの一端側に位置するバネ113bと、トルク制御スプール113aの他端側に位置するPQ制御受圧室113c及び減トルク制御受圧室113dとを備えている。第1及び第2油圧ポンプ2, 3の吐出ライン2a, 2bには第1及び第2油圧ポンプ2, 3の高圧側の吐出圧力を検出するシャトル弁136が設けられ、PQ制御受圧室113cは信号ライン115を介してシャトル弁136の出力ポートに接続され、減トルク制御受圧室113dは電磁比例弁35出力ポートに制御油路39を介して接続されている。電磁比例弁35は前述したとおり、コントローラ23(図1)からの駆動信号(電気信号)により作動する。

[0116] ポジション制御弁114は、ポジション制御スプール114aと、ポジション制御スプール114aの一端側に位置する位置保持用の弱いバネ114bと、ポジション制御スプール114aの他端側に位置する制御受圧室114cとを備えている。制御受圧室114cには第1及び第2油圧ポンプ2, 3に係わる操作系の操作量(要求流量)に応じた油圧

信号116が導かれる。この油圧信号116は、公知の種々の方法で生成することができる。例えば、操作レバー装置により生成される操作パイロット圧のうちの最も高压の操作パイロット圧を選択し、油圧信号116としてもよい。また、流量制御弁がセンタバイパスタイプのバルブである場合、センタバイパスラインの下流側に絞りを設け、その絞りの上流側の圧力をネガコン圧として取り出し、このネガコン圧力を反転して油圧信号116としてもよい。

- [0117] ポンプ傾転制御スプール112aは受圧室112b, 112cの圧油の圧力バランスで、第1及び第2油圧ポンプ2, 3の斜板の傾転角(容量)を制御する。トルク制御サーボ弁113のPQ制御受圧室113cに第1及び第2油圧ポンプ2, 3の高压側の吐出圧力が導かれ、その圧力が高くなる程、トルク制御スプール113aが図示左方に移動する。これにより受圧室112cにパイロットポンプ5の吐出油が流れ込み、ポンプ傾転制御スプール112aを図示右方に移動し、第1及び第2油圧ポンプ2, 3の斜板2b, 3bをポンプ押しのか容積減少方向に駆動し、ポンプ容量を小さくしてポンプ吸収トルクを減少させる。第1及び第2油圧ポンプ2, 3の吐出圧力が低くなる程、上記の逆動作が行われ、第1及び第2油圧ポンプ2, 3の斜板2b, 3bをポンプ押しのか容積増加方向に駆動し、ポンプ押し除け容積を大きくしてポンプ吸収トルクを増加させる。
- [0118] また、トルク制御サーボ弁113の第1及び第2油圧ポンプ2, 3に対する吸収トルク制御の特性はバネ113bと減トルク制御受圧室113dに導かれる制御圧力によって定まり、電磁比例弁35を制御し、制御圧力を変えることによって、前述したように吸収トルク制御の特性がシフトする(図2参照)。
- [0119] 第2レギュレータ131は、斜板4bを作動する傾転制御アクチュエータ212と、このアクチュエータ212を制御するトルク制御サーボ弁213とポジション制御弁214とを有している。傾転制御アクチュエータ212、トルク制御サーボ弁213及びポジション制御弁214は、第1レギュレータ131の傾転制御アクチュエータ112、トルク制御サーボ弁113及びポジション制御弁114と同様に構成されており、図中、同等の部分には、10番台の数字を200番台の数字に変えた符号を付して示している。ただし、トルク制御サーボ弁113では設定トルクの調整は不要であるため、減トルク制御受圧室113dに相当するものは設けられていない。

[0120] 第2レギュレータ132の動作も、第1レギュレータ131の動作と実質的に同じである。ただし、その吸収トルク制御の特性はトルク制御サーボ弁213のバネ213bによって定まり、一定である(図3参照)。

[0121] 以上のように構成した本実施の形態においては、第1レギュレータ131及び第2レギュレータ132に、要求流量に応じて第1～第3油圧ポンプ2～4の容量(吐出流量)を制御する機能を持たせたもので、第1の実施の形態と同様の効果を得ることができる。

請求の範囲

- [1] 原動機(1)と、
前記原動機によって駆動される可変容量型の第1及び第2油圧ポンプ(2, 3)と、
前記原動機によって駆動される可変容量型の第3油圧ポンプ(4)と、
前記原動機の目標回転数を指令する指令手段(21)と、
前記指令手段により指令される目標回転数に基づいて前記原動機の回転数を制御する原動機制御装置(22)と、
前記第1及び第2油圧ポンプの吐出圧力に基づいて前記第1及び第2油圧ポンプの容量を制御することで前記第1及び第2油圧ポンプの吸収トルクを制御する第1レギュレータ(31;131)と、
前記第3油圧ポンプの吐出圧力に基づいて前記第3油圧ポンプの容量を制御することで前記第3油圧ポンプの吸収トルクを制御する第2レギュレータ(32;132)とを備え、
前記第2レギュレータ(32;132)は、前記第3油圧ポンプで使用可能な最大吸収トルクを設定するバネ手段(32a;213b)を有する建設機械用3ポンプシステムのトルク制御装置において、
前記第3油圧ポンプ(4)の吐出圧力を検出する圧力センサ(34)と、
前記指令手段(21)により指令される目標回転数と前記圧力センサ(34)により検出された前記第3油圧ポンプ(4)の吐出圧力とに基づいて前記第1及び第2油圧ポンプ(2, 3)で使用可能な最大吸収トルク(T_n)を演算し、その演算結果に応じた制御信号を出力する制御手段(23, 35;23A, 35;23B, 35)とを備え、
前記第1レギュレータ(31;131)は、前記制御信号に基づいて、前記第1及び第2油圧ポンプ(2, 3)の吸収トルクが前記制御手段で演算した最大吸収トルク(T_n)を超えないよう前記第1及び第2油圧ポンプ(2, 3)の容量を制御することを特徴とする建設機械用3ポンプシステムのトルク制御装置。
- [2] 原動機(1)と、
前記原動機によって駆動される可変容量型の第1及び第2油圧ポンプ(2, 3)と、
前記原動機によって駆動される可変容量型の第3油圧ポンプ(4)と、

前記原動機の目標回転数を指令する指令手段(21)と、
前記指令手段により指令される目標回転数に基づいて前記原動機の回転数を制御する原動機制御装置(22)と、
前記第1及び第2油圧ポンプの吐出圧力に基づいて前記第1及び第2油圧ポンプの容量を制御することで前記第1及び第2油圧ポンプの吸収トルクを制御する第1レギュレータ(31;131)と、
前記第3油圧ポンプの吐出圧力に基づいて前記第3油圧ポンプの容量を制御することで前記第3油圧ポンプの吸収トルクを制御する第2レギュレータ(32;132)とを備え、
前記第2レギュレータ(32;132)は、前記第3油圧ポンプで使用可能な最大吸収トルクを設定するバネ手段(32a;213b)を有する建設機械用3ポンプシステムのトルク制御装置において、
前記第3油圧ポンプ(4)の吐出圧力を検出する圧力センサ(34)と、
前記原動機(1)の実回転数を検出する回転数センサ(51)と、
前記指令手段(21)により指令される目標回転数と前記回転数センサ(51)により検出される前記原動機(1)の実回転数との偏差を演算し、この回転数偏差(ΔN)と、前記指令手段(21)により指令された目標回転数と前記圧力センサ(34)により検出された前記第3油圧ポンプ(4)の吐出圧力とに基づいて前記第1及び第2油圧ポンプ(2, 3)で使用可能な最大吸収トルク(T_n)を演算し、その演算結果に応じた制御信号を出力する制御手段(23B, 35)とを備え、
前記第1レギュレータ(31;131)は、前記制御信号に基づいて、前記第1及び第2油圧ポンプ(2, 3)の吸収トルクが前記制御手段で演算した最大吸収トルク(T_n)を超えないよう前記第1及び第2油圧ポンプ(2, 3)の容量を制御することを特徴とする建設機械用3ポンプシステムのトルク制御装置。

- [3] 請求項1又は2記載の建設機械用3ポンプシステムのトルク制御装置において、
前記制御手段(23, 35;23B, 35)は、前記目標回転数に基づいて前記第1、第2及び第3油圧ポンプ(2~4)で使用可能な合計の最大吸収トルクであるポンプベーストルク(T_r)を演算する第1手段(42)と、前記第3油圧ポンプ(4)の基準吸収トルク(T

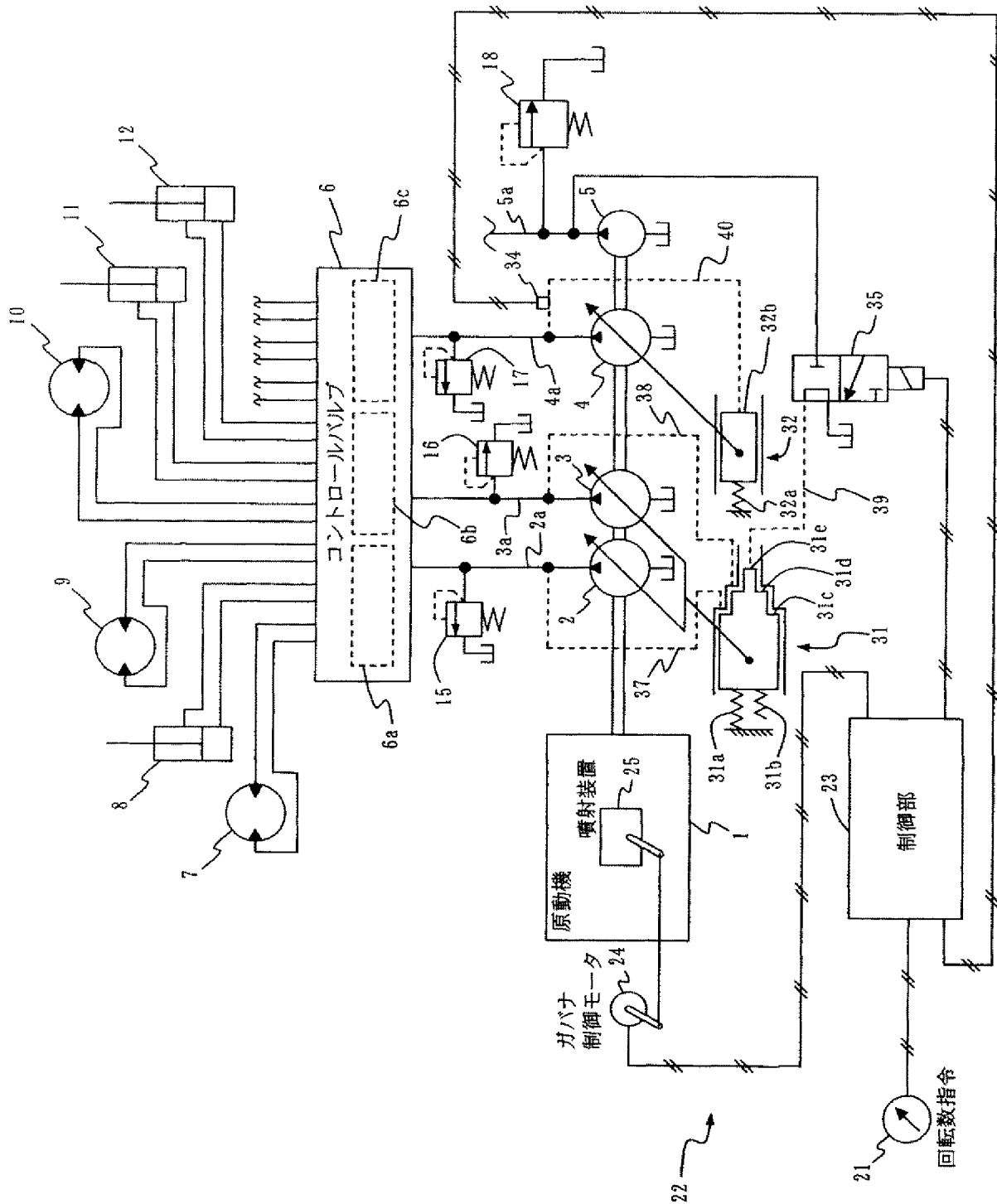
3r)を予め設定した第2手段(43)と、前記第3油圧ポンプ(4)の吐出圧力に基づいて前記第3油圧ポンプ(4)の現在の吸収トルクと前記基準吸収トルクの差分を補正トルク値(T_m)として演算する第3手段(45)と、前記第1手段で演算したポンプベーストルクと前記第2手段に設定した第3油圧ポンプ(4)の基準吸収トルクと前記第3手段で演算した補正トルク値とを用いて前記第1及び第2油圧ポンプ(2, 3)で使用可能な最大吸収トルク(T_n)を演算する第4手段(44, 46)とを有することを特徴とする建設機械用3ポンプシステムのトルク制御装置。

- [4] 請求項3記載の建設機械用3ポンプシステムのトルク制御装置において、前記第2手段(43)は、前記第3油圧ポンプの基準吸収トルク(T_{3r})として、前記第2レギュレータ(32;132)による吸収トルク制御が実施される前記第3油圧ポンプ(4)の吐出圧力範囲の最小吐出圧力(P_1)における前記第3油圧ポンプ(4)の吸収トルクを設定することを特徴とする建設機械用3ポンプシステムのトルク制御装置。
- [5] 請求項3記載の建設機械用3ポンプシステムのトルク制御装置において、前記第4手段(44, 46)は、前記第1手段(42)で演算したポンプベーストルク(T_r)から前記第2手段(43)に設定した第3油圧ポンプの基準吸収トルク(T_{3r})を減算して前記第1及び第2油圧ポンプ(2, 3)で使用可能な最大吸収トルクの基準値(T_f)を演算し、この最大吸収トルクの基準値に前記第3手段(45)で演算した補正トルク値(T_m)を加算して前記第1及び第2油圧ポンプ(2, 3)で使用可能な最大吸収トルク(T_n)を演算することを特徴とする建設機械用3ポンプシステムのトルク制御装置。
- [6] 請求項1又は2記載の建設機械用3ポンプシステムのトルク制御装置において、前記制御手段は(23A, 35)、前記目標回転数に基づいて前記第1、第2及び第3油圧ポンプ(2~4)で使用可能な合計の最大吸収トルクであるポンプベーストルク(T_r)を演算する第1手段(42)と、前記第3油圧ポンプ(4)の吐出圧力に基づいて前記第3油圧ポンプ(4)の現在の吸収トルク(T_{3m})を演算する第2手段(45A)と、前記第1手段で演算したポンプベーストルクから前記第2手段で演算した第3油圧ポンプの現在の吸収トルクを減算して前記第1及び第2油圧ポンプ(2, 3)で使用可能な最大吸収トルク(T_n)を演算する第3手段(46A)とを有することを特徴とする建設機械用3ポンプシステムのトルク制御装置。

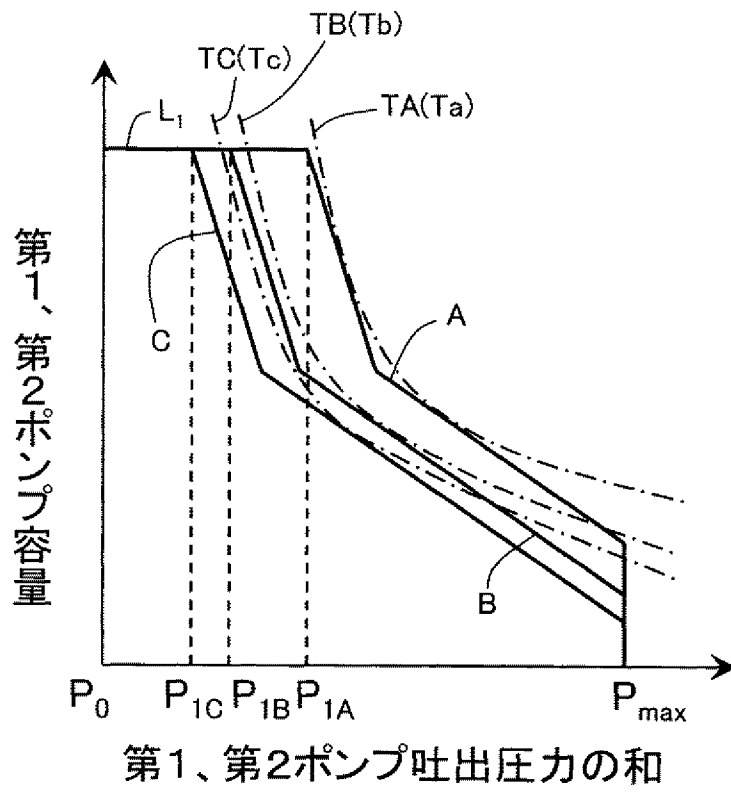
- [7] 請求項2記載の建設機械用3ポンプシステムのトルク制御装置において、
前記制御手段(23B, 35)は、前記指令手段(21)により指令される目標回転数と前記圧力センサ(34)により検出された前記第3油圧ポンプ(4)の吐出圧力とに基づいて前記第1及び第2油圧ポンプ(2, 3)で使用可能な最大吸収トルクの第1目標値(T_{n0})を演算する第5手段(42~46; 42, 45A, 46A)と、前記回転数偏差(ΔN)に基づいてトルク補正值(ΔT)を演算する第6手段(53)と、前記第5手段(42~46; 42, 45A, 46A)で演算した最大吸収トルクの第1目標値(T_{n0})に前記トルク補正值(ΔT)を加算して前記第1及び第2油圧ポンプ(2, 3)で使用可能な最大吸収トルクの第2目標値(T_n)を演算する第7手段(54)とを有し、この第7手段(54)で演算した第2目標値(T_n)に基づいて前記制御信号を出力することを特徴とする建設機械用3ポンプシステムのトルク制御装置。
- [8] 請求項7記載の建設機械用3ポンプシステムのトルク制御装置において、
前記第5手段(42~46)は、前記目標回転数に基づいて前記第1、第2及び第3油圧ポンプ(2~4)で使用可能な合計の最大吸収トルクであるポンプベーストルク(T_r)を演算する第1手段(42)と、前記第3油圧ポンプ(4)の基準吸収トルク(T_{3r})を予め設定した第2手段(43)と、前記第3油圧ポンプ(4)の吐出圧力に基づいて前記第3油圧ポンプ(4)の現在の吸収トルクと前記基準吸収トルクの差分を補正トルク値(T_m)として演算する第3手段(45)と、前記第1手段で演算したポンプベーストルクと前記第2手段に設定した第3油圧ポンプ(4)の基準吸収トルクと前記第3手段で演算した補正トルク値とを用いて前記第1及び第2油圧ポンプで使用可能な最大吸収トルクの第1目標値(T_{n0})を演算する第4手段(44, 46)とを有することを特徴とする建設機械用3ポンプシステムのトルク制御装置。
- [9] 請求項7記載の建設機械用3ポンプシステムのトルク制御装置において、
前記第5手段(42, 45A, 46A)は、前記目標回転数に基づいて前記第1、第2及び第3油圧ポンプ(2~4)で使用可能な合計の最大吸収トルクであるポンプベーストルク(T_r)を演算する第1手段(42)と、前記第3油圧ポンプ(4)の吐出圧力に基づいて前記第3油圧ポンプ(4)の現在の吸収トルク(T_{3m})を演算する第2手段(45A)と、前記第1手段で演算したポンプベーストルクから前記第2手段で演算した第3油圧

ポンプの現在の吸収トルクを減算して前記第1及び第2油圧ポンプ(2, 3)で使用可能な最大吸収トルクの第1目標値(T_{n0})を演算する第3手段(46A)とを有することを特徴とする建設機械用3ポンプシステムのトルク制御装置。

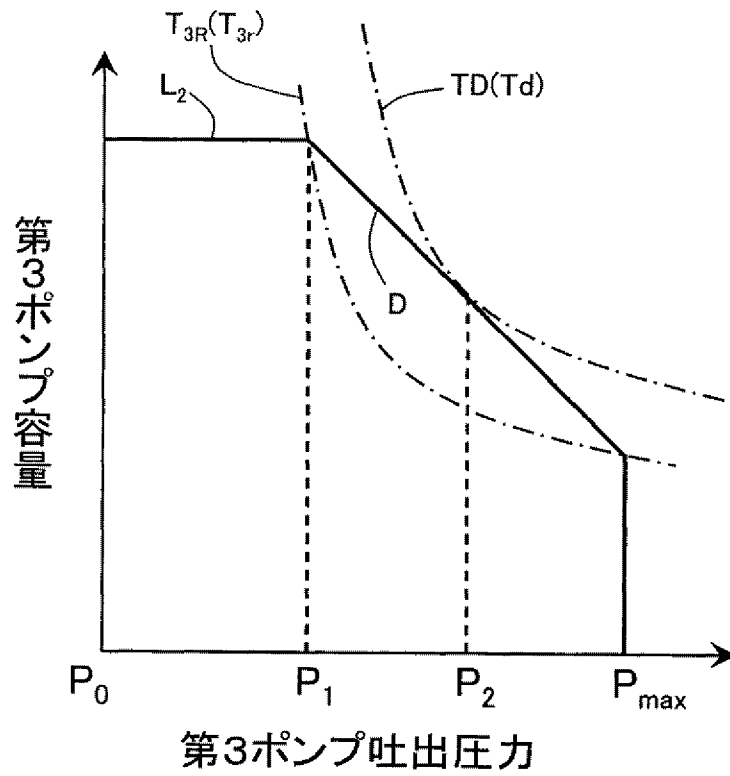
[図1]



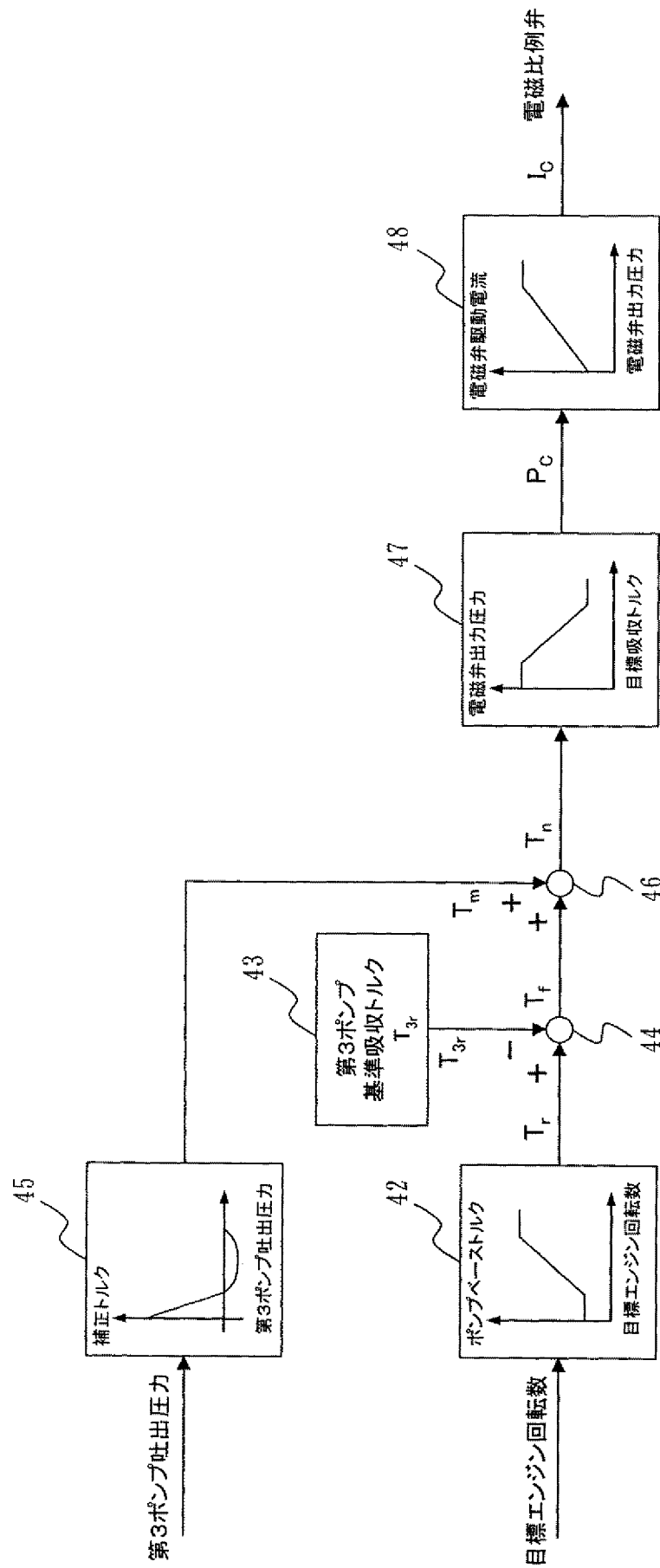
[図2]



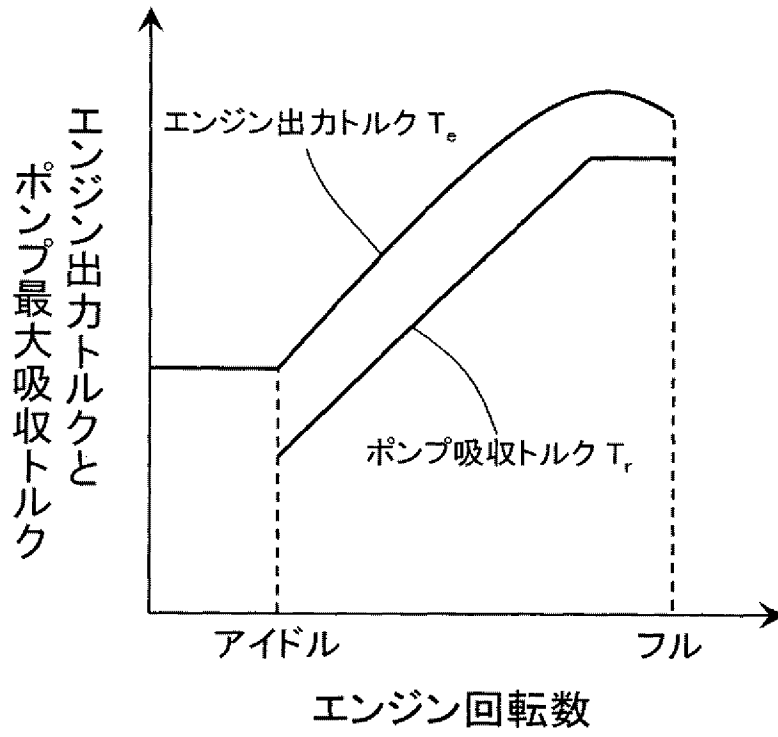
[図3]



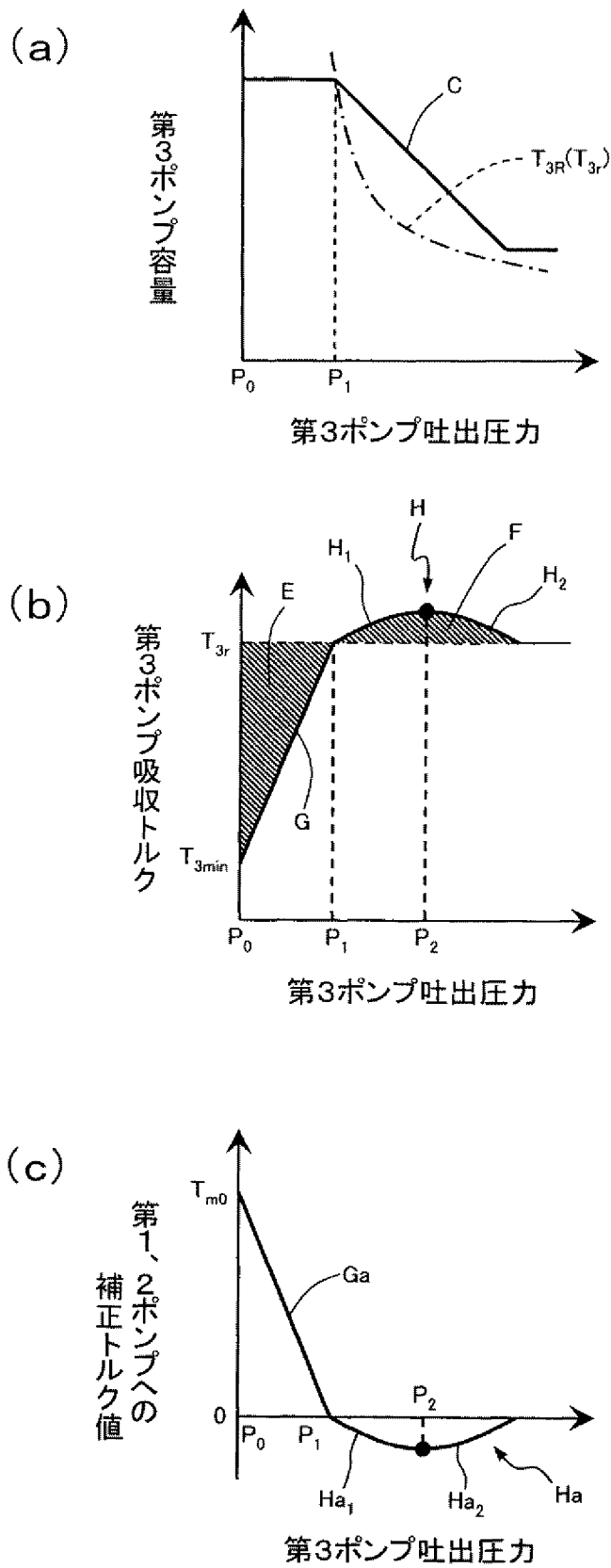
[図4]



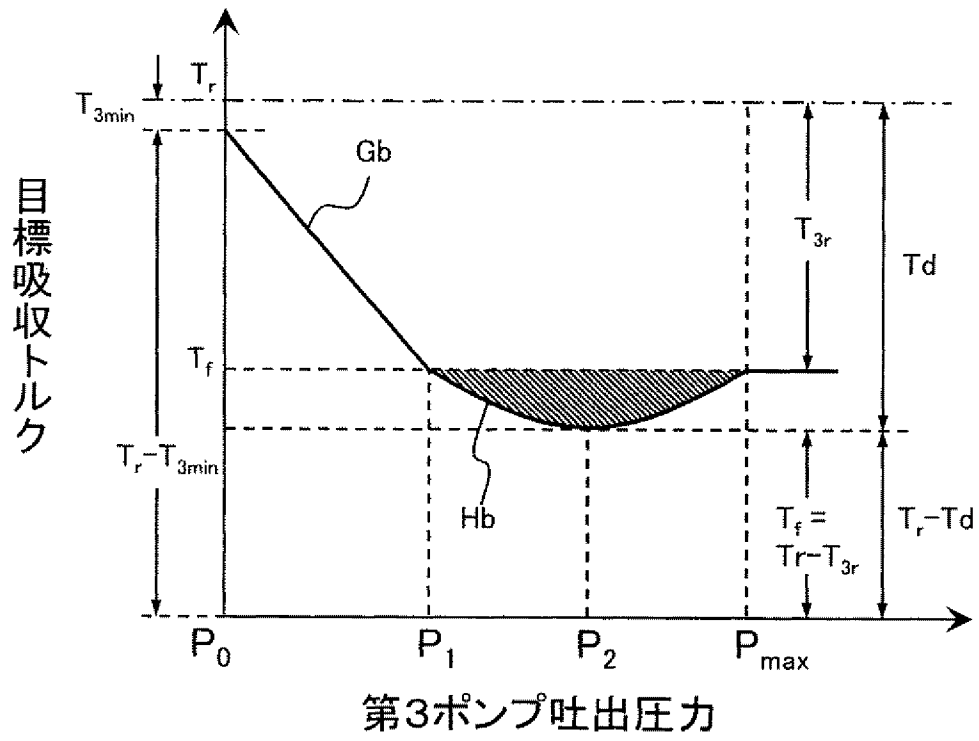
[図5]



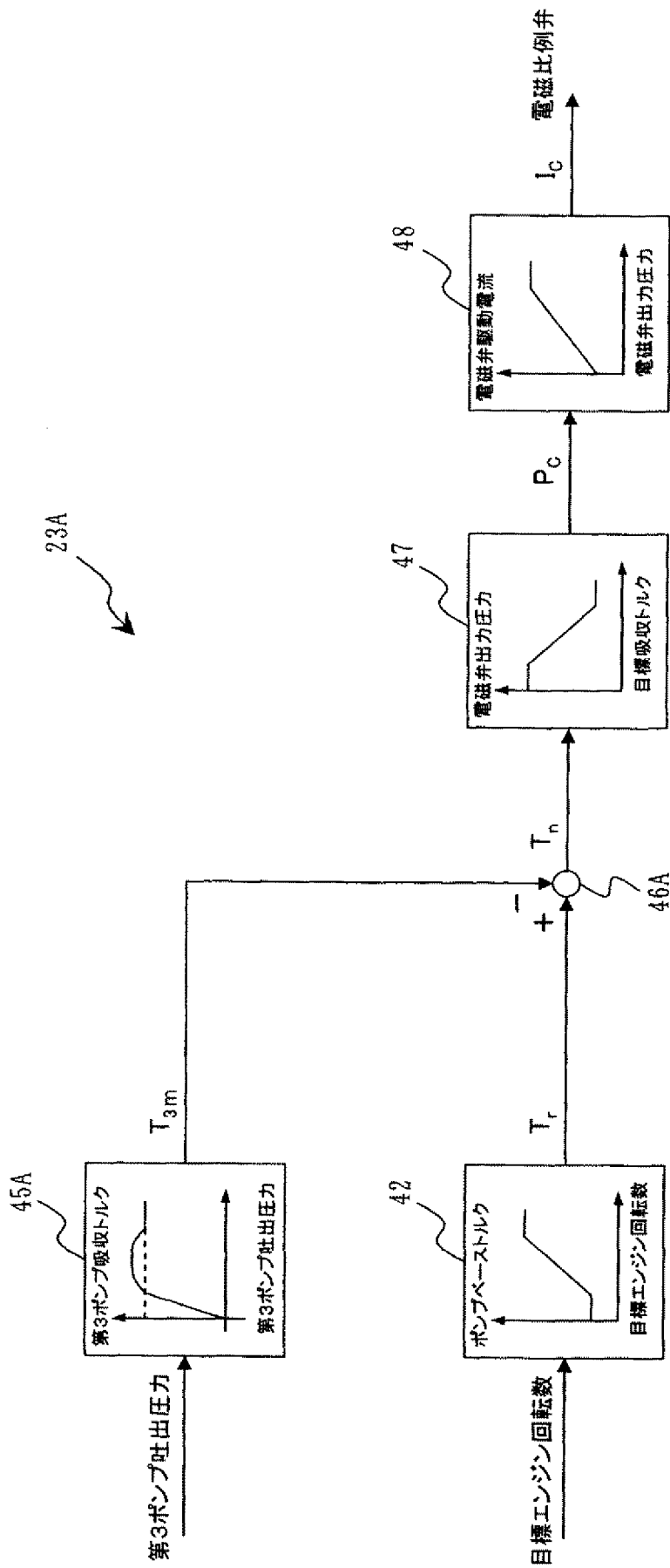
[図6]



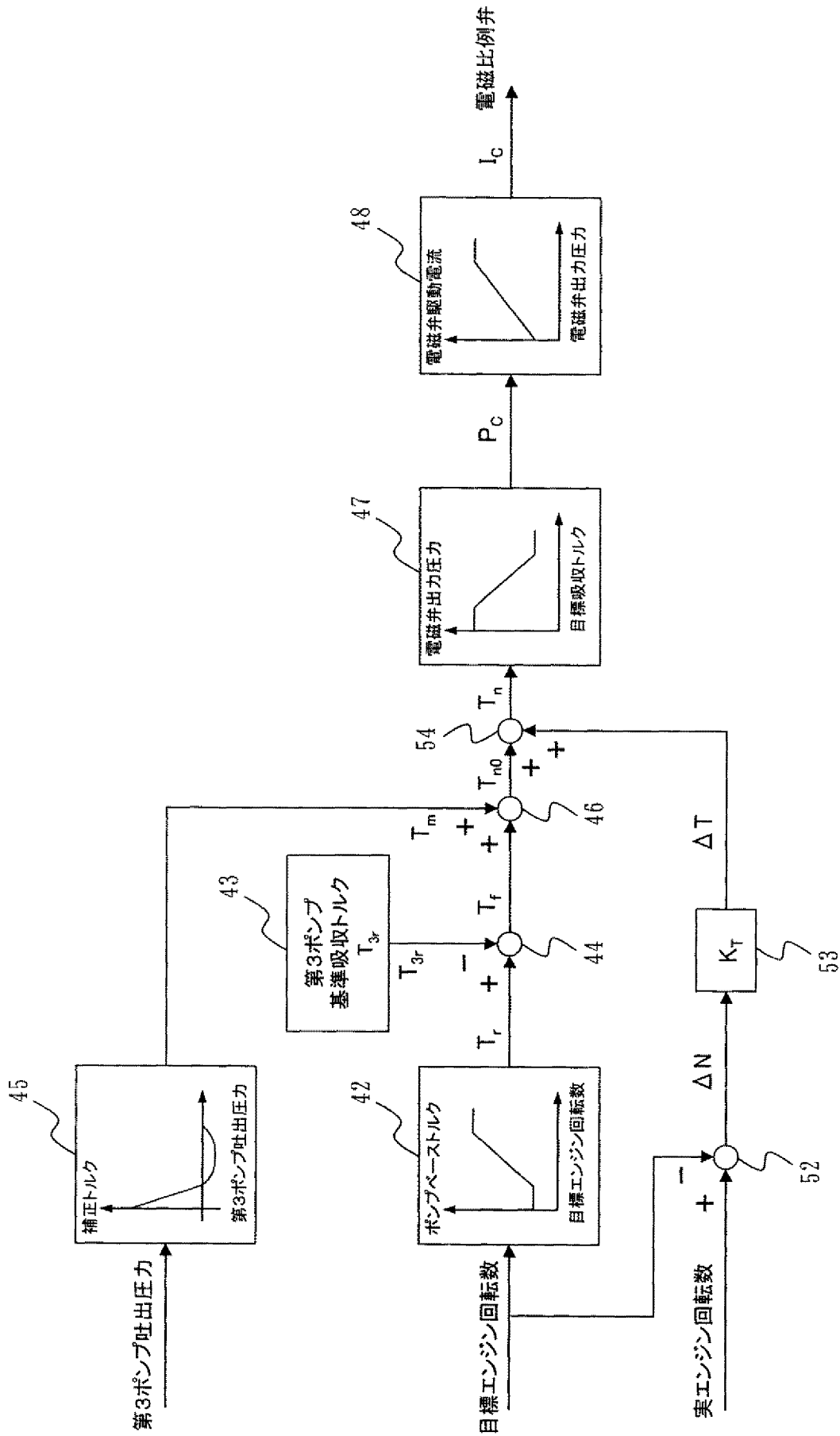
[図7]



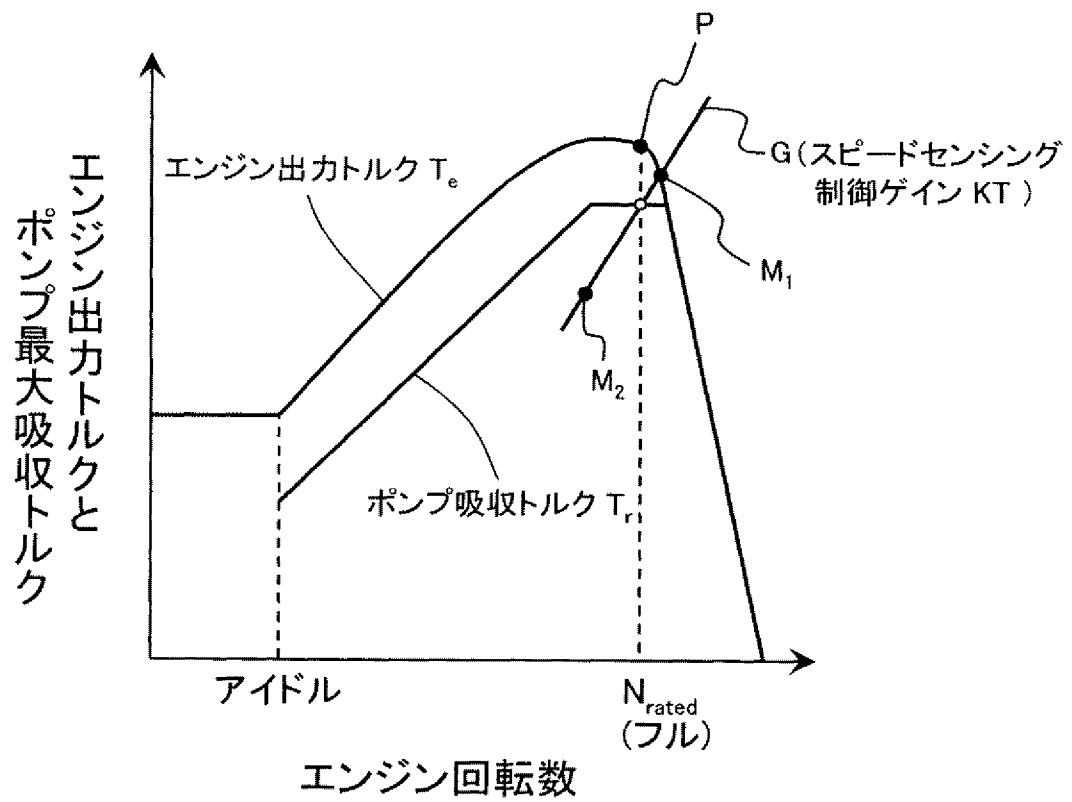
[図8]



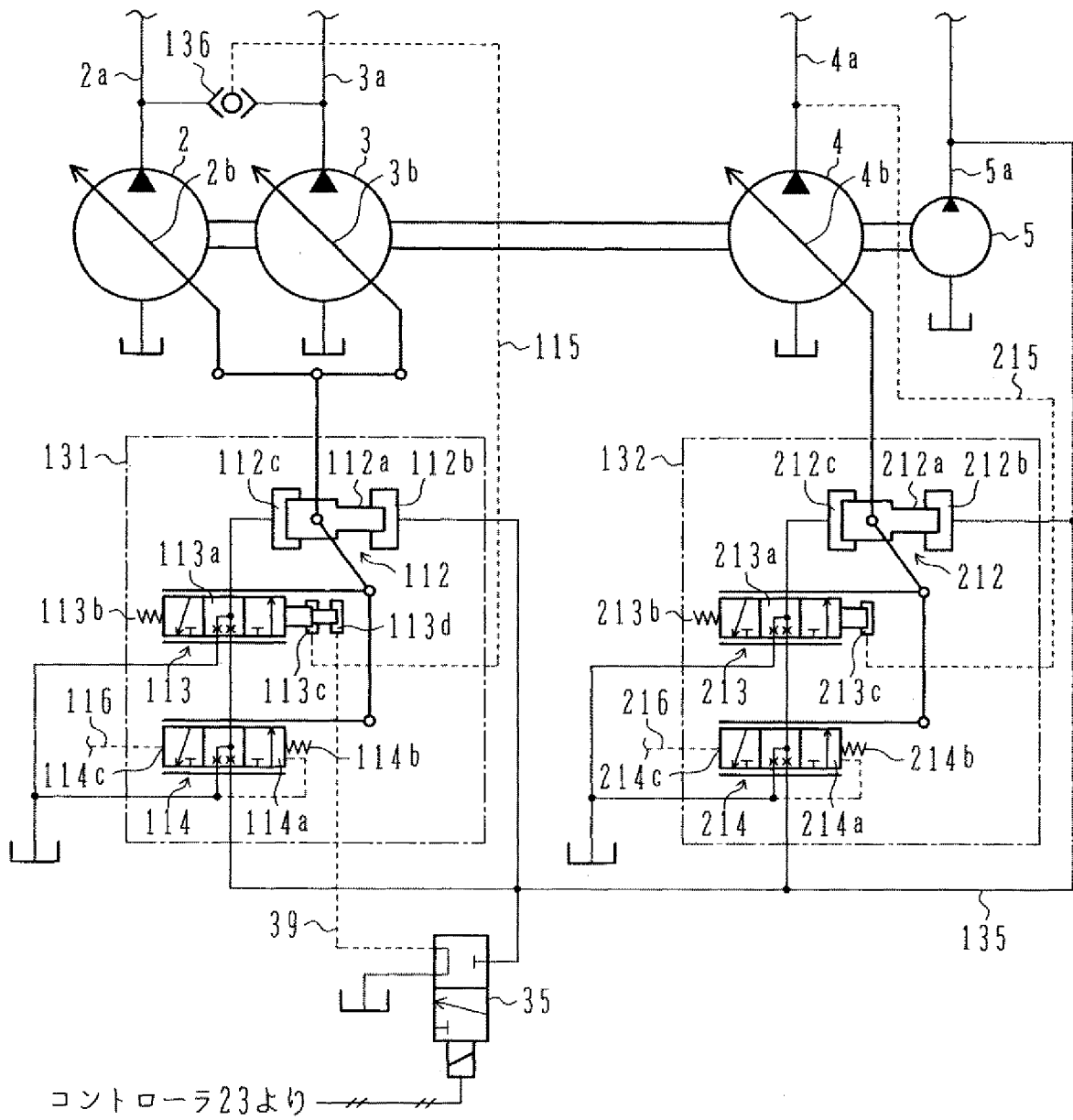
[図10]



[図11]



[図12]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2007/067534

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F15B11/02(2006.01) i, E02F9/22(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)

F15B11/02, E02F9/22, F15B11/17, F04B49/00

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	1996-2007
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2007	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2007

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	JP 2002-242904 A (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 28 August, 2002 (28.08.02), Par. Nos. [0034], [0039]; Figs. 1 to 9 & WO 2002/066841 A1 & EP 1286057 A1 & KR 2002091215 A & US 2004/020082 A1 & CN 1457398 A & US 2006/207248 A1	1-9
A	JP 2001-323904 A (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 22 November, 2001 (22.11.01), Par. Nos. [0001] to [0013]; Figs. 4 to 7 (Family: none)	1-9

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
30 October, 2007 (30.10.07)

Date of mailing of the international search report
06 November, 2007 (06.11.07)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2007/067534

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2004-108155 A (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 08 April, 2004 (08.04.04), Par. Nos. [0039] to [0051]; Figs. 1 to 10 (Family: none)	1-9
A	JP 2003-113809 A (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 18 April, 2003 (18.04.03), Par. Nos. [0067] to [0076]; Figs. 10, 11 (Family: none)	1-9
A	JP 10-159807 A (Shin Caterpillar Mitsubishi Ltd.), 16 June, 1998 (16.06.98), Par. Nos. [0010] to [0017]; Figs. 1 to 5 (Family: none)	1-9

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, F15B11/17(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, F15B11/17, F04B49/00

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 1971-2007年
 日本国実用新案登録公報 1996-2007年
 日本国登録実用新案公報 1994-2007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 請求の範囲の番号
A	J P 2 0 0 2 - 2 4 2 9 0 4 A (日立建機株式会社) 2 0 0 2 . 0 8 . 2 8 , 段落【0034】, 段落【0039】, 第1図-第9図 & W O 2 0 0 2 / 0 6 6 8 4 1 A 1 & E P 1 2 8 6 0 5 7 A 1 & K R 2 0 0 2 0 9 1 2 1 5 A & U S 2 0 0 4 / 0 2 0 0 8 2 A 1 & C N 1 4 5 7 3 9 8 A & U S 2 0 0 6 / 2 0 7 2 4 8 A 1	1-9
A	J P 2 0 0 1 - 3 2 3 9 0 4 A (日立建機株式会社) 2 0 0 1 . 1 1 . 2 2 , 段落【0001】-段落【0013】, 第4図-第7図	1-9

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、一般的な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 30.10.2007	国際調査報告の発送日 06.11.2007
--------------------------	--------------------------

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) 齊藤 公志郎 電話番号 03-3581-1101 内線 3358	30	3819
---	---	----	------

C (続き) . 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 請求の範囲の番号
	(ファミリーなし)	
A	JP 2004-108155 A (日立建機株式会社) 2004.04.08, 段落【0039】-段落【0051】, 第1図-第10図 (ファミリーなし)	1-9
A	JP 2003-113809 A (日立建機株式会社) 2003.04.18, 段落【0067】-段落【0076】, 第10図, 第11図 (ファミリーなし)	1-9
A	JP 10-159807 A (新キャタピラー三菱株式会社) 1998.06.16, 段落【0010】-段落【0017】, 第1図-第5図 (ファミリーなし)	1-9