<학술논문> **DOI https://doi.org/10.3795/KSME-A.2017.41.2.111** ISSN 1226-4873(Print)
2288-5226(Online)

후륜 조향각 결정을 통한 통합 섀시 제어기의 성능 향상

임 성 진*†
* 서울과학기술대학교 기계자동차공학과

Performance Improvement of Integrated Chassis Control with Determination of Rear Wheel Steering Angle

Seongjin Yim*†
* Dept. of Mechanical and Automotive Engineering, Seoul Nat'l Univ. of Sci. and Tech.

(Received June 28, 2016 ; Revised October 10, 2016 ; Accepted October 28, 2016)

Key Words: Integrated Chassis Control(통합 섀시 제어), Electronic Stability Control(자세 제어 장치), Rear Wheel Steering(후륜 조향 장치), Weighted Pseudo-inverse Control Allocation(의사역행렬 제어할당), Lateral Tire Force Model(횡방향 타이어 모델)

초록: 본 논문은 자세 제어 장치(ESC)와 후륜 조향 장치(RWS)를 장착한 통합 섀시 제어기의 성능을 향상시키기 위해 후륜 조향각을 결정하는 방법을 제안한다. 차량을 안정화시키기 위해 필요한 제어 요 모멘트는 자세 제어 장치와 후륜 조향 장치를 이용하여 만들어진다. 각 장치의 타이어 힘을 결정하기 위해 의사역행렬 제어할당 방법을 적용한다. 제어기의 성능을 향상시키기 위해 후륜 조향 장치의 조향각을 결정하는 데에 네 가지 방법을 적용한다. 차량 시뮬레이션 패키지인 CarSim에서 시뮬레이션을 수행하여 제안된 방법들이 통합 섀시 제어기의 성능을 향상시킬 수 있음을 검증한다.

Abstract: This paper presents a method to determine the rear steering angle in integrated chassis control with electronic stability control (ESC) and rear wheel steering (RWS). A control yaw moment needed to stabilize a vehicle should be distributed into the tire forces generated by the ESC and RWS. Weighted pseudo-inverse control allocation (WPCA) is adopted to determine the tire forces. Four methods are proposed to calculate the rear wheel steering angle. To validate the proposed methods, a simulation is performed using a vehicle simulation software package, CarSim. The simulation results show that the proposed method for determining the rear wheel steering angle improves the performance of the integrated chassis control.

- 기호설명 -

a_y : 횡가속도(m/s^2)
C_f, C_r : 전륜과 후륜의 코너링 강성(N/rad)
F_{yf}, F_{yr} : 전륜과 후륜의 횡방향 타이어 힘(N)
g : 중력가속도 상수(=9.81m/s^2)
N : 영향 행렬
I_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)
m : 차량 총중량(kg)
ΔM_B : 제어 요모멘트(N·m)
x : 제어 타이어 힘의 벡터
r_w : 차륜 반경(m)
P_B : 제동 압력(MPa)
t_f, t_r : 전륜과 후륜의 윤거의 반값(m)
v_x : 종방향 속도(m/s)
V : 차량 속도(m/s)
M : WPCA에서 가중치 행렬
α_f, α_r : 전륜과 후륜의 타이어 슬립각(rad)
β : 횡슬립각(rad)
δ_f : 운전자에 의한 전륜 조향각(rad)

† Corresponding Author, acebtif@seoultech.ac.kr
Ⓒ 2017 The Korean Society of Mechanical Engineers

δ_r : RWS에 의한 후륜 조향각(rad)
ε : 특정한 타이어 힘에 대한 가중치
ξ : 횡슬립각에 대한 조절 계수
γ, γ_d : 실제와 기준 요율(rad/s)
μ : 타이어-노면 마찰계수

1. 서 론

일반적으로 차량 안정성 제어(Vehicle Stability Control)는 차량 모델에 제어기 설계 방법론을 적용하여 제어 요 모멘트를 계산하고 실제 차량에서 제어 요 모멘트를 만들어 내기 위해 구동기를 제어하는 것이다. 제어 요 모멘트를 만들어 내기 위해 2개 이상의 구동기들을 이용하는 경우 통합 섀시 제어(Integrated Chassis Control: ICC)라고 한다.[1]

지금까지 통합 섀시 제어를 위해 자세 제어 장치(Electronic Stability Control: ESC), 능동 전륜 조향(Active Front Steering: AFS), 후륜 조향 장치(Rear Wheel Steering: RWS), 그리고 토크 벡터링과 같은 다양한 구동기들이 적용되어 왔다.[2~4] 가장 대표적인 장치는 좌우 차륜에 독립적으로 제동을 가하는 ESC이다. 이후 AFS와 RWS가 개발되고 ESC와 결합되어 통합 섀시 제어가 제안되었다.[5] 제어 요 모멘트를 만드는 데 조향만을 사용하는 AFS와 RWS는 ESC에 비해 다양한 장점을 가진다. 첫번째 장점은 ESC와 같이 복잡한 유압 장치가 필요없다는 점이다. 두번째 장점은 제동을 사용하지 않으므로 제어 요 모멘트를 만드는 과정에서 승차감이 좋고 차량의 속도 감소가 ESC에 비해 덜하다는 점이다.[5] 다만 AFS의 경우 차량의 속도가 빨라지면서 횡슬립각이 증가하면 횡방향 안정성이 저하되는 단점이 있다.

제어 요 모멘트를 만드는 과정에서 AFS에 비해 RWS가 더 유리하다. Fig. 1은 타이어 슬립각에 따른 타이어 횡력 변화와 각 영역에서 유효한 구동기를 보여준다.[6] Fig. 1에서 보듯이 AFS는 운전자의 조향이 가해진 상태에서 새로운 조향각을 더하게 되므로 타이어 슬립각이 크게 증가하여 전륜의 횡력이 포화되고 이에 따라 더 이상의 횡력을 만들어 내지 못한다.[6] 이에 비해 RWS는 운전자의 조향이 없는 후륜에서 조향각을 만들어 내므로 타이어 슬립각이 크게 증가하지 않아서 횡방향 타이어 힘도 쉽게 포화되지 않는다.[7] 따라서 본 논문에서는 제어 요 모멘트를 만들어 내기 위해 ESC와 RWS를 이용한다.

ESC와 RWS를 장착한 통합 섀시 제어를 위해 제안된 대표적인 방법이 UCC(Unified Chassis Control)이다.[5] UCC에서는 제어 요 모멘트를 만들어 내는 문제를 최적화 문제로 정식화하였고 Karush-Kuhn-Tucker(KKT) 최적성 조건을 이용하여 대수적으로 최적해를 구하였다. 통합 섀시 제어를 위한 두번째 방법은 UCC를 기반으로 가중 의사역행렬 제어 할당(Weighted Pseudo-Inverse based Control Allocation: WPCA)를 적용하는 것이다.[7] 이 방법은 대수적으로 최적해를 구할 수 있으며 적용이 간단하기 때문에 구현이 쉽다. 본 연구에서는 제어 요 모멘트를 만들어 내기 위해 WPCA를 이용하기로 한다.

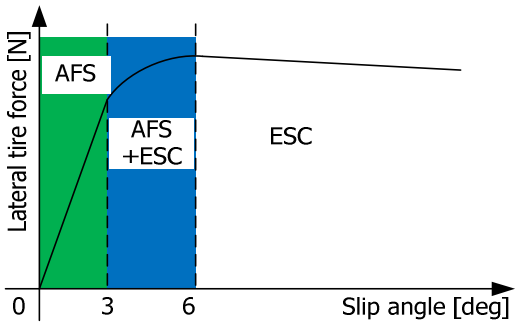


Fig. 1 Variation of lateral tire force and selection of effective actuator with respect to the tire slip angle

WPCA를 적용하여 최적의 타이어 힘을 구했다고 해도 실제 구동기에서 정확한 타이어 힘을 만들어 내지 못한다면, 즉 RWS의 정확한 조향각을 구하지 못한다면 제어 성능이 저하된다. UCC와 WPCA를 적용한 기존의 연구에서는 최적해를 구했음에도 제대로 된 RWS의 조향각을 구하지 못했다. 본 연구에서는 ESC와 RWS를 사용하는 통합 섀시 제어에서 WPCA를 적용하여 제어 요 모멘트를 만들어 내는 데 필요한 타이어 힘을 구하고 이를 만들어 내기 위해 RWS의 조향각을 결정하는 다양한 방법을 제안한다. 제안된 방법의 성능을 검증하기 위해 차량 시뮬레이션 패키지인 CarSim을 이용하여 시뮬레이션을 수행한다.[8]

본 논문의 구성은 다음과 같다. 2장에서는 통합 섀시 제어기를 설계하는 방법을 제시한다. 3장에서는 RWS의 조향각을 결정하는 네 가지 방법을 제안한다. 4장에서는 시뮬레이션을 수행하여 제안된 방법의 성능을 검증하며 5장에서는 결론을 맺는다.

2. 통합 섀시 제어기 설계

2.1 상위제어기 설계

통합 섀시 제어기는 상위 제어기와 하위 제어기

로 구성된다. 상위 제어기에서는 차량을 안정화시키는데 필요한 제어 요 모멘트를 계산하고 하위 제어기에서는 이를 실제 차량에서 만들어 내기 위해 ESC와 RWS에 의해 생성되는 타이어 힘을 결정한다.

상위 제어기에서 제어 요 모멘트를 계산하기 위해 Fig. 2와 같은 2자유도 자전거 모델을 이용한다. 2자유도 자전거 모델은 종방향 속도가 일정하다고 가정한다. 자전거 모델에서 횡방향 운동과 요방향 운동을 기술하는 운동 방정식은 식 (1)과 같다.

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

차량의 선회 운동에서 운전자의 의지는 기준 요율 γ_d로 표현되며 식 (2)와 같이 정의된다. 식 (2)에서 K_γ는 정상상태 요 게인이다.[9] 타이어 횡력은 식 (3)과 같이 정의되며 C_f와 C_r은 각각 전륜과 후륜의 선회 강성이다.

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

$$F_{yf} = -C_f\alpha_f, \quad F_{yr} = -C_r\alpha_r \tag{3}$$

제어 요 모멘트 ΔM_B를 계산하기 위해서 슬라이딩 모드 제어를 이용한다. 통합 섀시 제어의 목적은 운전자의 조향에 의해 만들어지는 기준 요율과 차량의 요율 사이의 차이인 요율 에러와 횡슬립각를 줄이는 것이다. 이러한 목적을 표현한 슬라이딩 표면이 식 (4)이다.[9] 식 (4)에서 ξ는 요율 에러와 횡슬립각의 상대적인 중요도를 결정하는 가중치이다. 식 (4)의 슬라이딩 표면이 0이 되기 위해서는 식 (5)의 조건을 만족하면 된다. 식 (4)와 (5), (1)을 결합하면 슬라이딩 표면이 0이 되기 위한 제어 요 모멘트 ΔM_B는 식 (6)과 같이 구해진다.[10]

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

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

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

2.2 하위제어기 설계

하위 제어기에서는 상위 제어기에서 계산된 제어 요 모멘트를 만들어 내기 위해 ESC와 RWS에 의해 만들어지는 타이어 힘을 결정해야 한다. Fig. 3은 제어 요 모멘트가 양(+)일 때 제어 요 모멘트와 타이어 힘 사이의 관계를 보여준다.[7] Fig. 3에서 ΔF_{x1}과 ΔF_{x3}은 ESC의 제동력이 만들어 내는 종방향 타이어 힘이며 ΔF_{y3}과 ΔF_{y4}는 RWS의 조향각이 만들어 내는 횡방향 타이어 힘이다. Fig. 3에서 ESC에 의해 만들어지는 횡방향 타이어 힘은 없다고 가정한다. Fig. 3에서 제어 요 모멘트와 타이어 힘 사이의 기하학적 관계는 식 (7)과 같다. 타이어 수직력에 대한 항목을 식 (8)과 같이 X_1과 X_2로 정의하면 식 (7)은 식 (9)가 된다. 식 (9)에서 보듯이 제어 요 모멘트 ΔM_B를 만들어 내기 위해서는 ESC가 만들어 내는 제동력 ΔF_{x3}와 RWS의 조향각이 만들어내는 ΔF_{y3}를 결정해야 하며 이 문제가 요 모멘트 분배 문제이다.

$$\Delta M_B = -\frac{t}{2}\Delta F_{x1} - \frac{t}{2}\Delta F_{x3} + l_r\left(\Delta F_{y3}+\Delta F_{y4}\right) \tag{7}$$

$$X_1 \equiv \left(1+\frac{F_{z1}}{F_{z3}}\right), \quad X_2 \equiv \left(1+\frac{F_{z4}}{F_{z3}}\right) \tag{8}$$

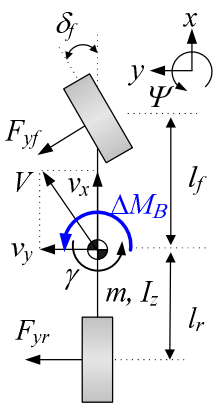


Fig. 2 2-DOF bicycle model

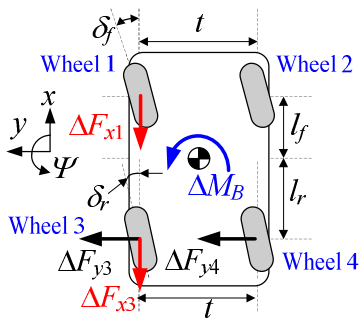


Fig. 3 Relationship between the control yaw moment and tire forces

$$\Delta M_B = -\frac{t}{2} X_1 \Delta F_{x3} + l_r X_2 \Delta F_{y3} \tag{9}$$

일반적으로 요 모멘트 분배 문제는 최적화 문제로 정식화된다. 요 모멘트 분배 문제에서 최적화의 목적 함수는 식 (10)과 같다. 식 (10)의 목적 함수는 조절계수 η를 이용하여 ESC의 제동력과 RWS의 조향각의 상대적인 크기를 조절한다. 기존의 연구에서는 η를 0으로 놓고 ESC의 제동력을 가급적이면 사용하지 않게 했다. 이를 Unified Chassis Control (UCC)라고 한다.[5] UCC에서는 RWS가 주로 작동하여 ESC의 제동력을 사용하지 않으므로 차량의 속도 감소가 작지만 이 경우 저마찰 노면에서 선회시 차량의 횡방향 안정성이 저하된다. 따라서 상황에 따라 ESC의 제동력을 반드시 사용해야만 한다. 이를 위해 본 논문에서는 식 (10)과 같은 목적 함수를 사용한다. 식 (10)에서 보듯이 가중치 η를 조절하여 ESC에 의한 제동력 ΔF_{x3}와 RWS의 조향각에 의한 횡력 ΔF_{y3}의 크기를 조절 할 수 있다. 예를 들어 η값이 1보다 커지는 경우 ΔF_{y3}는 ΔF_{x3}에 비해 작아진다. 반대로, η 값이 1보다 작아지는 경우 ΔF_{y3}는 ΔF_{x3}에 비해 커진다.

$$\begin{aligned} L\left(\Delta F_{x3}, \Delta F_{y3}\right) &= \Delta F_{x3}{}^2 + \eta \cdot \Delta F_{y3}{}^2 \\ &= \begin{bmatrix} \Delta F_{x3} & \Delta F_{y3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & \eta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta F_{x3} \\ \Delta F_{y3} \end{bmatrix} \end{aligned} \tag{10}$$

식 (10)의 2차 목적 함수와 식 (9)의 등식 제한조건을 가지는 최적화 문제는 라그랑지 승수법을 이용하여 대수적으로 최적해를 구할 수 있으며 이 방법이 WPCA이다.[11,12] 식 (9)의 등식 제한조건은 식 (11)로 표현할 수 있다. 식 (12)와 같은 정의를 이용하면 최적해는 식 (13)과 같이 대수적으로 구해진다. 앞으로 이 방법을 WPCA-UCC라고 부르기로 한다.[7]

$$\begin{aligned} \Delta M_B &= -\frac{t}{2} X_1 \Delta F_{x3} + l_r X_2 \Delta F_{y3} \\ &= \begin{bmatrix} -\frac{t}{2} X_1 & l_r X_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta F_{x3} \\ \Delta F_{y3} \end{bmatrix} \end{aligned} \tag{11}$$

$$\mathbf{x} \equiv \begin{bmatrix} \Delta F_{x3} \\ \Delta F_{y3} \end{bmatrix}, \mathbf{M} \equiv \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & \eta \end{bmatrix}, \mathbf{N} \equiv \begin{bmatrix} -\frac{t}{2} X_1 & l_r X_2 \end{bmatrix} \tag{12}$$

$$\mathbf{x}_{opt} = \mathbf{M}^{-1}\mathbf{N}^T \left(\mathbf{N}\mathbf{M}^{-1}\mathbf{N}^T\right)^{-1} \Delta M_B \tag{13}$$

식 (13)에서 구해진 최적의 ΔF_{x3}는 식 (14)에 의해 ΔF_{x1}으로 변환되고 식 (15)와 (16)에 의해 ESC의 제동 압력 P_B와 RWS의 조향각 δ_r로 변환된다. 식 (16)에서 $f(\cdot)$는 임의의 함수이다. 제어 요 모멘트가 음인 경우 위의 과정과 동일한 방식으로 최적의 ΔF_{x4}와 ΔF_{y4}를 구할 수 있다.

$$\Delta F_{x1} = \left(F_{z1} / F_{z3} \right) \Delta F_{x3} \tag{14}$$

$$P_B = \frac{r_w}{K_B} \Delta F_x \tag{15}$$

$$\delta_r = f\left(\Delta F_{y3}\right) \tag{16}$$

WPCA를 적용할 때 η의 값은 ESC의 제동력과 RWS의 후륜 타이어 횡력을 조절하는 값이다. 상황에 따라 η의 값을 최적으로 결정하는 방법이 기존에 제안되었다.[11,12] 하지만 본 연구에서는 연구의 범위를 벗어 나므로 다루지 않는다.

3. 후륜 조향각의 결정 방법

통합 섀시 제어기에서 RWS의 조향각은 식 (16)과 같이 결정된다. RWS의 조향각을 결정하는 첫 번째 방법은 기존의 연구에서 사용된 방법으로서 식 (17)과 같이 단순히 타이어 횡력을 후륜의 횡강성으로 나누어 주는 것이다.[7] 이 방법을 Method #1이라고 하자. UCC와 WPCA를 적용한 기존의 연구에서도 이 방법을 사용하였다.[5,7] 이 방법은 정확한 방법이 아닌데 왜냐하면 식 (17)은 조향각이 아니라 타이어 슬립각이기 때문이다.

RWS의 조향각을 결정하는 두번째 방법은 타이어 슬립각의 정의를 이용하는 것이다.[9] 식 (18)은 후륜의 타이어 슬립각의 정의를 나타낸다. 이 식을 이용하여 RWS의 조향각을 구하면 식 (19)와 같이 구해진다. 이 방법을 Method #2라고 하자. Method #2를 사용하기 위해서는 식 (17)에서와 같이 후륜 타이어의 슬립각을 알아야 하고 이를 위해서는 횡슬립각 β를 알아야 한다. 이를 위해 본 논문에서는 기존의 연구에서 제안된 관측기를 이용한다.[13] 식 (17)에서 후륜 타이어의 횡강성 C_r은 타이어 슬립각이 큰 경우 타이어 횡력이 포화되어 그 값이 변화하지만 본 연구에서는 일정하다고 가정하였다.

$$\delta_r = \Delta F_{y3} / C_r \tag{17}$$

$$\alpha_r = \frac{v_y - l_r\gamma}{v_x} - \delta_r = \beta - \frac{l_r\gamma}{v_x} - \delta_r \tag{18}$$

$$\delta_r = \beta - \frac{l_r\gamma}{v_x} - \alpha_r = \beta - \frac{l_r\gamma}{v_x} - \frac{\Delta F_{y3}}{C_r} \tag{19}$$

RWS의 조향각을 구하는 세번째 방법은 타이어 횡력 모델을 이용하는 것이다. 지금까지 다양한 형태의 타이어 횡력 모델이 제안되었다. 대표적으로 지수함수 모델, 쌍곡선함수 모델, 그리고 포화 모델이다.[14] 식 (20), (21), 그리고 (22)는 앞서 언급한 각 타이어 횡력 모델을 나타낸다.

$$F_y = \mu F_z \left(1 - e^{-\frac{\kappa}{\mu}|\alpha|}\right) \mathrm{sgn}(\alpha) \tag{20}$$

$$F_y = \frac{2\mu F_z}{\kappa\pi} \tanh\left(\frac{\kappa\pi}{2\mu F_z} C_\alpha \alpha\right) \tag{21}$$

$$F_y = \kappa \frac{2\mu F_z}{\pi} \tan^{-1}\left(\frac{\pi}{2\mu F_z} C_\alpha \alpha\right) \tag{22}$$

위의 타이어 횡력 모델들에서 타이어-노면 마찰계수 μ, 수직력 F_z, 그리고 타이어 슬립각 α가 주어졌을 때 조절 파라미터는 2개로서 C_α와 κ이다. 따라서 이 파라미터들을 조정하여 실제 타이어 횡력값에 맞게 타이어 횡력 모델을 튜닝하는 것은 어렵지 않다. Fig. 4는 차량 시뮬레이션 패키지인 CarSim에서 구한 타이어 횡력 데이터에 대해 앞서 언급한 타이어 횡력 모델들을 적합한 결과를 보여준다. CarSim에서 구한 타이어 횡력 데이터는 타이어-노면 마찰계수가 0.87, 타이어 수직력이 5000N일 때의 데이터이다.[8] Fig. 4에서 보듯이 포화 모델을 제외하고 다른 모델들은 유사한 적합 결과를 보여준다.

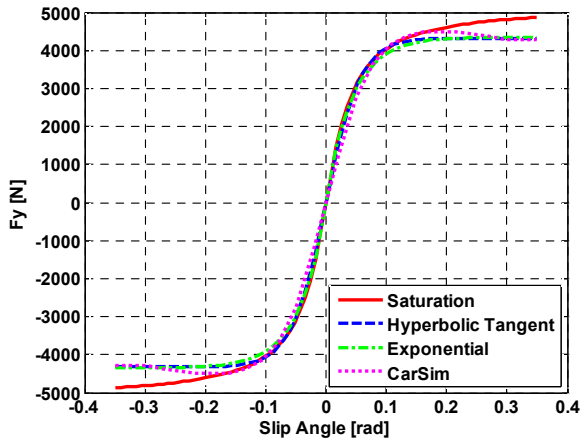


Fig. 4 Fitting results of lateral tire force models for CarSim data

식 (19)에서와 같이 RWS의 조향각을 구하기 위해서는 타이어 횡력이 주어진 상태에서 타이어 슬립각을 알아야 한다. 이를 위해서는 타이어 횡력 모델의 역함수를 알아야 한다. 앞서 언급한 타이어 모델들 중에서 정확도가 높으면서 역함수를 구하기 가장 쉬운 모델은 쌍곡선 함수 모델이다. 식 (21)의 쌍곡선 함수 모델의 역함수를 구하면 식 (23)과 같다. 이와 같이 WPCA-UCC를 통해 구한 타이어 횡력 ΔF_{y3}와 타이어 횡력의 역함수 (23)을 이용하여 높은 정확도로 RWS의 조향각을 구할 수 있다. 이 방법을 Method #3라고 하자.

$$\alpha_r = \frac{2\mu F_z}{\kappa\pi C_\alpha} \tanh^{-1}\left(\frac{\kappa\pi}{2\mu F_z} \Delta F_{y3}\right) \tag{23}$$

RWS의 조향각을 구하는 네번째 방법은 식 (19)에서 타이어 횡강성 C_r을 예측하는 것이다. 식 (18)을 이용하여 타이어 슬립각 α_r를 구하고 타이어 수직력과 노면 마찰계수와 식 (21)의 쌍곡선함수 횡력 모델을 이용하여 타이어 횡력 F_{yr}을 구한다. 타이어 횡력 F_{yr}을 타이어 슬립각 α_r로 나누면 후륜의 횡강성 C_r을 쉽게 구할 수 있다. 횡강성과 식 (19)를 이용하여 RWS의 조향각을 구한다. 이 방법을 Method #4라고 하자.

4. 시뮬레이션

제안된 RWS 조향각 결정 방법의 성능을 검증하기 위해 차량 시뮬레이션 패키지 CarSim에서 시뮬레이션을 수행한다. 시뮬레이션 조건은 운전자 모델을 이용하여 정해진 경로 moose test track을 추종하는 것이다.[15] 운전자 모델은 CarSim에서 제공하는 모델로서 운전자의 예견 시간은 차량 속도 대비 0.75초로서 미숙한 운전자를 나타낸다. 차량의 초기 속도는 80km/h이며 타이어-노면 마찰계수는 0.6으로 설정하였다. 시뮬레이션 시간은 10초이다. WPCA-UCC의 시뮬레이션에서 η의 값은 1로 설정한다. 차량 모델은 CarSim에서 제공하는 소형 SUV 모델이며 차량 모델의 파라미터는 Table 1과 같다.

Fig. 5와 6은 본 논문에서 제안하는 네 가지 방법에 대한 시뮬레이션 결과와 제어 입력을 보여준다. 동일한 시뮬레이션 조건에서 제어하지 않은

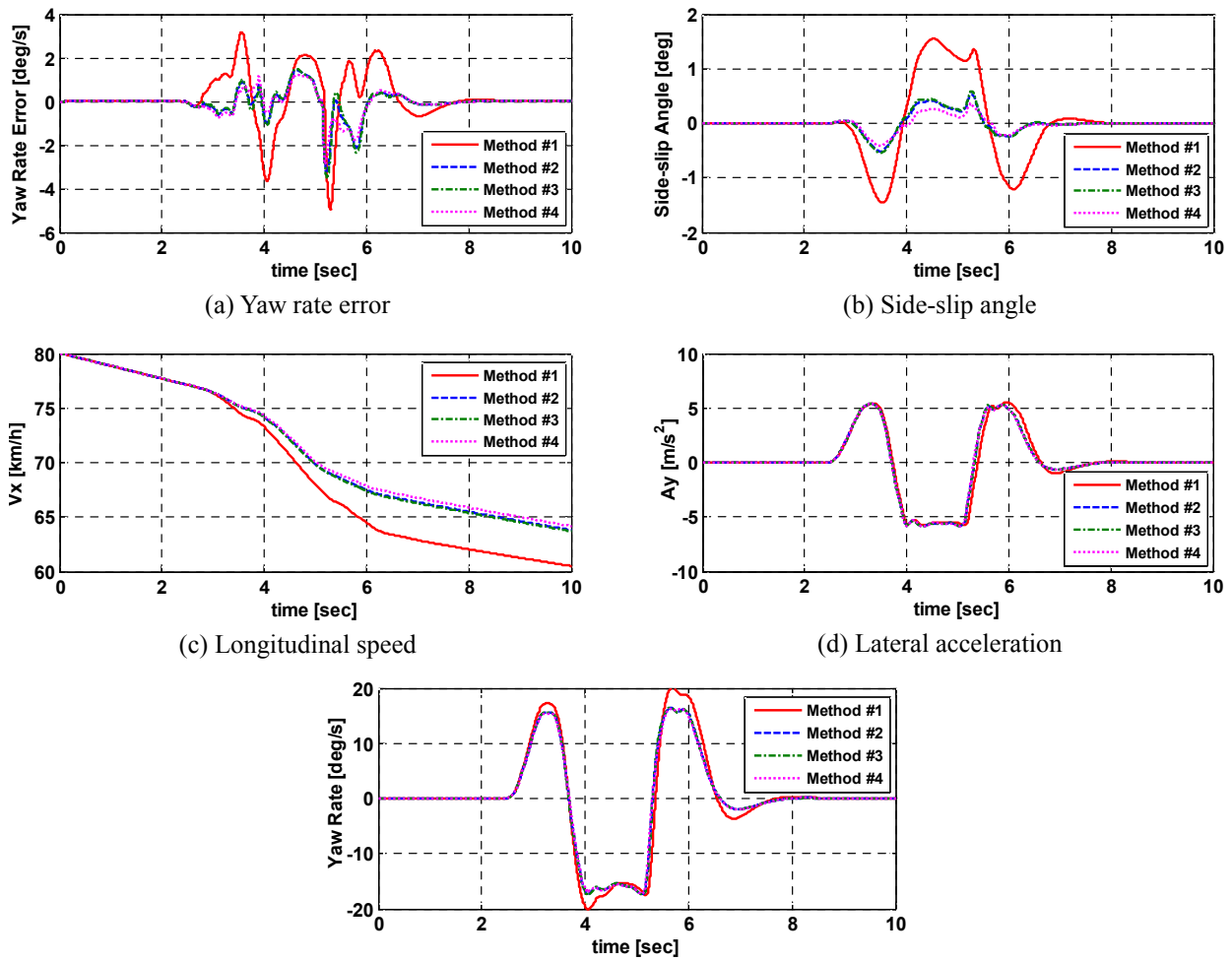
차량은 저마찰 노면에서 미숙한 운전자가 큰 조향 입력을 가하게 되므로 요율 에러와 횡슬립각이 발산하게 된다. Fig. 5의 (d)와 (e)에서 보듯이 주어진 시뮬레이션 조건에서는 차량의 횡가속도와 요율의 값이 크다는 것을 알 수 있다.

Fig. 5와 6에서 보듯이 Method #1을 제외하고 다른 방법들은 유사한 성능을 보여준다. 특히 Fig. 5의 (b)에서 보듯이 본 논문에서 제안하는 방법들은 기존의 방법 Method #1보다 횡슬립각을 줄이는데 매우 큰 효과를 보이는 것을 알 수 있다. Fig. 6의 (a)에서 보듯이 본 논문에서 제안하는 방법들 Method #2, #3, 그리고 #4는 ESC의 제동 입력을 적게 사용하는데 이는 Fig. 6의 (b)에서 보듯이 기존의 방법 Method #1보다 능동 후륜 조향각을 더 많이 사용하기 때문이다. 이에 따라 Fig. 5의 (c)에서 보듯이 본 논문에서 제안하는 방법들에서 차량의 속도가 더 높게 나타난다.

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
$K_{B,\,front}$	150 N·m/MPa	$K_{B,rear}$	70 N·m/MPa
t	1.47 m	r_w	0.334 m

Fig. 7은 Method #3과 #4에서 사용한 타이어 슬립각의 예측치와 쌍곡선 함수를 이용한 타이어 횡력 모델의 예측치를 보여준다. Fig. 7에서 보듯이 타이어 슬립각은 실제 값을 제대로 추종하고 있으며 이 값을 이용하는 타이어 횡력 모델도 실제 값을 제대로 추종하고 있음을 알 수 있다. 이러한 결과는 후륜의 경우 운전자의 조향 입력이 없으므로 타이어 횡력이 포화되지 않기 때문이다. 실제 전륜의 경우 동일한 방법을 적용하면 예측 결과가 후륜의 결과보다 좋지 않다. 그리고 별도의 시뮬



(a) Yaw rate error

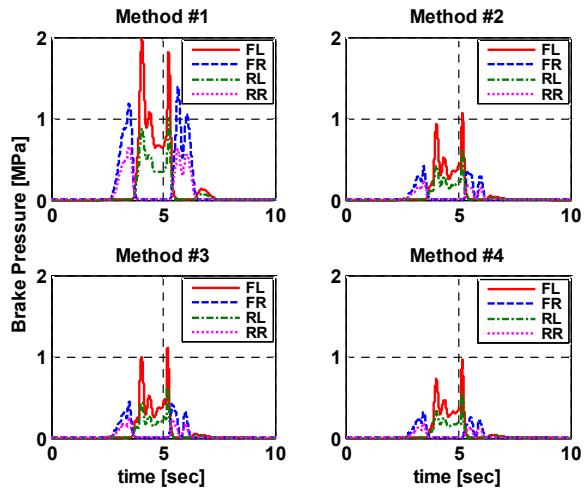
(b) Side-slip angle

(c) Longitudinal speed

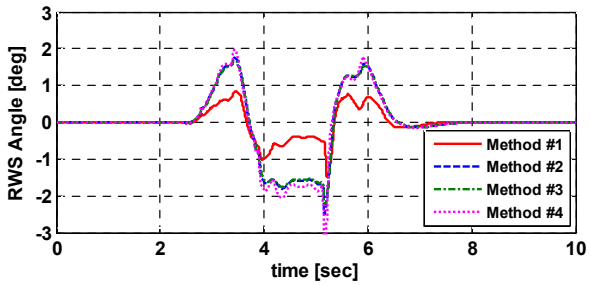
(d) Lateral acceleration

(e) Yaw rate

Fig. 5 Simulation results for each yaw moment distribution scheme

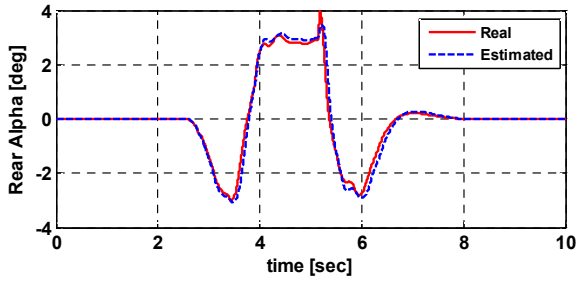


(a) Brake pressure

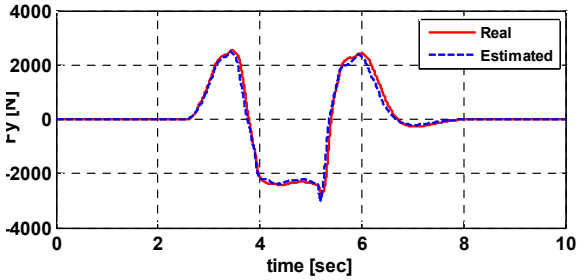


(b) RWS angle

Fig. 6 Control inputs for each yaw moment distribution scheme

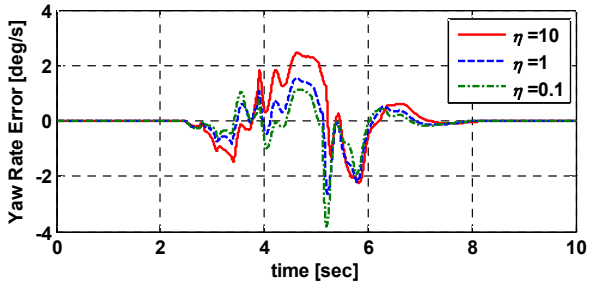


(a) Rear tire slip angle

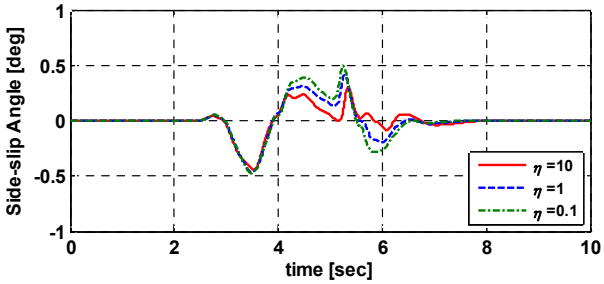


(b) rear later tire force

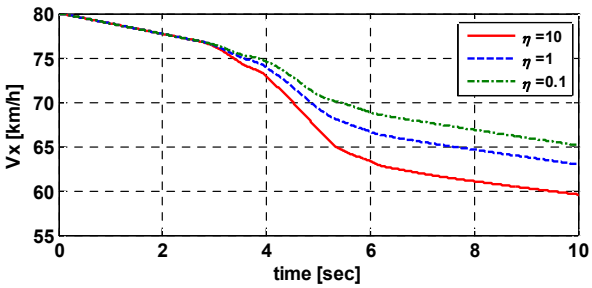
Fig. 7 Estimation results for rear tire slip angle and rear lateral tire forces



(a) Yaw rate error



(b) Side-slip angle



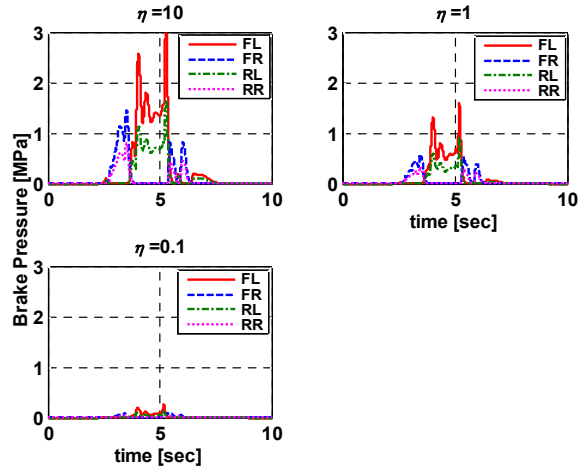
(c) Longitudinal speed

Fig. 8 Simulation results for each value of η

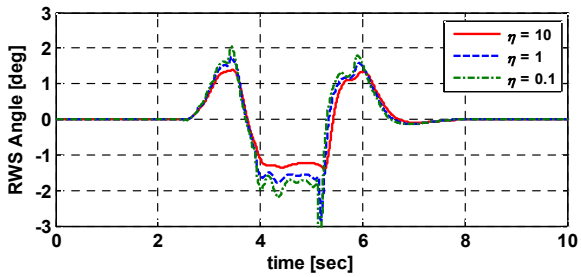
레이션을 수행하여 Method #4에서 식 (20), (21), 그리고 (22)에서 주어진 타이어 횡력 모델들의 예측치의 차이도 거의 없음을 확인하였다. 즉, Method #4에서 세 가지 타이어 횡력 모델들 중에서 어떤 모델을 사용하더라도 결과는 동일하게 나오게 된다. 해당 결과는 본 논문에서 제시하지 않는다.

η값에 따른 WPCA-UCC의 성능을 살펴 보기 위해 앞의 시뮬레이션과 동일한 조건에서 시뮬레이션을 수행하였다. 목적 함수 (10)에서 η값은 0.1, 1, 10으로 설정하였고 세가지 경우에 대해 시뮬레이션을 수행하였다. 능동 후륜 조향각을 결정하는 방법은 Method #4를 사용하였다.

Fig. 8과 9는 각 η값에 따른 시뮬레이션 결과와 제어 입력을 보여준다. Fig. 9에서 보듯이 η값이 증가함에 따라 RWS의 조향각에 대한 가중치가 증가하지만 RWS의 조향각은 그리 큰 차이가 없고



(a) Brake pressure



(b) RWS angle

Fig. 9 Control inputs for each value of η

ESC의 제동 입력은 크게 증가함을 알 수 있다. η 값이 0.1인 경우 ESC의 제동 입력에 대한 가중치가 증가하여 ESC의 제동 입력은 거의 사용하지 않고 RWS의 조향각만을 사용하게 됨을 알 수 있다. 이에 따라 Fig. 8에서 보듯이 차량의 속도는 증가하고 결과적으로 요율 에러는 가장 크게 된다. 하지만 이 경우조차도 기존의 연구, 즉 Method #1에 비해 요율 에러가 작다. 이에 비해 η값이 10인 경우 RWS의 조향각에 대한 가중치가 증가하여 ESC의 제동 입력을 더 많이 사용함을 알 수 있다. 이에 따라 차량의 속도가 감소하게 결과적으로 요율 에러도 감소한다. 하지만 RWS의 조향각은 그리 크게 차이가 나지 않는다. 결론적으로 말하자면, 본 논문에서 제안하는 능동 후륜 조향각을 결정하는 방법을 사용한다면 ESC의 제동 압력을 거의 사용하지 않아도 요율 에러와 횡슬립각, 그리고 차량의 속도면에서 만족할만한 결과를 얻을 수 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

본 논문에서는 ESC와 RWS를 구동기로 이용하는 통합 섀시 제어에서 RWS의 조향각을 결정하는 방법을 제안하였다. 요 모멘트 분배 문제를 최적화 문제로 정식화하였고 ESC의 제동 입력과 RWS의 조향각의 크기를 결정하기 위해 WPCA 방법을 적용하였다. RWS의 조향각을 결정하기 위해 네 가지 방법을 제안하였고 CarSim에서 시뮬레이션을 수행하여 제안된 방법의 성능을 검증하였다. 시뮬레이션 결과 RWS의 조향각 결정 방법을 적용하면 요율 에러가 감소하고 횡슬립각은 더욱 많이 감소하는 것을 확인하였다.

후 기

본 연구는 서울과학기술대학교의 교내연구비 지원에 의해 수행되었음.

참고문헌
(References)

(1) Yim, S., 2015, “Integrated Chassis Control with Electronic Stability Control and Active Front Steering under Saturation of Front Lateral Tire Forces,” *Journal of Institute of Control, Robotics and Systems*, Vol. 21, No. 10, pp. 903~909.

(2) van Zanten, A.T., Erhardt, R., Pfaff, G., Kost, F., Hartmann, U. and Ehret, T., 1996, “Control Aspects of the Bosch-VDC,” *Proceedings of International Symposium on Advanced Vehicle Control*, Aachen, Germany, pp. 573~608.

(3) Klier, W., Reimann, G. and Reinelt, W. 2004, “Concept and Functionality of the Active Front Steering System,” SAE 2004-21-0073.

(4) Hirano, Y. and Fukatani, K., 1996, “Development of Robust Active Rear Steering Control,” *Proceedings of the 3rd International Symposium on Advanced Vehicle Control*, pp. 359~376.

(5) Cho, W., Yoon, J., Kim, J., Hur, J. and Yi, K., 2008, “An Investigation into Unified Chassis Control Scheme for Optimised Vehicle Stability and Maneuverability,” *Vehicle System Dynamics*, Volume 46 Supplement, pp. 87~105.

(6) Cho, W., Yoon, J., Kim, J. and Yi, K., 2008, “Development of a Unified Chassis Control System for Vehicle Stability and Maneuverability,” *Proceedings of the 9th International Symposium on Advanced Vehicle Control*, pp. 565~570.

(7) Yim, S., 2014, “Optimum Yaw Moment Distribution with Electronic Stability Control and Active Rear Steering,” *Journal of Institute of Control, Robotics and Systems*, Vol. 20, No. 12, pp. 1246~1251.

(8) Mechanical Simulation Corporation, 2001, *CarSim*

User Manual, Version 5.
(9) Rajamani, R., 2006, *Vehicle Dynamics and Control*, New York, Springer.
(10) Uematsu, K. and Gerdes, J.C., 2002, "A Comparison of Several Sliding Surfaces for Stability Control," *Proceedings of the 6th International Symposium on Advanced Vehicle Control*, Japan.
(11) Yim, S., Choi, J. and Yi, K., 2012, "Coordinated Control of Hybrid 4WD Vehicles for Enhanced Maneuverability and Lateral Stability," *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Vol. 61, No. 4, pp. 1946~1950.
(12) Yim, S. and Yi, K., 2013, "Design of an Active Roll Control System for Hybrid Four-Wheel-Drive Vehicles," *Proceedings of IMechE, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 227, No. 2, pp. 151~163.
(13) Farrelly, J. and Wellstead, P., 1996, "Estimation of Vehicle Lateral Velocity," *Proceedings of the 1996 IEEE International Conference on Control Applications*, pp. 552~557.
(14) Pacejka, H.B., 2006, *Tyre and Vehicle Dynamics*, Elsevier.
(15) Ungoren, A.Y. and Peng, H., 2004, "Evaluation of Vehicle Dynamic Control for Rollover Prevention," *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 5, No. 2, pp. 115~122.