

실시간 다물체 차량 동역학 소프트웨어 개발 Part I: 부분시스템 합성방법에 의한 실시간 차량 모델

김 성 수^{*1)} · 정 완 희²⁾ · 이 창 호²⁾ · 정 도 현³⁾

충남대학교 BK 21 메카트로닉스 그룹¹⁾ · 충남대학교 대학원 BK 21 메카트로닉스 그룹²⁾ · 자동차부품연구원³⁾

Development of Real Time Multibody Vehicle Dynamics Software Part I: Real Time Vehicle Model based on Subsystem Synthesis Method

Sung-Soo Kim^{*1)} · Wanhee Jeong²⁾ · Chang Ho Lee²⁾ · Do Hyun Jung³⁾

¹⁾BK21 Mechatronics Group at Chungnam National University, Daejeon 305-764, Korea

²⁾BK21 Mechatronics Group at Graduate School of Chungnam National University, Daejeon 305-764, Korea

³⁾Korea Automotive Technology Institute, 74 Yongjeong-ri, Pungse-myeon, Cheonan-si, Chungnam 330-912, Korea

(Received 16 June 2008/ Accepted 24 July 2008)

Abstract : The real-time multibody vehicle model based on the subsystem synthesis method has been developed. Suspension, anti roll bar, steering, and tire subsystem models have been developed for vehicle dynamics. The compliance effect from bush element has been considered using a quasi-static method to achieve the real time requirement. To validate the developed vehicle model, a quarter car and a full vehicle simulations have been carried out comparing simulation results with those from the ADAMS vehicle model. Real time capability has been also validated by measuring CPU time of the simulation results.

Key words : Real-time vehicle dynamics(실시간 차량 동역학), Subsystem synthesis method(부분시스템 합성 방법), HILS(Hardware in the loop simulation)

1. 서 론

차량의 안정성 및 편의성을 위한 지능형 샤시 제어 시스템은 지능형 차량의 핵심 요소로 등장하고 있다. 이러한 샤시 제어장치의 개발에는 설계로부터 실차 시험 검증까지 많은 비용과 시간, 위험이 수반하게 되는데 이를 줄이기 위해서는 수학적인 가상의 차량 모델(소프트웨어 모델)과 개발하고자 하는 제어 장치(하드웨어)가 결합하여 시뮬레이션을 수행하는 HILS(Hardware In the Loop Simulation) 기법이 효과적이다.

HILS 시스템의 구성요소 중 실시간 차량 동역학

소프트웨어는 HILS 시스템의 핵심적인 요소로서 제어 시스템 개발의 신뢰성을 위해서는 실제 차량의 거동을 정확하게 재현할 수 있어야 하고, 실제 하드웨어와 연결되어 상호작용을 해야 하기 때문에 실시간 해석이 가능해야 한다. 또한, 사용자의 편의를 위하여 GUI(Graphic User Interface) 및 가시화 도구의 개발이 필요하다.

본 논문에서는 HILS에 적용하기 위한 부분시스템 합성 방법에 기반한 다물체 차량 모델 개발과 차량 모델링 GUI 및 가시화 모듈의 개발 연구를 수행하였다.

본 논문은 두 개의 소주제로 나뉘어, Part I에서는 부분시스템 합성방법에 의한 현가장치 모델링

*Corresponding author, E-mail: sookim@cnu.ac.kr

및 컴플라이언스 효과 고려방법, 안티롤 바, 조향, 타이어, 실시간 적분기 개발에 대한 내용과 개발된 실시간 차량 모델의 검증 결과를 기술하였다. 그리고 Part II에서는 차량 모델링 GUI의 개발과, 하드포인트로부터의 입력데이터 생성 알고리즘, 후처리기 및 가시화 모듈의 개발에 대하여 논하였다.

2. 실시간 차량 모델 개발

본 논문에서 개발한 실시간 차량 모델의 대상 차량은 SUV(Sport Utility Vehicle)로 전륜 현가로는 맥퍼슨 스트럿 현가장치를, 후륜 현가로는 멀티링크 현가장치를 장착하고 있다.

2.1 부분시스템 합성방법을 이용한 차량 모델링

Fig. 1은 맥퍼슨 스트럿과 멀티링크 현가부분 시스템으로 구성된 SUV 모델의 부분 시스템 해석을 위한 위상분석도이다. 각 부분 시스템은 물체와 조인트의 다물체 시스템으로 구성된다. 부분 시스템 합성법을 적용하여 차량을 해석하는 경우 먼저 4개의 독립적인 부분 시스템이 차체에 미치는 효과를 효과 관성 행렬 \bar{M}_i ($i=1\sim 4$)과 효과 힘 벡터 \bar{P}_i ($i=1\sim 4$)를 통하여 구하고, 그 효과를 차체의 운동방정식에 합성하여 6자유도의 차체만의 운동방정식을 식 (1)과 같이 구한다.¹⁾

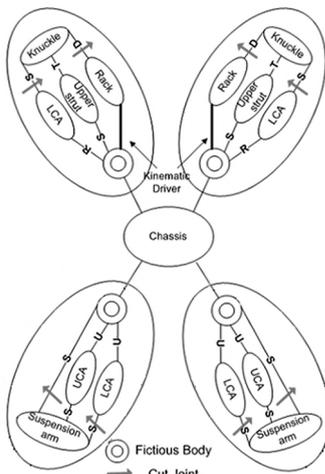


Fig. 1 Topology of 4 subsystem

$$(\bar{M}_0 + \sum_{i=1}^4 \bar{M}_i) \dot{\hat{Y}}_0 = (\bar{Q}_0 + \sum_{i=1}^4 \bar{P}_i) \quad (1)$$

식 (1)을 이용하여 차체 가속도의 상태 벡터인 $\dot{\hat{Y}}_0(t)$ 를 구하면 각각의 현가 부분 시스템에 대하여 식 (2)와 같은 독립적인 운동방정식을 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \bar{M}_{qq} & \Phi_q^T \\ \Phi_q & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\bar{q}} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{P}_q \\ \bar{\gamma} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \bar{M}_{yq}^T \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \dot{\hat{Y}}_0(t) \quad (2)$$

식 (2)의 현가부분 시스템의 운동방정식은 미분대수 방정식으로 여러 가지 방법으로 그 해를 구할 수 있다. 그 중 한 가지 방법인 일반 좌표 분할법은 현가 부분 시스템에 사용된 좌표 \bar{q} 를 독립좌표 (independent coordinate) \bar{v} 와 종속좌표(dependent coordinate) \bar{u} 로 분할하고 운동방정식을 독립 좌표의 함수로 변환하여 해를 구하는 방법이다.²⁾

현가 부분시스템의 운동방정식은 먼저 식 (2)의 운동방정식을 독립좌표와 종속좌표에 의해서 아래의 식 (3)과 같이 나누고, 수학적 치환에 의해서, 독립변수에 관한 운동방정식으로 식 (4)과 같이 변환한다.

$$\begin{bmatrix} \bar{M}_{uu} & \bar{M}_{uv} & \Phi_u^T \\ \bar{M}_{vu} & \bar{M}_{vv} & \Phi_v^T \\ \Phi_u & \Phi_v & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\bar{u}} \\ \ddot{\bar{v}} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{P}_u \\ \bar{P}_v \\ \bar{\gamma} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \bar{M}_{yqu}^T \\ \bar{M}_{yqv}^T \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \dot{\hat{Y}}_0(t) \quad (3)$$

$$\mathbf{M}^* \ddot{\bar{v}} = \mathbf{Q}_q^* - \mathbf{Q}_y^* \dot{\hat{Y}}_0 \quad (4)$$

여기서

$$\mathbf{M}^* = \bar{M}_{vv} - \bar{M}_{vu} (\Phi_u^{-1} \Phi_v) - (\Phi_u^{-1} \Phi_v)^T \bar{M}_{vu}^T + (\Phi_u^{-1} \Phi_v)^T \bar{M}_{uu} (\Phi_u^{-1} \Phi_v) \quad (5)$$

$$\mathbf{Q}_q^* = \bar{P}_v - (\Phi_u^{-1} \Phi_v)^T \bar{P}_u - [\bar{M}_{vu} - (\Phi_u^{-1} \Phi_v)^T \bar{M}_{uu}] (\Phi_u^{-1} \bar{\gamma}) \quad (6)$$

$$\mathbf{Q}_y^* = (\bar{M}_{yqu} - \bar{M}_{yqv} \Phi_u^{-1} \Phi_v)^T \quad (7)$$

이다. 종속좌표에 대한 가속도와 라그랑지 승수는 식 (8)의 가속도 구속 방정식과 식 (9)에 의해 구한다.

$$\ddot{\mathbf{u}} = \Phi_{\mathbf{u}}^{-1} \ddot{\gamma} - \Phi_{\mathbf{u}}^{-1} \Phi_{\mathbf{v}} \ddot{\mathbf{v}} \quad (8)$$

$$\lambda = (\Phi_{\mathbf{u}}^{-1})^T (\bar{\mathbf{P}}_{\mathbf{u}} - \bar{\mathbf{M}}_{\mathbf{uu}} \ddot{\mathbf{u}} - \bar{\mathbf{M}}_{\mathbf{uv}} \ddot{\mathbf{v}}) \quad (9)$$

또한 식 (1)에서 필요로 하는 각 부분 시스템 별로 차체에 미치는 효과 관성 행렬과 효과 힘 벡터는 식 (10), 식 (11)로 구한다.¹⁾

$$\ddot{\mathbf{M}}^c = \bar{\mathbf{M}}_{yy} - \mathbf{Q}_y^{*T} (\mathbf{M}^*)^{-1} \mathbf{Q}_y^* \quad (10)$$

$$\ddot{\mathbf{P}}^c = \bar{\mathbf{P}}_y - \bar{\mathbf{M}}_{yqu} (\Phi_{\mathbf{u}}^{-1} \ddot{\gamma}) - \mathbf{Q}_y^{*T} (\mathbf{M}^*)^{-1} \mathbf{Q}_q^* \quad (11)$$

2.2 현가장치 모델

Fig. 2는 대상차량의 전, 후륜 현가장치로 설정되어 있는 맥퍼슨 스트럿 현가장치와 멀티링크 현가장치의 다물체 시스템 구성도를 나타내고 있다.

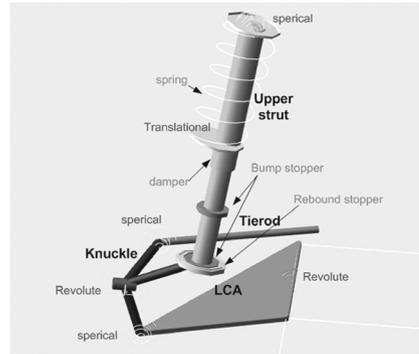
2.1절의 부분시스템 합성방법을 이용하여 현가장치 운동방정식을 수립하고, C 언어를 사용하여 해석프로그램을 구현하였다.

현가장치에 장착된 스탭퍼 요소는 비선형 스프링 모델로 구현하였다. Fig. 3은 스탭퍼 요소의 강성 곡선을 나타낸다.

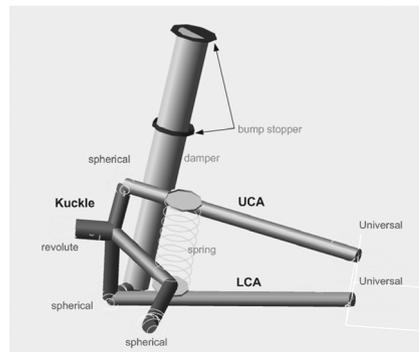
2.3 준정적법을 이용한 부싱 컴플라이언스 효과 고려 방법

현가장치와 차체를 연결하는 부싱요소에 의한 컴플라이언스 효과는 차체의 운동특성에 큰 영향을 미치기 때문에 반드시 고려되어야 한다.

부싱요소는 다물체 동역학 모델에서 일반적으로 스프링과 댐퍼로 모델링된다. 그러나 이러한 모델을 사용할 경우, 큰 강성에 의한 고주파 특성을 나타



(a) McPherson suspension model



(b) Multi-link suspension model

Fig. 2 Front and rear suspension model

내기 때문에 실시간 해석이 어렵다. 따라서 본 논문에서는 개발된 준정적 법을 이용한 부싱 변형 효과 계산 방법을 사용하였다.³⁾

먼저, 부싱위치에 대체된 조인트의 반력 및 토크를 계산한다. 일반적으로 부분시스템 합성법에서 사용하고 있는 순환 다물체 공식에서의 조인트 반력은 가장 끝 물체로부터 작용, 반작용 법칙에 따라

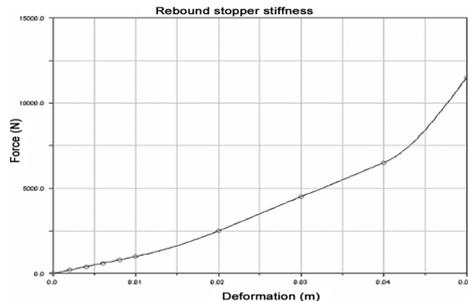
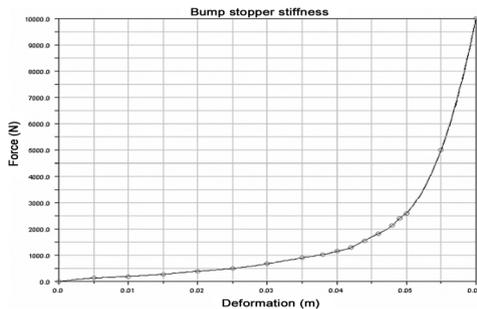


Fig. 3 Stopper characteristic curves

역순환적으로 구하지만, 준정적 법에서는 부싱위치의 조인트 반력만을 필요로 하므로 비순환적인 조인트 반력계산 알고리즘을 사용하여 특정 조인트의 반력을 계산할 수 있도록 하였다.⁴⁾

계산된 조인트 반력을 부싱좌표계에서 축 방향 힘과 반지름 방향 힘으로 변환한 후 준정적 법을 통하여 부싱 강성에 의한 변형을 계산한다. 이러한 변형을 고려하여 부싱이 위치한 곳의 하드 포인트를 변경한다. 따라서 차량 모델에 현가장치의 부싱 컴플라이언스 효과를 포함할 수 있다.

2.4 안티 롤 바 모델

차량 현가장치에 장착되는 안티 롤 바는 차량의 운동 특성에 큰 영향을 미치기 때문에 차량 모델링에서 반드시 고려되어야 하는 요소이다.

안티 롤 바를 유연체로 모델링하거나, 질량을 가지는 강체와 조인트, 그리고 스프링으로 구성된 복잡한 모델로 고려할 경우 계산 량이 많아져 실시간 해석에 어려움이 따르게 된다.

따라서 본 논문에서는 안티 롤 바를 구성하는 기구를 질량이 없는 물체로 간주하고, 오직 기구학적 구속조건식을 이용하여 계산한 안티롤 바의 비틀림 각을 구한 후, 좌우 현가장치에 부가되는 힘을 계산하는 알고리즘을 사용하였다.⁵⁾

Fig. 4는 안티 롤 바 모델의 좌표계 및 벡터 설정을 나타낸 것이다.

Fig. 4에서 드롭링크는 A와 B 점의 위치 벡터로 구성되는 거리 구속조건으로 고려된다. 이때, A 점

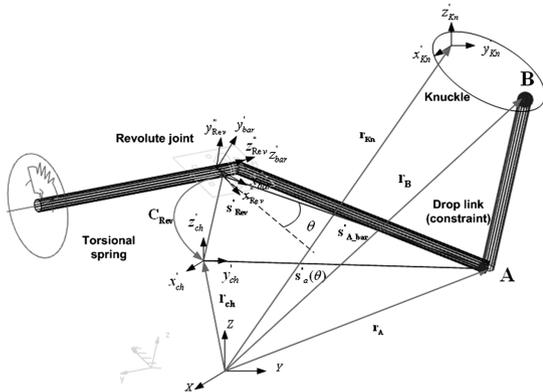


Fig. 4 Coordinate definition of anti roll bar model

의 벡터는 회전조인트 각의 함수로 표현되기 때문에 뉴턴 랩슨 방법을 이용하여 구속조건식으로부터 회전조인트의 회전각을 구할 수 있다. 이렇게 계산된 좌우 회전각으로부터 안티 롤 바 중심 토션 스프링의 강성에 의한 토크를 계산한 후, 너클에 가해지는 힘으로 변환하여 현가장치에 안티 롤 바의 효과를 부여한다.⁵⁾

2.5 조향 장치

실시간 차량 모델의 조향장치는 기구학적 구동장치로 고려하였다. 조향 휠 입력에 대한 랙의 변위를 선형적으로 모델링하였으며 랙과 양쪽 현가장치의 너틀 사이의 타이로드를 거리 구속조건으로 설정하여 랙의 움직임에 따라 조향이 이루어지도록 하였다.

2.6 타이어 모델

Fig. 5는 타이어 모델의 좌표계 및 벡터 설정을 나타낸다. 타이어 좌표계는 기본적인 ISO 좌표계를 기준으로 정의를 하였다.

타이어 모듈은 두 부분의 계산 모듈로 구성되어 있다. 첫 번째 부분은 캠버각, 슬립 각과 같은 타이어의 자세를 기술하는 타이어 기구학 계산 부분이며, 두 번째 부분은 기구학에서 계산된 횡슬립각 α 와 종슬립률 κ , 캠버각 γ 과 타이어 수직방향의 힘 F_z 을 입력으로 사용하여 타이어의 힘과 모멘트를 계산하는 부분이다.

첫 번째로 타이어 기구학에서 타이어의 종슬립률

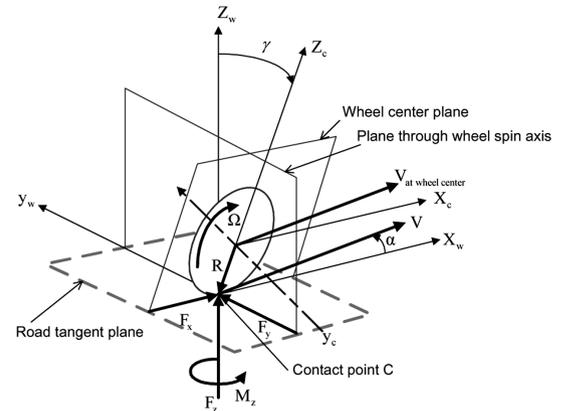


Fig. 5 Tire coordinates systems and vector

과 횡슬립각은 일반적인 식 (12)와 식 (13)을 통하여 각각 계산할 수 있다.

$$k = -\frac{V_x - \Omega R_c}{V_x} (\text{braking})$$

$$= -\frac{V_x - \Omega R_c}{\Omega R_c} (\text{acceleration}) \quad (12)$$

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{V_{sy}}{|V_x|} \right) \quad (13)$$

여기서, V_x 는 휠 중심의 종방향 속도, Ω 는 휠의 각 속도, R_c 는 휠의 효과 반지름, V_{sy} 는 타이어 접지점의 횡방향 속도를 나타낸다.

타이어의 캠버각은 휠의 자세 행렬로부터 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$\gamma = \tan^{-1} \left(\frac{g_z}{\sqrt{g_x^2 + g_y^2}} \right) \quad (14)$$

여기서, g_x, g_y, g_z 는 휠의 회전 축방향 벡터의 x, y, z 방향 요소를 나타낸다.

두 번째로 타이어 모델에서는 타이어에 의하여

너클에 작용하는 힘과 모멘트를 계산한다. 타이어 힘과 모멘트의 계산에는 실험값을 근사적인 수식으로 나타내는 Pacejka 2002 타이어모델이 사용되었다.⁶⁾

Fig. 6은 본 논문에서 사용된 타이어 모델의 특성 곡선이다. 위 그림과 같이 일반적인 타이어의 특성을 잘 반영하고 있는 것을 확인할 수 있다.

3. 실시간 수치 적분 모듈

본 논문에서 사용된 수치적분은 외재적(explicit) 수치적분 방법으로 운동방정식 모듈에서 구한 현 단계에서의 기준 몸체 및 부분시스템의 속도($\dot{\mathbf{y}}_0, \dot{\mathbf{q}}$)와 가속도($\ddot{\mathbf{y}}_0, \ddot{\mathbf{q}}$)를 가지고 수치적분을 통해 다음 단계 시간에서의 위치와 속도를 구하게 된다. 본 논문에서는 비교적 큰 적분 간격에서 정확하고 안정적인 적분이 가능한 다단계 적분법인 Adams 계열의 Adams-Bashforth 3차 공식을 사용하였으며, 사용된 공식은 다음과 같다.⁷⁾

$$\ddot{\mathbf{y}}_{k+1} = \ddot{\mathbf{y}}_k + \frac{h}{12} (23\ddot{\mathbf{y}}_k - 16\ddot{\mathbf{y}}_{k-1} + 5\ddot{\mathbf{y}}_{k-2}) \quad (17)$$

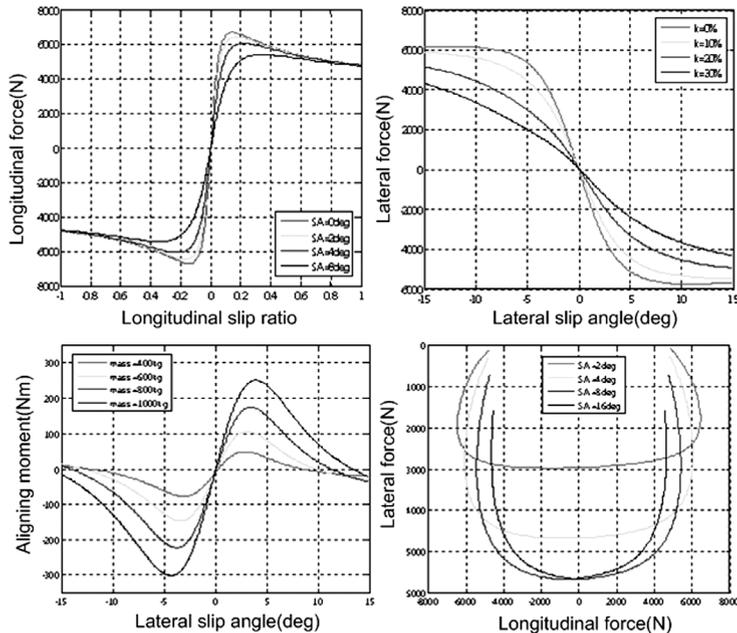


Fig. 6 Tire model characteristics curves

여기서, \vec{v} 는 위치와 속도 항들로 이루어진 벡터이고, $\vec{v}^{\dot{}}$ 는 적분기의 입력으로 사용되는 속도, 가속도 항들을 종합한 벡터이다.⁷⁾

4. 실시간 차량 모델 검증

4.1 범프통과 시뮬레이션 결과

현가장치 전차량 모델의 범프 통과 시뮬레이션을 수행하여 개발된 실시간 다물체 차량 모델과, 부싱 요소가 포함된 기준 ADAMS 모델의 결과를 비교하였다.

범프의 높이는 0.1m, 폭은 0.5m, 차량의 초기속도는 10km/h로 설정하였고, 오른쪽 바퀴와 왼쪽 바퀴가 서로 다른 범프를 통과하는 비 대칭 범프 통과 시뮬레이션을 수행하였다.

Fig. 7에 나타난 바와 같이 개발된 실시간 차량 모델의 결과가 기준 ADAMS 모델과 동일한 경향을 보이고 근접한 결과를 확인할 수 있다.

4.2 Fish-hook 주행 시뮬레이션 결과

개발된 실시간 차량 모델의 Fish-hook 시뮬레이

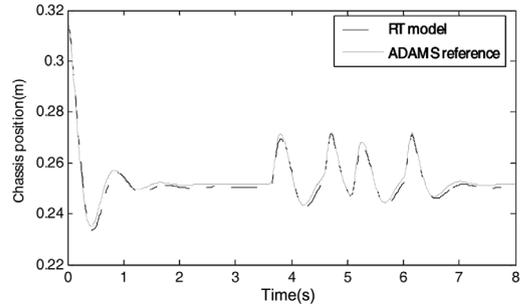


Fig. 7 Full car simulation result (vertical position of chassis)

션을 수행하였다. 실시간 차량의 부싱을 포함하지 않은 순수한 기구학적 조인트만을 사용한 모델과 부싱 효과를 준정적 법을 이용하여 적용한 모델의 결과를 비교하였다.

컴플라이언스 모델의 경우 선회하는 차량의 타이어에 횡 방향 힘이 발생할 때 맥퍼슨 스트럿 현가장치의 LCA의 앞뒤에 연결된 서로 다른 강성을 가진 부싱의 변형에 의한 현가장치의 토우 변화에 따라 타이어 슬립 각이 커지기 때문에 Fig. 9와 같이 상대적인 언더스티어 경향이 일어나게 된다. 사용된 타이어 모델의 수직방향 힘을 제외한 횡 방향 힘과 복

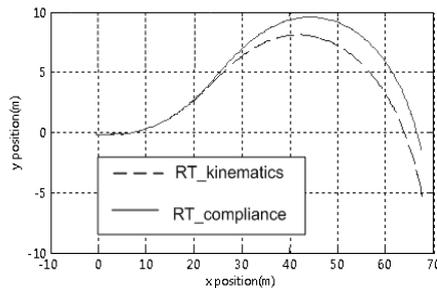
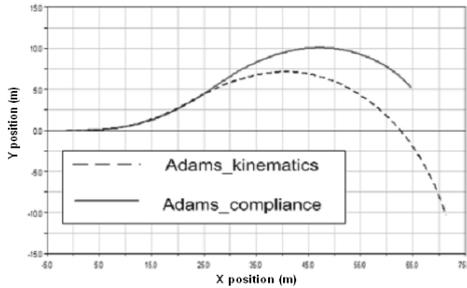


Fig. 8 X-Y trajectory of chassis

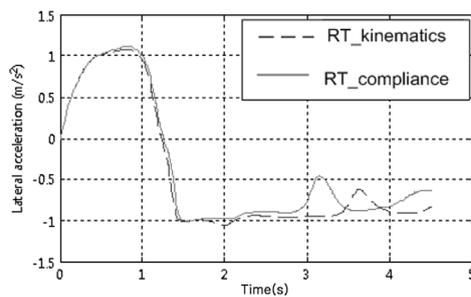
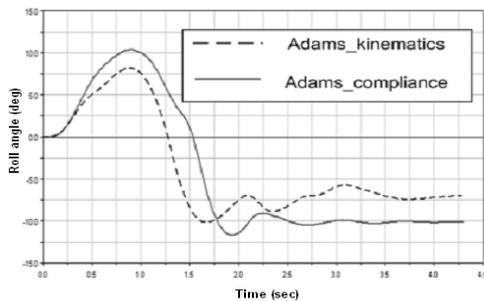


Fig. 9 Roll angle of chassis

원 모멘트 등의 특성차이로 인하여 ADAMS 모델과의 응답에서 차이가 나타나고 있지만 전반적인 경향에 있어서 컴플라이언스 효과 발생에 따른 차체 거동에의 영향은 고려되고 있음을 확인할 수 있다.

4.3 실시간 해석 가능성 검증

개발된 차량 모델의 HILS 환경에서의 실시간 해석 가능성을 검증하기 위하여 범프 통과 및 Fish-hook 시뮬레이션이 수행되는 동안의 CPU time을 측정하였다. Table 1은 8초 시뮬레이션 수행 시 CPU time 측정결과를 나타낸다. 시뮬레이션에 사용된 PC의 사양은 Intel core2duo 1.8GHz CPU, 2GB RAM의 시스템을 사용하였고 적분간격은 1ms로 설정하였다. 실시간 적분간격 대비 24~27%의 실제 계산 시간으로 실시간 해석이 가능함을 확인 하였다.

Table 1 CPU time result

	Total time (s)	Average (s)	Total CPU time to Real time (%)
Bump run	1.6809	0.00024	24
Fish-hook	1.8916	0.00027	27

5. 결론

본 연구를 통하여 얻은 결론은 다음과 같다.

- 1) 차량 시뮬레이터 또는 지능형 샤시 제어 HILS를 위한 실시간 다물체 차량 동역학 소프트웨어를 개발하였다.
 - 2) 실시간 다물체 차량의 부분시스템 모델로, 스태퍼 요소를 포함한 다물체 현가모델, 준정적법을 통한 컴플라이언스 효과 반영 모델, 타이어 기구학과 Pacejka 타이어 동역학 모델, 랙-피니언 형식의 조향 모델, 안티 롤 바 모델이 개발 되었다.
 - 3) 범프 통과 시뮬레이션 및 주행 시뮬레이션 결과를 기준 ADAMS 모델과 비교하여 실시간 다물체 차량 모델의 신뢰성을 검증하였으며, 실시간 적분 간격 대비 27%이내의 계산시간으로 실시간 해석 가능성을 확인하였다.
- 추후 연구로, 개발된 실시간 차량 모델의 지능형

샤시 제어 시스템 ECU in the loop 시뮬레이션 또는 HILS 적용이 필요하고, 자체 개발한 타이어 모델을 보완, 개선하여 주행 시뮬레이션 결과의 신뢰성을 높이기 위한 연구가 필요하다.

후 기

본 연구는 자동차부품연구원 (KATECH) 주관 미래형자동차 연구과제(No. 10016789-2007-21)에 의해서 수행되었음.

References

- 1) S. S. Kim, "A Subsystem Synthesis Method for Efficient Vehicle Multibody Dynamics," *Multibody System Dynamics*, Vol.7, pp.189-207, 2002.
- 2) R. A. Wehage and E. J. Haug, "Generalized Coordinate Partitioning for Dimension Reduction in Analysis of Constrained Dynamic Systems," *ASME Advanced Automotive Technologies, DSC*, Vol.52, pp.71-79, 1982.
- 3) W. H. Jeong and Sung-Soo Kim, "Compliance Effect Consideration for Real Time Multibody Dynamics Using Quasi-static Analysis," *Conference of ASME 2007 IDETC/CIE, DETC 2007-34739*, 2007.
- 4) S.-S. Kim and J. Y. You, "An Efficient Constraint Force Computation in Multi-body Systems," *JSME international Journal, Series C*, Vol.46, No.2, pp.476-482, 2003.
- 5) W. H. Jeong and S.-S. Kim, "Development of Anti Roll Bar Model for Real-time Multibody Dynamics," *Spring Conference Proceedings, KSAE*, pp.878-883, 2007.
- 6) E. Bakker and H. B. Pacejka, "A New Tire Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies," *SAE 890087*, 1989.
- 7) K. Atkinson, *Numerical Analysis*, John Wiley & Sons, New York, 1988.