



(19)대한민국특허청(KR)  
(12) 등록특허공보(B1)

(51) 。 Int. Cl. F15B 21/00 (2006.01)	(45) 공고일자 (11) 등록번호 (24) 등록일자	2007년04월12일 10-0706594 2007년04월05일
-----------------------------------------	-------------------------------------	------------------------------------------

(21) 출원번호 (22) 출원일자 심사청구일자	10-2005-0128274 2005년12월22일 2006년02월10일	(65) 공개번호 (43) 공개일자	10-2006-0072095 2006년06월27일
----------------------------------	-----------------------------------------------	------------------------	--------------------------------

(30) 우선권주장      10 2004 063 044.5      2004년12월22일      독일(DE)

(73) 특허권자      자우어-단포스 홀딩 에이피에스  
덴마크 6430 노르트보르크 노르트보르크베즈 81

(72) 발명자      디센 칼 크리스티안  
덴마크 디케이-6470 쉬달 오에스테르바켄 32

엔센 크누 멜가르  
덴마크 디케이-6440 아구스텐보르 오에스테르코벨 10

스룻 스티  
덴마크 디케이-6400 소엔에르보르 보에네키레 18

기베르센 스벤  
덴마크 디케이-6400 소엔에르보르 스코브뤼네트 23

툼센 스벤 에리크  
덴마크 디케이-6430 노르보르 마아구에 19

요한손 스마리  
아이슬란드 아이에스-270 모스펠바에르 바르홀트 23

(74) 대리인      특허법인코리아나

심사관 : 우동기

전체 청구항 수 : 총 15 항

(54) 유압 제어 장치

(57) 요약

본 발명은 고압 연결부 (P) 와 저압 연결부 (T) 를 가지는 공급 연결 장치 (7) 를 갖춘 유압 제어 장치 (1), 소비부와 연결될 수 있는 두 작동 연결부 (A, B) 를 가지는 작동 연결 장치, 공급 연결 장치와 작동 연결 장치 사이의 밸브 요소 (9) 를 갖는 제어 밸브 (8) 및 보상 밸브 (11) 에 관한 것이고, 그 보상 밸브는 고압 연결부 (P) 와 제어 밸브 (8) 사이에 위치되며, 보상 밸브 (11) 와 제어 밸브 (8) 사이의 압력에 의해 닫힘 방향으로 작동된다.

가장 바람직한 에너지 소비가 실현 가능하도록 보장하는 것은 요구되어진다.

이러한 목적으로, 보상 밸브 (11) 는 열림 방향으로 선택 장치 (29, 30, 30', 38) 의 압력에 의해 작동되는데, 그 선택 장치는 선택적으로 보상 밸브 (11) 에 압력 제어용 압력 또는 유동 제어용 압력을 공급한다.

## 대표도

도 1

## 특허청구의 범위

### 청구항 1.

고압 연결부 및 저압 연결부를 갖는 공급 연결 장치, 소비부와 연결될 수 있는 두 작동 연결부를 갖춘 작동 연결 장치, 공급 연결 장치와 작동 연결 장치 사이에서 밸브 요소를 갖는 제어 밸브, 및 고압 연결부와 제어 밸브 사이에 위치되는 보상 밸브를 가지며, 이 보상 밸브는 보상 밸브와 제어 밸브 사이의 압력에 의해 닫힘 방향으로 작동되는, 유압 제어 장치에 있어서,

보상 밸브 (11) 는 선택 장치 (29, 30, 30', 38) 의 압력에 의해 열림 방향으로 작동되고, 그 선택 장치는 보상 밸브 (11) 에 압력 제어용 압력 또는 유동 제어용 압력을 선택적으로 공급하는 것을 특징으로 하는 유압 제어 장치.

### 청구항 2.

제 1 항에 있어서, 상기 선택 장치 (29, 30, 30', 38) 가 압력들, 즉 압력 제어용 압력 및 유동 제어용 압력 중 더 높은 압력을 보상 밸브 (11) 에 공급하는 것을 특징으로 하는 유압 제어 장치.

### 청구항 3.

제 1 항 또는 제 2 항에 있어서, 소정의 위치로부터 제어 밸브가 작동하면 선택 장치 (29, 30, 30', 38) 가 먼저 압력 제어용 압력을, 다음에는 유동 제어용 압력을 보상 밸브에 전달하는 것을 특징으로 하는 유압 제어 장치.

### 청구항 4.

제 1 항 또는 제 2 항에 있어서, 상기 선택 장치 (29, 30, 30', 38) 는 한쪽에서 제어 밸브 (8) 와 작동 연결부 (A, B) 사이에 위치되어 있는 작동관과 연결되어 있고, 다른 한쪽에서는 부하 감지관과 연결된 제어관 (14) 과 연결되어 있는 것을 특징으로 하는 유압 제어 장치.

### 청구항 5.

제 4 항에 있어서, 상기 제어관 (14) 은 압력 분배부 (24, 25) 의 출구 (23) 와 연결되고, 그 압력 분배부는 보상 밸브 (11) 와 저압 연결부 (T) 사이에 위치되는 것을 특징으로 하는 유압 제어 장치.

### 청구항 6.

제 5 항에 있어서, 상기 압력 분배부 (24, 25) 는 둘 이상의 스로틀을 가지며, 그 중 하나는 제어 밸브 (8) 의 밸브 요소 (9) 에 의해 조절될 수 있는 것을 특징으로 하는 유압 제어 장치.

**청구항 7.**

제 5 항 또는 제 6 항에 있어서, 상기 압력 분배부 (24, 25) 는 두 개의 스로틀을 가지며, 그 두 스로틀 모두는 제어 밸브 (8) 의 밸브 요소 (9) 에 의해 조절될 수 있는 것을 특징으로 하는 유압 제어 장치.

**청구항 8.**

제 1 항 또는 제 2 항에 있어서, 상기 선택 장치 (29, 30, 30', 38) 는 비반송 밸브 (30, 30') 를 가지며, 그 비반송 밸브는 보 상 밸브 (11) 의 방향으로 열리는 것을 특징으로 하는 유압 제어 장치.

**청구항 9.**

제 8 항에 있어서, 상기 비반송 밸브 (30, 30') 는 제어 밸브 (8) 의 밸브 요소 (9) 에 위치되는 것을 특징으로 하는 유압 제어 장치.

**청구항 10.**

제 1 항 또는 제 2 항에 있어서, 상기 선택 장치 (29, 30, 30', 38) 는 셔틀 밸브 (38) 를 포함하는 것을 특징으로 하는 유압 제어 장치.

**청구항 11.**

제 1 항 또는 제 2 항에 있어서, 부하 유지 밸브 (15) 가 1 이상의 작동 연결부 (A) 에 위치되고, 부하 유지 밸브 (15) 는 다른 작동 연결부 (B) 에서의 압력에 의해 파일럿 제어 장치 (44) 를 통해 열릴 수 있는 것을 특징으로 하는 유압 제어 장치.

**청구항 12.**

제 11 항에 있어서, 상기 파일럿 제어 장치 (44) 는 다른 작동 연결부 (B, A) 에서의 압력에 의해 제어될 수 있는 파일럿 밸브 요소 (45) 를 가지며, 상기 파일럿 제어 장치 (44) 는 제어 상태에서 일 작동 연결부 (A, B) 와 부하 유지 밸브 (15) 의 제어 입구 (43) 의 연결을 성립시키며, 비제어 상태에서는 그 연결을 차단하는 것을 특징으로 하는 유압 제어 장치.

**청구항 13.**

제 1 항 또는 제 2 항에 있어서, 작동 연결부 (A, B) 는 공동 억제 장치 (47) 와 연결되고, 그 공동 억제 장치는 공동 억제 밸브 요소 (55) 를 갖춘 공동 억제 밸브 (54) 를 가지며, 그 공동 억제 밸브 요소는 작동 연결부 (A, B) 에서의 압력에 의하여 변위될 수 있으며 소비 연결부 (53) 와 다른 작동 연결부 (B, A) 간의 연결을 성립시키는 것을 특징으로 하는 유압 제어 장치.

**청구항 14.**

제 1 항 또는 제 2 항에 있어서, 상기 선택 장치 (29, 30, 30', 38) 의 출구는 압력 제한 밸브 (39) 와 연결되는 것을 특징으로 하는 유압 제어 장치.

## 청구항 15.

압력 제어 작동 모드에서 제어 밸브에 의해 제어되는 유압 소비부의 제어 방법에 있어서, 제어 밸브는 유동 제어 작동 모드에서 양자 택일로 소비부를 제어하고, 압력 제어 작동 모드와 유동 제어 모드 사이의 전환이 지배 압력에 따라 자동적으로 이루어지는 것을 특징으로 하는 유압 소비부의 제어 방법.

### 명세서

## 발명의 상세한 설명

### 발명의 목적

#### 발명이 속하는 기술 및 그 분야의 종래기술

본 발명은 고압 연결부 및 저압 연결부를 갖는 공급 연결 장치, 소비부와 연결될 수 있는 두 작동 연결부를 갖춘 작동 연결 장치, 공급 연결 장치와 작동 연결 장치 사이에서 밸브 요소를 갖는 제어 밸브, 및 고압 연결부와 제어 밸브 사이에 위치되어 보상 밸브와 제어 밸브 사이의 압력에 의해 단힘 방향으로 작동되는 보상 밸브를 갖춘 유압 제어 장치에 관한 것이다. 또한, 본 발명은 유압 소비부의 제어 방법에 관한 것이며, 그 유압 소비부는 압력 제어 작동 모드에서 제어 밸브로 제어된다.

그러한 유압 제어 장치 및 방법은 독일 특허 198 00 721 A1 에 공지되어 있다. 열림 방향에서, 보상 밸브는 스프링과 고정 스톱들을 통해 공급될 수 있는 압력에 의해 작동된다. 상기 고정 스톱들은 보상 밸브의 출구와 저압 연결부 사이에 있는 압력 분배부의 일부이며, 여기서는 탱크 연결부이다. 따라서, 보상 밸브는 압력 제어를 보장하고, 그 보상 밸브에서 모터 입구 압력은 실제적으로 제어 밸브의 위치에 의해 결정되는 값을 갖는다.

상기 모터에서 저압 연결부로써의 반송관 (return pipe) 에서는, 보상 밸브와 부하 유지 밸브가 직렬로 배치되어 있다. 상기 부하 유지 밸브는 파일렛관을 통해 열림 방향에서 모터 입구 압력이 공급되며, 다른 파일렛관을 통해 그 부하 유지 밸브의 출구 압력이 공급된다. 따라서, 스프링의 영향 하에서, 상기 부하 유지 밸브는 압력차가 스프링력을 넘을 때까지 열리지 않도록 조절한다.

상기 모터가 부하의 영향 하에서 낮아질 때, 비교적 높은 입구 압력이 요구된다. 예컨대, 제어 밸브의 활판 (slide) 은 비교적 많이 열려져야 하고, 더 크고 작은 활판 운동은 높은 압력을 제어하도록 요구된다. 이러한 높은 압력은 부하 유지 밸브를 여는데에만 유용하기 때문에, 이러한 활판 운동은 상당히 비효율적이다.

보상 밸브를 사용하는 또 다른 가능성은 독일 특허 102 16 958 B3 에 공지되어 있다. 여기서는, 보상 밸브가 제어 밸브에 대한 압력차에 의해 제어되어, 상기 압력차를 일정하게 유지시킨다. 이러한 방식으로, 유동 제어는 구현되고, 그 유동 제어에서 소비부에 공급된 유동량은 밸브 요소의 위치에 따른다. 밸브 요소의 위치가 바뀔수록, 입구 유동과 출구 유동은 더욱 커진다.

미국 특허 4 981 159 는 유압 제어 장치를 나타내고 있으며, 한쪽에서는 압력 제어 및 다른 한쪽에서는 유동 제어와 같은 유압 제어 장치는 다양한 밸브 요소가 사용될 수 있다. 이러한 이유로, 상기 밸브 요소는 이동용이어야만 하며, 또한 활판 형상을 갖는다. 대체로, 그 이동은 어렵지 않다. 그러나, 그 이동은 시스템이 무압 상태일 때 일어나거나 심지어는 비어 있을 때 더 잘 일어날 수 있다. 따라서, 작동 방식의 변화는 여전히 어느 정도의 노력을 요구한다.

#### 발명이 이루고자 하는 기술적 과제

본 발명은 가장 바람직한 에너지 소비 패턴을 제공하려는 과제에 기초를 두고 있다.

서두에서 언급된 유압 제어 장치에 의해, 이 과정은 열림 방향으로 보상 밸브가 선택 장치의 압력에 의해 작동되는 구성으로 해결되는데, 그 선택 장치는 보상 밸브에 압력 제어용 압력 또는 유동 제어용 압력을 선택적으로 공급한다.

이러한 실시형태에 따르면, 압력 제어 작동 모드 또는 유동 제어 작동 모드에서 선택적으로 유압 제어 장치를 조작할 수 있다. 어떠한 변경도 가할 필요는 없다. 상이한 압력을 사용하는 것으로 충분하고, 그 상이한 압력은 상기 선택 장치에 의해 선택되어진 다음, 특히 보상 밸브에 공급된다. 따라서, 압력 제어용 압력 또는 유동 제어용 압력을 선택할 수 있으며, 이는 가장 효과적인 에너지 작동 방식을 허용한다. 상기 선택 장치는 소비부의 두 운동 방향에 대해 제공될 수 있다. 그러나, 대부분의 경우에, 일 운동 방향에 대해서만 선택 장치를 제공해도 충분하며, 상기 일 운동 방향으로 부의 부하가 일어날 수 있다. 또한, 이러한 실시형태에 따르면, 실제적으로 더욱 안락한 제어의 작동이 수행되어질 수 있다. 지금까지, 예컨대 제 1부의 부하인 크레인 지브 (crane jib) 를 붕괴시키기 위해서는 부의 부하를 줄이는 것이 바람직하고, 크레인 지브의 완전 붕괴를 보장하기 위해 정의 부하가 공급되어야만 했다. 이러한 목적으로, 제어 장치의 조작요소는 부의 부하에서 정의 부하로의 전이를 다루기 위해 이동되어야 한다. 새로운 실시형태에 따르면, 조작요소, 예컨대 핸들은 설정 위치에 그대로 남겨질 수 있고, 힘이 정으로 될 때, 제어는 자동적으로 유동제어로 변하게 된다.

선택 장치가 압력들 (압력 제어용 압력 및 유동 제어용 압력) 중 더 높은 압력을 보상 밸브에 공급하는 것이 바람직하다. 이것은 2 가지 이점을 갖는다. 첫번째 이점으로, 두 압력 중 어느 것을 선택해야 하는지를 결정하기가 쉽다. 두번째 이점으로, 또한 선택 장치의 작동이 이 방식으로 자동화될 수 있다.

바람직하게, 소정의 위치로부터 제어 밸브가 작동하면 선택 장치가 먼저 압력 제어용 압력을, 다음에는 유동 제어용 압력을 보상 밸브에 전달한다. 상기 언급된 위치는, 예컨대 "제로 위치" 또는 "중립 위치" 일 수 있으며, 이는 다음 설명에서의 예로서 사용된다. 그러나, 제어 밸브의 구조에 따라, 이 소정의 위치도 그 밖의 다른 곳에 있을 수도 있다. 제어 밸브가 제로 위치로부터 이동될 때, 그 제어 밸브는 점점 열려져 보통은 펌프 연결부가 되는 고압 연결부로부터의 유압 유체를 작동 연결부에 전달한다. 이 열림 구간의 초기 단계에서, 제어 장치는, 제어 밸브의 출구 압력이 실질적으로 제어 밸브의 밸브 요소의 위치에 의존하는 압력 제어 작동 모드에서 작동된다. 물론, 개별 압력은 밸브 요소, 예컨대 밸브 활판의 정확한 구조에 의존한다. 따라서, 여기서의 설명은 일례로서 이해해야 한다. 그 설명은 단지 본 발명의 더 나은 이해를 돕는다. 그리고 나서, 이러한 압력은 예컨대 다른 제어 장치의 다른 밸브, 예컨대 부하 유지 밸브를 열기 위해 사용될 수 있다. 그런 다음, 이 부하 유지 밸브는 비교적 작은 압력에 맞게 만들어져야 하며, 이는 압력 제어에 의해 가능하게 된다. 또한, 반대로 할 수도 있는데, 먼저 부하 유지 밸브를 선택한 다음, 나머지 시스템을 설계할 수도 있다. 이 최소 압력이 초과될 때, 선택 장치는 유동 제어 작동 모드로 자동 전환된다. 그러면, 유동 제어 작동 모드에서, 압력은 사실상 소비부에 의해서만 결정되는데, 다시 말하면 절대적으로 필요한 압력만이 제공된다. 바람직하게는 비례 밸브인 제어 밸브는 대응하는 양의 유압 유체를 공급하는데, 즉 간단히 말하면 상기 제어 밸브는 소비부가 구동되는 속도를 제어한다. 따라서, 이 실시형태에 따르면, 에너지적으로 가장 효과적인 압력, 즉 소비부에 요구되는 압력은, 압력 제어에 의해 규정되는 최소 압력에 의해 하한이 정해지고, 필요하다면 과압 밸브에 의해 상한이 정해지는 압력 범위 내에서 설정된다. 따라서, 결국 외부 조건이 활성화될 제어의 형식을 결정한다. 물론, 이것은 또한 "초기 단계" 에서도 적용된다.

선택 장치는, 한쪽에서 제어 밸브와 작동 연결부 사이에 위치되는 작업관과 연결되고, 다른 한편에서는 부하 감지관과 연결되는 제어관과 연결되는 것이 바람직하다. 물론, 이것은 제어 밸브가 작동 상태에 있을 때 적용되는데, 즉 밸브 요소는 휴지 위치 (resting position) 에서 벗어나 보상 밸브와 한 작동 연결부 사이의 연결을 성립시킨다. 밸브 요소의 활성화는 작동관 내의 압력을 상승시킨다. 이 작동관 내의 압력이 제어관 내의 압력보다 더 작으면, 압력 제어가 이루어진다. 그 압력 제어 동안에, 작동 연결부의 압력은 실질적으로 밸브 요소의 위치에 따른다. 그 밸브 요소가 더욱 활성화되면, 작동 연결부의 압력은 외부 조건에 의존하게 되고 어떤 경우에는 제어관 내의 압력을 초과하게 된다. 이러한 경우에, 유동 제어가 일어나고, 이에 따라 작동 연결부의 압력은 소비부의 압력에 의해 결정된다. 따라서, 소비부를 구동하는데 요구되는 압력만이 공급되므로 에너지적으로 매우 바람직한 작동이 구현될 수 있다. 이를테면, 제어관에서는 "인공 부하 신호" 가 있다.

바람직하게, 상기 제어관은 압력 분배부의 출구와 연결되고, 그 압력 분배부는 보상 밸브와 저압 연결부 사이에 위치된다. 상기 압력 분배부는 또한 부하 감지 신호를 발생시키기 위해 사용될 수 있다. 그러나, 또 다른 스로틀이 보통 압력 분배부와 부하 감지 연결부 (LS 연결부) 사이에 위치되어, 어떠한 분리 (decoupling) 를 야기한다. 상기 압력 분배부의 출구는 열림 방향으로 보상 밸브를 작동시키는 압력을 공급한다. 이는 압력 제어를 제공하는 비교적 간단한 방식이다.

바람직하게, 상기 압력 분배부는 둘 이상의 스로틀을 가지며, 그 중 하나는 제어 밸브의 밸브 요소에 의해 조절될 수 있다. 이 스로틀은 보통 상기 출구와 저압 연결부 사이에 위치되는 스로틀이다.

바람직한 실시형태에서, 상기 압력 분배부는 두 개의 스로틀을 가지며, 그 두 스로틀 모두는 제어 밸브의 밸브 요소에 의해 조절될 수 있다. 상기 압력 분배부의 스로틀이 일정한 값을 가지면, 제어 밸브의 출구 압력은 압력 제어 범위 내에서 실질적으로 일정하게 유지된다. 이들 스로틀이 가변 값을 가지면, 압력은 증가되거나 감소될 수 있다.

바람직한 실시형태에서, 선택 장치는 보상 밸브의 방향으로 열리는 비반송 밸브를 갖는다. 이것은 비교적 간단한 실시형태이지만, 두 압력 중 더 높은 압력만이 보상 밸브에 전달되어야 할 때 충분하다.

상기 비반송 밸브가 제어 밸브의 밸브 요소에 위치되는 것이 바람직하다. 이러한 경우에는, 제어 장치의 단지 일부만 변경하면 된다. 단지, 제어 밸브의 밸브 요소에서 약간의 변경만이 요구된다.

상기 선택 장치는 또한 셔틀 밸브를 포함할 수 있다. 이를테면, 셔틀 밸브는 2 가지 비반송 밸브의 기능을 갖는 비반송 밸브이다. 그러한 셔틀 밸브 또한 제어 밸브의 밸브 요소에 위치될 수 있다.

바람직하게, 부하 유지 밸브는 1 이상의 작동 연결부에 위치되며, 다른 작동 연결부의 압력에 의해 열릴 수 있다. 그러한 부하 유지 밸브를 또한 "오버센터 (overcenter)" 밸브라고도 한다. 상기 부하 유지 밸브를 위해서는 소정의 열림 압력이 필요하다. 누출 또는 다른 바람직하지 못한 상태가 부하 유지 밸브의 열림을 야기하는 압력 발생을 초래할 때, 상기 부하 유지 밸브가 우발적으로 열리는 것을 막기 위해서는, 상기 열림 압력을 너무 작게 해서는 안 된다. 파일럿 (pilot) 제어 장치에 의해, 부하 유지 밸브의 열림 압력은 이제 비교적 높게 유지될 수 있기 때문에, 부하 유지 밸브를 열기 위해 너무 큰 에너지를 들이지 않고도, 기생적으로 발생하는 압력과의 요구되는 안전 거리를 유지할 수 있다. 상기 부하 유지 밸브를 열기 위해서, 다른 작동 연결부에서 파일럿 제어 장치를 활성화하기에 충분한 압력이 발생되어야 한다. 예컨대, 그러한 압력은 압력 제어에 의해 규정된 최소 압력에 해당할 수 있다. 따라서, 부하를 줄이기 위해 절대적으로 필요한 압력만은 발생되어야 한다. 예컨대, 이 압력은 보상 밸브에 있는 열림 스프링의 압력과 제어 밸브 전의 압력 분배부의 출구 압력을 합한 것에 해당할 수 있다. 물론, 또다른 실시형태에서는, 소비부 또는 작동 연결부와 제어 밸브 사이에 반송 보상 밸브를 또한 사용할 수 있다.

상기 파일럿 제어 장치는 다른 작동 연결부에서의 압력에 의해 제어될 수 있는 파일럿 밸브 요소를 가지는 것이 바람직하며, 상기 파일럿 제어 장치는 제어 상태에서 일 작동 연결부와 부하 유지 밸브의 제어 입구의 연결을 성립시키며, 비제어 상태에서는 그 연결을 차단한다. 이는 파일럿 제어 장치의 비교적 간단한 구성이다.

바람직하게, 작동 연결부는 공동 억제 장치 (anti-cavitation device) 와 연결되고, 그 공동 억제 장치는 공동 억제 밸브 요소를 갖춘 공동 억제 밸브를 가지며, 그 공동 억제 밸브 요소는 작동 연결부에서의 압력에 의하여 이동될 수 있으며 소비 연결부와 다른 작동 연결부 간의 연결을 성립시킨다. 소비부의 방향으로 스로틀 및 밸브 블럭 내의 좁은 통로 등과 같은 형태에 어떠한 제한도 사실상 존재하지 않으면서, 연결이 구현될 수 있다. 따라서, 유압 유체의 재충전은 전보다 더 낮은 압력에서 일어날 수 있어서, 결국 밀어냄 작동, 즉 부의 부하를 갖는 작동 또한 비교적 추가 에너지를 덜 필요로 할 것이다.

바람직하게, 선택 장치의 출구는 압력 제한 밸브와 연결된다. 예컨대 적용에 따라 설정되는 압력 제한 밸브를 통하여, 압력 제어용 압력은 제어 밸브의 밸브 요소의 위치 변화에 따라 증가되거나 감소될 수 있다.

본 발명의 과제는, 제어 밸브가 유동 제어 작동 모드에서 양자택일로 소비부를 제어하고, 압력 제어 작동 모드와 유동 제어 모드 사이의 전환이 지배 압력에 따라 자동적으로 이루어지는, 서두에서 언급된 방법으로 해결된다.

따라서, 에너지적으로 바람직한 범위 내에서 소비부를 작동시킬 수 있다. 유동 제어 작동 모드에서 소비부의 압력이 중요하다. 압력 제어 작동 모드에서는 제어 밸브의 압력이 중요하다. 그리고, 이들 두 작동 모드 사이의 전환은 소비 연결부의 압력에 의존한다. 예컨대, 상기한 선택 장치는 이러한 목적을 위해 사용될 수 있다. 그러나, 그러한 방법은 또한 다른 식으로, 예컨대 전기적으로 제어되는 요소로 구현될 수도 있다.

다음에서는, 본 발명이 도면을 참고하여 바람직한 실시형태에 의해 설명된다.

### 발명의 구성

도 1 은 소비부 (2)(여기서, 피스톤 (3) 과 실린더 (4) 를 갖춘 피스톤 실린더 장치) 의 제어를 위한 유압 제어 장치 (1) 를 나타내고 있다. 상기 피스톤 (3) 은 실린더를 제 1 압력실 (5) 과 제 2 압력실 (6) 로 나눈다. 두 압력실 (5, 6) 은 상기 유압 제어 장치 (1) 의 작동 연결부 (A, B) 와 연결된다. 두 작동 연결부 (A, B) 는 함께 작동 연결 장치를 형성한다.

상기 유압 제어 장치 (1) 는 공급 연결 장치 (7) 를 가지며, 그 공급 연결 장치는 펌프 연결부의 형태로 된 고압 연결부 (P), 탱크 연결부의 형태로 된 저압 연결부 (T) 및 부하 감지 연결부 (LS) 를 갖는다.

상기 공급 연결 장치 (7) 와 작동 연결 장치 (A, B) 사이에는, 제어 밸브 (8) 가 위치되고, 그 제어 밸브는 밸브 요소로서 밸브 활판 (9) 을 갖는다. 예컨대, 전자기 작동기 또는 과일렛 제어 작동기의 형태로 단지 개략적으로 도시되어 있는 작동기 (10) 에 의하여, 밸브 활판 (9) 은 모두 5 개의 다른 작동 모드로 변위될 수 있다. 이들 작동 모드는 a 에서 e 까지의 5 개의 위치로 나타나 있다. 그러나, 실제로는 제어 밸브 (8) 의 밸브 활판 (9) 은 연속적으로 이동될 수 있어서, 그 활판은 사실상 어떤 중간 위치에도 있을 수 있다. 여기서, 상기 제어 밸브 (8) 는 비례 밸브이다.

그 자체로 공지되어 있어 상세하게 설명하지는 않겠지만, 밸브 활판 (9) 은 그 둘레에 홈 및 다른 리세스, 필요하다면 보어 (bore) 를 가지는데, 그 홈 및 다른 리세스는 제어 밸브 (8) 의 하우징에 있는 대응하는 환상형 홈, 리세스 및 보어와 중첩되며, 밸브 활판 (9) 의 위치에 따라 공급 연결 장치 (7) 와 작동 연결 장치 (A, B) 사이의 연결을 대략 스톱 방식으로 열거나 차단한다. 그러한 제어 밸브의 하우징 및 그에 대응하는 활판을 보여주고 있는 예가, 예컨대 본 발명의 서두에 언급된 미국 특허 4 981 159 에 공지되어 있다. 필요에 따라, 당업자는 이러한 활판 및 그에 대응하는 하우징을 만들 수 있을 것이다.

보상 밸브 (11) 는 제어 밸브 (8) 와 고압 연결부 (P) 사이에 위치된다. 열림 방향에서는 보상 밸브는 스프링 (12) 의 힘과 제어관 (14) 내의 압력을 받는다. 닫힘 방향에서는 보상 밸브 (11) 는 관 (13) 을 통해 그의 출구, 즉 보상 밸브 (11) 와 제어 밸브 (8) 사이의 한 지점과 연결된다. 따라서, 닫힘 방향에서는 제어 밸브 (8) 의 입구 압력이 보상 밸브 (11) 에 작용한다.

작동 연결부 (A) 를 통해 유압 유체가 더 큰 압력실 (5) 에 공급되어 피스톤 (3) 의 상승 또는 전진을 초래하므로, 이 작동 연결부 (A) 를 이하 간단히 "상승 연결부 (lifting connection)" 라고 한다. 그리고, 작동 연결부 (B) 를 "하강 연결부 (lowering connection)" 라고 한다. 여기서, 피스톤 (3) 을 다시 하강 및 후퇴시키려면 가압된 유압 유체가 공급되어야 한다. 부하 유지 밸브 (15) 는 상승 연결부 (A) 와 연결되며, 하강 연결부 (B) 에서의 압력에 의해 열릴 수 있다. 상기 부하 유지 밸브 (15) 에는 제 1 압력실 (5) 의 방향으로 열리는 비반송 밸브 (16) 가 연결되어 있다.

상기 상승 연결부 (A) 는 반송 보상 밸브 (17) 를 통해 제어 밸브 (8) 의 제 1 작동 출구 (18) 와 연결된다. 상기 제어 밸브 (8) 는 제 2 작동 출구 (19) 를 가지며, 제 2 작동 출구는 하강 연결부 (B) 와 연결된다. 부의 부하가 발생하면, 상기 상승 연결부 (A) 는, 예컨대 독일 특허 102 16 958 B3 에서 공지된 바와 같이, 반송 보상 밸브 (17) 에 의해 제어된다.

또한, 상기 제어 밸브 (8) 는 제 1 부하 감지 출구 (20) 및 제 2 부하 감지 출구 (21) 를 갖는다. 도시되어 있는 밸브 요소 (9) 의 중간 위치 (c) 에서, 제 1 작동 출구 (18), 제 2 작동 출구 (19), 제 1 부하 감지 출구 (20) 및 제 2 부하 감지 출구 (21) 는 저압 연결부 (T) 와 연결된다. 이렇게 해서, 이를테면, 소비부 (2) 는 "플로우팅 위치 (floating position)" 에 있다.

상기 중간 위치 (c) 옆에는 밸브 요소 (9) 의 차단 위치 (b, d) 가 있으며, 그 차단 위치에서는 단지 두 부하 감지 출구 (20, 21) 가 저압 연결부 (T) 와 연결된다. 그러나, 상기 두 작동 출구 (18, 19) 는 차단된다. 지금까지 언급된 세 위치 (b, c, d) 모두에서, 제어 밸브 (8) 의 압력 입구 (22) 는 차단된다. 그 압력 입구 (22) 는 보상 밸브 (11) 의 출구와 연결된다.

상승 위치 (e) 에서, 밸브 활판 (9) 은 제 1 작동 연결부 (18) 와 제 1 부하 감지 출구 (20) 가 압력 입구 (22) 와 연결되도록 변위될 수 있다. 제 2 압력 출구 (19) 와 제 2 부하 감지 출구 (21) 는 저압 연결부 (T) 와 연결된다. 그리고 나서, 가압된 유압 유체는 상승 연결부 (A) 에 공급되어, 비반송 밸브 (16) 를 통하여 압력실 (5) 에 도달한다. 피스톤 (3) 은 오른쪽으로 이동한다. 소위, 이것이 정상 작동 모드이다.

그러나, 하강 위치 (a) 에서, 제 1 작동 출구 (18) 및 제 1 부하 감지 출구 (20) 가 저압 연결부 (T) 와 연결되는 반면에, 제 2 작동 출구 (19) 는 압력 입구 (22) 와 연결된다.

상기 제 2 부하 감지 출구 (21) 는 압력 분배부의 출구 (23) 와 연결되며, 그 압력 분배부는 두 스톱 (24, 25) 로 형성된다. 스톱 (25) 은 상기 출구 (23) 와 저압 연결부 (T) 사이에 위치된다. 스톱 (24) 은 상기 출구 (23) 와 압력 입구 (22) 사이에 위치된다. 스톱 (24) 은 일정한 스톱일 수 있으며, 그의 유동 저항은 밸브 활판의 위치와는 관련이 없고, 반면에 스톱 (25) 의 유동 저항은 밸브 활판 (9) 의 조절에 의해 변할 수 있다. 블렌드 (blende, 26) 와 셔틀 밸브 (27) 를 통하여, 제 2 부하 감지 출구 (21) 는 제어관 (14) 과 연결된다. 또한, 제 2 부하 감지 출구 (21) 는 셔틀 밸브 (27) 와 직렬로 연결된 제 2 셔틀 밸브 (28) 를 통해 공급 연결 장치 (7) 의 부하 감지 연결부 (LS) 와 연결된다.

제 1 셔틀 밸브 (27) 는 블리드 (bleed, 26a) 를 통해 제 1 부하 감지 출구 (20) 와 연결된다.

제 2 부하 감지 출구 (21) 는 선택 장치 (29) 의 입구와 연결된다. 또한, 제 2 작동 출구 (19) 는 상기 선택 장치와 연결된다. 상기 선택 장치 (29) 는 제 2 작동 출구 (19) 와 연결되어 있는 관에 설치된 비반송 밸브 (30) 를 갖기 때문에, 제 2 작동 출구 (19) 및 제 2 부하 감지 출구 (21) 에서의 두 압력 중 더 큰 압력은 출구 (31) 에서 항상 이용될 수 있다.

이것은 다음과 같은 효과를 갖는다. 밸브 활판 (9) 이 그의 하강 위치 (a) 로 변위될 때, 그 하강 출구 (B) 에 압력이 공급된다. 동시에, 하강 출구 (B) 에서의 압력은 부하 유지 밸브 (15) 를 열어, 가압된 유압 유체는 압력실 (5) 에서 빠져나갈 수 있다. 보상 밸브 (11) 는 다시 외부 조건에 따라 2 가지 다른 방식으로 제어된다. 이것은 다음 예에 의하여 설명된다.

처음에, 제 2 부하 감지 출구 (21) 에서의 압력은 제 2 작동 출구 (19) 에서의 압력보다 더 크다. 그 이유는, 밸브 활판 (9) 의 이동이 시작할 때, 밸브 활판 (9) 은 제어 밸브 (8) 와 함께 비교적 큰 스로틀 효과를 야기하기 때문이다. 이러한 경우에, 제 2 작동 출구 (19) 에서의 압력은 밸브 활판 (9) 의 이동에 비례하여 변한다. 이것은 도 2 에서 영역 (P1) 으로 나타나 있다. 이 영역에서, 유압 제어 장치 (1) 는 압력 제어 장치로서 역할을 한다. 그러나, 밸브 활판 (9) 이 더 이동하여, 밸브 활판 (9) 과 제어 밸브 (8) 의 하우징 사이에 스로틀링 효과가 감소되고, 제 2 작동 출구 (19) 에서의 압력이 제 2 부하 감지 출구 (21) 에서의 압력보다 크게 되면, 이 압력은 보상 밸브 (11) 를 제어하는데 사용되고, 상기 제어 밸브 (8) 는 유동 제어 밸브로서 역할을 하는데, 즉 유동은 이제 제어 밸브 (8) 의 밸브 활판 (9) 의 위치에 따라 설정된다. 그러나, 상기 압력은 소비부 (2) 에 의해 결정된다. 그 상한은 과압 밸브 (32) 에 의해 결정된다. 대응하는 과압 밸브 (32') 가 또한 다른 작동 연결부 (A) 에 설치된다.

압력 입구 (22) 와 출구 (23) 사이의 스로틀 (24) 이 또한 변하도록 되어 있으면, 즉 밸브 활판 (9) 의 위치에 따라 변하면, 도 2 에서 보는 바와 같이 기울기가 작은 구간 (33) 이 나타나는데, 이 구간은 활판의 변위 (x) 에 의존하는 제어 밸브의 최소 압력을 나타낸다. 도 2 의 윗쪽에는 조합 압력 (hybrid pressure)(H), 즉 부분적으로 압력 제어에 의해 그리고 부분적으로 유동 제어에 의해 조합된 압력이 나타나 있다. "FC 제어" 영역은 여기서 유동만이 제어됨을 보여준다. 상기 압력은 자동적으로 조절된다. 외부 조건이 다르면, 압력 및 유동 제어의 순서도 달라질 수 있다.

그 자체로 공지된 방식으로, 파일럿 제어 스톱 밸브 (34) 또한 하부 연결부 (B) 에 배치된다.

도 4 를 참조로, 기능 모드 (mode of functioning) 가 다시 한번 설명될 것이다. 동일 부분들에는 동일한 참조 번호가 제공되고 있다. 또한 부하 감지 연결부 (LS) 를 통해 제어되는 가변 펌프 (35) 가 나타나 있다. 여기서, 제어 밸브 (8) 는 스로틀 (24) 뿐만 아니라 두 개의 "큰" 스로틀 (36, 37) 과 "작은" 스로틀 (25) 에 의해 표현되어 있다. 큰 스로틀 (36, 37) 과 작은 스로틀 (25) 은 제어 밸브 (8) 의 밸브 활판 (9) 의 위치에 따라 조절될 수 있다.

제어 밸브 (8) 에서 밸브 활판 (9) 이 이동될 때, 큰 스로틀 (36, 37) 은 열리고, 작은 스로틀 (25) 은 닫힌다. 이 결과, 도 2 에 나타난 최소 압력에 대해 상승 곡선이 나타난다. 작은 스로틀 (25) 이 열릴 때, 하강 곡선이 나타나게 된다. 상기 큰 스로틀 (36) 이 여전히 조금 열려 있을 때, 즉 큰 저항을 주면, 외부 조건에 따라서, 시스템 내의 다른 압력, 예컨대 제 2 작동 출구 (19) 의 압력은 압력 입구 (22) 의 압력보다 더 작아진다. 밸브 활판 (9) 이 이동되기 시작할 때 가변 스로틀 (25) 은 단지 조금만 열리기 때문에, 고정 스로틀 (24) 에서는 단지 작은 압력 강하만이 발생한다. 따라서, 상기 출구 (23) 에서의 압력은 제 2 작동 출구 (19) 에서의 압력보다 더 높고, 도시된 바와 같이 역시 밸브 활판 (9) 에 위치될 수 있는 비반송 밸브 (30) 는 닫힌 상태로 유지된다. 따라서, 보상 밸브 (11) 는 압력 입구 (22) 와 출구 (23) 사이의 압력차에 의해 제어된다. 그리하여, 제 2 작동 출구 (19) 의 압력은 밸브 활판 (9) 의 변위에 비례한다. 압력의 크기는, 적어도 압력이 최대값에 이르렀을 때, 부하 유지 밸브 (15) 를 열기에 충분하도록 정해진다. 상기 부하 유지 밸브 (15) 를 여는데 더 높은 압력은 요구되지 않는다. 이러한 범위에서, 상기 밸브 활판은 대략 1 mm ~ 2 mm 만큼 이동된다.

이제, 스로틀 (36) 의 스로틀링 저항이 더욱 감소될 때, 제 2 작동 출구 (19) 의 압력은 출구 (23) 에서의 압력을 초과할 때까지 증가한다. 이러한 경우에, 비반송 밸브 (30) 가 열리는데, 즉 선택 장치 (29) 는 압력 제어에서 유동 제어로 전환된다. 상기 비반송 밸브 (30) 가 열린 순간, 소비부 (2) 로의 유동은 밸브 활판 (9) 의 위치에 따라 결정된다. 그러나, 그 압력은 소비부에 의해 결정된다. 이러한 범위에서, 상기 밸브 활판은 3 mm ~ 4 mm 더 이동된다.

이리하여 에너지를 매우 절약할 수 있는 작동이 가능하게 된다. 대응하는 작동 선도를 도 4a 에 나타내었다. 적어도 최소 압력 (H1) 에는 도달된다. 이 최소 압력은 스로틀 (24) 과 스로틀 (25) 사이의 압력 분배부에 의해 규정된다. 최대 압력 (H2) 은 과압 밸브 (32) 에 의해 제한된다. H1 과 H2 사이에서 소비부 (2) 의 압력이 결정된다.



도 5 는 변형된 실시형태를 나타낸다. 동일한 요소들은 동일한 참조 번호를 갖는다. 상기 비반송 밸브 (30) 는 셔틀 밸브 (38) 로 대체되고, 그 셔틀 밸브의 일 입구는 제 2 작동 출구 (19) 와 연결되며, 다른 입구는 출구 (23) 와 연결된다. 도 5a 에서 보여지는 바와 같이, 이 경우에도 실제적으로 동일한 작동 거동이 일어난다. 셔틀 밸브 (38) 는 제 2 작동 출구 (19) 의 압력 및 출구 (23) 의 압력 중 더 높은 압력을 보상 밸브 (11) 에 전달한다.

필요한 경우, 셔틀 밸브 (38) 또한 밸브 활판 (9) 에 통합될 수 있다.

도 6 은 실질적으로 도 4 에서의 실시형태에 상응하는 일 실시형태의 개략도이다. 여기서, 제어관 (14) 은 출구 (23) 뿐만 아니라, 탱크 (T) 방향으로 열리는 릴리프 밸브 (39) 와도 추가적으로 연결된다. 릴리프는 소비부 (2) 에 따라서 설정된다. 도 6a 에서 보여지는 바와 같이, 이 릴리프 때문에 유동 제어 범위 내에서 최소 압력 곡선 (40) 이 나타나게 되며, 이 곡선은 두 한계선 (41, 42) 사이에서 변위될 수 있다.

세가지 모든 실시형태에서 유동 제어 동안의 압력은 소비부 (2) 에 의해 결정된다. 압력 제어에 의해 공급되는 압력이 너무 작아서 소비부, 예컨대 부하를 움직일 수 없을 때, 유동 제어가 대신한다.

압력 제어 동안에, 스톱 (24) 에 의해 결정되는 최소 압력이 발생한다. 이 최소 압력은 부하 유지 밸브 (15) 를 열기에 충분하도록 설정된다. 하강 연결부 (B) 의 이러한 압력을 줄일 수 있는 하나의 가능성은 도 7 과 관련하여 아래에서 논의될 것이다.

도 1 에서, 제어 장치는 부하를 상승시키기 위해 모터를 활성화할 수 있도록 구성된다. 따라서, 선택 장치 (29) 가 하강 연결부 (B) 만을 위한 비반송 밸브 (30) 를 갖는 것으로 충분하다.

도 3 은 제어 장치 (1) 를 나타내는데, 이 제어 장치는 소비부 (2) 를 구동시키기 위한 것이다. 이 소비부는, 예컨대 차량을 구동하는 회전식 모터의 전진 구동 또는 후진 구동과 관련하여 밀어냄 조작 동안에, 양방향으로 작동될 수 있으며 또한 양방향으로 부의 부하를 제공할 수도 있다.

동일 부분들은 도 1 에서와 동일한 참조 번호를 갖는다.

도 1 과 비교하여 가장 본질적인 차이점은, 비반송 밸브 (30, 30') 가 두 작동 출구 (18, 19) 의 각각을 위해 제공되어, 보상 밸브 (11) 가 제어 밸브 (8) 의 압력 제어 및 각각의 운동 방향에서의 유동 제어를 할 수 있다는 점이다. 따라서, 두 스톱 (24', 25') 과 출구 (23') 를 갖춘 압력 분배부가 또한 제 2 작동 출구 (A) 를 위해 제공되며, 밸브 활판 (9) 이 위치 (e) 로 이동될 때, 상기 출구 (23') 는 블랜드 (26a) 와 연결된다. 여기서, 두 차단 위치 (b, d) 는 제공되지 않는다.

상기 밸브 활판 (9) 이 위치 (e) 에 있을 때, 비반송 밸브 (30') 는, 이를테면 제 1 작동 출구 (18) 의 압력과 제 1 부하 감지 출구 (20) 의 압력 중 어느 것이 높은지를 결정하며, 제어관 (14) 을 통해 보상 밸브 (11) 를 제어하는데 사용되어야 한다.

가장 낮은 가능한 압력만이 하강 연결부 (B) 를 항상 지배할 때, 부하 유지 밸브 (15) 를 열기는 당연히 어려울 것이다. 이를 위한 수단이 도 7 에 나타나 있다.

상기 부하 유지 밸브 (15) 는 제어 입구 (43) 를 가지며, 이 입구는 파일럿 제어 장치 (44) 와 연결된다. 파일럿 제어 장치는 활판 (45) 을 가지며, 이 활판은 하강 연결부 (B) 의 압력을 받아 변위될 수 있다. 도시된 비변위 위치에서, 부하 유지 밸브 (15) 의 제어 입구 (43) 는 실제로 단락되거나 저압 연결부 (T) 와 연결된다.

하강 연결부 (B) 의 압력이 소정의 값으로 증가하면, 상기 활판 (45) 은 변위되어 셔틀 밸브 (46) 를 통해 압력실 (5) 을 제어 입구 (43) 와 연결시킨다. 이러한 경우에, 상기 부하 유지 밸브 (15) 는 열린다. 동시에, 하강 연결부 (B) 에는 작은 압력만이 요구된다.

전동 드라이브 (2') 에서, 밀어냄 조작은 공동 현상 (cavitation) 을 막기 위해 유압 유체의 재충전을 요한다. 낮은 압력으로 상기 재충전을 가능하게 하기 위해서, 도 8 에서 보는 바와 같은 공동 억제 장치 (47) 가 제공되는데, 이 공동 억제 장치는 두 작동 연결부 (A, B) 와 연결될 수 있다. 물론, 공동 억제 장치 (47) 와 제어 장치 (1) 사이에는 또다른 요소, 예컨대 부하 유지 밸브 (15) 가 위치될 수 있다.

상세히 도시되지 않은 밸브 블럭에서의 밸브 특성 때문에 발생할 수 있는 저항이 스로틀 (48, 49) 에 의하여 나타나고, 상기 전동 드라이브 (2') 는 상기 밸브 블럭과 연결된다.

상기 전동 드라이브 (2') 는 양 작동 연결부 (A, B) 와 연결된다. 또한, 그 드라이브는 두 비반송 밸브 (50, 51) 를 통해 공동 공급부 (52) 와도 연결된다. 이와 관련하여, 상기 비반송 밸브 (50, 51) 는 상기 전동 드라이브 (2') 방향으로 열린다.

상기 공급부 (52) 는 공동 억제 밸브 (54) 의 출구 (53) 와 연결된다. 상기 공동 억제 밸브 (54) 는 활판 (55) 을 갖는데, 그 활판은 양 작동 연결부 (A, B) 로부터의 제어 압력에 의해 작동된다. 만일 작동 연결부 (A) 에서의 압력이 작동 연결부 (B) 에서의 압력보다 더 크다면, 활판 (55) 은 작동 연결부 (B) 가 출구 (53) 와 연결되도록 변위된다. 그리하여, 상기 전동 드라이브 (2') 는 작동 연결부 (B) 의 더 낮은 압력으로 유압 유체를 빨아들일 수 있다. 이러한 작동 연결부는 보통 탱크와 연결 될 것이다.

그 반대 경우에는, 작동 연결부 (B) 에서의 압력은 출구 (53) 가 작동 연결부 (A) 와 연결되도록 활판 (55) 을 밀어내고, 드라이브 (2') 는 작동 연결부 (A) 의 더 낮은 압력으로 유압 유체를 빨아들일 수 있다.

스로틀 (48, 49) 뒤에 그 유압 유체 공급이 일어나서, 비교적 작은 저항으로 발생하기 때문에, 재충전하는데 비교적 낮은 압력이 요구된다. 지금까지는 스로틀 (48, 49) 에서의 스로틀링 손실 (기생 손실) 을 고려해서 재충전하는데 대략 50 바가 요구되었다면, 지금은 예컨대 30 바로 충분할 것이다.

본 발명의 제어 장치로 예컨대 30 바의 설정값보다 더 작은 부하가 가능하다. 이 부하를 넘으면, 소비부에 의해 규정되는 부하 레벨에 따른 제어, 다시 말하면 유동 제어가 이루어진다.

상기 제어 장치는 미터인 (meter-in) 기능 또는 미터아웃 (meter-out) 기능을 허용하며, 각각 그 시스템 자체는 이용될 가능성을 선정한다.

부의 부하에 의해, 전동 드라이브 (2') 는 공동 현상을 막기 위해 입구에 항상 정의 압력을 제공할 수 있다. 실린더 적용 (도 1) 시에는 부하가 부일 때, 규정된 최소 압력에 의하여 부하 유지 밸브가 기능하지 않도록, 즉 열릴 수 있도록 보장될 수 있다. 또한, 이 경우에도 실제로 어떠한 공동현상도 없을 것이다.

### 발명의 효과

본 발명에 의하면, 가장 바람직한 에너지 소비 패턴을 제공할 수 있다.

### 도면의 간단한 설명

도 1 은 유압 제어 장치의 제 1 실시형태이다.

도 2 는 압력 상태를 도시한 개략도이다.

도 3 은 유압 제어 장치의 제 2 실시형태이다.

도 4 는 유압 제어 장치의 또 다른 실시형태의 개략도이다.

도 5 는 도 4 와 관련하여 변경된 실시형태이다.

도 6 은 도 4 와 관련하여 변경된 실시형태이다.

도 7 은 부하 유지 밸브를 갖춘 소비부의 개략도이다.

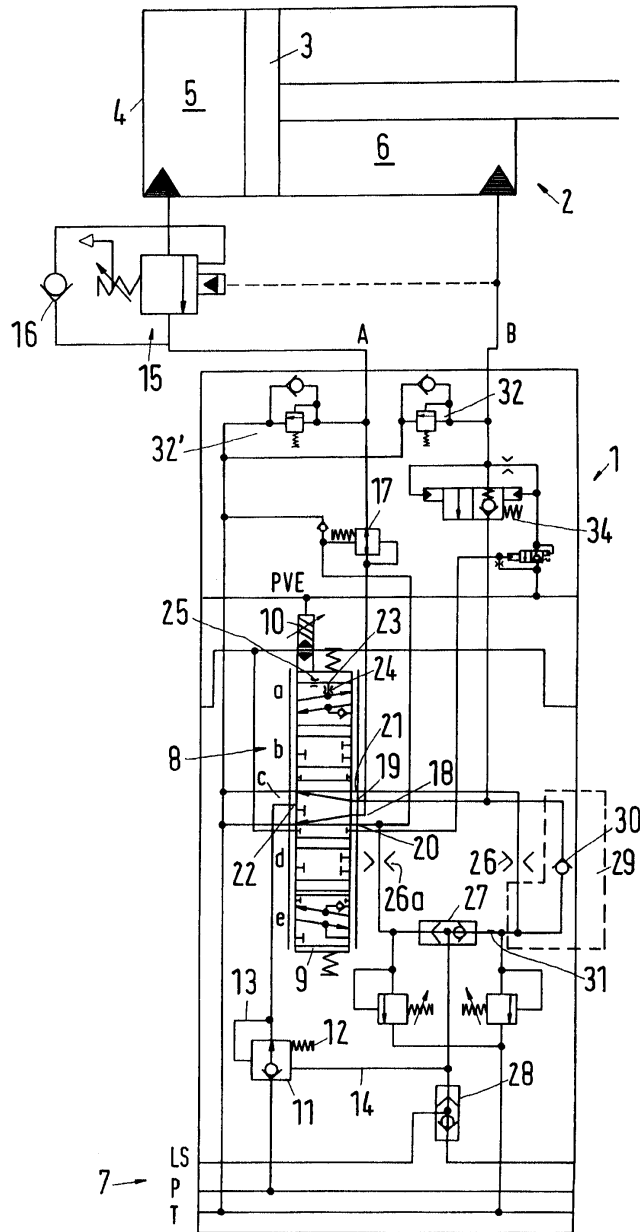
도 8 은 공동 억제 장치 (anti-cavitation device) 의 개략도이다.

\* 도면의 주요부분에 대한 부호의 설명 \*

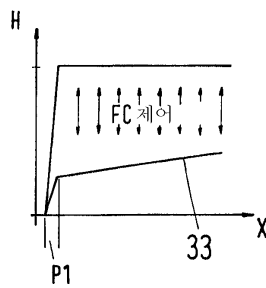
- 1 유압 제어 장치 2 소비부
- 3 피스톤 4 실린더
- 5 제 1 압력실 6 제 2 압력실
- 7 공급부 연결 장치 8 제어 밸브
- 9 밸브 활판 10 작동기
- 11 보상 밸브 12 스프링
- 13 출구를 갖는 관 14 제어관
- 15 부하 유지 밸브 16, 30 비반송 밸브
- 17 반송 보상 밸브 18 제 1 작동 출구
- 19 제 2 작동 출구 20 제 1 부하 감지 출구
- 21 제 2 부하 감지 출구 22 압력 입구
- 23 압력 분배부의 출구 24, 25, 48, 49 스톱틀
- 26 블렌드 (blende) 27, 38 셔틀 밸브
- 28 제 2 셔틀 밸브 29 선택 장치
- 32 과압 밸브 33 기울기가 작은 구간
- 34 파일럿 제어 스톱 밸브 35 가변 펌프
- 36, 37 "큰" 스톱틀 39 안전 밸브
- 40 최소 압력 곡선 41,42 제한선
- 43 제어 입구 44 파일럿 장치
- 45, 55 활판 46 셔틀 밸브
- 47 공동 억제 장치 50, 51 비반송 밸브
- 52 공급부 53 공동 억제 밸브의 출구
- 54 공동 억제 밸브

도면

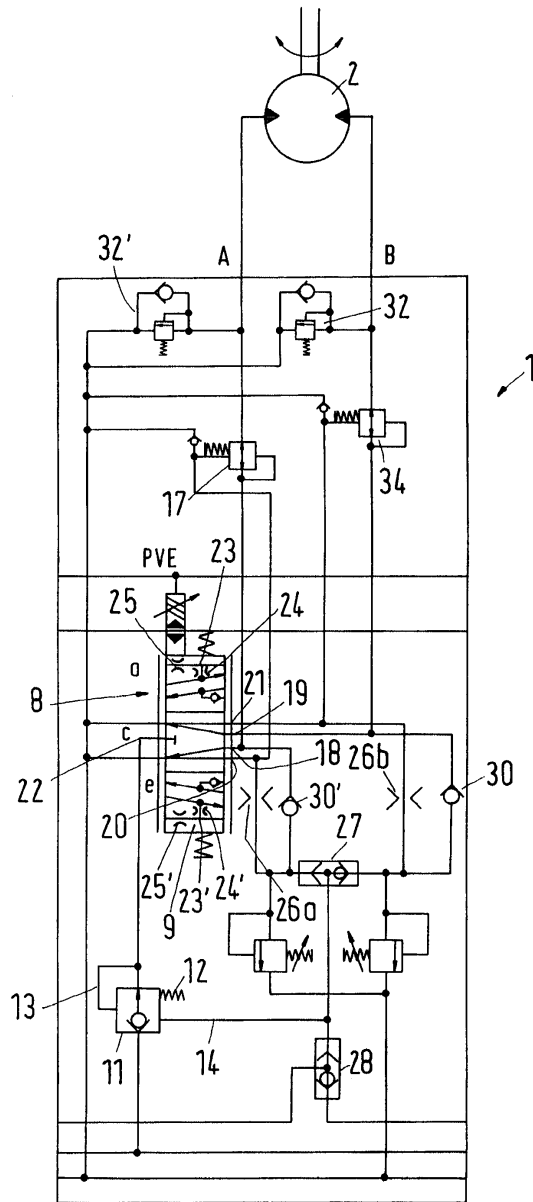
도면1



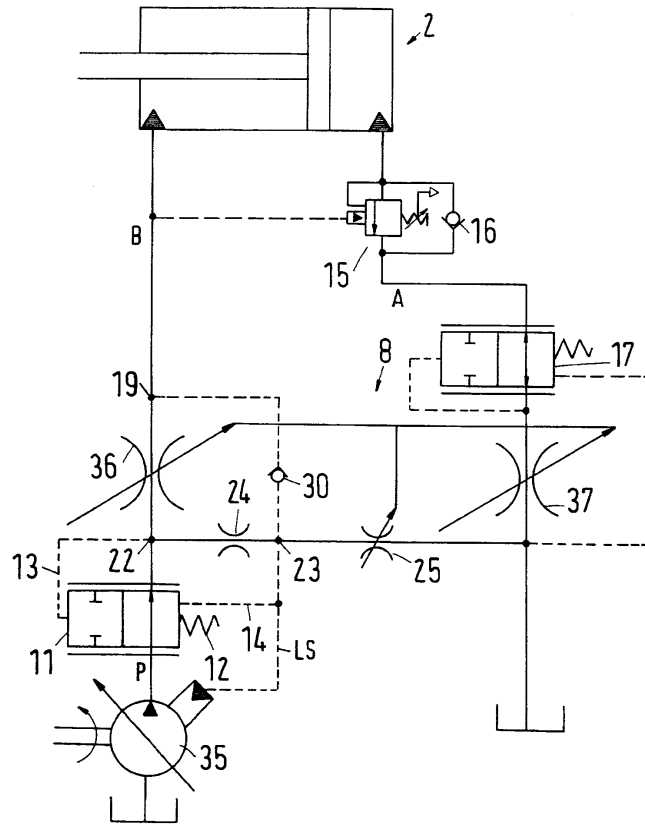
도면2



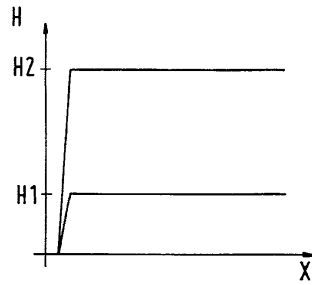
도면3



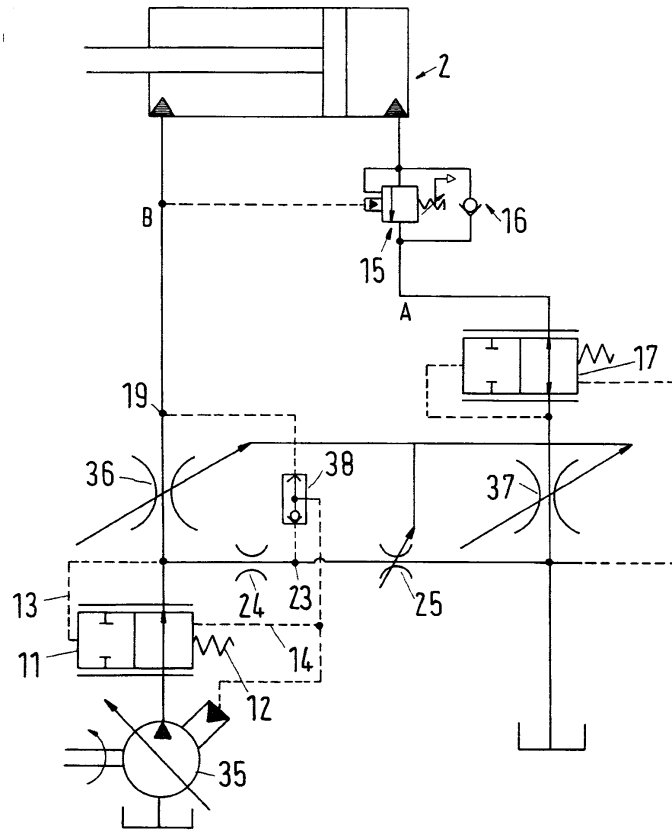
도면4



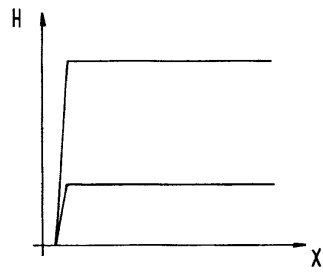
도면4a



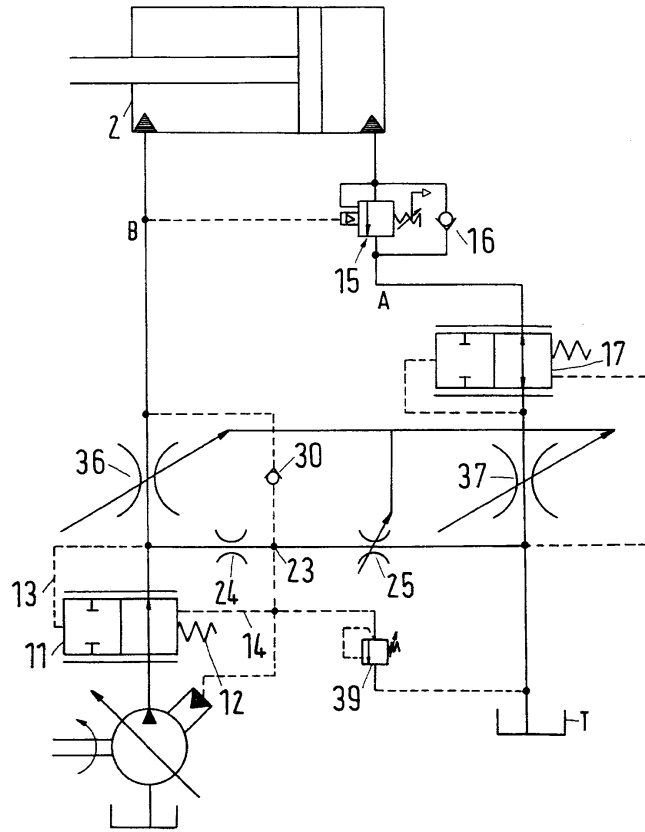
도면5



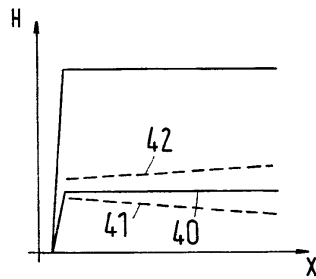
도면5a



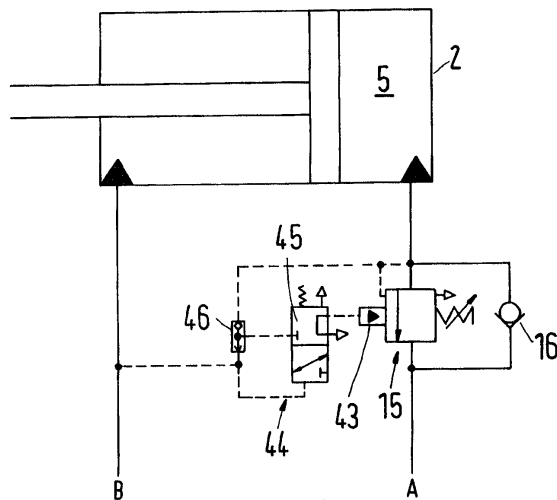
도면6



도면6a



도면7





도면8

