

(19) 대한민국특허청(KR)
(12) 등록특허공보(B1)

(51) Int. Cl. ⁶ F16H 61/02 F16D 43/12	(45) 공고일자 2001년06월01일 (11) 등록번호 10-0289360 (24) 등록일자 2001년02월 19일
(21) 출원번호 10-1995-0703448 (22) 출원일자 1995년08월 17일 번역문제출일자 1995년08월 17일 (86) 국제출원번호 PCT/FR 94/00176 (86) 국제출원일자 1994년02월 17일 (81) 지정국 AP ARIPO특허 : 말라위 수단 EA EURASIAN특허 : 벨라루스 카자흐스탄 러시아 EP 유럽특허 : 오스트리아 스위스 리히텐슈타인 독일 덴마크 스페인 핀란드 영국 룩셈부르크 네덜란드 포르투갈 스웨덴 OA OAPI특허 : 부르키나파소 베냉 중앙아프리카 콩고 코트디부아르 카 메룬 가봉 기네 말리 모리타니 니제르 세네갈 차드 토고 국내특허 : 오스트레일리아 바베이도스 불가리아 브라질 캐나다 중국 체코 헝가리 일본 북한 대한민국 스리랑카 라트비아 마다가스카르 몽골 노르웨이 뉴질랜드 폴란드 루마니아 슬로바키아 우크라이나 미국 우즈베키스탄 베트남	(65) 공개번호 특 1996-0701321 (43) 공개일자 1996년02월24일 (87) 국제공개번호 WO 94/19629 (87) 국제공개일자 1994년09월01일
(30) 우선권 주장 93/01841 1993년02월 18일 프랑스(FR)	
(73) 특허권자 안토노브 오토모티브 테크놀로지스 비.브이. 미첼 에멀슨	
(72) 발명자 네덜란드 엔엘-3013 에이엘 로테르담 워나 373 안토노브 뢰멘	
(74) 대리인 프랑스공화국 에프-75008 파리 퀴 다르뜨와 25 장수길	

심사관 : 이학수

(54) 차량용 변속 장치 및 관련 제어 방법

요약

변속 장치(1b)는 입력(2ab)에 연결된 크라운을 가진 유성 기어 장치(7)과 중간 휘일(16)에 의해 역전 방향 회전하지 못하게 된 유성 휘일(9)을 포함한다. 유성 캐리어(13)는 출력축(2bc)에 연결된다. 크라운(8)과 유성 캐리어(13)는 플라이 웨이트(29)와 스프링(34)에 의해 결합하도록 작동된 클러치(18b)에 의해 결합되어 직접 구동을 성취한다. 결합이 전달될 토오크에 대해 충분한 경우에 유성 휘일(9)은 속도가 감소되고 중간 휘일(16)에 의해 최종적으로 고정된다. 장치는 감속 유니트로서 작동하고, 헬리컬 치로 인한 축 추력(Pac)은 클러치를 결합 분리한다. 또 장치를 클러치(18b)의 분리 방향으로 레이스(20)를 밀고 중간 휘일(16)에 의해 통상적으로 허용되는 방향이라도 유성 휘일(9)의 회전은 방지하는 브레이크(43)를 작동하게 할 수 있다. 변속 장치의 선택적 동작은 차량 엔진이 유지 모드에서 작동될 때 감속 유니트로서 사용할 수 있다.

대표도

도2

명세서

[발명의 명칭]

차량용 변속 장치 및 관련 제어 방법

[발명의 상세한 설명]

본 발명은 적어도 2속을 가진 차량용 자동 변속 장치에 관한 것이다.

본 발명은 또한 그러한 변속기를 제어하는 방법에 관한 것이다.

국제 특허 공개 제W092/07206호에서는, 클러치가 선택적으로 대향 힘 중 큰 힘에 따라 유성 기어 장치(epicycle train)과 같은 차동 기어의 두 개의 회전 기구(organ)를 연결하는 변속 시스템이 개시되어 있다. 이는, 예를 들어, 스프링에 반대로 클러치 및/또는 원심 회전 속도계 수단(tachometric means)에 의해 생성된 힘을 해제하고, 클러치를 결합하는, 축방향으로 이동 가능하게 장착된 헬리컬 치에 의해 생성된 단부 트러스트에 관한 것이다. 클러치가 해제될 때, 차동 기어의 제3회전 기구가 회전되는 것이 방지되어야 하며 이는 상기 제3 기구가 대향 방향으로 회전하는 것을 방지하는 프리 휘일(free wheel)에 의해

달성될 수 있다.

기본적인 작동에 있어서 외부 동력원, 센서 또는 제어 회로를 필요로하지 않기 때문에 이러한 종류의 변속 시스템은 매우 유리하다. 변속 장치 자체가 제어에 필요한 힘을 발생시키며 이러한 힘은 제어에 필요한 변수의 측정과 동시에 발생된다.

그러나, 그러한 변속 장치는 최적 억제 작동(optimising hold-back operation)이 직접 가능하지는 않는다. 즉, 가속 페달이 해제될 때 엔진은 차량에 일정한 브레이크 효과를 미친다. 이러한 경우에, 엔진의 저항 토크는 회전 속도에만 종속되며 따라서 운전자가 필요로하는 감속을 나타내지는 않는다. 특히, 토크가 헬리컬 치 작용에 의해 감지되면, 이러한 반작용은 억제 작동 중 방향을 변경하지 않으며 따라서 더이상 클러치를 해제하지 않는다. 또한, 프리 휠 구조의 경우에, 기어 반작용이 클러치를 해제하여 감속 작동의 상태 중 하나를 야기할 수 있지만, 다른 상태는 불만족스러운 상태로 남아 있다: 억제 작동 중, 차동 기어의 제3회전 기구는 반대 방향으로 회전하지 않으며, 고속에서 정상 방향으로 회전되며, 이는 프리휠에 의해 방지될 수 없다.

게다가, 국제 공개 공보 9113275호에서는 종류는 동일하지만 치의 반력을 사용하지 않는 장치가 기술되어 있다. 제1 수단은 변속비 변경을 위한 속도 임계치를 변경하는 추가 응력을 운행 속도 수단에 추가된다. 제2 수단은 제3 회전 부재를 고정하여 최소 변속비로 홀드-백 작동이 일어나도록 제공된다. 그러나, 이런 구조는 제어가 복잡하여 엔진의 제동을 적절히 사용할 수가 없다.

본 발명의 목적은, 선택 접속 수단이 가변 대향력에 의해 제어되지만 특히 차량 엔진이 홀드 백 동작으로 운전되고 있을 때 대향력에 의해 형성된 것과는 다른 조건에서 감속 운전될 수도 있다.

본 발명에 따르면, 적어도 하나의 힘은 변속 장치의 적어도 하나의 작동 변수에만 의존하여 변화되는 힘을 발생시키는 대향 응력 수단에 의해 가해진 상호 결합 치를 보유한 회전 요소와 선택 접속 수단 및 선택 접속 수단이 비접속 상태에 있을 때 회전 요소의 하나를 선택적으로 작동하도록 설치된 프리 휘일의 조합과, 선택 접속 수단이 접속 또는 비 접속 상태에 있는지에 따라 두 개의 다른 변속비를 창출하는 회전 요소의 조합을 포함하며, 또 상기 변속 장치를 접속 및 비접속 상태의 하나로 이행시키는 부가의 힘을 상기 접속 수단에 가하기 위한 부가의 응력 수단과, 프리 휘일과는 별도로 부가 응력에 의해 생성된 변속비에 따라 프리 휘일에 관련된 회전 요소를 작동 상태로 이행시키는 작동 수단도 포함하는 변속 장치에 있어서, 작동 수단은 부가 응력 수단이 선택 접속 수단을 상기 소정 상태에서 유지할 때 상기 작동 상태를 완료시키기 위해 부가 응력 수단과 기계적으로 결합된 것을 특징으로 하는 변속 장치가 제공된다.

부가 응력 수단은 장치를 통상적으로 제어하는 대향력 중 하나의 증가 또는 재현을 실현하는 힘을 변속 장치에 도입하여 나아가서 장치의 작동을 대향 응력 수단에 의해서만 자동 제어되는 경우에 변속비 중 하나에 따라서 수행되게 한다. 이 동작은 프리 휘일과 관련한 회전 요소의 특정 동작과 자동적으로 연관된다. 이렇게 되면, 예를 들어 특히 엔진이 부의 토오크를 낼 때 필요하거나 바람직하다면 모든 환경에서 최소 비율로 장치의 작동을 용이하고 안정되게 할 수가 있다.

바람직하게는, 기어의 조합은 상호 결합 치를 가진 몇몇 회전 요소를 구비한 차동 기어 세트이며, 선택 접속 수단은 클러치가 두 요소 사이에 상대 회전을 가능하게 할 때 프리 휘일이 차동 기어의 회전 반력 요소의 역회전을 방지하면서 차동기어가 제1 및 제2 변속비에 따라 선택적으로 작동되게 하도록 상기 회전 요소 사이에 작동 가능하게 장착된 클러치이다. 이 실시예에서는, 상기 작동 수단으로서 프리 휘일과는 독립적으로 회전 반력 요소를 선택적으로 제동하기 위한 고정 수단, 그리고 고정 수단을 로킹 방향으로, 부가 응력 수단을 클러치 해제 방향으로 동시에 작동시키는 작동 수단을 구비하는 것이 바람직하다.

작동 수단을 작동하면 정상 방향으로 회전하려 하더라도 클러치 해제 및 반력 부재의 고정이 야기된다. 따라서, 장치의 입력 축이 음의 토크(negative torque), 즉, 회전 방향에 반대 방향으로 저절로 가해지는 토크(억제 토크(hold-back torque))를 전달할 경우에도 차동 기어가 감속기로서 작동하는 데 필요한 상태가 달성된다.

본 발명의 제2 목적에 따르면, 스트레스 대향 수단이 연결 수단을 연결하는 타성 수단을 포함하는 제1 목적에 따른 변속 장치를 제어하는 방법은 이동시 장치의 출력 축을 세팅하기 위해, 추가의 응력 수단은 가장 작은(shortest) 변속비로 이동을 시작하도록 탄성 수단에 반대로 연결되지 않은 상태로 선택적인 연결 수단을 위치시키도록 작동되는 것을 특징으로 한다.

통상, 입력 속도에 비해 출력 속도가 낮은 경우 변속비가 “낮다” (“short” or “low”)고 한다. 반대 경우에, 변속기 비가 “높다” (“long” or “high”)고 한다.

본 발명의 제3 목적에 따르면, 제1 목적에 따른 변속 장치를 제어하는 방법은 장치의 입력 축에 가해지는 토크가 상기 축의 회전 방향에 반대일 경우, 추가의 응력 수단이 가장 낮은 변속기 비로 치의 조합을 작동시키도록 선택적으로 작동되는 것을 특징으로 한다.

본 발명의 제4 목적에 따르면, 제1 목적에 따른 변속 장치를 제어하는 방법은 추가의 응력 수단이 차량 운전자에게 의한 출력의 필요성 감지 시에 작동되는 것을 특징으로 한다.

본 발명의 제5 목적에 따르면, 제1 목적에 따른 변속 장치를 제어하는 방법으로서, 장치의 입력에 과속의 위험성 없이 두 변속기 비의 높은 비로부터 낮은 비로 전이될 수 있게 하는 속도에 대응하는 플라이 웨이트(fly-weights)의 힘이 없이 연결 수단을 연결하는 원심 플라이휠의 힘을 초과하지 않는 힘을 선택적인 연결 수단에 가하도록 추가의 응력 수단이 작동되는 것을 특징으로 한다.

본 발명의 다른 상세 및 장점이 비 한정적인 실시예에 대한 이하의 발명의 상세한 설명으로부터 보다 완전히 이해될 수 있을 것이다.

[도면의 간단한 설명]

제1도는 상부가 정지 위치이며 하부가 중립 위치인 본 발명에 따른 다수의 연속 변속 장치를 포함하는 4단(four-ratio) 변속 시스템의 개략적인 길이방향 단면도이다.

제2도는 제1도의 상부 좌측 부분의 확대도이다.

제3도 내지 제5도는 제1도의 상부 절반부에 유사하나 제2단 기어, 제4단 기어에서의 작동 및 제3단 기어에서의 억제에 각각 관련된 도면이다.

제6도는 제1도 내지 제5도에서 도시된 스타터 펌프의 개략적인 정면도이다.

제7도는 제1도 내지 제5도에서 도시된 변속 시스템용 유압 선도이다.

제8도는 제1도 내지 제5도에서 도시된 변속 시스템용 유압 선도의 변형예에 관한 도면이다.

제9도는 제1도의 상부 좌측 부분에 대응하는 제 2 실시예를 도시한 도면이다.

제10도는 제1도의 우측 부분에 대응하는 제3 실시예를 도시하는 도면이다.

제1도에 도시된 4단 변속 시스템은 특히 모터 자동차용이며, 각각 2단으로 되어 변속 시스템의 입력축(2a)과 출력 축(2c) 사이에 직렬로 장착된 세 개의 연속 변속 장치(또는 모듈)(1a, 1b, 1c)를 포함한다. 입력 축(2a)은 모듈(1a) 내에 입력 축을 또한 포함한다. 입력 축은 사이에 클러치 없이 차량의 엔진(5)의 출력 축에 연결된다. 출력 축(2c)은 동시에 모듈(1c)의 출력 축을 구성하며 차량의 구동 휘일을 구동하기 위해 차동 장치의 입력부를 결합함으로써 구동하도록 설계된 치차를 포함한다. 수동 작동 전진 기어/후진 기어 전환기가 치차 및 차동 장치 입력부 사이에 삽입될 수 있다.

입력 축(2a)은 전체 변속 시스템을 통해 연장되며, 제1 모듈(1a)은 차량 엔진으로부터 가장 멀리 위치된다. 제3 모듈(1c)은 엔진에 가장 가까우며, 출력 치차가 엔진에 매우 근접한다. 모듈(1b, 1c)은 입력 축에 회전 연결되지 않고 입력 축(2a) 주위로 배치된다.

변속 시스템의 중심선(12)을 따라, 입력 축(2a)과 출력 축(2c) 사이에, 각각 상류에 위치한 모듈(1a, 1b)의 출력 축 및 각각 하류에 위치한 모듈(1b, 1c)의 입력 축을 구성하는 두 개의 연속 중간 축(2ab, 2bc)이 있다. 입력 축(2a), 중간 축(2ab, 2bc) 및 출력 축(2c)은 변속기 하우징(4)에 대해 축방향으로 고정된다. 이러한 이유로, 입력 축(2a)은 회전 가능하게 유지되며, 축방향으로 베어링(3a)에 의해 허브(111)에 고정된다. 허브(111)는 축방향으로 베어링(3ab)에 의해 하우징에 대해 회전 가능하게 자체 지지되며, 축방향으로 고정된다. 중간 축(2ab)은 축방향 멈치(B1)에 의해 입력 축(2a)에 대해 회전이 비교적 자유롭게 축방향으로 놓여서 축방향으로 고정된다. 중간 축(2bc) 및 출력 축(2c)은 하우징(4)에 대해 롤러 베어링(3bc, 3c)에 의해 각각 지지된다.

각 모듈은 감속기 작동 또는 직접 구동 작동이 가능하다. 감속기 작동에서 세 개의 모듈이 작동할 때 제1 단으로 되며, 제1 모듈(1a)이 직접 구동되며 다른 두 모듈이 감속기로 작동할 때 제2단으로 되며, 앞의 두모듈(1a, 1b)이 직접 구동되며 다음 모듈(1c)이 감속기로 작동할 때 제3단으로 되며, 세 개의 모듈이 직접 구동될 때 제4단으로 된다.

제2도를 참조하여 모듈(1b)을 이하에 상세히 설명하며, 이러한 상세한 설명은 입력 축이 축(2bc)이며 출력 축이 베어링(3c)에 의해 지지되는 축(2c)이라는 점을 제외하고는 모듈(1b)과 동일한 모듈(1c)에 대해서도 유효하다.

유성 기어 장치(7)는 내부 치를 갖는 크라운 휘일(8) 및 외부 치를 갖는 선 기어(9)를 포함하며, 이들은 출력 축(2bc)에 견고히 연결된 유성 기어 캐리어(13)에 의해 변속 장치의 중심선(12) 주위로 같은 각도 간격으로 지지된 유성 기어(11)와 결합된다. 유성 기어(11)는 유성 기어 캐리어(13)의 편심 트러니언(14) 주위를 자유로이 선회할 수 있다. 선 기어(9)는 둘러싼 출력 축(2bc)에 대해 변속 장치의 중심선(12) 주위로 자유로이 회전할 수 있다. 그러나, 프리 휘일 장치(16)는 선기어(9)가 후방으로, 즉, 변속기 하우징(4)에 대해 입력 축(2ab)의 통상 회전 방향에 반대 방향으로 회전하는 것을 방지한다.

크라운 휘일(8)은 회전 연결되며, 스플라인(17)에 의해 모듈의 입력 축(2ab)에 대해 축방향으로 자유로이 활주한다.

클러치(18b)는 크라운 휘일(8) 주위로 배치된다. 클러치는 환형 디스크(22)와 환형 디스크(19)가 교대로 적층된 적층체를 포함한다. 디스크(19)는 크라운 휘일(8)에 회전 연결되며 축방향으로 활주할 수 있다. 이를 위해, 디스크(19)는 크라운 휘일(8)과 일체인 스플라인(21) 내에 결합되는 내부 치를 갖는다. 디스크(22)는 회전 연결되며, 유성 캐리어(13)에 대해 축방향으로 활주할 수 있다. 이를 위해, 케이지(20)는 방사상 내면 상에, 한 면이 디스크(22)의 외부 치와 다른 면이 유성 기어 캐리어(13)의 외부 치(24)와 축방향으로 활주하는 방식으로 결합된 스플라인(23)을 갖는다.

디스크(19, 22)의 적층체는 유성 기어 캐리어(13)와 일체로 된 유지 판(26)과 크라운 휘일(8)과 일체로 된 가동판(27) 사이에서 축방향으로 가압될 수 있다. 따라서, 판(27)은 크라운 휘일(8)과 축방향으로 이동 가능하다.

케이지(20)는 클러치(18b) 주위의 링 내에 배치된 원심 플라이휘일(29, fly-weight)을 지지한다.

따라서, 플라이휘일은 속해 있는 모듈(1b)의 출력 축(2bc)에 회전 연결된다.

각 플라이휘일은 접시 스프링(34)에 의해 유지 판(26)의 외면에 대해 놓인 작동기 팁(32, activator tip) 및 디스크(19, 22)의 외부 주위로 방사상으로 위치한 중실체(31, solid body)를 갖는다. 팁(32)은 장치의 중심선(12)에 대해 접선 방향으로 위치한 기하학적 축(28) 주위로 케이지(20) 상에서 피봇되는 앵글 암(33)에 의해 중실체(31)에 연결된다. 국제 공개 제W0 91/13275호에서는, 그러한 플라이휘일의 관절식 작동을 위한 유리한 설계가 기술되어 있다. 플라이휘일의 무게 중심(G)은 중실체(31)의 내측에 또는 근접하게 축(28)에 대해서 장치의 중심선에 평행하게 측정된 설정 거리의 위치에 위치된다.

따라서, 유성 기어 캐리어(13)의 회전에 의해 플라이휘일(29)의 본체(31)는 원심력(Fa)의 영향을 받아 접선 축(28) 주위로 외향 방사상으로 피봇되며, 제4도에서 도시된 바와 같이 케이지(20)에 대해 멈치(36)에 의해 한정된 정지 위치로부터 일정 거리의 위치까지 이동시킨다.

따라서, 이는 팀(32)과 플라이휠일 피봇 축(28) 사이의 상대 축방향 변위를 야기하고 이에 따라 팀(32)과 케이지(20) 사이의 축방향 변위를 야기한다. 플라이휠일(29)의 원심 거리에 대응하는 변위 방향에 관해, 케이지(20)는 축방향 멈치(82)에 의해 회전이 상대적으로 자유롭게 크라운 휘일(8)에 대해 축방향으로 놓인다.

따라서, 팀(32)에 대한 케이지(20)의 변위는 클러치(18b)의 가동 판(27) 및 팀(32)을 함께 당기는 상대적인 이동을 야기한다. 이러한 상대적인 이동은 점시스프링(34)의 압축 및/또는 클러치(18b)의 결합 방향으로 고정 판(26)을 향한 가동판(27)의 이동에 대응할 수도 있다.

변속 시스템이 제1도 및 제2도의 상부에 도시된 바와 같이 정지된 때, 점시스프링(34)은 클러치(18b)를 결합시키는 힘을 멈치가 정지되어 있는 플라이휠일(29)에 의해 케이지(20)에 전달하여서 모듈(1b)의 입력 축(2ab)이 출력 축(2bc)과 회전 연결되게 하고 모듈은 점시 스프링의 유지력에 의해 한정되는 최대 설정치까지 토크를 전달할 수 있는 직접 구동 작동되게 된다.

크라운 휘일(8)의 치와, 유성 기어(11)와, 선 기어(9)는 헬리컬 기어이다. 따라서, 부하를 받는 상태에서 결합되는 각 쌍의 치에서, 전달된 원주 방향 힘에 그리고 이에 따라 출력 축(2bc) 상의 토크 및 입력 축(2ab) 상의 토크에 비례하는 대향 단부 추력을 발생시킨다. 크라운 휘일이 토크를 전달할 때 크라운 휘일(8) 내에 발생하는 단부 추력(Pac)의 방향은 크라운 휘일(8)에 의해 축방향으로 당겨지는 가동 판(27)이 클러치 유지 판(26)으로부터 이격되게 이동하도록, 치의 헬리컬 피치 각이 선정된다. 크라운 휘일(8)뿐만 아니라 선 기어 휘일(9)과 결합하는 유성 기어(11)는 서로 균형잡는 두 축방향 반작용(PS1, PS2)을 주며, 유성 기어(11)와 결합하는 것을 고려할 때 선 기어(9)는 크라운 휘일(8)의 단부 추력(Pac)에 반대 방향으로 강도가 동일한 단부 추력(Pap)을 준다. 선 기어(9)의 추력(Pac)은 멈치(B3), 유성 기어 캐리어(13), 베어링(3bc)을 거쳐 하우징(4)으로 전달된다. 따라서, 추력(Pac)은 클러치(18b)를 해제시키려는 방향으로 가동 클러치판(27) 상에 그리고 하우징(4)에 대해서 작용하고 이에 따라 클러치 유지판(26)에 작용된다. 이 힘은 멈치(B2)에 의해 케이지(20)로 전달되고, 또 플라이 웨이트(29)의 선단(32)과 유지판(26)을 서로 더 근접시키고, 따라서 플라이 웨이트(29)를 이들의 정지 위치에 유지시키고 점시 스프링(34)을 압축시키려는 성질이 있다.

이것은 제3도에 도시된 상황이다. 이러한 상황에 도달되었다고 가정하고서 모듈(1b)의 기초 작동에 대한 설명을 하기로 한다. 크라운 휘일(8)에서의 단부 추력(Pac)이 점시 스프링(34)을 압축시키고 플라이 웨이트(29)를 제3도에 도시된 정지 위치에 유지시키기에 충분하도록 토크가 입력 축(2ab)에 의해 모듈로 전달되는 한은 클러치의 유지판(26)과 가동판(27) 간의 거리는 디스크(19, 32)들이 서로에 토오크를 전달하지 않고 서로에 대해 미끄러지도록 하는 거리이다. 이러한 경우, 유성 기어 캐리어(13)는 입력 축(2ab)의 속도와는 상이한 속도로 회전할 수 있고, 모듈의 출력축(2bc)에 의해 구동되어야 하는 부하에 의해 비가동되는 경향이 있다. 결과적으로, 유성 기어(11)는 운동 역전기, 즉 선 기어(9)를 크라운 휘일(8)의 회전 방향에 대해 반대 방향으로 회전시키려는 경향이 있다. 그러나, 이것은 프리 휘일(16)에 의해 방지된다. 따라서, 선 기어(9)는 프리 휘일(16)에 의해 비가동되고 유성 기어 캐리어(13)는 선 기어(9)의 0 속도와 크라운 휘일(8) 및 입력 축(2ab)의 속도 사이에 해당되는 속도로 회전한다. 따라서, 모듈은 감속기 작동으로 작동한다. 회전 속도가 증가하고 토오크가 변하지 않는 상태로 유지되면, 원심력이 유지판(26)과 가동판(27) 사이에서 단부 추력(Pac)보다 큰 축방향 인력을 발생시키는 시점에 도달되고, 가동판(27)은 유지판(26)쪽으로 가압되어 직접 구동이 이루어진다.

클러치(18b)가 맞물릴 때 유성 기어 장치(7)의 치는 더 이상 작동하지 않는다. 즉, 상기 치들은 더 이상 어떠한 힘도 전달하지 않으며, 따라서 어떠한 단부 추력도 발생시키지 않는다. 따라서, 원심력으로 인한 단부 추력 자체는 판(26, 27)들을 서로 끌어당기도록 충분히 작용할 수 있다. 이는 직접 구동으로 넘어가는 과정, 즉 디스크(19, 22)들이 서로 마찰되어 동력의 일부를 전달하기 시작하면 치는 동일한 정도로 해제되고, 단부 추력(Pac)은 동일한 양만큼 감소되며, 원심력은 클러치(18b)가 완전히 직접 구동을 가능하게 할 때까지 점차적으로 더 지배적이 되는 과정을 더 잘 이해할 수 있게 한다.

그러면 플라이 웨이트(29)가 토오크를 전달하는 클러치(18b)에 충분한 인력을 더 이상 제공할 수 없는 시점까지 출력축(2bc)의 회전 속도는 감소되고, 그리고/또는 전달될 토오크는 증가된다. 이러한 경우 클러치(18b)는 미끄러지기 시작한다. 선 기어(9)의 속도는 0에 도달할 때까지 감소된다. 프리 휘일(16)은 선 기어를 비가동시키고 치의 힘(Pac)이 클러치를 해제시키도록 재발생해서 모듈이 감속기 작동으로 작동하게 한다. 따라서, 감속기 작동과 직접 구동 작동 간의 변화가 발생할 때마다 축방향 힘(Pac)은 새로이 수립된 변속비를 안정시키는 방향으로 변한다. 이것은 한편으로는 특정의 작동 임계점 근방에서의 비의 수 단한 변화를 회피하고 다른 한편으로는 클러치(18b)의 미끄러짐이 단지 일시적이게 하는 데 있어서 매우 유리하다.

점시 스프링(34)은 이중 목적을 갖는다. 한편으로는, 변속 시스템이 정지 상태에 있을 때 클러치들을 끌어당김으로써 이 스프링은 모듈의 입력 축과 출력축 간의 기계적 접촉을 달성시킨다. 이러한 기능은 세 모듈 모두에 있어서 보장되기 때문에 차량이 정지되어 있을 때는 엔진에 의해 억제(hold-back)되며 이 때 엔진 자체는 정지되어 있다. 클러치(18b)가 정지 상태에서 해제되면, 이러한 경우 엔진(5)에 의한 크라운 휘일(8)의 비가동화가 프리 휘일(16)에 의해 방해받지 않고 선 기어(9)를 순방향으로 회전시키기 때문에 차량은 전방으로 자유로이 이동되는 것을 방해받지 않는다.

다른 한편으로는, 점시 스프링(34)은 비교적 낮은 속도에 대해 모듈을 직접 구동으로 작동하게 하는데, 이 속도에서는 속도의 제공에 비례하는 원심력이 매우 낮으므로 전달되는 토오크가 매우 작아도 실제로는 바람직하지 못한 방법으로 감속기 작동으로 유지하려고 하거나 혹은 감속기 작동으로 복귀하려는 경향이 야기된다.

이제부터는 모듈(1b)과 비교해서 모듈(1a)의 차이점을 설명한다.

크라운 휘일에 대한 입력부와 유성 기어 캐리어에 대한 출력부를 갖는 유성 기어 장치를 사용하면 1.4 : 1 보다 높은 감속비를 달성하기가 용이하지 않다. 이러한 비에서는 2단 기어로 넘어갈 때의 엔진 속도의 감속이 40% 이다. 이 감속은 2단에서 3단 기어로 넘어갈 때 약간 낮다. 입력이 선 기어를 통해 그리고 출

력이 유성 기어를 통해 이루어지면 감속비는 실제로 적어도 3으로서 매우 높다. 대조적으로, 실제에 있어서 임의의 감속비는 선 기어를 통한 입력과 크라운 휘일을 통한 출력으로 달성하지만, 이러한 경우 크라운 휘일은 선 기어에 대한 반대 방향으로 회전하는데, 이러한 것은 모듈이 직접 작동과 감속기 작동으로 작동하고 있을 때 크라운 휘일의 회전 방향은 동일하지 않기 때문에 수용 불가능한 결함이 된다.

어떤 행정에서 이들 모두의 난점들을 해결하기 위해서 모듈은 선 기어(9a)에 연결된 입력 축(2a)과 크라운 휘일(8a)에 의해 구동되는 출력축(2ab)을 구비하며, 크라운 휘일(8a)의 회전 방향이 감속기 작동 중에도 선 기어(9a)의 회전 방향과 동일하도록 하기 위해 각각의 유성 기어는 함께 맞물린 직렬식(cascade)의 두개의 유성 기어(11a)로 대체되며 하나는 선 기어(9a)에 맞물리고 다른 하나는 크라운 휘일(8a)에 맞물린다. 유성 기어 캐리어(13a)가 프리휘일(16a)에 의해 허브(111)에 연결된다.

허브(111)는 스타터 브레이크(38)의 임펠러(37)와 일체식이다. 또, 제6도에 도시된 바와 같이 기어 펌프를 포함하고 이 기어 펌프의 임펠러(37)는 변속 시스템의 유효유 저장소에 모두 연결될 수 있는 흡입 포트(41)와 전달 포트(42) 사이에서 유압식으로 서로 평행한 4개의 펌프 유성 기어(39)들을 구동시키는 구동 선 기어를 포함한다. 펌프를 통한 오일의 유동을 선택적으로 가능하게 하거나 혹은 방지하거나, 또는 펌프 출구에서 조정 가능한 수두의 손실을 발생시키도록 밸브(40)가 전달 파이프(42)에 끼워진다. 밸브(40)가 폐쇄되었을 때 오일은 유동이 방지되고 펌프를 정지시켜 임펠러(37)는 더 이상 회전하지 않고 프리 휘일(16a)은 유성 기어 캐리어(13a)를 순방향으로만 회전할 수 있게 한다. 이와는 반대로, 밸브(40)가 개방되어 있으면 임펠러(37)는 자유로이 회전한다. 이러한 경우, 유성 기어 캐리어(13a)는 프리 휘일(16a)에 의해 구동 허브(111)를 반대 방향으로 회전시킬 수 있으며, 이것은 제6도에 도시된 방향으로의 펌핑을 야기시킨다. 밸브(40)는 중립 상태를 달성하도록, 즉 입력축(2a)을 회전하고 있으면서 차량은 정지(출력축(2c)이 비가동)되어 있을 때 입력 축(2a)과 출력축(2c)을 분리시키도록 자동적으로 개방된다. 이러한 기능 때문에 엔진(5)과 변속 시스템 사이에 항상 장착되는 클러치 또는 토오크 변환기가 제거될 수 있다. 출력축(2c)을 점진적으로 운동시키기 위해 밸브(40)가 점차적으로 폐쇄되어 밸브(40)를 통한 수두의 손실을 증가시킴으로써 임펠러(37)를 점차적으로 정지시킨다.

가변기가 밸브(40)와 평행하게 장착되어, 오일이 제6도에 도시된 방향과 반대 방향으로 유동하려는 경우, 또는 오일이 전달 포트(42)를 통해 흡인되고 흡입 포트(41)를 통해 배출되려는 경우 비복귀 밸브(45)는 오일이 밸브(40)를 일주할 수 있게 한다. 이 비복귀 밸브(45)로 인해 프리 휘일(16a)은 비복귀 밸브(45)에 의해 유압식으로 수행되는 프리 휘일의 기능을 없앨 수 있다. 이러한 해결책은 프리 휘일에 의해 점유되는 간과할 수 없는 공간에 대한 필요를 회피시키지만, 모듈(1a)이 직접 구동으로 작동하고 있을 때 유압 마찰에 의한 손실이 야기되며, 이러한 상황에서 유성 기어 캐리어(13a)는 입력 축(2a)과 동일한 속도로 순방향으로 회전한다.

제2도는 또한 브레이크(38)의 일부를 형성하는 유압 펌프가 특히 단순한 방식으로 제조된 것을 도시하는 것으로, 각각의 유성 기어(39)는 엔진(5)에 대향된 하우징(4)의 단부에 대해 고정된 덮개(49)의 공동부(48) 내에 간단히 수납된다. 공동부의 주위면은 유성 기어(39)의 치의 선단과 유밀 접촉하고, 공동부(48)의 기부면(52)과 하우징(4)의 외부 단부면(53)은 각각의 유성 기어(39)의 두 방사상 면들과 유밀 접촉한다. 더욱이, 임펠러(37)는 치의 양측면상에 2개의 대향 환형면(54, 56)을 갖는데, 이들 중 하나는 덮개(49)의 내부 기부와 유밀 접촉하고 다른 하나는 하우징(4)의 외부면(53)과 유밀 접촉한다. 유성 기어 치의 선단과 덮개(5) 및 하우징(4)과 유성 기어들의 방사상 면들의 여러가지 유밀 접촉부는 또한 회전중인 유성 기어들을 안내한다.

모듈(1a)의 플라이 웨이트(29)와 케이지(20a)는 다른 모듈(1b, 1c)에서와 같이 모듈의 출력축(2ab)과 함께 회전하는 일체형이지만, 후자와 축방향으로도 일체형이다. 따라서, 케이지(20a)는 그 축심(28) 및 플라이 웨이트(29)와 함께 축방향 이동성을 갖지 않는다.

대조적으로, 플라이 웨이트(29)의 선단(32)은 역시 접시 스프링(34)에 의해 더 이상 유지판(26) 상에 놓이지 않고, 클러치(18a)의 가동판(27) 상에 놓인다. 가동판(27)은 다른 모듈에서와 같이 크라운 휘일(8a)과 일체형이고, 출력축(2a)에 회전 연결된 케이지(20a)에 관련된 스플라인(17a)에 의해 축방향으로 가동될 수 있다.

모듈(1a)의 작동은 모듈(1b, 1c)의 작동과 유사하다. 플라이 웨이트 및 접시 스프링(34)은 최대로 전달 가능한 토오크를 결정짓는 힘으로 클러치(18a)를 끌어당기며, 감속기 작동 중에 크라운 휘일(8a)의 나선형 치의 축방향 힘은 가동판(27)을 클러치 해제 방향으로 밀어낸다.

이제부터는 3개의 모듈(1a, 1b 및 1c)의 일반적인 작동을 설명한다.

모듈(1a 내지 1c) 모두가 감속기 작동(제1도의 바닥 부분)으로 작동하고 있는 경우를 취함으로써 변속 장치의 제1 비가 달성된다. 3화살표(Fa)와 단일 화살표(Pac)로 도시된 바와 같이 모듈(1a)에서 속도는 최대이고 토오크는 최저이다. 따라서, 이 제1 모듈(1a)은 먼저 제3도에 도시된 바와 같이 차량이 가속화될 때 직접 구동 작동으로 넘어간다. 제1 모듈에서의 기어 감속(gearing down)에 의해 더 이상 토오크가 증가되지 않기 때문에 토오크는 제2 모듈(1b)에서 감소하지만, 제2 모듈에서의 회전 속도는 변하지 않은 채로 유지되고 따라서 변속 직전에 제1 모듈에서의 회전 속도보다 낮은데, 이는 속도가 차량 휘일의 회전 속도에 의해 야기되기 때문이다. 따라서, 엔진에 의해 전달되는 토오크가 변하지 않은 채로 유지되는 경우 제2 모듈이 직접 구동으로 넘어가는 상태에 도달할 수 있기 전에, 그리고 변속 장치의 모듈이 모두 제4도에 도시된 직접 구동에 있을 때까지 계속해서 차량의 속도가 증가시킬 필요가 있다. 따라서, 모듈들은 모두 실질적으로 동일하며, 속도비의 단계적 통과가 달성되도록 그들 자신을 자발적으로 편성한다. 모듈(1a)에 관해 설명된 차이점들은 이것에 관해 영향을 미치지 않는다.

그러한 것을 보장하기 위해서 주어진 상황에서 직접 구동으로 작동하는 모듈 중에서 감속되는 모듈은 출력축(2c)에 작동적으로 최근접한 모듈이고, 모듈들이 출력축에 근접할 수록 이들의 플라이 웨이트는 더 적어지고 더 경량화되며 또는 클러치에서 디스크도 적어진다. 그러나, 인접한 모듈에 비해 몇 %의 변화가 있으면 전달되는 토오크에 따라 약간의 차이를 야기시키는 단순한 문제가 있다.

이제부터는 제2도 및 모듈(1b)을 참조해서 접시 스프링(34), 원심 플라이 웨이트(29) 및 크라운 휘일(8)

의 치의 축방향 힘에 의해 발생하는 상태와는 상이한 상태에서 그러한 모듈을 감속기 작동으로 선택적으로 작동시키기 위해 모듈(1b, 1c)에서 제공된 부가적 수단에 대해 설명한다.

이러한 목적으로 모듈(1b)은 프리 휘일(16)과는 별도로 하우징(4)에 대해 선 기어(9)를 비가동될 수 있게 하는 브레이크(43)를 구비한다. 다시 말해서, 브레이크(43)는 선 기어(9)와 하우징(4) 사이에서 프리 휘일(16)과 작동적으로 평행하게 장착된다. 유압 피스톤(44)은 브레이크(43)를 선택적으로 작동 및 해제시키도록 축방향으로 활주되게 장착된다. 브레이크(43) 및 피스톤(44)은 이들 자체의 중심선으로서 변속 장치의 중심선(12)을 갖는 링형이다. 피스톤(44)은 복귀 스프링(55)의 작용 방향에 대항해서 브레이크(43)를 작동시키는 방향으로 피스톤(44)을 밀어내는 압력 하에서 오일이 선택적으로 공급될 수 있는 유압 챔버(46b)에 인접한다.

더욱이, 피스톤(44)은 축방향 멈치(B4)에 의해 케이지(20)에 대해 놓여질 수 있는 푸셔(47)에 견고하게 연결된다. 이 조립체는 챔버(46b) 내의 압력이 피스톤(44)을 브레이크(43)를 작동시키는 위치로 밀어낼 때 케이지(20)는 브레이크(43)가 작동하기 전에 클러치(18b)가 해제되도록 충분히 밀어내어진다.

따라서, 피스톤(44)이 브레이크를 작동시키는 위치에 있을 때 선 기어(9)는 억제 작동의 경우에서와 같이 크라운 휘일(8)보다 빨리 회전하는 경향이 있으며, 결과적으로 모듈은 감속기 작동으로 작동하는데, 이는 해제되고 있는 클러치(18b)에 의해 가능해지기 때문이다.

따라서 상술한 조립체(43, 44, 46b 및 47)는 차량 운전자에 대해 그 사람이 예를 들어 내리막을 내려갈 시에 엔진 브레이크 효과를 증대시키고자 할 때 그 모듈을 감속기 작동으로 만들기 위해 이용 가능해질 수 있는 수단을 제공한다.

우리는 위에서 차량이 정지되어 있을 때 접시 스프링(34)은 모듈을 모두 직접 구동으로 위치시킨다는 사실을 알았다. 따라서, 이동 정지(moving off)시에 치의 힘(Pac)의 발생이 모든 모듈을 감속기 작동으로 넘어가게 해서 이동 정지 시에 시스템이 제1 비가 되도록 한다. 이것은 불쾌한 구조적 진동(juddering)을 발생시킬 수 있다. 이를 회피하기 위해서는, 모터는 작동되기 시작하지만 출력축(2c)은 움직이고 있지 않을 때 브레이크(43), 피스톤(44) 및 푸셔(47) 조립체가 모듈(1b)을 감속 상태로 위치시키므로 변속 시스템은 출력축(1b)이 움직이기 시작할 때부터 바로 제1 변속비로 작동한다.

전술한 기능들을 수행하도록 유압 챔버(46b)를 공급하기 위해서는 중심선(12) 둘레의 플라이 웨이트의 회전 속도가 어떠한 간에 플라이 웨이트(29)에 의해 반대 방향으로 발생하는 축방향 힘을 확실하게 극복할 수 있을 만큼 충분히 높게 선택된 유압이 사용될 수 있다.

안전성이라는 이유가 아니라면, 플라이 웨이트의 회전 속도가 열엔진(5)의 과속을 일으키지 않도록 감속 운전으로의 이행을 위해 충분히 낮지 않다면, 피스톤(44)의 축방향 힘이 플라이 웨이트(29)의 대향력을 초과하지 않도록 하는 값으로 제한된 압력만을 유압 챔버(46b)에 공급하는 것을 동등하게 선택할 수 있다.

유압 챔버(46b)에는, 운전자가 입력축(2a)을 고속 회전시키기 위한 보다 경쾌한 성능(lively performance)을 요구한다면, 케이지(20)에서 플라이 웨이트에 의해 발생된 견인력으로부터 공제되는 힘을 발생시키는 일정한 조절 압력이 균등하게 공급될 수 있다. 따라서, 플라이 웨이트의 소정의 회전 속도에 대한 직접 구동에서의 전달 가능 토크는 더 작으며, 감속 운전시 작용하는 변속 시스템이 소정 토크를 위한 직접 구동으로 복귀하는 속도는 더 높아진다.

또한, 피스톤(44)은 직접 구동 운전과 감속 운전 사이에서의 전이를 가속하기 위해 사용될 수 있다. 운전자가 급격하게 엔진의 최대 출력을 요구할 때, 이러한 것이 검출되어 예컨대 1초 또는 2초 동안 지속되는 압력 서어지가 챔버(46b) 내로 전달된다. 상기 파동은 순간적으로 클러치(18b)를 해제하여 감속 운전이 즉시 이루어지도록 한다. 챔버(46b)에 더 이상의 압력이 없을 때, 전달할 강한 출력을 갖는 감속 운전은 감속 운전을 유지하는 강한 치 단부 추력(strong tooth end thrust, Pac)을 일으켰으므로 모듈은 직접 구동 운전으로 되돌아가지 않는다. 바꿔 말하면, 치 힘이 새로 이루어진 변속비를 안정시키는 방향으로 조절적으로 가변함에 따라, 요구되는 변경 방향으로 하나의 힘의 파동을 인가하고 나서 모듈의 성능을 조절하도록 모듈의 내부 힘을 잔류시키는 것만으로도 충분하다. 여기에서도, 출력축의 속도가 특정 한계치 아래에 있지 않다면, 압력 파동이 플라이 웨이트의 힘을 극복할 수 없도록 하는 것이 가능하다.

모듈(1c)은 모듈(1b)과 동일하게 브레이크(43), 피스톤(44), 챔버(46c), 푸셔(pusher, 47) 및 정지부(B4)를 갖는다.

모듈(1a)은 이와 대조적으로 상이하다. 모듈(1a)은 유압 챔버(46c)에 인접하여 피스톤(44a)을 갖지만, 프리 휘일(16a)과 평행한 브레이크(43) 같은 것이 없고, 더구나 피스톤(44)은 축방향으로 움직일 수 없는 케이지(20a) 상이 아닌, 크라운 휘일(8a) 및 클러치(18a)를 해제시키는 방향으로 이동 가능한 클러치(18a)의 판(27) 상에 있는 정지부(B5)를 통해 작용한다. 이러한 조립체의 목적은, 밸브(40)가 개방 위치에 있다면 가능한 바와 같이, 차량이 정지되어 있고 축(2a)이 이미 회전하고 있을 때 클러치(18a)가 해제될 수 있게 하기 위한 것이다. 또한, 피스톤(44a)은 소위 “경주(racy)” 운전을 위해 감속 운전을 촉진하는 데 사용되게 하거나, 운전자가 전술한 바와 같이 가속 페달을 완전히 누를 때 압력 파동을 전달하는 데에 사용될 수 있다. 이와 대조적으로, 피스톤(44a)은 열엔진이 유지(hold-back) 운전 상태일 때 감속 운전을 성취하는 데에는 사용될 수 없다. 변속기의 제1 변속비의 유지 운전의 가능성을 만드는 것은 실제로 무의미한 것으로 여겨져 왔다.

전체적으로 변속 시스템의 상이한 조건에 대하여 제1도 및 제3도 내지 제5도를 다시 참조하기로 한다.

제1도의 상부 부분에서, 변속 시스템은, 밸브(40)가 복귀 스프링(50)에 의해 폐쇄 위치로 유지됨에 따라 모든 클러치(18a, 18b, 18c)가 결합되어 있고 시동 브레이크(38)가 구속되어 있으므로 직접 구동 운전으로 머물러 있다. 피스톤(44, 44a)은 복귀 스프링(55)의 작용에 의해 비작동 위치를 향해 밀린다.

제1도의 하부에서 도시된 상태에서, 밸브(40)는 임펠러(37)를 해제하도록 하는 개방 위치에서 도시되어 있다. 유압 챔버(46a, 46b, 46c)는 클러치(18a, 18b, 18c)를 해제하여 대응 접시 스프링(34) 및 피스톤의

복귀 스프링(55)을 압축하도록 공급되는 것으로 도시되어 있다. 이러한 것은 예컨대 엔진(5)이 공전하고 있고 출력축(2c)이 움직일 수 없는(차량 정지) 상태이다. 그리고 나서, 시동 장치(38)는 입력축(2a)이 모듈(1a)의 출력축(2b)의 어떠한 회전도 없이 그리고 다른 2개의 모듈(1b, 1c)의 어떠한 회전도 없이 회전될 수 있게 한다. 유성 기어 캐리어(13a) 및 허브(11)는 이러한 상태가 가능하도록 순방향에 대해 반대 방향으로 회전한다.

이러한 단계에서, 임펠러(37)는 열 엔진(5)의 종래의 플라이휠의 관성에 임펠러의 관성을 추가한다. 이러한 것은 매우 유용한데, 그 이유는 열 엔진의 피스톤 중 하나가 가스 압축 행정의 말기에 도달할 때에 관성 부하에 연결되지 않은 열 엔진이 계속 회전할 수 없게 되는 것을 방지하기 위해 열 엔진의 플라이휠은 주로 공전 중에 유용하기 때문이다. 이와는 대조적으로, 정상 운전 중에, 종래의 열 엔진의 플라이휠은 차량의 가속 성능을 방해한다. 차량이 정지되어 있을 때만 임펠러(37)가 회전되는 상태에서, 한편으로는 엔진(5)에서의 소형의 플라이휠에 의해 동일한 공전 안정화가 성취되며, 더욱이 임펠러(37)의 관성은 임펠러(37)가 이때 정지되므로 정상 운전 중에 나타나지 않는다.

제1도의 하부에 대해 설명된 상태에 대응하는 중립 운전으로부터 제1 변속비에 따른 운전 상태로까지 이행되기 위해, 밸브(40)는 점차적으로 폐쇄되어 제1 모듈의 출력축(2ab)을 점차적으로 회전 운동하게 하며, 이러한 운동은 출력축(2c)까지 각각의 모듈에서의 속도 감소에 의해 전달된다. 차량이 일정 속도, 예컨대 5 km/hr에 도달하자마자 유압 챔버(46a, 46b, 46c) 내의 압력은 해제되어, 치 힘(Pac), 원심력(Fa) 및 스프링(34)의 탄성력이 전술한 바와 같이 조립체의 자동 제어에서 제 기능을 발휘할 수 있도록 한다.

제5도는, 변속기 조립체의 직접 구동 상태에서부터 브레이크(43)를 작동시킴과 동시에 모듈(1c)의 클러치(18c)를 해제시키기 위해, 모듈(1c)의 유압 챔버(46c)에 공급되는 것을 도시한다. 따라서, 상기 모듈의 피스톤(44)은, 보다 큰 엔진 브레이크 효과를 생성하거나 급격한 가속을 위해 신속하게 감속 운전으로의 복귀를 개시하도록, 모듈이 감속 운전으로 이행하게 한다.

피스톤(44, 44a)을 제어하는 챔버(46a, 46b, 46c) 내의 유압을 제어하는 유압선도인 제7도를 참조하여 설명하기로 한다.

제1도 내지 제5도에 도시되지 않은 방법으로, 변속 시스템의 입력축에는 축(2a)에 의해 구동되어 엔진(5)의 속도로 회전하는 유압 유입 펌프(57)가 있고, 변속 시스템의 출력축 또는 출력축의 하류측에는 유압 유출 펌프(58)가 있다. 펌프(57)는 엔진의 회전 속도가 무엇이든 간에 일정한 압력, 예컨대 릴리프 밸브(59)에 의해 유지된 200kPa의 압력을 전달하도록 설계된다. 이와는 대조적으로, 유출 펌프(58)는 변속기 출력축의 속도의 일부분, 바꿔 말하면 차량의 속도의 일부분을 구성하는 압력을 전달하는 회전 속도계식 펌프(tachometric pump)로서 작용한다.

릴리프 밸브(59)의 상류측에서, 유입 펌프는 특히 변속기 윤활 회로(60)에 연결될 수 있는 중간 압력 분기관(61)에 공급한다. 릴리프 밸브(59)의 하류측에서, 유입 펌프는 예컨대 말단 릴리프 밸브(63)에 의해 내부 압력이 100kPa로 고정된 저압 분기관(62)에 공급한다. 각각의 유압 챔버(46a, 46b, 46c)는 유입 밸브(64)에 의해 2개의 분기관(61, 62) 중 하나 또는 다른 하나에 의해 공급될 수 있으며, 상기 유입 밸브(64)는 유입 밸브가 수용하는 2개의 압력 중 가장 높은 압력을 유입 밸브와 관련된 챔버 내로 조직적으로 전달하면서 이러한 압력이 다른 분기관으로 통과하지 않도록 한다. 저압 분기관(62)의 공급은 성능 밸브(66)에 의해 제어되며, 성능 밸브(66)는 성능 밸브가 개방 위치에 있을 때 모듈이 감속 운전으로 작동하게 하는 압력을 챔버(46a, 46b, 46c)에 인가한다. 상기 압력은 수동 제어부(67)가 작동되는 경우에는 영구적으로 인가되거나 가속 페달이 완전히 눌러졌을 경우에 작동되는 댐퍼(68)에 의해 1초 또는 2초 동안 지속되는 파동으로 인가될 수 있다.

분기관(61)으로부터 중간 압력을 전달하는 결정은 개별 각각의 밸브(69a, 69b, 69c)에 의해 각각의 챔버(46a, 46b, 46c)에 대해 개별적으로 이루어진다. 밸브(69a, 69b, 69c)가 휴지 상태에 있을 때, 대응 챔버(46a, 46b, 46c)는 중간 압력에 의해 공급되어 대응 모듈이 작동하거나 감속 운전으로 작동할 준비가 되도록 한다. 유출 펌프(58)의 압력은 각각의 개별 밸브에 인가되어 밸브를 폐쇄 위치로 이동하게 한다. 제1 모듈(1a)에 대응하는 개별 밸브(69a)에 있어서, 밸브는 차량 속도가 약 5 km/hr일 때 폐쇄 위치로 이동한다..

다른 2개의 밸브(69b, 69c)는, 차량 속도가 각각 30 km/hr 및 50 km/hr를 초과하고 “4”, “3” 및 “2” 로 표시된 3개의 위치 사이에서 이동 가능한 캠(71)이 위치 “4” 에 있을 때 폐쇄 위치로 이동한다. 수동 선택기에 의해 제어되는 캠이 위치 “3” 에 있을 때 그리고 캠이 위치 “2” 에 있는 때에도, 개별 밸브(69b, 69c)의 복귀 스프링(72)은 개방 위치를 향한 복귀력을 증가시키기 위해 더욱 압축되어, 개별 밸브가 폐쇄 위치로 이동하게 하는 데 필요한 차량 속도가 더 높아지게 한다.

더욱이, 개별 밸브(69b, 69c)는 폐쇄 위치로의 이행 방향으로 차량 속도에 대응하는 압력에 더하여 분기관(61)의 중간 압력을 선택적으로 수용한다. 이러한 것은 정상 상태에서 폐쇄 위치에 있는 공전 밸브(73)가 유출 펌프(58)의 압력에 의해 개방 위치로 밀리는 경우에 발생한다. 펌프(58)의 압력은 제어 밸브(74)가 개방 위치에 있을 때 공전 밸브(73)에 인가된다. 제어 밸브(74)는 차량의 가속 페달(76)이 눌러질 때 개방된다.

제7도에 도시된 유압 회로의 작동을 이하에서 설명한다.

차량이 정지되고 가속 페달(76)이 해제되어 엔진이 공전하고 있을 때, 제어 밸브(74)는 폐쇄 위치에 있고 유출 펌프(58)에 의해 생성된 압력은 0이 되어, 3개의 챔버(46a, 46b, 46c)는 공급되게 하고 3개의 모듈이 감속 운전으로 작동할 준비가 되게 한다.

유입 펌프(57)의 중간 압력 회로(61)로부터 에너지를 이끌어 낼 수 있는 시동수단(77)은 시동 장치 브레이크(38)의 밸브(40)를 점차적으로 폐쇄하도록 작동될 수 있다.

차량 속도가 약 5 km/hr에 도달할 때, 밸브(69a)는 폐쇄되어 챔버(46a)가 더 이상 압력 하에 있지 않도록

한다[상기 단계에서 성능 밸브(66)는 폐쇄된 것으로 가정된다].

더욱이, 운동 상태로 설정될 차량에 대해서, 가속 페달(76)은 작동되어야만 하여, 제어 밸브(74)가 유출 펌프(58)의 송출 회로 내에서 축적된 압력이 공전 밸브(73)를 개방 위치로 밀 수 있도록 한다. 이러한 것은 챔버(46b, 46c)를 배출시키기 위해 분기관(61)의 중간 압력이 다른 2개의 개별 밸브(69b, 69c)를 폐쇄 위치로 밀 수 있게 한다.

바꿔 말하면, 차량이 시동되자마자 그리고 가속 페달(76)이 작동되는 한, 챔버(46a 내지 46c)는 압력이 없게 되고 접시 스프링(34), 플라이 웨이트(29) 및 헬리컬 치에 의해 생성된 힘을 남겨 두어 외부 영향 없이 변속비의 변화를 취급하도록 한다.

어떤 차량 속도에서, 운전자가 가속 페달(76)을 해제하면, 공전 밸브는 폐쇄되고 개별 밸브(69b, 69c)는 유출 펌프(58)에 의해 생성된 압력에 의해 조절된다. 이것은, 차량 속도가 50 km/hr 이하로 떨어질 때, 최초로 직접 구동 상태인 변속기는 자동적으로 제3 단 기어로 저단 변속되고 나서, 속도가 저속쪽으로 30 km/hr 한계치를 통과할 때 제2 단 기어로 저단 변속된다는 것을 의미한다.

상기 한계치는 캠(71)이 위치 “3”에 있을 때 증가되고 캠이 위치 “2”에 있을 때에도 증가된다. 캠(71)에 의해, 차량 운전자는 예컨대 언덕 아래로 주행할 때 엔진 브레이크 효과를 증가시킬 수 있다.

제7도에 도시된 개선에 따라, 운전자가 차량에 제동을 가할 때 상기 한계치가 증가될 수 있다.

이러한 목적을 위해, 유출 펌프(58)는 유압 제동 시스템(79) 내의 압력이 커짐에 따라 보다 더 폐쇄하도록 자동적으로 조절되는 팽창 밸브(78)를 통해 송출한다. 이러한 목적을 위해, 제동 회로에 장착된 압력 픽업(81)은 밸브(78)를 작동시키는 전기 신호를 발생시킨다. 밸브(78)가 더 폐쇄될수록 유출 펌프(58)의 송출회로 내의 압력은 소정의 차량 속도에 대해 더욱 증가한다.

차량이 정지하여 있을 때 운전자가 가속 페달(76)을 작동시킨다면, 제어 밸브는 개방되지만 유출 펌프(58)에 의해 공급된 압력은 0이 되고 결국 공전 밸브는 폐쇄 위치에서 유지된다.

따라서, 개별 밸브는 차량이 정지된 경우 또는 가속 페달(76)이 해제되어 차량 속도가 어떤 한계치 이하가 된 경우에 개방 위치에만 있게 된다.

개별 밸브가 개방 위치에 있을 때, 밸브들의 유출구는 반드시 대응 챔버(46a, 46b, 46c)와 연통한다. 밸브들이 폐쇄 위치에 있고 성능 밸브(66)가 개방 위치에 있을 때, 챔버(46a, 46b, 46c)는 가속 페달(76)이 작동될 때 변속 시스템의 성능을 수정하도록 전술한 바와 같이 저압으로 공급된다. 제7도는 밸브(66, 74) 부근에서 가속 페달(76)을 2번 도시하였지만, 명확하게는 실제로 단 하나의 동일한 페달이 있다.

제8도에 도시된 예는 제7도와 관련한 차이점에 대해서만 설명되는 간단한 변형 예에 대응한다.

이에는 유출 펌프, 제어 밸브 또는 공전 밸브가 없다.

유입 펌프(57)는 예컨대 2,000 rpm까지 점차적으로 증가하고 나서 일정해지는 압력을 전달하는 회전 속도 계식 펌프로서 역할한다.

상기 압력은 이중 화살표(87)로 나타낸 비교적 큰 구역에 걸쳐 3개의 개별 밸브(69a, 69b, 69c)의 제어 유입구에 인가되기만 한다. 더욱이, 펌프(57)에 의해 생성된 압력은, 개별 밸브(69a, 69b, 69c)가 이들의 복귀 스프링(72a, 72b, 72c)에 의해 개방 위치에서 유지될 때, 개별 밸브(69a, 69b, 69c)에 의해 챔버(46a, 46b, 46c)에 인가되며, 스프링(72a, 72b, 72c)의 세기는 상기 순서대로 증가한다.

챔버(46a, 46b 또는 46c)가 압력 하에 있을 때, 상태 안정화 파이프 또는 통로(88)는 비교적 작은 구역(단일 화살표)에 걸쳐 펌프(57)의 압력을 대응 개별 밸브(69a, 69b 또는 69c) 측으로 인가하여, 상기 압력이 스프링(72a, 72b, 72c)과 동일한 방향으로 작용하게 한다. 캠(71)은 서로 일체로 된 2개의 캠(71b, 71c)으로 대체된다. 위치 “3”에서, 캠(71c)은 스프링(72c)을 압축하여 탄성력이 펌프(57)에 의해 대향 방향으로 생성된 최대 힘을 극복하도록 하여서 직접 구동 운전을 방지하게 한다. 게다가, 위치 “2”에서, 캠(71b)은 시스템이 제3 변속비로 이행되지 않도록 스프링(72b)을 압축한다.

캠(71b, 71c)이 위치 “4”에 있고 엔진이 공전 상태일 때, 3개의 개별 밸브(69a, 69b, 69c)는 개방되어 3개의 모듈이 감속 운전으로 작동되게 한다. 엔진의 회전 속도가 예컨대 1400 rpm에 도달하자마자, 치형, 접시 스프링(34) 및 원심 플라이 웨이트(29)에 의해 형성된 조건 하에, 제1 모듈의 밸브(69a)는 폐쇄되어 제2 변속비로의 이행을 허용한다. 엔진의 회전 속도가 1,600 rpm에 이어서 1,800 rpm에 도달하자마자, 개별 밸브(69b)는 제3 변속비로의 이행을 허용하고 이어서 개별 밸브(69c)는 직접 구동으로의 이행을 허용한다. 밸브가 폐쇄될 때마다, 상태 안정화 파이프(88)는 배출되고, 이는 폐쇄 상태를 안정시킨다.

직접 구동(제4 변속비)으로부터 시작하여 유지 운전으로 작동될 때, 엔진의 회전 속도가 예컨대 1,300 rpm 이하로 떨어지자마자, 배출되는 밸브(69c)의 상태 안정화 파이프(88)에 의해 새로운 한계치가 설정되고, 밸브(69c)는 개방되며, 제3 모듈은 감속 운전으로 복귀한다. 이러한 상태는 밸브(69c)의 개방이 파이프(88)를 재충전하므로 엔진의 회전 속도가 1,800 rpm 이하인 한 유지될 것이다.

유사한 과정이 개별 밸브(69b)에 의해 제3 변속비로부터 제2 변속비로 이행시킬 수 있다.

제2도에 도시된 것과 비교하여 그 차이점에 대해서만 설명될 제9도에 도시된 예에 있어서, 브레이크(38)는 더 이상 유압 브레이크가 아니며 디스크 브레이크이다. 브레이크의 임펠러(37)는 허브(111)와 일체로 된 디스크이다. 디스크(37)는 하우징(4)에 고정되어 중심선(12)을 중심으로 회전되지 않는 캘리퍼(82)와 협동한다. 스프링(83)은 캘리퍼(82)를 영구적으로 파지하여 허브(111)를 움직이지 못하게 한다. 이러한 경우에, 프리 휘일(16a)은 유성 기어 캐리어(13a)가 순방향으로만 회전할 수 있게 한다.

유압 잭(84)은 스프링에 의해 가해진 힘에 대항하여 캘리퍼를 이격 이동시키기 위해 공급될 수 있다. 이러한 경우에, 유성 기어 캐리어(13a)는 중립 조건을 성취하도록 프리 휘일(16a)에 의해 허브(111)를 구동

시키는 대향 방향으로 회전할 수 있다. 차량을 점차적으로 움직이게 하기 위해, 잭(84) 내의 압력은 점차적으로 해제된다.

시동 장치 브레이크(38)는 하우징(4)의 [엔진(5)에 대향한] 자유 단부에서 외부에 장착되어, 필요하다면 캐리 퍼(82)의 마찰 라이닝이 매우 간단한 보수 작업으로 교환될 수 있도록 한다.

이러한 배열은, 상기 예에서, 제1 모듈(1a)이 엔진 단부에 있는 대신에 하우징(4)의 자유 단부로 이동되어 있다는 사실과, 제1 모듈(1a)의 출력축(2ab)이 유성기어 장치(epicyclic train)의 크라운 휘일(8a)에 연결된다는 사실에 의해 가능해질 수 있다. 사실, 크라운 휘일(8a)이 [모듈(1b, 1c)의 경우에서처럼] 모듈(1a)의 입력축(2a)에 연결된다면, 엔진(5)에 대향한 유성 기어 장치(71) 측면 상에 반경방향 플랜지 연결축(2a)과 크라운 휘일(8a)이 있게 되며, 이러한 플랜지는 유성 기어 장치의 상기 측면으로부터 유성 기어 캐리어와 하우징의 외부 사이에서의 어떠한 직접 연결도 방지하게 된다. 따라서, 제1 모듈(1a)에서의 유성 기어 장치(7a)의 특정 배열은, 전술한 바와 같이 제1 변속비와 제2 변속비 사이에서 보다 양호한 단계적인 하강을 가능하게 한다는 것과, 시동 장치 브레이크(38)가 하우징(4)의 외부에 위치될 수 있게 한다는 2가지 이점을 갖는다. 명확하게는 베어링(3a, 3ab)은 적당히 밀봉된다.

제10도에 도시된 다른 예에 따르면, 엔진(5)의 출력축과 변속기 입력축(2a)사이에서 종래의 클러치(86)를 가질 수도 있다. 이러한 경우에, 브레이크(38)는 제거되었고, 허브(111)는 하우징(4)에 영구적으로 연결된다.

명확하게는, 본 발명은 설명되고 도시된 예로 제한되지 않는다.

모듈의 자동 작동을 교정하기 위해 인가된 힘은 본질적으로 유압 이외에 예컨대 탄성력일 수 있다.

변속 시스템은 반드시 연속적인 모듈로 배열될 필요는 없다.

(57) 청구의 범위

청구항 1

적어도 하나의 힘(Fa, Pac)은 변속 장치의 적어도 하나의 작동 변수에만 의존하여 변화되는 힘을 발생시키는 대향 응력 수단(29, 34)에 의해 가해진 상호 결합치(7)를 보유한 회전 요소와 선택 접속 수단(18a, 18b) 및 선택 접속 수단이 비접속 상태에 있을 때 회전 요소(9)의 하나를 선택적으로 작동하도록 설치된 프리 휘일(16)의 조합과, 선택 접속 수단이 접속 또는 비접속 상태에 있는지에 따라 두 개의 다른 변속비를 창출하는 회전 요소의 조합을 포함하며, 또 상기 변속 장치를 접속 및 비접속 상태의 하나로 이행시키는 부가의 힘을 상기 접속 수단(18a, 18b)에 가하기 위한 부가의 응력 수단(44, 46, 47)과, 프리 휘일(16)과는 별도로 부가 응력에 의해 생성된 변속비에 따라 프리 휘일에 관련된 회전 요소(9)를 작동 상태로 이행시키는 작동 수단도 포함하는 변속 장치에 있어서, 상기 작동 수단은 상기 부가 응력 수단(44, 46, 47)이 상기 선택 접속 수단(18a, 18b)을 상기 소정 상태에서 유지할 때 상기 작동 상태를 완료시키기 위해 부가 응력 수단(44, 46, 47)과 기계적으로 결합된 것을 특징으로 하는 변속 장치.

청구항 2

제1항에 있어서, 상기 부가의 응력 수단은 부가의 힘을 가할 때 변속 장치의 작동을 그 최소 변속비에 따라 수행되게 하는 것을 특징으로 하는 변속 장치.

청구항 3

제1항에 있어서, 상기 대향 응력 수단은 선택 접속 수단을 접속 상태로 응력을 주는 원심 플라이 웨이트(29)를 구비한 것을 특징으로 하는 변속 장치.

청구항 4

제1항에 있어서, 상기 대향 응력 수단은 전달된 토오르크에 의존하는 힘을 선택 접속 수단에 비접속 방향으로 전달하기 위한 수단을 포함하는 것을 특징으로 하는 변속 장치.

청구항 5

제1항에 있어서, 상기 대향 응력 수단은, 부하를 받고 있을 때 결합 치 중 어느 하나에 대한 반향 치에 걸리는 힘을 비접속 방향으로 선택 접속 수단에 가하는 것을 특징으로 하는 변속 장치.

청구항 6

제5항에 있어서, 상기 선택 접속 수단은, 접속 수단이 접속 상태에 있을 때 상기 기어 대신에 힘을 전달하고 상기 기어는 상기 접속 수단이 접속 상태에 있을 때 적어도 부분적으로 부하 해제되도록 설치된 것을 특징으로 하는 변속 장치.

청구항 7

제1항, 제3항 또는 제5항에 있어서, 상호 결합 치를 보유한 회전 요소의 조합은 차동 기어 세트를 포함하며, 상기 선택 접속 수단은 상기 차동 기어가 제1 및 제2의 상기 두 변속비에 따라서 선택적으로 작동하도록 되어 있으며, 상기 프리 휘일(16)과 관련된 회전 요소(9)는 클러치(18b)가 상기 두 회전 요소(13, 8) 사이에 상대적인 회전을 허용할 때 프리 휘일(16)이 역전 방향으로 회전하지 못하도록 하는 반력 회전 요소인 것을 특징으로 하는 변속 장치.

청구항 8

제7항에 있어서, 상기 작동 수단은 프리 휘일(16)과는 독립적으로 반력 회전 요소(9)를 선택적으로 로킹 하는 고정수단(43)이며, 상기 변속 장치는 또 고정 수단(43)을 로킹 방향으로 그리고 부가 응력 수단(4

7)을 클러치의 해제 방향으로 동시에 작동시키는 작동 수단(44, 46b, 46c)을 더 포함하는 것을 특징으로 하는 변속 장치.

청구항 9

제8항에 있어서, 상기 고정 수단은 상기 프리 휘일(16)과 평행으로 작동 가능하게 설치된 브레이크(43)를 포함하는 것을 특징으로 하는 변속 장치.

청구항 10

제8항에 있어서, 상기 작동 수단은 잭(44, 46b, 46c)을 포함하는 것을 특징으로 하는 변속 장치.

청구항 11

제10항에 있어서, 잭의 피스톤(44)은 고정 수단(43)을 직접 작동하고 축방향 드러스트 베어링(B4)을 거쳐서 해제 방향으로 상기 클러치(18b)를 밀어주도록 된 것을 특징으로 하는 변속 장치.

청구항 12

제1항, 제3항, 또는 제5항에 있어서, 회전 속도가 설정 임계치 이하로 저하될 때 부가 응력 수단의 작동을 제어하는 수단(69a, 69b, 69c)과, 상기 설정 임계치와는 독립적으로 상기 작동을 선택적으로 제어하는 수단(66, 71, 71b, 71c)을 포함하는 것을 특징으로 하는 변속 장치.

청구항 13

제12항에 있어서, 상기 회전 속도는 변속 시스템의 입력축의 상류측에 배치된 회전 속도 펌프(57)에 의해 검출되는 것을 특징으로 하는 변속 장치.

청구항 14

제12항에 있어서, 임계치와는 독립적으로 부가 응력 수단의 작동을 선택적으로 제어하는 수단은 상기 회전 속도의 특성인 압력에 대항하여 작동하는 스프링(72, 72b, 72c)의 인장을 변경하는 수동 제어 수단(71, 71b, 71c)을 포함하는 것을 특징으로 하는 변속 장치.

청구항 15

제1항, 제3항 또는 제5항에 있어서, 대항 응력 수단은 선택 접속 수단을 접속 상태로 밀어주는 탄성 수단(34)을 포함하는 것을 특징으로 하는 변속 장치.

청구항 16

제15항에 기재된 변속 장치를 제어하는 방법에 있어서, 장치의 출력축(2c)의 동작을 개시하기 위해 부가 응력 수단(47)은 가동이 최소 변속비에서 개시되도록 탄성 수단의 작용에 대항하여 선택 접속 수단을 비접속 상태로 되도록 작동되는 것을 특징으로 하는 방법.

청구항 17

제16항에 있어서, 중립에서 작동하기 위해, 부가 응력 수단(47, 44a)이 작동되어 비접속 상태를 확립하고, 동시에 입력 클러치(38)는 변속 장치의 입력축(2a)를 회전 시키고 변속 장치의 출력축은 제로 속도를 갖도록 작동되는 것을 특징으로 하는 방법.

청구항 18

제1항, 제3항 또는 제5항에 기재된 변속 장치를 제어하는 방법에 있어서, 상기 장치의 입력축(2a)에 가해진 토오크가 축의 회전 방향에 반대 방향일 때 부가 응력 수단은 기어의 조합이 최소 변속비로 작동되도록 작동되는 것을 특징으로 하는 변속 방법.

청구항 19

제18항에 있어서, 상기 부가 응력 수단은 변속 장치를 구비한 차량의 브레이크가 가해질 때 변속 장치의 작동이 그 최소 변속비로 수행되도록 작동되는 것을 특징으로 하는 변속 방법.

청구항 20

제1항, 제3항, 또는 제5항에 기재된 변속 장치의 제어 방법에 있어서, 상기 부가 응력 수단(43, 44, 47)은 차량 운전자에 의한 동력의 강한 요구가 있을 때 변속 장치가 작은 비율로 작동될 수 있도록 작동되는 것을 특징으로 하는 방법.

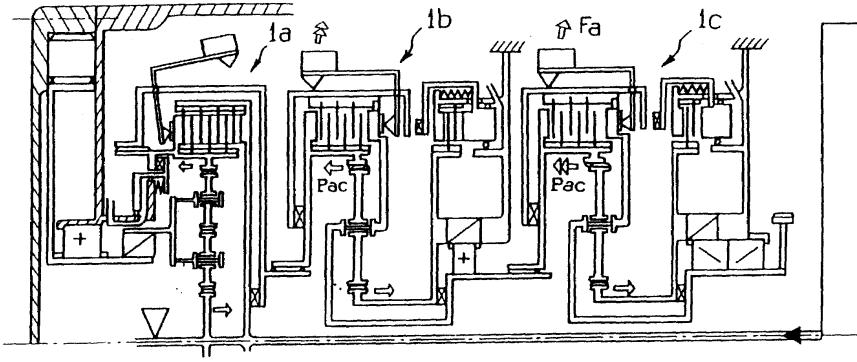
청구항 21

제20항에 있어서, 상태를 변경할 때마다 상태의 변경 조건을 변경하여 클러치의 각 상태를 안정시키는 수단을 포함하는 변속 장치를 제어하기 위해 부가 응력 수단은 각한 동력 요구가 검출된 때 서어지에 의해 작동되는 것을 특징으로 하는 변속 장치의 제어 방법.

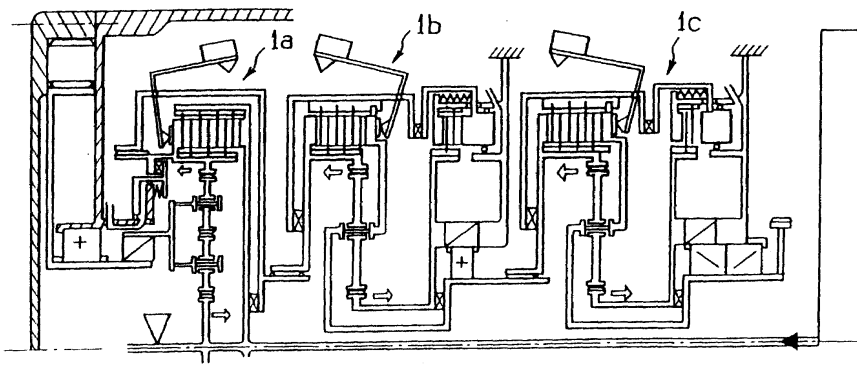
청구항 22

제3항에 따른 변속 장치를 제어하는 방법에 있어서, 상기 부가 응력 수단(44, 47)은 운전자의 입력축(2a)의 과속 위험 없이, 속도에 해당하는 플라이 웨이트의 힘이 두 변속비중 최소 변속비로부터 통과할 원심 플라이 웨이트(29)를 초과하지 않는 선택 접속 수단(44, 47)에 힘을 가하도록 작동되는 것을 특징으로 하는 방법.

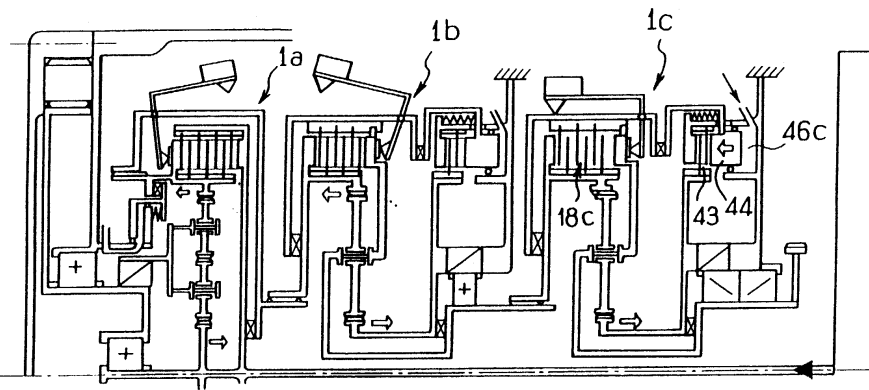
도면3



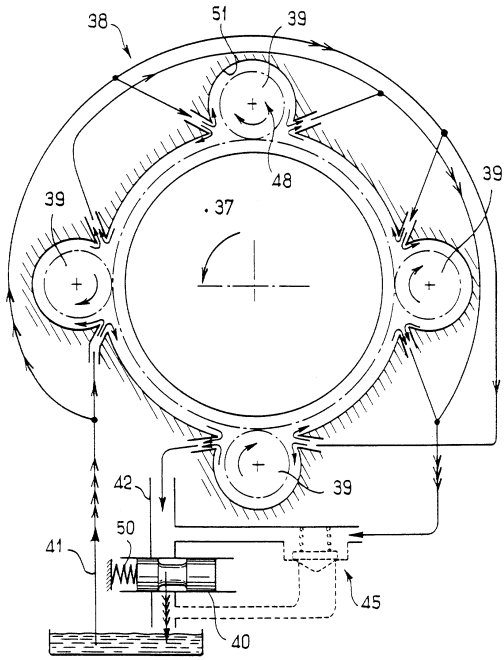
도면4



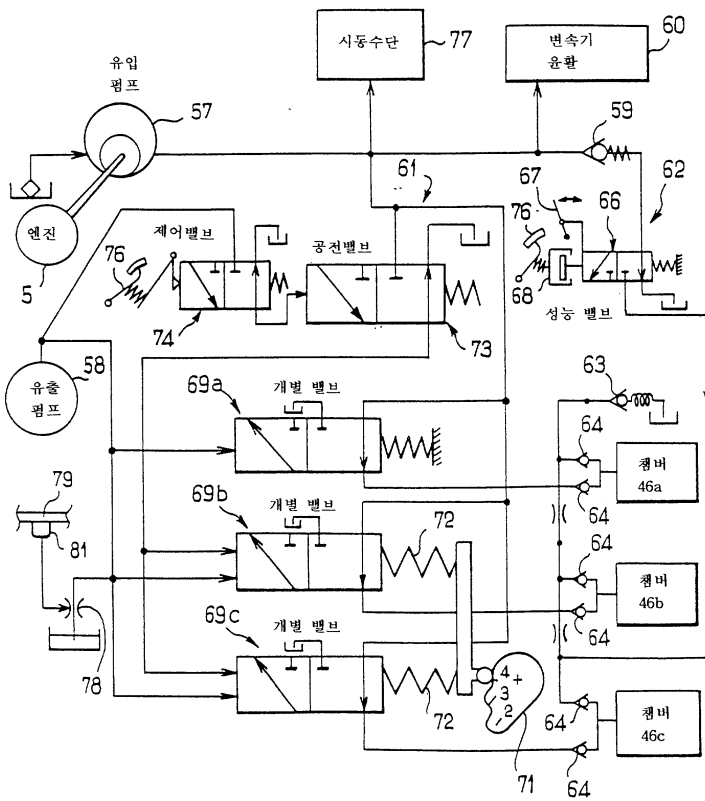
도면5



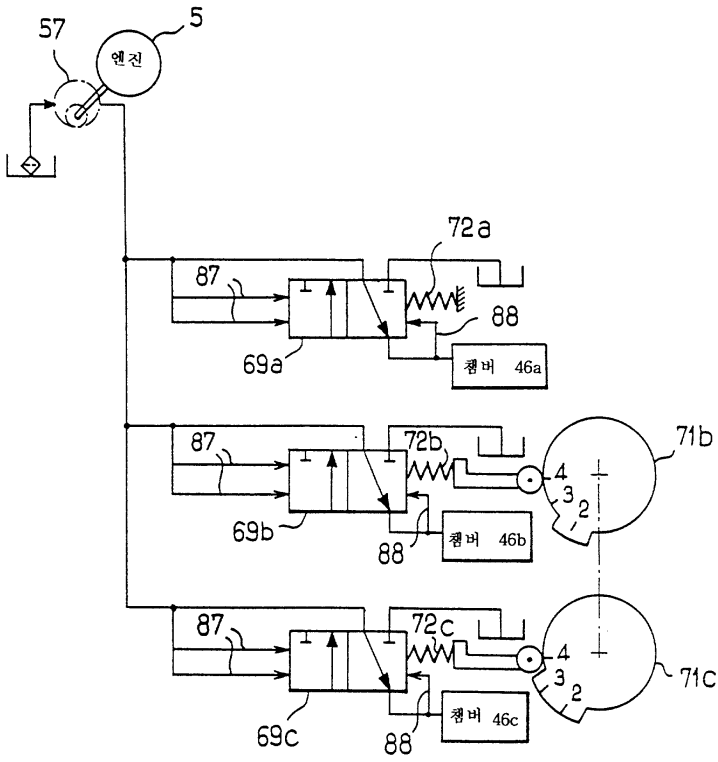
도면6



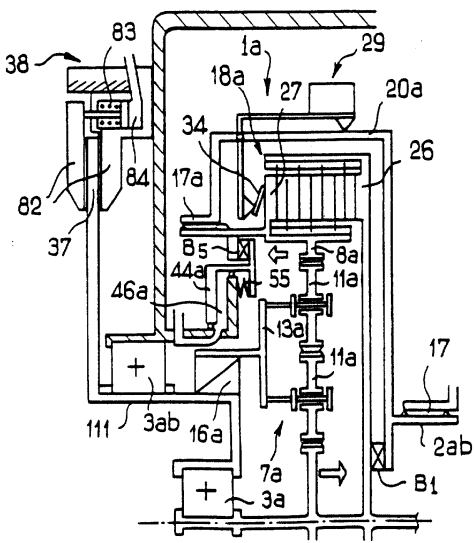
도면7



도면8



도면9



도면10

