

차량 안정성 향상을 위한 ESC와 ARS의 통합 샤시 제어 알고리즘 개발

허현동* · 이경수* · 서지윤** · 김종갑**

An Investigation into Coordinated Control of 4-wheel Independent Brakes and Active Roll Control System for Vehicle Stability

Hyundong Her*, Kyongsu Yi*, Jeeyoon Suh**, Chongkap Kim**

Key Words : *Electronic Stability Control* (전자식 자세 제어 장치), *Active anti-roll Bar System* (능동식 롤 바),
Integrated Chassis Control (통합 샤시 제어)

ABSTRACT

This paper describes an investigation into coordinated control of electronic stability control (ESC) and active roll control system (ARS). The coordinated control is suggested to improve the vehicle stability and agility features by yaw rate control. The proposed integrated chassis control algorithm consists of a supervisor, control algorithms, and a coordinator. The supervisor monitors the vehicle status and determines desired vehicle motions such as a desired yaw rate and desired roll motion based on control modes to improve vehicle stability. According to the corresponding the desired vehicle dynamics, the control algorithm calculated a desired yaw moment and desired roll moment, respectively. Based on the desired yaw moment and the desired roll moment, the coordinator determines the brake pressures and the ARC motor torques based on control strategies. Closed loop simulations with a driver-vehicle-controller system were conducted to investigate the performance of the proposed control strategy using CarSim vehicle dynamics software and the integrated controller coded using Matlab/Simulink.

1. 서론

최근 들어, 차량에 대한 안정성이 중시되고 차량의 성능으로써 핸들링 향상시키기 위해서 차량의 횡방향 움직임을 제어할 수 있는 많은 능동 제어 시스템들이 개발되고 실제 차량에 적용되고 있다. 일반적으로 차량에 장착되는 능동 현가시스템인 CDC와 ARC는 차

량의 롤 움직임을 안정화시켜 승차감을 향상시키는 용도로 사용되었다⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾. 하지만 타이어 비선형성을 고려하면 능동 현가시스템에 의한 하중전이를 이용하여 ESC와의 시너지를 낼 수 있는 가능성이 제시됨에 따라서 다양한 연구들이 진행되었다. 능동 현가 시스템을 통해 ESC통합에 대해서 연구한 기존 연구들은 다음과 같다. 타이어의 비선형성을 이용하여 하중전이에 의한 direct yaw 제어이다. (4)에서는 능동 서스펜션의 요 제어를 통해 발생하는 요 제어를 우선시하고, 충분한 요 모멘트를 발생하지 못할 경우에 제동압을 추가하는 방식으로 두 개별 액추에이터를 통합하였다. 또

* 서울대학교

** 현대자동차 남양연구소

E-mail : hhd9@snu.ac.kr

한 다양한 논문들에서는 CDC와 ESC 시스템을 통합하여 CDC를 통해 생성되는 요 모멘트를 통하여 ESC의 제동압을 줄이는 전략의 통합을 수행하였다.⁽⁶⁾⁽⁷⁾⁽⁹⁾ 또한 다양한 논문들에서는 CDC와 ESC 시스템을 통합하여 CDC를 통해 생성되는 요 모멘트를 통하여 ESC의 제동압을 줄이는 전략의 통합을 수행하였다.

본 논문에서는 ARS를 통하여 요 제어와 롤 제어를 동시에 수행하며 ESC와 통합하는 연구를 수행하였다. 전체 알고리즘은 Supervisor, Control algorithm, Coordinator로 구성된다. Supervisor에서는 차량의 상태를 모니터링하고 목표 거동을 결정하며, Control algorithm에서는 목표 거동을 추종하기 위한 제어 입력력을 결정하게 된다. 이렇게 결정된 제어 입력들을 각각의 액추에이터의 제한 조건을 고려하여 Coordinator에서 최적 분배하게 된다. 전체 알고리즘은 Carsim과 Matlab/Simulink로 검증되었다.

2. ARS Modeling

본 논문에서 사용한 ARS모델은 (2) 을 참고하여 설계되었다. 이를 그림으로 나타내면 다음과 같으며 차가 기울어짐에 따라서 양쪽 현가장치가 반대로 움직임에 따라서 롤 바가 뒤들리며 이 사이에 모터가 장착되는 구조이다.

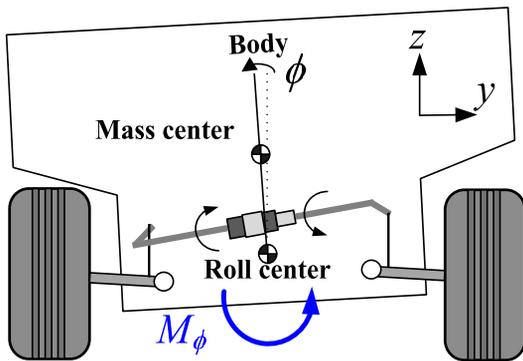


Fig 1. Behaviour of active roll bar system

롤 바만을 따로 그려보면 Fig 2와 같이 나타낼 수 있다. 뒤틀림힘이 바에 전달되고 그에 따른 뒤틀림각이 발생하여 이를 모터가 방해하는 힘으로 작용한다.⁽⁴⁾ 여기서 A와 B 점은 차량에 접합되어 있는 점이다.

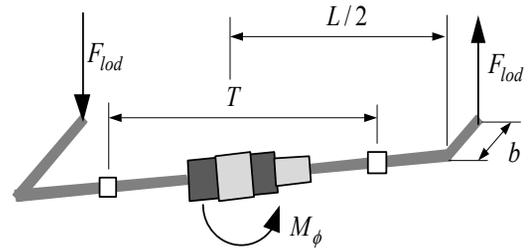


Fig 2. Active anti-roll bar system

비틀림 토크와 바의 중심에서의 롤 모멘트와의 관계식은 식 (1),(2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$F_{lod} = \frac{M_\phi}{L} = \frac{M_T}{b} \quad (1)$$

$$M_T = \frac{b}{L} M_\phi \quad (2)$$

여기서 M_T 는 모터토크이며 M_ϕ 는 차량에 가해지는 비틀림 모멘트이다. ARS 모듈은 Fig 3와 같이 구성되며 사용된 파라미터는 논문을 참조하였다.⁽²⁾

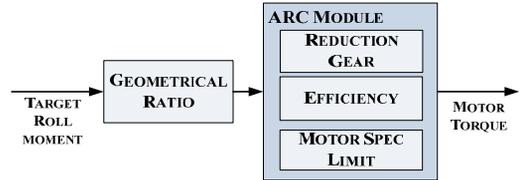


Fig 3. ARC module model scheme

3. Integrated Control Algorithm

본 논문에서 제안된 통합 차시 제어 알고리즘은 Supervisor, control algorithm, 그리고 coordinator로 구성되어 있다. Supervisor는 차량의 상태를 관측하고 차량의 목표 거동을 결정한다. Control algorithm은 앞에서 계산된 목표 거동을 추종하기 위한 목표 요 모멘트와 목표 롤 모멘트를 계산한다. Coordinator에서는 목표 요 모멘트와 목표 종방향 힘을 만족하기 위한 최적의 ARS 제어 입력과 브레이크 압을 결정한다.

3.1 Supervisor

Supervisor에서는 차량의 상태를 관측하고 차량의 안

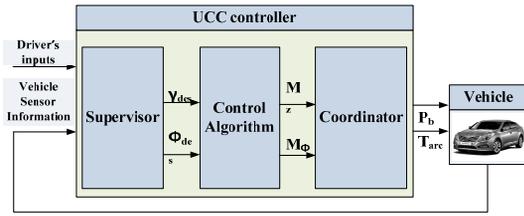


Fig 4. Integrated Chassis Control Algorithm Scheme

정성을 유지하기 위한 목표 거동을 결정한다.

3.2.1 목표 롤 거동 결정

차량에서는 롤 각이 직접적으로 측정되지 않기 때문에 다음과 같은 롤 방정식에 기반한 open-loop estimator를 설계하여 롤 속도와 롤 각을 추정하였다.

$$I_x \ddot{\phi} - m_s h_s a_y = -C_\phi \dot{\phi} - (K_{\phi_f} + K_{\phi_r}) \cdot \phi + m_s g h_s \phi + \frac{L}{b} M_{ARS} \quad (3)$$

본 연구에서 사용한 목표 롤 거동은 다음과 같다. 목표 롤 각은 현재 차량의 횡방향 가속도에 의해 결정되며 목표 롤 속도는 0으로 설정하였다.

$$\begin{aligned} \phi_{des} &= 2[\text{deg/g}] \cdot a_y [g] \\ \dot{\phi}_{des} &= 0 \end{aligned} \quad (4)$$

3.2.2 목표 요 거동 결정

차량의 상태를 관측하고 차량의 목표 거동을 결정하기 위해서 선형 차전거 모델을 이용하였다. Fig.5를 기반으로 하면 다음과 같은 상태방정식을 유도할 수 있다. ⁽¹¹⁾

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\gamma} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \frac{-2(C_f + C_r)}{mV_x} & \frac{2(-l_f C_f + l_r C_r)}{mV_x^2} - 1 \\ \frac{2(-l_f C_f + l_r C_r)}{I_z} & \frac{-2(l_f^2 C_f + l_r^2 C_r)}{I_z V_x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ \gamma \end{bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} \frac{2C_f}{mV_x} \\ \frac{2l_f C_f}{I_z} \end{bmatrix} \delta_f + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{I_z} \end{bmatrix} M_z \end{aligned} \quad (5)$$

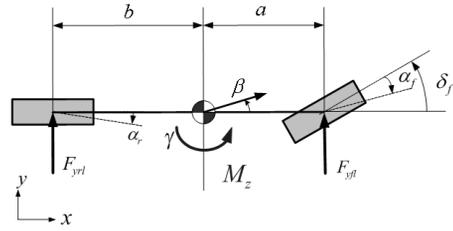


Fig 5. Bicycle model including direct yaw moment

여기서 C_f 와 C_r 는 각각 전륜과 후륜의 타이어강성 계수이며, l_f 와 l_r 는 무게중심으로부터 전륜과 후륜사이의 거리이다. I_z 는 전체 차량의 회전관성이다. 차전거 모델로부터 유도되는 정상상태 요속도는 운전자의 의도를 반영하여 차량의 조종성을 고려한 차량의 종방향 요속도와 운전자 조향각을 이용하여 다음과 같이 정의된다.

$$\gamma_{ref_yaw} = \frac{1}{1 - \frac{m(l_f C_f - l_r C_r)v_x^2}{2C_f C_r(l_f + l_r)^2}} \frac{v_x}{l_f + l_r} \delta \quad (6)$$

3.2 Control Algorithm

Control Algorithm에서는 Supervisor에서 결정한 목표 거동을 추종하기 위해서 요모멘트와 롤모멘트를 결정한다.

3.2.1 Roll control

Sliding surface와 조건은 목표 롤각을 추종하면서 롤 속도를 줄이는 것이므로 다음 식과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} s_1 &= (\dot{\phi}_{des} - \dot{\phi}) + \lambda \cdot (\phi_{des} - \phi) \\ s_1 \dot{s}_1 &\leq -\eta |s_1| \end{aligned} \quad (7)$$

여기서 λ 는 weighting factor이며 η 은 양수이다. 이를 통해 구한 목표 롤 모멘트는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$M_\phi = I_x \cdot (\ddot{\phi}_{des} + \lambda \dot{\phi}_{des}) - m_s h_s a_y + (\hat{C}_\phi - I_x \cdot \lambda - I_x \cdot K) \dot{\phi} + (\hat{K}_\phi - m_s g h_s - I_x \cdot K \cdot \lambda) \phi - k_1 \text{sat} \left(\frac{\dot{\phi} + \lambda \phi}{\Phi} \right) \quad (8)$$

파라미터의 불확정성을 고려한 슬라이딩 모드 제어기의 Gain은 다음과 같이 결정 할 수 있다.

$$\begin{aligned} |C_\phi - \hat{C}_\phi| &\leq F_C, & |K_\phi - \hat{K}_\phi| &\leq F_K \\ K &= |K_\phi - \hat{K}_\phi| \cdot \left| \frac{\dot{\phi}}{I_x} \right| + |C_\phi - \hat{C}_\phi| \cdot \left| \frac{\dot{\phi}}{I_x} \right| + \eta \end{aligned} \quad (9)$$

3.2.2 Yaw control

목표 요 모멘트를 계산하기 위하여 side slip angle 을 제거한 bicycle model 식을 구하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{\gamma} = & -\frac{2C_f C_r}{C_f + C_r} \frac{(l_f + l_r)^2}{I_z V_x} \gamma + \frac{m(l_f C_f - l_r C_r)}{(C_f + C_r) I_z} a_y \\ & + \frac{2C_f C_r}{C_f + C_r} \frac{(l_f + l_r)}{I_z} \delta_f + \frac{1}{I_z} M_Z \end{aligned} \quad (10)$$

Supervisor에서 결정한 목표 요 율을 추종하기 위해서 다음과 같이 Sliding surface를 결정하였다.

$$s_2 = \gamma - \gamma_{des}, \quad \frac{1}{2} \frac{d}{dt} s_2^2 = s_2 \dot{s}_2 \leq -\eta_2 |s_2| \quad (11)$$

여기서 η_2 는 양의 임의의 수이다. 요 모멘트 equivalent term은 다음과 같이 결정된다.

$$M_{Z,eq} = I_z \begin{pmatrix} \frac{2\hat{C}_f \hat{C}_r}{\hat{C}_f + \hat{C}_r} \frac{(l_f + l_r)^2}{I_z V_x} \gamma - \frac{m(l_f \hat{C}_f - l_r \hat{C}_r) a_y}{(\hat{C}_f + \hat{C}_r) I_z} \\ -\frac{2\hat{C}_f \hat{C}_r}{\hat{C}_f + \hat{C}_r} \frac{(l_f + l_r)}{I_z} \delta_f + \dot{\gamma}_{des} \end{pmatrix} \quad (12)$$

최종적으로 모델 불확정성을 고려하여 슬라이딩 조건을 만족하기 위한 목표 요 모멘트는 다음과 같이 결정할 수 있다.

$$M_Z = M_{Z,eq} - k_1 \text{sat} \left(\frac{\gamma - \gamma_{des}}{\Phi_1} \right) \quad (13)$$

여기서 슬라이딩 조건을 만족하기 위한 K1는 다음과 같이 결정할 수 있다.

$$\begin{aligned} k_1 = & \left| \frac{2\hat{C}_f \hat{C}_r}{\hat{C}_f + \hat{C}_r} - \frac{2C_f C_r}{C_f + C_r} \right| \left| \frac{(l_f + l_r)^2}{I_z V_x} \gamma \right| \\ & + \left| \frac{2\hat{C}_f \hat{C}_r}{\hat{C}_f + \hat{C}_r} - \frac{2C_f C_r}{C_f + C_r} \right| \left| \frac{(l_f + l_r)}{I_z} \delta_f \right| \\ & + \left| \frac{l_f C_f - l_r C_r}{C_f + C_r} - \frac{l_f \hat{C}_f - l_r \hat{C}_r}{\hat{C}_f + \hat{C}_r} \right| \left| \frac{m}{I_z} a_y \right| + \eta_1 \end{aligned} \quad (14)$$

3.3 Coordinator

본 연구에서는 차량의 롤 제어를 위해서는 ARS를 사용하고 요 제어를 위해서 ESC와 ARS를 사용한다. 따라서, 목표 요 모멘트와 목표 롤 모멘트를 동시에 만족하기 위한 브레이크 입력과 ARS 토크를 결정하는 것이 제어기의 목표이다. 이를 위해서 다음과 같이 최적 제어기를 구성하였다.

3.3.1 ARS를 이용한 yaw 제어

ARS는 롤 이용하는 롤 제어는 다음과 같은 개념으로 전개된다. ARS를 이용하여 전/후축의 수직하중 변화량을 제어하고 그에 따라서 발생하는 횡방향 타이어 힘의 변화를 이용하여 요 모멘트를 제어하게 된다.

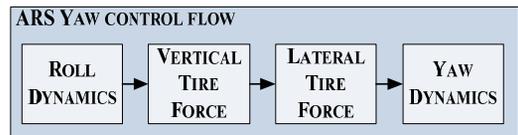


Fig 6. Yaw control Flow by ARS

먼저 다음과 같은 Roll dynamics를 기반으로 ARS Roll moment가 차량에 가해지게 된다.

$$(K_{\phi_f} + K_{\phi_r}) \cdot \phi + M_{\phi_f} + M_{\phi_r} = a_y \cdot W_s \cdot l_f + W_s \cdot h_s \cdot \phi \quad (15)$$

다음 식은 unsprung 롤 중심을 기반으로 한 모멘트 평형 방정식이다.

$$K_{\phi_f} \cdot \phi + M_{\phi_f} = \Delta F_{zf} \cdot t_f - \frac{a_y \cdot W_s \cdot l_f}{L} h_r \quad (16)$$

두 식을 이용하여 전/후륜 외측 바퀴의 수직하중은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} F_{zf,outer} &= F_{zf0} + \left[\frac{(K_{\phi f} \cdot \phi + M_{\phi f})}{t_f} + \frac{a_y \cdot W_s \cdot l_r}{t_f \cdot L} h_r \right] \\ F_{zr,outer} &= F_{zr0} + \left[\frac{(K_{\phi r} \cdot \phi + M_{\phi r})}{t_f} + \frac{a_y \cdot W_s \cdot l_f}{t_f \cdot L} h_r \right] \end{aligned} \quad (17)$$

여기서 F_{zf0} 와 F_{zr0} 는 전륜과 후륜의 수직하중 기준 값이다. 수직하중은 횡방향 타이어 힘에 비선형적인 영향을 미치게 된다. 여기서 타이어 미끄럼각에 대한 영향을 선형적으로 가정한 수직하중에 비선형적인 타이어 횡방향 힘은 다음과 같이 표현할 수 있다.⁽⁸⁾

$$F_y = C_y \left(\frac{F_z}{F_{z0}} \right) [1 - k_1 \left(\frac{\Delta F_z}{F_{z0}} \right)^2] \alpha \quad (18)$$

여기서 C_y 는 타이어 코너링 계수이며, F_{z0} 는 타이어 기준 수직하중, k_1 은 타이어의 수직하중에 대한 민감도 계수이다. 위의 식을 축 기준으로 전개하면 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$F_{ya} = 2C_y [1 - k_1 \left(\frac{\Delta F_z}{F_{z0}} \right)^2] \alpha \quad (19)$$

위 식들을 조합하면 하중전이에 의한 횡방향 타이어 힘 변화는 다음과 같이 롤 모멘트에 대한 2차식으로 나타낼 수 있다.

$$\Delta F_{y,f} = -\frac{2C_y \cdot \alpha \cdot k_1}{F_{z0}^2} \left[\left(\frac{2 \cdot K_{\phi f} \cdot \phi + M_{\phi f}}{t_f} + 2 \cdot \frac{W_s l_r h_s}{L} \cdot a_y \right) \cdot \frac{M_{\phi f}}{t_f} \right] \quad (20)$$

이를 간략히 선형화 하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta F_{y,f} = -\frac{2C_y \cdot \alpha \cdot k_1}{F_{z0}^2 \cdot t_f} \left[\frac{2 \cdot K_{\phi f} \cdot \phi + M_{\phi f, \max}}{t_f} + 2 \cdot \frac{W_s l_r h_s}{L} \cdot a_y \right] M_{\phi f} \quad (21)$$

3.3.2 Optimal Problem

ARS와 ESC를 통합하기 위한 전략으로써는 하중전이에 의한 요 모멘트 발생량을 최대한으로 이용하여

ESC의 개입을 최소화하도록 하였다. 이를 목적으로 하는 목적함수와 제한조건은 다음과 같이 나타낸다.

$$J = (M_{\phi f} + M_{\phi r} - M_{\phi, des})^2 + F_{x, Left}^2 \quad (22-a)$$

Subject to:

$$\begin{aligned} f_1 &= l_f \cdot f_f \cdot M_{\phi f} - l_r \cdot f_r \cdot M_{\phi r} + t_f (F_{x, Left}) - M_{z, des} \\ g_1 &= M_{\phi f}^2 \leq M_{\phi f, \max}^2 \\ g_2 &= M_{\phi r}^2 \leq M_{\phi r, \max}^2 \end{aligned} \quad (22-b)$$

여기서 $M_{\phi f, \max}$ 와 $M_{\phi r, \max}$ 는 각 액츄에이터의 한계이며 f_f 와 f_r 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} f_f &= -\frac{2C_y \cdot \alpha \cdot k_1}{F_{z0}^2 \cdot t_f} \left[\frac{2 \cdot K_{\phi f} \cdot \phi + M_{\phi f, \max}}{t_f} + 2 \cdot \frac{W_s l_r h_s}{L} \cdot a_y \right] \\ f_r &= -\frac{2C_y \cdot \alpha \cdot k_1}{F_{z0}^2 \cdot t_f} \left[\frac{2 \cdot K_{\phi r} \cdot \phi + M_{\phi r, \max}}{t_f} + 2 \cdot \frac{W_s l_f h_s}{L} \cdot a_y \right] \end{aligned} \quad (23)$$

위 수식들을 통해서 최적문제를 풀 수 있다.⁽¹¹⁾

4. Evaluation

제안된 통합 제어기의 성능을 검증하기 위하여 Simulink/Matlab/Carsim 기반의 시뮬레이션을 수행하였다. 기존 시스템과의 성능을 비교하기 위해서 ARS의 Roll 제어와 ESC가 탑재되어있는 제어 시스템을 사용하였다. 검증 시나리오는 고마찰로에서 급 차선변경하는 시나리오로써, 초기속도는 80 kph로 수행되었다. Fig 8을 보면 통합 제어 시스템은 Roll 제어에 성능은 크게 저하되지 않으면서 Yaw 제어 효과가 향상된 것을 볼 수 있다. 또한 적은량의 브레이크를 사용함에 따라서 감속량 또한 작은 것을 확인 할 수 있다.

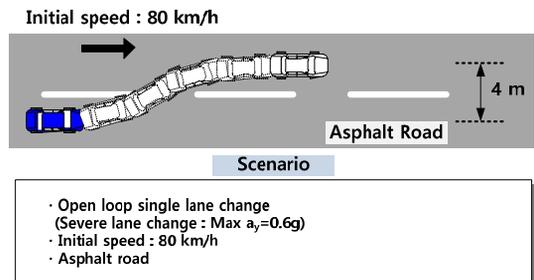


Fig 7. 시뮬레이션 시나리오

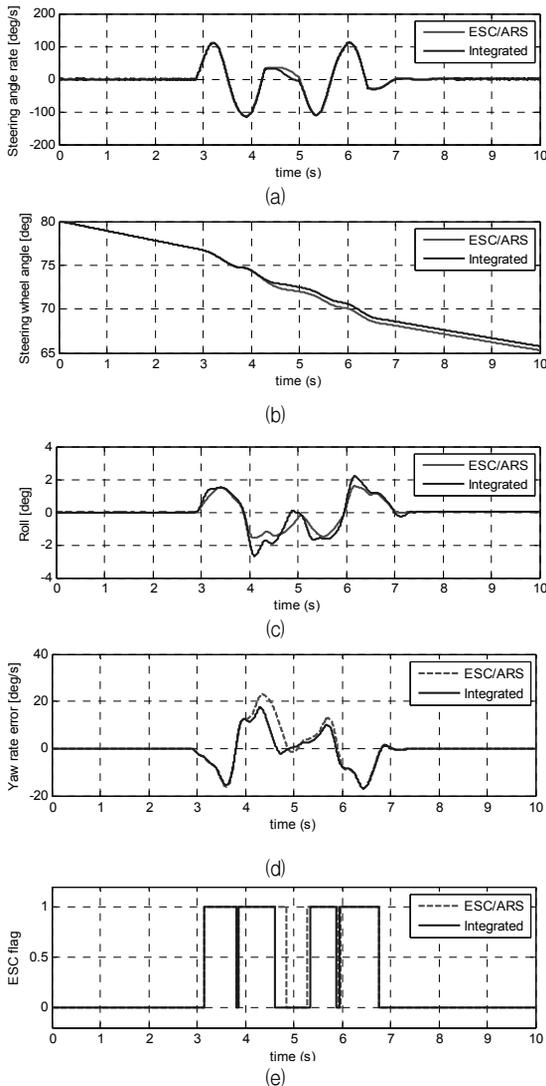


Fig 8. SLC 시뮬레이션 결과 (a) 조향각 (b) 차량 속도(c) 롤 각 (d) 요율 오차 (e) ESC 작동 여부

5. Conclusion

본 연구에서는 ARS를 이용한 능동 롤 제어와 브레이크제어를 통합한 차시 제어 시스템을 제안하였다. 하중전이에 의한 횡방향 타이어 힘 변화량을 선형화하여 요 운동방정식에 대입하여 ARS를 이용한 요 제어를 수행하였다. ARS 제어에 의해 발생하는 롤 모멘트와 요 모멘트 효과를 ESC와 통합함으로써 요 제어 성능을 향상시키고 불필요한 감속량을 줄일 수 있다.

후 기

본 연구는 현대 자동차, 서울대학교 정밀기계연구소, KATRI, 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업임(20120000922).

참고문헌

- (1) K.JEON, H.HWANG, S.CHOI, J.KIM, K.JANG and K.YI (2012). Development of an electric active roll control (ARC) algorithm for a suv. International Journal of Automotive Technology, Vol 13, No.2, pp. 247~253.
- (2) Shuuichi BUMA, Yasuhiro OOKUMA, Akiya TANEDA, Katsumi SUZUKI, Jae-Sung CHO, and Masaru KOBAYASHI (2010). Design and Development of Electric Active Stabilizer Suspension System. Journal of System Design and Dynamics, Vol 4, No 1. pp. 61~76.
- (3) Ohta, Y., Kato, H., Yamada, D., Sato, K., Fukino, T., Nobuyama, E. and Buma, S. (2006). Development of an electric active stabilizer system based on robust design. SAE Paper, No. 2006-01-0758.
- (4) Smakman H (2000). Functional integration of active suspension with slip control for improved lateral vehicle dynamics. AVEC.
- (5) Sornioti, A. (2006). Electro-mechanical active roll control : A new solution for active suspensions. SAE Paper, No. 2006-01-1966.
- (6) Vladislav Drobny and Michael Valasek (2010), Synergy between Lateral Dynamic Stability Control and Limited-Active Nonlinear Suspension Control, AVEC.
- (7) Mark O. Bodie and Aleksander Hac (2000), Closed Loop Yaw Control of Vehicles Using Magneto-Rheological Dampers, SAE, 2000-01-0107.
- (8) J. C. Dixon, Tires, Suspension and Handling, SAE, Inc., 1996.
- (9) Cooper N., Manning W., Crolla D., Levesley M (2005). Integration of active suspension and active driveline to ensure stability while improving vehicle dynamics. SAE Paper 2005-01-0414

- (10) Seongjin Yim, Kwangki Jeon, and Kyongsu Yi. (2012). An Investigation into Vehicle Rollover Prevention by Coordinated Control of Active Anti-roll Bar and Electronic Stability Program. *International Journal of Control, Automation, and Systems*. Vol 10. No 2. Pp. 275~287
- (11) Wanki Cho, Chongkap Kim and Kyongsu Yi, Unified Chassis Control for Improvement of Agility, Maneuverability, and Lateral Stability, *IEEE Vehicular Technology*, Vol. 61, pp. 1008~1020, March 2012