

능동 현가장치가 차량의 핸들링에 미치는 영향에 관한 연구

이중섭* · 권혁조** · 오재윤***

(1997년 7월 14일 접수)

A Study on the Effects of Active Suspension Upon Vehicle Handling

Jung-Sup Lee, Hyok-Jo Kwon and Chae-Youn Oh

Key Words : Active Suspension(능동 현가장치), Handling(핸들링), Yaw Rate(요속도), Full State Feedback Control(전 상태 피드백제어), Lateral Acceleration(횡가속도)

Abstract

This paper develops a 7 DOF vehicle model to study the effects of the active suspension on ride. The model is used to derive a control law for the active suspension using a full state linear optimal control technique. A wheelbase preview type active suspension is also considered in the control law derivation. The time delay between wheelbases is approximated using Pade approximation technique. The ride model is extended to a 14 DOF handling model. The 14 DOF handling model includes lateral, longitudinal, yaw and four wheel spin motions in addition to the 7 DOF ride model. A control law which is derived considering only ride related parameters is used to study the effects of the active suspension on a vehicle handling. J-turn maneuver simulation results show that the active suspension has a slower response in lateral acceleration and yaw rate, a bigger steady state lateral acceleration and an oversteer tendency. Lane changing maneuver simulation results show that the active suspension has a little bigger lateral acceleration but a much smaller roll angle and roll motion. Braking maneuver simulation results show that the active suspension has a much smaller pitch angle and pitch motion.

기 호 설 명

M_{xDD} : 질량관성모멘트 행렬
 M_f, M_{fl} : 연결행렬
 $\overline{F_p}$: 수동 현가와 타이어 힘을 나타내는 벡터
 $\overline{x_0}$: 노면입력벡터
 $\overline{u}(t)$: 제어입력벡터
 F_{wl} : 대각선행렬(대각선 요소 = $-2\pi\lambda_0 U(\lambda_0$: 노면절단파수, U : 차량속도))
 \overline{w} : 강도가 $R_c U I(R_c$: 노면거칠기계수)인 백색잡음벡터

$\overline{v_f}, \overline{v_r}$: 백색잡음 형태의 앞·뒷바퀴에서 노면입력
 $\overline{F_{xy}}$: 타이어모델로부터 계산되는 힘
 δ_f, δ_r : 앞·뒤 바퀴 조향각(rad)
 ϵ_f, ϵ_r : 앞·뒤 바퀴 롤스티어 계수(rad/rad)
 δ_{fp} : 앞바퀴의 조향입력각(rad)
 ϕ : 롤각(rad)
 $\overline{F_x}(s)$: 종방향 힘
 $\overline{T_e}, \overline{T_b}$: 구동토크와 제동토크

*대우상용차(주) 사시설계실

**전북대학교 대학원 정밀기계공학과

***회원, 전북대학교 기계공학과

1. 서 론

좀 더 안전하고 운전하기 편안하며 승차감이 좋

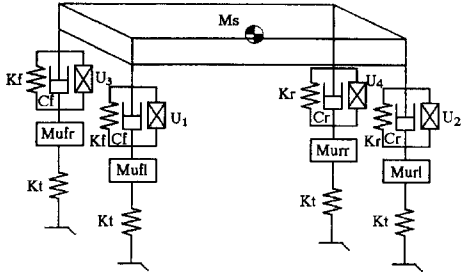


Fig. 1 7 DOF vehicle model.

은 차량의 개발에 대한 끊임없는 요구는 능동 현가장치(active suspension system), 4륜 조향장치(4-wheel steering system), 잠김방지장치(antilock brake system) 등과 같은 첨단장치에 대한 연구를 가속화시켰을 뿐 아니라 이러한 첨단장치의 실용화를 가능하게 하였다. 위와 같은 첨단장치를 갖춘 차량은 아직도 가격이나 성능 및 신뢰성 등에서 많은 개선의 여지를 가지고 있으므로 좀 더 저렴하고 성능이 우수하며 신뢰성이 보장된 첨단장치 개발에 많은 연구를 수행하고 있다.

본 논문에서는 위에서 열거한 첨단장치들 중에서 능동 현가장치에 관한 연구를 수행한다. 능동 현가장치는 수동 현가장치를 구성하는 스프링과 댐퍼에 부가하여 에너지의 흐름을 조절할 수 있는 액츄에이터를 부착한 현가장치를 말한다. 적절한 세어논리에 의해 액츄에이터를 작동시켜서 승차성능(ride performance) 및 조정 안정성에 많은 향상을 가져올 수 있음이 많은 연구논문에서 보고되었다.⁽¹⁻⁴⁾ 그러나 능동 현가장치가 차량의 핸들링 성능에 미치는 영향에 관한 연구결과는 상대적으로 많이 보고되어 있지 않다.

본 논문에서는 차량의 승차성능 해석을 위한 7 자유도 모델을 개발한다. 이 모델을 이용하여 앞바퀴의 노면입력을 예견하여 뒷바퀴에서 이용하는 경우와 이용하지 않는 경우로 나누어서 승차성능 향상만을 고려한 능동 현가장치 제어알고리즘을 유도한다. 본 연구에서는 이와 같이 순수하게 승차성능 향상만을 고려한 능동 현가장치 제어알고리즘으로부터 계산된 최적제어 이득행렬을 차량 핸들링 해석을 위해 개발하는 14 자유도 차량모델에 그대로 적용하여 능동 현가장치가 차량 핸들링에 미치는 영향을 연구한다.

2. 승차성능 해석을 위한 차량모델의 개발

본 논문에서는 능동 현가장치가 차량 승차성능에 미치는 영향을 연구하기 위한 7 자유도 차량모델을 개발한다. Fig. 1은 본 연구에서 이용하는 차량모델의 개략도이다. 뉴턴 제2법칙을 이용하여 유도된 승차성능 해석을 위한 7 자유도 차량모델의 운동방정식은 다음과 같은 행렬식 형태로 나타낼 수 있다.

$$M_{XDD} \ddot{\bar{z}} = M_f \bar{F}_p(\bar{z}, \dot{\bar{z}}, \bar{x}_0, \dot{\bar{x}}_0) + M_{f1} \bar{u}(t) \quad (1)$$

여기서, \bar{z} 는 7 자유도 차량모델 좌표를 나타내는 벡터이다.

위 식 (1)을 상태방정식으로 재구성하면 다음과 같다.

$$\dot{\bar{x}} = A\bar{x} + B\bar{u} + B_2\bar{x}_0 + B_3\dot{\bar{x}}_0 \quad (2)$$

여기서, $\bar{x} = [\bar{z} \quad \dot{\bar{z}}]^T$ 이고, 본 논문에서는 타이어 댐핑을 무시하므로 B_3 는 영행렬(null matrix)이 된다.

본 논문에서는 불규칙한 노면을 외란으로 하여 능동 현가장치를 장착한 차량의 승차성능을 해석하였다. 차량모델에 외란으로 작용하게 될 불규칙한 노면형상은 노면 모델링에 가장 널리 사용되는 방법 중 하나이며, 불규칙한 노면을 잘 모델링하는 것으로 보고된 백색잡음을 성형필터에 통과시켜 만든 유색잡음 형태로 모델링하였다.⁽⁵⁾ 좌·우 바퀴에서 노면의 상관관계가 능동 현가장치의 성능에는 별로 영향을 미치지 않으므로⁽⁶⁾ 본 논문에서는 좌·우 바퀴의 상관관계를 고려하지 않고 다음과 같은 일차 비분방정식 형태로 노면을 모델링하였다.

$$\dot{\bar{x}} = F_{wt} \bar{x}_0 + I\bar{w}(t) \quad (3)$$

여기서, I 는 단위행렬이다.

3. 제어알고리즘의 개발

본 논문에서는 전 상태 피드백 정보(full state feedback)가 이용 가능하다고 가정하여 능동 현가장치를 제어하기 위한 최적제어 알고리즘을 개발한다. 앞바퀴로부터의 노면입력을 예견하여 뒷바퀴에서 이용하지 않는 경우와 이용하는 경우로 나누어서 세어알고리즘을 개발한다. 앞바퀴로부터의 노면

입력을 뒷바퀴에 이용하는 경우, 시간지연을 갖는 시스템의 최적제어 문제를 시간지연을 갖지 않는 등가 선형시스템의 최적제어 문제로 변환하기 위해 Pade 근사법(Pade approximation)^(6, 7)을 사용하였다.

본 논문에서는 앞바퀴에서 노면입력이 시간지연을 가지고 뒷바퀴에 전달되는 것으로 가정하는데, 이같은 시간지연은 4차 Pade 근사법(4th order Pade approximation)을 사용하여 아래와 같이 근사하였다.

$$\frac{v_r(s)}{v_f(s)} = e^{-ds} \approx \frac{a_0 - a_1s + a_2s^2 - a_3s^3 + a_4s^4}{a_0 + a_1s + a_2s^2 + a_3s^3 + a_4s^4} \quad (4)$$

여기서, D 는 앞바퀴와 뒷바퀴 사이의 시간지연을 나타낸다. 전달함수 형태의 식 (4)를 상태공간 표현법을 이용하여 나타내면 다음과 같다.

$$\dot{\bar{\eta}}(t) = A_{\eta} \bar{\eta}(t) + B_{\eta} \bar{v}_f(t) \quad (5)$$

$$\bar{v}_r(t) = \bar{v}_f(t-d) = C_{\eta} \bar{\eta}(t) + \bar{v}_f(t) \quad (6)$$

식 (3)의 \bar{w} 를 앞바퀴부분 (\bar{v}_r)과 뒷바퀴부분 (\bar{v}_r)으로 분리한 후, \bar{v}_r 대신 식 (6)을 대입하면, 앞바퀴에서의 노면입력 (\bar{v}_f)만으로 나타내진 다음과 같은 시간지연을 고려한 노면 상태방정식을 구할 수 있다.

$$\dot{\bar{x}}_0(t) = F_{w0} \bar{x}_0(t) + b_2 C_{\eta} \bar{\eta} + (b_1 + b_2) \bar{v}_f(t) \quad (7)$$

식 (2)의 차량모델 상태방정식, 식 (7)의 시간지연을 고려한 노면모델 상태방정식과 식 (5)의 시간지연을 나타내는 상태방정식을 합한 상태방정식은 다음과 같다.

$$\dot{\bar{x}}_0(t) = A_f \bar{x}_f + B_f \bar{u}(t) + B_b \bar{x}_0(t) \quad (8)$$

여기서, $\bar{x}_f = [\bar{x} \ \bar{x}_0 \ \bar{\eta}]^T$ 이다.

차량의 승차성능과 조정 안정성의 평가에 많이 이용되는 현가장치 변형, 타이어 변형, 스프링 상질량과 스프링하 질량 사이의 연결점 변위를 시스템의 출력변수로 하여 다음과 같은 출력방정식을 구성하였다.

$$\bar{y}(t) = C \bar{x}_a \quad (9)$$

여기서, $\bar{x}_a = [\bar{x} \ \bar{x}_0]^T$ 이다.

성능지수는 출력변수와 제어입력을 이용하여 다음과 같이 나타내었다.

$$J = \int_0^{\infty} \{ \bar{y}(t)^T Q \bar{y}(t) + \bar{u}(t)^T R \bar{u}(t) \} dt \quad (10)$$

여기서, Q 와 R 은 각각 양의 반한정(positive semi-definite) 대칭행렬과 양의 한정 대칭행렬인 가중치행렬이다.

식 (10), 식 (8), 식 (9)로 나타내지는 최적제어 문제의 최적 피드백 제어입력은 아래와 같다.

$$\bar{u} = K_D \bar{x}_f = [K_x \ K_{x_0} \ K_{\eta}] \bar{x}_f \quad (11)$$

여기서, K_D 는 식 (10)의 성능지수 기울기와 관련된 시불변 피드백 이득행렬로 다음과 같다.

$$K_D = -R^{-1} B_f^T P_f \quad (12)$$

여기서, P_f 는 아래와 같은 대수 리카티방정식(algebraic Riccati equation)의 해이다.

$$P_f A_f + A_f^T P_f - P_f B_f R^{-1} B_f^T P_f + C_f^T Q C_f = 0 \quad (13)$$

여기서, $C_f = [C \ 0]$ 이다. 앞바퀴에서의 노면입력을 예견하여 뒷바퀴에서 이용하는 경우나 이용하지 않는 경우 모두 노면입력은 제어입력에 의해 영향을 받지 않기 때문에 완전히 제어가 가능하지 않는 시스템이 되므로 식 (13)으로부터 P_f 를 모두 구할 수는 없다. 그래서 P_f 를 9개의 부분행렬로 분리해 보면 다음과 같다.

$$P_f(26 \times 26) = \begin{bmatrix} P_{11(14 \times 14)} & P_{12(14 \times 4)} & P_{13(14 \times 8)} \\ P_{21(4 \times 14)} & P_{22(4 \times 4)} & P_{23(4 \times 8)} \\ P_{31(8 \times 14)} & P_{32(8 \times 4)} & P_{33(8 \times 8)} \end{bmatrix} \quad (14)$$

B_f 는 $[B_{(14 \times 4)} \ 0_{(4 \times 4)} \ 0_{(8 \times 4)}]^T$ 와 같이 구성되므로, 식 (14)의 9개 부분행렬 중 P_{11} , P_{12} , P_{13} 만이 제어 이득행렬 계산에 이용됨을 알 수 있다. 식 (13)에서 P_{11} , P_{12} , P_{13} 를 구하기 위한 식만을 분리하여 정리하면 다음과 같다.

$$A^T P_{11} + P_{11} A - P_{11} B R^{-1} B^T P_{11} + C^T Q C = 0 \quad (15)$$

$$(A^T - P_{11} B R^{-1} B^T) P_{12} + P_{12} F_{w0} + P_{11} B_2 + C_f^T Q C_2 = 0 \quad (16)$$

$$(A^T - P_{11} B R^{-1} B^T) P_{13} + P_{13} A_{\eta} + P_{12} b_2 C_{\eta} = 0 \quad (17)$$

위의 세 식을 순차로 풀면 식 (12)에서 필요한 P_{11} , P_{12} , P_{13} 를 구할 수 있다.

위의 제어이득행렬 계산과정은 앞바퀴의 노면입력을 예견하여 뒷바퀴에서 이용하는 경우로, 앞·뒤 바퀴사이의 시간지연을 고려한 부분을 제거하면 앞바퀴의 노면입력을 뒷바퀴에서 이용하지 않는 경우의 제어이득행렬을 구할 수 있다.

4. 승차감 해석을 위한 컴퓨터 모의실험

본 논문에서는 전 상태(full state)를 피드백해서 앞바퀴에서의 노면입력을 예견하여 뒷바퀴에서 이용하는 경우와 이용하지 않는 경우의 능동 현가장치를 제어하기 위한 최적제어 알고리즘을 개발하였다. 컴퓨터 모의실험을 통하여 능동 현가장치와 수동 현가장치의 승차성능을 비교하기 위하여 여과된 유색잡음형태의 노면형상을 외란으로 이용하였다. 제어이득 계산과 컴퓨터 모의실험은 MATLAB⁽⁸⁾을 이용하여 수행하였다. Table 1은 본 논문에서 승차성능 해석에 이용되는 차량모델 변수 값이다.

Fig. 2~Fig. 4는 수동 현가장치와 앞바퀴 노면입력을 예견하여 뒷바퀴에서 이용하지 않는 능동 현가장치와의 승차성능을 비교하는 그림들이다. 스프링 상 질량(sprung mass) 수직변위는 수동 현가장치보다 능동 현가장치가 작은 RMS값을 나타낸다. 수동 현가장치는 큰 활동구간을 가지므로 bump-stop에 충돌이 발생할 수 있으나, 능동 현가장치는 작은 활동구간을 가지므로 bump-stop에 충돌이

Table 1 Vehicle parameters for ride analysis.

Model name	Symbol	Unit	Value
Sprung mass	Ms	kg	855
Unsprung mass (front)	Muf	kg	57.5
Unsprung mass (rear)	Mur	kg	75
Roll moment of inertia	Ixx	kg·m ²	600
Pitch moment of inertia	Iyy	kg·m ²	2500
Spring stiffness (front)	Kf	N/m	10000
Spring stiffness (rear)	Kr	N/m	18000
Damper rate (front)	Cf	N·sec/m	348
Damper rate (rear)	Cr	N·sec/m	782
Tire stiffness	Kt	N/m	200000
Wheelbase	L	m	2.69
Distance from C. G to axle (front)	a	m	1.353
Distance from C. G to axle (rear)	b	m	1.337
Track width	Tw	m	1.54

발생하지 않을 것이다. 수동 현가장치는 타이어 변위의 진폭이 크므로 노면과 접촉을 일정하게 유지하지 못하지만, 능동 현가장치는 타이어 변위의 진폭이 작으므로 좀 더 일정하게 노면과 접촉을 유지함을 보여준다.

앞바퀴의 노면입력을 예견하여 뒷바퀴에서 이용하는 능동 현가장치는 앞바퀴 노면입력을 예견하여 뒷바퀴 제어에 사용하므로 본 논문에서 고려한 모

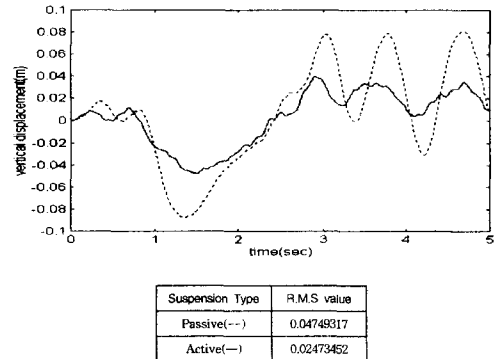


Fig. 2 Vertical displacement.

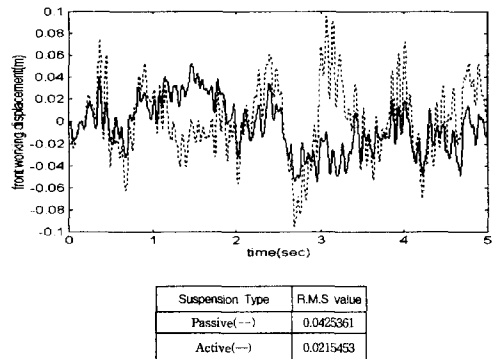


Fig. 3 Front suspension working space.

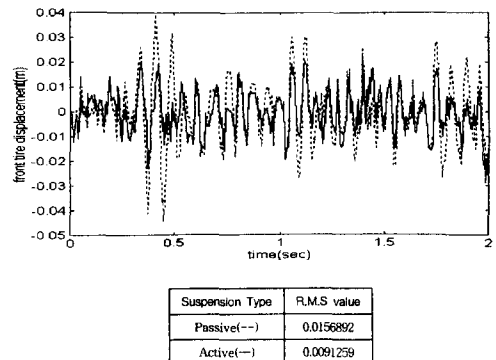
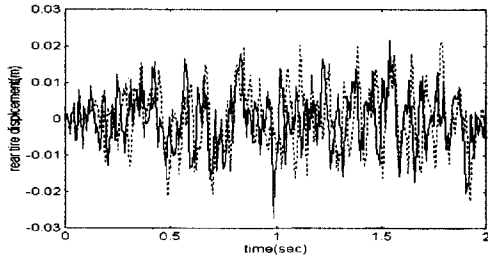


Fig. 4 Front tire displacement.



Suspension Type	R.M.S value
non-preview(—)	0.0087659
Wheelbase preview(- -)	0.0084644

Fig. 5 Rear tire displacement.

든 출력변수에서 약간의 성능향상을 보여 준다. Fig. 5~Fig. 6은 이 출력변수들 중에서 뒤 타이어 변위와 피치운동에서 예견형 능동 현가장치가 비예견형 능동 현가장치에 비해 약간 성능이 향상됨을 보여주는 그림이다.

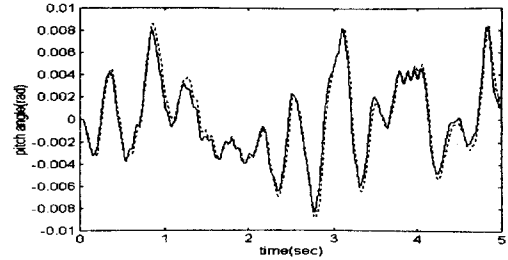
5. 핸들링 해석을 위한 차량모델의 개발

승차성능에서 수동 현가장치에 비해 우수한 성능을 보이는 능동 현가장치가 핸들링 성능에 미치는 영향을 알아보기 위해 본 논문에서는 차량전복(rollover)과 같은 횡가속도 0.6 g 이상의 극한상황을 제외한 주행조건에서 차량의 핸들링 해석에 이용할 수 있는 14 자유도 차량모델을 개발하였다.⁽⁹⁻¹¹⁾ 앞 절에서 개발한 승차성능 해석을 위한 7 자유도 차량모델에 종방향과 횡방향의 병진운동과 요운동 및 각 바퀴의 휠 스핀운동을 포함하여 개발한 14 자유도 차량모델은 다음과 같다.

$$\dot{\bar{x}} = F\bar{x} + G\bar{u} + H\bar{F}_{xy} \quad (18)$$

여기서, \bar{u} 는 앞 절에서 승차성능 만을 고려하여 개발한 제어알고리즘으로부터 계산된 능동 현가장치 제어입력이다.

승차성능 해석시와는 달리 핸들링 해석시에는 횡방향운동과 종방향 운동이 고려되므로 선형 스프링 형태의 타이어모델을 이용할 수 없다. 본 논문에서는 Dugoff 타이어모델⁽¹²⁾를 이용하여 노면과 타이어 사이에서 발생하는 힘과 모멘트를 계산하여 차량모델에 제공한다. 타이어모델에서 횡방향 힘과 얼라이닝 토크(alignment torque) 계산에 필요한 바퀴의 미끄럼각(slip angle)은 앞·뒤 바퀴 조향각($\bar{\delta}$), 횡방향과 종방향속도 (v , u) 및 요속도 (ψ)



Suspension Type	R.M.S value
non-preview(—)	0.0037504
Wheelbase preview(- -)	0.0035099

Fig. 6 Pitch angle.

조합으로 다음과 같다.

$$\bar{\alpha} = \tan^{-1}(\bar{F}(v, u, \psi)) - \bar{\delta} \quad (19)$$

여기서, \bar{F} 는 v , u , ψ 로 구성된 비선형식이다.

본 논문에서는 특정한 조향입력에 대한 차량의 응답을 관찰하기 위하여 이러한 조향입력의 모델링은 하지 않고 직접 앞바퀴에 조향각을 부여하였다. 롤스�티어 효과는 조향입력이 주어졌을 때 차량반응을 지연시키고, 횡가속도와 요속도의 정상상태 값을 감소시킨다.^(13, 14) 본 논문에서는 이 같은 롤스�티어 효과를 일정한 계수로 표시하여 변화되는 물각에 비례하여 조향효과가 나타나도록 각 바퀴에 작용되어지는 조향각을 다음과 같이 나타내었다.

$$\delta_f = \delta_{fp} + \epsilon_f \phi \quad (20)$$

$$\delta_r = \epsilon_r \phi \quad (21)$$

차량이 주행 중에 감속하거나 가속을 하는 경우에 발생하는 관성력에 의한 종방향 하중전이(longitudinal load transfer)는 다음과 같다.

$$\Delta F_z = \frac{H_{cg}}{L} M_s a_x \quad (22)$$

여기서, H_{cg} 는 노면에서 무게중심점까지 거리이고, L 은 축거이고, M_s 는 스프링 상 질량의 질량이고, a_x 는 종방향 가속도이다.

차량이 코너링할 때 발생하며, 언더스티어, 오버스티어의 경향과 차량의 스핀-아웃(spinner-out)과 같은 극한상황을 예측하는데 아주 중요한 역할을 하는^(13, 14) 횡방향 하중전이(lateral load transfer)는 다음과 같다.

$$\Delta F_{zi} = \frac{K_{rsi} \phi_{sus} + M_s a_y \frac{1}{l_i} H_{rai} + M_{ui} a_y R_w}{T_i},$$

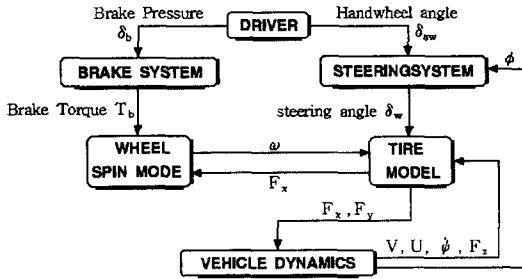


Fig. 7 Block diagram for vehicle handling analysis.

$$i = f, r \tag{23}$$

여기서, K_{rsf} 와 K_{rsr} 은 앞·뒤 볼 강성도이고, H_{raf} 와 H_{rar} 은 앞·뒤 차축에서 지면으로부터 볼 축까지 거리이고, a_y 는 횡방향 가속도이고, R_w 는 타이어 반경이고, T_f 와 T_r 은 앞·뒤 윤거이다. 식 (22)와 식 (23)에서 계산되는 종방향과 횡방향 하중전이는 타이어 각 바퀴에 걸리는 수직하중을 계산하는데 이용된다. 이같이 종방향과 횡방향 하중전이를 고려하여 계산된 수직하중이 타이어모델에 입력으로 사용된다.

본 논문에서는 다음과 같은 일차 미분방정식 형태의 휠 운동방정식을 이용하여 휠 각속도를 예측하여 타이어 종방향 슬립비를 계산한다.

$$I_w \dot{\omega} = -R_w \bar{F}_x(s) + \bar{T}_b + \bar{T}_e \tag{24}$$

여기서, I_w 는 타이어의 질량관성모멘트이다. 위 식 (24)를 이용하여 계산된 종방향 슬립비는 타이어 모델에 입력으로 사용된다.

Fig. 7은 차량모델, 타이어모델, 조향시스템과 휠 스피ن모드를 사이의 입출력 관계를 보여주는 블록선도이다.

6. 핸들링 해석을 위한 컴퓨터 모의실험

본 논문에서는 횡가속도가 0.3 g~0.6 g인 중간 범위 (mid range)에서 스텝조향(step steering) 주행시험, 차선변경(lane change) 주행시험, 감속(braking) 주행시험 등을 통하여 능동 현가장치와 수동 현가장치가 차량의 응답성, 조정성, 안정성에 미치는 영향을 비교하고자 한다. Table 2는 차량의 핸들링 해석에 이용되는 변수들의 값이다.

J-Turn 주행시험은 정속 주행중인 차량에 일정한 조향각을 입력(스텝조향 입력)하는 정상상태 주

Table 2 Vehicle parameters for handling analysis

Handling parameter	Symbol	Value	Unit
Front roll steer coefficients	ϵ_f	0.2	rad/rad
Rear roll steer coefficients	ϵ_r	-0.2	rad/rad
Front track width	T_f	1.512	m
Rear track width	T_r	1.470	m
C.G height above ground	Hcg	0.356	m
Height of front roll axis above ground	Hraf	0.132	m
Height of rear roll axis above ground	Hrar	0.263	m
Front roll stiffness	Krsf	14265.539	N/rad
Rear roll stiffness	Krsr	16995.479	N/rad
Roll center height above ground	Hra	0.178	m
Tire radius	Rw	0.305	m

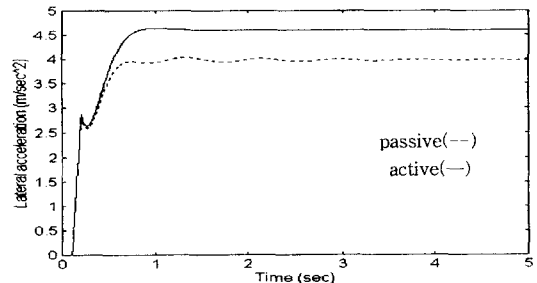


Fig. 8 Lateral acceleration during J-turn.

행시험이다. 본 논문에서는 20 m/s로 정속 주행중인 차량에 J-turn 주행시험을 위해 0.1초에서 0.2초 사이에 30 degree/s의 기울기로 조향각을 입력하여 0.2초 이후에는 조향각을 3도로 유지하였을 때 차량의 횡가속도, 요속도, 볼각에 대한 능동 현가장치와 수동 현가장치의 영향을 살펴본다. Fig. 8은 J-turn시 횡가속도를 보여준다. 수동 현가장치는 롤스티어의 영향으로 정상상태에서 약간의 진동이 지속됨을 보여준다. 능동 현가장치는 정상상태에서 진동을 보이지 않으나, 수동 현가장치에 비해

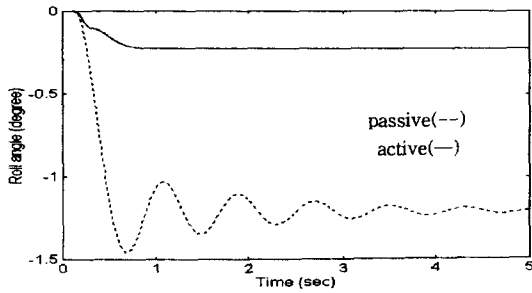


Fig. 9 Roll angle during J-turn.

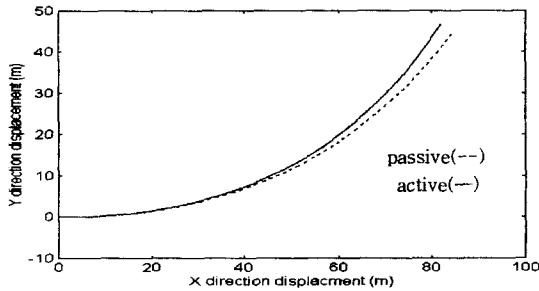


Fig. 10 Vehicle trajectory.

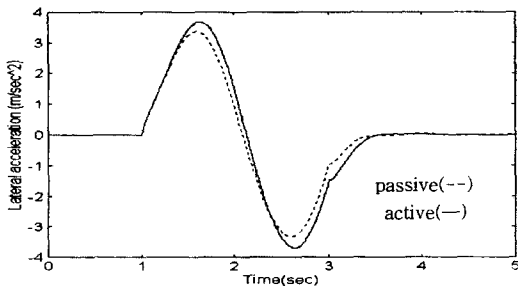


Fig. 11 Lateral acceleration during lane change.

높은 정상상태 값을 보이고, 응답이 약간 느려진다는 것을 알 수 있다. Fig. 9는 조향시 차량 자세 제어 측면에서 중요한 기준이 되는 롤각의 변화를 보여준다. 능동 현가장치는 수동 현가장치에 비해 약 80% 정도 롤각이 감소하고, 정상상태에서 롤운동을 거의 보여주지 않는다. Fig. 10은 고정좌표계에서 차량의 궤적을 보여주는데, 능동 현가장치는 수동 현가장치보다 롤운동 감소로 인하여 궤적이 수동 현가장치의 궤적보다 안쪽에 위치하므로 오버스티어의 경향을 보이고 있음을 알 수 있다.

Fig. 11과 Fig. 12는 진폭이 5.6도이고, 주기가 0.2초인 사인정현파로 표현되는 차선변경 경로를 입력으로 하는 차선변경 주행시험 결과를 보여준다. Fig. 11은 차선변경시 능동 현가장치는 수동

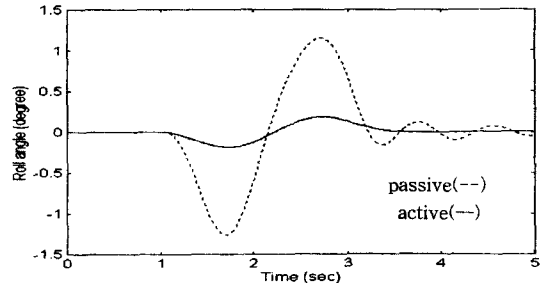


Fig. 12 Roll angle during lane change.

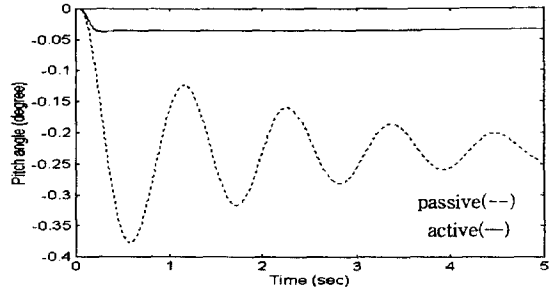


Fig. 13 Pitch angle during braking.

현가장치와 거의 같은 횡가속도의 경향을 보이나 진폭이 약간 큼을 보여준다. Fig. 12는 차선변경시 능동 현가장치는 수동 현가장치에 비해 롤운동이 현저히 감소됨을 알 수 있다.

20 m/s로 직선주행중인 차량에 구동토크의 입력을 중단하고, 각 바퀴에 브레이크 토크를 가하는 감속 주행시험 결과를 보여주는 Fig. 13으로부터 감속주행시 능동 현가장치는 수동 현가장치보다 피치각뿐 아니라 피치운동이 현저히 감소됨을 알 수 있다.

7. 결 론

본 논문에서는 승차성능 해석을 위한 7 자유도 차량모델을 유도하였다. 앞바퀴에서의 노면입력을 뒷바퀴가 미리 예견하여 이용하는 경우와 이용하지 않는 두 경우를 고려하였다. Pade 근사법을 이용하여 시간지연을 갖지 않는 등가 선형시스템으로 변환한 후 최적제어 기법을 이용하여 능동 현가장치 제어를 위한 제어알고리즘을 개발하였다. 유색 잡음 형태의 노면을 외란으로 하여 능동 현가장치와 수동 현가장치의 승차성능을 비교하였다. 컴퓨터 모의실험 결과 수동 현가장치보다 능동 현가장치가 승차성능에 관련된 중요한 출력변수들에서 항

상된 성능을 보였다. 앞바퀴의 노면입력을 뒷바퀴가 예견하여 이용하는 경우가 이용하지 않는 경우에 비해 뒤 타이어 변위와 피치각이 작아짐을 알 수 있었다.

승차성능에서 수동 현가장치에 비해 우수한 성능을 보이는 능동 현가장치가 핸들링 성능에 미치는 영향을 알아보기 위해 본 논문은 앞의 승차성능 해석을 위한 7 자유도 차량모델에 종방향과 횡방향의 병진운동과 요운동 및 각 바퀴의 휠 스핀운동을 고려하여 14 자유도 차량모델을 개발하였다. 본 논문에서는 능동 현가장치가 차량의 핸들링에 미치는 영향을 연구하기 위하여 별도의 제어법칙을 유도하지 않고 순수히 승차성능만을 고려하여 계산된 제어법칙을 14 자유도 핸들링 모델에 그대로 적용하여 여러 주행조건에서 모의실험을 실시하였다.

J-turn시 수동 현가장치는 롤스티어의 영향으로 정상상태에서 약간의 잔류진동이 지속됨을 보여주었다. 능동 현가장치는 정상상태에서 잔류진동을 보이지는 않았으나 수동 현가장치에 비해 약간 큰 정상상태 값을 보였고 응답시간이 약간 느려졌다. 능동 현가장치는 수동 현가장치에 비해 롤각이 훨씬 작은 정상상태 값을 가졌고, 정상상태에서 롤의 잔류진동도 나타나지 않았다. 그리고 능동 현가장치는 수동 현가장치에 비해 오버스티어 경향을 보였다. 차선변경시 횡가속도와 요속도 응답에서 능동 현가장치는 수동 현가장치와 거의 같은 경향을 보였으나 약간 큰 진폭을 가짐을 알 수 있었다. 능동 현가장치는 수동 현가장치에 비하여 현저히 롤각의 진폭이 작았고, 롤의 잔류진동이 거의 발생하지 않았다. 감속주행시 능동 현가장치는 수동 현가장치보다 피치각이 현저히 작았으며, 정상상태에서 잔류진동도 거의 없음을 알 수 있었다.

참고문헌

- (1) Hac, A., 1985, "Suspension Optimization of a 2-DOF Vehicle Model Using a Stochastic Optimal Control Technique," *Journal of Sound & Vibration*, 100(3), pp. 343~357.
- (2) Thompson, A. G., 1984, "Optimal and Suboptimal Linear Active Suspensions for Road Vehicles," *Vehicle System Dynamics*, 13, pp. 61~72.
- (3) Wilson, D. A., Sharp, R. S. and Hassan, S. A., 1986, "The Application of Linear Optimal Control Theory to the Design of Active Automotive Suspensions," *Vehicle System Dynamics*, 15, pp. 105~118.
- (4) Fruhauf, F., Kaser, R. and Luckel, J., 1985, *Design of an Active Suspension for a Passenger Vehicle Model Using Input Process with Time Delays*, IAVSD Extensive Summary, pp. 115~120.
- (5) Rill, G., 1984, "The Influence of Correlated Random Road Excitation Processes on Vehicle Vibration," *Proc. 8th IAVSD Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and on Railway Tracks*, Cambridge, Mass., Swets & Zeitlinger B. V., Lisse, pp. 449~459.
- (6) Abdel Hady, M. B. A. and Crolla, D. A., 1992, "Active Suspension Control Algorithms for a Four wheel vehicle model," *Int. J. of Vehicle Design*, Vol. 13, No. 11, pp. 114~158.
- (7) Dorf, R. C. and Bishop, R. H., 1995, *Modern Control Systems*, Addison-Wesley.
- (8) The Mathworks Inc., 1994, *MATLAB for Microsoft Windows Version 4.2c. 1*, The Mathworks.
- (9) Allen, R. W., Rosenthal, T. J. and Szostak, H. T., 1987, "Steady State and Transient Analysis of Ground Vehicle Handling," *SAE paper No. 870495*.
- (10) Allen, R. W., Szostak, H. T., Rosenthal, T. J. and Johnston, D. E., 1986, "Test Methods and Computer Modeling for the Analysis of Ground Vehicle Handling," *SAE paper No. 861115*.
- (11) Bernard, J. E., Bhatnagar, A. and Clover, C. L., 1992, "Evaluation of Select Vehicle Dynamics Phase II Final Report," *IOWA 9114-C11302*.
- (12) Wong, J. Y., 1979, *Theory of Ground Vehicle*, John Wiley & Sons
- (13) Gillespie, T. D., 1994, *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, SAE.
- (14) Dixon, J. C., 1996, *Tires, Suspension and Handling*, SAE.