

# 속도감응 강건제어에 의한 롤 운동 특성 개선

김효준\*, 박영필\*\*

## Enhancement of Roll Stability by Speed-Adaptive Robust Control

Hyo Jun Kim\*, Young Pil Park\*\*

### ABSTRACT

This paper presents the design of active roll controller of a vehicle and experimental study using the electric actuating roll control system. Firstly, parameter sensitivity analysis is performed based on 3DOF linear vehicle model. The controller is designed in the frame work of gain-scheduled  $H_{\infty}$  control scheme considering the varying parameters induced by laden and running vehicle condition. In order to investigate a feasibility of an active control system, experimental work is performed using hardware-in-the-loop setup which has been constructed by the devised electric actuating system and the full vehicle model with tire characteristics. The performance is evaluated by experiment using hardware-in-the-loop simulation under the conditions of some steer maneuvers and parameter variations.

**Key Words** : Roll Stability(롤안정성), Robust Control(강건제어), Gain-scheduled  $H_{\infty}$  Control(게인 스케줄  $H_{\infty}$  제어), Hardware-in-the-loop simulation, Electric actuating roll control system(전동식 롤 제어계)

### 1. 서론

자동차의 설계에 있어서 차량의 종방향/횡방향 운동 특성과 관련된 설계 변수들은 조종성능뿐 아니라 급회전(spin out), 전복(rollover)과 같은 동적 안정성(dynamic stability)에도 영향을 주게 되어 차량 성능과 안정성을 고려한 절충이 필요하게 된다.

선회 조향의 경우에는, 횡방향 하중이동(lateral load transfer)으로 인하여 선회 외륜 측으로 모든 하중이 이동하는 불평형 모우먼트 상태가 되는 조건에서 롤 안정성을 상실하게되는데, 차량의 기하학적 제원 및 현가계 특성 등이 이에 영향을 주게 된

다. 롤의 안정성 문제는 자동차뿐 아니라 차폭에 비하여 무게중심의 위치가 높게 위치하며 고속화를 지향하는 철도 차량 부문에서도 고려되어 이를 능동적으로 개선하기 위한 연구 결과가 발표되고 있다.<sup>[1]</sup>

자동차의 롤 특성을 개선하기 위해 수동제어의 개념으로는 롤 안정바(stabilizer bar)를 이용하여 롤 강성을 증가시키는 방안이 적용되지만 승차감에 영향을 주게되므로 절충이 요구된다.<sup>[2]</sup> 또한 그동안 활발히 연구되어온 능동형 현가계의 경우는 제어 성능 면에서 많은 장점을 가지며 롤 운동 개선에도 유리하지만 고가, 큰 소모 동력으로 인

\* 삼척국립대학교 기계·정밀기계·자동차공학부

\*\* 연세대학교 기계·전자 공학부

하여 고성능 군용 차량 등에 제한적으로 적용되고 있다. 이러한 능동형 현가 시스템에 대한 대안으로, 진동 제어용으로 가변형 댐퍼를 이용한 반능동형(semi-active) 현가계와 롤 제어계(ARC : Active Roll Control System)를 채용한 현가 시스템이 제시되고 있다.<sup>[3]</sup> 이들 중에서 차량의 롤 운동 특성을 개선하기 위한 능동 제어의 방식으로는, 차체에 발생하는 롤에 대응되는 롤 모우멘트를 제어하도록 Lin<sup>[4]</sup>은 기존의 롤 안정바에 서보 밸브와 유압 실린더로 구성된 시스템을, Ross-martin<sup>[5]</sup>, Darling<sup>[6]</sup>은 회전형/반회전형(semi-rotary) 유압 작동기(torsional actuator)를 이용하여 횡가속도 피드백 제어를 적용한 연구 결과를 발표하였다.

차량의 롤 운동 제어에 있어서는 실제 차량이 가변적인 조건 하에서 운행되므로 이때 발생하는 차량 파라미터의 변동과 이로 인한 시스템 동특성 변화와, 특히 일반적으로 고정된 값을 갖는 것으로 가정하여 취급된 주행 속도의 영향을 고려한 제어 시스템의 설계가 요구된다.

가변 파라미터를 갖는 시스템에 대한 제어를 설계하는 경우, 변동하는 파라미터의 구간을 몇 개의 영역으로 나누어 제어기 계인을 선택적으로 바꾸어 주거나, 각각의 구간에 대해 선형화된 시스템을 기반으로 제어기를 각각 설계하고, 파라미터값에 따라 해당 제어기를 switching하는 방안을 고려할 수 있으나, 이러한 기법은 파라미터의 가능한 모든 궤적에 대하여 만족할만한 성능과 강건성을 보장할 수 없다는 문제가 있다<sup>[7]</sup>. Packard<sup>[8]</sup>는 변동 파라미터를 실시간으로 측정할 수 있다는 전제하에 가변 파라미터에 대해서 제어기도 동일하게 갱신(update)되는 구조를 갖는 제어 기법을 제안하였으며, Apkarian<sup>[7]</sup>은 LMI (Linear matrix inequality)를 기반으로 하는 제어기 합성 과정을 제시하였다.

본 연구에서는 운전자의 조향 외란으로 발생되는 차량의 동역학적 운동 특성을 나타낼 수 있는 3자유도 차량 모델을 기반으로, 승차 조건 및 주행 조건에 따라 변동하는 파라미터들을 고려하여 파라미터 감도 해석을 수행하고 동특성 변화를 고찰하였다. 이를 토대로 실제 차량에서 발생할 수 있는 차체 질량과 같은 준정적 변동 파라미터의 영향과 기존의 연구에서는 일반적으로 고정된 값을 갖는 것으로 가정하여 취급되었으나 가변폭이 큰 동적 변동 파라미터인 주행 속도의 영향을

포함한 차량 특성을 고려하여 계인 스케줄  $H_\infty$  제어기법<sup>[9]</sup>을 적용하여 제어기를 설계하였다. 또한 실차 적용성을 고찰하기 위하여, 제안한 전동식 ARC 시스템<sup>[16]</sup>과 진차량 모델로 Hardware-in-the-loop 장치를 구성하고, 승차 및 주행 조건을 고려한 실험을 수행하여 설계된 제어시스템의 특성을 고찰하였다.

## 2. 선형 차량 모델

### 2.1 운동방정식

차량의 횡방향/롤에 대한 운동 특성을 고찰하기 위하여 선회 조향 입력에 대하여 횡방향, 요, 롤 운동을 고려한 3자유도 차량 모델을 적용하였으며, 제어기 설계에 있어서도 제어모델이 복잡하던 제어시스템의 구현에 어려움이 있으므로 이 차량 모델을 기반으로 설계하였다. 차량 무게중심에서의 속도를  $V$ , 조향계에 의한 전륜의 타이어 조향각을  $\delta_f$ , 관성좌표계에 대하여 요각속도  $r$ 로 회전할때 차체 진행방향의  $x$ 축과 속도  $V$  사이의 각  $\beta$ 를 슬립각으로 나타낸다.

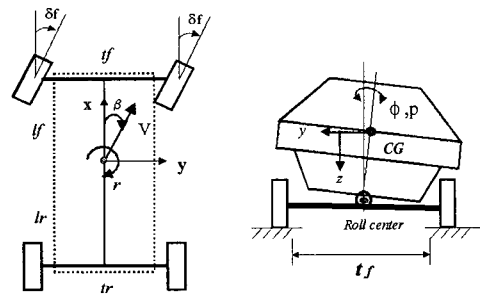


Fig. 1 Linear vehicle model with roll dynamics

$\beta \ll 1$ 이며, 차체의 롤운동  $\phi$ 에 의하여 타이어가 상하방향으로 이동하면서 수평면내에서 각변위를 발생시키는 전/후륜에서의 롤스티어  $\alpha_f, \alpha_r$ 를 고려하면 전/후륜에서의 타이어 슬립각  $\beta_f, \beta_r$ 은 식(1)과 같이 정리하여 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \beta_f \\ \beta_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & l_f/V \\ 1 & -l_r/V \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ r \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \delta_f \\ 0 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \alpha_f \\ \alpha_r \end{bmatrix} \phi \quad (1)$$

전/후륜 타이어에 작용하는 선회력  $Y_f, Y_r$ 이 타이어 슬립각  $\beta_f, \beta_r$ 에  $K_f, K_r$ 로 비례하는 것으로 선형화하고, 차체는 변형이 없는 강체라 하면, 횡운동, 요운동 그리고 롤운동에 대한 운동방정식은 다음의 식(2a)-(2c)와 같이 각각 정리하여 나타낼 수 있다.

$$M(\dot{v} + Vr) + M_s h_s \dot{p} = 2K_f(\delta_f + \alpha_f \phi - \beta - \frac{l_f}{V} r) + 2K_r(\alpha_r \phi - \beta + \frac{l_r}{V} r) \quad (2a)$$

$$I_z \dot{r} = 2K_f(\delta_f + \alpha_f \phi - \beta - \frac{l_f}{V} r) l_f - 2K_r(\alpha_r \phi - \beta + \frac{l_r}{V} r) l_r \quad (2b)$$

$$I_x \dot{p} + M_s h_s (\dot{v} + Vr) = -K_\phi \phi - C_\phi \dot{p} \quad (2c)$$

여기서,  $K_\phi$ : Roll stiffness

$h_s$ : Height from roll center to CG

$C_\phi$ : Roll damping

$M$ : Vehicle total mass

$M_s$ : Vehicle sprung mass

## 2.2 상태방정식

식(2a)-(2c)의 운동방정식으로부터 상태 벡터  $\mathbf{x}_p$ 를 횡속도, 요우각속도, 롤각, 롤각속도로 선정하고, 타이어 조향각  $\delta_f$ 를 외란 입력으로 하며 롤운동을 제어하기 위한 능동 롤 모우먼트  $M_a$ 를 제어입력으로 하는 상태방정식과 차체에 부착된 각센서를 통해 롤각을 측정할 때 출력식은 다음의 식(3a),(3b)와 같이 나타낼 수 있다. 이때, 각각의 행렬은 다음과 같이 정의된다.

$$E \dot{\mathbf{x}}_p = \mathbf{A}_o \mathbf{x}_p + \mathbf{B}_o M_a + \mathbf{L}_o \delta_f \quad (3a)$$

$$y = \mathbf{C}_p \mathbf{x}_p + \mathbf{D}_p M_a \quad (3b)$$

여기서,  $\mathbf{x}_p = [v \ r \ \phi \ p]^T$

$$\mathbf{B}_o = [0 \ 0 \ 0 \ 1]^T, \mathbf{L}_o = [K_f \ K_r l_f \ 0 \ 0]^T,$$

$$\mathbf{C}_p = [0 \ 0 \ 1 \ 0], \mathbf{D}_p = [0],$$

$$E = \begin{bmatrix} M & 0 & 0 & M_s h_s \\ 0 & I_z & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ M_s h_s & 0 & 0 & I_x \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{A}_o = \begin{bmatrix} -\frac{(K_f + K_r)}{V} & (-MV - \frac{K_f l_f}{V} + \frac{K_r l_r}{V}) & (K_f \alpha_f + K_r \alpha_r) & 0 \\ -\frac{(K_f l_f - K_r l_r)}{V} & -\frac{(K_f l_f^2 + K_r l_r^2)}{V} & (K_f \alpha_f l_f - K_r \alpha_r l_r) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & -M_s h_s V & -K_\phi & -C_\phi \end{bmatrix}$$

## 3. 파라미터 감도해석

### 3.1 고유치 민감도<sup>[10]</sup>

식(3a)로부터 선형 시스템의 파라미터에 대한 고유치 민감도를 해석하기 위하여 다음과 같이 나타낸다.

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}_p \mathbf{x} \quad (\mathbf{A}_p = \mathbf{E}^{-1} \mathbf{A}_o)$$

( $\mathbf{A}_p = [a_{kl}]$ ,  $k = 1 \dots n$ ,  $l = 1 \dots n$ )

이때 고유치  $\lambda_i$ 와 고유벡터  $\mathbf{u}_i$ 로부터 특성행렬  $\mathbf{A}_p$ 의 요소  $a_{kl}$ 에 대한 편미분식으로 다음의 식(4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \left(-\frac{\partial \mathbf{A}_p}{\partial a_{kl}}\right) \cdot \mathbf{u}_i + \mathbf{A}_p \cdot \left(\frac{\partial \mathbf{u}_i}{\partial a_{kl}}\right) \\ = \left(\frac{\partial \lambda_i}{\partial a_{kl}}\right) \mathbf{u}_i + \lambda_i \left(\frac{\partial \mathbf{u}_i}{\partial a_{kl}}\right) \end{aligned} \quad (4)$$

다음과 같은 고유벡터의 직교성을 이용하여

$$\mathbf{u}_i^T \cdot \mathbf{v}_j = \mathbf{v}_j^T \cdot \mathbf{u}_i = \delta_{ij}$$

여기서  $\delta_{ij}$ : Kronecker delta

식(4)의 양변에  $\mathbf{v}_i^T$ 를 전치하여 정리하면 식(5)로 나타낼 수 있고

$$\left(\frac{\partial \lambda_i}{\partial a_{kl}}\right) = \mathbf{v}_i^T \cdot \left(-\frac{\partial \mathbf{A}_p}{\partial a_{kl}}\right) \cdot \mathbf{u}_i \quad (5)$$

여기서  $\left(-\frac{\partial \mathbf{A}_p}{\partial a_{kl}}\right)$ 는  $(k, l)$ 에서만 1을 갖는 영행렬( $n \times n$ )을 갖는다. 따라서 대상 파라미터를  $\bar{z}_r$

( $r = 1 \dots q$ )이라하면, 이의 특성행렬에 대한 변분  $\left(\frac{\partial a_{kl}}{\partial z_r}\right)$ 으로부터, 각 파라미터에 대한 고유치

감도  $\lambda_{i,r}$ 는 식(5)을 이용하여 다음과 같이 구할 수 있으며,

$$\left(\frac{\partial \lambda_i}{\partial z_r}\right) = \lambda_{i,r} = \sum_{k,l=1}^n \left(-\frac{\partial \lambda_i}{\partial a_{kl}}\right) \cdot \left(\frac{\partial a_{kl}}{\partial z_r}\right) \quad (6)$$

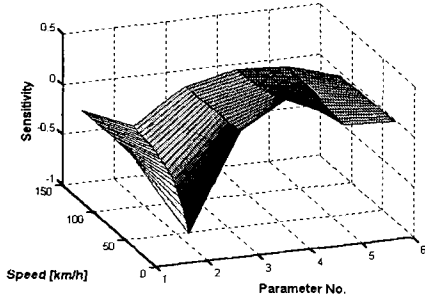
$\lambda_{i,r}$ 은 식(7) 형태로 표시할 수 있다.

$$\lambda_{i,r} = \alpha_{i,r} + i\beta_{i,r} \quad (7)$$

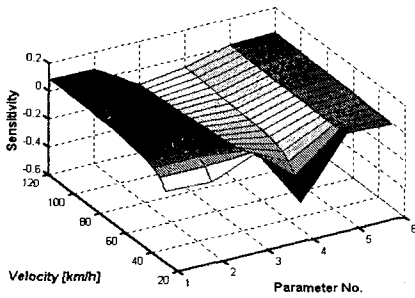
여기서  $\alpha_{i,r} = \text{Re}[\lambda_{i,r}]$ ,  $\beta_{i,r} = \text{Imag}[\lambda_{i,r}]$

### 3.2 속도변동을 고려한 고유치 민감도해석

식(6)에서 관심있는 차량 모델의 파라미터  $\bar{z}_r$  ( $r=1\dots6$ )로는 스프링 상 질량, 코너링 강성, 롤 및 요우 관성 모우먼트, 롤 강성 및 감쇠로 선정하고,  $V = 30 \sim 120$  km/h의 주행 속도 변동 범위를 적용하여 고유치 민감도 해석을 수행하였다. 파라미터  $\bar{z}_r$ 에 대한 식(7)의 고유치 감도를 각각의 주행 속도  $V$ 에 대하여 계산하고 그 결과중 3번째 고유치에 대하여 실수부와 허수부로 나누어 Fig. 2(a),(b)에 나타내었는데, 각각의 차량 파라미터와 주행 속도 변동이 대상계 고유 특성에 미치는 영향을 확인할 수 있다.



(a) Real part



(b) Imaginary part

Fig. 2 Eigenvalue sensitivity with varying speed

Fig. 1(a),(b)에 도시한 mode II의 경우를 살펴보면, 각 파라미터에 대한 고유치 민감도가 속도

변동에 따라 변화하게 되는데, 특히  $r=2, r=4$ 에서 그 영향이 크게 나타나며 이들은 속도 증가에 따라 감쇠에도 주된 영향을 나타내고 다른 파라미터들은 감쇠 변화에는 비교적 둔감하며 고유주파수의 이동에 지배적인 영향을 주게됨을 확인할 수 있다.

식(25)의 조향 외란에 대하여 차체 질량 (sprungmass)  $M_s$ 와 롤 관성 모우먼트  $I_x$ 가 Table 1의 공칭값 대비  $\pm 20\%$  변동 조건에서 롤 응답 선도를 Fig. 3(a),(b)에 비교하여 도시하였는데, 차체 질량은 정상상태의, 롤 관성 모우먼트는 과도 응답 특성에 지배적인 영향을 나타낸다. 전술한 특성들은 전달 함수를 이용한 주파수 응답 선도를 이용해서도 비교해 볼 수 있는데, 이처럼 승차조건에 의한 파라미터의 변동과 주행 속도 변화는 차량의 운동 특성에 직접적인 영향을 주게 되므로 실제 차량의 운행 조건을 고려할 때 이들의 영향을 고려한 제어기 설계가 요구된다.

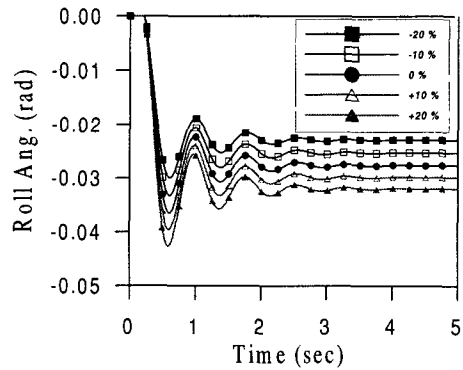


Fig. 3(a) Influence of parameter variations of sprungmass on roll angle gain

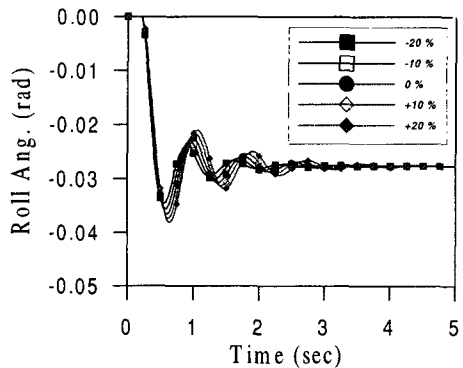


Fig. 3(b) Influence of parameter variations of roll moment of inertia on roll angle gain

### 4. 제어기의 설계

#### 4.1 제어 이론

전술한 운행 조건에 따른 차량 특성을 고려하여 승차 조건에 의한 준정적 파라미터 변동과 주행 속도와 같은 가변적 파라미터의 영향을 고려할 수 있는 장점을 갖는 개인 스케줄  $H_\infty$  제어기법을 적용하여 제어기를 설계하였다.

추정이 가능하며 가변 폭이 큰 파라미터를  $\eta(t)$ 로 나타내고, 외란에 대한 전달함수  $P_w(s, \eta)$ 와 플랜트의 전달함수  $P_u(s, \eta)$ 를 다음과 같이 각각 나타낸다.

$$P_u(s, \eta) = C_p(sI - A_p(\eta))^{-1}B_p \quad (8a)$$

$$P_w(s, \eta) = C_p(sI - A_p(\eta))^{-1}L \quad (8b)$$

변동 파라미터  $\eta(t)$ 에 대하여 페루프계를 안정화하면서 조향 외란  $w_\delta$ 에 대한 롤 응답을 저감시키는 제어기  $K(s, \eta)$ 를 설계하기 위하여 능동 롤 모우먼트  $u$ 를 입력으로 하고 출력변수  $y$  및 제어 변수  $z_1, z_2$ , 측정잡음  $n$ 과 시불변 가중함수  $W_a(s), W_s(s), W_n(s)$ 를 포함하는 제어계의 구조를 Fig. 4에 도시하였다.

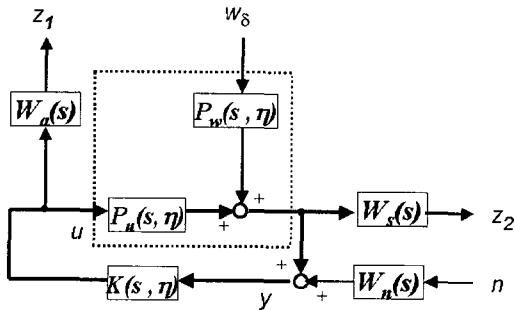


Fig. 4 Configuration of feedback control system

Fig. 4에 대하여 입출력 관계로부터 상태 방정식을 다음과 같은 형태로 나타낼 수 있다.

$$\dot{X} = A(\eta)X + B_1(\eta)w + B_2(\eta)u \quad (9a)$$

$$z = C_1(\eta)X + D_{11}(\eta)w + D_{12}(\eta)u \quad (9b)$$

$$y = C_2(\eta)X + D_{21}(\eta)w + D_{22}(\eta)u \quad (9c)$$

여기서 상태벡터  $X = [x_a^T \ x_s^T \ x_p^T]^T$

로  $x_p$ 는 플랜트의 상태벡터를  $x_s, x_a$ 는 가중 함수  $W_s(s), W_a(s)$ 에 대한 상태벡터를 각각 나타내며,  $W_n(s)$ 은 일정레벨  $N_w$ 를 갖는 측정잡음,  $w = \{w_\delta \ n\}^T, z = \{z_1 \ z_2\}^T$ 이다.

$q$ 개의 가변 파라미터로 구성된 벡터  $\eta$ 가  $r$ 개의 정점(vertex)  $\xi_i (i=1 \dots r)$ 를 갖는 정점형상(polytope)  $\Phi$ 내에 다음과 같이 존재하고,

$$\eta \in \Phi := C_o\{\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_r\} \quad (r=2^q)$$

여기서,  $C_o$  : convex hull

$$\begin{bmatrix} A(\eta) & B_1(\eta) & B_2(\eta) \\ C_1(\eta) & D_{11}(\eta) & D_{12}(\eta) \\ C_2(\eta) & D_{21}(\eta) & D_{22}(\eta) \end{bmatrix} \in C_o \left\{ \begin{bmatrix} A_i & B_{1i} & B_{2i} \\ C_{1i} & D_{11i} & D_{12i} \\ C_{2i} & D_{21i} & D_{22i} \end{bmatrix}, i=1, \dots, r \right\} \quad (10)$$

식(10)를 만족할 때 식(9a)-(9c)의 시스템은 다정점(polytopic) 특성을 가지게된다.

이와같이 일정 범위  $\Phi$ 내에서 변동하는 파라미터로 인한 시스템의 동특성 변화에 대응하는 제어기  $K(s, \eta)$ 는 다음과 같이 가변 파라미터와 연동하는 구조를 갖도록 설계되며,

$$\dot{x}_K = A_K(\eta)x_K + B_K(\eta)y \quad (11a)$$

$$u = C_K(\eta)x_K + D_K(\eta)y \quad (11b)$$

이때 페루프계는 다음과 같이 기술된다.

$$\begin{aligned} \dot{x}_{cl} &= A_{cl}(\eta)x_{cl} + B_{cl}(\eta)w_\delta \\ z &= C_{cl}(\eta)x_{cl} + D_{cl}(\eta)w_\delta \end{aligned} \quad (12)$$

여기서,

$$A_{cl}(\eta) = A_0(\eta) + \Xi(\eta)\Omega(\eta)\Gamma(\eta)$$

$$B_{cl}(\eta) = B_0(\eta) + \Xi(\eta)\Omega(\eta)\Psi_{21}(\eta)$$

$$C_{cl}(\eta) = C_0(\eta) + \Psi_{12}(\eta)\Omega(\eta)\Gamma(\eta)$$

$$D_{cl}(\eta) = D_{11}(\eta) + \Psi_{12}(\eta)\Omega(\eta)\Psi_{21}(\eta)$$

$$A_0(\eta) = \begin{bmatrix} A(\eta) & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad B_0(\eta) = \begin{bmatrix} B_1(\eta) \\ 0 \end{bmatrix},$$

$$C_0(\eta) = [C_1(\eta) \ 0], \quad \Psi_{12}(\eta) = [0 \ D_{12}(\eta)],$$

$$\Xi(\eta) = \begin{bmatrix} 0 & B_2(\eta) \\ I & 0 \end{bmatrix}, \quad \Gamma(\eta) = \begin{bmatrix} 0 & \Gamma \\ C_2(\eta) & 0 \end{bmatrix},$$

$$\Psi_{21}(\eta) = \begin{bmatrix} 0 \\ D_{21}(\eta) \end{bmatrix}, \Omega(\eta) = \begin{bmatrix} A_K(\eta) & B_K(\eta) \\ C_K(\eta) & D_K(\eta) \end{bmatrix}$$

가변 파라미터  $\eta$ 가 다음과 같이 파라미터 다정점 형상  $\Phi$ 내에 존재하므로

$$\Phi = \{ \sum_{i=1}^4 \alpha_i \xi_i : \alpha_i \geq 0, \sum_{i=1}^4 \alpha_i = 1 \} \quad (13)$$

파라미터 궤적은 식(14)와 같이 나타내지며

$$\eta(t) = \sum_{i=1}^4 \alpha_i(t) \xi_i \quad (14)$$

이로부터 식(12)의 제어기  $\Omega(\eta)$ 의 상태방정식 특성행렬  $A_K, B_K, C_K, D_K$ 는 식(15)의 정점 제어기  $\Omega_i$ 로부터 식(16)와 같이 나타낸다.

$$\Omega_i = \begin{bmatrix} A_{K_i} & B_{K_i} \\ C_{K_i} & D_{K_i} \end{bmatrix} \quad (15)$$

$$\begin{bmatrix} A_K & B_K \\ C_K & D_K \end{bmatrix} := \sum_{i=1}^4 \alpha_i \Omega_i = \sum_{i=1}^4 \alpha_i \begin{bmatrix} A_{K_i} & B_{K_i} \\ C_{K_i} & D_{K_i} \end{bmatrix} \quad (16)$$

여기서  $\alpha_i$ 는 컨벡스좌표(convex coordinates)를 의미하며 식(13)의 특성을 갖는다. 이러한 제어기 합성에 대한 기법은 Gahinet<sup>[11]</sup>에 의해 제시된 LMI 문제를 기반으로 계산되는데, 제어기  $\Omega(\eta)$ 는 식(17)의 Bounded Real Lemma<sup>[12]</sup>를 만족하며 파라미터 변동에 대해 안정성과 외란제거성능을 확보하게 된다.<sup>[9]</sup>

$$\begin{bmatrix} A_{cl}^T(\xi_i) X_{cl} + X_{cl} A_{cl}(\xi_i) & X_{cl} B_{cl}(\xi_i) & C_{cl}^T(\xi_i) \\ B_{cl}^T(\xi_i) X_{cl} & -\gamma I & D_{cl}^T(\xi_i) \\ C_{cl}(\xi_i) & D_{cl}(\xi_i) & -\gamma I \end{bmatrix} < 0, (i = 1, \dots, r) \quad (17)$$

### 4.2 가중함수의 선정

Fig.4의 구성도에서 가중함수의 선정은 동적 변동 파라미터  $\eta(t)$ 가  $\eta_o$ 로 고정된 공칭 플랜트에 대하여 선정할 수 있는데, 가중함수  $W_a(s)$ ,  $W_s(s)$ 의 형상과 크기 선정은 제어기  $K(s, \eta)$ 의 특성 및 제어 성능에 영향을 주게되므로 이의 적절한 선정이 요구된다. 본 연구에서는  $\eta_o = 50$ 에서 Table 1의 승차 조건으로 인한 덧셈형 모델링 오차  $\Delta_a(s)$ 를 고려하여 식(18)을 만족하도록 식(19)과 같이 가중함수  $W_a(s)$ 를 선정하였다.

$$\sigma_{\max} \{ \Delta_a(jw) \} \leq |W_a(jw)|, \forall w \quad (18)$$

$$W_a(s) = \frac{0.0003 \times (s^2 + 2s + 1)}{s^2 + 1.3s + 36} \quad (19)$$

또한 외란 제거 성능과 연관된 가중함수  $W_s(s)$ 는 주파수 대역폭이 지나치게 넓으면 제어효과가 저하되므로 롤 모드를 포함하면서 저주파 영역에서 크기가 커도록 식(20)와 같이 선정하여 제어를 설계하였다.

$$W_s(s) = \frac{75e4 \times (s+1)}{s^4 + 38.4s^3 + 1828.5s^2 + 19814s + 331776} \quad (20)$$

Table 1 Vehicle parameters

Parameter	Unit	Nominal Vehicle	Perturbed Vehicle
Sprungmass( $M_s$ )	kg	1011	1215
Roll moment of inertia( $I_x$ )	kg · m <sup>2</sup>	440	520
Yaw moment of inertia( $I_z$ )	kg · m <sup>2</sup>	2400	2800

### 4.3 제어기의 구성

동적 변동 파라미터인 주행 속도의 가변 범위를 10 ~ 180 km/h로 선정하고, 주행속도와 이의 역수값을 갖는 파라미터  $\eta_1(t), \eta_2(t)$ 에 대해서 이들의 정점  $\xi_i (i = 1 \dots 4)$ 을 식(21)과 같이 각각 정의할 수 있다.

$$\xi_1 = [\eta_{1\min} \quad \eta_{2\min}], \xi_2 = [\eta_{1\max} \quad \eta_{2\min}]$$

$$\xi_3 = [\eta_{1\min} \quad \eta_{2\max}], \xi_4 = [\eta_{1\max} \quad \eta_{2\max}] \quad (21)$$

측정된 주행속도에 연동하는 제어기  $\Omega(\eta)$ 는 식(16)로부터 식(22)와 같이 구성할 수 있는데, 이때 식(16)의 컨벡스좌표  $\alpha_i (i = 1 \dots 4)$ 는 식(23)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} A_K(\eta(t)) & B_K(\eta(t)) \\ C_K(\eta(t)) & D_K(\eta(t)) \end{bmatrix} = \sum_{i=1}^4 \alpha_i(t) \begin{bmatrix} A_{K_i} & B_{K_i} \\ C_{K_i} & D_{K_i} \end{bmatrix} \quad (22)$$

$$\alpha_1 = xy, \alpha_2 = (1-x)y, \alpha_3 = x(1-y), \alpha_4 = (1-x)(1-y) \quad (23)$$

여기서,

$$x = \frac{\eta_{1\max} - \eta_1(t)}{\eta_{1\max} - \eta_{1\min}}, y = \frac{\eta_2(t) - \eta_{2\min}}{\eta_{2\max} - \eta_{2\min}}$$

$$\eta(t) = \begin{bmatrix} \eta_1(t) \\ \eta_2(t) \end{bmatrix}$$

따라서 식(22)로부터 차체의 롤각도와 차량의 주행속도를 측정 변수로 하여 차량의 속도 변동에 감응하는 능동 롤 제어기는 식(24a),(24b)과 같이 구성된다

$$\dot{x}_K = A_K(\eta(t)) x_K + B_K(\eta(t)) \phi \quad (24a)$$

$$M_a = C_K(\eta(t)) x_K + D_K(\eta(t)) \phi \quad (24b)$$

### 5. Hils를 이용한 실험 및 고찰

설계한 제어 시스템의 실차 적용상의 성능을 고찰하기 위하여 Hardware-in-the-loop 장치를 적용한 실험을 수행하였다.

능동 롤 모우멘트를 발생시키기 위한 ARC 시스템은 기존의 유압식 장치의 문제점을 고려하여 볼스크류 형식의 선형작동기와 불안정바로 구성된 전동식 롤 제어 시스템과 계측 및 제어부로 하드웨어 부분을 구성하였으며, 대상 차량은 타이어 특성을 포함하는 10자유도 전차량 모델을 적용, 컴퓨터내 모델로 대체하므로써 Fig.5에 도시한 것과 같은 실험 환경을 구현하여 실험을 수행하였다.<sup>[16]</sup>

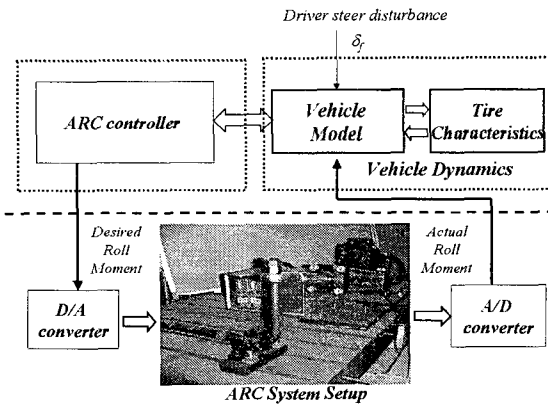


Fig. 5 Schematic diagram of Hardware-in-the-loop setup

전체 순환 루프는 운전자의 조향 외란  $\delta_f$ 에 의해 타이어특성과 차량모델로부터 발생하는 차량의 동역학적 운동으로부터 롤각도  $\phi$ 와 주행속도를 측정하여 제어기에서 산출된 능동 롤 모우멘트

와 불안정바와의 기하학적 관계로부터 이에 대한 지령 전압을 D/A 변환을 통해 작동기 드라이버에 입력전압으로 전달하고, 하드웨어로 구성된 ARC 시스템에서 동특성을 포함한 응답신호를 측정하여 A/D 변환과정을 통하여 차량 모델에 실제 능동 롤 모우멘트  $M_a$ 가 작용하게 되는 것으로 구성된다. 차량 모델은 전/후륜의 현가계 강성  $k_f=10947$  N/m,  $k_r=14559$  N/m 과 감쇠  $c_f=526$  N·sec/m,  $c_r=925$  N·sec/m 및 제원  $t_f=1.51$ m,  $t_r=1.48$ m,  $l_f=1.13$ m,  $l_r=1.44$ m와 Table 1의 파라미터를 적용하였다.

전술한 Fig.4의 시스템을 기반으로한 실험에서 J-turn의 경우 조향 입력  $\delta_f$ 는 실제 작동성과 순간적인 불연속 현상을 고려하여 식(25)과 같이 적용하였다.

- $t < t_0$ :  $\delta_f = h_0$

- $t_0 < t < t_1$ :

$$\delta_f = h_0 + (h_1 - h_0) \times \left( \frac{t - t_0}{t_1 - t_0} \right)^2 \times \left( 3 - 2 \left( \frac{t - t_0}{t_1 - t_0} \right) \right)$$

- $t > t_1$ :  $\delta_f = h_1$  (25)

식(25)에서  $h_0 = 0$ ,  $t_0 = 0.0$ ,  $t_1 = t_0 + 0.2$ 이며 주행 속도 50km/h에서  $h_1 = 3.5$  deg, 100 km/h에서  $h_1 = 2$  deg를 각각 적용하여 실험하였으며 그 결과를 Fig.6 - Fig.9에 도시하였다.

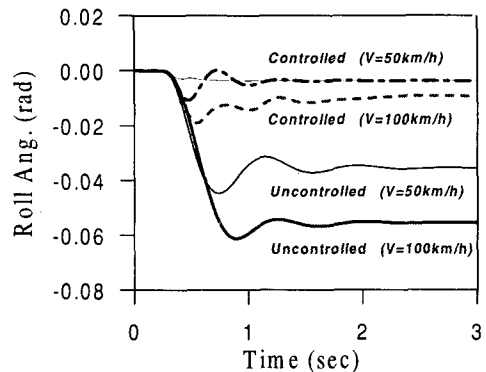


Fig. 6 Comparison of roll angle responses of J-turn maneuver at some constant forward speeds in nominal vehicle condition

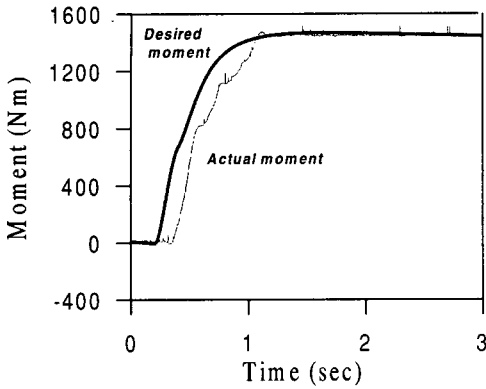


Fig. 7 Comparison of roll moment at constant forward speed of 100 km/h

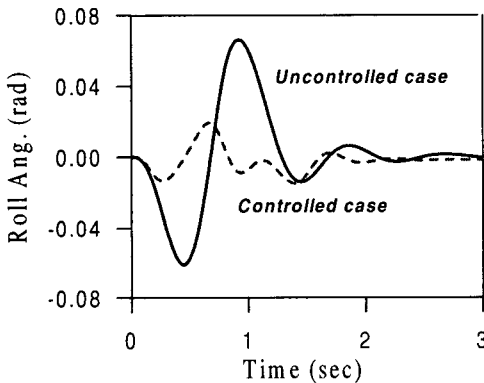


Fig. 8 Comparison of roll angle responses of single sine steer maneuver at varying forward speed in laden vehicle condition

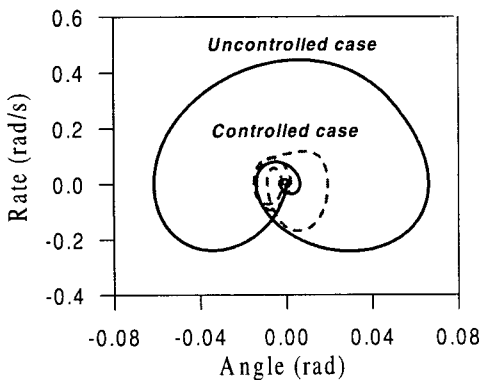


Fig. 9 Comparison of roll mode phase plot in laden vehicle condition at varying forward speed

Fig.6의 결과를 살펴보면, 주행속도 50 km/h에서의 제어결과 차량은 정상 상태에서 거의 수평을 유지하게 되며, 100 km/h의 경우 정상상태에서의 롤각은 수동 차량 대비 16% 수준으로 감소됨을 확인할 수 있다. 가는 실선으로 나타낸 시뮬레이션 결과와 비교하면 과도 상태에서 다소의 응답 차이를 나타내는데 이는 Fig.7에 도시한 작용 모우멘트에서처럼 작동 초기 시스템의 동특성 및 고정용 부시 특성등의 영향으로 판단된다. Fig.8에는 파라미터 변동과 속도 변동에 대한 제어 강건성을 파악하기 위하여, Table 1의 승차조건을 고려한 변동 상태와 초기속도 100 km/h에서 0.2 sec 후 속도 감소율 10 km/h/sec로 감속하는 조건에서  $\delta_{f,max} = 2 \text{ deg}$ 의 단일 주기 정현파 외란 입력에 대한 실험 결과를 도시하였다. 이는 주행중 장애물 회피를 위해 브레이크를 조작하면서 핸들을 급조작 하는 경우에 상당하는 것으로, 이때 롤 운동의 응답 특성을 개선하므로서 Fig.9에 도시한 롤 모드 위상 평면도에서처럼 수동차량과 비교할때 롤 안정성의 개선 효과를 보다 명확히 확인해 볼 수 있다.

## 6. 결론

본 논문에서는 선회 조향시 롤 특성의 능동적 개선을 위한 연구로서, 운전자의 조향 외란으로 발생하는 차량의 동역학적 운동 특성을 나타낼 수 있는 선형 차량 모델을 기반으로 파라미터 감도해석을 수행하여 동특성 변화를 고찰하였으며, 이를 토대로 승차 및 주행 조건에 따라 변동하는 파라미터를 갖는 차량 특성을 고려하여 게인 스케줄  $H_{\infty}$  제어기법을 적용하여 제어를 설계하였다. 제어 특성을 고찰하기 위하여 롤 안정바와 선형 작동기로 구성된 전동식 롤 제어 시스템과 전차량 모델로 Hardware-in-the-loop 장치를 구현하여 실험을 수행하였으며, 공칭 파라미터와 변동 파라미터를 갖는 차량 조건에서 정속 및 가변 속도 조건에 대하여, 수동 차량 대비 선회시 발생하는 정상 상태 및 과도 상태의 롤 응답 특성 및 롤 안정성의 개선 효과를 확인하였다.

## 참고문헌

1. H. Yoshida, Y. Wang, and M. Nagai, "Study on



- Vibration and Tilting Control of Railway Vehicles during Curved Sections," Proceedings of Asia-Pacific Vibration Conference, Vol. 2, pp. 957-962, Singapore, 1999.
2. D. Bastow, G. Howard, Car Suspension and Handling, 3rd edition, Society of Automotive Engineers, INC., 1993.
  3. D. Karnopp, G. Hess, "Electronically Controllable Vehicle Suspensions," Vehicle System Dynamics, Vol. 21, pp. 65-71, 1991.
  4. R. C. Lin, D. Cebon, "Optimal Roll Control of a Single-unit Lorry," Proceedings of Institute of Mechanical Engineers, Vol. 210, pp. 45-55, 1996.
  5. T. J. Ross-Martin, J. Darling, "A Theoretical Investigation of a Prototype Active Roll Control System," Proceedings of Institute of Mechanical Engineers, Vol. 211, Part D, pp. 3-12, 1997.
  6. J. Darling and T. J. Ross-Martin, "A Low Cost Active Anti-roll Suspension for Passenger Cars," J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Trans. of the ASME, Vol. 114, pp. 599-605, 1992.
  7. P. Apkarian and P. Gahinet and Greg Becker, "Self-scheduled  $H_\infty$  Control of Linear Parameter-varying Systems: a Design Example," Automatica, Vol. 31, No. 9, pp. 1251-1261, 1995.
  8. A. Packard and K. Zhou and P. Pandey, Greg Becker, "A Collection of Robust Control Problems Leading to LMI's," IEEE Proceedings of the 30th Conference on Decision and Control, pp. 1245-1250, 1991.
  9. P. Apkarian and P. Gahinet, "A Convex Characterization of Gain-Scheduled  $H_\infty$  Controllers," IEEE Trans. on Automatic Control, Vol. 40, No. 5, pp. 853-864, 1995.
  10. P. C. Brooks and R. S. Sharp, "A Computational Procedure Based on Eigenvalue Sensitivity Theory Applicable to Linear System Design," Journal of Sound and Vibration 114(1), pp. 13-18, 1987.
  11. P. Gahinet, LMI Control Toolbox, The MathWorks, 1995.
  12. S. Boyd, L. E. Ghaoui, E. Feron and V. Balakrishnan, Linear Matrix Inequalities in System and Control Theory, Society for Industrial and Applied Mathematics, Philadelphia, 1994.
  13. R. S. Sharp, D. Pan, "On the Design of an Active Roll Control System for a Luxury Car," Proceedings of Institute of Mechanical Engineers, Vol. 207, pp. 275-284, 1993.
  14. D. W. Shuttlewood, D. Crolla, "Active roll control for passenger cars," Proceedings of AVEC'92, pp. 372-377, 1992.
  15. K. Zhou, J. C. Doyle, K. Glover, Robust and Optimal Control, Prentice Hall, 1996.
  16. 김효준, 양현석, 박영필, "롤특성 개선을 위한 전기작동식 ARC 시스템에 대한 연구," 한국정밀공학회 춘계학술대회논문집, pp. 526-529, 2000.