

(19)대한민국특허청(KR)  
(12) 등록특허공보(B1)

(51) 。 Int. Cl.<sup>8</sup> (45) 공고일자 2006년02월10일  
*B60T 8/36* (2006.01) (11) 등록번호 10-0550816

(24) 등록일자 2006년02월03일

(21) 출원번호 10-2002-0029773

(65) 공개번호 10-2002-0091800

(22) 출원일자 2002년05월29일

(43) 공개일자 2002년12월06일

(30) 우선권주장 JP-P-2001-00163525 2001년05월30일 일본(JP)

(73) 특허권자 도요타지도샤가부시킴가이샤  
 일본 아이치켄 도요타시 도요타초 1

가부시킴가이샤 덴소  
 일본국 아이치켄 가리야시 쇼와초 1초메 1반치

(72) 발명자 하라, 마사히로  
 일본아이치켄도요타시도요타초1

니헤이, 도시히사  
 일본아이치켄도요타시도요타초1

마츠이, 나루유키  
 일본아이치켄도요타시도요타초1

마즈우라, 마사히로  
 일본아이치켄가리야시쇼와초1-1

(74) 대리인 정상구  
 이병호  
 신현문  
 이범래

심사관 : 정석현

(54) 차량용 제동 제어장치 및 제어방법

요약

운전자의 제동 조작량에 따라서 각 차륜의 목표 휠 실린더 압력Pti가 연산되고, 안티스키드(anti-skid) 제어가 필요할 때는 휠 실린더 압력이 차륜의 제동 슬립(slip)을 저감하기 위한 목표 휠 실린더 압력으로 제어된다. 좌우측 후륜중 한쪽만이 안티스키드 제어되는 경우에는 안티스키드 제어되지 않은 좌우 반대측의 차륜의 목표 휠 실린더 압력은 안티스키드 제어되는 차륜의 목표 휠 실린더 압력과 동일한 값으로 설정되고, 리니어 밸브가 목표 휠 실린더 압력에 근거하여 제어되고, 이것에 의해 좌우측 후륜의 휠 실린더 압력이 실질적으로 동일한 압력으로 제어된다.

대표도

도 2

색인어

제동제어장치, 휠실린더, 리니어밸브, 안티스키드, 제동슬립.

명세서

도면의 간단한 설명

도 1a 및 1b는 본 발명에 의한 차량용 제동 제어장치의 유압회로 및 전자 제어장치의 예를 도시하는 개략 구성도.

도 2는 제동 제어 루틴을 도시하는 흐름도.

도 3은 안티스키드(anti-skid) 제어의 목표 휠 실린더 압력 연산 루틴을 도시하는 흐름도.

도 4는 브레이크 페달의 밟기 행정(stroke)  $S_t$ 와 목표 감속도  $G_{st}$ 의 관계를 도시하는 그래프.

도 5는 마스터 실린더 압력의 평균치  $P_m$ 과 목표 감속도  $G_{pt}$ 의 관계를 도시하는 그래프.

도 6은 전회 연산된 최종 목표 감속도  $G_t$ 와 목표 감속도  $G_{pt}$ 에 대한 무게  $\alpha$ 의 관계를 도시하는 그래프.

도 7은 제 1 실시예에 있어서 좌우측 후륜에 대해서 안티스키드 제어가 행하여지고, 로우(low) 셀렉트 제어가 행하여지는 경우에 있어서의 좌우측 후륜의 목표 휠 실린더 압력  $P_{ti}$  및 실제의 휠 실린더 압력  $P_i$ 의 변화의 일례를 비교예의 경우와 대비하여 도시하는 설명도.

도 8은 본 발명에 의한 차량용 제동 제어장치의 제 2 실시예에 있어서의 제동 제어 루틴을 도시하는 흐름도.

도 9는 다른 실시예에 있어서 좌우의 후륜이 독립적으로 안티스키드 제어된 후 로우 셀렉트 제어가 개시되는 경우에 있어서의 좌우측 후륜의 목표 휠 실린더 압력  $P_{ti}$  및 실제의 휠 실린더 압력  $P_i$ 의 변화의 일례를 비교예의 경우와 대비하여 도시하는 설명도.

발명의 상세한 설명

발명의 목적

발명이 속하는 기술 및 그 분야의 종래기술

본 발명은 차량의 제동 제어장치에 관한 것으로, 더욱 상세하게는 차륜의 제동력을 직선형으로(linearly) 증감 제어함으로써 제동 제어를 행하는 차량의 제동 제어장치에 관한 것이다.

자동차 등의 차량의 제동 제어장치의 하나로서, 예를 들면 본원 출원인의 출원, 일본 특개평 4-63755호 공보에 기재되어 있는 바와 같이, 차압 제어 밸브에 의해 휠 실린더 압력을 증감 제어함으로써 안티스키드 제어를 행하도록 구성된 제동 제어장치가 종래부터 알려져 있다.

이러한 제동 제어장치에 의하면, 차압 제어 밸브에 대한 제어 전류를 제어함으로써 휠 실린더 압력을 직선형으로 증감 제어할 수 있기 때문에, 증감압 제어 밸브로서의 개폐 밸브가 단속적으로 개폐 제어되는 경우에 비하여, 제동 제어시에 발생하는 소음을 저감할 수 있고, 또한 킥 백(kick-back)을 저감할 수 있다.

그러나 상기 공개 공보에 기재된 종래의 제동 제어장치에 있어서는 노면의 마찰 계수가 비교적 낮은 상황에 있어서 좌우 한 쌍의 후륜에 대해서 안티스키드 제어가 실행되는 경우에, 감압, 유지, 증압의 각 모드 중 감압의 우선 순위를 가장 높게

하고 증압의 우선 순위를 가장 낮게 하여 좌우측 후륜의 증감압 모드를 일치시키는, 소위 로우 선택트 제어(low select control)를 어떻게 달성할지에 대해서는 고려되어 있지 않다. 따라서 차량의 제동 성능을 향상시키기 위해서는 이 점에 있어서 개선의 여지가 있다.

특히 휠 실린더 압력을 증감 제어하는 밸브가 증압(유지)용 개폐 밸브와 감압용 개폐 밸브로 이루어지는 종래의 일반적인 제동 제어장치에 있어서, 로우 선택트 제어는 증감압의 우선 순위가 높은 쪽의 차륜, 즉 선택트륜의 개폐 밸브의 개폐 시간을 카피하여 좌우 반대측의 차륜, 즉 비선택트륜의 개폐 밸브가 개폐되고, 이것에 의해 좌우측 후륜의 제동 압력의 증감이 동일하게 제어되도록 되어 있다.

그러나 휠 실린더 압력을 증감 제어하는 밸브로서 리니어(linear) 밸브가 사용되는 경우에는 리니어 밸브는 개폐 밸브에 비하여 응답의 격차가 큰 것을 고려하지 않으면 안된다. 선택트륜에 있어서의 리니어 밸브에 대한 목표 증감압 구배(slope)와 동일한 목표 증감압 구배로 비선택트륜의 리니어 밸브를 제어하여도, 양쪽 차륜의 휠 실린더 압력을 반드시 동기하여 증감시킬 수 없는 경우가 있다.

한편 상술한 문제는 제어 밸브가 리니어 밸브인 유압식 제동 제어장치에 한하지 않고, 차륜에 설치된 브레이크 회전자(rotor)와 같은 회전 부재에 대하여 브레이크 패드와 같은 마찰 부재를 가압하는 전동기와 같은 전기식 가압장치를 구비하는 전기식 제동 제어장치에 있어서도 가압장치의 격차에 기인하여 생기는 경우가 있다.

### 발명이 이루고자 하는 기술적 과제

본 발명의 주요한 과제는 휠 실린더 압력을 직선형으로 증감하는 제어 밸브로서 리니어 밸브가 사용되는 경우에 있어서, 한 쌍의 차륜에 대해서 안티스키드 제어가 실행되어 로우 선택트 제어가 실행될 필요가 있는 경우와 같이, 한 쌍의 차륜의 제동 압력(가압력)을 동일하게 함과 함께 그 변화를 동일하게 할 필요가 있을 때에는 다른쪽의 차륜의 목표 휠 실린더 압력을 한쪽의 목표 휠 실린더 압력과 동일하게 설정함으로써, 목표 증감압 구배가 동일하게 설정되는 경우에 비하여 확실하게 한 쌍의 차륜의 제동 압력 및 그 변화를 동일하게 하고, 이것에 의해 차량의 제동 성능을 향상시키는 것이다.

### 발명의 구성 및 작용

상술한 주요한 과제는 본 발명에 의하면, 각 차륜에 대응하여 설치된 휠 실린더에 대한 작동 액체의 총 배출을 제어함으로써 휠 실린더 압력을 증감하는 리니어 밸브와, 차량의 상태에 따라서 차륜의 목표 휠 실린더 압력을 결정함과 함께, 휠 실린더 압력이 목표 휠 실린더 압력이 되도록 상기 리니어 밸브를 제어하는 제어수단을 구비하는 차량용 제동 제어장치에 있어서, 상기 제어수단은 차량의 상태가 ABS 제어의 개시시에는 제 1 차륜의 회전 상태에 근거하여 상기 제 1 차륜의 목표 휠 실린더 압력을 결정함과 함께, 제 2 차륜의 목표 휠 실린더 압력을 상기 제 1 차륜의 목표 휠 실린더 압력과 동일하게 설정하는 것을 특징으로 하는 차량용 제동 제어장치이다(청구항 1의 구성).

차륜에 설치된 회전 부재에 대한 마찰 부재의 가압력을 증감하는 전자식 가압장치와, 차량의 상태에 따라서 목표 가압력을 결정함과 함께, 가압력이 목표 가압력이 되도록 상기 가압장치를 제어하는 제어수단을 구비하는 차량용 제동 제어장치에 있어서, 상기 제어수단은 차량의 상태가 ABS 제어의 개시시에는 제 1 차륜의 회전 상태에 근거하여 상기 제 1 차륜의 목표 가압력을 결정함과 함께, 제 2 차륜의 목표 가압력을 상기 제 1 차륜의 목표 가압력과 동일하게 설정하는 것을 특징으로 하는 차량용 제동 제어장치(청구항 2, 청구항 8의 구성)에 의해서 달성된다.

차량의 상태가 ABS 제어의 개시시에는 제 1 차륜의 회전 상태에 근거하여 상기 제 1 차륜의 목표 휠 실린더 압력이 결정됨과 함께, 제 2 차륜의 목표 휠 실린더 압력이 제 1 차륜의 목표 휠 실린더 압력과 동일하게 설정되기 때문에, 제 2 차륜의 휠 실린더 압력의 목표 증감압 구배가 제 1 차륜의 증감압 구배와 동일하게 설정되는 경우에 비하여, 확실하게 제 1 및 제 2 차륜의 휠 실린더 압력이 실질적으로 동일한 압력으로 제어된다.

차량의 상태가 ABS 제어의 개시시에는 제 1 차륜의 회전 상태에 근거하여 상기 제 1 차륜의 목표 가압력이 결정됨과 함께, 제 2 차륜의 목표 가압력이 제 1 차륜의 목표 가압력과 동일하게 설정되기 때문에, 상기 청구항 1의 구성의 경우와 마찬가지로 제 2 차륜의 가압력의 목표 증감압 구배가 제 1 차륜의 증감압 구배와 동일하게 설정되는 경우에 비하여, 확실하게 제 1 및 제 2 차륜의 가압력이 실질적으로 동일한 압력으로 제어된다.

제 1 및 제 2 차륜은 좌우 한 쌍의 차륜이기 때문에, 차량의 상태가 소정의 상태인 경우에는 좌우 한 쌍의 차륜의 휠 실린더 압력 또는 가압력이 확실하게 실질적으로 동일한 압력 또는 가압력으로 제어된다.

상기 ABS 제어의 개시시에는 제 1 및 제 2 차륜에 대해서 안티스키드 제어가 실행되고 있는 상태이기 때문에, 제 1 및 제 2 차륜의 휠 실린더 압력 또는 가압력이 확실하게 실질적으로 동일한 압력 또는 가압력으로 제어된다.

제 2 차륜의 목표 휠 실린더 압력 또는 가압력의 증감 변화율을 차륜의 휠실린더 압력의 급격한 증감변동을 방지할 수 있는 범위 내로 제한되기 때문에, 제 2 차륜의 휠 실린더 압력 또는 가압력이 급격히 증감하는 것이 확실하게 방지된다.

본 발명의 하나의 바람직한 예에 의하면, 상기 청구항 1의 구성에 있어서, 리니어 밸브는 마스터 실린더와 휠 실린더를 접속하는 통로의 도중에 설치되고, 제동 제어장치는 마스터 실린더와 리니어 밸브 사이에서 상기 통로의 도중에 설치된 연통 제어 밸브와, 상기 연통 제어 밸브와 리니어 밸브 사이에서 상기 통로에 고압의 작동 액압을 공급하는 고압원을 구비하여, 적어도 소정의 제동 제어의 개시시에는 상기 연통 제어 밸브를 폐쇄시키도록 구성된다.

본 발명의 다른 하나의 바람직한 예에 의하면, 상기 청구항 1 또는 상기 바람직한 예 1의 구성에 있어서, 리니어 밸브는 증압용의 리니어 밸브와 감압용의 리니어 밸브로 이루어지도록 구성된다.

본 발명의 다른 하나의 바람직한 예에 의하면, 상기 청구항 3의 구성에 있어서, 제 1 및 제 2 차륜은 좌우 한 쌍의 후륜으로 구성된다.

본 발명은 상기한 차량용 제동 제어방법에 관한 것이다.

이하에 첨부한 도면을 참조하면서, 본 발명에 대해서 상세하게 설명한다.

도 1a 및 1b는 본 발명에 의한 차량용 제동 제어장치의 하나의 실시예의 유압회로 및 전자 제어장치를 도시하는 개략 구성도이다. 또한 도 1a 및 1b에 있어서는 간략화의 목적으로 각 밸브의 솔레노이드(solenoid)의 도시는 생략되어 있다.

도 1a에 있어서, 부호 10은 전기적으로 제어되는 유압식 브레이크장치를 도시하고 있고, 브레이크장치(10)는 운전자에 의한 브레이크 페달(12)의 밟기 조작에 응답하여 브레이크 오일을 압송하는 마스터 실린더(14)를 구비하고 있다. 브레이크 페달(12)과 마스터 실린더(14) 사이에는 드라이 행정 시뮬레이터(dry stroke simulator:16)가 설치되어 있다.

마스터 실린더(14)는 제 1 마스터 실린더실(14A)과 제 2 마스터 실린더실(14B)을 구비하고, 이것들의 마스터 실린더실에는 각각 전륜용의 브레이크 유압 공급도관(18) 및 후륜용의 브레이크 유압 공급 도관(20)의 한 끝이 접속되어 있다. 브레이크 유압 공급 도관(18 및 20)의 다른 끝에는 각각 좌측 전륜 및 좌측 후륜의 제동력을 제어하는 휠 실린더(22FL 및 22RL)가 접속되어 있다.

브레이크 유압 공급도관(18 및 20)의 도중에는 각각 상시 개방형의 전자 개폐 밸브(24F 및 24R; 마스터 컷 밸브)가 설치되고, 전자 개폐 밸브(24F 및 24R)는 각각 제 1 마스터 실린더실(14A) 및 제 2 마스터 실린더실(14B)과 대응하는 휠 실린더와의 연통을 제어하는 차단장치로서 기능한다. 또한 마스터 실린더(14)와 전자 개폐 밸브(24RL) 사이의 브레이크 유압 공급도관(20)에는 상시 폐쇄형의 전자 개폐 밸브(26)를 통해서 웨트 행정 시뮬레이터(wet stroke simulator:28)가 접속되어 있다.

마스터 실린더(14)에는 리저버(30; reservoir)가 접속되어 있고, 리저버(30)에는 유압 공급도관(32)의 한 끝이 접속되어 있다. 유압 공급도관(32)의 도중에는 전동기(34)에 의해 구동되는 오일 펌프(36)가 설치되어 있고, 오일 펌프(36)의 토출측의 유압 공급도관(32)에는 고압의 유압을 축압하는 어큐뮬레이터(38; accumulator)가 접속되어 있다. 리저버(30)와 오일 펌프(36) 사이의 유압 공급도관(32)에는 유압 배출도관(40)의 한 끝이 접속되어 있다.

오일 펌프(36)의 토출측의 유압 공급도관(32)은 유압 제어 도관(42)에 의해 전자 개폐 밸브(24F)와 휠 실린더(22FL) 사이의 브레이크 유압 공급도관(18)에 접속되고, 유압 제어 도관(44)에 의해 우측 전륜용의 휠 실린더(22FR)에 접속되며, 유압 제어 도관(46)에 의해 전자 개폐 밸브(24R)와 휠 실린더(22RL) 사이의 브레이크 유압 공급도관(20)에 접속되고, 유압 제어 도관(48)에 의해 우측 후륜용의 휠 실린더(22RR)에 접속되어 있다.

유압 제어 도관(42, 44, 46, 48)의 도중에는 각각 상시 폐쇄형의 전자식 리니어 밸브(50FL, 50FR, 50RL, 50RR)가 설치되어 있다. 리니어 밸브(50FL, 50FR, 50RL, 50RR)에 대하여 휠 실린더(22FL, 22FR, 22RL, 22RR)측의 유압 제어 도관(42, 44, 46, 48)은 각각 유압 제어 도관(52, 54, 56, 58)에 의해 유압 배출도관(40)에 접속되어 있고, 유압 제어 도관(52, 54, 56, 58)의 도중에는 각각 상시 폐쇄형의 전자식 리니어 밸브(60FL, 60FR, 60RL, 60RR)가 설치되어 있다.

리니어 밸브(50FL, 50FR, 50RL, 50RR)는 각각 휠 실린더(22FL, 22FR, 22RL, 22RR)에 대한 증압 제어 밸브로서 기능하고, 리니어 밸브(60FL, 60FR, 60RL, 60RR)는 각각 휠 실린더(22FL, 22FR, 22RL, 22RR)에 대한 감압 제어 밸브로서 기능하며, 따라서 이것들의 리니어 밸브는 서로 작용하여 어큐뮬레이터(38) 내로부터 각 휠 실린더에 대한 고압의 오일 배급을 제어하는 증감압 제어 밸브를 구성하고 있다.

전륜의 유압 공급도관(18) 및 우측 전륜의 유압 제어 도관(44)은 각각 대응하는 휠 실린더(22FL, 22FR)에 근접한 위치에 있어서 접속도관(62F)에 의해 서로 접속되어 있다. 접속도관(62F)의 도중에는 상시 폐쇄형의 전자 개폐 밸브(64F)가 설치되고, 전자 개폐 밸브(64F)는 휠 실린더(22FL과 22FR)와의 연통을 제어하는 연통 제어 밸브로서 기능한다.

마찬가지로, 후륜의 유압 공급도관(20) 및 우측 후륜의 유압 제어 도관(48)은 각각 대응하는 휠 실린더(22RL, 22RR)에 근접한 위치에 있어서 접속도관(62R)에 의해 서로 접속되어 있다. 접속도관(62R)의 도중에는 상시 폐쇄형의 전자 개폐 밸브(64R)가 설치되고, 전자 개폐 밸브(64R)는 휠 실린더(22RL과 22RR)와의 연통을 제어하는 연통 제어 밸브로서 기능한다.

도 1에 도시되어 있는 바와 같이, 제 1 마스터 실린더실(14A)과 전자 개폐 밸브(24F) 사이의 브레이크 유압 공급 도관(18)에는 이 공급 도관 내의 압력을 제 1 마스터 실린더 압력 $P_{m1}$ 로서 검출하는 제 1 압력 센서(66)가 설치되어 있다. 마찬가지로 제 2 마스터 실린더실(14B)과 전자 개폐 밸브(24R) 사이의 브레이크 유압 공급 도관(20)에는 이 공급 도관 내의 압력을 제 2 마스터 실린더 압력 $P_{m2}$ 로서 검출하는 제 2 압력 센서(68)가 설치되어 있다. 제 1 및 제 2 마스터 실린더 압력  $P_{m1}$ ,  $P_{m2}$ 는 브레이크 페달(12)에 대한 운전자의 제동 조작력에 대응하는 값으로서 검출된다.

브레이크 페달(12)에는 운전자의 제동 조작 변위량으로서 그 밟기 행정 $St$ 를 검출하는 스트로크 센서(70)가 설치되고, 오일 펌프(34)의 토출측의 유압 공급도관(32)에는 상기 도관 내의 압력을 어큐뮬레이터 압력 $P_a$ 로서 검출하는 압력 센서(72)가 설치되어 있다.

각각 전자 개폐 밸브(24F 및 24R)와 휠 실린더(22FL 및 22RL) 사이의 브레이크 유압 공급도관(18 및 20)에는 대응하는 도관 내의 압력을 휠 실린더(22FL 및 22RL) 내의 압력 $P_{fl}$ ,  $P_{rl}$ 로서 검출하는 압력 센서(74FL 및 74RL)가 설치되어 있다. 또한 각각 전자 개폐 밸브(50FR 및 50RR)와 휠 실린더(22FR 및 22RR) 사이의 유압 제어 도관(44 및 48)에는 대응하는 도관 내의 압력을 휠 실린더(22FR 및 22RR) 내의 압력 $P_{fr}$ ,  $P_{rr}$ 로서 검출하는 압력 센서(74FR 및 74RR)가 설치되어 있다.

전자 개폐 밸브(24F 및 24R), 전자 개폐 밸브(26), 전동기(34), 리니어 밸브(50FL, 50FR, 50RL, 50RR), 리니어 밸브(60FL, 60FR, 60RL, 60RR), 전자 개폐 밸브(64F 및 64R)는 후에 상세하게 설명하는 바와 같이 전자 제어장치(76)에 의해 제어된다. 전자 제어장치(76)는 마이크로 컴퓨터(78)와 구동회로(80)로 이루어져 있다.

각 전자 개폐 밸브, 각 리니어 밸브 및 전동기(34)에는 도 1에는 도시되어 있지 않은 배터리로부터 구동회로(80)를 지나서 구동 전류가 공급되고, 특히 각 전자 개폐 밸브, 각 리니어 밸브 및 전동기(34)에 구동 전류가 공급되지 않는 비제어시에는 전자 개폐 밸브(24F 및 24R), 전자 개폐 밸브(64F 및 64R)는 개방 상태로 유지되고, 전자 개폐 밸브(26), 리니어 밸브(50FL, 50FR, 50RL, 50RR), 리니어 밸브(60FL, 60FR, 60RL, 60RR)는 폐쇄 상태로 유지된다(비제어 모드).

또한 마이크로 컴퓨터(78)는 도 1에는 상세하게 도시되어 있지 않지만 예를 들면 중앙 처리 유닛(CPU)과, 관독전용 메모리(ROM)와, 랜덤 액세스 메모리(RAM)와, 입출력 포트장치를 구비하고, 이들이 쌍방향성의 코먼 버스에 의해 서로 접속된 일반적인 구성이어도 좋다.

마이크로 컴퓨터(78)에는 압력 센서(66 및 68)로부터 각각 제 1 마스터 실린더 압력 $P_{m1}$  및 제 2 마스터 실린더 압력 $P_{m2}$ 를 나타내는 신호, 스트로크 센서(70)로부터 브레이크 페달(12)의 밟기 행정 $St$ 를 나타내는 신호, 압력 센서(72)로부터 어큐뮬레이터 압력 $P_a$ 를 나타내는 신호, 압력 센서(74FL 내지 74RR)로부터 각각 휠 실린더(22FL 내지 22RR) 내의 압력 $P_i$  ( $i=fl, fr, rl, rr$ )를 나타내는 신호가 입력되도록 되어 있다.

또한 마이크로 컴퓨터(78)에는 도면에는 도시되어 있지 않은 차륜 속도 센서(82FL 내지 82RR)로부터 좌우측 전륜 및 좌우측 후륜의 차륜 속도 $V_{wi}$  ( $i=fl, fr, rl, rr$ )를 나타내는 신호 및 전후 가속도 센서(84)로부터 차량의 전후 가속도 $G_x$ 를 나타내는 신호가 입력되도록 되어 있다.

마이크로 컴퓨터(78)는 후술하는 바와 같이 도 2 및 도 3에 도시된 제동력 제어 흐름도를 기억하고 있고, 상술한 압력 센서(66, 68)에 의해 검출된 마스터 실린더 압력 $P_{m1}$ ,  $P_{m2}$  및 스트로크 센서(70)로부터 검출된 밟기 행정 $St$ 에 근거하여 운전자의 제동 요구량을 추정하고, 추정된 제동 요구량에 근거하여 차량의 최종 목표 감속도 $G_t$ 를 연산하고, 최종 목표 감속도

Gt에 근거하여 각 차륜의 목표 휠 실린더 압력(도면에 있어서는 목표 WC 압력이라고 함)Pti(i=fl, fr, rl, rr)를 연산하고, 목표 휠 실린더 압력Pti와 실제의 휠 실린더 압력Pi의 편차에 근거하여 리니어 밸브(50FL 내지 50RR 또는 60FL 내지 60RR)에 대한 목표 구동 전류It를 연산하고, 목표 구동 전류It에 근거하여 각 리니어 밸브에 구동 전류를 통전함으로써 각 차륜의 휠 실린더 압력이 목표 휠 실린더 압력Pti가 되도록 제어한다.

이 경우, 마이크로 컴퓨터(78)는 제동 제어 모드가 증압 모드일 때는 리니어 밸브(50FL, 50FR, 50RL, 50RR)의 개방량을 목표 휠 실린더 압력Pti에 따라서 제어하고, 제동 제어 모드가 감압 모드일 때는 리니어 밸브(60FL, 60FR, 60RL, 60RR)의 개방량을 목표 휠 실린더 압력Pti에 따라서 제어하며, 제동 제어 모드가 유지 모드일 때는 리니어 밸브(50FL 내지 50RR 및 60FL 내지 60RR)를 폐쇄 상태로 유지한다.

또한 마이크로 컴퓨터(78)는 후술하는 바와 같이 각 차륜 속도Vwi에 근거하여 당 기술 분야에 있어서 공지 요령으로 차체 속도Vb를 추정함과 함께, 각 차륜에 대해서 추정 차체 속도Vb와 차륜 속도Vwi의 편차로서 제동 슬립량SLi(i=fl, fr, rl, rr)을 연산하고, 제동 슬립량SLi 등에 근거하여 각 차륜마다 안티스키드 제어의 개시 조건이 성립하는지의 여부를 판정하고, 안티스키드 제어(도면에 있어서는 ABS 제어라고 함)의 개시 조건이 성립하였을 때에는 차량의 전후 가속도에 근거하는 차량의 감속도Gxb 및 제동 슬립량SLi에 근거하여 해당 차륜에 대해서 목표 휠 실린더 압력Pti를 연산하고, 각 차륜의 휠 실린더 압력이 목표 휠 실린더 압력Pti가 되도록 제어함으로써 안티스키드 제어를 행하여 제동 슬립량을 저감한다.

특히 도시하는 실시예에 있어서는 마이크로 컴퓨터(78)는 차량의 감속도Gxb 또는 제동 슬립량SLi가 클수록 휠 실린더 압력의 목표 증감압 구배 $\Delta Pti$ (i=fl, fr, rl, rr)의 크기가 커지도록 차량의 감속도Gxb 및 제동 슬립량SLi에 근거하여 휠 실린더 압력의 목표 증감압 구배 $\Delta Pti$ 를 연산하고, 전회의 목표 휠 실린더 압력을 Ptfi로 하고 도 2에 도시된 루틴의 사이클 타임  $\Delta T$ 로 하여, 안티스키드 제어의 개시시에는 하기의 수학식 1에 따라서, 또한 안티스키드 제어의 개시 이후는 안티스키드 제어의 종료 조건이 성립할 때까지 하기의 수학식 2에 따라서 해당 차륜의 목표 휠 실린더 압력Pti를 연산한다.

[수학식 1]

$$Pti = Pti + \Delta Pti \Delta T$$

[수학식 2]

$$Pti = Ptfi + \Delta Pti \Delta T$$

또한 마이크로 컴퓨터(78)는 좌우측 후륜의 양쪽에 대해서 안티스키드 제어를 행하는 경우에 있어서, 노면의 마찰 계수가 낮게 차량의 감속도가 낮을 때에는 좌우측 후륜의 목표 휠 실린더 압력Ptrl, Ptrr을 그것들이 낮은 쪽의 값과 동일하게 설정하고, 이것에 의해 좌우측 후륜의 측동력을 제어하는 로우 셀렉트 제어를 행한다.

또한 전자 제어장치(76)는 어큐뮬레이터 내의 압력이 미리 설정된 하한치 이상이며 상한치 이하의 압력으로 유지되도록, 압력 센서(72)에 의해 검출된 어큐뮬레이터 압력Pa에 근거하여 필요에 따라서 전동기(34)를 구동하여 오일 펌프(36)를 작동시킨다.

다음으로 도 2에 도시된 흐름도를 참조하여 제 1 실시예에 의한 제동 제어 루틴에 대해서 설명한다. 또한 도 2에 도시된 흐름도에 의한 제어는 도면에는 도시되어 있지 않은 점화(ignition) 스위치의 폐쇄에 의해 개시되고, 소정의 시간마다 반복하여 실행된다. 또한 도 2에는 도시되어 있지 않지만, 제어의 개시시에는 전자 개폐 밸브(26)가 개방되고, 전자 개폐 밸브(24F, 24R, 64F, 64R)가 폐쇄되어, 전동기(34)에 의한 오일 펌프(36)의 구동이 개시된다.

우선 스텝10에 있어서는 각각 압력 센서(66 및 68)에 의해 검출된 제 1 마스터 실린더 압력Pm1 및 제 2 마스터 실린더 압력Pm2를 나타내는 신호 등의 판독이 행하여지고, 스텝20에 있어서는 행정 센서(70)에 의해 검출된 밟기 행정St에 근거하여 도 4에 도시된 그래프에 대응하는 맵으로부터 밟기 행정에 근거하는 목표 감속도Gst가 연산된다.

스텝30에 있어서는 제 1 마스터 실린더 압력Pm1 및 제 2 마스터 실린더 압력Pm2의 평균치Pma가 연산되고, 스텝40에 있어서는 평균치Pma에 근거하여 도 5에 도시된 그래프에 대응하는 맵으로부터 마스터 실린더 압력에 근거하는 목표 감속도Gpt가 연산된다.

스텝50에 있어서는 목표 감속도Gpt에 근거하여 도 6에 도시된 그래프에 대응하는 맵으로부터 목표 감속도Gst에 대한 무게 $\alpha(0 \leq \alpha \leq 0.6)$ 가 연산되고, 스텝60에 있어서는 하기의 수학식 3에 따라서 목표 감속도Gpt 및 목표 감속도Gst의 가중 합으로서 최종 목표 감속도Gt가 연산된다. 또한 도시하는 실시예에 있어서는 무게 $\alpha$ 는  $0 \leq \alpha \leq 0.6$ 을 만족하는 범위로 설정되지만, 그 최대치는 0.6으로 한정되는 것이 아니라, 0 이상 1 이하의 임의의 값이어도 좋다.

[수학식 3]

$$G_t = \alpha G_{st} + (1 - \alpha) G_{pt}$$

스텝70에 있어서는 최종 목표 감속도Gt에 대한 좌측 전륜 및 좌측 후륜의 목표 휠 실린더 압력의 계수를 각각 Kf, Kr로 하고, 최종 목표 감속도Gt에 근거하여 하기의 수학식 4 및 5에 따라서 각 차륜의 목표 휠 실린더 압력Pti(i=fl, fr, rl, rr)이 연산된다.

[수학식 4]

$$P_{tfl} = P_{tfr} = K_f \cdot G_t$$

[수학식 5]

$$P_{trl} = P_{trr} = K_r \cdot G_t$$

스텝80 내지 170은 예를 들면 좌측 전륜, 우측 전륜, 좌측 후륜, 우측 후륜의 순서로 각 차륜에 대해서 시계열적으로 실행되고, 스텝80에 있어서는 현재의 제어 대상 차륜에 대해서 당 기술 분야에 있어서 공지 요령으로 안티스키드 제어가 필요할지의 여부의 판별이 행하여지고, 부정 판별이 행하여졌을 때에는 스텝170으로 진행하고, 긍정 판별이 행하여졌을 때에는 스텝110에 있어서 도 3에 도시된 흐름도에 따라서 안티스키드 제어의 목표 휠 실린더 압력Pti가 연산된다.

스텝120에 있어서는 현재의 제어 대상 차륜이 좌측 후륜 또는 우측 후륜인지의 여부의 판별이 행하여지고, 부정 판별이 행하여졌을 때에는 그대로 스텝170으로 진행하고, 긍정 판별이 행하여졌을 때에는 좌우 반대측의 차륜에 대해서 안티스키드 제어가 실행되고 있는지의 여부의 판별이 행하여져, 부정 판별이 행하여졌을 때에는 그대로 스텝170으로 진행하고, 긍정 판별이 행하여졌을 때에는 스텝140으로 진행한다.

스텝140에 있어서는 차량의 감속도Gxb가 기준치Gxbo(양의 정수) 이하인지의 여부의 판별이 행하여지고, 부정 판별이 행하여졌을 때에는 그대로 스텝170으로 진행하고, 긍정 판별이 행하여졌을 때에는 스텝150에 있어서 현재의 제어 대상 차륜의 목표 휠 실린더 압력Ptri, Ptrr이 낮은 쪽의 값으로 설정된다.

스텝170에 있어서는 목표 휠 실린더 압력Pti와 실제 휠 실린더 압력Pi의 편차에 근거하여 리니어 밸브(50FL 내지 50RR 또는 60FL 내지 60RR)가 제어됨으로써, 휠 실린더 압력Pi가 목표 휠 실린더 압력Pti가 되도록 제어되고, 이러한 후 스텝10으로 되돌아간다.

다음에 도 3에 도시된 흐름도를 참조하여 도시하는 실시예에 있어서의 안티스키드 제어의 목표 휠 실린더 압력 연산 루틴에 대해서 설명한다.

스텝212에 있어서는 차륜 가속도, 예를 들면 차륜 속도Vwi의 시간 미분치Vwdi와 차륜의 제동 슬립량SLi에 근거하여 당 기술 분야에 있어서 공지 요령으로 제동 제어 모드가 증압 모드, 유지 모드, 감압 모드 중 어느 하나로 결정되고, 스텝214에 있어서는 제동 제어 모드, 차량의 감속도Gxb, 차륜의 제동 슬립량SLi에 근거하여 도면에는 도시되어 있지 않은 맵으로부터 휠 실린더 압력의 목표 증감압 구배 $\Delta P_t$ 가 연산된다.

이 경우 목표 증감압 구배 $\Delta P_t$ 는 제동 제어 모드가 증압 모드일 때는 차량의 감속도Gxb 또는 차륜의 제동 슬립량SLi가 클수록 양의 큰 값으로 연산되고, 제동 제어 모드가 감압 모드일 때는 차량의 감속도Gxb 또는 차륜의 제동 슬립량SLi이 클수록 음의 작은 값으로 연산되며, 제동 제어 모드가 유지 모드일 때는 0으로 설정된다.

스텝216에 있어서는 안티스키드 제어의 개시시인지의 여부의 판별이 행하여지고, 긍정 판별이 행하여졌을 때에는 스텝 220으로 진행하고, 부정 판별, 즉 이미 안티스키드 제어가 행하여지고 있다는 취지의 판별이 행하여졌을 때에는 스텝218로 진행한다.

스텝218에 있어서는 제동 제어 모드가 예를 들면 감압 모드로부터 증압 모드와 같이 변화하였는지 여부의 판별이 행하여지고, 긍정 판별이 행하여졌을 때에는 스텝220에 있어서 목표 휠 실린더 압력Pti가 상기 수학식 1에 따라서 연산되고, 부정 판별이 행하여졌을 때에는 스텝222에 있어서 목표 휠 실린더 압력Pti가 상기 수학식 2에 따라서 연산되며, 스텝224에 있어서는 상기 스텝220 또는 222에 있어서 연산된 목표 휠 실린더 압력Pti가 RAM과 같은 메모리에 기억된다.

이와 같이 하여 도시하는 제 1 실시예에 의하면, 스텝20 내지 70에 있어서 운전자의 제동 조작량에 따라서 각 차륜의 목표 휠 실린더 압력Pti가 연산되고, 안티스키드 제어가 필요할 때에는 스텝80에 있어서 긍정 판별이 행하여짐으로써, 스텝110에 있어서 안티스키드 제어의 목표 휠 실린더 압력Pti가 연산된다.

특히 안티스키드 제어의 목표 휠 실린더 압력Pti의 목표에 있어서는 스텝212에 있어서 제동 제어 모드가 증압 모드, 감압 모드, 유지 모드 중 어느 하나로 결정되고, 스텝214에 있어서 제동 제어 모드, 차량의 감속도Gxd, 차륜의 제동 슬립량SLi에 근거하여 목표 증감압 구배 $\Delta P_t$ 가 연산되고, 안티스키드 제어의 개시시일 때는 스텝216에 있어서 긍정 판별이 행하여짐으로써 스텝220에 있어서 목표 휠 실린더 압력Pti가 상기 수학식 1에 따라서 연산되며, 안티스키드 제어의 개시 이후일 때는 스텝116에 있어서 부정 판별이 행하여진다.

안티스키드 제어의 개시시 이후인 경우에 있어서, 제동 제어 모드가 변화하지 않았을 때에는 스텝218에서 부정 판별이 행하여짐으로써 스텝222에서 목표 휠 실린더 압력Pti가 상기 수학식 2에 따라서 연산되지만, 제동 제어 모드가 변화하였을 때에는 스텝218에서 긍정 판별이 행하여짐으로써 스텝220에서 목표 휠 실린더 압력Pti가 상기 수학식 1에 따라서 연산된다.

또한 제어 대상 차륜에 대해서 안티스키드 제어가 필요하지 않을 때에는 스텝80에서 부정 판별이 행하여짐으로써, 스텝 170이 실행되고, 이것에 의해 휠 실린더 압력이 운전자의 제동 조작량에 따라서 제어된다.

특히 제어 대상 차륜에 대해서 안티스키드 제어가 필요하고 또 제어 대상 차륜이 후륜이며, 제어 대상 차륜과는 좌우 반대 측의 차륜에 대해서 안티스키드 제어가 실행되고 있는 경우에는 스텝120 및 130에서 긍정 판별이 행하여지고, 이것에 의해 스텝150에서 좌우측 후륜의 목표 휠 실린더 압력Pti가 낮은 쪽의 값으로 설정된다.

따라서 도시하는 제 1 실시예에 의하면, 좌우측 후륜의 양쪽에 대해서 안티스키드 제어가 실행되고 있고, 노면의 마찰 계수가 낮을 때에는 좌우측 후륜의 목표 휠 실린더 압력Ptrl, Ptrr이 낮은 쪽의 값으로 설정되고, 이것에 의해 좌우측 후륜의 휠 실린더 압력이 동일해지도록 제어됨으로써 로우 선택 제어가 실행되기 때문에, 예를 들면 좌우측 후륜의 휠 실린더 압력의 목표 증감압 구배 $\Delta P_{trl}$ ,  $\Delta P_{trr}$ 이 낮은 쪽의 값으로 설정되는 경우에 비하여, 효과적으로 좌우측 후륜의 제동 압력을 동압(動壓)으로 제어할 수 있다.

예를 들면 도 7은 도시하는 제 1 실시예에 있어서 좌우측 후륜에 대해서 안티스키드 제어가 행하여지고, 로우 선택 제어가 행하여지는 경우에 있어서의 목표 휠 실린더 압력Pti 및 실제의 휠 실린더 압력Pi의 변화의 일례를 비교예의 경우에 대비하여 도시하는 설명도이다.

좌측 후륜의 차륜 속도Vwri 및 우측 후륜의 차륜 속도Vwrr이 도 7의 상단에 도시되어 있는 바와 같이 변화하여, 시점t0에서 안티스키드 제어가 개시되어, 휠 실린더 압력이 시점t0부터 시점t1까지 감압되고, 시점t1부터 시점t2까지 유지되며, 시점t2부터 시점t3까지 비교적 큰 증압 구배로 증압되고, 시점t3부터 시점t4까지 비교적 작은 증압 구배로 증압되고, 시점t4부터 시점t5까지 감압되고, 시점t5 이후 유지되는 것으로 한다.

도 7의 중간에 도시되어 있는 바와 같이, 우측 후륜의 휠 실린더 압력Prr이 좌측 후륜의 목표 증감압 구배 $\Delta P_{trl}$ 을 카피(copy)함으로써 제어되는 경우에는 도시하는 바와 같이 우측 후륜의 휠 실린더 압력Prr은 좌측 후륜의 휠 실린더 압력Pr1에 대응하여 증감하지만, 이것들의 편차가 커지고, 그 때문에 차량에 비교적 큰 요잉 모멘트(yaw moment)가 작용하는 것에 기인하여 차량의 주행 안정성이 저하되기 쉽다.

이것에 대하여 도시하는 제 1 실시예에 의하면, 도 7의 하단에 도시되어 있는 바와 같이, 시점t0에서 안티스키드 제어가 개시되면, 안티스키드 제어가 종료할 때까지 우측 후륜의 목표 휠 실린더 압력Prr은 좌측 후륜의 목표 휠 실린더 압력Pr1과

동일한 값으로 설정되기 때문에, 우측 후륜의 휠 실린더 압력Prr과 좌측 후륜의 휠 실린더 압력Prl을 실질적으로 동일한 압력으로 제어하고, 이것에 의해 노면의 마찰 계수가 작은 상황에서 차량이 제동될 때의 차량의 주행 안정성을 확실하게 향상시킬 수 있다.

도 8은 본 발명에 의한 차량용 제동 제어장치의 제 2 실시예에 있어서의 제동 제어 루틴을 도시하는 흐름도이다. 또한 도 8에 도시된 흐름도에 의한 제어도 도면에는 도시되어 있지 않은 점화 스위치의 폐쇄에 의해 개시되고, 소정의 시간마다 반복하여 실행된다. 또한 도 8에 있어서, 각각 도 2에 도시된 스텝에 대응하는 스텝에는 각각 도 2에 있어서 붙여진 스텝 번호와 동일한 스텝 번호가 붙어 있다.

이 제 2 실시예에 있어서는 스텝130에서 긍정 판별이 행하여졌을 때에는, 즉 좌우 반대측의 후륜에 대해서도 안티스키드 제어가 실행되고 있을 때에는 Ptfi를 해당 차륜의 전회의 목표 휠 실린더 압력으로 하고,  $\Delta Pu$ (양의 정수)를 증압 구배의 제한치로 하고,  $\Delta Pd$ (양의 정수)를 감압 구배의 제한치로 하고, Ptro를 해당 차륜과는 좌우 반대측의 목표 휠 실린더 압력으로 하여, 스텝160에서 하기의 수학적 식 6에 따라서 해당 차륜의 목표 휠 실린더 압력Pti가 연산된다. 또한 하기의 수학적 식 6에서의 MED는 ()안의 중간치를 선택하는 것을 의미하고, i는 해당 차륜이 좌측 후륜일 때는 l이고, 해당 차륜이 우측 후륜일 때는 r이다.

[수학적 식 6]

$$Pti = \text{MED}(Ptfi + \Delta Pu, Ptfi - \Delta Pd, Ptro)$$

이와 같이 하여 이 제 2 실시예에 의하면, 좌우측 후륜에 대해서 안티스키드 제어가 실행되어 로우 셀렉트 제어가 실행될 때에, 로우 셀렉트 제어되는 차륜의 목표 휠 실린더 압력의 증압 구배가  $\Delta Pu$ 로 제한되고, 감압 구배가  $\Delta Pd$ 로 제한되기 때문에, 로우 셀렉트 제어되는 차륜의 휠 실린더 압력이 급격한 증감 변동, 특히 현탕을 확실하게 방지할 수 있다.

예를 들면 도 9는 시점t1까지 좌우의 후륜이 독립적으로 안티스키드 제어되고, 시점t1에서 로우 셀렉트 제어가 개시되는 경우에 있어서의 목표 휠 실린더 압력Pti 및 실제의 휠 실린더 압력Pi의 변화의 일례를 제 1 실시예의 경우 및 제 2 실시예의 경우에 대해서 도시하는 설명도이다.

상술한 제 1 실시예의 경우에는 로우 셀렉트 제어의 개시에 의해 시점t1에서 우측 후륜의 목표 휠 실린더 압력Ptrr이 좌측 후륜의 목표 휠 실린더 압력Ptrl과 동일한 값으로 설정되기 때문에, 시점t1까지의 좌우측 후륜의 휠 실린더 압력Prl, Prr의 차가 큰 경우에는 시점t1의 직후에 우측 후륜의 휠 실린더 압력Prr이 급격히 저하되고, 우측 후륜의 제동력이 급격한 저하나 휠 실린더 압력Prr의 현탕이 생기기 쉽다.

이것에 대하여 도시하는 제 2 실시예에 의하면, 로우 셀렉트 제어되는 우측 후륜의 목표 휠 실린더 압력Ptrr의 감압 구배가  $\Delta Pd$ 로 제한됨으로써 우측 후륜의 목표 휠 실린더 압력Ptrr이 점차 저하되고, 시점t2에서 우측 후륜의 목표 휠 실린더 압력Ptrr이 좌측 후륜의 목표 휠 실린더 압력Ptrl과 동일해지면, 그 이후 우측 후륜의 목표 휠 실린더 압력Ptrr이 좌측 후륜의 목표 휠 실린더 압력Ptrl과 동일한 값으로 설정되기 때문에, 우측 후륜의 휠 실린더 압력이 급격한 저하 및 이것에 기인하는 우측 후륜의 제동력의 급격한 저하나 휠 실린더 압력의 현탕을 확실하게 방지할 수 있다.

특히 도시하는 제 1 및 제 2 실시예에 의하면, 안티스키드 제어의 개시시에는 목표 휠 실린더 압력Pti가 반드시 실제의 휠 실린더 압력Pi를 기초로 하여 연산되고, 그 후의 목표 휠 실린더 압력Pti는 전회의 목표 휠 실린더 압력Ptfi를 기초로 하여 연산되기 때문에, 안티스키드 제어 개시시의 목표 휠 실린더 압력Pti를 반드시 실제의 휠 실린더 압력Pi보다도 낮고 또한 차륜의 슬립 상태에 따른 적절한 값으로 설정할 수 있으며, 이것에 의해 안티스키드 제어 개시시의 감압을 늦지 않게 적정하게 실행할 수 있으며, 또한 그 후의 목표 휠 실린더 압력Pti를 차륜의 슬립 상태에 따른 적절한 값으로 설정할 수 있으며, 이것에 의해 실제의 휠 실린더 압력Pi를 차륜의 슬립 상태에 따라서 적정하게 또한 고정밀도로 제어하고, 안티스키드 제어를 적정하게 또한 효과적으로 실행할 수 있다.

또한 도시하는 제 1 및 제 2 실시예에 의하면, 안티스키드 제어 중에 제동 제어 모드가 변화하였을 때에도, 목표 휠 실린더 압력Pti가 반드시 실제의 휠 실린더 압력Pi를 기초로 하여 연산되기 때문에, 제동 제어 모드가 변화하였을 때에도 목표 휠 실린더 압력Pti가 전회의 목표 휠 실린더 압력Ptfi를 기초로 하여 연산되는 경우에 비하여, 목표 휠 실린더 압력Pti를 차륜의 슬립 상태에 따라서 적정하게 설정할 수 있고, 이것에 의해 휠 실린더 압력을 차륜의 슬립 상태에 따라서 늦지 않게 적정하게 제어할 수 있다.

이상에서는 본 발명을 특정한 실시예에 대해서 상세하게 설명하였지만, 본 발명은 상술한 실시예에 한정되는 것이 아니라, 본 발명의 범위 내에서 다른 여러가지의 실시예가 가능한 것은 당업자에게 분명할 것이다.

예를 들면 상술한 각 실시예에 있어서는 제동 제어장치는 휠 실린더 압력이 증감됨으로써 제동력이 증감되는 유압식 제동 제어장치이지만, 본 발명에 의한 제동 제어장치는 차륜에 설치된 브레이크 회전자와 같은 회전 부재에 대하여 브레이크 패드와 같은 마찰 부재를 가압하는 전동기와 같은 전기식 가압장치를 구비하는 전기식 제동 제어장치에 적용되어도 좋다. 이 경우 목표 휠 실린더 압력 및 실제의 휠 실린더 압력(실제 휠 실린더 압력)은 각각 목표 가압력 및 실제의 가압력으로 설정되고, 목표 증감압 구배는 목표 증가 압력 구배로 설정되며, 제동 제어 모드의 증압 및 감압은 각각 증가력 및 감소력으로 설정된다.

또한 상술한 각 실시예에 있어서는 운전자의 제동 조작량으로서의 최종 목표 감속도 $G_t$ 는 마스터 실린더 압력의 평균치  $P_{ma}$  및 브레이크 페달의 행정 $S_t$ 에 근거하여 연산되도록 되어 있지만, 운전자의 제동 조작량은 당 기술 분야에 있어서 공지된 임의의 요령으로 연산되어도 좋다.

또한 상술한 각 실시예에 있어서는 소정의 상태는 좌우측 후륜의 한쪽에 대해서 안티스키드 제어가 실행되고 또한 좌우측 후륜의 다른쪽에 대해서 안티스키드 제어가 실행되고 있지 않은 상태이고, 로우 셀렉트 제어의 목적으로 다른쪽의 목표 휠 실린더 압력이 한쪽의 목표 휠 실린더 압력과 동일한 압력으로 제어되도록 되어 있지만, 소정의 상태는 예를 들면 좌우 한쪽의 차륜의 휠 실린더 압력을 검출하는 압력 센서가 이상인 상태와 같이, 한 쌍의 차륜의 휠 실린더 압력을 실질적으로 동일한 압력으로 제어할 필요가 있는 임의의 상태이면 되고, 그 경우의 한 쌍의 차륜은 좌우측 후륜에 한하지 않고 임의의 차륜의 조합이어도 좋다.

### 발명의 효과

이상의 설명으로부터 명백한 바와 같이, 본 발명의 청구항 1의 구성에 의하면, 차량의 상태가 ABS 제어의 개시시에는 제 1 차륜의 회전 상태에 근거하여 상기 제 1 차륜의 목표 휠 실린더 압력이 결정됨과 함께, 제 2 차륜의 목표 휠 실린더 압력이 제 1 차륜의 목표 휠 실린더 압력과 동일하게 설정되기 때문에, 제 2 차륜의 휠 실린더 압력의 목표 증감압 구배가 제 1 차륜의 증감압 구배와 동일하게 설정되는 경우에 비하여, 확실하게 제 1 및 제 2 차륜의 휠 실린더 압력을 실질적으로 동일한 압력으로 제어할 수 있다.

마찬가지로, 청구항 2의 구성에 의하면, 차량의 상태가 ABS 제어의 개시시에는 제 1 차륜의 회전 상태에 근거하여 상기 제 1 차륜의 목표 가압력이 결정됨과 함께, 제 2 차륜의 목표 가압력이 제 1 차륜의 목표 가압력과 동일하게 설정되기 때문에, 제 2 차륜의 가압력의 목표 증감력 구배가 제 1 차륜의 증감력 구배와 동일하게 설정되는 경우에 비하여, 확실하게 제 1 및 제 2 차륜의 가압력을 실질적으로 동일한 가압력으로 제어할 수 있다.

또한 본 발명의 청구항 3의 구성에 의하면, 제 1 및 제 2 차륜은 좌우 한 쌍의 차륜이기 때문에, 차량의 상태가 ABS 제어의 개시시에는 좌우 한 쌍의 차륜의 휠 실린더 압력 또는 가압력을 확실하게 실질적으로 동일한 압력 또는 가압력으로 제어할 수 있고, 이것에 의해 차량에 불필요한 과대한 요잉 모멘트가 주어지는 것을 확실하게 방지할 수 있다.

또한 청구항 4의 구성에 의하면, 안티스키드 제어되고 있는 제 1 및 제 2 차륜의 휠 실린더 압력 또는 가압력이 실질적으로 서로 동일한 압력 또는 가압력으로 제어되고, 이것에 의해 좌우 한 쌍의 차륜의 휠 실린더 압력 또는 가압력이 낮은 쪽의 압력으로 확실하게 제어되기 때문에, 노면의 마찰 계수가 비교적 낮은 상황에 있어서 운전자에 의해 비교적 강한 제동 조작이 행하여진 경우에, 차량에 불필요한 요잉 모멘트가 주어지는 것을 효과적으로 방지할 수 있다.

본 발명의 청구항 5 또는 6의 구성에 의하면, 제 2 차륜의 휠 실린더 압력 또는 가압력이 급격히 증감하는 것을 확실하게 방지할 수 있고, 이것에 의해 제 2 차륜의 휠 실린더 압력 또는 가압력이 급격한 증감에 기인하는 제동력의 급격한 변동이나 휠 실린더 압력 또는 가압력의 헛팅(hunting)을 효과적으로 방지할 수 있다.

상기 실시예에서는 컨트롤러(전자 제어 유닛(76))는 프로그램된 범용 컴퓨터로서 실행되고 있다. 이 컨트롤러는 전체적으로 메인 혹은 중앙 처리부, 시스템 레벨의 제어, 그리고 중앙 처리부의 제어 하에 있어서, 여러가지가 다른 특정한 계산, 기능 및 그 밖의 처리 실행 전용의 독립부를 갖는, 단체(單體)의 전용 IC(집적회로)(예: ASIC)를 사용하여 실행될 수 있다. 이 컨트롤러는 각각 독립된 복수의 전용 혹은 프로그램 가능한 집적회로, 그 밖의 전자회로, 혹은 디바이스로서 구성될 수 있다(예: 개개의 소자회로와 같은 배선된 전자 혹은 논리회로, 또는 PLD, PLA, PAL과 같은 프로그램 가능한 논리장치). 이 컨트롤러는 마이크로프로세서, 마이크로컨트롤러 혹은 그 밖의 처리장치(CPU나 MPU)와 같은 적절히 프로그램된 범용

컴퓨터를 사용하여 실행 가능하다. 이 경우, 이러한 컴퓨터는 한개 이상의 주변(예: 집적회로) 데이터 처리장치나 신호 처리장치에 대해서 독립시키거나 접속시켜도 좋다. 일반적으로, 유한 상태의 머신이 앞에 설명한 스텝을 실행할 수 있는 임의의 장치에 의해, 혹은 그와 같은 장치를 조합하여, 컨트롤러로서 사용할 수 있다. 데이터/신호 처리 능력과 속도를 최대한으로 하기 위해서, 전용 처리 아키텍처(architecture)를 사용할 수도 있다.

상기한 바와 같이 본 발명의 적절한 실시예를 설명하였지만, 본 발명이 이러한 실시예 혹은 구성으로 제한되는 것은 아니고, 여러가지의 변경이나, 동등한 구성을 취하는 것이 가능한 것은 말할 필요도 없다. 적절한 실시예로 설명된 여러가지의 구성 요소는 여러가지의 조합, 구성으로 나타내져 있지만, 본 발명은 그 정신 및 범위를 이탈하지 않은 한, 단일만으로 또는 이것보다 많거나, 또는 적은 수의 구성요소를 포함하는 그 밖의 조합이나 구성으로 예시하는 것도 가능하다.

**(57) 청구의 범위**

**청구항 1.**

각 차륜에 대응하여 설치된 휠 실린더에 대한 작동 액체의 배급을 제어함으로써 휠 실린더 압력을 증감하는 리니어 밸브와, 차량의 상태에 따라서 차륜의 목표 휠 실린더 압력을 결정함과 함께, 휠 실린더 압력이 목표 휠 실린더 압력이 되도록 상기 리니어 밸브를 제어하는 제어수단을 구비하는 차량용 제동 제어장치에 있어서,

상기 제어수단은 차량의 상태가 ABS 제어의 개시시에는 제 1 차륜의 회전 상태에 근거하여 상기 제 1 차륜의 목표 휠 실린더 압력을 결정함과 함께, 제 2 차륜의 목표 휠 실린더 압력을 상기 제 1 차륜의 목표 휠 실린더 압력과 동일하게 설정하고, 상기 제어수단은 상기 제 2 차륜의 목표 휠 실린더 압력의 증감 변화율을, 차륜의 휠실린더 압력의 급격한 증감변동을 방지할 수 있는 범위내로 제한하고, 리니어 밸브는 마스터 실린더와 휠 실린더를 접속하는 통로의 도중에 설치되고, 제동 제어장치는 휠실린더에 근접한 위치에 있는 접속도관의 도중에 설치된 연통 제어 밸브와, 상기 연통 제어 밸브와 리니어 밸브 사이에서 상기 통로에 고압의 작동 액압을 공급하는 고압원을 구비하고, 적어도 소정의 제동 제어의 개시시에는 상기 연통 제어 밸브를 폐쇄시키는 것을 특징으로 하는 차량용 제동 제어장치.

**청구항 2.**

제 1 항에 있어서, 상기 제 1 및 제 2 차륜은 좌우 한 쌍의 차륜인 것을 특징으로 하는 차량용 제동 제어장치.

**청구항 3.**

제 2 항에 있어서, 상기 ABS 제어의 개시시는 상기 제 1 및 제 2 차륜에 대해서 안티스키드 제어가 실행되고 있는 상태인 것을 특징으로 하는 차량용 제동 제어장치.

**청구항 4.**

제 2 항에 있어서, 제 1 및 제 2 차륜은 좌우 한 쌍의 후륜인 것을 특징으로 하는 차량용 제동 제어장치.

**청구항 5.**

삭제

**청구항 6.**

삭제

**청구항 7.**

제 1 항에 있어서, 상기 리니어 밸브는 증압용의 리니어 밸브와 감압용의 리니어 밸브로 이루어지는 것을 특징으로 하는 차량용 제동 제어장치.

### 청구항 8.

차륜에 설치된 회전 부재에 대한 마찰 부재의 가압력을 증감하는 전자식 가압장치와, 차량의 상태에 따라서 목표 가압력을 결정함과 함께 가압력이 목표 가압력이 되도록 상기 가압장치를 제어하는 제어수단을 구비하는 차량용 제동 제어장치에 있어서,

상기 제어수단은 차량의 상태가 ABS 제어의 개시시에는 제 1 차륜의 회전 상태에 근거하여 상기 제 1 차륜의 목표 가압력을 결정함과 함께, 제 2 차륜의 목표 가압력을 상기 제 1 차륜의 목표 가압력과 동일하게 설정하는 것을 특징으로 하는 차량용 제동 제어장치.

### 청구항 9.

제 8 항에 있어서, 상기 가압장치는 전자식 가압장치인 것을 특징으로 하는 차량용 제동 제어장치.

### 청구항 10.

제 8 항에 있어서, 상기 제 1 및 제 2 차륜은 좌우 한 쌍의 차륜인 것을 특징으로 하는 차량용 제동 제어장치.

### 청구항 11.

제 10 항에 있어서, 상기 ABS 제어의 개시시는 상기 제 1 및 제 2 차륜에 대해서 안티스키드 제어가 실행되고 있는 상태인 것을 특징으로 하는 차량용 제동 제어장치.

### 청구항 12.

제 10 항에 있어서, 제 1 및 제 2 차륜은 좌우 한 쌍의 후륜인 것을 특징으로 하는 차량용 제동 제어장치.

### 청구항 13.

제 8 항에 있어서, 상기 제어수단은 상기 제 2 차륜의 목표 가압력의 증감 변화율을 차륜의 휠실린더 압력의 급격한 증감변동을 방지할 수 있는 범위 내로 제한하는 것을 특징으로 하는 차량용 제동 제어장치.

### 청구항 14.

각 차륜에 대응하여 설치된 휠 실린더에 대한 작동 액체의 배급을 제어함으로써 휠 실린더 압력을 증감하는 리니어 밸브와, 차량의 상태에 따라서 차륜의 목표 휠 실린더 압력을 결정함과 함께, 휠 실린더 압력이 목표 휠 실린더 압력이 되도록 상기 리니어 밸브를 제어하는 제어수단을 구비하는 차량용 제동 제어장치에 있어서,

상기 제어수단은 차량의 상태가 ABS 제어의 개시시에는 제 1 차륜의 회전 상태에 근거하여 상기 제 1 차륜의 목표 휠 실린더 압력을 결정함과 함께, 제 2 차륜의 목표 휠 실린더 압력을 상기 제 1 차륜의 목표 휠 실린더 압력과 동일하게 설정하고, 상기 제어수단은 상기 제 2 차륜의 목표 휠 실린더 압력의 증감 변화율을 차륜의 휠실린더 압력의 급격한 증감변동이 방지되는 범위 내로 제한하는 것을 특징으로 하는 차량용 제동 제어방법.

**청구항 15.**

제 14 항에 있어서, 상기 제 1 및 제 2 차륜은 좌우 한 쌍의 차륜인 것을 특징으로 하는 차량용 제동 제어방법.

**청구항 16.**

제 14 항에 있어서, 상기 ABS 제어의 개시시는 상기 제 1 및 제 2 차륜에 대해서 안티스키드 제어가 실행되고 있는 상태인 것을 특징으로 하는 차량용 제동 제어방법.

**청구항 17.**

제 14 항에 있어서, 제 1 및 제 2 차륜은 좌우 한 쌍의 후륜인 것을 특징으로 하는 차량용 제동 제어방법.

**청구항 18.**

삭제

**청구항 19.**

차량에 설치된 회전 부재에 대한 마찰 부재의 가압력을 조정하는 가압장치와, 차량의 상태에 따라서 목표 가압력을 결정함과 함께 가압력이 목표 가압력이 되도록 상기 가압장치를 제어하는 제어수단을 포함하는 차량용 제동 제어방법에 있어서,

상기 가압력을 예정된 목표값으로 설정하도록 상기 가압장치를 제어하기 위해 차량의 상태에 따라 각 차륜에 적용된 가압력의 목표값을 결정하고, 차량이 ABS 제어의 개시시에는 제 1 차륜의 회전 상태에 근거하여 제 1 차륜에 적용된 목표 가압력을 결정하고, 차량이 ABS 제어의 개시시에는 제 2 차륜의 목표 가압력을 상기 제 1 차륜에 적용된 목표 가압력으로 설정하는 것을 특징으로 하는 차량용 제동 제어방법.

**청구항 20.**

제 19 항에 있어서, 상기 가압장치는 전자식 가압장치인 것을 특징으로 하는 차량용 제동 제어방법.

**청구항 21.**

제 19 항에 있어서, 상기 제 1 및 제 2 차륜은 좌우 한 쌍의 차륜인 것을 특징으로 하는 차량용 제동 제어방법.

**청구항 22.**

제 21 항에 있어서, 상기 ABS 제어의 개시시는 상기 제 1 및 제 2 차륜에 대해서 안티스키드 제어가 실행되고 있는 상태인 것을 특징으로 하는 차량용 제동 제어방법.

청구항 23.

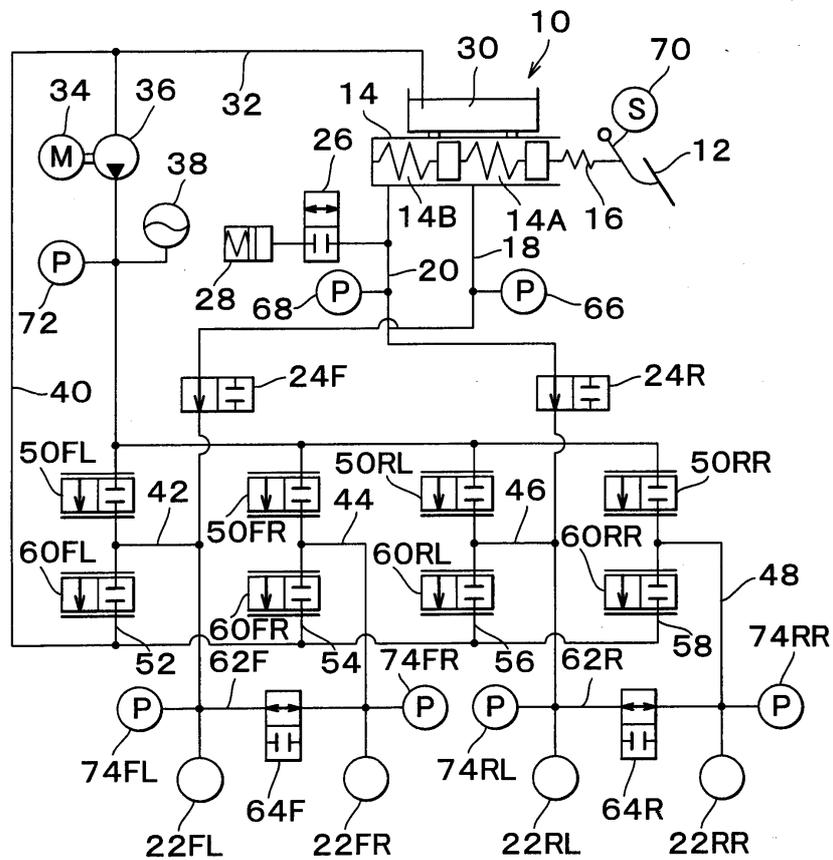
제 21 항에 있어서, 제 1 및 제 2 차륜은 좌우 한 쌍의 후륜인 것을 특징으로 하는 차량용 제동 제어방법.

청구항 24.

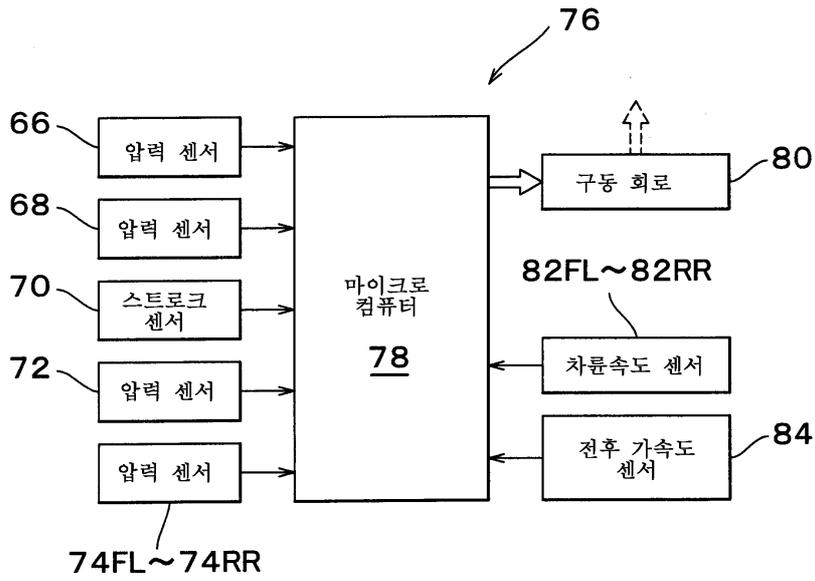
제 19 항에 있어서, 상기 제어수단은 상기 제 2 차륜의 목표 가압력의 증감 변화율을 차륜의 휠실린더 압력의 급격한 증감 변동을 방지할 수 있는 범위 내로 제한하는 것을 특징으로 하는 차량용 제동 제어방법.

도면

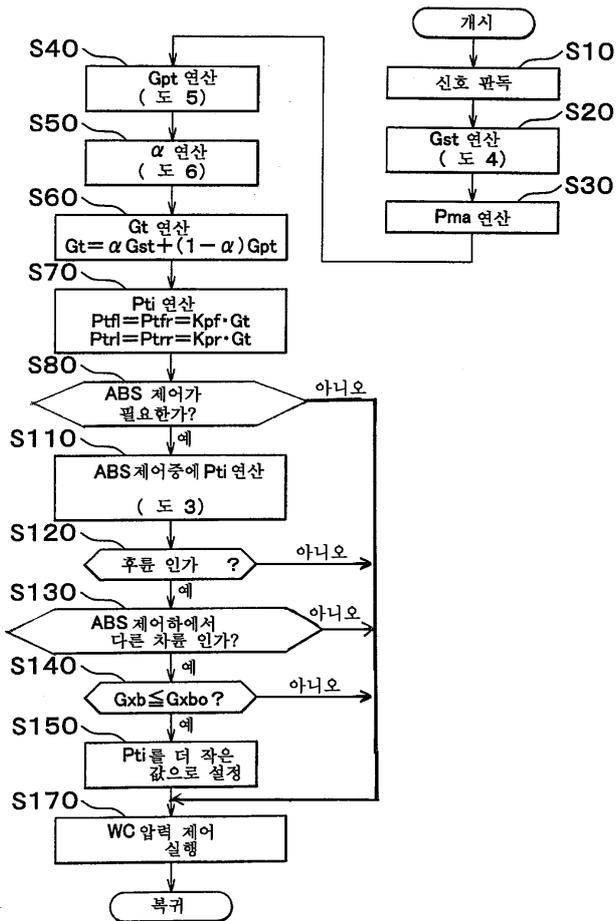
도면1a



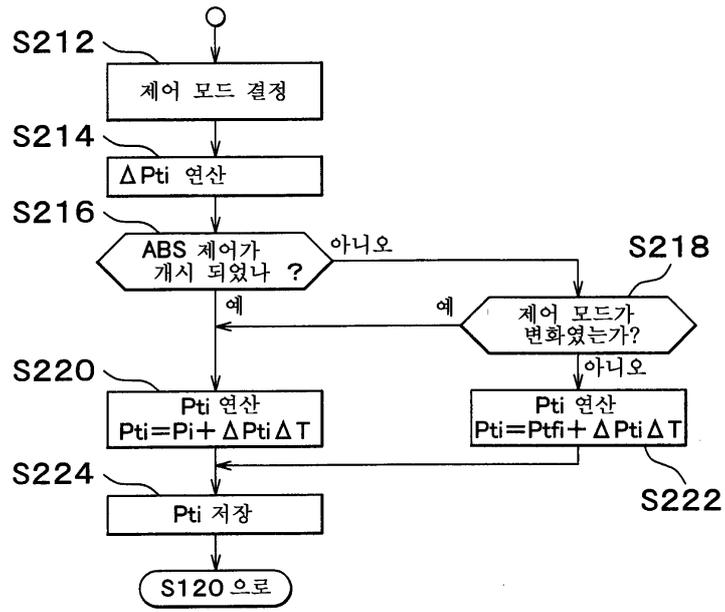
도면1b



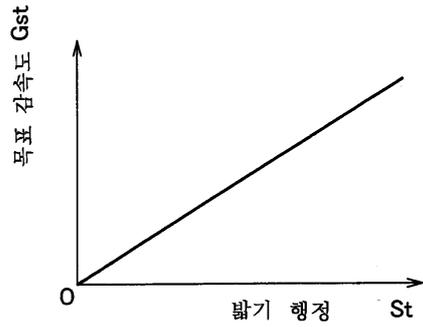
도면2



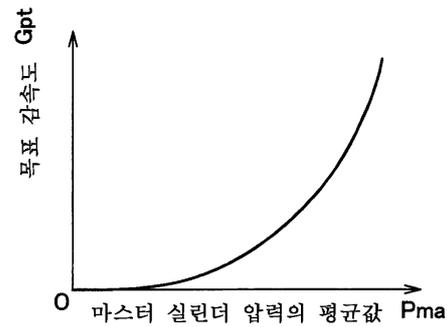
도면3



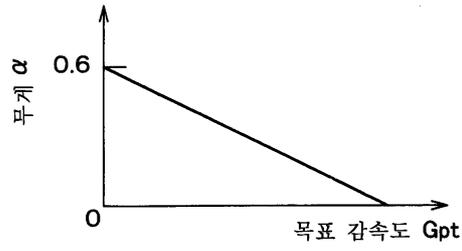
도면4



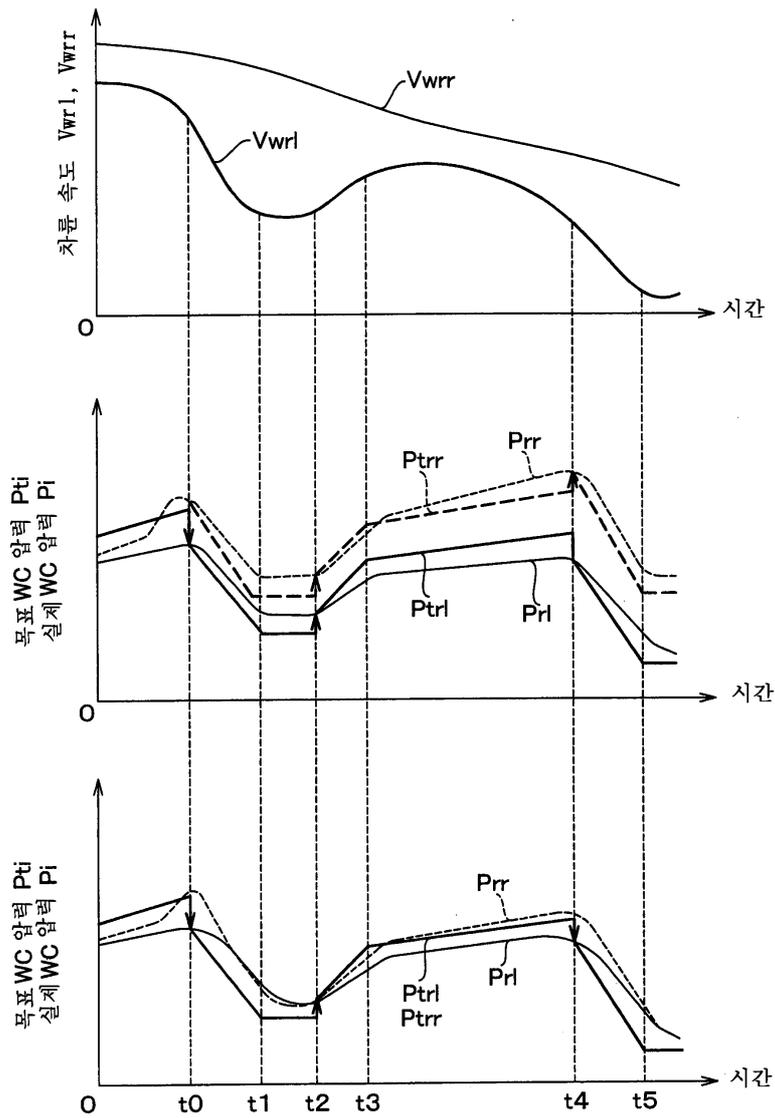
도면5



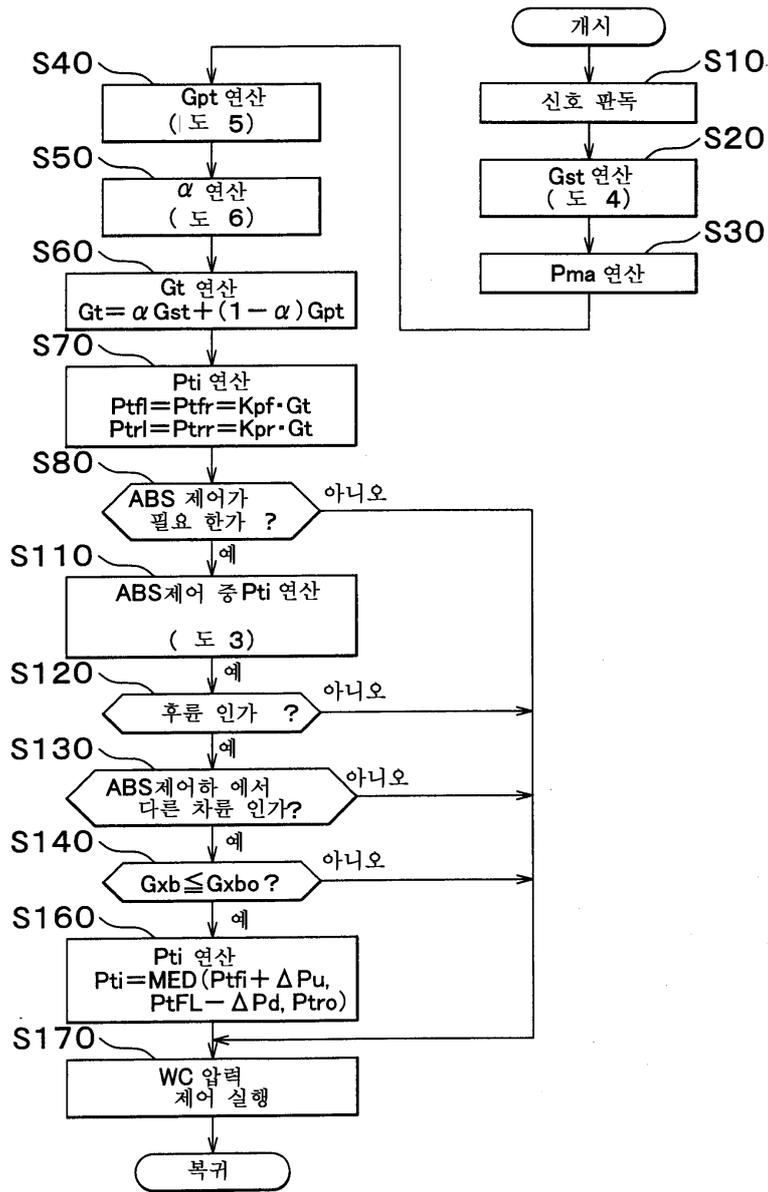
도면6



도면7



도면8



도면9

