

충돌시 3 차원 거동특성 해석을 위한 모델링

하정섭*(한양대 대학원 자동차공학과), 이승종(한양대 자동차공학과)

Three-Dimensional Modeling for Impact Behavior Analysis

J. S. Ha (Automotive. Eng. Hanyang Univ. Graduate School), S.J. Yi(Automotive. Eng. Hanyang Univ.)

ABSTRACT

In vehicle accidents, the rolling, pitching, and yawing which are produced by collisions affect the motions of vehicle. Therefore, vehicle behavior under impact situation should be analyzed in three-dimension. In this study, three-dimensional vehicle dynamic equations based on impulse-momentum conservation principles under vehicle impact are introduced for simulation. This analysis has been performed by the real vehicle impact data from JARI and RICSAC. This study suggested each system modeling such as suspension, steering, brake and tire as well as the appropriate vehicle behavior simulation model with respect to pre and post impact.

Key Words : Impulse-Momentum Conservation Principles(역적-운동량보존 법칙), JARI(일본 자동차연구소), Collision(충돌), Impact Center(충돌 지점), Slip Angle(슬립각), Slip Rate(슬립율), Pacejka Tire Model(파세카 타이어 모델)

1. 서론

시뮬레이션은 저렴한 개발비용과 짧은 개발시간으로 개발자에게 매우 다양한 선택폭을 제공할 수 있다는 장점이 있다. 차량 시뮬레이션은 운전자가 자동차를 운전하는 동안 수행하는 조향 휠의 조작, 가속 페달을 통해 야기되는 차량의 운동을 실시간으로 보여준다. 이러한 차량 시뮬레이션은 새로운 개념을 갖는 차량 시스템 및 알고리즘 평가 시, 기존 시스템과 비교 분석하여 설계 반영등에 효과적으로 이용될 수 있다.

정상상태에서의 차량의 운동특성을 분석하기 위한 시뮬레이션 연구는 많이 되어지고 있으나 충돌을 포함하는 과도 상태에 대한 연구는 미흡한 실정이다. 무인자동차의 충돌시의 제어기 설계나 차량의 안전장치 설계를 위해서 충돌시의 차량의 운동특성 해석이 전제되어야 한다. 충돌시의 동적 거동은 충돌의 단계에 따라 충돌 전 거동, 충돌 거동, 충돌 후 거동으로 3 단계로 나눌 수 있다.

충돌시의 차량의 운동은 큰 외력의 전달로 차량의 운동에 있어서 롤링, 피칭, 요잉 운동에 영향을

미친다. 그래서 차량거동 특성은 3 차원으로 해석되어져야 한다. 또한 충돌 거동은 역적-운동량보존 법칙에 근거한 강체역학적 측면에서 해석 된다. 강체 역학적인 접근은 유한요소법(Finite Element Method)과 달리 질량요소 사이의 거리가 불변이라는 조건에서 강체의 운동을 다룬다. 즉 질량요소 개개의 운동을 고려할 필요가 없다. 각운동량과 힘의 모멘트의 기점을 강체의 무게중심에 잡고, 강체의 전질량이 무게중심에 집중되어 있다고 가정하고 힘과 모멘트에 의한 강체의 운동을 다룬다. 대표적인 이론인 충돌면의 접선방향과 법선방향에서 모두 반발계수를 도입한 Ishikawa 의 이론을 이용하여 충돌시의 3 차원 차량운동 방정식을 유도하였다. 이방정식은 충돌 전후의 차량의 6 방향 중 방향, 횡 방향, 수직 방향, 피칭, 롤링, 요잉에 대한 운동특성을 잘 표현한다. Ishikawa 가 JARI 에서 수행한 45 회의 실차 충돌실험 데이터와 RICSAC 의 충돌실험 데이터를 분석하고, 차량의 운동방정식과 역적 운동량 방정식과 각 시스템 현가장치, 조향장치, 제동장치, 타이어를 모델링 하여 충돌전후의 차량거동 시뮬레이션 모델을 구성하였다.

2. 3차원 차량 동역학

2.1 차량운동방정식

차량의 운동방정식은 Fig. 1 과같이 주행노면에 고정되어 있는 절대 좌표계(X-Y)와 차량의 무게중심에 고정되어 있는 상대 좌표계(x-y)를 이용하여 종 방향, 횡 방향, 수직방향, 피칭, 롤링, 요잉 운동에 대한 위치, 속도, 가속도를 아래의 식(1)-(3)을 통하여 알 수 있다[1,2].

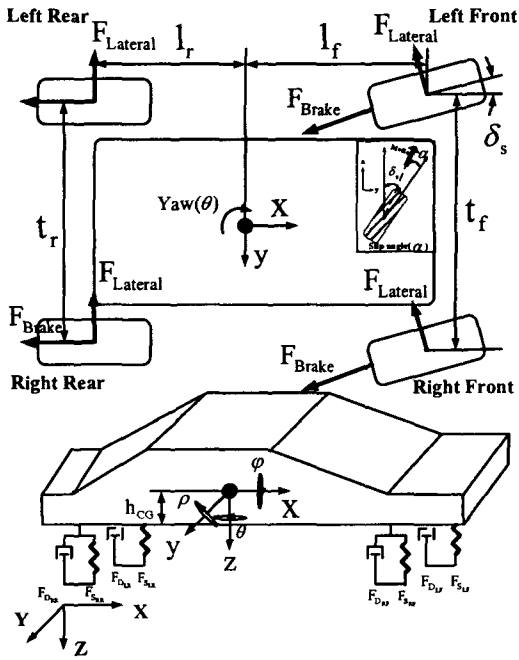


Fig. 1 Vehicle free body diagram

$$[M]\{\ddot{x}\} = [B]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} + [SD]\{D\} + [GD]g + [TD]\{FL\} + [BD]\{KB\} + \{F_{nl}\} \quad (1)$$

$[M]$: Mass Matrix

$[B]$: Damping Matrix

$[K]$: Stiffness Matrix

$[SD]$: Static Force Distribution Matrix

$\{D\}$: Static Spring Deflection Vector

$[GD]$: Gravity Force Distribution Vector

g : Acceleration due to Gravity

$[TD]$: Tire Force Distribution Matrix

$\{FL\}$: Lateral Tire Force Vector

$[BD]$: Brake Force Distribution Matrix

$\{KB\}$: Brake Stiffness Vector

$[F_{nl}]$: Non_Linear Acceleration Vector

$$\{x\} = [x \ y \ z \ \varphi \ \rho \ \theta]^T \quad (2)$$

식(1)에서 상대 좌표계(x-y)에 대한 6 방향 속도 $\{\dot{x}\}$ 를 구할 수 있다. 이것을 절대 좌표계(X-Y)에 대하여 좌표축 변환을 하면 종 방향, 횡 방향, 수직 방향의 절대 속도 $\{\dot{X} \ \dot{Y} \ \dot{Z}\}$ 을 구할 수 있다.

2.2 타이어모델

본 연구에서는 파세카(Pacejka) 타이어 모델을 사용한다. 파세카 타이어 모델은 실험 데이터를 커브피팅하여 만든 것으로서 슬립율, 슬립각, 수직하중을 입력변수로 하고 종 구동력과 횡구동력을 출력변수로 하는 모델이다. 각 타이어에 걸리는 수직하중은 식(2)의 값을 이용하여 각 현가장치(suspension)의 스프링힘 F_s 와 댐퍼힘 F_D 을 구하여 합함으로써 구해진다. 슬립율과 슬립각은 식(3)과 (4)에서 각각 구해진다[1,2,3].

$$\text{가속시 : } \lambda = \left(1 - \frac{V}{R \times \omega_{wheel}}\right) \times 100 \quad (3)$$

$$\text{제동시 : } \lambda = \left(1 - \frac{R \times \omega_{wheel}}{V}\right) \times 100$$

여기서 V 는 휠의 진행속도, R 은 타이어의 동회전 반경 그리고 ω_{wheel} 은 구동 휠의 각속도이다.

$$\alpha_{LF} = \delta_s - \arctan\left[\frac{\dot{y} + l_f \dot{\theta}}{\dot{x} + \frac{t_f}{2} \dot{\theta}}\right] \quad (4)$$

$$\alpha_{RF} = \delta_s - \arctan\left[\frac{\dot{y} + l_f \dot{\theta}}{\dot{x} - \frac{t_f}{2} \dot{\theta}}\right]$$

$$\alpha_{RF} = \delta_s - \arctan\left[\frac{\dot{y} + l_f \dot{\theta}}{\dot{x} - \frac{t_f}{2} \dot{\theta}}\right]$$

$$\alpha_{RR} = \arctan\left[\frac{-\dot{y} + l_r \dot{\theta}}{\dot{x} - \frac{l_r}{2} \dot{\theta}}\right]$$

여기서 슬립각(α)의 아래 첨자는 각 타이어의 위치(Left Front, Right Front, Left Rear, Right Rear)이다.

3. 충돌시의 거동

3.1 역적-운동량 방정식

본 연구에서는 Ishikawa 가 제시한 강제역학적 측면에서의 자동차 충돌 거동에 대한 해석적 모델을 사용한다. 이 모델은 운동량 보존법칙에 근거하여 충돌면의 접선 방향과 법선 방향에서 모두 반발계수를 도입하는 모델이다. JARI 의 충돌 데이터와 RICSAC 의 충돌 데이터를 이용하면 접선 방향의 반발계수(e_t)와 법선 방향의 반발계수(e_n)를 구할 수 있다. 이것을 식(5)에 대입하면 법선방향 충격력(P_n)과 접선방향 충격력(P_t)이 구해진다[4,5].

$$P_n = \frac{1}{(1 - m_n m_t m_0^2)} \{m_n RDS_0 (1 + e_n) + m_n m_t m_0 RSS_0 (1 + e_t)\} \quad (5)$$

$$P_t = \frac{1}{(1 - m_n m_t m_0^2)} \{m_t RSS_0 (1 + e_t) + m_n m_t m_0 RDS_0 (1 + e_n)\}$$

$$m_n = \frac{\gamma_{1n} m_1 \gamma_{2n} m_2}{\gamma_{1n} m_1 + \gamma_{2n} m_2}, \quad m_0 = \frac{a_1 b_1}{m_1 k_1^2} + \frac{a_2 b_2}{m_2 k_2^2}$$

$$m_t = \frac{\gamma_{1t} m_1 \gamma_{2t} m_2}{\gamma_{1t} m_1 + \gamma_{2t} m_2}, \quad \gamma_{1n} = \frac{k_1^2}{k_1^2 + a_1^2}$$

$$\gamma_{2n} = \frac{k_2^2}{k_2^2 + a_2^2}, \quad \gamma_{1t} = \frac{k_1^2}{k_1^2 + b_1^2}, \quad \gamma_{2t} = \frac{k_2^2}{k_2^2 + b_2^2}$$

RDS_0 : Initial relative deformation speed

RSS_0 : Initial relative sliding speed

여기서 m_1 과 m_2 는 두 차량의 질량이고, (a_1, b_1) 과 (a_2, b_2) 는 충돌지점에서 본 각 차량의 무게중심의 좌표이다. 그리고 k_1, k_2 는 회전반경(radius of gyration) 이다.

3.2 충돌시의 차량운동방정식

충돌시의 운동방정식은 식(1)에 충돌시의 충격량을 고려함으로써 식(6)과 같이 구해진다. 충격력 F_n, F_t 는 충돌시간동안 기울기가 삼각형 형태인 시간의 함수로 나타나지만, 충돌시간은 0.1~0.2 초로 짧고 충돌 전후의 차량의 거동 특성에 관심이 있기 때문에 충격량 P_n, P_t 이 차량의 운동특성을 결정한다. 따라서 충격력 F_n, F_t 을 시불변(time-invariable) 함수로 가정할 수 있다.

$$[M]\{\ddot{x}\} = [B]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} + [SD]\{D\} + [GD]g + [TD]\{FL\} + [BD]\{KB\} + \{F_{nl}\} + \{F_c\} \quad (6)$$

$$F_c = \begin{bmatrix} -F_t \cos \theta + F_n \sin \theta \\ F_t \sin \theta + F_n \cos \theta \\ 0 \\ (F_t \sin \theta + F_n \cos \theta)(h_{CG} - c_c) \\ (F_t \cos \theta - F_n \sin \theta)(h_{CG} - c_c) \\ (F_t \cos \theta - F_n \sin \theta)b_c + (F_t \sin \theta + F_n \cos \theta)a_c \end{bmatrix}$$

여기서 (a_c, b_c, c_c) 는 차량의 무게중심에 있는 상대 좌표계에서의 충돌지점(impact center)의 (x, y, z) 좌표 (x, y, z) 이다.

4. 차량 시스템 모델링

충돌시 강한 외부력에 의하여 발생되어지는 특수한 운동 상태를 표현하기 위하여 3 차원 차량동역학 방정식과 충돌거동에서의 역적-운동량 방정식을 조합하였다. 충돌전후의 차량의 6 방향 운동 종 방향, 횡 방향, 수직방향, 피칭, 롤링, 요잉 운동에 대한 정확한 해석을 위하여 Fig. 2 와 같이 시물레이션을 위한 모델을 구성하였다. 여기서 현가장치(suspension)는 비선형성을 고려하지않는 선형적인 모델을 사용하였고, 제동장치모델은 제동토크를 휠동역학 모델과 슬립율식을 이용하여 각 타이어의 슬립율을 계산한다. 제어기는 두 차량의 위치와 속도관계로부터 충돌의 형태와 정도를 판별하고 제동장치와 조향장치를 제어한다. 이때 충돌의 형태와 정도는 충격량을 결정한다. 슬립율, 슬립각, 수직하중은 타이어 모델에 들어가서 각 타이어의 종 방향과 횡 방향 힘을 결정하게 된다[6,7].

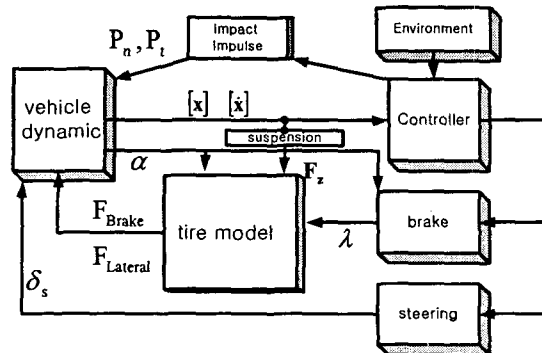


Fig. 2 Vehicle modeling

4. 결론

본 연구에서는 차량의 안전성과 연관관계를 가지는 충돌전후에 발생되어지는 차량의 6 방향 운동특성을 예견하기 위하여 3 차원 차량운동방정식을 구하고 역적-운동량방정식과 조합하여 충돌시의 3 차원 차량운동방정식을 유도 하였다. 또한 충돌시의 외부력에 의한 충돌전후에 운동특성 분석 시뮬레이션을 위한 전체시스템을 모델링 하였다.

참고문헌

1. Matthew, R., S., and Michael, A., D., "Modeling And Simulation of Vehicle Ride And Handling Performance," Proceedings of the 15th IEEE International Symposium on Intelligent Control 17-19, July 2000
2. 서영덕, 이승중, "Vehicle Traction control using Fuzzy Logic Theory," 한양대학교 석사학위논문, 1997
3. Ebert Bakker, Hans B.Pacejka, and Lars Linder, " A New Tire Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies," SAE, 890087, 1989
4. Ishikswa, H., "Impact Model for Accident Reconstruction-Normal and Tangential Restitution Coefficients," SAE 930654, 1993
5. 한인환 "자동차 사고 재구성을 위한 충돌 해석," KSAE, 98370039, 1989
6. Vantsevich, V., V., Vysotski, M., S., and Kharytonchik, S., V., "Control of Wheel Dynamics," SAE, 980242, 1998
7. Allen, R., W., Rosenthal, T., J., Klyde, D., H., Chrstos, J., P., "Vehicle and Tire Modeling for Dynamics Analysis and Real-Time Simulation," SAE, 2000-01-1620, 2000