

차량 능동현가시스템에 대한 강인 제어 해석

Analysis of an Robust Control for a Vehicle Active Suspension System

김 주 용
J. Y. Kim

Key Words : Robust Control(강인 제어), Optimal Variable Structure Control (최적가변구조제어), Active Suspension System(능동현가시스템), Switching Surface(스위칭 평면)

Abstract: A vehicle suspension system performs two functions, the ride quality and the stability, which conflict with each other. An active suspension system has an external energy source, from which energy is always supplied to the system for continuous control of vehicle motion. Therefore, an active suspension system can have even more improved performance. Some control laws have been proposed for active suspension system, but in this paper, an optimal variable structure control(VSC) is proposed. The VSC method is well suited for a class of nonlinear system and can address the robustness issues to constant modelling errors and disturbances. This paper develops an optimal VSC controller and compares its performance to those of a passive suspension system and an active suspension system with an optimal controller. The transient and frequency responses are analyzed respectively.

기호 설명

C : damping matrix
F : force vector
I : inertia moment
K : stiffness matrix
M : inertia matrix
R : transfer matrix
T : orthogonal transfer matrix
X : state vector
Z : displacement matrix
m : mass
u : system input
x : state variable

첨 자

f : front
r : rear
s : sprung mass
u : unsprung mass

1. 서 론

자동차의 현가시스템은 “차축 위에서 자동차의 상부를 지지하고 있는 장치계”로 정의되며, 여기에는 주로 스프링, 감쇠기(damper), 작동기(actuator) 및 주변장치로 구성되어 있다. 이러한 현가시스템은 서로 상충되는 설계사양인 승차감(ride quality)과 조향성(handling)의 두 가지 기능을 수행한다. 현가시스템에서는 초기의 기계적 피동현가시스템으로부터 유압을 이용한 반능동 및 능동현가시스템이 있으나, 반능동 현가시스템이 단순 유체의 흐름을 몇 단계로 조절하는 반면, 능동현가시스템은 별도의 에너지원의 도움으로 외부 입력에 대하여 연속적으로 대응할 수 있는 장점을 지니고 있어 고급 승용차에 주로 장착되고 있다.

이러한 유압식 능동현가시스템의 구성은 유압공급원, 압력제어밸브, 액츄에이터, 센서류 및 이들을 통합 제어하는 ECU(electronic control unit)로 구성되어 있다. 능동 현가시스템에서 사용되는 제어방식은 여러 가지가 있다. 초기의 스카이훅(sky-hook) 감쇠이론을 비롯하여, Cho¹⁾등은 모델예견제어(model predictive control)를 사용하였다. 이러한 제어이론의

접수일 : 2010년 7월, 게재확정일 : 2010년 8월 20일
김주용(책임저자) : 우송대학교 철도차량시스템학과
E-mail : kimjy@wsu.ac.kr, Tel : 042-629-6725

대부분은 상태 및 출력귀환제어를 이용한 최적제어이론에 바탕을 두고 있다.^{2),3)} 일반적으로 유압식 능동 현가시스템은 유압이 갖는 비선형성, 모델링 오차, 시스템 파라미터의 변화 및 외란 등에 의하여 영향을 많이 받으며 이러한 영향을 줄여줄 수 있는 강인한(robust) 제어기가 필요하다.⁴⁾ 따라서, 본 연구에서는 이러한 욕구를 충족시켜줄 수 있는 최적 가변구조제어(optimal variable structure control)이론을 사용하여 7자유도 차량 모델에 대하여 그 성능을 해석하고 기존의 피동 현가시스템 및 최적 제어기를 사용한 능동 현가시스템의 성능과 비교 검토하였다.

2. 시스템 모델링

전 차량 모델에 대하여 Fig. 1에서 보는 바와 같이 스프링상 질량의 무게중심에서의 상하방향 수직운동(heave motion), 전후방향 회전운동(pitch motion), 좌우방향 회전운동(roll motion) 등 3개와 스프링하 질량에서의 상하방향 수직운동 4개와 합하여 모두 7개의 자유도를 갖는 시스템으로 모델링하였다.^{5),6),7)}

$$\begin{bmatrix} M_s & 0 \\ 0 & M_u \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{Z}_s \\ \ddot{Z}_u \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} RC_s R^T - RC_s \\ -C_s R^T & C_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{Z}_s \\ \dot{Z}_u \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} RK_s R^T - RK_s \\ -K_s R^T K_s + K_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Z_s \\ Z_u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} RF_a - RF \\ K_t Z_r - F_a \end{bmatrix} \quad (1)$$

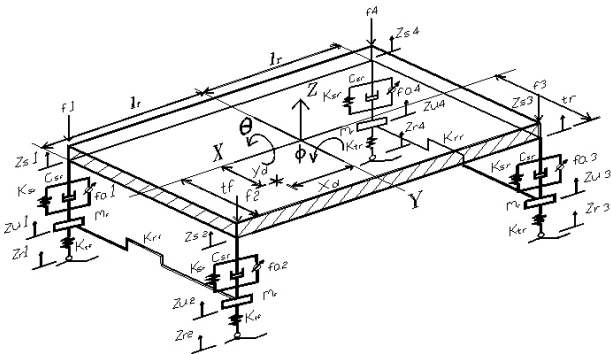


Fig. 1 Schematic diagram for a full car active suspension system

여기서, 스프링상, 하 질량의 관성행렬 M_s , M_u 는

$$M_s = \begin{bmatrix} M_z & 0 & 0 \\ 0 & I_x & 0 \\ 0 & 0 & I_y \end{bmatrix} \quad M_u = \begin{bmatrix} m_f & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_f & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_r & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_r \end{bmatrix}$$

스프링상 질량 및 타이어의 강성행렬 K_s , K_t 는 각각

$$K_s = \begin{bmatrix} k_{sf} + \frac{k_{rf}}{2} & -\frac{k_{rf}}{2} & 0 & 0 \\ -\frac{k_{rf}}{2} & k_{sf} + \frac{k_{rf}}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{sr} + \frac{k_{rr}}{2} & -\frac{k_{rr}}{2} \\ 0 & 0 & -\frac{k_{rr}}{2} & k_{sr} + \frac{k_{rr}}{2} \end{bmatrix}$$

$$K_t = \begin{bmatrix} k_{tf} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{tf} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{tr} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_{tr} \end{bmatrix}$$

변위벡터 Z , 외력벡터 F , 제어력벡터 F_a 는

$$Z_s = \begin{bmatrix} z_{s1} \\ z_{s2} \\ z_{s3} \\ z_{s4} \end{bmatrix} \quad Z_u = \begin{bmatrix} z_{u1} \\ z_{u2} \\ z_{u3} \\ z_{u4} \end{bmatrix} \quad Z_c = \begin{bmatrix} z \\ \theta \\ \phi \end{bmatrix}$$

$$Z_r = \begin{bmatrix} z_{r1} \\ z_{r2} \\ z_{r3} \\ z_{r4} \end{bmatrix} \quad F = \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ f_4 \end{bmatrix} \quad F_a = \begin{bmatrix} f_{a1} \\ f_{a2} \\ f_{a3} \\ f_{a4} \end{bmatrix}$$

변환행렬 R 및 감쇠행렬 C_s 는 다음과 같다.

$$R = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ -t_f & t_f & t_r & -t_r \\ -l_f & -l_f & l_r & l_r \end{bmatrix} \quad C_s = \begin{bmatrix} c_{sf} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_{sf} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_{sr} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{sr} \end{bmatrix}$$

이상의 운동방정식을 상태방정식으로 표시하기 위하여 다음과 같은 상태변수를 정의한다.

$$\begin{aligned} x_1 &= z \\ x_2 &= \theta \\ x_3 &= \phi \\ x_4 &= z_{s1} - z_{u1} \\ x_5 &= z_{s2} - z_{u2} \\ x_6 &= z_{s3} - z_{u3} \\ x_7 &= z_{s4} - z_{u4} \\ x_8 &= z_{u1} \\ x_9 &= z_{u2} \\ x_{10} &= z_{u3} \\ x_{11} &= z_{u4} \\ x_{12} &= z_{u1} - z_{r1} \\ x_{13} &= z_{u2} - z_{r1} \\ x_{14} &= z_{u3} - z_{r3} \\ x_{15} &= z_{u4} - z_{r4} \end{aligned}$$

따라서 식(1)을 상태방정식으로 변환하면 다음과 같다.

$$\dot{X} = AX + B_1 F_a + B_2 F + B_3 \dot{Z}_r \quad (2)$$

여기서,

$$A = \begin{bmatrix} -M_s^{-1}RC_s R^T - M_s^{-1}RK_s & M_s^{-1}RC_s & 0 \\ R^T & 0 & -I & 0 \\ M_u^{-1}C_s R^T & M_u^{-1}K_s & -M_u^{-1}C_s & -M_u^{-1}K_t \\ 0 & 0 & I & 0 \end{bmatrix}$$

$$B_1 = \begin{bmatrix} M_s^{-1}R \\ 0 \\ -M_u^{-1} \\ 0 \end{bmatrix} \quad B_2 = \begin{bmatrix} -M_s^{-1}R \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad B_3 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -I \end{bmatrix}$$

능동현가시스템의 구동은 엔진의 동력을 받아 작동하는 유압펌프로부터 토출된 작동유가 압력제어밸브(PCV: Pressure Control Valve)를 거쳐 각 차륜의 액추에이터로 공급된다. 각 액추에이터는 Fig.2에서 보는 바와 같이 피스톤밸브에 의하여 상하 챔버로 나누어 있으며, 또한 몸체밸브에 의하여 서브 어큐물레이터와 연결되어 있다. 노면을 포함한 외부로부터 외력을 받으면 각 밸브 오리피스를 통하여 작동유가 이동함에 따라 능동제어가 이루어진다.

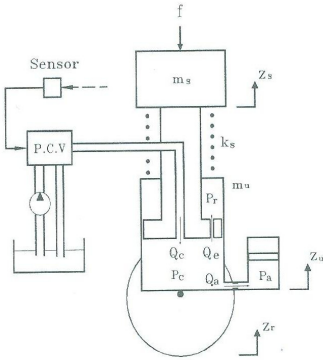


Fig. 2 Actuator of active suspension system

한편, 시뮬레이션을 위하여 사용된 주요 변수값들을 정리하면 Table 1과 같다.

Table 1 Suspension parameter values

Parametes	Values	Parametes	Values
m_f	80 kg	k_{sf}	17658 N/m
m_r	57 kg	k_{sr}	14715 N/m
I_x	460 $\text{kg}\cdot\text{m}^2$	k_{tf}, k_{tr}	183887 N/m
I_y	2460 $\text{kg}\cdot\text{m}^2$	k_{rf}	19200 $\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$
C_{sf}	1950 $\text{N}\cdot\text{m}/\text{s}$	k_{rr}	0 $\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$
C_{sr}	2449 $\text{N}\cdot\text{m}/\text{s}$	t_f, t_r	0.785 m

한편 노면입력에 대한 상관관계에는 좌우트랙 및 전, 후륜 사이 존재하는 시간지연이 있다. 좌우 트랙에 대하여서는 Rill에 의해 제시된 수정된 1차형 필터 방법²⁾을 사용하면 최종 수정된 상태방정식은 다음과 같다.

$$\dot{X}_o = A_o X_o + L_o \zeta_o \quad (3)$$

여기서,

$$A_o = \begin{bmatrix} A - BG & LR\alpha \\ 0 & \alpha \end{bmatrix} \quad L_o = \begin{bmatrix} LR\beta \\ \beta \end{bmatrix}$$

$$X_o = [X^T \zeta_f \theta_f \zeta_r \theta_r]^T$$

$$\zeta_o = [w_1 \ w_2 \ w_3 \ w_4]^T$$

전, 후륜 사이에 발생하는 백색잡음 입력의 시간지연을 고려한 정상상태 공분산(covariance)방정식은 다음과 같다.

$$A_o P_{xx} + P_{xx} A_o^T + L_o Q L_o^T + q_1 [L_3 L_1^T \phi^T(d) + \phi(d) L_1 L_3^T] + q_2 [L_4 L_2^T \phi^T(d) + \phi(d) L_2 L_4^T] = 0 \quad (4)$$

따라서, 출력변수 y 의 평균제곱응답은 공분산 행렬 P_{yy} 의 제곱근으로 표시된다.

$$P_{yy} = C P_{xx} C^T \quad (5)$$

3. 제어이론

3.1 스위칭 평면의 선정

일반적으로 n 차 선형 다변수 시스템(n -th multi-variable system)에 대한 상태방정식과 스위칭 평면은 각각 다음과 같다.⁴⁾

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \quad (6)$$

$$cx(t) \equiv 0 \quad \forall t \geq t_s \quad (7)$$

여기서, $x \in R^n$ 의 상태벡터, $u \in R^m$ 의 제어벡터를 각각 나타낸다. 위의 식들로 부터 등가제어입력 u_{eq} 및 슬라이딩 모드에서의 운동은 각각 다음과 같다.

$$u_{eq} = -(cB)^{-1}cAx \quad (8)$$

$$\dot{x}(t) = A_{eq}x(t) = [I_n - B(cB)^{-1}c]Ax(t) \quad (9)$$

또한, 수직변환행렬 T 를 도입하여 1차 상태변환($y = Tx$)을 하면 다음과 같은 정규화된 형태(canonical form)의 상태식을 얻을 수 있다.

$$\dot{y}_1(t) = A_{11}y_1(t) + A_{12}y_2(t) \quad (10)$$

$$\dot{y}_2(t) = A_{21}y_1(t) + A_{22}y_2(t) + B_2u(t)$$

$$c_1y_1(t) + c_2y_2(t) \equiv 0$$

식(10)으로 부터 다음의 상태방정식이 유도 된다

$$\dot{y}_1(t) = (A_{11} - A_{12}c_2^{-1}c_1)y_1(t) \quad (11)$$

여기서, 스위칭평면을 결정하기 위하여 최적제어

이론을 이용한다. 이 방법은 일반적으로 이론이 간단하면서도 여러 가지 상충되는 성능 인자 가운데 가장 최적의 성능을 낼 수 있는 값을 찾을 수 있는 장점을 갖고 있다. 다음의 가격함수(cost function)를 정의한다.

$$J(u) = \frac{1}{2} \int_{t_s}^{\infty} x^T(t) Q x(t) dt \quad (12)$$

여기서, $Q > 0$ 은 대칭행렬로 변환행렬 T 에 의해 다음과 같이 부분화(partitioning) 할 수 있다.

$$TQT^{-1} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} \\ Q_{21} & Q_{22} \end{bmatrix} \quad (13)$$

다음과 같은 변수를 정의한다.

$$\begin{aligned} Q^* &= Q_{11} - Q_{12} Q_{22}^{-1} Q_{21} \\ A^* &= A_{11} - A_{12} Q_{22}^{-1} Q_{21} \\ v(t) &= y_2(t) + Q_{22}^{-1} Q_{21} y_1(t) \end{aligned} \quad (14)$$

가격함수 (12)는 다음과 같이 변환된다.

$$J(v) = \frac{1}{2} \int_{t_s}^{\infty} \{y_1^T(t) Q^* y_1(t) + v^T(t) Q_{22} v(t)\} dt \quad (15)$$

따라서, 시스템의 운동방정식은 다음과 같이 전형적인 최적 정규화 문제로 대치될 수 있다.

$$\dot{y}_1(t) = A^* y_1(t) + A_{12} v(t) \quad (16)$$

식(15)의 가격함수를 최소화하는 제어입력은 다음의 리카치 방정식(Riccati equation)을 만족하는 행렬 P 에 의하여 식 (18)과 같이 된다.

$$PA^* + A^{*T}P - PA_{12}Q_{22}^{-1}A_{12}^T P + Q^* = 0 \quad (17)$$

$$v(t) = -Q_{22}^{-1}A_{12}^T P y(t) \quad (18)$$

식(18)로부터 식(14)의 셋째 식은 다음과 같이 된다.

$$y_2(t) = -Q_{22}^{-1} [Q_{21} + A_{12}^T P] y_1(t) \quad (19)$$

따라서, 최종 슬라이딩 평면은 다음과 같다.

$$F = Q_{22}^{-1} [Q_{21} + A_{12}^T P] \quad (20)$$

3.2 제어함수의 결정

스위칭 평면 즉 c 가 결정되면 가변구조 제어기 설계의 두번째 단계인 제어입력을 결정하여야 한다. 일

반적으로 가변구조 제어 u 는 선형 제어부분 u^L 과 비선형 제어부분인 u^N 으로 구성되어 있다.

$$\begin{aligned} u(x) &= u^L(x) + u^N(x) \\ &= Lx + \frac{cx}{\|cx\| + \delta} \end{aligned} \quad (21)$$

여기서, 비선형 제어부분인 u^N 은 상수 이득을 갖는 단위벡터 비선형 방법을 채택함과 동시에 떨림을 극복하기 위한 방법으로 불연속 제어입력을 연속 제어입력으로 변환하는 완화제어(smoothing control) 방법을 사용하였다. 식(21)과 같이 나타나는 제어입력을 적용하기 위하여 상태변수 y 를 상태변수 z 로 변화시키는 2차 변환행렬 $T_2 : R^n \rightarrow R^m$ 를 취한다. ($z = T_2 y$) 따라서, 최종적으로 변환된 상태방정식으로 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{z}_1 &= \Sigma z_1 + A_{12} z_2 \\ \dot{z}_2 &= \Theta z_1 + \Phi z_2 + B_2 u \end{aligned} \quad (22)$$

여기서,

$$\begin{aligned} \Sigma &= A_{11} - A_{12} F \\ \Theta &= F \Sigma - A_{22} F + A_{21} \\ \Phi &= F A_{12} + A_{22} \end{aligned} \quad (23)$$

슬라이딩 모드를 얻기 위해서는 z_2, \dot{z}_2 모두 0으로 수렴하여야 한다.

4. 결과 및 고찰

4.1 시간응답특성

차량의 노면입력에 대한 응답특성을 알아보기 위하여 Fig. 3과 같은 범프노면을 통과하는 경우의 시간응답특성을 조사하였다.

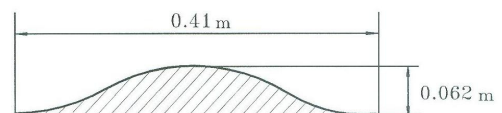
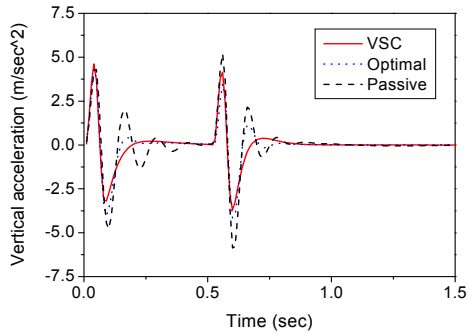


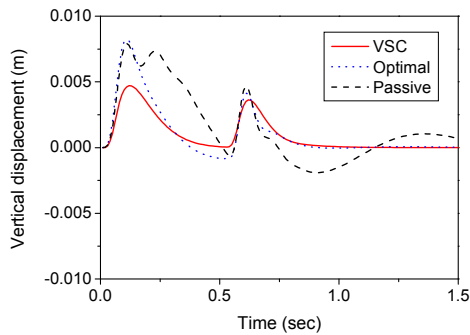
Fig. 3 Bump road profile

Fig.4(a)는 차체의 수직가속도를 나타낸 그림으로 제어가 이루어지는 차량에 대해서는 제어가 이루어지지 않는 피동현가시스템에 비하여 진폭과 진동면에서 상대적으로 작은 값을 나타냄에 따라 우수한 성능을 나타내고 있다. 또한, 같은 제어가 이루어지는 능동현가시스템의 경우에 있어서도 근소하나마 최적가변구조제어기를 갖는 경우가 단순 최적제어기를 갖는 능

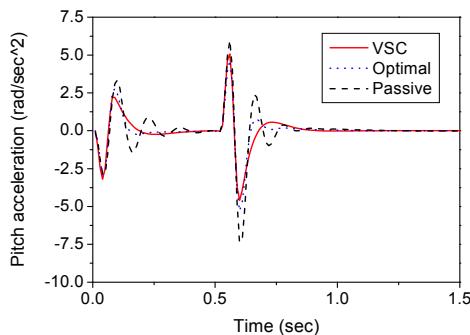
동현가시스템의 경우보다 다소 우수한 것으로 나타나고 있다.



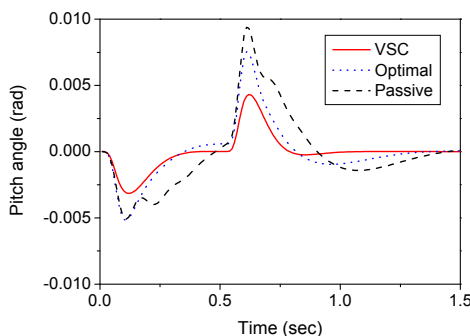
(a) Vertical acceleration



(b) Vertical displacement



(c) Pitch acceleration



(d) Pitch angle

Fig. 4 Transient responses for VSC, optimal and passive suspension system traversing bump

Fig.4(b)는 차체의 수직변위를 나타낸 그림으로 최적가변구조제어기를 갖는 능동현가시스템의 경우가 상하 진폭이 가장 작은 값을 나타냄으로 차체의 요동이 상대적으로 작은 것을 알 수 있다.

Fig.4(c)는 차량의 전,후륜에 대한 시간차 노면입력으로 인하여 발생하는 차체의 피치가속도를 나타낸 그림이다. 전반적인 성능 경향은 수직가속도의 경우와 유사한 경향을 보임으로서 차량의 전후 요동에 의해 느낄 수 있는 불편함을 상대적으로 최적가변구조 제어기의 경우에 있어서 적음을 알 수 있다. Fig.4(d)는 같은 경우의 피치 각을 나타내고 있다. 이 경우 또한 차체의 수직변위와 유사하게 최적가변구조제어기의 경우 가장 적은 각변위를 나타내고 있다.

이상으로부터 최적가변구조제어기를 갖는 능동현가시스템의 경우 가속도 및 변위의 변화에 있어서 그 진폭과 진동이 가장 양호한 응답특성을 보임에 따라 승차감 및 안정성에서 우수한 것으로 판단된다.

차량은 일반적으로 직선 주행 외에도 구부러진 도로를 선회할 경우가 있다. 이때는 선회에 의한 차량의 관성력 때문에 롤 중심점(roll center)을 중심으로 롤 모멘트가 발생한다. 또한, 급제동이나 급가속시 차량의 무게중심에 관성력이 작용하여 피치 중심점(pitch center)을 중심으로 하여 피치 모멘트가 발생한다. 실제 차량은 여러 가지 선회도로를 여러 가지 속력으로 주행하게 되지만 실제 차체에 주어지는 입력은 횡가속도로 나타나게 된다.

Fig.5는 차량이 좌, 우측으로 선회할 경우인 횡가속도에 대한 롤각의 변화를 나타낸 그림이다. 그림에서 알 수 있듯이 능동현가시스템의 경우는 피동현가시스템의 경우와 비교하여 상대적으로 작은 롤각의 변화를 보이고 있음을 알 수 있다. 이는 차량이 선회시 차체의 기울임이 상대적으로 적다는 것을 의미하며 따라서 과도한 차체 기울음으로 인한 차량 전복과 같은 사고를 줄일 수 있다.

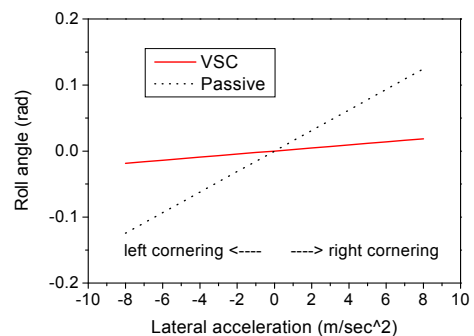


Fig. 5 Roll angle for cornering motion

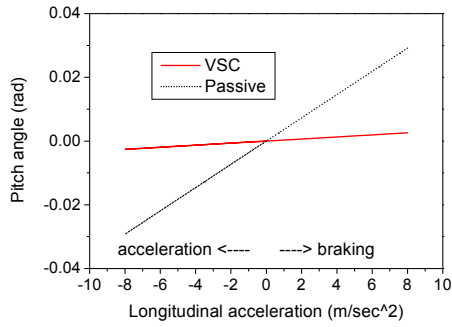


Fig. 6 Pitch angle for dive and squat motion

Fig.6은 차량이 일정속력으로 주행하다가 급제동을 하는 경우 및 급가속을 하는 경우 차체의 피치각 변화를 나타내는 그림이다. 롤각의 경우와 유사하게 피치각의 경우도 능동현가시스템이 피동현가시스템보다 우수한 자세 안정도를 나타내고 있다. 이상으로부터 차량이 선회, 급가속, 급제동의 경우에 있어서 능동현가시스템의 경우가 피동현가시스템의 경우보다 차체의 움직임이 상대적으로 작아 안정한 자세제어가 가능함을 알 수 있다.

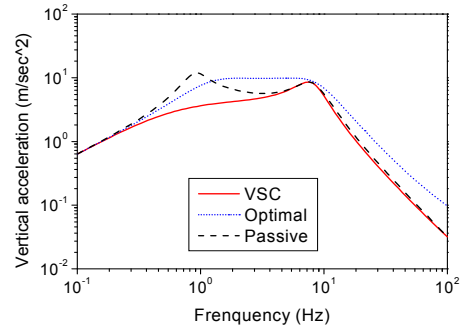
4.2 주파수 응답특성

차량의 성능평가를 위하여 시간영역에서의 과도 응답특성과 함께 주파수 응답특성을 조사하였다. 노면 입력을 백색잡음(white noise)으로 가정하여 차량의 4개 차륜에서 백색잡음이 입력되는 것을 하였다.

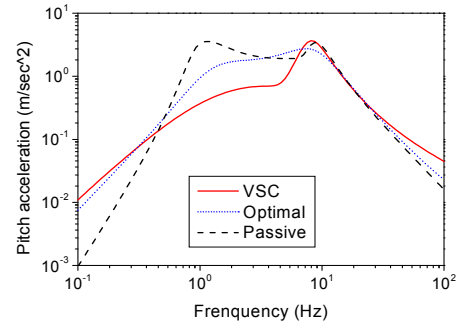
Fig.7(a)는 스프링상 질량의 수직가속도에 대한 주파수 응답특성을 나타낸 그림이다. 그림에서 알 수 있듯이 0.1Hz부근의 저 주파수 영역 및 10Hz 이상의 고 주파수 영역에서는 피동현가시스템과 능동현가시스템의 성능차이는 크게 나타나고 있지 않지만, 스프링상 질량의 고유주파수 부근인 1Hz부근에서는 피동현가시스템이 가장 큰 크기의 수직가속도를 나타내고 있으며, 최적가변구조제어기를 갖는 능동현가시스템이 가장 작은 수직가속도를 나타내고 있어, 차량의 승차감 개선은 특히 스프링상 질량의 고유주파수 부근에서 가장 큰 성능개선을 나타내고 있음을 알 수 있다.

Fig.7(b)는 동일 입력에 대한 피치 가속도의 주파수 응답특성을 나타내고 있다. 전반적인 성능 추이는 수직가속도의 경우와 유사하게 스프링상 질량의 고유주파수 부근 영역에서 가장 큰 성능차이를 보이고 있다.

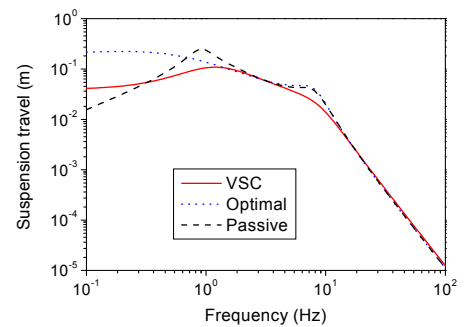
Fig.7(c),(d)는 서스펜션 변위 및 타이어 변형에 대한 주파수응답특성을 각각 나타내고 있으며 전반적인



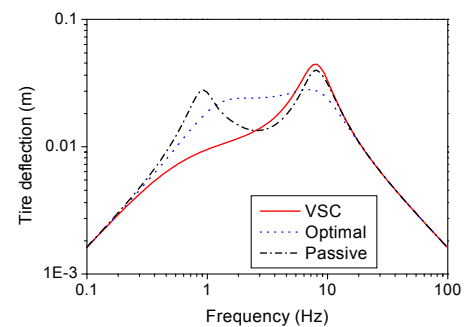
(a) Vertical acceleration



(b) Pitch acceleration



(c) Heave suspension travel



(d) Heave tire deflection

Fig. 7 Frequency response to heave input

성능 추이는 앞에서 언급한 경우와 유사한 경향을 나타내고 있었다. 이상의 주파수 응답특성으로부터 차량의 성능은 스프링상 질량의 고유주파수 부근에서 가장 큰 성능 개선을 얻을 수 있으며, 능동현가시스템이 피동현가시스템보다 상당한 성능개선을 보이고

있다. 또한, 동일한 능동현가시스템의 경우에 있어서도 최적가변구조제어기의 경우가 최적제어기의 경우보다 근소하나마 성능의 우위를 보이고 있다.

4.3 RMS 응답특성

주파수 응답특성중 특히 평균제곱응답인 RMS응답 특성을 살펴본다. Fig.8은 스프링상 질량의 RMS수직가속도를 차체에 대하여 길이방향 21개 위치 및 횡방향 9개 위치 총 189개의 위치에서의 값을 나타낸 그림이다. 전반적인 RMS 수직가속도 값의 분포는 차량에 대하여 좌우가 대칭적으로 나타나고 있으며, 특히 운전석 및 무게중심부근에서 가장 작은 RMS 값을 나타내고 있는 특징을 지니고 있다. RMS값의 크기는

피동현가시스템의 경우가 가장 큰 RMS 수직가속도 값을 나타내고 있으며, 최적제어기, 가변구조제어기의 순으로 낮은 RMS수직가속도 값을 보이고 있다. 또한, 최적가변구조제어기를 갖는 능동현가시스템의 경우는 횡방향 RMS값의 변화가 거의 없이 균일하게 나타나고 있는 특징을 보이고 있다.

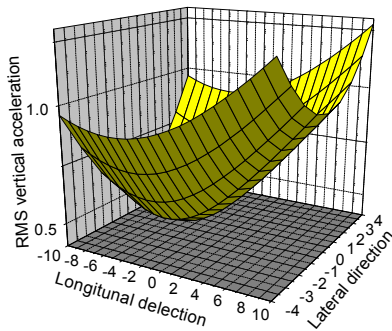
5. 결 론

지면의 범프노면 입력에 의한 차체의 시간영역에서의 과도응답특성을 시뮬레이션한 결과 능동현가시스템이 피동현가시스템보다 여러 가지 성능평가 인자에 대하여 우수한 과도응답특성을 보였으며, 같은 능동현가시스템의 경우에 있어서도 최적가변구조제어기를 갖는 능동현가시스템이 최적제어기를 갖는 능동현가시스템보다 약간의 우수한 성능을 나타내고 있었다.

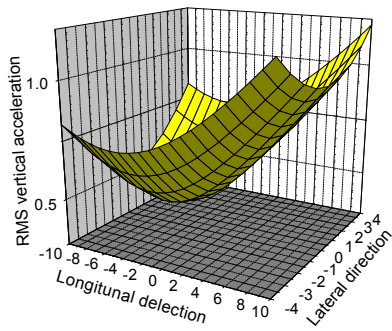
한편, 주파수응답특성에서는 차체의 고유주파수 부근에서 최적 가변구조 제어기를 갖는 능동 현가시스템이 피동 현가시스템이나 최적 제어기를 갖는 능동 현가시스템보다 우수한 주파수 응답특성을 나타내고 있어 스프링상 질량의 고유주파수 부근에서의 성능개선이 뛰어난 것으로 판단된다. 또한 RMS 응답특성의 경우도 유사한 경향을 나타내고 있으며, 차체의 무게 중심 및 운전석 부근에서 가장 낮은 RMS 수직가속도 값을 나타내고 있었다.

참고 문헌

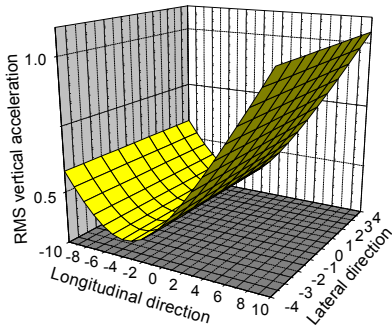
- 1) B.K. Cho, G. Ryu, S. J. Song, "Control Strategy of Active Suspension for a Half Car Model With Preview Information", International Journal of Automotive Technology, Vol. 6, No.3, pp. 243-249, 2005.
- 2) C. Yue, "Control Law Designs for Active Suspension in Automotive Vehicles", M.I.T thesis, 1987.
- 3) Bangsing, N., Setiadi, S. and Samsi, A. Active Suspension Controller Design by Optimal Regulator Approach. Proceedings of IPC 9, 639-643, 1997.
- 4) U. Itkis, "Control Systems of Variable Structure" John Wiley & Sons, 1976.
- 5) R.M. Chalasani, "Ride Performance Potential of Active Suspension Systems-Part II; Comprehensive



(a) Passive suspension system



(b) Active suspension system (optimal)



(c) Active suspension system (VSC)

Fig. 8 Distribution of RMS vertical acceleration

- Analysis Based on Full Car Model", ASME Winter Annual Meeting, pp. 205-234, 1987.
- 6) C.Yue, T. Butsuen, and J. K. Hedrick, "Alternative Control Laws for Automotive Active Suspensions", Trans. of the ASME, Vol. 111, Jun., pp. 286-291, 1989.
 - 7) Thomas D. Gillespie, "Fundamentals of Vehicle Dynamics" SAE 1990.
 - 8) N. Fukushima, Y. Akatu, I. Fujimura, M. Satoh, and Fukuyamak., "Improvement In High Speed Vehicle Stability Through Active Suspension Control", 自動車技術, Vol. 44, No. 3, pp. 29-35, 1990.
 - 9) Hac, A. and Youn I., "Optimal Design of Active and Semi-active Suspensions Including Time Delays and Preview", ASME Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 115, pp. 498-508, 1993.
 - 10) Arvidsson, I., Schmechtig, K. and Lennartsson, B. A Simple and Efficient Description of Car Body Movement for Use in Virtual Prototyping and Ride Comfort evaluation. SAE Paper No. 2000-01-1629, 2000.
 - 11) Kai Sorge, Harald Wilhelm, "Integration of a Damper Control Algorithm into an ADAMS/Car Full Vehicle Model", 16th European Mechanical Dynamics User Conference, 2001.
 - 12) 김주용, "슬라이딩 모드제어에 의한 유압현가시스템의 설계변수 민감도 해석", 유공압시스템학회 논문집 제5권 제2호, 2008. 6