

차량 전복 방지를 위한 롤 및 요 운동 제어기의 성능 비교

Comparison Among Yaw and Roll Motion Controllers for Rollover Prevention

임 성 진*
(Seongjin Yim^{1,*})

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

Abstract: This article presents a comparison among several yaw and roll motion controllers for vehicle rollover prevention. In the previous research, yaw and roll motion controllers can be independently designed for rollover prevention. Following this idea, several yaw and roll motion controllers are designed and compared in terms of rollover prevention. For the yaw motion control, PID, LQR, SMC (Sliding Mode Control) and TDC (Time-Delay Control) are adopted. For the roll motion control, LQR, LQ SOF (Static Output Feedback) control, PID, and SMC are adopted. To compare the performance of each controller, simulation is performed on a vehicle simulation package, CarSim[®]. From simulation, TDC and LQ SOF are the best for yaw and roll motion control, respectively.

Keywords: vehicle rollover prevention, yaw motion control, roll motion control, LQR, PID, SMC, TDC

I. 서론

1990년대 후반부터 SUV가 광범위하게 보급됨에 따라 차량 전복 사고가 크게 증가하였다. 차량 전복 사고는 전체 차량 사고에서 매우 작은 부분을 차지하지만 그로 인한 사망자는 매우 많은 실정이다. 예를 들어 2002년 미국을 기준으로 차량 전복 사고는 전체 차량 사고에서 3%만을 차지했지만 사망자는 전체 사고의 33%를 차지했다[1]. 그리하여 차량의 전복을 방지하기 위한 다양한 연구들이 수행되었다.

차량의 전복을 방지하기 위한 가장 단순한 방법은 선회시 차량의 외측 차륜에 제동 입력을 가하여 선회 반경을 증가시킴으로써 차량의 횡가속도를 감소시키는 것이다[2-4]. 하지만 선회 반경의 증가는 또 다른 사고를 야기할 수 있다. 이에 비해 능동 현가장치나 능동 안티롤바를 이용하여 차량의 롤 운동을 직접적으로 제어하는 방법이 더욱 효과적이다[5,6]. 다만 차량의 롤 운동을 제어할 경우 차량의 조종안정성이나 횡방향 안정성이 상실되므로 자세제어장치(ESC: Electronic Stability Control)를 이용하여 요 운동을 제어해야만 한다[6]. 최근 임성진의 연구에 의하면 차량의 요 운동과 롤 운동을 제어하는 제어기는 서로 독립적으로 설계할 수 있으며 서로의 성능에 영향을 미치지 않음이 밝혀졌다[7]. 이러한 결과를 바탕으로 본 논문에서는 차량의 요 운동과 롤 운동을 제어하는 다양한 제어기들을 설계하고 성능을 비교함으로써 요 운동과 롤 운동에 가장 적합한 제어기를 제시하고자 한다.

본 논문에서는 차량의 요 운동을 제어하기 위해 PID, LQR, 슬라이딩 모드 제어기, 시간 지연 제어기를 설계한다. 요 운동을 제어하기 위해 LQR, LQ 정적 출력 제어기, PID, 슬라이딩 모드 제어기를 설계한다. 요와 롤 운동 제어기들을

결합한 차량 전복 방지 제어기의 성능을 검증하기 위해 차량 시뮬레이션 패키지인 CarSim을 이용하여 시뮬레이션을 수행한다[8].

본 논문의 구성은 다음과 같다. II 장에서는 롤 운동 제어기를 설계하고 III 장에서는 요 운동 제어기를 설계한다. IV 장에서는 시뮬레이션을 수행하여 각 제어기의 성능을 검증하며 V 장에서는 결론을 맺는다.

II. 롤 운동 제어기 설계

롤 운동 제어기는 차량의 롤 각과 롤 각속도를 0으로 만드는 제어기이다. 롤 운동 제어기를 설계할 때에는 그림 1의 1 자유도 단순 롤 모델과 그림 2의 4 자유도 롤 평면 모델을 이용한다. 그림 1과 그림 2에서 M_ϕ 는 롤 운동을 제어하기 위한 롤 모멘트이며 능동 안티롤바가 만들어 낸다. 그림 1의 모델에 대한 운동 방정식은 식 (1)과 같으며 그림 2의 모델에 대한 운동 방정식은 식 (2)와 같다[6,7].

$$I_x \ddot{\phi} + C_\phi \dot{\phi} + K_\phi \phi - m_s h_s a_y - m_s g h_s \phi = M_\phi \quad (1)$$

$$M \cdot \ddot{z}_c = f_1 + f_2$$

$$I_x \cdot \ddot{\phi} = -\frac{t_f}{2} \cdot f_1 + \frac{t_f}{2} \cdot f_2 + m_s \cdot h_s \cdot a_y \quad (2)$$

$$m_1 \ddot{z}_{u1} = -f_1 - k_{r1}(z_{u1} - z_{r1})$$

$$m_2 \ddot{z}_{u2} = -f_2 - k_{r2}(z_{u2} - z_{r2})$$

1. 1 자유도 단순 롤 모델 기반 LQR

그림 1의 1 자유도 단순 롤 모델에 대해 상태 변수, 제어 입력과 외란을 식 (3)과 같이 정의하면 상태 공간 방정식은 식 (1)로부터 식 (4)와 같이 얻어진다. 차량의 전복을 방지하기 위한 LQ 목적 함수는 식 (5)와 같다.

$$\mathbf{x}_\phi \equiv \begin{bmatrix} \phi & \dot{\phi} \end{bmatrix}^T, \quad \mathbf{u}_\phi \equiv M_\phi, \quad \mathbf{w}_\phi \equiv a_y \quad (3)$$

* Corresponding Author

Manuscript received March 6, 2014 / revised April 11, 2014 / accepted April 11, 2014

임성진: 서울과학기술대학교 기계자동차공학부(acebtif@seoultech.ac.kr)

* 본 연구는 서울과학기술대학교의 지원에 의하여 수행되었음.

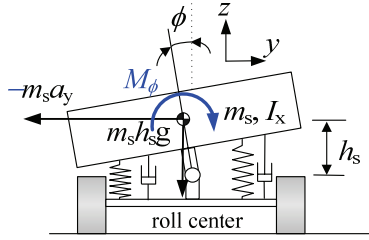


그림 1. 1자유도 단순 롤 모델.

Fig. 1. 1-DOF simple roll model.

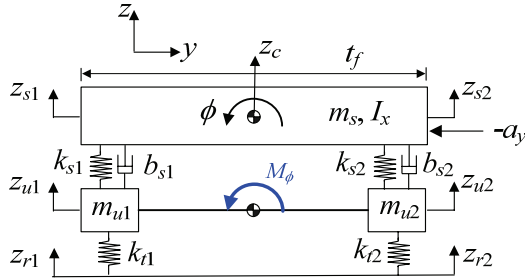


그림 2. 4 자유도 롤 평면 모델.

Fig. 2. 4-DOF roll plane model.

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}}_\phi &= \mathbf{A}_\phi \mathbf{x}_\phi + \mathbf{B}_{1\phi} \mathbf{w}_\phi + \mathbf{B}_{2\phi} \mathbf{u}_\phi \\ &= \mathbf{E}_\phi^{-1} \mathbf{F}_\phi \mathbf{x}_\phi + \mathbf{E}_\phi^{-1} \mathbf{G} \mathbf{w}_\phi + \mathbf{E}_\phi^{-1} \mathbf{H}_\phi \mathbf{u}_\phi \\ \mathbf{E}_\phi &= \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & I_x \end{bmatrix}, \quad \mathbf{F}_\phi = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ m_s g h_s & -K_\phi - C_\phi \end{bmatrix}, \\ \mathbf{G}_\phi &= \begin{bmatrix} 0 \\ m_s h_s \end{bmatrix}, \quad \mathbf{H}_\phi = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} \\ J_\phi &= \int_0^\infty (\rho_1 \phi^2 + \rho_2 \dot{\phi}^2 + \rho_3 M_\phi^2) dt\end{aligned}\quad (4)$$

식 (5)에서 ρ_i 는 $\rho_i = 1/\eta_i^2$ 로 정의되며 η_i 는 각 항마다 허용되는 최대값이다[8].

LQR은 식 (5)의 LQ 목적 함수가 최소가 되도록 하는 전상태 피드백 제어기 $\mathbf{u}_\phi = -\mathbf{K}\mathbf{x}_\phi$ 의 제어기 게인 \mathbf{K} 를 구하는 것이다.

2. 4 자유도 롤 평면 모델 기반 LQ SOF 제어기

그림 2의 4 자유도 롤 평면 모델에 대한 운동 방정식 (2)에서 상태-공간 방정식을 유도하면 다음 식 (6)과 같으며 LQ 목적 함수는 식 (7)과 같다.

$$\begin{aligned}\mathbf{x} &= [\mathbf{z} \quad \dot{\mathbf{z}}]^T, \quad \mathbf{u} \equiv M_\phi, \quad \mathbf{w} \equiv [z_{r1} \quad z_{r2} \quad a_y] \\ \mathbf{z} &= [z_c \quad \phi \quad z_1 \quad z_2] \\ \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}_1\mathbf{w} + \mathbf{B}_2\mathbf{u}\end{aligned}\quad (6)$$

$$J = \int_0^\infty \left\{ \rho_1 \dot{z}_c^2 + \rho_2 \dot{\phi}^2 + \rho_3 \phi^2 + \rho_4 \dot{\phi}^2 + \rho_5 (z_s - z_u)^2 + \rho_6 z_u^2 + \rho_7 M_\phi^2 \right\} dt \quad (7)$$

정적 출력 피드백 제어기 $\mathbf{u} = -\mathbf{K}_{\text{SOF}}\mathbf{y}_\phi$ 는 센서 출력 \mathbf{y}_ϕ 만을 이용하여 제어 입력 \mathbf{u} 를 만들어 낸다. 본 논문에서 센서 출력은 롤 각속도와 현가장치 변위로서 식 (8)과 같다.

$$\mathbf{y}_\phi = \begin{bmatrix} \dot{\phi} & z_{s1} - z_{u1} & z_{s2} - z_{u2} \end{bmatrix}^T \quad (8)$$

식 (7)의 LQ 목적 함수를 최소화 하는 \mathbf{K}_{SOF} 는 해석적으로는 구할 수가 없으므로 진화 전략 방법인 CMA-ES를 이용하여 구한다[10].

3. PID 제어기

식 (4)에서 얻어진 상태-공간 방정식에 대해 식 (9)와 같이 센서 출력을 정의한다. 식 (9)에서 정의된 출력 y 를 이용하여 식 (10)과 같이 PID 제어기를 구성할 수 있다.

$$y = \phi = \mathbf{C}_\phi \mathbf{x}_\phi = [1 \quad 0][\phi \quad \dot{\phi}]^T \quad (9)$$

$$\mathbf{u}_\phi = k_p y + k_d \dot{y} + k_i \int_0^T y dt \quad (10)$$

식 (11)과 같이 새로운 변수 z_1 과 z_2 를 정의하고 새로운 벡터 \mathbf{z} 를 정의하면 식 (4)와 (9)는 새로운 상태-공간 방정식 (12)가 된다. 이를 바탕으로 새로운 출력 $\bar{\mathbf{y}}$ 를 정의하면 식 (13)과 같다. 식 (14)에서와 같이 새로운 행렬 $\bar{\mathbf{C}}$ 와 $\bar{\mathbf{F}}$ 를 정의한 후 정리하면 식 (15)와 같은 새로운 상태-공간 방정식이 얻어진다.

$$z_1 \equiv \mathbf{x}_\phi, \quad z_2 \equiv \int_0^T y dt \Rightarrow \mathbf{z} = [z_1 \quad z_2]^T \quad (11)$$

$$\dot{\mathbf{z}} = \bar{\mathbf{A}}\mathbf{z} + \bar{\mathbf{B}}_2\mathbf{u} = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_\phi & 0 \\ \mathbf{C}_\phi & 0 \end{bmatrix} \mathbf{z} + \begin{bmatrix} \mathbf{B}_{2\phi} \\ 0 \end{bmatrix} \mathbf{u} \quad (12)$$

$$\begin{aligned}\bar{\mathbf{y}} &= [\bar{y}_1 \quad \bar{y}_2 \quad \bar{y}_3]^T \\ \bar{y}_1 &\equiv y = \mathbf{C}_\phi z_1 = [\mathbf{C}_\phi \quad 0] \mathbf{z} = \bar{\mathbf{C}}_1 \mathbf{z} \\ \bar{y}_2 &\equiv \int_0^T y dt = z_2 = [0 \quad \mathbf{1}] \mathbf{z} = \bar{\mathbf{C}}_2 \mathbf{z} \\ \bar{y}_3 &\equiv \dot{y} = \mathbf{C}_\phi \dot{\mathbf{x}} = [\mathbf{C}_\phi \mathbf{A}_\phi \quad 0] \mathbf{z} + \mathbf{C} \mathbf{B}_{2\phi} \mathbf{u} \\ &= \bar{\mathbf{C}}_3 \mathbf{z} + \mathbf{C}_\phi \mathbf{B}_{2\phi} \mathbf{u}\end{aligned}\quad (13)$$

$$\bar{\mathbf{C}} = [\bar{\mathbf{C}}_1 \quad \bar{\mathbf{C}}_2 \quad \bar{\mathbf{C}}_3]^T$$

$$\bar{\mathbf{F}} = [k_1 \quad k_2 \quad k_3]$$

$$k_1 \equiv (1 - k_d \mathbf{C}_\phi \mathbf{B}_{2\phi}) k_p, \quad k_2 \equiv (1 - k_d \mathbf{C}_\phi \mathbf{B}_{2\phi}) k_i$$

$$k_3 \equiv (1 - k_d \mathbf{C}_\phi \mathbf{B}_{2\phi}) k_d$$

$$\dot{\mathbf{z}} = \bar{\mathbf{A}}\mathbf{z} + \bar{\mathbf{B}}_2\mathbf{u}$$

$$\mathbf{u}_\phi = \bar{\mathbf{F}}\bar{\mathbf{y}} = \bar{\mathbf{F}}\bar{\mathbf{C}}\mathbf{z} \quad (15)$$

식 (15)에서 제어기는 정적 출력 피드백 형태이다. LQ 목적 함수는 식 (5)와 동일한 것을 사용한다. 식 (5)의 목적 함수를 최소화 하는 $\bar{\mathbf{F}}$ 는 해석적으로는 구할 수가 없으므로 진화 전략 방법인 CMA-ES를 이용하여 구한다[10]. 최적의 $\bar{\mathbf{F}}$ 를 구하면 식 (14)의 관계를 이용하여 k_1, k_2, k_3 로부터 PID 게인 k_p, k_i, k_d 를 구할 수 있다.

4. 1 자유도 단순 롤 모델 기반 슬라이딩 모드 제어기

그림 1의 1 자유도 단순 롤 모델에서 롤 각과 롤 각속도를 최소화하기 위한 슬라이딩 평면을 식 (16)과 같이 정의한다. 식 (16)에서 ξ 는 롤 각과 롤 각속도의 상대적인 중요도를 결정하는 상수이다. 식 (16)의 값이 0이 되기 위한 조건은 식 (17)과 같으며 식 (1), (16)과 (17)을 결합하면 식 (18)과 같은 롤 모멘트 제어 입력이 구해진다.

$$s = \dot{\phi} + \xi \cdot \phi \quad (18)$$

$$\dot{s} = -Ks \quad (K > 0) \quad (17)$$

$$M_\phi = -m_h a_y + (C_\phi - I_x \cdot \xi - I_x \cdot K) \dot{\phi} + (K_\phi - m_h g h_c - I_x \cdot K \cdot \xi) \phi \quad (18)$$

III. 요 운동 제어기 설계

요 운동 제어기를 설계할 때에는 그림 3의 2 자유도 자전거 모델을 이용한다. 2 자유도 자전거 모델은 횡방향 운동과 요 방향 운동을 기술하며 운동 방정식은 식 (19)와 같다. 식 (19)에서 d 는 모델 불확실성과 외란 등을 포함하는 항이다.

$$m a_y = m(\dot{v}_y + \gamma v_x) = F_{yf} + F_{yr} \quad (19)$$

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

요 운동 제어기는 운전자의 의지를 나타내는 기준 요율 γ_d 을 차량의 요율 γ 가 추종하도록 하는 제어기이다. 기준 요율 γ_d 는 식 (20)과 같이 정의된다. 식 (20)에서 K_γ 는 정상상태 요 계인, C_f 와 C_r 은 각각 전륜과 후륜의 선회 강성이다. 기준 요율과 차량의 실제 요율의 차이를 식 (22)와 같이 정의하면 요 운동 제어기는 요율 에러 e_γ 를 0이 되게 하는 제어기이다.

$$\gamma_d = \frac{K_\gamma}{\tau s + 1} \delta_f \quad (20)$$

$$K_\gamma = \frac{C_f \cdot C_r \cdot (l_f + l_r) \cdot v_x}{C_f \cdot C_r \cdot (l_f + l_r)^2 + m \cdot v_x^2 \cdot (l_r \cdot C_r - l_f \cdot C_f)} \quad (21)$$

$$e_\gamma = \gamma - \gamma_d \quad (22)$$

1. 2 자유도 자전거 모델 기반 LQR

그림 3의 2 자유도 자전거 모델에 대해 식 (23)과 같은 선형 타이어 모델을 가정하고 식 (19)와 (20)에서 상태-공간 방정식을 유도하면 식 (24), (25)와 같다. 요 운동 제어기는 요율 에러를 줄이는 것이 목적이므로 이를 위한 LQ 목적 함수는 식 (26)과 같다.

$$F_{yf} = -C_f \left(\frac{v_y + l_f \gamma}{v_x} - \delta_f \right), \quad F_{yr} = -C_r \left(\frac{v_y - l_r \gamma}{v_x} \right) \quad (23)$$

$$\mathbf{x}_\gamma \equiv \begin{bmatrix} v_y & \gamma & \gamma_d \end{bmatrix}^T, \quad \mathbf{u}_\gamma \equiv M_B, \quad \mathbf{w}_\gamma \equiv \delta_f \quad (24)$$

$$\dot{\mathbf{x}}_\gamma = \mathbf{A}_\gamma \mathbf{x}_\gamma + \mathbf{B}_1 \mathbf{w}_\gamma + \mathbf{B}_2 \mathbf{u}_\gamma$$

$$= \mathbf{E}_\gamma^{-1} \mathbf{F}_\gamma \mathbf{x}_\gamma + \mathbf{E}_\gamma^{-1} \mathbf{G}_\gamma \mathbf{w}_\gamma + \mathbf{E}_\gamma^{-1} \mathbf{H}_\gamma \mathbf{u}_\gamma$$

$$\mathbf{E}_\gamma = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & I_z & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{F}_\gamma = \begin{bmatrix} \bar{a}_{11} & \bar{a}_{12} & 0 \\ \bar{a}_{21} & \bar{a}_{22} & 0 \\ 0 & 0 & -\tau^{-1} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{G}_\gamma = \begin{bmatrix} C_f \\ l_f C_f \\ K_\gamma \tau^{-1} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{H}_\gamma = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (25)$$

$$\bar{a}_{11} = -\frac{C_f + C_r}{v_x}, \quad \bar{a}_{12} = -\frac{l_f C_f - l_r C_r}{v_x} - m v_x,$$

$$\bar{a}_{21} = -\frac{l_f C_f - l_r C_r}{v_x}, \quad \bar{a}_{22} = -\frac{l_f^2 C_f + l_r^2 C_r}{v_x}$$

$$J_\gamma = \int_0^\infty (\rho_1 e_\gamma^2 + \rho_2 \dot{a}_\gamma^2 + \rho_3 M_B^2) dt \quad (26)$$

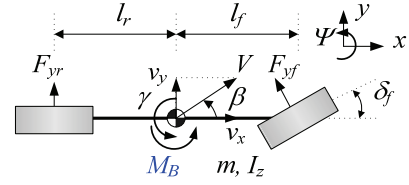


그림 3. 2 자유도 자전거 모델.

Fig. 3. 2-DOF bicycle model.

LQR은 식 (26)의 LQ 목적 함수가 최소가 되도록 하는 전 상태 피드백 제어기 $\mathbf{u}_\gamma = -\mathbf{K}\mathbf{x}_\gamma$ 의 제어기 계인 \mathbf{K} 를 구하는 것이다.

2. 2 자유도 자전거 모델 기반 PID 제어기

식 (25)의 상태-공간 방정식은 앞서 제시한 방법과 동일하게 식 (15)와 같은 PID 제어기 형태의 정적 출력 피드백 제어기로 표현 가능하다. 다만 차이가 있다면 센서 출력값 y 가 요 운동 제어에서는 식 (22)로 표현되므로 식 (27)과 같이 \mathbf{C}_γ 가 \mathbf{C}_y 로 바뀌게 된다. 이를 이용하여 롤 운동 제어에서의 PID 제어기 설계와 동일한 방식으로 식 (26)의 LQ 목적 함수를 최소화하는 PID 계인을 구할 수 있다.

$$y = e_\gamma = \mathbf{C}_\gamma \mathbf{x}_\gamma = \begin{bmatrix} 0 & 1 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_y & \gamma & \gamma_d \end{bmatrix}^T \quad (27)$$

3. 2 자유도 자전거 모델 기반 슬라이딩 모드 제어기

식 (19)에서 외란 d 는 0으로 가정한다. 식 (22)의 요율 에러가 0이 되기 위해서는 식 (28)의 조건을 만족하면 된다. 식 (19)과 (28)을 결합하면 요율 에러가 0이 되기 위한 제어 입력 M_B 은 식 (29)와 같이 구해진다.

$$\dot{e}_\gamma = -K e_\gamma \quad (K > 0) \quad (28)$$

$$M_B = I_z \cdot \dot{\gamma}_d - l_f F_{yf} + l_r F_{yr} - I_z \cdot K \cdot (\gamma - \gamma_d) \quad (29)$$

4. 2 자유도 자전거 모델 기반 시간 지연 제어기

식 (19)에서 외란 d 는 0이 아니라고 가정한다. 앞 절과 동일한 방식으로 요율 에러가 0이 되게 하는 제어 입력을 구하면 식 (30)과 같다. 여기서 d 를 구하기 위해 현재의 시점 t 에서 바로 앞 단계 ($t-t_s$)에서의 값들을 이용하면 d 의 추정치 \hat{d} 는 식 (31)과 같이 구해진다. 여기서 t_s 는 샘플링 주기이다.

$$M_B = I_z \cdot \dot{\gamma}_d - l_f F_{yf} + l_r F_{yr} - I_z \cdot K \cdot (\gamma - \gamma_d) - d \quad (30)$$

$$\hat{d}(t) = -M_B(t-t_s) + I_z \dot{\gamma}(t-t_s) - l_f F_{yf}(t-t_s) + l_r F_{yr}(t-t_s) \quad (31)$$

5. 최적 요 모멘트 분배

앞서 구해진 제어 요 모멘트 M_B 는 각 차륜의 제동력 또는 타이어 힘으로 분배되어야 한다. 이를 위해서 최적 요 모멘트 분배 방법을 사용한다.

그림 4는 제어 요 모멘트와 타이어 힘 사이의 관계를 보여 준다. 제어 요 모멘트가 양인 경우 제어 요 모멘트와 타이어 힘 사이의 관계는 식 (32)와 같다. 최적화의 목적 함수를 각각 식 (33), (34)와 같이 정의한다. 이 문제는 2차 목적 함수 (33)과 등식 제한조건 (32)를 가지는 최적화 문제이다. 라그랑지 승수 방법을 이용하면 식 (35)와 같이 해석적으로 최적해를

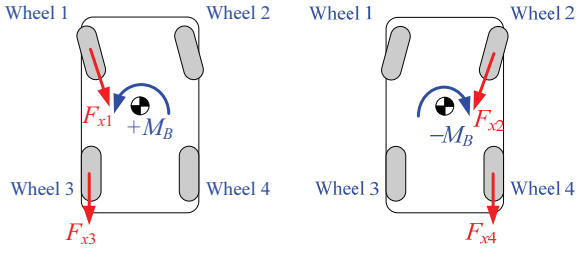


그림 4. 제어 요 모멘트와 타이어 힘 사이의 관계.
Fig. 4. Relationship between the control yaw moment and tire forces.

구할 수 있다. 이렇게 구해진 최적 타이어 힘은 식 (36)과 같은 방식으로 제동 압력으로 변환된다. 제어 요 모멘트가 음인 경우에도 이와 유사한 방법으로 타이어 힘 F_{x2} 와 F_{x4} 를 구할 수 있다.

$$\underbrace{\begin{bmatrix} -\frac{t}{2}\cos\delta_f + l_f\sin\delta_f & -\frac{t}{2} \\ & \end{bmatrix}}_{\mathbf{H}} \underbrace{\begin{bmatrix} F_{x1} \\ F_{x3} \end{bmatrix}}_{\mathbf{q}} = M_B \quad (32)$$

$$J_y = \frac{F_{x1}^2}{F_{z1}^2} + \frac{F_{x3}^2}{F_{z3}^2} = \mathbf{q}^T \mathbf{W} \mathbf{q} \quad (33)$$

$$\mathbf{W} = \text{diag}\left(\frac{1}{F_{z1}^2}, \frac{1}{F_{z3}^2}\right) \quad (34)$$

$$\mathbf{q}_{opt} = \mathbf{W}^{-1} \mathbf{H}^T (\mathbf{H} \mathbf{W}^{-1} \mathbf{H}^T)^{-1} M_B \quad (35)$$

$$P_{Bi} = \frac{r}{K_B} \cdot F_{xi} \quad (i=1,2,3,4) \quad (36)$$

IV. 시뮬레이션

설계된 요 및 롤 운동 제어기들의 차량 전복 방지 성능을 검증하기 위해 차량 시뮬레이션 패키지 CarSim에서 시뮬레이션을 수행한다.

시뮬레이션에 사용된 조향 입력은 차량 전복 시험에 사용되는 fishhook 조향이며 최대 조향각은 221 deg이다. 차량의 초기 속도는 80km/h이며 타이어-노면 마찰계수는 0.85이고 정속 유지를 위한 제어는 하지 않는다. 시뮬레이션 시간은 10초이다. 차량 모델은 CarSim에서 제공하는 소형 SUV 모델이며 차량 모델의 파라미터는 표 1과 같다.

앞서 설계한 4개의 요 운동 제어기와 4개의 롤 운동 제어기를 각각 한 개씩 결합하여 시뮬레이션을 수행한다. 표 2, 3, 그리고 4는 각 제어기의 결합에 따른 최대 롤 각, 최대 요율 에러, 그리고 시뮬레이션 종료시 종방향 속도를 보여 준다. 각 표에서 상단 첫번째 줄은 롤 운동 제어기를, 왼쪽 첫번째 열은 요 운동 제어기를 나타낸다.

표 2에서 보듯이 롤 운동 제어기는 SMC, 요 운동 제어기는 TDC가 가장 좋은 롤 운동 제어 성능을 보이는 것을 알 수 있다. 이 둘 모두 비선형 제어기이다. 비선형 제어기가 더 좋은 성능을 보이는 것은 선형 제어기에 비해 더 큰 제어 입력을 가할 수 있기 때문이다. 실제로 표 2에서 보듯이 요 운동 제어기에서 SMC와 TDC는 유사한 성능을 보인다.

표 3에서 보듯이 롤 운동 제어기는 LQ SOF, 요 운동 제어기는

표 1. CarSim에서 제공하는 소형 SUV 모델의 파라미터.

Table 1. Parameters of small SUV model in CarSim.

m	1146.6 kg	h_s	0.5 m
m_s	984.6 kg	C_f	39041 N/rad
I_x	442 kg·m ²	C_r	64119 N/rad
I_z	1302 kg·m ²	C_ϕ	9803 N·s/m
l_f	0.88 m	K_ϕ	62597 N/m
l_r	1.32 m	v_x	60 km/h

표 2. 각 제어기의 결합에 따른 최대 롤 각(deg).

Table 2. Maximum roll angle error for each controller combination.

Yaw\Roll	LQR	LQ SOF	SMC	PID
LQR	2.1	1.9	1.5	1.8
TDC	2.0	1.8	1.5	1.5
SMC	2.0	1.8	1.6	1.5
PID	2.1	1.9	1.5	1.6

표 3. 각 제어기의 결합에 따른 최대 요율 에러(deg/s).

Table 3. Maximum yaw rate error for each controller combination.

Yaw\Roll	LQR	LQ SOF	SMC	PID
LQR	10.5	7.4	7.2	7.5
TDC	5.8	5.0	6.0	7.6
SMC	7.8	5.7	6.5	7.1
PID	11.4	7.0	7.8	8.4

표 4. 각 제어기의 결합에 따른 종속도(km/h).

Table 4. Maximum final velocity for each controller combination.

Yaw\Roll	LQR	LQ SOF	SMC	PID
LQR	17.4	18.6	17.7	16.8
TDC	23.8	25.0	23.8	23.0
SMC	24.9	25.7	24.6	25.6
PID	13.4	20.1	19.7	19.4

TDC가 가장 좋은 요 운동 제어 성능을 보이는 것을 알 수 있다. 표 2과 3에서 모두 요 운동 제어기는 TDC가 가장 좋다. 기존의 연구 결과와 동일하게 롤 운동 제어기는 요 운동 제어에 영향을 미치지 못하며 요 운동 제어기는 비선형 제어기가 더 좋은 성능을 보임을 알 수 있다[7].

시뮬레이션 종료시 차량의 종속도는 어느 정도의 제동력이 가해졌는지를 나타낸다. 즉, 큰 제동 입력이 가해지면 차량의 속도가 감소한다. 표 4에서 보듯이 롤 운동 제어기는 LQ SOF, 요 운동 제어기는 SMC일 때가 가장 적은 제동력을 사용함을 알 수 있다. 다만 기존의 연구에서 밝혀 졌듯이 롤 운동 제어기는 차량의 속도와 제동 입력에 영향을 미치지 않음을 알 수 있다[7]. 요 운동 제어기를 살펴 보면 비선형 제어기인 SMC와 TDC가 유사한 성능을 보임을 알 수 있다.

V. 결론

본 논문에서는 차량의 전복을 방지하기 위해 요 운동 제어기와 롤 운동 제어기를 독립적으로 설계하였고 CarSim에서 시뮬레이션을 수행하여 이들을 결합한 제어기의 성능을 비교하였다. 시뮬레이션 결과 요 운동 제어기는 시간지연 제어기가, 롤 운동 제어기는 LQ SOF를 적용한 제어기가 가장 좋은

성능을 보였다. 또한 PID와 LQR과 같은 선형 제어기에 비해 슬라이딩 모드 제어기와 시간지연 제어기와 같은 비선형 제어기가 더 좋은 성능을 보였다.

REFERENCES

- [1] National Highway Traffic Safety Administration., "Motor vehicle traffic crash injury and fatality estimates, 2002 early assessment," NCSA (National Center for Statistics and Analysis) Advanced Research and Analysis, 2003.
- [2] B. Chen and H. Peng, "Differential-braking-based rollover prevention for sports utility vehicles with human-in-the-loop evaluations," *Vehicle System Dynamics*, vol. 36, no. 4-5, pp. 359-389, 2001.
- [3] 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.
- [4] J. Yoon, K. Yi, and D. Kim, "Rollover index-based rollover mitigation system," *International Journal of Automotive Technology*, vol. 7, no.7, pp. 821-826, 2006.
- [5] S. Yim, Y. Park, and K. Yi, "Design of active suspension and electronic stability control for rollover prevention," *International Journal of Automotive Technology*, vol. 11, no. 2, pp. 147-153, 2010.
- [6] S. Yim, K. Jeon, and K. Yi, "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, 2012.
- [7] S. Yim, C. W. Yim, and M.-H. Oh, "An investigation into the structures of linear quadratic controllers for vehicle rollover prevention," *Proc. of IMechE, Part D, Journal of Automobile Engineering*, vol. 227, no. 4, pp. 472-480, 2013.
- [8] Mechanical Simulation Corporation, *CarSim User Manual*, Version 5, 2001.
- [9] A. E. Bryson and Y. C. Ho, *Applied Optimal Control*, New York: Hemisphere, 1975.
- [10] N. Hansen, S. D. Muller, and P. Koumoutsakos, "Reducing the time complexity of the derandomized evolution strategy with covariance matrix adaptation (CMA-ES)," *Evolutionary Computation*, vol. 11, no. 1, pp. 1-18, 2003.
- [11] F. Zheng, Q.-G. Wang, and T. H. Lee, "On the design of multivariable PID controllers via LMI approach," *Automatica*, vol. 38, pp. 517-526, 2002.



임 성 진

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