

선회 조향시 강건 제어에 의한 롤 안정성 개선

Improving the Roll Stability of a Vehicle by H_∞ Control

김효준*, 양현석**, 박영필***
Hyojun Kim, Hyunseok Yang, Youngpil Park

ABSTRACT

This paper presents a simulation study using a robust controller to improve the roll stability of a vehicle. The controller is designed in the framework of an output feedback H_∞ control scheme based on the 3DOF linear vehicle model, solving the mixed-sensitivity problem to guarantee the robust stability and disturbance rejection with respect to parameter variations due to laden and running vehicle conditions. In order to investigate the feasibility of the active roll control system in a real car, its performance is evaluated by simulation in a 10DOF full vehicle model with actuator dynamics and tire characteristics.

주요기술용어 : Roll stability(롤 안정성), Robust control(강건제어), H_∞ control(H_∞ 제어), Active roll control(능동롤제어), Stabilizer bar(롤안정바)

Nomenclature

I_x : roll moment of inertia, $kg \cdot m^2$
 I_z : yaw moment of inertia, $kg \cdot m^2$
 K : cornering stiffness, N/rad
 M_s : mass of car body, kg
 α : coefficient of roll angle effect
 β_i : slip angle of i th tire, rad
 δ : steer angle, rad
 σ_{max} : maximum singular value

Subscripts

f,r : front, rear

1. 서론

현대의 대표적인 수송기기로 발전해온 자동차에서, 최근 전기-전자 기술과 연관된 기반 기술의 발전과 더불어, 운전 조작에 의한 차량 응답 특성을 능동적으로 개선하여 차량 운전이 전적으로 운전자의 감각 및 조작에 의존됨으로서 야기되는 사고를 사전에 예방하는 지능형 고안전 자동차에 대한 연구를 가속화시키고 있다.

자동차의 설계에 있어서 성능과 안전도는

* 회원, 국립삼척대학교 기계공학과

** 회원, 연세대학교 기계전자공학부

*** 회원, 연세대학교 기계전자공학부

절충이 요구되는 상충성을 갖게 되는데, 차량의 종방향/횡방향 동특성에 영향을 주는 설계 인자들은 조종성능뿐 아니라 동적 안정성(dynamic stability)에도 영향을 주게 된다. 이때 운전자의 조향 조작으로 인한 선회 운동시 발생하는 횡방향 하중이동(lateral load transfer)과 이로 인한 롤 안정성 문제는 차량의 동적 안정성과 관련된 중요한 성능요소로서, 차폭 대비 무게중심의 위치가 높게 위치하는 차량일수록 취약하게 된다. 최근 NHTSA(National Highway Traffic Safety Administration)에서는 매년 발생하는 다수의 전복사고에서 LTV(Light Truck Vehicle)에서의 심각성을 고려하여, 이들 차량의 전복 문제에 대한 실험을 수행하여 그 결과가 보고된바 있다.¹⁾

차량의 롤 안정성 개선을 위한 방안으로는 수동제어의 개념으로 롤안정바(stabilizer bar)를 이용한 롤 강성 증가 방법이 적용되지만 승차감과의 절충이 요구되는 등 그 특성 개선에 제약이 따른다. 따라서 능동형 현가계의 소모동력, 장착비용 등의 단점을 보완하는 시스템으로서, 선회 조향시 차체에 발생하는 롤 운동에 대응되는 롤 모우멘트를 능동적으로 제어하는 방식의 ARC(Active Roll Control) 시스템에 대한 연구가 진행되어왔다.

이에 대한 연구로서, Shuttlewood²⁾는 챔버 압력을 조절하는 유공압(hydro-pneumatic) 작동기를 이용하여 차체의 횡가속도를 측정, 피드백하는 방식의 롤 제어에 대한 연구를 하였고, Cebon³⁾은 기존의 롤안정바에 유압 실린더를 추가로 장착하여 서보밸브로 제어하는 방식으로 선회 차량 모델에 대해 LQ optimal 제어를 적용하여 횡가속도 피드백 제어시와의 시뮬레이션 결과를 비교하였다. 또한 Ross- martin⁴⁾은 회전형 유압 작동기(torsional actuator)를, Darling⁵⁾은 반회전형(semi- rotary) 유압모터를 작

동기로 하여 롤 특성 개선에 대한 능동 제어로 횡가속도 피드백 제어를 이용하였다.

간략화된 선형 차량 모델에 대한 기존 연구에서와는 달리 실제 차량의 롤 운동에 대한 동특성은 설계 변수 뿐 아니라 승차 조건, 타이어 특성 등으로 인한 파라미터 변동의 영향을 받게되므로, ARC 시스템 구축을 위해서는 실제 차량 특성을 고려한 제어 알고리즘의 개발이 선행되어야 하며, 기존 시스템의 문제점을⁸⁾ 개선할 수 있는 ARC 시스템 적용에 대한 연구가 요구된다.

본 논문에서는 이에 대한 기본 연구로서, 횡방향/롤 거동에 대한 선형 차량 모델을 기반으로, 적용 대상 차량의 응답 특성 및 변동 요인으로 인한 실제 차량과의 모델링 오차 영향에 대해서도 강건한 제어성능을 얻을 수 있도록 H_{∞} 제어 기법을 적용하여 능동 제어를 설계하였다. 또한 설계된 제어기의 실차 적용성을 파악하기 위하여 작동기 및 타이어 특성을 포함하는 전차량 모델에 적용하여 능동 제어 시스템을 구성하고, 각 조건에 대한 시뮬레이션을 수행하여 제어특성을 고찰하였다.

2. 선형 차량 모델

2.1 모델링

능동 제어를 위한 제어기 설계에 있어서 대상 제어 모델이 복잡해지면 샘플링시간, 하드웨어 구성 등 제어시스템의 구현에 어려움이 따른다. 따라서 본 논문에서는 제어기 설계를 위하여 운전자의 조향 조작에 의한 응답 특성을 고려하여 횡방향/롤 거동에 대한 선형 차량 모델을 적용하였다.

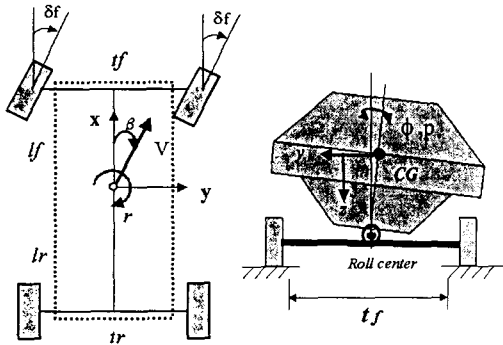
도로상을 일정 속도로 주행하는 자동차의 조향 입력에 의한 각각의 운동을 기술하기 위하여 Fig. 1과 같이 차량을 모델링한다. 좌표계는 차체에 고정된 차량 고정 좌표계

(vehicle-fixed coordinates system : xyz) 를 적용하고, 차량은 $x-z$ 평면에 대하여 대칭이라고 가정하였다.

차량 무게중심에서의 속도가 V 로 일정하다고 하면, 조향계 입력에 의해 관성좌표계에 대하여 요우각속도 r 로 회전할 때 차량 무게중심에서의 횡슬립각 β 는 x, y 방향 속도 성분 v_x, v_y 로부터 다음과 같이 나타낼 수 있으며,

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{v_y}{v_x}\right) \quad (V = \sqrt{v_x^2 + v_y^2}) \quad (1)$$

이때 $|\beta| \ll 1$ 라고 하면, $v_x = V \cos \beta \approx V$, $v_y = V \sin \beta \approx V\beta$ 로 간략화할 수 있다.



(a) Top view (b) Front view
Fig. 1 Handling characteristics model

일반적인 전륜 조향 차량에서는 전륜만이 좌/우측 타이어가 동일하게 조향되므로, 각 타이어에서의 조향각 δ_i ($i=1..4$)는 다음과 같다.

$$\delta_f = \delta_1 = \delta_2, \quad \delta_r = 0 = \delta_3 = \delta_4 \quad (2)$$

각각의 타이어에서의 슬립각 β_i ($i=1..4$)는 식(3)-(6)의 관계식으로 표현되며, 여기서 $|t_f r/2|, |t_r r/2| \ll 1$ 로 이 항들이 미소하다고 가정하면 다음과 같이 간략화시켜 나타낼 수 있다.

$$\beta_1 = \tan^{-1}\left(\frac{V\beta + l_f r}{V - t_f r/2}\right) - \delta_f \approx \beta + \frac{l_f r}{V} - \delta_f \quad (3)$$

$$\beta_2 = \tan^{-1}\left(\frac{V\beta + l_f r}{V + t_f r/2}\right) - \delta_f \approx \beta + \frac{l_f r}{V} - \delta_f \quad (4)$$

$$\beta_3 = \tan^{-1}\left(\frac{V\beta - l_r r}{V - t_r r/2}\right) \approx \beta - \frac{l_r r}{V} \quad (5)$$

$$\beta_4 = \tan^{-1}\left(\frac{V\beta - l_r r}{V + t_r r/2}\right) \approx \beta - \frac{l_r r}{V} \quad (6)$$

여기서, t_f, t_r : vehicle front, rear tread

l_f, l_r : distance from CG to axle

식(3)-(6)으로부터 전/후륜에서의 타이어 슬립각을 $\beta_f = \beta_1 = \beta_2, \beta_r = \beta_3 = \beta_4$ 로 나타내고, 차체의 롤운동에 의한 스티어 영향을 포함하면 다음과 같이 정리하여 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \beta_f \\ \beta_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & \frac{l_f}{V} \\ 1 & -\frac{l_r}{V} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ r \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \delta_f \\ 0 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \alpha_f \\ \alpha_r \end{bmatrix} \phi \quad (7)$$

여기서, α_f, α_r : Coefficient of roll effect

식(7)에서 슬립각이 작고 좌/우측 타이어의 특성이 동일한 것으로 가정하면, 타이어에 작용하는 선회력 Y_f, Y_r 이 타이어의 횡슬립각 β_f, β_r 에 대하여 K_f, K_r 로 각각 비례하는 것으로 선형화하여 $Y_f = -2K_f \beta_f, Y_r = -2K_r \beta_r$ 로 나타낼 수 있다. 따라서 조향 입력 δ_f 에 의해 차량에 작용하는 선회력과 모우멘트 관계를 고려하면 차량의 횡운동, 요우운동 그리고 롤운동에 대한 운동방정식을 식(8)-식(10)과 같이 정리하여 나타낼 수 있다.

$$M(\dot{v} + Vr) + M_s h_s \dot{\phi} = 2K_f(\delta_f + \alpha_f \phi - \beta - \frac{l_f}{V} r) + 2K_r(\alpha_r \phi - \beta + \frac{l_r}{V} r) \quad (8)$$

$$I_z \dot{r} = 2K_f(\delta_f + \alpha_f \phi - \beta - \frac{l_f}{V} r) l_f - 2K_r(\alpha_r \phi - \beta + \frac{l_r}{V} r) l_r \quad (9)$$

$$I_x \dot{\phi} + M_s h_s (\dot{v} + Vr) = -K_\phi \phi - C_\phi \dot{\phi} \quad (10)$$

여기서, v : lateral velocity

r : yaw angular velocity
 ϕ, p : roll angle, rollrate
 h_s : distance from roll center to CG
 K_ϕ, C_ϕ : roll stiffness/damping

2.2 상태방정식

식(8)-(10)의 운동방정식으로부터 상태 벡터 x 를 횡속도 v , 요우각속도 r , 롤각 ϕ , 롤각속도 p 로 선정하고, 측정 변수를 ϕ 로, 전륜의 타이어 조향각 δ_f 를 외란 w_δ 로 하며, 롤 운동을 제어하기 위한 능동 제어 모멘트 M_d 를 제어입력 u 로 하는 상태방정식과 출력식은 식(11),(12)와 같이 각각 나타낼 수 있다.

$$E\dot{x}_p = A_o x_p + B_o M_d + L_o \delta_f \quad (11)$$

$$y = C_p x_p + D_p M_d \quad (12)$$

여기서, $x_p = [v \ r \ \phi \ p]^T$

$$E = \begin{bmatrix} M & 0 & 0 & M_s h_s \\ 0 & I_z & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ M_s h_s & 0 & 0 & I_x \end{bmatrix}, B_o = [0 \ 0 \ 0 \ 1]^T$$

$$C_p = [0 \ 0 \ 1 \ 0], D_p = [0]$$

$$A_o =$$

$$\begin{bmatrix} -\frac{(K_f + K_r)}{V} & (-MV - \frac{K_f l_f}{V} + \frac{K_r l_r}{V}) & 0 \\ \frac{(K_f a_f + K_r a_r)}{V} & -\frac{(K_f l_f^2 + K_r l_r^2)}{V} & 0 \\ -\frac{(K_f l_f - K_r l_r)}{V} & \frac{(K_f a_f l_f - K_r a_r l_r)}{V} & 0 \\ 0 & 0 & -K_\phi - C_\phi \\ 0 & -M_s h_s V & 0 \end{bmatrix}$$

$$L_o = [K_f \ K_r \ 0 \ 0]^T$$

3. 강건 제어기의 설계

전술한 차량 모델을 기반으로, 조향외란과 파라미터 변동을 고려하여 실제 차량과 모델간의 덧셈형 모델 오차에 대해서 강건한 제어 성능을 얻을 수 있는 제어기 $K(s)$

를 설계하기 위하여 출력귀환 H_∞ 제어 기법⁶⁾을 적용하였다.

제어 대상계를 식(11)의 상태방정식으로 부터 $A_p = E^{-1}A_o, B_p = E^{-1}B_o, L_p = E^{-1}L_o$ 으로 나타내는 경우, 다음과 같이 계의 전달함수 $P_u(s)$ 와 외란의 전달함수 $P_w(s)$ 를 식(13), (14)로 나타낸다.

$$P_u(s) = C_p(sI - A_p)^{-1}B_p \quad (13)$$

$$P_w(s) = C_p(sI - A_p)^{-1}L_p \quad (14)$$

제어기 $K(s)$ 와 가중함수 $W_u(s), W_s(s), W_n(s)$, 조향외란 w_δ 와 제어출력 z_1, z_2 및 제어입력 u 를 포함하는 일반화된 제어구조로 나타내면 다음의 Fig. 2와 같다.

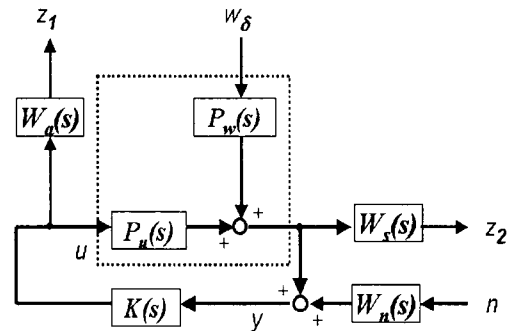


Fig. 2 Configuration of the feedback control system

Fig. 2의 전체 제어계에 대하여 각각의 입력과 출력간의 관계식을 구하면 다음의 식(15)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{pmatrix} z(s) \\ y(s) \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & W_u(s) \\ W_s(s)P_u(s) & 0 & W_s(s)P_u(s) \\ P_u(s) & W_n(s) & P_u(s) \end{bmatrix} \begin{pmatrix} w(s) \\ u(s) \end{pmatrix} \quad (15)$$

여기서, $w = \{w_\delta \ n\}^T$

$z = \{z_1 \ z_2\}^T$

이때 $W_n(s)$ 를 측정잡음 N_w 로 나타내고,

가중함수 $W_a(s)$, $W_s(s)$ 를 다음과 같이 나타낸다.

$$W_a(s) = D_a + C_a(sI - A_a)^{-1}B_a \quad (16)$$

$$W_s(s) = D_s + C_s(sI - A_s)^{-1}B_s \quad (17)$$

대상계와 가중함수 $W_a(s)$, $W_s(s)$ 의 상태 변수 벡터를 각각 x_p , x_s , x_a 라 정의하면, 식(15)의 가중함수를 포함하는 일반화된 플랜트 $G(s)$ 에 대한 상태 방정식과 각각의 행렬은 다음과 같이 정리하여 나타낼 수 있다.

$$\dot{X} = AX + B_1w + B_2u \quad (18)$$

$$z = C_1X + D_{11}w + D_{12}u \quad (19)$$

$$y = C_2X + D_{21}w + D_{22}u \quad (20)$$

여기서, $X = [x_a^T \ x_s^T \ x_p^T]^T$

$$A = \begin{bmatrix} A_a & 0 & 0 \\ 0 & A_s & B_s C_p \\ 0 & 0 & A_p \end{bmatrix}, B_1 = \begin{bmatrix} 0_{2 \times 2} & 0 \\ L_p & 0 \end{bmatrix}$$

$$B_2 = \begin{bmatrix} B_a \\ B_s D_p \\ B_p \end{bmatrix}, C_1 = \begin{bmatrix} C_a & 0 & 0 \\ 0 & C_s & D_s C_p \end{bmatrix},$$

$$D_{11} = [0_{2 \times 2}], \quad D_{12} = \begin{bmatrix} D_a \\ D_s D_p \end{bmatrix}$$

$$C_2 = [0 \ 0 \ C_p], \quad D_{21} = [0 \ N_w],$$

$$D_{22} = [D_p]$$

혼합감도 문제를 적용한 H_∞ 제어를 설계하기 위하여 다음과 같은 과정을 수행한다. 우선, 외란-출력 간의 전달함수 $M(s)$ 를 식(21)과 같이 나타내고, 이의 크기를 작게 하는 것이 요구되는데,

$$M(s) = (I + P_u(s)K(s))^{-1}P_w(s) \quad (21)$$

조향 외란에 의한 롤 응답을 억제하기 위하여 전달함수 $M(s)$ 에 대하여 가중함수를 포함한 식(22)를 만족하도록 해야한다.

$$\|W_s(s)M(s)\|_\infty < 1 \quad (22)$$

또한 외란-제어입력 사이의 전달함수 $N(s)$ 를 식(23)과 같이 나타내고,

$$N(s) = K(s)(I + P_u(s)K(s))^{-1}P_w(s) \quad (23)$$

파라미터 변동으로 인한 실제 차량과 모델간의 차이를 덧셈형 모델링 오차로 고려하여, 식(24)와 같이 전달함수 $N(s)$ 에 대하여 강건 안정성을 만족하도록 해야하며,

$$\|W_a(s)N(s)\|_\infty < 1 \quad (24)$$

이때 가중함수 $W_a(s)$ 는 덧셈형 모델링 오차 $\Delta_a(s)$ 에 대하여 식(25)을 만족하도록 선정해야한다.

$$\sigma_{\max}\{\Delta_a(jw)\} \leq |W_a(jw)|, \forall w \quad (25)$$

가중함수 $W_a(s)$, $W_s(s)$ 의 형상과 크기 선정은 제어기 $K(s)$ 의 특성 결정에 중요한 역할을 하며, 제어 성능에 큰 영향을 주게 되므로 이의 적절한 선정이 요구된다.

본 논문에서는 Table 1의 차량 가변 조건과 타이어 특성을 고려하여 덧셈형 모델링 오차 $\Delta_a(s)$ 에 대해 식(25)를 만족하도록 가중함수 $W_a(s)$ 를 식(26)와 같이 선정하였다. 또한 외란 제거 성능을 결정하는 가중함수 $W_s(s)$ 는 주파수 대역폭이 지나치게 넓으면 제어효과가 저하되므로 조향에 의한 롤 운동 특성을 고려하여 저주파영역에서 크기가 크도록 식(27)와 같이 선정하여 제어기를 설계하였으며, 이들을 Fig. 3에 도시하였다.

$$W_a(s) = \frac{0.0003 \times (s^2 + 2s + 1)}{s^2 + 1.3s + 36} \quad (26)$$

$$W_s(s) = \frac{75e4 \times (s + 1)}{s^4 + 38.4s^3 + 1828.5s^2 + 19814s + 331776} \quad (27)$$

설계된 제어기는 차체에 부착된 센서를 통해 롤각 ϕ 을 측정하여 롤 운동을 제어할 능동 롤 모우먼트 M_d 를 출력하도록 다음의 식(28)-(29)와 같은 상태방정식 형태로 나타낼 수 있다.

$$\dot{x}_K = A_K x_K + B_K \phi \quad (28)$$

$$M_d = C_K x_K + D_K \phi \quad (29)$$

여기서, $K(s) = C_K(sI - A_K)^{-1}B_K + D_K$

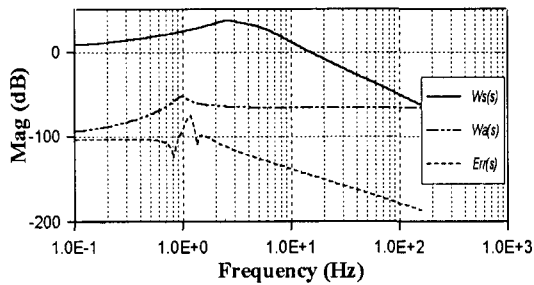


Fig. 3 Weighting functions and additive modelling error

4. 전차량 시뮬레이션 및 결과 고찰

설계된 제어기의 실차 적용 특성을 검토하기 위하여, 실제 차량에서와 같이 타이어 특성과 현가 장치의 특성 등을 고려할 수 있는 전차량 모델^{7,8)}을 적용하고, Fig. 4와 같이 전차량 능동 제어 시스템을 구성하여 시뮬레이션을 수행하였다.

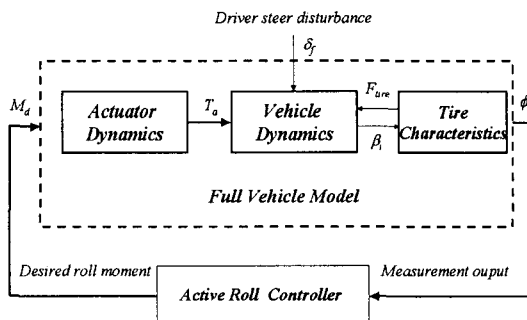


Fig. 4 Schematic diagram of active control system

차량은 요우, 종, 횡방향 운동과 강체로 고려된 차체의 수직, 롤, 피치 운동 및 차륜의 수직 운동을 포함하는 10자유도 모델로 적용하였으며, 능동 롤 모우먼트의 발생 메카니즘은 전술한 롤안정바에 부착된 회전형

작동기의 각변형이나^{4,5)}, 롤안정바의 링크와 tie rod 간에 선형 작동기를 장착한 메카니즘을 통해 구현시킬 수 있는데, 20 msec의 시정수를 갖는 1차계 모델로 간략화하여 작동 시스템의 동특성을 고려하였다. 선회시 전/후륜에서 발생하는 슬립각에 의해 조종 특성이 결정되므로, 롤 모우먼트의 전/후륜 배분(roll moment distribution)을 가변적으로 적용하는 제어 방식을 고려할 수 있으나, 타이어 슬립각을 측정/추정해야 하는 등 실차 적용에 어려움이 있다. 또한 요 평면(yaw-plane)상에서의 조종안정성은 제동력을 이용한 요 모우먼트 제어를 적용하는 것이 더욱 효과적이므로, 본 논문에서는 능동 롤 모우먼트의 전/후륜 배분 제어는 고려하지 않았다. 시뮬레이션에 적용한 차량은 제원 $t_f=1.51\text{ m}$, $t_r=1.48\text{ m}$, $l_f=1.13\text{ m}$, $l_r=1.44\text{ m}$, $\alpha_f=.2$, $\alpha_r=-.2$, $h_s=.24\text{ m}$ 와 전,후륜 현가 강성 및 감쇠 $k_f=10947\text{ N/m}$, $k_r=14559\text{ N/m}$, $c_f=526\text{ N}\cdot\text{sec/m}$, $c_r=925\text{ N}\cdot\text{sec/m}$ 그리고 Table 1의 파라미터 값을 적용하였다.

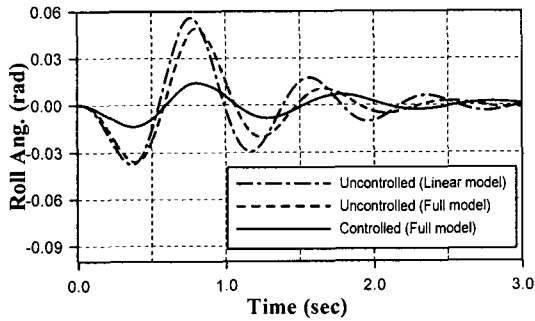
Table 1 Vehicle parameters

Parameter	Unit	Nominal Vehicle	Perturbed Vehicle
M_s	kg	1011	1215
I_x	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	440	520
I_z	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	2400	2800
V	km/h	50	100

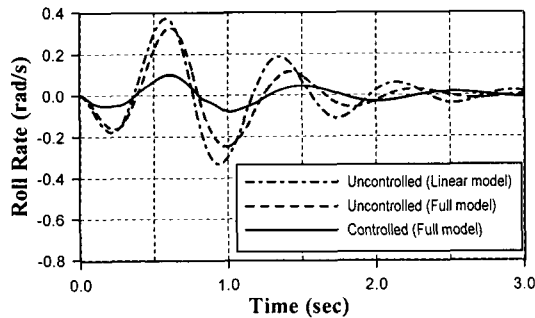
Table 1의 공칭 파라미터를 갖는 차량 조건과 주행속도 50 km/h로 정속 주행하는 조건에 대하여, 식(30)과 같은 대표적인 조향 조작 입력으로 $h_1=3.5\text{ deg}$, $t_d=0.0\text{ sec}$, $\Delta t=0.8\text{ sec}$ 와 같이 조향 핸들을 급 조작한 경우의 차량 거동에 대한 시뮬레이션 결과를 Fig. 5에 비교하여 도시하였다.

$$\begin{cases} t < t_d: & \delta_f = 0 \\ t_d \leq t \leq t_d + \Delta t: & \delta_f = k_1 \sin\left(\frac{2\pi}{\Delta t}(t - t_d)\right) \\ t > t_d + \Delta t: & \delta_f = 0 \end{cases} \quad (30)$$

Fig. 5에 도시된 비제어시의 수동 차량에 대한 선형 및 전차량 모델의 응답은 다소 크기의 차이는 있지만 전체적 개형은 동일하게 나타나고 있다.



(a) Roll angle



(b) Roll angular velocity

Fig. 5 Comparison of roll responses in conditions with 50 km/h, nominal parameters

이때 롤 응답 크기는 전차량 모델에 작용하는 선회력이 수직하중에 대하여 포화 곡선적으로 증가하는 타이어 특성의 영향이 포함된 결과이며, 전차량에 대한 제어 시와 비제어 시의 결과 Fig. 5(a),(b)에서처럼 대상차량의 롤각과 롤각속도는 약 .04 rad, 0.2 rad/sec의 감소량으로 저감되는 결과를 나타낸다. 이는 Fig. 7에 도시한 롤 운동 특

성을 잘 나타낼 수 있는 롤 모드 선도로부터 수동 차량 대비 롤 안정성의 개선 효과를 비교하여 확인할 수 있다. 차량의 롤 응답은 조향 입력 크기와 주행 속도의 영향을 받게 되므로, 공칭 파라미터를 갖는 차량을 기준으로, 이들의 각각의 조작 조건에 대한 시뮬레이션 결과로부터 수동 및 제어 차량의 롤 응답을 구하여 Fig. 6에 정리하여 도시하였으며, 제어 전/후 대비 롤 운동의 개선 효과를 비교하여 확인할 수 있다.

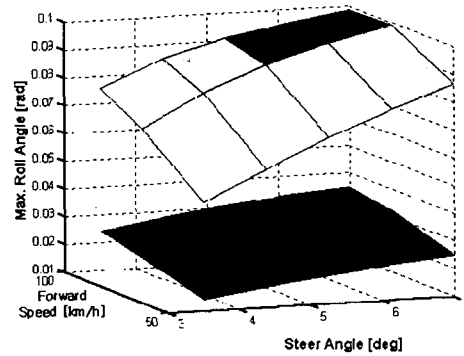


Fig. 6 Comparison of roll angle responses in variations of forward speed and steer input (upper :uncontrolled, lower :controlled)

주행속도를 100 km/h로 증가시킨 상태에서 Table 1과 같은 변동 차량 조건에 대한 시뮬레이션 결과를 Fig. 7에 공칭 파라미터를 갖는 차량의 경우와 비교하여 도시하였다. 결과에서처럼 속도증가에 의한 횡가속도 영향으로 공칭 차량대비 수동 차량의 응답 크기가 증가하게 되며, 차체 질량의 변화는 롤 운동의 과도 및 정상상태 응답에, 관성 모우멘트의 변화는 과도 응답에 지배적인 영향을 나타내는 파라미터 감도 특성이 포함되어 롤 거동이 나타나게 된다. 이처럼 주행 및 승차 조건에 의해 변동된 파라미터를 갖는 차량 조건에 대한 선회 조향에 대해서도 안정적인 롤 제어 성능을 확보할 수 있음을 확인할 수 있다.

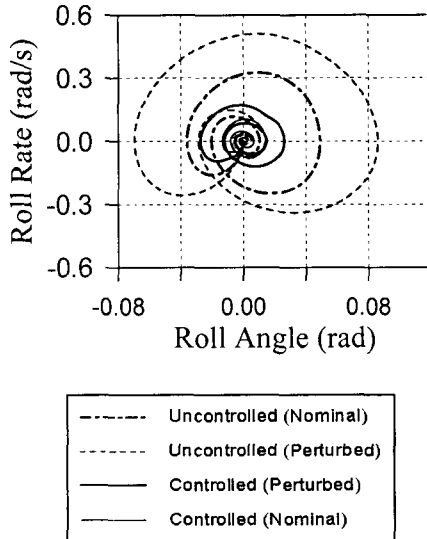


Fig. 7 Comparison of roll stability

5. 결론

본 논문에서는 자동차의 동적 안정성과 관련된 성능요소인 롤 안정성을 능동적으로 개선하기 위한 연구를 수행하였다.

선행 차량 모델을 기반으로, 적용 대상 차량의 불확실한 파라미터의 영향을 고려하여 이에 대해서도 강건한 제어성능을 얻을 수 있도록 H_∞ 제어 기법을 적용하여 능동 제어를 설계하였다.

설계된 제어기의 실차 적용성을 파악하기 위하여 타이어 특성을 포함하는 전차량 모델에 적용하여 능동 제어 시스템을 구성하여 시뮬레이션을 수행하였으며, 수동 차량 대비 롤 안정성을 개선하고, 주행 및 승차 조건에 의한 파라미터 변동에 대해서도 강건한 제어가 이루어짐을 확인하였다.

참고 문헌

1) W. R. Garrott, J. G. Howe, et. al., "An

Experimental Examination of Selected Maneuvers that may induce On-road Untripped, Light Vehicle Rollover", NHTSA Report, July, 1999.

2) D. W. Shuttlewood, D. Crolla, "Active Roll Control for Passenger Cars", Proceedings of AVEC'92, pp.372-377, 1992.

3) D. Cebon, et. al., "An Investigation of Roll Control System Design for Articulated Heavy Vehicles", Proceedings of AVEC'98, pp.311-316, 1998.

4) J. Darling, R. E. Dorey and T. J. Martin, "A Low Cost Active Anti-Roll Suspension for Passenger Cars," J. of Dyn. Sys., Meas. and Control, Vol. 114, pp.599-605, 1992.

5) J. Daring and T. J. Ross-Martin, "A Theoretical Investigation of a Prototype Active Roll Control System," Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 211, pp.3-12, 1997.

6) K. Zhou and J. C. Doyle, "Robust and Optimal Control," Prentice Hall, 1996.

7) J. Y. Wong, "Theory of Ground Vehicles," John Wiley & Sons, 1993.

8) 김효준, 양현석, 박영필, "롤특성 개선을 위한 전기작동식 ARC 시스템에 대한 연구", 정밀공학회 춘계 학술대회논문집, pp.526-529, 2000.

9) E. Bakker, H. B. Pacejka and L. Linder, "A New Tire Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies," SAE 890087, pp.83-95, 1989.

10) Y. Yokoya, H. Kawaguchi and K. Ohashi, "Integrated Control System Between Active Control Suspension and Four Wheel Steering for CELICA," SAE 901748, pp.87-102, 1990.