



(19) 대한민국특허청(KR)

(12) 등록특허공보(B1)

(45) 공고일자 2022년04월22일

(11) 등록번호 10-2389763

(24) 등록일자 2022년04월19일

(51) 국제특허분류(Int. Cl.)
E02F 9/22 (2006.01) E02F 9/20 (2006.01)
F15B 11/05 (2006.01)

(52) CPC특허분류
E02F 9/2232 (2013.01)
E02F 9/2004 (2013.01)

(21) 출원번호 10-2020-7005274

(22) 출원일자(국제) 2019년01월10일

심사청구일자 2020년02월24일

(85) 번역문제출일자 2020년02월24일

(65) 공개번호 10-2020-0034768

(43) 공개일자 2020년03월31일

(86) 국제출원번호 PCT/JP2019/000430

(87) 국제공개번호 WO 2019/187489

국제공개일자 2019년10월03일

(30) 우선권주장

JP-P-2018-063053 2018년03월28일 일본(JP)

(56) 선행기술조사문헌

JP07042705 A*

KR1019920007653 B1*

JP2592502 B2

JP2002206508 A

*는 심사관에 의하여 인용된 문헌

(73) 특허권자

가부시키가이샤 히다치 겐키 티에라

일본국 시가켄 고카시 미나쿠치쵸 사사가오카 1-2

(72) 발명자

다카하시 기와무

일본국 시가켄 고카시 미나쿠치쵸 사사가오카 1반
2고 가부시키가이샤 히다치 겐키 티에라 내

마에하라 다이헤이

일본국 시가켄 고카시 미나쿠치쵸 사사가오카 1반
2고 가부시키가이샤 히다치 겐키 티에라 내

이시이 다케시

일본국 시가켄 고카시 미나쿠치쵸 사사가오카 1반
2고 가부시키가이샤 히다치 겐키 티에라 내

(74) 대리인

특허법인(유)화우

전체 청구항 수 : 총 5 항

심사관 : 윤승의

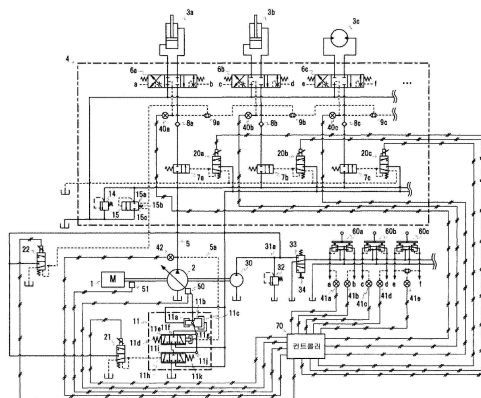
(54) 발명의 명칭 건설 기계

(57) 요약

각 액추에이터에 관련지어진 방향 전환 밸브의 전후 차압이 매우 작은 경우에 있어서도, 유압 펌프의 유량 제어와 복수의 방향 전환 밸브의 분류 제어를 안정적으로 행할 수 있고, 복합 동작으로부터 단독 동작으로의 이행 시 등에 요구 유량이 급변한 경우에도, 각 액추에이터로 공급되는 압유의 유량이 급격하게 변화하는 것을 방지하여,

(뒷면에 계속)

대표도



우수한 복합 조작성을 실현하고, 방향 전환 밸브의 미터인 손실을 저감하여 높은 에너지 효율을 실현한다. 각 조작 레버의 입력량으로부터 각 방향 전환 밸브의 요구 유량을 산출하고, 그 요구 유량을 이용하여 유량 제어 밸브의 개구를 제어함과 함께, 각 방향 전환 밸브의 요구 유량과 미터인 개구 면적으로부터 소정의 방향 전환 밸브의 미터인 압손실을 산출하고, 언로드 밸브의 세트압을 그 값을 이용하여 제어한다.

(52) CPC특허분류

E02F 9/2267 (2013.01)

F15B 11/05 (2019.01)

명세서

청구범위

청구항 1

가변 용량형의 유압 펌프와,

이 유압 펌프로부터 토출된 압유에 의해 구동되는 복수의 액추에이터와,

상기 유압 펌프로부터 토출된 압유를, 상기 복수의 액추에이터에 분배하여 공급하는 제어 밸브 장치와,

상기 복수의 액추에이터의 각각의 구동 방향과 속도를 지시하는 복수의 조작 레버 장치와,

상기 복수의 조작 레버 장치의 조작 레버의 입력량에 따른 유량을 토출하도록 상기 유압 펌프의 토출 유량을 제어하는 펌프 제어 장치와,

상기 유압 펌프의 압유 공급로의 압력이, 상기 복수의 액추에이터의 최고 부하압에 적어도 목표 차압을 더한 세트압을 초과하면, 상기 압유 공급로의 압유를 탱크에 배출하는 언로드 밸브와,

상기 복수의 액추에이터의 각각의 부하압을 검출하는 복수의 제 1 압력 센서와,

상기 제어 밸브 장치를 제어하는 컨트롤러를 가지는 유압 구동 장치를 구비한 건설 기계에 있어서,

상기 제어 밸브 장치는,

상기 복수의 조작 레버 장치에 의해 각각 전환되고, 상기 복수의 액추에이터에 관련지어져, 각각의 액추에이터의 구동 방향과 속도를 조정하는 복수의 방향 전환 밸브와,

상기 유압 펌프의 압유 공급로와 상기 복수의 방향 전환 밸브의 사이에 배치되고, 개구 면적을 변화시킴으로써 상기 복수의 방향 전환 밸브로 공급되는 압유의 유량을 각각 제어하는 복수의 유량 제어 밸브를 가지고,

상기 컨트롤러는,

상기 복수의 조작 레버 장치의 조작 레버의 입력량에 기초하여 상기 복수의 액추에이터의 요구 유량을 연산함과 함께, 상기 복수의 제 1 압력 센서에 의해 검출된 상기 복수의 액추에이터의 부하압 중 최고 부하압과 상기 복수의 액추에이터의 각각의 부하압과의 각각의 차압을 연산하여, 상기 복수의 액추에이터의 요구 유량과 상기 각각의 차압에 기초하여 상기 복수의 유량 제어 밸브의 각각의 목표 개구 면적을 연산하고, 이 목표 개구 면적이 되도록 상기 복수의 유량 제어 밸브의 개구 면적을 제어하고,

상기 컨트롤러는, 추가로, 상기 복수의 조작 레버 장치의 조작 레버의 입력량에 기초하여 상기 복수의 방향 전환 밸브의 각각의 미터인의 개구 면적을 연산하여, 이 미터인의 개구 면적과 상기 복수의 액추에이터의 각각의 상기 요구 유량에 기초하여 상기 복수의 방향 전환 밸브 중 특정한 방향 전환 밸브의 미터인의 압손실을 연산하고, 이 압손실을 상기 목표 차압으로서 출력하여 상기 언로드 밸브의 세트압을 제어하는 것을 특징으로 하는 건설 기계.

청구항 2

삭제

청구항 3

제 1 항에 있어서,

상기 컨트롤러는, 상기 특정한 방향 전환 밸브의 미터인의 압손실으로서, 상기 복수의 방향 전환 밸브 중 상기 최고 부하압의 액추에이터에 관련지어진 방향 전환 밸브의 미터인 압손실을 연산하고, 이 압손실을 상기 목표 차압으로서 출력하고 상기 언로드 밸브의 세트압을 제어하는 것을 특징으로 하는 건설 기계.

청구항 4

제 1 항에 있어서,

상기 컨트롤러는, 상기 특정한 방향 전환 밸브의 미터인의 압손실으로서, 상기 복수의 방향 전환 밸브의 미터인의 압손실의 최대값을 선택하고, 이 압손실을 상기 목표 차압으로서 상기 언로드 밸브의 세트압을 제어하는 것을 특징으로 하는 건설 기계.

청구항 5

제 1 항에 있어서,

상기 유압 펌프의 토출압을 검출하는 제 2 압력 센서를 더 구비하며,

상기 컨트롤러는, 상기 제 2 압력 센서에 의해 검출된 상기 유압 펌프의 토출압을 상기 최고 부하압에 상기 목표 차압을 더한 압력과 동일하게 하기 위한 지령값을 연산하고, 이 지령값을 상기 펌프 제어 장치에 출력하여 상기 유압 펌프의 토출 유량을 제어하는 것을 특징으로 하는 건설 기계.

청구항 6

제 1 항에 있어서,

상기 컨트롤러는, 상기 복수의 조작 레버 장치의 조작 레버의 입력량에 기초하여 상기 복수의 액추에이터의 요구 유량의 총계를 산출하여, 상기 유압 펌프의 토출 유량을 상기 요구 유량의 총계와 동일하게 하기 위한 지령값을 연산하고, 이 지령값을 상기 펌프 제어 장치에 출력하여 상기 유압 펌프의 토출 유량을 제어하는 것을 특징으로 하는 건설 기계.

발명의 설명

기술 분야

[0001] 본 발명은, 각종 작업을 행하는 유압 셔블 등의 건설 기계에 관련되며, 특히, 1개 이상의 유압 펌프로부터 토출된 압유를 2개 이상의 복수의 제어 밸브를 개재하여, 2개 이상의 복수의 액추에이터에 유도하여 구동하는 유압 구동 장치를 구비한 건설 기계에 관한 것이다.

배경 기술

[0002] 유압 셔블 등의 건설 기계에 구비되는 유압 구동 장치로서, 예를 들면 특허문헌 1에 기재된 바와 같이, 가변 용량형의 유압 펌프의 토출압과 복수의 액추에이터의 최고 부하압과의 차압을, 미리 결정된 어떤 설정값으로 유지하도록, 유압 펌프의 용량을 제어하는 로드 센싱 제어가 널리 이용되고 있다.

[0003] 특허문헌 2에는, 가변 용량형의 유압 펌프와, 복수의 액추에이터와, 유압 펌프로부터 복수의 액추에이터에 공급되는 압유의 유량을 제어하는 복수의 스로틀 오리피스와, 복수의 스로틀 오리피스의 상류 또는 하류에 마련된 복수의 압력 보상 밸브와, 조작 레버 장치의 레버 입력에 따라 유압 펌프의 토출 유량을 제어함과 함께, 레버 입력에 따라 복수의 스로틀 오리피스를 조정하는 컨트롤러와, 복수의 액추에이터의 부하압을 각각 검출하는 복수의 압력 센서를 구비하고, 압력 센서에 의해 검출된 압력에 기초하여 컨트롤러는, 최고 부하 압력을 가지는 액추에이터에 관련지어진 스로틀 오리피스를 완전히 열림 제어하도록 한 유압 구동 장치가 기재되어 있다.

[0004] 특허문헌 3에는, 가변 용량형의 유압 펌프와, 복수의 액추에이터와, 각각 중간 위치에서 스로틀 작용을 가지고, 유압 펌프로부터 토출된 압유를 복수의 액추에이터에 공급하는 복수의 조정 밸브와, 유압 펌프의 압유 공급로에 마련된 언로드 밸브와, 조작 레버 장치의 레버 입력에 따라 유압 펌프의 토출 유량을 제어하는 컨트롤러와, 유압 펌프의 토출압과 적어도 1개의 액추에이터의 부하압을 검출하는 압력 센서를 구비하고, 압력 센서에 의해 검출된 유압 펌프의 토출압과 액추에이터 부하압과의 차압에 따라 컨트롤러는, 중간 위치에서 스로틀 작용을 가지는 조정 밸브의 개구를 제어하도록 한 구동 시스템이 제안되어 있다. 이 구동 시스템에 있어서, 언로드 밸브의 세트압은, 언로드 밸브를 닫힘 방향으로 유도하고 있는 각 액추에이터의 최고 부하압과, 동일한 방향에 마련된 스프링에 의해 설정되고, 유압 펌프의 토출압은 최고 부하압에 스프링력을 가산한 값을 넘지 않도록 제어된다.

선행기술문헌

특허문헌

[0005] (특허문헌 0001) 일본공개특허 특개2015-105675호 공보

(특허문헌 0002) 일본공개특허 특표2007-505270호 공보

(특허문헌 0003) 일본공개특허 특개2014-98487호 공보

발명의 내용

해결하려는 과제

- [0006] 특허문헌 1에 기재되는 종래의 로드 센싱 제어에서는, 각 메인 스펴(유량 제어 밸브)의 미터인 개구의 전후 차압에 의해 발생하는, LS 차압이라고 불리는 유압 펌프의 토출압(펌프압)과 최고 부하압의 차압을 펌프 유량 제어와 압력 보상 밸브에 의한 각 메인 스펴의 분류(分流) 제어에 이용하고 있지만, 이 LS 차압은, 미터인 손실 자체이며, 유압 시스템의 고에너지 효율화를 방해하는 한 원인이 되어 있었다.
- [0007] 유압 시스템의 에너지 효율을 높이기 위해서는, 각 메인 스펴의 미터인 최종 개구(메인 스펴의 풀 스트로크에 있어서의 미터인 개구 면적)를 극단적으로 크게 하여, LS 차압을 작게 하면 되지만, 현상의 로드 센싱 제어에서는 LS 차압을 0 등 극단적으로 작게 할 수는 없다. 그 이유는 이하와 같다.
- [0008] 각 메인 스펴의 분류 제어를 행하는 압력 보상 밸브는, 각 메인 스펴의 전후 차압이 LS 차압과 동일해지도록 그 개구를 제어하고 있다. 전술과 같이 메인 스펴의 미터인 최종 개구가 극단적으로 크고 LS 차압이 0인 경우에는, 각 압력 보상 밸브는 각각의 메인 스펴의 전후 차압을 0으로 하려고 그들의 개구를 조정하게 된다. 그러나, 이 경우, 압력 보상 밸브가 자신의 개구를 결정하기 위한 목표 차압이 0이 되어 버림으로써, 압력 보상 밸브의 개구, 즉 스펴 밸브 타입의 경우에는 스펴의 위치, 포켓 밸브 타입의 경우에는 포켓 밸브의 리프트량이 일의적으로 정해지지 않고, 압력 보상 밸브의 압력 제어가 불안정해져 버려, 헛팅을 일으켜 버린다는 문제가 있었다.
- [0009] 특허문헌 2에 기재된 구성에 의하면, 최고 부하압을 가지는 액추에이터의 미터인 개구는 완전히 열림 제어되므로, 종래의 로드 센싱 제어에서 고에너지 효율화를 방해하는 요인의 하나였던 LS 차압을 배제할 수 있어, 에너지 효율이 높은 유압 시스템을 실현할 수 있다.
- [0010] 또한, 특허문헌 2에 있어서는, 압력 보상 밸브는 LS 차압을 이용하지 않고 목표 차압을 설정하는 방식이기 때문에, 종래의 로드 센싱 제어에서 LS 차압을 0으로 한 경우와 같이, 압력 보상 밸브의 제어가 불안정해져 버린다는 문제도 발생하지 않는다.
- [0011] 그러나, 특허문헌 2에 기재된 종래 기술에 있어서는, 이하와 같은 문제가 있었다.
- [0012] 즉, 최고 부하압을 가지는 액추에이터에 관련지어진 스로틀 오리피스(미터인 개구)가 항상 완전히 열림 제어되므로, 예를 들면 최고 부하압을 가지는 액추에이터와, 부하압이 작은 액추에이터를 동시에 조작하고 있는 상태에서부터, 부하압이 작은 쪽의 액추에이터의 조작을 갑자기 정지한 경우에, 유압 펌프의 유량 제어의 응답성의 한계로부터, 토출되는 유량의 감소에 어떤 일정한 시간을 필요로 해버리는 경우가 있다.
- [0013] 그와 같은 경우에는, 최고 부하압 액추에이터의 스로틀 오리피스가 최대로 열림 제어되어 있기 때문에, 유압 펌프로부터 토출된 압유가 스로틀 오리피스의 개구에서 좁혀지지 않고, 최고 부하압 액추에이터에 유입되어 오기 때문에, 최고 부하압 액추에이터의 속도가 갑자기 상승해 버리는 경우가 있었다.
- [0014] 최고 부하압 액추에이터의 조작 레버가 풀 조작으로 그 액추에이터의 작동 속도가 원래 빠르고, 많은 유량이 공급되고 있는 경우에는, 작업 기계의 거동에 대한 영향은 비교적 작지만, 최고 부하압 액추에이터의 조작 레버가 하프 조작인 경우에는, 원래의 유량이 작기 때문에, 전술과 같이 액추에이터로 공급되는 유량이 갑자기 증가했을 때의 영향을 무시할 수 없고, 작업 기계의 오퍼레이터에게 불쾌한 쇼크가 발생해 버리는 경우가 있었다.
- [0015] 특허문헌 3에 기재된 구성에 의하면, 각 레버 입력에 따라 공급되는 유압 펌프로부터의 압유를, 압력 보상 밸브를 이용하지 않고 복수의 조정 밸브만으로 분류할 수 있으므로, 유압 시스템의 비용을 저감할 수 있다.
- [0016] 또한, 특허문헌 3에 있어서, 복수의 조정 밸브의 개구는, 각 조작 레버에 따라 설정되는 각 액추에이터로의 목표 유량과, 압력 센서에 의해 검출되는 펌프압과 최고 부하압의 차압으로부터 전자 제어 장치 내에서 연산되어 결정되므로, 종래의 로드 센싱 제어에서 LS 차압을 0으로 한 경우와 같이, 압력 보상 밸브의 제어가 불안정해지거나 하는 문제는 발생하지 않는다.

- [0017] 그러나, 특허문헌 3에 기재된 종래 기술에 있어서는, 이하와 같은 문제가 있었다.
- [0018] 즉, 전술과 같이, 유압 펌프로부터의 압유 공급로에는, 언로드 밸브가 마련되어 있지만, 그 세트압은 최고 부하압과 스프링력에 의해 설정되어 있다.
- [0019] 한편, 복수의 조정 밸브의 개구(미터인 개구)는, 펌프압과 액추에이터 부하압과의 차압과, 각 조작 레버에 따라 설정되는 각 액추에이터의 목표 유량에 의해 결정되므로, 펌프압이 최고 부하압에 대하여, 그 최고 부하압 액추에이터에 관련지어진 조정 밸브에서의 압손실의 분만큼 높아지는 경우가 있다.
- [0020] 그러나, 전술과 같이 언로드 밸브의 세트압은 최고 부하압과 스프링력에 의해서만 설정되므로, 예를 들면, 전술과 같이 최고 부하압 액추에이터에 관련지어진 조정 밸브에서의 압손실이 높은 경우, 펌프압이 최고 부하압과 스프링력으로 설정된 압력을 넘어 버려, 언로드 밸브가 열림 위치가 되고, 유압 펌프로부터 공급된 압유를 탱크에 배출하는 경우가 있다. 언로드 밸브에 의해 배출된 압유는, 불필요한 블리드 오프 손실이므로, 유압 시스템의 에너지 효율이 손상되는 경우가 있었다.
- [0021] 한편, 전술과 같이, 최고 부하압 액추에이터에 관련지어진 조정 밸브에서의 압손실이 높아, 언로드 밸브의 세트압을 넘어 불필요한 블리드 오프 손실이 발생하는 경우가 없도록, 언로드 밸브의 스프링력을 크게 하는(세트압을 높게 하는) 것도 가능하지만, 그 경우는, 예를 들면 2개 이상의 액추에이터를 동시 조작하고 있는 상태에서부터 일방의 액추에이터의 레버 조작만을 갑자기 정지한 경우에, 유압 펌프의 유량 저감 제어가 충분하지 않은 것에 의한 펌프압의 급격한 상승을, 언로드 밸브에 의해 억제할 수 없으므로, 특허문헌 2를 이용한 경우와 마찬가지로, 오퍼레이터에 있어서 불쾌한 쇼크가 발생해 버리는 경우가 있었다.
- [0022] 본 발명의 목적은, 가변 용량형의 유압 펌프를 가지고, 그 유압 펌프에 의해 토출되는 압유를, 복수의 제어 밸브를 개재하여 복수의 액추에이터에 공급하여 복수의 액추에이터를 구동하는 유압 구동 장치를 구비한 건설 기계에 있어서, (1) 각 액추에이터에 관련지어진 방향 전환 밸브의 전후 차압이 매우 작은 경우에 있어서도, 복수의 방향 전환 밸브의 분류 제어를 안정적으로 행할 수 있고, (2) 복합 동작으로부터 단독 동작으로의 이행 시 등에 요구 유량이 급변한 경우에도, 언로드 밸브로부터 불필요하게 압유가 탱크에 배출되는 블리드 오프 손실을 최소로 억제하여 에너지 효율의 저하를 억제하고, 또한 각 액추에이터로 공급되는 압유의 유량의 급격한 변화에 의한 액추에이터 속도의 급격한 변화를 방지하여 불쾌한 쇼크의 발생을 억제하고, 우수한 복합 조작성을 실현하며, (3) 방향 전환 밸브의 미터인 손실을 저감하여 높은 에너지 효율을 실현할 수 있는 건설 기계를 제공하는 것이다.

과제의 해결 수단

- [0023] 상기 목적을 달성하기 위하여, 본 발명은, 가변 용량형의 유압 펌프와, 이 유압 펌프로부터 토출된 압유에 의해 구동되는 복수의 액추에이터와, 상기 유압 펌프로부터 토출된 압유를, 상기 복수의 액추에이터에 분배하여 공급하는 제어 밸브 장치와, 상기 복수의 액추에이터의 각각의 구동 방향과 속도를 지시하는 복수의 조작 레버 장치와, 상기 복수의 조작 레버 장치의 조작 레버의 입력량에 따른 유량을 토출하도록 상기 유압 펌프의 토출 유량을 제어하는 펌프 제어 장치와, 상기 유압 펌프의 압유 공급로의 압력이, 상기 복수의 액추에이터의 최고 부하압에 적어도 목표 차압을 더한 세트압을 초과하면, 상기 압유 공급로의 압유를 탱크에 배출하는 언로드 밸브와, 상기 복수의 액추에이터의 각각의 부하압을 검출하는 복수의 제 1 압력 센서와, 상기 제어 밸브 장치를 제어하는 컨트롤러를 가지는 유압 구동 장치를 구비한 건설 기계에 있어서, 상기 제어 밸브 장치는, 상기 복수의 조작 레버 장치에 의해 각각 전환되고, 상기 복수의 액추에이터에 관련지어져, 각각의 액추에이터의 구동 방향과 속도를 조정하는 복수의 방향 전환 밸브와, 상기 유압 펌프의 압유 공급로와 상기 복수의 방향 전환 밸브의 사이에 배치되고, 개구 면적을 변화시킴으로써 상기 복수의 방향 전환 밸브로 공급되는 압유의 유량을 각각 제어하는 복수의 유량 제어 밸브를 가지고, 상기 컨트롤러는, 상기 복수의 조작 레버 장치의 조작 레버의 입력량에 기초하여 상기 복수의 액추에이터의 요구 유량을 연산함과 함께, 상기 복수의 제 1 압력 센서에 의해 검출된 상기 복수의 액추에이터의 부하압 중 최고 부하압과 상기 복수의 액추에이터의 각각의 부하압과의 각각의 차압을 연산하여, 상기 복수의 액추에이터의 요구 유량과 상기 각각의 차압에 기초하여 상기 복수의 유량 제어 밸브의 각각의 목표 개구 면적을 연산하고, 이 목표 개구 면적이 되도록 상기 복수의 유량 제어 밸브의 개구 면적을 제어하고, 또한 상기 복수의 조작 레버 장치의 조작 레버의 입력량에 기초하여 상기 복수의 방향 전환 밸브의 각각의 미터인의 개구 면적을 연산하여, 이 미터인의 개구 면적과 상기 복수의 액추에이터의 각각의 상기 요구 유량에 기초하여 상기 복수의 방향 전환 밸브 중 특정한 방향 전환 밸브의 미터인의 압손실을 연산하고, 이 압손실을 상기 목표 차압으로서 출력하여 상기 언로드 밸브의 세트압을 제어하는 것으로 한다.

[0024] 이와 같이 본 발명은, 컨트롤러에 있어서, 복수의 방향 전환 밸브의 요구 유량과, 최고 부하압과 복수의 액추에이터의 각각의 부하압과의 각각의 차압을 연산하고, 또한 이러한 요구 유량과 차압에 기초하여 복수의 유량 제어 밸브의 각각의 목표 개구 면적을 연산하여, 이 목표 개구 면적이 되도록 복수의 유량 제어 밸브의 개구 면적을 제어한다. 이에 의해, 각 액추에이터에 관련지어진 각 유량 제어 밸브의 개구는, 각 액추에이터에 관련지어진 방향 전환 밸브의 미터인 개구의 전후 차압을 유압적으로 피드백하지 않고, 각 조작 레버의 입력량으로부터 연산되는 그 때의 유압 펌프의 요구 유량과, 최고 부하압과 각 액추에이터의 부하압과의 차압에 의해 일의적으로 결정되는 값으로 제어되므로, 각 액추에이터에 관련지어진 방향 전환 밸브의 전후 차압(미터인 압손실)이 매우 작은 경우에 있어서도, 복수의 방향 전환 밸브의 분류 제어를 안정적으로 행할 수 있다.

[0025] 또한, 본 발명은, 컨트롤러에 있어서, 복수의 조작 레버 장치의 조작 레버의 입력량에 기초하여 복수의 방향 전환 밸브 중 특정한 방향 전환 밸브의 미터인의 개구 면적을 연산하여, 이 미터인의 개구 면적과 당해 특정한 방향 전환 밸브의 요구 유량에 기초하여 당해 특정한 방향 전환 밸브의 미터인의 압손실을 연산하고, 이 압손실을 목표 차압으로서 출력하여 언로드 밸브의 세트압을 제어한다. 이에 의해, 언로드 밸브의 세트압은, 최고 부하압에 적어도 미터인 압손실 상당의 목표 차압을 더한 값으로 제어되므로, 조작 레버의 하프 조작 등으로 특정한 방향 전환 밸브의 미터인 개구를 좁히는 경우에, 방향 전환 밸브의 미터인 개구의 압손실에 따라 언로드 밸브의 세트압이 세심하게 제어된다. 그 결과, 복합 동작으로부터 단독 동작으로의 이행 시 등에 요구 유량이 급변하고, 펌프 유량 제어의 응답성이 충분하지 않아 펌프압이 급격하게 상승한 경우에도, 언로드 밸브로부터 불필요하게 압유가 탱크에 배출되는 블리드 오프 손실을 최소로 억제하여, 에너지 효율의 저하를 억제하고, 또한 각 액추에이터로 공급되는 압유의 유량의 급격한 변화에 의한 액추에이터 속도의 급격한 변화를 방지하여 불쾌한 쇼크의 발생을 억제하고, 우수한 복합 조작성을 실현할 수 있다.

[0026] 또한, 본 발명은, 상기와 같이 각 방향 전환 밸브의 전후 차압이 매우 작은 경우에도 복수의 방향 전환 밸브의 분류 제어를 안정적으로 행할 수 있고, 또한 방향 전환 밸브의 미터인 개구의 압손실에 따라 언로드 밸브의 세트압이 세심하게 제어되기 때문에, 각 방향 전환 밸브의 미터인의 최종 개구(메인 스톱의 풀 스트로크에서의 미터인 개구 면적)를 극단적으로 크게 하는 것이 가능해지고, 이에 의해 미터인 손실을 저감하여, 높은 에너지 효율을 실현할 수 있다.

발명의 효과

[0027] 본 발명에 의하면, 가변 용량형의 유압 펌프를 가지고, 그 유압 펌프에 의해 토출되는 압유를, 복수의 방향 전환 밸브를 개재하여 복수의 액추에이터에 공급하여 복수의 액추에이터를 구동하는 유압 구동 장치를 구비한 건설 기계에 있어서,

[0028] (1) 각 액추에이터에 관련지어진 방향 전환 밸브의 전후 차압이 매우 작은 경우에 있어서도, 복수의 방향 전환 밸브의 분류 제어를 안정적으로 행할 수 있고;

[0029] (2) 복합 동작으로부터 단독 동작으로의 이행 시 등에 요구 유량이 급변한 경우에도, 언로드 밸브로부터 불필요하게 압유가 탱크에 배출되는 블리드 오프 손실을 최소로 억제하여, 에너지 효율의 저하를 억제하고, 또한 각 액추에이터로 공급되는 압유의 유량의 급격한 변화에 의한 액추에이터 속도의 급격한 변화를 방지하여 불쾌한 쇼크의 발생을 억제하고, 우수한 복합 조작성을 실현하며;

[0030] (3) 방향 전환 밸브의 미터인 손실을 저감하여 높은 에너지 효율을 실현할 수 있다.

도면의 간단한 설명

[0031] 도 1은, 본 발명의 제 1 실시형태의 건설 기계에 구비되는 유압 구동 장치의 구성을 나타내는 도이다.

도 2는, 제 1 실시형태에 있어서의 유압 구동 장치에 있어서의 언로드 밸브 주변부의 확대도이다.

도 3은, 제 1 실시형태에 있어서의 유압 구동 장치에 있어서의 레귤레이터를 포함하는 메인 펌프 주변부의 확대도이다.

도 4는, 본 발명의 건설 기계의 대표예인 유압 셔블의 외관을 나타내는 도이다.

도 5는, 제 1 실시형태에 있어서의 유압 구동 장치에 있어서의 컨트롤러의 기능 블록도이다.

도 6은, 컨트롤러에 있어서의 메인 펌프 실유량 연산부의 기능 블록도이다.

도 7은, 컨트롤러에 있어서의 요구 유량 연산부의 기능 블록도이다.

도 8은, 컨트롤러에 있어서의 요구 유량 보정부의 기능 블록도이다.

도 9는, 컨트롤러에 있어서의 미터인 개구 연산부의 기능 블록도이다.

도 10은, 컨트롤러에 있어서의 유량 제어 밸브 개구 연산부의 기능 블록도이다.

도 11은, 컨트롤러에 있어서의 최고 부하압 액추에이터 판정부의 기능 블록도이다.

도 12는, 컨트롤러에 있어서의 최고 부하압 액추에이터의 방향 전환 밸브 미터인 개구 연산부의 기능 블록도이다.

도 13은, 컨트롤러에 있어서의 최고 부하압 액추에이터의 보정부 요구 유량 연산부의 기능 블록도이다.

도 14는, 컨트롤러에 있어서의 목표 차압 연산부의 기능 블록도이다.

도 15는, 컨트롤러에 있어서의 메인 펌프 목표 톨팅각 연산부의 기능 블록도이다.

도 16은, 본 발명의 제 2 실시형태의 건설 기계에 구비되는 유압 구동 장치의 구성을 나타내는 도이다.

도 17은, 제 2 실시형태에 있어서의 유압 구동 장치에 있어서의 컨트롤러의 기능 블록도이다.

도 18은, 컨트롤러에 있어서의 요구 유량 연산부의 기능 블록도이다.

도 19는, 컨트롤러에 있어서의 목표 차압 연산부의 기능 블록도이다.

도 20은, 컨트롤러에 있어서의 메인 펌프 목표 톨팅각 연산부의 기능 블록도이다.

발명을 실시하기 위한 구체적인 내용

[0032]

이하, 본 발명의 실시형태를 도면에 따라 설명한다.

[0033]

<제 1 실시형태>

[0034]

본 발명의 제 1 실시형태의 건설 기계에 구비되는 유압 구동 장치를 도 1~도 15를 이용하여 설명한다.

[0035]

~구성~

[0036]

도 1은, 본 발명의 제 1 실시형태의 건설 기계에 구비되는 유압 구동 장치의 구성을 나타내는 도이다.

[0037]

도 1에 있어서, 본 실시형태에 있어서의 유압 구동 장치는, 원동기(1)와, 원동기(1)에 의해 구동되는 가변 용량형의 유압 펌프인 메인 펌프(2)와, 고정 용량형의 파일럿 펌프(30)와, 메인 펌프(2)로부터 토출된 압유에 의해 구동되는 복수의 액추에이터인 붐 실린더(3a), 아암 실린더(3b), 선회 모터(3c), 버킷 실린더(3d)(도 4 참조), 스윙 실린더(3e)(동(同)), 주행 모터(3f, 3g)(동), 블레이드 실린더(3h)(동)와, 메인 펌프(2)로부터 토출된 압유를 복수의 액추에이터(3a, 3b, 3c, 3d, 3f, 3g, 3h)로 유도하기 위한 압유 공급로(5)와, 압유 공급로(5)의 하류에 접속되고, 메인 펌프(2)로부터 토출된 압유가 유도되는 제어 밸브 블록(4)을 구비하고 있다. 이하, 「액추에이터(3a, 3b, 3c, 3d, 3f, 3g, 3h)」는 「액추에이터(3a, 3b, 3c...)」라고 간략하게 표기한다.

[0038]

제어 밸브 블록(4) 내에는, 복수의 액추에이터(3a, 3b, 3c...)를 제어하기 위한 복수의 방향 전환 밸브(6a, 6b, 6c...)와, 복수의 체크 밸브(8a, 8b, 8c...)와, 복수의 유량 제어 밸브(7a, 7b, 7c...)가, 압유 공급로(5)로부터 유량 제어 밸브(7a, 7b, 7c...), 체크 밸브(8a, 8b, 8c...), 방향 전환 밸브(6a, 6b, 6c...)의 순서로 배치되어 있다. 또한, 제어 밸브 블록(4) 내에는, 전자 비례 감압 밸브(20a, 20b, 20c...)가 배치되고, 유량 제어 밸브(7a, 7b, 7c...)에는, 그들을 닫힘 방향으로 전환하는 방향으로 각각 스프링을 마련하고, 그들을 여는 방향으로 전환하는 방향으로, 전자 비례 감압 밸브(20a, 20b, 20c...)의 출력압을 유도한다.

[0039]

복수의 방향 전환 밸브(6a, 6b, 6c...)와 유량 제어 밸브(7a, 7b, 7c...)는, 메인 펌프(2)로부터 토출된 압유를 복수의 액추에이터(3a, 3b, 3c...)에 분배하여 공급하는 제어 밸브 장치를 구성하고 있다.

[0040]

또한, 제어 밸브 블록(4) 내에 있어서, 압유 공급로(5)의 하류에는, 그 압력이 미리 결정된 설정 압력 이상이 되면 압유 공급로(5)의 압유를 탱크에 배출하는 릴리프 밸브(14)와, 그 압력이 어떤 설정압 이상이 되면 압유 공급로(5)의 압유를 탱크에 배출하는 언로드 밸브(15)가 마련되어 있다.

[0041]

또한, 제어 밸브 블록(4) 내에는, 복수의 방향 전환 밸브(6a, 6b, 6c...)의 부하압 검출 포트에 접속된 서플 밸

브(9a, 9b, 9c...)가 배치되어 있다. 서틀 밸브(9a, 9b, 9c...)는 복수의 액추에이터(3a, 3b, 3c...)의 최고 부하압을 검출하기 위한 것이며, 최고 부하압 검출 장치를 구성한다. 서틀 밸브(9a, 9b, 9c...)는 각각 토너먼트 형식으로 접속되고, 최상위의 서틀 밸브(9a)에 최고 부하압이 검출된다.

[0042] 도 2는, 언로드 밸브 주변부의 확대도이다. 언로드 밸브(15)는, 언로드 밸브(15)를 닫는 방향으로 복수의 액추에이터(3a, 3b, 3c...)의 최고 부하압이 유도되는 수압부(15a)와, 스프링(15b)을 구비하고 있다. 또한, 언로드 밸브(15)에 대한 제어압을 발생시키기 위한 전자 비례 감압 밸브(22)가 마련되고, 언로드 밸브(15)는, 언로드 밸브(15)를 닫는 방향으로 전자 비례 감압 밸브(22)의 출력압(제어압)이 유도되는 수압부(15c)를 구비하고 있다.

[0043] 본 실시형태에 있어서의 유압 구동 장치는, 또한, 메인 펌프(2)에 관련하여, 그 용량을 제어하기 위한 레귤레이터(11)와, 그 레귤레이터(11)에 지령압을 발생시키기 위한 전자 비례 감압 밸브(21)를 구비하고 있다.

[0044] 도 3은, 레귤레이터(11)를 포함하는 메인 펌프 주변부의 확대도이다. 레귤레이터(11)는, 수압 면적차에 의해 구동하는 차동 피스톤(11b), 마력 제어용 틸팅 제어 밸브(11e), 유량 제어 틸팅 제어 밸브(11i)를 구비하고, 차동 피스톤(11b)의 대경측 수압실(11c)은 마력 제어용 틸팅 제어 밸브(11e)를 개재하여, 파일럿 펌프(30)의 압유 공급로인 유로(31a)(파일럿 유압원) 또는 유량 제어 틸팅 제어 밸브(11i)에 접속되고, 소경측 수압실(11a)은 상시 유로(31a)에 접속되며, 유량 제어 틸팅 제어 밸브(11i)는, 유로(31a)의 압력 또는 탱크압을 마력 제어용 틸팅 제어 밸브(11e)에 유도하도록 구성되어 있다.

[0045] 마력 제어용 틸팅 제어 밸브(11e)는, 차동 피스톤(11b)과 함께 이동하는 슬라이브(11f)와, 유량 제어 틸팅 제어 밸브(11i)와 차동 피스톤(11b)의 대경측 수압실(11c)을 연통시키는 측에 위치하는 스프링(11d)과, 유로(31a)와 차동 피스톤(11b)의 소경측 및 대경측 수압실(11a, 11c)을 연통시키는 방향으로, 메인 펌프(2)의 압유 공급로(5)의 압력이 유로(5a)를 개재하여 유도되는 수압실(11g)을 가지고 있다.

[0046] 유량 제어 틸팅 제어 밸브(11i)는, 차동 피스톤(11b)과 함께 이동하는 슬라이브(11j)와, 전자 비례 감압 밸브(21)의 출력압(제어압)이, 마력 제어용 틸팅 제어 밸브(11e)의 압유를 탱크에 배출하는 방향으로 유도되는 수압부(11h)와, 마력 제어용 틸팅 제어 밸브(11e)에 유로(31a)의 압유를 유도하는 측에 위치하는 스프링(11k)을 가지고 있다.

[0047] 대경측 수압실(11c)이 마력 제어용 틸팅 제어 밸브(11e) 및 유량 제어 틸팅 제어 밸브(11i)를 개재하여 유로(31a)에 연통하면, 차동 피스톤(11b)은 수압 면적차에 의해 도면 중에서 좌측 방향으로 이동하고, 대경측 수압실(11c)이 마력 제어용 틸팅 제어 밸브(11e) 및 유량 제어 틸팅 제어 밸브(11i)를 개재하여 탱크에 연통하면, 차동 피스톤(11b)은 소경측 수압실(11a)로부터 받는 힘에 의해, 도면 중에서 우측 방향으로 이동한다. 차동 피스톤(11b)이 도면 중에서 좌측 방향으로 이동하면, 가변 용량형의 메인 펌프(2)의 틸팅각, 즉 펌프 용량이 감소하여 그 토출 유량이 감소하고, 차동 피스톤(11b)이 도면 중에서 우측 방향으로 이동하면, 메인 펌프(2)의 틸팅각 및 펌프 용량이 증가하여 그 토출 유량이 증가한다.

[0048] 파일럿 펌프(30)의 압유 공급로(유로(31a))에는 파일럿 릴리프 밸브(32)가 접속되고, 이 파일럿 릴리프 밸브(32)에 의해 유로(31a)에 일정한 파일럿압(P_{i0})을 생성한다.

[0049] 파일럿 릴리프 밸브(32)의 하류에는, 전환 밸브(33)를 개재하여, 복수의 방향 전환 밸브(6a, 6b, 6c...)를 제어하기 위한 복수의 조작 레버 장치(60a, 60b, 60c...)의 파일럿 밸브가 접속되고, 유압 서블 등 건설 기계의 운전석(521)(도 4 참조)에 마련된 게이트 록 레버(24)에 의해 전환 밸브(33)를 조작함으로써, 복수의 조작 레버 장치(60a, 60b, 60c...)의 파일럿 밸브에 파일럿 릴리프 밸브(32)에서 생성된 파일럿압(P_{i0})이 파일럿 1차압으로서 공급될지, 파일럿 밸브의 압유를 탱크에 배출할지가 전환된다.

[0050] 본 실시형태에 있어서의 유압 구동 장치는, 추가로, 복수의 액추에이터(3a, 3b, 3c...)의 부하압을 검출하기 위한 압력 센서(40a, 40b, 40c...)와, 붐 실린더(3a)의 조작 레버 장치(60a)의 파일럿 밸브의 각 조작압(a, b)을 검출하기 위한 압력 센서(41a, 41b)와, 아암 실린더(3b)의 조작 레버 장치(60b)의 파일럿 밸브의 각 조작압(c, d)을 검출하기 위한 압력 센서(41c, 41d)와, 선회 모터(3c)의 조작 레버 장치(60c)의 파일럿 밸브의 조작압(e)을 검출하기 위한 압력 센서(41e)와, 도시하지 않은 그 밖의 액추에이터의 조작 레버 장치의 파일럿 밸브의 조작압을 검출하기 위한 도시하지 않은 압력 센서와, 메인 펌프(2)의 압유 공급로(5)의 압력(메인 펌프(2)의 토출압)을 검출하기 위한 압력 센서(42)와, 메인 펌프(2)의 틸팅각을 검출하는 틸팅각 센서(50)와, 원동기(1)의 회전수를 검출하는 회전수 센서(51)와, 컨트롤러(70)를 구비하고 있다.

[0051] 컨트롤러(70)는, 도시하지 않은 CPU, ROM(Read Only Memory), RAM(Random access Memory) 및 플래시 메모리 등

으로 이루어지는 기억부 등을 구비하는 마이크로 컴퓨터 및 그 주변 회로 등으로 구성되고, 예를 들면 ROM에 저장되는 프로그램에 따라서 작동한다.

- [0052] 컨트롤러(70)는, 압력 센서(40a, 40b, 40c…), 압력 센서(41a, 41b, 41c, 41d, 41e…), 압력 센서(42), 틸팅각 센서(50), 회전수 센서(51)의 검출 신호를 입력하고, 전자 비례 감압 밸브(20a, 20b, 20c…) 및 전자 비례 감압 밸브(21, 22)에 제어 신호를 출력한다.
- [0053] 도 4에, 상술한 유압 구동 장치가 탑재되는 유압 셔블의 외관을 나타낸다.
- [0054] 유압 셔블은, 상부 선회체(502)와, 하부 주행체(501)와, 스윙식의 프론트 작업기(504)를 구비하고, 프론트 작업기(504)는, 붐(511), 아암(512), 버킷(513)으로 구성되어 있다. 상부 선회체(502)는 하부 주행체(501)에 대하여 선회 모터(3c)의 회전에 의해 선회 가능하다. 상부 선회체의 전부(前部)에는 스윙 포스트(503)가 장착되고, 이 스윙 포스트(503)에 프론트 작업기(504)가 상하동 가능하게 장착되어 있다. 스윙 포스트(503)는 스윙 실린더(3e)의 신축에 의해 상부 선회체(502)에 대하여 수평 방향으로 회동(回動) 가능하고, 프론트 작업기(504)의 붐(511), 아암(512), 버킷(513)은 붐 실린더(3a), 아암 실린더(3b), 버킷 실린더(3d)의 신축에 의해 상하 방향으로 회동 가능하다. 하부 주행체(501)의 중앙 프레임(505)에는, 블레이드 실린더(3h)의 신축에 의해 상하 동작을 행하는 블레이드(506)가 장착되어 있다. 하부 주행체(501)는, 주행 모터(3f, 3g)의 회전에 의해 좌우의 크롤러를 구동함으로써 주행을 행한다.
- [0055] 상부 선회체(502)에는 운전실(508)이 설치되고, 운전실(508) 내에는, 운전석(521)과, 운전석(521)의 좌우 전부에 마련된 붐 실린더(3a), 아암 실린더(3b), 버킷 실린더(3d), 선회 모터(3c)용의 조작 레버 장치(60a, 60b, 60c, 60d)와, 스윙 실린더(3e)용의 조작 레버 장치(60e)와, 블레이드 실린더(3h)용의 조작 레버 장치(60h)와, 주행 모터(3f, 3g)용의 조작 레버 장치(60f, 60g)와, 게이트 록 레버(24)가 마련되어 있다.
- [0056] 도 5에, 도 1에 나타난 유압 구동 장치에 있어서의 컨트롤러(70)의 기능 블록도를 나타낸다.
- [0057] 메인 펌프(2)의 틸팅각을 나타내는 틸팅각 센서(50)의 출력과 원동기(1)의 회전수를 나타내는 회전수 센서(51)의 출력은 메인 펌프 실유량 연산부(71)에, 회전수 센서(51)의 출력과 레버 조작량(조작압)을 나타내는 압력 센서(41a, 41c, 41e)의 출력은 요구 유량 연산부(72)에, 압력 센서(41a, 41c, 41e)의 출력이 미터인 개구 연산부(74)에 각각 입력된다. 또한, 도 5~도 15와 이하의 설명에서는, 도 1에 도시하지 않은 요소를 시사하는 「…」은 간략화를 위해 생략할 경우가 있다.
- [0058] 요구 유량 연산부(72)의 출력인 요구 유량(Qr1, Qr2, Qr3)과, 메인 펌프 실유량 연산부(71)의 출력인 유량(Qa')은, 요구 유량 보정부(73)에 유도된다.
- [0059] 각 액추에이터의 부하압을 나타내는 압력 센서(40a, 40b, 40c)의 출력이, 최대값 선택기(75), 유량 제어 밸브 개구 연산부(76), 최고 부하압 액추에이터 판정부(77)에 유도되고, 메인 펌프(2)의 토출압(펌프압)을 나타내는 압력 센서(42)의 출력(Ps)이, 차분기(82)에 유도된다.
- [0060] 유량 제어 밸브 개구 연산부(76)는, 전자 비례 감압 밸브(20a, 20b, 20c)에 각각 목표 개구 면적(A1, A2, A3)의 지령압(지령값)(Pi_a1, Pi_a2, Pi_a3)을 출력한다.
- [0061] 최대값 선택기(75)의 출력인 최고 부하압(Plmax)은, 전술한 압력 센서(40a, 40b, 40c)의 출력(P11, P12, P13)과 함께 최고 부하압 액추에이터 판정부(77)에 유도되고, 당해 판정부(77)는, 최고 부하압 액추에이터를 나타내는 식별자(i)를 최고 부하압 액추에이터의 방향 전환 밸브 미터인 개구 연산부(78)와, 최고 부하압 액추에이터의 보정후 요구 유량 연산부(79)에 유도한다. 또한, 최고 부하압(Plmax)은 가산기(81)에 유도된다.
- [0062] 최고 부하압 액추에이터의 방향 전환 밸브 미터인 개구 연산부(78)는, 식별자(i)와, 미터인 개구 연산부(74)의 출력인 미터인 개구 면적(Am1, Am2, Am3)이 입력되고, 최고 부하압 액추에이터의 방향 전환 밸브의 미터인 개구 면적(Ami)을 출력한다.
- [0063] 최고 부하압 액추에이터의 보정후 요구 유량 연산부(79)는, 식별자(i)와, 요구 유량 보정부(73)의 출력인 보정후의 요구 유량(Qr1', Qr2', Qr3')을 입력하고, 최고 부하압 액추에이터의 보정후 요구 유량(Qri')을 출력한다.
- [0064] 최고 부하압 액추에이터의 방향 전환 밸브의 미터인 개구 면적(Ami)과, 최고 부하압 액추에이터의 보정후 요구 유량(Qri')은, 목표 차압 연산부(80)에 유도되고, 목표 차압 연산부(80)는 목표 차압(ΔP_{sd})을 가산기(81)에, 지령압(지령값)(Pi_u1)을 전자 비례 감압 밸브(22)에 각각 출력한다.
- [0065] 가산기(81)는, 목표 차압(ΔP_{sd})과 최고 부하압(Plmax)을 가산한 목표 펌프압(Psd)을 차분기(82)에 출력한다.

- [0066] 차분기(82)는, 목표 펌프압(Psd)으로부터 압력 센서(42)의 출력인 펌프압(실제 펌프압)(Ps)을 뺀 차압(ΔP)을, 메인 펌프 목표 킬팅각 연산부(83)에 출력하고, 메인 펌프 목표 킬팅각 연산부(83)는, 지령압(지령값)(Pi_fc)을 전자 비례 감압 밸브(21)에 출력한다.
- [0067] 컨트롤러(70)는, 요구 유량 연산부(72), 요구 유량 보정부(73) 및 최대값 선택기(75)와 유량 제어 밸브 개구 연산부(76)에 있어서, 복수의 조작 레버 장치(60a, 60b, 60c)의 조작 레버의 입력량에 기초하여 복수의 액추에이터(3a, 3b, 3c)의 요구 유량을 연산함과 함께, 압력 센서(40a, 40b, 40c)(복수의 제 1 압력 센서)에 의해 검출된 복수의 액추에이터(3a, 3b, 3c)의 부하압 중 최고 부하압과 복수의 액추에이터(3a, 3b, 3c)의 각각의 부하압과의 각각의 차압을 연산하여, 복수의 액추에이터(3a, 3b, 3c)의 요구 유량과 당해 각각의 차압에 기초하여 복수의 유량 제어 밸브(7a, 7b, 7c)의 각각의 목표 개구 면적(A1, A2, A3)을 연산하고, 이 목표 개구 면적(A1, A2, A3)이 되도록 복수의 유량 제어 밸브(7a, 7b, 7c)의 개구 면적을 제어한다.
- [0068] 또한, 컨트롤러(70)는, 요구 유량 연산부(72), 요구 유량 보정부(73) 및 미터인 개구 연산부(74)와, 최대값 선택기(75), 최고 부하압 액추에이터 판정부(77), 방향 전환 밸브 미터인 개구 연산부(78), 보정후 요구 유량 연산부(79) 및 목표 차압 연산부(80)에 있어서, 복수의 조작 레버 장치(60a, 60b, 60c)의 조작 레버의 입력량에 기초하여 복수의 방향 전환 밸브(6a, 6b, 6c)의 각각의 미터인의 개구 면적을 연산하여, 이 미터인의 개구 면적과 복수의 액추에이터(3a, 3b, 3c)의 각각의 요구 유량에 기초하여 복수의 방향 전환 밸브(6a, 6b, 6c) 중 특정한 방향 전환 밸브의 미터인의 압손실을 연산하고, 이 압손실을 상기 목표 차압(ΔPsd)으로서 출력하여 언로드 밸브(15)의 세트압을 제어한다.
- [0069] 또한, 컨트롤러(70)는, 최대값 선택기(75), 최고 부하압 액추에이터 판정부(77) 및 보정후 요구 유량 연산부(79)와 목표 차압 연산부(80)에 있어서, 특정한 방향 전환 밸브의 미터인의 압손실으로서, 복수의 방향 전환 밸브(6a, 6b, 6c) 중 최고 부하압의 액추에이터에 대응한 방향 전환 밸브의 미터인 압손실을 연산하고, 이 압손실을 상기 목표 차압(ΔPsd)으로서 출력하여 언로드 밸브(15)의 세트압을 제어한다.
- [0070] 또한, 컨트롤러(70)는, 메인 펌프 목표 킬팅각 연산부(83)에 있어서, 압력 센서(42)(제 2 압력 센서)에 의해 검출된 메인 펌프(2)의 토출압을 최고 부하압에 상기 목표 차압을 더한 압력과 동일하게 하기 위한 지령값(Pi_fc)을 연산하고, 이 지령값(Pi_fc)을 레귤레이터(11)(펌프 제어 장치)에 출력하여 메인 펌프(2)의 토출 유량을 제어한다.
- [0071] 도 6에, 메인 펌프 실유량 연산부(71)의 기능 블록도를 나타낸다.
- [0072] 메인 펌프 실유량 연산부(71)에 있어서, 킬팅각 센서(50)로부터 입력된 킬팅각(qm)과 회전수 센서(51)로부터 입력된 회전수(Nm)가 승산기(71a)에서 승산되어, 실제로 메인 펌프(2)로부터 토출되고 있는 유량(Qa')이 산출된다.
- [0073] 도 7에, 요구 유량 연산부(72)의 기능 블록도를 나타낸다.
- [0074] 요구 유량 연산부(72)에 있어서, 압력 센서(41a, 41c, 41e)로부터 입력된 조작압(Pi_a, Pi_c, Pi_e)이, 각각 테이블(72a, 72b, 72c)에서 기준 요구 유량(qr1, qr2, qr3)으로 변환되고, 각각 승산기(72d, 72e, 72f)에서 회전수 센서(51)로부터 입력한 회전수(Nm)와 승산되어, 복수의 액추에이터(3a, 3b, 3c...)의 요구 유량(Qr1, Qr2, Qr3)이 산출된다.
- [0075] 도 8에, 요구 유량 보정부(73)의 기능 블록도를 나타낸다.
- [0076] 요구 유량 보정부(73)에 있어서, 요구 유량 연산부(72)의 출력인 요구 유량(Qr1, Qr2, Qr3)은, 승산기(73c, 73d, 73e)와 총계기(73a)에 입력되어, 총계기(73a)에서 합계값(Qra)이 산출되고, 그 합계값(Qra)이, 최소값과 최대값을 제한하는 제한기(73f)를 개재하여 제산기(73b)의 분모측에 입력된다. 한편, 메인 펌프 실유량 연산부(71)의 출력인 유량(Qa')이 제산기(73b)의 분자측에 입력되고, 제산기(73b)는 Qa'/Qra 의 값을 승산기(73c, 73d, 73e)에 출력한다. 승산기(73c, 73d, 73e)에서는 각각 전술한 Qr1, Qr2, Qr3과 전술한 Qa'/Qra 가 승산되어, 보정후의 요구 유량(Qr1', Qr2', Qr3')이 산출된다.
- [0077] 도 9에, 미터인 개구 연산부(74)의 기능 블록도를 나타낸다.
- [0078] 미터인 개구 연산부(74)에 있어서, 압력 센서(41a, 41c, 41e)로부터 입력된 조작압(Pi_a, Pi_c, Pi_e)이 테이블(74a, 74b, 74c)에서 각 방향 전환 밸브의 미터인 개구 면적(Am1, Am2, Am3)으로 변환된다. 테이블(74a, 74b, 74c)은, 방향 전환 밸브(6a, 6b, 6c)의 미터인 개구 면적이 미리 기억되어 있어, 조작압이 0일 때에 0을 출력하고, 조작압이 커짐에 따라 큰 값을 출력하도록 설정되어 있다. 또한, 미터인 개구 면적의 최대값은 방향

전환 밸브(6a, 6b, 6c)의 미터인 개구에서 발생할 수 있는 압손실인 미터인 압손실(LS 차압)이 극단적으로 작아 지도록 극단적으로 큰 값으로 설정되어 있다.

[0079] 도 10에, 유량 제어 밸브 개구 연산부(76)의 기능 블록도를 나타낸다.

[0080] 유량 제어 밸브 개구 연산부(76)에 있어서, 압력 센서(40a, 40b, 40c)로부터 입력되는 각 액추에이터의 부하압(P11, P12, P13)은, 각각 차분기(76a, 76b, 76c)에 각각 마이너스측으로서 유도되고, 차분기(76a, 76b, 76c)의 플러스측에는, 최대값 선택기(75)로부터의 최고 부하압(P1max)이 유도된다. 연산된 차분 압력(P1max-P11, P1max-P12, P1max-P13)은 각각 제한기(76d, 76e, 76f)에 보내져, 제한기(76d, 76e, 76f)에서 최소값 및 최대값이 제한되고, ΔP11, ΔP12, ΔP13으로서 각각 연산기(76g, 76h, 76i)에 유도된다. 연산기(76g, 76h, 76i)에는, 또한, 요구 유량 보정부(73)로부터 보정후의 요구 유량(Qr1', Qr2', Qr3')이 유도된다.

[0081] 연산기(76g, 76h, 76i)는, 각각 하기식에 의해 유량 제어 밸브 개구 면적(A1, A2, A3)(유량 제어 밸브(7a, 7b, 7c)의 각각의 목표 개구 면적)을 연산하고, 이 유량 제어 밸브 개구 면적(A1, A2, A3)을 테이블(76j, 76k, 76l)에 출력한다. 여기서, C는 미리 정해진 축류(縮流) 계수, ρ는 작동유의 밀도이다.

수학식 1

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

$$A2 = \frac{Qr2'}{C} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{2 \cdot \Delta P12}}$$

$$A3 = \frac{Qr3'}{C} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{2 \cdot \Delta P13}}$$

[0082]

[0083] 테이블(76j, 76k, 76l)에서는, 유량 제어 밸브 개구 면적(A1, A2, A3)을, 전자 비례 감압 밸브(20a, 20b, 20c)에 대한 지령압(지령값)(Pi_a1, Pi_a2, Pi_a3)으로 변환하여 출력한다.

[0084] 도 11에, 최고 부하압 액추에이터 판정부(77)의 기능 블록도를 나타낸다.

[0085] 최고 부하압 액추에이터 판정부(77)에 있어서, 압력 센서(40a, 40b, 40c)로부터 입력되는 각 액추에이터의 부하압(P11, P12, P13)은, 차분기(77a, 77b, 77c)의 마이너스측에 유도되고, 차분기(77a, 77b, 77c)의 플러스측에는 최대값 선택기(75)로부터의 최고 부하압(P1max)이 유도되며, 차분기(77a, 77b, 77c)는 각각 P1max-P11, P1max-P12, P1max-P13을 판정기(77d, 77e, 77f)에 출력한다. 판정기(77d, 77e, 77f)에서는, 각각의 판정문이 참인 경우에 ON 상태, 도면 중 상측으로 전환되고, 판정문이 거짓인 경우에 OFF 상태가 되어 도면 중 하측으로 전환된다.

[0086] 도 11에는, P1max=P11의 경우, 즉 P1max-P11이 0인 경우를 나타내고 있으므로, 이 경우에는 연산기(77g)가 선택되고, 식별자(i)로서 i=1이 총계기(77m)에 출력된다. 한편, 판정기(77e, 77f)에서는 판정문이 거짓인 경우에 해당하므로, 각각 연산기(77j, 77l)가 선택되고, 모두 식별자(i)로서 i=0이 총계기(77m)에 유도된다. 총계기(77m)에서는, 연산기(77g, 77j, 77l)의 출력을 총계하여, i=1이 출력된다.

[0087] 이와 같이, 총계기(77m)는, P1max=P11의 경우 i=1을 출력한다. 마찬가지로, P1max=P12의 경우에는 i=2를, P1max=P13의 경우에는 i=3을 각각 출력한다.

[0088] 도 12에, 최고 부하압 액추에이터의 방향 전환 밸브 미터인 개구 연산부(78)의 기능 블록도를 나타낸다.

[0089] 최고 부하압 액추에이터의 방향 전환 밸브 미터인 개구 연산부(78)에 있어서, 최고 부하압 액추에이터 판정부(77)로부터 입력된 식별자(i)가 판정기(78a, 78b, 78c)에 유도되고, 미터인 개구 연산부(74)로부터 입력된 미터인 개구 면적(Am1, Am2, Am3)이 연산기(78d, 78f, 78h)에 각각 유도된다. 도 12에는 i=1의 경우를 나타낸다.

[0090] i=1이므로, 판정기(78a)는 ON 상태가 되고, 도면 중 상측으로 전환되어, 연산기(78d)가 선택되고, 미터인 개구 면적(Ami)으로서 Am1을 총계기(78j)에 유도한다. 또한, 판정기(78b, 78c)는 OFF 상태이고, 도면 중 하측으로 전환되어, 각각 연산기(78g, 78i)가 선택되고, 미터인 개구 면적(Ami)으로서 모두 0을 총계기(78j)에 유도한다. 총계기(78j)에서는 Am1+0+0=Am1을 미터인 개구 면적(Ami)으로서 출력한다.

- [0091] 마찬가지로, $i=2$ 의 경우에는, Am_2 를, $i=3$ 의 경우에는, Am_3 을 각각 미터인 개구 면적(Am_i)으로서 출력한다.
- [0092] 도 13에, 최고 부하압 액추에이터의 보정후 요구 유량 연산부(79)의 기능 블록도를 나타낸다.
- [0093] 최고 부하압 액추에이터의 보정후 요구 유량 연산부(79)에 있어서, 최고 부하압 액추에이터 판정부(77)로부터 입력된 식별자(i)가 판정기(79a, 79b, 79c)에 유도되고, 요구 유량 보정부(73)로부터 입력된 보정후 요구 유량($Qr1'$, $Qr2'$, $Qr3'$)이 연산기(79d, 79g, 79h)에 각각 유도된다. 도 13에는 $i=1$ 의 경우를 나타낸다.
- [0094] $i=1$ 이므로, 판정기(79a)는 ON 상태가 되고, 도면 중 상측으로 전환되어, 연산기(79d)가 선택되고, 보정후 요구 유량($Qr1'$)으로서 $Qr1'$ 를 총계기(79j)에 유도한다. 또한, 판정기(79b, 79c)는 OFF 상태이고, 도면 중 하측으로 전환되어, 각각 연산기(79g, 79i)가 선택되고, 보정후 요구 유량($Qr1'$)으로서 모두 0을 총계기(79j)에 유도한다. 총계기(79j)에서는 $Qr1'+0+0$ 을 보정후 요구 유량($Qr1'$)으로서 출력한다.
- [0095] 마찬가지로, $i=3$ 의 경우에는 $Qr2'$ 를, $i=3$ 의 경우에는 $Qr3'$ 를 각각 보정후 요구 유량($Qr1'$)으로서 출력한다.
- [0096] 도 14에, 목표 차압 연산부(80)의 기능 블록도를 나타낸다.
- [0097] 목표 차압 연산부(80)에 있어서, 최고 부하압 액추에이터의 보정후 요구 유량 연산부(79)로부터 입력된 보정후 요구 유량($Qr1'$)은 연산기(80a)에 유도되고, 최고 부하압 액추에이터의 방향 전환 밸브 미터인 개구 연산부(78)로부터 입력된 미터인 개구 면적(Am_i)은 최소값과 최대값을 제한하는 제한기(80c)를 개재하여 연산기(80a)에 유도되어, 하기식으로 최고 부하압 액추에이터의 방향 전환 밸브의 미터인 압손실(ΔP_{sd})이 연산된다. 여기서, C 는 미리 정해진 축류 계수, ρ 는 작동유의 밀도이다.

수학식 2

$$\Delta P_{sd} = \frac{\rho}{2} \cdot \frac{(Qr1')^2}{C^2 \cdot (Am_i)^2}$$

- [0098]
- [0099] 이 압손실(ΔP_{sd})은, 최소값과 최대값을 제한하는 제한기(80d)를 통과하여, 목표 차압(ΔP_{sd})(엔로드 밸브(15)의 세트압을 가변으로 제어하기 위한 조정 압력)으로서 테이블(80b)과, 외부의 가산기(81)에 출력된다. 테이블(80b)에서는, 목표 차압(ΔP_{sd})을 전자 비례 감압 밸브(22)로의 지령압(지령값)(Pi_{ul})으로 변환하여 출력한다.
- [0100] 도 15에, 메인 펌프 목표 톨팅각 연산부(83)의 기능 블록도를 나타낸다.
- [0101] 메인 펌프 목표 톨팅각 연산부(83)에 있어서, 차분기(82)에서 연산된 차압(ΔP)($=P_{sd}-P_s$)은 테이블(83a)에 입력되고, 목표 용량 증감분(Δq)으로 변환된다. Δq 는, 지연 요소(83c)로부터 출력되는 1 제어 사이클 전의 목표 용량(q')에, 가산기(83b)에서 가산되어, 새로운 목표 용량(q)으로서 제한기(83d)에 출력되고, 거기에서 최소값과 최대값의 사이의 값으로 제한되어, 제한 후의 목표 용량(q')으로서 테이블(83e)에 유도된다. 목표 용량(q')은 테이블(83e)에서 전자 비례 감압 밸브(21)로의 지령압(지령값)(Pi_{fc})으로 변환되어, 출력된다.
- [0102] ~작동~
- [0103] 이상과 같이 구성된 유압 구동 장치의 작동을 설명한다.
- [0104] 고정 용량식의 파일럿 펌프(30)로부터 토출된 압유는 압유 공급로(31a)에 공급되고, 파일럿 릴리프 밸브(32)에 의해 압유 공급로(31a)에 일정한 파일럿 1차압(Pi_0)이 생성되고 있다.
- [0105] (a) 모든 조작 레버가 중립인 경우
- [0106] 모든 조작 레버 장치(60a, 60b, 60c...)의 조작 레버가 중립이므로, 모든 파일럿 밸브는 중립이고, 조작압(a, b, c, d, e, f...)은 탱크압이 되므로, 모든 방향 전환 밸브(6a, 6b, 6c...)가 중립 위치에 있다.
- [0107] 봄 인상 조작압(a), 아암 클라우드 조작압(c), 선회 조작압(e)은, 각각 압력 센서(41a, 41c, 41e)에서 검출되고, 조작압(Pi_a , Pi_c , Pi_e)이 요구 유량 연산부(72)와 미터인 개구 연산부(74)에 유도된다.
- [0108] 요구 유량 연산부(72)의 테이블(72a, 72b, 72c)은, 봄 인상, 아암 클라우드, 선회 동작의 각각의, 각 레버 입력에 대한 기준 요구 유량이 미리 기억되어 있어, 입력이 0일 때에 0을 출력하고, 입력이 커짐에 따라 큰 값을 출력하도록 설정되어 있다.

- [0109] 전술과 같이, 모든 조작 레버가 중립인 경우에는, 조작압(Pi_a , Pi_c , Pi_e)이 전체 탱크압과 동일하므로, 테이블(72a, 72b, 72c)에서 연산되는 기준 요구 유량($qr1$, $qr2$, $qr3$)은 모두 0이 된다. $qr1$, $qr2$, $qr3$ 이 모두 0이므로, 승산기(72d, 72e, 72f)의 출력인 요구 유량($Qr1$, $Qr2$, $Qr3$)은 모두 0이 된다.
- [0110] 또한, 미터인 개구 연산부(74)의 테이블(74a, 74b, 74c)은, 방향 전환 밸브(6a, 6b, 6c)의 미터인 개구가 미리 기억되어 있어, 입력이 0일 때에 0을 출력하고, 입력이 커짐에 따라 큰 값을 출력하도록 구성되어 있다.
- [0111] 전술과 같이, 모든 조작 레버가 중립인 경우에는, 조작압(Pi_a , Pi_c , Pi_e)이 전체 탱크압과 동일하므로, 테이블(74a, 74b, 74c)의 출력인 미터인 개구 면적($Am1$, $Am2$, $Am3$)은 모두 0이 된다.
- [0112] 요구 유량($Qr1$, $Qr2$, $Qr3$)은, 요구 유량 보정부(73)에 입력된다.
- [0113] 요구 유량 보정부(73)에 입력된 요구 유량($Qr1$, $Qr2$, $Qr3$)은, 총계기(73a)와 승산기(73c, 73d, 73e)에 유도된다.
- [0114] 총계기(73a)에서 $Qra=Qr1+Qr2+Qr3$ 을 연산하지만, 전술과 같이 모든 조작 레버가 중립인 경우에는, $Qra=0+0+0$ 이 된다.
- [0115] 제한기(73f)에서, 메인 펌프(2)가 토출 가능한 최소값과 최대값의 사이에서 제한한다. 여기서, 최소값을 $Qmin$, 최대값을 $Qmax$ 라고 하면, 모든 조작 레버가 중립인 경우에는, $Qra=0<Qmin$ 이므로, 제한기(73f)는 $Qmin$ 으로 제한되고, $Qra'=Qmin$ 을 제산기(73b)의 분모측에 유도한다.
- [0116] 한편, 후술하는 바와 같이, 모든 조작 레버가 중립인 경우에는, 메인 펌프 실유량은 최소값($Qmin$)으로 유지되어 있으므로, 제산기(73b)는, $Qr'/Qra'=1$ 을 승산기(73c, 73d, 73e)에 출력한다.
- [0117] 전술과 같이, 모든 조작 레버가 중립인 경우에는, $Qr1$, $Qr2$, $Qr3$ 은 모두 0이므로, 승산기(73c, 73d, 73e)의 출력($Qr1'$, $Qr2'$, $Qr3'$)은 모두 $0 \times 1 = 0$ 이 된다.
- [0118] 한편, 유량 제어 밸브 개구 연산부(76)에 유도되는 압력 센서(40a, 40b, 40c)의 출력인 각 액추에이터의 부하압($P11$, $P12$, $P13$)은, 모든 조작 레버가 중립인 경우에는, 모두 탱크압과 동일하고, 최대값 선택기(75)의 출력($P1max$)도 탱크압과 동일하다.
- [0119] 제한기(76d, 76e, 76f)는, 그들의 출력을 받는 연산기(76g, 76h, 76i)에서 0에 의한 제산을 방지하기 위하여 0보다 큰 최소값($\Delta P11min$, $\Delta P12min$, $\Delta P13min$)이 미리 정해져 있어, 모든 조작 레버가 중립인 경우에는, 전술과 같이 $P1max-P11=P1max-P12=P1max-P13=0$ 이 되지만, 제한기(76d, 76e, 76f)의 출력은 각각 최소값($\Delta P11min$, $\Delta P12min$, $\Delta P13min$)으로 유지된다.
- [0120] 한편, 요구 유량 보정부(73)로부터 입력되는, 보정후의 요구 유량($Qr1'$, $Qr2'$, $Qr3'$)은 모두 0이다.
- [0121] 연산기(76g, 76h, 76i)는, 분자의 $Qr1'$, $Qr2'$, $Qr3'$ 가 0이고, 분모의 $\Delta P11$, $\Delta P12$, $\Delta P13$ 이 전술과 같이, 0보다 큰 최소값($\Delta P11min$, $\Delta P12min$, $\Delta P13min$)인 점에서, 모두 개구 면적($A1$, $A2$, $A3$)으로서 0을 출력한다.
- [0122] 개구 면적($A1$, $A2$, $A3$)은 테이블(76j, 76k, 76l)에서 각각 전자 비례 감압 밸브(20a, 20b, 20c)로의 지령압(Pi_a1 , Pi_a2 , Pi_a3)으로 변환된다. 전술과 같이 $A1$, $A2$, $A3$ 이 0인 경우에는 지령압(Pi_a1 , Pi_a2 , Pi_a3)도 최저압으로 유지된다.
- [0123] 지령압(Pi_a1 , Pi_a2 , Pi_a3)이 최저압으로 유지되므로, 유량 제어 밸브(7a, 7b, 7c)는 전폐로 유지된다.
- [0124] 한편, 최대값 선택기(75)에서, 각 부하압($P11$, $P12$, $P13$)의 최대값을 $P1max$ 로서 출력하지만, 전술과 같이 모든 조작 레버가 중립인 경우에는, $P1max$ 도 탱크압 0으로 유지된다.
- [0125] 최고 부하압 액추에이터 판정부(77)에서는, 차분기(77a, 77b, 77c)에서 각각 $P1max-P11$, $P1max-P12$, $P1max-P13$ 을 산출하고, 각각 판정기(77d, 77e, 77f)에 그들의 출력을 입력한다.
- [0126] 전술과 같이 $P11$, $P12$, $P13$, $P1max$ 가 모두 탱크압으로 유지되어 있는 경우, $P1max-P11$, $P1max-P12$, $P1max-P13$ 은 모두 0이 된다. 판정기(77d)의 $P1max-P11=0$ 이 해당하는 점에서, $i=1$ 이 총계기(77m)에 출력된다. 판정기(77e)에서는 $P1max-P11=0$ 이므로, 식별자(i)로서 $i=0$ 이 총계기(77m)에 출력된다. 마찬가지로 판정기(77f)에서는 $P1max-P11=0$ 이므로, $i=0$ 이 총계기(77m)에 출력된다.
- [0127] 총계기(77m)에서는, $1+0+0$, 즉 1이 식별자(i)로서 출력된다.
- [0128] 최고 부하압 액추에이터 판정부(77)의 출력(i)은, 최고 부하압 액추에이터의 방향 전환 밸브 미터인 개구 연산

부(78)와, 최고 부하압 액추에이터의 보정후 요구 유량 연산부(79)에 각각 유도된다.

- [0129] 최고 부하압 액추에이터의 방향 전환 밸브 미터인 개구 연산부(78)에 유도되는 식별자(i)는, 모든 조작 레버가 중립인 경우에는, 전술과 같이 1이 되므로, 판정기(78a)에서 $i=1$ 이 해당하므로, 미터인 개구 면적(A_{mi})으로서 A_{m1} 의 값이 선택되어, 총계기(78j)에 유도된다. $i=1$ 의 경우에는, 판정기(78b, 78c)는 모두 미터인 개구 면적(A_{mi})으로서 0을 총계기(78j)에 유도한다. 총계기(78j)에서는, $A_{m1}+0+0$, 즉 A_{m1} 이 미터인 개구 면적(A_{mi})으로서 출력된다.
- [0130] 한편, 최고 부하압 액추에이터의 보정후 요구 유량 연산부(79)에 유도되는 i 가 1이므로, 판정기(79a)에서 $i=1$ 이 해당하고, Q_{ri}' 로서 Q_{r1}' 가 선택되어, 총계기(79j)에 유도된다. $i=1$ 의 경우에는, 판정기(79b, 79c)는 모두 Q_{ri}' 로서 0을 총계기에 유도한다. 총계기(79j)에서는 $Q_{r1}'+0+0$, 즉 Q_{r1}' 가 Q_{ri}' 로서 출력된다.
- [0131] 목표 차압 연산부(80)에서는, A_{m1} 과 Q_{r1}' 가 각각 연산기(80a)에 유도되고, A_{m1} 은 제한기(80c)에서 미리 정해진 0보다 큰 최소값(A_{m1}')으로 제한된다.
- [0132] 모든 조작 레버가 중립인 경우에는, 전술과 같이 A_{m1} 과 Q_{r1}' 는 모두 0이 되지만, 전술과 같이 A_{m1} 은 0보다 큰 어떤 값으로 제한되어 있으므로, 연산기(80a)의 출력(ΔP_{sd})은 0이 된다. 연산기(80a)의 출력은, 제한기(80d)에 의해 0 이상, 또한 미리 정해진 목표 차압의 최대값(ΔP_{sd_max}) 이하의 값으로 제한된다.
- [0133] 모든 조작 레버가 중립인 경우에는, 목표 차압(ΔP_{sd})은 0이 된다.
- [0134] 제한기(80d)의 출력인 목표 차압(ΔP_{sd})은, 테이블(80b)에 의해, 전자 비례 감압 밸브(22)로의 지령압(지령값)으로서 변환된다.
- [0135] 전술과 같이 모든 조작 레버가 중립인 경우에는, 최고 부하압(P_{lmax})은 탱크압으로 되어 있다.
- [0136] 언로드 밸브(15)는, 그 세트압을 수압부(15a)에 유도된 최고 부하압(P_{lmax}), 스프링(15b), 수압부(15c)에 유도된 전자 비례 감압 밸브(22)의 출력압(ΔP_{sd})으로 결정하지만, 최고 부하압(P_{lmax}), 전자 비례 감압 밸브(22)의 출력압(ΔP_{sd})은 모두 탱크압으로 되어 있으므로, 언로드 밸브(15)의 세트압은, 스프링(15b)에 의해 정해지는 매우 작은 값으로 유지된다.
- [0137] 이 때문에, 가변 용량형의 메인 펌프(2)로부터 토출된 압유는, 언로드 밸브(15)로부터 탱크에 배출되고, 압유 공급로(5)의 압력은, 전술한 낮은 압력으로 유지된다.
- [0138] 한편, 목표 차압 연산부(80)의 출력인 목표 차압(ΔP_{sd})은, 가산기(81)에서 최고 부하압(P_{lmax})과 가산되지만, 전술과 같이 모든 조작 레버가 중립인 경우에는 P_{lmax} , ΔP_{sd} 는 탱크압 0으로 되어 있으므로, 그 출력인 목표 펌프압(P_{sd})도 0이 된다.
- [0139] 목표 펌프압(P_{sd})과, 압력 센서(42)에 의해 검출되는 펌프압(P_s)이 차분기(82)의 각각 플러스측과 마이너스측에 유도되고, 그들의 차($\Delta P=P_{sd}-P_s$)로서 메인 펌프 목표 틸팅각 연산부(83)에 입력된다.
- [0140] 메인 펌프 목표 틸팅각 연산부(83)에서는, 테이블(83a)에 의해, 전술한 $\Delta P(=P_{sd}-P_s)$ 를 테이블(83a)에서 목표 용량 증감량(Δq)으로 변환한다. 도 15에 나타내는 바와 같이, 테이블(83a)은, $\Delta P<0$ 일 때에 $\Delta q<0$, $\Delta P=0$ 일 때에 $\Delta q=0$, $\Delta P>0$ 일 때에 $\Delta q>0$ 이 되고, ΔP 가 어느 정도 이상 크거나, 작은 경우에는, 미리 정해진 값으로 제한되도록 구성되어 있다.
- [0141] 목표 용량 증감량(Δq)은, 가산기(83b)에서, 후술하는 1 제어 단계 전의 목표 용량(q')과 가산되어 q 가 되고, 제한기(83d)에 의해, 메인 펌프(2)의 물리적인 최소/최대의 사이의 값으로 제한되어, 목표 용량(q')으로서 출력된다.
- [0142] 목표 용량(q')은 테이블(83e)에서, 전자 비례 감압 밸브(21)로의 지령압(P_{i_fc})으로 변환되어, 전자 비례 감압 밸브(21)가 제어된다.
- [0143] 전술과 같이, 모든 조작 레버가 중립인 경우에는, $P_{sd}(=\text{최고 부하압}(P_{lmax})+\text{목표 차압}(\Delta P_{sd}))$ 는 탱크압과 동일하다.
- [0144] 한편, 압유 공급로(5)의 압력, 즉 펌프압(P_s)은, 전술과 같이 언로드 밸브(15)에 의해, 탱크압보다 스프링(15b)으로 정해지는 만큼 큰 압력으로 유지되어 있다.
- [0145] 이 때문에, 모든 조작 레버가 중립인 경우에는, $\Delta P(=P_{sd}-P_s)<0$ 이 되므로, 테이블(83a)에 의해, $\Delta q<0$ 이 된다. 지연 요소(83c)에 얻어지는 1단계 전의 목표 용량(q')과 가산기(83b)에서 새로운 q 로서 가산되지만, 제한기

(83d)에 의해, 메인 펌프(2)가 가지는 최소 및 최대 틸팅으로 제한되므로, 1단계 전의 목표 용량(q')은 그 최소값으로 유지된다.

[0146] (b) 붐 인상 조작을 행한 경우

[0147] 붐용의 조작 레버 장치(60a)의 파일럿 밸브로부터 붐 인상 조작압(a)이 출력된다. 붐 인상 조작압(a)은, 방향 전환 밸브(6a)와 압력 센서(41a)에 유도되고, 방향 전환 밸브(6a)가 도면 중에서 우측 방향으로 전환된다.

[0148] 붐 인상 조작압(a)은, 압력 센서(41a)의 출력(Pi_a)으로서, 요구 유량 연산부(72)에 입력되고, 요구 유량(Qr1)이 산출된다.

[0149] 틸팅각 센서(50), 회전수 센서(51)로부터의 입력에 의해 메인 펌프 실유량 연산부(71)에서 메인 펌프(2)가 실제로 토출하고 있는 유량을 산출하지만, 모든 조작 레버가 중립인 상태에서부터 붐 인상 조작을 행한 직후에는, (a) 모든 조작 레버가 중립인 경우에서 서술한 바와 같이, 메인 펌프(2)의 틸팅은 최소로 유지되어 있는 점에서, 메인 펌프 실유량(Qa')도 최소의 값으로 되어 있다.

[0150] 요구 유량(Qr1)은, 요구 유량 보정부(73)에 의해 메인 펌프 실유량(Qa')으로 제한되어, Qr1'로 보정된다.

[0151] 또한, 붐 인상 조작압(a)은, 압력 센서(41a)의 출력(Pi_a)으로서, 미터인 개구 연산부(74)에도 유도되고, 테이블(74a)에 의해, 미터인 개구 면적(Am1)으로 변환되어 출력된다.

[0152] 한편, 붐 실린더(3a)의 부하압은 방향 전환 밸브(6a)를 개재하여 압력 센서(40a)에 유도됨과 함께, 셔틀 밸브(9a)를 개재하여 최고 부하압(Plmax)으로서 언로드 밸브(15)에 유도된다.

[0153] 붐 실린더(3a)의 부하압은, 압력 센서(40a)의 출력(P11)으로서, 최대값 선택기(75)와, 유량 제어 밸브 개구 연산부(76), 최고 부하압 액추에이터 판정부(77)에 각각 유도된다.

[0154] 최대값 선택기(75)에서는, 붐 실린더(3a)만 조작하고 있는 경우에는, 최고 부하압(Plmax)으로서 P11이 선택된다.

[0155] 유량 제어 밸브 개구 연산부(76)에서는, 차분기(76a)에 의해 최고 부하압(Plmax)과 붐 실린더(3a)의 부하압(P11)과의 차인 Plmax-P11을 연산하지만, 붐 인상 조작을 단독으로 행하고 있는 경우에는, Plmax=P11이므로, Plmax-P11=0이 된다. 제한기(76d)에 의해, 미리 정해진 0에 한없이 가까운 최소값으로 유지되고, ΔP11로서 연산기(76g)에 입력된다. 요구 유량 보정부(73)로부터 출력되는 Qr1'도 연산기(76g)에 입력되지만, 전술과 같이 붐 인상 단독 조작의 경우, ΔP11은 매우 작은 값이 되기 때문에, 하기식으로 계산되는 연산기(76g)의 출력(A1)은, 무한에 가까운 큰 값이 된다.

수학식 3

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

[0156]

[0157] A1은 테이블(76j)에서, 전자 비례 감압 밸브(20a)로의 지령압(Pi_a1)으로 변환되지만, 전술과 같이 A1은 무한에 가까운 큰 값이 되기 때문에, Pi_a1은 그 최대값으로 유지되고, 유량 제어 밸브용 전자 비례 감압 밸브(20a)에서 제어되는 유량 제어 밸브(7a)도 그 최대 개구로 유지된다.

[0158] 이와 같이 하여, 메인 펌프(2)로부터 토출된 압유는, 압유 공급로(5), 유량 제어 밸브(7a), 체크 밸브(8a), 방향 전환 밸브(6a)를 개재하여 붐 실린더(3a)의 보텀측에 공급되어, 붐 실린더(3a)를 신장한다.

[0159] 또한, 유량 제어 밸브 개구 연산부(76)에서는, 마찬가지로 유량 제어 밸브(7b, 7c)의 개구(A2, A3)를 산출하지만, 붐 인상 단독 조작의 경우에는, 아암 실린더(3b)의 부하압(P12), 선회 모터(3c)의 부하압(P13)은 모두 탱크압과 동일하게 되어 있기 때문에, 차분기(76b, 76c)에서 계산되는 Plmax-P12, Plmax-P13은 모두 Plmax, 즉 P11과 동일하다. 한편, 요구 유량 보정부(73)로부터 입력되는 보정후의 요구 유량(Qr2', Qr3')은 모두 0이므로, 연산기(76h, 76i)의 출력(A2, A3)은 모두 0을 출력한다. A2, A3은 테이블(76k, 76l)에서 각각 전자 비례 감압 밸브(20b, 20c)로의 지령압(Pi_a2, Pi_a3)으로 변환되지만, 전술과 같이 A2, A3은 모두 0이므로, Pi_a2, Pi_a3은 모두 탱크압이 되므로, 유량 제어 밸브(7b, 7c)는, 모두 전폐의 상태로 유지된다.

- [0160] 최고 부하압 액추에이터 판정부(77)에서는, 붐 인상 조작을 단독으로 행한 경우에는, 전술과 같이 $P_{lmax}-P_{l1}=0$ 이 되므로, 판정기(77d)에 의해 $i=1$ 이 총계기(77m)에 유도된다. 한편, 판정기(77e, 77f)에 의해 모두 $i=0$ 이 총계기(77m)에 유도된다.
- [0161] 총계기(77m)에서는, 식별자(i)로서 1을 최고 부하압 액추에이터의 방향 전환 밸브 미터인 개구 연산부(78), 최고 부하압 액추에이터의 보정후 요구 유량 연산부(79)에 출력한다.
- [0162] 최고 부하압 액추에이터의 방향 전환 밸브 미터인 개구 연산부(78)에서는, 판정기(78a)에 의해, 미터인 개구 면적(A_{mi})으로서 A_{m1} 이 선택되어, 총계기(78j)에 출력된다. 또한, 판정기(78b, 78c)에 의해, 미터인 개구 면적(A_{mi})으로서 0이 선택되어, 총계기(78j)에 출력된다. 결과적으로, 미터인 개구 면적으로서 $A_{m1}+0+0=A_{m1}$ 이 출력된다.
- [0163] 또한, 최고 부하압 액추에이터의 보정후 요구 유량 연산부(79)에서는, 판정기(79a)에 의해, Q_{ri}' 로서 Q_{r1}' 가 선택되어, 총계기(79j)에 출력된다. 또한, 판정기(79b, 79c)에 의해, 모두 Q_{ri}' 로서 0이 선택되어, 총계기(79j)에 출력된다. 결과적으로, 보정후의 요구 유량으로서 $Q_{r1}'+0+0=Q_{r1}'$ 가 출력된다.
- [0164] 최고 부하압 액추에이터의 방향 전환 밸브 미터인 개구 연산부(78)로부터 출력된 미터인 개구 면적(A_{m1}), 최고 부하압 액추에이터의 보정후 요구 유량 연산부(79)로부터 출력된 보정후의 요구 유량(Q_{r1}')은, 목표 차압 연산부(80)에 유도된다.
- [0165] 목표 차압 연산부(80)에서는, A_{m1} 과 Q_{r1}' 는 연산기(80a)에 유도되고, 하기식으로 나타내는 연산을 행하여, 목표 차압(ΔP_{sd})을 출력한다.

수학식 4

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

- [0166]
- [0167] 연산기(80a)에서 출력된 목표 차압(ΔP_{sd})은, 제한기(80d)에서 어떤 범위 내의 값으로 제한된 후, 테이블(80b)에서 전자 비례 감압 밸브(22)로의 지령압(P_{i_ul})으로 변환된다.
- [0168] 전자 비례 감압 밸브(22)의 출력(ΔP_{sd})은, 언로드 밸브(15)의 수압부(15c)에 유도되어, 언로드 밸브(15)의 세트압을 ΔP_{sd} 의 분만큼 높아지도록 작용한다.
- [0169] 전술과 같이, 언로드 밸브(15)의 수압부(15a)에는 P_{lmax} 로서, 붐 실린더(3a)의 부하압(P_{l1})이 유도되어 있으므로, 언로드 밸브(15)의 세트압은, $P_{lmax}+\Delta P_{sd}+\text{스프링력}$, 즉 $P_{l1}(\text{붐 실린더}(3a)\text{의 부하압})+\Delta P_{sd}(\text{붐 실린더}(3a)\text{ 제어용의 방향 전환 밸브}(6a)\text{의 미터인 개구에서 발생하는 차압})+\text{스프링력}$ 으로 설정되고, 압유 공급로(5)가 탱크에 배출되는 유로를 차단한다.
- [0170] 한편, 제한기(80d)에서 어떤 범위로 제한된 목표 차압(ΔP_{sd})은, 가산기(81)에 출력된다.
- [0171] 가산기(81)에서는, 최고 부하압(P_{lmax})과 전술한 ΔP_{sd} 를 가산하여, 목표 펌프압($P_{sd}=P_{lmax}+\Delta P_{sd}$)을 산출하지만, 붐 인상 단독 조작을 행한 경우에는, 전술과 같이 $P_{lmax}=P_{l1}$ 이므로, 목표 펌프압(P_{sd})= $P_{l1}(\text{붐 실린더}(3a)\text{의 부하압})+\Delta P_{sd}(\text{붐 실린더}(3a)\text{ 제어용의 방향 전환 밸브}(6a)\text{의 미터인 개구에서 발생하는 차압})$ 를 산출하여, 차분기(82)에 출력한다.
- [0172] 차분기(82)에서는, 전술한 목표 펌프압(P_{sd})과, 압력 센서(42)에 의해 검출된 압유 공급로(5)의 압력(실제의 펌프압(P_s))과의 차를 $\Delta P(=P_{sd}-P_s)$ 로서 산출하여, 메인 펌프 목표 틸팅각 연산부(83)에 출력한다.
- [0173] 메인 펌프 목표 틸팅각 연산부(83)에서는, 차압(ΔP)을 테이블(83a)에 의해, 목표 용량의 증감량(Δq)으로 변환하지만, 모든 레버가 중립인 상태로부터 붐 인상 조작을 행한 경우, 동작의 최초에 있어서는, 실제의 펌프압(P_s)은, 목표 펌프압(P_{sd})보다 작은 값으로 유지되어 있으므로((a) 모든 레버가 중립인 경우에 기재), $\Delta P(=P_{sd}-P_s)$ 는 양의 값이 된다.
- [0174] 테이블(83a)에서는, 차압(ΔP)이 양의 값인 경우에 목표 용량 증감량(Δq)도 양이 되는 특성으로 하고 있으므로, 목표 용량 증감량(Δq)도 양이 된다.

- [0175] 가산기(83b), 지연 요소(83c)에 의해, 1 제어 단계 전의 목표 용량(q')에 전술한 용량 증감량(Δq)을 가산하여, 새로운 q 를 산출하지만, 전술과 같이 목표 용량 증감량(Δq)이 양이므로, 목표 용량(q')은 증가해 간다.
- [0176] 또한, 목표 용량(q')은 테이블(83e)에 의해, 전자 비례 감압 밸브(21)로의 지령압(P_{i_fc})으로 변환되고, 전자 비례 감압 밸브(21)의 출력(P_{i_fc})은, 메인 펌프(2)의 레귤레이터(11) 내의 유량 제어 틸팅 제어 밸브(11i)의 수압부(11h)에 유도되어, 메인 펌프(2)의 틸팅각이 목표 용량(q')과 동일해지도록 제어된다.
- [0177] 목표 용량(q') 및 메인 펌프(2)의 토출량 증가는, 실제의 펌프압(P_s)이, 목표 펌프압(P_{sd})과 동일해질 때까지 계속되어, 최종적으로는 실제의 펌프압(P_s)이 목표 펌프압(P_{sd})과 동일한 상태로 보지(保持)된다.
- [0178] 이와 같이, 메인 펌프(2)는, 붐 실린더(3a) 제어용의 방향 전환 밸브(6a)에 있어서의 미터인 개구에서 발생할 수 있는 압손실(ΔP_{sd})을, 최고 부하압(P_{lmax})에 가산한 압력을 목표압으로 하여, 그 유량을 증감하므로, 목표 차압이 가변인 로드 센싱 제어를 행한다.
- [0179] (c) 붐 인상 조작과 아암 클라우드 조작을 동시에 행한 경우
- [0180] 붐용의 조작 레버 장치(60a)의 파일럿 밸브로부터 붐 인상 조작압(a)이, 아암용의 조작 레버 장치(60b)의 파일럿 밸브로부터 아암 클라우드 조작압(c)이 각각 출력된다. 붐 인상 조작압(a)은, 방향 전환 밸브(6a)와 압력 센서(41a)에 유도되고, 방향 전환 밸브(6a)가 도면 중에서 우측 방향으로 전환된다. 아암 클라우드 조작압(c)은, 방향 전환 밸브(6b)와 압력 센서(41c)에 유도되고, 방향 전환 밸브(6b)가 도면 중에서 우측 방향으로 전환된다.
- [0181] 붐 인상 조작압(a)은, 압력 센서(41a)의 출력(P_{i_a})으로서, 요구 유량 연산부(72)에 입력되고, 요구 유량(Q_{r1})이 산출된다.
- [0182] 아암 클라우드 조작압(c)은, 압력 센서(41c)의 출력(P_{i_c})으로서, 요구 유량 연산부(72)에 입력되고, 요구 유량(Q_{r2})이 산출된다.
- [0183] 틸팅각 센서(50), 회전수 센서(51)로부터의 입력에 의해 메인 펌프 실유량 연산부(71)에서 메인 펌프(2)가 실제로 토출하고 있는 유량을 산출하지만, 모든 조작 레버가 중립인 상태에서부터 붐 인상과 아암 클라우드 조작을 행한 직후에는, (a) 모든 조작 레버가 중립인 경우에서 서술한 바와 같이, 메인 펌프(2)의 틸팅은 최소로 유지되어 있는 점에서, 메인 펌프 실유량(Q_a')도 최소의 값으로 되어 있다.
- [0184] 요구 유량 보정부(73)에서는, 붐 인상 요구 유량(Q_{r1})과 아암 클라우드 요구 유량(Q_{r2})이 총계기(73a)에 유도되고, $Q_{ra} (= Q_{r1} + Q_{r2} + Q_{r3} = Q_{r1} + Q_{r2})$ 가 산출된다.
- [0185] 총계기(73a)에서 산출된 Q_{ra} 는, 제한기(73f)의 어떤 범위의 값으로 제한된 다음에, 제산기(73b)에서 메인 펌프 실유량 연산부(71)의 출력인 메인 펌프 실유량(Q_a')과의 제산(Q_a' / Q_{ra})이 행해지고, 그 출력을 승산기(73c, 73d, 73e)에 유도한다.
- [0186] 즉, 요구 유량 보정부(73)에서는, 붐 인상 요구 유량(Q_{r1})과 아암 클라우드 요구 유량(Q_{r2})을, 메인 펌프(2)가 실제로 토출하고 있는 유량(Q_a')의 범위 내에서 Q_{r1} 과 Q_{r2} 의 비로 재분배한다.
- [0187] 예를 들면, Q_a' 가 30L/min이고, Q_{r1} 이 20L/min, Q_{r2} 가 40L/min인 경우, $Q_{ra} = Q_{r1} + Q_{r2} + Q_{r3} = 60L/min$ 이므로, $Q_a' / Q_{ra} = 1/2$ 이 된다.
- [0188] 보정부의 붐 인상 요구 유량(Q_{r1}') = $Q_{r1} \times 1/2 = 20L/min \times 1/2 = 10L/min$ 이 되고, 보정부의 아암 클라우드 요구 유량(Q_{r2}') = $Q_{r2} \times 1/2 = 40L/min \times 1/2 = 20L/min$ 이 된다.
- [0189] 또한, 붐 인상 조작압(a), 아암 클라우드 조작압(c)은, 압력 센서(41a, 41c)의 출력(P_{i_a} , P_{i_c})으로서, 미터인 개구 연산부(74)에도 유도되고, 테이블(74a, 74b)에 의해, 미터인 개구 면적(A_{m1} , A_{m2})으로 변환되어 출력된다.
- [0190] 한편, 붐 실린더(3a)의 부하압은 방향 전환 밸브(6a)를 개재하여 압력 센서(40a)와 서틀 밸브(9a)에 유도되고, 아암 실린더(3b)의 부하압은 방향 전환 밸브(6b)를 개재하여 압력 센서(40b)와 서틀 밸브(9a)에 유도된다.
- [0191] 서틀 밸브(9a)는 붐 실린더(3a)의 부하압과 아암 실린더(3b)의 부하압 중 높은 쪽의 압력을 최고 부하압(P_{lmax})으로서 선택한다. 공중에서의 동작을 상정한 경우, 통상, 붐 실린더(3a)의 부하압 > 아암 실린더(3b)의 부하압인 경우가 많으므로, 여기서는 가령 붐 실린더(3a)의 부하압 > 아암 실린더(3b)의 부하압의 경우를 생각하면, 최고 부하압(P_{lmax})은, 붐 실린더(3a)의 부하압과 동일하다.

- [0192] 최고 부하압(P1max)은 언로드 밸브(15)의 수압부(15a)에 유도된다.
- [0193] 붐 실린더(3a)와 아암 실린더(3b)의 부하압은, 각각 압력 센서(40a, 40b)의 출력(P11, P12)으로서, 최대값 선택기(75)와, 유량 제어 밸브 개구 연산부(76), 최고 부하압 액추에이터 판정부(77)에 각각 유도된다.
- [0194] 최대값 선택기(75)에서는, 붐 실린더(3a)와 아암 실린더(3b)의 부하압 중, 큰 쪽 최고 부하압(P1max)으로서 출력하지만, 전술과 같이, 여기서는 붐 실린더(3a)의 부하압(P11) 쪽이 아암 실린더(3b)의 부하압(P12)보다 큰 경우를 생각하므로, 최고 부하압(P1max)=P11이 된다.
- [0195] 유량 제어 밸브 개구 연산부(76)에서는, 먼저 최고 부하압(P1max)과 각 액추에이터의 부하압(P11, P12, P13)의 차를 각각 차분기(76a, 76b, 76c)에 의해 연산한다.
- [0196] 붐 인상과 아암 클라우드를 동시 조작하고 있어, 붐 실린더(3a)의 부하압>아암 실린더(3b)의 부하압의 경우에는, 최고 부하압(P1max)과 붐 실린더(3a)의 부하압(P11)과의 차, P1max-P11=0이 된다. 제한기(76d)에 의해, 미리 정해진 0에 한없이 가까운 최소값으로 유지되고, ΔP11로서 연산기(76g)에 입력된다. 요구 유량 보정부(73)로부터 출력되는 Qr1'도 연산기(76g)에 입력되지만, 전술과 같이 붐 인상 단독 조작의 경우, ΔP11은 매우 작은 값이 되기 때문에, 하기식으로 계산되는 연산기(76g)의 출력(A1)은, 무한에 가까운 큰 값이 된다.

수학식 5

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

- [0197]
- [0198] 한편, 최고 부하압(P1max)과 아암 실린더(3b)의 부하압(P12)과의 차(P1max-P12)는 0보다 큰 어떤 값이 된다. P1max-P12는 제한기(76e)를 개재하여 ΔP12로서, 보정후의 요구 유량(Qr2')과 함께 연산기(76h)에 입력되고, 하기식으로 유량 제어 밸브(7b)의 목표 개구(A2)가 연산된다.

수학식 6

$$A2 = \frac{Qr2'}{C} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{2 \cdot \Delta P12}}$$

- [0199]
- [0200] 이와 같이, 아암 실린더(3b)에 관련지어진 유량 제어 밸브(7b)의 목표 개구(A2)는, 아암 클라우드의 보정후 요구 유량(Qr2')이 흐른 경우에, 최고 부하압(P1max)과 아암 실린더(3b)의 부하압(P12)의 차압을 발생시키기 위해, 일의적으로 결정되는 값으로 연산된다.
- [0201] 유량 제어 밸브(7a, 7b)의 개구(A1, A2)는, 테이블(76j, 76k)에 의해, 전자 비례 감압 밸브(20a, 20b)로의 지령압(Pi_a1, Pi_a2)으로 변환되지만, 전술과 같이 A1은 무한에 가까운 큰 값이 되기 때문에, Pi_a1은 그 최대값으로 유지되고, 유량 제어 밸브용 전자 비례 감압 밸브(20a)에서 제어되는 유량 제어 밸브(7a)도 그 최대 개구로 유지되며, 한편, A2는 전술과 같이 최고 부하압(P1max)과 P12의 차압을 발생시키는 개구로 유지된다.
- [0202] 이 작동은, 종래의 로드 센싱 시스템에 있어서의 압력 보상 밸브의 작동을 모의한 동작이 된다.
- [0203] 즉, 붐 실린더(3a), 아암 실린더(3b)를 제어하는 방향 전환 밸브(6a, 6b)의 전후 차압은, 전술과 같이 저부하측의 액추에이터(금번의 경우에는 아암 실린더(3b))에 관련지어진 유량 제어 밸브가, 최고 부하압(P1max)과 아암 실린더(3b)와의 차압을 발생시키도록 그 개구가 제어되므로, 결과적으로 붐 실린더(3a) 및 아암 실린더(3b)를 제어하는 방향 전환 밸브(6a, 6b)의 전후 차압이 동일해지고, 방향 전환 밸브(6a, 6b)의 미터인 개구에 따라 붐 실린더(3a), 아암 실린더(3b)에 압유가 분류된다.
- [0204] 이와 같이 하여, 가변 용량형의 메인 펌프(2)로부터 토출된 압유는, 압유 공급로(5)를 개재하여, 유량 제어 밸브(7a), 체크 밸브(8a), 방향 전환 밸브(6a)를 개재하여 붐 실린더(3a)의 보텀측에, 유량 제어 밸브(7b), 체크 밸브(8b), 방향 전환 밸브(6b)를 개재하여 아암 실린더(3b)의 보텀측에 각각 공급되어, 붐 실린더(3a) 및 아암

실린더(3b)를 신장한다.

- [0205] 또한 마찬가지로, 유량 제어 밸브 개구 연산부(76)에서는, 마찬가지로 유량 제어 밸브(7c)의 개구(A3)를 산출하지만, 선회 비조작의 경우에는, 선회 모터(3c)의 부하압(P13)은 탱크압과 동일해져 있기 때문에, 차분기(76c)에서 계산되는 $P_{lmax}-P_{13}$ 은 P_{lmax} 와 동일하다. 한편, 요구 유량 보정부(73)로부터 입력되는 보정후의 요구 유량(Q_{r3}')은 모두 0이므로, 연산기(76i)의 출력(A3)은 모두 0을 출력한다. A3은 테이블(761)에서 각각 전자 비례 감압 밸브(20c)로의 지령압(P_{i_a3})으로 변환되지만, 전술과 같이 A3은 0이므로, P_{i_a3} 은 탱크압이 되고, 유량 제어 밸브(7c)는 전폐의 상태로 유지된다.
- [0206] 최고 부하압 액추에이터 판정부(77)에서는, 붐 실린더(3a)의 부하압(P11)이 아암 실린더(3b)의 부하압(P12)보다 높은 경우, 전술과 같이 $P_{lmax}-P_{11}=0$ 이 되므로, 판정기(77d)에 의해 $i=1$ 이 총계기(77m)에 유도된다. 한편, 판정기(77e, 77f)에 의해 모두 $i=0$ 이 총계기(77m)에 유도된다.
- [0207] 총계기(77m)에서는, 식별자(i)로서 1을 최고 부하압 액추에이터의 방향 전환 밸브 미터인 개구 연산부(78), 최고 부하압 액추에이터의 보정후 요구 유량 연산부(79)에 출력한다.
- [0208] 최고 부하압 액추에이터의 방향 전환 밸브 미터인 개구 연산부(78)에서는, 판정기(78a)에 의해, 미터인 개구 면적(A_{mi})으로서 A_{m1} 이 선택되어, 총계기(78j)에 출력된다. 또한, 판정기(78b, 78c)에 의해, 미터인 개구 면적(A_{mi})으로서 0이 선택되어, 총계기(78j)에 출력된다. 결과적으로, 최고 부하압 액추에이터의 방향 전환 밸브 미터인 개구 면적(A_{mi})으로서 $A_{m1}+0+0=A_{m1}$ 이 출력된다.
- [0209] 또한, 최고 부하압 액추에이터의 보정후 요구 유량 연산부(79)에서는, 판정기(79a)에 의해, Q_{ri}' 로서 Q_{r1}' 가 선택되어, 총계기(79j)에 출력된다. 또한, 판정기(79b, 79c)에 의해, 모두 Q_{ri}' 로서 0이 선택되어, 총계기(79j)에 출력된다. 결과적으로, 최고 부하압 액추에이터의 보정후 요구 유량(Q_{ri}')으로서 $Q_{r1}'+0+0=Q_{r1}'$ 가 출력된다.
- [0210] 최고 부하압 액추에이터의 방향 전환 밸브 미터인 개구 연산부(78)로부터 출력된 미터인 개구 면적(A_{m1}), 최고 부하압 액추에이터의 보정후 요구 유량 연산부(79)로부터 출력된 보정후의 요구 유량(Q_{r1}')은, 목표 차압 연산부(80)에 유도된다.
- [0211] 목표 차압 연산부(80)에서는, A_{m1} 과 Q_{r1}' 는 연산기(80a)에 유도되고, 하기식으로 나타내는 연산을 행하여, 목표 차압(ΔP_{sd})을 출력한다.

수학식 7

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

- [0212]
- [0213] 연산기(80a)에서 출력된 목표 차압(ΔP_{sd})은, 제한기(80d)에서 어떤 범위 내의 값으로 제한된 후, 테이블(80b)에서 전자 비례 감압 밸브(22)로의 지령압(P_{i_ul})으로 변환된다.
- [0214] 전자 비례 감압 밸브(22)의 출력(ΔP_{sd})은, 언로드 밸브(15)의 수압부(15c)에 유도되어, 언로드 밸브(15)의 세트압을 ΔP_{sd} 의 분만큼 높아지도록 작용한다.
- [0215] 전술과 같이, 언로드 밸브(15)의 수압부(15a)에는 P_{lmax} 로서, 붐 실린더(3a)의 부하압(P11)이 유도되어 있으므로, 언로드 밸브(15)의 세트압은, $P_{lmax}+\Delta P_{sd}$ +스프링력, 즉 P11(붐 실린더(3a)의 부하압)+ ΔP_{sd} (붐 실린더(3a) 제어용의 방향 전환 밸브(6a)의 미터인 개구에서 발생하는 차압)+스프링력으로 설정되고, 압유 공급로(5)가 탱크에 배출되는 유로를 차단한다.
- [0216] 한편, 제한기(80d)에서 어떤 범위로 제한된 목표 차압(ΔP_{sd})은, 가산기(81)에 출력된다.
- [0217] 가산기(81)에서는, 최고 부하압(P_{lmax})과 전술한 ΔP_{sd} 를 가산하여, 목표 펌프압($P_{sd}=P_{lmax}+\Delta P_{sd}$)을 산출하지만, 붐 인상과 아암 클라우드를 동시 조작하고, 또한 붐 실린더(3a)의 부하압 쪽이 아암 실린더(3b)의 부하압보다 높은 경우에는, 전술과 같이 $P_{lmax}=P_{11}$ 이므로, 목표 펌프압($P_{sd}=P_{11}$ (붐 실린더(3a)의 부하압)+ ΔP_{sd} (붐 실린더(3a) 제어용의 방향 전환 밸브(6a)의 미터인 개구에서 발생하는 차압))를 산출하여, 차분기(82)에 출력한다.

- [0218] 차분기(82)에서는, 전술한 목표 펌프압(P_{sd})과, 압력 센서(42)에 의해 검출된 압유 공급로(5)의 압력(실제의 펌프압(P_s))과의 차를 $\Delta P(=P_{sd}-P_s)$ 로서 산출하고, 메인 펌프 목표 톨팅각 연산부(83)에 출력한다.
- [0219] 메인 펌프 목표 톨팅각 연산부(83)에서는, 목표 펌프압(ΔP)을 테이블(83a)에 의해, 목표 용량의 증감량(Δq)으로 변환하지만, 모든 레버가 중립인 상태에서부터 봄 인상과 야암 클라우드의 동시 조작을 행한 경우, 동작의 최초에 있어서는, 실제의 펌프압(P_s)은, 목표 펌프압(P_{sd})보다 작은 값으로 유지되어 있으므로((a) 모든 레버가 중립인 경우에 기재), $\Delta P(=P_{sd}-P_s)$ 는 양의 값이 된다.
- [0220] 테이블(83a)에서는, ΔP 가 양의 값이고 Δq 도 양이 되는 특성으로 하고 있으므로, Δq 도 양이 된다.
- [0221] 가산기(83b), 지연 요소(83c)에 의해, 1 제어 단계 전의 목표 용량(q')에 전술한 Δq 를 가산하여, 새로운 q 를 산출하지만, 전술과 같이 Δq 가 양이므로, 목표 용량(q')은 증가해 간다.
- [0222] 또한, 목표 용량(q')은 테이블(83e)에 의해, 전자 비례 감압 밸브(21)로의 지령압(P_{i_fc})으로 변환되고, 전자 비례 감압 밸브(21)의 출력(P_{i_fc})은, 메인 펌프(2)의 레귤레이터(11) 내의 유량 제어 톨팅 제어 밸브(11i)의 수압실에 유도되어, 메인 펌프(2)의 톨팅각이 q' 와 동일해지도록 제어된다.
- [0223] 목표 용량(q') 및 메인 펌프(2)의 토출량 증가는, 실제의 펌프압(P_s)이, 목표 펌프압(P_{sd})과 동일해질 때까지 계속되어, 최종적으로는 실제의 펌프압(P_s)이 목표 펌프압(P_{sd})과 동일한 상태로 유지된다.
- [0224] 이와 같이, 메인 펌프(2)는, 최고 부하압 액추에이터인, 봄 실린더(3a) 제어용의 방향 전환 밸브(6a)에 있어서의 미터인 개구에서 발생할 수 있는 압손실(ΔP_{sd})을, 최고 부하압(P_{lmax})에 가산한 압력을 목표압으로 하여, 그 유량을 증감하므로, 목표 차압이 가변인 로드 센싱 제어를 행한다.
- [0225] ~효과~
- [0226] 본 실시형태에 의하면 이하의 효과가 얻어진다.
- [0227] 1. 본 실시형태에 있어서는, 컨트롤러(70)에 있어서, 복수의 방향 전환 밸브(6a, 6b, 6c)의 요구 유량과, 최고 부하압과 복수의 액추에이터(3a, 3b, 3c)의 각각의 부하압과의 각각의 차압을 연산하고, 또한 이러한 요구 유량과 차압에 기초하여 복수의 유량 제어 밸브(7a, 7b, 7c)의 각각의 목표 개구 면적을 연산하여, 이 목표 개구 면적이 되도록 복수의 유량 제어 밸브(7a, 7b, 7c)의 개구 면적을 제어한다. 이에 의해, 각 액추에이터(3a, 3b, 3c)에 관련지어진 각 유량 제어 밸브(7a, 7b, 7c)의 개구는, 각 액추에이터(3a, 3b, 3c)에 관련지어진 방향 전환 밸브(6a, 6b, 6c)의 미터인 개구의 전후 차압을 유압적으로 피드백하지 않고, 각 조작 레버의 입력량으로부터 연산된 그 때의 메인 펌프(유압 펌프)(2)의 요구 유량과, 최고 부하압과 각 액추에이터(3a, 3b, 3c)의 부하압과의 차압에 의해 일의적으로 결정되는 값으로 제어된다. 그 결과, 각 액추에이터(3a, 3b, 3c)에 관련지어진 방향 전환 밸브(6a, 6b, 6c)의 전후 차압(미터인 압손실)이 매우 작은 경우에 있어서는, 복수의 방향 전환 밸브(6a, 6b, 6c)의 분류 제어를 안정적으로 행할 수 있다.
- [0228] 2. 또한, 본 실시형태에 있어서는, 컨트롤러(70)에 있어서, 각 조작 레버의 입력량에 기초하여 복수의 방향 전환 밸브(6a, 6b, 6c)의 미터인의 개구 면적을 연산하여, 복수의 방향 전환 밸브(6a, 6b, 6c) 중 최고 부하압 액추에이터에 관련지어진 방향 전환 밸브(특정한 방향 전환 밸브)의 개구 면적과 그 방향 전환 밸브(특정한 방향 전환 밸브)의 요구 유량에 기초하여 당해 방향 전환 밸브(특정한 방향 전환 밸브)의 미터인의 압손실을 연산하고, 이 압손실을 목표 차압(ΔP_{sd})으로서 출력하여 언로드 밸브(15)의 세트압($P_{lmax}+\Delta P_{sd}+\text{스프링력}$)을 가변으로 제어한다. 이에 의해, 언로드 밸브(15)의 세트압은, 최고 부하압에 그 목표 차압(ΔP_{sd})과 스프링력을 더한 값으로 제어되므로, 조작 레버의 하프 조작 등으로 최고 부하압 액추에이터에 관련지어진 방향 전환 밸브(특정한 방향 전환 밸브)의 미터인 개구를 좁히는 경우에, 방향 전환 밸브의 미터인 개구의 압손실에 따라 언로드 밸브(15)의 세트압이 세심하게 제어된다. 그 결과, 예를 들면, 최고 부하압 액추에이터에 관련지어진 방향 전환 밸브에 있어서의 조작 레버의 하프 조작을 포함하는 복합 조작으로부터 하프 단독 조작으로의 이행 시 등에 요구 유량이 급변하고, 펌프 유량 제어의 응답성이 충분하지 않아 펌프압이 급격하게 상승한 경우에도, 언로드 밸브(15)로부터 불필요하게 압유가 탱크에 배출되는 블리드 오프 손실을 최소로 억제하여, 에너지 효율의 저하를 억제하고, 또한 각 액추에이터로 공급되는 압유의 유량의 급격한 변화에 의한 액추에이터 속도의 급격한 변화를 방지하여 불쾌한 쇼크의 발생을 억제하고, 우수한 복합 조작성을 실현할 수 있다.
- [0229] 3. 또한, 본 실시형태에서는, 상기와 같이 각 방향 전환 밸브(6a, 6b, 6c)의 전후 차압이 매우 작은 경우에 있어서는 복수의 방향 전환 밸브(6a, 6b, 6c)의 분류 제어를 안정적으로 행할 수 있고, 또한 방향 전환 밸브(6a, 6b, 6c)의 미터인 개구의 압손실에 따라 언로드 밸브(15)의 세트압을 세심하게 제어할 수 있도록 했기 때문에,

각 방향 전환 밸브(6a, 6b, 6c)의 미터인의 최종 개구(메인 스펴의 풀 스트로크에서의 미터인 개구 면적)를 극단적으로 크게 하는 것이 가능해지고, 이에 의해 미터인 손실을 저감하여, 높은 에너지 효율을 실현할 수 있다.

[0230] 4. 특허문헌 1에 기재된 바와 같은 종래의 로드 센싱 제어에서는, 유압 펌프는, LS 차압이 미리 결정된 목표 LS 차압과 동일해지도록 유압 펌프의 토출 유량을 증감하지만, 전술과 같이 메인 스펴의 미터인 최종 개구를 극단적으로 크게 한 경우에는 LS 차압이 대략 0과 동일해진다는 것이므로, 유압 펌프는 허용 범위 내에서 최대 유량을 토출해 버려, 각 조작 레버 입력에 따른 유량 제어를 할 수 없게 되어 버린다는 문제가 있었다.

[0231] 본 실시형태에서는, 컨트롤러(70)에 있어서, 언로드 밸브(15)의 세트압을 조정하기 위한 목표 차압(ΔP_{sd})을 연산하고, 이 목표 차압(ΔP_{sd})을 이용하여 압력 센서(42)에 의해 검출된 메인 펌프(2)의 토출압이 최고 부하압에 목표 차압(ΔP_{sd})을 더한 압력과 동일해지도록 메인 펌프(2)의 토출 유량을 제어한다. 이 때문에 각 방향 전환 밸브(6a, 6b, 6c)의 미터인의 최종 개구를 극단적으로 크게 해도, 종래의 로드 센싱 제어에서 LS 차압을 0으로 한 경우와 같이, 펌프 유량 제어를 할 수 없게 되어 버리는 문제는 발생하지 않고, 조작 레버 입력에 따라 메인 펌프(2)의 토출 유량을 제어할 수 있다.

[0232] 5. 나아가서는, 메인 펌프(2)가 최고 부하압 액추에이터에 관련지어진 방향 전환 밸브의 미터인 압손실을 고려한 로드 센싱 제어를 행하므로, 각 조작 레버의 입력에 따른 펌프 유량 제어에 의해, 각 액추에이터가 필요로 하는 압유를 메인 펌프(2)가 과부족 없이 토출하므로, 단순히 각 조작 레버 입력으로 목표 유량을 결정하는 유량 제어에 비해, 고에너지 효율인 유압 시스템을 실현할 수 있다.

[0233] <제 2 실시형태>

[0234] 본 발명의 제 2 실시형태의 건설 기계에 구비되는 유압 구동 장치에 대하여, 제 1 실시형태와 상이한 부분을 중심으로 이하에 설명한다.

[0235] ~구성~

[0236] 도 16은, 제 2 실시형태의 건설 기계에 구비되는 유압 구동 장치의 구성을 나타내는 도이다.

[0237] 도 16에 있어서, 제 2 실시형태는 제 1 실시형태에 비해, 압유 공급로(5)의 압력, 즉 펌프압을 검출하기 위한 압력 센서(42)를 폐지하고, 컨트롤러(70) 대신에 컨트롤러(90)를 마련한 구성으로 되어 있다.

[0238] 도 17에, 본 실시형태에 있어서의 컨트롤러(90)의 기능 블록도를 나타낸다.

[0239] 도 17에 있어서, 도 5에 나타내는 제 1 실시형태와의 상이한 부분은, 요구 유량 연산부(91), 목표 차압 연산부(92), 메인 펌프 목표 톨팅각 연산부(93)이다.

[0240] 컨트롤러(90)는, 목표 차압 연산부(92)에 있어서, 특정한 방향 전환 밸브의 미터인의 압손실로서, 복수의 방향 전환 밸브(6a, 6b, 6c)의 미터인의 압손실의 최대값을 선택하고, 이 압손실을 목표 차압(ΔP_{sd})으로서 출력하여 언로드 밸브(15)의 세트압을 제어한다.

[0241] 컨트롤러(90)는, 요구 유량 연산부(91) 및 메인 펌프 목표 톨팅각 연산부(93)에 있어서, 복수의 조작 레버 장치(60a, 60b, 60c)의 조작 레버의 입력량에 기초하여 복수의 액추에이터(3a, 3b, 3c)의 요구 유량의 총계를 산출하여, 메인 펌프(2)(유압 펌프)의 토출 유량을 요구 유량의 총계와 동일하게 하기 위한 지령값(Pi_{fc})을 연산하고, 이 지령값(Pi_{fc})을 레귤레이터(11)(펌프 제어 장치)에 출력하여 메인 펌프(2)의 토출 유량을 제어한다.

[0242] 도 18에 요구 유량 연산부(91)의 기능 블록도를 나타낸다.

[0243] 압력 센서(41a, 41c, 41e)로부터 입력되는 각 조작 레버의 조작압(Pi_a , Pi_c , Pi_e)은, 테이블(91a, 91b, 91c)에서 각각 요구 톨팅각(용량)($qr1$, $qr2$, $qr3$)으로 변환되고, 회전수 센서(51)로부터의 입력(Nm)을 승산기(91d, 91e, 91f)에서 요구 유량($Qr1$, $Qr2$, $Qr3$)을 산출함과 함께, 총계기(91g)에서 $qra(=qr1+qr2+qr3)$ 를 산출하여, 요구 톨팅각의 총계(qra)를 메인 펌프 목표 톨팅각 연산부(93)에 출력한다.

[0244] 도 19에 목표 차압 연산부(92)의 기능 블록도를 나타낸다.

[0245] 요구 유량 보정부(73)로부터의 입력($Qr1'$, $Qr2'$, $Qr3'$)은, 각각 연산기(92a, 92b, 92c)에 입력된다. 또한, 미터인 개구 연산부(74)로부터의 입력($Am1$, $Am2$, $Am3$)은, 각각, 최소와 최대값을 제한하는 제한기(92f, 92g, 92h)를 개재하여 연산기(92a, 92b, 92c)에 입력된다. 연산기(92a, 92b, 92c)에서는, 각각, 입력($Qr1'$, $Qr2'$, $Qr3'$ 와 $Am1$, $Am2$, $Am3$)을 이용하여, 하기식으로 방향 전환 밸브(6a, 6b, 6c)의 미터인 압손실(ΔP_{sd1} , ΔP_{sd2} , ΔP_{sd3})이 연산된다. 여기서, C는 미리 정해진 축류 계수, p 는 작동유의 밀도이다.

수학식 8

$$\Delta P_{sd1} = \frac{\rho}{2} \cdot \frac{(Qr1')^2}{C^2 \cdot (Am1)^2}$$

$$\Delta P_{sd2} = \frac{\rho}{2} \cdot \frac{(Qr2')^2}{C^2 \cdot (Am2)^2}$$

$$\Delta P_{sd3} = \frac{\rho}{2} \cdot \frac{(Qr3')^2}{C^2 \cdot (Am3)^2}$$

[0246]

[0247] 이러한 압손실(ΔPsd1, ΔPsd2, ΔPsd3)은, 각각, 최소값과 최대값을 제한하는 제한기(92i, 92j, 92k)를 개재하여 최대값 선택기(92d)에 입력되고, 최대값 선택기(92d)에서는, 방향 전환 밸브(6a, 6b, 6c)의 미터인 압손실(ΔPsd1, ΔPsd2, ΔPsd3) 중, 최대인 것을 목표 차압(ΔPsd)으로서 출력하며, 추가로 목표 차압(ΔPsd)은 테이블(92e)에 의해 지령압(지령값)(Pi_ul)으로 변환되어, 전자 비례 감압 밸브(22)에 출력된다.

[0248] 도 20에 메인 펌프 목표 킬팅각 연산부(93)의 기능 블록도를 나타낸다.

[0249] 요구 유량 연산부(91)로부터의 입력(qra)(=qr1+qr2+qr3)은, 제한기(93a)에 의해, 메인 펌프(2)의 킬팅의 최소값 및 최대값의 사이의 값으로 제한된 다음에, 테이블(93b)에 의해, 전자 비례 감압 밸브(21)로의 지령압(Pi_fc)으로 변환된다.

[0250] ~작동~

[0251] 제 2 실시형태의 작동을, 제 1 실시형태와 상이한 부분을 중심으로, 도 16~도 20을 이용하여 설명한다.

[0252] 먼저, 제 1 실시형태에서는, 최고 부하압 액추에이터 판정부(77)에서 최고 부하압 액추에이터를 판정하고, 목표 차압 연산부(80)에서 그 최고 부하압 액추에이터의 미터인 압손실을 전체의 목표 차압(ΔPsd)으로서 산출하고 있는 것에 비해, 제 2 실시형태의 목표 차압 연산부(92)에서는, 붐 실린더(3a), 아암 실린더(3b), 선회 모터(3c)에 관련지어진 방향 전환 밸브(6a, 6b, 6c)의 미터인 압손실(ΔPsd1, ΔPsd2, ΔPsd3)을 각각 계산하여, 그들의 최대값을 전체의 목표 차압(ΔPsd)으로 하고 있다.

[0253] 언로드 밸브(15)는, 제 1 실시형태와 마찬가지로, 그 목표 차압(ΔPsd)과, 최고 부하압(Plmax)과, 스프링력에 의해 결정되는 세트압으로 제어된다.

[0254] 또한, 제 1 실시형태에서는, 압유 공급로(5)의 압력, 즉 펌프압이, 최고 부하압(Plmax)+최고 부하압 액추에이터의 미터인 압손실이 되도록, 메인 펌프(2)의 토출 유량을 제어하는, 소위 로드 센싱 제어를 행하는 것에 비해, 제 2 실시형태에서는, 메인 펌프 목표 킬팅각 연산부(93)에서, 각 조작 레버의 입력량만으로 결정되는 요구 킬팅각(qra)에 의해서만 메인 펌프(2)의 토출 유량을 결정한다.

[0255] ~효과~

[0256] 본 실시형태에 의하면 이하의 효과가 얻어진다.

[0257] 1. 제 1 실시형태와 마찬가지로, 각 액추에이터(3a, 3b, 3c)에 관련지어진 각 유량 제어 밸브(7a, 7b, 7c)의 개구는, 각 액추에이터(3a, 3b, 3c)에 관련지어진 방향 전환 밸브(6a, 6b, 6c)의 미터인 개구의 전후 차압을 유압적으로 피드백하지 않고, 각 조작 레버의 입력량과 그 때의 메인 펌프(유압 펌프)(2)의 요구 유량과, 최고 부하압과 각 액추에이터(3a, 3b, 3c)의 부하압과의 차압에 의해 일의적으로 결정되는 값으로 제어되므로, 각 액추에이터(3a, 3b, 3c)에 관련지어진 방향 전환 밸브(6a, 6b, 6c)의 전후 차압(미터인 압손실)이 매우 작은 경우에 있어서도, 복수의 방향 전환 밸브(6a, 6b, 6c)의 분류 제어를 안정적으로 행할 수 있다.

[0258] 2. 또한, 상기와 같이 각 방향 전환 밸브(6a, 6b, 6c)의 전후 차압이 매우 작은 경우에 있어서도 복수의 방향 전환 밸브(6a, 6b, 6c)의 분류 제어를 안정적으로 행할 수 있고, 또한 방향 전환 밸브(6a, 6b, 6c)의 미터인 개구의 압손실에 따라 언로드 밸브(15)의 세트압이 세심하게 제어되기 때문에, 각 방향 전환 밸브(6a, 6b, 6c)의 미터인의 최종 개구(메인 스톱의 풀 스트로크에서의 미터인 개구 면적)를 극단적으로 크게 하는 것이 가능해지

고, 이에 의해 미터인 손실을 저감하여, 높은 에너지 효율을 실현할 수 있다.

[0259] 3. 또한, 제 1 실시형태와 효과 2와 유사한 이하의 효과가 얻어진다.

[0260] 컨트롤러(90)에 있어서, 액추에이터(3a, 3b, 3c)에 관련지어진 방향 전환 밸브(6a, 6b, 6c)에서의 각각의 미터인 압손실을 연산하고, 그 미터인 압손실의 최대값을 선택하여(특정한 방향 전환 밸브의 미터인 압손실을 연산하여), 이 최대값인 압손실을 목표 차압(ΔP_{sd})으로서 출력하여 언로드 밸브(15)의 세트압($P_{lmax} + \Delta P_{sd} + \text{스프링력}$)을 가변으로 제어한다. 이에 의해, 언로드 밸브(15)의 세트압은, 최고 부하압에 그 목표 차압(ΔP_{sd})과 스프링력을 더한 값으로 제어되므로, 예를 들면, 최고 부하압 액추에이터가 아닌 액추에이터에 관련지어진 방향 전환 밸브에서, 그 미터인 개구를 극단적으로 작게 좁힐 경우에도, 방향 전환 밸브의 미터인 개구의 압손실에 따라 언로드 밸브(15)의 세트압이 세심하게 제어된다. 그 결과, 미터인 압손실이 최대값이 되는 방향 전환 밸브에 있어서의 조작 레버의 하프 조작을 포함하는 복합 조작으로부터 하프 단독 조작으로의 이행 시 등에 요구 유량이 급변하고, 펌프 유량 제어의 응답성이 충분하지 않아 펌프압이 급격하게 상승한 경우에도, 언로드 밸브(15)로부터 불필요하게 압유가 탱크에 배출되는 블리드 오프 손실을 최소로 억제하여, 에너지 효율의 저하를 억제하고, 또한 각 액추에이터로 공급되는 압유의 유량의 급격한 변화에 의한 액추에이터 속도의 급격한 변화를 방지하여 불쾌한 쇼크의 발생을 억제하고, 우수한 복합 조작성을 실현할 수 있다.

[0261] 4. 또한, 메인 펌프(2)가 각 조작 레버의 입력량에 기초하여 복수의 방향 전환 밸브(6a, 6b, 6c)의 요구 유량의 총계를 산출하여 목표 유량을 결정하는 유량 제어를 행하므로, 제 1 실시형태에 나타내는, 피드백 제어의 일종인 로드 센싱 제어를 행하는 경우에 비해, 보다 안정적인 유압 시스템을 실현할 수 있다. 또한, 펌프압을 검출하는 압력 센서를 생략 할 수 있어, 유압 시스템의 비용을 저감할 수 있다.

[0262] <기타>

[0263] 또한, 상기 실시형태에 있어서는, 언로드 밸브(15)의 동작을 안정화시키기 위하여 스프링(15b)을 마련하고 있지만, 스프링(15b)은 없어도 된다. 또한, 언로드 밸브(15)에 스프링(15b)을 마련하지 않고, 컨트롤러(70 또는 90) 내에서 「 $\Delta P_{sd} + \text{스프링력}$ 」의 값을 목표 차압으로서 연산해도 된다.

[0264] 또한, 제 2 실시형태에 있어서, 제 1 실시형태와 마찬가지로, 펌프 제어 장치로서 로드 센싱 제어를 행하는 것을 이용해도 되고, 제 1 실시형태에 있어서, 제 2 실시형태와 마찬가지로, 펌프 제어 장치로서 복수의 방향 전환 밸브(6a, 6b, 6c)의 요구 유량의 총계를 산출하여 유량 제어를 행하는 것을 이용해도 된다.

[0265] 또한, 상기 실시형태는, 건설 기계가 하부 주행체에 크롤러를 가지는 유압 서블인 경우에 대하여 설명했지만, 그 이외의 건설 기계, 예를 들면 휠식의 유압 서블, 유압 크레인 등이어도 되고, 그 경우도 마찬가지로의 효과가 얻어진다.

부호의 설명

- [0266]
- 1 : 원동기
 - 2 : 가변 용량형의 메인 펌프(유압 펌프)
 - 3a~3h : 액추에이터
 - 4 : 제어 밸브 블록
 - 5 : 압유 공급로(메인)
 - 6a~6c : 방향 전환 밸브(제어 밸브 장치)
 - 7a~7c : 유량 제어 밸브(제어 밸브 장치)
 - 8a~8c : 체크 밸브
 - 9a~9c : 셔틀 밸브(최고 부하압 검출 장치)
 - 11 : 레귤레이터(펌프 제어 장치)
 - 14 : 릴리프 밸브
 - 15 : 언로드 밸브

15a, 15c : 수압부

15b : 스프링

20a~20c, 21, 22 : 전자 비례 감압 밸브

30 : 파일럿 펌프

31a : 압유 공급로(파일럿)

32 : 파일럿 릴리프 밸브

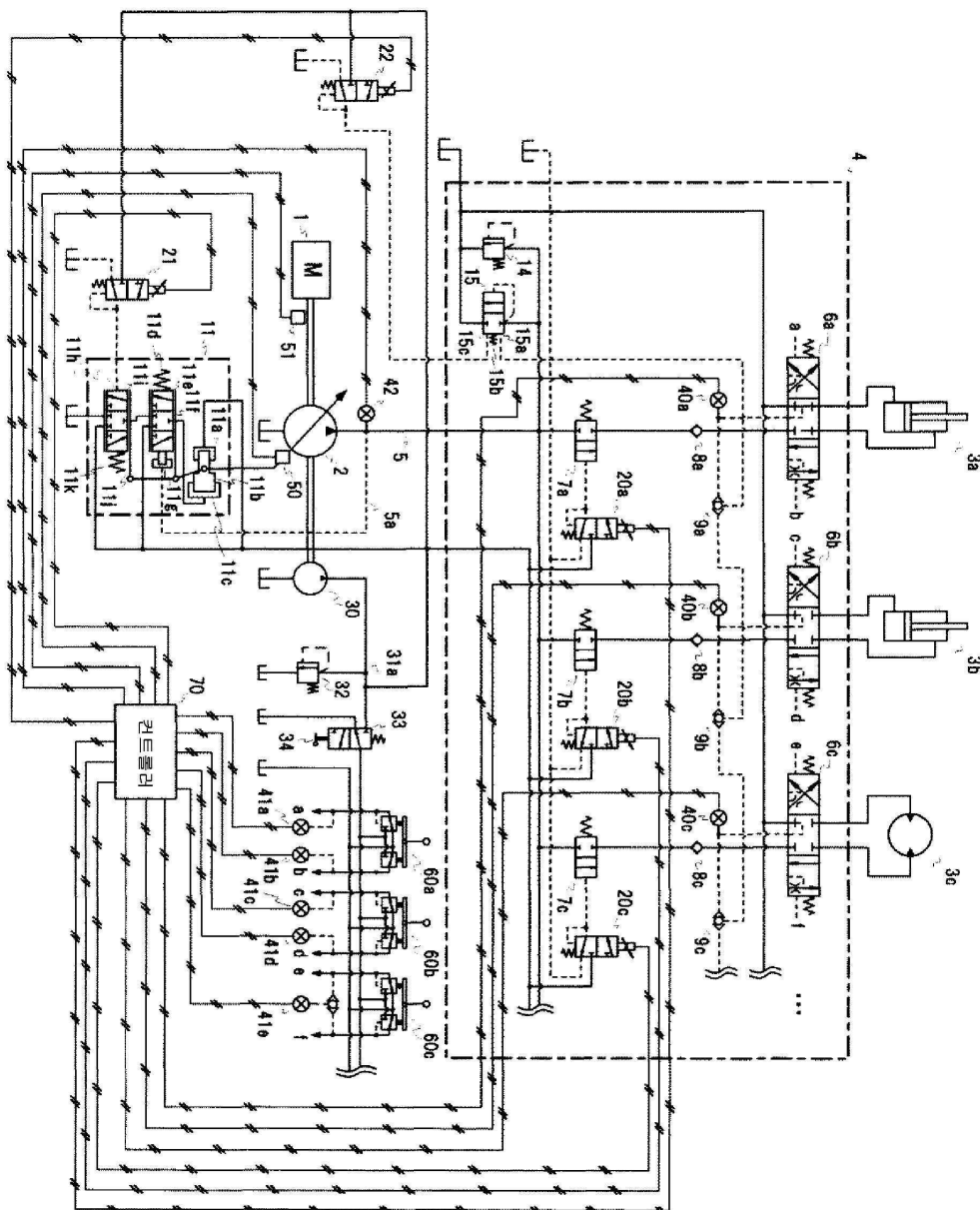
40a~40c, 41a~41e, 42 : 압력 센서

60a~60c : 조작 레버 장치

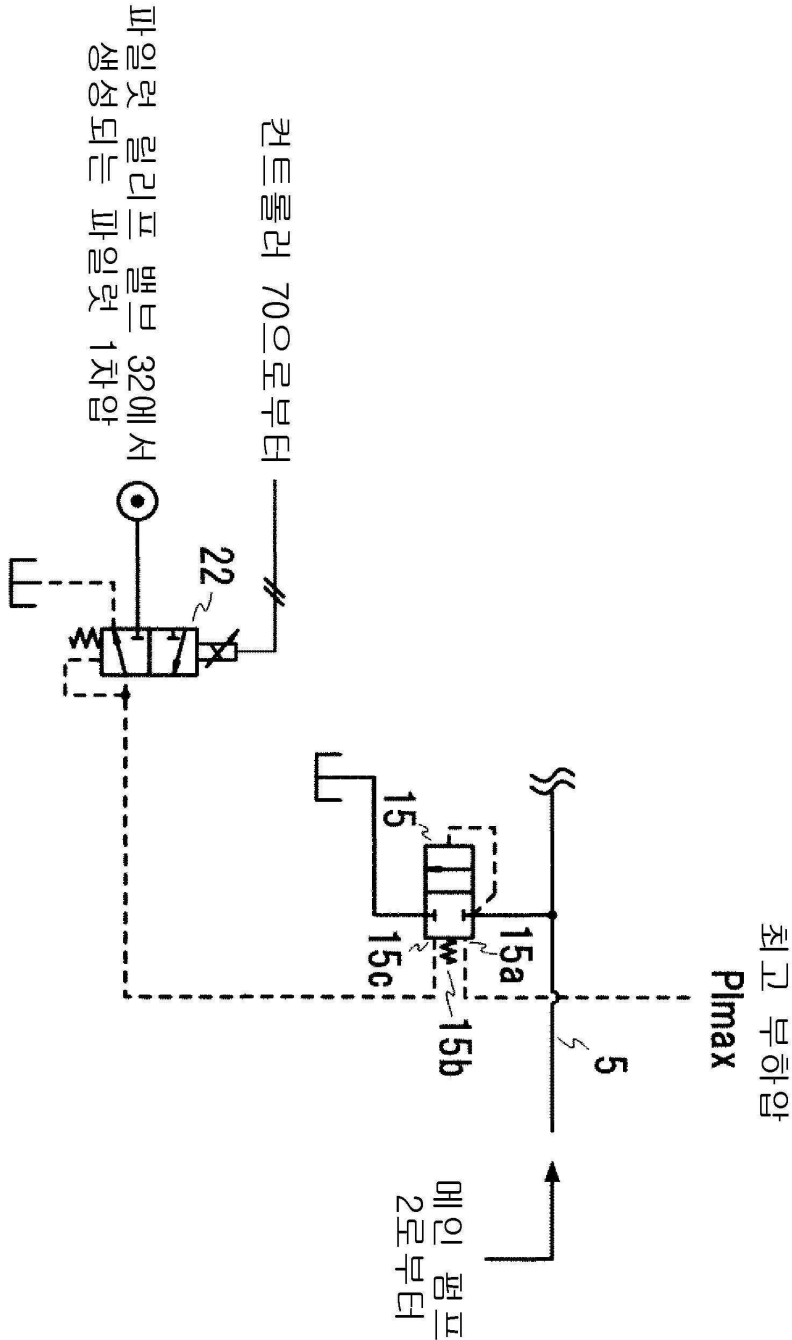
70, 90 : 컨트롤러

도면

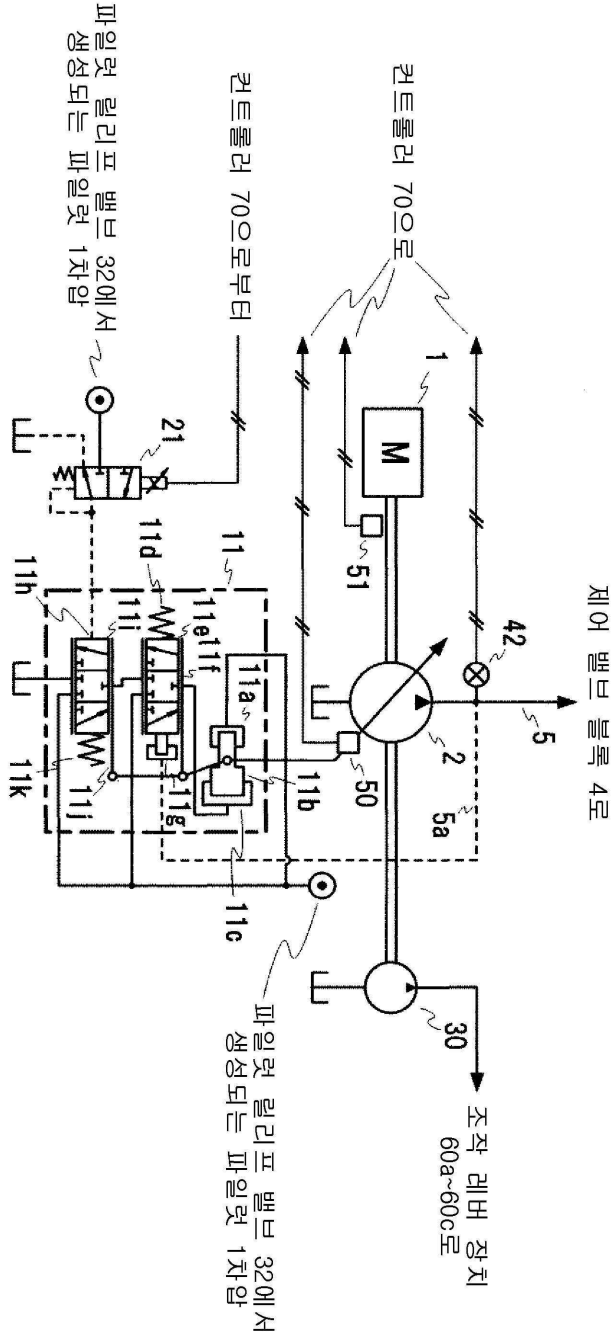
도면1



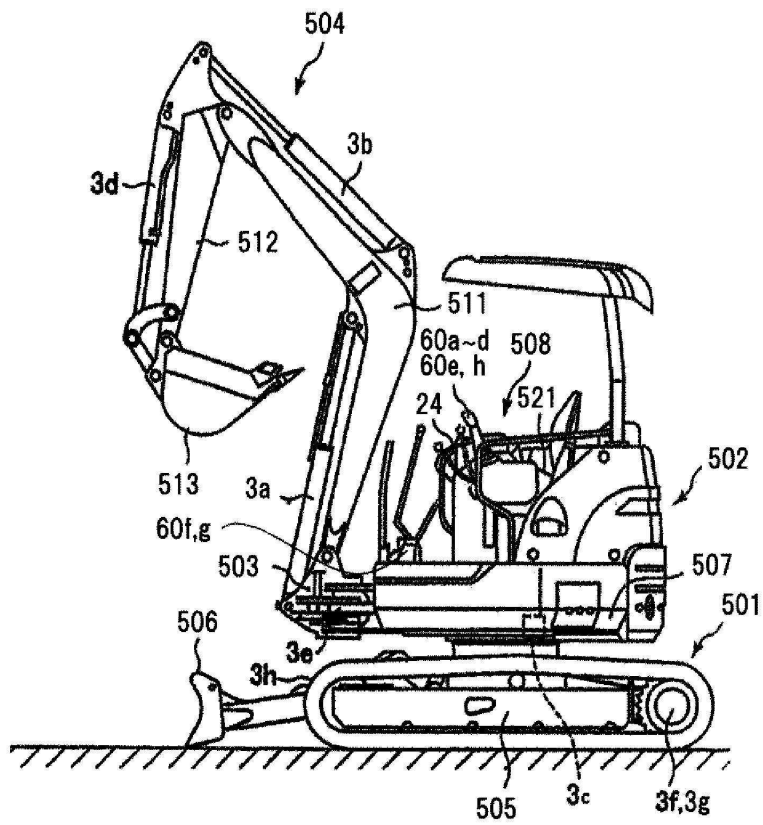
도면2



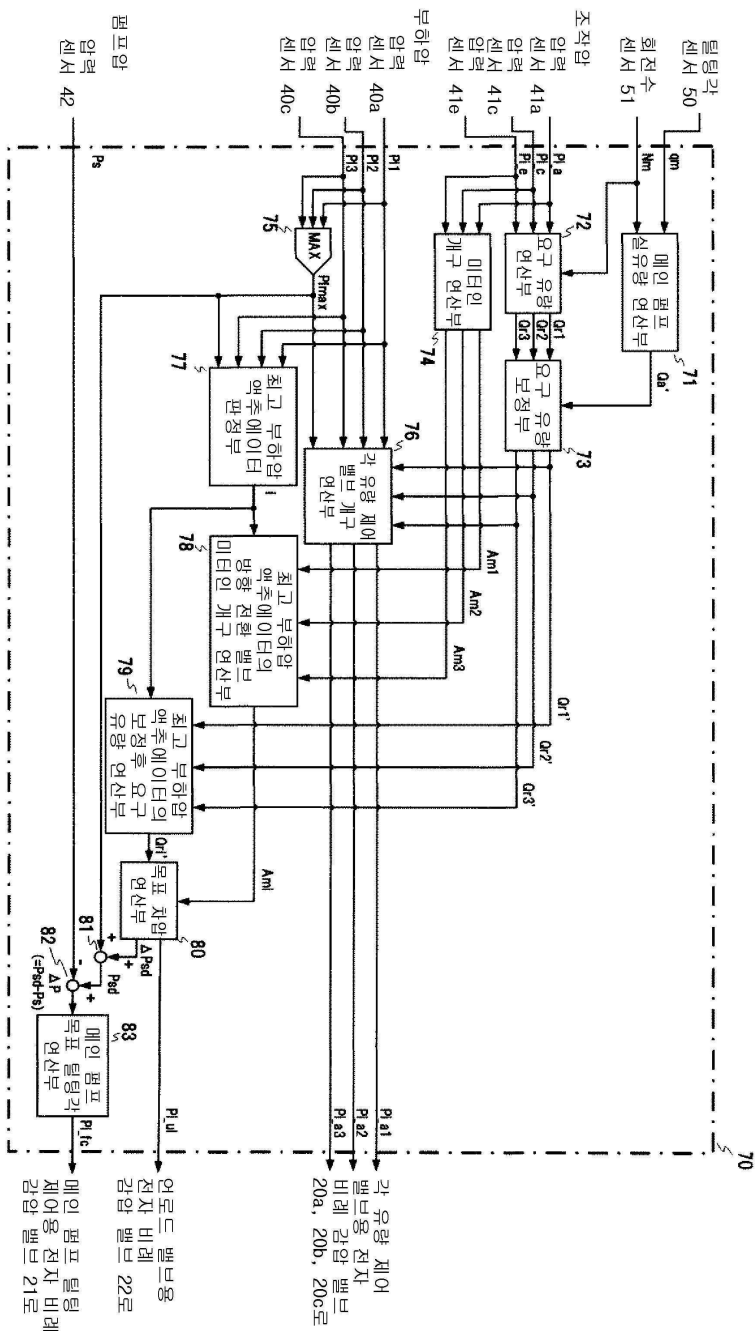
도면3



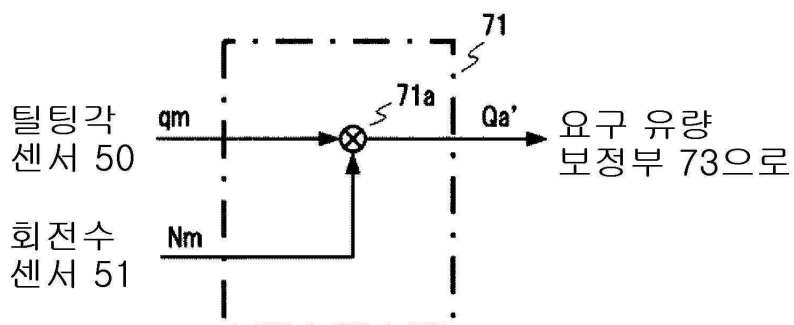
도면4



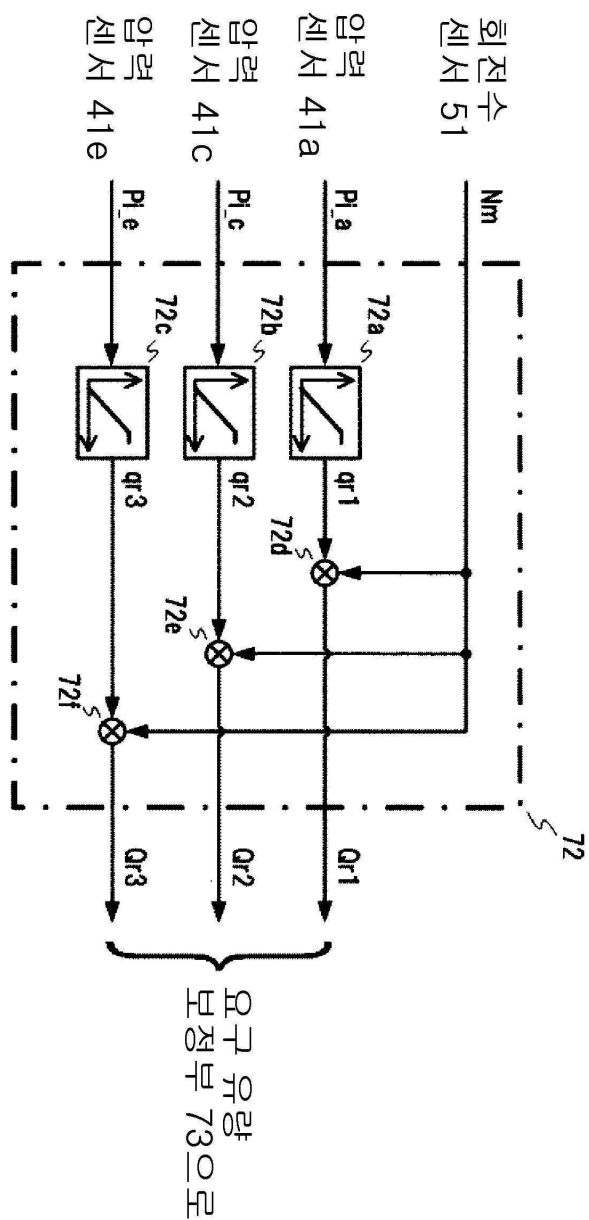
도면5



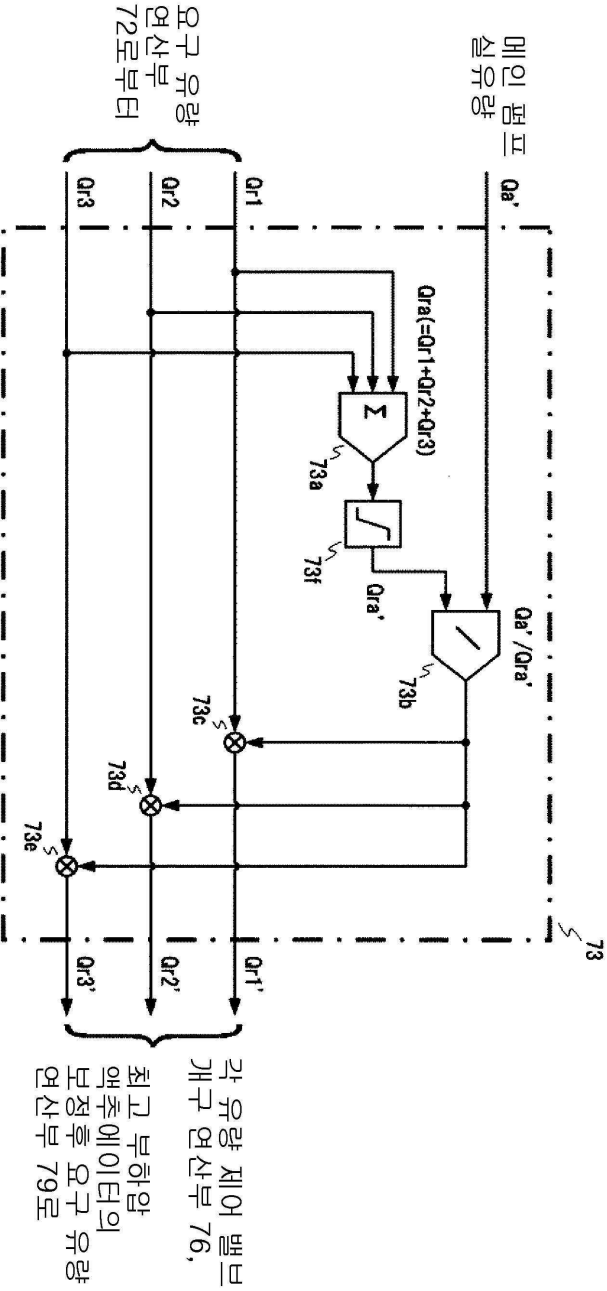
도면6



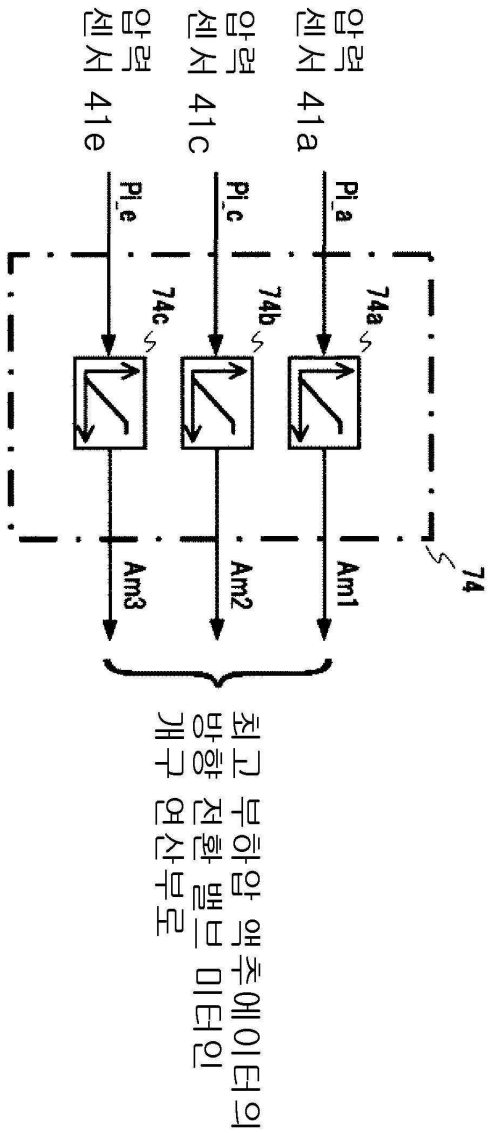
도면7



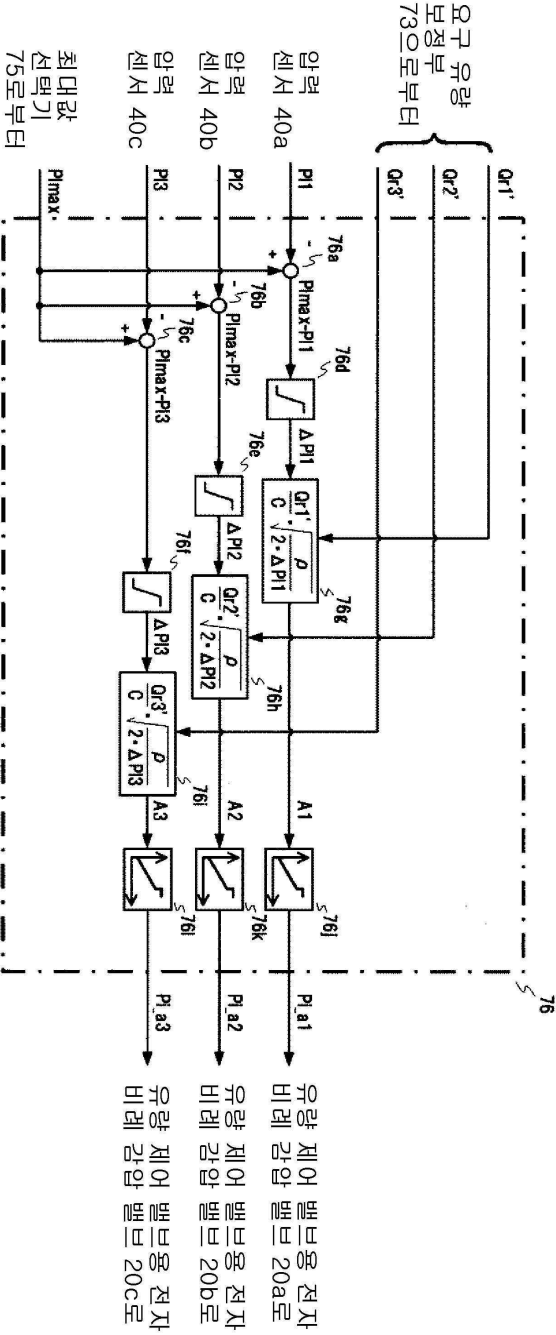
도면8



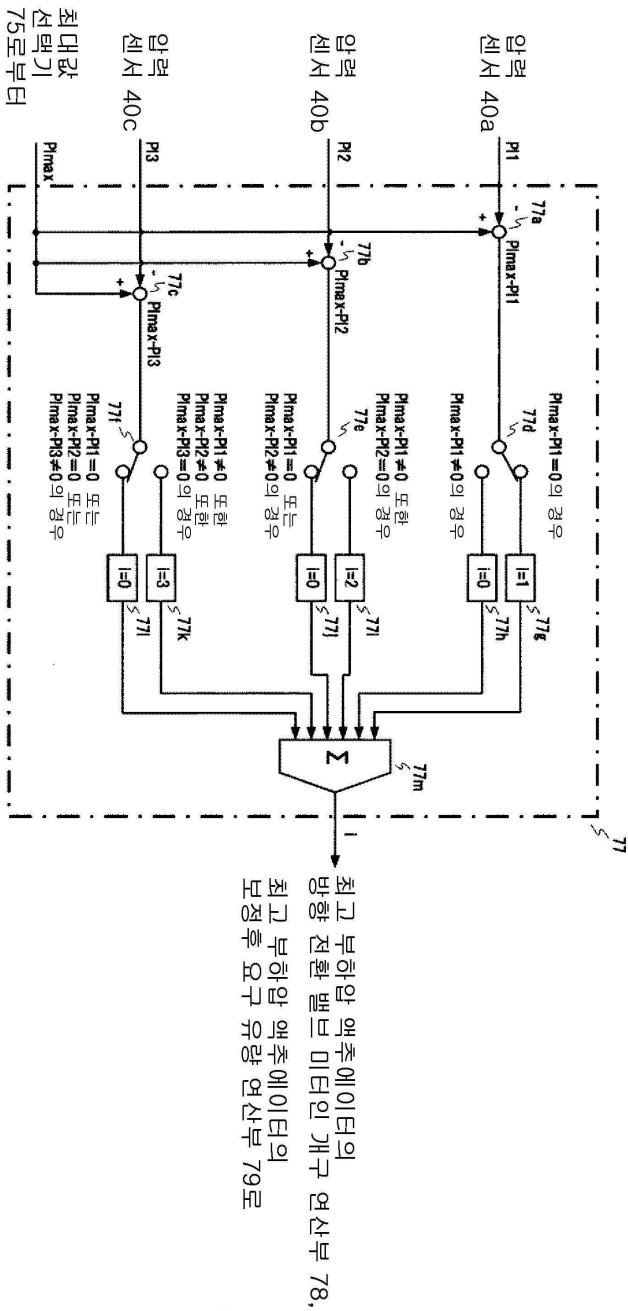
도면9



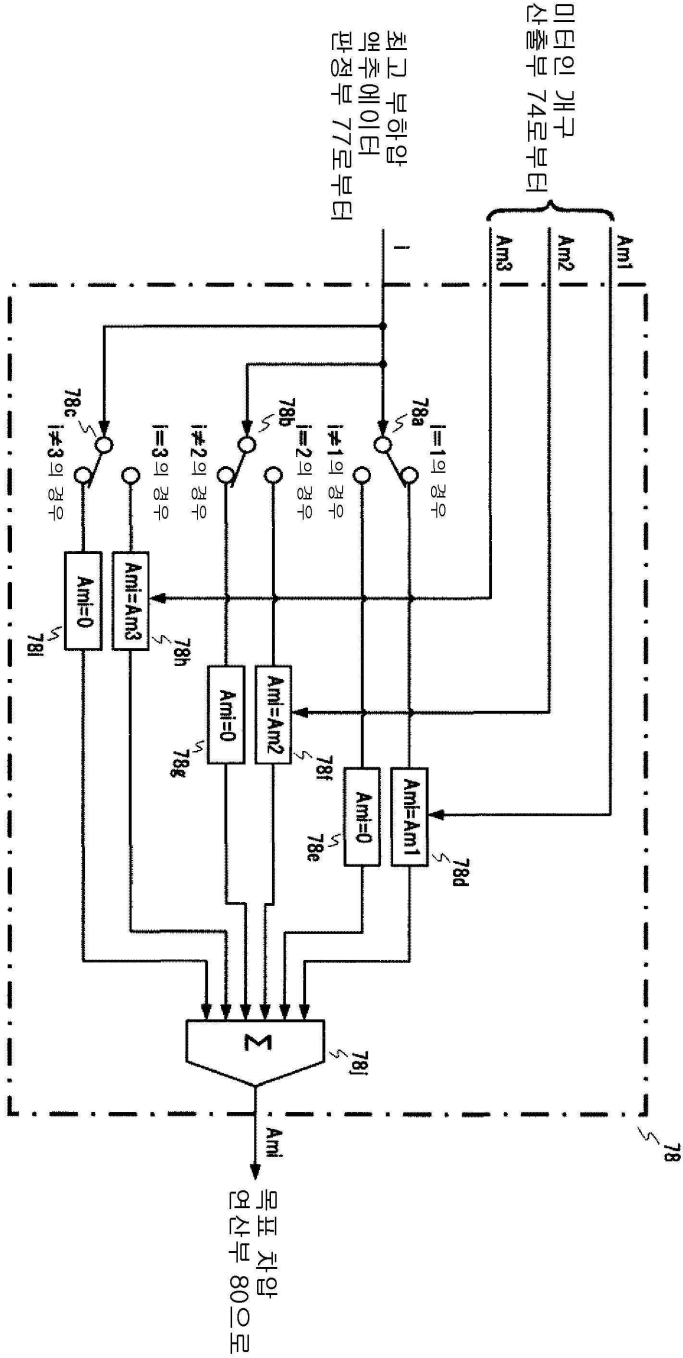
도면10



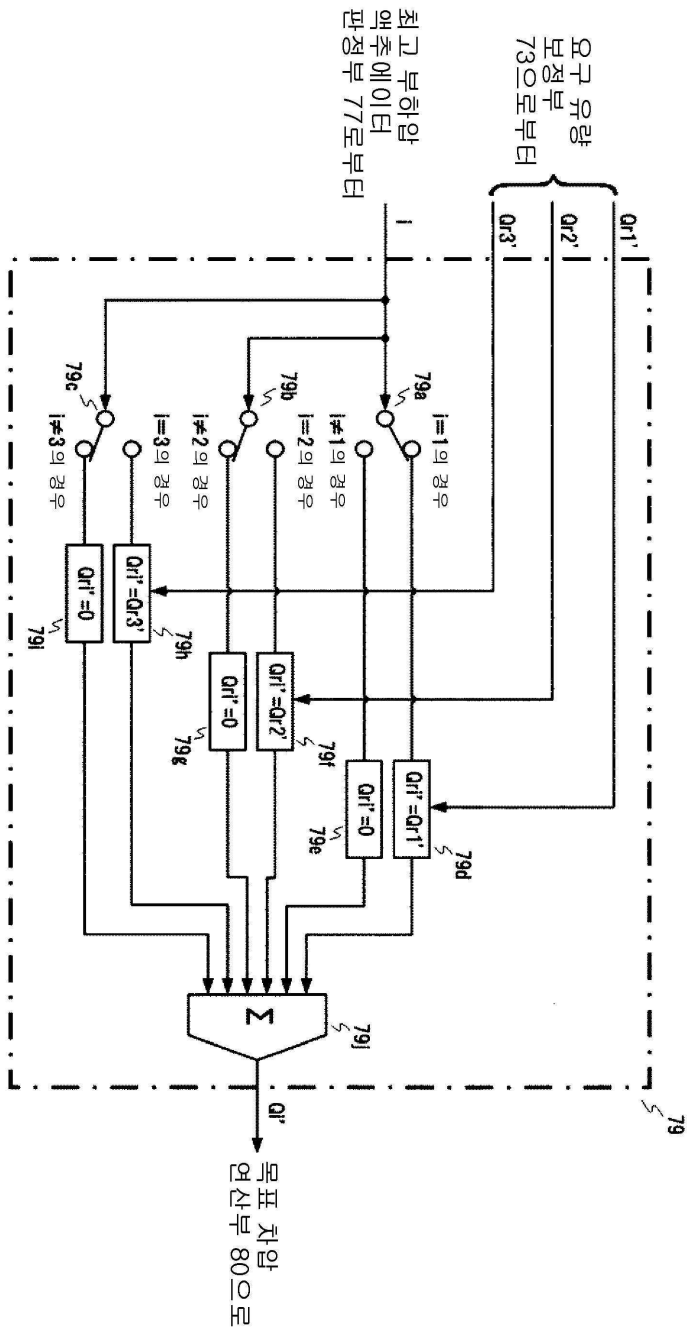
도면11



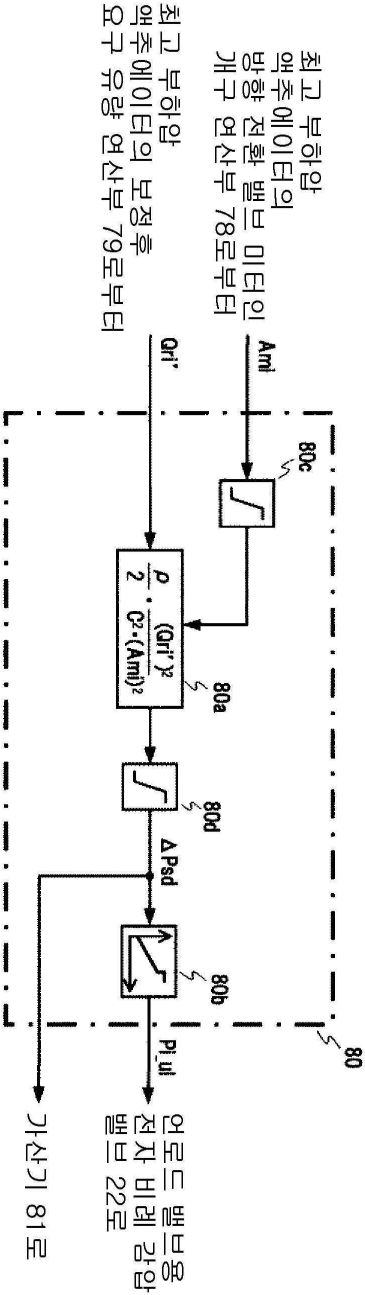
도면12



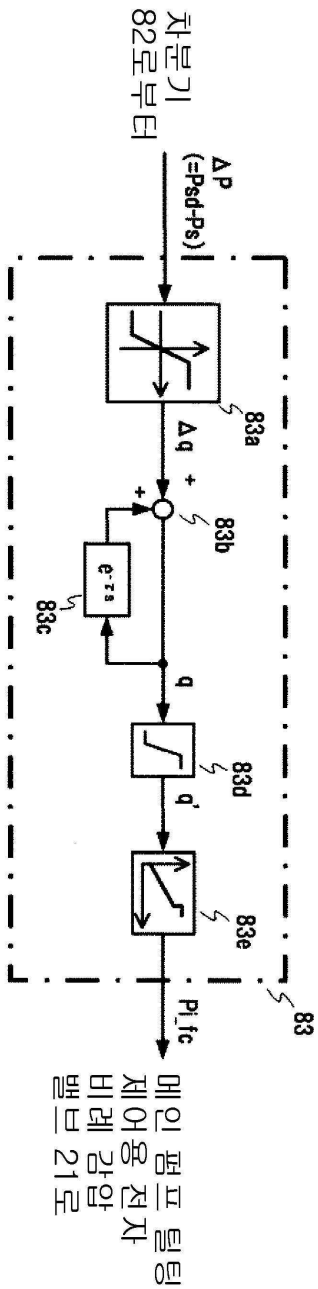
도면13



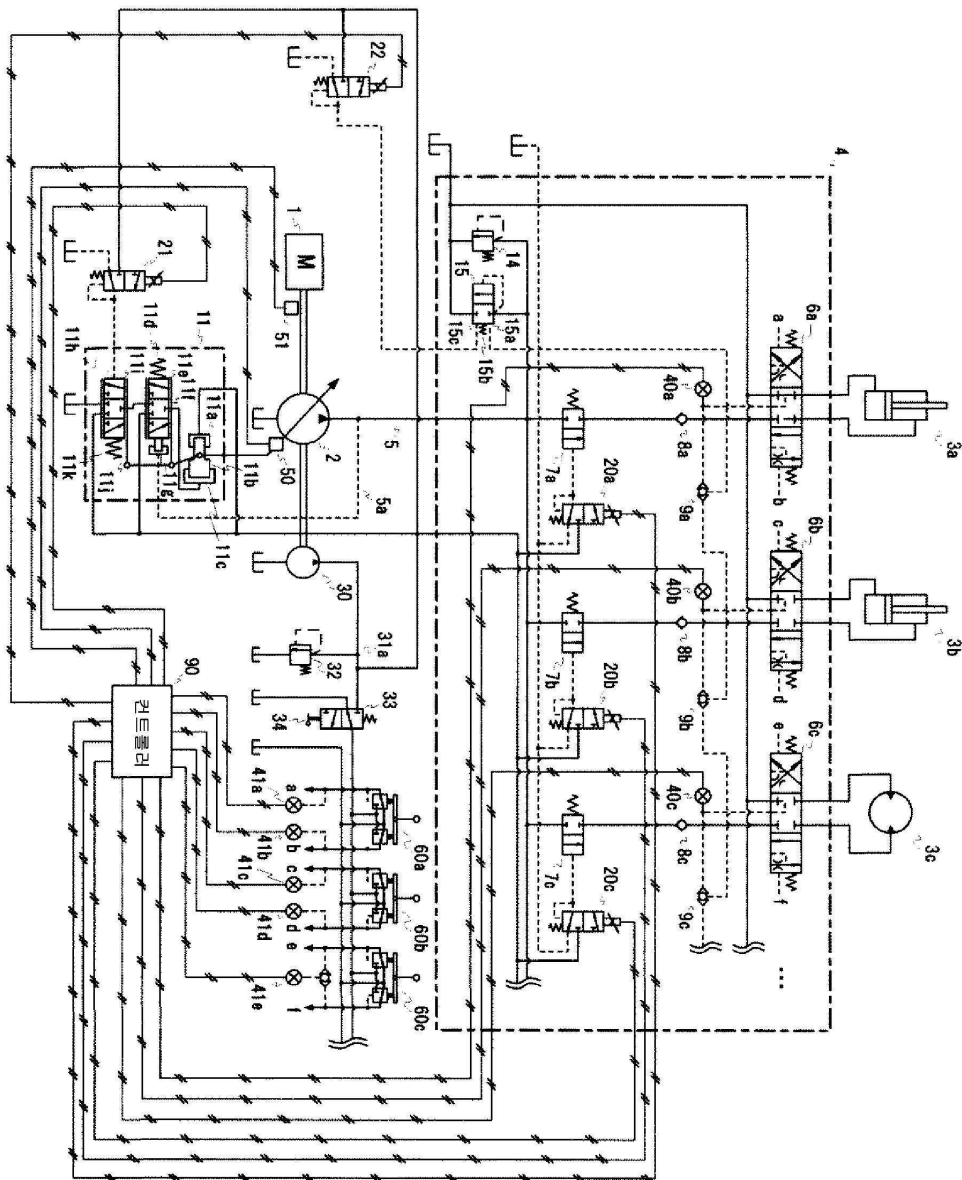
도면14



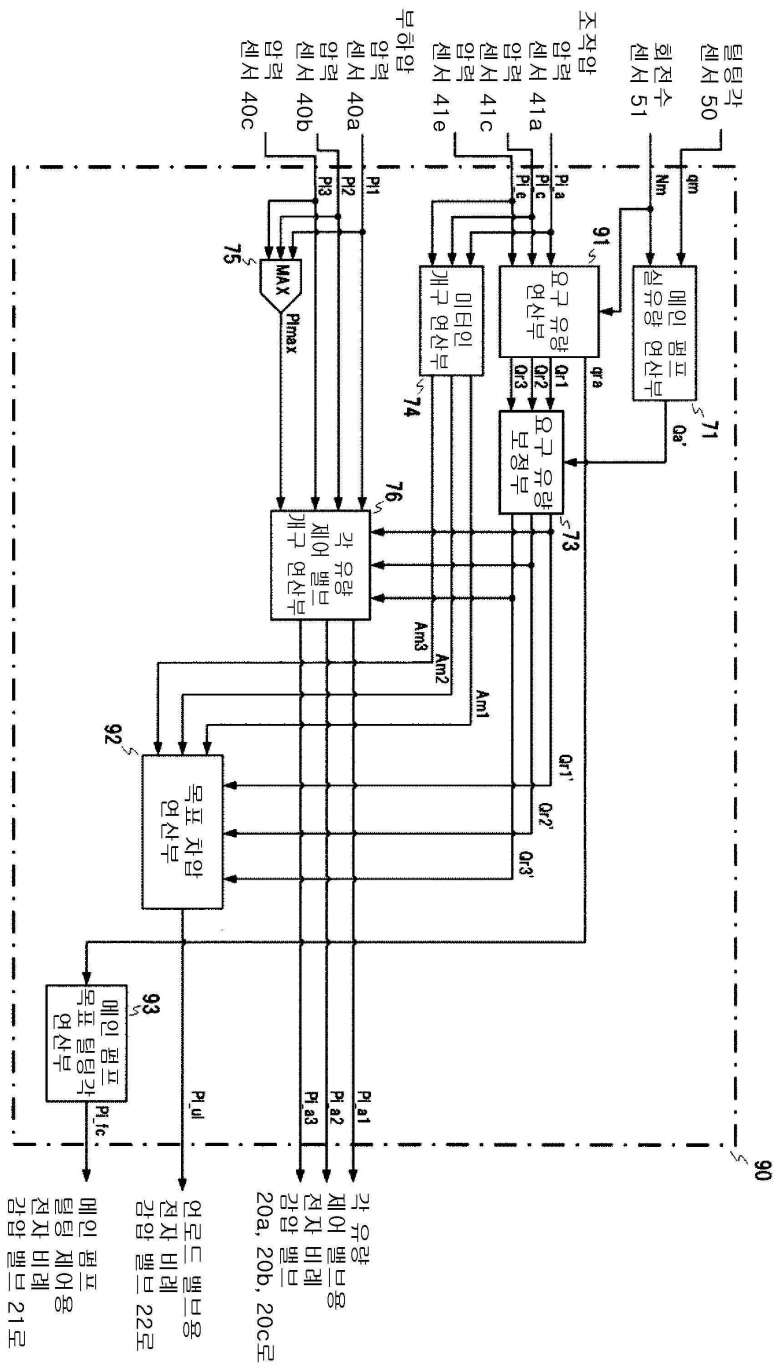
도면15



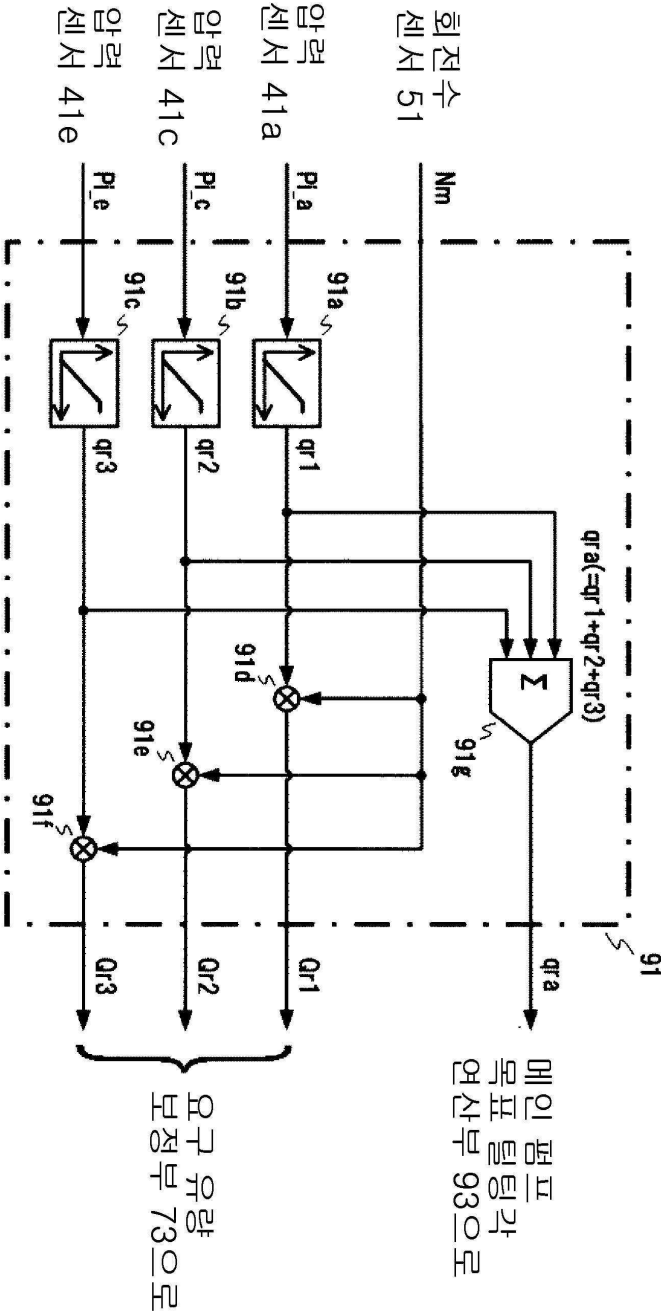
도면16



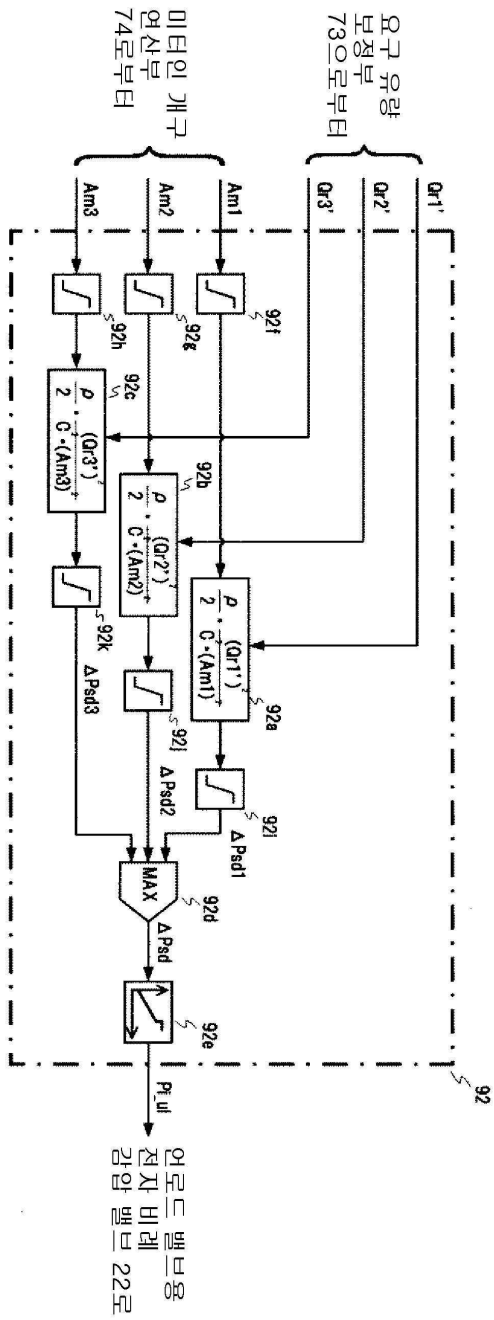
도면17



도면18



도면19



도면20

