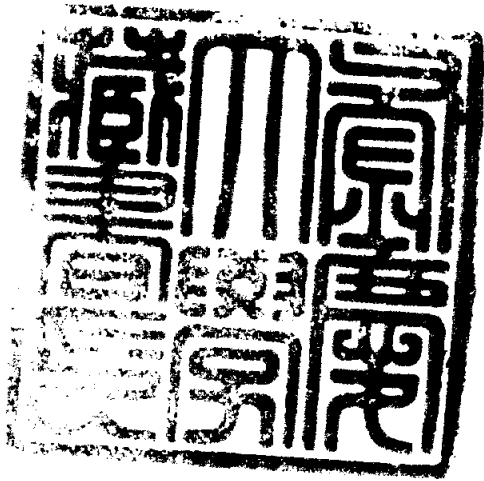


工學碩士 學位論文

衝突回避를 위한 車輛의
動的 特性 研究



2004年 2月

釜慶大學校 産業大學院

自動車工學科

宋 英 植

이 論文을 宋英植의 工學碩士
學位論文으로 認准함

2004年 2月 日

主 審 工學博士 이 일 영



委 員 工學博士 손 정 현



委 員 工學博士 백 운 경



목 차

Abstract	1
제1장 서 론	3
제2장 차량의 동적 안정성	5
2.1 진행방향 안정성	5
2.2 횡방향 안정성	8
제3장 차량 동역학 모델링과 검증	12
3.1 차량의 동역학 모델링	12
3.2 차량동역학 모델의 모듈화	25
3.3 차량모델의 검증	28
제4장 충돌회피거동 시뮬레이션	40
4.1 제동에 의한 충돌회피거동	40
4.2 조향에 의한 충돌회피거동	43
4.3 제동과 조향이 동시에 이루어진 경우의 충돌회피거동	46
제5장 충돌회피거동 시뮬레이션 해석	49
제6장 결 론	51
참고 문헌	52

A Study on the Vehicle Dynamic Characteristics for Crash Avoidance

Young-shik Song

Department of Automotive Engineering

Graduate School of Industry

Pukyong National University

ABSTRACT

Evasive tactics may be inferred in reconstruction from descriptions of position and movement. This is done by relating velocity and position of one vehicle to another, or relating velocity and position to features of the surroundings, such as view obstruction, grade, curve, and traffic control devices. Dynamic stability is an important factor in vehicle design. Especially, this is a very critical problem in limit driving condition for obstacle avoidance maneuver. Dynamic stability can be divided into directional and lateral stability. Losing directional stability can yield spin out or plow out and lateral stability can yield rollover.

In this study, driver model modified from an existing model is used to simulate vehicle steering dynamics for a 8-dof vehicle model with STI tire model. For the demonstration of this model, a SUV(sports utility vehicle)

and a full-sedan were simulated. The simulation showed that braking combined with steering caused very hazardous situation in crash avoidance maneuver. 8-dof vehicle model was used to analyze the vehicle behavior in step and pulse steering input with MATLAB program. Simulated results are in good agreement with vehicle test results. Vehicle handling characteristic parameters which are very useful in automobile suspension design are evaluated from the analysis.

In this study, vehicle stability is investigated for a vehicle model in limit driving. The model was analytically validated using typical step steering and lane change simulation. Limit driving condition for the vehicle model was quoted from research results of reference. It was demonstrated that instability vehicle motion was caused not only by road condition but also driving conditions. Also, the simulation showed that braking combined with steering caused very hazardous situation in crash avoidance maneuver. Finally, phase plane plot approach was used to evaluate the dynamic instability.

Key Words : Evasive tactics(회피전술), Dynamic stability(동적안정성), 8-dof vehicle model(8자유도 차량모델), Vehicle stability(차량 안정성), Crash avoidance maneuver(충돌회피거동), Phase plane plot(상태평면도).

제1장 서론

자동차의 양적인 변화와 더불어 점차 증대되는 교통사고에 비하여 사고의 원인을 분석하고 방지하기 위한 여러 가지 연구 중에서 차량의 동적특성을 파악하기 위한 연구는 미흡한 편이다. 따라서 운전자가 제동 또는 조향의 회피전술(Evasive tactics)⁵⁾으로 충돌을 회피하고자 하는 경우의 차량의 동적 특성 연구를 통하여 교통사고조사의 원인분석과 충돌 이전에 차량에게 충돌회피를 위한 정보를 제공하게 되는 미래의 지능형 자동차의 개발 자료로 활용되어질 수 있으며 교통사고예방 및 교통사고로 인한 사회적인 비용을 줄일 수 있을 것이다.

이를 위해 교통사고에 대한 통계분석을 기초로 자동차 무게중심의 높이와 윤거비(track width ratio)등의 차량의 동적 특성을 사용하여 전복안정계수(rollover stability factor), 전복성향(rollover propensity)등의 동적 안정성에 대한 객관적인 척도를 구하기 위한 다양한 연구도 이루어지고 있다⁶⁾. 차량의 동적 특성을 연구하기 위한 차량 동역학적 모델연구에 있어 Smith⁷⁾ 등은 차량모델의 복잡성이 차량 동역학 해석결과에 미치는 영향을 조사하기 위해 자전거 모델인 2자유도, 5자유도 모델과 롤 축 모델인 8자유도 모델을 서로 비교하였다. 배상우¹⁾ 등은 Smith 등의 연구를 개선하여 차량 모델을 관심영역에 따라 자전거 모델, 롤 축 모델, 전(全)차량 모델로 구분하여 조종 안정성 해석을 한 결과 롤 축 모델이 더 효과적임을 도출하였고, 아울러 현가계의 기구학과 유연성(compliance) 특성이 조종 안정성에 미치는 영향을 파악하기 위하여 실차 시험을 시도하였다. A. El Hajjaji⁸⁾ 등은 퍼지이론을 바탕으로 조향 퍼지 제어기와 속도 퍼지 제어기로 구성된 퍼지 운전자 모델을 시뮬레이터를 활용하여 ISO 이중차로 변경에 대한 실험을 하였다. 또한 Allen^{12~16)} 등은 17자유도 차량모델과 STI 타이어 모델을 사용하여 차량의 횡방향 및 진행방향의 동적 안

정성에 대해 연구하였고, 이종석²⁾은 Hess 운전자 모델^{18~19)}과 8자유도의 비선형 차량 동역학 모델을 통하여 차량의 조향특성에 대하여 연구하였다.

이상의 선행연구를 토대로 본 논문에서는 차량 몸체운동 4자유도와 휠의 회전 4자유도를 고려한 8자유도의 비선형 차량 동역학 모델을 유도하고, 목표시간 뒤에 생길 차량의 횡 변위와 목표경로와의 차이를 감지하여 운전자의 조향 제어를 통한 피드백 제어를 취할 수 있는 운전자 모델을 구성하였다. 아울러 차량의 동역학 모델링해석의 정확도에 가장 큰 영향을 미치게 되는 타이어 모델에서 System Technology Inc.에서 개발되어진 STI 타이어모델을 사용하여 조향 특성 해석에 정확도를 높이고자 하였다. 또한 차량모델, 휠 동역학모델, 운전자모델, 타이어모델로 구성되어진 동역학 모델링을 SUV(Sports Utility Vehicle)와 Full-Sedan 차량이 22.22m/s(80km/h)의 주행속도로 단일차로 변경(Single lane change)과 이중차로 변경(Double lane change)을 수행하도록 하였으며, 단일 및 이중차로 변경의 경로는 ISO 차로변경코스(TR3888)⁴⁾를 사용하여 차량이 도로의 중심선을 따르도록 하여 동역학적 차량 모델링을 검증하였다.

검증된 차량의 동역학적 모델링을 사용하여 운전자가 제동 또는 조향을 하였을 경우의 타이어에 작용되는 수직 하중과 횡방향 타이어 힘, 횡가속도, 요각속도, 횡방향 속도, 타이어 슬립각, 롤 각도, 롤 각속도, 차체 슬립각 등의 동적 파라메타를 검토한 후 가장 적은 동적요소만으로도 차량의 시계역적인 차량의 동적 안정성과 불안정성의 여부를 쉽게 판단할 수 있는 상태평면도(phase plane plot)를 구성하여 차량의 동적 안정성여부를 판별하고자 하였다.

또한 운전자의 충돌회피전략으로서 제동, 조향, 제동과 조향이 동시에 이루어진 경우를 전제로 하여 차량의 동적 특성을 상호 비교하여 충돌회피전략의 효율성의 극대화가 가능한지에 대하여 연구하고자 하였다.

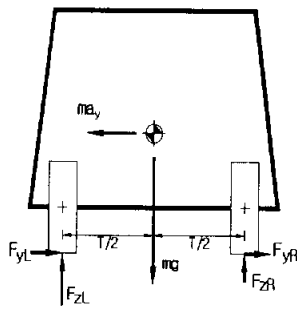
제2장 차량의 동적 안정성

차량의 동적 안정성은 크게 차량의 진행방향 안정성과 횡방향 안정성으로 나누어 질 수 있으며, 차량에 대한 조향 및 제동에 의한 극한 운전 시 주행방향에 대한 안정성의 상실로 인한 spin out 또는 plow out과 횡방향의 안정성의 상실로 인한 rollover 등의 사고를 유발할 수 있다. 차량의 주행방향 및 횡방향의 동적거동은 롤링, 요잉 및 횡방향 가속도 등 여러 가지 요소의 상호작용으로 나타난다. 이러한 상호작용은 대단히 복잡하며 특히 타이어의 하중포화현상에 의한 극단적인 비선형성은 차량의 동적거동 해석을 더욱 복잡하게 만든다.

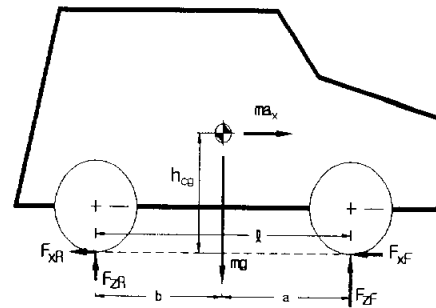
2.1 진행방향 안정성

차량의 진행방향(즉, yaw 또는 heading) 안정성은 조향과 제동 및 차량에 작용되어지는 하중의 이동에 의해 타이어에 작용되어지는 복잡한 힘과의 관계에 의하여 차량 진행방향에 대한 수평면의 모멘트에 따라 작용된다.

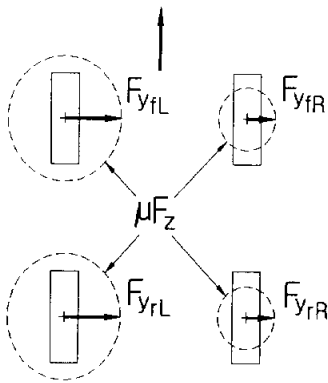
Fig2.1에서 차량의 조향에 의하여 선회중심의 안쪽타이어에 작용되어지는 하중이 바깥쪽 타이어로 이동하게 되고, 제동상태에서는 뒤차축의 하중이 앞차축으로 이동하게 되고 조향과 제동이 동시에 이루어지는 경우 선회하는 중심에 대하여 바깥쪽의 앞쪽 타이어 쪽으로 무게중심이 이동하게 된다. 또한 차량의 진행방향 안정성에 있어서 앞 타이어가 먼저 잠기게 되면 차량은 언더스티어(Under steer)와 함께 plows out되게 되고 뒤 타이어가 먼저 잠기게 되면 차량은 오브스티어(Over steer)와 spin out되는 경향이 있다.



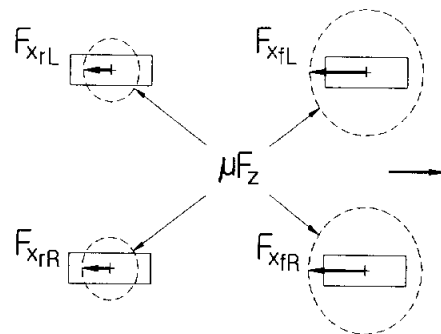
$$\text{Track Width Ratio} = T/2h_{og}$$



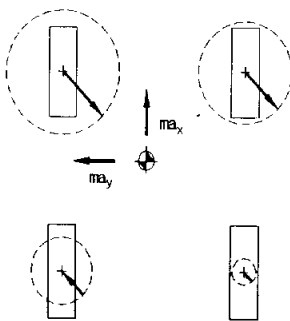
$$\text{Wheel Base Ratio} = l/h_{og}$$



a) Cornering



b) Braking



c) Cornering and Braking

a_x, a_y = acceleration
 F_x, F_y = tire horizontal forces
 F_z = tire normal load or vertical force
 m = vehicle mass
 μ = coefficient of friction

Fig 2.1 Maneuvering Induced Load Transfer Effects on Tire Horizontal Force Response Capacity

Fig2.2는 자동차의 진행방향의 안정성에 대한 상태평면도(Phase plane plot)를 나타내는 것으로 초기에는 궤적이 원점을 중심으로 안정적으로 움직이다가 임의의 순간부터 과도적으로 두 상태변수가 모두 발산하는 것을 보여주고 있다. 발산하는 순간은 자동차의 조향각 및 조향각속도의 크기, 차량속도 등의 운전조건과 타이어슬립각 등의 차량특성에 관계된다.

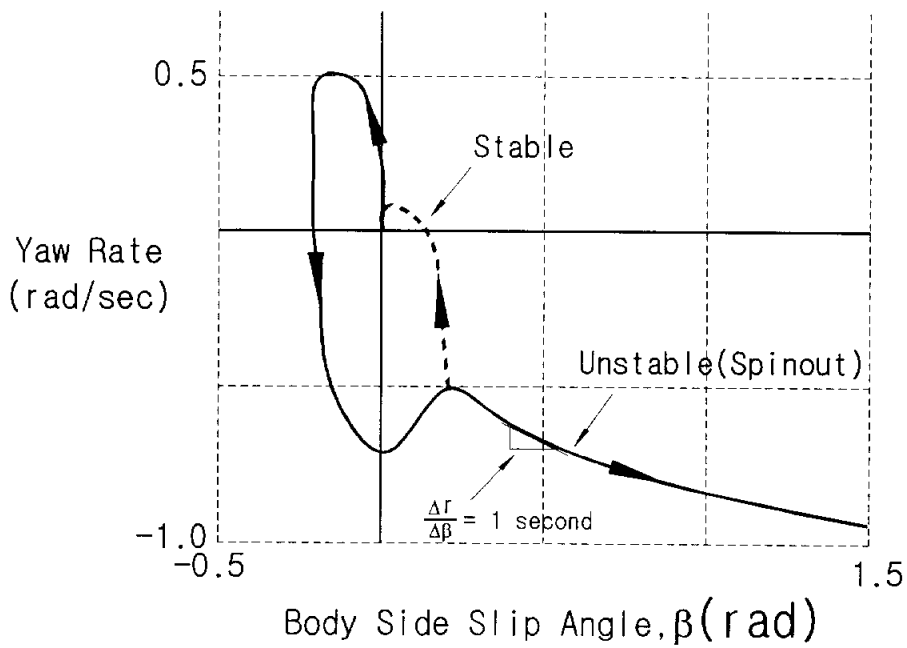


Fig 2.2 Directional Stability Phase Plane Plot

임의의 차체 슬립각 β 를 가지는 상태에서 시작하는 방향 발산에 관한 식은

다음과 같다.

$$\beta - \beta_0 = \Delta\beta = ae^{t/\tau_\beta} \quad (2-1)$$

여기에서 τ 는 발산에 관련된 시정수이다. 요우레이트 r 은 차체 슬립각의 도함수와 대략 같기 때문에 다음의 (2-2)식과 같이 주어진다.

$$r - r_0 = \Delta r = \frac{d\beta}{dt} = \frac{a}{\tau_\beta} e^{t/\tau_\beta} \quad (2-2)$$

(2-1)식과 (2-2)식의 비율을 취하면 불안정한 발산을 나타내는 시정수는 다음과 같다.

$$\frac{\Delta\beta}{\Delta r} = r_\beta \quad (2-3)$$

Fig2.2에서의 곡선의 기울기는 (2-3)식에서 표현된 바와 같은 시정수를 의미하며 이 시정수의 값의 절대치가 작을수록 불안정한 상태로 더 급격하게 진행되게 된다.

2.2 횡방향 안정성

롤 오버는 일단 일어나면 차량의 파손이 크고 탑승자가 차량의 밖으로 방출(ejection) 되어 최악의 사태를 면할 수가 없다. 사고통계 중 롤 오버에 이르는 거동 중에는 Tripped가 압도적으로 많다.

차량의 전복에 관련된 가장 기초적인 역학은 선회중인 강체차량의 힘의 균형을 고려함으로써 잘 나타난다. 강체차량은 현가장치와 타이어의 변형이 해석에서 무시되어짐을 의미한다.

Fig. 2.3과 같이 선회하는 차량의 횡력은 차량의 무게중심에 작용하는 횡가

속도의 평형력으로서 지면에 작용한다. 차량에 대해 모멘트를 형성하는 힘들의 위치 차이로 인해 차량이 선회반경의 바깥쪽으로 롤 운동을 하게 된다. 이러한 거동을 해석하기 위해 차량은 롤 가속도가 없이 정상상태로 선회한다고 가정하고, 그림에서 타이어에 작용하는 힘들은 전·후륜에 작용하는 힘을 모두 나타낸다. 해석을 위해 각도는 기호 ϕ 로 표시하고 차량이 왼쪽 아래로 기

울 경우를 양의 방향으로 한다.

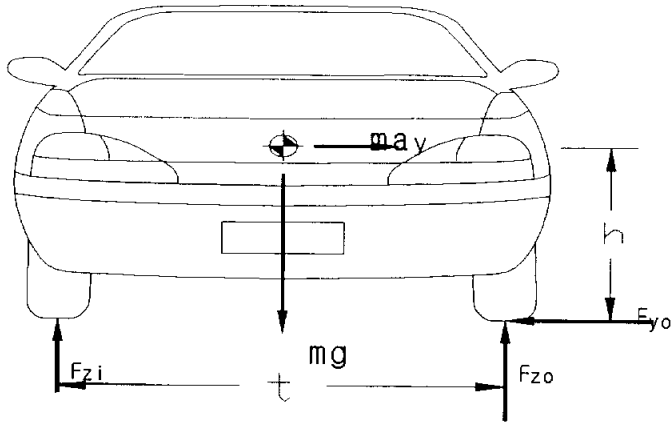


Fig. 2.3 The Force of Rollover

이 방향의 횡 경사는 횡가속도와 평형을 이루도록 할 것이다. 횡경사각은 보통 매우 작으며 아주 작은 각으로 가정하면 ($\sin \phi = \phi$, $\cos \phi = 1$) 다음 식과 같이 해석된다. 바깥 타이어 접촉 중심에 관한 모멘트를 취하면,

$$M_{a_y}h - M\phi h + F_{zi}t - Mgt/2 = 0 \quad (2-4)$$

a_y 에 대해 풀면

$$\frac{a_y}{g} = \frac{t/2 + \phi h - \frac{F_{zi}}{M_g} t}{h} \quad (2-5)$$

횡가속도가 없는 수평도로 ($\phi=0$)의 경우 안쪽 바퀴의 수직하중인 F_{zi} 는 횡가속도가 존재하는 상태에서도 차량 무게의 1/2이 유지되도록 할 수 있다. 즉,

$$\phi = \frac{a_y}{g} \quad (2-6)$$

(2-5)식에서 횡가속도가 증가됨에 따라 선회반경 안쪽 바퀴에 가해지는 수직하중이 사라지게 될 수 있다. 이 과정에서 차량은 선회 시의 롤 모멘트를 억제하거나 상쇄시키려 한다. 안쪽 바퀴에 작용되는 하중이 0이 될 때 선회 한계조건이 발생한다(모든 힘이 바깥 바퀴에 이동된다). 그 시점에서 차량이 롤 평면에서 더 이상 평형조건을 유지할 수 없기 때문에 차량은 동적 안정성을 잃고 전복이 시작된다. 전복이 시작되는 위치에서의 횡가속도가 전복한계(rollover threshold)가 되며 식 (2-7)과 같이 주어진다.

$$\frac{a_y}{g} = \frac{t/2 + \phi h}{h} \quad (2-7)$$

횡경사없이 횡가속도에 의해 전복이 시작되는 경우는 단순히 $\frac{t}{2h}$ 이다. 이러한 전복한계의 간단한 계산은 전복에 대한 차량의 저항을 1차적으로 평가할 때 종종 사용된다. 이것은 트레드와 무게중심 높이의 두 파라미터만을 요구하기 때문에 유용하다. 그러나 이 평가들은 짐작일 뿐이며(전복한계에 대한 예측은 실제보다 더 크다) 성능의 절대적인 수치를 예견하기보다는 차량들을 비교할 수 있다는 데 의미가 있다(일부 동역학자들은 전복한계의 역수형태인 $\frac{h}{t/2}$ 를 전복경향(rollover propensity)의 크기로 사용하며, 이 경우 전복경향의

값이 더 커지면 전복한계는 더 작아진다.

Fig2.4는 롤 안정성에 대한 상태평면도(Phase plane plot)를 나타내는 것으로 초기에는 궤적이 원점을 중심으로 안정적으로 움직이다가 임의의 순간부터 과도적으로 롤 각도와 롤 레이트의 상태변수가 모두 발산하는 것을 보여주고 있다. 발산하는 순간은 타이어에 작용되어지는 수직 하중력과 차량의 무게중심, 조향각속도의 크기와 차량속도 등의 운전조건과 롤 레이트 등의 차량특성에 관계된다.

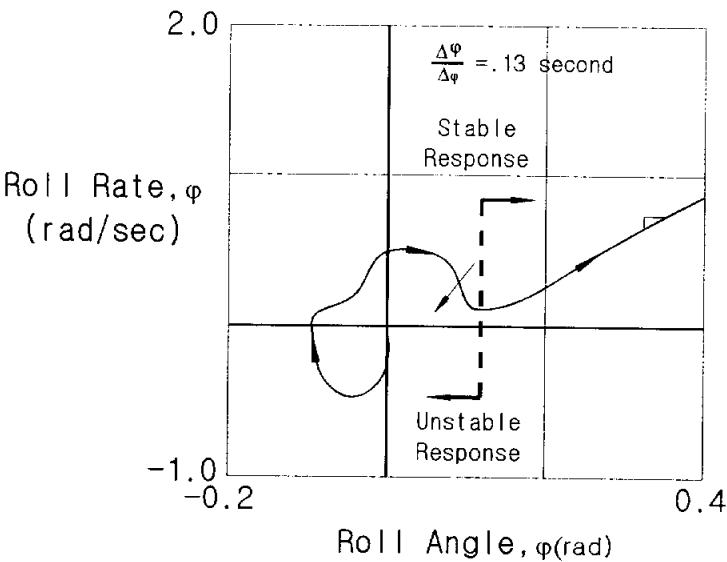


Fig 2.4 Rollover Stability Phase Plane Plot

임의의 롤 각도 ϕ 를 가지는 상태에서 시작하는 방향 발산에 관한 식은 다음과 같다.

$$\phi - \phi_0 = \Delta\phi = be^{t/\tau_s} \tag{2-8}$$

여기에서 τ_s 는 발산에 관련된 시정수이다. 롤 레이트 $\dot{\phi}$ 는 다음의 (2-9)식과 같이 주어진다.

$$\frac{d\Delta\phi}{dt} = \phi = -\frac{b}{\tau_0} e^{t/\tau_0} \quad (2-9)$$

(2-8)과 (2-9)식의 비율을 취하면 불안정한 발산을 나타내는 시정수는 다음의 (2-10)식과 같다.

$$\frac{\phi}{\Delta\phi} = r_\phi \quad (2-10)$$

제3장 차량 동역학 모델링과 검증

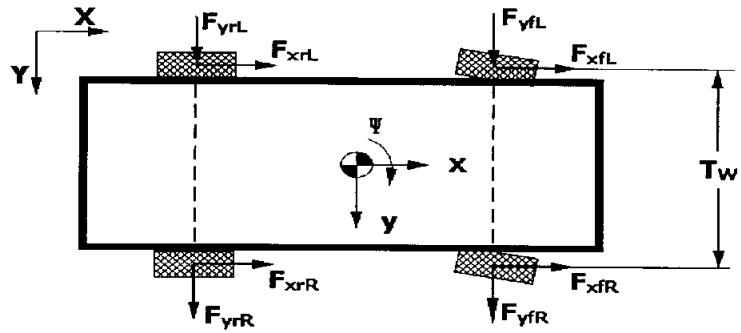
3.1 차량의 동역학 모델링

차량 동역학 모델은 응용분야에 따라 충분한 자유도를 가져야 한다. 특히, 차량의 조향 안정성 시뮬레이션에서는 차량의 횡방향 운동, 요우 운동, 그리고 종방향 운동이 표현되어야 한다.

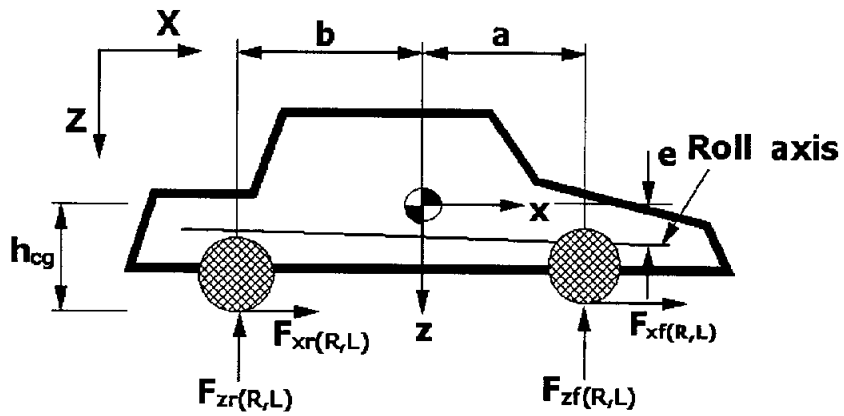
본 연구에서의 차량 동역학 모델은 차량 모델, 휠-동역학 모델, 타이어 모델로 구성되어진다. 타이어 모델에서는 입력과 출력변수의 관계가 차량의 조향 안정성 시뮬레이션에 가장 큰 영향을 준다. 또한, 타이어 힘의 포화로 발생하는 한계성능을 고려하기 위해서는 타이어의 모델의 정확도가 중요하다. 타이어 모델은 System Technology Inc.에서 개발되어진 STI 타이어 모델을 사용하여 조향특성 해석에 정확도를 높였다.

3.1.1 차량 모델

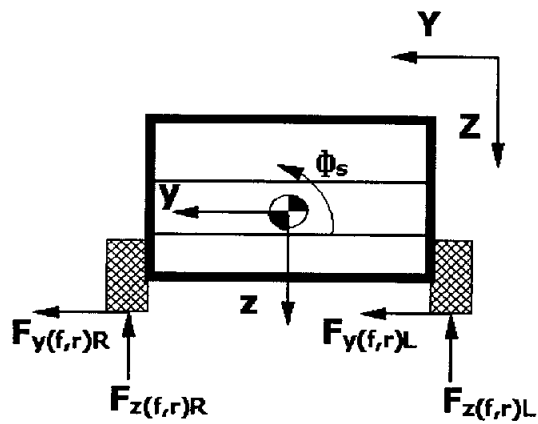
차량의 좌표계는 Fig. 3.1과 같이 노면에 고정되어 있는 절대 좌표계 (XYZ)와 차량의 무게중심에 고정되어 있는 차량 고정 좌표계(xyz)를 사용하여 운동방정식을 기술한다.



(a) Top view



(b) Side view



(c) Front view

Fig. 3.1 A vehicle model

Fig. 3.1에서 나타낸 차량의 좌표계에 따라 뉴턴의 제 2법칙을 적용하여 종방향(longitudinal), 횡방향(lateral), 요우(yaw)운동, 롤(roll)운동에 대해 차량의 비선형 운동방정식을 식(3.1)~(3.4)과 같이 얻을 수 있다.

$$M(\dot{U} - Vr) + m_s e \dot{p} = \sum F_x \quad (3.1)$$

$$M(\dot{V} + Ur) + m_s e \dot{p} = \sum F_y \quad (3.2)$$

$$I_{zz} \dot{r} - I_{xzs} \dot{p} = \sum M_z \quad (3.3)$$

$$I_{xs} \dot{p} + m_s e(\dot{V} + Ur) - I_{xzs} \dot{r} = \sum M_{xs} \quad (3.4)$$

여기서, U 는 종방향 속도, V 는 횡방향 속도, r 은 z 축에 대한 차량의 요우 각속도, p 는 x 축에 대한 차량의 롤 각속도이다. M 은 차량의 전체질량이며, m_s 는 스프링 상부질량이다. I_{zz} 는 z 축에 대한 차량의 질량 관성 모멘트 (mass moment of inertia)이며, I_{xzs} 는 스프링 상부질량의 관성적(product of inertia)이다. e 는 무게중심에서 롤 축까지의 거리이다. 수식에서 외력을 나타내는 오른쪽 항들은 차량에 가해지는 타이어 힘, 공기저항, 그리고 구름저항으로 발생되어지는 힘과 모멘트의 합이다.

차량 고정 좌표계에서 절대 좌표계로의 변환은 식(3.5)과 같이 주어진다.

$$\begin{aligned} \dot{X} &= U \cos \phi - V \sin \phi \\ \dot{Y} &= -U \sin \phi - V \cos \phi \end{aligned} \quad (3.5)$$

3.1.2 휠 동역학 모델

휠 동역학 모델은 차량의 휠이 구동 또는 제동되어질 때 각각의 휠의 종방향 슬립과 횡방향 슬립의 차이를 고려하여 독립적으로 모델링 되어져야 한다.

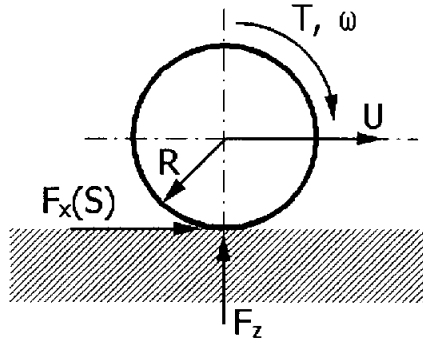


Fig. 3.2 Wheel-spin model

Fig. 3.2는 휠에 가해지는 힘 및 토크를 보이고 있으며, 휠 동역학은 식 (3.6)과 같이 종방향 슬립, S 와 휠의 회전 각속도, ω 의 연성된 미분방정식으로 표현 할 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} \dot{S} \\ \dot{\omega} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{|u|}{\sigma_x} & -\frac{R \operatorname{sgn}(u)}{\sigma_x} \\ -\frac{\partial F_x / \partial S R}{I} & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} S \\ \omega \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{|u|}{\sigma_x} \\ \frac{T - F_{x0} R}{I} \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

여기서, S 는 휠의 종방향 슬립, ω 는 휠의 회전 각속도, I 는 휠과 구동계의 등가관성 모멘트, T 는 구동토크, R 은 타이어의 반경, u 는 휠의 종방향 속도, σ_x 는 완화길이, $\partial F_x / \partial S$ 는 종방향 슬립에 대한 타이어 종방향 힘의 기울기이다.

Fig. 3.3은 일반적으로 타이어의 종방향 슬립과 종방향 힘이 가지는 관계를 나타내었다.

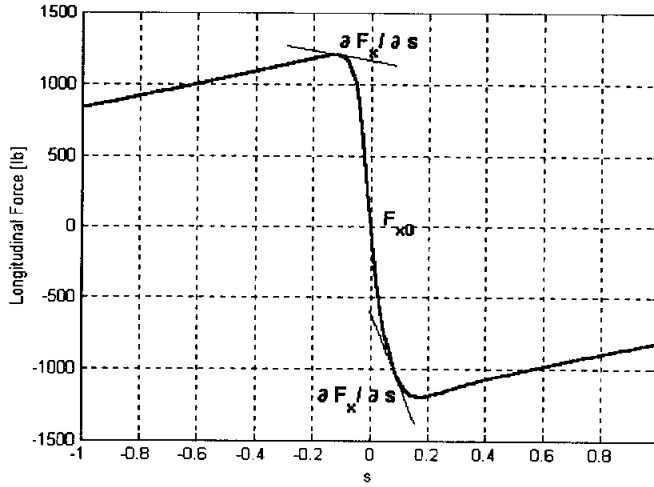


Fig. 3.3 Typical relationship between slip ratio and longitudinal force

3.1.3 STI 타이어 모델

타이어 힘은 일반적으로 종방향 슬립과 횡방향 슬립을 기초로 모델 되어진다. 종방향 슬립은 차량의 가속, 또는 감속에 따라 결정되어지며 휠 동역학 모델에서 계산되어진다.

본 연구에서 사용하는 STI 타이어 모델은 복합슬립, σ 를 사용하여 식 (3.7)과 같이 표현한다. 복합슬립은 종방향과 횡방향 슬립을 동시에 고려하는 형태로 STI 타이어 모델에서 중요한 변수이다.

$$\sigma = \frac{\pi a_p^2}{8F_z} \sqrt{\frac{K_s^2 \tan^2 \alpha}{\mu_{py}^2} + \frac{K_c^2}{\mu_{px}^2} \left(\frac{S}{1-S} \right)^2} \quad (3.7)$$

여기에서, 접촉면의 길이인 a_p 는 식(3.8)과 같이 계산된다.

$$a_p = a_{p0} \left(1 - K_a \frac{F_x}{F_z} \right) \quad (3.8)$$

여기에서,

$$a_{po} = \frac{\sqrt{F_z \cdot F_{zT}}}{T_W \cdot T_P} \quad \text{이다.}$$

횡방향 강성은 식(3.9)와 같다.

$$K_s = \frac{2}{a_{po}^2} \left[A_0 + A_1 F_z - \frac{A_1}{A_2} F_z^2 + K_x \frac{|F_{Xest}|}{F_z} \right] \quad (3.9)$$

여기서,

$$F_{Xest} = (CS/FZ) F_z S$$

이고, 종방향 강성은 식(3.10)과 같이 표현된다.

$$K_c = \frac{2}{a_{po}^2} F_z \left(\frac{CS}{FZ} \right) \quad (3.10)$$

타이어에서 발생하는 힘의 포화를 나타내기 위해서 식(3.11)과 같은 실험식을 사용하여 포화 함수(saturation function)를 나타낸다.

$$f(\sigma) = \frac{F_c}{\mu F_z} = \frac{C_1 \sigma^3 + C_2 \sigma^2 + C_5 \sigma}{C_1 \sigma^3 + C_3 \sigma^2 + C_4 \sigma + 1} \quad (3.11)$$

여기서, C_i 는 포화 함수를 구성하는 계수이다.

횡방향 힘, 종방향 힘, 및 복원 모멘트는 각각 식(3.12), (3.13), (3.14)과 같이 구한다.

$$\frac{F_y}{\mu_y F_z} = \frac{-f(\sigma) K_s \tan \alpha}{\sqrt{K_s^2 \tan^2 \alpha + K_c'^2 S^2}} + Y_r' \gamma \quad (3.12)$$

$$\frac{F_x}{\mu_x F_z} = \frac{-f(\sigma) K_c' S}{\sqrt{K_s^2 \tan^2 \alpha + K_c'^2 S^2}} \quad (3.13)$$

$$M_z = \frac{K_m a_p^2 \tan \alpha}{(1 + G_1 \sigma^2)^2} \left[\frac{K_s}{2} - G_2 K_c \frac{S}{1 - S} (2 + \sigma^2) \right] \quad (3.14)$$

여기에서, $K_m = K_1 F_z$ 이다.

종방향과 횡방향의 마찰계수는 각각 식(3.15)와 식(3.16)과 같이 계산된다.

$$\mu_x = \mu_{px} (1 - K_{\mu x} \sqrt{\sin^2 \alpha + S^2 \cos^2 \alpha}) \quad (3.15)$$

$$\mu_y = \mu_{py} (1 - K_{\mu y} \sqrt{\sin^2 \alpha + S^2 \cos^2 \alpha}) \quad (3.16)$$

종방향과 횡방향 마찰계수의 최대값은 식(3.17)과 식(3.18)로 각각 구한다.

$$\mu_{px} = (B_{1x} F_z + B_{3x} + B_{4x} F_z^2) \frac{SN_o}{SN_T} \quad (3.17)$$

$$\mu_{py} = (B_{1y} F_z + B_{3y} + B_{4y} F_z^2) \frac{SN_o}{SN_T} \quad (3.18)$$

타이어 힘의 포화상태에서 종방향 강성계수는 식(3.19)과 같이 횡방향 강성계수를 포함한다.

$$K_c' = K_c + (K_s - K_c) \sqrt{\sin^2 \alpha + S^2 \cos^2 \alpha} \quad (3.19)$$

캠버강성은 식(3.20)과 같이 식(3.11)의 포화함수 값을 이용하여 구한다.

$$Y_{\gamma}' = Y_{\gamma} [1 - K_{\gamma} f^2(\sigma)] \quad (3.20)$$

$$\text{여기서,} \quad Y_{\gamma} = A_3 F_z - \frac{A_3}{A_4} F_z^2 \quad (3.21)$$

이다. 식(3.7)~식(3.20)까지 타이어 모델을 구성하는 수식에서 나타난 기호를 Table 1에 설명하였다.

Table 1 Description of tire model symbols

Symbols	Description
a	접촉면 길이
F_z	타이어 수직력
K_s	종방향 강성
K_c	횡방향 강성
μ_{px}	종방향 마찰계수 최대값
μ_{py}	횡방향 마찰계수 최대값
S	종방향 슬립
α	횡방향 슬립
F_{zT}	정격 설계하중
T_w	타이어 폭
T_b	타이어 공기압
Ka	타이어 접촉면 신장계수
CS/FZ	타이어 접지면의 종방향 강성에 대한 칼스판 계수
A_0, A_1, A_2	칼스판 코너링 강성계수
A_3, A_4	칼스판 캠버 강성계수
B_{1x}, B_{3x}, B_{4x}	수직하중에 대한 최대 종방향 힘의 칼스판 계수
B_{1y}, B_{3y}, B_{4y}	수직하중에 대한 최대 횡방향 힘의 칼스판 계수
K_m	복원 모멘트 강성
G_1, G_2	복원 모멘트 계수
K_γ	캠버 스러스트 감소계수
Y_γ	캠버 강성

Table 2 STI Tire model Parameters

Parameters	SUV	Full-Sedan	Units
T_w	6.5	5.8	ft
A_0	-167.38	2438.1	lbs/rad
A_1	21.688	15.99	1/rad
A_2	3433.8	3787.3	lbs
A_3	-0.088474	-0.0869	1/rad
A_4	493.27	343.3145	lbs
K_a	-0.1986	-0.103	-
K_x	4463.3589	0	-
$K_{\mu x}$	0.3628	0.6077	-
T_p	36.0	35.0	psi
B_{1y}	-1.2236E-4	-1.6516E-4	1/lbs
B_{3y}	1.1235	1.16	-
B_{4y}	-5.6531E-9	-2.5069E-8	1/lbs ²
K_g	0.9	0.9	-
CS/FZ	19.9304	16.7535	-
μ_{py}	0.85	0.85	-
F_{ZT}	1874	1400	lbs
C_1	0.4299	0.042	-
C_2	0.5983	2.104	-
C_3	0.6317	2.0724	-
C_4	0.4436	0.4411	-
C_5	1.2732	1.2732	-
G_1	1.0309	0.9789	-
G_2	-0.6117	-0.3344	-
μ_{px}	0.85	0.85	-
B_{1x}	-0.00010636	0.000857	1/lbs
B_{3x}	1.0284	0.70402	-
B_{4x}	8.8379E-8	-5.0229E-7	1/lbs ²
$K_{\mu x}$	0.3308	0.3984	-

MATLAB을 사용하여 STI 타이어 모델을 프로그래밍한 후 P225/75R15인 타이어의 파라메타 값을 사용하여 계산한 결과를 Fig. 3.4~3.5까지 나타내었다.

Fig. 3.4은 횡방향 슬립을 고정하고 종방향 슬립변화에 따라 타이어 모델에서 계산되어지는 종방향 힘을 나타내었다. 종방향 슬립이 증가함에 따라서 타이어에서 발생하는 힘은 증가하다가 포화된다. 또한, 횡방향 슬립이 증가함에 따라서 종방향 힘이 감소하는 경향을 보이는 것을 알 수 있다.

Fig. 3.5는 종방향 슬립을 고정하고 횡방향 슬립변화에 따른 횡방향 힘을 나타내었다. Fig. 3.4의 경향과 유사하게 횡방향 슬립의 증가에 따라 힘은 증가하다가 포화하며, 종방향 슬립이 증가함에 따라서는 횡방향 힘이 감소함을 알 수 있다. Fig. 3.6은 횡방향 슬립이 일정할 때 종방향 힘과 횡방향 힘을 나타내어 STI 타이어 모델에서 발생하는 힘이 전형적으로 마찰타원형상을 이루고 있는 것을 확인할 수 있다.

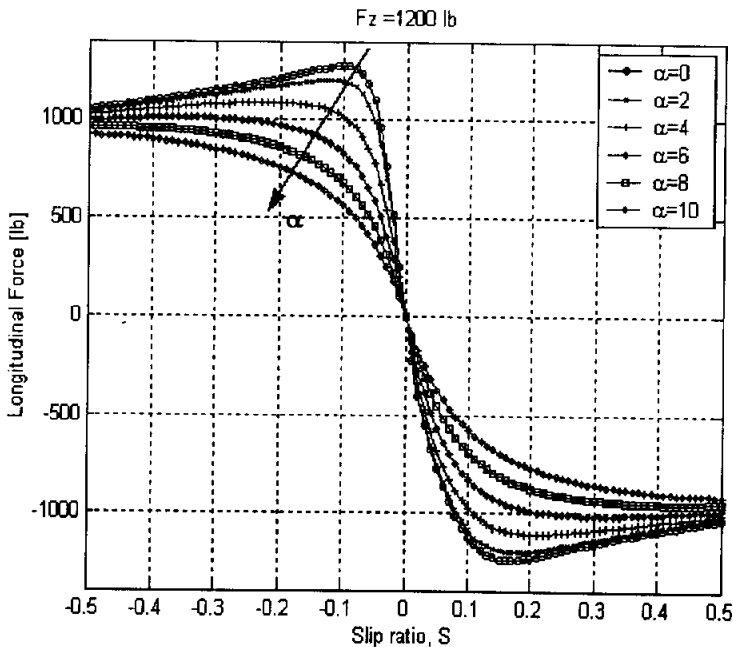


Fig. 3.4 Responses of Lateral tire force

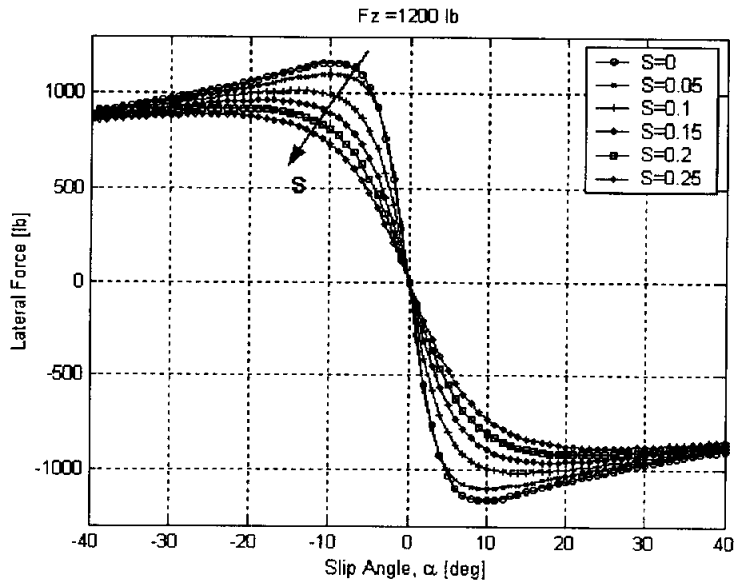


Fig. 3.5 Responses of longitudinal tire force

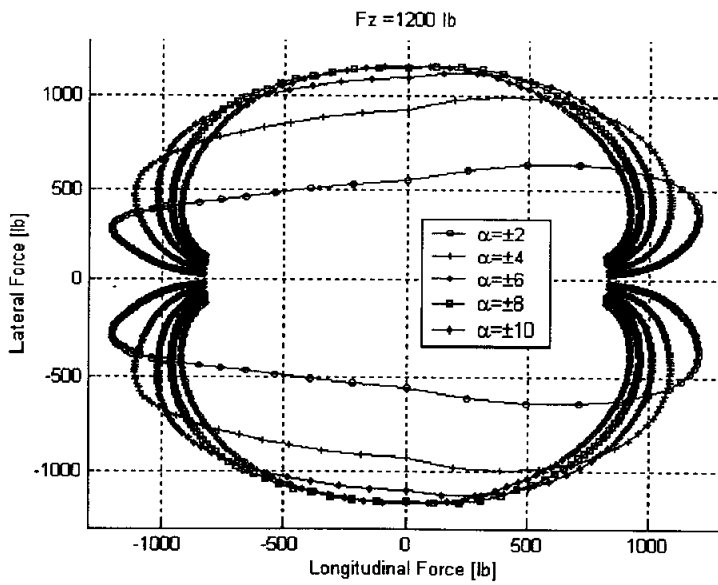


Fig. 3.6 Interaction of lateral and longitudinal tire force

3.1.4 운전자 모델

운전자의 조향동작을 수학적으로 표현하는 것은 매우 어렵기 때문에 특정 조건을 가정하여 운전자에게 주어진 상황을 단순화하여 표현해야 한다.

차량의 운동을 운전자의 조향에 의해 제어되는 경우의 제어동작을 생각하면 운전자는 절대공간에 대한 횡변위 뿐만 아니라 차량의 요우운동도 감지할 수 있다. 운전자는 Fig. 3.7과 같이 차량의 전방거리 $L(m)$ 을 주시하고 현재의 차량의 자세대로 $L(m)$ 진행한 경우 즉, L/U 되는 시간 뒤에 생길 차량의 횡변위와 목표 경로와의 오차를 감지하고 피드백 제어를 한다고 가정한다. 이때의 운전자 모델은 현재 가장 간단하게 운전자의 조향제어를 고려했을 때의 차량의 운동을 생각하는 경우에 취할 수 있는 모델로 되어있다.

Fig. 3.8에서는 경로 오차량을 계산하는 방법을 보여 준다. $|\phi| \ll 1$ 이라고 한다면 식(3.22)과 같이 유도된다.

$$\epsilon = y + L\phi - y_{ol} \quad (3.22)$$

여기서, y 는 차량의 횡방향 위치, ϕ 는 차량의 요우각, L 은 전방주시거리, y_{ol} 은 전방주시거리에서의 목표경로 위치, ϵ 은 경로 오차이다.

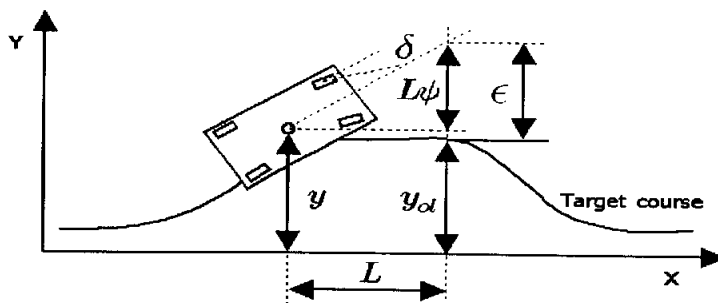


Fig. 3.7 Path error with aim point

Fig. 3.8은 이와 같은 방법을 운전자와 차량모델을 블록선도로 나타낸 것이다. 여기서 L 을 전방주시거리, $L(m)$ 앞의 점을 전방주시점(aim point)이라 부르기도 한다. 이 때, 제어대상인 차량은 적분성이 강하기 때문에 운전자의 제어동작에는 적분동작은 없고 약간의 미분동작을 포함하는 비례동작을 적용하였다.

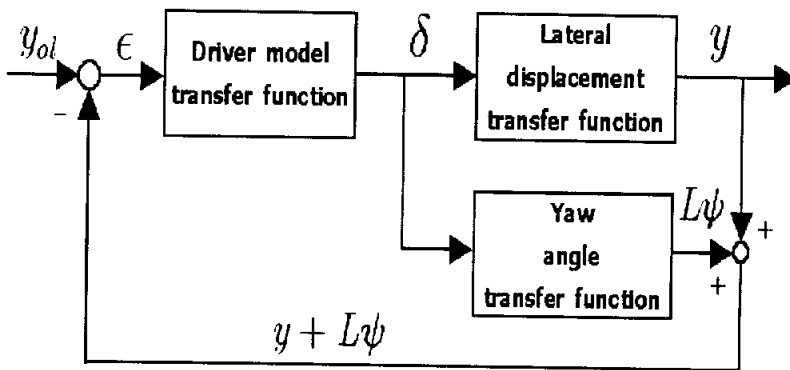


Fig. 3.8 Block diagram for a vehicle/driver model

3.2 차량 동역학 모델의 모듈화

차량 모델, 휠-스핀 모델, 그리고 타이어 모델에 대한 시뮬레이션을 하기 위해서 MATLAB/SIMULINK 환경에서 C-MEX S-function을 활용하여 각 모델에 대해 사용자 정의 블록을 생성하였다.

C-MEX S-function의 기능은 주어진 모델에 대한 미분방정식과 미분방정식의 계수를 C언어를 통해서 프로그래밍한 후 MATLAB 환경에서 컴파일하여 SIMULINK에서 단일 블록으로 사용할 수 있다.

Fig. 3.9는 차량 조향특성 시뮬레이션을 하기 위한 개략도를 나타내었다. 휠-스핀 모델 블록은 구동토크를 입력으로 종방향 슬립, S 를 계산하여 타이어 모델 블록의 입력으로 사용하고, 종방향 슬립과 횡방향 슬립, α , 캠버각, γ , 타이어 수직력, F_z 를 입력을 받아서 타이어의 종방향과 횡방향 힘을 출력하는 것을 보여주고 있다. 차량 모델 블록은 타이어의 힘과 조향각의 입력으로 차량의 운동을 기술하는 변수와 타이어 모델 블록에서 필요한 변수들을 계산한 것이다.

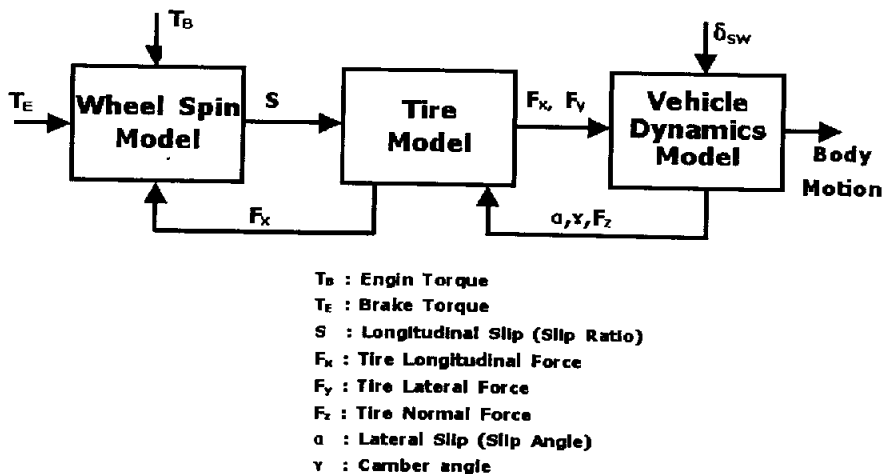


Fig. 3.9 Block diagram of vehicle steering characteristics simulation

Fig. 3.9에 나타낸 각각의 블록을 Fig. 3.10과 같이 모델에 따라 입력과 출력을 가지는 사용자 정의 블록으로 만든 후, 전체 차량 조향특성 시뮬레이션에 대한 SIMULINK 블록은 타이어 블록과 휠스핀 블록을 각각 4개씩 동일한 블록으로 구성하여 입력과 출력을 연결한다. Fig. 3.10의 각각의 블록은 3장에서 기술한 방정식을 블록화 한 것이다. 휠-스핀모델의 4개의 입력과 2개의 출력이며, 타이어 모델은 입력 4개, 출력은 3개이다. 차량모델은 타이어 힘과 관련된 입력 8개, 조향입력 4개로 총 12개이며, 출력은 차량의 운동과 타이어 모델의 입력으로 사용되어질 변수 등 총 10개이다.

Fig. 3.11은 차량의 조향특성 시뮬레이션을 위해서 Fig. 3.10의 블록들을 연결하여 전체 차량시스템을 나타내었다.

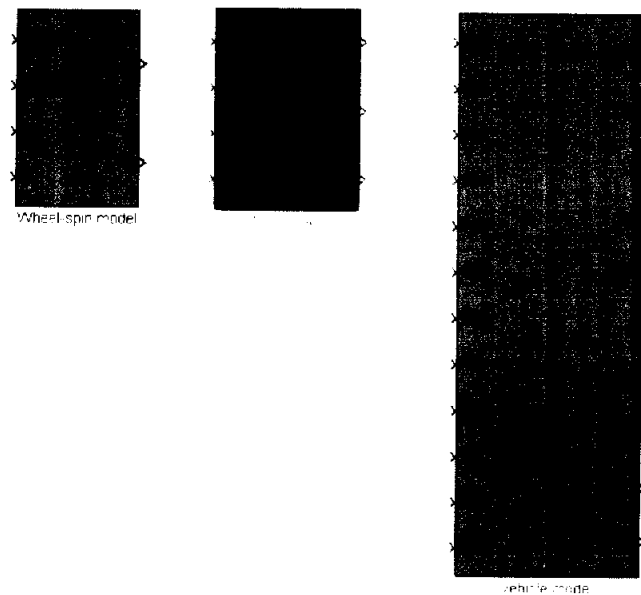


Fig. 3.10 Customized blocks of vehicle model, tire model, and wheel-spin model

3.3 차량모델의 검증

3.3.1 실차실험에 의한 검증

조향특성을 연구하기 위한 차량동역학 모델을 Fig. 3.9와 같이 구성요소 상호간의 입출력 변수들로 나타내었다. Fig. 3.10의 블록 다이어그램을 토대로 하여 MATLAB/SIMULINK 환경에서 차량동역학 프로그램을 개발하고, SUV (sports utility vehicle)의 파라미터를 활용하여 실차시험결과와 비교함으로써 차량동역학 모델의 유효성을 검증하였다. 시뮬레이션에 사용한 SUV와 세단의 파라미터는 Table 3에 나타내었다.

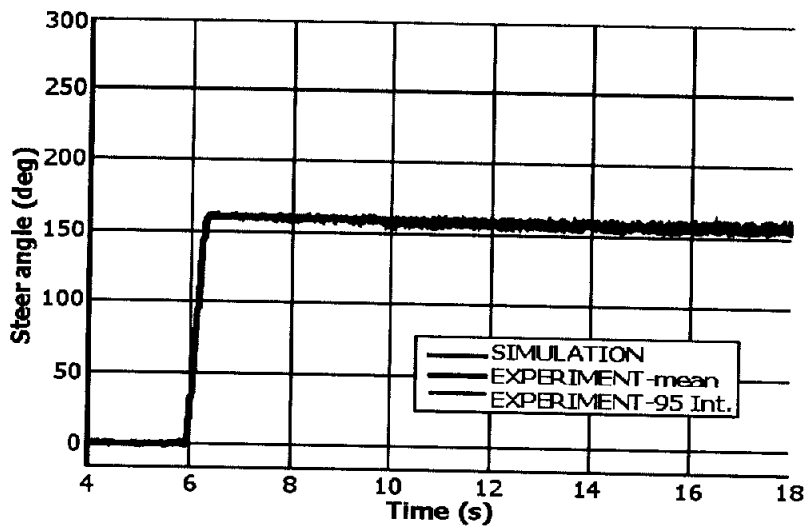
Table 3 Parameters of SUV and Sedan

Symbols	SUV	Sedan	Units
M	1737.3	1649.1	kg
m_s	1514.8	1471.1	kg
I_{zz}	2706.1	3048.2	$kg \cdot m^2$
I_{xxs}	529.7181	437.7937	$kg \cdot m^2$
a	1.0317	0.9677	m
b	1.5463	1.7252	m
h_{cg}	0.6818	0.5425	m
e	0.2106	0.5425	m
$\partial L / \partial \phi$	52421	53016	Nm/rad
$\partial L / \partial p$	4867.4	5598.7	$Nm/rad/s$
T_w	1.4733	1.5484	m
I_w	1.3558	1.3558	$kg \cdot m^2$
R	0.3353	0.3124	m
σ	0.25	0.25	-
K_{RSF}	0.5297	0.6118	-

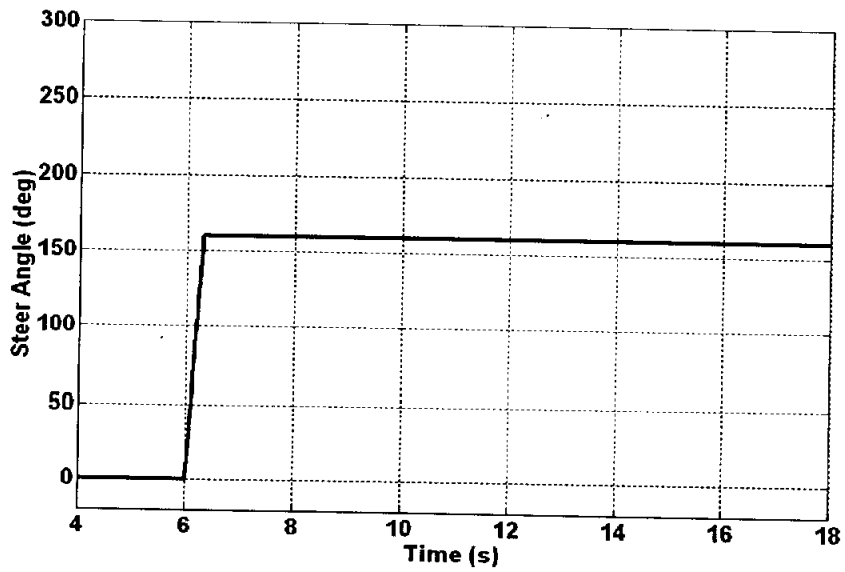
Fig. 3.12(a), Fig. 3.13(a), Fig. 3.14(a), 그리고 Fig. 3.15(a)는 12 m/s의 속도에서 스텝조향(step steer)에 따른 SUV의 시뮬레이션 결과와 실차시험결과를 참고문헌¹⁾을 인용하여 나타내었다. Fig. 3.12(a)는 조향각 입력이며, Fig. 3.13(a)는 요우각속도이다. Fig. 3.14(a)는 횡가속도이며, Fig. 3.15(a)는 롤 각도이다.

Fig. 3.12(b), Fig. 3.13(b), Fig. 3.14(b), 그리고 Fig. 3.15(b)는 참고문헌과 동일한 조향입력에 대해 본 연구에서 개발한 차량동역학 프로그램을 사용하여 시뮬레이션한 결과를 나타내었다.

Fig. 3.12(b)는 조향각 입력으로써, 참고문헌과 동일하게 160°의 조향각이 입력되도록 하였다. Fig. 3.13(b), Fig. 3.14(b), Fig. 3.15(b)는 요우속도, 횡가속도, 롤 각도를 각각 나타내었다. 본 연구의 시뮬레이션결과가 참고문헌의 실험결과 보다 높은 값을 가지는 것은 실제 현가장치의 컴플라이언스가 모델에서는 고려되지 않았기 때문이다. 그러나 참고문헌의 실험결과와 비교 했을 때, 본 연구의 시뮬레이션 결과는 조향각 입력에 대한 차량의 조향특성을 잘 나타내고 있다.

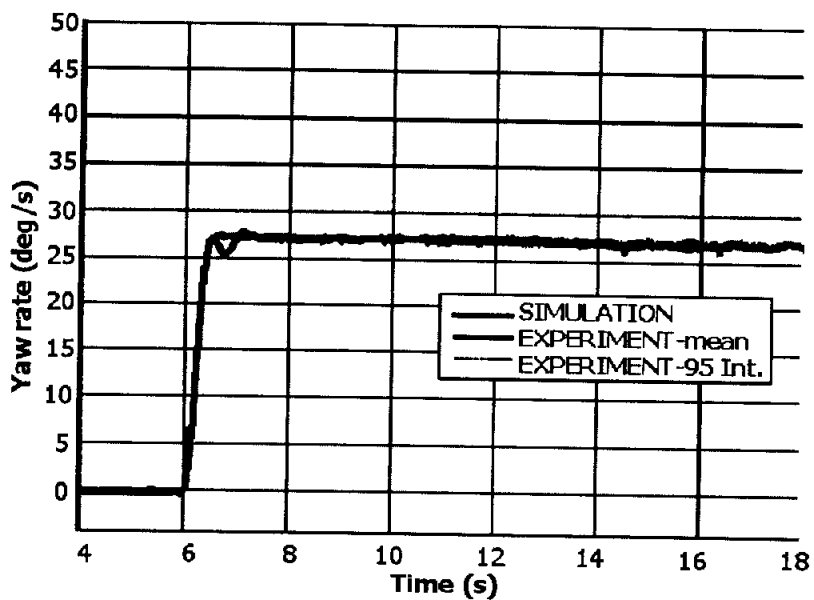


(a) Experimental result

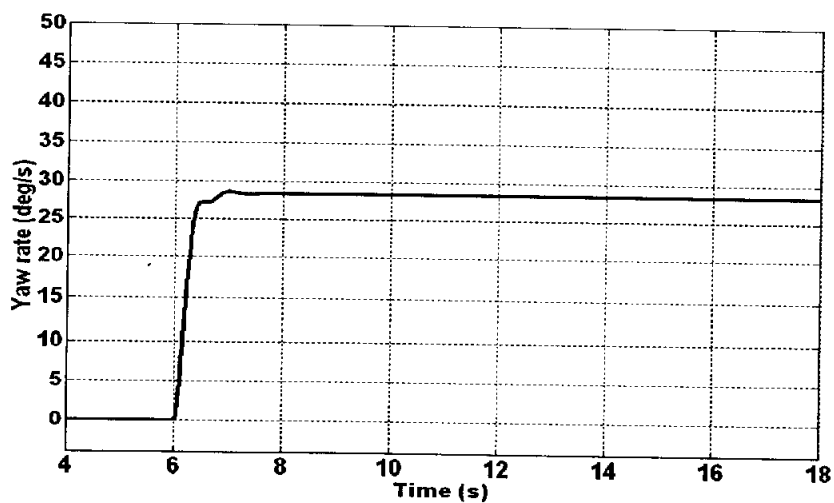


(b) Simulation result

Fig. 3.12 Step steer input

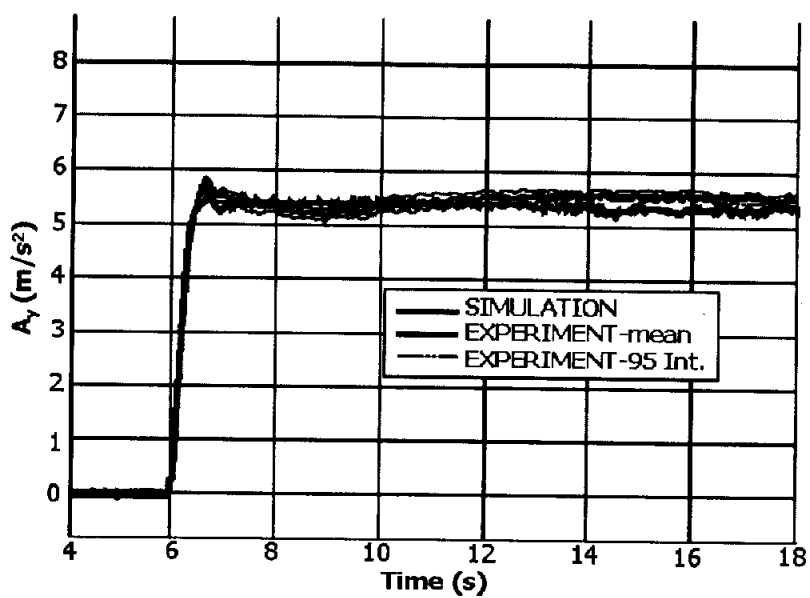


(a) Experimental result

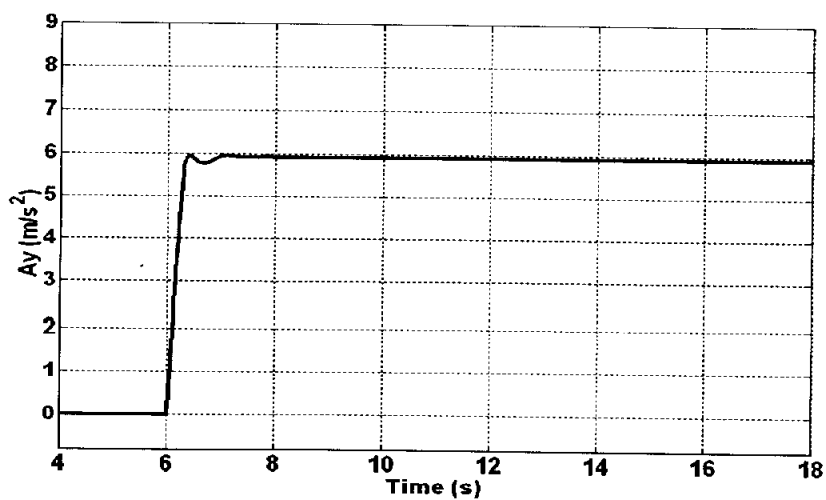


(b) Simulation result

Fig. 3.13 Yaw rate response

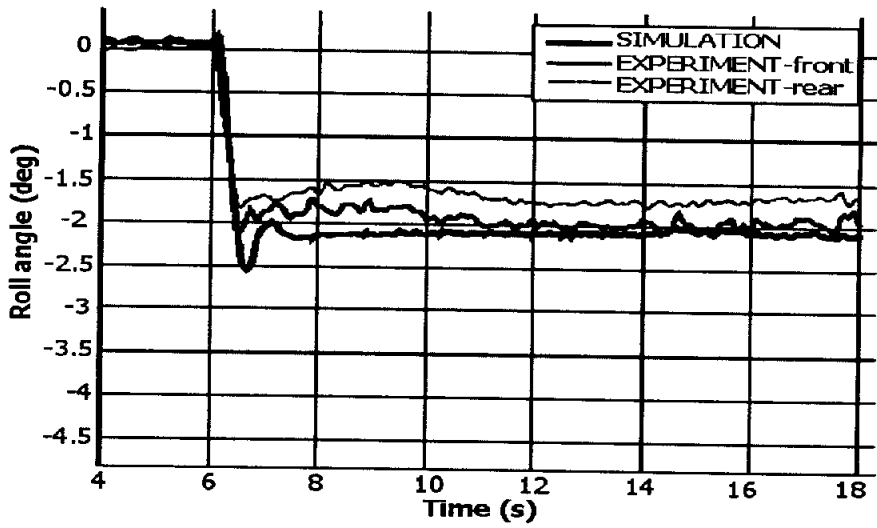


(a) Experimental result

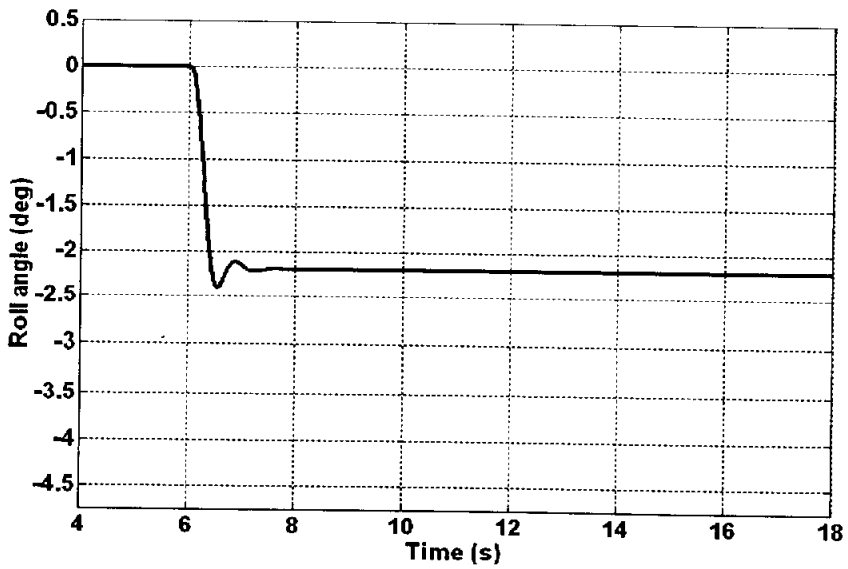


(b) simulation result

Fig. 3.14 Lateral acceleration response



(a) Experimental result



(b) Simulation result

Fig. 3.15 Roll angle response

3.3.2 조향 시뮬레이션에 의한 검증

동일한 파라메타를 가지는 운전자 모델을 사용하여 SUV와 세단에 대해서 종방향 속도가 22.22 m/s(80 km/h) 일 때 단일차로변경과 이중차로변경을 수행하였다.

단일 및 이중차로변경의 경로입력은 ISO 차로 변경 코스(TR3888)를 사용하여 도로의 중심선을 따르도록 하였다. Fig. 3.16에 ISO 차로변경 코스를 나타내었다.

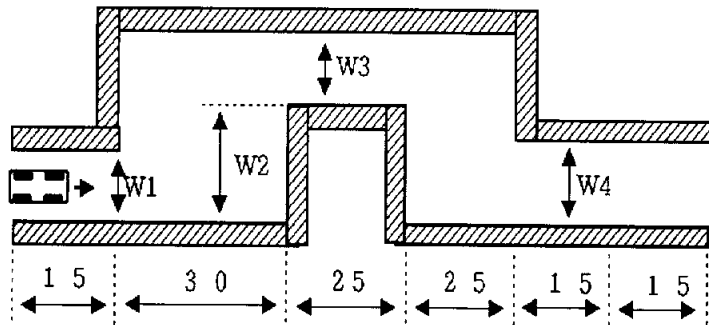
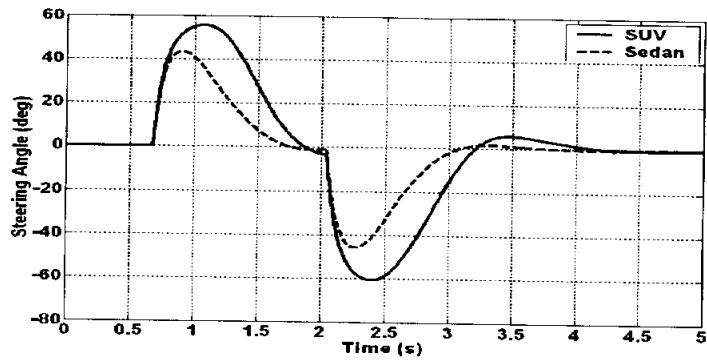


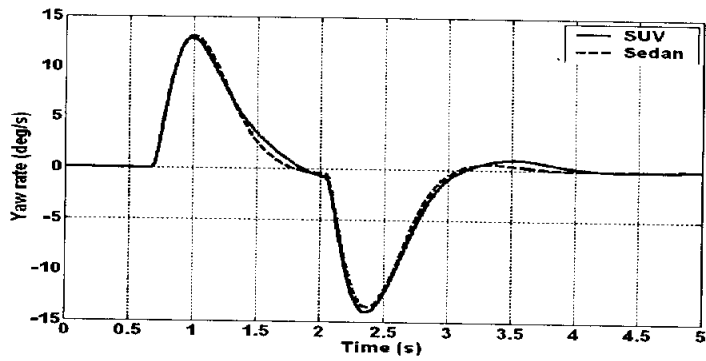
Fig. 3.16 Double lane change course(ISO/TR 3888)

가. 단일차로 변경

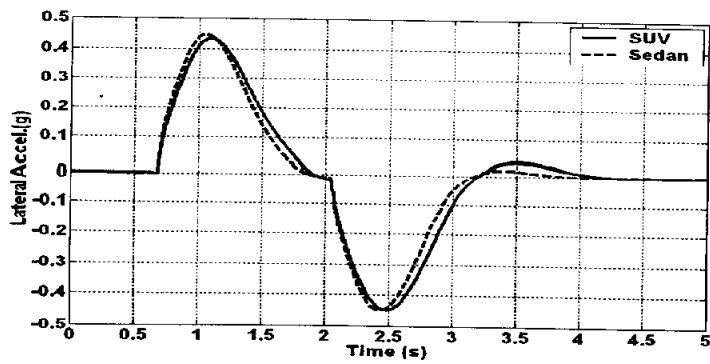
Fig. 3.17은 단일차로변경을 수행할 때 SUV와 세단의 운전자 모델에서 계산된 조향각과 차량의 응답인 요우각속도, 횡가속도, 롤 각도를 나타내었다. Fig. 3.18은 SUV와 세단의 이동경로이며, 요구되는 이동경로와 실제 차량의 이동경로를 나타내었다.



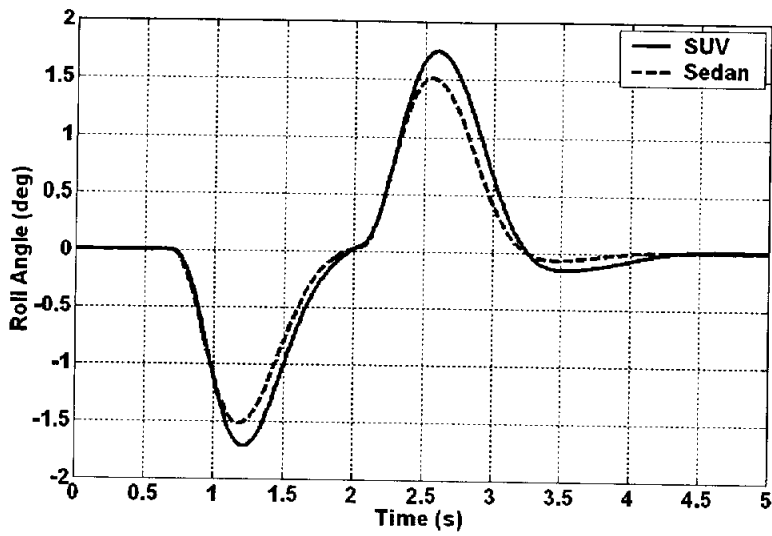
(a) Steer angle



(b) Yaw rate



(c) Lateral acceleration



(d) Roll angle

Fig. 3.17 Response of SUV and Sedan

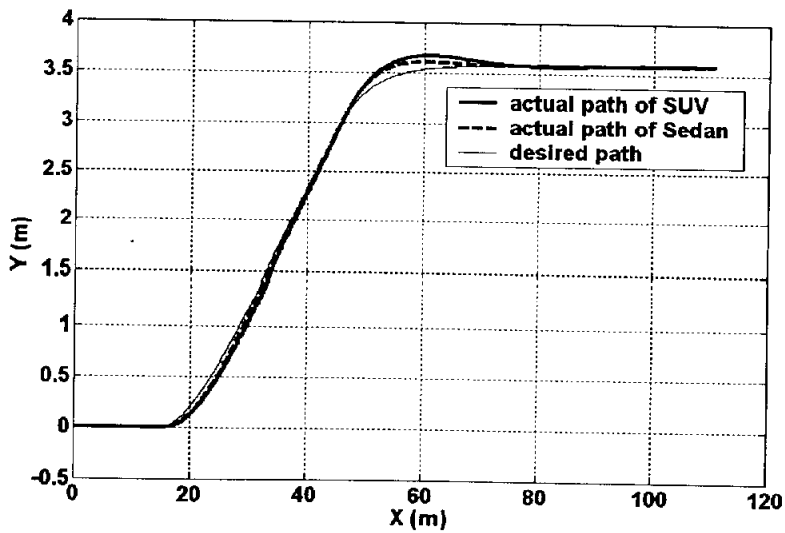
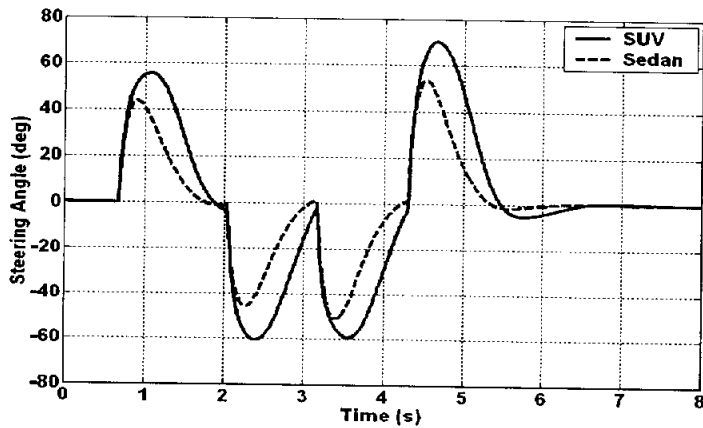


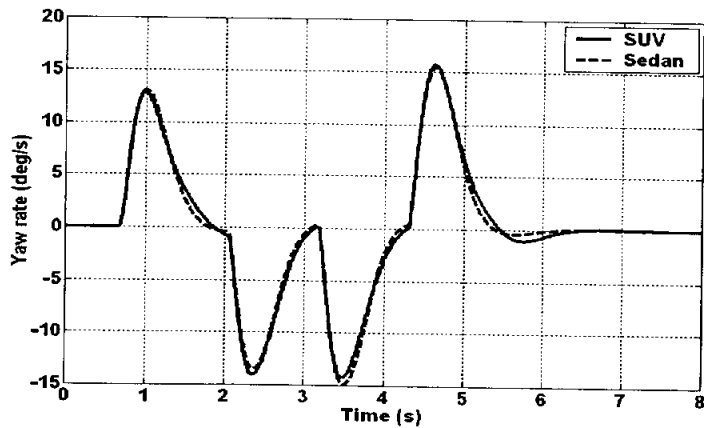
Fig. 3.18 Path of SUV and Sedan

나. 이중차로 변경

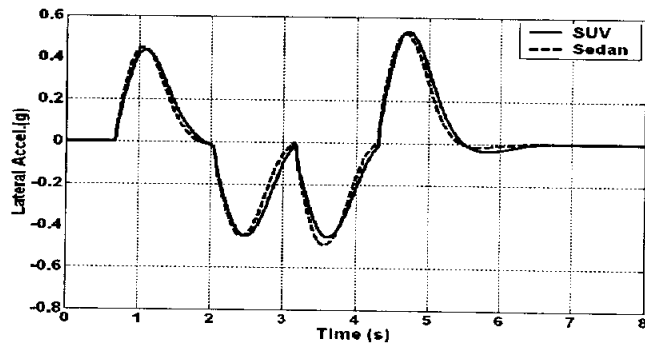
SUV와 세단이 이중차로변경을 수행할 때, 조향각, 요우각속도, 횡가속도, 롤 각도를 Fig. 3.19에 나타내었고, 이동경로를 Fig. 3.20에 나타내었다.



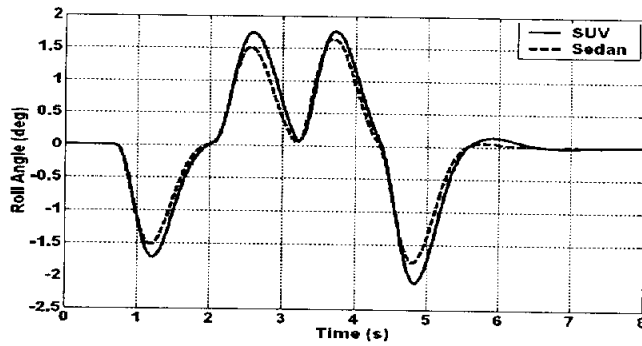
(a) Steer angle



(b) Yaw rate



(c) Lateral acceleration



(d) Roll angle

Fig. 3.19 Response of SUV and Sedan

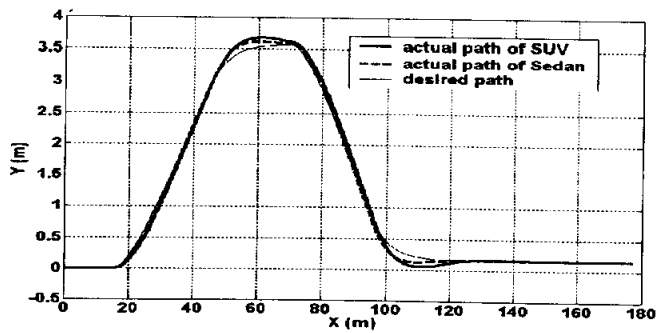


Fig. 3.20 Path of SUV and Sedan

Fig. 3.21과 Fig. 3.22은 차량이 단일차로 변경을 수행할 때와 이중차로 변경을 수행할 때 발생하는 경로오차를 각각 나타내었다. SUV에 비해 세단이 단일차로변경과 이중차로변경에서 경로오차가 작은 것을 확인할 수 있다. 경로오차가 작으면 운전자가 조향동작을 작게 수행하게 되므로 조향성능이 더 좋은 차량으로 생각할 수 있다.

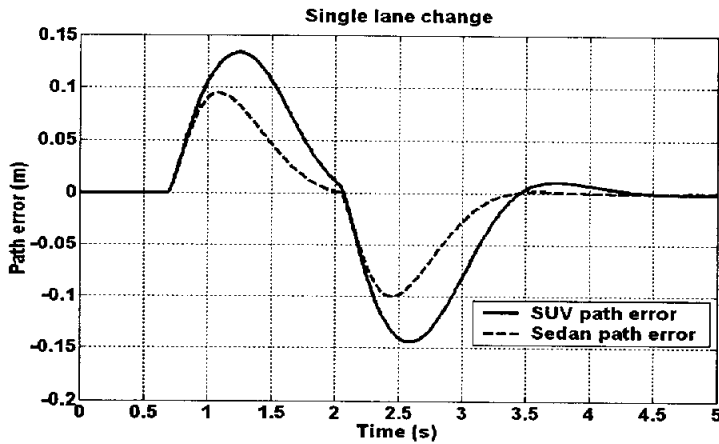


Fig. 3.21 Path error for single lane change

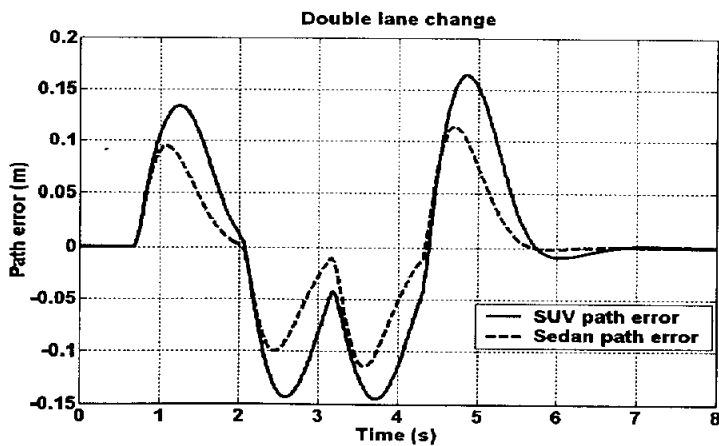


Fig. 3.22 Path error for double lane change

제4장 충돌회피거동 시뮬레이션

검증된 동역학적 차량모델을 사용하여 운전자가 제동 또는 조향 만에 의해 충돌을 회피하거나 제동과 함께 조향을 하여 충돌을 회피하고자 하는 경우의 차량의 동적특성을 알아보고 이러한 동적특성에 대한 차량의 진행방향의 동적 안정성(Directional stability)과 횡방향 동적 안정성(Lateral stability)을 상태평면도(Phase Plane Plot)로 살펴본다.

4.1 제동에 의한 충돌회피거동

좌·우측 타이어에 작용되어 지는 노면마찰계수 값이 0.2와 0.8과 같이 큰 차이가 발생하는 노면에서 차량이 22.22m/sec(=80km/h)의 속도로 주행하던 중 운전자가 충돌을 회피하기 위하여 조향작용 없이 1초 동안 300Nm의 제동 토크만을 가한 경우의 시뮬레이션이다.

좌·우측 타이어에 작용되어 지는 노면마찰계수 값이 동일한 경우에는 차량에 작용되어지는 요각속도 값은 Fig. 4.1에서보다 더 작은 값을 가지는 것으로 나타났으며 제동에 따른 하중이 앞 타이어로 이동되어 Fig. 4.4와 같이 앞 타이어 작용되는 수직하중이 뒤 타이어에 작용되는 수직하중보다 높게 나타났다. 또한 차체의 슬립각과 요각속도의 관계에서 얻어지게 되는 Fig. 4.5와 같은 상태평면도에 의하면 차량은 시간의 경과에 따라 수렴하는 형태가 되어 동적으로 안정한 상태가 되었다.

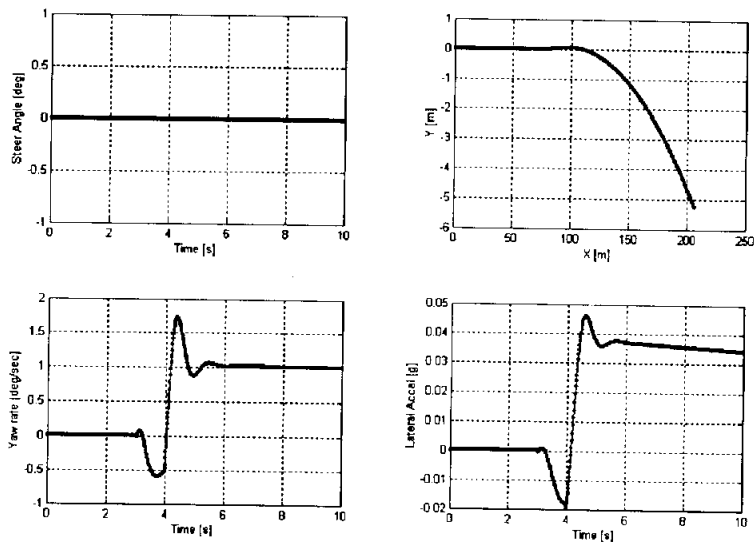


Fig 4.1 Steer Angel, Y, Yaw rate, Lateral Acceleration

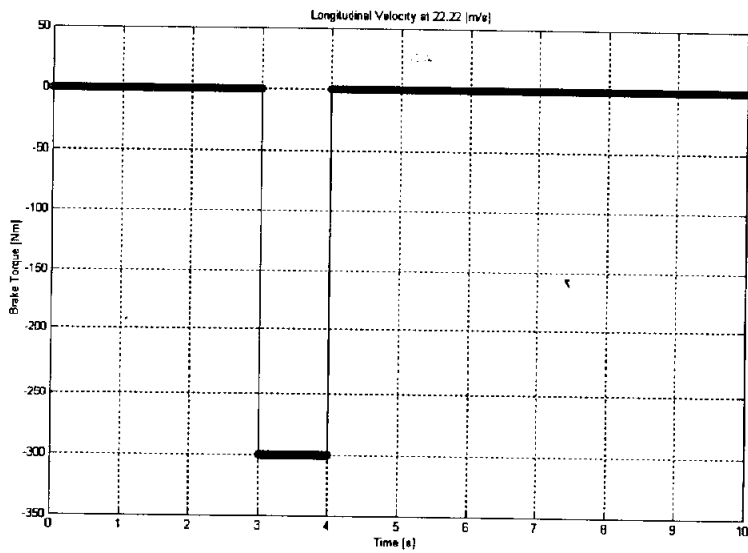


Fig 4.2 Brake Torque

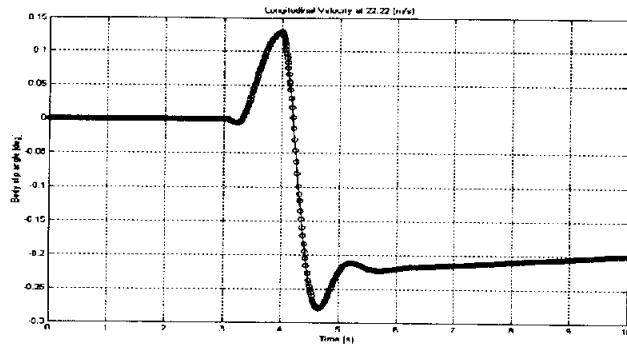


Fig 4.3 Body Slip Angle

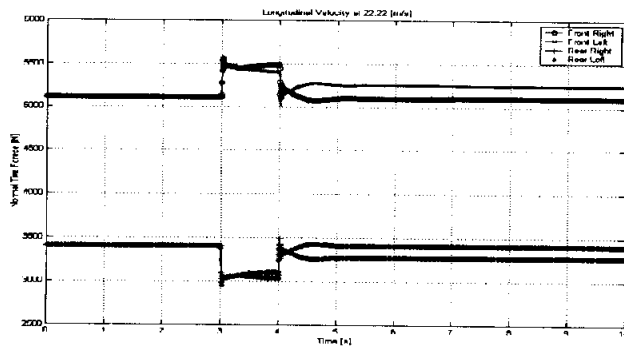


Fig 4.4 Normal Force

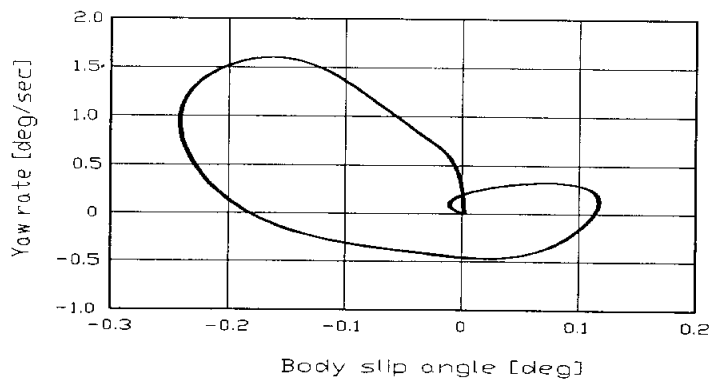


Fig 4.5 Directional Stability Phase Plane Plot

4.2 조향에 의한 충돌회피거동

차량의 좌측과 우측에 작용되어지는 노면마찰계수 값이 다른 경우의 노면에 서 차량이 $22.22\text{m/sec}(=80\text{km/h})$ 의 속도로 주행하던 중 운전자가 충돌을 회피 하기 위하여 급작스러운 조향을 계속하는 경우의 시뮬레이션으로 Fig. 4.11의 진행방향의 상태평면도에 의하면 차량은 동적으로 불안정한 형태로 되며 선회중심에 대하여 안쪽타이어에 작용되어지는 수직 하중력의 감소로 인하여 차량은 Fig. 4.12와 같이 어느 정도의 안정성 이후 어느 시점에서는 횡방향으 로의 불안정성이 발생하며 심한 경우 차량은 Rollover 되는 경우도 발생하게 되었다.

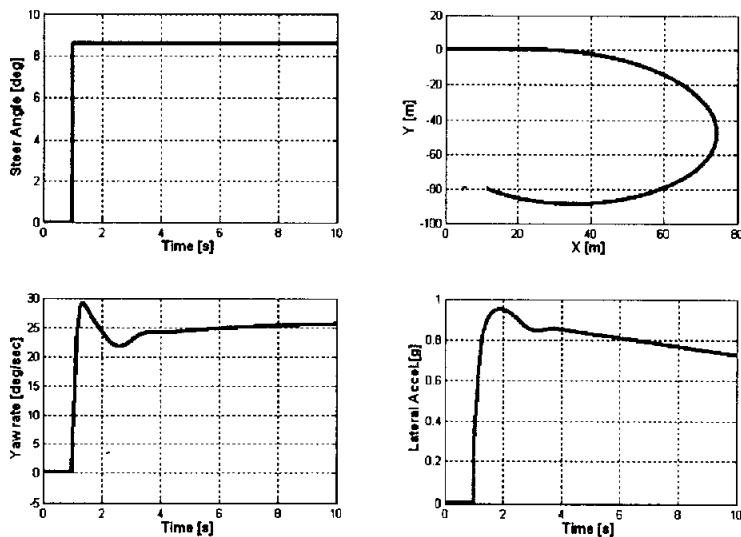


Fig 4.6 Steer Angel, Y, Yaw rate, Lateral Acceleration

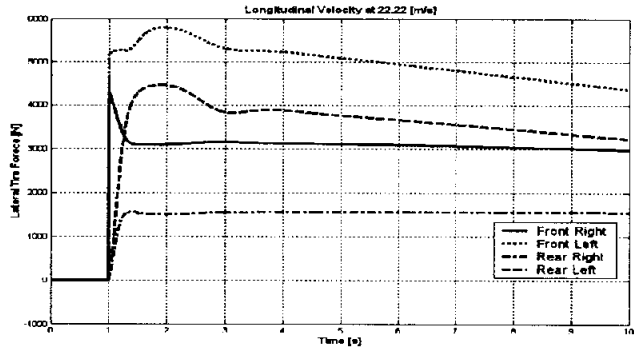


Fig 4.7 Lateral Tire Force

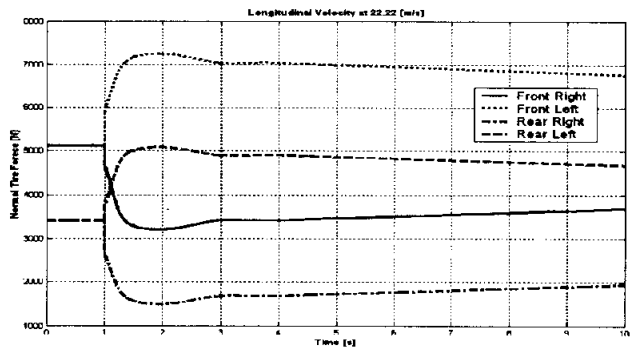


Fig 4.8 Normal Force

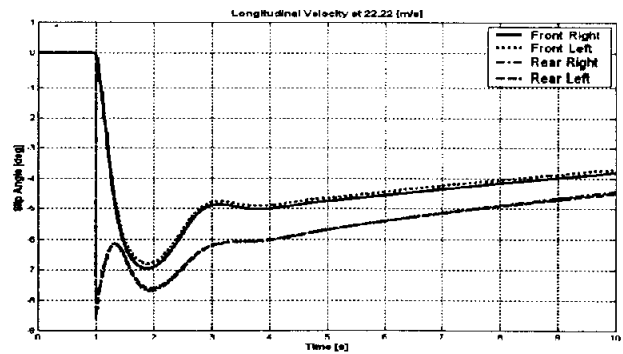


Fig 4.9 Tire Slip Angle

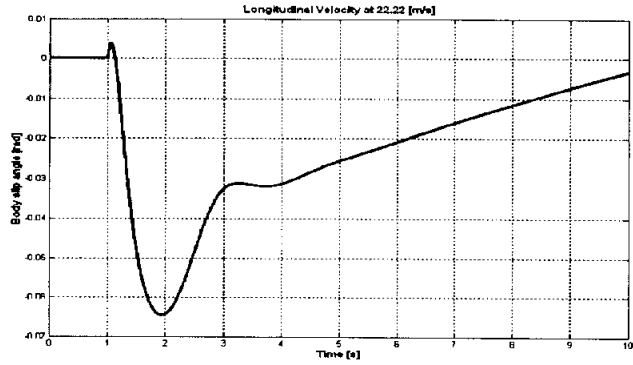


Fig 4.10 Body Slip Angle

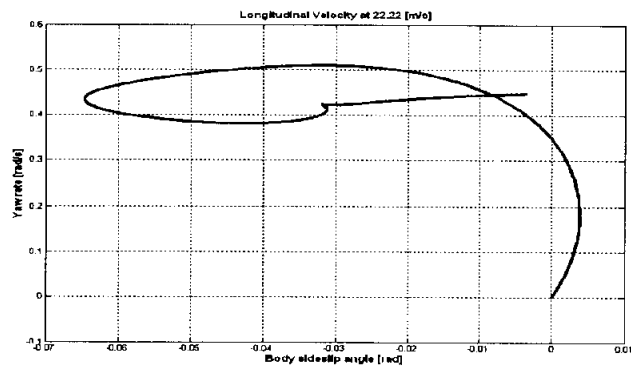


Fig 4.11 Directional Stability Phase Plane Plot

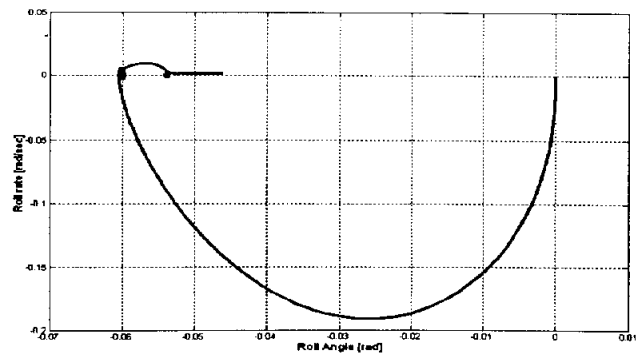


Fig 4.12 Lateral Stability Phase Plane Plot

4.3 제동과 조향이 동시에 이루어진 경우의 충돌회피거동

좌·우 타이어에 작용되는 노면마찰계수 값이 다른 경우의 노면에서 차량이 22.22m/sec(=80km/h)의 속도로 주행하던 중 운전자가 충돌을 회피하기 위하여 1초 동안 300Nm의 제동토크와 조향력을 동시에 가하여 충돌을 회피하는 경우의 시뮬레이션으로 조향과 제동에 따른 하중이동과 타이어에 발생하는 횡력에 의한 타이어슬립각이 발생하고 차량에 작용되어지는 최대 횡가속도는 0.4g이다.

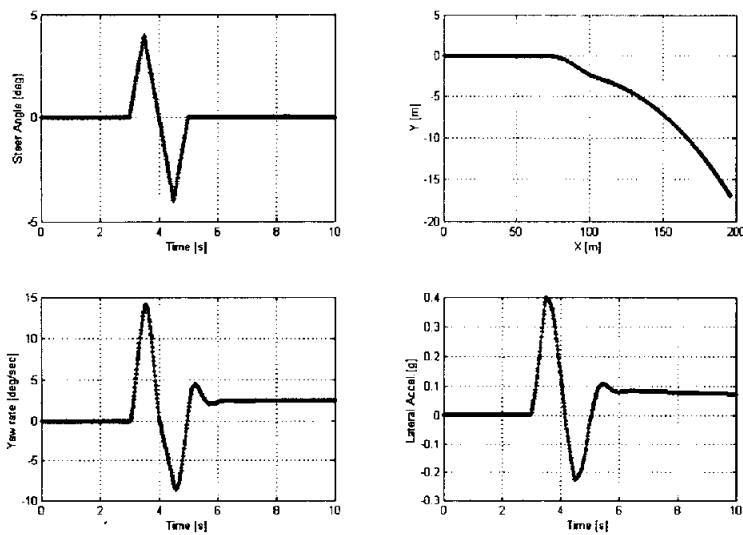


Fig 4.13 Steer Angel, Y, Yaw rate, Lateral Acceleration

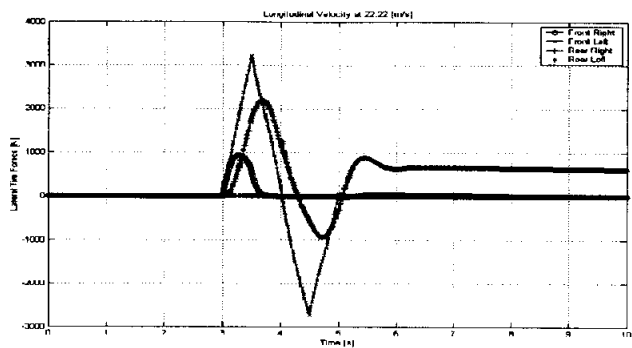


Fig 4.14 Lateral Tire Force

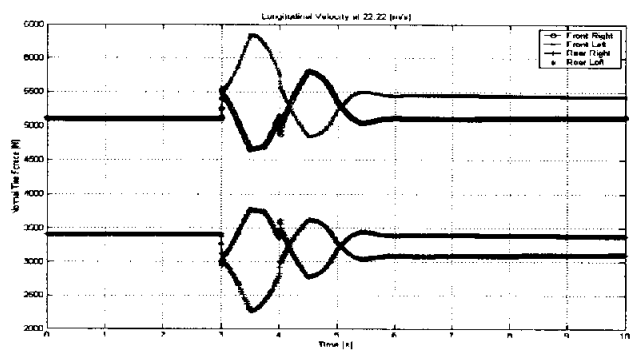


Fig 4.15 Normal Force

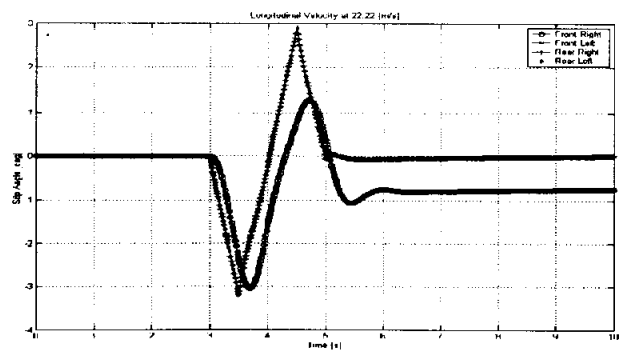


Fig 4.16 Tire Slip Angle

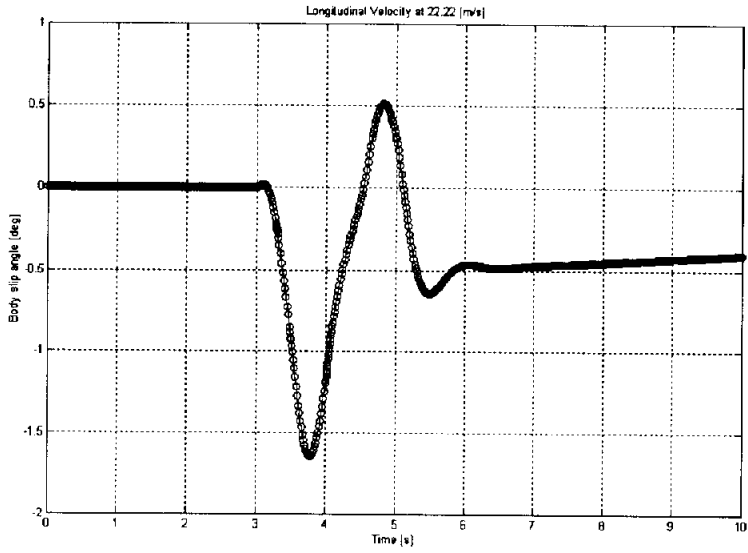


Fig 4.17 Body Slip Angle

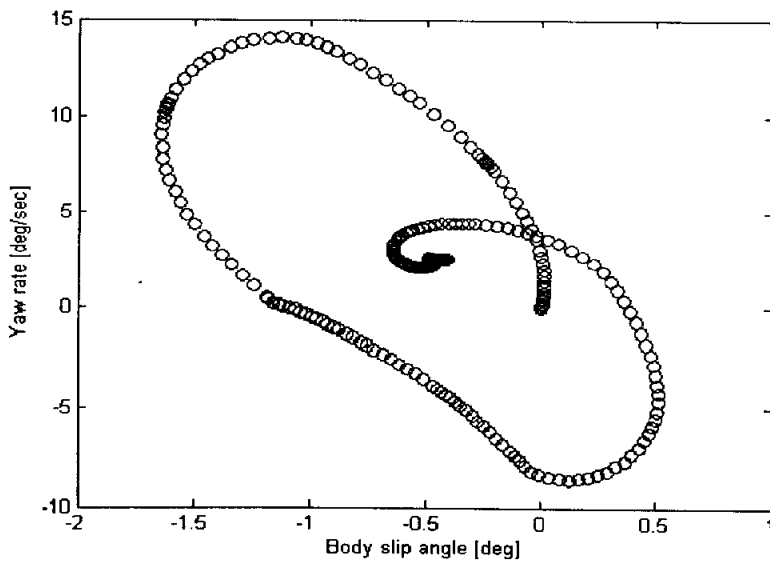


Fig 4.18 Directional Stability Phase Plane Plot

제 5장 충돌회피거동 시뮬레이션 해석

타당성이 검증된 동역학 모델을 사용하여 동적안정성 상실을 유발하는 극한 운전 조건에 대한 시뮬레이션이 가능하다. 본 연구에서는 앞장에서 검증된 차량모델을 사용하여 운전자가 장애물을 회피하기 위한 회피전략으로서 제동과 조향을 수행하였을 경우의 동적거동을 분석하였다.

차량은 50mph(22.22m/s)의 고속주행 중 300Nm의 제동력으로 제동을 하거나 30°이상의 좌측으로의 핸들조향 후 정상 차로로 복귀하거나 등의 극한운전 조건에서 시뮬레이션 되었으며 차량의 좌·우측 타이어에 작용되어지는 노면 마찰계수 값은 각각 0.2와 0.8이다.

차량의 동적특성 연구를 위하여 마찰계수(Friction coefficient), 제동토크(Brake torque), 조향각(Steer angle), 횡방향으로의 변위(Y), 요각속도(Yaw rate), 횡가속도(Lateral acceleration), 진행방향 속도(Longitudinal velocity), 횡방향속도(Lateral velocity), 수직하중(Normal force), 횡방향타이어힘(Lateral tire force), 차체 슬립각(Body slip angle), 타이어 슬립각(Tire slip angle), 롤 각도(Roll angle), 롤 각속도(Roll rate)와 같은 14개의 동적 파라메타로 진행방향과 횡방향안정성에 영향을 주는 요소들을 비교·검토하였다.

이러한 동적파라메타의 연구를 통하여 차량의 진행방향의 동적안정성 해석에서는 요각속도와 차체 슬립각에 의한 상태평면도가 활용되었으며 횡방향의 동적안정성 평가에서는 롤 각도와 롤 각속도에 의한 상태평면도가 활용되었다.

Fig 4.4와 Fig 4.15과 같이 제동이 작용되어지는 경우의 제동력은 뒤 타이어에 비하여 앞 타이어에 작용되어지는 제동력이 높은 것으로 나타났다. 또한 조향이 작용되어지는 경우에 비하여 극히 작은 요각속도이지만 제동만이 작용된 경우라 하더라도 앞 타이어에는 선회력(cornering force)이 작용하게 되어

Fig 4.1과 같은 요 각속도가 발행하게 되면서 차량은 어느 정도의 요운동이 발생하게 되는 것으로 나타났다.

그리고 Fig 4.5, Fig 4.11, Fig 4.18에 의하면 차량에 작용되어지는 요각속도가 감소함에 따라 차체의 슬립각이 증가하는 경우에 있어서는 차량은 동적으로 안정하게 되고 요각속도가 증가함에 따라 차체 슬립각 또한 증가하는 경우에는 동적으로 불안정하게 되었다.

그러나 Fig 4.15와 Fig 4.18과 같은 상태평면도에서 차체슬립각과 요각속도는 안정적으로 원점에 복귀하게 되어 차량은 동적 안정성을 가지는데 비하여 Fig 4.11과 Fig 4.12와 같은 상태평면도에서는 시간의 경과에 따라 발산하는 형태가 되어 차량은 진행방향과 횡 방향으로의 동적 불안정성이 나타나게 되었다. 이러한 현상은 고속주행상태에서 운전자가 조향 만에 의해 충돌을 회피하고자 하는 경우 슬립각의 급격한 증가로 인하여 차량은 Spinout 현상이 발생하게 되고 심한 경우 차체가 전복(Rollover)되는 현상이 나타나게 되었다.

이러한 극한운전시의 Spinout와 Rollover은 무게하중의 전이현상과 타이어의 측방향에 작용되어지는 힘의 영향을 받는 것으로 타이어의 접지력이 한계를 초과하는 경우 발생하는 것으로 나타났다. 또한 스텝조향에서는 전복되지 않는 경우라 하더라도 순간적인 반대방향으로의 조향입력이 과도하게 주어지는 경우 차량은 전복되는 것으로 나타났다.

제6장 결 론

본 논문에서의 차량의 동역학적 모델은 차량 몸체운동 4자유도와 휠의 회전 4자유도를 고려한 8자유도의 비선형 차량 동역학 모델을 사용하고 차량의 동역학적 모델링을 MATLAB/ SIMULINK를 이용하여 모듈화한 후 검증하였다. 특히 본 연구에서는 동역학모델의 안정성을 위하여 STI 타이어모델을 적용하였으며 극한운전시의 차량의 동적안정성해석을 위하여 상태평면도를 이용한 것이 특징이다. 이렇게 검증된 차량의 동역학 모델링을 이용하여 운전자가 제동 또는 조향을 하거나 조향과 함께 제동을 하여 충돌을 회피하고자 하는 경우를 시뮬레이션 하여 차량의 동적특성을 연구 한바, 다음과 같은 결론이 도출되었다.

첫째, 제동만이 작용된 경우라 하더라도 앞 타이어에는 선회력(cornering force)이 작용하게 되어 차량은 어느 정도의 요운동이 발생하게 되는 것으로 나타났다.

둘째, 진행방향 안정성 해석에서는 차체슬립각과 요각속도에 의한 상태평면도가 활용되어지고 횡방향 안정성 해석에서는 롤각도와 롤레이트가 주 해석요인으로 나타났다.

셋째, 고속시 급격한 조향을 하는 경우 차체의 슬립각이 증가되어 차량은 불안정한 상태가 되고 요각속도의 급격한 증가로 인하여 Spinout과 Rollover와 같은 동적불안정 요소가 발생하는 것으로 나타났다.

아울러 본 연구를 통해 사고재현프로그램 운용시 주관적인 요소들로 작용될 수 있는 동적파라메타들을 객관화시키는데 활용 될 수 있다는 점과 모델링된 동역학 모델링을 통해 운전자의 회피전략을 추론하여 이를 교통안전교육에 활용함으로써 교통사고의 예방과 교통사고감소로 인한 사회적 비용을 줄일 수 있는 계기가 될 수 있을 것이다.

참고 문헌

- 1) 배상우, 외3, 차량모델의 복잡성이 차량동역학 해석에 미치는 영향: 모델의 비교 및 검증, 한국자동차공학회 논문집, 제8권, pp. 267-278, 2000.
- 2) 이종식, “운전자 모델을 사용한 차량의 조향특성 시뮬레이션”, 석사학위논문, 부경대학교, 2002.
- 3) 조영건, “차량 조향을 위한 운전자 모델 연구“, 석사학위논문, 한국과학기술원, 1994.
- 4) (사) 한국자동차공학회, 1996, “자동차 기술핸드북 3 「시험, 평가편」”, pp. 115~141.
- 5) Lynn B. Fricke, “Traffic Accident Reconstruction”, Northwestern University Traffic Institute, 1990.
- 6) Harwin, E.A., and H.K. Brewer, Analysis of the Relationship Between Vehicle Rollover Stability and Rollover Risk Using the NHTSA CARD file Accident Database, Nat'l Highway Traffic Safety Administration, 1987.
- 7) Smith, D. E., et al., Effects of Model Complexity on the Performance of Automated Vehicle Steering Controllers: Model Development, Validation and Comparison, Vehicle System Dynamics, Vol.24, pp. 163-181, 1995.
- 8) A. El Hajjaji, M. Ouladsine, “Modeling Human Vehicle Driving by fuzzy logic for standardized ISO double lane change maneuver”, IEEE International Workshop on Robot and Human Interactive Communication, 2001.
- 9) Edwards, M.L., “A Database for Crash Avoidance Research”, National Highway Traffic Safety Administration, SAE Paper No. 870345. 1987.
- 10) Edwards, M.L., “A Database for Crash Avoidance Research”, National

- Higway Traffic Safety Administration, SAE Paper No. 870345. 1987.
- 11) Smith, D. E., et al., Effects of Model Complexity on the Performance of Automated Vehicle Steering Controllers: Model Development, Validation and Comparison, Vehicle System Dynamics, Vol.24, pp. 163-181, 1995.
 - 12) Allen, R. W., et al., Analytical modeling of driver response in crash avoidance maneuvering, Vol. I: Technical background. DOT-HS-807-270, System Technology Inc., 1988.
 - 13) Allen, R. W., et al., Analytical modeling of driver response in crash avoidance maneuvering, Vol. II: An Interactive Tire Model for Dirver/Vehicle Simulation. DOT-HS-807-271, System Technology Inc., 1988.
 - 14) Allen, R. W., et al, Tire Modeling Requirements for Vehicle Dynamics Simulation, SAE paper 950312, 1995.
 - 15) Allen, R. W, et al, Requirements of Vehicle Dynamics Simulation Models, SAE paper 940175, 1994.
 - 16) Allen, R. W., et al., A Vehicle Dynamics Tire Model for Both Pavement and Off-Road Conditions, SAE paper 970599, 1997.
 - 17) Using MATLAB, Mathworks, 2000.
 - 18) Hess, R. A., Theory for Aircraft Handling Qualities Based Upon a Structural Pilot Model, AIAA, Vol. 12, pp. 792~797, 1988.
 - 19) Hess, R. A., et al., A Control Theoretic Model of Driver Steering Behavior, IEEE Control Systems Magazine, 1990.
 - 20) Salaani, M. K., Heydinger, G. J., 2000, "Model Validation of the 1997 Jeep Cherokee for the National Advanced Driving Simulator", SAE Paper No. 2000-01-0700.