

<응용논문>

DOI <http://dx.doi.org/10.3795/KSME-A.2016.40.1.103>

ISSN 1226-4873(Print)
2288-5226(Online)

횡방향 안정성 향상을 위한 통합 새시 제어의 적응 가변 가중치 조절

임성진^{*†}, 김우일^{*}

* 서울과학기술대학교 기계·자동차공학과

Adaptive Variable Weights Tuning in an Integrated Chassis Control for Lateral Stability Enhancement

Seongjin Yim^{*†} and Wooil Kim^{*}

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

(Received July 8, 2015 ; Revised October 15, 2015 ; Accepted November 30, 2015)

Key Words: Integrated Chassis Control(통합 새시 제어), Electronic Stability Control(자세 제어 장치), Active Front Steering(능동 전륜 조향), Lateral Stability(횡방향 안정성), Weighted Pseudo-Inverse Based Control Allocation(의사 역행렬 제어 할당)

초록: 본 논문에서는 차량의 횡방향 안정성을 향상시키기 위해 자세 제어 장치(ESC)와 능동 전륜 조향(AFS)을 이용하는 통합 새시 제어의 적응 가변 가중치 조절 방법을 제안한다. 제어기 설계 방법론을 적용하여 차량을 안정화시키는데 필요한 제어 요 모멘트를 구한 후 이를 가중 역행렬 기반 제어 할당 방법(WPCA)을 이용하여 ESC 의 제동력과 AFS 의 추가 조향각으로 분배한다. 저마찰 노면에서는 차량의 속도가 높다면 횡슬립각이 증가하여 횡방향 안정성이 저하되므로 이를 방지하기 위해 WPCA 의 가변 가중치를 상황에 따라 조절하는 방법을 제안한다. 차량 시뮬레이션 패키지인 CarSim 에서 시뮬레이션을 수행하여 제안된 방법이 통합 새시 제어기의 횡방향 안정성을 향상시킨다는 사실을 검증한다.

Abstract: This paper presents an adaptive variable weights tuning system for an integrated chassis control with electronic stability control (ESC) and active front steering (AFS) for lateral stability enhancement. After calculating the control yaw moment needed to stabilize a vehicle with a controller design method, it is distributed into the tire forces generated by ESC and AFS using weighted pseudo-inverse-based control allocation (WPCA). On a low friction road, lateral stability can deteriorate due to high vehicle speed. To cope with the problem, adaptive tuning rules on variable weights of the WPCA are proposed. To check the effectiveness of the proposed method, a simulation was performed on the vehicle simulation package, CarSim.

C_r	: 후륜의 선회 강성(N/rad)	l_f, l_r	: 무게 중심에서 전륜과 후륜 차축까지의 거리 (m)
d	: 외란과 모델 불확실성	m	: 차량 총중량 (kg)
F_x, F_y, F_z	: 타이어 종력, 횡력, 수직력 (N)	M_γ	: 제어 요 모멘트 (N·m)
F_{yf}, F_{yr}	: 전륜과 후륜의 타이어 횡력 (N)	\mathbf{x}	: 타이어 제어력의 벡터
F_{yfc}	: AFS에 의한 전륜 타이어 횡력 (N)	r_w	: 차륜 반경 (m)
\mathbf{G}	: 영향 행렬(effectiveness matrix)	P_B	: 제동 압력 (MPa)
I_z	: 요 관성 모멘트(moment of inertia)(kg·m ²)	t_f, t_r	: 전륜과 후륜의 윤거 (m)
J	: WPCA의 목적 함수	v_x, v_y	: 차량의 종속도와 횡속도 (m/s)
K	: 슬라이딩 모드 제어기의 게인	V	: 차량 속도 (m/s)
K_B	: 제동 토크-압력 변환 상수 (MPa/N·m)	\mathbf{W}	: WPCA의 목적함수에서 가중치 행렬
L	: 제어시스템의 샘플 주기	$\beta, \dot{\beta}$: 횡슬립각(rad)과 횡슬립각 변화율(rad/s)
		δ_f	: 운전자에 의한 전륜 조향각 (rad)
		$\Delta\delta_f$: AFS에 의한 추가 조향각 (rad)

† Corresponding Author, acebtif@seoultech.ac.kr

ε	: 특정한 타이어 힘에 대한 가중치
γ, γ_d	: 실제와 기준 요율 (rad/s)
ρ	: WPCA에서 가변 가중치의 벡터
μ	: 타이어-노면 마찰계수

1. 서론

일반적으로, 차량 안정성 제어는 차량의 요율(yaw rate)이 운전자의 조향에 의해 계산된 기준 요율(reference yaw rate)을 추종하도록 하는 것이다.⁽¹⁾ 이를 위해서 차량에 요 모멘트를 만들어내는 구동기가 필요하다. 대표적인 구동기로는 좌측과 우측 차륜에 각기 다른 제동 압력을 만들어내는 자세 제어 장치(Electronic Stability Control: ESC),⁽²⁾ 전륜에 추가로 조향각을 만들어 내는 능동 전륜 조향(Active Front Steering: AFS),⁽³⁾ 그리고 좌측과 우측 차륜에 각기 다른 구동 토크를 만들어내는 토크 벡터링(Torque Vectoring Device: TVD)⁽⁴⁾이 있다. 만약 차량에서 요 모멘트를 만들어 내기 위해 2 개 이상의 장치를 이용하는 경우 차량 안정성 제어를 통합 채시 제어(Integrated Chassis Control: ICC)라고 한다.⁽⁵⁾

1990년대 초반에 ESC가 개발되면서 차량의 안정성은 획기적으로 향상되었다. 그 결과 교통 사고는 크게 감소하였으며 그 효과를 인정받아 ESC는 2000년대 후반부터 의무적으로 장착되기 시작했다.⁽⁶⁾ 2000년대 중반 AFS가 개발되면서 ESC 이외에 다른 구동기를 이용하여 차량의 자세를 제어할 수 있게 되었다. ESC와 AFS가 구동기로 사용되는 통합 채시 제어의 경우 각 구동기가 개별적으로 사용되는 경우에 비해 더 적은 제어 입력으로 더 큰 제어 효과를 낼 수 있다. 또한 ESC의 제동 압력을 사용하지 않고도 AFS만으로도 자세를 제어할 수 있게 되면서 승차감이 향상되고 차량의 속도 저하도 감소하였다.⁽⁵⁾

본 논문에서는 ESC와 AFS를 장착한 차량에 대한 통합 채시 제어에 대해 다룬다. 통합 채시 제어에서는 차량을 안정화시키는데 필요한 제어 요 모멘트(control yaw moment)를 만들어 내기 위해 ESC의 제동력과 AFS의 추가 조향각을 결정해야 한다. 이를 위해 본 논문에서는 가변 가중치(variable weight)를 가지는 가중 의사역행렬 기반 제어 분배 방법(WPCA)을 적용한다.⁽⁷⁾ WPCA의 가변 가중치를 이용하면 ESC 또는 ESC와 AFS의 구동기 조합을 쉽게 표현할 수 있으며 특정 구동기만을 사용하거나 다양한 구동기들의 상대적인 사용량을 조절할 수도 있다.⁽⁸⁾ 예를 들어 WPCA를 적용할 때 AFS에 해당하는 가변 가중치를 작

게 설정하면 WPCA로 구한 최적해는 ESC의 제동력은 사용하지 않고 AFS만을 사용하게 된다. 이 경우 ESC의 제동력을 사용하지 않으므로 승차감이 향상되며 차량의 속도 저하가 크지 않게 된다.⁽⁵⁾ 하지만 요 모멘트를 만들어 내기 위해 AFS만을 사용하는 경우 여러 가지 문제가 생기게 된다. 가장 대표적인 경우가 운전자의 조향각과 더해진 AFS의 추가 조향각으로 인해 전륜의 횡력이 포화되고 이에 따라 AFS가 제어에 필요한 횡력을 만들어내지 못하는 것이다. 이 문제를 해결하기 위해 기존의 연구에서는 AFS의 제어력이 전륜 횡력의 물리적 최대값을 초과하는 경우 ESC의 제동력을 사용하는 방법을 제안하였다.⁽⁹⁾

저마찰 노면이 아니더라도 요 모멘트 분배를 위해 AFS만을 사용하는 경우 차량의 속도가 높다면 횡슬립각(side-slip angle)이 증가하고 횡방향 안정성(lateral stability)이 저하된다. 따라서 횡슬립각이 특정값 이상으로 증가하는 경우 AFS의 사용을 제한하고 ESC의 제동력으로 차량의 속도를 줄일 필요가 있다.

본 논문에서는 ESC와 AFS를 이용하는 통합 채시 제어 시스템에 대해 AFS만을 사용하여 차량의 속도가 높고 이에 따라 횡슬립각이 증가하는 경우 횡슬립각을 줄이기 위해 ESC의 제동력을 이용하는 방법을 제안한다. 이 방법은 횡슬립각 정보를 바탕으로 상황에 따라 WPCA의 가변 가중치를 조절하는 것이다.

본 논문의 구성은 다음과 같다. 2장에서는 ESC와 AFS를 장착한 차량에 대한 통합 채시 제어 시스템의 설계 방법을 제안한다. 3장에서는 횡방향 안정성 향상을 위한 적응 가변가중치 조절 방법을 제시한다. 4장에서는 제안된 방법의 타당성을 검증하기 위해 차량 시뮬레이션 패키지인 CarSim에서 시뮬레이션을 수행하며 5장에서 결론을 맺는다.

2. 통합 채시 제어기 설계

본 논문에서 설계하는 통합 채시 제어기는 2층 구조로서 상위 제어기와 하위 제어기로 구성되어 있다.

2.1 상위 제어기 설계

상위 제어기에서는 Fig. 1과 같은 2자유도 자전거 모델을 기반으로 시간지연 제어(time-delay control) 이론을 적용하여 차량을 안정화시키는데 필요한 제어 요 모멘트 M_y 를 계산한다.⁽¹⁰⁾

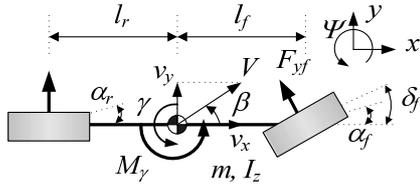


Fig. 1 2-DOF bicycle model

2 자유도 자전거 모델의 요 운동 방정식은 식 (1)과 같다. 식 (1)에서 d 는 모델 불확실성이나 미지의 외란을 모두 포함하는 항이다. 운전자의 의지를 나타내며 차량이 추종해야 할 기준 요율은 운전자의 조향 입력과 차량의 현재 종속도 v_x 의 함수로서 식 (2)와 같이 1 차 시스템으로 계산된다.⁽¹¹⁾ 식 (2)에서 τ 는 운전자의 조향에서 기준 요율까지의 시간 지연이며 K_γ 는 정상상태 요 계인으로서 차량의 속도와 전륜/후륜의 횡강성에 의해 결정된다.

$$I_z \dot{\gamma} = l_f F_{yf} - l_r F_{yr} + M_\gamma + d \quad (1)$$

$$\gamma_d = \frac{K_\gamma}{\tau s + 1} \delta_f \quad (2)$$

제어 요 모멘트 M_γ 를 계산하기 위해 시간지연 제어 이론을 이용한다. 차량의 요 운동을 제어할 때에 목표는 조종안정성(manueverability)으로 차량의 요율이 운전자의 의지를 나타내는 기준 요율을 추종하도록 하는 것 또는 차량의 요율과 기준 요율 사이의 오차를 줄이는 것이다. 이 목표를 달성하기 위한 오차는 식 (3)과 같이 정의된다. 이 오차가 0 이 되게 하는 오차의 동역학은 식 (4)와 같이 주어진다. 식 (1), (3), 그리고 (4)를 결합하면 오차를 0 으로 만드는 데 필요한 제어 요 모멘트 M_γ 가 식 (5)와 같이 구해진다.⁽¹²⁾

$$s = \gamma - \gamma_d \quad (3)$$

$$\dot{s} = -Ks \quad (K > 0) \quad (4)$$

$$M_\gamma = -I_z K (\gamma - \gamma_d) + I_z \dot{\gamma}_d + l_r F_{yr} - l_f F_{yf} - d \quad (5)$$

식 (5)에서도 알 수 있듯이 제어 요 모멘트를 계산하기 위해서는 외란 d 를 알아야 한다. 외란 d 는 직접 계측할 수 없으므로 식 (6)과 같이 현재 시간 t 의 바로 앞 단계 $(t-L)$ 의 값들을 저장한 후 추정하여 구한다. 이와 같은 방법을 시간지연 추정(time-delay estimation)이라고 한다.⁽¹³⁾

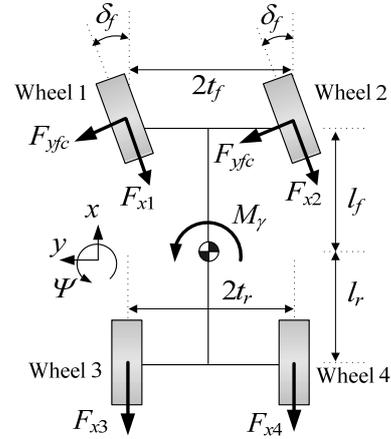


Fig. 2 Geometric relationship between tire forces and M_γ

$$\hat{d}(t) = -M_\gamma(t-L) + I_z \dot{\gamma}(t-L) - l_f F_{yf}(t-L) + l_r F_{yr}(t-L) \quad (6)$$

2.2 하위 제어기 설계

하위 제어기에서는 제어 요 모멘트 M_γ 를 만들어 내기 위해 ESC와 AFS에 의해 만들어지는 타이어 힘을 결정한다. 이 문제를 요 모멘트 분배(yaw moment distribution) 문제라고 하며 요 모멘트 분배를 위해 하나 이상의 구동기가 사용되는 경우를 통합 세시 제어라고 한다. 요 모멘트 분배를 위해 본 논문에서는 WPCA를 이용한다.^(7,8)

Fig. 2는 ESC와 AFS가 만들어 내는 타이어 힘과 제어 요 모멘트의 기하학적 관계를 보여 준다. Fig. 2에서 F_{x1} , F_{x2} , F_{x3} , 그리고 F_{x4} 는 ESC에 의해 만들어지는 제동력이며 F_{yfc} 는 AFS의 추가 조향각에 의해 만들어지는 전륜의 타이어 횡력이다. 제어 요 모멘트 M_γ 를 만들어 내기 위해 Fig. 2에서와 같이 5개의 타이어 힘이 결정되어야 한다. 이를 위해 본 논문에서는 WPCA를 이용한다.⁽⁷⁾

Fig. 2는 ESC와 AFS가 만들어 내는 타이어 힘과 제어 요 모멘트 사이의 기하학적 관계를 보여 준다. 이러한 기하학적 관계는 식 (7)과 같이 표현된다. 최소화되어야 할 WPCA의 목적 함수는 식 (8)과 같다. 식 (8)에서 사용된 \mathbf{W} 와 ξ 의 정의는 식 (9)와 같다. 식 (8)에서 보듯이 WPCA의 목적 함수는 ESC와 AFS가 만들어 내는 타이어 힘을 최소화하는 것이다. 식 (9)에서 \mathbf{p} 는 가변 가중치들 ρ_i 의 벡터이다. 가변 가중치는 가상의 값으로서 각 타이어 힘의 상대적인 크기를 결정하는 역할을 한다. 예를 들어 목적 함수 (8)에서 특정 타이어 힘의 가변 가중치 ρ_i 가 다른 가변 가중치 ρ_k 에 비

해 커지는 경우 ρ_i 에 해당하는 타이어 힘은 ρ_k 에 해당하는 타이어 힘에 비해 작아지게 된다.

$$\underbrace{\begin{bmatrix} a_0 & a_1 & a_2 & a_3 & a_4 \end{bmatrix}}_{\mathbf{G}} \underbrace{\begin{bmatrix} F_{yfc} \\ F_{x1} \\ F_{x2} \\ F_{x3} \\ F_{x4} \end{bmatrix}}_{\mathbf{x}} = M_\gamma \quad (7)$$

$$a_0 = -2l_f \cos \delta_f, \quad a_1 = -\frac{t_f}{2} \cos \delta_f + l_f \sin \delta_f,$$

$$a_2 = \frac{t_f}{2} \cos \delta_f + l_f \sin \delta_f, \quad a_3 = -\frac{t_r}{2}, \quad a_4 = \frac{t_r}{2}$$

$$J = \frac{\rho_1 F_{x1}^2 + \rho_0 F_{yfc}^2}{(\mu_1 F_{z1})^2} + \frac{\rho_2 F_{x2}^2 + \rho_0 F_{yfc}^2}{(\mu_2 F_{z2})^2} + \frac{\rho_3 F_{x3}^2}{(\mu_3 F_{z3})^2} + \frac{\rho_4 F_{x4}^2}{(\mu_4 F_{z4})^2} = \mathbf{x}^T \mathbf{W} \mathbf{x} \quad (8)$$

$$\mathbf{W} = \text{diag} \left(\frac{\rho_0}{\xi_1^2} + \frac{\rho_0}{\xi_2^2}, \frac{\rho_1}{\xi_1^2}, \frac{\rho_2}{\xi_2^2}, \frac{\rho_3}{\xi_3^2}, \frac{\rho_4}{\xi_4^2} \right), \quad (9)$$

$$\xi_i \equiv \mu_i F_{zi}, \quad i=1,2,3,4$$

$$\boldsymbol{\rho} \equiv [\rho_0 \quad \rho_1 \quad \rho_2 \quad \rho_3 \quad \rho_4].$$

요 모멘트 분배 문제는 식 (7)을 만족시키면서 식 (8)을 최소화하는 문제이다. 이 문제는 라그랑지 승수법을 이용하면 식 (10)과 같이 해석적으로 최적해 \mathbf{x}_{opt} 를 구할 수 있다. 구해진 최적해는 식 (11)과 같은 방식으로 ESC 의 제동 압력 P_B 과 AFS 의 추가 조향각 $\Delta\delta_f$ 로 변환된다.

$$\mathbf{x}_{opt} = \mathbf{W}^{-1} \mathbf{G}^T (\mathbf{G} \mathbf{W}^{-1} \mathbf{G}^T)^{-1} M_\gamma \quad (10)$$

$$P_{Bi} = \frac{r_w}{K_B} \cdot F_{xi}, \quad i \in \{1,2,3,4\}$$

$$\Delta\delta_f = F_{yfc} / C_f \quad (11)$$

2.3 가변 가중치를 이용한 다양한 구동기 조합의 표현

식 (8)의 목적 함수에서 특정 타이어 힘의 가변 가중치 ρ_i 가 증가하면 해당 타이어 힘은 감소하게

된다. 이러한 사실을 이용하여 WPCA 에서 가변 가중치 ρ_i 의 값을 설정하면 제어 요모멘트 분배 과정에서 ESC 또는 AFS 를 선택적으로 사용할 수 있다.⁽⁹⁾

식 (9)에서 모든 ρ_i 의 값이 매우 작은 값, 즉 0.0001 이라고 가정하자. 만약 제어 요 모멘트 M_γ 의 부호가 양(+)이고 ESC 의 제동력만을 이용한다면 Fig. 2 에서 타이어 힘은 F_{x1} 과 F_{x3} 만이 필요하며 F_{yfc} , F_{x2} 와 F_{x4} 는 만들어지지 않아야 한다. F_{yfc} , F_{x2} 와 F_{x4} 가 만들어지지 않게 하기 위해서는 ρ_0, ρ_2 과 ρ_4 의 값이 매우 큰 값, 즉 1 이 되어야 한다. 식 (12)는 이와 같은 사실을 표현한다. 만약 제어 요 모멘트 M_γ 의 부호가 양(+)이고 ESC 의 제동력과 AFS 의 추가 조향각을 이용한다면 Fig. 2 에서 타이어 힘은 F_{x1} , F_{x3} 과 F_{yfc} 만이 필요하며 F_{x2} 와 F_{x4} 는 만들어지지 않아야 한다. 이 경우 ρ_2 와 ρ_4 의 값이 매우 큰 값, 즉 1 이 되어야 한다. 식 (13)은 이와 같은 사실을 표현한다.

ESC

$$\boldsymbol{\rho} = [1 \quad \varepsilon_1 \quad 1 \quad \varepsilon_2 \quad 1] \quad \text{if } M_\gamma > 0 \quad (12)$$

$$\boldsymbol{\rho} = [1 \quad 1 \quad \varepsilon_1 \quad 1 \quad \varepsilon_2] \quad \text{if } M_\gamma < 0$$

ESC+AFS

$$\boldsymbol{\rho} = [\varepsilon_1 \quad \varepsilon_2 \quad 1 \quad \varepsilon_3 \quad 1] \quad \text{if } M_\gamma > 0 \quad (13)$$

$$\boldsymbol{\rho} = [\varepsilon_1 \quad 1 \quad \varepsilon_2 \quad 1 \quad \varepsilon_3] \quad \text{if } M_\gamma < 0$$

3. 적응 가변 가중치 조절 방법

만약 식 (13)에서 AFS 에 해당하는 가변 가중치 ε_1 의 값을 0.0001 로 설정하고 ESC 에 해당하는 가변 가중치 ε_2 와 ε_3 의 값을 0.01 로 설정한다면 통합 제어기는 제어 요 모멘트를 생성하기 위해 AFS 만을 이용하고 ESC 의 제동력을 사용하지 않게 된다. 그 결과로 차량의 속도가 크게 저하되지 않으며 제동으로 인한 소음과 진동이 적어서 승차감이 좋아진다. 하지만 차량의 속도가 높은 경우 횡슬립각이 증가하여 차량의 횡방향 안정성이 저하된다. 이 경우 ESC 의 제동 압력을 사용하여 차량의 속도를 줄여야 한다. 이를 위해 본 논문에서는 횡슬립각 정보를 이용하여 식 (13)에서 AFS 에 대한 가변 가중치 ε_1 의 값을 상황에 따라 조절하는 방법을 제안한다.

본 논문에서 제안하는 적응 가변 가중치 조절 방법은 횡슬립각 정보, 즉 횡슬립각과 횡슬립각의 변화율의 위상평면을 이용한다. 기존의 연구에서

차량의 횡방향 안정성을 해석하기 위해 횡슬립각-요율 위상평면이나 횡슬립각-횡슬립각 변화율의 위상평면이 사용되었다.⁽¹⁴⁾ 차량의 속도 변화에 따라 횡슬립각-요율 위상평면에서는 안정한 영역의 경계가 크게 변화되나 횡슬립각-횡슬립각 변화율 위상평면에서는 안정한 영역의 경계가 거의 변화하지 않는다.⁽¹⁵⁾ 따라서, 본 논문에서는 횡슬립각-횡슬립각 변화율 위상평면을 사용한다.

Fig. 3 은 초기 속도 70km/h 에서 운전자의 조향이 없을 때 비선형 차량 모델을 이용한 횡슬립각-횡슬립각 변화율의 위상평면을 보여 준다.⁽¹⁴⁾ Fig. 3 에서 어두운 영역은 불안정한 영역이며 밝은 영역은 안정한 영역을 나타낸다. 즉, 만약 횡슬립각과 횡슬립각의 변화율이 안정한 영역에 있다면 해당 값들은 모두 0 으로 수렴하여 차량의 횡방향 안정성이 보장된다. 이러한 사실을 이용하여 Fig. 3 에서와 같이 식 $|a\beta + b\dot{\beta}| \leq 1$ 을 통해 점선들을 설정하고 이 점선들 사이의 영역, 즉 안정한 영역을 설정한다.

적응 가변 가중치 조절을 위한 첫번째 방법은 식 (14)와 같이 $|a\beta + b\dot{\beta}|$ 의 크기에 따라 ε_1 의 값을 증가시키거나 감소시키는 방법이다. 식 (14)에서 보듯이 ε_1 의 초기값은 0.0001로 설정하여 요 모멘트 분배 과정에서 ESC에 비해 AFS가 우선적으로 사용되도록 한다. 만약 $|a\beta + b\dot{\beta}|$ 이 1보다 크게 되는 경우 ε_1 의 값을 증가시켜 ESC를 작동시키고 차량의 속도를 줄여서 횡슬립각을 감소하게 만든다. 만약 $|a\beta + b\dot{\beta}|$ 가 1보다 작게 된다면 ε_1 의 값을 감소시켜 ESC의 사용을 줄이고 AFS만 작동

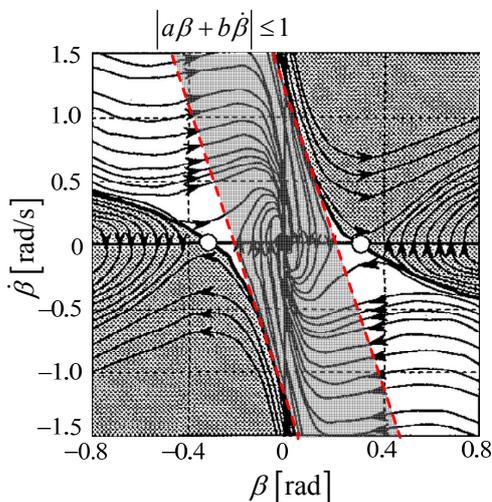


Fig. 3 β - $\dot{\beta}$ phase-plane trajectories at $v_x=70\text{km/h}$, $\dot{\delta}=0\text{rad}$

하도록 만든다. 이 방법을 Method #1이라고 하자.

$$\begin{aligned} \varepsilon_1(1) &= 0.0001 \\ \begin{cases} \varepsilon_1(k+1) = \varepsilon_1(k) - \Delta_1, & |a\beta + b\dot{\beta}| \leq 1 \\ \varepsilon_1(k+1) = \varepsilon_1(k) + \Delta_2, & |a\beta + b\dot{\beta}| > 1 \end{cases} \\ 0.0001 \leq \varepsilon_1(k) &\leq 0.01 \end{aligned} \quad (14)$$

첫번째 방법에서 Fig. 3 과 같이 점선을 경계로 사용하는 경우 $|a\beta + b\dot{\beta}|$ 의 변화에 따라 1 근방에서, 즉 점선 근방에서 채터링이 발생할 수 있다. 따라서, 이 문제를 해결하기 위한 두번째 적응 가변 가중치 조절 방법은 Fig. 4 와 같이 $a\beta + b\dot{\beta}$ 의 값이 0.95에서부터 작동하도록 하는 것이다.⁽¹⁶⁾ 첫번째와 두번째 방법의 차이점은 두번째 방법이 $|a\beta + b\dot{\beta}|$ 의 값이 1이 되기 전에 가변 가중치를 조절한다는 것이다. 이것은 첫번째 방법에서 안정한 영역의 범위를 줄이는 역할을 하고 이에 따라 더 빨리 가변 가중치를 조절하게 한다. 이 방법을 Method #2라고 하자.

Fig. 5는 초기 속도 100km/h에서 운전자의 조향이 0.08rad일 때 비선형 차량 모델을 이용한 횡슬립각-횡슬립각 변화율의 위상평면을 보여 준다.⁽¹⁴⁾ Fig. 3과 비교할 때 Fig. 5에서 보듯이 차량의 속도가 증가하고 조향 입력이 가해진다면 그림의 아래쪽에 있는 안정한 영역이 감소하게 된다. 이 경우 Fig. 3에서와 같은 직선 경계는 유효하지 않게 된다. 따라서, 적응 가변 가중치 조절을 위한 세번째 방법에서는 Fig. 5에서와 같이 4개의 점 C_1, C_2, C_3, C_4 로 구성된 마름모의 내부를 안정한 영역으로 설정한다. 즉, 식 (14)와 같은 방식으로 횡슬립각과 횡슬립각의 변화율이 마름모 내부에 있다면 안정한 영역이므로 ε_1 의 값을 감소시키고 외부에 있다면 불안정한 영역이므로 ε_1 의 값을 증가시킨다.⁽¹⁷⁾ 4개의 점을 나타내는 좌표값들에 특정한 값을 곱하면 원점을 기준으로 마름모의 크기를 조절할 수 있다. 이 방법을 Method #3이라고 하자.

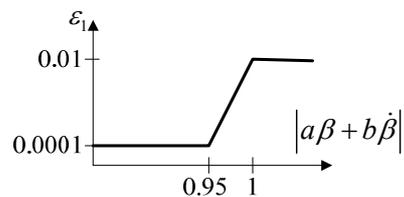


Fig. 4 Adaptive tuning for the variable weight ε_1

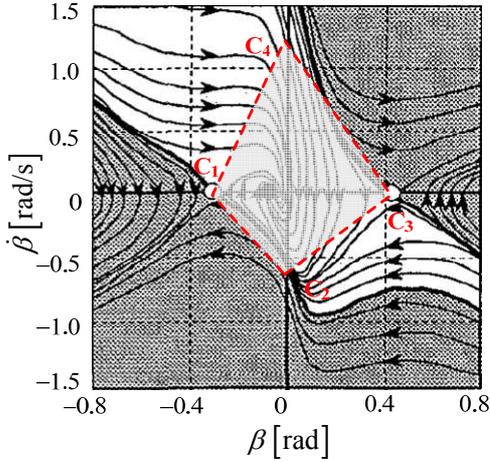


Fig. 5 β - $\dot{\beta}$ phase-plane trajectories at $v_x=100\text{km/h}$ and $\delta=0.08\text{rad}$

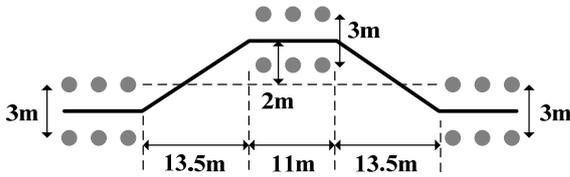


Fig. 6 Moose test track

4. 시뮬레이션

제안된 방법의 유효성을 검증하기 위해 차량 시뮬레이션 패키지인 CarSim 에서 시뮬레이션을 수행한다.⁽¹⁸⁾ 조향 입력은 CarSim 에서 제공하는 운전자 모델에 의해 구해지며 운전자는 Fig. 6 과 같은 moose test track 을 추종하는 상황이다.⁽¹⁹⁾ 운전자 모델의 예견 시간은 0.75 sec 로서 미숙한 운전자를 나타낸다. 운전자 모델의 예견 시간이 작다면 동일한 경로에 대해 운전자의 조향 입력이 커지게 되므로 저마찰 노면에서 차량은 쉽게 안정성을 잃게 된다. 차량 모델은 CarSim 에서 제공하는 소형 SUV 모델이며 이 모델에서 구한 차량의 파라미터는 Table 1 과 같다. 초기 속도는 80km/h, 노면마찰계수는 0.6, 시뮬레이션 시간은 10 초로 설정하였다. ESC 의 유압 구동기와 AFS 는 각각 0.12 과 0.05 의 시상수를 가지는 1 차 시스템으로 모델링하였다. 과도한 제동력이 가해지는 경우 차륜의 잠금을 방지하기 위해 브레이크 잠금방지장치(Anti-Lock Brake System: ABS)를 구현하였다.

시뮬레이션에서는 WPCA 에서 ESC 와 AFS 를 함께 적용한 경우(CASE1), AFS 만을 적용한 경우(CASE2), 그리고 본 논문에서 제안하는 세 가지 적응 가변 가중치 조절 방법(Method #1, #2, #3)을 적용한 경우에 대해 결과를 구하였다.

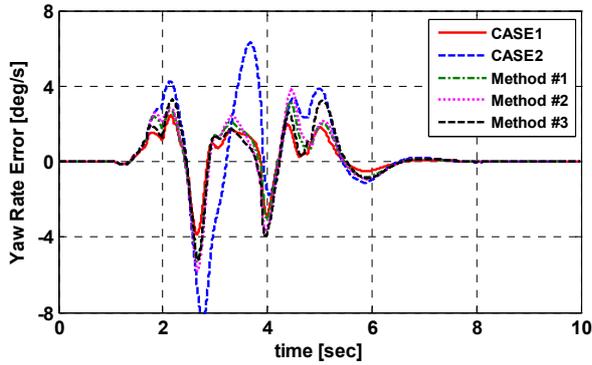
Table 1 Parameters and values of a small-sized SUV model in CarSim

m	1146.0 kg	I_z	1302.1 kg·m ²
C_f	39401 N/rad	C_r	64119 N/rad
l_f	0.88 m	l_r	1.32 m
t_f	1.46 m	t_r	1.47 m
v_x	80 km/h	r_w	0.334 m
$K_{B,front}$	150 N·m/MPa	$K_{B,rear}$	70 N·m/MPa

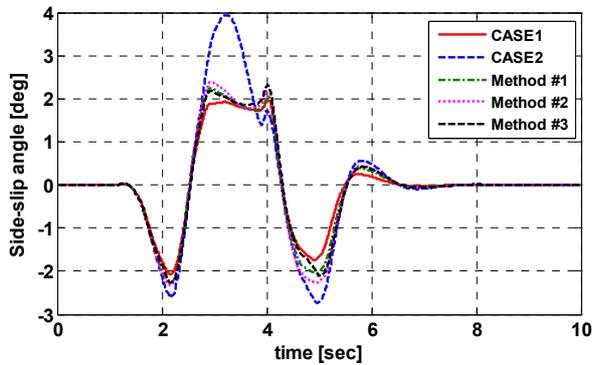
각 경우와 방법에 대해 Fig. 7 은 시뮬레이션 결과를, Fig. 8 은 ESC 의 제동 압력과 AFS 의 추가 조향각을, Fig. 9 는 AFS 에 해당하는 가변 가중치 ϵ_i 의 변화를 보여 준다. Fig. 8 의 (a)에서 FL, FR, RL, RR 은 각각 좌측과 우측 전륜, 그리고 좌측과 우측 후륜을 나타낸다.

Fig. 7 의 (a)와 (b)에서 CASE1 의 요율 에러와 횡슬립각이 가장 작으며 CASE2 의 요율 에러와 횡슬립각이 가장 큰 것을 알 수 있다. 또한 Fig. 7 의 (d)에서 보듯이 CASE1 의 횡슬립각과 그 변화가 가장 작은 것을 알 수 있다. 이것은 Fig. 8 의 (a)에서 보듯이 ESC 의 제동 압력의 크기 차이에 따른 결과이다. 즉, CASE1 에서처럼 ESC 의 제동 압력이 작용하는 경우 차량의 속도가 감소하고 이에 따라 요율 에러와 횡슬립각이 감소한 것이다. 이에 비해 CASE2 는 ESC 의 제동 압력을 거의 사용하지 않으므로 차량의 속도가 가장 높으며 이에 따라 요율 에러와 횡슬립각도 가장 크다. Fig. 7 과 8 에서 보듯이 세가지 적응 가변 가중치 조절 방법은 AFS 에 해당하는 가변 가중치 ϵ_i 을 0.0001 (CASE2)와 0.01 (CASE1) 사이에서 변화시키므로 예상대로 CASE1 과 CASE2 사이의 성능을 보인다.

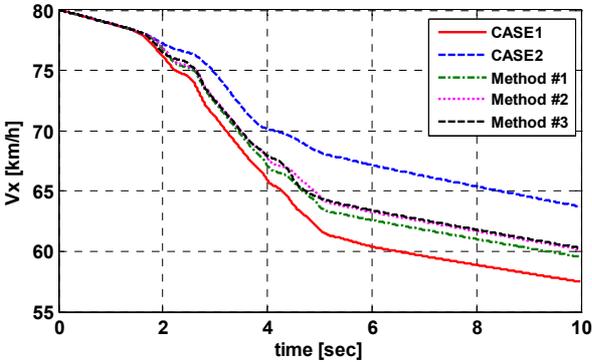
시뮬레이션 결과를 보면 본 논문에서 제안한 세 가지 방법이 유사한 성능을 보임을 알 수 있다. 이 사실은 횡슬립각의 위상평면 정보를 이용하여 가변 가중치를 조절하는 세 가지 방법은 성능 차이가 그리 크지 않다는 것을 의미한다. 주목할만한 사실은 적응 가변 가중치 조절 방법들을 적용할 때 Fig. 7 의 (c)에서 차량의 속도가 CASE2 에 비해 3km/h 정도 감소하는데 Fig. 7 의 (b)와 (d)에서 보듯이 최대 횡슬립각은 2deg, 즉 CASE2 의 최대값 기준으로 50%나 감소한다는 것이다. 참고로 ESC 와 AFS 를 항상 함께 사용하는 CASE1 의 경우 CASE2 에 비해 차량의 속도는 5km/h 감소한다. 이러한 사실은 본 논문에서 제안하는 적응 가변 가중치 조절 방법을 이용하여 상황에 따라 ESC 의 제동 압력을 사용한다면 차량의 속도를 조금 감소시키면서도 차량의 횡방향 안정성을 획기적으로 향상시킬 수 있다는 것을 의미한다.



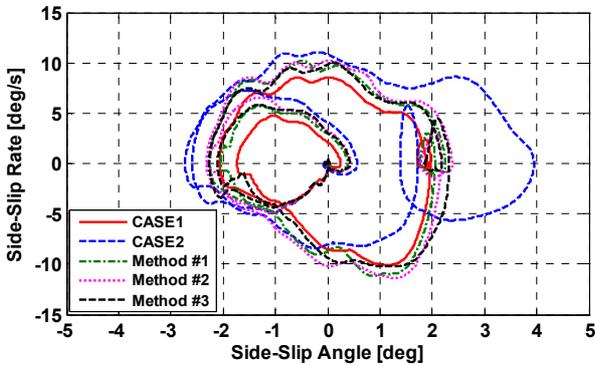
(a) Yaw rate error



(b) Side-slip angle



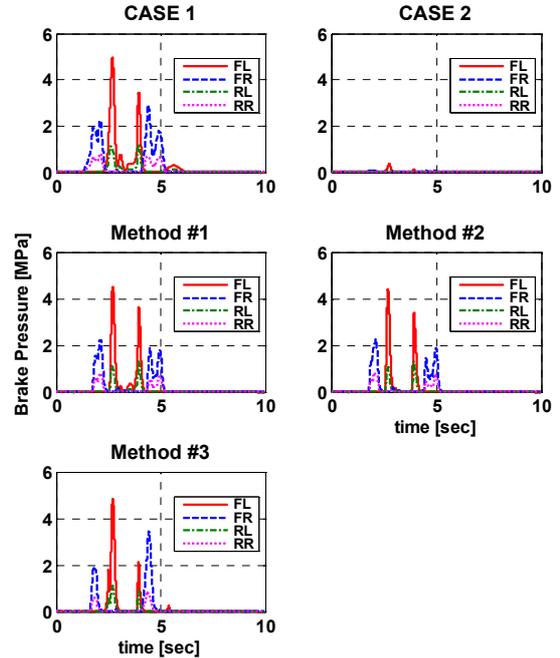
(c) Longitudinal velocity



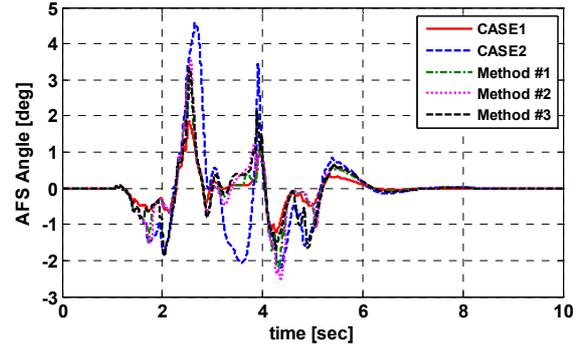
(d) $\beta-\dot{\beta}$ phase plane

Fig. 7 Simulation results for each case and method

적응 가변 가중치 조절 방법을 비교해 보면 Fig. 8의 (a)에서 보듯이 각 방법에서 ESC의 제동 압력은



(a) Braking pressures of each case and method



(b) Active front steering angles of each case and method

Fig. 8 Control inputs for each case

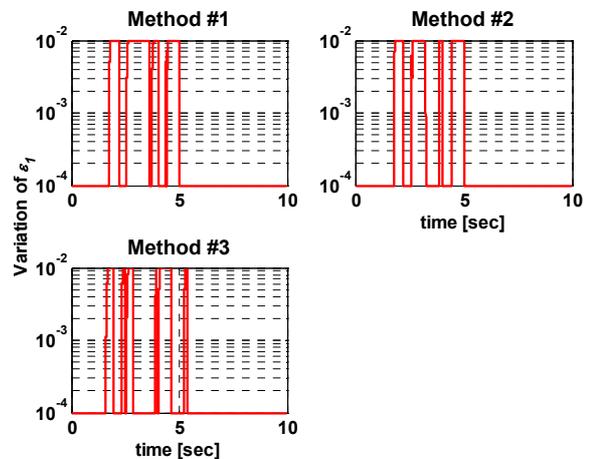


Fig. 9 Variation of the variable weight ϵ_1 for each method

유사한 경향을 보인다. Fig. 9에서 보듯이 세번째 방법, 즉 Method #3의 경우 제동 압력이 가해지는

시간이 가장 짧고 이것은 승차감이 가장 좋다는 것을 의미한다. 하지만 Fig. 9에서 각 방법의 가변가중치 ϵ_1 의 변화를 보면 그리 큰 차이가 나지 않음을 알 수 있다. 따라서 실제 구현에서 가장 쉬운 방법을 선택한다면 두번째 방법이 가장 간단하고 구현이 쉬우므로 가장 좋은 방법이 된다. 이와 같은 결과는 절대적인 것이 아니다. 즉, 세가지 적용 가변가중치 조절 방법마다 설정 파라미터들이 있으며 이 파라미터들을 조절한다면 ESC를 우선적으로 사용하게 할지 아니면 AFS를 우선적으로 사용하게 할지 또는 CASE1이나 CASE2처럼 작동하게 할 수도 있다.

5. 결론

본 논문에서는 ESC와 AFS를 이용하는 통합채시 제어에서 횡방향 안정성을 유지하기 위한 적응 가변가중치 조절 방법을 제안하였다. 상위 제어기에서 시간지연 제어 이론으로 계산된 제어요모멘트를 하위 제어기에서 WPCA를 이용하여 ESC와 AFS의 제동 압력과 추가 조향각으로 분배하였으며 WPCA의 가변가중치를 이용하여 다양한 구동기 조합을 표현하였다. 저마찰 노면에서 선회시 횡슬립각이 증가하여 횡방향 안정성이 저해되는 경우를 방지하기 위해 WPCA의 가변가중치에 대한 적응 조절 방법을 제안하였으며 시뮬레이션을 통해서 성능을 검증하였다. 시뮬레이션 결과 본 논문에서 제안한 적응 가변가중치 조절 방법은 AFS만 사용하는 경우에 비해 작은 속도감소로도 횡슬립각을 크게 감소시킬 수 있음을 확인하였다. 또한 횡슬립각 정보를 이용하는 적응 가변가중치 조절 방법의 성능 차이가 크지 않음을 확인하였다.

후기

본 연구는 서울과학기술대학교의 교내연구비 지원에 의해 수행되었음.

참고문헌

(References)

- (1) Yim, S., Cho, W., Yoon, J., and Yi, K., 2010, "Optimum Distribution of Yaw Moment for Unified Chassis Control with Limitations on the Active Front Steering Angle," *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 11, No. 5, pp. 665~672.
- (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) Motoyama, S., Uki, H., Isoda, K., and Yuasa, H., 1992, "Effect of Traction Force Distribution on Vehicle Dynamics," *Proceedings of International Symposium on Advanced Vehicle Control*, Japan, pp. 447~451.
- (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) National Highway Traffic Safety Administration, 2007, "Federal Motor Vehicle Safety Standards; Electronic Stability Control Systems; Controls and Displays," NHTSA-2007-27622.
- (7) Wang, J., and Longoria, R.G., 2006, "Coordinated Vehicle Dynamics Control with Control Distribution," *Proceedings of the 2006 American Control Conference*, Minneapolis, Minnesota, USA, pp. 5348~5353.
- (8) 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.
- (9) Yim, S., Lee, J., and Cho, S.I., 2015, "Optimum Yaw Moment Distribution with ESC and AFS Under Lateral Force Constraint on AFS," *Transactions on Korean Society of Mechanical Engineers, Part A*, Vol. 39, No. 5, pp. 527~534.
- (10) Yim, S., Jeon, K., and Yi, K., 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) Rajamani, R., 2006, *Vehicle Dynamics and Control*, New York, Springer.
- (12) Uematsu, K., and Gerdes, J.C., 2002, "A Comparison of Several Sliding Surfaces for Stability Control," *Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control*, Japan.
- (13) Youcef-Toumi, K. and Ito, O., 1990, "A Time Delay Controller for Systems with Unknown Dynamics," *ASME Journal of Dynamics Systems, Measurement, and Control*, Vol. 112, No.1, pp. 133~142.
- (14) Inagaki, S., Kshiro, I., and Yamamoto, M., 1994, "Analysis on Vehicle Stability in Critical Cornering using Phase-Plane Method," *Proceedings of the*

- International Symposium on Advanced Vehicle Control*, pp. 287~292.
- (15) Hong, D., Huh, K., Park, J., and Cho, D., 2004, "Analysis of Vehicle Stability Using the Stable Boundary and the Tire Force Saturation Boundary on a Phase Plane," *Proceedings of KSAE Fall Conference 2004*, pp. 636~641.
- (16) Jo, J.S., Kim, S.H., You, S.H., Joeng, J.Y., Lee, S., and Lee, K.I., 2006, "A Study on Vehicle Stability Improvement based on Yaw Rate Control," *Proceedings of KSAE Fall Conference*, pp. 801~807.
- (17) Chung, T. and Yi, K., 2006, "Design and Evaluation of Side Slip Angle-Based Vehicle Stability Control Scheme on a Virtual Test Track," *IEEE Transactions on Control System Technology*, Vol. 14, No.2, pp. 224~234.
- (18) Mechanical Simulation Corporation, 2001, *CarSim User Manual Version 5*.
- (19) 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.