

(19) 대한민국특허청(KR)
(12) 등록특허공보(B1)

(51) Int. Cl.⁶

B60T 8/24

(45) 공고일자 1999년 11월 01일

(11) 등록번호 10-0227600

(24) 등록일자 1999년 08월 04일

(21) 출원번호	10-1996-0040782	(65) 공개번호	특 1997-0015348
(22) 출원일자	1996년 09월 19일	(43) 공개일자	1997년 04월 28일

(30) 우선권주장	95-247336 1995년 09월 26일 일본(JP)
	95-286206 1995년 11월 02일 일본(JP)

(73) 특허권자 혼다 기켄 고교 가부시키가이샤 가와모토 노부히코

일본국 도쿄도 미나토구 미나미아오야마 2쵸메 1반 1고

(72) 발명자 하마다 데쓰로

일본국 사이타마켄 와코시 쥬오 1쪼메 4방 1고 가부시키가이샤 혼다 기쥬쓰
겐큐쇼 내

가나마루 요시히로

일본국 사이타마켄 와코시 쥬오 1쪼메 4방 1고 가부시키가이샤 혼다 기쥬쓰
겐큐쇼 내

이와타 미쓰히로

일본국 사이타마켄 와코시 쥬오 1쪼메 4방 1고 가부시키가이샤 혼다 기쥬쓰
겐큐쇼 내

하야시베 나오카

일본국 사이타마켄 와코시 쥬오 1쪼메 4방 1고 가부시키가이샤 혼다 기쥬쓰
겐큐쇼 내

고니시 요시가즈

일본국 사이타마켄 와코시 쥬오 1쪼메 4방 1고 가부시키가이샤 혼다 기쥬쓰
겐큐쇼 내

가와나카 류이치

일본국 사이타마켄 와코시 쥬오 1쪼메 4방 1고 가부시키가이샤 혼다 기쥬쓰
겐큐쇼 내

(74) 대리인 김기종, 권동용, 최재철

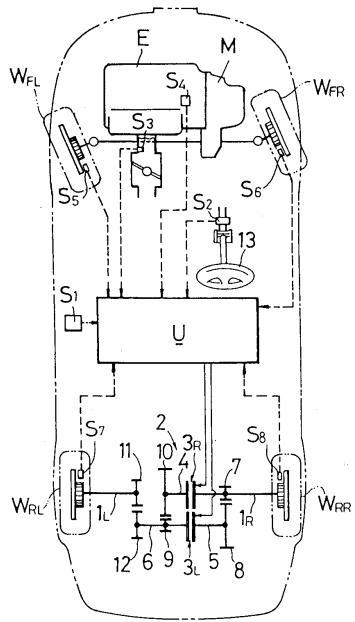
심사관 : 훌근조

(54) 차량의 요우 모우멘트 제어방법

요약

선회중의 차량의 가속되면 후륜(W_{RL} , W_{RR})의 접지하중이 증가하여 선회방향과 반대방향의 횡방향 모우멘트가 발생하니, 전후가속도 및 횡가속도의 곱에 비례한 토오크로 한쪽의 유압클러치(3_L , 3_R)를 걸어맞추게 하여 선회내륜 및 선회외륜에 각각 제동력 및 구동력을 발생시킴으로써 상기 횡방향 모우멘트를 해소시켜 선회성능을 향상시킨다. 또, 선회중의 차량이 감속되면 전륜(W_{FL} , W_{FR})의 접지 하중이 증가하여 선회방향과 같은 방향의 횡방향 모우멘트가 발생하니 전후가속도 및 횡가속도의 곱에 비례한 토오크로 한쪽의 유압클러치(3_L , 3_R)를 걸어맞추게 하여 선회내륜 및 선회외륜에 각각 구동력 및 제동력을 발생시킴으로써, 상기 횡방향 모우멘트를 해소시켜 고속안정성능을 향상시킨다. 이에 의하여 선회중의 차량이 가속·감속될 때 바람직하지 않는 횡방향 모우멘트가 발생하는 것을 방지하여 선회성능이나 고속안정성능을 확보할 수 있다.

대표도



명세서

[발명의 명칭]

차량의 요우 모우멘트 제어방법

[도면의 간단한 설명]

제1도 내지 제6도는 본 발명의 제1실시예를 도시한 것으로서,

제1도는 토오크 배분제어장치를 구비한 프론트 엔진·프론트 드라이브차량의 전체 구성도.

제2도는 선회중의 차량에 발생하는 요우 모우멘트를 설명하는 설명도.

제3도는 유압클러치의 맞물림에 의거하여 발생하는 요우 모우멘트를 설명하는 설명도.

제4도는 슬립각과 코오너링력과의 관계를 도시한 그래프.

제5도는 후륜의 마찰원을 도시한 도면.

제6도는 횡가속도의 최소선회반경과의 관계를 도시한 그래프.

* 도면의 주요부분에 대한 부호의 설명

E : 엔진

M : 트랜스미션

W_{FL} : 좌전륜

W_{RL} : 좌후륜

W_{FR} : 우전륜

W_{RR} : 우후륜

1_L, 1_R : 차축

2 : 변속기

3_L : 제1유압클러치

3_R : 제2유압클러치

4 : 제1축

5 : 제2축

6 : 제3축

7 : 제1기어

8 : 제2기어

9 : 제3기어

10 : 제4기어

11 : 제5기어

12 : 제6기어

S₁ : 횡가속도센서

S₂ : 조종각센서

13 : 조종핸들

S₃ : 흡기과내 절대압센서

S₄ : 엔진회전수센서

S₅~S₈ : 차륜속도센서

U : 전자제어유니트

Yg : 횡가속도

Cff, OFF : 코오너링력

M : 모우멘트

[발명의 상세한 설명]

본 발명은 좌우의 차륜에 한쪽에 제동력을 발생시키고, 다른쪽에 구동력을 발생시킴으로써 요우 모우멘트(yaw moment)를 제어하는 차량의 요우 모우멘트 제어 방법에 관한 것이다.

차량의 좌우 차륜을 변속기 및 토오크 전달클러치로 서로 연결하여 상기 토오크 전달클러치의 토오크 전달용량을 제어하는 토오크 분배제어장치가 일본국 특개평 5-131855호 공보에 의하여 공지되어 있다.

이러한 토오크 분배제어장치에 있어서, 선회내륜으로부터 선회외륜에 토오크를 전달하면 선회외륜에 구동력을 발생시킴과 동시에 선회내륜에 제동력을 발생시켜서 선회성능을 향상시킬 수 있고, 또, 선회외륜으로부터 선회내륜에 토오크를 전달하면 선회외륜에 제동력을 발생시킴과 동시에 선회내륜에 구동력을 발생시켜서 고속안정 성능을 향상시킬 수 있다.

그런데, 선회중의 차량이 가속 또는 감속을 하면, 차량의 중심위치에 적용하는 전후방향의 관성력에 의하여 전륜 및 후륜의 접지하중이 변화하기 때문에 요우축 둘레에 요우 모우멘트가 발생하여 차량의 선회성능이나 고속안정성능에 영향을 미치는 문제점이 있다.

본 발명은 전술한 사정을 감안하여 이루어진 것으로서, 선회중의 차량의 가속·감속을 할 때에 바람직하지 않는 요우 모우멘트가 발생하는 것을 방지하여 선회성능이나 고속안정성능을 확보하는 것을 목적으로 한다.

상기 목적을 달성하기 위하여 본 발명의 제1특징에 의하면, 좌우 차륜의 한쪽에 제동력을 발생시키고, 다른쪽에 구동력을 발생시킴으로써 요우 모우멘트를 제어하는 차량의 요우 모우멘트 제어방법으로서, 상기 구동력 및 제동력의 값을 차량의 전후가속도 및 횡가속도의 곱의 함수로서 설정하는 차량의 요우 모우멘트 제어방법에 제안된다.

상기 구성에 의하면, 차량이 선회중에 가속할 때에는 선회내륜을 감속하여 제동력을 발생시킴과 동시에 선회외륜의 회전수를 증속하여 구동력을 발생시켜서 코오너링력에 의거하여 발생하는 선회방향과 역방향의 모우멘트를 해소시켜 선회성능을 향상시킬 수 있다. 또, 차량이 선회중에 감속할 때에는 선회내륜의 회전수를 증속하여 구동력을 발생시킴과 동시에 선회외륜의 회전수를 감속하여 제동력을 발생시켜서 코오너링력에 의거하여 발생하는 선회방향과 같은 방향의 모우멘트를 해소시켜 고속안정성능을 향상시킬 수 있다.

또, 본 발명의 제2특징에 의하면, 상기 제1특징에 더하여 구동륜보다도 작은 접지하중을 가지는 좌우의 비구동륜의 한쪽에 제동력을 발생시키고, 다른쪽에 구동력을 발생시킴과 동시에, 차량의 전후가속도가 발생하고 있지 않을 때에, 상기 구동력 및 제동력의 값을 차량의 횡가속도와 증가에 따라 증가시키는 차량의 요우 모우멘트 제어방법이 제안된다.

상기 구성에 의하면 접지하중의 크기 때문에 한계점 가까이에 있는 구동륜의 코오너링력을 감소시킬 수 있다. 이것에 의하여 구동륜의 코오너링력에 여유를 갖게 하여, 그 여유분을 사용하여 횡가속도가 더욱 큰 선회를 할 수 있게 되어, 정상 선회중의 차량의 선회성능의 향상에 기여할 수 있다. 더구나, 구동륜 및 종동륜의 슬립각의 차이를 감소시켜 조종특성을 중립상태로 접근시킬 수 있다.

또, 본 발명의 제3 특징에 의하면, 좌우의 차륜을 변속기를 통하여 접속시켜 차(差) 회전을 발생시킴으로써 상기 좌우의 차륜의 한쪽에 제동력을 발생시키고, 다른쪽에 구동력을 발생시키는 차량의 요우 모우멘트 제어방법이 제안된다.

상기 구성에 의하면 좌우의 차륜에 제동력 및 구동력을 확실히 발생시킬 수 있다.

본 발명에 있어서의 상기, 기타의 목적, 특징 및 이점은 첨부도면에 따라 이하에 상술하는 적절한 실시예의 설명에서 명백히 될 것이다.

제1도에 도시한 바와 같이 차체 앞부분에 가로배치로 탄재된 엔진(E)의 우단에 트랜스미션(M)이 접속되어 있고, 이들 엔진(E) 및 트랜스미션(M)에 의하여 구동륜의 좌전륜(W_{FL}) 및 우후륜(W_{RR})이 구동된다.

종동륜의 좌후륜(W_{RL}) 및 우후륜(W_{RR})의 차축($1_L, 1_R$) 사이에 좌우의 후륜(W_{RL}, W_{RR})을 그들이 서로 다른 회전수로 회전하도록 접속하는 변속기(2)가 설치된다. 변속기(2)에는 제1유압클러치(3_L) 및 제2유압클러치(3_R)가 설치되어 있다. 제1유압클러치(3_L)가 맞물리면 좌후륜(W_{RL})의 회전수가 감속되고, 우후륜(W_{RR})의 회전수가 증속(增速)되며, 제2유압클러치(3_R)를 맞물리면, 우후륜(W_{RR})의 회전수가 감속되고 좌후륜(W_{RL})의 회전수가 증속된다.

즉, 변속기(2)는 좌우의 차축($1_L, 1_R$)과 동축상에 배치된 제1축(4)과 좌우의 차축($1_L, 1_R$)과 평행하고, 또한 서로 동축상에 배치된 제2축(5) 및 제3축(6)을 구비하고 있으며, 제2축(5)과 제3축(6) 사이에 상기 제1유압클러치(3_L)가 배치됨과 동시에 우차축(1_R)과 제1축(4)의 사이에 상기 제2유압클러치(3_R)가 배치된다. 우차축(1_R)에 설치한 작은 지름의 제1기어(7)가 제2축(5)에 설치한 큰 지름의 제2기어(8)에 맞물림과 동시에 제3축(6)에 설치한 작은 지름의 제3기어(9)가 제1축(4)에 설치한 큰 지름의 제4기어(10)에 맞물린다. 좌차축(1_L)에 설치한 제5기어(11)가 제3축(6)에 설치한 제6기어(12)에 맞물린다.

제1기어(7) 및 제3기어(9)의 치수(齒數)는 서로 동일하고, 또 제2기어(8) 및 제4기어(10)의 치수는 서로 동일하며, 상기 제1기어(7) 및 제3기어(9)의 치수보다도 많아지도록 설정된다. 또, 제5기어(11) 및 제6기어(12)의 치수는 서로 동일하게 되도록 설정된다.

따라서, 제1유압클러치(3_L)를 맞물리면 우후륜(W_{RR})은 우차축(1_R), 제1기어(7), 제2기어(8), 제2축(5), 제1유압클러치(3_L), 제3축(6), 제6기어(12), 제5기어(11) 및 좌차축(1_L)을 통하여 좌후륜(W_{RL})에 연결된다. 이때, 제1기어(7) 및 제2기어(8)이 치수비에 따라 우후륜(W_{RR})의 회전수에 대하여 좌후륜(W_{RL})의 회전수가 감속된다. 즉, 좌우후륜(W_{RL} , W_{RR})이 같은 속도로 회전하고 있는 상태에서 제1유압클러치(3_L)를 맞물리면, 우후륜(W_{RR})의 회전수가 증속되어 차후륜(W_{RR})의 회전수가 감속된다.

또, 제2유압클러치(3_R)를 맞물리면, 우후륜(W_{RR})은 우차축(1_R), 제2유압클러치(3_R), 제1축(4), 제4기어(10), 제3기어(9), 제3축(6), 제6기어(12), 제5기어(11) 및 좌차축(1_L)을 통하여 좌후륜(W_{RL})에 연결된다. 이때, 제4기어(10) 및 제3기어(9)에 치수비에 따라 우후륜(W_{RR})의 회전수에 대하여 좌후륜(W_{RL})의 회전수가 증속된다. 즉, 좌우후륜(W_{RL} , W_{RR})이 같은 속도로 회전하고 있는 상태에서 제2유압클러치(3_R)를 맞물리면, 우후륜(W_{RR})의 회전수가 감속되어 좌후륜(W_{RL})의 회전수가 증속된다.

제1유압클러치(3_L) 및 제2유압클러치(3_R)의 맞물리는 힘은 그들에 가해지는 유압의 크기를 조정함으로써 무단계로 제어하는 것이 가능하고, 따라서 좌후륜(W_{RL} , W_{RR})의 회전수비도 상기 제1~제4기어(7, 8, 9, 10)의 치수비에 의하여 결정되는 범위내에서 무단계로 제어할 수 있다.

제1유압클로치(3_L) 및 제2유압클로치(3_R)가 접속된 전자제어유니트(U)에는 차체의 횡가속도를 검출하는 횡가속도센서(S_1), 조종핸들(13)의 회전각을 검출하는 조종각센서(S_2), 엔진(E)의 흡기관내의 절대압을 검출하는 흡기관내 절대압센서(S_3), 엔진(E)의 회전수를 검출하는 엔진회전수센서(S_4) 및 차속을 연산하기 위하여 4륜의 회전수를 각각 검출하는 차륜속도센서(S_5 ~ S_8)로부터의 신호가 입력된다.

전자제어유니트(U)는 횡가속도센서(S_1)로 검출한 차체의 실질 횡가속도를 조정각센서(S_2)로 검출한 조종핸들(13)이 회전각 및 차륜속도센서(S_5 ~ S_8)로 검출한 차륜속도로부터 연산한 추정횡가속도에 의거하여 보정하고 시간지연이 없는 차량의 횡가속도(Y_g)를 연산한다. 또, 전자제어유니트(U)는 흡기관내 절대압센서(S_3) 및 엔진회전센서(S_4)의 출력으로부터 연산한 엔진 토오크에 트랜스미션 기어비를 곱하여 구동륜 토를 연산하고, 이 구동륜 토오크에 의거하여 차량의 전후가속도(X_g)를 연산한다. 그리고 전자제어유니트(U)는 상기 횡가속도(Y_g) 및 전후가속도(X_g)에 의거하여 제1유압클로치(3_{RL}) 및 제2유압클러치(3_R)의 맞물리는 힘을 제어한다.

다음에 전술한 구성을 갖춘 본 발명의 실시예의 작용에 대하여 설명한다.

제2도는 중량(W)의 차량이 횡가속도(Y_g)로 좌선회하고 있는 상태를 도시한 것인데, 차량의 중심위치에 원심력($W \times Y_g$)이 작용하고 있고, 이 원심력($W \times Y_g$)은 전륜과 노면과의 사이에 작용하는 코오너링력(CF_f) 및 후륜과 노면과의 사이에 작용하는 코오너링력(CF_r)의 합에 균형을 유지하고 있다.

$$W \times Y_g = CF_f + CF_r \quad \dots \quad (1)$$

차량의 중심위치의 전륜과의 거리를 a 로 하고 중심위치와 후륜과의 거리를 b 로 하면, 상기 코오너링력(CF_f , CF_r)에 의한 요우 축회전의 모듈부(M)는

$$M_1 = a \times CF_f - b \times CF_r \quad \dots \quad (2)$$

로 주어진다.

그런데, 차량이 직진 주행하고 있을 때에 좌우양바퀴의 접지하중은 동일하나 차량이 선회하면 선회내륜과 선회외륜에서 접지하중이 변화한다. 즉, 선회시에는 차체의 중심에 선회방향 바깥쪽으로 향하는 원심력이 작용하기 때문에 차체가 선회방향 바깥쪽으로 넘어지려고 한다. 그 결과, 선회내륜의 노면으로부터 떠오르는 경향이 생겨 그 선회내륜의 접지하중이 감소함과 동시에 선회외륜에 노면으로 밀어붙이는 경향이 생겨 그 선회외륜의 접지하중이 증가한다.

또, 차량이 일정속도로 주행하고 있을 때에 전후륜의 접지하중은 일정하나, 차량이 가속 또는 감속하면 전후륜의 접지하중이 변화한다. 즉, 가속시에는 차체의 중심에 차체후방으로 향하는 관성력이 작용하기 때문에 차체가 테일다이브(tail dive)하려고 하여 후륜의 접지하중이 증가하며, 그 결과 후륜의 코오너링력이 증가하여 선회방향과 반대방향의 모우멘트(M_1)가 작용하고, 또 감속시에는 차체의 중심에 차체 앞쪽으로 향하는 관성력이 작용하기 때문에 차체가 노오즈다이브(nose dive)하려고 하여 전륜의 접지하중이 증가하며, 그 결과 전륜의 코오너링력이 증가하여 선회방향과 같은 방향의 모듈부(M_1)가 작용한다(제2도의 실선회살표 및 파선회살표 참조).

차량이 일정속도로 직선행하고 있을 때 좌우의 전륜의 접지하중의 합을 W_f 라고 하면, 각 전륜의 접지하중은 각각 $W_f/20$ 이나 차량이 횡가속도(Y_g)로 선회하면서 전후가속도(X_g)로 가속·감속하고 있을 때 선회안쪽의 전륜의 접지하중(W_{f1}) 및 선회 바깥쪽의 전륜의 접지하중(W_{f0})은

$$W_{F1} = Wf/2 - Kf \times Yg - Kh \times Xg \quad \dots \quad (3)$$

$$W_{F0} = Wf/2 + Kf \times Yg - Kh \times Xg \quad \dots \quad (4)$$

로 주어지며, 또 좌우의 후륜의 접지하중의 합을 Wr 이라고 하면, 선회안쪽의 접지 하중(W_{R1}) 및 선회바깥쪽의 후륜의 접지하중(W_{R0})은

$$W_{R1} = Wr/2 - Kr \times Yg + Kh \times Xg \quad \dots \quad (5)$$

$$W_{R0} = Wr/2 + Kr \times Yg + Kh \times Xg \quad \dots \quad (6)$$

로 주어진다. (3)식~(6)식에 있어서 계수 Kf , Kr , Kh 는 다음식으로 주어진다.

$$Kf = (Gf' \times hg' \times W + hf \times Wf) / tf \quad \dots \quad (7)$$

$$Kr = (Gr' \times hg' \times W + hr \times Wr) / tr \quad \dots \quad (8)$$

$$Kh = hg \times W / (2 \times L) \quad \dots \quad (9)$$

여기서 사용되고 있는 기호는 다음과 같다.

Gf , Gr : 전륜, 후륜 로울강성

Gf' , Gr' : 전륜, 후륜 로울강성 배분

$$Gf' = Gf / (Gf + Gr)$$

$$Gr' = Gr / (Gf + Gr)$$

hf , hr : 전륜, 후륜 로울센터 높이

hg : 중심(重心) 높이

hg' : 중심~로울축 사이의 거리

$$hg' = hg - (hf \times Wf + hr \times Wr) / W$$

tf , tr : 전륜, 후륜 트레드

L : 휠베이스

$$L = a + b$$

타이어의 코오너링력이 그 타이어의 접지하중에 비례한다고 가정하면, 전륜의 코오너링력(CFf)은 (3)식으로 주어지는 선회안쪽의 전륜의 접지하중(W_{F1})과 (4)식으로 주어지는 선회바깥쪽의 전륜의 접지하중(W_{F0})과

횡가속도(Yg)에 의하여 다음식으로 주어진다.

$$CF_f = W_{F1} \times Yg + W_{F0} \times Yg$$

$$= W_f \times Yg - 2 \times kh \times Xg \times Yg \quad \dots \dots \quad (10)$$

또, 후륜의 코오너링력(CFr)은 (5)식으로 주어지는 선회안쪽의 후륜의 접지하중(W_{R1})과, (6)식으로 주어지는 선회바깥쪽이 후륜의 접지하중(W_{R0})과, 횡가속도(Yg)에 의하여 다음식으로 주어진다.

$$CF_r = W_{R1} \times Yg + W_{R0} \times Yg$$

$$= W_r \times Yg + 2 \times kh \times Xg \times Yg \quad \dots \dots \quad (11)$$

(10)식 및 (11)식을 (2)식에 대입하면,

$$M_1 = a \times (W_f \times Yg - 2 \times kh \times Xg \times Yg) - b \times (W_r \times Yg + 2 \times kh \times Xg \times Yg)$$

$$= (a \times W_f - b \times W_r) \times Yg - 2 \times kh \times L \times Xg \times Yg \quad \dots \dots \quad (12)$$

여기서, $a \times W_f - b \times W_r = 0$ 이고, 또 (9)식에서 $Kh = hg \times W(2 \times L)$ 이므로, 상기 (12)식은

$$M_1 = -hg \times W \times Xg \times Yg \quad \dots \dots \quad (13)$$

이 되어 요우 축회전의 모우멘트(M_1)는 전후가속도(Xg)와 횡가속도(Yg)와의 곱에 비례하는 것을 알 수 있다. 따라서, (13)식으로 주어지는 요우 축회전의 모우멘트(M_1)를 해소하도록 선회내륜 및 선회외륜에 구동력 및 제동력을 배분하면 선회중에 있어서의 가속시 또는 감속시의 선회안정성 및 고속안정성의 향상을 꾀할 수 있다.

한편, 제3도에 도시한 바와 같이, 예를 들면 선회내륜에 제동력(F)을 발생시켰을 때 변속기(2)의 기어비를 i 로 하면 선회외륜에는 구동력 F/i 가 발생한다. 이를 제동력(F) 및 구동력(F/i)에 의하여 차량에 발생하는 요우 축회전의 모듈부(M_2)는

$$M_2 = (\tau r/2) \times F \times \kappa$$

$$= (\tau r/2) \times (T/R) \times \kappa \quad \dots \dots \quad (14)$$

로 주어진다. 여기서 $\kappa = 1 + (1+i)$, T : 클러치 토오크, R : 타이어 반경이다.

따라서, 모우멘트(M_2)로 모우멘트(M_1)를 해소하기 위하여 필요한 클러치 토오크(T)는 $M_1 = M_2$ 로 놀음으로써,

$$T = \{2R/(\tau r \times \kappa)\} \times hg \times W \times Xg \times Yg \quad \dots \dots \quad (15)$$

로 주어진다. (15)식에서 명백한 바와 같이 클러치 토오크(T)는 전후가속도(Xg) 및 횡가속도(Yg)의 곱에 비례한 값이 된다. 그리고, 이상의 설명에서는 타이어의 코오너링력이 그 타이어의 접지하중에 비례한다고 가정하였으므로 클러치 토오크(T)가 전후가속도(Xg) 및 횡가속도(Yg)의 곱($Xg \times Yg$)에 비례한 값이 되나 엄밀하게는 코오너링력은 접지하중에 비례하지 않기 때문에 실제로는 클러치 토오크(T)를 전후 가속도(Xg) 및 횡가속도(Yg)의 곱($Xg \times Yg$)의 함수로서 취급하면 된다.

그리하여, 표 1에 표시한 바와 같이 차량이 좌선회중에 가속할 때 제1유압클로치(3_L)를 (15)식으로 주어지는 클러치 토오크(T)로 맞물리게 하면 선회내륜의 회전수가 감속되어 제동력(F)이 발생함과 동시에 선회외륜의 회전수가 증속되어 구동력(F/i)이 발생함으로써 코오너링력에 의거한 선회방향과 반대방향의 모우멘트(M_1)가 해소되어 선회성능이 향상된다. 똑같은 차량이 우선회중에 가속할 때에 제2유압클러치(3_R)를 상기 클러치 토오크(T)로 맞물리게 하면, 전술한 바와 똑같이 코오너링력에 의거한 모우멘트(M_1)가 해소되어 선회성능이 향상된다.

또, 차량이 좌선회중에 감속될 때, 제2유압클로치(3_R)를 (15)식으로 주어지는 클러치 토오크(T)로 맞물리게 하면 선회내륜의 회전수가 증속되어 구동력(F/i)이 발생함과 동시에 선회외륜의 회전수가 감속되어 제

동력(F)이 발생함으로써 코오너링력에 의거한 선회방향과 회전수가 감속되어 제동력(F)이 발생함으로써 코오너링력에 의거한 선회방향과 같은 방향의 모우멘트(M_1)가 해소되어 고속안정성능이 향상된다. 마찬가지로, 차량이 우선회중에 감속될 때, 제1유압클로치(3_L)를 상기 클러치 토오크(T)로 맞물리게 하면, 전술한 바와 똑같이 코오너링력에 의거한 모우멘트(M_1)가 해소되어 고속안정성능이 향상된다.

[표 1]

	좌선회	우선회	효과
가속시	제1클러치 3_L ON	제2클러치 3_R ON	선회성능향상
감속시	제2클러치 3_R ON	제1클러치 3_L ON	고속안정성능향상

그리고, 차량의 직진주행중에 가속 또는 감속되어도 차량의 요우 모우멘트는 변화하지 않기 때문에 제1유압클로치(3_L) 및 제2유압클로치(3_R)는 맞물리지 않은 상태로 유지된다.

이상 설명한 바와 같이 선회중의 차량이 가속 또는 감속할 때에 발생하는 요우 모우멘트의 크기는 전후가속도(Xg) 및 횡가속도(Yg)의 곱($Xg \times Yg$)에 비례한 값이 되나 가속 또는 감속을 하지 않는 정상선회중의 차량에는 전후가속도(Xg)가 작용하지 않기 때문에 상기 요우 모우멘트도 발생하지 않고, 따라서 정상선회중에는 제1유압클로치(3_L) 및 제2유압클로치(3_R)는 맞물리지 않은 상태로 유지된다. 그러나, 차량의 정상선회중에도 제1유압클로치(3_L) 또는 제2유압클로치(3_R)를 맞물리게 하여 좌우의 후륜(W_{RL} , W_{RR})에 적극적으로 토오크를 배분하여 횡방향 모우멘트를 발생시킴으로써 차량의 한계횡가속도(限界横加速度)(Yg)를 증가시켜 선회성능을 향상시킬 수 있다.

제4도는 전륜의 슬립각(β_f)에 대한 코오너링력(CF_f)의 관계와 후륜의 슬립각(β_r)에 대한 코오너링력(CF_r)에 관계를 도시한 것이다. 코오너링력(CF_f , CF_r)의 크기는 슬립각(β_f , β_r)이 0에서 증가함에 따라 0으로 부터 증가하여 드디어 슬립각(β_f , β_r)이 한계점이 도달하면 감소하기 시작한다. 또, 엔진(E)으로부터 가까운 위치에 있어서 접지하중이 큰 전륜의 코오너링력(CF_f)은 엔진(E)으로부터 먼 위치에 있어서 접지하중의 작은 후륜의 코오너링력(CF_r)보다도 크게 되어 있다.

그런데, 선회중에 전륜 및 후륜이 부담할 코오너링력(CF_f , CF_r)의 값은 횡가속도(Yg)의 값에 의존하고, (1)식의 관계를 유지하면서 변환한다. 횡가속도(Yg)가 증가하면 전륜 및 후륜의 슬립각(β_f , β_r)은 함께 증가하고, 그에 따라 전륜 및 후륜의 코오너링력(CF_f , CF_r)도 함께 증가한다. 그리고, 전륜의 슬립각(β_f) 및 코오너링력(CF_f)이 제4도의 A점에 달하였을 때, 즉 전륜의 코오너링력(CF_f)이 그 이상 증가할 수 없는 한계점에 달하였을 때의 횡가속도(Yg)가 그 차량이 한계횡가속도(Yg)가 된다. 이때, 후륜의 슬립각(β_r) 및 코오너링력(CF_r)은 제4도의 B점에 있고, 따라서 후륜의 코오너링력(CF_r)은 아직 마아진(margin)(m_1)을 남기고 있다.

가령, 제4도에 있어서 전륜의 슬립각(β_f) 및 코오너링력(CF_f)을 A점에 설정하고, 후륜의 슬립각(β_r) 및 코오너링력(CF_r)을 B₀점에 설정할 수 있으며, 전륜 및 후륜의 코오너링력(CF_f , CF_r)을 최대한으로 이용하여 한계횡가속도(Yg)를 증가시킬 수 있으나 전술한 바와 같이 전륜 및 후륜이 부담할 코오너링력(CF_f , CF_r)의 비율이 (1)식에 의존하여 결정하기 때문에 그것은 불가능하다.

그러나, 후륜의 선회내륜 및 선회외륜에 토오크를 배분함으로써 전륜 및 후륜이 부담할 코오너링력(CF_f , CF_r)의 비율을 임의로 콘트롤하여 그들 코오너링력(CF_f , CF_r)을 낭비없이 이용하여 한계횡가속도(Yg)를 증가시킬 수 있다.

정상선회중의 차량의 선회내륜의 제동력을 주고, 선회외륜에 구동력을 줌으로써 선회방향에 요우 모우멘트(M_3)를 발생시키면 상기 (2)식으로 다음과 같이 된다.

$$M_1 = a \times CF_f - b \times CF_r + M_3 \quad \dots \quad (16)$$

(16)식 및 (1)식에서 전륜의 코오너링력(CF_f) 및 후륜의 코오너링력(CF_r)은

$$CF_f = \{b/(a+b)\} \times W \times Yg - M_3/(a+b) \quad \dots \quad (17)$$

$$CF_r = \{a/(a+b)\} \times W \times Yg - M_3/(a+b) \quad \dots \quad (18)$$

로 주어진다. (17)식 및 (18)식은 차량의 정상선회중에 제1, 제2유압클로치(3_L , 3_R)를 맞물리게 하여 요우 모우멘트(M_3)를 발생시키면, 우변 제2항 $\pm M_3/(a+b)$ 에 의하여 전륜 및 후륜의 코오너링력(CF_f , CF_r)의 비율을 임의로 콘트롤할 수 있는 것을 표시하고 있다.

그리하여, 제4도에 있어서 차량이 한계횡가속도(Yg)로 정상선회하고 있을 때(즉, 전륜의 코오너링력(CF_f)이 A점에 있고 후륜의 코오너링력(CF_r)이 B점에 있을 때), 상기 (17)식 및 (18)식에 의거하여 전륜의 코오너링력(CF_f)을 $\Delta CF[\Delta CF = M_3/(a+b)]$ 만큼 감소시켜 $CF_f'(A'점)$ 으로 하고, 후륜의 코오너링력(CF_r)을 $\Delta CF[\Delta CF = M_3/(a+b)]$ 만큼 증가시켜 $CF_r'(B'점)$ 으로 할 수 있다. 그 결과, 전륜의 코오너링력(CF_r)에는 새로 마이진(M_2)이 발생하고, 후륜의 코오너링력(CF_f)에는 여전히 마아진(M_3)이 남게 되어 상기 마아진(m_2 , m_3)의 분만큼 차량의 속도를 증가시키거나 또는 차량의 선회반경을 감소시켜 한계횡가속도(Yg)를 증가시킬 수 있다.

제5도는 제4도의 B점에 대응하는 후륜의 마찰원을 도시한 것이다. 선회성능에 대하여 지배적인 영향력을 가진 선회외륜을 대하여 생각하면 선회외륜의 접지하중은 횡가속도(Y_g)의 증가에 따라 증가하기 때문에 그 구동력의 여유분도 횡가속도(Y_g)의 증가에 따라 증가한다. 따라서 횡가속도(Y_g)의 증가에 따라, 제1, 제2유압클로치($3_L, 3_R$)의 클러치 토오크(T)를 증가시키면, 선회외륜에 최대한의 코오너링력(CF_f, CF_r)을 발생시켜 선회성능을 향상시킬 수 있다.

이와 같이 횡가속도(Y_g)에 따라 후륜(W_{RL}, W_{RR})에 구동력 및 제동력을 발생시키고 있으므로 전후가속도(X_g)가 0인 정상선회중에 있어서도 상기 구동력 및 제동력을 발생시켜 선회성능을 향상시킬 수 있다.

제6도는 횡가속도와 최소선회반경과의 관계를 도시한 것인데, 파선은 상기 요우 모우멘트(M_3)를 주지 않은 종래의 차량의 최소선회반경을 실선은 상기 요우 모우멘트(M_3)를 준 본 발명의 차량의 최소선회반경을 도시하고 있다. 동도면에서 명백한 바와 같이, 본 발명의 것은 횡가속도(Y_g)가 일정한 경우에는 최소선회반경이 감소하고, 또 최소선회반경이 일정한 경우에는 횡가속도(즉, 차속도)가 증가하여 선회성능이 향상된다.

또한, 제4도에 도시한 바와 같이 상기 요우 모우멘트(M_3)를 줌으로써 전륜의 슬립각 β_f 가 β_f' 로 감소하고 후륜의 슬립각 β_r 가 β_r' 로 증가하기 때문에 전류 및 후륜의 슬립각 β_f', β_r' 의 차이를 감소시켜 종립상태로 접근시킬 있다.

이상 본 발명의 실시예를 상술하였으나, 본 발명은 그 요지를 일탈하지 않은 범위내에서 여러 가지의 설계변경을 하는 것이 가능하다.

예를 들면, 실시예에서는 종동륜인 좌후륜(W_L, W_{LR}) 사이의 토오크 분배에 대하여 설명하였으나 본 발명은 구동륜 사이의 토오크 분배에 대하여도 적용할 수 있을 뿐만 아니라 종동륜에 전기 모우터 등의 보조구동원을 접속하여 구동륜의 슬립시 등에 상기 보조구동원을 작동시켜 4륜 구동상태로 하는 차량에 있어서, 상기 종동륜 사이의 토오크 분배에 대하여도 적용할 수 있다. 또한, 제1유압클로치(3_L) 및 제2유압클로치(3_R) 대신에 전자클러치나 유체커플링 등의 다른 클러치를 사용할 수도 있다.

(57) 청구의 범위

청구항 1

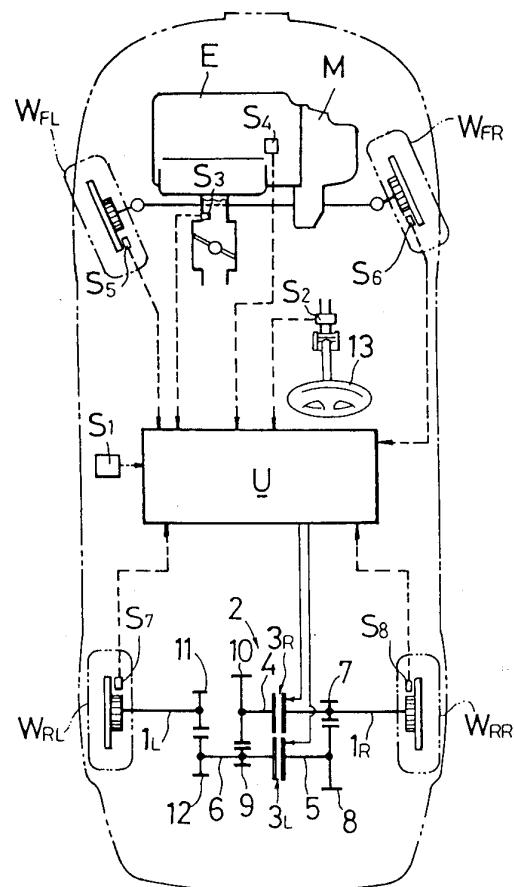
좌우의 차륜을 변속기를 통해서 접속하여 차회전을 발생시키므로써, 상기 좌우의 차륜의 한쪽에 제동력을 발생시키고, 다른쪽에 구동력을 발생시켜서 차량을 상하측 둘레에 요우잉(yawing)시키는 요우 모우멘트를 제어하는 차량의 요우 모우멘트 제어방법에 있어서, 상기 구동력 및 제동력의 값을 차량의 전후가속도 및 횡가속도의 곱의 함수로서 설정하는 것을 특징으로 하는 차량의 요우 모우멘트 제어방법.

청구항 2

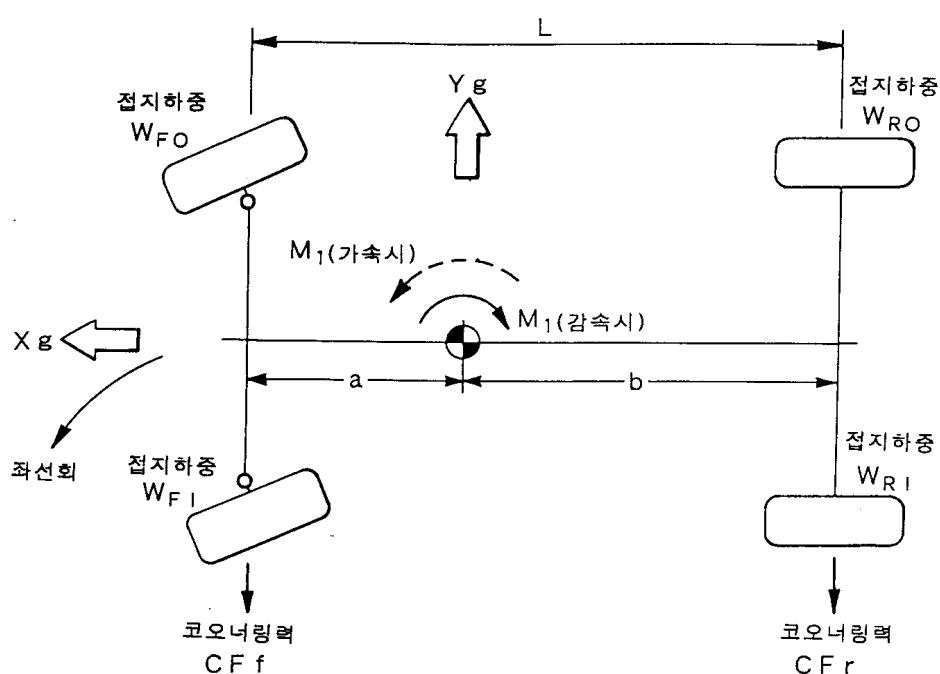
제1항에 있어서, 구동륜보다 작은 접지하중을 가진 좌우의 비구동륜의 한쪽에 제동력을 발생시키고 다른쪽에 구동력을 발생시킴과 동시에 차량의 전후가속도가 발생하고 있지 않을 때에, 상기 구동력 및 제동력의 값을 차량의 횡가속도의 증가에 따라 증가시키는 것을 특징으로 하는 차량의 요우 모우멘트 제어방법.

도면

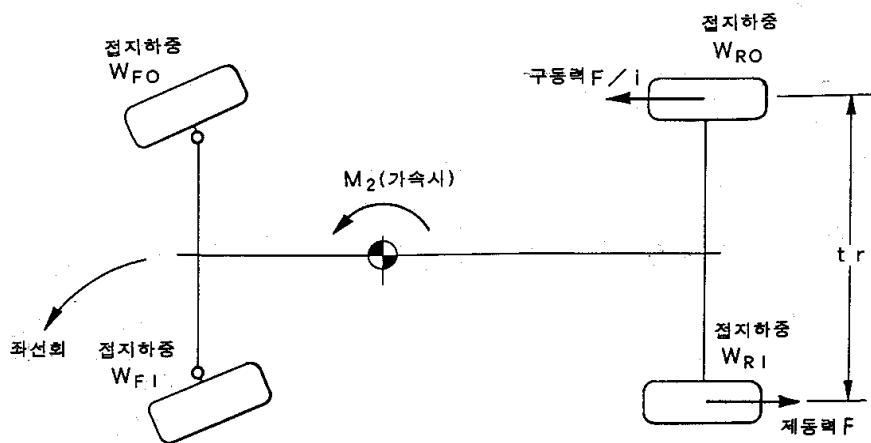
도면1



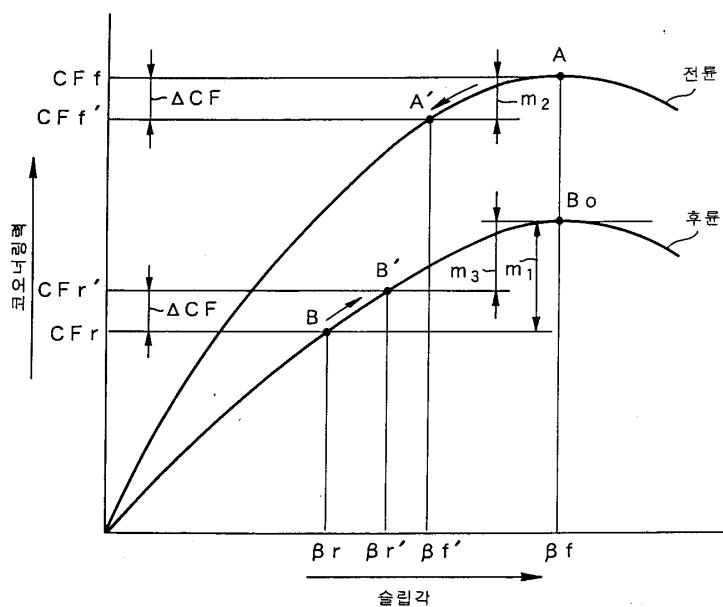
도면2



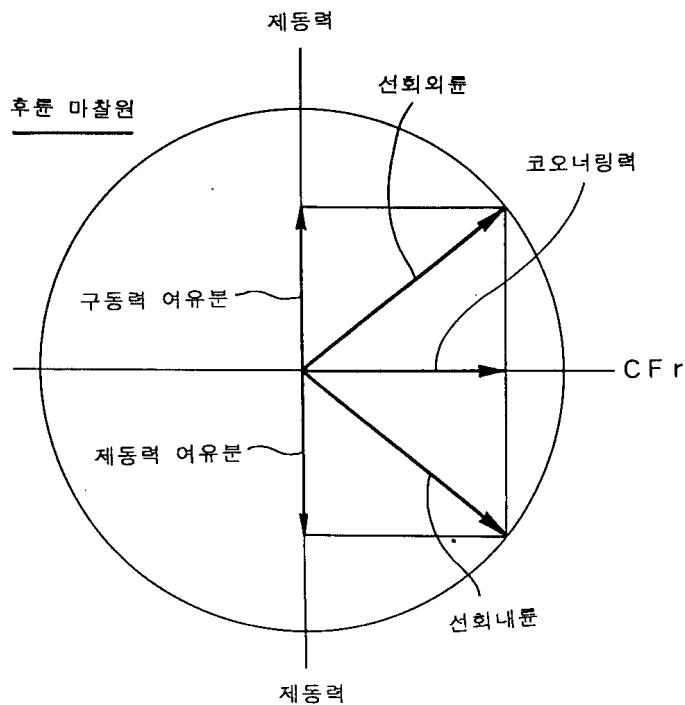
도면3



도면4



도면5



도면6

