

20자유도 자동차모델을 이용한 가상 주행 시뮬레이터의 개발

김형내*, 김석일**

Development of a Virtual Driving Simulator Using 20-DOF Vehicle Model

Hyung-Nae Kim* and Seok-Il Kim**

ABSTRACT

Recently, the various driving simulator have been used widely to analyze the handling performance of vehicle and to verify the motion control algorithm of vehicle. In this study, a virtual driving simulator based on the 20-DOF vehicle model is realized to estimate the handling performance and stability of a 4WS (Four-wheel-steering) and/or 4WD(Four-wheel-driving) vehicle. Especially the DC motor controlled 4WS actuator is modelled in order to reflect the effect of the responsiveness of actuator on the handling performance and stability. And the realized simulator can be applied to develop a real time simulation system for designing and testing the real vehicles.

Key words : Virtual Driving Simulator, 20-DOF Vehicle Model, 4WS, 4WD, Real Time Simulation

1. 서 론

하나의 자동차가 완성되기까지 자동차회사들은 수많은 성능 해석과 실험들을 수행하기 때문에 설계 과정에서 막대한 비용과 노력이 필요하게 된다. 그리고 그에 따른 자동차의 개발기간도 매우 길어진다 는 문제가 있다. 이러한 문제점을 해결하기 위한 방법의 하나로 많은 선진국의 자동차 관련회사들은 컴퓨터를 이용한 자동차의 주행 시뮬레이터를 개발하는 데 많은 연구투자를 하고 있으며, 그 결과 자동차를 개발하는 데 필요한 비용, 노력, 시간을 많이 절감하고 있다. 일반적으로 시뮬레이션기술은 사고위험이 높은 항공우주산업분야, 원자력산업분야, 화학플랜트산업분야, 방위산업분야 등에서 주로 개발되었으며, 최근에는 눈부시게 발전한 컴퓨터기술에 힘입어 그 활용분야를 넓혀가고 있다.

현재 자동차의 주행 시뮬레이션을 수행하기 위해서 사용하는 상용화된 시스템으로는 ADAMS^[1],

DADS^[2], 그리고 AD^[3] 등이 있으며, 소프트웨어와 하드웨어가 결합된 종합적인 시스템으로 발전하고 있다. 그러나 이러한 기존 시스템들은 매우 고가일 뿐 아니라, 자동차의 주행특성을 해석할 때 필요한 많은 정보들이 실험값에 의존하기 때문에 자동차모델을 변경할 때마다 다시 여러 가지 실험을 수행해야 하고, 그 사용방법도 복잡하다는 단점을 가지고 있다.

따라서 본 연구에서는 이러한 기존 시스템들의 단점을 보완하기 위해서 PC상에서 자동차의 주행 시뮬레이션이 구현되어야 한다는 점, 현가장치의 기구학적인 해석을 통해서 실험정보에 대한 의존성을 줄일 수 있다는 점, 그리고 사용자의 편의성을 도모하기 위해서는 윈도우즈 GUI 환경에서 시스템 운영이 가능해야 한다는 점 등을 고려하여 자동차의 가상 주행 시뮬레이터를 Visual C++와 Windows 95 기반 으로 개발하였다.

특히 4WS 자동차의 주행특성 해석을 위해서 20자유도의 자동차모델을 구축하였으며, 4WD 자동차의 주행특성 해석을 위해서 전·후륜 구동토크의 분배비 및 차동기어의 커플링효과를 고려하였다. 또한 주행 상태에 있는 자동차의 거동을 컴퓨터화면에 효과적

*한국항공대학교 기계설계학과

**중신회원, 한국항공대학교 기계설계학과

으로 표현하기 위해서 솔리드모델링(Solid Modeling) 기법¹⁴⁾과 3차원 그래픽스 기법을 이용한 가상화 모듈을 구축하였다.

2. 20자유도 자동차모델의 운동방정식

본 연구에서 개발한 자동차의 가상 주행 시뮬레이터는 Fig. 1과 같은 20자유도의 자동차모델을 기반으로 하고 있다. 특히 자동차모델의 자유도는 스프링질량의 병진 회전운동과 관련된 6자유도, 언스프링질량의 병진운동과 관련된 4자유도, 타이어의 회전운동과 관련된 4자유도, 전륜조향장치와 관련된 3자유도, 그리고 후륜조향장치와 관련된 3자유도로 구성되어 있다.

Fig. 2는 자동차의 가상 주행 시뮬레이터에 대한 개념을 보여주고 있다. 여기서 δ_{sw} 는 운전자의 핸들조향각, δ_f 와 δ_r 은 전륜조향각과 후륜조향각, T_o 와 T_b 는 구동토크와 제동토크, F_x 와 M_x 는 타이어에서 발생하는 힘과 모멘트, F_z 와 z_s 는 현가장치의 힘과 변

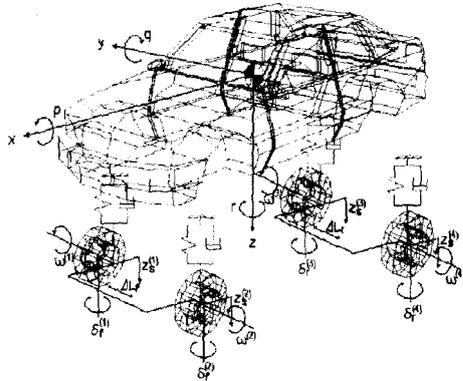


Fig. 1. 20-DOF Vehicle Model.

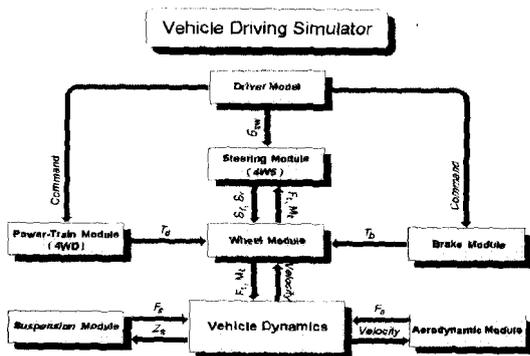


Fig. 2. Block diagram of vehicle driving simulator.

위, 그리고 F_z 는 공기 저항력을 각각 의미한다.

2.1 타이어

타이어에서 발생하는 힘은 자동차의 동적 거동을 야기하는 원인으로 자동차의 주행특성을 해석하는 데 있어서 매우 중요하다고 할 수 있다. 이러한 중요성 때문에 타이어의 특성을 정식화된 형태로 표현하기 위한 연구가 활발히 수행되고 있으며, 자동차의 주행 시뮬레이션을 수행하기 위해서 사용하는 상용화된 대부분의 시스템들은 고유의 타이어모델을 채용하고 있는 경우가 많다. 일반적으로 2자유도의 자동차모델과 같은 저자유도의 자동차모델의 경우에는 대부분 타이어의 횡방향 힘만을 고려하기 때문에 코너링강성(Cornering stiffness)만으로도 타이어의 특성을 효과적으로 반영할 수 있지만, 고자유도의 자동차모델을 이용하는 경우에는 정확하고 다양한 타이어의 정보를 제공할 수 있는 타이어모델이 필요하다. 본 연구에서는 타이어의 미끄럼각과 미끄럼율의 함수로서 타이어에서 발생하는 힘을 결정하는 더그오프(Dugoff) 타이어모델¹⁵⁾을 사용하였다. 더그오프 타이어모델에서는 타이어에 작용하는 수직방향의 힘 F_n , 종방향의 힘 F_{ll} , 그리고 횡방향의 힘 F_{lr} 를 다음과 같이 표현한다.

$$F_n = K_m (R_{max} - r_r) \tag{1}$$

$$F_{ll} = K_{ll} \frac{r_{ls}}{1 - r_{ls}} f(S) \tag{2}$$

$$F_{lr} = K_{lr} \frac{\tan \alpha}{1 - r_{ls}} f(S) \tag{3}$$

여기서 R_{max} 와 r_r 은 타이어의 최대 회전반경과 실제 회전반경, r_{ls} 는 타이어의 종방향 미끄럼율, α 는 타이어의 미끄럼각, K_m , K_{ll} 및 K_{lr} 는 수직방향, 종방향 및 횡방향의 타이어강성, μ 는 노면과 타이어간의 마찰계수를 각각 의미한다.

그리고 식 (2)와 (3)에서의 $f(S)$ 는 다음과 같이 정의되는 함수이다.

$$f(S) = \begin{cases} S(2-S) & \text{if } S < 1 \\ = 1 & \text{otherwise} \end{cases} \tag{4}$$

여기서 타이어의 주행속도가 u_i 이고, 타이어의 주행속도에 대한 마찰계수의 감소율이 ϵ_r 인 경우에는 S 를 아래와 같이 쓸 수 있다.

$$S = \frac{\mu F_n [1 - \epsilon_r u_i \sqrt{r_{ls}^2 + \tan^2 \alpha}] (1 - r_{ls})}{2\sqrt{K_{ll}^2 r_{ls}^2 + K_{lr}^2 \tan^2 \alpha}} \tag{5}$$

또한 운전자가 핸들을 조향하는 시점과 타이어에서 횡방향의 힘이 발생하는 시점간에는 시간지연이 발생하는데, 시간지연이 고려된 횡방향의 힘 F_n^* 는 타이어모델로부터 얻을 수 있는 횡방향의 힘 F_n 와 1차 시간지연 형태의 전달함수의 곱으로서 식 (6)과 같이 표현할 수 있다⁶⁾.

$$F_n^* = \frac{1}{\tau s + 1} F_n \quad (6)$$

여기서 시정수 τ 는 타이어의 주행속도 u_r , 타이어의 횡력 지연상수 C^* , 그리고 타이어의 실제 회전반경 r_c 에 의해서 아래와 같이 주어진다.

$$\tau = \frac{C^* r_c}{u_r} \quad (7)$$

2.2 구동·제동장치

주행하는 자동차의 각각의 바퀴는 서로 다른 속도로 회전하게 되며, 특히 자동차가 선회하거나 가·감속을 하는 경우에는 이러한 현상이 두드러지게 나타난다. 일반적으로 이러한 바퀴의 회전운동을 해석할 때 바퀴의 회전관성만을 고려하고 있지만, 보다 정확한 해석결과를 얻기 위해서는 차동기어의 커플링 효과를 고려할 필요가 있고, 나아가서 4WD 자동차의 주행특성 해석을 위해서는 전·후륜 구동토크의 분배비도 함께 고려해야 한다. 이러한 개념을 이용해서 도출한 각 바퀴의 회전운동에 대한 운동방정식들은 아래와 같다.

$$\dot{\omega}^{(1)} = \frac{I_{wf}(-r_f^{(1)}F_d^{(1)} + T^{(1)}) - I_{sf}(-r_f^{(2)}F_d^{(2)} + T^{(2)})}{I_{wf}^2 - I_{sf}^2} \quad (8)$$

$$\dot{\omega}^{(2)} = \frac{I_{wf}(-r_f^{(2)}F_d^{(2)} + T^{(2)}) - I_{sf}(-r_f^{(1)}F_d^{(1)} + T^{(1)})}{I_{wf}^2 - I_{sf}^2} \quad (9)$$

$$\dot{\omega}^{(3)} = \frac{I_{wr}(-r_r^{(3)}F_d^{(3)} + T^{(3)}) - I_{sr}(-r_r^{(4)}F_d^{(4)} + T^{(4)})}{I_{wr}^2 - I_{sr}^2} \quad (10)$$

$$\dot{\omega}^{(4)} = \frac{I_{wr}(-r_r^{(4)}F_d^{(4)} + T^{(4)}) - I_{sr}(-r_r^{(3)}F_d^{(3)} + T^{(3)})}{I_{wr}^2 - I_{sr}^2} \quad (11)$$

여기서 I_{wf} 와 I_{wr} 은 전륜과 후륜의 회전관성모멘트, I_{sf} 와 I_{sr} 은 전륜 구동축과 후륜 구동축의 등가 회전관성모멘트, F_n 은 타이어에 작용하는 종방향의 힘을 의미한다. 그리고 가·감속상태에서 바퀴에 전달되는 토크 T 는 전·후륜 구동토크의 분배비 λ , 구동축과 전륜간의 회전비 N_{df} , 구동축과 후륜간의 회전비 N_{dr} , 구동토크 T_d , 그리고 제동토크 T_b 에 의해서 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$T^{(i)} = 0.5 \cdot (1 - \lambda) \cdot N_{df} \cdot T_d - T_b^{(i)}, \quad i = 1, 2 \quad (12)$$

$$T^{(i)} = 0.5 \cdot \lambda \cdot N_{dr} \cdot T_d - T_b^{(i)}, \quad i = 3, 4 \quad (13)$$

2.3 조향장치

자동차의 주행안정성과 조종성을 향상시키기 위해서 바뀌는 캠버(Camber), 캐스터(Caster), 토우(Toe), 킹핀 경사(Kingpin inclination) 등과 같은 여러 가지 정렬요소들을 가지고 있다. 이러한 정렬요소들은 노면과 타이어간의 접촉력에 의한 모멘트를 발생시키고, 그 모멘트는 타이로드(Tie rod), 조향컬럼(Steering column) 등의 변형을 일으키게 된다.

전륜조향장치의 타이로드 변형에 의한 전륜조향각의 변화 ΔL_{sf} 는 타이로드의 유연성 C_{sf} 와 전륜에서의 모멘트 $M_s^{(1)}$ 과 $M_s^{(2)}$ 를 이용하여 식 (14)와 같이 표현할 수 있다.

$$\Delta L_{sf}^{(i)} = C_{sf} M_s^{(i)}, \quad i = 1, 2 \quad (14)$$

또한 조향컬럼의 비틀림 변형에 의한 전륜조향각의 변화 ΔL_{scf} 는 피트먼암(Pitman arm)의 길이 L_{paf} , 조향컬럼의 유연성 C_{scf} , 기어감속비 N_g , 그리고 너클암(Knuckle arm)의 길이 L_{kaf} 에 의해서 아래와 같이 주어진다.

$$\Delta L_{scf} = C_{scf} \frac{L_{paf}^2}{N_g^2} \left(\frac{M_s^{(1)} + M_s^{(2)}}{L_{kaf}} \right) \quad (15)$$

따라서 실제 전륜조향각 δ_s 는 다음과 같은 형태로 얻을 수 있다.

$$\delta_s^{(i)} = \left(\frac{L_{paf}}{N_g L_{kaf}} \delta_{sw} + \frac{\Delta L_{scf}}{L_{kaf}} \right) + \Delta L_{sf}^{(i)} + \phi^{(i)}, \quad i = 1, 2 \quad (16)$$

여기서 δ_{sw} 는 운전자의 핸들조향각, $\psi_r^{(i)}$ 는 토우각을 의미한다.

본 연구에서는 4WS 자동차의 주행특성에 대한 해석이 가능하도록 다음과 같은 개념을 가지고 후륜조향장치에 대한 모델링을 수행하였다.

지금까지 알려진 대부분의 4WS 제어방법들은 전륜조향각 δ_s 와 자동차의 무게중심에서의 요우속도 r 에 따라서 후륜조향각 δ_r 를 결정하는 제어방법을 사용하고 있는데, 그 일반적인 형태는 식 (17)과 같이 쓸 수 있다⁷⁾.

$$\delta_r = C_1 \delta_s + C_2 u r \quad (17)$$

여기서 C_1 과 C_2 는 전륜조향각과 요우속도가 후륜조

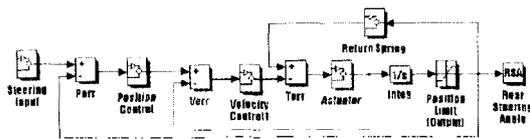


Fig. 3. Control block diagram of 4WS actuator.

향각에 미치는 영향을 반영하는 계수들이다.

특히 본 연구에서는 Fig. 3과 같은 블록선도를 갖는 DC 모터 제어방식의 4WS 액츄에이터를 상정하여 식 (17)의 후륜조향각으로부터 4WS 액츄에이터의 응답성을 고려한 후륜조향각 δ_r^* 를 결정하였다. 또한 전륜조향각치의 경우와 마찬가지로 후륜조향각치의 타이로드 변형에 의한 후륜조향각의 변화 ΔL_m 은 타이로드의 유연성 C_m 과 후륜에서의 모멘트 $M_r^{(3)}$ 와 $M_r^{(4)}$ 를 이용하면 아래와 같이 얻어진다.

$$\Delta L_m^{(i)} = C_m M_r^{(i)}, \quad i = 3, 4 \quad (18)$$

따라서 실제 후륜조향각 δ_r 은 식 (19)와 같이 쓸 수 있다.

$$\delta_r^{(i)} = \delta_r^* + \Delta L_m^{(i)} + \phi^{(i)}, \quad i = 3, 4 \quad (19)$$

2.4 현가장치

현가장치의 종류는 수십여 종류가 있는데, 승용차에 많이 사용되는 더블위시본(Double Wishbone) 현가장치, 맥퍼슨(Macpherson) 현가장치 등과 같은 독립현가방식과 대형자동차에 주로 사용되는 트레일링암(Trailing arm) 현가장치, 판스프링(Leaf spring) 현가장치 등과 같은 차축현가방식으로 크게 구분할 수 있다.

이러한 현가장치는 자동차의 차체와 차축을 연결하고, 노면에서 발생하는 진동, 충격 등을 흡수하여 승차감을 향상시키는 역할을 한다. 그러나 노면의 진동, 충격 등을 흡수할 때에 일어나는 현가장치의 운동은 피칭(Pitching), 롤링(Rolling), 바운싱(Bouncing) 등과 같은 다양한 형태의 차체운동을 야기하기 때문에 자동차의 거동해석에 있어서 비선형성을 가중시키는 주된 요인으로 작용한다. 특히 선회시와 같이 차체가 롤운동을 하는 경우에는 전·후륜의 롤중심을 통과하는 롤축을 회전축으로 차체가 회전운동을 하게 된다.

일반적으로 롤중심의 위치는 현가장치의 종류와 기하학적인 형상에 의해서 결정된다. 롤운동량이 작은 경우에는 롤중심의 위치가 변하지 않는다고 가정

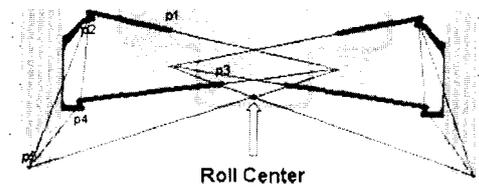


Fig. 4. Concept of roll center.

할 수 있지만, 롤운동량이 큰 경우에는 롤중심의 위치변화에 대한 해석이 필요하다. 개념적으로 볼 때 현가장치가 운동을 하면, 현가장치 조인트의 기하학적인 위치가 변화하게 되고, 이에 따라서 현가장치의 순간중심의 위치도 달라지게 된다. 본 연구에서는 이와 같은 롤중심의 위치변화를 해석하기 위해서 현가장치는 연결조인트에서의 유격이 없는 강체 링크끼리, 타이어나 노면간의 접촉점은 수평운동할 수 있는 회전조인트로 가정하고, 아래와 같은 반복계산을 통해서 Fig. 4에 제시한 롤중심의 위치를 결정하였다^[6].

- ① 현가장치의 운동에 의해서 변화된 차체와 현가장치를 연결하는 조인트의 위치 P_1 과 P_2 를 결정한다.
- ② 타이어나 노면간의 접촉점인 P_3 를 바로 전상태의 위치로 가정하여 P_4 의 위치를 결정하고, P_3 의 위치를 이용해서 P_2 의 위치를 결정한다.
- ③ ①과 ②의 과정에서 얻은 P_1 과 P_2 간의 거리와 실제 링크의 길이를 비교해서 오차를 계산한다.
- ④ 계산된 오차가 미리 설정된 허용오차보다 큰 경우에는 P_3 의 위치를 수평방향으로 변경한 후에 ②와 ③의 과정을 반복한다.
- ⑤ 현가장치의 좌측에 위치한 조인트들의 공간상의 좌표값이 결정되면, 현가장치의 우측에 위치한 조인트들의 공간상의 좌표값을 동일한 방법으로 결정한다.
- ⑥ 현가장치의 조인트들에 대한 공간상의 좌표값과 순간중심에 대한 케네디(Kennedy) 정리를 이용해서 Fig. 4에서와 같이 롤중심의 위치를 결정한다.

2.5 차체

자동차의 차체는 현가장치에 의해서 바뀌어 연결되기 때문에 차체의 운동을 해석하기 위해서는 스프링질량과 언스프링질량에 대한 일련의 운동방정식이 필요하다.

Fig. 1과 같이 주어지는 자동차모델에서 자동차의

총질량을 M , 스프링질량을 M_s , 전륜과 후륜의 언스프링질량을 M_{uf} 와 M_{ur} , 자동차의 무게중심에서 전륜과 후륜의 언스프링질량까지의 거리를 a 와 b , 전륜과 후륜의 차축 윤거(Tread)를 t_f 와 t_r , 전륜과 후륜의 언스프링질량의 중심에서 스프링질량의 중심까지의 z 방향의 거리를 z_f 와 z_r , 현가장치의 변위를 z_s , 자동차의 무게중심에서의 x 방향, y 방향, z 방향의 병진속도를 u, v, w , 롤방향, 피치방향, 요우방향의 각속도와 각변위를 p, q, r 과 θ, ϕ, ψ , 언스프링질량에서 발생하는 힘에 의해서 스프링질량에 작용하는 롤방향, 피치방향, 요우방향의 모멘트를 N_ϕ, N_θ, N_ψ , 그리고 타이어와 현가장치에서 발생하는 힘을 F 와 F_s 라고 가정한다. 그리고 자동차의 무게중심을 기준으로 하는 좌표계를 사용하여 오일러(Euler) 운동방정식으로 부터 스프링질량의 병진운동과 회전운동, 언스프링질량의 병진운동에 대한 운동방정식들을 구하면 다음과 같은 결과들을 얻을 수 있다.

2.5.1 스프링질량의 병진운동

$$M\dot{u} + \lambda_2 \dot{q} - M(vr - wq - g\theta) = \sum_{i=1}^4 F_{ix}^{(i)} - F_{ax} \quad (20)$$

$$M\dot{v} - \lambda_2 \dot{p} + \lambda_1 \dot{r} - M(wp - ur - g\phi) = \sum_{i=1}^4 F_{iy}^{(i)} - F_{ay} \quad (21)$$

$$M_s \dot{w} - M_s(uq - vp + g) = \sum_{i=1}^4 F_{iz}^{(i)} \quad (22)$$

2.5.2 스프링질량의 회전운동

$$-\lambda_2 \dot{v} + (I_x + I_x') \dot{p} - (I_{xz} + I_{xz}') \dot{r} - \lambda_2(ur - wp - g\phi) = N_\phi \quad (23)$$

$$\lambda_2 \dot{u} + (I_y + I_y') \dot{q} - \lambda_2(vr - wq - g\theta) = N_\theta \quad (24)$$

$$\lambda_1 \dot{v} - (I_{xz} + I_{xz}') \dot{p} + (I_z + I_z') \dot{r} - \lambda_1(wp - ur + g\phi) = N_\psi \quad (25)$$

2.5.3 언스프링질량의 병진운동

$$\frac{M_{uf}}{2} \dot{w} + \frac{M_{uf} t_f}{4} \dot{p} - \frac{M_{uf} a}{2} \dot{q} + \frac{M_{uf}}{2} \ddot{z}_s^{(1)} - \frac{M_{uf}}{2} (uq - vp + g) = F_{ix}^{(1)} + F_s^{(1)} \quad (26)$$

$$\frac{M_{uf}}{2} \dot{w} - \frac{M_{uf} t_f}{4} \dot{p} - \frac{M_{uf} a}{2} \dot{q} + \frac{M_{uf}}{2} \ddot{z}_s^{(2)} - \frac{M_{uf}}{2} (uq - vp + g) = F_{ix}^{(2)} + F_s^{(2)} \quad (27)$$

$$\frac{M_{ur}}{2} \dot{w} + \frac{M_{ur} t_r}{4} \dot{p} + \frac{M_{ur} b}{2} \dot{q} + \frac{M_{ur}}{2} \ddot{z}_s^{(3)} - \frac{M_{ur}}{2} (uq - vp + g) = F_{ix}^{(3)} + F_s^{(3)} \quad (28)$$

$$\frac{M_{ur}}{2} \dot{w} - \frac{M_{ur} t_r}{4} \dot{p} + \frac{M_{ur} b}{2} \dot{q} + \frac{M_{ur}}{2} \ddot{z}_s^{(4)}$$

$$- \frac{M_{ur}}{2} (uq - vp + g) = F_{ix}^{(4)} + F_s^{(4)} \quad (29)$$

여기서 $\lambda_1, \lambda_2, I_x', I_y', I_z'$, 그리고 I_{xz}' 는 다음과 같이 주어진다.

$$\lambda_1 = M_{uf} a - M_{ur} b \quad (30)$$

$$\lambda_2 = M_{uf} z_f + M_{ur} z_r \quad (31)$$

$$I_x' = I_y' = M_{uf} z_f^2 + M_{ur} z_r^2 \quad (32)$$

$$I_z' = M_{uf} \left(a^2 + \frac{t_f^2}{4} \right) + M_{ur} \left(b^2 + \frac{t_r^2}{4} \right) \quad (33)$$

$$I_{xz}' = M_{uf} a z_f - M_{ur} a z_r \quad (34)$$

3. 시스템의 적용예

본 연구에서는 사용자의 편의성을 도모하기 위해서 윈도우즈 GUI 환경에서의 시스템 운영이 가능하도록 자동차의 가상 주행 시뮬레이터를 Visual C++와 Windows 95 기반으로 개발하였다.

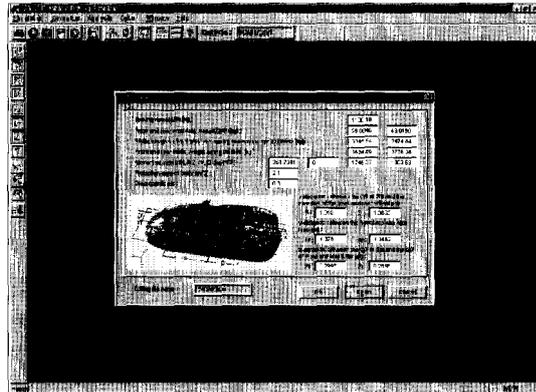


Fig. 5. Setup of vehicle data.

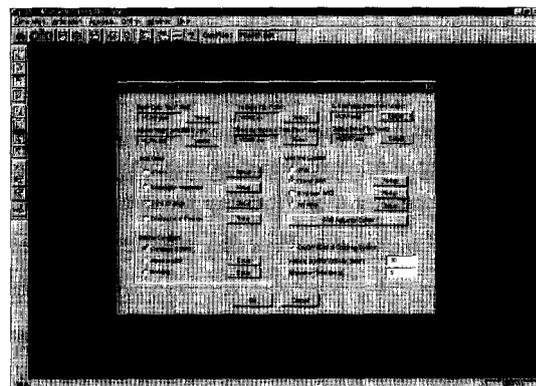


Fig. 6. Setup of simulation condition.

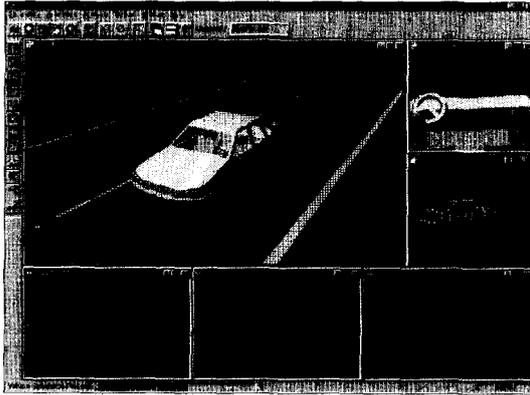


Fig. 7. Visualization of driving state.

Fig. 5와 6은 가상 주행 시뮬레이터의 차량정보와 해석조건 입력모듈을 각각 보여주고 있으며, Fig. 7은 가상 주행 시뮬레이터에 의해서 해석되고 있는 자동차의 주행상태를 컴퓨터화면상에 표현하는 가시화 모듈을 보여주고 있다. 특히 가시화 모듈에서 볼 수 있는 자동차의 3차원 형상은 솔리드모델링 기법을 이용해서 설계하였다.

그리고 적용예로서 제시된 해석결과들은 모두 80 km/h의 속도로 4WS 자동차가 차선변경을 하는 주행조건에 대한 것들이며, 4WS 제어방법으로는 전·후륜타이어의 코너링강성이 각각 C_f 와 C_r 인 경우에서 식 (17)에서의 계수값들이 $C_1=C_f/C_r$, $C_2=(Mu^2+C_f a - C_r b)/C_r u^2$ 로 주어지는 방법을 사용하였다.

Fig. 8은 차선변경시에 요구되는 자동차의 전·후륜조향각들을 보여주고 있다. 이 해석결과는 가상 주행 시뮬레이터에 내장되어 있는 운전자모델을 이용해서 결정된 핸들조향각을 토대로 얻은 것이다.

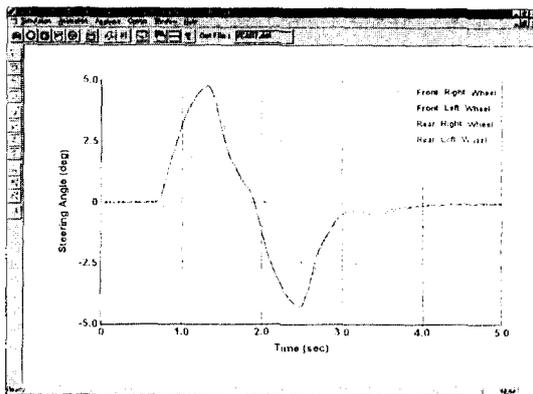


Fig. 8. Steering wheel angle.

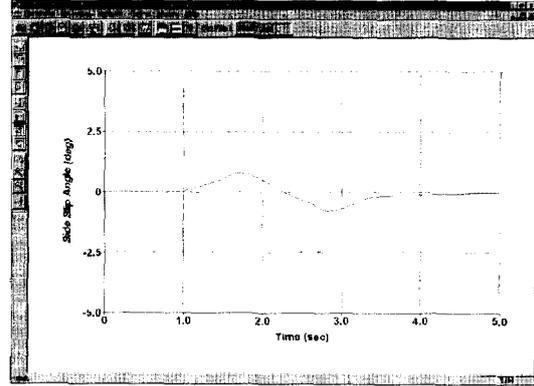


Fig. 9. Side slip angle.

특히 후륜조향각의 경우에는 핸들조향 초기에 전륜조향각과 역위상을 갖는 4WS 시스템의 특징을 잘 보여주고 있다. 그리고 Fig. 9에는 자동차의 횡미끄

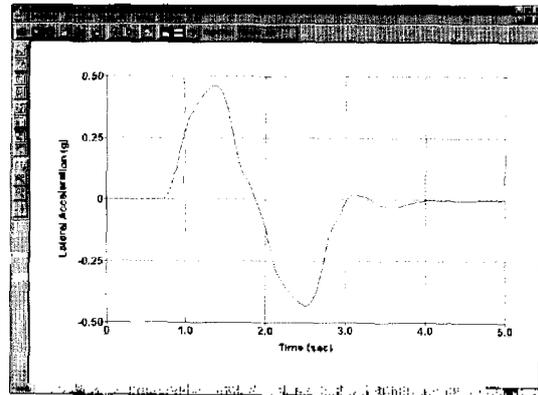


Fig. 10. Lateral acceleration.

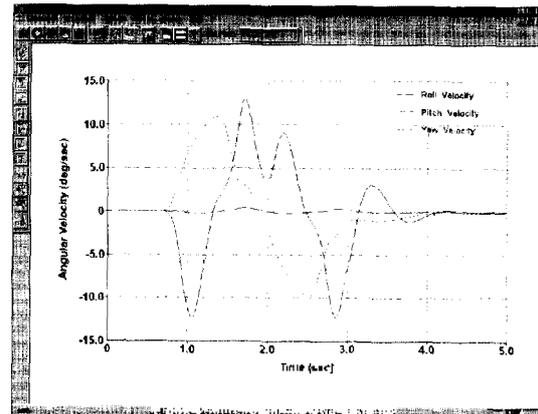


Fig. 11. Angular velocity.

림각을 제시하였는데, 극심한 주행조건하에서도 4WS 자동차의 횡머끄림각은 매우 작다는 사실을 확인할 수 있다.

Fig. 10과 11에는 자동차의 횡가속도와 각속도들을 제시하였는데, 롤방향과 요우방향의 각속도가 크게 나타나는 차선변경시의 자동차 거동을 잘 나타내고 있다. 그리고 Fig. 12에 제시된 바와 같이 타이어에 작용하는 횡방향의 힘들은 전·후륜조향각과 유사한 형태를 가지고 있으며, 선회방향에 따라서 좌·우측 타이어에 작용하는 힘이 크게 달라지고 있음을 볼 수 있다. 차선변경을 수행하는 자동차의 주행경로는 Fig. 13에 표시하였다.

또한 본 연구에서 개발한 가상 주행 시뮬레이터는 자동차의 주행상태에 대한 해석결과들을 JIT(Just-in-Time) 방식으로 컴퓨터화면이나 프린터로 출력할 수 있으며, 윈도우즈 메타파일로도 저장할 수 있기 때문에 정보분석은 물론 보고서 작성에 필요한 시간을 크게 단축시킬 수 있다. 특히 가시화 모듈에서 솔리

드모델링 기법으로 형상설계한 자동차의 주행상태를 3차원 그래픽스 형태로 출력하지 않는 경우에는 펜텀 컴퓨터상에서의 실시간 주행 시뮬레이션이 가능하다.

4. 결 론

본 연구에서는 기존 시스템들의 고비용성, 사용방법의 난이성 등과 관련된 문제점을 개선할 수 있도록 윈도우즈 GUI 환경에서 운영이 가능하고, 20자유도의 자동차모델을 토대로 하는 가상 주행 시뮬레이터를 PC 기반으로 개발하였다.

본 연구에서 개발한 가상 주행 시뮬레이터는 4WS 자동차와 4WD 자동차의 주행특성을 모두 해석할 수 있으며, 특히 4WS 액츄에이터의 응답성이 후륜조향각에 미치는 영향을 고려하기 위해서 DC 모터 제어 방식의 4WS 액츄에이터 모델을 내장하고 있다. 또한 바퀴의 회전운동에 대한 보다 정확한 해석결과를 얻기 위해서 바퀴의 회전관성 외에도 차동기어의 커플링효과를 고려하였으며, 실험정보에 대한 의존성을 줄이기 위해서 현가장치의 기구학적인 해석방법을 도입하였다. 아울러서 자동차의 주행상태를 컴퓨터화면상에서 쉽게 파악할 수 있도록 솔리드모델링 기법과 3차원 그래픽스 기술을 이용한 가시화 모듈을 구축하였다.

마지막으로 본 연구에서 개발한 가상 주행 시뮬레이터 기술은 각종 자동차의 주행특성에 대한 해석이나 제어알고리즘에 대한 평가 외에도 소프트웨어와 하드웨어가 연계된 실시간 시뮬레이터 개발에 적용할 수 있다고 판단한다.

참고문헌

1. ADAMS User's Manual, Mechanical Dynamics Inc., 1991.
2. DADS User's Manual, Computer Aided Design System Inc., 1991.
3. ADI Application Report, 1990.
4. 양희구, 김석일, "B-Rep 솔리드모델을 이용한 머시닝센터용 CAD/CAM시스템 개발", 한국정밀공학회 논문집, Vol. 13, No. 3, pp. 150-164, 1996.
5. Dugoff, H., Fancher, P.S. and Segal, L., "An Analysis of Tire Traction Properties and Their Influence on Vehicle Dynamic Performance", SAE-Paper 700377.
6. Allen, R.W., Rosentahal, T.J. and Szostak, H.T., "Steady State and Transient Analysis of Ground

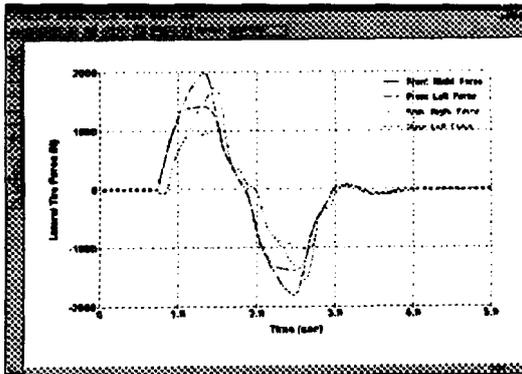


Fig. 12.

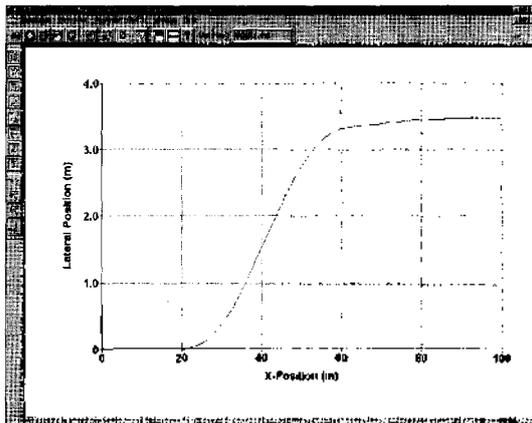


Fig. 13. Trajectory.

Vehicle Handling", SAE-Paper 870495.

7. Lin, Y., "Improving Vehicle Handling Performance by a Closed-Loop 4WS Driving Controller", SAE-Paper 921604.
8. Andrzej G. Nalecz, "Investigation into the Effects of Suspension Design on Stability of Light Vehicle", SAE-Paper 870497.



김형내

1996년 한국항공대학교 기계설계학과
학사
1998년 한국항공대학교 기계설계학과
석사
1998년~현재 한국항공대학교 기계설계
학과 박사과정
관심분야: 차량동역학 및 제어, 로보틱스



김석일

1981년 한국항공대학교 항공기계공학과
학사
1983년 한국과학기술원 기계공학과 석사
1990년 한국과학기술원 기계공학과 박사
1983년 한국과학기술연구원 정밀기계
설센터 연구원
1983년~1991년 한국기계연구원 공작기
계실 선임연구원
1991년~현재 한국항공대학교 기계설계
학과 부교수
관심분야: CAD/CAM/CAE기술, 공작기
계설계 및 동특성 해석, 차량
동역학 및 제어