

(19) 대한민국특허청(KR)  
(12) 특허공보(B1)

(51) Int. Cl.<sup>5</sup>  
B60G 3/06

(45) 공고일자 1990년06월23일  
(11) 공고번호 90-004352

(21) 출원번호	특1987-0003983	(65) 공개번호	특1987-0009872
(22) 출원일자	1987년04월25일	(43) 공개일자	1987년11월30일
(30) 우선권 주장	P4741 1986년04월25일 일본(JP) P4742 1986년04월25일 일본(JP) P4746 1986년04월25일 일본(JP)		
(71) 출원인	마쓰다 가부시기가이샤 야마모도 켄이찌 일본국 히로시마현 아끼군 후츄쵸 신지 3반 1고		
(72) 발명자	곤도 도시로 일본국 히로시마현 아끼군 후츄쵸 신지 3반 1고 마쓰다 가부시기가이샤 나이 야마모도 타다노부 일본국 히로시마현 아끼군 후츄쵸 신지 3반 1고 마쓰다 가부시기가이샤 나이 에다히로 다케시 일본국 히로시마현 아끼군 후츄쵸 신지 3반 1고 마쓰다 가부시기가이샤 나이		
(74) 대리인	신중훈		

심사관 : 김해중 (책자공보 제1913호)

(54) 자동차의 서스펜션

요약

내용 없음.

대표도

도1

명세서

[발명의 명칭]

자동차의 서스펜션

[도면의 간단한 설명]

제 1 도는 본 발명의 제 1 실시예가 적용된 서스펜션의 일례를 도시한 평면도.

제 2 도는 각각 제 3 도에 도시한 바와같은 특성을 얻기 위한 전후의 래터럴링크(lateral link)시스템의 변형특성의 예를 도시한 그래프.

제 3 도는 본 발명에 의한 특성선의 예를 도시한 그래프.

제 4 도는 본 발명의 제 1 실시예에 의한 특성에 의거해서 후륜의 거동변화를 도시한 평면도.

제 5 도는 내측링크와 외측링크와의 결합부분을 도시한 확대단면도.

제 6 도는 부시의 일례를 도시한 것으로서 그 직경방향 단면도.

제 7 도는 제 6 도의 VII-VII선 단면도.

제 8 도는 본 발명의 제 2 실시예에 적용된 서스펜션의 일례를 도시한 평면도.

제 9 도는 본 발명 제 2 실시예의 특성선의 예를 도시한 그래프.

제 10 도는 본 발명의 제 2 실시예에 의한 특성에 의거해서 후륜의 거동변화를 도시한 평면도.

제 11 도는 제 2 도에 도시한 바와같은 특성을 얻기위한 전후의 래터럴 링크시스템의 변형 특성예를 도시한 그래프.

제 12 도는 내측링크와 외측링크와의 결합부분을 도시한 확대단면도.

제 13 도는 내측링크와 외측링크와의 결합부분을 도시한 다른 실시예의 확대단면도.

\* 도면의 주요부분에 대한 부호의 설명

1 : 브조프레임	2R, 2L : 서스펜션
3R, 3L : 후륜	4R, 4L : 앞쪽래터럴링크
4R.1, 5R.1 : 내측링크	4R.2, 5R.2 : 외측링크
4R.3, 4R.3 : 결합부위	5R, 5L : 뒤쪽래터럴링크
6R, 6L : 허브	8R, 8L : 앞쪽부시
12R, 12L : 앞쪽부시	10R, 10L : 뒤쪽부시
14R, 14L : 뒤쪽부시	15R, 15L : 스프링(회전중심)
41 : 실린더	41a : 스톱퍼
42 : 피스톤	45 : 스프링
$\alpha_1, \beta_1$ : 절곡점	1 : 조정변위량

[발명의 상세한 설명]

본 발명은 차륜의 토우제어(toe control)를 행하도록 만들어진 자동차의 서스펜션에 관한 것이다.

최근, 자동차의 서스펜션에 있어서는, 차륜 특히 후륜 토우제어를 행하여, 주행상태에 따라서 차체가 바람직한 거동(舉動)을 나타내도록 의도한 것이 많아지고 있다.

이 후륜을 토우제어하는 것중에는, 후륜에 작용하는 횡력(橫力)과의 관계에 있어서, 횡력이 클때에는 작을때에 비해서, 횡력의 증대에 따른 후륜의 토우인(toe in)방향의 변화비율을 크게한 것이있다(일본국 특허공개 소호60-148708호 공보참조). 즉 후륜을 그 회전 중심을 경계로 해서 전후에 배설한 1쌍의 래터럴링크(lateral link)를 개재해서 차체에 상하동자재게 부착하고, 이 래터럴링크의 차체쪽 혹은 후륜쪽에 대한 연결부분에 개재되는 부시의 변형특성을, 앞쪽 래터럴링크와 뒤쪽 래터럴링크에서는 상이하도록 설정함으로써, 상술한 토우제어를 얻을 수 있도록 하고 있다. 이와같이 함으로서, 급선회시 혹은 고속주행에서의 차선변경시 등 횡력이 매우 커질때는, 후륜을 상대적으로 토우인방향으로 함으로서, 후륜의 그립력(grip force)을 높게하여 조종안정성(操縱安定性)을 향상시키면서, 횡력이 작을때, 즉 낮은속도 혹은 중간속도시에서의 선회성 또는 회두성(回頭性)이라고도 함 확보되게 된다. 그리고 이와같은 것에 있어서는, 횡력에 대한 차륜의 토우변화량을 나타내는 특성선이, 1개의 절곡점(특성변경점)을 가지도록 한 것이 된다.

상술한 바와같이, 횡력에 따라서 후륜을 토우제어하는 종래의 것에 있어서는, 횡력이 커질수록 조종안정성이 향상하는 방향 즉 토우인 방향으로 토우제어하는 것으로 되어있고, 이것은 또, 조종안정성의 확보가 직진안정성 확보에도 관련된다는 발상으로부터 이루어진 것이다. 즉, 직진안정성 및 조종안정성의 확보는모두 후륜을 상대적으로 토우인 시킴으로서 당해 후륜의 그립력을 높이고, 이 그립력이 높아지는 것에 의해서 차체를 구부러지지 않게 한다는 점에 있어서 공통이다.

그러나, 상기 종래와 같이 횡력에 따라서 후륜의 토우제어를 행하였을 경우의 직진안정성, 특히 고속시의 직진안정성이 반드시 충분히 만족되지는 못하였다.

이 직진안정성이 충분히 만족되지 않는 원인을 추구하였던바, 급선회시 혹은 차선변경시와같이, 차체의 큰 거동변화를 수반해서 조종안정성 확보를 얻으려는 영역에서의 후륜에 작용하는 횡력은 연속해서 다만 고속직진주행을 행하고 있을때의 횡력의 크기와는 크게 떨어져서 존재하고 있다는 것을 알 수 있었다. 즉, 고속시의 직진 주행시에 있어서는, 후륜에 작용하는 횡력이 선회성이 요구된 때의 횡력의 크기보다도 더 작은영역에 있다는 것을 알 수 있었다.

본 발명은 상기와 같은 사정을 감안해서 이루어진 것으로서, 횡력에 따라서 후륜을 토우제어 하는데 있어서, 종래와 같이 횡력이 비교적 작을때의 선회성 향상과 횡력이 비교적 클때의 조종안정성 확보를 행하면서고속직진주행을 행하도록 할때의 횡력이 매우 작을때의 직진안정성을 높일 수 있도록 한 자동차의 서스펜션을 제공하는데 있다.

상술한 목적을 달성하기 위하여, 본 발명에서는 상술한 바와같이 직진안정성이 특히 요구되는 운전상태에서의 후륜에 작용하는 횡력이 선회성이 요구되는 운전상태에서의 후륜에 작용하는 횡력 보다도 작음을 감안해서, 이 횡력의 크기에 의한 후륜의 토우제어를, 횡력이 작은 쪽에서 큰쪽의 순서로, 직진안정성을 위한 영역과, 선회성을 위한 영역과, 조종안정성을 위한 영역의 3개의 영역으로 나누어지도록 하고 있다. 구체적으로는 후륜이 그 회전중심을 경계로 해서 전후에 배치된 한쌍의 래터럴링크를 개재해서 차체에 상하동 자재게 지지되고, 이를 각 래터럴링크의 차체쪽 및 후륜쪽으로의 연결부분에 각각 부시가 개재되어서 이루어진 자동차의 서스펜션에 있어서, 상기 뒤쪽 래터럴링크는 내측링크와 외측링크를 미리 압축이 부여된 스프링을 개재해서 이 스프링을 압축하는 방향으로 소정량만큼 상대변위 가능하게해서 결합함으로써 구성되고, 각각 상기 부시를 포함하는 상기 앞쪽 래터럴 링크시스템과 뒤쪽 래터럴링크시스템과의 횡력에 대한 변형특성이 서로 다르게 설정되고, 상기 전후의 래터럴링크 시스템의 변형 특성의 상위에 의해서 횡력에 대해서 후륜의 토우변화량을 나타낸 특성선이, 횡력이 작을때 및 횡력이 클때에는 횡력이 중간정도일 때에 비해서, 횡력의 증대에 따른 후륜의 토우인 방향으로의 변화비율이 커지도록 구성한 것이다.

이와같이 횡력에 대해서 후륜의 토우변화량을 나타내는 특성선이 제 1 실시예에서는 1개의 절곡점만 있었던 것이 본 발명의 제 2 실시예에서는 2개의 절곡점을 가지므로, 횡력이 중간정도일 때에 선회성을 만족시키게 함으로서 횡력이 이것보다도 작은 영역 및 큰영역의 어느쪽에 있어서도 후륜의

그립력이 상대적으로 높아져서, 직진안정성 및 조종안정성을 얻을 수 있게 된다. 즉, 횡력이 작은 쪽의 절곡점을 제1절곡점, 횡력이 큰 쪽의 절곡점을 제2의 절곡점이라고 하면, 횡력의 증대에 따라서, 제1절곡점에 달할 때까지의 횡력이 작을 때는 직진안정성이 확보되는 토우제어 영역이 되고, 제1절곡점으로부터 제2절곡점까지의 횡력이 중간정도일 때는 선회성이 확보되는 토우제어 영역이 되며, 제2절곡점 이후의 횡력이 클 때에는 조종안정성이 확보되는 토우제어 영역이 된다.

더욱 구체적으로는, 선회성이 요구되는 횡력이 중간정도일 때(예를 들면 0.4~0.5G)보다도, 직진안정성이 요구되는 횡력이 작을 때(예를 들면 0.2~0.3G) 및 조종안정성이 요구되는 횡력이 클 때(예를 들면 0.5G 이상)는, 횡력의 증대에 따른 후륜의 토우인방향으로의 변화비율이 크므로, 횡력이 중간정도일 때의 선회성을 확보하면서, 직진안정성 및 조종안정성을 확보할 수 있다.

또, 본 발명에서는, 후륜의 각 래터럴 링크의 차체쪽 및 차륜쪽에 대한 연결부분에 개재되는 부시가 아닌 뒤쪽 래터럴 링크의 중간부 측 서로 소정량 만큼 상대변위 가능하게 한 내측링크와 외측링크와의 결합부분에 미리 압축된 압축상태로 별도 착설된 스프링을 이용함으로써 상술한 바와 같은 토우제어를 위한 특성선의 절곡점을 얻도록 하였으므로 환언하면, 주로 승차감 확보를 위하여 개재되는 상기 부시의 변형특성을 복잡하게 할 필요가 없도록 하고 있으므로, 토우제어를 위한 세팅이 용이하고 확실하게 행할 수 있어, 당해 세팅의 자유도도 높은 것이 된다.

또, 본 발명은, 차륜을 회전시켜 지지하는 차륜지지부재와, 상기 차륜지지부재를 차체에 대하여 상하동자재에 연결하며 대체로 차폭방향으로 뻗어서 차체의 전후방향으로 소정거리 이간되어 병설되며 또한 내측단부가 회동가능하게 착설되고 외측단부가 상기 차륜지지부재에 각각 회동가능하게 착설된 한쌍의 래터럴링크를 갖춘 자동차의 서스펜션에 있어서, 상기 한쌍의 래터럴링크의 적어도 한 쪽은 도중에서 분할되어서 내측링크와 외측링크로 분리되고, 상기 내측링크와 외측링크 사이에는 그 연결측단부에 미리 압축력이 부여된 탄성부재가 개재되어서 링크축방향으로 또 내측링크 및 외측링크를 서로 근접하는 방향의 하중이 상기 미리압축된 압축력을 초과할 때 상기 탄성부재가 변형함으로써 링크길이가 짧아지도록 구성한 것을 특징으로 하는 자동차의 서스펜션을 제공하는 것이다.

또한 본 발명은 후륜이 그 회전중심을 경계로 해서 전후에 배치된 한쌍의 래터럴링크를 개재해서 차체에 상하동 자재에 지지되고, 이를 각 스티어링 링크의 차체쪽 및 후륜쪽에서의 연결부분에 각각 부시가 개재되어서 이루어진 자동차의 서스펜션에 있어서, 상기 뒤쪽 래터럴 링크는, 내측링크와 외측링크를 미리 압축력이 부여된 스프링을 개재해서 이 스프링을 압축하는 방향으로 소정량 만큼 상대변위 가능하게 하여 결합함으로써 구성되고, 각각 상기 부시를 포함하는 상기 앞쪽 래터럴링크 시스템과 뒤쪽 래터럴링크 시스템의 횡력에 대한 변형 특성이 서로 다르게 설정되고, 상기 전후의 래터럴링크 시스템의 변형 특성의 상위에 의해서, 횡력에 대해서 후륜의 토우변화량을 표시하는 특성선이, 횡력이 작을 때 및 횡력 클 때에는 횡력이 중간 정도일 때에 비해서, 횡력의 증대에 따른 후륜의 토우인 방향으로의 변화비율이 커지도록 되어 있는 것을 특징으로 하고 있다.

이하, 본 발명의 제 1 실시예에 대하여 첨부한 도면에 의거해서 설명한다.

제 1 도는 FF차의 후륜에 본 발명의 제 1 실시예를 적용하였을 경우의 예를 도시한 개략적 도면으로서, 좌우후륜의 서스펜션과 모두 동일한 구조이므로, 이하의 설명에서는 오른쪽 후륜용의 서스펜션에 대해서 설명하기로 하고, 왼쪽후륜용 서스펜션에 대해서는 오른쪽 후륜용의 구성요소에 붙인 「R」의 첨자대신에 「L」의 첨자를 사용하기로 하고, 그 중복된 설명은 생략한다.

이 제 1 도에 있어서, (1)은 스프링 상부의 중량으로서 차체에 고정된 보조프레임이고, 이 보조프레임(1)에는 요동아암식의 오른쪽 서스펜션(2R)을 개재해서, 오른쪽 후륜(3R)이 상하동 자재에 지지되어 있다.

상기 서스펜션(2R)은, 각각 차폭방향으로 뻗는 뒤쪽 래터럴링크(5R) 및 후술하는 바와같이 분할식으로 된 앞쪽 래터럴링크(4R)와, 차체 전후방향으로 뻗는 휘일지지부재로서의 허브(6R)를 가지고 있다. 이 앞쪽 래터럴링크(4R)의 내측단부(차폭방향 내측단부)는, 보조프레임(1)에서 돌설한 지지축(7R)에 대해서 부시(8R)를 개재해서 회동자재에 연결되고, 뒤쪽 래터럴링크(5R)의 내측단부(차폭방향 내측단부)는 보조프레임(1)에서 돌설(突設)한 지지축(9R)에 대해서 부시(10R)를 개재해서 회동자재에 연결되어 있다. 또 앞쪽 래터럴링크(4R)의 외측단부는, 상기 허브(6R)의 진단부에 돌설한 지지축(11R)에 대해서 부시(12R)를 개재해서 회동자재에 연결되고, 뒤쪽 래터럴링크(5R)의 외측단부는, 이 허브(6R)후단부에서 돌설한 지지축(13R)에 대해서 부시(14R)를 개재해서 회동자재에 연결되어 있다. 그리고, 허브(6R)외측단부에는 스피들(15R)이 돌설되고, 오른쪽 후륜(3R)이 이 스피들(15R)을 중심으로 해서 회전자재에 지지되어 있다.

상기 전후의 래터럴링크(4R)(5R)는 서로 거의 평행하게 배치되고, 그 각 외측단부의 부시(12R)(14R)와의 전후방향 중간부분에 스피들(15R)이 배치되어 있다. 이렇게 함으로서, 후륜(3R)에 입력되는 횡력은, 전후의 래터럴링크(4R)(5R)에 거의 같게 등분되어서 입력된다. 또, 상기 지지축(7R)(9R)(11R)(13R) 및 부시(8R)(10R)(12R)(14R)는 각각 자체 전후방향으로 그 축심이 뻗어 있으므로, 오른쪽후륜(3R)은, 지지축(7R)(9R)을 중심으로 해서 상하방향으로 요동자재에 되어 있다. 그리고, 허브(6R)의 내측단부에서 돌설된 지지축(16R)에는 거의 차체전후 방향으로 뻗은 텐션로드(17R)의 후단부 슈우가 부시(18R)를 개재해서 회동자재에 연결되고, 이 텐션로드(17R)의 전단부는, 부시(19R)를 개재해서 차체에서 돌설한 지지축(20R)에 회동자재에 연결되어 있다. 물론, 이 양부시(18R)(19R)는 차폭방향으로 뻗어있고, 상기 텐션로드(17R)에 의해서 허브(6R)의 전후방향의 강성이 확보되고 있다.

또한, 허브(6R)에는, 이미 알려져 있는 바와같이 유압완충기와 탄성고무 또는 코일스프링으로 이루어진 지주(27R)의 하단부가 연결되어 있다.

앞쪽 래터럴링크(4R)는 서로 별개로 형성된 내측링크(4R.1)와 외측링크(4R.2)후술하는 바와같이 결합함으로써 구성되고, 이 내외측링크(4R.1)(4R.2)와의 결합부위(4R.3)에는 후술하는 바와같이, 미리 압축된 스프링이 개재되어 있다. 그리고, 부시(8R)(12R)외에 상기 스프링을 포함하는 앞쪽 래터럴링

크(4R)시스템의 변형특성을 제 2 도의(F)선으로, 또 부시(10R)(14R)를 포함하는 뒤쪽 래터럴링크(5R)시스템의 변형특성을 제 2 도의 (R)선으로 표시하고 있다.

상기 앞쪽 래터럴링크(4R)에 있어서의 결합부위(4R.3)의 상세한 도면을 제 5 도에 도시하고 있다.

제 5 도에서, 내측링크(4R.i)의 외측단부는, 차폭방향 바깥쪽으로 개구하는 실린더(41)가 일체형으로 형성되어있다. 또, 외측링크(4R.2)의 내측단부에는, 상기 실린더(41)내에 접동자재에 감합된 큰 직경의 피스톤(42)이 일체로 형성되어있다. 이 피스톤(42) 즉 외측링크(4R.2)는 실린더(41)에 나사 결합된 덮개부재(43)에 의해서, 탄성부재(44)를 개재해서 이탈을 방지하고, 즉 내측링크(4R.1)에 대해서 외측링크(4R.2)가 소정의 거리이상 떨어지는 것이 방지되고 있다. 또한, 실린더(41)내에 압축 상태에서 배설한 스프링(45)(실시예에서는 코일스프링)에 의해서, 외측링크(4R.2)가 후륜(3R)쪽으로 향해서 부세되고 있다.

환언하면, 덮개부재(43)의 실린더(41)에 대한 나사결합 위치를 조정함으로써 스프링(45)의 압축력 즉 미리 압축되는 압축력이 조정되도록 되어있다. 이렇게함으로써, 앞쪽 래터럴링크(4R)를 압축시키도록 하는 외력에 대해서, 당초는 미리 압축된 스프링(45)에 의한 큰 힘에 대항하고, 외력이 미리 압축된 압축력 보다도 커지면, 스프링(45)이 그 탄성계수에 따른 형태로 압축(앞쪽 래터럴링크(4R)의 압축)되어 가게된다.

각 부시(8R)(10R)(12R)(14R)는 제 6 도, 제 7 도에 도시한 바와같이, 지지축(7R)(9R)(11R)(13R)이 감합되는 내부통(21)과 전후의 래터럴링크(4R)(5R)가 결합되는 외부통(22)과, 이 내부통(21)(22)사이에 감합된 고무재(23)로 이루어지나, 이 고무재(23)는 소정의 경도로 설정되어 있다. 먼저, 래터럴링크(4R)(5R)의 외측단부 부시(12R)(14R)는 서로 같은 경도를 가진 고무재(23)에 의해서 충만된 것으로 되어 있으므로, 이 양부시(12R)(14R)에 있어서의 하중(횡력)과 그 변형량과의 관계는 서로 같게 되어있다. 앞쪽 래터럴링크(4R)내측단부에 있는 부시(8R)와 뒤쪽 래터럴링크(5R)내측단부에 있는 부시(10R)는, 앞쪽의 부시(8R)쪽이 뒤쪽의 부시(10R)보다도 딱딱한 것으로 되어있다.

이상과 같은 구성에 의해서, 앞쪽 래터럴 링크(4R)시스템의 하중(횡력)에 대한 변형특성은 제 2 도(F)선과 같이되며, 또 뒤쪽 래터럴링크(5R)시스템의 변형 특성은 제 2 도의 (R)선과 같이된다. 즉, 특성선(F)은, 하나의 절곡점(특성변경점)( $\alpha$ )을 가지고, 하중(횡력)이 ( $\alpha$ )보다도 작아지는 범위내는 그 변형이 작아지고(딱딱함),( $\alpha$ )를 초과한 후에는 변형이 커지도록(유연해짐) 설정된다.

또, 특성선(R)은 거의 선형인 것이 된다. 그리고, 실시예에서는 양특성선(F)(R)은 1점에서 서로 바뀌어 하중이 교점보다 작을때는 앞쪽 래터럴링크(4R)시스템의 변형량이 뒤쪽 래터럴링크(5R)시스템의 변형량 보다도 작아지고, 하중이 이 교점보다도 커지면, 앞쪽 래터럴링크(4R)시스템의 변형량이 뒤쪽 래터럴링크(5R)시스템의 변형량보다도 커진다. 물론, 절곡점( $\alpha$ )시점에서의 하중은 앞쪽 래터럴링크(4R)에 있어서의 스프링(45)의 미리 압축된 압축력에 상당한다. 또, 특성선(F)의 원점으로부터 절곡점( $\alpha$ )까지의 기울기는 부시(8R)의 특성에 의존한다.

상술한 전후의 래터럴링크(4R)(5R)시스템의 변형특성의 차이에 의해서 발생한다. 오른쪽 후륜(3R)에 작용하는 횡력의 크기에 대한 오른쪽 후륜(3R)의 토우변화량의 관계를 제 2 도의 특성선(C)으로 표시하고 있으며, 기타 본 발명에 의해서 얻는 특성선의 대표예를 (a)(b)(c)(d)(e)로 해서 도시하고 있다.

이 제 3 도에 도시한 특성선(C)에 의거해서 오른쪽 후륜(3R)의 거동(舉動)변화에 대해서, 제 4 도에 의해서 설명한다. 이 제 4 도에 있어서, 횡력을 (F)로 표시하고 있으며, 오른쪽 후륜(3R)의 자세 변화를 횡력(F)이 「0」일때를 실선으로, 횡력(F)이 「작을」때를 2점쇄선으로 또한 횡력(F)이 「클」때를 파선으로 표시하고 있다. 또,  $0_1 \sim 0_4$ 는, 오른쪽 후륜(3R)의 폭방향 중심선이고,  $0_1$ 이 횡력이 「0」일때를,  $0_2$ 가 횡력 「작을」때를,  $0_3$ 가 횡력이 「클」때를 표시하고 있다. 또한, 스피링(45) 및 부시(8R)등은, 각각 모식적으로 스프링의 형상으로 표시하고 있다.

이 제 4 도로부터도 명백한 바와같이, 횡력(F)이 0일때는, 오른쪽 후륜(3R)은 똑바로 전방을 향하고 있다. 횡력(F)이 작을때는, 앞쪽 래터럴링크(4R)시스템의 변형량이 뒤쪽 래터럴링크(5R)시스템의 변형량 보다도 작기 때문에, 오른쪽 후륜(3R)은 토우아웃(toe out)하는 경향이 되어, 직진안정성과 조종성의 적절한 밸런스 유지가 가능하게 된다. 또 횡력(F)이 「클」때는, 앞쪽 래터럴링크(4R)시스템의 변형량보다도 뒤쪽 래터럴링크(5R)시스템의 변형량이 작으므로, 오른쪽 후륜(3R)은, 횡력(F)이 「작을」때보다도 토우인량이 증가되어 조종안정성의 향상을 도모할 수 있게 된다. 즉, 토우인량이 증대된다고 하는 것은, 토우인량의 「작을」때 보다도 인더스티어링 특성이 강해지게 된다. 물론, 상술한 것은 모두 왼쪽후륜(3L)에 대해서도 마찬가지이다.

이상 실시예에 대해서 설명하였으나, 본 발명은 후륜구동차에 대해서도 마찬가지로 적용 할 수 있다.

또, 본 발명은, 전후의 래터럴링크를 가진 것이면, 적절한 형식의 서스펜션에 대해서 마찬가지로 적용할 수 있다. 예를들면, 제 1 도에 있어서의 전후의 래터럴링크(4R)(5R)를 그 차폭방향 내측단부가 외측단부 보다도 넓게 한 것, 허브(6R)에 대해서 더욱 차폭방향으로 뺀 상부아암(로드형상 혹은 A형의 것 등 그 형상은 문제삼지 않음)을 연결한 이른바 더블위시본 타입(멀티링크식)의 것 등에 대해서도 마찬가지로 적용할 수 있다. 상기 멀티링크식의 것에 있어서는, 차체전후 방향으로 뺀 텐션로드(17R)(트레이 링크아암)를, 차폭방향의 강성을 작게 또한 상하방향의 강성이 높아지도록 패널형상으로 한것이어도 된다.

또한, 본 발명은 전륜에 대해서도 적용할 수 있으며, 이 경우는, 전후의 래터럴링크(4R)(5R)의 구성을 제 1 도에 도시한 것과 반대의 관계, 즉 뒤쪽 래터럴링크(5R)를 미리 압축된 스프링(45)를 가진 분할식으로 하면 된다. 물론 이경우는, 횡력에 대한 전륜의 토우변화량을 나타낸 특성선이, 제 3 도의 것과는 상하 대칭이 되도록 한 형상이 된다.

본 발명은 이상 상술한 것로부터 명백한 바와같이 횡력이 작을때의 직진안정성과 조종성을 적절히 밸런스를 유지시키면서, 횡력이 클때의 안정성 확보라는 2개의 조건을 만족하는 특성을 얻는 데에, 전후의 래터럴링크의 한쪽을 분할식으로 해서 이 분할부분에 개재되는 미리 압축된 스프링을 이용하도록 하고 있으므로, 각 래터럴링크의 차체쪽 혹은 차륜쪽에서의 연결부분에 착설된 부시의 변형특성을 특히 복잡하게 할 필요가 없으며, 부시를 소망의 특성과 같이 용이, 확실하게 착설할 수 있음과 동시에 착설의 자유도가 높은 것이 된다.

제 8 도는 FF차의 후륜에 본 발명의 제 2 실시예를 적용하였을 경우의 예를 도시한 개략적 도면으로서, 이제 8 도에서, (1)은 스프링상부의 중량으로서 차체에 고정된 보조프레임이고, 이 보조프레임 (1)에는 요동아암식의 오른쪽 서스펜션(2R)을 개재해서, 오른쪽 후륜(3R)이 상하동 자재에 지지되어 있다.

상기 서스펜션(R)은, 각각 차폭방향으로 뺀 앞쪽 래터럴링크(4R) 및 후술하는 바와 같이 분할식으로 된 뒤쪽래터럴링크(5R)와, 차체전후방향으로 뺀 후회지지지부재로서의 허브(6R)를 가지고 있다.

이 앞쪽래터럴링크(4R)의 내측단부(차폭방향 내측단부)는, 보조프레임(1)에서 돌설한 지지축(7R)에 대해서 부시(8R)를 개재해서 회동자재에 연결되고, 뒤쪽 래터럴링크(5R)의 내측단부(차폭방향 내측단부)는 보조프레임(1)에서 돌설한 지지축(9R)에 대해서 부시(10R)를 개재해서 회동자재에 연결되어 있다. 또 앞쪽래터럴링크(4R)의 외측단부는, 상기 허브(6R)의 던단부에서 돌설한 지지축(11R)에 대해서 부시(12R)를 개재해서 회동자재에 연결되고, 뒤쪽 래터럴링크(5R)의 외측단부는, 이 허브(6R) 후 단부에서 돌설한 지지축(13R)에 대해서 부시(14R)를 개재해서 회동자재에 연결되어 있다.

그리고, 허브(6R)외측단부에는 스피들(15R)이 돌설되고, 오른쪽 후륜(3R)이 이 스피들(15R)을 중심으로 해서 회전자재에 지지되어 있다.

상기전후의 래터럴링크(4R)(5R)는 서로 거의 평행하게 배치되고, 그 각 외측단부의 부시(12R)(14R)와의전후방향 중간부분에 스피들(15R)이 배치되어 있다. 이렇게함으로서, 후륜(3R)에 입력되는 횡력은, 전후의래터럴링크(4R)(5R)에 거의 같은 등분되어서 입력된다. 또, 상기 지지축(7R)(9R)(11R)(13R) 및 부시(8R)(10R)(12R)(14R)는 각각 차체 전후방향으로 그 축심이 뺀 있으므로, 오른쪽 후륜(3R)은, 지지축(7R)(9R)을 중심으로 해서 상하방향으로 요동자재에 되어있다. 그리고, 허브(6R)내의 내측단부에서 돌설된 지지축(16R)에는 거의 차체전후 방향으로 뺀 텐션로드(17R)에 의해서 허브(6R)의 전후방향의 강성이 확보되고 있다.

또한, 허브(6R)에는, 이미 알려져 있는 바와같이 유압완충기와 탄성고무 또는 코일스피링으로 이루어진 지주(27R)의 하단부가 연결되어 있다.

뒤쪽 래터럴링크(5R)는 서로 별체로 형성된 내측링크(5R.1)와 외측링크(5R.2)를 후술하는 바와같이 결합함으로서 구성되고, 이 내외측 링크(5R.1)(5R.2)와의 결합부위를 (5R.3)로서 표시하고있다.

이 결합부위(5R.3)는 후술하는 바와같이, 미리 압축된 스프링이 개재되고 부시(8R)(12R)를 포함하는 앞쪽 래터럴링크(4)시스템의 변형특성을 제 11 도에(F)선으로, 또 부시(10R)(14R)의에 상기 스프링을 포함하는 뒤쪽 래터럴링크(5R)시스템의 변형특성을 제 11 도의 (R)선으로 표시하고 있다.

상기 뒤쪽 래터럴링크(5R)에 있어서의 결합부위의(5R.3)의 상세한 도면을 제 12 도에 도시하고 있다.

먼저, 내측링크(5R.1)에는 그 외측단부에서 차폭방향 바깥쪽으로 개구하는 실린더(41)이 일체형으로 형성되어있다. 또, 외측링크(5R.2)의 내측단부에는 상기 실린더(41)내에 접동자재에 감합된 큰 직경의 피스톤(42)이 일체형으로 형성되어있다. 이 피스톤(42)측 외측링크(5R.2)는 실린더(41)에 나사결합된 덮개부재(43)에 의해서, 탄성부재(44)를 개재해서 이탈을 방지하고, 즉 내측링크(5R.1)에 대해서 외측링크(5R.2)가 소정거리이상 떨어지는 것이 방지되고 있다.

또한, 실린더(41)내에서 압축된 상태로 배설한 스프링(45)(실시예에서는 코일스프링)에 의해서, 외측링크(5R.2)가 후륜(3R)쪽으로 향해서 부세되고 있다. 환언하면, 덮개부재(43)의 실린더(41)에 대한 나사 결합위치를 조정함으로서 스프링(45)의 압축력 즉 미리 압축되는 압축력이 조정되도록 되어 있다.

이렇게함으로서, 뒤쪽 래터럴링크(5R)를 압축시키도록 하는 외력에 대해서, 당초는 미리 압축된 스프링(45)에 의한 큰 힘으로 대항하고, 외력이 미리 압축된 압축력보다도 커지면, 스프링(45)이 그 탄성계수에 따른 형태로 압축[뒤쪽 래터럴링크(5R)의 압축]되어 가게된다.

그리고, 스프링(45)이 압축되기 시작해서 외측링크(5R.2)가 소정변위량(1)만큼 내측링크(5R.1)에 대해서 상대변위하면, 피스톤(42)이 실린더(41)의 스톱퍼(41a)에 당접하고, 이 당접후에는 뒤쪽 래터럴링크(5R)가 이 이상 압축되는 것이 규제된다.

각 부시(8R)(10R)(12R)(14R)는 제 6 도 및 제 7 도에 도시한 바와같이, 지지축(7R)(9R)(11R)(13R)이 감합되는 내부통(21)과 래터럴링크(4R)(5R)가 결합되는 외부통(22)과, 이 내외부통(21)(22)사이에서 감합된 고무재(23)로 이루어지나, 이 고무재(23)는 소정의 경도로 설정되어 있다.

먼저, 래터럴링크(4R)(5R)의 외측단부의 부시(12R)(14R)는 서로 같은 경도로 가진 고무재(23)에 의해서 충만된 것으로 되어 있으므로, 이 양부시(12R)(14R)에 있어서의 하중(횡력)과 그 변형량과의 관계는 서로같게 되어있다. 앞쪽래터럴링크(4R)내측단부에 있는 부시(8R)와 뒤쪽래터럴링크(5R)내측단부에 있는 부시(10R)는, 앞쪽의 부시(8R)쪽이 뒤쪽의 부시(10R)보다도 유연한 것으로 되어있다.

상술한 바와같이 부시(8R)(10R)의 변형특성의 설정차이에 의해서, 또 스프링(45)을 개재하는 뒤쪽 래터럴링크(5R)의 구성에 의해서, 앞쪽 래터럴링크(4R)시스템의 하중(횡력)에 대한 변형특성은 제 11 도의(F)선과 같이되며, 또 뒤쪽 래터럴링크(5R)시스템 변형특성은 제 11 도의(R)선과 같이 된다. 즉, 특성선(R)은 2개의 절곡점( $\alpha 1$ )( $\beta$ )을 가지고, 하중(횡력)이( $\beta 1$ )보다도 작은 범위내는 그 변형이 작고(딱딱하고),( $\beta 1$ )을초과해서는 변형이 커지며(유연해지며), 또한( $\alpha 1$ )을 초과하고 나서는 다

시 변형이 작아지도록(딱딱하도록)설정된다. 또, 특성선(F)은 거의 선형의 것이된다. 그리고, 양 특성선(F)(R)은  $r_1$ 과  $r_1$ 과  $r_2$ 의 2점에서 변하며, 하중이  $Rr_1$ 보다 작을때 및  $r_2$ 보다 클때는 앞쪽 래터럴링크(4R)시스템의 변형량이 뒤쪽 래터럴링크(5R)시스템의 변형량 보다도 커지게되고 하중이  $r_1$ 과  $r_2$ 사이에서는, 앞쪽 래터럴링크(4R)시스템의 변형량이 뒤쪽 래터럴링크(5R)시스템의 변형량 보다도 작게된다. 물론, 절곡점( $\beta 1$ )시점에서의 하중의 뒤쪽 래터럴링크(5R)에 있어서의 스프링(45)의 미리 압축된 압축력에 상당한다. 또 특성선(R)의 원점으로 부터 절곡점( $\beta 1$ )까지의 기울기 및 절곡점( $\alpha 1$ )이후의 기울기는 부시(12R)(또는 14R)의 특성에 의존한다.

상술한 전후의 래터럴링크(4R)(5R)시스템의 변형특성이 서로다름에 따라, 오른쪽후륜(3R)에 작용하는 횡력의 크기에 대한 오른쪽후륜(3R)의 토우변화량의 관계를 제 9 도에 특성선(X)으로 표시하고 있으며, 이제 9 도에 있어서의( $\alpha 1$ )( $\beta 1$ )( $\gamma 1$ )( $\gamma 2$ )는 각각 제 3 도의 것과 대응하고 있다.

이와같은 특성선(X)에 의거해서 오른쪽 후륜(3R)의 거동변화에 대해서 제 19-0 도에 의하여 설명한다.이 제 10 도에 있어서, 횡력을 F로 표시하고 있고, 오른쪽후륜(3R)의 자세변화를, 횡력(F)이 「0」 일때를 실선으로, 횡력(F)이 「작을」 때를 1점쇄선으로, 횡력(F)이 「중간」 일때를 2점쇄선으로, 또한 횡력(F)이 「클」 때를 파선으로 표시하고 있다. 또,  $0_1 \sim 0_4$ 는 오른쪽 후륜(3R)의 축방향 중심선이며,  $0_1$ 은 횡력이 「0」 일때를  $0_2$ 는 횡력이 「작을」 때를,  $0_3$ 는 횡력이 「중간」 일때를,  $0_4$ 는 횡력이 「클」 때를 표시하고 있다.

또한 부시(8R)(10R)는, 각각 모식적으로 스프링의 형상으로 표시하고 있으며, 제 2 실시예에서는 이 부시(8R)(10R)에 대해서, 횡력(F)이 균등하게 작용하도록 각 부재의 치수를 설정하고 있다.

이 제 10 도로부터 명백한 바와같이 횡력(F)이 0일때는, 오른쪽 후륜(3R)은 똑바로 전방을 향하고 있다.횡력(F)이 작을때는, 앞쪽래터럴링크(4R)시스템의 변형량이 뒤쪽 래터럴링크(5R)시스템의 변형량 보다도 크므로 오른쪽 후륜(3R)은 토우인이 되어, 직진안정성이 확보된다. 또, 횡력(F)이 「중간」 일때는, 앞쪽 래터럴링크(4R)시스템의 변형량 보다도 뒤쪽 래터럴링크(5R)시스템의 변형량 쪽이 크므로, 오른쪽 후륜(3R)은, 횡력(F)이 작을때보다 토우인량이 완화(경감)되어 회두성 즉 조종성의 향상을 도모할 수 있게 된다.

즉, 토우인량이 완화된다고하는 것은, 토우인량이 「클」 때 보다도 언더스티어링 특성이 약해지게되어, 핸들의 꺾임에 대한 자동차의 방향추종성이 양호해진다. 또한 횡력이 「클」 때는, 오른쪽후륜(3R)은 다시 토우인방향으로 변위되어, 급선회시나 고속차선변경시와 같은 때의 언더스티어링 경향을 강하게, 조종안정성이 확보된다.

물론 상술한 것은 모두 왼쪽후륜(3L)에 대해서도 마찬가지이다.

여기에서, 횡력(F)에 대한 후륜(3R)(또는 3L)의 토우변화량을 표시한 특성선(X)은, 제 9 도에 파선으로표시한 바와같이, 차종등에 따라서 여러가지 변형할 수 있는 것이며, 그 2개의 절곡점을 각각 검은 점으로표시하고 있다. 이를 파선으로 표시한 특성선에 있어서도, 횡력의 증대에 따른 토우인 방향으로의 변화비율(토우아우트는 부의토우인이라고 볼 수 있음)은 2개의 절곡점 사이에서 다른 부분보다도 작게 되어있다.

제 13 도는 내측링크(5R.1)와 외측링크(5R.2)의 결합부분(5R.3)의 다른실시예를 도시한 도면으로서, 제 1 및 제 2 실시예와 그 동작은 마찬가지이므로, 그 설명을 생략한다. 다만 여기에서는 제 1 및 제 2 실시예의 코일스프링(45)대신에 탄성고무(53)를 사용하고 있으며, 실린더는 실린더케이스(51)와 캡(52)으로 구성되고, 또한 실린더 케이스(51)와 캡(52) 그리고 피스톤(42)사이에는 두개로 분리된 수지부시(54)가 개재되어서 구성된 점이다.

이상 제 2 실시예에 대하여 설명하였으나, 본 발명은 후륜구동차에 대해서도 마찬가지로 적용할 수 있다. 또, 본 발명은, 전후의 래터럴 링크를 가진 것이면, 적절한 형식의 서스펜션에 대해서 마찬가지로 적용할수 있다. 예를들면, 제 8 도에 있어서의 전후의 래터럴링크(4R)(5R)를 그 차폭방향 내측 단부가 외측단부보다도 넓게한 것, 허브(6R)에 대해서 더욱 차폭방향으로 뺀 상부아암(로드형상 혹은 A형의 것등 그 형상은 문제상지 않음)을 연결한 이른바 더블위시 본 타입(멀티링크식)의 것 등에 대해서도 마찬가지로 적용할 수 있다.

상기 멀티링크식의 것에 있어서는, 차체전후 방향으로 뺀 텐션로드(17R)(트레이링크아암)를, 차폭 방향의 강성을 작게 또한 상하방향의 강성이 높아지도록 패널형상으로 한 것이어도 된다.

본 발명은, 이상 상술한 것으로부터 명백한 바와같이 횡력이 작을때의 직진안정성확보, 횡력이 중간 정도일 때의 회두성확보, 횡력이 클때의 조종안정성 확보라는 3개의 조건을 모두 만족하는 주행상태에 따라서차량의 거동을 최적한 것으로 할 수 있다.

또, 상기 3개의 조건을 만족하는 특성을 얻는데에 뒤쪽 래터럴 링크를 분할식으로 해서 이 분할부분에 개재되는 미리 압축된 스프링을 이용하도록 하고 있으므로, 각 래터럴링크의 차체쪽 혹은 후륜쪽으로의 연결부분에 착설된 부시의 변형특성을 특히 복잡한 것으로 할 필요가 없고, 소망의 특성과 같이 용이, 확실하게 세팅할 수 있음과 동시에 세팅의 자유도도 높은 것이 된다.

특허청구범위에 기재된 본 발명 각구성요소의 해당도면 부호는 오른쪽(R)구성요소의 부호만 기재하고,그 기능이 오른쪽구성요소와 동일한 왼쪽(L)구성요소의 부호는 편의상 기재하지 않는다.

## (57) 청구의 범위

### 청구항 1

차륜을 회전자재케 지지하는 차륜지지부재(6R)와, 상기 차륜지지부재(6R)를 차체에 대하여 상하동자재케 연결하며 대체로 차폭방향으로 뺀어서 차체의 전후방향으로 소정거리 이간되어 병설되며, 또한 내측단부가 회동가능하게 착설되고 외측단부가 상기 차륜지지부재(6R)에 각각 회동가능하게 착설

된 한쌍의 래터럴링크(4R,5R)를 갖춘 자동차의 서스펜션(2R)에 있어서, 상기 한쌍의 래터럴링크(4R,5R)의 적어도 한쪽은 도중에서 분할되어서 내측링크(4R.1)(5R.1)와 외측링크(4R.2)(5R.2)로 각각 분리되고, 상기 내측링크(4R.1)(5R.1)와 외측링크(4R.2)(5R.2)사이에는 그 연결측단부에 미리 압축력이 부여된 탄성부재가 개재되어서 링크축방향으로 또 내측링크(4R.1)(5R.1)및 외측링크(4R.2)(5R.2)를 서로 근접하는 방향의 하중이 상기 미리 압축된 압축력을 초과할때 상기 탄성부재가 변형함으로써 링크 길이가 짧아지도록 구성된 것을 특징으로 하는 자동차의 서스펜션.

## 청구항 2

제 1 항에 있어서, 상기 내측링크(4R.1)(5R.1) 및 외측링크(4R.2)(5R.2)의 한쪽의 연결측단부에는 직경방향으로 뺄는 피스톤(42)이 착설되고, 다른쪽의 연결측단부에는 상기 피스톤(42)를 감입하는 실린더(41)가 착설되어 있는 것을 특징으로 하는 자동차의 서스펜션.

## 청구항 3

제 1 항에 있어서, 상기 한쌍의 래터럴링크(4R,5R)의 양단부는 각각 고무부시(8R, 12R), (10R, 14R)를 개재해서 차륜지지부재(6R) 또는 차체에 각각 회동가능하게 착설된 것을 특징으로하는 자동차의 서스펜션.

## 청구항 4

제 1 항에 있어서, 상기 한쌍의 래터럴링크(4R,5R)는 차륜의 중심보다 전방에 배설되는 앞쪽링크(4R)와, 차륜의 중심보다 후방에 배설되는 뒤쪽링크(5R)로 이루어진 것을 특징으로 하는 자동차의 서스펜션.

## 청구항 5

제 2 항에 있어서, 상기 피스톤(42)의 배후에는 피스톤(42)이 빠지는 방향의 변위를 규제하는 규제수단이 착설되어 있는 것을 특징으로 하는 자동차의 서스펜션.

## 청구항 6

제 2 항에 있어서, 상기 피스톤(42)은, 그 원주부분이 상기 실린더(41)의 내벽면에 접동해서 변위하도록 구성된 것을 특징으로 하는 자동차의 서스펜션.

## 청구항 7

제 5 항에 있어서, 상기 규제수단은 실린더 선단부에 나사결함 고정되는 덮개부재(43)인 것을 특징으로 하는 자동차의 서스펜션.

## 청구항 8

제 1 항에 있어서, 상기 탄성부재는, 상기 실린더(41)의 저벽부와 상기 피스톤(42)의 앞쪽 벽면부와 사이에 미리 압축된 상태로 착설되어 있는 것을 특징으로 하는 자동차의 서스펜션.

## 청구항 9

제 8 항에 있어서, 상기 탄성부재는 코일스프링(45)로 이루어진 것을 특징으로 하는 자동차의 서스펜션.

## 청구항 10

제 8 항에 있어서, 상기 탄성부재는 탄성고무(53)인 것을 특징으로 하는 자동차의 서스펜션.

## 청구항 11

제 2 항에 있어서, 상기 실린더(41)에 대한 피스톤(42)의 근접방향의 변위량을 소정치로 제어하는 제어수단이 있는 것을 특징으로 하는 자동차의 서스펜션.

## 청구항 12

제 11 항에 있어서, 상기 제어수단은, 피스톤(42)의 직경방향의 치수를 실린더(41)의 내경의 치수보다도 크게 함으로서 구성되는 것을 특징으로 하는 자동차의 서스펜션.

## 청구항 13

제 11 항에 있어서, 상기 제어수단은 상기 실린더 내벽에 형성된 스톱퍼(41a)로 이루어진 것을 특징으로 하는 자동차의 서스펜션.

## 청구항 14

제 1 항 또는 제 4 항에 있어서, 뒤쪽 래터럴링크(5R)는 분할되어 있는 것을 특징으로 하는 자동차의 서스펜션.

## 청구항 15

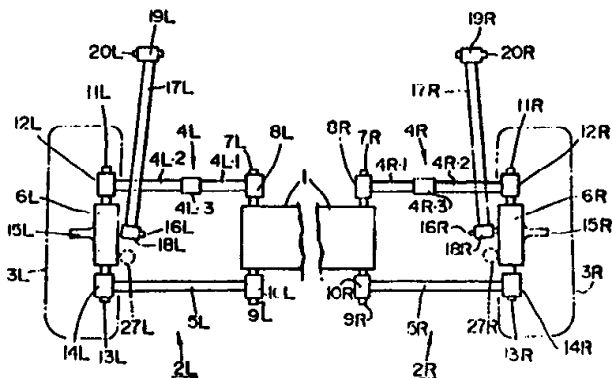
제 1 항 또는 제 4 항에 있어서, 앞쪽 래터럴링크(4R)는 분할되어 있는 것을 특징으로 하는 자동차의 서스펜션.

## 청구항 16

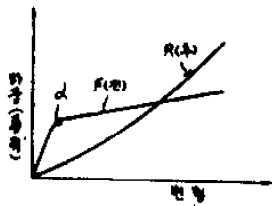
후륜(3R)이 그 회전중심을 경계로 해서 전후에 배치된 한쌍의 래터럴링크(4R,5R)를 개재해서 차체에 상하동 자재케 지지되고, 이를 각 스티어링크의 차체쪽 및 후륜쪽으로의 연결부분에 각각 부시(8R,10R,12R,14R)가 개재되어서 이루어진 자동차의 서스펜션(2R)에 있어서, 상기 뒤쪽 래터럴링크(5R)는, 내측링크(5R.1)와 외측링크(5R.2)를 미리 압축력이 부여된 스프링(45)을 개재해서 이 스프링(45)을 압축하는 방향으로 소정량 만큼 상대 변위 가능하게 하여 결합함으로써 구성되고, 각각 상기 부시를 포함하는 상기 앞쪽 래터럴링크(4R)시스템과 뒤쪽 래터럴링크(5R)시스템의 횡력에 대한 변형 특성이 서로 다르게 설정되고, 상기 전후의 래터럴링크(4R,5R)시스템의 변형특성의 상위에 의해서, 횡력(F)에 대해서서 후륜의 토우변화량을 표시하는 특성선이, 횡력(F)이 작을때 및 횡력이 클 때에는 횡력이 중간 정도일 때에 비해서, 횡력의 증대에 따른 후륜의 토우인 방향으로의 변화비율이 커지도록 되어 있는 것을 특징으로 하는 자동차의 서스펜션.

도면

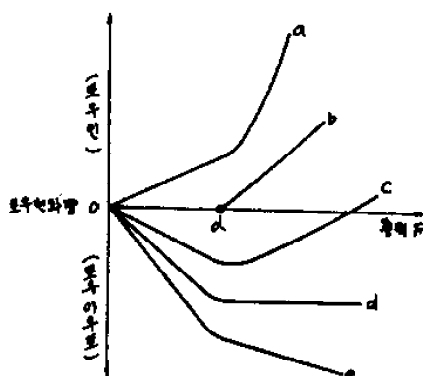
도면1



도면2

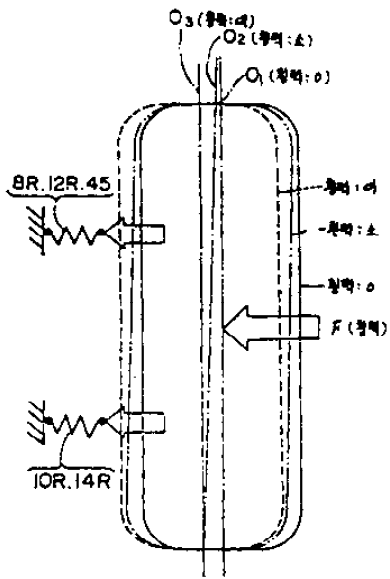


도면3

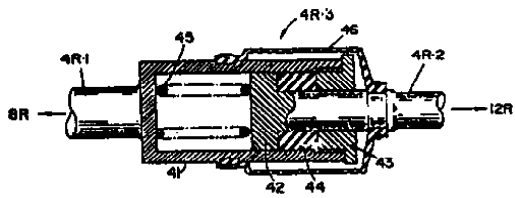




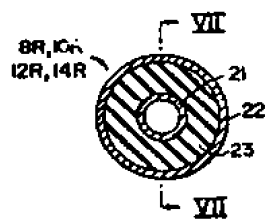
도면4



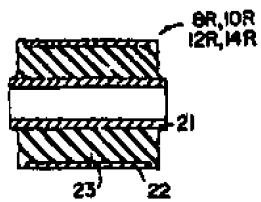
도면5



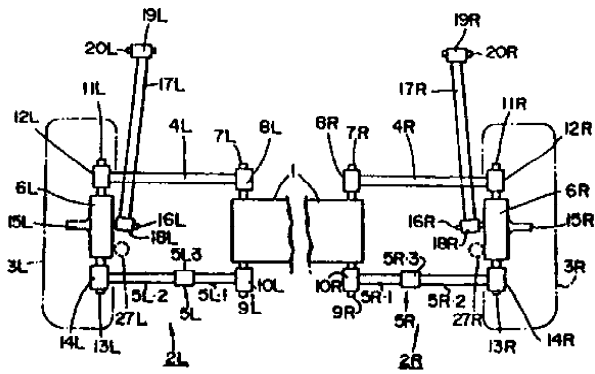
도면6



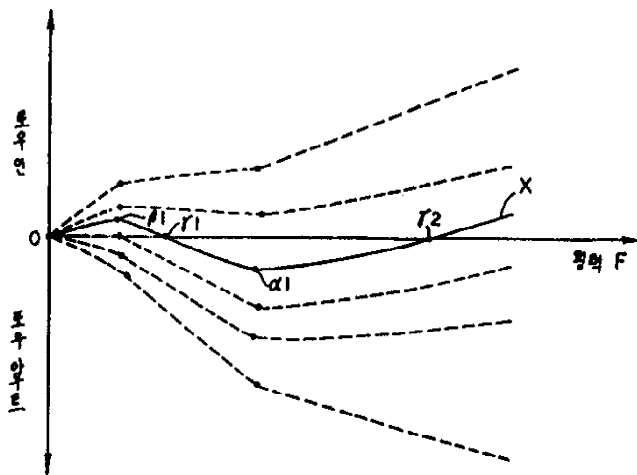
도면7



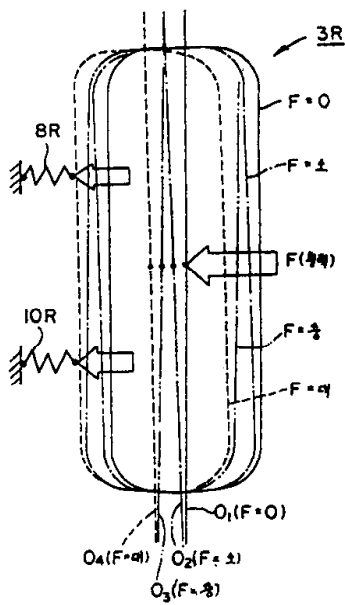
도면8



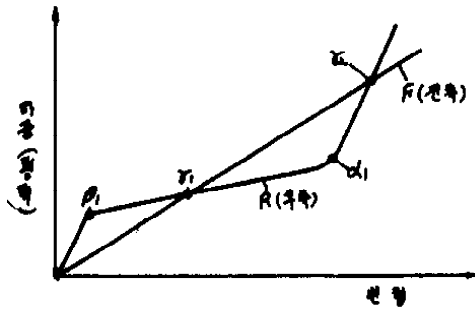
도면9



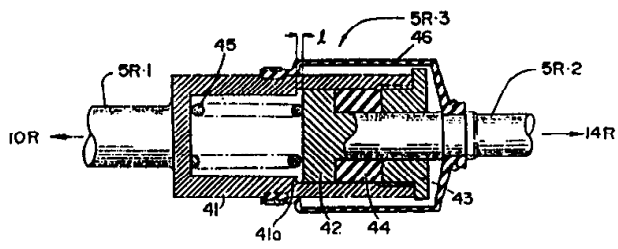
도면10



도면11



도면12



도면13

