

타이어 횡력 제한 조건 하에서 ESC와 AFS를 이용한 통합 차시 제어

Unified Chassis Control with ESC and AFS under Lateral Tire Force Constraint on AFS

임성진*, 남기홍, 이호석
 (Seongjin Yim^{1,*}, Gi Hong Nam¹, and Ho Seok Lee²)

¹Department of Mechanical and Automotive Engineering, Seoul National University of Science and Technology

²Department of Automotive Engineering, Seoul National University of Science and Technology

Abstract: This paper presents an unified chassis control with electronic stability control (ESC) and active front steering (AFS) under lateral force constraint on AFS. When generating the control yaw moment, an optimization problem is formulated in order to determine the tire forces, generated by ESC and AFS. With Karush-Kuhn-Tucker optimality condition, the optimum tire forces can be algebraically calculated. On low friction road, the lateral force in front wheels is easily saturation. When saturated, AFS cannot generate the required control yaw moment. To cope with this problem, new constraint on the lateral tire force is added into the original optimization problem. To check the effectiveness of the propose method, simulation is performed on the vehicle simulation package, CarSim.

Keywords: Electronic Stability Control (ESC), Active front steering (AFS), Unified Chassis Control (UCC), lateral force saturation

기호설명

C_f, C_r	: 전륜과 후륜의 코너링 강성 (N/rad)
F_x, F_y, F_z	: 타이어의 종방향, 횡방향, 수직방향 힘 (N)
F_{yf}, F_{yr}	: 전륜과 후륜의 횡방향 타이어 힘 (N)
g	: 중력가속도 상수 (=9.81m/s ²)
H	: Hamiltonian
L_z	: 요 관성 모멘트 (kg·m ²)
K	: 슬라이딩 모드 제어기의 게인
K_B	: 제동 토크-압력 변환상수 (MPa/N·m)
l_f, l_r	: 무게 중심에서 전륜과 후륜 차축까지의 거리 (m)
J	: 최적화의 목적 함수
m	: 차량 총중량 (kg)
M_B	: 제어 요 모멘트 (N·m)
r_w	: 차륜 반경 (m)
P_B	: 제동 압력 (MPa)
t	: 전륜과 후륜의 윤거 (m)
v_x, v_y	: 종방향과 횡방향 속도 (m/s)
V	: 차량 속도
β	: 횡슬립각 (rad)
δ_f	: 운전자에 의한 전륜 조향각 (rad)
$\Delta\delta_f$: AFS에 의한 전륜 추가 조향각 (rad)
ξ	: 횡슬립각에 대한 조절 계수

γ, γ_d	: 실제 요율과 기준 요율 (rad/s)
μ	: 타이어-노면 마찰계수

1. 서론

자세 제어 장치(ESC)가 개발되어 양산 차량에 장착된 이후로 차량의 안정성이 획기적으로 향상되었다[1]. 그 결과로서 다양한 국가에서 ESC의 장착을 의무화하고 있다[2]. ESC는 좌측 또는 우측 차륜에만 제동 입력을 가하는 독립 제동 방식으로 작동한다.

ESC가 적용된 이후 차량 안정성 제어에서 제동력 이외에 또 다른 타이어 제어력을 이용하기 위해 능동 전륜 조향(AFS: Active Front Steering)이나 능동 후륜 조향(ARS: Active Rear Steering), 그리고 토크 벡터링 장치(TVD: Torque Vectoring Device) 같은 다양한 차시 제어 장치들이 개발되었다[3-5]. ESC와 함께 AFS와 같은 장치들이 차량에 장착되는 경우 이 장치들을 협력하여 제어하는 것이 새로운 문제로 대두되었고 이 문제를 풀기 위해 다양한 방법들이 제안되었다[6-10].

일반적으로, 차량 안정성 제어기는 상위 제어기와 하위 제어기로 구성된다. 상위 제어기에서는 제어기 설계 이론을 이용하여 차량을 안정화시키는데 필요한 제어 요 모멘트를 계산한다. 하위 제어기에서는 제어 요 모멘트를 만들어 내기 위해 각 장치들이 만들어내는 타이어 힘을 결정한다. 이 문제가 요 모멘트 분배 문제로서 제한 조건의 수보다 변수의 수가 많은 부정방정식이 된다[7-10]. 이러한 대표적인 방법이 UCC (Unified Chassis Control)이다[7]. UCC에서는 요 모멘트 분배 문제를 최적화 문제로 정식화하였고 Karush-Kuhn-Tucker (KKT) 최적성 조건을 이용하여 대수적으로 최적해를 구하였다. UCC에서 최적화의 목적 함수는 AFS의 조향각을 최대한 활용하여 ESC의 제동력을 최소화하는 것이다. 결과적으로

* Corresponding Author
 Manuscript received January 6, 2015 / revised January 29, 2015 / accepted March 26, 2015

임성진, 남기홍: 서울과학기술대학교 기계·자동차공학과
 (acebtif@seoultech.ac.kr/shearer7140@naver.com)
 이호석: 서울과학기술대학교 산업대학원 자동차공학과
 (lhk8119@naver.com)

* 본 연구는 서울과학기술대학교의 지원에 의하여 수행되었음.

제동에 따른 운전자의 불쾌감이 없고 작은 제동력으로 인해 차량의 속도도 작게 감소하게 된다. 하지만 이 방법은 차량의 속도가 빨라지므로 언더스티어 상황에서는 효과적이지 못하다. 또한 AFS는 운전자의 조향각이 가해진 상태에서 새로운 조향각을 더하게 되므로 타이어 슬립각이 증가하여 횡방향 타이어 힘이 쉽게 포화되게 되어 제어 성능이 저하된다 [6]. 이러한 현상은 타이어-노면 마찰 계수가 0.4 이하인 저마찰 노면에서 더욱 심화된다. 따라서 저마찰 노면에서 AFS를 사용할 때 타이어 횡력의 최댓값이 제한되는 경우 AFS의 사용을 제한하고 이에 따라 부족해진 제어 요 모멘트를 ESC의 제동력으로 보상하는 방법이 필요하다. 하지만 기존의 연구에서 이러한 상황을 고려한 연구는 없었다.

본 논문에서는 기존의 UCC와 동일하게 요 모멘트 분배 문제를 최적화 문제로 정식화한다[7]. 주어진 타이어 횡력 데이터와 현재 타이어의 수직력과 종방향 힘을 이용하여 주어진 타이어-노면 마찰계수에서 전륜의 타이어가 낼 수 있는 횡력의 최댓값을 구한다. 이후 AFS의 전륜 타이어 횡력이 최댓값을 넘어서지 않도록 기존의 최적화 문제에 이를 고려한 제한조건을 추가한 새로운 UCC를 제안한다. 제안된 방법의 성능을 검증하기 위해 차량 시뮬레이션 패키지인 CarSim을 이용하여 시뮬레이션을 수행한다[11].

본 논문의 구성은 다음과 같다. II 장에서는 상위 제어를 설계하고 III 장에서는 하위 제어를 설계한다. III 장에서 저마찰 노면에서 AFS의 횡력을 제한하는 새로운 UCC를 제시한다. IV 장에서는 시뮬레이션을 수행하여 제안된 방법의 성능을 검증하며 V 장에서는 결론을 맺는다.

II. 상위 제어기 설계

차량 안정성 제어기는 상위 제어기와 하위 제어기로 구성된다. 상위 제어기에서는 제어기 설계 이론을 이용하여 차량을 안정화시키는데 필요한 제어 요 모멘트를 계산한다. 하위 제어기에서는 상위 제어기에서 계산된 제어 요 모멘트를 ESC와 AFS에 의해 생성되는 타이어 힘으로 분배한다.

상위 제어기에서 제어 요 모멘트를 계산하기 위해서는 차량 모델과 제어기 설계 이론이 필요하다. 본 논문에서는 차량 모델로서 그림 1과 같은 2자유도 자전거 모델을 이용한다. 2자유도 자전거 모델은 종방향 속도 v_x 가 일정하다고 가정하고 횡방향 운동과 요방향 운동을 기술하며 운동 방정식은 식 (1)과 같다.

$$\begin{aligned} ma_y &= mv_x(\dot{\beta} + \gamma) = F_{yf} + F_{yr} \\ I_z \dot{\gamma} &= l_f F_{yf} - l_r F_{yr} + M_B \end{aligned} \tag{1}$$

차량의 선회 운동에서 운전자의 의지는 운전자의 조향각이 아니라 운전자의 조향각에 비례하는 기준 요율로 표현된다. 기준 요율 γ_d 는 식 (2)와 같이 정의된다. 식 (2)에서 K_γ 는 식 (3)과 같이 정의되는 정상상태 요 계인이며, C_f 와 C_r 은 각각 전륜과 후륜의 선회 강성이다[12].

$$\gamma_d = \frac{K_\gamma}{\tau s + 1} \delta_f \tag{2}$$

$$K_\gamma \equiv \frac{C_f \cdot C_r \cdot (l_f + l_r) \cdot v_x}{C_f \cdot C_r \cdot (l_f + l_r)^2 + m \cdot v_x^2 \cdot (l_r \cdot C_r - l_f \cdot C_f)} \tag{3}$$

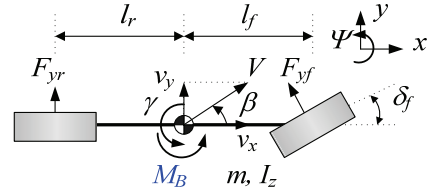


그림 1. 2자유도 자전거 모델.

Fig. 1. 2-DOF bicycle model.

제어 요 모멘트를 계산하기 위해서 슬라이딩 모드 제어 이론을 적용한다. 차량 안정성 제어의 목적은 차량의 조종 안정성과 횡방향 안정성을 유지하는 것이다. 조종 안정성은 차량의 요율이 기준 요율을 추종하는 것을 의미하며 이것은 차량의 요율과 기준 요율의 차이로 정의되는 요율 오차를 최소화하는 것이다. 횡방향 안정성은 차량의 종방향 속도와 횡방향 속도의 비율인 횡슬립각을 작게 유지하는 것이다. 이러한 두 가지 목적을 슬라이딩 표면으로 표현한 것이 식 (4)이다 [13]. 식 (4)에서 ξ 는 요율 에러와 횡슬립각의 상대적 중요도를 결정하는 가중치이다. 식 (4)의 슬라이딩 표면 또는 오차가 0이 되기 위해서는 식 (5)의 조건을 만족하면 된다. 식 (4), (5), 그리고 (1)을 결합하면 슬라이딩 표면이 0이 되기 위한 제어 요 모멘트 M_B 는 식 (6)과 같이 구해진다.

$$s = (\gamma - \gamma_d) + \xi \cdot \beta \tag{4}$$

$$\dot{s} = -Ks \quad (K > 0) \tag{5}$$

$$\begin{aligned} M_B &= I_{zz} \cdot \dot{\gamma}_d - I_{zz} \cdot \xi \cdot \left(\frac{F_{yf} + F_{yr}}{mv_x} - \gamma \right) \\ &\quad - l_f F_{yf} + l_r F_{yr} - I_{zz} \cdot K \cdot (\gamma - \gamma_d + \xi \cdot \beta) \end{aligned} \tag{6}$$

III. 하위 제어기 설계

상위 제어기에서 계산된 제어 요 모멘트는 하위 제어기에서 ESC와 AFS에 의해 만들어지는 타이어 힘으로 분배되어야 한다. 그림 2는 제어 요 모멘트가 양일 때 제어 요 모멘트와 타이어 힘 사이의 관계를 보여 준다. 그림 2에서 F_{x1} 과 F_{x3} 은 ESC의 제동력이 만들어 내는 종방향 타이어 힘이며 F_{y1} 과 F_{y2} 는 AFS의 조향각이 만들어 내는 횡방향 타이어 힘이다.

제어 요 모멘트의 부호가 양일 때 제어 요 모멘트와 타이어 힘의 평형 관계식은 식 (7)과 같다. 식 (7)에서 보듯이 최적화 변수는 F_{x1} , F_{x3} , F_{y1} , 그리고 F_{y2} 로서 4개가 되며 하나의

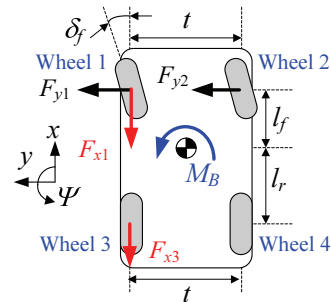


그림 2. 제어 요 모멘트와 타이어 힘.

Fig. 2. Relationship between the control yaw moment and tire forces.

식과 4개의 변수를 최적화해야 하므로 최적화가 쉽지 않게 된다. 따라서 최적화해야 할 변수의 수를 줄여서 계산량을 줄여야 한다. 이를 위해 식 (8)과 같이 각 차륜에서 타이어 수직력 사이의 관계식을 이용하여 후륜의 타이어 종방향 힘 F_{x3} 과 전륜 외측의 타이어 횡방향 힘 F_{y2} 를 전륜 내측의 타이어 힘 F_{x1} 과 F_{y1} 으로 변환한다. 또한 전륜과 후륜 차축의 윤거, 즉 l_f 와 l_r 을 동일하게 l 라고 가정하고 식 (8)을 결합하면 식 (7)은 식 (9)가 된다. 식 (9)에서 타이어 수직력에 대한 항목을 식 (10)과 같이 D_1 과 D_2 로 정의하면 식 (9)는 식 (11)이 된다. 식 (11)에서 보듯이 제어 요 모멘트 M_B 를 만들어 내기 위해서는 ESC가 만들어 내는 제동력 F_{x1} 과 AFS의 조향각이 만들어내는 F_{y1} 을 결정해야 하며 이 문제가 요 모멘트 분배 문제이다.

$$M_B = -\frac{l_f}{2}F_{x1} - \frac{l_r}{2}F_{x3} - l_f(F_{y1} + F_{y2}) \quad (7)$$

$$F_{x3} = \left(\frac{F_{z3}}{F_{z1}}\right)F_{x1}, \quad F_{y2} = \left(\frac{F_{z2}}{F_{z1}}\right)F_{y1} \quad (8)$$

$$M_B = -\frac{t}{2}\left(1 + \frac{F_{z3}}{F_{z1}}\right)F_{x1} - l_f\left(1 + \frac{F_{z2}}{F_{z1}}\right)F_{y1} \quad (9)$$

$$D_1 \equiv \left(1 + \frac{F_{z3}}{F_{z1}}\right), \quad D_2 \equiv \left(1 + \frac{F_{z2}}{F_{z1}}\right) \quad (10)$$

$$M_B = -\frac{t}{2}D_1F_{x1} - l_fD_2F_{y1} \quad (11)$$

1. UCC 방법

본 논문에서는 기존의 UCC에서 제시했던 방법과 동일하게 요 모멘트 분배 문제를 최적화 문제로 정의한다[7]. 최적화 변수는 F_{x1} 과 F_{y1} 이며 최적화의 목적 함수는 식 (12)와 같이 ESC의 제동력을 최소화하는 것을 목표로 한다. 즉, 요 모멘트 분배 상황에서 ESC에 의한 제동력 F_{x1} 을 가급적이면 사용하지 않고 AFS의 조향각에 의한 타이어 횡력 F_{y1} 만을 이용하여 식 (11)이 만족되도록 제어 요 모멘트 M_B 를 만들어 내는 것이다.

$$J(F_{x1}, F_{y1}) = F_{x1}^2 \quad (12)$$

최적화 문제의 제한 조건은 두 가지가 있다. 하나는 식 (11)과 같이 등식 제한조건으로서 타이어 힘과 제어 요 모멘트 사이의 평형 관계식이다. 다른 하나는 부등식 제한조건으로서 식 (13)과 같이 주어진 타이어 수직력 F_{z1} 과 노면마찰 계수 μ 에 대한 타이어 힘 F_{x1} 과 F_{y1} 의 물리적인 한계를 결정하는, 마찰원을 나타내는 식이다. 본 논문에서는 식 (13)에 필요한 타이어 노면 마찰계수 μ , 타이어 종방향, 횡방향, 그리고 수직방향 힘 F_x, F_y, F_z 는 미리 알고 있다고 가정한다.

$$F_{x1}^2 + F_{y1}^2 - \mu^2 F_{z1}^2 \leq 0 \quad (13)$$

목적 함수 (12)와 제한 조건 (11), (13)을 이용하여 Hamiltonian을 구성하면 식 (14)와 같다. 식 (14)에서 λ 와 ρ 는 라그랑지 승수이며 c 는 여유 변수(slack variable)이다.

$$H = F_{x1}^2 + \lambda\left(-\frac{t}{2}D_1F_{x1} - l_fD_2F_{y1} - M_B\right) \quad (14)$$

$$+ \rho(F_{x1}^2 + F_{y1}^2 - \mu^2 F_{z1}^2 + c^2)$$

Karush-Kuhn-Tucker (KKT) 최적성 조건에 따르면 적합 영역(feasible region) 내에서 최적해의 위치에 따라 다음과 같은 두 가지 경우가 가능하다.

경우 1: 최적해가 식 (13)의 마찰원 내부에 있는 경우:

$$F_{x1} = 0, \quad F_{y1} = -\frac{M_B}{l_fD_2} \quad (15)$$

경우 2: 최적해가 식 (13)의 마찰원 위에 있는 경우:

$$\begin{cases} F_{x1} = \frac{-\kappa\zeta + \sqrt{(1+\kappa^2)\mu^2 F_{z1}^2 - \zeta^2}}{(1+\kappa^2)} \\ F_{y1} = \frac{tD_1}{2l_fD_2}F_{x1} + \frac{M_B}{l_fD_2} \end{cases} \quad (16)$$

식 (16)에서 κ 와 ζ 는 다음과 같이 정의된다.

$$\kappa = \frac{tD_1}{2l_fD_2}, \quad \zeta = \frac{M_B}{l_fD_2} \quad (17)$$

식 (15)와 (16)에서 알 수 있듯이 최적화 문제의 해는 대수적으로 구해진다. 따라서 최적해를 구하기 위해 매우 적은 계산량을 필요로 한다. 제어 요 모멘트가 음인 경우도 위와 동일한 방법으로 F_{x2} 와 F_{y2} 를 계산하면 된다.

식 (15)와 (16)에서 구해진 F_{x1} 과 식 (8)을 이용하여 F_{x3} 을 구할 수 있다. 이렇게 구해진 F_{x1} 과 F_{x3} , F_{y1} 은 식 (18)과 (19)에 의해 ESC의 제동 압력 P_B 과 AFS의 추가 조향각 $\Delta\delta_f$ 로 변환된다. 식 (19)에서 \bar{F}_y 는 전륜 타이어 횡방향 힘의 평균값으로서 운전자의 조향에 생기는 타이어 횡력을 나타낸다. 앞으로 이 방법을 UCC (Unified Chassis Control)라고 부르기로 한다[7].

$$P_B = \frac{r_w}{K_B}F_x \quad (18)$$

$$\Delta\delta_f = (F_{y1} - \bar{F}_y)/C_f \quad (19)$$

2. 새로운 UCC 방법

기존의 UCC 방법은 제어 요 모멘트의 크기가 작다면 ESC는 사용하지 않고 AFS만을 사용하게 된다. 이러한 상황에서 저마찰 노면에서 AFS의 타이어 횡방향 힘이 크게 작용하는 경우 타이어의 물리적인 한계에 의해 AFS는 제어 요 모멘트를 만들어 내는 데 필요한 횡방향 힘을 낼 수 없게 된다.

식 (12)에서 정의된 목적 함수는 되도록 ESC의 제동력을 사용하지 않게 한다. 결과적으로 AFS에 의해 더 적은 에너지로 더 향상된 승차감을 제공할 수 있으며 제동력을 사용하지 않으므로 차량의 속도 감소가 덜하다. 하지만 저마찰 노면에서는 횡방향 힘의 물리적인 최댓값이 감소하므로 AFS에 의한 타이어 횡방향 힘 F_{y1} 또는 F_{y2} 를 사용할 수 없게 된다.

그림 3은 차량 시뮬레이션 패키지인 CarSim에서 구한 타이어 횡방향 힘의 값들을 보여 준다. 이 값들은 노면마찰 계수가 0.87일 때 구한 값이므로 0.4 이하의 저마찰 노면에서는 타이어가 낼 수 있는 횡방향 힘의 값들이 그림 3보다 훨씬

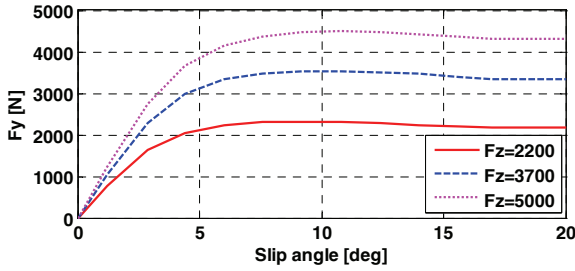


그림 3. $\mu=0.87$ 에서 횡슬립각과 수직 하중에 따른 타이어 횡력 데이터.

Fig. 3. Lateral tire forces with respect to the slip angle and vertical tire forces at $\mu=0.87$.

작아지게 된다. 그림 3에서 보인 타이어 횡방향 힘은 타이어 종방향 힘이 없을 때 구한 최댓값이다. 타이어 종방향 힘이 있을 때 횡방향 힘의 최댓값은 식 (13)을 이용해서 구한다. AFS에 의한 타이어 횡방향 힘이 타이어가 물리적으로 낼 수 있는 최댓값을 넘어서는 경우 AFS의 타이어 횡방향 힘은 주어진 제어 요 모멘트를 제대로 만들어 내지 못한다. 이 경우 AFS의 타이어 횡방향 힘을 제한하고 대신 ESC의 제동력으로 모자란 제어 요 모멘트를 보상해야 한다. AFS의 횡방향 힘을 타이어의 물리적 최댓값으로 제한하기 위해서는 기존의 UCC 방법에 새로운 제한조건을 추가하면 된다.

식 (11)에서 보듯이 제어 요 모멘트의 부호가 양인 경우 차륜 1에서 마찰원에서 구해지는 타이어 횡방향 힘의 최댓값은 식 (20)과 같다.

$$F_{y1}^{\max} = \sqrt{\mu^2 F_{z1}^2 - F_{x1}^2} \quad (20)$$

기존의 UCC는 목적 함수 (12)와 제한 조건 (11), (13)을 이용한다. 여기에 AFS의 타이어 횡방향 힘 F_{y1} 에 대한 제한조건을 식 (21)과 같이 추가한다.

$$|F_{y1}| \leq F_{y1}^{\max} \quad (21)$$

새로운 UCC는 목적 함수 (12)와 제한 조건 (11), (13), 그리고 (21)을 가지는 최적화 문제이다. 이 문제는 대수적으로 쉽게 풀릴 수 있다. 만약 UCC로 구해진 AFS의 타이어 횡방향 힘 F_{y1} 이 식 (21)을 위배하는 경우 F_{y1} 은 식 (22)와 같이 횡방향 힘의 최댓값이 되며 ESC의 제동력 F_{x1} 은 식 (11)을 이용하여 식 (23)와 같이 쉽게 결정된다. 이렇게 구한 ESC의 타이어 종방향 힘 F_{x1} 도 식 (13)의 마찰원 제한조건을 위배할 수 있으므로 이 경우에는 식 (24)와 같이 F_{x1} 의 크기를 마찰원 제한조건을 만족하도록 줄여야 한다. 식 (22)과 (24)에서 $\text{sgn}()$ 은 특정 값의 부호를 나타내는 함수이다. 본 논문에서는 이 방법을 제한 UCC(Constrained UCC: CUCC)라고 부르기로 한다.

$$F_{y1} = F_{y1}^{\max} \cdot \text{sgn}(F_{y1}) \quad (22)$$

$$F_{x1} = -\frac{2(M_B + I_f D_2 F_{y1})}{t D_1} \quad (23)$$

$$F_{x1} = \text{sgn}(F_{x1}) \cdot \sqrt{\mu^2 F_{z1}^2 - F_{y1}^2} \quad (24)$$

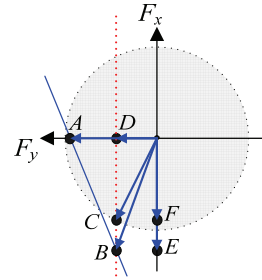


그림 4. AFS 횡방향 힘을 제한할 때의 최적해.

Fig. 4. Illustration of the optimum solution under lateral force constraint on AFS.

그림 4는 이러한 상황을 보여 준다. 기존의 UCC에서 경우 1에 대해 얻어진 최적해는 점 A이다. 만약 AFS에 의한 횡력이 수직 점선으로 제한된다면 CUCC에서 새로운 최적해는 제한조건 (11)을 나타내는 실선과 점선의 교점인 점 B가 된다. 여기서 점 D와 E는 각각 식 (22)와 (23)을 나타낸다. 그런데, 점 B는 마찰원 밖에 있으므로 마찰원을 만족시키기 위해서는 횡력의 크기를 유지한 채로 점 B를 마찰원 상의 점 C로 이동시켜야 한다. 새로운 점 C에 대한 ESC의 제동력은 점 F로서 식 (24)를 나타낸다.

IV. 시뮬레이션

제한된 방법의 성능을 검증하기 위해 차량 시뮬레이션 패키지 CarSim에서 시뮬레이션을 수행한다. 시뮬레이션 상황은 운전자 모델을 이용하여 정해진 경로를 추종하는 것이다. 운전자 모델이 추종해야 할 경로는 Moose Test Track이다[14]. 운전자 모델은 CarSim에서 제공하는 모델로서 운전자의 예견 시간은 차량 속도 대비 0.75초로서 미숙한 운전자를 나타낸다. 이 경우 저마찰 노면에서 차선 변경만으로도 차량은 안정성을 잃게 된다. 차량의 초기 속도는 80km/h이며 정속 유지를 위한 제어는 하지 않는다. 타이어-노면 마찰계수는 AFS의 타이어 횡방향 힘이 최댓값을 초과하게 만들기 위해 0.6로 설정하였다. 시뮬레이션 시간은 10초이다. 차량 모델은 CarSim에서 제공하는 소형 SUV 모델이며 차량 모델의 파라미터는 표 1과 같다.

그림 5, 6, 그리고 7은 제어하지 않은 경우, 기존의 UCC, 그리고 본 논문에서 제안하는 CUCC의 시뮬레이션 결과와 제어 입력을 보여 준다. 그림 5에서 보듯이 제어하지 않은 경우에는 차량이 안정성을 잃게 된다. 이에 비해 제어한 경우, 즉 UCC와 CUCC는 안정성을 유지한다. 그림 7에서 보듯이 UCC의 경우 ESC의 제동 입력을 사용하지 않는다. 이것은 UCC가 ESC의 제동력을 줄이는 목적 함수를 사용했기 때문이다.

표 1. CarSim에서 제공하는 소형 SUV 모델의 파라미터.

Table 1. Parameters of small SUV model in CarSim.

m	1,146.6 kg	I_z	1,302 kg·m ²
C_f	39,041 N/rad	C_r	64,119 N/rad
l_f	0.88 m	l_r	1.32 m
t	1.47 m		

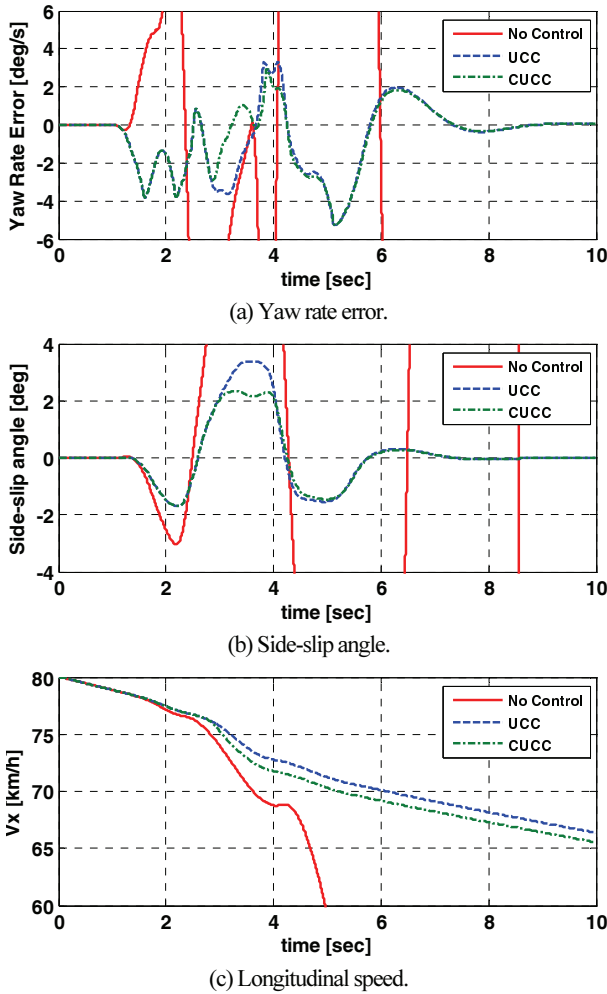


그림 5. 각 경우에 대한 시뮬레이션 결과.
Fig. 5. Simulation results for each case.

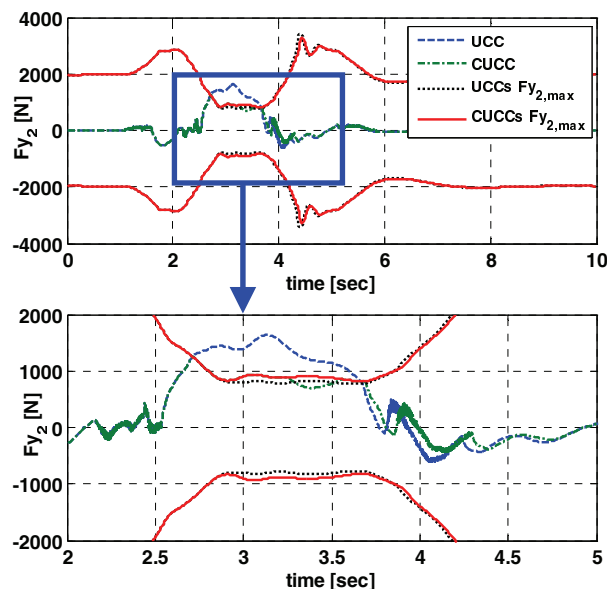


그림 6. UCC와 CUCC에 따른 최대 횡력과 AFS의 타이어 횡력.
Fig. 6. Maximum lateral forces and AFS control force for UCC and CUCC.

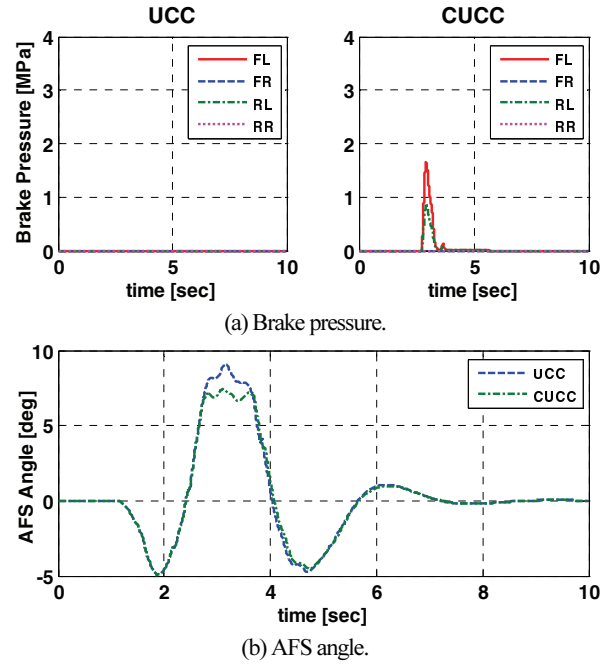


그림 7. UCC와 CUCC 방법의 제어 입력.
Fig. 7. Control inputs for UCC and CUCC.

그림 6에서 2.7초와 3.7초 사이 구간에서 UCC의 경우 전륜 우측 차륜에서 AFS가 만들어 내야 할 타이어 횡방향 힘이 물리적 최댓값을 초과하고 있음을 알 수 있다. 이에 따라 AFS는 제어 요 모멘트를 만들어 내는데 필요한 타이어 횡방향 힘을 만들어 내지 못한다. 그 결과로서 3.5초 근방에서 요율 에러는 증가하고 횡슬립각을 크게 증가함을 알 수 있다. 이에 비해 CUCC는 그림 6에서 보듯이 AFS가 만들어 내야 할 타이어 횡방향 힘이 물리적 최댓값을 초과하는 경우 AFS가 만들어 내야 할 횡방향 힘을 제한하였으며 식 (23)에 의해 ESC가 만들어 내는 제동력으로 부족한 제어 요 모멘트를 보상하였다. 즉, CUCC의 경우 그림 7(b)에서 보듯이 AFS가 만들어 내야 할 타이어 횡방향 힘이 제한되므로 AFS의 추가 조향각은 감소하였고 그림 7(a)에서 보듯이 부족한 제어 요 모멘트를 보상하기 위해 ESC의 제동력은 증가하였다. 그 결과로서 그림 5에서 보듯이 CUCC의 경우 3.5초 근방에서 요율 에러와 횡슬립각은 감소하였다. 예를 들어 요율 에러와 횡슬립각의 RMS값은 UCC의 경우 1.92 deg/s와 1.20 deg이고 CUCC의 경우 1.75 deg/s와 0.98 deg이다. 그림 5(c)에서 보듯이 CUCC의 경우 ESC의 제동력을 사용했음에도 실제 차량의 속도 감소는 1km/h에 지나지 않는다. 이것은 CUCC가 저마찰 노면에서 AFS가 만들어 내야 할 횡방향 타이어 힘이 제한된 상황에서 ESC의 제동력으로 차량의 속도를 거의 줄이지 않으면서 차량 안정성 제어 성능을 향상시켰음을 알 수 있다. 특히 CUCC로 인한 요율 에러와 횡슬립각의 감소는 운전자로 하여금 불안감을 감소시켜 승차감을 향상시킨다.

본 연구에서 제안한 CUCC를 적용하기 위해서는 정확한 노면마찰계수 정보가 필수적이다. 노면 마찰계수의 값이 변화할 때 CUCC의 성능이 어떻게 변화하는지 살펴 보기 위해 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션 조건은 앞의 경우와 동일하다. 노면 마찰계수는 0.6으로 설정하였으며 CUCC가

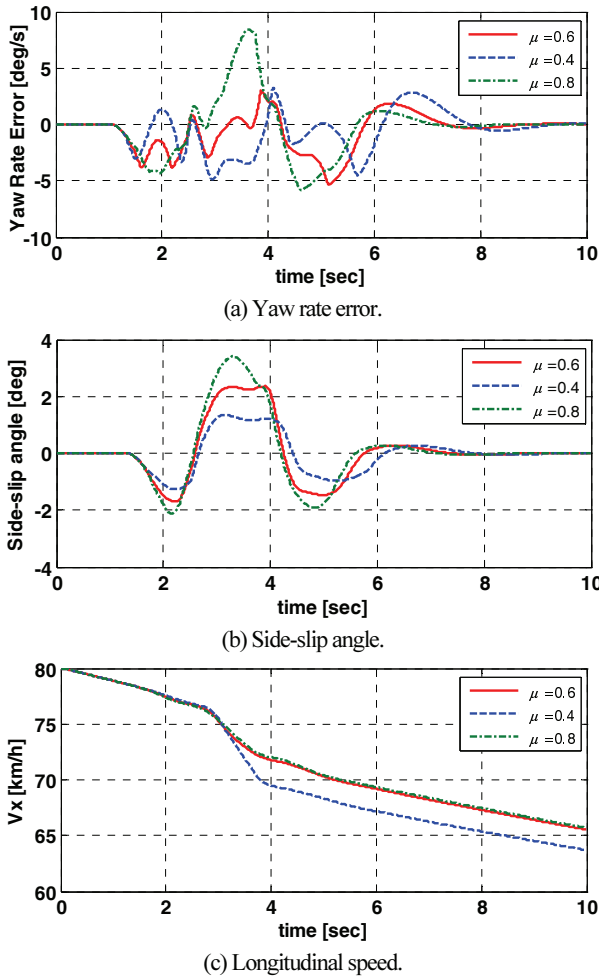


그림 8. 노면 마찰계수 변화에 대한 시뮬레이션 결과.
Fig. 8. Simulation results for each tire-road friction coefficient.

가지고 있는 노면마찰계수 값이 각각 0.4, 0.6, 0.8일 때에 대해 시뮬레이션을 수행하였다. 그림 8과 9는 각 노면마찰계수에 대한 시뮬레이션 결과와 제어 입력을 보여 준다.

그림 8에서 볼 수 있듯이 CUCC의 노면 마찰계수 값이 실제 값보다 작은 경우, 즉 $\mu=0.4$ 일 때에는, 그림 9(a)에서 보듯이 CUCC는 AFS의 횡방향 힘이 물리적 최댓값을 쉽게 넘어서는다고 생각하여 제동 입력을 발생시킨다. 이에 따라 그림 8에서 보듯이 차량의 속도는 감소하지만 요율 에러와 횡슬립각도 함께 감소한다. 반대로 CUCC의 노면마찰계수의 값이 실제 값보다 큰 경우, 즉 $\mu=0.8$ 일 때에는, 그림 9(a)에서 보듯이 실제 AFS의 횡방향 힘이 물리적 최댓값을 넘어서지 않는다고 판단하여 제동 입력을 가하지 않게 된다. 따라서 그림 8에서 보듯이 차량의 속도는 가장 빠르지만 요율 에러와 횡슬립각은 커지게 된다. 이상의 결과에서 보듯이 CUCC가 제대로 작동하기 위해서는 정확한 노면마찰계수의 정보가 필수적임을 알 수 있다.

V. 결론

본 논문에서는 저마찰 노면에서 AFS의 횡방향 타이어 힘이 제한된 상황에서 ESC의 제동력으로 부족한 제어 요 모멘트를 보상하기 위한 방법을 제안하였다. 기존의 UCC에 AFS

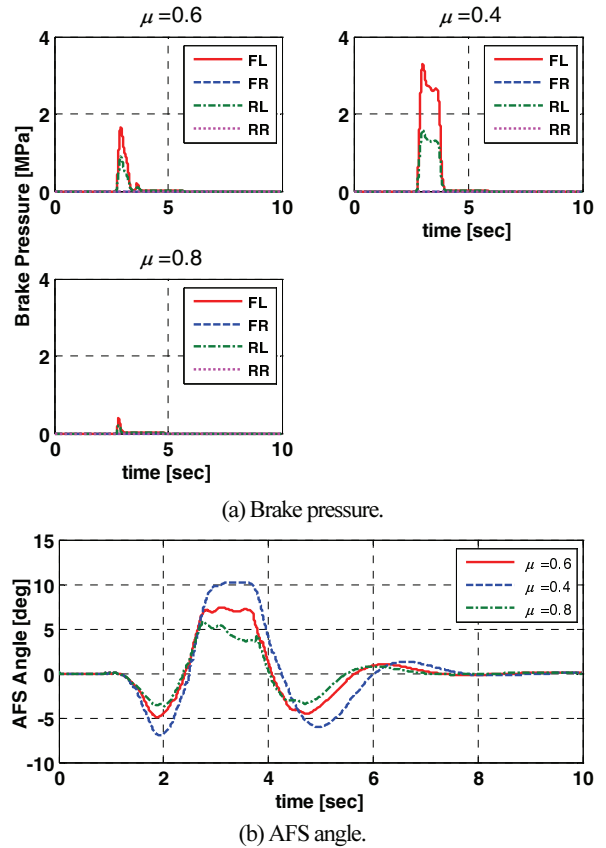


그림 9. 각 노면마찰계수 변화에 따른 제어 입력.
Fig. 9. Control inputs for each tire-road friction coefficient.

의 횡방향 타이어 힘을 제한하기 위한 제한조건을 추가하여 CUCC를 제안하였다. UCC와 마찬가지로 CUCC도 대수적으로 최적해를 구할 수 있으므로 실시간으로 적용이 가능하다. CarSim에서 시뮬레이션을 수행하여 제안된 방법이 저마찰 노면에서 AFS의 횡방향 힘이 제한된 상황에서도 ESC의 제동력으로 부족한 제어 요 모멘트를 보상하여 차량 안정성 제어 성능을 향상시킴을 확인하였다.

본 논문에서 제안된 방법을 실제 차량에 적용하기 위해서는 노면 마찰계수와 타이어 힘의 정확한 값을 아는 것이 필수적이다. 따라서 추후 연구에서는 관측기를 이용하여 노면 마찰계수와 타이어 횡방향 힘을 추정하거나 실시간으로 측정하는 방법이 연구되어야 한다.

REFERENCES

- [1] A. T. van Zanten, R. Erhardt, G. Pfaff, F. Kost, U. Hartmann, and T. Ehret, "Control aspects of the bosch-VDC," *Proc. of International Symposium on Advanced Vehicle Control*, Aachen, Germany, pp. 573-608, 1996.
- [2] National Highway Traffic Safety Administration, "Federal Motor Vehicle Safety Standards; Electronic Stability Control Systems; Controls and Displays," NHTSA-2007-27622, 2007.
- [3] W. Klier, G. Reimann, and W. Reinelt, "Concept and functionality of the active front steering system," SAE 2004-21-0073, 2004.
- [4] Y. Hirano and K. Fukatani, "Development of robust active rear steering control," *Proc. of the International Symposium on*

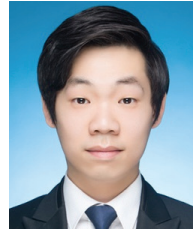
Advanced Vehicle Control, pp. 359-376, 1996.

- [5] S. Motoyama, H. Uki, K. Isoda, and H. Yuasa, "Effect of traction force distribution on vehicle dynamics," *Proc. of International Symposium on Advanced Vehicle Control*, Yokohama, Japan, pp. 447-451, 1992.
- [6] W. Cho, J. Yoon, J. Kim, and K. Yi, "Development of a unified chassis control system for vehicle stability and maneuverability," *Proc. of International Symposium on Advanced Vehicle Control*, pp. 565-570, 2008.
- [7] W. Cho, J. Yoon, J. Kim, J. Hur, and K. Yi, "An investigation into unified chassis control scheme for optimised vehicle stability and maneuverability," *Vehicle System Dynamics*, vol. 46, Supplement, pp. 87-105, 2008.
- [8] O. Mokhiamar and M. Abe, "Simultaneous optimal distribution of lateral and longitudinal tire forces for the model following control," *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 126, pp. 753-763, 2004.
- [9] S. Yim, J. Choi, and K. Yi, "Coordinated control of hybrid 4WD vehicles for enhanced maneuverability and lateral stability," *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 61, no. 4, pp. 1946-1950, 2012.
- [10] J. Wang and R. G. Longoria, "Coordinated vehicle dynamics control with control distribution," *Proc. of the 2006 American Control Conference*, Minnesota, USA, pp. 5348-5353, 2006.
- [11] Mechanical Simulation Corporation, *CarSim User Manual*, Version 5, 2001.
- [12] R. Rajamani, *Vehicle Dynamics and Control*, New York, Springer, 2006.
- [13] K. Uematsu and J. C. Gerdes, "A comparison of several sliding surfaces for stability control," *Proc. of International Symposium on Advanced Vehicle Control*, Japan, 2002.
- [14] A. Y. Ungoren and H. Peng, "Evaluation of vehicle dynamic control for rollover prevention," *International Journal of Automotive Technology*, vol. 5, no. 2, pp. 115-122, 2004.



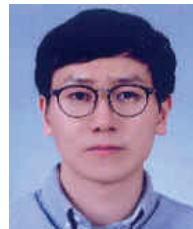
임 성 진

1995년 연세대학교 기계공학과(공학사).
1997년 KAIST 기계공학과(공학석사).
2007년 KAIST 기계공학과(공학박사).
2013년~현재 서울과학기술대학교 기계·자동차공학과 교수. 관심분야는 차량 통합 제어, 차량 전복 방지 제어, 전기자동차 제어.



남 기 홍

2015년 서울과학기술대학교 기계자동차공학과. 관심분야는 차량 통합 제어, 하이브리드 파워트레인 제어.



이 호 석

2012년 수원대학교 기계공학과(공학사).
2015년 서울과학기술대학교 자동차공학과(공학석사). 관심분야는 차량 통합 제어.