

# 승차감 향상과 차량 전복 방지를 위한 능동 롤 제어기의 성능 비교

## Comparison among Active Roll Controllers for Rollover Prevention and Ride Comfort Enhancement

임 성 진\*  
(Seongjin Yim<sup>1,\*</sup>)

<sup>1</sup>Department of Mechanical and Automotive Engineering, Seoul National University of Science and Technology

**Abstract:** This paper presents a comparison among three types of approaches to an ARC (Active Roll Control) with an AARB(Active Anti-Roll Bar) for a vehicle system. Lateral acceleration and road profile are considered as disturbance. The ARC is designed with an LQ SOF (Linear Quadratic Static Output Feedback) control,  $H_\infty$  control and SMC (Sliding Mode Control). These approaches are compared in terms of rollover prevention and ride comfort. For comparison, Bode plot analysis based on linear model and frequency response analysis based on CarSim simulation are performed.

**Keywords:** active roll control, active anti-roll bar, linear quadratic static output feedback control,  $H_\infty$  control, sliding mode control

### I. 서론

차량의 롤 운동을 야기시키는 두 가지 근원은 횡가속도와 노면 입력이다. 운전자의 조향 또는 횡풍에 의해 만들어지는 횡가속도는 1 Hz 이하의 주파수로 차량의 롤 운동을 만들어 내며 노면 입력은 1 Hz 이상의 주파수로 롤 운동을 만들어 낸다. 능동 롤 제어(ARC: Active Roll Control)는 이 두 가지 외란에 대해 차량의 롤 운동을 제어하기 위해 개발되었다. ARC에는 두 가지 목적이 있다. 하나는 노면 입력에 대한 승차감으로서 롤 각가속도와 롤 각을 줄이는 것이며 다른 하나는 횡가속도에 대한 차량 전복 방지로서 롤 각과 현가장치 변위를 줄이는 것이다. 이 두 가지 목적은 외란 억제 문제(disturbance attenuation problem)로 표현될 수 있다.

일반적으로, ARC에 사용되는 구동기로는 능동 현가장치와 능동 안티롤바(AARB: Active Anti-Roll Bar)가 있다. 능동 현가장치는 차량의 수직, 롤, 피치 운동을 제어할 수 있지만 4륜 차량의 경우 4개의 장치가 필요하게 되어 설치 비용이 상승하고 많은 에너지 소모한다. 이에 비해 AARB는 능동 현가장치에 비해 비교적 저렴한 비용과 적은 에너지로 차량의 롤 운동을 제어할 수 있다. 하지만 AARB는 차량의 수직 운동을 제어하지는 못한다[1]. 본 논문에서는 차량의 롤 운동을 제어하는 ARC를 비교하는 것이 목적이므로 롤 모멘트를 만들어 내는 구동기로 AARB를 선택한다.

AARB를 이용한 ARC는 횡가속도에 의해 발생하는 차량의 롤 각을 줄임으로써 승차감을 향상시키는데 이용되어져 왔다[2]. 기존의 연구에서는 상용 견인차량에 대해 횡가속도 기반 PD 제어[3], LQG-LTR 제어[4,5] 등의 방법이 적용되었다.

또 다른 연구로서 승차감 향상 이외에 차량 전복 방지에 ARC가 이용되었다[6,7]. 차량의 전복은 과도한 횡가속도에 의해 발생하므로 ARC는 횡가속도가 차량의 롤 운동에 미치는 영향을 줄이기 위해 설계되었다. 이러한 ARC는 차량 전복을 방지하는 데에 우수한 성능을 보임에도 불구하고 차량의 횡방향 안정성을 잃게 만들기 때문에 반드시 자세 제어 장치(ESC: Electronic Stability Control)와 결합되어 사용되어야 한다[7].

횡가속도 외란에 대한 외란 억제 문제로서 차량 전복 방지를 위한 ARC를 설계하기 위해 다양한 방법들이 적용되어져 왔다. 가장 대표적인 방법은 LQ SOF 제어와  $H_\infty$  제어이다. 하지만 차량 전복 방지를 위해 설계된 ARC를 노면 입력에 대한 승차감의 관점에서 평가한 연구는 없었다. 따라서 본 논문에서는 기존의 연구에서 차량 전복 방지를 위해 설계된 제어기들, 즉 LQ SOF 제어,  $H_\infty$  SOF 제어, 그리고 슬라이딩 모드 제어를 적용하여 설계된 ARC를 노면 입력에 대한 승차감의 관점에서 비교한다. 세 가지 제어 방법을 비교하기 위해 각 방법으로 제어기를 설계한 후 Bode 선도 해석과 차량 시뮬레이션 패키지인 CarSim에서의 시뮬레이션을 수행한다[8].

본 논문의 구성은 다음과 같다. II 장에서는 차량 모델을 구성하고 LQ SOF,  $H_\infty$  SOF 제어, 그리고 슬라이딩 모드 제어를 적용하여 ARC를 설계한다. III 장에서는 설계된 제어기를 검증하기 위해 Bode 선도 해석과 시뮬레이션을 수행한다. IV 장에서는 결론을 맺는다.

### II. ARC 설계

ARC를 설계하기 위해 두 가지 차량 모델을 구성하고 이 모델들에 LQ SOF 제어,  $H_\infty$  SOF 제어, 그리고 슬라이딩 모드 제어 이론을 적용하여 제어기를 설계한다.

#### 1. 차량 모델

본 논문에서는 LQ SOF 제어와  $H_\infty$  SOF 제어를 적용할 때

\* Corresponding Author

Manuscript received April 28, 2014 / revised May 21, 2014 / accepted May 26, 2014

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

※ 본 연구는 서울과학기술대학교의 지원에 의하여 연구되었음.

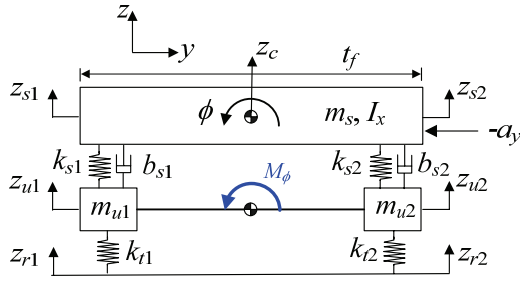


그림 1. 4자유도 1/2 롤 평면 모델.  
Fig. 1. 4-DOF roll plane model.

에는 4자유도 1/2 평면 롤 모델을, 그리고 슬라이딩 모드 제어를 적용할 때에는 1자유도 롤 모델을 이용한다. 각 모델에서 제어 입력, 즉 롤 모멘트를 만들어 내는 구동기는 AARB이다.

그림 1은 4자유도 1/2 롤 평면 모델을 보여 준다[7]. 이 모델에서 롤 모멘트  $M_\phi$ 는 제어 입력으로서 AARB에 의해 만들어지는 모멘트이다. 롤 모멘트에 의해 현가장치에 가해지는 힘  $f_c$ 는 식 (1)과 같이 계산되며  $f_c$ 에 의해 현가장치에 작용하는 힘  $f_1$ 과  $f_2$ 는 식 (2)와 같이 계산된다. 4자유도 롤 평면 모델의 운동 방정식은 식 (3)과 같이 구해지며 이 식을 정리하면 식 (4)와 같이 상태공간 방정식이 얻어진다[7]. 식 (4)에서 알 수 있듯이 외란은 횡가속도  $a_y$ 와 노면 입력  $z_{r1}, z_{r2}$ 이다.

$$f_c = \frac{2M_\phi}{t_f} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} f_1 &= -k_{s1}(z_{s1} - z_{u1}) - b_{s1}(\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{u1}) - f_c \\ f_2 &= -k_{s2}(z_{s2} - z_{u2}) - b_{s2}(\dot{z}_{s2} - \dot{z}_{u2}) + f_c \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} M \cdot \ddot{z}_c &= f_1 + f_2 \\ I_x \cdot \ddot{\phi} &= -\frac{t_f}{2} \cdot f_1 + \frac{t_f}{2} \cdot f_2 + m_s \cdot h_s \cdot a_y \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{z}_{u1} &= -f_1 - k_{r1}(z_{u1} - z_{r1}) \\ m_2 \ddot{z}_{u2} &= -f_2 - k_{r2}(z_{u2} - z_{r2}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{w} + \mathbf{B}_2\mathbf{u} \\ \mathbf{x} &\equiv [\mathbf{z} \quad \dot{\mathbf{z}}]^T, \quad \mathbf{z} \equiv [z_c \quad \phi \quad z_{u1} \quad z_{u2}]^T \\ \mathbf{w} &\equiv [z_{r1} \quad z_{r2} \quad a_y]^T \\ \mathbf{u} &\equiv M_\phi \end{aligned} \quad (4)$$

그림 2는 1자유도 롤 모델을 보여 준다[9]. 이 모델의 운동 방정식은 식 (5)와 같다. 이 모델에서 롤 운동을 만들어내는 외란은 횡가속도  $a_y$ 이다.

$$I_x \ddot{\phi} + C_\phi \dot{\phi} + K_\phi \phi - m_s h_s a_y - m_s g h_s \phi = M_\phi \quad (5)$$

2. LQ SOF 제어 이론을 이용한 ARC 설계

차량 전복 방지를 위한 LQ 목적 함수는 식 (6)과 같다. 식 (6)에서  $\rho_i$ 는  $\rho_i = 1/\eta_i^2$ 로 정의되며  $\eta_i$ 는 각 항마다 허용되는 최대값이다[10]. 표 1은 세 가지 경우에 대해 설정한 가중치를 보여 준다[7]. CASE1은 수직 가속도와 롤가속도를 최소화하여 승차감을 강조한 경우이고 CASE2는 롤각과 롤가속도를 최소화하는 경우이며 CASE3는 현가장치 변위와 타이어

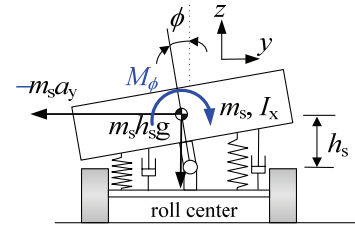


그림 2. 1 자유도 롤 모델.  
Fig. 2. 1-DOF roll model.

표 1. LQ 목적 함수의 가중치.

Table 1. Weights in LQ objective function.

	CASE1	CASE2	CASE3
$\eta_1$ (m/s <sup>2</sup> )	3	10	10
$\eta_2$ (rad/s <sup>2</sup> )	1	20	20
$\eta_3$ (deg)	10	0.5	10
$\eta_4$ (deg/s)	50	2	50
$\eta_5$ (m)	0.2	0.2	0.002
$\eta_6$ (m)	0.2	0.2	0.002
$\eta_7$ (N)	1000	1000	1000

변형을 최소화하는 경우이다.

일반적으로 승차감을 위해서는 CASE1과 같이 수직 가속도와 롤 각을 줄여야 한다. 하지만 이 경우 차량의 전복을 방지할 수 없다. 차량 전복 방지를 위해서는 횡가속도가 롤 운동에 미치는 영향을 억제해야 한다. 이를 위해서는 CASE3에서와 같이 현가장치 변위와 타이어 변형을 줄여야 한다[7]. 하지만, 이 경우 승차감을 저하된다. 이 두 가지 경우를 적절히 절충한 경우가 CASE2이다[7]. 이러한 사실을 반영하여 LQ 목적 함수의 가중치는 CASE2로 설정하였다.

$$J = \int_0^\infty \left\{ \begin{aligned} &\rho_1 \dot{z}_c^2 + \rho_2 \dot{\phi}^2 + \rho_3 \phi^2 + \rho_4 \dot{\phi}^2 \\ &+ \rho_5 (z_{s1} - z_{u1})^2 + \rho_5 (z_{s2} - z_{u2})^2 \\ &+ \rho_6 z_{u1}^2 + \rho_6 z_{u2}^2 + \rho_7 u^2 \end{aligned} \right\} dt \quad (6)$$

일반적으로 LQR의 전상태 피드백은 모든 상태를 계측해야 하므로 현실적으로 적용이 매우 어렵다. 따라서 ARC를 설계하기 위해 계측 가능한 센서 신호만을 피드백에 이용하는 LQ SOF 제어를 적용한다. LQ SOF 제어는 식 (6)의 LQ 목적 함수가 최소가 되도록 하는 정적 출력 피드백 제어기  $\mathbf{u} = \mathbf{K}\mathbf{y} = \mathbf{K}\mathbf{C}\mathbf{x}$ 의 제어기 게인  $\mathbf{K}$ 를 구하는 것이다[11].

본 논문에서 센서 출력  $\mathbf{y}$ 는 롤 각속도, 현가장치 변위, 현가장치 속도로서 식 (7)과 같이 상태 변수  $\mathbf{x}$ 로부터 얻어진다.

$$\begin{aligned} \mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} &= [\dot{\phi} \quad (z_{s1} - z_{u1}) \quad (z_{s2} - z_{u2}) \quad (\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{u1}) \quad (\dot{z}_{s2} - \dot{z}_{u2})]^T \\ &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & -0.5t_f & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0.5t_f & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -0.5t_f & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0.5t_f & 0 & -1 \end{bmatrix} \mathbf{x} \end{aligned} \quad (7)$$

식 (6)의 LQ 목적 함수를 정리하면 식 (8)과 같이 표현할 수 있다. 식 (8)의 LQ 목적 함수를 최소로 하는  $\mathbf{K}$ 를 구하는

문제는 식 (9)와 같이 표현된다. 이 문제의 해는 해석적으로는 구할 수가 없으므로 진화 전략 방법인 CMA-ES를 이용하여 구한다[12].

$$J = \int_0^{\infty} \{ \mathbf{x}^T \mathbf{Q} \mathbf{x} + \mathbf{u}^T \mathbf{N}^T \mathbf{x} + \mathbf{x}^T \mathbf{N} \mathbf{u} + \mathbf{u}^T \mathbf{R} \mathbf{u} \} dt \quad (8)$$

$$\min_{\mathbf{K}} J = \frac{1}{2} \text{trace}(\mathbf{P}) \quad (9)$$

$$s.t. \quad (\mathbf{A} + \mathbf{B}_2 \mathbf{K} \mathbf{C})^T \mathbf{P} + \mathbf{P} (\mathbf{A} + \mathbf{B}_2 \mathbf{K} \mathbf{C}) + \mathbf{Q} + \mathbf{C}^T \mathbf{K}^T \mathbf{N}^T + \mathbf{N} \mathbf{K} \mathbf{C} + \mathbf{C}^T \mathbf{K}^T \mathbf{R} \mathbf{K} \mathbf{C} = \mathbf{0}$$

3.  $H_{\infty}$  제어 이론을 이용한 ARC 설계

$H_{\infty}$  제어 이론은 외란 억제 문제를 풀기 위해 가장 자주 사용되는 방법이다. 식 (10)에서 보는 바와 같이  $H_{\infty}$  노음  $\gamma$ 는 단위 에너지를 가지는 외란에 대한 출력 에너지의 비율을 나타내며  $H_{\infty}$  제어는  $H_{\infty}$  노음  $\gamma$ 를 최소화하는 제어기이다. 본 논문에서는 전상태 피드백의 문제를 피하기 위해 정적 출력 피드백(SOF) 제어기  $\mathbf{u} = \mathbf{K} \mathbf{y} = \mathbf{K} \mathbf{C} \mathbf{x}$ 를 이용한다.  $H_{\infty}$  SOF 제어는  $H_{\infty}$  노음  $\gamma$ 를 최소화하는  $\mathbf{K}$ 를 구하는 문제이다.

$$\frac{\int_0^{\infty} \|\mathbf{z}(t)\|^2 dt}{\int_0^{\infty} \|\mathbf{w}(t)\|^2 dt} = \frac{\int_0^{\infty} \{ \mathbf{x}^T \mathbf{Q} \mathbf{x} + \mathbf{u}^T \mathbf{N}^T \mathbf{x} + \mathbf{x}^T \mathbf{N} \mathbf{u} + \mathbf{u}^T \mathbf{R} \mathbf{u} \} dt}{\int_0^{\infty} \mathbf{w}^T \mathbf{w} dt} \leq \gamma^2 \quad (10)$$

$H_{\infty}$  SOF 제어 문제를 풀기 위해 아래와 같이 Gadewadikar 이 제안한 방법을 사용한다[13].

**Step 1:** 초기화:  $k=0$ 으로,  $\mathbf{L}_0 = \mathbf{0}$ 으로 설정하고  $\gamma, \mathbf{Q}, \mathbf{N}, \mathbf{R}$ 의 값을 선택한다.

**Step 2:**  $k$ 번째 반복에서 식 (11)을 풀어서  $\mathbf{P}_k$ 를 구한다.

$$\mathbf{A}^T \mathbf{P}_k + \mathbf{P}_k \mathbf{A} + \mathbf{Q}_k + \frac{1}{\gamma^2} \mathbf{P}_k \mathbf{B}_1 \mathbf{B}_1^T \mathbf{P}_k - \mathbf{P}_k \mathbf{B}_2 \mathbf{R} \mathbf{B}_2^T \mathbf{P}_k + \mathbf{L}^T \mathbf{R}^{-1} \mathbf{L} = \mathbf{0} \quad (11)$$

식 (12)와 같이  $\mathbf{P}_k$ 를 이용하여  $\mathbf{K}_{k+1}$ 과  $\mathbf{L}_{k+1}$ 을 구한다.

$$\mathbf{K}_{k+1} = \mathbf{R}^{-1} (\mathbf{B}_2^T \mathbf{P}_k + \mathbf{L}_k) \mathbf{C}^T (\mathbf{C} \mathbf{C}^T)^{-1} \quad (12)$$

$$\mathbf{L}_{k+1} = \mathbf{R} \mathbf{K}_{k+1} \mathbf{C} - \mathbf{B}_2^T \mathbf{P}_k$$

**Step 3:** 수렴 체크: 만약  $\mathbf{K}_{k+1}$ 과  $\mathbf{K}_k$ 이 서로 근접한다면 Step 4로 간다. 그렇지 않으면  $k=k+1$ 로 설정하고 Step 2로 간다.

**Step 4:** 종료:  $\mathbf{K} = \mathbf{K}_{k+1}$ 로 설정한다.

일반적으로  $H_{\infty}$  제어에서  $\gamma$ 를 최소화하는 제어기를 설계하면 매우 큰 제어 입력을 필요로 하게 된다. 따라서 위의 방법으로  $\gamma$ 의 최소값을 구한 후에 실제 제어기 설계에서는  $\gamma$  값을 최소값보다 20% 크게 설정하여 준최적  $H_{\infty}$  SOF 제어기를 설계한다.

4. 슬라이딩 모드 제어를 이용한 ARC 설계

그림 2의 1자유도 롤 모델에서 롤 각과 롤 각속도를 최소화하기 위한 슬라이딩 평면을 식 (13)과 같이 정의한다. 식

(13)에서  $\xi$ 는 롤 각과 롤 각속도의 상대적인 중요도를 결정하는 상수이다. 식 (13)의 값이 0이 되기 위한 조건은 식 (14)와 같으며 식 (5), (13)과 (14)를 결합하면 식 (15)과 같은 롤 모멘트 제어 입력이 구해진다. 식 (15)의 특별한 점은 앞서 구한 LQ SOF 제어기나  $H_{\infty}$  SOF 제어기와 다르게 헝가장치 변위가 필요하지 않으며 롤 각과 롤 각속도 이외에 헝가속도에 대한 앞먹임항  $-m_s h_s a_y$ 가 존재한다는 것이다[9].

$$s = \dot{\phi} + \xi \cdot \phi \quad (13)$$

$$\dot{s} = -Ks \quad (K > 0) \quad (14)$$

$$M_{\dot{\phi}} = -m_s h_s a_y + (C_{\dot{\phi}} - I_x \cdot \xi - I_x \cdot K) \dot{\phi} + (K_{\dot{\phi}} - m_s g h_s - I_x \cdot K \cdot \xi) \phi \quad (15)$$

III. 시뮬레이션

차량 전복 방지와 노면 입력에 대한 승차감의 관점에서 앞서 설계된 LQ SOF 제어기,  $H_{\infty}$  SOF 제어기, 그리고 슬라이딩 모드 제어기의 성능을 비교하기 위해 시뮬레이션을 수행한다.

차량 모델은 차량 시뮬레이션 패키지 CarSim에서 제공하는 소형 SUV 모델이다. 제어기 설계 및 시뮬레이션에 사용한 파라미터는 CarSim에서 구했으며 표 2와 같다[8]. 표 2에서 질량과 관성모멘트는 1/2차량 모델을 사용하므로 각각 본래 값의 1/2로 설정하였다.

1. Bode 선도 해석

표 2에서 주어진 파라미터를 이용하여 식 (4)의 상태공간 방정식을 구성하고 각 제어기에 대해 Bode 선도를 그렸다. Bode 선도에서 입력은 헝가속도  $a_y$ 와 노면 입력  $z_{r1}$ 이며 출력은 롤 각속도, 롤 각속도, 그리고 롤 각이다.

표 3은 헝가속도와 노면 입력에 대해 각 제어기의  $H_{\infty}$  노음을 보여 준다. 표 3에서 보듯이 헝가속도 외란에 대해 롤 각과 롤 각속도는 크게 감소하는 것을 알 수 있다. 따라서 각 제어기들은 차량 전복 방지에는 만족할만한 성능을 보인다. 이에 비해 노면 입력 외란에 대해서는 만족할만한 성능을 보이지 못함을 알 수 있다. 이는 각 제어기들이 차량 전복을

표 2. CarSim에서 제공하는 소형 SUV 모델의 파라미터.

Table 2. Parameters of small SUV model in CarSim.

$m_s$	492.3 kg	$I_x$	220.0 kg·m <sup>2</sup>
$m_{u1}, m_{u2}$	20 kg	$k_{r1}, k_{r2}$	230,000 N/m
$k_{s1}, k_{s2}$	28,721 N/m	$b_{s1}, b_{s2}$	2,000 N·s/m
$h_s$	0.45 m	$t_f$	1.54 m

표 3. 각 외란에 대한 제어기의  $H_{\infty}$  노음.

Table 3.  $H_{\infty}$  norms of each controller for disturbances.

	Passive	LQ SOF	$H_{\infty}$ SOF	SMC
$a_y \rightarrow \phi$	1.23×10 <sup>-2</sup>	5.89×10 <sup>-4</sup>	1.70×10 <sup>-3</sup>	1.30×10 <sup>-3</sup>
$a_y \rightarrow \dot{\phi}$	1.32×10 <sup>-1</sup>	1.76×10 <sup>-2</sup>	1.47×10 <sup>-2</sup>	2.23×10 <sup>-2</sup>
$a_y \rightarrow \ddot{\phi}$	1.63	1.56	1.07	3.08
$z_{r1} \rightarrow \phi$	1.29	0.68	0.68	0.26
$z_{r1} \rightarrow \dot{\phi}$	14.73	12.13	10.51	16.21
$z_{r1} \rightarrow \ddot{\phi}$	764.65	1050.02	75.11	1026.33

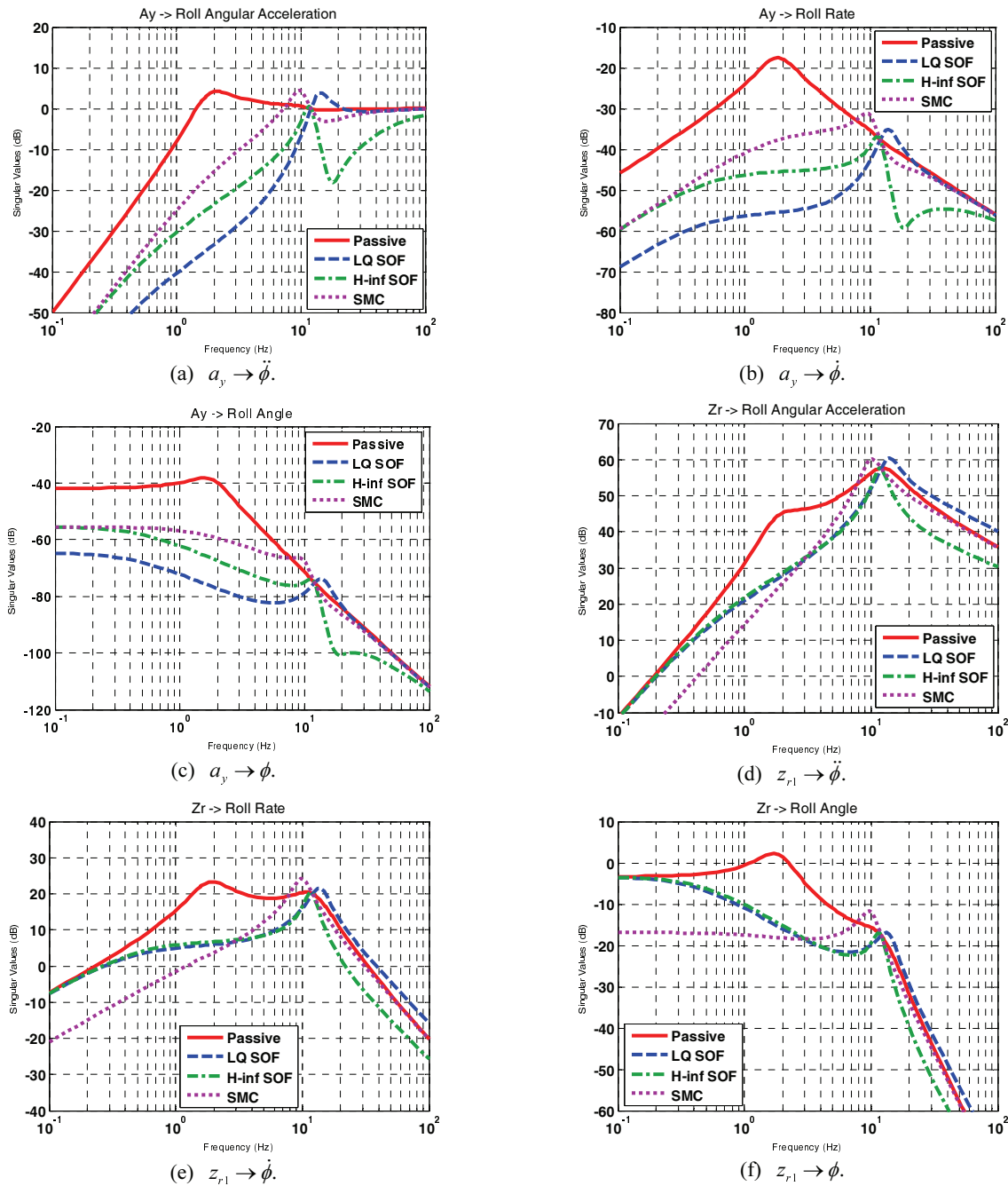


그림 3. 각 제어기에 대한 Bode 선도.

Fig. 3. Bode plots for each controller.

방지하기 위해 설계되었으며 따라서 1 Hz 이상의 주파수로 가해지는 노면 입력 외란에 대해 제대로 된 성능을 보이지 못한다는 것을 의미한다.

그림 3은 횡가속도 외란에 대해 구해진 제어기의 Bode 선도를 보여 준다. 그림 3에서 보듯이 각 제어기들은 횡가속도에 의한 차량 전복을 방지하기 위해 설계되었기 때문에 횡가속도 외란에 대해서는 모든 제어기들이 만족할만한 성능을 보인다. 그 중에서도 LQ SOF가 가장 좋은 제어 성능을 보인다는 것을 알 수 있다. 노면 입력 외란에 대해서는 1 Hz 이하의 외란에 대해서는 SMC가, 1Hz 이상의 외란에 대해서는 LQ SOF 제어와  $H_\infty$  SOF 제어가 유사하게 우수한 성능을

보임을 알 수 있다. 그리고 10Hz 이상의 외란에 대해서는 각 제어기들이 제어하지 않은 경우(passive)에 비해 별 다른 효과가 없음을 알 수 있다.

## 2. CarSim 시뮬레이션

각 제어기의 성능을 검증하기 위해 CarSim에서 시뮬레이션을 수행한다. 첫번째로 횡가속도 외란에 대한 성능을 검증하기 위해 차량 전복 시험에 사용되는 fishhook 조향에 대한 시뮬레이션을 수행한다. 두번째로 노면 입력에 대한 성능을 검증하기 위해 교차-기울기 싸인파와 노면 입력에 대해 시뮬레이션을 수행한다.

첫 번째 시뮬레이션에서는 fishhook 조향에 대한 롤 거동을

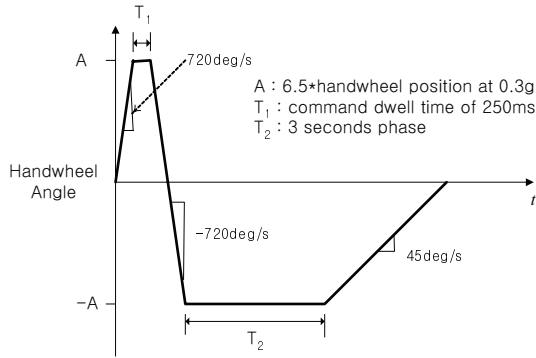
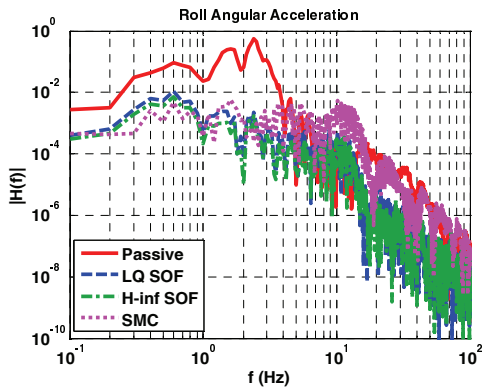
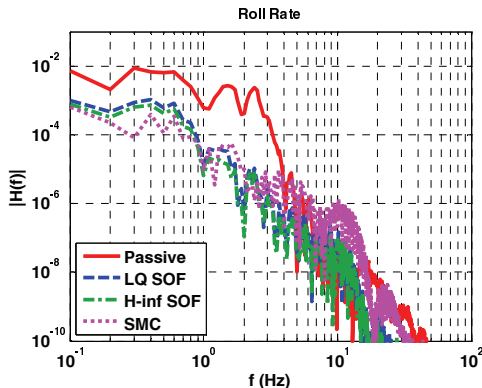


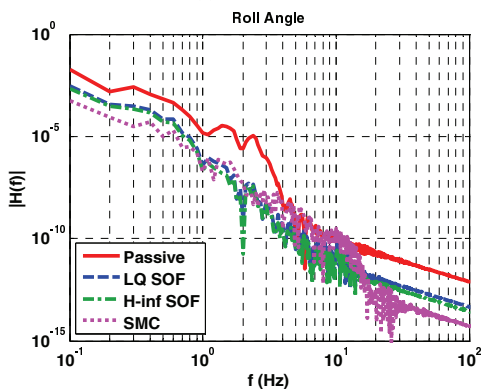
그림 4. Fishhook 조향 입력.  
Fig. 4. Fishhook maneuver input.



(a) Roll angular acceleration.

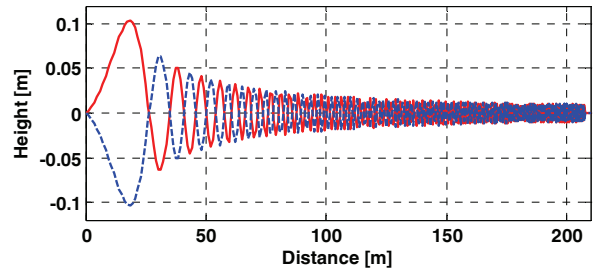


(b) Roll rate.

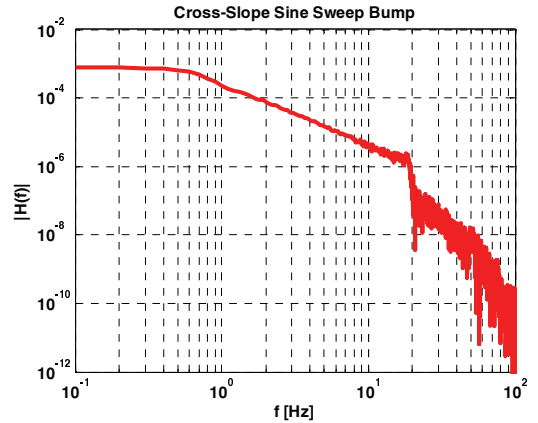


(c) Roll angle.

그림 5. Fishhook 조향에 대한 각 제어기의 시뮬레이션 결과.  
Fig. 5. Simulation results for each controller under fishhook maneuver.



(a) Road profile of cross-slope sine sweep bump.



(b) Frequency response of cross-slope sine sweep bump for vehicle speed of 72 km/h.

그림 6. 교차-기울기 싸인과 노면 입력과 주파수 응답.

Fig. 6. Cross-slope sine sweep bump and its frequency response.

확인한다. 그림 4는 차량 전복 시험에 사용되는 fishhook 조향 입력을 보여 준다[14]. 이 시뮬레이션에서 fishhook 조향의 최대 조향각은 270도이다. 차량의 초기속도는 80km/h이며 타이어-노면 마찰계수는 1.0으로 설정하였다. 차량의 속도를 유지하기 위한 제어는 하지 않는다. ARC를 장착한 차량은 과도한 횡가속도가 작용할 때 횡방향 안정성이 상실되므로 ESC를 장착하였다[15]. AARB는 1차 시스템으로 모델링했으며 시상수는 0.08 sec이다.

그림 5는 fishhook 조향에 대한 각 제어기들의 시뮬레이션 결과에 대한 주파수 특성을 보여 준다. 앞서 Bode 선도 해석에서도 확인하였듯이 각 제어기들은 횡가속도 외란에 대해 차량의 전복을 방지하기 위해 설계되었으므로 1Hz 이하의 저주파 외란에 대해서는 모든 제어기들이 우수한 롤 운동 제어 성능을 보이며 이들 중에서도 SMC 제어기가 가장 우수한 성능을 보임을 알 수 있다.

두 번째 시뮬레이션에 사용되는 노면 입력은 그림 6(a)에서 보는 바와 같이 교차-기울기 싸인과 노면 입력이다[8]. 이 노면 입력은 저주파에서 고주파로 좌우의 높이가 반대로 외란이 가해지기 때문에 차량의 롤 운동에 대한 응답을 확인하는 데 사용된다. 차량의 초기 속도는 72km/h(=20m/s)로 설정하였고 이에 따른 노면 입력의 주파수 응답은 그림 6(b)와 같다. 시뮬레이션에서는 차량의 초기 속도를 유지하도록 제어하였다. AARB는 1 ms의 시상수를 가지는 1차 시스템으로 모델링하였다.

그림 7은 교차-기울기 싸인과 노면 입력에 대해 각 제어기들의 주파수 영역 응답을 보여 준다. 그림 7에서 보듯이 1Hz



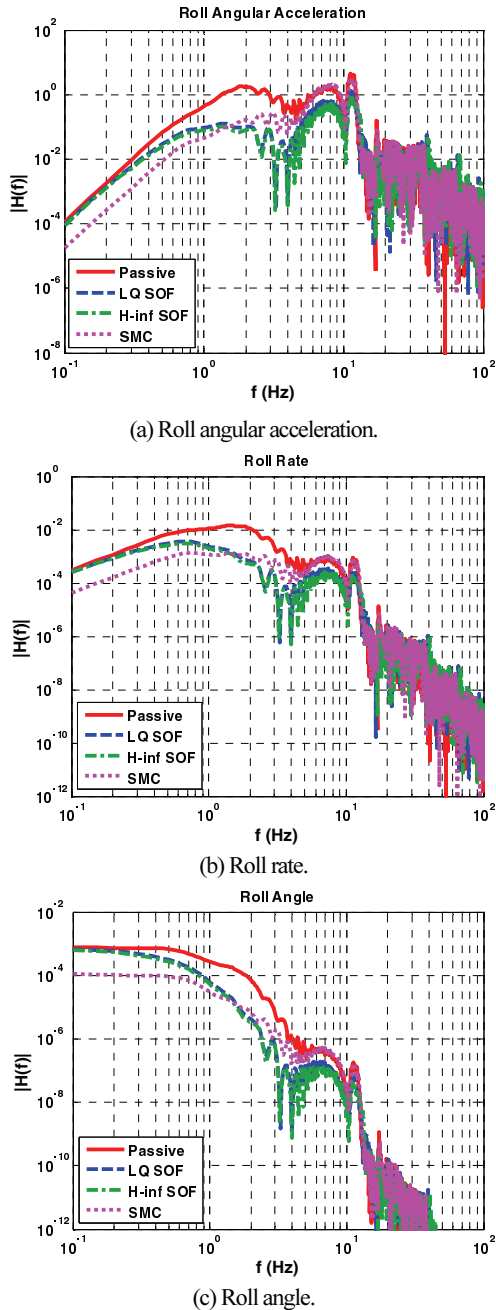


그림 7. 교차-기울기 싸인과 노면 입력에 대한 각 제어기의 시뮬레이션 결과.

Fig. 7. Simulation results for each controller under cross-slope sine-sweep bump.

이상의 영역에서는 LQ SOF 제어기와  $H_\infty$  SOF 제어기가, 1Hz 이하의 영역에서는 SMC 제어기가 우수한 롤 제어 성능을 보임을 알 수 있다. 또한 10Hz 이상의 영역에서는 모든 제어기가 제어하지 않은 경우에 비해 효과가 없음을 알 수 있다. 이러한 결과는 Bode 선도 해석에서 예측된 결과와 동일하다.

IV. 결론

본 논문에서는 차량의 전복을 방지하기 위해 설계된 롤 운동 제어기들에 대해 노면 입력에 대한 롤 제어 성능을 비교하였다. 비교 대상으로서 LQ SOF 제어,  $H_\infty$  SOF 제어와 슬라

이딩 모드 제어를 선택하였고 선형 모델을 기반으로 제어기를 설계하였다. Bode 선도 해석과 CarSim에서의 시뮬레이션을 통해 설계된 제어기들은 횡가속도 외란에 대해 우수한 롤 제어 성능을 보임을 확인하였고 노면 입력에 대한 롤 제어 성능에서는 주파수 영역에 따라 각기 다른 제어기가 우수한 롤 제어 성능을 보임을 확인하였다. 즉, 1Hz 이하의 영역에서는 SMC 제어기가, 그리고 1Hz 이상의 영역에서는 LQ SOF 제어기와  $H_\infty$  SOF 제어기가 승차감을 향상시키는 데에 효과적임을 확인하였다.

REFERENCES

- [1] Y. Mizuta, M. Suzumura, and S. Matsumoto, "Ride comfort enhancement and energy efficiency using electric active stabilizer system," *Vehicle System Dynamics*, vol. 48, no. 11, pp. 1305-1323, 2010.
- [2] R. S. Sharp and D. Pan, "On active roll control for automobiles," *Vehicle System Dynamics*, vol. 20, no. 6, pp. 566-583, 1992.
- [3] R. C. Lin, D. Cebon, and D. J. Cole, "Active roll control of articulated vehicles," *Vehicle System Dynamics*, vol. 26, no. 1, pp. 17-43, 1996.
- [4] D. J. M. Sampson and D. Cebon, "Active roll control of single unit heavy road vehicles," *Vehicle System Dynamics*, vol. 40, no. 4, pp. 229-270, 2003.
- [5] A. J. P. Miede and D. Cebon, "Optimal roll control of an articulated vehicle: theory and model validation," *Vehicle System Dynamics*, vol. 43, no. 12, pp. 867-884, 2005.
- [6] P. Gaspar, Z. Szabo, and J. Bokor, "The design of an integrated control system in heavy vehicles based on an LPV method," *Proc. of the 44th IEEE Conference on Decision and Control*, Seville, Spain, pp. 6722-6727, 2005.
- [7] 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.
- [8] Mechanical Simulation Corporation, *CarSim User Manual* Version 5, 2001.
- [9] S. Yim and K. Yi, "Design of an active roll control system for hybrid four-wheel-drive vehicles," *Proc. of IMechE, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 227, no. 2, pp. 151-163, 2013.
- [10] A. E. Bryson and Y. C. Ho, *Applied Optimal Control*, Hemisphere, New York, 1975.
- [11] W. S. Levine and M. Athans, "On the determination of optimal constant output feed-back gains for linear multivariable systems," *IEEE Transactions on Automatic Control*, vol. 15, no. 1, pp. 44-48, 1970.
- [12] 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.
- [13] J. Gadewadikar, *H-infinity Output-Feedback Control: Application to Unmanned Aerial Vehicle*, Ph.D. Dissertation, The University of Texas at Arlington, 2007.
- [14] National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA), "Testing the dynamic rollover resistance of two 15-passenger vans with multiple load configurations," US Department of

Transportation, 2004.

- [15] S. Yim, "Design of a robust controller for rollover prevention with active suspension and differential braking," *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 26, no. 1, pp. 213-222, 2012.



### 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.