

폭이 좁은 차량의 안정성 향상을 위한 능동형 스티어링 기울임 제어기의 개발

Development of the Active Steering Tilt Controller for Stability of the Narrow Commuter Vehicles

소 상 균*
S. G. So

ABSTRACT

As the traffic congestion and parking problems in urban areas are increased the tall and narrow commuter vehicles have interested as a means to increase the utilization of existing freeways and parking facilities. However, in hard cornering those vehicles could reduce stability against overturning compared to conventional vehicles. This tendency can be mitigated by tilting the body toward the inside of the turn.

In this paper those tilting vehicles are considered in which at speed at least, the tilt angle is controlled by steering the front wheels. In other word, if the driver turns the steering wheel the tilt controller automatically steers the road wheel to tilt the body inside of the turn. Also, the dynamic tilting vehicle model with tire slip angles is constructed by adding the roll degree of freedom. Finally, through computer simulation the behaviors of the tilting vehicles are investigated.

주요기술용어 : Steering Tilt Controller(스티어링 기울임 제어기), Narrow Commuter Vehicle(폭이 좁은 출퇴근용 차량), Coordinated Cornering(균형 잡힌 코너링), 요구되는 기울임 각(Desired Tilt Angle), Inverted Pendulum Model(거꾸로 선 펜듈럼 모델), Side Slip Angle(횡방향의 타이어 미끄러짐 각)

* 정희원, 삼성전기(주) 자동차부품연구소 프로젝트팀(현가장치)

1. 서 론

대도시의 교통난과 주차난 해소의 목적으로 미국, 유럽, 일본 등에서 차폭이 아주 좁은 특수차량에 대한 연구가 진행되고 있는데 이러한 특수차량의 경우 주행 안정성 확보가 가장 중요한 연구의 초점이 되고 있다. 비행기, 기차, 자전거와 오토바이 등이 회전할 때에 회전하는 방향의 안쪽으로 몸체를 기울임으로써 안정을 유지하듯이 특수차량의 경우에 대해서도 차체를 안쪽으로 기울여 줌으로써 주행 안정성 확보가 가능하다는 사실이 증명되었다.^{2),3),5)} 1992년에 Hibbard와 Karnopp은 액츄에이터를 이용하여 차체에 모멘트를 가함으로써 기울임 각을 제어하는 능동형 직접 기울임 제어 시스템(Active Direct Tilt Control System)을 개발하였고,²⁾ 같은 해에 Karnopp과 Fang은 자전거와 흡사한 모델에 차체 기울임 방법을 사용하여 앞뒤 바퀴의 조향시에 일어나는 여러 가지 특성들을 분석하였다.³⁾ 그들은 모델링 시에 타이어 효과를 고려하지 않았고 차량 전체가 하나의 질량체로 간주되는 아주 간단한 거꾸로 선 펜듈럼 모델(Inverted Pendulum Model)을 시스템 모델로 사용하였다.

본 연구에서는 앞에서 언급한 두 모델에 비해 보다 근접한 차량 모델을 얻기 위해 하나의 질량체로 간주된 [2]와 [3]의 모델을 상부(上部)의 기울어지는 부분(Tilting Body)과 하부(下部)의 기울어지지 않는 부분(Non-Tilting Body)으로 분리하여 모델링을 하였고 여기에 타이어 효과도 추가하였다. 코너링 중에 차량의 안정성을 유지하기 위한 기울임 각을 얻기 위하여 스티어링 기울임 제어가 시스템에 더해지고 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 제어기의 이득값(Gain)들이 결정되었으며 스티어링 제어 시스템이 다양한 종류의 주행조건 들에 대해 안정을 유지할 수 있다는 사실을 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 보였다.

2. 차량 모델에 관한 운동방정식 결정

문제를 좀더 간단하게 하기 위해 두개의 앞바퀴 들을 그에 상응하는 하나의 앞 바퀴(뒷바

퀴도 동일)로 대체시킨 자전거 모델(Bicycle Model)이 해석 모델로 사용되었고 롤 운동을 설명하기 위해 롤 자유도가 모델링에 더해졌다. 그림 1은 본 논문에서 사용된 모델의 전체적인 개략도를 보여주고 있다. 전체가 두 부분으로 구성되어 있는데 하나는 질량 중심이 낮고 네 바퀴들을 지지하고 있는 기울어지지 않는 부분(m_2)이고 다른 하나는 그 위에 마운트되어 있는 기울어지는 부분(m_1)이다.

본 연구에서 사용된 중요한 가정들은 다음과 같다. 먼저 피치(Pitch)와 히브(Heave) 운동이 무시되고 회전반경이 차량의 크기에 비해 매우 크다는 것이고 비록 그림 2에는 후륜에도 조타각이 표시되어 있지만 전륜에서만 조향이 가능하다는 것들이다. 또한 기울어지는 부분의 경우 롤축(Axis)이 거의 지표면에 있다고 가정함으로써 거꾸로 선 펜듈럼 모델의 사용을 정당화 하였고 이것을 사용한 롤 운동의 해석도 가능케 했다.

그림 2는 정상상태(Steady State)의 우회전을 하고 있는 자전거 모델을 가하학적으로 보여주고 있고 그림 2로부터 다음과 같은 관계식들을 얻을 수 있으며 식(2-1)과 식(2-2)를 각각 적분하면 차량의 이동 궤적들을 구할 수 있게 된다.

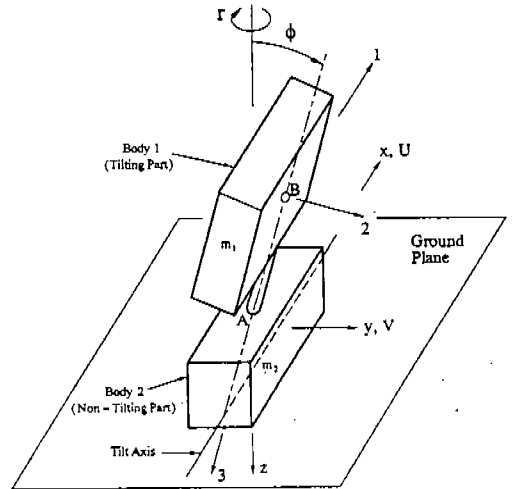


Fig.1 차량의 전체적인 개략도

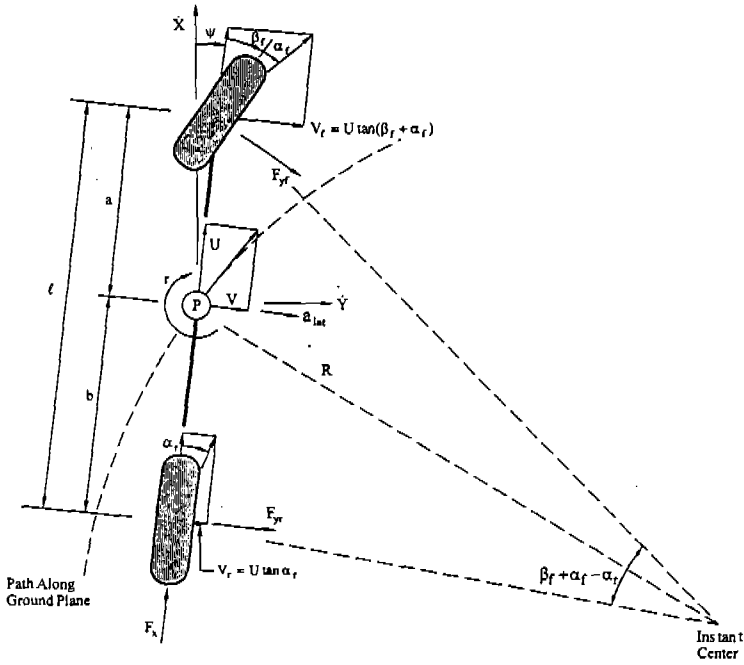


Fig.2 지면 위에 투영된 자전거 모델

$$\frac{d\Psi}{dt} = r \quad (2-1)$$

$$\frac{dX}{dt} = U \cos \Psi - V \sin \Psi \quad (2-2)$$

$$\frac{dY}{dt} = U \sin \Psi + V \cos \Psi \quad (2-3)$$

$$V = \frac{b}{\ell} U \tan(\beta_f + \alpha_f) + \frac{a}{\ell} U \tan(\beta_r + \alpha_r) \cong \frac{U}{\ell} [(\beta_f + \alpha_f)b + (\beta_r + \alpha_r)a] \quad (2-4)$$

$$\alpha_f = \frac{V + ar}{U} - \beta_f \quad (2-5)$$

$$\alpha_r = \frac{V - br}{U} - \beta_r \quad (2-6)$$

$$a_{lat} = -\frac{dV}{dt} + rU \quad (2-7)$$

여기서, U 와 V 는 차량의 앞방향과 횡방향으로의 속도들을 나타내고 α_f 와 α_r 은 각각 앞뒤 타이어의 슬립각 들이며 a_{lat} 은 차량의 횡가속도이다. 기타 다른 기호들에 대해서도 그림 2에 잘 나타나 있다.

Newton 제2법칙을 그림 1의 모델에 적용하면 다음과 같은 운동방정식 들이 얻어 진다.

$$F_{lat} = F_{yf} + F_{yr} = (m_1 + m_2)a_{lat} = (m_1 + m_2)\left(\frac{dV}{dt} + rU\right) \quad (2-8)$$

$$(I_1 + m_1 h^2) \frac{d^2 \phi}{dt^2} - m_1 g h \phi = -m_1 h \left(\frac{dV}{dt} + rU\right) \quad (2-9)$$

$$I_z \frac{dr}{dt} = aF_{yf} - bF_{yr} \quad (2-10)$$

여기서

$$F_{yf} = -C_f \alpha_f \quad (2-11)$$

$$F_{yr} = -C_r \alpha_r \quad (2-12)$$

그리고 C_f 와 C_r 은 각각 앞뒤 타이어의 코너링 계수들이다. 식(2-8)~식(2-10)이 본 연구에서 사용되는 시스템 방정식들이며 롤 자유도에 관한 식(2-9)을 살펴볼 때 만약 적절한 제어가 시스템에 더해지지 않으면 그 자체만으로는 불안정하다는 사실을 알 수가 있고 그러므로 다음절에서는 시스템을 안정시키기 위한 제어기 개발에 관한 알고리즘을 설명하고자 한다.

3. 스티어링 기울임 제어기(Steering Tilt Controller) 개발

차속 U 가 일정할 때 롤 각도와 타이어의 조타각 사이의 전달함수는 식(2-4)과 식(2-9)으로부터

$$\frac{\phi}{\beta_f} = -\frac{m_1 h}{\ell} \frac{U \beta_s + U^2}{(I_1 + m_1 h^2) s^2 - m_1 g h} \quad (3-1)$$

이며 식(3-1)이 롤 운동에 대한 시스템 방정식이

된다. 디자인 목표는 정상상태의 코너링(Steady State Cornering) 시에 차체의 안정성 확보를 위해 횡가속도에 의한 D'Alembert 력과 중력의 합력의 방향으로 차체의 기울임 방향을 일치시키는 것이다. 이러한 상태를 균형 잡힌 코너링(Coordinated Cornering)이라 부른다.(그림3b 참조) 차체에 상대적인 횡가속도를 측정하기 위해 만약 가속도 센서가 기우는 차체 위에 설치된다면 가속도 센서나 또는 차체 안에 있는 승객에 의해 감지되는 가속도는 다음과 같이 표현된다.

$$a_{per} = a_{lat} \cos \phi + d \frac{d^2 \phi}{dt^2} - g \sin \phi \quad (3-2)$$

정상상태의 균형 잡힌 코너링 시에는 차 안에 있는 승객은 어떠한 횡가속도도 느끼지 않게 된다. 그러므로 이러한 상태에서는 승객의 곁 안에 들어 있는 키표가 코너링 시에도 옆질러 지지 않는다. 만약 식(3-2)이 영이 아니면 다시 말해 그림3a와 같은 과도 상태(Transient State)에서는 스티어링 기울임 제어기가 $a_{per} = 0$ 이 될 때까지 계속 작동하여 시스템을 그림3(b)과 같은 정상상태(Steady State)로 만든다. 다시 말해 운전자가 핸들을 돌림으로써 회전하고자 하는 방향을 정하면 제어 시스템이 핸들 회전각을 요

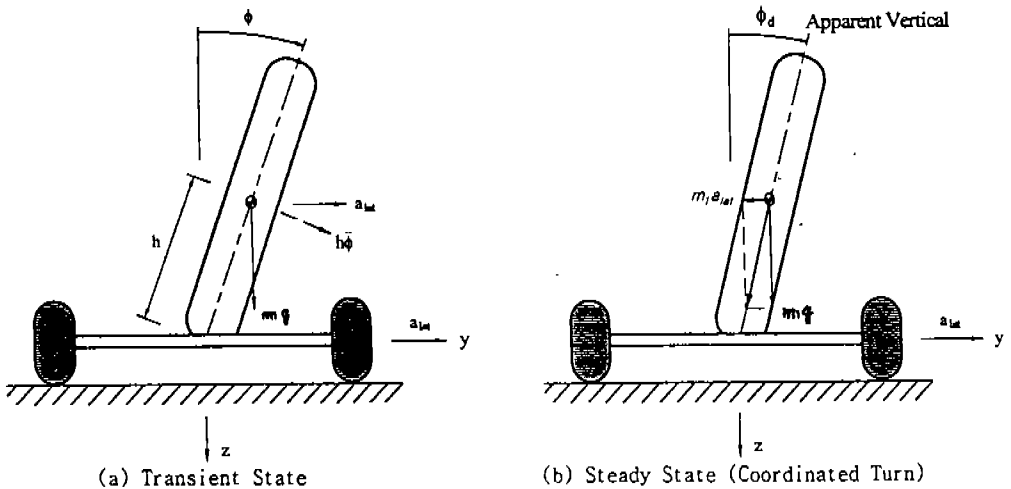


Fig.3 Rear view of the STC model

구되는 기울임 각(Desired Lean Angle)으로 변환시킨 후 차체를 기울이기 위해 바퀴를 조종함으로써 운전자의 핸들 회전각에 대응하는 선회 운동을 수행시킨다. 이것은 핸들 위치를 감지하고 핸들과 바퀴 사이의 연결을 차단한 선에 의한 조종(steer-by-wire) 액추에이터를 사용함으로써 가능하다. 오토바이 운전자가 회전하고자 할 때 핸들을 돌림과 동시에 오토바이와 자신의 몸을 기울임으로써 안전성 확보를 하는 것과 마찬가지로 제어 시스템이 차체의 기울임 각을 능동적으로 조정함으로써 시스템 안정성을 유지시켜주므로 운전자는 주행 도중 자연적인 느낌(Natural Feeling)을 갖게 된다. 식(3-2)과 식(2-7)으로부터 균형 잡힌 코너링에 대한 바람직한 기울임 각은 균형 잡힌 코너링에 대한 바람직한 기울임 각은

$$\phi_d = \tan^{-1}\left(\frac{a_{lat}}{g}\right) \cong \frac{U^2}{\gamma g l} \beta_{sw} \quad (3-3)$$

여기서, γ 는 β_{sw} 와 β_f 사이의 기어비를 나타낸다.

불안정한 시스템을 안정시키고 또한 효과적으로 시스템을 제어하기 위해 비례 제어기와 근사적인 미분 제어기의 조합형(Proportional Control Plus Approximate Derivative Control)이 사용된다. 이것을 수식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\beta_f = -\left(G_P + \frac{G_d s}{\tau_s s + 1}\right)\phi_e \quad (3-4)$$

$$\phi_e = \phi_d - \phi \quad (3-5)$$

여기서, G_p 는 비례 제어기의 이득값(Gain), G_d 는 미분 제어기의 이득값이고 τ_s 는 시간 상수이며 제어기 안의 마이너스 부호는 식(3-1)에 있는 마이너스 부호를 보상하기 위해 더해진 것이

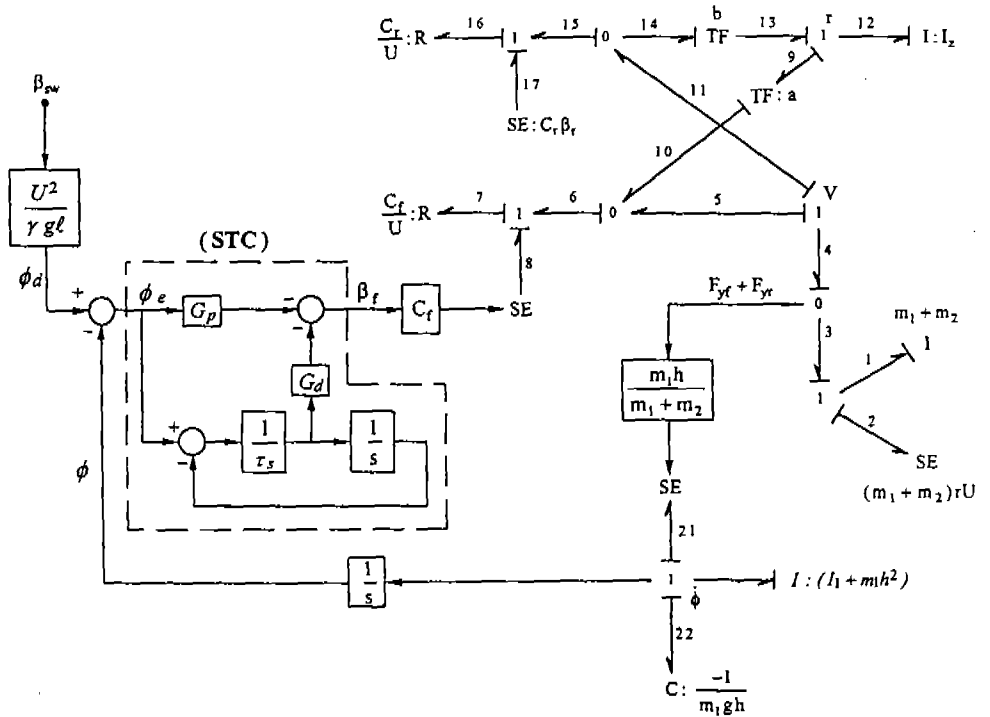


Fig.4 Bond graph model for the steering tilt control system with tire effects

다. 여기에서 액츄에이터가 별도로 고려되어야 하나 모델을 간단히 함으로써 시뮬레이션 결과의 해석을 명확히 하기 위해 제어기가 액츄에이터 기능도 수행하는 것으로 가정했다. 식(3-1), 식(3-3), 식(3-4), 식(3-5) 및 앞 절에서 구한 관계식들을 이용하여 타이어 효과를 고려한 STC 시스템의 본드 선도를 그려 보면 그림4와 같으며 본 논문 전체의 전산 시뮬레이션에 이 모델이 사용되었다.

위의 본드 선도와 블록 다이어그램 연산식을 사용하여 실제 롤 각(Actual Roll Angle)과 원하는 롤 각(Desired Roll Angle) 사이의 페루프 상의 전달 함수가 타이어 효과들을 무시한 상태에서 식(3-6)에서와 같이 구해질 수 있다. 이것은 전산 시뮬레이션 목적이 아니고 STC 시스템에는 정상상태의 오차값이 존재하며 스티어링 초기에 역작용 반응(Reverse Action Response)이 일어난다는 사실을 수식적으로 설명하기 위해서이다.

$$\frac{\phi}{\phi_d} = \frac{n_1 s^2 + n_2 s + n_3}{d_1 s^3 + d_2 s^2 + d_3 s + d_4} \quad (3-6)$$

여기서

$$n_1 = m_1 h b \frac{U}{\ell} (G_p \tau_s + G_d)$$

$$n_2 = m_1 h \left[b G_p \frac{U}{\ell} + \frac{U^2}{\ell} (G_p \tau_s + G_d) \right]$$

$$n_3 = m_1 h G_p \frac{U^2}{\ell}$$

$$d_1 = \tau_s (I_1 + m_1 h^2)$$

$$d_2 = I_1 + m_1 h^2 + m_1 h b \frac{U}{\ell} (G_p \tau_s + G_d)$$

$$d_3 = m_1 h \left[b G_p \frac{U}{\ell} + \frac{U^2}{\ell} (G_p \tau_s + G_d - g \tau_s) \right]$$

$$d_4 = m_1 h \frac{U^2}{\ell} G_p - m_1 g h$$

한편, 식(3-6)의 전달 함수에 최종값 이론(Final Value Theorem)을 적용함으로써 정상

상태에서의 롤 각이 식(3-7)과 같이 구해진다.

$$\phi_{ss} = \frac{U^2 G_p}{U^2 G_p - g \ell} \phi_d \quad (3-7)$$

그러므로 본 시스템은 다음식(3-8)에서와 같이 정상상태에서의 오차값(Steady State Error)을 갖는다는 사실을 알 수 있다.

$$(\phi_e)_{ss} = \phi_d - \phi_{ss} = \frac{1}{1 - U^2 G_p / g \ell} \phi_d \quad (3-8)$$

식(3-8)으로부터 비례 제어기 이득값이 일정한 경우에는 차량의 속도가 빠르면 빠를수록 오차값은 급격히 감소하고 반면 저속 구간에서는 오차값을 줄이기 위해서 충분히 큰 제어기 이득값이 요구된다는 사실을 알 수 있다. 자전거를 탄 사람이 저속 구간에서 몸의 균형을 유지하기 위해 핸들을 심하게 움직여야만 하는 이유도 이 원리에 의해 설명될 수 있다.

또 다른 중요한 전달 함수는 바퀴의 조향각과 원하는 롤 각 사이의 페루프 상의 전달 함수이며 식(3-9)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\beta_f}{\phi_d} = - \frac{[(I_1 + m_1 h^2) s^2 - m_1 g h] [(G_p \tau_s + G_d) s + G_p]}{d_1 s^3 + d_2 s^2 + d_3 s + d_4} \quad (3-9)$$

여기서, 분모의 계수들은 식(3-6)의 그것들과 같다. 식(3-9)에 초기값 이론(Initial Value Theorem)과 최종값 이론(Final Value Theorem)을 적용해 봄으로써 다음과 같은 바퀴 조향각들의 초기값과 정상상태에서의 값을 각각 얻을 수 있다.

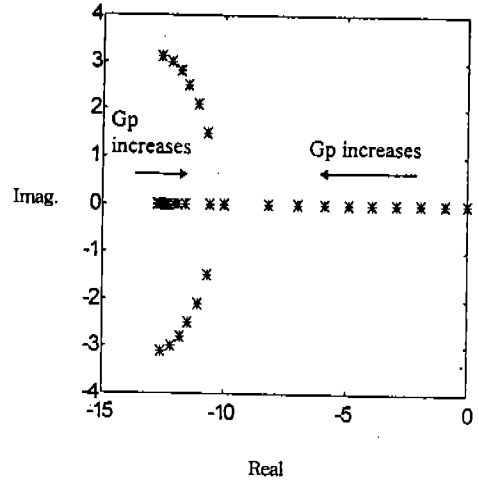
$$\beta_f(0) = - \frac{G_p \tau_s + G_d}{\tau_s} \phi_d \quad (3-10)$$

$$(\beta_f)_{ss} = \frac{G_p}{U^2 G_p / g \ell - 1} \phi_d \quad (3-11)$$

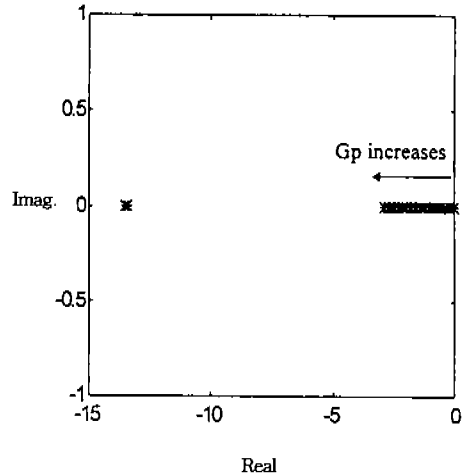
식(3-10)과 식(3-11)을 비교해보면 회전 직후 바퀴 조향각의 방향이 정상상태에서의 그것과 정반대 방향임을 알 수 있다. 이러한 현상을 자동제어 용어로 역작용 반응(Reverse Action Response)이라고 부르는데 이것은 식(3-9)의 분자에 존재하는 양의 근, 다시 말해 바퀴의 조향각과 원하는 롤 각 사이의 전달 함수 안에 존재하는 s-평면의 오른쪽편에 있는 제로(Non-Minimum Phase Zero)의 영향 때문에 일어나는 현상이다. 자전거나 오토바이의 경우 갑작스럽게 방향을 전환하였을 때 초기에 앞 바퀴의 방향이 핸들 조작 방향과 반대 방향으로 움직이는 것을 경험하게 되는데 이것을 “역 스티어링(Counter Steering)” 이라 부른다. 이러한 현상은 자전거나 오토바이의 운전자가 갑작스럽게 방향을 전환할 때마다 일어나므로 운전자들은 이 현상을 직감적으로 이용하는 것이 필요하다고 할 수 있다.

4. 컴퓨터를 이용한 시뮬레이션 결과들

컴퓨터 시뮬레이션을 위해 사용된 시스템 상수들에 대한 값들이 표 1에 나타나 있으며 좋은 응답성을 제공해 주는 제어 이득값 들을 결정하기 위해 본 연구에서는 근궤적(Root Locus) 방법이 적용되었으며 그림 5는 근궤적 선도를 보여 준다. 본 선도에서는 하나의 근에 대한 선도가 생략되었는데 이것은 이 근의 위치가 허수축으로부터 너무 왼쪽으로 멀리 떨어져 있어서 시스템 반응에 그다지 영향을 미치지 않기 때문이다. 그림5에서 볼 수 있는 바와 같이 비례 제어기의 이득값은 크면 클수록 좋은 응답성을 보여 주지만 만약 G_p 가 아주 작다면 비록 안정된 시스템을 얻을 수는 있다 할지라도 하나의 근이



(a) Root Loci for $G_d=1$



(b) Root Loci for $G_d=10$

Fig.5 Variation of root locations for STC system

Table 1 Computer Simulation에 사용된 상수값 들

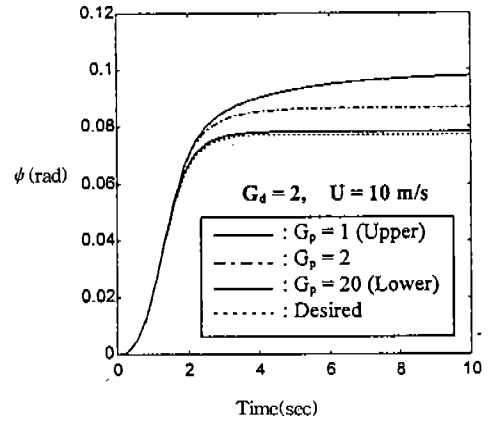
Symbols	Magnitudes	Symbols	Magnitudes	Symbols	Magnitudes
m_1	200kg	m_2	200kg	I_1	50kg · m ²
a	1.1m	b	1.1m	ℓ	2.2m
G_o	20	G_d	0.5	r_s	0.01
C_f	20,000N/rad	C_r	20,000N/rad	h	1.0m

허수축 근처에 있으므로 만족스럽지 못한 결과를 얻게 된다. 한편 G_p 가 작은 경우에는 미분 제어기의 이득값이 작은 경우가 큰 경우보다 좋은 반응을 보여 주지만 G_p 가 점차 증가될수록 거꾸로 작은 G_d 에 대한 시스템 반응이 뎀핑 측면에서 나빠진다. 따라서 정상상태에서의 오차값을 줄이기 위해서는 큰 G_p 가 요구되고 좋은 시스템 성능을 위해서는 작은 G_d 가 바람직하다는 결론을 근계적 방법으로부터 내릴 수가 있다.

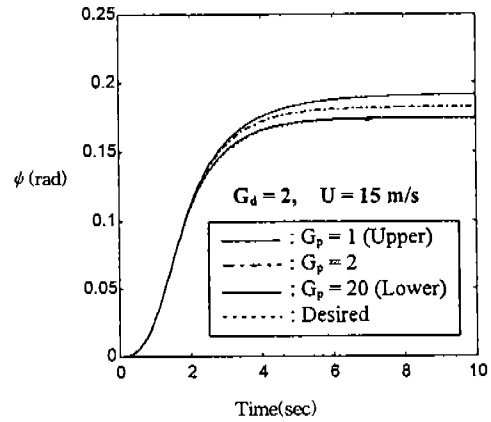
최적 상태의 이득값을 구하는 것이 본 연구의 주된 목적이 아니기 때문에 뎀핑값이 충분하고 안정된 시스템을 제공해 주는 이득값($G_p=20, G_d=0.5$)들을 선정하여 계속되는 컴퓨터 시뮬레이션에서 사용하였다. 컴퓨터 시뮬레이션에 사용된 모델은 그림4의 타이어 효과가 고려된 시스템이며 또한 이때 사용된 파라메타들은 표1과 같고 시뮬레이션 결과들이 그림 6, 그림 7, 그림 8에 잘 나타나 있다.

그림 6은 운전자가 핸들을 오른쪽 방향으로 그림 8(a)의 일점쇄선과 같은 값으로 돌렸을 때 출력값(기울임 각)의 변화에 대한 결과들을 보여 주고 있다. G_d 가 고정된 상태에서 G_p 의 변화에 따른 기울임 각들에 대한 오차값의 변화들이 잘 나타나 있는데 2종류의 속도에 대해 구해졌다. 여기에서 우리는 속도가 빠르면 빠를수록 또는 비례 제어기 이득값이 크면 클수록 오차값이 급격히 줄어들므로 정상상태의 오차값 문제를 피하기 위해서는 비례 제어기의 이득값 또는 속도 또는 이득값과 속도 둘 다를 크게 하여야만 한다는 사실을 알 수 있다. 예를 들면 그림 6(b)에서 $G_p=20, U=15\text{m/s}$ 의 경우에는 기울임 각이 원하는 기울임 각과 거의 일치함을 볼 수 있다.

그림 7은 그림 6과 동일한 입력값을 사용하여 미분 제어기 이득값의 변화에 따른 기울임 각들의 반응들을 살펴 보았는데 이 그림으로부터 이득값이 작을수록 시스템 반응속도가 빨라지고 이득값이 커지면 반응속도가 점점 느려진다는 사실을 알 수 있다. 이것은 그림 5의 근계적 방법으로도 설명될 수 있는데 작은 $G_d(=1)$ 의 경우에 G_p 가 조금만 변하면 근계적은 큰 $G_d(=10)$ 의 경우보다 훨씬 더 빨리 허수축으로부터 왼쪽



(a) $U=10\text{m/s}$



(b) $U=15\text{m/s}$

Fig.6 Actual tilt angle for different

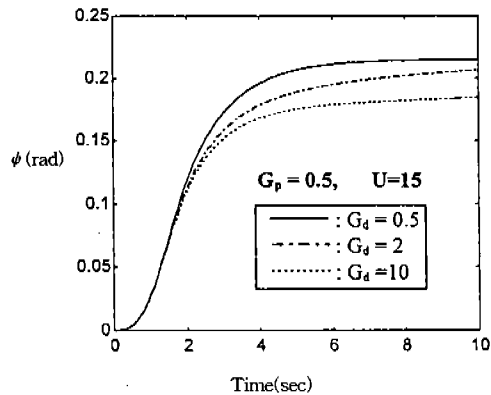
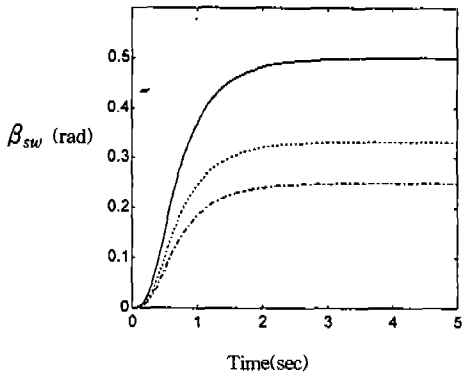
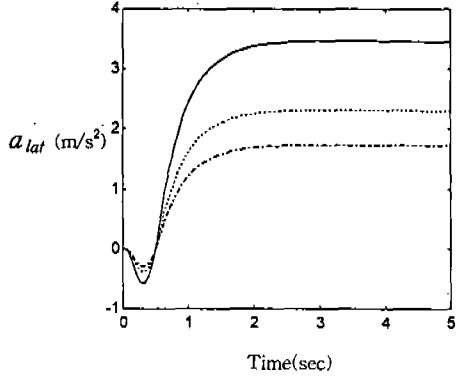


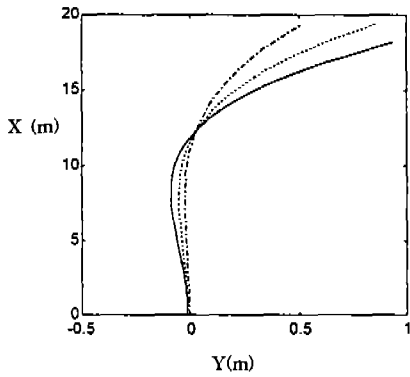
Fig.7 Actual tilt angles for different



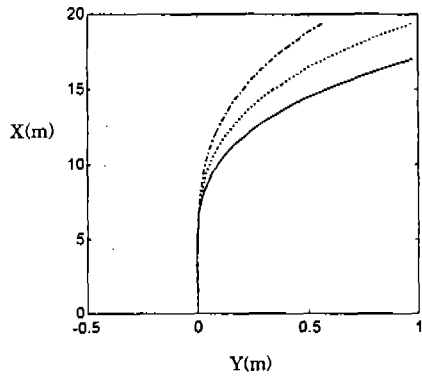
(a) Steering wheel angle(rad)



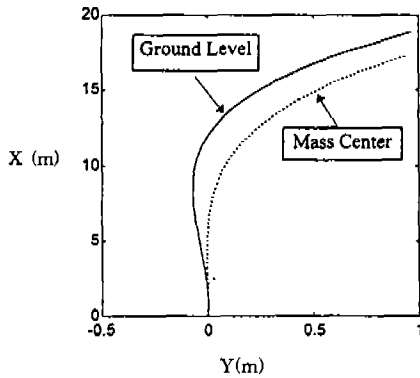
(b) Lateral acceleration(m/s²)



(c) Trajectory at ground level



(d) Trajectory of mass center



(e) Vehicle trajectories for sharp turn

— : Fast Turn, : Medium Turn, -.-.- : Slow Turn

Fig.8 Simulation results for different steering wheel angle inputs

으로 이동하게 되므로 훨씬 더 작은 시간 상수를 갖게 되고 따라서 반응도 빨라지게 된다. 그러나 그림에는 나타나지 않았지만 이득값이 $G_d = 0.5$ 보다 작아지면 오히려 댐핑 효과가 떨어지므로 시스템 반응들이 나빠지고 또한 이득값이 아주 커지면 시스템이 불안정(unstable)해지기 때문에 이러한 점들을 고려하여 $G_p = 20$ 와 $G_d = 0.5$ 의 이득값 들을 시뮬레이션 목적상 선정하였다.

그림 8(b)는 스티어링휠 각들(그림 8(a))의 변화에 대한 횡가속도(또는 바퀴의 조향각)의 변화들을 보여주는데 앞에서 설명한 바와 같은 역작용 반응이 여기에 잘 나타나 있다. 여기에서는 3종류(느린 회전, 중간 회전, 빠른 회전)의 스티어링휠 각들이 입력값으로 사용되었다. 운전자가 핸들을 오른쪽 방향으로 급격히 돌리면 차의 바퀴는 초기에 오른쪽으로 움직이다가 다시 왼쪽으로 방향을 바꾸게 되는데 이로 인해 횡가속도의 반응도 똑같은 현상을 보여주게 된다. 이러한 역작용 반응은 휠을 빠르게 돌리면 돌릴수록 그만큼 더 커진다는 사실을 그림8(b)으로부터 알 수 있다.

그림 8(c)은 그림 8(a)의 입력값 들에 대한 지면 근처 한 점에서의 차량의 이동 궤적 들을 나타내 주고 있고, 그림 8(d)은 운전자의 앉아 있는 위치 근처로 간주되는 기우는 차체(Tilting Body)의 질량 중심의 이동 궤적 들을 각각 나타내 주고 있다. 그림8(c)을 보면 역작용 반응 때문에 지면 근처 한 점에서의 궤적 역시 역작용 반응을 나타낸다는 것을 알 수 있다. 즉, 운전자는 스티어링휠을 오른쪽으로 돌렸으나 지면 근처 한 점에서의 궤적은 왼쪽으로 먼저 이동한다는 사실이다. 그러나 그림8(d)에서 보는 바와 같이 기우는 차체의 질량 중심의 궤적은 그림 8(c)의 그것과는 상당히 다르다. 이것은 운전자가 스티어링휠을 돌릴 때 기우는 차체는 안쪽으로 기울므로 질량 중심의 실제 위치는 지면 위 바퀴에서 초기에 일어나는 역작용 반응과는 상관없이 거의 영(zero)에 가깝다는 사실로 설명될 수가 있다. 그림 8(e)은 기우는 차체의 궤적 (그림 8(c)의 실선 : 그림 8(e)에서도 실선)과 기울

지 않는 지면 근처 한 점의 궤적(그림 8(d)의 실선 : 그림 8(e)에서는 점선)을 같은 그림 위에 나타낸 것이다. 그림에서 볼 수 있는 것과 같이 정상상태(Steady State)에서 두 궤적들 사이에는 일정한 거리가 유지된다는 사실을 알 수 있는데 이것은 기우는 차체가 회전 방향의 안쪽으로 기운 상태로 회전하기 때문에 나타나는 현상이다.

4. 결 론

본 논문에서는 대도시 교통체증과 주차난 해소에 기여하기 위해 차체의 기울임을 능동적으로 제어함으로써 차폭을 보통 승용차들의 그것보다 절반으로 줄인 상태에서도 주행 안정성을 유지할 수 있는 미래 도시형 출퇴근용 차량의 스티어링 기울임 제어기의 설계에 대해서 연구하였다. 모델로는 완전한 차량 모델(Full Car Model)을 사용하기 보다는 선형 타이어 효과가 고려된 자전거 모델이 사용되었는데 이는 간단한 모델을 사용함으로써 제어기의 설계를 위한 기본 개념을 바탕으로 좋은 응답성을 갖는 효과적인 제어기 설계가 가능하게 되고 또한 결과치 들에 대한 해석이 용이하게 되기 때문이다.

운전자가 회전하기 위해 스티어링휠을 돌렸을 때 스티어링 메카니즘 위에 걸리는 하중을 줄이기 위해 스티어링 시스템이 어떻게 역할을 해나가는지에 대한 연구가 수행되었는데 물론 이것은 일종의 선에 의한 조향(Steer-by-Wire) 시스템을 필요로 한다. 또한 자전거나 오토바이와 같은 모델에서 일어나는 “역 스티어링(Counter Steering)” 현상이 본 논문에서 이론적으로 보다 분명하게 설명되었다.

마지막으로 본 연구에서는 스티어링 기울임 제어기 설계에 대한 이론이 제시되었고 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 앞에서 설명한 이론적인 내용들을 확인하였는데 차량의 속도가 빠를 경우나 또는 비례 제어가 이득값이 큰 경우에는 우수한 시스템 반응들을 얻을 수 있고 물론 앞의 두 조건을 동시에 만족할 경우에는 시스템 반응들이 매우 우수하다는 결론을 내릴 수가 있

었다. 그러나 여기에서는 자전거 모델과 같은 간단한 모델이 사용되었으므로 실제 차량에 보다 근접한 결과들을 얻고 앞에서 제안한 것과 같은 새로운 차량의 개발을 완성시키기 위해서는 여기에서 제시된 제어 알고리즘을 기본으로 하여 향후 보다 복잡한 모델에 확대 적용하여 컴퓨터 시뮬레이션을 수행해 보고 또한 시제품을 제작하여 시험을 실시해 보는 것이 필요할 것으로 판단된다.

참고 문헌

1. Garrison, W.L., and Pitstick, M.E., "Lean Machine: Strategies for Introduction Emphasizing Adjustments to Parking and Road Facilities," SAE Paper 901484, 1990.
2. Hibbard, R., Karnopp, D., "The Dynamics of Small, Relatively Tall and Narrow Tilting Ground Vehicles," ASME Publication DSC-Vol.52, Advanced Automotive Technologies, pp. 397~417, 1993.
3. Karnopp, D., Fang, C., "A Simple Model of Steering-Controlled Banking Vehicles," ASME Publication DSC-Vol.44, Transportation Systems, pp. 15~28, 1992.
4. Karnopp, D., "Bond Graphs for Vehicle Dynamics," Vehicle System Dynamics 5, pp. 171~184, 1976.
5. Li, Y., Meiry, J., and Roeseler, W., "An Active Roll Mode Suspension System for Ground Vehicles," Transactions of the ASME, pp. 167~174, 1968.
6. Rice, R.S., "Rider Skill Influences on Motorcycle Maneuvering," SAE Paper 780312, 1978.
7. Sharp, R.S., "The Stability and Control of Motorcycle," Journal of Mechanical Engineering Science, Vol.13, No.5, pp. 316~329, 1971.
8. So, Sang-Gyun, "Development of Dual Mode Automatic Tilt Control Systems for Ultra-Narrow Commuter Vehicles," Ph.D Dissertation, University of California at Davis, 1996.