

자세 제어 장치와 능동 후륜 조향을 이용한 최적 요 모멘트 분배

Optimum Yaw Moment Distribution with Electronic Stability Control and Active Rear Steering

임 성 진*
 (Seongjin Yim^{1,*})

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

Abstract: This article presents an optimum yaw moment distribution scheme for a vehicle with electronic stability control (ESC) and active rear steering (ARS). After computing the control yaw moment in the yaw moment controller, it should be distributed into tire forces, generated by ESC and ARS. In this paper, yaw moment distribution is formulated as an optimization problem. New objective function is proposed to tune the relative magnitudes of the tire forces. Weighed pseudo-inverse control allocation (WPCA) is adopted to solve the problem. To check the effectiveness of the proposed scheme, simulation is performed on a vehicle simulation package, CarSim. From the simulation, the proposed optimum yaw moment distribution scheme is shown to effective for vehicle stability control.

Keywords: yaw moment distribution, electronic stability control (ESC), active rear steering (ARS), weighted pseudo-inverse control allocation (WPCA)

기호

a_y	: 횡가속도 (m/s^2)
C_β, C_r	: 전륜과 후륜의 코너링 강성 (N/rad)
e_γ	: 요율 에러 (rad/s)
F_{x_i}, F_{y_i}, F_z	: 종방향, 횡방향, 수직방향 타이어 힘 (N)
$F_{y\beta}, F_{y\gamma}$: 전륜과 후륜의 횡방향 타이어 힘 (N)
F_{yrc}	: ARS에 의한 후륜 타이어 힘 (N)
g	: 중력가속도 상수 ($=9.81m/s^2$)
H	: Hamiltonian
N	: 영향 행렬
L_z	: 요 관성 모멘트 ($kg\cdot m^2$)
K	: 슬라이딩 모드 제어기의 게인
K_γ	: 기준 요율 게인
K_B	: 제동 토크-압력 변환상수 (MPa/N·m)
$l_{\beta_i}, l_{\gamma_i}$: 무게 중심에서 전륜과 후륜 차축까지의 거리 (m)
L	: 최적화의 목적 함수
m	: 차량 총중량 (kg)
M_B	: 제어 요 모멘트 (N·m)
z	: 제어 타이어 힘의 벡터
r_w	: 차륜 반경 (m)
P_B	: 제동 압력 (MPa)
t	: 전륜과 후륜의 운거 (m)
v_x, v_y	: 종방향과 횡방향 속도 (m/s)
V	: 차량 속도
W	: WPCA에서 가중치 행렬

β	: 횡슬립각 (rad)
δ_f	: 운전자에 의한 전륜 조향각 (rad)
δ_r	: ARS에 의한 후륜 조향각 (rad)
ξ	: 횡슬립각에 대한 조절 계수
γ/γ_d	: 실제 요율과 기준 요율 (rad/s)
μ	: 타이어-노면 마찰계수

I. 서론

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

ESC 이후 능동 전륜 조향(AFS: Active Front Steering)이나 능동 후륜 조향(ARS), 그리고 토크 벡터링 장치 같은 다양한 자세 제어 장치들이 개발되었다[3-5]. 대표적인 장치는 AFS이다. AFS는 운전자의 조향각에 부가적인 조향 입력을 가할 수 있다. 때문에 가변 조향비를 이용하여 운전자의 편의를 향상시킬 수 있고 요 모멘트를 생성해야 하는 경우 운전자의 의도와 관계없이 조향 입력을 가할 수 있다[3]. 하지만 AFS는 운전자의 조향각이 가해진 상태에서 새로운 조향각을 더 하게 되므로 타이어 슬립각이 증가하여 횡방향 타이어 힘이 쉽게 포화되게 되어 제어 성능이 저하된다[6]. 이에 비해 ARS는 운전자의 조향이 없는 후륜에서 조향각을 만들어 내므로 운전자에게 불편함을 주지 않으며 횡방향 타이어 힘도 쉽게 포화되지 않는다[4]. 따라서 본 논문에서는 ESC와 ARS를 자세 제어 장치로 이용한다.

ESC와 함께 ARS와 같은 다른 장치들이 차량에 장착되는 경우 이 장치들을 협력하여 제어하는 것이 새로운 문제로 대두되었고 이 문제를 풀기 위해 다양한 방법들이 제안되었다[7-9]. 일반적으로, 차량 안정성 제어기 또는 요 모멘트 제어

* Corresponding Author
 Manuscript received July 3, 2014 / revised August 4, 2014 / accepted October 6, 2014
 임성진: 서울과학기술대학교 기계·자동차공학과
 (acebtif@seoultech.ac.kr)
 ※ 본 연구는 서울과학기술대학교의 교내연구비 지원에 의하여 수행되었음.

기는 상위 제어기와 하위 제어기로 구성된다. 상위 제어기에서는 차량을 안정화시키는데 필요한 제어 요 모멘트를 계산하고 하위 제어기에서는 제어 요 모멘트를 만들어 내기 위해 각 장치들이 만들어내는 타이어 힘을 결정한다. 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 ARS의 조향각을 최대한 활용하여 ESC의 제동 입력을 최소화하는 것이다. 결과적으로 제동 입력에 따른 운전자의 불쾌감이 없고 ESC에 비해 더 적은 에너지를 소모하며 차량의 속도도 작게 감소하게 된다. 하지만 저마찰 노면에서 차량의 속도가 빠른 경우 발생하는 오버스티어나 언더스티어 상황에서는 효과적이지 못하다. 따라서 저마찰 노면에서 차량의 속도가 빠른 상황에서는 오버스티어나 언더스티어를 방지하기 위해 ESC의 제동 입력을 사용하여 차량의 속도를 더욱 감소시켜야 한다. 이를 위해 ESC의 제동 입력의 크기와 ARS의 조향각의 크기를 조절하는 요 모멘트 분배 방법이 필요하다.

본 논문에서는 UCC와 동일하게 요 모멘트 분배 문제를 최적화 문제로 정식화한다. ESC와 ARS의 제어 입력의 크기를 조절하기 위해 기존의 연구와는 다른 새로운 목적 함수를 제시한다. 최적화 문제를 풀기 위해 가중 역행렬 제어 할당(WPCA) 방법을 이용한다[9,10]. 이 방법을 이용하면 대수적으로 최적해를 구할 수 있다. 제안된 방법의 성능을 검증하기 위해 차량 시뮬레이션 패키지인 CarSim을 이용하여 시뮬레이션을 수행한다[11].

본 논문의 구성은 다음과 같다. II 장에서는 상위 제어기를 설계하고 III 장에서는 하위 제어기를 설계한다. III 장에서 새로운 목적 함수와 WPCA를 이용한 요 모멘트 분배 방법을 제시한다. IV 장에서는 시뮬레이션을 수행하여 제안된 방법의 성능을 검증하며 V 장에서는 결론을 맺는다.

II. 상위 제어기 설계

요 모멘트 제어기는 상위 제어기와 하위 제어기로 구성된다. 상위 제어기에서는 차량을 안정화시키는데 필요한 제어 요 모멘트를 계산하고 하위 제어기에서는 계산된 제어 요 모멘트를 ESC와 ARS에 의해 생성되는 타이어 힘으로 분배한다.

상위 제어기에서 제어 요 모멘트를 계산하기 위해 그림 1과 같은 2자유도 자전거 모델을 이용한다. 2자유도 자전거 모델은 종방향 속도가 일정하다고 가정하고 횡방향 운동과 요 방향 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 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].

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

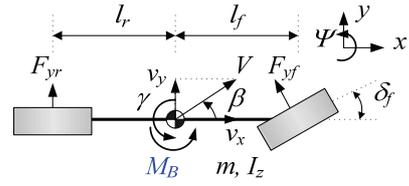


그림 1. 2자유도 자전거 모델.

Fig. 1. 2-DOF bicycle model.

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

제어 요 모멘트를 계산하기 위해서 슬라이딩 모드 제어를 이용한다. 요 모멘트 제어의 목적은 차량의 조종 안정성과 횡방향 안정성을 유지하는 것이다. 요율 에러는 차량의 실제 요율과 기준 요율의 차이로서 식 (4)와 같이 정의된다. 요율 에러가 0보다 크다면 오버스티어 상황이며 0보다 작다면 언더스티어 상황이다. 조종 안정성은 차량의 요율이 기준 요율을 추종하는 것, 즉 요율 에러를 0으로 만드는 것을 의미하며 횡방향 안정성은 횡슬립각을 작게 유지하는 것이다. 이러한 두 가지 목적을 하나의 슬라이딩 표면으로 표현한 것이 식 (5)이다[13]. 식 (5)에서 ξ 는 요율 에러와 횡슬립각의 상대적 중요도를 결정하는 가중치이다. 식 (5)의 슬라이딩 표면이 0이 되기 위해서는 식 (6)의 조건을 만족하면 된다. 식 (5)와 (6), (1)을 결합하면 슬라이딩 표면이 0이 되기 위한 제어 요 모멘트 M_B 는 식 (7)과 같이 구해진다.

$$e_\gamma = \gamma - \gamma_d \tag{4}$$

$$s = (\gamma - \gamma_d) + \xi \cdot \beta \tag{5}$$

$$\dot{s} = -Ks \quad (K > 0) \tag{6}$$

$$\begin{aligned} M_B &= I_z \cdot \dot{\gamma}_d - I_z \cdot \xi \cdot \left(\frac{F_{yf} + F_{yr}}{mv_x} - \gamma \right) \\ &\quad - l_f F_{yf} + l_r F_{yr} - I_z \cdot K \cdot (\gamma - \gamma_d + \xi \cdot \beta) \end{aligned} \tag{7}$$

III. 하위 제어기 설계

상위 제어기에서 계산된 제어 요 모멘트는 ESC와 ARS에 의해 만들어지는 타이어 힘으로 분배되어야 한다. 그림 2는 제어 요 모멘트가 양(+)일 때 제어 요 모멘트와 타이어 힘

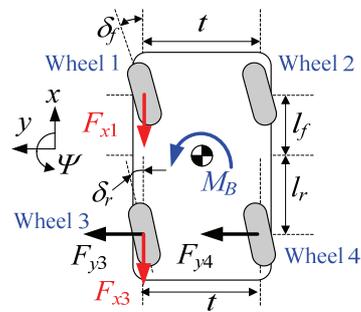


그림 2. 제어 요 모멘트와 타이어 힘.

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

사이의 관계를 보여 준다. 그림 2에서 F_{x1} 과 F_{x3} 은 ESC의 제동력이 만들어 내는 종방향 타이어 힘이며 F_{y3} 과 F_{y4} 는 ARS의 조향각이 만들어 내는 횡방향 타이어 힘이다.

제어 요 모멘트의 부호가 양(+)일 때 제어 요 모멘트와 타이어 힘의 관계는 식 (8)과 같다. 식 (9)와 같이 각 차륜에서 타이어 수직력을 이용하여 전륜의 타이어 힘을 후륜의 타이어 힘으로 변환한다. 또한 전륜과 후륜 차축의 윤거, 즉 t_f 와 t_r 을 동일하게 t 라고 가정하면 식 (8)은 식 (10)이 된다. 식 (10)에서 타이어 수직력에 대한 항목을 식 (11)과 같이 D_1 과 D_2 로 정의하면 식 (10)은 식 (12)가 된다. 식 (12)에서 보듯이 제어 요 모멘트 M_B 를 만들어 내기 위해서는 ESC가 만들어 내는 제동력 F_{x3} 와 ARS의 조향각이 만들어내는 F_{y3} 를 결정해야 하며 이 문제가 요 모멘트 분배 문제이다.

$$M_B = -\frac{t_f}{2}F_{x1} - \frac{t_r}{2}F_{x3} + l_r(F_{y3} + F_{y4}) \quad (8)$$

$$F_{x1} = \left(\frac{F_{z1}}{F_{z3}}\right)F_{x3}, \quad F_{y4} = \left(\frac{F_{z4}}{F_{z3}}\right)F_{y3} \quad (9)$$

$$M_B = -\frac{t}{2}\left(1 + \frac{F_{z1}}{F_{z3}}\right)F_{x3} + l_r\left(1 + \frac{F_{z4}}{F_{z3}}\right)F_{y3} \quad (10)$$

$$D_1 \equiv \left(1 + \frac{F_{z1}}{F_{z3}}\right), \quad D_2 \equiv \left(1 + \frac{F_{z4}}{F_{z3}}\right) \quad (11)$$

$$M_B = -\frac{t}{2}D_1F_{x3} + l_rD_2F_{y3} \quad (12)$$

1. UCC 방법

본 논문에서는 기존의 연구에서 제시했던 방법과 동일하게 요 모멘트 분배 문제를 최적화 문제로 정의한다[7]. 최적화 변수는 F_{x3} 과 F_{y3} 이며 최적화의 목적 함수는 식 (13)과 같이 ESC의 제동력을 최소화하는 것을 목표로 한다. 즉, 요 모멘트 분배 상황에서 ESC에 의한 제동력 F_{x3} 를 가급적이면 사용하지 않고 ARS의 조향각에 의한 F_{y3} 만을 이용하여 제어 요 모멘트를 만들어 내는 것이다.

$$L(F_{x3}, F_{y3}) = F_{x3}^2 \quad (13)$$

최적화 문제의 제한 조건은 등식 제한조건으로서 식 (12)와 함께 부등식 제한조건으로서 타이어 힘의 물리적인 한계를 결정하는 식 (14)이 있다.

$$F_{x3}^2 + F_{y3}^2 - \mu^2 F_{z3}^2 \leq 0 \quad (14)$$

목적 함수 (13)과 제한 조건 (12), (14)를 이용하여 Hamiltonian을 구성하면 식 (15)와 같다. 식 (15)에서 λ 와 ρ 는 라그랑지 승수이며 c 는 여유 변수(slack variable)이다.

$$H = F_{x3}^2 + \lambda\left(-\frac{t}{2}D_1F_{x3} + l_rD_2F_{y3} - M_B\right) + \rho(F_{x3}^2 + F_{y3}^2 - \mu^2 \cdot F_{z3}^2 + c^2) \quad (15)$$

KKT 최적성 조건에 의해 다음과 같은 두 가지 경우가 가능하다.

경우 1: 최적해가 식 (14)의 원 내부에 있는 경우:

$$F_{x3} = 0, \quad F_{y3} = \frac{M_B}{l_rD_2} \quad (16)$$

경우 2: 최적해가 식 (14)의 원 위에 있는 경우:

$$\begin{cases} F_{x3} = \frac{-\kappa\zeta + \sqrt{(1+\kappa^2)\mu^2F_{z3}^2 - \zeta^2}}{(1+\kappa^2)} \\ F_{y3} = \frac{tD_1}{2l_rD_2}F_{x3} + \frac{M_B}{l_rD_2} \end{cases} \quad (17)$$

식 (17)에서 κ 와 ζ 는 다음과 같이 정의된다.

$$\kappa = \frac{tD_1}{2l_rD_2}, \quad \zeta = \frac{M_B}{l_rD_2} \quad (18)$$

식 (16)과 (17)에서 알 수 있듯이 최적화 문제의 해는 대수적으로 구해진다. 따라서 최적해를 구하기 위해 매우 적은 계산량을 필요로 한다. 제어 요 모멘트가 음인 경우도 위와 같은 방법으로 F_{x4} 와 F_{y4} 를 계산하면 된다.

식 (16)과 (17)에서 구해진 F_{x3} 와 식 (9)를 이용하여 F_{x1} 을 구할 수 있다. 이렇게 구해진 F_{x1} 과 F_{x3} , F_{y3} 는 식 (19)와 (20)에 의해 ESC의 제동 압력 P_B 과 ARS의 조향각 δ_r 로 변환된다. 앞으로 이 방법을 UCC (Unified Chassis Control)라고 부르기로 한다[7].

$$P_B = \frac{r_w}{K_B}F_x \quad (19)$$

$$\delta_r = F_{y3}/C_r \quad (20)$$

2. WPCA 방법

식 (13)에서 정의된 목적 함수는 가급적이면 ESC의 제동력을 사용하지 않게 한다. 결과적으로 ARS에 의해 더 적은 에너지로 더 향상된 승차감을 제공할 수 있으며 제동력을 사용하지 않으므로 차량의 속도 감소가 덜하다. 하지만 차량의 속도가 감소하지 않는 경우 저마찰 노면에서 선회시 언더스티어 현상이 심해진다. 따라서 이 순간에는 제동력을 반드시 사용해야만 한다. 이러한 사실을 반영하여 식 (21)과 같이 새로운 목적 함수를 정의한다. 식 (21)에서 보듯이 가중치 η 를 조절하여 ESC에 의한 제동력 F_{x3} 와 ARS의 조향각에 의한 횡방향 힘 F_{y3} 의 크기를 조절 할 수 있다. 예를 들어 η 값이 1보다 커지는 경우 F_{y3} 는 F_{x3} 에 비해 작아진다. 반대로, η 값이 1보다 작아지는 경우 F_{y3} 는 F_{x3} 에 비해 커진다.

$$L(F_{x3}, F_{y3}) = F_{x3}^2 + \eta \cdot F_{y3}^2 \quad (21)$$

식 (14)의 부등식 제한 조건을 고려하지 않고 식 (12)의 등식 제한 조건만 고려하면 이 문제는 2차 목적 함수와 등식 제한 조건을 가지는 최적화 문제가 된다. 라그랑지 승수법을 이용하여 이 문제의 최적해는 대수적으로 구할 수 있으며 이 방법이 WPCA이다[9,10]. 식 (21)의 목적 함수를 식 (22)와 같이 표현할 수 있으며 식 (12)의 등식 제한조건은 식 (23)으로 표현할 수 있다. 식 (24)와 같은 정의를 이용하면 최적해는 식 (25)와 같이 구해진다. 앞으로 이 방법을 WPCA-UCC라고 부르기로 한다.

$$F_{x3}^2 + \eta \cdot F_{y3}^2 = \begin{bmatrix} F_{x3} & F_{y3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & \eta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{x3} \\ F_{y3} \end{bmatrix} \quad (22)$$

$$M_B = -\frac{t}{2} D_1 F_{x3} + l_r D_2 F_{y3} = \begin{bmatrix} -\frac{t}{2} D_1 & l_r D_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{x3} \\ F_{y3} \end{bmatrix} \quad (23)$$

$$\mathbf{z} \equiv \begin{bmatrix} F_{x3} \\ F_{y3} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{W} \equiv \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & \eta \end{bmatrix}, \quad \mathbf{N} \equiv \begin{bmatrix} -\frac{t}{2} D_1 & l_r D_2 \end{bmatrix} \quad (24)$$

$$\mathbf{z}_{opt} = \mathbf{W}^{-1} \mathbf{N}^T (\mathbf{N} \mathbf{W}^{-1} \mathbf{N}^T)^{-1} \mathbf{M}_B \quad (25)$$

식 (25)에서 구해진 최적의 F_{x3} 는 식 (9)에 의해 F_{x1} 으로 변환되고 식 (19)와 (20)에 의해 ESC의 제동 압력과 ARS의 조향각으로 변환된다. 제어 요 모멘트가 음인 경우 위의 과정과 동일한 방식으로 최적의 F_{x4} 와 F_{y4} 를 구할 수 있다.

위의 과정에서 식 (14)의 부등식 제한조건은 고려하지 않았다. 만약 식 (25)에서 구해진 최적의 F_{x3} 와 F_{y3} 가 식 (14)를 만족하지 못하는 경우 최적 F_{x3} 와 F_{y3} 중에서 큰 값을 식 (14)가 만족되도록 줄이면 제한 조건을 쉽게 만족시킬 수 있다.

IV. 시뮬레이션

제안된 요 모멘트 분배 방법의 성능을 검증하기 위해 차량 시뮬레이션 패키지 CarSim에서 시뮬레이션을 수행한다. 시뮬레이션 조건은 운전자 모델을 이용하여 정해진 경로를 추종하는 것이다. 운전자 모델이 추종해야 할 경로는 그림 3에서 보는 것과 같은 Moose Test Track이다[14]. 운전자 모델은 CarSim에서 제공하는 모델로서 운전자의 예견 시간은 차량 속도 대비 0.75초로서 미숙한 운전자를 나타낸다. 이러한 운전자가 저마찰 노면에서 Mooses test track을 추종하게 되면 과도한 조향 입력으로 인해 차량은 안정성을 잃게 된다. 차량의 초기 속도는 80km/h이며 정속 유지를 위한 제어는 하지 않는다. 타이어-노면 마찰계수는 오버스티어 또는 언더스티어 상황을 만들어 내기 위해 0.6으로 설정하였다. 시뮬레이션 시간은 10초이다. WPCA-UCC의 시뮬레이션에서 η 의 값은 1로 설정한다. 차량 모델은 CarSim에서 제공하는 소형 SUV 모델이며 차량 모델의 파라미터는 표 1과 같다.

그림 4와 5는 제어하지 않은 경우, UCC, 그리고 본 논문에서 제안하는 WPCA-UCC 방법의 시뮬레이션 결과와 제어 입

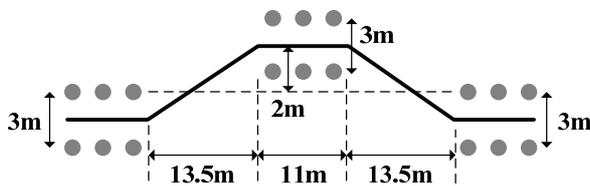


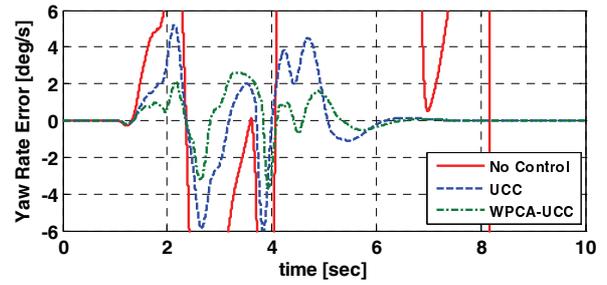
그림 3. Moose test track.

Fig. 3. Moose test track.

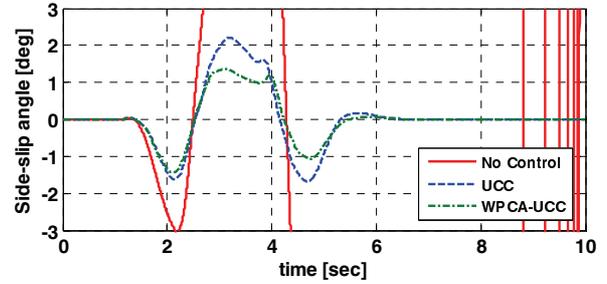
표 1. CarSim에서 제공하는 소형 SUV 모델의 파라미터.

Table 1. Parameters of small SUV model in CarSim.

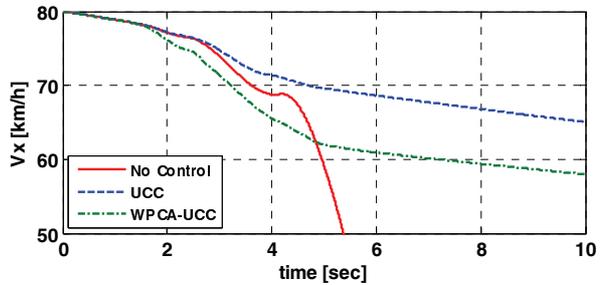
m	1,146.6 kg	I_z	1,302 kg·m ²
C_f	39,041 N/rad	C_r	64,119 N/rad
l_f	0.88 m	l_r	1.32 m
t_r	1.47 m		



(a) Yaw rate error.



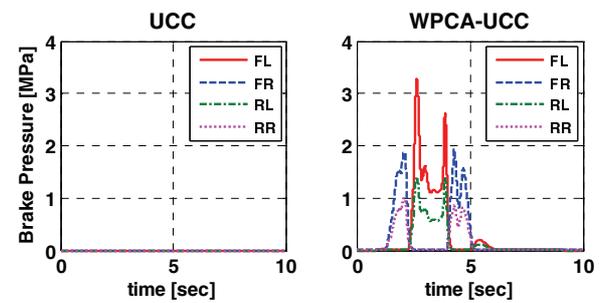
(b) Side-slip angle.



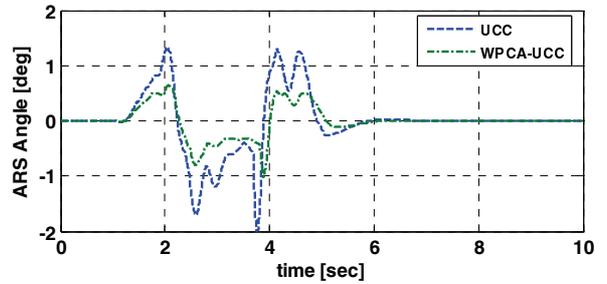
(c) Longitudinal speed.

그림 4. 각 방법에 대한 시뮬레이션 결과.

Fig. 4. Simulation results for each yaw moment distribution scheme.



(a) Brake pressure.



(b) ARS angle.

그림 5. 각 방법의 제어 입력.

Fig. 5. Control inputs for each yaw moment distribution scheme.

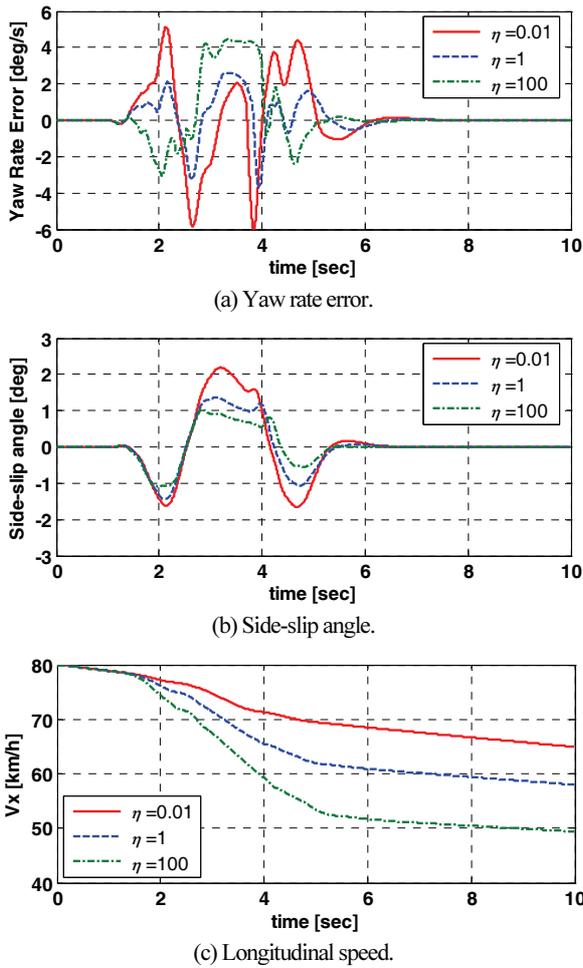


그림 6. 각 η 값에 대한 시뮬레이션 결과.
Fig. 6. Simulation results for each value of η .

력을 보여 준다. 그림에서 보듯이 제어하지 않은 경우에는 차량이 안정성을 잃게 된다. 이에 비해 제어한 경우는 안정성을 유지한다. 그림 5에서 보듯이 UCC의 경우 ESC의 제동 입력을 사용하지 않는다. 이것은 ESC의 제동 입력을 줄이는 목적 함수를 사용했기 때문이다. 이에 비해 WPCA-UCC는 ESC의 제동 입력과 ARS의 조향각에 동일한 가중치를 적용하여 이 둘 모두를 모두 사용하고 있다. 그림 5에서 보듯이 WPCA-UCC는 ESC의 제동 입력을 사용하여 ARS의 조향각이 감소했음을 알 수 있다. 이것은 WPCA-UCC가 ESC의 제동 입력과 ARS의 조향각을 서로 협조하도록 제어함을 의미한다. ESC의 제동 입력을 사용함에 따라 그림 3에서 보듯이 차량의 속도가 UCC에 비해 더욱 감소하였고 그 결과로서 요율 에러와 횡슬립각도 UCC에 비해 감소하였다.

η 값에 따른 WPCA-UCC의 성능을 살펴 보기 위해 앞의 시뮬레이션과 동일한 조건에서 시뮬레이션을 수행하였다. 목적 함수 (21)에서 η 값은 0.01, 1, 100으로 설정하였고 세가지 경우에 대해 시뮬레이션을 수행하였다.

그림 6과 7은 각 η 값에 따른 시뮬레이션 결과와 제어 입력을 보여 준다. 그림 7에서 보듯이 η 값이 증가함에 따라 ARS의 조향각에 대한 가중치가 증가하여 ARS의 조향각은 감소하고 ESC의 제동 입력은 증가함을 알 수 있다. η 값이

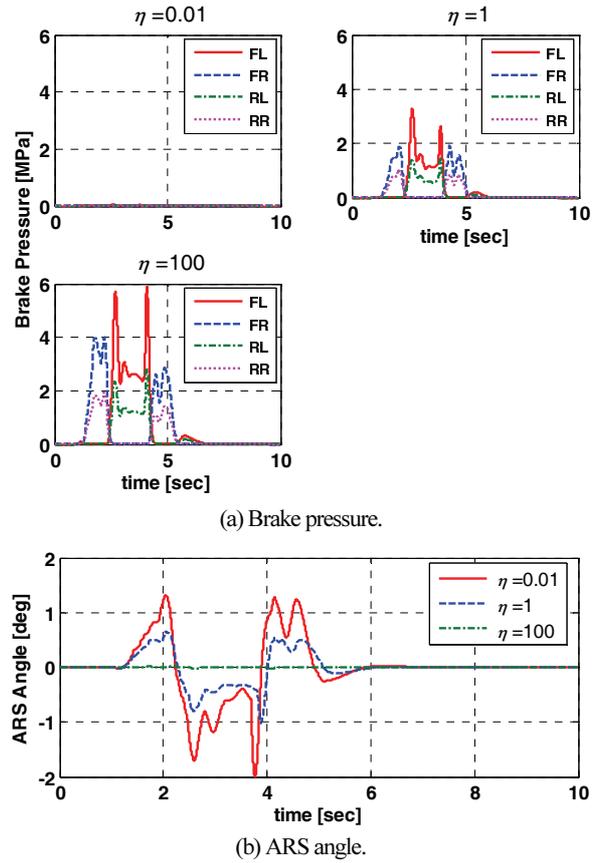


그림 7. 각 방법의 제어 입력.

Fig. 7. Control inputs for each value of η .

0.01인 경우 ESC의 제동 입력에 대한 가중치가 증가하여 ESC의 제동 입력은 전혀 사용하지 않고 ARS의 조향각만을 사용하게 됨을 알 수 있다. 이 경우는 UCC와 동일하다. 이에 비해 η 값이 100인 경우 ARS의 조향각에 대한 가중치가 증가하여 ARS의 조향각은 전혀 사용하지 않게 되고 ESC의 제동 입력만을 사용함을 알 수 있다. 따라서 η 값이 0.01인 경우와 100인 경우는 양극단으로서 그림 6(c)에서 보듯이 차량의 속도는 η 값이 0.01인 경우와 100인 경우 사이에 존재하게 된다. 결론적으로 새로운 목적 함수 (21)에서 η 값을 조절함으로써 ESC의 제동 입력과 ARS의 조향각의 크기를 조절할 수 있음을 알 수 있다.

만약 차량이 높은 속도로 인해 오버스티어 또는 언더스티어 상황에 있다면 WPCA-UCC에서는 ESC의 제동 입력을 증가시켜 차량의 속도를 줄여야 한다. 이 경우에는 η 값을 1보다 크게 증가시켜야 한다. 반대로 차량이 오버스티어 상황에 있다면 ARS만으로도 충분히 제어가 가능하므로 η 값을 1보다 작게 감소시켜야 한다.

V. 결론

본 논문에서는 요 모멘트 분배 문제를 최적화 문제로 정식화하였고 ESC의 제동 입력과 ARS의 조향각의 크기를 조절하기 위해 새로운 형태의 목적 함수를 제시하였다. 최적화 문제를 풀기 위해 WPCA 방법을 적용하였다. CarSim에서 시뮬레이션을 수행하여 제안된 방법이 가중치 η 값에 따라

ESC의 제동 입력과 ARS의 조향각의 크기를 조절할 수 있음을 보였다. 이를 이용하여 WPCA-UCC를 이용하면 η 값을 조절함으로써 차량의 속도를 줄여야 하는 언더스티어 상황에서 ESC의 제동 입력을 쉽게 증가시킬 수 있고 오버스티어 상황에서 ESC의 제동 입력 없이 ARS만을 사용하도록 할 수 있음을 확인하였다. 향후 연구로서 본 논문에서 제안한 방법을 이용하여 차량의 속도나 노면 마찰계수의 변화에 따라 가중치 η 값을 조절하여 ESC의 제동 입력이나 ARS의 조향각의 상대적인 크기를 결정하는 연구를 수행할 계획이다.



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.

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, 1992, pp. 447-451.
- [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.