

최적 요모멘트 분배 방법을 이용한 고장 안전 통합 새시 제어기 설계

임 성 진**

* 서울과학기술대학교 기계·자동차공학과

Integrated Chassis Control System with Fail Safety Using Optimum Yaw Moment Distribution

Seongjin Yim**

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

(Received August 9, 2013 ; Revised December 18, 2013 ; Accepted January 6, 2014)

Key Words: Fault Safety(고장 안전), Fault-Tolerant Control(고장 허용 제어), Integrated Chassis Control(통합 새시 제어), Steer-by-Wire(전자제어식 조향 장치), Brake-by-Wire(전자제어식 제동 장치)

초록: 본 논문은 전자제어식 조향 및 제동 장치를 장착한 차량에 대해 고장 안전 기능을 가지는 통합 새시 제어 시스템을 제안한다. 통합 새시 제어 시스템에서 상위 제어기는 슬라이딩 모드 제어 이론을 이용하여 제어 요모멘트를 만들어 낸다. 하위 제어기는 가중 의사-역행렬 기반 제어 분배 방법(WPCA)으로 제어 요모멘트를 전자제어식 조향 및 제동 장치의 타이어 힘으로 분배한다. WPCA의 가변 가중치를 조절하여 구동기 혹은 센서의 고장에 대처할 수 있다. 이러한 상황에서 WPCA 방법으로 가변 가중치를 최적화하여 요모멘트 분배 성능을 향상시키기 위해 시뮬레이션을 이용한 최적화 방법을 제안한다. 제안된 방법의 타당성을 검증하기 위해 차량 시뮬레이션 패키지인 CarSim에서 시뮬레이션을 수행한다.

Abstract: This paper presents an integrated chassis control system with fail safety using optimum yaw moment distribution for a vehicle with steer-by-wire and brake-by-wire devices. The proposed system has two-level structure: upper- and lower-level controllers. In the upper-level controller, the control yaw moment is computed with sliding mode control theory. In the lower-level controller, the control yaw moment is distributed into the tire forces of active front steering(AFS) and electronic stability control(ESC) with the weighted pseudo-inverse based control allocation(WPCA) method. By setting the variable weights in WPCA, it is possible to take the sensor/actuator failure into account. In this framework, it is necessary to optimize the variables weights in order to enhance the yaw moment distribution. For this purpose, simulation-based tuning is proposed. To show the effectiveness of the proposed method, simulations are conducted on a vehicle simulation package, CarSim.

- 기호설명 -

C_f, C_r : 전륜과 후륜의 코너링 강성(N/rad)
 F_{yf}, F_{yr} : 전륜과 후륜의 횡방향 타이어 힘 (N)
 F_x : BBW에 의해 생성되는 제동력 (N)
 F_y : SBW에 의해 생성되는 횡방향 힘 (N)
 F_z : 타이어 수직력 (N)
 K : 슬라이딩 모드 제어기의 게인
 H : 영향 행렬
 I_z : 요 관성 모멘트 (kg·m²)
 l_f, l_r : 무게 중심에서 전륜과 후륜 차축까지

의 거리 (m)
 m : 차량 총중량 (kg)
 M_B : 제어 요모멘트(N·m)
 r_w : 차륜 반경(m)
 T_B : 제동 토크 (N·m)
 t_f, t_r : 전륜과 후륜의 윤거 (m)
 v_x, v_y : 종방향과 횡방향 속도 (m/s)
 W : WPCA에서 가중치 행렬
 z : 제어 타이어힘의 벡터
 α_f, α_r : 전륜과 후륜의 타이어 슬립각 (rad)
 β : 횡슬립각 (rad)
 δ_f : 운전자의 조향휠에 의해 결정되는 전륜 조향각 (rad)

† Corresponding Author, acebtif@seoultech.ac.kr

- δ_{n1}, δ_{n2} : 좌측과 우측 전륜의 조향각 (rad)
- $\Delta\delta_{n1}, \Delta\delta_{n2}$: 좌측과 우측 전륜의 AFS 조향각 (rad)
- ε : 특정한 타이어 힘에 대한 가중치
- η : 횡슬립각에 대한 조절 계수
- γ, γ_d : 실제와 기준 요율 (rad/s)
- λ : 타이어 슬립률
- ρ : WPCA 에서 가중치의 벡터
- μ : 타이어-노면 마찰계수

1. 서 론

최근 시판되는 차량은 조향/현가/제동 장치에 다양한 센서와 전자제어식 구동기들이 사용되기에 기계시스템에 비해 더욱 빈번하게 고장의 위험에 노출되어 있다.^(1,2) 이러한 센서 및 구동기의 고장은 차량의 주행에 심각한 장애를 초래함으로써 운전자의 생명을 위협할 수 있기에 이에 대한 대비책이 필요하다. 차량 시스템에서 가장 위험한 고장은 조향 장치 또는 제동 장치의 고장이다. 특히 전자제어식 조향 장치(steer-by-wire: SBW) 혹은 제동 장치(brake-by-wire: BBW)를 장착한 차량의 경우 이러한 고장은 더욱 심각한 경우를 초래한다.

현재까지 고장 진단에 관한 다양한 연구가 수행된 것에 비해 SBW 또는 BBW 를 장착한 차량의 제어에서 고장 안전 제어를 설계하는 연구는 많지 않다. Hac 은 BBW 의 고장에 있는 경우 최적 제어 할당 방법을 이용하는 방법은 제안하였다.^(3,4) Yim 은 SBW 와 BBW 가 장착된 차량에 대해 능동 전륜 조향(AFS)와 제동 기반 자세제어장치(ESC)의 통합 새시 제어를 설계하고 구동기의 고장시 WPCA 를 이용하여 고장에 대처하는 방법을 제안하였다.⁽⁵⁾ 이 방법들은 공통적으로 최적 제어 할당 방법의 기반 하에서 고장을 고려하였다. 하지만 이들의 연구에서도 차량의 속도를 높이거나 요율 에러를 최소화하는 등의 성능 향상은 시도되지 않았다.

본 논문에서는 AFS 기능을 가지는 좌우독립형 SBW 시스템과 ESC 기능을 가지는 BBW 시스템이 장착된 차량에서 센서 혹은 구동기가 고장난 경우 이에 대처하여 차량 안정성을 유지하는 기능을 가지는 통합 새시 제어 시스템을 설계하고 차량의 속도를 최적화하는 방법을 제안한다.

통합 새시 제어기는 상위 제어기와 하위 제어기로 구성된다. 상위 제어기는 차량을 안정화시키는데 필요한 제어 요모멘트를 만들어 낸다. 하위 제어기는 가중 의사역행렬 기반 제어 분배 방법(Weighted Pseudo-Inverse based Control Allocation: WPCA)을 이용하여 제어 요모멘트를 AFS 와 ESC

의 타이어 힘으로 분배한다. WPCA 의 가변 가중치를 이용하면 SBW 또는 BBW 의 고장에 쉽게 대처할 수 있다. 또한 시뮬레이션을 통해 WPCA 의 가변 가중치를 최적화함으로써 요모멘트 분배 성능을 향상시킬 수 있다.

본 논문의 구성은 다음과 같다. 2 장에서는 SBW 와 BBW 를 가지는 차량에 대한 통합 새시 제어 시스템의 설계 방법을 제안한다. 3 장에서는 통합 새시 제어 시스템의 최적화 방법을 제안한다. 4 장에서는 제안된 방법의 타당성을 검증하기 위해 시뮬레이션을 수행하며 5 장에서 결론을 맺는다.

2. 통합 새시 제어 시스템 설계

통합 새시 제어 시스템은 2 층 구조로서 상위 제어기와 하위 제어기로 구성되어 있다.

2.1 상위 제어기 설계

상위 제어기에서는 Fig. 1 의 2 자유도 자전거 모델을 기반으로 슬라이딩 모드 제어 이론을 이용하여 차량을 안정화시키는데 필요한 제어 요모멘트 M_B 를 구한다.⁽⁶⁾

2 자유도 자전거 모델의 운동 방정식은 식 (1)과 같다. 차량이 추종해야 할 기준 요율은 운전자의 조향 입력과 차량의 현재 종속도의 함수로서 식 (2)와 같이 계산된다.⁽⁶⁾

$$mv_x(\dot{\beta} + \gamma) = F_{yf} + F_{yr} \tag{1}$$

$$I_z \dot{\gamma} = l_f F_{yf} - l_r F_{yr} + M_B \tag{2}$$

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

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

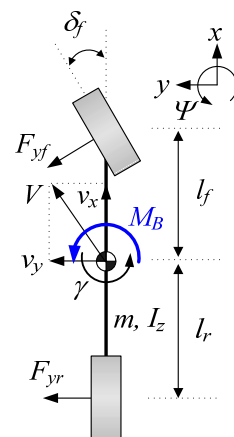


Fig. 1 2-DOF bicycle model

제어 요모멘트 M_B 를 구하기 위해 슬라이딩 모드 제어를 이용한다. 차량의 요 운동을 제어할 때에는 두 가지 목표, 즉 차량의 조종 안정성과 횡방향 안정성이 있다. 조종 안정성은 차량의 요율이 기준 요율을 추종하도록 하는 것이고 횡방향 안정성은 횡슬립각을 작게 하는 것이다. 이러한 두 가지 목표를 위한 제어 시스템의 오차는 식 (3)과 같이 정의된다. 이 오차가 0이 되는 제어 시스템의 동역학은 식 (4)와 같이 주어진다. 식 (1), (3), 그리고 (4)를 결합하면 식 (5)와 같은 제어 요모멘트가 구해진다.⁽⁷⁾

$$s = (\gamma - \gamma_d) + \eta \cdot \beta \quad (3)$$

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

$$M_B = I_z \cdot \dot{\gamma}_d + I_z \cdot \eta \cdot \left(\frac{F_{yf} + F_{yr}}{mv_x} - \gamma \right) - l_f F_{yf} + l_r F_{yr} - I_z \cdot K \cdot (\gamma - \gamma_d + \eta \cdot \beta) \quad (5)$$

2.2 하위 제어기 설계

하위 제어기에서는 제어 요모멘트를 BBW와 SBW에 의해 생성되는 타이어 힘으로 분배하기 위해 WPCA를 이용한다. Fig. 2는 각 타이어 힘과 제어 요모멘트의 기하학적 관계를 보여 준다. Fig. 2에서 F_{x1}, F_{x2}, F_{x3} , 그리고 F_{x4} 는 BBW(ESC)에 의해 생성되는 종방향 타이어 힘이며 F_{y1} 와 F_{y2} 는 SBW(AFS)에 의해 생성되는 전륜의 횡방향 타이어 힘이다. 제어 요모멘트 M_B 를 만들어 내기 위해 이와 같은 6개의 타이어 힘이 결정되어야 한다. 이를 위해 본 논문에서는 WPCA를 이용한다.⁽⁸⁾ 각 타이어 힘과 제어 요모멘트 M_B 는 Fig. 2와 같은 차량의 기하학적인 관계를 이용하여 식 (6)과 같이 표현된다.

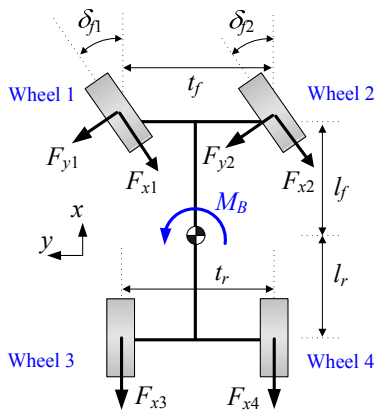


Fig. 2 Control tire forces used to generate M_B

$$\underbrace{\begin{bmatrix} a_1 & a_2 & a_3 & a_4 & a_5 & a_6 \end{bmatrix}}_{\mathbf{H}} \underbrace{\begin{bmatrix} F_{y1} \\ F_{y2} \\ F_{x1} \\ F_{x2} \\ F_{x3} \\ F_{x4} \end{bmatrix}}_{\mathbf{z}} = M_B \quad (6)$$

$$a_1 = l_f \cos \delta_{f1} + \frac{l_f}{2} \sin \delta_{f1}, a_2 = l_f \cos \delta_{f2} - \frac{l_f}{2} \sin \delta_{f1},$$

$$a_3 = -l_f \sin \delta_{f1} + \frac{l_f}{2} \cos \delta_{f1}, a_4 = -l_f \sin \delta_{f2} - \frac{l_f}{2} \cos \delta_{f2}.$$

$$a_5 = \frac{l_r}{2}, a_6 = -\frac{l_r}{2}$$

최소화되어야 할 WPCA의 목적 함수는 식 (7)과 같다.

$$J = \frac{(\rho_3 F_{x1}^2 + \rho_1 F_{y1}^2)}{\xi_1^2} + \frac{(\rho_4 F_{x2}^2 + \rho_2 F_{y2}^2)}{\xi_2^2} + \rho_5 \frac{F_{x3}^2}{\xi_3^2} + \rho_6 \frac{F_{x4}^2}{\xi_4^2} \quad (7)$$

$$= \mathbf{z}^T \mathbf{W} \mathbf{z}$$

식 (7)에서 \mathbf{W} 와 ξ 의 정의는 다음과 같다.

$$\mathbf{W} = \text{diag} \left(\frac{\rho_1}{\xi_1^2}, \frac{\rho_2}{\xi_2^2}, \frac{\rho_3}{\xi_3^2}, \frac{\rho_4}{\xi_4^2}, \frac{\rho_5}{\xi_3^2}, \frac{\rho_6}{\xi_4^2} \right),$$

$$\xi_i \equiv \mu_i F_{zi}$$

$$\boldsymbol{\rho} \equiv [\rho_1 \quad \rho_2 \quad \rho_3 \quad \rho_4 \quad \rho_5 \quad \rho_6].$$

식 (7)에서 분모에 있는 타이어 수직력은 마찰원의 개념, 즉 수직력이 클수록 종횡방향 타이어 힘이 크다는 사실을 반영한다. 식 (8)에서 $\boldsymbol{\rho}$ 는 가변 가중치들 ρ_i 의 벡터이다. 이 가중치들은 가상의 값으로서 각 타이어 힘의 상대적인 크기를 결정하는 역할을 한다. 예를 들어 특정 타이어 힘의 가중치가 커지는 경우 해당 타이어 힘은 작아지게 된다.

요모멘트 분배 문제는 식 (6)을 만족시키면서 식 (7)을 최소화하는 문제이다. 이 문제는 라그랑지 승수법을 이용하면 식 (8)과 같이 해를 구할 수 있으며 구해진 최적해는 식 (9)와 같은 방식으로 제동 토크와 AFS 조향각으로 변환된다. 식 (9)에서 \bar{F}_{yi} 는 전륜 횡방향 타이어 힘의 평균이다.

$$\mathbf{z}_{opt} = \mathbf{W}^{-1} \mathbf{H}^T (\mathbf{H} \mathbf{W}^{-1} \mathbf{H}^T)^{-1} M_B \quad (8)$$

$$\begin{aligned} T_{Bi} &= r_w \cdot F_{xi}, \quad i \in \{3, 4, 5, 6\} \\ \Delta\delta_{fi} &= \frac{F_{yi} - \bar{F}_{yi}}{C_f}, \quad i \in \{1, 2\} \end{aligned} \quad (9)$$

이와 같은 방식으로 WPCA 를 이용하면 주어진 제어 요모멘트를 생성하기 위해 BBW(ESC)가 만들어 내는 제동 토크와 SBW(AFS)가 만들어 내는 조향각을 결정할 수 있다. 이러한 시스템이 AFS 와 ESC 의 통합 새시 제어 시스템이다.

2.3 고장 안전 요모멘트 분배

본 논문에서 BBW 와 SBW 는 각각 ESC 와 AFS 의 기능을 가진다. 식 (7)의 목적 함수에서 특정 타이어 힘의 가중치 ρ_i 가 증가하면 해당 타이어 힘은 감소하게 된다. 이러한 사실을 이용하여 WPCA 에서 가상의 가중치 ρ_i 의 값을 설정하면 ESC 또는 AFS 를 선택적으로 사용할 수 있다.

모든 ρ_i 의 값이 매우 작은 값, 즉 $1e-4$ 라고 가정 하자. 만약 제어 요모멘트 M_B 의 부호가 양(+)이고 ESC 의 제동 토크만을 이용한다면 Fig. 2 에서 타이어 힘은 F_{x1} 과 F_{x3} 만이 필요하다. 따라서 이 경우에는 ρ_1, ρ_2, ρ_4 , 그리고 ρ_6 의 값이 1 이 되어야 한다. 식 (10)은 이와 같은 사실을 표현한다. 만약 제어 요모멘트 M_B 의 부호가 양(+)이고 ESC 의 제동 토크와 AFS 의 조향각을 이용한다면 Fig. 2 에서 타이어 힘은 F_{y1}, F_{y2}, F_{x1} 과 F_{x3} 만이 필요하다. 따라서 이 경우에는 ρ_4 와 ρ_6 의 값이 1 이 되어야 한다. 식 (11)은 이와 같은 사실을 표현한다.

$$\begin{aligned} \text{ESC} \\ \rho &= [1 \quad 1 \quad \varepsilon_1 \quad 1 \quad \varepsilon_2 \quad 1] \quad \text{if } M_B > 0 \\ \rho &= [1 \quad 1 \quad 1 \quad \varepsilon_1 \quad 1 \quad \varepsilon_2] \quad \text{if } M_B < 0 \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \text{ESC+AFS} \\ \rho &= [\varepsilon_1 \quad \varepsilon_2 \quad \varepsilon_3 \quad 1 \quad \varepsilon_4 \quad 1] \quad \text{if } M_B > 0 \\ \rho &= [\varepsilon_1 \quad \varepsilon_2 \quad 1 \quad \varepsilon_3 \quad 1 \quad \varepsilon_4] \quad \text{if } M_B < 0 \end{aligned} \quad (11)$$

이와 같이 가변 가중치를 가지는 WPCA 를 이용하면 요모멘트 분배 단계에서 센서나 구동기의 고장에 대처할 수 있다. 즉, 특정 차륜에서 센서 혹은 구동기가 고장나는 경우 해당 차륜의 가중치를 1 로 설정하면 해당 차륜의 타이어 힘은 생성되지 않게 된다.⁽⁵⁾ 예를 들어, 제어 요모멘트의 부호가 양(+)이고 ESC 와 AFS 를 이용할 때 왼쪽 전륜의 SBW 가 고장나는 경우 F_{y1} 은 생성되지 않아야 하고 이에 따라 식 (11)의 ε_1 의 값이 1 이 되어야 한다. 이렇게 되

면 4 개의 타이어 힘이 있던 상태에서 1 개가 사라지므로 식 (6)의 관계를 만족시키기 위해 나머지 3 개의 타이어 힘은 증가하게 된다.

3. 통합 새시 제어 시스템의 최적화

WPCA 를 이용하여 SBW 와 BBW 의 고장에 대처하는 경우 다양한 성능 지표가 있다. 가장 일반적인 성능 지표는 차량의 속도이다. 가령 안전을 위해 차량의 속도를 가능한 한 줄여야 하는 경우가 있고 반대로 차량 고장시에 특정 지역을 벗어나기 위해 속도를 가능한 한 높여야 하는 경우도 있다. 본 논문에서는 차량의 최종 속도를 최적화의 지표로 선택하여 최대화한다.

식 (10)과 식 (11)에서 ε_i 는 $1e-4$ 의 값을 가진다. 여기서 ε_i 의 값을 조절한다면 다양한 성능을 최적화할 수 있다. 본 논문에서는 차량의 최종 속도를 최대화하기 위해 ε_i 를 최적화한다. 차량의 최종 속도를 최대화하는 것은 제동력과 AFS 조향각을 최소로 사용하는 것을 의미하며 이것은 제어 시에 제어 입력의 사용을 최소화하는 것이다. ε_i 와 차량의 최종 속도와의 관계는 복잡한 비선형 관계이므로 시뮬레이션을 이용한 최적화 방법을 이용한다.⁽⁹⁾

최적화를 위하여 식 (12)와 같은 목적 함수를 설정한다. 식 (12)에서 σ_γ 와 σ_β 는 ε_i 의 값이 $1e-4$ 인 경우 요율 에러와 횡슬립각이고 $\max|\gamma_e|$ 와 $\max|\beta|$ 는 주어진 ε_i 에 대해 시뮬레이션을 통해 구해진 최대 요율 에러와 최대 횡슬립각이며 v_x^i 와 v_x^f 는 시뮬레이션에서 차량의 초기 및 최종 속도이다. τ_1 과 τ_2 는 주어진 ε_i 에 대해 차량의 최대 요율 에러와 최대 횡슬립각이 특정 값을 넘지 않도록 하는 벌칙 가중치이며 매우 큰 값($1e5$)으로 설정한다. 식 (12)에서 보듯이 주어진 ε_i 에 대해 시뮬레이션을 수행한 후 최대 요율 에러와 최대 횡슬립각이 σ_γ 와 σ_β 보다 크면 해당 값을 줄이도록 ε_i 를 조절하고 그렇지 않은 경우 초기 속도와 최종 속도의 차이를 줄이도록, 즉 차량의 최종 속도를 최대화하도록 ε_i 를 조절하게 된다. 식 (13)은 이러한 최적화 문제를 보여 준다.

$$\begin{aligned} J &= \tau_1 \cdot \max(0, \max|\gamma_e| - \sigma_\gamma) \\ &+ \tau_2 \cdot \max(0, \max|\beta| - \sigma_\beta) + (v_x^i - v_x^f) \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \min_{\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3, \varepsilon_4} J \\ \text{s.t.} \quad 1e-4 \leq \varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3, \varepsilon_4 \leq 1 \end{aligned} \quad (13)$$

최적값을 구하기 위한 알고리즘은 MATLAB 에

서 제공하는, Nelder-Mead simplex direct search 를 구현한 fminsearch 를 이용하였다.

4. 시뮬레이션

제안된 방법의 타당성을 검증하기 위해 CarSim 에서 시뮬레이션을 수행한다.⁽¹⁰⁾ 조향 입력은 PID 운전자 모델에 의해 구하며 운전자는 Fig. 3 과 같은 Moose test track 을 추종하는 상황이다.^(11,12) 차량 모델은 CarSim 에서 제공하는 소형 SUV 모델이며 이 모델에서 구한 차량의 파라미터는 Table 1 과 같다. 초기 속도는 80km/h, 노면마찰계수는 0.85, 시뮬레이션 시간은 10 초로 설정하였다. SBW 와 BBW 는 각각 0.01 과 0.05 의 시상수를 가지는 1 차 시스템으로 모델링하였다. 운전자의 조향 입력과 전륜의 조향각의 기어비는 20:1 이다. 시뮬레이션에서 SBW 와 BBW 의 포화는 고려하지 않았다.

고장은 SBW 시스템에서 2.5 초에 왼쪽 전륜에서 발생했고 구동기가 아닌 조향각 센서의 고장이며 고장 발생시 해당 차량의 조향각이 그대로 유지된다고 가정하였다. 시뮬레이션에서는 네 가지 경우를 비교한다. 고장 발생시 제어하지 않은 경우(No Control)와 고장을 고려하지 않고 제어한 경우(CASE1), 고장을 고려하여 제어한 경우(CASE2), 최적화된 가변 가중치를 적용한 경우(CASE3)를 비교한다.

Fig. 4 는 시뮬레이션 결과를, Fig. 5 는 SBW 와 BBW 의 입력을, 그리고 Fig. 6 은 차량의 궤적을 보여 준다. Fig. 5 의 (b)에서 FL, FR, RL, RR 은 각각 좌측과 우측 전륜, 그리고 좌측과 우측 후륜을 나타낸다. Fig. 4 의 (c)에서 보듯이 2.5 초에 고장이 발생하였을 때 운전자의 조향각은 -105 도이다. Fig. 4 의 (a)

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	36000 N/rad	C_r	50000 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	0.398 m

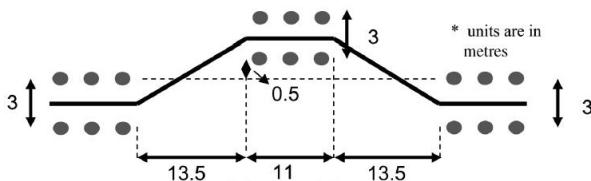
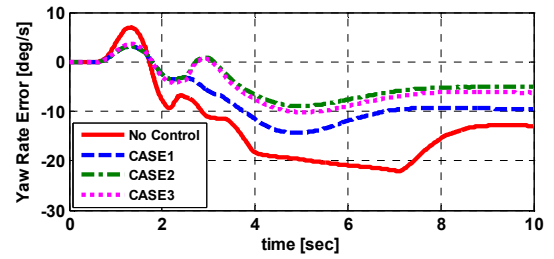
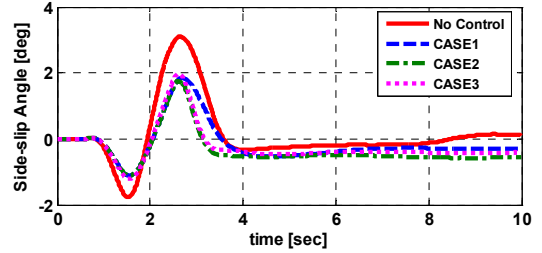


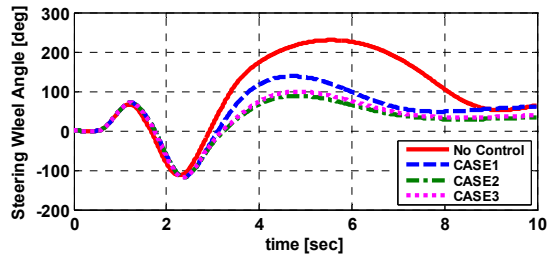
Fig. 3 Moose test track



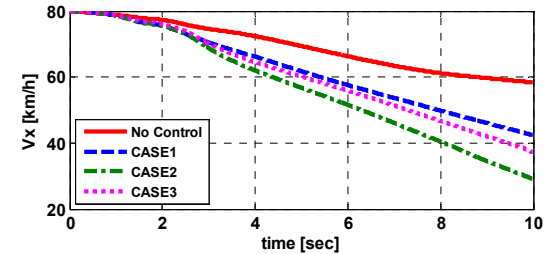
(a) Yaw rate error



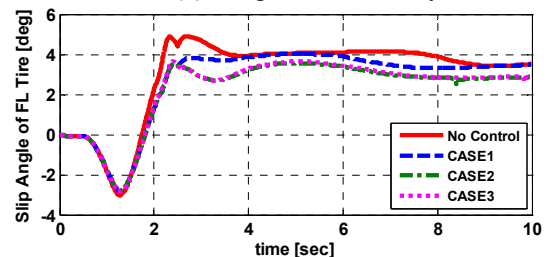
(b) Side-slip angle



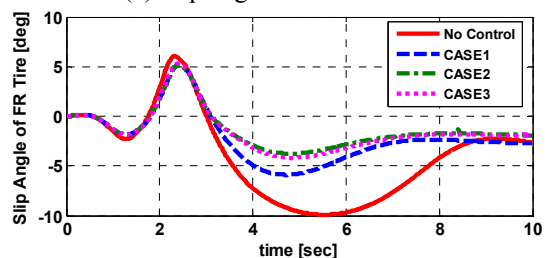
(c) Steering wheel angle



(d) Longitudinal velocity

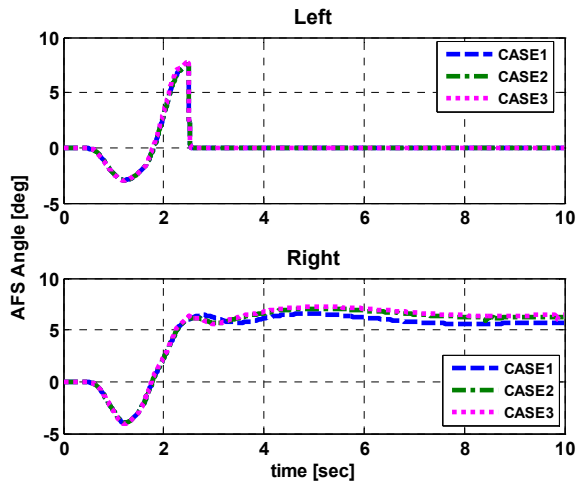


(e) Slip angle of front left tire

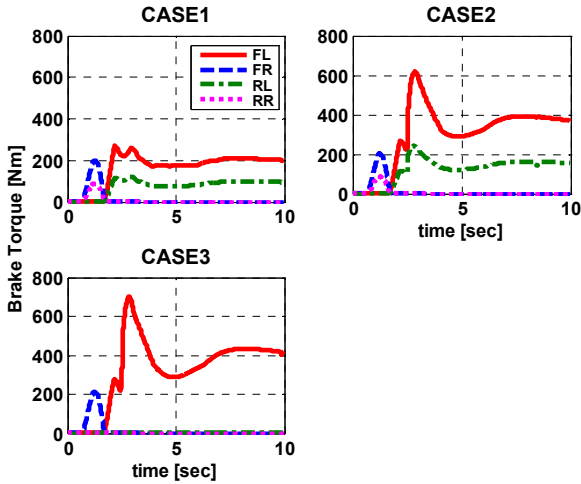


(f) Slip angle of front right tire

Fig. 4 Simulation results for each case



(a) Active front steering angle of SBW



(b) Braking torque of BBW

Fig. 5 SBW and BBW inputs for each case

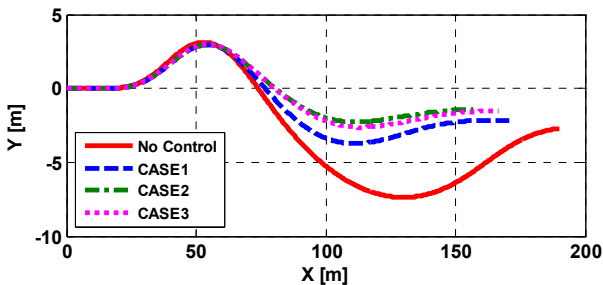


Fig. 6 Trajectories of the vehicles for each case

에서 보듯이 통합 새시 제어 시스템(CASE2, CASE3)은 고장을 고려하지 않은 경우(CASE1)에 비해 가변가중치를 이용하여 요율 에러를 더욱 감소시킨다. 또한 Fig. 4의 (c)에서 보듯이 고장을 고려한 경우(CASE2)가 고려하지 않은 경우(CASE1)에 비해 운전자의 조향 입력을 약 50도 정도 감소시킨다. Fig. 4의 (d)에서 보듯이 가변가중치 ϵ_i 를 최적화하지 않은 경우(CASE2)에 비해 최적화한 경우(CASE3)가 차

량의 요율 에러와 운전자의 조향 입력은 미약하게 증가하지만 차량의 속도가 10 km/h 증가함을 알 수 있다. 이는 Fig. 5의 (b)에서 BBW의 입력에서 보듯이 가변가중치 ϵ_i 를 최적화한 경우가 후륜의 제동 입력을 사용하지 않게 된 결과이다. Fig. 5의 (a)에서 보듯이 SBW에 의한 AFS 입력은 거의 차이가 없다. 이에 비해 Fig. 5의 (b)에서 CASE1과 CASE2의 경우를 보듯이 고장을 고려하는 경우 제동 토크는 약 3배 정도 증가하는 것을 알 수 있다. 그리고 CASE2와 CASE3를 비교하면 CASE3에서 좌측 후륜(RL)의 제동 토크를 사용하지 않음에도 불구하고 좌측 전륜(FL)의 제동 토크가 약간만 증가한 것을 알 수 있다. 따라서 가변가중치 ϵ_i 를 최적화한 결과 각 구동기에 작용하는 제어력의 크기를 변경함으로써, 구체적으로 후륜의 제동력을 사용하지 않음으로써 최종 속도를 증가시킬 수 있다는 것을 알 수 있다.

만약 BBW의 제동 토크에 한계가 존재하여 포화된다면 이를 보상하기 위해 AFS의 조향각은 더욱 크게 증가할 것이다. Fig. 4의 (e)와 (f)는 좌우측 전륜의 슬립각을 보여 준다. 그림에서 보듯이 전륜의 슬립각은 6도 이내로서 선형영역 안에 있는 것을 알 수 있다. Fig. 6에서 보듯이 가변가중치 ϵ_i 를 최적화한 경우(CASE3)는 최적화하지 않은 경우(CASE2)에 비해 횡방향 오차는 0.4m 증가하지만 앞서 보았듯이 횡슬립각, 요율 에러, 그리고 운전자 조향각은 거의 동일하며 최종 속도는 10km/h가 증가된 결과를 보임을 알 수 있다.

5. 결론

본 논문에서는 SBW와 BBW 장치를 장착한 차량 시스템에 대해 최적 요모멘트 분배 방법을 이용하여 고장안전 기능을 가지는 통합 새시 제어기를 설계하는 방법을 제안하였다. 센서나 구동기의 고장에 대처할 수 있는 가변가중치를 가지는 WPCA 방법을 이용하여 요모멘트를 최적으로 분배하였다. 이를 기반으로 시뮬레이션 기반 최적화 방법을 이용하여 차량의 최종 속도를 최대화하였다. 시뮬레이션 결과 가변가중치를 최적화한 방법은 차량의 요율 에러, 횡슬립각, 그리고 운전자 조향각을 유지하면서 차량의 속도를 10 km/h 증가시킴을 확인하였다. 본 논문에서 제안한 가변가중치를 가지는 WPCA에서 가변가중치를 조절하면 최종 속도 최대화와 같은 다양한 성능 지표를 최적화할 수 있음을 보였으며 추후 에너지 최적화에도 쉽게 적용될 수 있을 것이다.

후기

본 연구는 서울과학기술대학교의 연구비 지원에

의해 수행되었음.

참고문헌

(References)

- (1) Sundar, M. and Plunkett, D., 2006, "Brake-by-Wire, Motivation and Engineering - GM Sequel," SAE Paper No. 2006-01-3194.
- (2) Xiang, W., Richardson, P.C., Zhao, C. and Mohammad, S., 2008, "Automobile Brake-by-Wire Control System Design and Analysis," *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Vol. 57, No.1, pp.138~145.
- (3) Hac, A., 2006, "Control of Brake- and Steer-by-Wire Systems During Brake Actuator Failure," SAE Paper No. 2006-01-0923.
- (4) Hac, A., Doman, D. and Oppenheimer, M., 2006, "Unified Control of Brake- and Steer-by-Wire Systems Using Optimal Control Allocation Methods," SAE Paper No. 2006-01-0924.
- (5) Yim, S., 2014, "Fault-Tolerant Yaw Moment Control with Steer- and Brake-by-Wire Devices," *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 15, No. 1.
- (6) Rajamani, R., 2006, *Vehicle Dynamics and Control*, New York, Springer.
- (7) Uematsu, K. and Gerdes, J.C., 2002, "A Comparison of Several Sliding Surfaces for Stability Control," *AVEC2002*, Japan.
- (8) 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.
- (9) 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.
- (10) Mechanical Simulation Corporation, 2001, *CarSim User Manual Version 5*.
- (11) Kang, J.Y. and Yi, K., 2008, "Development and Validation of a Finite Preview Optimal Control based Human Driver Steering Model," *KSAE Conference*, Seoul, Korea, pp. 855~860.
- (12) 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.