

(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
2019年10月3日(03.10.2019)



(10) 国際公開番号

WO 2019/187489 A1

(51) 国際特許分類:

F15B 11/00 (2006.01) *F15B 11/05* (2006.01)
E02F 9/22 (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2019/000430

(22) 国際出願日: 2019年1月10日(10.01.2019)

(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 2018-063053 2018年3月28日(28.03.2018) JP

(71) 出願人: 株式会社日立建機ティエラ(HITACHI
CONSTRUCTION MACHINERY TIERRA CO.,

LTD.) [JP/JP]; 〒5280061 滋賀県甲賀市水口町笹が丘1番2号 Shiga (JP).

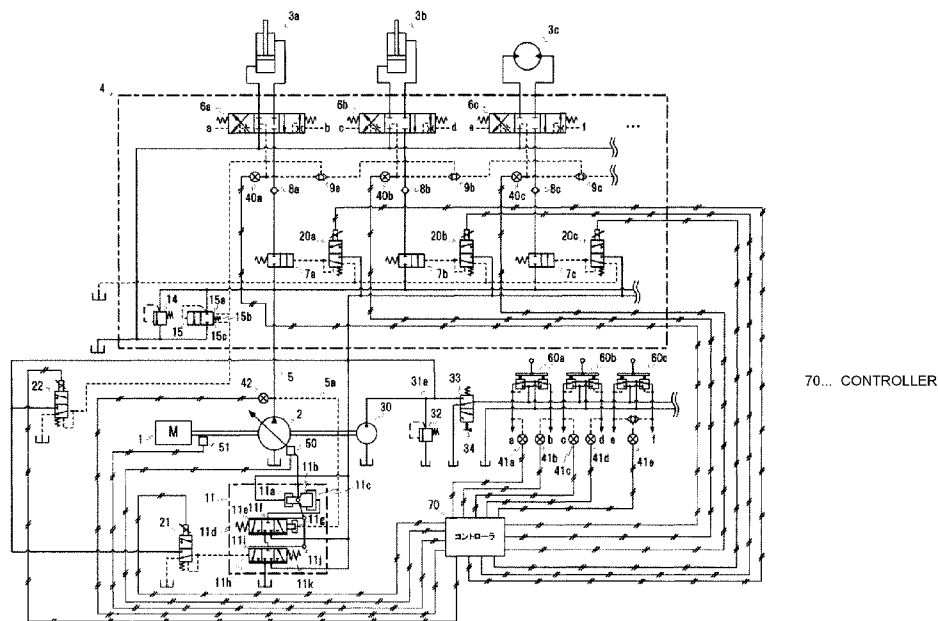
(72) 発明者: 高橋 究 (TAKAHASHI Kiwamu);
〒5280061 滋賀県甲賀市水口町笹が丘1番2号
株式会社日立建機ティエラ内 Shiga (JP). 前原
太平(MAEHARA Taihei); 〒5280061 滋賀県甲
賀市水口町笹が丘1番2号 株式会社日立建機テ
ィエラ内 Shiga (JP). 石井 剛史(ISHII Takeshi);
〒5280061 滋賀県甲賀市水口町笹が丘1番2号
株式会社日立建機ティエラ内 Shiga (JP).

(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).

(54) Title: CONSTRUCTION MACHINE

(54) 発明の名称: 建設機械

[図1]



(57) Abstract: In the present invention, even when differential pressures before and after direction switching valves associated with respective actuators are extremely low, flow rate control of a hydraulic pump and diversion control of a plurality of direction switching valves can be performed stably, and even when requested flow rates are suddenly changed during transition from a composite operation to a single operation, and the like, the flow rates of pressure oil supplied to the actuators can be prevented from suddenly changing so as to realize excellent composite operability, and meter-in

(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, 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))
- 一 補正された請求の範囲 (条約第19条(1))

losses of the direction switching valves are reduced to realize high energy efficiency. Requested flow rates of the direction switching valves are calculated from input amounts of operation levers, openings of flow rate control valves are controlled by using the requested flow rates, a meter-in pressure loss of a predetermined direction switching valve is calculated from the requested flow rates of the direction switching valves and meter-in opening areas, and a set pressure of an unload valve is controlled by using the values having been calculated.

(57) 要約: 各アクチュエータに関連付けられた方向切換弁の前後差圧が非常に小さい場合においても、油圧ポンプの流量制御と複数の方向切換弁の分流制御を安定的に行うことができ、複合動作から単独動作への移行時などに要求流量が急変した場合でも、各アクチュエータへ供給される圧油の流量が急激に変化することを防いで、優れた複合操作性を実現し、方向切換弁のメータイン損失を低減して高いエネルギー効率を実現する。各操作レバーの入力量から各方向切換弁の要求流量を算出し、その要求流量を用いて流量制御弁の開口を制御するとともに、各方向切換弁の要求流量とメータイン開口面積から所定の方向切換弁のメータイン圧損を算出し、アンロード弁のセット圧をその値を用いて制御する。

明 細 書

発明の名称 : 建設機械

技術分野

[0001] 本発明は、各種作業を行う油圧ショベル等の建設機械に係わり、特に、1つ以上の油圧ポンプから吐出された圧油を2つ以上の複数の制御弁を介して、2つ以上の複数のアクチュエータに導き駆動する油圧駆動装置を備えた建設機械に関する。

背景技術

[0002] 油圧ショベル等の建設機械に備えられる油圧駆動装置として、例えば特許文献1に記載のように、可変容量型の油圧ポンプの吐出圧と複数のアクチュエータの最高負荷圧との差圧を、予め決められたある設定値に維持するように、油圧ポンプの容量を制御するロードセンシング制御が広く利用されている。

[0003] 特許文献2には、可変容量型の油圧ポンプと、複数のアクチュエータと、油圧ポンプから複数のアクチュエータに供給される圧油の流量を制御する複数の絞りオリフィスと、複数の絞りオリフィスの上流又は下流に設けられた複数の圧力補償弁と、操作レバー装置のレバー入力に応じて油圧ポンプの吐出流量を制御するとともに、レバー入力に応じて複数の絞りオリフィスを調整するコントローラと、複数のアクチュエータの負荷圧をそれぞれ検出する複数の圧力センサとを備え、圧力センサによって検出された圧力に基づいてコントローラは、最高負荷圧力を有するアクチュエータに関連付けられた絞りオリフィスを完全に開制御するようにした油圧駆動装置が記載されている。

[0004] 特許文献3には、可変容量型の油圧ポンプと、複数のアクチュエータと、それぞれ中間位置において絞り作用を有し、油圧ポンプから吐出された圧油を複数のアクチュエータに供給する複数の調整弁と、油圧ポンプの圧油供給路に設けられたアンロード弁と、操作レバー装置のレバー入力に応じて油圧

ポンプの吐出流量を制御するコントローラと、油圧ポンプの吐出圧と少なくとも1つのアクチュエータの負荷圧を検出する圧力センサとを備え、圧力センサによって検出された油圧ポンプの吐出圧とアクチュエータ負荷圧との差圧に応じてコントローラは、中間位置において絞り作用を有する調整弁の開口を制御するようにした駆動システムが提案されている。この駆動システムにおいて、アンロード弁のセット圧は、アンロード弁を閉じ方向に導かれている各アクチュエータの最高負荷圧と、同じ方向に設けられたバネによって設定され、油圧ポンプの吐出圧は最高負荷圧にバネ力を加算した値を超えないように制御される。

先行技術文献

特許文献

- [0005] 特許文献1：特開2015-105675号公報
- [0006] 特許文献2：特表2007-505270号公報
- [0007] 特許文献3：特開2014-98487号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

- [0008] 特許文献1に記載されるような従来のロードセンシング制御では、各メインスプール（流量制御弁）のメータイン開口の前後差圧によって発生する、LS差圧と呼ばれる油圧ポンプの吐出圧（ポンプ圧）と最高負荷圧の差圧をポンプ流量制御と圧力補償弁による各メインスピールの分流制御に用いているが、このLS差圧は、メータイン損失そのものであり、油圧システムの高エネルギー効率化を妨げる一因となっていた。
- [0009] 油圧システムのエネルギー効率を高めるためには、各メインスピールのメータイン最終開口（メインスピールのフルストロークにおけるメータイン開口面積）を極端に大きくして、LS差圧を小さくすればよいが、現状のロードセンシング制御ではLS差圧を0など極端に小さくすることはできない。その理由は以下のようなものである。

- [0010] 各メインスプールの分流制御を行う圧力補償弁は、各メインスプールの前後差圧がLS差圧と同じになるようにその開口を制御している。前述のようにメインスプールのメータイン最終開口が極端に大きくLS差圧が0の場合には、各圧力補償弁はそれぞれのメインスプールの前後差圧を0にしようとそれらの開口を調整することになる。しかし、この場合、圧力補償弁が自身の開口を決めるための目標差圧が0となってしまうことにより、圧力補償弁の開口、すなわちスプール弁タイプの場合はスプールの位置、ポペット弁タイプの場合はポペット弁のリフト量が一意に決まらず、圧力補償弁の圧力制御が不安定になってしまい、ハンチングを起こしてしまうという問題があった。
- [0011] 特許文献2に記載の構成によれば、最高負荷圧を有するアクチュエータのメータイン開口は完全に開制御されるので、従来のロードセンシング制御で高エネルギー効率化を妨げる要因の一つであったLS差圧を排除することができ、エネルギー効率の高い油圧システムを実現できる。
- [0012] また、特許文献2においては、圧力補償弁はLS差圧を用いずに目標差圧を設定する方式であるため、従来のロードセンシング制御でLS差圧を0にした場合のように、圧力補償弁の制御が不安定になってしまうという問題も発生しない。
- [0013] しかしながら、特許文献2に記載の従来技術においても、以下のような問題があった。
- [0014] つまり、最高負荷圧を有するアクチュエータに関連付けられた絞りオリフィス(メータイン開口)が常に完全に開制御されるので、例えば最高負荷圧を有するアクチュエータと、負荷圧が小さいアクチュエータを同時操作している状態から、負荷圧が小さい方のアクチュエータの操作を急に停止したような場合に、油圧ポンプの流量制御の応答性の限界から、吐出される流量の減少にある一定の時間を要してしまう場合がある。
- [0015] そのような場合は、最高負荷圧アクチュエータの絞りオリフィスが最大に開制御されているために、油圧ポンプから吐出された圧油が絞りオリフィスの開口で絞られることなく、最高負荷圧アクチュエータに流れ込んでくるた

め、最高負荷圧アクチュエータの速度が急に上昇してしまうことがあった。

[0016] 最高負荷圧アクチュエータの操作レバーがフル操作でそのアクチュエータの作動速度がもともと速く、多くの流量が供給されている場合には、作業機械の挙動への影響は比較的小さいが、最高負荷圧アクチュエータの操作レバーがハーフ操作の場合には、元々の流量が小さいため、前述のようにアクチュエータへ供給される流量が急に増加したときの影響が無視できず、作業機械のオペレータに不快なショックが発生してしまうことがあった。

[0017] 特許文献3記載の構成によれば、各レバー入力に応じて供給される油圧ポンプからの圧油を、圧力補償弁を用いずに複数の調整弁のみで分流することができるので、油圧システムのコストを低減することができる。

[0018] また、特許文献3において、複数の調整弁の開口は、各操作レバーに応じて設定される各アクチュエータへの目標流量と、圧力センサによって検出されるポンプ圧と最高負荷圧の差圧とから電子制御装置内で演算され決められるので、従来のロードセンシング制御でLS差圧を0にした場合のように、圧力補償弁の制御が不安定になったりするよう問題は発生しない。

[0019] しかしながら、特許文献3に記載の従来技術においては、以下のような問題があった。

[0020] つまり、前述のように、油圧ポンプからの圧油供給路には、アンロード弁が設けられているが、そのセット圧は最高負荷圧とバネ力によって設定されている。

[0021] 一方、複数の調整弁の開口（メータイン開口）は、ポンプ圧とアクチュエータ負荷圧との差圧と、各操作レバーに応じて設定される各アクチュエータの目標流量とで決まるので、ポンプ圧が最高負荷圧に対して、その最高負荷圧アクチュエータに関連付けられた調整弁での圧損の分だけ高くなることもある。

[0022] しかしながら、前述のようにアンロード弁のセット圧は最高負荷圧とバネ力のみによって設定されるので、例えば、前述のように最高負荷圧アクチュエータに関連付けられた調整弁での圧損が高い場合、ポンプ圧が最高負荷圧

とバネ力で設定された圧力を超えてしまい、アンロード弁が開位置となり、油圧ポンプから供給された圧油をタンクに排出することがある。アンロード弁によって排出された圧油は、無駄なブリードオフ損失であるので、油圧システムのエネルギー効率が損なわれることがあった。

[0023] 一方、前述のように、最高負荷圧アクチュエータに関連付けられた調整弁での圧損が高く、アンロード弁のセット圧を超えて無駄なブリードオフ損失が発生することがないように、アンロード弁のバネ力を大きくする（セット圧を高くする）ことも可能であるが、その場合は、例えば2つ以上のアクチュエータを同時操作している状態から一方のアクチュエータのレバー操作のみを急に停止したような場合に、油圧ポンプの流量低減制御が間に合わないことによるポンプ圧の急激な上昇を、アンロード弁によって抑えることができないので、特許文献2を用いた場合と同様に、オペレータにとって不快なショックが発生してしまうことがあった。

[0024] 本発明の目的は、可変容量型の油圧ポンプを有し、その油圧ポンプにより吐出される圧油を、複数の制御弁を介して複数のアクチュエータに供給して複数のアクチュエータを駆動する油圧駆動装置を備えた建設機械において、
（1）各アクチュエータに関連付けられた方向切換弁の前後差圧が非常に小さい場合においても、複数の方向切換弁の分流制御を安定的に行うことができ、（2）複合動作から単独動作への移行時などに要求流量が急変した場合でも、アンロード弁から無駄に圧油がタンクに排出されるブリードオフ損失を最小に抑えてエネルギー効率の低下を抑え、かつ各アクチュエータへ供給される圧油の流量の急激な変化によるアクチュエータ速度の急な変化を防止して不快なショックの発生を抑え、優れた複合操作性を実現し、（3）方向切換弁のメータイン損失を低減して高いエネルギー効率を実現することができる建設機械を提供することである。

課題を解決するための手段

[0025] 上記目的を達成するため、本発明は、可変容量型の油圧ポンプと、この油圧ポンプから吐出された圧油により駆動される複数のアクチュエータと、前

記油圧ポンプから吐出された圧油を、前記複数のアクチュエータに分配して供給する制御弁装置と、前記複数のアクチュエータのそれぞれの駆動方向と速度を指示する複数の操作レバー装置と、前記複数の操作レバー装置の操作レバーの入力量に応じた流量を吐出するよう前記油圧ポンプの吐出流量を制御するポンプ制御装置と、前記油圧ポンプの圧油供給路の圧力が、前記複数のアクチュエータの最高負荷圧に少なくとも目標差圧を加えたセット圧を超えると、前記圧油供給路の圧油をタンクに排出するアンロード弁と、前記複数のアクチュエータのそれぞれの負荷圧を検出する複数の第1圧力センサと、前記制御弁装置を制御するコントローラとを有する油圧駆動装置を備えた建設機械において、前記制御弁装置は、前記複数の操作レバー装置によってそれぞれ切り換えられ、前記複数のアクチュエータに関連付けられて、それぞれのアクチュエータの駆動方向と速度を調整する複数の方向切換弁と、前記油圧ポンプの圧油供給路と前記複数の方向切換弁との間に配置され、開口面積を変えることにより前記複数の方向切換弁へ供給される圧油の流量をそれぞれ制御する複数の流量制御弁とを有し、前記コントローラは、前記複数の操作レバー装置の操作レバーの入力量に基づいて前記複数のアクチュエータの要求流量を演算するとともに、前記複数の第1圧力センサによって検出された前記複数のアクチュエータの負荷圧のうちの最高負荷圧と前記複数のアクチュエータのそれぞれの負荷圧とのそれぞれの差圧を演算し、前記複数のアクチュエータの要求流量と前記それぞれの差圧とに基づいて前記複数の流量制御弁のそれぞれの目標開口面積を演算し、この目標開口面積となるよう前記複数の流量制御弁の開口面積を制御し、かつ前記複数の操作レバー装置の操作レバーの入力量に基づいて前記複数の方向切換弁のそれぞれのメータインの開口面積を演算し、このメータインの開口面積と前記複数のアクチュエータのそれぞれの前記要求流量とに基づいて前記複数の方向切換弁のうちの特定の方向切換弁のメータインの圧損を演算し、この圧損を前記目標差圧として出力して前記アンロード弁のセット圧を制御するものとする。

[0026] このように本発明は、コントローラにおいて、複数の方向切換弁の要求流

量と、最高負荷圧と複数のアクチュエータのそれぞれの負荷圧とのそれぞれの差圧を演算し、かつこれらの要求流量と差圧とに基づいて複数の流量制御弁のそれぞれの目標開口面積を演算し、この目標開口面積となるよう複数の流量制御弁の開口面積を制御する。これにより、各アクチュエータに関連付けられた各流量制御弁の開口は、各アクチュエータに関連付けられた方向切換弁のメータイン開口の前後差圧を油圧的にフィードバックすることなく、各操作レバーの入力量から演算されるそのときの油圧ポンプの要求流量と、最高負荷圧と各アクチュエータの負荷圧との差圧とによって一意に決まる値に制御されるので、各アクチュエータに関連付けられた方向切換弁の前後差圧（メータイン圧損）が非常に小さい場合においても、複数の方向切換弁の分流制御を安定的に行うことができる。

[0027] また、本発明は、コントローラにおいて、複数の操作レバー装置の操作レバーの入力量に基づいて複数の方向切換弁のうちの特定の方向切換弁のメータインの開口面積を演算し、このメータインの開口面積と当該特定の方向切換弁の要求流量に基づいて当該特定の方向切換弁のメータインの圧損を演算し、この圧損を目標差圧として出力しアンロード弁のセット圧を制御する。これにより、アンロード弁のセット圧は、最高負荷圧に少なくともメータイン圧損相当の目標差圧を加えた値に制御されるので、操作レバーのハーフ操作などで特定の方向切換弁のメータイン開口を絞るような場合に、方向切換弁のメータイン開口の圧損に応じてアンロード弁のセット圧がきめ細かく制御される。その結果、複合動作から単独動作への移行時などに要求流量が急変し、ポンプ流量制御の応答性が十分でなくポンプ圧が急激に上昇した場合でも、アンロード弁から無駄に圧油がタンクに排出されるブリードオフ損失を最小に抑え、エネルギー効率の低下を抑え、かつ各アクチュエータへ供給される圧油の流量の急激な変化によるアクチュエータ速度の急な変化を防止して不快なショックの発生を抑え、優れた複合操作性を実現することができる。

[0028] 更に、本発明は、上記のように各方向切換弁の前後差圧が非常に小さい場

合でも複数の方向切換弁の分流制御を安定的に行うことができ、かつ方向切換弁のメータイン開口の圧損に応じてアンロード弁のセット圧がきめ細かく制御されるため、各方向切換弁のメータインの最終開口（メインスプールのフルストロークでのメータイン開口面積）を極端に大きくすることが可能となり、これによりメータイン損失を低減し、高いエネルギー効率を実現することができる。

発明の効果

[0029] 本発明によれば、可変容量型の油圧ポンプを有し、その油圧ポンプにより吐出される圧油を、複数の方向切換弁を介して複数のアクチュエータに供給して複数のアクチュエータを駆動する油圧駆動装置を備えた建設機械において、

（１）各アクチュエータに関連付けられた方向切換弁の前後差圧が非常に小さい場合においても、複数の方向切換弁の分流制御を安定的に行うことができ；

（２）複合動作から単独動作への移行時などに要求流量が急変した場合でも、アンロード弁から無駄に圧油がタンクに排出されるブリードオフ損失を最小に抑え、エネルギー効率の低下を抑え、かつ各アクチュエータへ供給される圧油の流量の急激な変化によるアクチュエータ速度の急な変化を防止して不快なショックの発生を抑え、優れた複合操作性を実現し；

（３）方向切換弁のメータイン損失を低減して高いエネルギー効率を実現することができる。

図面の簡単な説明

[0030] [図1]本発明の第１の実施の形態の建設機械に備えられる油圧駆動装置の構成を示す図である。

[図2]第１の実施の形態における油圧駆動装置におけるアンロード弁周辺部の拡大図である。

[図3]第１の実施の形態における油圧駆動装置におけるレギュレータを含むメインポンプ周辺部の拡大図である。

[図4]本発明の建設機械の代表例である油圧ショベルの外観を示す図である。

[図5]第1の実施の形態における油圧駆動装置におけるコントローラの機能ブロック図である。

[図6]コントローラにおけるメインポンプ実流量演算部の機能ブロック図である。

[図7]コントローラにおける要求流量演算部の機能ブロック図である。

[図8]コントローラにおける要求流量補正部の機能ブロック図である。

[図9]コントローラにおけるメータイン開口演算部の機能ブロック図である。

[図10]コントローラにおける流量制御弁開口演算部の機能ブロック図である。

[図11]コントローラにおける最高負荷圧アクチュエータ判定部の機能ブロック図である。

[図12]コントローラにおける最高負荷圧アクチュエータの方向切換弁メータイン開口演算部の機能ブロック図である。

[図13]コントローラにおける最高負荷圧アクチュエータの補正後要求流量演算部の機能ブロック図である。

[図14]コントローラにおける目標差圧演算部の機能ブロック図である。

[図15]コントローラにおけるメインポンプ目標傾転角演算部の機能ブロック図である。

[図16]本発明の第2の実施の形態の建設機械に備えられる油圧駆動装置の構成を示す図である。

[図17]第2の実施の形態における油圧駆動装置におけるコントローラの機能ブロック図である。

[図18]コントローラにおける要求流量演算部の機能ブロック図である。

[図19]コントローラにおける目標差圧演算部の機能ブロック図である。

[図20]コントローラにおけるメインポンプ目標傾転角演算部の機能ブロック図である。

発明を実施するための形態

[0031] 以下、本発明の実施の形態を図面に従い説明する。

[0032] <第1の実施の形態>

本発明の第1の実施の形態の建設機械に備えられる油圧駆動装置を図1～図15を用いて説明する。

[0033] ～構成～

図1は、本発明の第1の実施の形態の建設機械に備えられる油圧駆動装置の構成を示す図である。

[0034] 図1において、本実施の形態における油圧駆動装置は、原動機1と、原動機1によって駆動される可変容量型の油圧ポンプであるメインポンプ2と、固定容量型のパイロットポンプ30と、メインポンプ2から吐出された圧油によって駆動される複数のアクチュエータであるブームシリンダ3a、アームシリンダ3b、旋回モータ3c、バケットシリンダ3d（図4参照）、スイングシリンダ3e（同）、走行モータ3f、3g（同）、ブレードシリンダ3h（同）と、メインポンプ2から吐出された圧油を複数のアクチュエータ3a、3b、3c、3d、3f、3g、3hへ導くための圧油供給路5と、圧油供給路5の下流に接続され、メインポンプ2から吐出された圧油が導かれる制御弁ブロック4とを備えている。以下、「アクチュエータ3a、3b、3c、3d、3f、3g、3h」は「アクチュエータ3a、3b、3c・・・」と簡略して標記する。

[0035] 制御弁ブロック4内には、複数のアクチュエータ3a、3b、3c・・・を制御するための複数の方向切換弁6a、6b、6c・・・と、複数のチェック弁8a、8b、8c・・・と、複数の流量制御弁7a、7b、7c・・・とが、圧油供給路5から流量制御弁7a、7b、7c・・・、チェック弁8a、8b、8c・・・、方向切換弁6a、6b、6c・・・の順番に配置されている。また、制御弁ブロック4内には、電磁比例減圧弁20a、20b、20c・・・が配置され、流量制御弁7a、7b、7c・・・には、それらを閉じ方向に切換える向きにそれぞれバネを設け、それらを開く方向に切換える向きに、電磁比例減圧弁20a、20b、20c・・・の出力圧を導く。

[0036] 複数の方向切換弁6a、6b、6c・・・と流量制御弁7a、7b、7c・・・

は、メインポンプ 2 から吐出された圧油を複数のアクチュエータ 3 a, 3 b, 3 c . . . に分配して供給する制御弁装置を構成している。

[0037] また、制御弁ブロック 4 内において、圧油供給路 5 の下流には、その圧力を予め決められた設定圧力以上になると圧油供給路 5 の圧油をタンクに排出するリリーフ弁 1 4 と、その圧力がある設定圧以上になると圧油供給路 5 の圧油をタンクに排出するアンロード弁 1 5 とが設けられている。

[0038] 更に、制御弁ブロック 4 内には、複数の方向切換弁 6 a, 6 b, 6 c . . . の負荷圧検出ポートに接続されたシャトル弁 9 a, 9 b, 9 c . . . が配置されている。シャトル弁 9 a, 9 b, 9 c . . . は複数のアクチュエータ 3 a, 3 b, 3 c . . . の最高負荷圧を検出するためのものであり、最高負荷圧検出装置を構成する。シャトル弁 9 a, 9 b, 9 c . . . はそれぞれトーナメント形式に接続され、最上位のシャトル弁 9 a に最高負荷圧が検出される。

[0039] 図 2 は、アンロード弁周辺部の拡大図である。アンロード弁 1 5 は、アンロード弁 1 5 を閉じる方向に複数のアクチュエータ 3 a, 3 b, 3 c . . . の最高負荷圧が導かれる受圧部 1 5 a と、バネ 1 5 b とを備えている。また、アンロード弁 1 5 に対する制御圧を発生させるための電磁比例減圧弁 2 2 が設けられ、アンロード弁 1 5 は、アンロード弁 1 5 を閉じる方向に電磁比例減圧弁 2 2 の出力圧（制御圧）が導かれる受圧部 1 5 c を備えている。

[0040] 本実施の形態における油圧駆動装置は、また、メインポンプ 2 に関連して、その容量を制御するためのレギュレータ 1 1 と、そのレギュレータ 1 1 に指令圧を発生させるための電磁比例減圧弁 2 1 を備えている。

[0041] 図 3 は、レギュレータ 1 1 を含むメインポンプ周辺部の拡大図である。レギュレータ 1 1 は、受圧面積差で駆動する差動ピストン 1 1 b、馬力制御用傾転制御弁 1 1 e、流量制御傾転制御弁 1 1 i を備え、差動ピストン 1 1 b の大径側受圧室 1 1 c は馬力制御用傾転制御弁 1 1 e を介して、パイロットポンプ 3 0 の圧油供給路である油路 3 1 a（パイロット油圧源）又は流量制御傾転制御弁 1 1 i に接続され、小径側受圧室 1 1 a は常時油路 3 1 a に接続され、流量制御傾転制御弁 1 1 i は、油路 3 1 a の圧力又はタンク圧を馬力制御用傾転制御

弁 1 1 e に導くように構成されている。

- [0042] 馬力制御用傾転制御弁 1 1 e は、差動ピストン 1 1 b と共に移動するスリーブ 1 1 f と、流量制御傾転制御弁 1 1 i と差動ピストン 1 1 b の大径側受圧室 1 1 c とを連通させる側に位置するバネ 1 1 d と、油路 3 1 a と差動ピストン 1 1 b の小径側及び大径側受圧室 1 1 a, 1 1 c とを連通させる方向に、メインポンプ 2 の圧油供給路 5 の圧力が油路 5 a を介して導かれる受圧室 1 1 g を有している。
- [0043] 流量制御傾転制御弁 1 1 i は、差動ピストン 1 1 b と共に移動するスリーブ 1 1 j と、電磁比例減圧弁 2 1 の出力圧（制御圧）が、馬力制御用傾転制御弁 1 1 e の圧油をタンクに排出する方向に導かれる受圧部 1 1 h と、馬力制御用傾転制御弁 1 1 e に油路 3 1 a の圧油を導く側に位置するバネ 1 1 k とを有している。
- [0044] 大径側受圧室 1 1 c が馬力制御用傾転制御弁 1 1 e 及び流量制御傾転制御弁 1 1 i を介して油路 3 1 a に連通すると、差動ピストン 1 1 b は受圧面積差により図中で左方向に移動し、大径側受圧室 1 1 c が馬力制御用傾転制御弁 1 1 e 及び流量制御傾転制御弁 1 1 i を介してタンクに連通すると、差動ピストン 1 1 b は小径側受圧室 1 1 a から受ける力により、図中で右方向に移動する。差動ピストン 1 1 b が図中で左方向に移動すると、可変容量型のメインポンプ 2 の傾転角、すなわちポンプ容量が減少してその吐出流量が減少し、差動ピストン 1 1 b が図中で右方向に移動すると、メインポンプ 2 の傾転角及びポンプ容量が増加してその吐出流量が増加する。
- [0045] パイロットポンプ 3 0 の圧油供給路（油路 3 1 a）にはパイロットリリーフ弁 3 2 が接続され、このパイロットリリーフ弁 3 2 によって油路 3 1 a に一定のパイロット圧（ P_{i0} ）を生成する。
- [0046] パイロットリリーフ弁 3 2 の下流には、切換弁 3 3 を介して、複数の方向切換弁 6 a, 6 b, 6 c … を制御するための複数の操作レバー装置 6 0 a, 6 0 b, 6 0 c … のパイロット弁が接続され、油圧ショベル等建設機械の運転席 5 2 1（図 4 参照）に設けられたゲートロックレバー 2 4 により切換

弁33を操作することにより、複数の操作レバー装置60a, 60b, 60c・
・のパイロット弁へパイロットリリーフ弁32で生成されたパイロット圧
(P_{i0})がパイロット一次圧として供給されるか、パイロット弁の圧油をタン
クに排出するかが切り換えられる。

[0047] 本実施の形態における油圧駆動装置は、更に、複数のアクチュエータ3a,
3b, 3c・の負荷圧を検出するための圧力センサ40a, 40b, 40c・
・と、ブームシリンダ3aの操作レバー装置60aのパイロット弁の各操作
圧a,bを検出するための圧力センサ41a, 41bと、アームシリンダ3bの操
作レバー装置60bのパイロット弁の各操作圧c,dを検出するための圧力セン
サ41c, 41dと、旋回モータ3cの操作レバー装置60cのパイロット弁の
操作圧eを検出するための圧力センサ41e と、図示しないその他のアクチュ
エータの操作レバー装置のパイロット弁の操作圧を検出するための図示しな
い圧力センサと、メインポンプ2の圧油供給路5の圧力（メインポンプ2の
吐出圧）を検出するための圧力センサ42と、メインポンプ2の傾転角を検
出する傾転角センサ50と、原動機1の回転数を検出する回転数センサ51
と、コントローラ70とを備えている。

[0048] コントローラ70は、図示しないCPU、ROM (Read Only M
emory)、RAM (Random access Memory)、およ
びフラッシュメモリ等からなる記憶部等を備えるマイクロコンピュータ及び
その周辺回路などから構成され、例えばROMに格納されるプログラムにし
たがって作動する。

[0049] コントローラ70は、圧力センサ40a, 40b, 40c・、圧力センサ
41a, 41b, 41c, 41d, 41e・、圧力センサ42、傾転角センサ
50、回転数センサ51の検出信号を入力し、電磁比例減圧弁20a, 20b
, 20c・及び電磁比例減圧弁21, 22に制御信号を出力する。

[0050] 図4に、上述した油圧駆動装置が搭載される油圧ショベルの外観を示す。

[0051] 油圧ショベルは、上部旋回体502と、下部走行体501と、スイング式
のフロント作業機504を備え、フロント作業機504は、ブーム511,

アーム 5 1 2, バケット 5 1 3 から構成されている。上部旋回体 5 0 2 は下部走行体 5 0 1 に対し旋回モータ 3 c の回転によって旋回可能である。上部旋回体の前部にはスイングポスト 5 0 3 が取付けられ、このスイングポスト 5 0 3 にフロント作業機 5 0 4 が上下動可能に取付けられている。スイングポスト 5 0 3 はスイングシリンダ 3 e の伸縮により上部旋回体 5 0 2 に対して水平方向に回動可能であり、フロント作業機 5 0 4 のブーム 5 1 1, アーム 5 1 2, バケット 5 1 3 はブームシリンダ 3 a, アームシリンダ 3 b, バケットシリンダ 3 d の伸縮により上下方向に回動可能である。下部走行体 5 0 1 の中央フレーム 5 0 5 には、ブレードシリンダ 3 h の伸縮により上下動作を行うブレード 5 0 6 が取付けられている。下部走行体 5 0 1 は、走行モータ 3 f, 3 g の回転により左右の履帯を駆動することによって走行を行う。

[0052] 上部旋回体 5 0 2 には運転室 5 0 8 が設置され、運転室 5 0 8 内には、運転席 5 2 1 と、運転席 5 2 1 の左右前部に設けられたブームシリンダ 3 a, アームシリンダ 3 b, バケットシリンダ 3 d, 旋回モータ 3 c 用の操作レバー装置 6 0 a, 6 0 b, 6 0 c, 6 0 d と、スイングシリンダ 3 e 用の操作レバー装置 6 0 e と、ブレードシリンダ 3 h 用の操作レバー装置 6 0 h と、走行モータ 3 f, 3 g 用の操作レバー装置 6 0 f, 6 0 g と、ゲートロックレバー 2 4 が設けられている。

[0053] 図 5 に、図 1 に示した油圧駆動装置におけるコントローラ 7 0 の機能ブロック図を示す。

[0054] メインポンプ 2 の傾転角を示す傾転角センサ 5 0 の出力と原動機 1 の回転数を示す回転数センサ 5 1 の出力は、メインポンプ実流量演算部 7 1 に、回転数センサ 5 1 の出力とレバー操作量（操作圧）を示す圧力センサ 4 1 a, 4 1 c, 4 1 e の出力は要求流量演算部 7 2 に、圧力センサ 4 1 a, 4 1 c, 4 1 e の出力がメータイン開口演算部 7 4 にそれぞれ入力される。なお、図 5 ～図 1 5 と以下の説明では、図 1 に図示しない要素を示唆する「・・・」は簡略化のため省略する場合がある。

[0055] 要求流量演算部 7 2 の出力である要求流量 Q_{r1} , Q_{r2} , Q_{r3} と、メインポンプ

実流量演算部 7 1 の出力である流量 Qa' は、要求流量補正部 7 3 に導かれる。

[0056] 各アクチュエータの負荷圧を示す圧力センサ 4 0 a, 4 0 b, 4 0 c の出力が、最大値選択器 7 5、流量制御弁開口演算部 7 6、最高負荷圧アクチュエータ判定部 7 7 に導かれ、メインポンプ 2 の吐出圧（ポンプ圧）を示す圧力センサ 4 2 の出力 P_s が、差分器 8 2 に導かれる。

[0057] 流量制御弁開口演算部 7 6 は、電磁比例減圧弁 2 0 a, 2 0 b, 2 0 c へそれぞれ目標開口面積 A_1 , A_2 , A_3 の指令圧（指令値） P_{i_a1} , P_{i_a2} , P_{i_a3} を出力する。

[0058] 最大値選択器 7 5 の出力である最高負荷圧 P_{lmax} は、前述の圧力センサ 4 0 a, 4 0 b, 4 0 c の出力 P_{l1} , P_{l2} , P_{l3} とともに最高負荷圧アクチュエータ判定部 7 7 に導かれ、当該判定部 7 7 は、最高負荷圧アクチュエータを示す識別子 i を最高負荷圧アクチュエータの方向切換弁メータイン開口演算部 7 8 と、最高負荷圧アクチュエータの補正後要求流量演算部 7 9 とに導く。また、最高負荷圧 P_{lmax} は加算器 8 1 に導かれる。

[0059] 最高負荷圧アクチュエータの方向切換弁メータイン開口演算部 7 8 は、識別子 i と、メータイン開口演算部 7 4 の出力であるメータイン開口面積 A_{m1} , A_{m2} , A_{m3} が入力され、最高負荷圧アクチュエータの方向切換弁のメータイン開口面積 A_{mi} を出力する。

[0060] 最高負荷圧アクチュエータの補正後要求流量演算部 7 9 は、識別子 i と、要求流量補正部 7 3 の出力である補正後の要求流量 $Q_{r1'}$, $Q_{r2'}$, $Q_{r3'}$ を入力し、最高負荷圧アクチュエータの補正後要求流量 $Q_{ri'}$ を出力する。

[0061] 最高負荷圧アクチュエータの方向切換弁のメータイン開口面積 A_{mi} と、最高負荷圧アクチュエータの補正後要求流量 $Q_{ri'}$ は、目標差圧演算部 8 0 に導かれ、目標差圧演算部 8 0 は目標差圧 ΔP_{sd} を加算器 8 1 に、指令圧（指令値） P_{i_ul} を電磁比例減圧弁 2 2 にそれぞれ出力する。

[0062] 加算器 8 1 は、目標差圧 ΔP_{sd} と最高負荷圧 P_{lmax} を加算した目標ポンプ圧 P_{sd} を差分器 8 2 に出力する。

- [0063] 差分器 8 2 は、目標ポンプ圧 P_{sd} から圧力センサ 4 2 の出力であるポンプ圧（実ポンプ圧） P_s を引いた差圧 ΔP を、メインポンプ目標傾転角演算部 8 3 に出力し、メインポンプ目標傾転角演算部 8 3 は、指令圧（指令値） P_{i_fc} を電磁比例減圧弁 2 1 へ出力する。
- [0064] コントローラ 7 0 は、要求流量演算部 7 2、要求流量補正部 7 3 及び最大値選択器 7 5 と流量制御弁開口演算部 7 6 において、複数の操作レバー装置 6 0 a, 6 0 b, 6 0 c の操作レバーの入力量に基づいて複数のアクチュエータ 3 a, 3 b, 3 c の要求流量を演算するとともに、圧力センサ 4 0 a, 4 0 b, 4 0 c（複数の第 1 圧力センサ）によって検出された複数のアクチュエータ 3 a, 3 b, 3 c の負荷圧のうちの最高負荷圧と複数のアクチュエータ 3 a, 3 b, 3 c のそれぞれの負荷圧とのそれぞれの差圧を演算し、複数のアクチュエータ 3 a, 3 b, 3 c の要求流量と当該それぞれの差圧とに基づいて複数の流量制御弁 7 a, 7 b, 7 c のそれぞれの目標開口面積 A_1, A_2, A_3 を演算し、この目標開口面積 A_1, A_2, A_3 となるよう複数の流量制御弁 7 a, 7 b, 7 c の開口面積を制御する。
- [0065] また、コントローラ 7 0 は、要求流量演算部 7 2、要求流量補正部 7 3 及びメータイン開口演算部 7 4 と、最大値選択器 7 5、最高負荷圧アクチュエータ判定部 7 7、方向切換弁メータイン開口演算部 7 8、補正後要求流量演算部 7 9 及び目標差圧演算部 8 0 とにおいて、複数の操作レバー装置 6 0 a, 6 0 b, 6 0 c の操作レバーの入力量に基づいて複数の方向切換弁 6 a, 6 b, 6 c のそれぞれのメータインの開口面積を演算し、このメータインの開口面積と複数のアクチュエータ 3 a, 3 b, 3 c のそれぞれの要求流量とに基づいて複数の方向切換弁 6 a, 6 b, 6 c のうちの特定の方向切換弁のメータインの圧損を演算し、この圧損を上記目標差圧 ΔP_{sd} として出力してアンロード弁 1 5 のセット圧を制御する。
- [0066] また、コントローラ 7 0 は、最大値選択器 7 5、最高負荷圧アクチュエータ判定部 7 7 及び補正後要求流量演算部 7 9 と目標差圧演算部 8 0 とにおいて、特定の方向切換弁のメータインの圧損として、複数の方向切換弁 6 a, 6

b, 6cのうちの最高負荷圧のアクチュエータに対応した方向切換弁のメータイン圧損を演算し、この圧損を上記目標差圧 ΔP_{sd} として出力しアンロード弁15のセット圧を制御する。

[0067] 更に、コントローラ70は、メインポンプ目標傾転角演算部83において、圧力センサ42（第2圧力センサ）によって検出されたメインポンプ2の吐出圧を最高負荷圧に上記目標差圧を加えた圧力に等しくするための指令値 P_{i_fc} を演算し、この指令値 P_{i_fc} をレギュレータ11（ポンプ制御装置）に出力してメインポンプ2の吐出流量を制御する。

[0068] 図6に、メインポンプ実流量演算部71の機能ブロック図を示す。

[0069] メインポンプ実流量演算部71において、傾転角センサ50から入力された傾転角 q_m と回転数センサ51から入力された回転数 N_m が乗算器71aで乗算され、実際にメインポンプ2から吐出されている流量 Q_a' が算出される。

[0070] 図7に、要求流量演算部72の機能ブロック図を示す。

[0071] 要求流量演算部72において、圧力センサ41a, 41c, 41eから入力された操作圧 P_{i_a} , P_{i_c} , P_{i_e} が、それぞれテーブル72a, 72b, 72cで基準要求流量 q_{r1} , q_{r2} , q_{r3} に変換され、それぞれ乗算器72d, 72e, 72fで回転数センサ51から入力した回転数 N_m と乗算され、複数のアクチュエータ3a, 3b, 3c...の要求流量 Q_{r1} , Q_{r2} , Q_{r3} が算出される。

[0072] 図8に、要求流量補正部73の機能ブロック図を示す。

[0073] 要求流量補正部73において、要求流量演算部72の出力である要求流量 Q_{r1} , Q_{r2} , Q_{r3} は、乗算器73c, 73d, 73eと総和器73aに入力され、総和器73aで合計値 Q_{ra} が算出され、その合計値 Q_{ra} が、最小値と最大値を制限する制限器73fを介して除算器73bの分母側に入力される。一方、メインポンプ実流量演算部71の出力である流量 Q_a' が除算器73bの分子側に入力され、除算器73bは Q_a' / Q_{ra} の値を乗算器73c, 73d, 73eに出力する。乗算器73c, 73d, 73eではそれぞれ前述の Q_{r1} , Q_{r2} , Q_{r3} と前述の Q_a' / Q_{ra} とが乗算され、補正後の要求流量 Q_{r1}' , Q_{r2}' , Q_{r3}' が算出される。

[0074] 図9に、メータイン開口演算部74の機能ブロック図を示す。

[0075] メータイン開口演算部 7 4 において、圧力センサ 4 1 a, 4 1 c, 4 1 e から入力された操作圧 P_{i_a} , P_{i_c} , P_{i_e} がテーブル 7 4 a, 7 4 b, 7 4 c で各方向切換弁のメータイン開口面積 A_{m1} , A_{m2} , A_{m3} に変換される。テーブル 7 4 a, 7 4 b, 7 4 c は、方向切換弁 6 a, 6 b, 6 c のメータイン開口面積が予め記憶されており、操作圧が 0 の時に 0 を出力し、操作圧が大きくなるにつれて大きな値を出力するように設定されている。また、メータイン開口面積の最大値は方向切換弁 6 a, 6 b, 6 c のメータイン開口で発生し得る圧損であるメータイン圧損（LS 差圧）が極端に小さくなるように極端に大きな値に設定されている。

[0076] 図 10 に、流量制御弁開口演算部 7 6 の機能ブロック図を示す。

[0077] 流量制御弁開口演算部 7 6 において、圧力センサ 4 0 a, 4 0 b, 4 0 c から入力される各アクチュエータの負荷圧 P_{l1} , P_{l2} , P_{l3} は、それぞれ差分器 7 6 a, 7 6 b, 7 6 c にそれぞれ負側として導かれ、差分器 7 6 a, 7 6 b, 7 6 c の正側には、最大値選択器 7 5 からの最高負荷圧 P_{lmax} が導かれる。演算された差分圧力 $P_{lmax}-P_{l1}$, $P_{lmax}-P_{l2}$, $P_{lmax}-P_{l3}$ はそれぞれ制限器 7 6 d, 7 6 e, 7 6 f に送られ、制限器 7 6 d, 7 6 e, 7 6 f で最小値及び最大値が制限され、 ΔP_{l1} , ΔP_{l2} , ΔP_{l3} としてそれぞれ演算器 7 6 g, 7 6 h, 7 6 i に導かれる。演算器 7 6 g, 7 6 h, 7 6 i には、また、要求流量補正部 7 3 から補正後の要求流量 $Q_{r1'}$, $Q_{r2'}$, $Q_{r3'}$ が導かれる。

[0078] 演算器 7 6 g, 7 6 h, 7 6 i は、それぞれ下式により流量制御弁開口面積 A_1 , A_2 , A_3 （流量制御弁 7 a, 7 b, 7 c のそれぞれの目標開口面積）を演算し、この流量制御弁開口面積 A_1 , A_2 , A_3 をテーブル 7 6 j, 7 6 k, 7 6 l に出力する。ここで、 C は予め定められた縮流係数、 ρ は作動油の密度である。

[0079]

[数1]

$$A1 = \frac{Qr1'}{C} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{2 \cdot \Delta Pl1}}$$

$$A2 = \frac{Qr2'}{C} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{2 \cdot \Delta Pl2}}$$

$$A3 = \frac{Qr3'}{C} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{2 \cdot \Delta Pl3}}$$

[0080] テーブル76j, 76k, 76lでは、流量制御弁開口面積A1, A2, A3を、電磁比例減圧弁20a, 20b, 20cに対する指令圧（指令値）Pi_a1, Pi_a2, Pi_a3に変換し出力する。

[0081] 図11に、最高負荷圧アクチュエータ判定部77の機能ブロック図を示す。

[0082] 最高負荷圧アクチュエータ判定部77において、圧力センサ40a, 40b, 40cから入力される各アクチュエータの負荷圧Pl1, Pl2, Pl3は、差分器77a, 77b, 77cの負側に導かれ、差分器77a, 77b, 77cの正側には最大値選択器75からの最高負荷圧Plmaxが導かれ、差分器77a, 77b, 77cはそれぞれPlmax-Pl1, Plmax-Pl2, Plmax-Pl3を判定器77d, 77e, 77fに出力する。判定器77d, 77e, 77fでは、それぞれの判定文が真の場合にON状態、図中上側に切り換わり、判定文が偽の場合にOFF状態になって図中下側に切り換わる。

[0083] 図11には、Plmax=Pl1の場合、つまりPlmax-Pl1が0の場合を示しているの、この場合は演算器77gが選択され、識別子iとしてi=1が総和器77mに出力される。一方、判定器77e, 77fでは判定文が偽の場合にあたるので、それぞれ演算器77j, 77lが選択され、ともに識別子iとしてi=0が総和器77mに導かれる。総和器77mでは、演算器77g, 77j, 77lの出力を総和し、i=1が出力される。

[0084] このように、総和器77mは、Plmax=Pl1の場合i=1を出力する。同様に、Plmax=Pl2の場合にはi=2を、Plmax=Pl3の場合にはi=3をそれぞれ出力する。

[0085] 図12に、最高負荷圧アクチュエータの方向切換弁メータイン開口演算部

78の機能ブロック図を示す。

[0086] 最高負荷圧アクチュエータの方向切換弁メータイン開口演算部78において、最高負荷圧アクチュエータ判定部77から入力された識別子 i が判定器78a, 78b, 78cに導かれ、メータイン開口演算部74から入力されたメータイン開口面積 $Am1$, $Am2$, $Am3$ が演算器78d, 78f, 78hにそれぞれ導かれる。図12には $i=1$ の場合を示す。

[0087] $i=1$ なので、判定器78aはON状態となり、図中上側に切り換わり、演算器78dが選択され、メータイン開口面積 Am_i として $Am1$ を総和器78jに導く。また、判定器78b, 78cはOFF状態で、図中下側に切り換わり、それぞれ演算器78g, 78iが選択され、メータイン開口面積 Am_i としてともに0を総和器78jに導く。総和器78jでは $Am1+0+0=Am1$ をメータイン開口面積 Am_i として出力する。

[0088] 同様に、 $i=2$ の場合には、 $Am2$ を、 $i=3$ の場合には、 $Am3$ をそれぞれメータイン開口面積 Am_i として出力する。

[0089] 図13に、最高負荷圧アクチュエータの補正後要求流量演算部79の機能ブロック図を示す。

[0090] 最高負荷圧アクチュエータの補正後要求流量演算部79において、最高負荷圧アクチュエータ判定部77から入力された識別子 i が判定器79a, 79b, 79cに導かれ、要求流量補正部73から入力された補正後要求流量 $Qr1'$, $Qr2'$, $Qr3'$ が演算器79d, 79g, 79hにそれぞれ導かれる。図13には $i=1$ の場合を示す。

[0091] $i=1$ なので、判定器79aはON状態となり、図中上側に切り換わり、演算器79dが選択され、補正後要求流量 Qr_i' として $Qr1'$ を総和器79jに導く。また、判定器79b, 79cはOFF状態で、図中下側に切り換わり、それぞれ演算器79g, 79iが選択され、補正後要求流量 Qr_i' としてともに0を総和器79jに導く。総和器79jでは $Qr1'+0+0$ を補正後要求流量 Qr_i' として出力する。

[0092] 同様に、 $i=2$ の場合には、 $Qr2'$ を、 $i=3$ の場合には、 $Qr3'$ をそれぞれ補正後要

求流量 Q_{ri}' として出力する。

[0093] 図14に、目標差圧演算部80の機能ブロック図を示す。

[0094] 目標差圧演算部80において、最高負荷圧アクチュエータの補正後要求流量演算部79から入力された補正後要求流量 Q_{ri}' は演算器80aに導かれ、最高負荷圧アクチュエータの方向切換弁メータイン開口演算部78から入力されたメータイン開口面積 A_{mi} は最小値と最大値を制限する制限器80cを介して演算器80aに導かれ、下式で最高負荷圧アクチュエータの方向切換弁のメータイン圧損 ΔP_{sd} が演算される。ここで、 C は予め定められた縮流係数、 ρ は作動油の密度である。

[0095] [数2]

$$\Delta P_{sd} = \frac{\rho}{2} \cdot \frac{(Q_{ri}')^2}{C^2 \cdot (A_{mi})^2}$$

[0096] この圧損 ΔP_{sd} は、最小値と最大値を制限する制限器80dを通過し、目標差圧 ΔP_{sd} （アンロード弁15のセット圧を可変に制御するための調整圧力）としてテーブル80bと、外部の加算器81に出力される。テーブル80bでは、目標差圧 ΔP_{sd} を電磁比例減圧弁22への指令圧（指令値） P_{i_ul} に変換し出力する。

[0097] 図15に、メインポンプ目標傾転角演算部83の機能ブロック図を示す。

[0098] メインポンプ目標傾転角演算部83において、差分器82で演算された差圧 $\Delta P (=P_{sd}-P_s)$ はテーブル83aに入力され、目標容量増減分 Δq に変換される。 Δq は、遅れ要素83cから出力される1制御サイクル前の目標容量 q' に、加算器83bで加算され、新たな目標容量 q として制限器83dに出力され、そこで最小値と最大値の間の値に制限され、制限後の目標容量 q' としてテーブル83eに導かれる。目標容量 q' はテーブル83eで電磁比例減圧弁21への指令圧（指令値） P_{i_fc} に変換され、出力される。

[0099] ～作動～

以上のように構成した油圧駆動装置の作動を説明する。

[0100] 固定容量式のパイロットポンプ30から吐出された圧油は圧油供給路31a

に供給され、パイロットリリーフ弁32によって圧油供給路31aに一定のパイロット1次圧 P_{i0} が生成されている。

(a) 全ての操作レバーが中立の場合

全ての操作レバー装置60a, 60b, 60c...の操作レバーが中立なので、全てのパイロット弁は中立であり、操作圧a, b, c, d, e, f...はタンク圧となるので、全ての方向切換弁6a, 6b, 6c...が中立位置にある。

[0101] ブーム上げ操作圧a, アームクラウド操作圧c, 旋回操作圧eは、それぞれ圧力センサ41a, 41c, 41eで検出され、操作圧 P_{i_a} , P_{i_c} , P_{i_e} が要求流量演算部72とメータイン開口演算部74に導かれる。

[0102] 要求流量演算部72のテーブル72a, 72b, 72cは、ブーム上げ, アームクラウド, 旋回動作のそれぞれの、各レバー入力に対する基準要求流量が予め記憶されており、入力が0の時に0を出力し、入力が大きくなるにつれて大きな値を出力するように設定されている。

[0103] 前述のように、全ての操作レバーが中立の場合は、操作圧 P_{i_a} , P_{i_c} , P_{i_e} が全タンク圧に等しいので、テーブル72a, 72b, 72cで演算される基準要求流量 $qr1$, $qr2$, $qr3$ はともに0となる。 $qr1$, $qr2$, $qr3$ がともに0なので、乗算器72d, 72e, 72fの出力である要求流量 $Qr1$, $Qr2$, $Qr3$ はともに0となる。

[0104] また、メータイン開口演算部74のテーブル74a, 74b, 74cは、方向切換弁6a, 6b, 6cのメータイン開口が予め記憶されており、入力が0の時に0を出力し、入力が大きくなるにつれて大きな値を出力するように構成されている。

[0105] 前述のように、全ての操作レバーが中立の場合は、操作圧 P_{i_a} , P_{i_c} , P_{i_e} が全タンク圧に等しいので、テーブル74a, 74b, 74cの出力であるメータイン開口面積 $Am1$, $Am2$, $Am3$ はともに0となる。

[0106] 要求流量 $Qr1$, $Qr2$, $Qr3$ は、要求流量補正部73へ入力される。

[0107] 要求流量補正部73に入力された要求流量 $Qr1$, $Qr2$, $Qr3$ は、総和器73a

と、乗算器 7 3 c, 7 3 d, 7 3 e に導かれる。

[0108] 総和器 7 3 a で $Q_{ra} = Q_{r1} + Q_{r2} + Q_{r3}$ を演算するが、前述のように全ての操作レバーが中立の場合は、 $Q_{ra} = 0 + 0 + 0$ となる。

[0109] 制限器 7 3 f で、メインポンプ 2 が吐出可能な最小値と最大値の間で制限する。ここで、最小値を Q_{min} 、最大値を Q_{max} とすると、全ての操作レバーが中立の場合は、 $Q_{ra} = 0 < Q_{min}$ なので、制限器 7 3 f は Q_{min} に制限され、 $Q_{ra}' = Q_{min}$ を除算器 7 3 b の分母側に導く。

[0110] 一方、後述するように、全ての操作レバーが中立の場合には、メインポンプ実流量は最小値 Q_{min} に保たれているので、除算器 7 3 b は、 $Q_{r}' / Q_{ra}' = 1$ を乗算器 7 3 c, 7 3 d, 7 3 e に出力する。

[0111] 前述のように、全ての操作レバーが中立の場合には、 Q_{r1} , Q_{r2} , Q_{r3} はともに 0 なので、乗算器 7 3 c, 7 3 d, 7 3 e の出力 Q_{r1}' , Q_{r2}' , Q_{r3}' はともに $0 \times 1 = 0$ となる。

[0112] 一方、流量制御弁開口演算部 7 6 に導かれる圧力センサ 4 0 a, 4 0 b, 4 0 c の出力である各アクチュエータの負荷圧 $Pl1$, $Pl2$, $Pl3$ は、全ての操作レバーが中立の場合には、ともにタンク圧に等しく、最大値選択器 7 5 の出力 Pl_{max} もタンク圧と等しい。

[0113] 制限器 7 6 d, 7 6 e, 7 6 f は、それらの出力を受ける演算器 7 6 g, 7 6 h, 7 6 i で 0 での除算を防止するために 0 より大きな最小値 $\Delta Pl1_{min}$, $\Delta Pl2_{min}$, $\Delta Pl3_{min}$ が予め定められており、全ての操作レバーが中立の場合には、前述のように $Pl_{max} - Pl1 = Pl_{max} - Pl2 = Pl_{max} - Pl3 = 0$ となるが、制限器 7 6 d, 7 6 e, 7 6 f の出力はそれぞれ最小値 $\Delta Pl1_{min}$, $\Delta Pl2_{min}$, $\Delta Pl3_{min}$ に保たれる。

[0114] 一方、要求流量補正部 7 3 より入力される、補正後の要求流量 Q_{r1}' , Q_{r2}' , Q_{r3}' はともに 0 である。

[0115] 演算器 7 6 g, 7 6 h, 7 6 i は、分子の Q_{r1}' , Q_{r2}' , Q_{r3}' が 0 で、分母の $\Delta Pl1$, $\Delta Pl2$, $\Delta Pl3$ が前述のように、0 より大きな最小値 $\Delta Pl1_{min}$, $\Delta Pl2_{min}$, $\Delta Pl3_{min}$ であることから、ともに開口面積 $A1$, $A2$, $A3$ として 0 を出力する。

- [0116] 開口面積 $A1$, $A2$, $A3$ はテーブル 7 6 j, 7 6 k, 7 6 lでそれぞれ電磁比例減圧弁 2 0 a, 2 0 b, 2 0 cへの指令圧 Pi_a1 , Pi_a2 , Pi_a3 に変換される。前述のように $A1$, $A2$, $A3$ が0の場合は指令圧 Pi_a1 , Pi_a2 , Pi_a3 も最低圧に保たれる。
- [0117] 指令圧 Pi_a1 , Pi_a2 , Pi_a3 が最低圧に保たれるので、流量制御弁 7 a, 7 b, 7 cは全閉に保たれる。
- [0118] 一方、最大値選択器 7 5 で、各負荷圧 $Pl1$, $Pl2$, $Pl3$ の最大値を $Plmax$ として出力するが、前述のように全ての操作レバーが中立の場合には、 $Plmax$ もタンク圧0に保たれる。
- [0119] 最高負荷圧アクチュエータ判定部 7 7 では、差分器 7 7 a, 7 7 b, 7 7 cでそれぞれ $Plmax-Pl1$, $Plmax-Pl2$, $Plmax-Pl3$ を算出し、それぞれ判定器 7 7 d, 7 7 e, 7 7 fにそれらの出力を入力する。
- [0120] 前述のように $Pl1$, $Pl2$, $Pl3$, $Plmax$ が全てタンク圧に保たれている場合、 $Plmax-Pl1$, $Plmax-Pl2$, $Plmax-Pl3$ はともに0となる。判定器 7 7 dの $Plmax-Pl1=0$ が該当することから、 $i=1$ が総和器 7 7 mに出力される。判定器 7 7 eでは $Plmax-Pl1=0$ なので、識別子 i として $i=0$ が総和器 7 7 mに出力される。同様に判定器 7 7 fでは $Plmax-Pl1=0$ なので、 $i=0$ が総和器 7 7 mに出力される。
- [0121] 総和器 7 7 mでは、 $1+0+0$ 、すなわち 1 が識別子 i として出力される。
- [0122] 最高負荷圧アクチュエータ判定部 7 7 の出力 i は、最高負荷圧アクチュエータの方向切換弁メータイン開口演算部 7 8 と、最高負荷圧アクチュエータの補正後要求流量演算部 7 9 にそれぞれ導かれる。
- [0123] 最高負荷圧アクチュエータの方向切換弁メータイン開口演算部 7 8 に導かれる識別子 i は、全ての操作レバーが中立の場合には、前述のように1となるので、判定器 7 8 aで $i=1$ が該当するので、メータイン開口面積 Ami として $Am1$ の値が選択され、総和器 7 8 jに導かれる。 $i=1$ の場合は、判定器 7 8 b, 7 8 cはいずれもメータイン開口面積 Ami として0を総和器 7 8 jに導く。総和器 7 8 jでは、 $Am1+0+0$ 、すなわち $Am1$ がメータイン開口面積 Ami として出力される。

- [0124] 一方、最高負荷圧アクチュエータの補正後要求流量演算部 79 に導かれる i が 1 なので、判定器 79a で $i=1$ が該当し、 Q_{ri}' として Q_{r1}' が選択され、総和器 79j に導かれる。 $i=1$ の場合は、判定器 79b, 79c はいずれも Q_{ri}' として 0 を総和器に導く。総和器 79j では $Q_{r1}' + 0 + 0$ 、すなわち Q_{r1}' が Q_{ri}' として出力される。
- [0125] 目標差圧演算部 80 では、 A_{m1} と Q_{r1}' がそれぞれ演算器 80a に導かれ、 A_{m1} は制限器 80c で予め定められた 0 より大きな最小値 A_{m1}' に制限される。
- [0126] 全ての操作レバーが中立の場合は、前述のように A_{m1} と Q_{r1}' はともに 0 となるが、前述のように A_{m1} は 0 より大きなある値に制限されているので、演算器 80a の出力 ΔP_{sd} は 0 となる。演算器 80a の出力は、制限器 80d により 0 以上、かつ予め定められた目標差圧の最大値 ΔP_{sd_max} 以下の値に制限される。
- [0127] 全ての操作レバーが中立の場合は、目標差圧 ΔP_{sd} は 0 となる。
- [0128] 制限器 80d の出力である目標差圧 ΔP_{sd} は、テーブル 80b によって、電磁比例減圧弁 22 への指令圧（指令値）として変換される。
- [0129] 前述のように全ての操作レバーが中立の場合には、最高負荷圧 P_{lmax} はタンク圧となっている。
- [0130] アンロード弁 15 は、そのセット圧を受圧部 15a に導かれた最高負荷圧 P_{lmax} 、バネ 15b、受圧部 15c に導かれた電磁比例減圧弁 22 の出力圧 ΔP_{sd} で決めるが、最高負荷圧 P_{lmax} 、電磁比例減圧弁 22 の出力圧 ΔP_{sd} はともにタンク圧となっているので、アンロード弁 15 のセット圧は、バネ 15b によって定められる非常に小さな値に保たれる。
- [0131] このため、可変容量型のメインポンプ 2 から吐出された圧油は、アンロード弁 15 からタンクに排出され、圧油供給路 5 の圧力は、前述の低い圧力に保たれる。
- [0132] 一方、目標差圧演算部 80 の出力である目標差圧 ΔP_{sd} は、加算器 81 にて最高負荷圧 P_{lmax} と加算されるが、前述のように全ての操作レバーが中立の場合は P_{lmax} 、 ΔP_{sd} はタンク圧 0 になっているので、その出力である目標ポンプ圧 P_{sd} も 0 となる。

- [0133] 目標ポンプ圧 P_{sd} と、圧力センサ42によって検出されるポンプ圧 P_s が差分器82のそれぞれ正側と負側に導かれ、それらの差 $\Delta P = P_{sd} - P_s$ としてメインポンプ目標傾転角演算部83に入力される。
- [0134] メインポンプ目標傾転角演算部83では、テーブル83aにより、前述の $\Delta P (= P_{sd} - P_s)$ をテーブル83aで目標容量増減量 Δq に変換する。図15に示すように、テーブル83aは、 $\Delta P < 0$ の時に $\Delta q < 0$ 、 $\Delta P = 0$ の時に $\Delta q = 0$ 、 $\Delta P > 0$ の時に $\Delta q > 0$ となり、 ΔP がある程度以上大きかったり、小さかったりした場合は、予め定められた値に制限されるよう構成されている。
- [0135] 目標容量増減量 Δq は、加算器83bで、後述する1制御ステップ前の目標容量 q' と加算され q となり、制限器83dにより、メインポンプ2の物理的な最小/最大の間の値に制限され、目標容量 q' として出力される。
- [0136] 目標容量 q' はテーブル83eで、電磁比例減圧弁21への指令圧 P_{i_fc} に変換され、電磁比例減圧弁21が制御される。
- [0137] 前述のように、全ての操作レバーが中立の場合には、 $P_{sd} (= \text{最高負荷圧 } P_{lmax} + \text{目標差圧 } \Delta P_{sd})$ はタンク圧と等しい。
- [0138] 一方、圧油供給路5の圧力、すなわちポンプ圧 P_s は、前述のようにアンロード弁15により、タンク圧よりもバネ15bで定められるだけ大きな圧力に保たれている。
- [0139] このため、全ての操作レバーが中立の場合には、 $\Delta P (= P_{sd} - P_s) < 0$ となるので、テーブル83aにより、 $\Delta q < 0$ となる。遅れ要素83cに得られる1ステップ前の目標容量 q' と加算器83bで新たな q として加算されるが、制限器83dにより、メインポンプ2が持つ最小及び最大傾転で制限されるので、1ステップ前の目標容量 q' はその最小値に保たれる。
- (b) ブーム上げ操作を行った場合
- ブーム用の操作レバー装置60aのパイロット弁からブーム上げ操作圧 a が出力される。ブーム上げ操作圧 a は、方向切換弁6aと圧力センサ41aに導かれ、方向切換弁6aが図中で右方向に切り替わる。
- [0140] ブーム上げ操作圧 a は、圧力センサ41aの出力 P_{i_a} として、要求流量演算

部 7 2 に入力され、要求流量 Q_{r1} が算出される。

- [0141] 傾転角センサ 5 0、回転数センサ 5 1 からの入力によりメインポンプ実流量演算部 7 1 でメインポンプ 2 が実際に吐出している流量を算出するが、全ての操作レバーが中立の状態からブーム上げ操作を行った直後は、(a) 全ての操作レバーが中立の場合で述べたように、メインポンプ 2 の傾転は最小に保たれていることから、メインポンプ実流量 $Q_{a'}$ も最小の値となっている。
- [0142] 要求流量 Q_{r1} は、要求流量補正部 7 3 によりメインポンプ実流量 $Q_{a'}$ に制限され、 $Q_{r1'}$ に補正される。
- [0143] また、ブーム上げ操作圧 a は、圧力センサ 4 1 a の出力 P_{i_a} として、メータイン開口演算部 7 4 にも導かれ、テーブル 7 4 a により、メータイン開口面積 A_{m1} に変換され出力される。
- [0144] 一方、ブームシリンダ 3 a の負荷圧は方向切換弁 6 a を介して圧力センサ 4 0 a に導かれるとともに、シャトル弁 9 a を介して最高負荷圧 P_{lmax} としてアンロード弁 1 5 に導かれる。
- [0145] ブームシリンダ 3 a の負荷圧は、圧力センサ 4 0 a の出力 P_{l1} として、最大値選択器 7 5 と、流量制御弁開口演算部 7 6、最高負荷圧アクチュエータ判定部 7 7 にそれぞれ導かれる。
- [0146] 最大値選択器 7 5 では、ブームシリンダ 3 a のみ操作している場合には、最高負荷圧 P_{lmax} として P_{l1} が選択される。
- [0147] 流量制御弁開口演算部 7 6 では、差分器 7 6 a により最高負荷圧 P_{lmax} とブームシリンダ 3 a の負荷圧 P_{l1} との差である $P_{lmax}-P_{l1}$ を演算するが、ブーム上げ操作を単独で行っている場合には、 $P_{lmax}=P_{l1}$ であるので、 $P_{lmax}-P_{l1}=0$ となる。制限器 7 6 d により、予め定められた 0 に限りなく近い最小値に保たれ、 ΔP_{l1} として演算器 7 6 g に入力される。要求流量補正部 7 3 から出力される $Q_{r1'}$ も演算器 7 6 g に入力されるが、前述のようにブーム上げ単独操作の場合、 ΔP_{l1} は非常に小さな値となるため、下式で計算される演算器 7 6 g の出力 $A1$ は、無限に近い大きな値となる。

[0148]

[数3]

$$A1 = \frac{Qr1'}{C} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{2 \cdot \Delta P11}}$$

[0149] A1はテーブル76jで、電磁比例減圧弁20aへの指令圧Pi_a1に変換されるが、前述のようにA1は無限に近い大きな値となるため、Pi_a1はその最大値に保たれ、流量制御弁7aも電磁比例減圧弁20aで制御される流量制御弁7aもその最大開口に保たれる。

[0150] このようにして、メインポンプ2から吐出された圧油は、圧油供給路5、流量制御弁7a、チェック弁8a、方向切換弁6aを介してブームシリンダ3aのボトム側に供給され、ブームシリンダ3aを伸長する。

[0151] また、流量制御弁開口演算部76では、同様に流量制御弁7b, 7cの開口A2, A3を算出するが、ブーム上げ単独操作の場合には、アームシリンダ3bの負荷圧Pl2、旋回モータ3cの負荷圧Pl3はともにタンク圧に等しくなっているため、差分器76b, 76cで計算されるPlmax-Pl2, Plmax-Pl3はともにPlmax, つまりPl1と等しい。一方、要求流量補正部73から入力される補正後の要求流量Qr2', Qr3' はともに0なので、演算器76h, 76iの出力A2, A3はともに0を出力する。A2, A3はテーブル76k, 76lでそれぞれ電磁比例減圧弁20b, 20cへの指令圧Pi_a2, Pi_a3に変換されるが、前述のようにA2, A3はともに0なので、Pi_a2, Pi_a3はともにタンク圧となるので、流量制御弁7b, 7cは、ともに全閉の状態に保たれる。

[0152] 最高負荷圧アクチュエータ判定部77では、ブーム上げ操作を単独で行った場合は、前述のようにPlmax-Pl1=0となるので、判定器77dによりi=1が総和器77mに導かれる。一方、判定器77e, 77fによってともにi=0が総和器77mに導かれる。

[0153] 総和器77mでは、識別子iとして1を最高負荷圧アクチュエータの方向切換弁メータイン開口演算部78, 最高負荷圧アクチュエータの補正後要求流量演算部79に出力する。

[0154] 最高負荷圧アクチュエータの方向切換弁メータイン開口演算部78では、

判定器 7 8 aにより、メータイン開口面積 A_{mi} として A_{m1} が選択され、総和器 7 8 jに出力される。また、判定器 7 8 b, 7 8 cにより、メータイン開口面積 A_{mi} として0が選択され、総和器 7 8 jに出力される。結果的に、メータイン開口面積として $A_{m1}+0+0=A_{m1}$ が出力される。

[0155] また、最高負荷圧アクチュエータの補正後要求流量演算部 7 9では、判定器 7 9 aにより、 Q_{r1}' として Q_{r1}' が選択され、総和器 7 9 jに出力される。また、判定器 7 9 b, 7 9 cにより、ともに Q_{r1}' として0が選択され、総和器 7 9 jに出力される。結果的に、補正後の要求流量として $Q_{r1}' +0+0=Q_{r1}'$ が出力される。

[0156] 最高負荷圧アクチュエータの方向切換弁メータイン開口演算部 7 8 から出力されたメータイン開口面積 A_{m1} , 最高負荷圧アクチュエータの補正後要求流量演算部 7 9 から出力された補正後の要求流量 Q_{r1}' は、目標差圧演算部 8 0 に導かれる。

[0157] 目標差圧演算部 8 0 では、 A_{m1} と Q_{r1}' は演算器 8 0 aに導かれ、下式で示す演算を行い、目標差圧 ΔP_{sd} を出力する。

[0158] [数4]

$$\Delta P_{sd} = \frac{\rho}{2} \cdot \frac{(Q_{r1}')^2}{C^2 \cdot (A_{m1})^2}$$

[0159] 演算器 8 0 aで出力された目標差圧 ΔP_{sd} は、制限器 8 0 dである範囲内の値に制限された後、テーブル 8 0 bで電磁比例減圧弁 2 2 への指令圧 P_{i_ul} に変換される。

[0160] 電磁比例減圧弁 2 2 の出力 ΔP_{sd} は、アンロード弁 1 5 の受圧部 1 5 cに導かれ、アンロード弁 1 5 のセット圧を ΔP_{sd} の分だけ高くなるように作用する。

[0161] 前述のように、アンロード弁 1 5 の受圧部 1 5 aには P_{lmax} として、ブームシリンダ 3 aの負荷圧 P_{l1} が導かれているので、アンロード弁 1 5 のセット圧は、 $P_{lmax}+\Delta P_{sd}$ +バネ力、つまり P_{l1} (ブームシリンダ 3 aの負荷圧) + ΔP_{sd}

(ブームシリンダ 3 a 制御用の方向切換弁 6 a のメータイン開口で発生する差圧) + バネ力に設定され、圧油供給路 5 がタンクに排出される油路を遮断する。

[0162] 一方、制限器 8 0 d である範囲に制限された目標差圧 ΔP_{sd} は、加算器 8 1 に出力される。

[0163] 加算器 8 1 では、最高負荷圧 P_{lmax} と前述の ΔP_{sd} を加算し、目標ポンプ圧 $P_{sd} = P_{lmax} + \Delta P_{sd}$ を算出するが、ブーム上げ単独操作を行った場合には、前述のように $P_{lmax} = P_{l1}$ なので、目標ポンプ圧 $P_{sd} = P_{l1}$ (ブームシリンダ 3 a の負荷圧) + ΔP_{sd} (ブームシリンダ 3 a 制御用の方向切換弁 6 a のメータイン開口で発生する差圧) を算出して、差分器 8 2 に出力する。

[0164] 差分器 8 2 では、前述の目標ポンプ圧 P_{sd} と、圧力センサ 4 2 によって検出された圧油供給路 5 の圧力 (実際のポンプ圧 P_s) との差を $\Delta P (= P_{sd} - P_s)$ として算出し、メインポンプ目標傾転角演算部 8 3 に出力する。

[0165] メインポンプ目標傾転角演算部 8 3 では、差圧 ΔP をテーブル 8 3 a により、目標容量の増減量 Δq に変換するが、全てのレバーが中立の状態からブーム上げ操作を行った場合、動作の最初においては、実際のポンプ圧 P_s は、目標ポンプ圧 P_{sd} よりも小さい値に保たれている ((a) 全てのレバーが中立の場合、に記載) ので、 $\Delta P (= P_{sd} - P_s)$ は正の値となる。

[0166] テーブル 8 3 a では、差圧 ΔP が正の値の場合に目標容量増減量 Δq も正になるような特性としてあるので、目標容量増減量 Δq も正となる。

[0167] 加算器 8 3 b、遅れ要素 8 3 c により、1 制御ステップ前の目標容量 q' に前述の容量増減量 Δq を加算し、新しい q を算出するが、前述のように目標容量増減量 Δq が正なので、目標容量 q' は増加していく。

[0168] また、目標容量 q' はテーブル 8 3 e により、電磁比例減圧弁 2 1 への指令圧 P_{i_fc} に変換され、電磁比例減圧弁 2 1 の出力 (P_{i_fc}) は、メインポンプ 2 のレギュレータ 1 1 内の流量制御傾転制御弁 1 1 i の受圧部 1 1 h に導かれ、メインポンプ 2 の傾転角が目標容量 q' に等しくなるように制御される。

[0169] 目標容量 q' 及びメインポンプ 2 の吐出量増加は、実際のポンプ圧 P_s が、目

標ポンプ圧 P_{sd} と等しくなるまで継続し、最終的には実際のポンプ圧 P_s が目標ポンプ圧 P_{sd} と等しい状態に保持される。

[0170] このように、メインポンプ2は、ブームシリンダ3a制御用の方向切換弁6aにおけるメータイン開口で発生し得る圧損 ΔP_{sd} を、最高負荷圧 P_{lmax} に加算した圧力を目標圧とし、その流量を増減するので、目標差圧が可変なロードセンシング制御を行う。

(c) ブーム上げ操作とアームクラウド操作を同時に行った場合

ブーム用の操作レバー装置60aのパイロット弁からブーム上げ操作圧aが、アーム用の操作レバー装置60bのパイロット弁からアームクラウド操作圧cがそれぞれ出力される。ブーム上げ操作圧aは、方向切換弁6aと圧力センサ41aに導かれ、方向切換弁6aが図中で右方向に切り替わる。アームクラウド操作圧cは、方向切換弁6bと圧力センサ41cに導かれ、方向切換弁6bが図中で右方向に切り替わる。

[0171] ブーム上げ操作圧aは、圧力センサ41aの出力 P_{i_a} として、要求流量演算部72に入力され、要求流量 Q_{r1} が算出される。

[0172] アームクラウド操作圧cは、圧力センサ41cの出力 P_{i_c} として、要求流量演算部72に入力され、要求流量 Q_{r2} が算出される。

[0173] 傾転角センサ50、回転数センサ51からの入力によりメインポンプ実流量演算部71でメインポンプ2が実際に吐出している流量を算出するが、全ての操作レバーが中立の状態からブーム上げとアームクラウド操作を行った直後は、(a) 全ての操作レバーが中立の場合で述べたように、メインポンプ2の傾転は最小に保たれていることから、メインポンプ実流量 $Q_{a'}$ も最小の値となっている。

[0174] 要求流量補正部73では、ブーム上げ要求流量 Q_{r1} とアームクラウド要求流量 Q_{r2} が総和器73aに導かれ、 $Q_{ra}(=Q_{r1}+Q_{r2}+Q_{r3}=Q_{r1}+Q_{r2})$ が算出される。

[0175] 総和器73aで算出された Q_{ra} は、制限器73fである範囲の値に制限された上で、除算器73bでメインポンプ実流量演算部71の出力であるメインポンプ実流量 $Q_{a'}$ との除算 $Q_{a'}/Q_{ra}$ が行われ、その出力を乗算器73c、73d、

73eに導く。

[0176] つまり、要求流量補正部73では、ブーム上げ要求流量 $Qr1$ とアームクラウド要求流量 $Qr2$ を、メインポンプ2が実際に吐出している流量 Qa' の範囲内で $Qr1$ と $Qr2$ の比で再分配する。

[0177] 例えば、 Qa' が30L/minで、 $Qr1$ が20L/min、 $Qr2$ が40L/minだった場合、 $Qra=Qr1+Qr2+Qr3=60L/min$ なので、 $Qa'/Qra=1/2$ となる。

[0178] 補正後のブーム上げ要求流量 $Qr1'=Qr1\times 1/2=20L/min\times 1/2=10L/min$ となり、補正後のアームクラウド要求流量 $Qr2'=Qr2\times 1/2=40L/min\times 1/2=20L/min$ となる。

[0179] また、ブーム上げ操作圧 a 、アームクラウド操作圧 c は、圧力センサ41a、41cの出力 Pi_a 、 Pi_c として、メータイン開口演算部74にも導かれ、テーブル74a、74bにより、メータイン開口面積 $Am1$ 、 $Am2$ に変換され出力される。

[0180] 一方、ブームシリンダ3aの負荷圧は方向切換弁6aを介して圧力センサ40aとシャトル弁9aに導かれ、アームシリンダ3bの負荷圧は方向切換弁6bを介して圧力センサ40bとシャトル弁9aに導かれる。

[0181] シャトル弁9aはブームシリンダ3aの負荷圧とアームシリンダ3bの負荷圧の高い方の圧力を最高負荷圧 $Plmax$ として選択する。空中での動作を想定した場合、通常、ブームシリンダ3aの負荷圧>アームシリンダ3bの負荷圧の事が多いので、ここでは仮にブームシリンダ3aの負荷圧>アームシリンダ3bの負荷圧の場合を考えると、最高負荷圧 $Plmax$ は、ブームシリンダ3aの負荷圧と等しい。

[0182] 最高負荷圧 $Plmax$ はアンロード弁15の受圧部15aに導かれる。

[0183] ブームシリンダ3aとアームシリンダ3bの負荷圧は、それぞれ圧力センサ40a、40bの出力 $Pl1$ 、 $Pl2$ として、最大値選択器75と、流量制御弁開口演算部76、最高負荷圧アクチュエータ判定部77にそれぞれ導かれる。

[0184] 最大値選択器75では、ブームシリンダ3aとアームシリンダ3bの負荷圧のうち、大きい方最高負荷圧 $Plmax$ として出力するが、前述のように、ここで

はブームシリンダ 3 a の負荷圧 P_{l1} の方がアームシリンダ 3 b の負荷圧 P_{l2} よりも大きい場合を考えるので、最高負荷圧 $P_{lmax}=P_{l1}$ となる。

[0185] 流量制御弁開口演算部 7 6 では、まず最高負荷圧 P_{lmax} と各アクチュエータの負荷圧 P_{l1} , P_{l2} , P_{l3} の差をそれぞれ差分器 7 6 a, 7 6 b, 7 6 c により演算する。

[0186] ブーム上げとアームクラウドを同時操作していて、ブームシリンダ 3 a の負荷圧 $>$ アームシリンダ 3 b の負荷圧の場合には、最高負荷圧 P_{lmax} とブームシリンダ 3 a の負荷圧 P_{l1} との差、 $P_{lmax}-P_{l1}=0$ となる。制限器 7 6 d により、予め定められた 0 に限りなく近い最小値に保たれ、 ΔP_{l1} として演算器 7 6 g に入力される。要求流量補正部 7 3 から出力される Q_{r1}' も演算器 7 6 g に入力されるが、前述のようにブーム上げ単独操作の場合、 ΔP_{l1} は非常に小さな値となるため、下式で計算される演算器 7 6 g の出力 $A1$ は、無限に近い大きな値となる。

[0187] [数5]

$$A1 = \frac{Q_{r1}'}{C} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{2 \cdot \Delta P_{l1}}}$$

[0188] 一方、最高負荷圧 P_{lmax} とアームシリンダ 3 b の負荷圧 P_{l2} との差 $P_{lmax}-P_{l2}$ は 0 より大きなある値となる。 $P_{lmax}-P_{l2}$ は制限器 7 6 e を介して ΔP_{l2} として、補正後の要求流量 Q_{r2}' とともに演算器 7 6 h に入力され、下式で流量制御弁 7 b の目標開口 $A2$ が演算される。

[0189] [数6]

$$A2 = \frac{Q_{r2}'}{C} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{2 \cdot \Delta P_{l2}}}$$

[0190] このように、アームシリンダ 3 b に関連づけられた流量制御弁 7 b の目標開口 $A2$ は、アームクラウドの補正後要求流量 Q_{r2}' が流れた場合に、最高負荷圧 P_{lmax} とアームシリンダ 3 b の負荷圧 P_{l2} の差圧を発生さるべく、一意に決まる値に演算される。

- [0191] 流量制御弁 7 a, 7 bの開口A1, A2は、テーブル 7 6 j, 7 6 kにより、電磁比例減圧弁 2 0 a, 2 0 bへの指令圧 P_{i_a1} , P_{i_a2} に変換されるが、前述のようにA1は無限に近い大きな値となるため、 P_{i_a1} はその最大値に保たれ、流量制御弁用電磁比例減圧弁 2 0 aで制御される流量制御弁 7 aもその最大開口に保たれ、一方、A2は前述のように最高負荷圧 P_{lmax} と P_{l2} の差圧を発生させる開口に保たれる。
- [0192] この作動は、従来のロードセンシングシステムにおける圧力補償弁の作動を模擬した動きとなる。
- [0193] つまり、ブームシリンダ 3 a, アームシリンダ 3 bを制御する方向切換弁 6 a, 6 bの前後差圧は、前記のように低負荷側のアクチュエータ（今回の場合はアームシリンダ 3 b）に関連付けられた流量制御弁が、最高負荷圧 P_{lmax} とアームシリンダ 3 bとの差圧を発生させるようにその開口を制御されるので、結果的にブームシリンダ 3 a及びアームシリンダ 3 bを制御する方向切換弁 6 a, 6 bの前後差圧が等しくなり、方向切換弁 6 a, 6 bのメータイン開口に応じてブームシリンダ 3 a, アームシリンダ 3 bに圧油が分流される。
- [0194] このようにして、可変容量型のメインポンプ 2 から吐出された圧油は、圧油供給路 5 を介し、流量制御弁 7 a、チェック弁 8 a、方向切換弁 6 aを介してブームシリンダ 3 aのボトム側に、流量制御弁 7 b、チェック弁 8 b、方向切換弁 6 bを介してアームシリンダ 3 bのボトム側にそれぞれ供給され、ブームシリンダ 3 a及びアームシリンダ 3 bを伸長する。
- [0195] また同様に、流量制御弁開口演算部 7 6 では、同様に流量制御弁 7 cの開口A3を算出するが、旋回非操作の場合には、旋回モータ 3 cの負荷圧 P_{l3} はタンク圧に等しくなっているため、差分器 7 6 cで計算される $P_{lmax}-P_{l3}$ は P_{lmax} と等しい。一方、要求流量補正部 7 3 から入力される補正後の要求流量 $Q_{r3'}$ はともに0なので、演算器 7 6 iの出力A3はともに0を出力する。A3はテーブル 7 6 lでそれぞれ電磁比例減圧弁 2 0 cへの指令圧 P_{i_a3} に変換されるが、前述のようにA3は0なので、 P_{i_a3} はタンク圧となり、流量制御弁 7 cは全閉の状態に保たれる。

[0196] 最高負荷圧アクチュエータ判定部 77 では、ブームシリンダ 3a の負荷圧 Pl_1 がアームシリンダ 3b の負荷圧 Pl_2 よりも高い場合、前述のように $Pl_{max} - Pl_1 = 0$ となるので、判定器 77d により $i=1$ が総和器 77m に導かれる。一方、判定器 77e, 77f によってともに $i=0$ が総和器 77m に導かれる。

[0197] 総和器 77m では、識別子 i として 1 を最高負荷圧アクチュエータの方向切換弁メータイン開口演算部 78、最高負荷圧アクチュエータの補正後要求流量演算部 79 に出力する。

[0198] 最高負荷圧アクチュエータの方向切換弁メータイン開口演算部 78 では、判定器 78a により、メータイン開口面積 Am_i として Am_1 が選択され、総和器 78j に出力される。また、判定器 78b, 78c により、メータイン開口面積 Am_i として 0 が選択され、総和器 78j に出力される。結果的に、最高負荷圧アクチュエータの方向切換弁メータイン開口面積 Am_i として $Am_1 + 0 + 0 = Am_1$ が出力される。

[0199] また、最高負荷圧アクチュエータの補正後要求流量演算部 79 では、判定器 79a により、 Qr_i' として Qr_1' が選択され、総和器 79j に出力される。また、判定器 79b, 79c により、ともに Qr_i' として 0 が選択され、総和器 79j に出力される。結果的に、最高負荷圧アクチュエータの補正後要求流量 Qr_i' として $Qr_1' + 0 + 0 = Qr_1'$ が出力される。

[0200] 最高負荷圧アクチュエータの方向切換弁メータイン開口演算部 78 から出力されたメータイン開口面積 Am_1 、最高負荷圧アクチュエータの補正後要求流量演算部 79 から出力された補正後の要求流量 Qr_1' は、目標差圧演算部 80 に導かれる。

[0201] 目標差圧演算部 80 では、 Am_1 と Qr_1' は演算器 80a に導かれ、下式で示す演算を行い、目標差圧 ΔP_{sd} を出力する。

[0202] [数7]

$$\Delta P_{sd} = \frac{\rho}{2} \cdot \frac{(Qr_1')^2}{C^2 \cdot (Am_1)^2}$$

- [0203] 演算器 8 0 a で出力された目標差圧 ΔP_{sd} は、制限器 8 0 d である範囲内の値に制限された後、テーブル 8 0 b で電磁比例減圧弁 2 2 への指令圧 P_{i_ul} に変換される。
- [0204] 電磁比例減圧弁 2 2 の出力 ΔP_{sd} は、アンロード弁 1 5 の受圧部 1 5 c に導かれ、アンロード弁 1 5 のセット圧を ΔP_{sd} の分だけ高くなるように作用する。
- [0205] 前述のように、アンロード弁 1 5 の受圧部 1 5 a には P_{lmax} として、ブームシリンダ 3 a の負荷圧 P_{l1} が導かれているので、アンロード弁 1 5 のセット圧は、 $P_{lmax} + \Delta P_{sd}$ + バネ力、つまり P_{l1} (ブームシリンダ 3 a の負荷圧) + ΔP_{sd} (ブームシリンダ 3 a 制御用の方向切換弁 6 a のメータイン開口で発生する差圧) + バネ力に設定され、圧油供給路 5 がタンクに排出される油路を遮断する。
- [0206] 一方、制限器 8 0 d である範囲に制限された目標差圧 ΔP_{sd} は、加算器 8 1 に出力される。
- [0207] 加算器 8 1 では、最高負荷圧 P_{lmax} と前述の ΔP_{sd} を加算し、目標ポンプ圧 $P_{sd} = P_{lmax} + \Delta P_{sd}$ を算出するが、ブーム上げとアームクラウドを同時操作し、かつブームシリンダ 3 a の負荷圧の方がアームシリンダ 3 b の負荷圧よりも高い場合には、前述のように $P_{lmax} = P_{l1}$ なので、目標ポンプ圧 $P_{sd} = P_{l1}$ (ブームシリンダ 3 a の負荷圧) + ΔP_{sd} (ブームシリンダ 3 a 制御用の方向切換弁 6 a のメータイン開口で発生する差圧) を算出して、差分器 8 2 に出力する。
- [0208] 差分器 8 2 では、前述の目標ポンプ圧 P_{sd} と、圧力センサ 4 2 によって検出された圧油供給路 5 の圧力 (実際のポンプ圧 P_s) との差を $\Delta P (= P_{sd} - P_s)$ として算出し、メインポンプ目標傾転角演算部 8 3 に出力する。
- [0209] メインポンプ目標傾転角演算部 8 3 では、目標ポンプ圧 ΔP をテーブル 8 3 a により、目標容量の増減量 Δq に変換するが、全てのレバーが中立の状態からブーム上げとアームクラウドの同時操作を行った場合、動作の最初においては、実際のポンプ圧 P_s は、目標ポンプ圧 P_{sd} よりも小さい値に保たれている ((a) 全てのレバーが中立の場合、に記載) ので、 $\Delta P (= P_{sd} - P_s)$ は正の値

となる。

[0210] テーブル 8 3 aでは、 ΔP が正の値で Δq も正になるような特性としてあるの
で、 Δq も正となる。

[0211] 加算器 8 3 b、遅れ要素 8 3 cにより、1 制御ステップ前の目標容量 q' に前
述の Δq を加算し、新しい q を算出するが、前述のように Δq が正なので、目標
容量 q' は増加していく。

[0212] また、目標容量 q' はテーブル 8 3 eにより、電磁比例減圧弁 2 1 への指令
圧 P_{i_fc} に変換され、電磁比例減圧弁 2 1 の出力 P_{i_fc} は、メインポンプ 2 の
レギュレータ 1 1 内の流量制御傾転制御弁 1 1 iの受圧室に導かれ、メインポ
ンプ 2 の傾転角が q' に等しくなるように制御される。

[0213] 目標容量 q' 及びメインポンプ 2 の吐出量増加は、実際のポンプ圧 P_s が、目
標ポンプ圧 P_{sd} と等しくなるまで継続し、最終的には実際のポンプ圧 P_s が目標
ポンプ圧 P_{sd} と等しい状態に保持される。

[0214] このように、メインポンプ 2 は、最高負荷圧アクチュエータである、ブー
ムシリンダ 3 a制御用の方向切換弁 6 aにおけるメータイン開口で発生し得る
圧損 ΔP_{sd} を、最高負荷圧 P_{lmax} に加算した圧力を目標圧とし、その流量を増
減するので、目標差圧が可変なロードセンシング制御を行う。

[0215] ～効果～

本実施の形態によれば以下の効果が得られる。

[0216] 1. 本実施の形態においては、コントローラ 7 0において、複数の方向切
換弁 6 a, 6 b, 6 cの要求流量と、最高負荷圧と複数のアクチュエータ 3 a,
3 b, 3 cのそれぞれの負荷圧とのそれぞれの差圧を演算し、かつこれらの要
求流量と差圧とに基づいて複数の流量制御弁 7 a, 7 b, 7 cのそれぞれの目標
開口面積を演算し、この目標開口面積となるよう複数の流量制御弁 7 a, 7 b
, 7 cの開口面積を制御する。これにより、各アクチュエータ 3 a, 3 b, 3 c
に関連付けられた各流量制御弁 7 a, 7 b, 7 cの開口は、各アクチュエータ 3
a, 3 b, 3 cに関連付けられた方向切換弁 6 a, 6 b, 6 cのメータイン開口の
前後差圧を油圧的にフィードバックすることなく、各操作レバーの入力量か

ら演算されたそのときのメインポンプ（油圧ポンプ）2の要求流量と、最高負荷圧と各アクチュエータ3a, 3b, 3cの負荷圧との差圧とによって一意に決まる値に制御される。その結果、各アクチュエータ3a, 3b, 3cに関連付けられた方向切換弁6a, 6b, 6cの前後差圧（メータイン圧損）が非常に小さい場合においても、複数の方向切換弁6a, 6b, 6cの分流制御を安定的に行うことができる。

[0217] 2. また、本実施の形態においては、コントローラ70において、各操作レバーの入力量に基づいて複数の方向切換弁6a, 6b, 6cのメータインの開口面積を演算し、複数の方向切換弁6a, 6b, 6cのうちの最高負荷圧アクチュエータに関連付けられた方向切換弁（特定の方向切換弁）の開口面積とその方向切換弁（特定の方向切換弁）の要求流量に基づいて当該方向切換弁（特定の方向切換弁）のメータインの圧損を演算し、この圧損を目標差圧 ΔP_{sd} として出力しアンロード弁15のセット圧（ $P_{lmax} + \Delta P_{sd} + \text{バネ力}$ ）を可変に制御する。これにより、アンロード弁15のセット圧は、最高負荷圧にその目標差圧 ΔP_{sd} とバネ力を加えた値に制御されるので、操作レバーのハーフ操作などで最高負荷圧アクチュエータに関連付けられた方向切換弁（特定の方向切換弁）のメータイン開口を絞るような場合に、方向切換弁のメータイン開口の圧損に応じてアンロード弁15のセット圧がきめ細かく制御される。その結果、例えば、最高負荷圧アクチュエータに関連付けられた方向切換弁における操作レバーのハーフ操作を含む複合操作からハーフ単独操作への移行時などに要求流量が急変し、ポンプ流量制御の応答性が十分でなくポンプ圧が急激に上昇した場合でも、アンロード弁15から無駄に圧油がタンクに排出されるブリードオフ損失を最小に抑え、エネルギー効率の低下を抑え、かつ各アクチュエータへ供給される圧油の流量の急激な変化によるアクチュエータ速度の急な変化を防止して不快なショックの発生を抑え、優れた複合操作性を実現することができる。

[0218] 3. また、本実施の形態では、上記のように各方向切換弁6a, 6b, 6cの前後差圧が非常に小さい場合においても複数の方向切換弁6a, 6b, 6cの分

流制御を安定的に行うことができ、かつ方向切換弁 6 a, 6 b, 6 c のメータイン開口の圧損に応じてアンロード弁 15 のセット圧がきめ細かく制御できるようにしたため、各方向切換弁 6 a, 6 b, 6 c のメータインの最終開口（メインスプールのフルストロークでのメータイン開口面積）を極端に大きくすることが可能となり、これによりメータイン損失を低減し、高いエネルギー効率を実現することができる。

[0219] 4. 特許文献 1 に記載のような従来のロードセンシング制御では、油圧ポンプは、LS 差圧が予め決められた目標 LS 差圧と等しくなるように油圧ポンプの吐出流量を増減するが、前述のようにメインスプールのメータイン最終開口を極端に大きくした場合は LS 差圧がほぼ 0 と等しくなるということなので、油圧ポンプは許容範囲内で最大流量を吐出してしまい、各操作レバー入力に応じた流量制御ができなくなってしまうという問題があった。

[0220] 本実施の形態では、コントローラ 70 において、アンロード弁 15 のセット圧を調整するための目標差圧 ΔP_{sd} を演算し、この目標差圧 ΔP_{sd} を用いて圧力センサ 42 によって検出されたメインポンプ 2 の吐出圧が最高負荷圧に目標差圧 ΔP_{sd} を加えた圧力に等しくなるようにメインポンプ 2 の吐出流量を制御する。このため各方向切換弁 6 a, 6 b, 6 c のメータインの最終開口を極端に大きくしても、従来のロードセンシング制御で LS 差圧を 0 にした場合のように、ポンプ流量制御ができなくなってしまうような問題は発生せず、操作レバー入力に応じてメインポンプ 2 の吐出流量を制御することができる。

[0221] 5. 更には、メインポンプ 2 が最高負荷圧アクチュエータに関連付けられた方向切換弁のメータイン圧損を考慮したロードセンシング制御を行うので、各操作レバーの入力に応じたポンプ流量制御により、各アクチュエータが必要とする圧油をメインポンプ 2 が過不足なく吐出するので、単純に各操作レバー入力で目標流量を決める流量制御に比べ、高エネルギー効率な油圧システムを実現できる。

[0222] <第 2 の実施の形態>

本発明の第 2 の実施の形態の建設機械に備えられる油圧駆動装置について

、第 1 の実施の形態と異なる部分を中心に以下に説明する。

[0223] ～構成～

図 1 6 は、第 2 の実施の形態の建設機械に備えられる油圧駆動装置の構成を示す図である。

[0224] 図 1 6 において、第 2 の実施の形態は第 1 の実施の形態に対して、圧油供給路 5 の圧力、すなわちポンプ圧を検出するための圧力センサ 4 2 を廃止し、コントローラ 7 0 の代わりにコントローラ 9 0 を設けた構成となっている。

[0225] 図 1 7 に、本実施の形態におけるコントローラ 9 0 の機能ブロック図を示す。

[0226] 図 1 7 において、図 5 に示す第 1 の実施の形態との異なる部分は、要求流量演算部 9 1，目標差圧演算部 9 2，メインポンプ目標傾転角演算部 9 3 である。

[0227] コントローラ 9 0 は、目標差圧演算部 9 2 において、特定の方向切換弁のメータインの圧損として、複数の方向切換弁 6 a，6 b，6 c のメータインの圧損の最大値を選択し、この圧損を目標差圧 ΔP_{sd} として出力しアンロード弁 1 5 のセット圧を制御する。

[0228] コントローラ 9 0 は、要求流量演算部 9 1 及びメインポンプ目標傾転角演算部 9 3 において、複数の操作レバー装置 6 0 a，6 0 b，6 0 c の操作レバーの入力量に基づいて複数のアクチュエータ 3 a，3 b，3 c の要求流量の総和を算出し、メインポンプ 2（油圧ポンプ）の吐出流量を要求流量の総和に等しくするための指令値 Pi_{fc} を演算し、この指令値 Pi_{fc} をレギュレータ 1 1（ポンプ制御装置）に出力してメインポンプ 2 の吐出流量を制御する。

[0229] 図 1 8 に要求流量演算部 9 1 の機能ブロック図を示す。

[0230] 圧力センサ 4 1 a，4 1 c，4 1 e から入力される各操作レバーの操作圧 Pi_a ， Pi_c ， Pi_e は、テーブル 9 1 a，9 1 b，9 1 c にてそれぞれ要求傾転角（容量） $qr1$ ， $qr2$ ， $qr3$ に変換され、回転数センサ 5 1 からの入力 Nm を乗算器 9 1 d，9 1 e，9 1 f にて要求流量 $Qr1$ ， $Qr2$ ， $Qr3$ を算出するとともに、総和器 9

1 gで $q_{ra}(=q_{r1}+q_{r2}+q_{r3})$ を算出し、要求傾転角の総和 q_{ra} をメインポンプ目標傾転角演算部 9 3 へ出力する。

[0231] 図 1 9 に目標差圧演算部 9 2 の機能ブロック図を示す。

[0232] 要求流量補正部 7 3 からの入力 Q_{r1}' , Q_{r2}' , Q_{r3}' は、それぞれ演算器 9 2 a, 9 2 b, 9 2 cに入力される。また、メータイン開口演算部 7 4 からの入力 A_{m1} , A_{m2} , A_{m3} は、それぞれ、最小と最大値を制限する制限器 9 2 f, 9 2 g , 9 2 hを介して演算器 9 2 a, 9 2 b, 9 2 cに入力される。演算器 9 2 a, 9 2 b, 9 2 cでは、それぞれ、入力 Q_{r1}' , Q_{r2}' , Q_{r3}' と A_{m1} , A_{m2} , A_{m3} を用い、下式で方向切換弁 6 a, 6 b, 6 cのメータイン圧損 ΔP_{sd1} , ΔP_{sd2} , ΔP_{sd3} が演算される。ここで、 C は予め定められた縮流係数、 ρ は作動油の密度である。

[0233] [数8]

$$\Delta P_{sd1} = \frac{\rho}{2} \cdot \frac{(Q_{r1}')^2}{C^2 \cdot (A_{m1})^2}$$

$$\Delta P_{sd2} = \frac{\rho}{2} \cdot \frac{(Q_{r2}')^2}{C^2 \cdot (A_{m2})^2}$$

$$\Delta P_{sd3} = \frac{\rho}{2} \cdot \frac{(Q_{r3}')^2}{C^2 \cdot (A_{m3})^2}$$

[0234] これらの圧損 ΔP_{sd1} , ΔP_{sd2} , ΔP_{sd3} は、それぞれ、最小値と最大値を制限する制限器 9 2 i, 9 2 j, 9 2 kを介して最大値選択器 9 2 dに入力され、最大値選択器 9 2 dでは、方向切換弁 6 a, 6 b, 6 cのメータイン圧損 ΔP_{sd1} , ΔP_{sd2} , ΔP_{sd3} の内、最大のものを目標差圧 ΔP_{sd} として出力し、更に目標差圧 ΔP_{sd} はテーブル 9 2 eにより指令圧（指令値） P_{i_ul} に変換され、電磁比例減圧弁 2 2 へ出力される。

[0235] 図 2 0 にメインポンプ目標傾転角演算部 9 3 の機能ブロック図を示す。

[0236] 要求流量演算部 9 1 からの入力 $q_{ra}(=q_{r1}+q_{r2}+q_{r3})$ は、制限器 9 3 aにより、メインポンプ 2 の傾転の最小値及び最大値の間の値に制限された上で、テ

ーブル 9 3 bにより、電磁比例減圧弁 2 1 への指令圧 P_{i_fc} に変換される。

[0237] ～作動～

第 2 の実施の形態の作動を、第 1 の実施の形態と異なる部分を中心に、図 1 6 ～図 2 0 を用いて説明する。

[0238] まず、第 1 の実施の形態では、最高負荷圧アクチュエータ判定部 7 7 で最高負荷圧アクチュエータを判定し、目標差圧演算部 8 0 でその最高負荷圧アクチュエータのメータイン圧損を全体の目標差圧 ΔP_{sd} として算出しているのに対して、第 2 の実施の形態の目標差圧演算部 9 2 では、ブームシリンダ 3 a、アームシリンダ 3 b、旋回モータ 3 cに関連付けられた方向切換弁 6 a, 6 b, 6 cのメータイン圧損 ΔP_{sd1} , ΔP_{sd2} , ΔP_{sd3} をそれぞれ計算し、それらの最大値を全体の目標差圧 ΔP_{sd} としている。

[0239] アンロード弁 1 5 は、第 1 の実施の形態と同様に、その目標差圧 ΔP_{sd} と、最高負荷圧 P_{lmax} と、バネ力によってきまるセット圧に制御される。

[0240] また、第 1 の実施の形態では、圧油供給路 5 の圧力、すなわちポンプ圧が、最高負荷圧 P_{lmax} +最高負荷圧アクチュエータのメータイン圧損になるように、メインポンプ 2 の吐出流量を制御する、いわゆるロードセンシング制御を行うのに対して、第 2 の実施の形態では、メインポンプ目標傾転角演算部 9 3 で、各操作レバーの入力量のみで決まる要求傾転角 q_{ra} のみによってメインポンプ 2 の吐出流量を決定する。

[0241] ～効果～

本実施の形態によれば以下の効果が得られる。

[0242] 1. 第 1 の実施の形態と同様、各アクチュエータ 3 a, 3 b, 3 cに関連付けられた各流量制御弁 7 a, 7 b, 7 cの開口は、各アクチュエータ 3 a, 3 b, 3 cに関連付けられた方向切換弁 6 a, 6 b, 6 cのメータイン開口の前後差圧を油圧的にフィードバックすることなく、各操作レバーの入力量とそのときのメインポンプ（油圧ポンプ）2 の要求流量と、最高負荷圧と各アクチュエータ 3 a, 3 b, 3 cの負荷圧との差圧によって一意に決まる値に制御されるので、各アクチュエータ 3 a, 3 b, 3 cに関連付けられた方向切換弁 6 a, 6 b, 6

cの前後差圧（メータイン圧損）が非常に小さい場合においても、複数の方向切換弁6a、6b、6cの分流制御を安定的に行うことができる。

[0243] 2. また、上記のように各方向切換弁6a、6b、6cの前後差圧が非常に小さい場合においても複数の方向切換弁6a、6b、6cの分流制御を安定的に行うことができ、かつ方向切換弁6a、6b、6cのメータイン開口の圧損に応じてアンロード弁15のセット圧がきめ細かく制御されるため、各方向切換弁6a、6b、6cのメータインの最終開口（メインスプールのフルストロークでのメータイン開口面積）を極端に大きくすることが可能となり、これによりメータイン損失を低減し、高いエネルギー効率を実現することができる。

[0244] 3. また、第1の実施の形態と効果2と類似の以下の効果が得られる。

[0245] コントローラ90において、アクチュエータ3a、3b、3cに関連付けられた方向切換弁6a、6b、6cでのそれぞれのメータイン圧損を演算し、そのメータイン圧損の最大値を選択して（特定の方向切換弁のメータインの圧損を演算して）、この最大値である圧損を目標差圧 ΔP_{sd} として出力しアンロード弁15のセット圧（ $P_{lmax} + \Delta P_{sd} + \text{バネ力}$ ）を可変に制御する。これにより、アンロード弁15のセット圧は、最高負荷圧にその目標差圧 ΔP_{sd} とバネ力を加えた値に制御されるので、例えば、最高負荷圧アクチュエータではないアクチュエータに関連付けられた方向切換弁で、そのメータイン開口を極端に小さく絞った場合でも、方向切換弁のメータイン開口の圧損に応じてアンロード弁15のセット圧がきめ細かく制御される。その結果、メータイン圧損が最大値となる方向切換弁における操作レバーのハーフ操作を含む複合操作からハーフ単独操作への移行時などに要求流量が急変し、ポンプ流量制御の応答性が十分でなくポンプ圧が急激に上昇した場合でも、アンロード弁15から無駄に圧油がタンクに排出されるブリードオフ損失を最小に抑え、エネルギー効率の低下を抑え、かつ各アクチュエータへ供給される圧油の流量の急激な変化によるアクチュエータ速度の急な変化を防止して不快なショックの発生を抑え、優れた複合操作性を実現することができる。

[0246] 4. 更に、メインポンプ2が各操作レバーの入力量に基づいて複数の方向

切換弁 6 a, 6 b, 6 c の要求流量の総和を算出して目標流量を決める流量制御を行うので、第 1 の実施の形態に示す、フィードバック制御の一種であるロードセンシング制御を行う場合に比べ、より安定的な油圧システムを実現できる。また、ポンプ圧を検出する圧力センサを省略することができ、油圧システムのコストを低減することができる。

[0247] <その他>

なお、上記実施の形態においては、アンロード弁 15 の動作を安定化させるためバネ 15 b を設けているが、バネ 15 b はなくてもよい。また、アンロード弁 15 にバネ 15 b を設けず、コントローラ 70 又は 90 内で「 $\Delta P_{sd} + \text{バネ力}$ 」の値を目標差圧として演算してもよい。

[0248] また、第 2 の実施の形態において、第 1 の実施の形態と同様、ポンプ制御装置としてロードセンシング制御を行うものを用いてもよいし、第 1 の実施の形態において、第 2 の実施の形態と同様、ポンプ制御装置として複数の方向切換弁 6 a, 6 b, 6 c の要求流量の総和を算出して流量制御を行うものを用いてもよい。

[0249] 更に、上記実施の形態は、建設機械が下部走行体に履帯を有する油圧ショベルである場合について説明したが、それ以外の建設機械、例えばホイール式の油圧ショベル、油圧クレーン等であってもよく、その場合も同様の効果が得られる。

符号の説明

- [0250] 1 原動機
2 可変容量型のメインポンプ（油圧ポンプ）
3 a ~ 3 h アクチュエータ
4 制御弁ブロック
5 圧油供給路（メイン）
6 a ~ 6 c 方向切換弁（制御弁装置）
7 a ~ 7 c 流量制御弁（制御弁装置）
8 a ~ 8 c チェック弁

9a～9c シャトル弁（最高負荷圧検出装置）

11 レギュレータ（ポンプ制御装置）

14 リリーフ弁

15 アンロード弁

15a, 15c 受圧部

15b バネ

20a～20c, 21, 22 電磁比例減圧弁

30 パイロットポンプ

31a 圧油供給路（パイロット）

32 パイロットリリーフ弁

40a～40c, 41a～41e, 42 圧力センサ

60a～60c 操作レバー装置

70, 90 コントローラ

請求の範囲

[請求項1]

可変容量型の油圧ポンプと、

この油圧ポンプから吐出された圧油により駆動される複数のアクチュエータと、

前記油圧ポンプから吐出された圧油を、前記複数のアクチュエータに分配して供給する制御弁装置と、

前記複数のアクチュエータのそれぞれの駆動方向と速度を指示する複数の操作レバー装置と、

前記複数の操作レバー装置の操作レバーの入力量に応じた流量を吐出するよう前記油圧ポンプの吐出流量を制御するポンプ制御装置と、

前記油圧ポンプの圧油供給路の圧力が、前記複数のアクチュエータの最高負荷圧に少なくとも目標差圧を加えたセット圧を超えると、前記圧油供給路の圧油をタンクに排出するアンロード弁と、

前記複数のアクチュエータのそれぞれの負荷圧を検出する複数の第1圧力センサと、

前記制御弁装置を制御するコントローラとを有する油圧駆動装置を備えた建設機械において、

前記制御弁装置は、

前記複数の操作レバー装置によってそれぞれ切り換えられ、前記複数のアクチュエータに関連付けられて、それぞれのアクチュエータの駆動方向と速度を調整する複数の方向切換弁と、

前記油圧ポンプの圧油供給路と前記複数の方向切換弁との間に配置され、開口面積を変えることにより前記複数の方向切換弁へ供給される圧油の流量をそれぞれ制御する複数の流量制御弁とを有し、

前記コントローラは、

前記複数の操作レバー装置の操作レバーの入力量に基づいて前記複数のアクチュエータの要求流量を演算するとともに、前記複数の第1圧力センサによって検出された前記複数のアクチュエータの負荷圧の

うちの最高負荷圧と前記複数のアクチュエータのそれぞれの負荷圧とのそれぞれの差圧を演算し、前記複数のアクチュエータの要求流量と前記それぞれの差圧とに基づいて前記複数の流量制御弁のそれぞれの目標開口面積を演算し、この目標開口面積となるよう前記複数の流量制御弁の開口面積を制御し、かつ

前記複数の操作レバー装置の操作レバーの入力量に基づいて前記複数の方向切換弁のそれぞれのメータインの開口面積を演算し、このメータインの開口面積と前記複数のアクチュエータのそれぞれの前記要求流量とに基づいて前記複数の方向切換弁のうちの特定の方向切換弁のメータインの圧損を演算し、この圧損を前記目標差圧として出力して前記アンロード弁のセット圧を制御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、

前記コントローラは、前記特定の方向切換弁のメータインの圧損として、前記複数の方向切換弁のうちの前記最高負荷圧のアクチュエータに関連付けられた方向切換弁のメータイン圧損を演算し、この圧損を前記目標差圧として出力し前記アンロード弁のセット圧を制御することを特徴とする建設機械。

[請求項3] 請求項1に記載の建設機械において、

前記コントローラは、前記特定の方向切換弁のメータインの圧損として、前記複数の方向切換弁のメータインの圧損の最大値を選択し、この圧損を前記目標差圧として前記アンロード弁のセット圧を制御することを特徴とする建設機械。

[請求項4] 請求項1に記載の建設機械において、

前記油圧ポンプの吐出圧を検出する第2圧力センサを更に備え、

前記コントローラは、前記第2圧力センサによって検出された前記油圧ポンプの吐出圧を前記最高負荷圧に前記目標差圧を加えた圧力に等しくするための指令値を演算し、この指令値を前記ポンプ制御装置

に出力して前記油圧ポンプの吐出流量を制御することを特徴とする建設機械。

[請求項5]

請求項1に記載の建設機械において、

前記コントローラは、前記複数の操作レバー装置の操作レバーの入力量に基づいて前記複数のアクチュエータの要求流量の総和を算出し、前記油圧ポンプの吐出流量を前記要求流量の総和に等しくするための指令値を演算し、この指令値を前記ポンプ制御装置に出力して前記油圧ポンプの吐出流量を制御することを特徴とする建設機械。

補正された請求の範囲
[2019年7月26日 (26.07.2019) 国際事務局受理]

[請求項1] (補正後)

可変容量型の油圧ポンプと、
この油圧ポンプから吐出された圧油により駆動される複数のアクチュエータと、
前記油圧ポンプから吐出された圧油を、前記複数のアクチュエータに分配して供給する制御弁装置と、
前記複数のアクチュエータのそれぞれの駆動方向と速度を指示する複数の操作レバー装置と、
前記複数の操作レバー装置の操作レバーの入力量に応じた流量を吐出するよう前記油圧ポンプの吐出流量を制御するポンプ制御装置と、
前記油圧ポンプの圧油供給路の圧力が、前記複数のアクチュエータの最高負荷圧に少なくとも目標差圧を加えたセット圧を超えると、前記圧油供給路の圧油をタンクに排出するアンロード弁と、
前記複数のアクチュエータのそれぞれの負荷圧を検出する複数の第1圧力センサと、
前記制御弁装置を制御するコントローラとを有する油圧駆動装置を備えた建設機械において、
前記制御弁装置は、
前記複数の操作レバー装置によってそれぞれ切り換えられ、前記複数のアクチュエータに関連付けられて、それぞれのアクチュエータの駆動方向と速度を調整する複数の方向切換弁と、
前記油圧ポンプの圧油供給路と前記複数の方向切換弁との間に配置され、開口面積を変えることにより前記複数の方向切換弁へ供給される圧油の流量をそれぞれ制御する複数の流量制御弁とを有し、
前記コントローラは、
前記複数の操作レバー装置の操作レバーの入力量に基づいて前記複数のアクチュエータの要求流量を演算するとともに、前記複数の第1

補正された用紙（条約第19条）

圧力センサによって検出された前記複数のアクチュエータの負荷圧のうちの最高負荷圧と前記複数のアクチュエータのそれぞれの負荷圧とのそれぞれの差圧を演算し、前記複数のアクチュエータの要求流量と前記それぞれの差圧とに基づいて前記複数の流量制御弁のそれぞれの目標開口面積を演算し、この目標開口面積となるよう前記複数の流量制御弁の開口面積を制御することを特徴とする建設機械。

[請求項2] (追加)

請求項1に記載の建設機械において、

前記コントローラは、更に、前記複数の操作レバー装置の操作レバーの入力量に基づいて前記複数の方向切換弁のそれぞれのメータインの開口面積を演算し、このメータインの開口面積と前記複数のアクチュエータのそれぞれの前記要求流量とに基づいて前記複数の方向切換弁のうちの特定の方向切換弁のメータインの圧損を演算し、この圧損を前記目標差圧として出力して前記アンロード弁のセット圧を制御することを特徴とする建設機械。

[請求項3] (補正後)

請求項2に記載の建設機械において、

前記コントローラは、前記特定の方向切換弁のメータインの圧損として、前記複数の方向切換弁のうちの前記最高負荷圧のアクチュエータに関連付けられた方向切換弁のメータイン圧損を演算し、この圧損を前記目標差圧として出力し前記アンロード弁のセット圧を制御することを特徴とする建設機械。

[請求項4] (補正後)

請求項2に記載の建設機械において、

前記コントローラは、前記特定の方向切換弁のメータインの圧損として、前記複数の方向切換弁のメータインの圧損の最大値を選択し、この圧損を前記目標差圧として前記アンロード弁のセット圧を制御することを特徴とする建設機械。

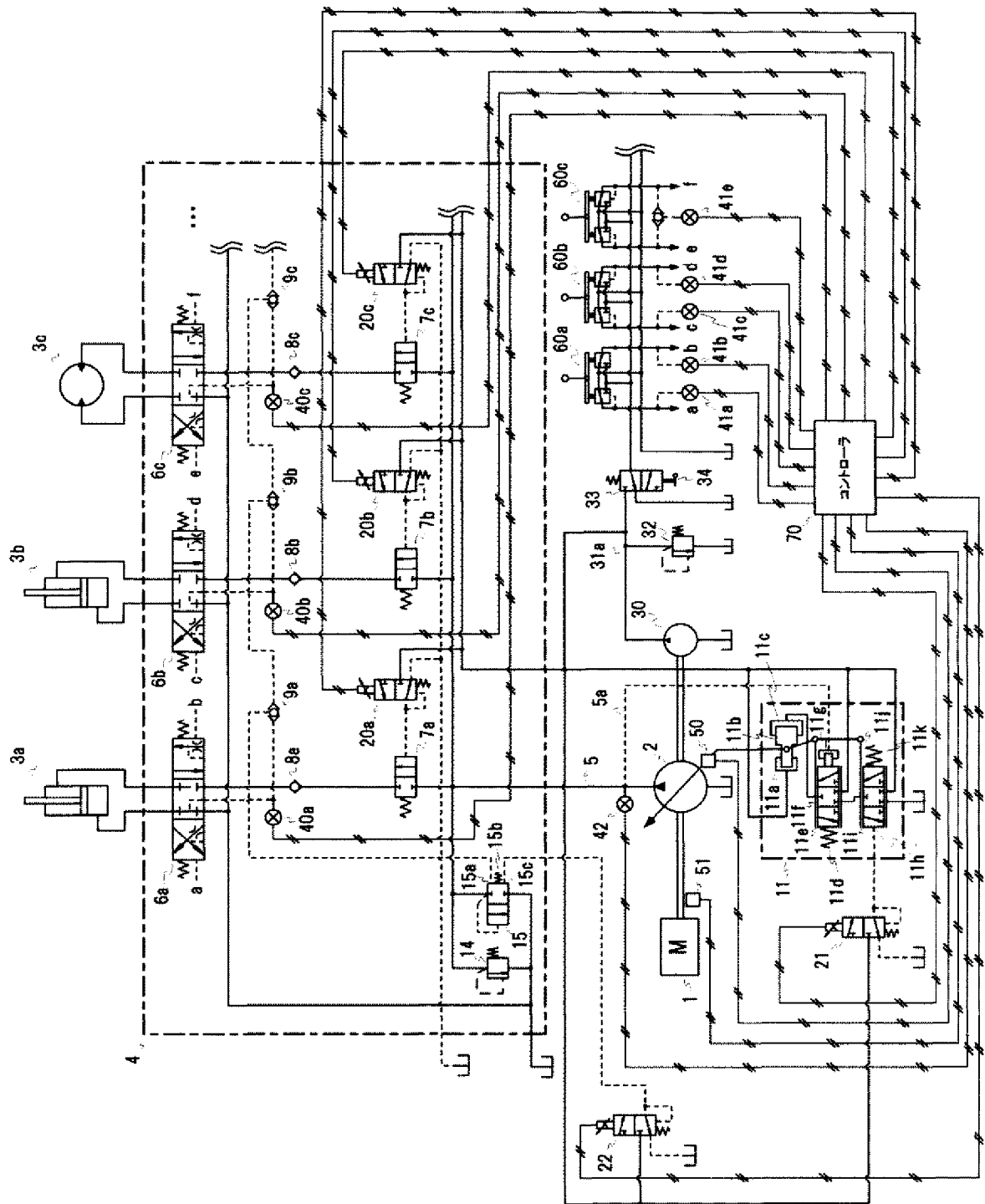
[請求項5] (補正後)

請求項2に記載の建設機械において、
前記油圧ポンプの吐出圧を検出する第2圧力センサを更に備え、
前記コントローラは、前記第2圧力センサによって検出された前記油圧ポンプの吐出圧を前記最高負荷圧に前記目標差圧を加えた圧力に等しくするための指令値を演算し、この指令値を前記ポンプ制御装置に出力して前記油圧ポンプの吐出流量を制御することを特徴とする建設機械。

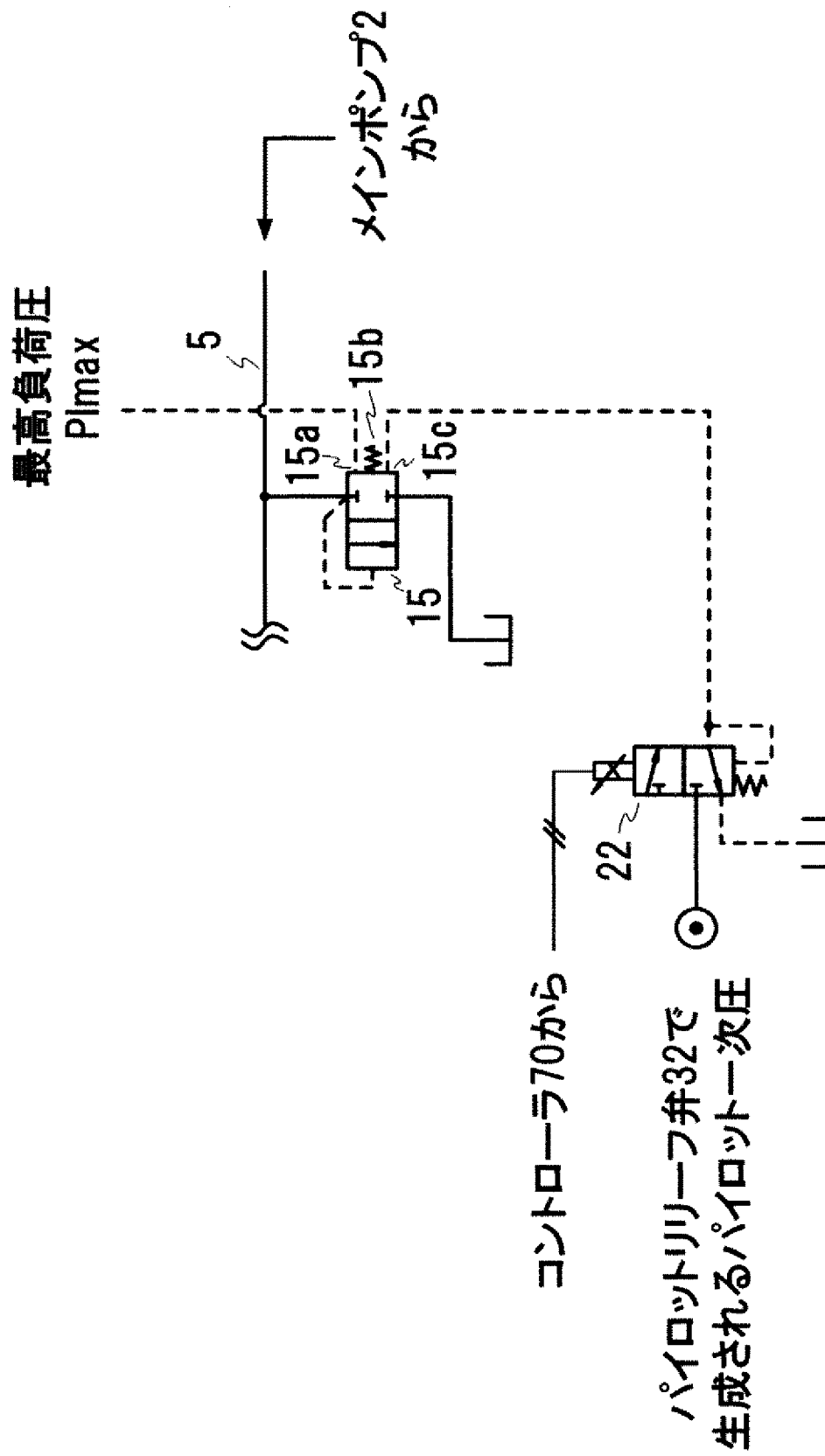
[請求項6] (補正後)

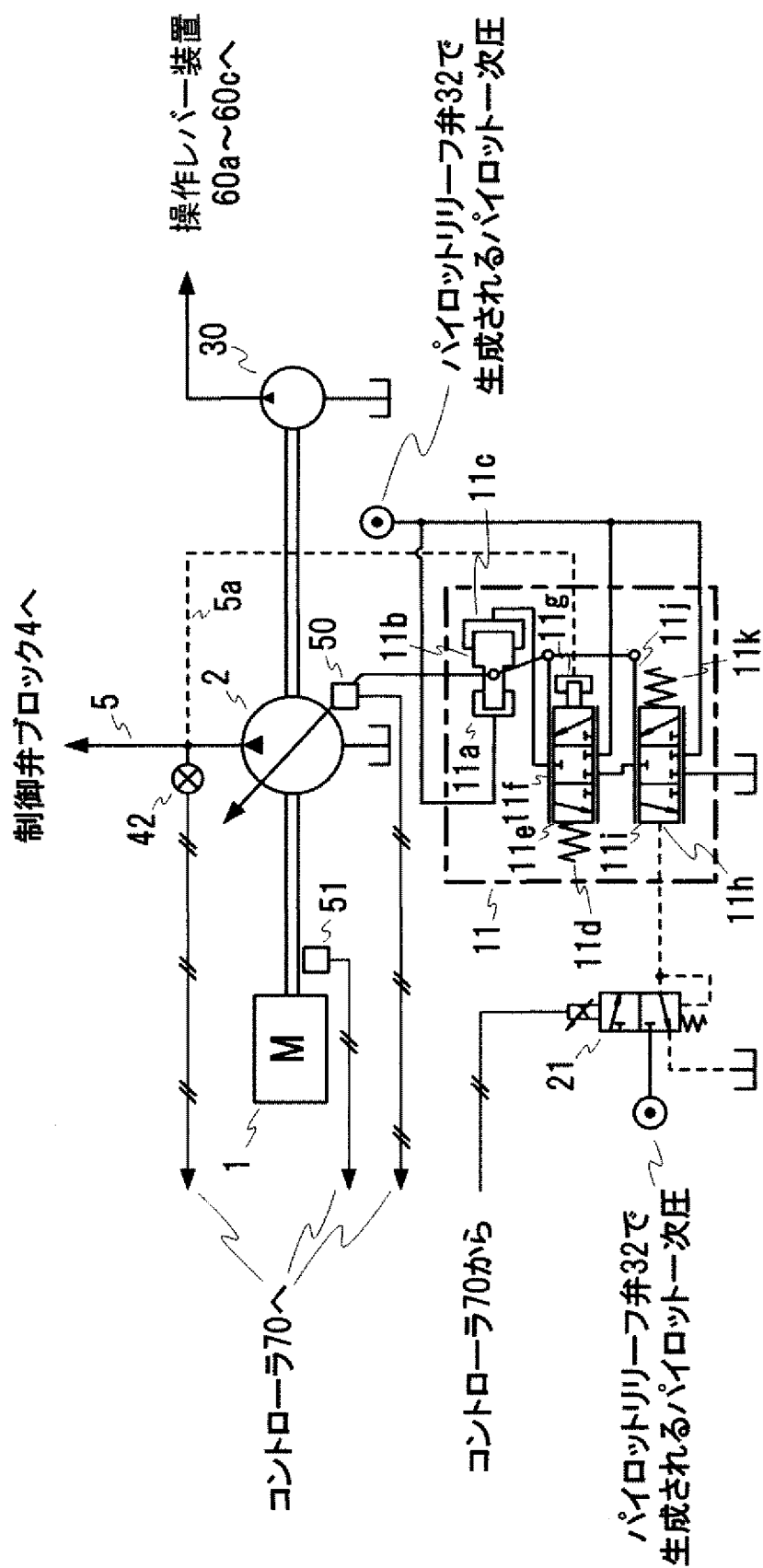
請求項2に記載の建設機械において、
前記コントローラは、前記複数の操作レバー装置の操作レバーの入力量に基づいて前記複数のアクチュエータの要求流量の総和を算出し、前記油圧ポンプの吐出流量を前記要求流量の総和に等しくするための指令値を演算し、この指令値を前記ポンプ制御装置に出力して前記油圧ポンプの吐出流量を制御することを特徴とする建設機械。

[図1]

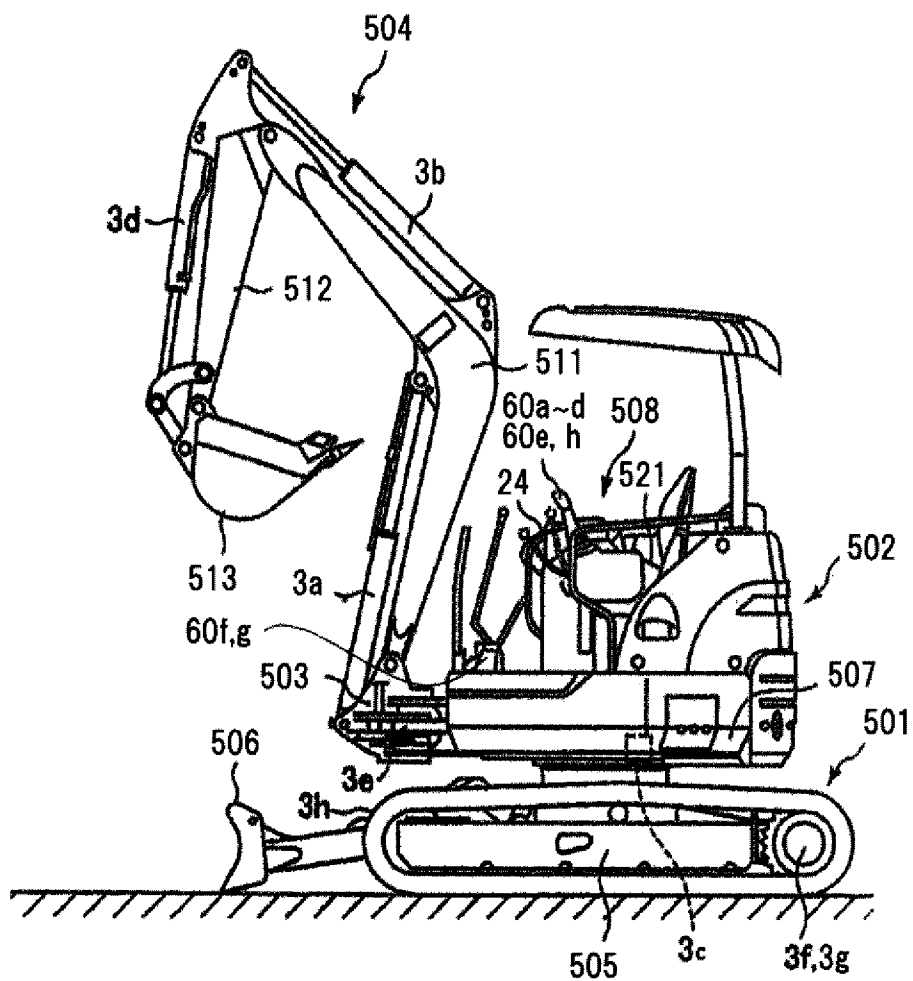


[図2]

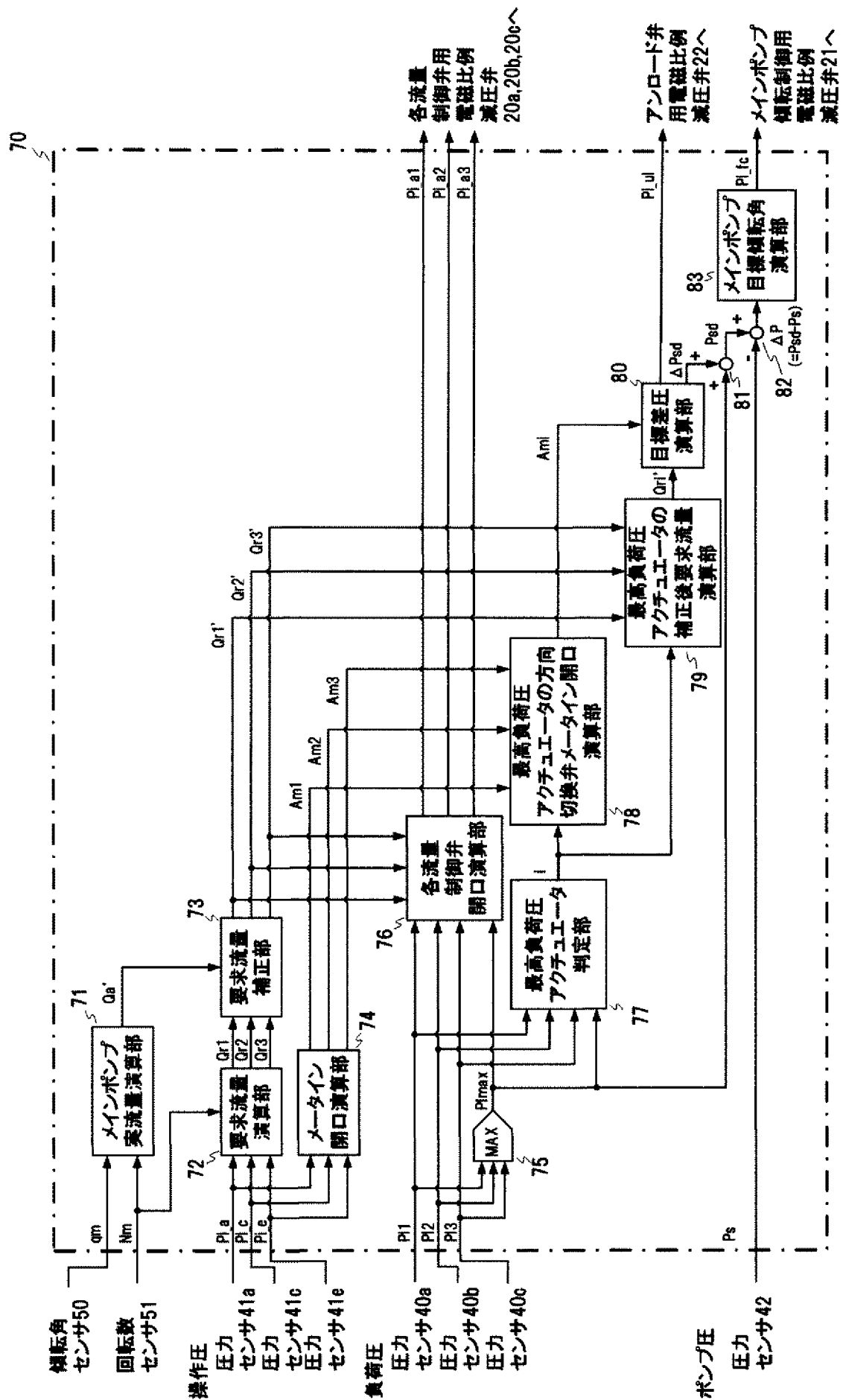




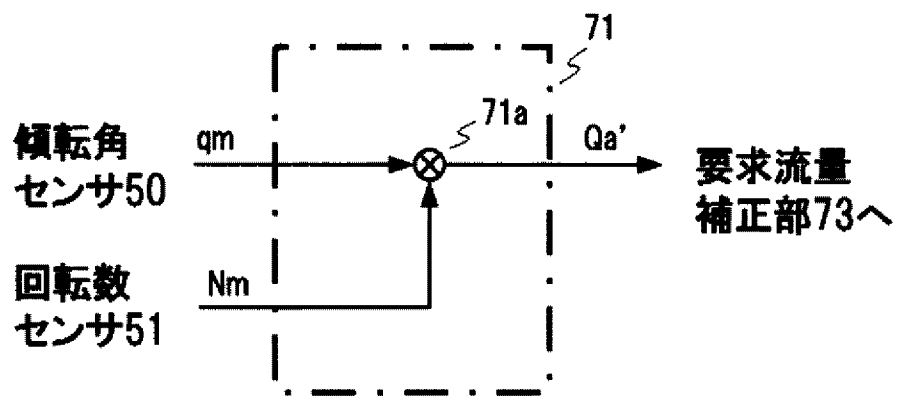
[図4]



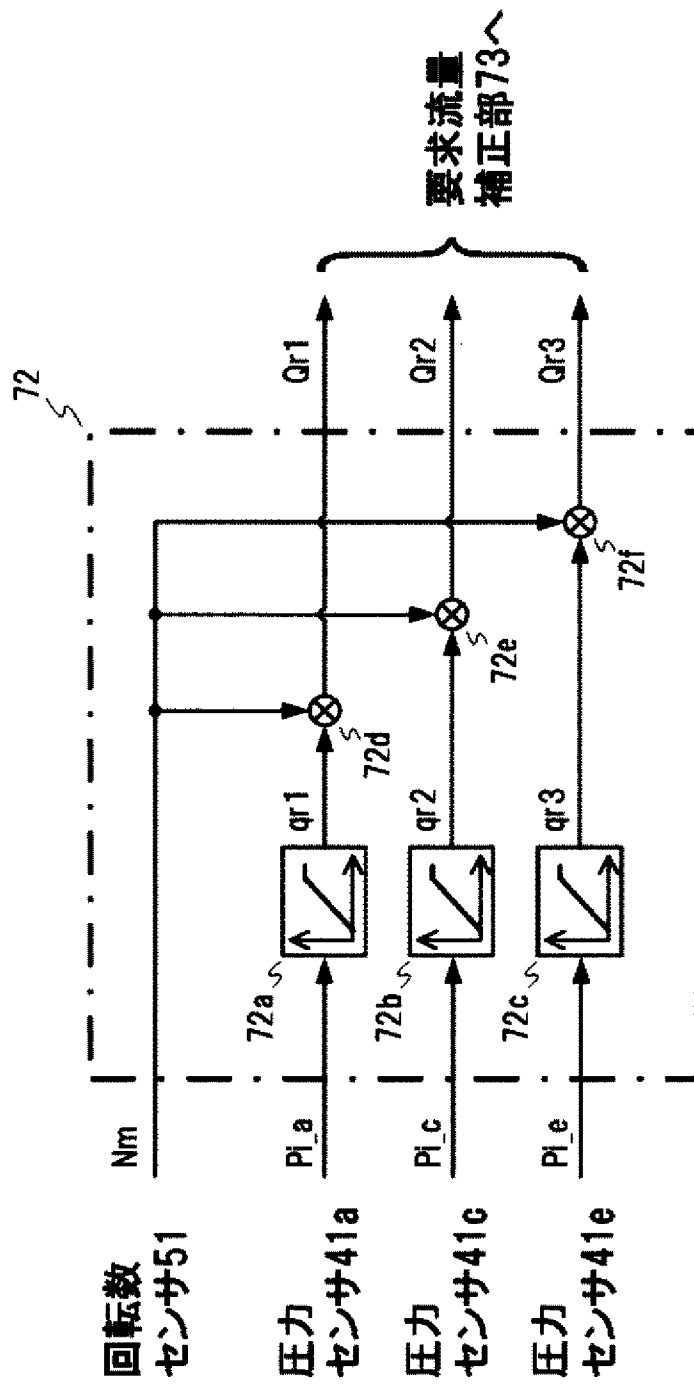
[図5]



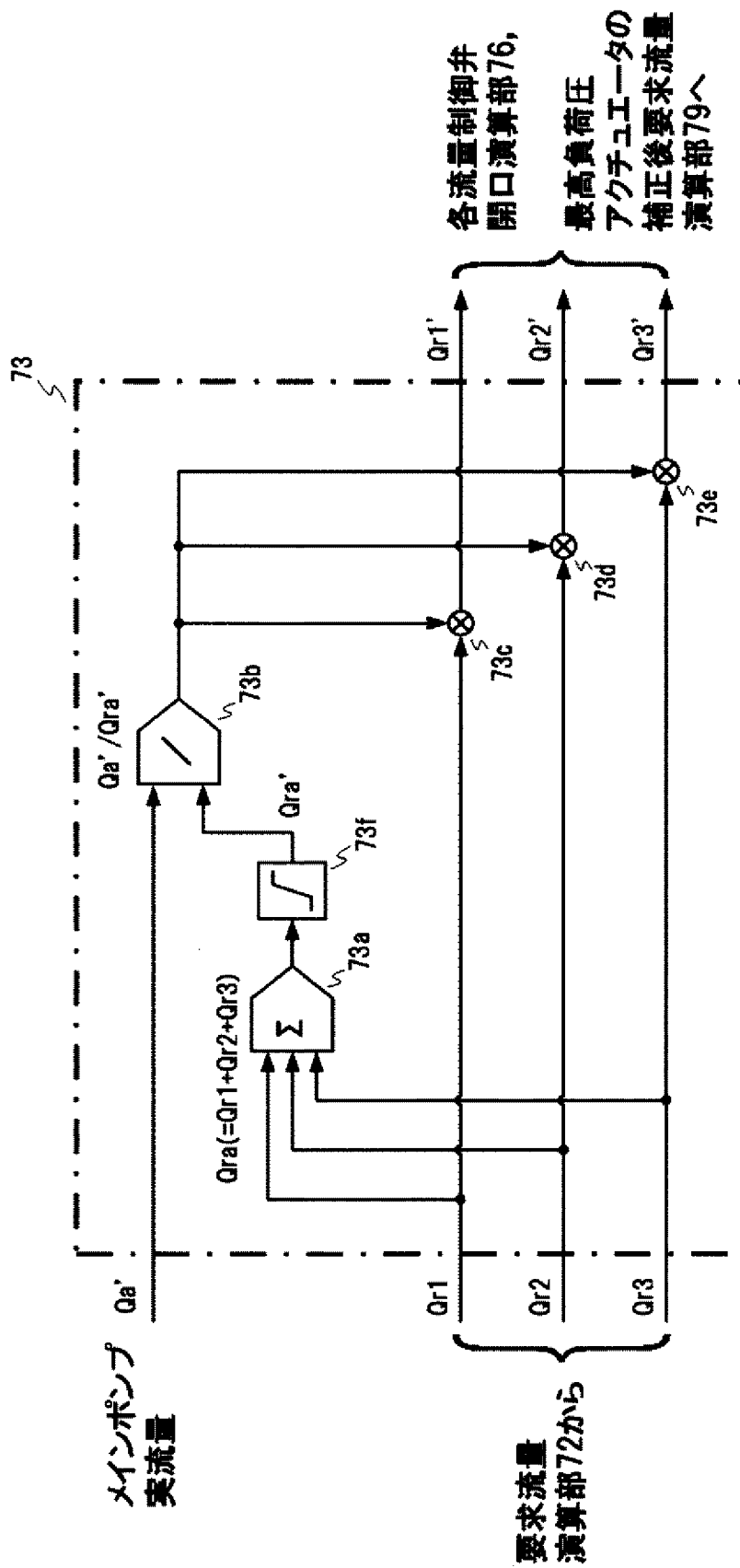
[図6]



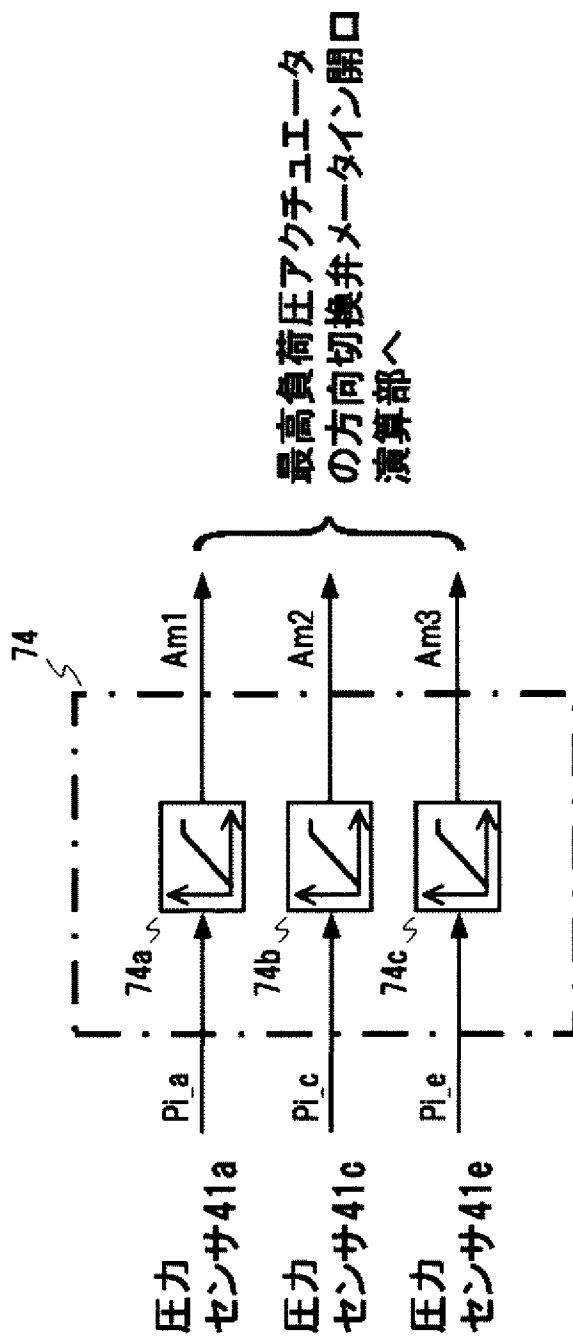
[図7]



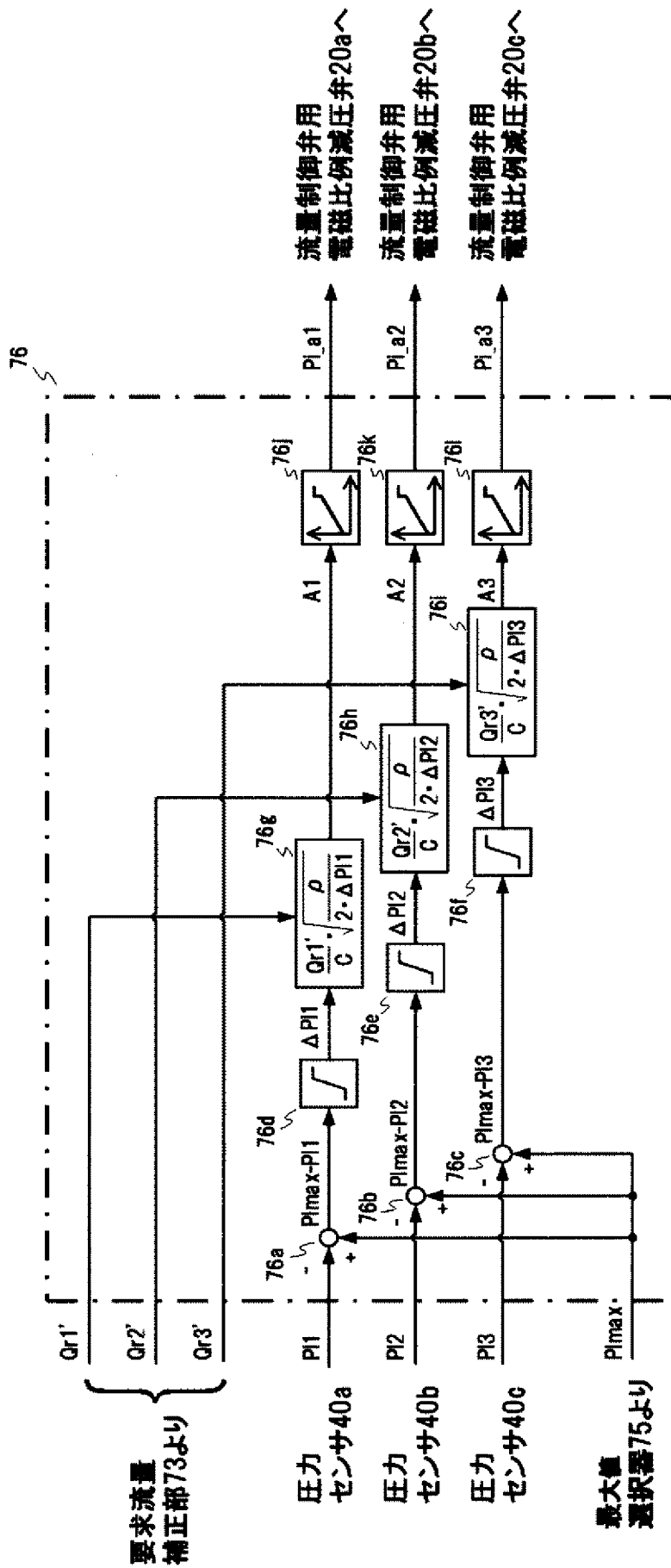
[図8]



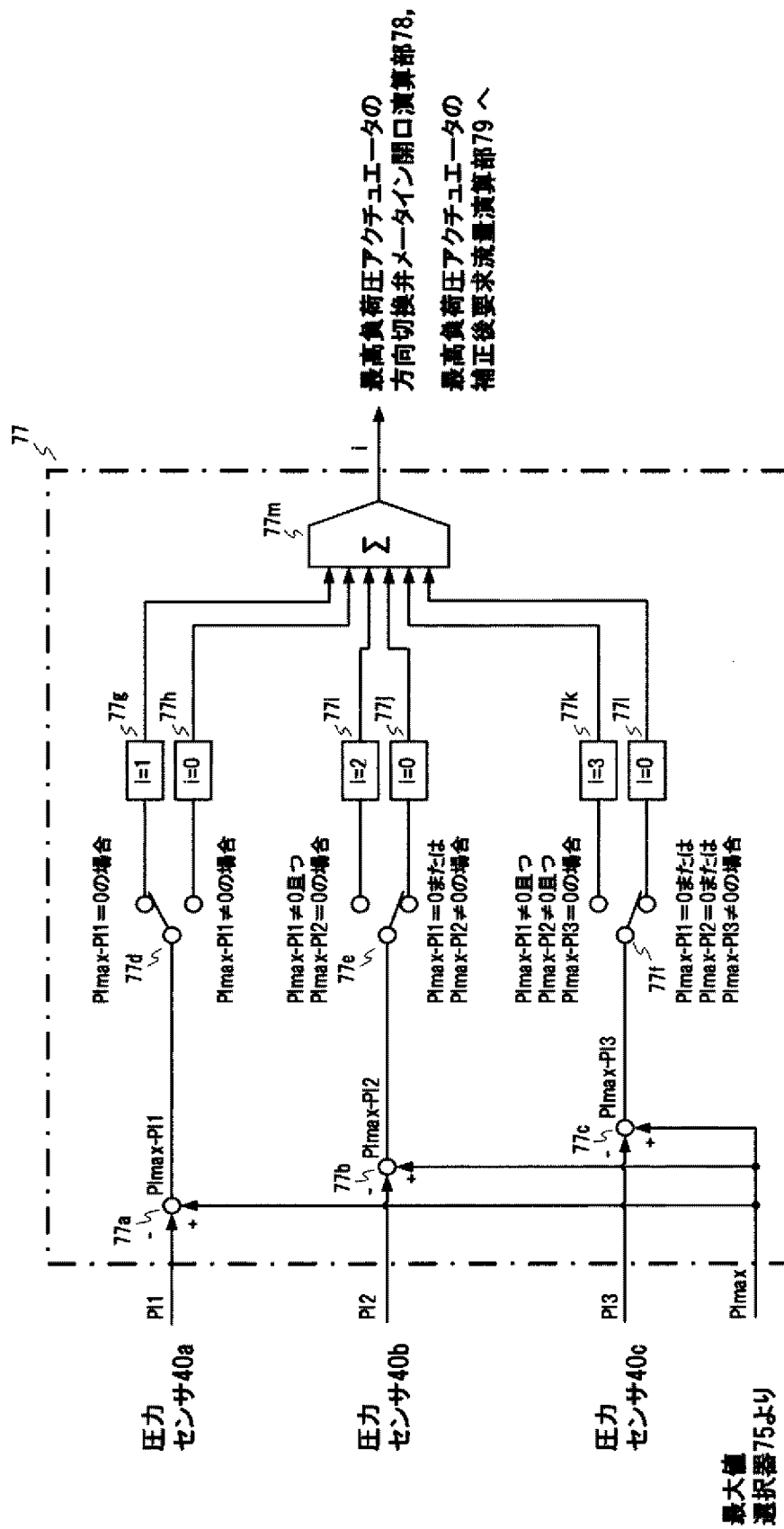
[図9]



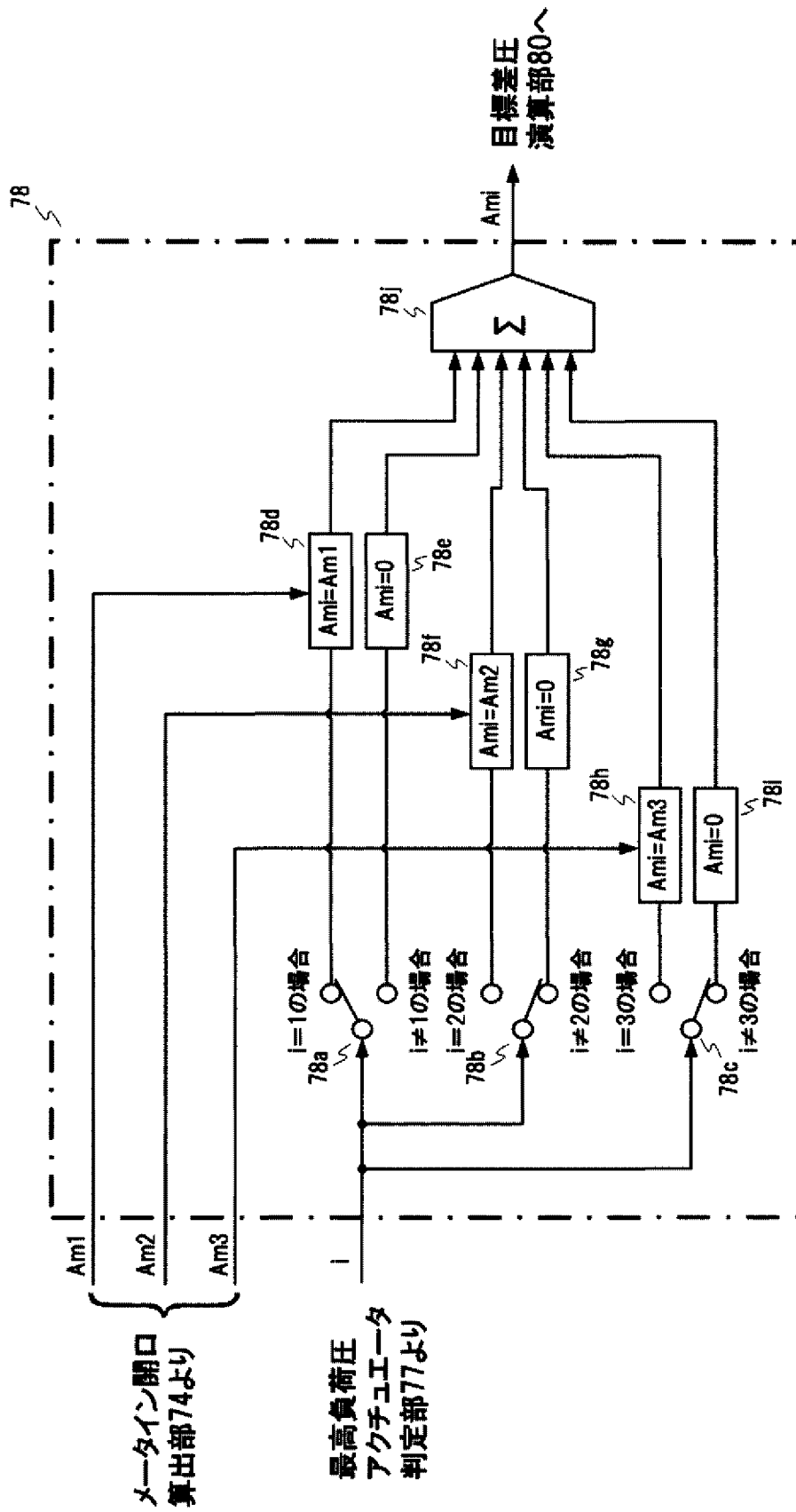
[図10]



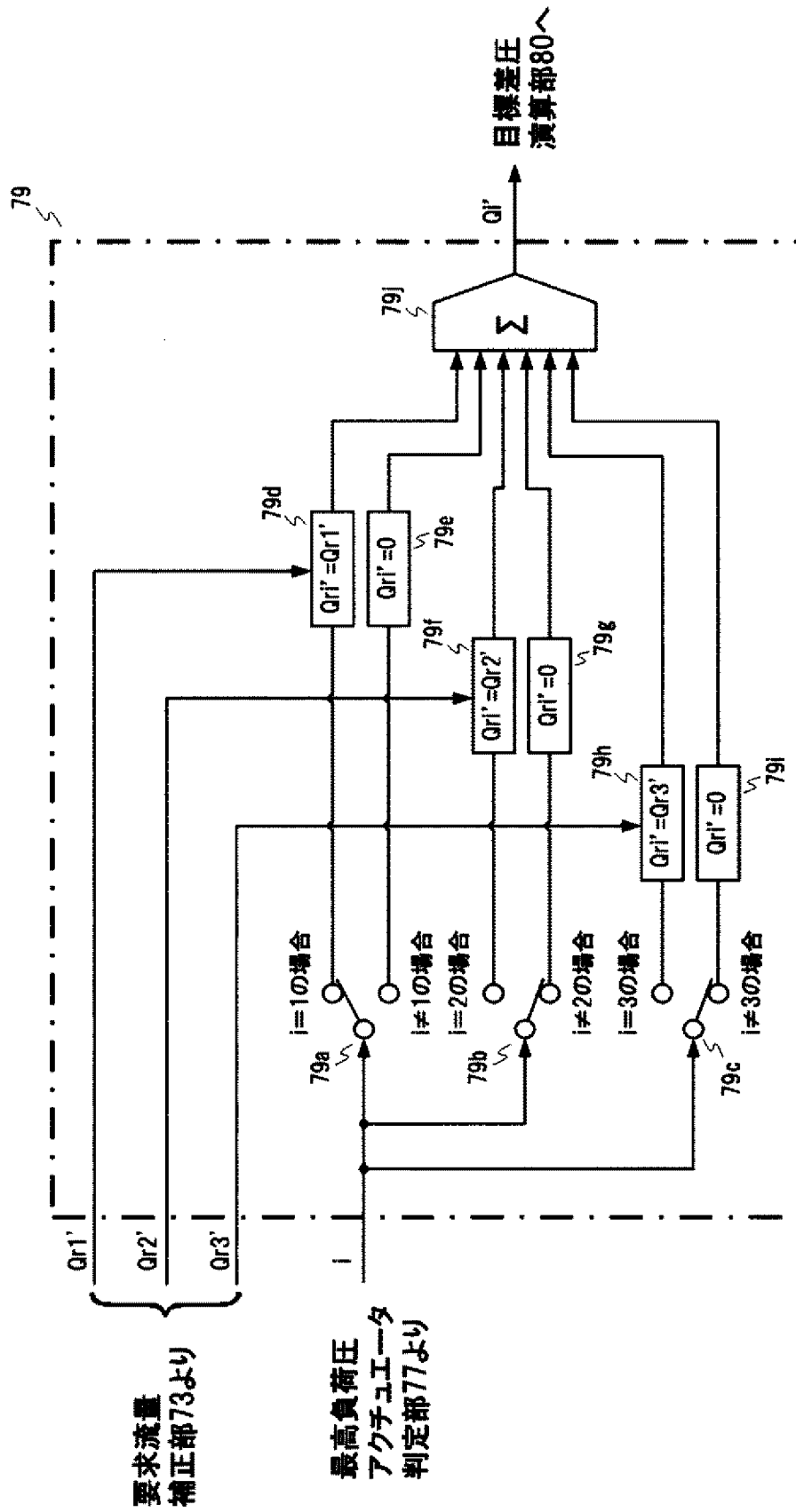
[図11]



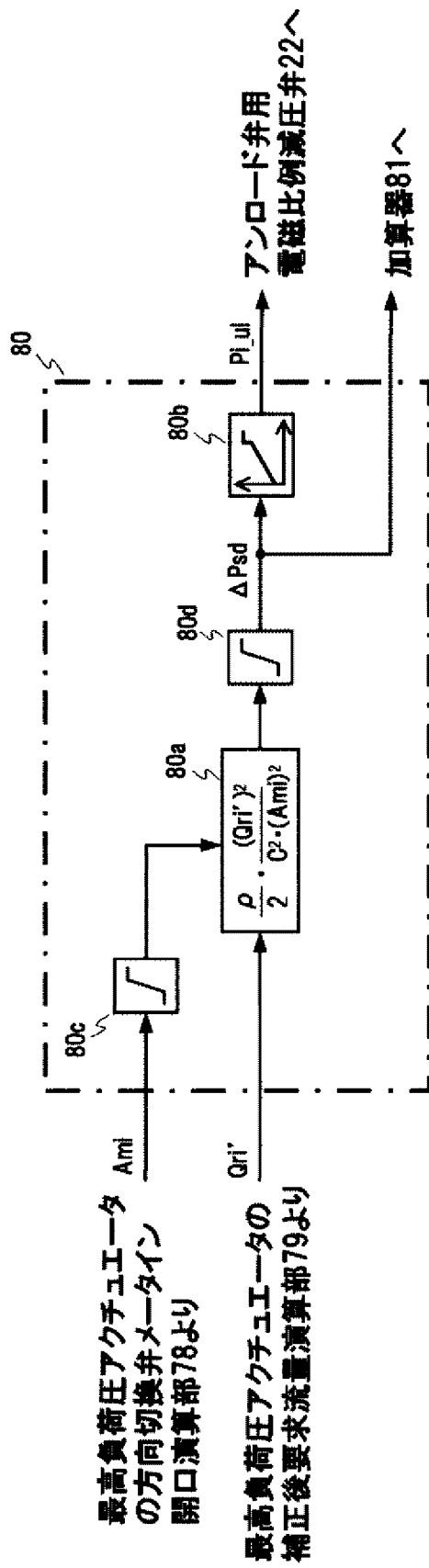
[図12]



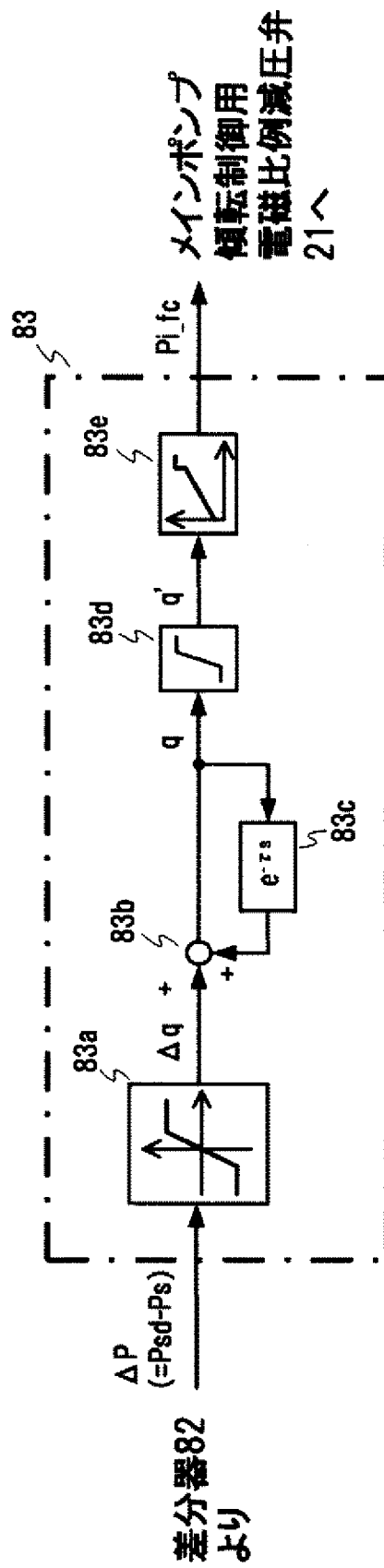
[図13]



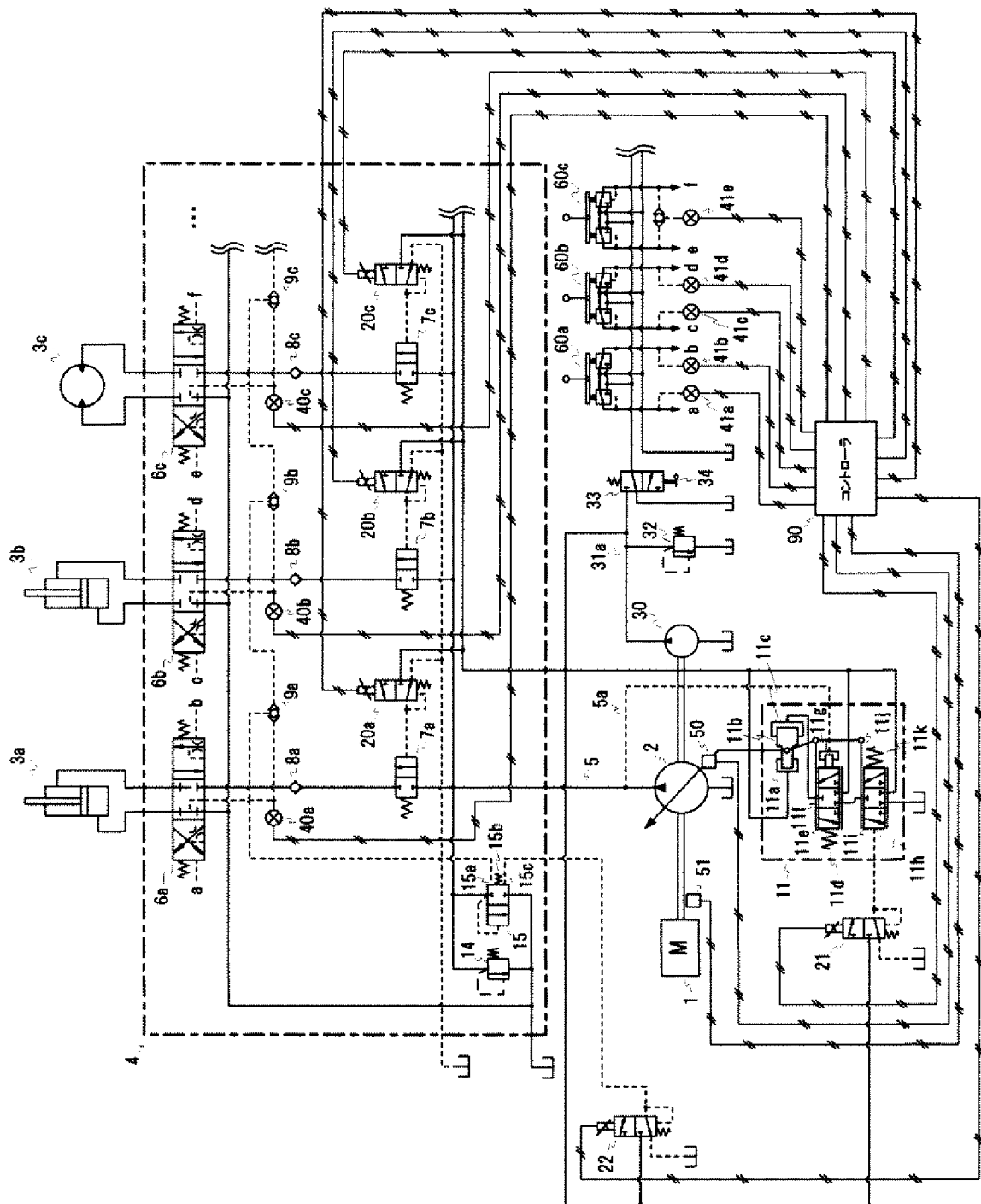
[図14]



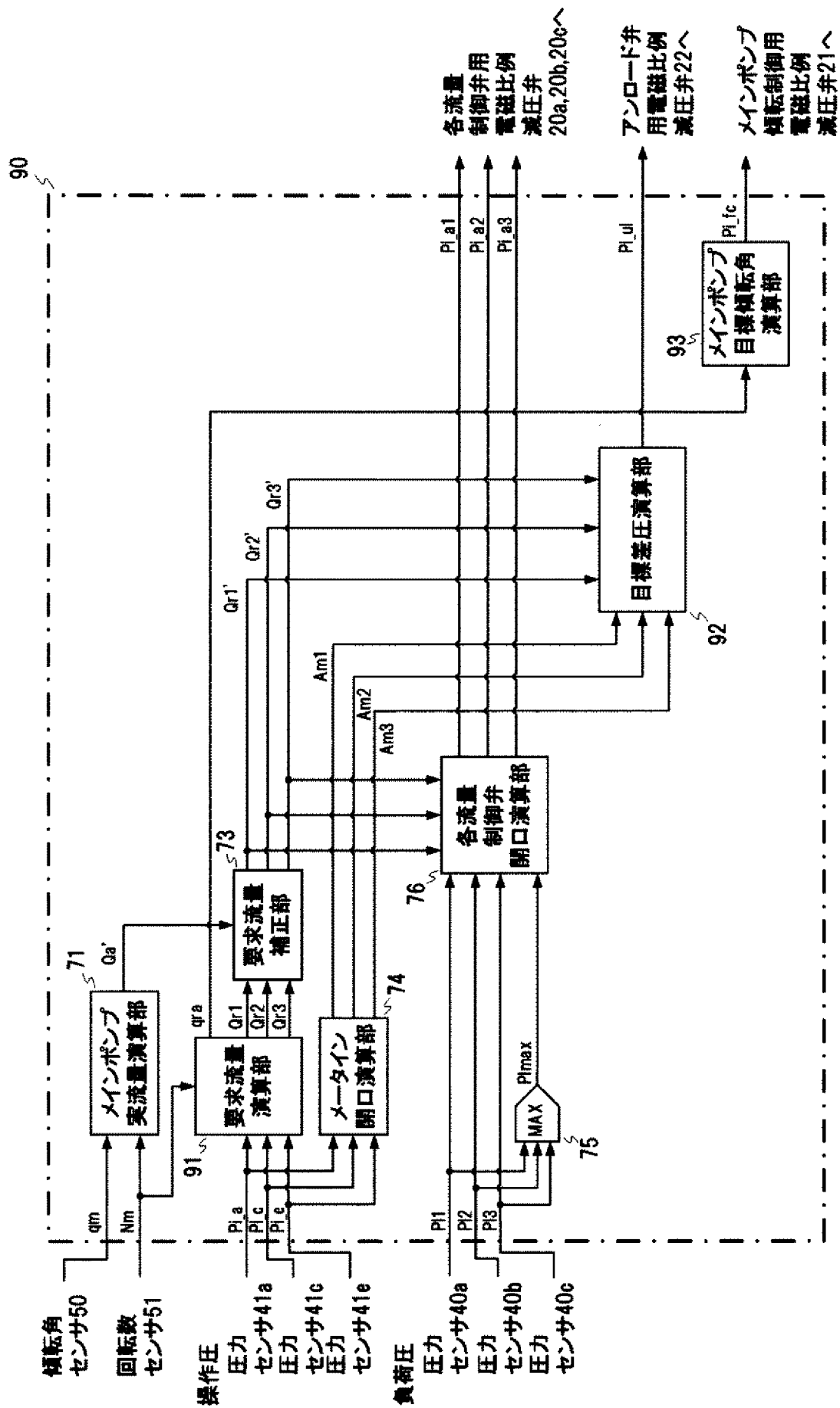
[図15]



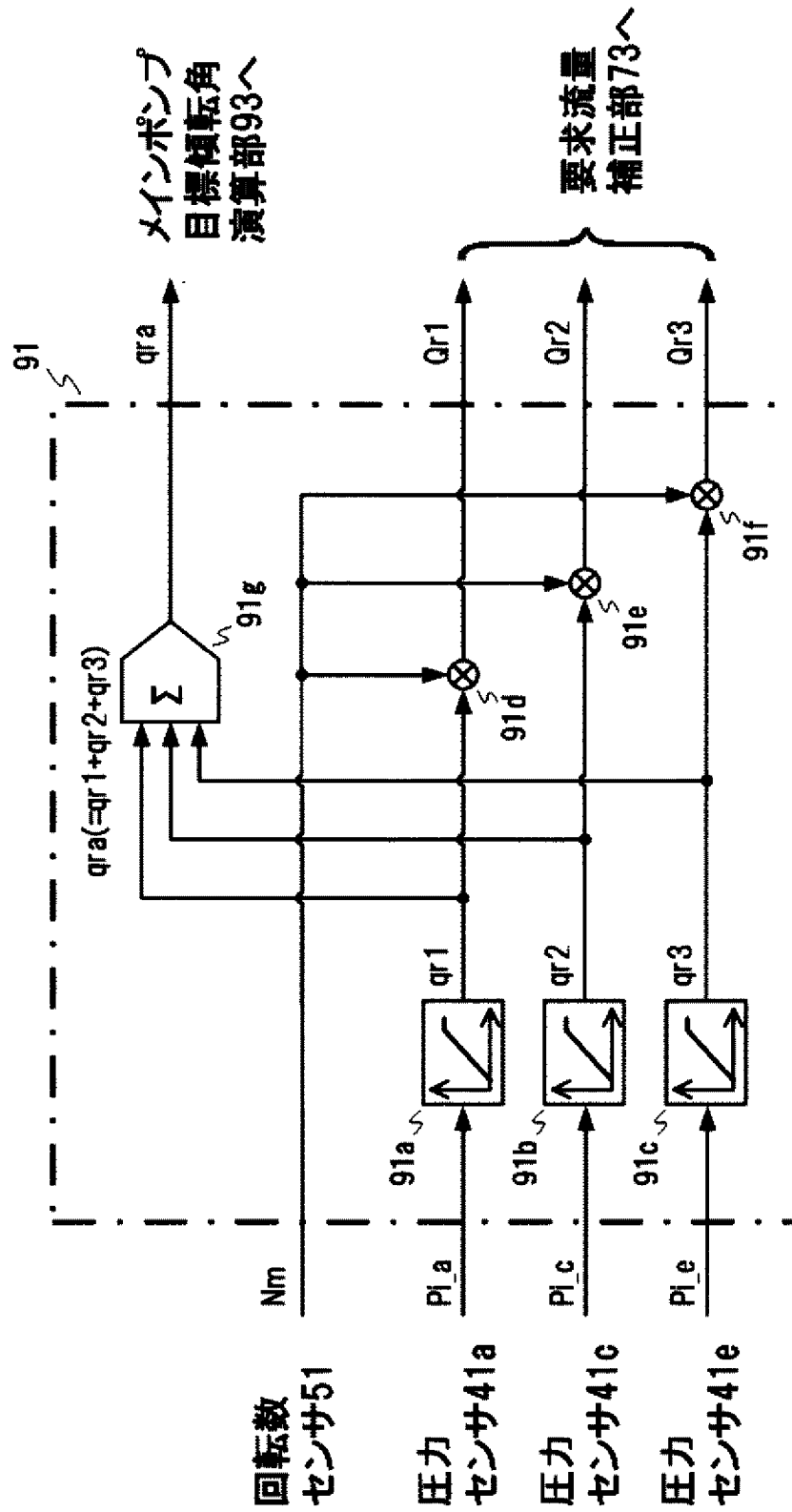
[図16]



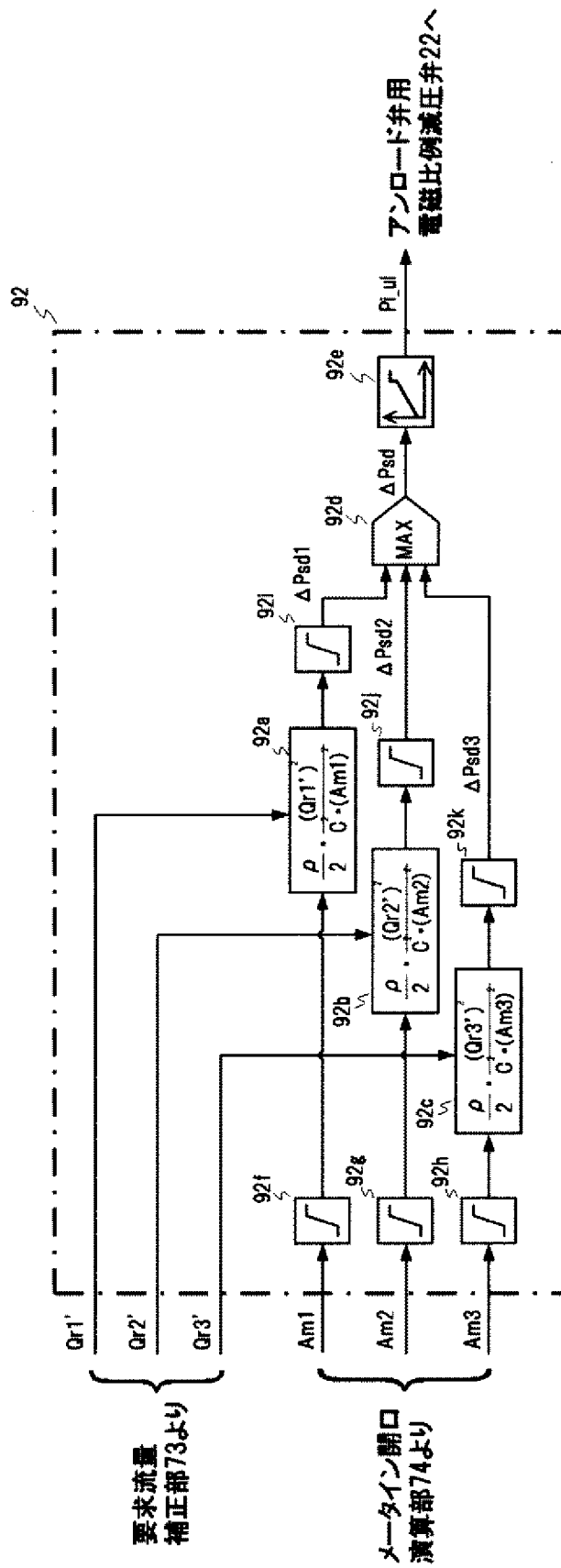
[図17]



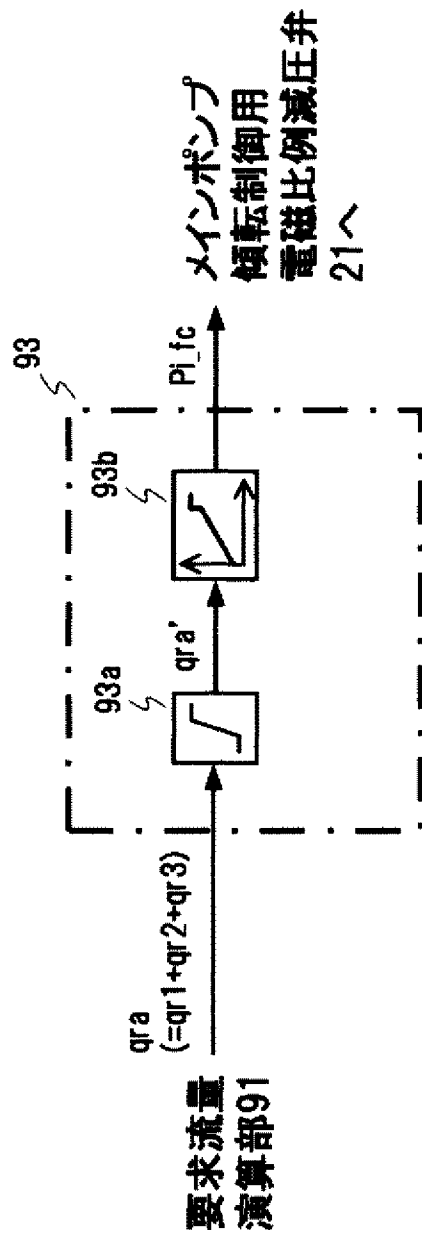
[図18]



[図19]



[図20]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2019/000430

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int. Cl. F15B11/00 (2006.01) i, E02F9/22 (2006.01) i, F15B11/05 (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. F15B11/00-11/22; 21/14, E02F3/42-3/43; 3/84-3/85; 9-20-E02F9/22

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	JP 7-42705 A (YUTANI HEAVY INDUSTRIES, LTD.) 10 February 1995, entire text & US 5537819 A, entire text & WO 1995/004227 A1 & EP 681106 A1 & CN 1113092 A	1-5

☐ 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
18.03.2019

Date of mailing of the international search report
26.03.2019

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. F15B11/00(2006.01)i, E02F9/22(2006.01)i, F15B11/05(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. F15B11/00-11/22;21/14, E02F3/42-3/43;3/84-3/85;9-20-E02F9/22

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 カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 7-42705 A（油谷重工業株式会社） 1995.02.10, 全文 & US 5537819 A, 全文 & WO 1995/004227 A1 & EP 681106 A1 & CN 1113092 A	1-5

C欄の続きにも文献が列挙されている。

パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）

「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

18.03.2019

国際調査報告の発送日

26.03.2019

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）

北村 一

30

3734

電話番号 03-3581-1101 内線 3358