

슬라이딩 모드제어에 의한 유압 현가시스템의 설계변수 민감도 해석 A Parameter Sensibility Analysis of a Hydraulic Suspension System Using a Sliding Mode Control

김 주 용
J. Y. Kim

Key Words : Sliding Mode Control(슬라이딩 모드제어), Hydraulic Suspension System(유압식 현가시스템), Robust Control(강인 제어), Parameter Sensibility(설계변수 민감도)

Abstract: The most vehicle active suspension system is activated by a hydraulic source and transmission system which has nonlinear characteristics. Even though we have designed a proper controller for this system, it sometimes cannot show remarkable performance characteristics because of many factors that undercut the performance of the hydraulic system, such as nonlinearity, modelling errors, parameter variations etc. So, the robust controller that prevents a system from lowering its performance is needed. In this study, the sliding mode control which is the representative one of robust controllers is adopted to investigate system parameter sensibility. As a result, the sliding mode controller shows robustness to the system parameters variations relative to the other controllers.

1. 서 론

유압시스템을 포함한 일반적인 기계 시스템의 대부분은 비선형성을 지니고 있기 때문에 시스템을 모델링하고, 이를 기준으로 설계한 제어기가 주어진 설계 조건하에서는 원하는 성능을 제대로 발휘할 수 있지만, 어떤 작동범위에서는 경우에 따라 원하는 성능을 발휘하지 못하는 경우가 발생할 수 있다. 즉, 유압시스템 자체가 갖고 있는 비선형성, 또는 비선형 모델을 작동점(operating point)부근에서 선형화하는 과정에서 발생할 수 오차 등 여러 가지 요인에 의하여 시스템의 제어성능이 최초 기대치에서 많이 벗어날 수 있다. 이러한 측면에서 시스템을 모델링하는 과정에서 발생하는 오차, 시스템 파라미터의 변화 등 다양한 외부 요소에 영향을 둔감한 강인한 제어기가 필요하게 된다.

강인한 제어기를 구현하는 방법에는 여러 가지가 있을 수 있으나 대표적인 것이 슬라이딩 모드제어¹⁾ 방식을 들 수 있다. 슬라이딩 모드제어 방식은 근본적으로 제어기의 구조가 일정하지 않고 상태에 따라

변화하는 가변구조형식을 지니고 있다.

본 연구에서는 차량의 안정성 및 조향성을 동시에 담당하는 유압식 능동현가시스템에 가변구조를 지니고 있는 슬라이딩 모드 제어기(sliding mode controller)를 설계하고 적용한 후, 차량 현가시스템의 대표적인 설계 파라미터 변화에 대하여 본제어기가 기존의 최적 제어기(optimal controller)나 제어기가 이루어지지 않는 피동현가시스템에 비하여 어떠한 강인한 특성을 나타내는지 시뮬레이션을 통하여 정량적, 정성적으로 연구하는데 있다.

2. 차량의 선형화 모델링

일반적으로 차량의 유압식 현가시스템을 해석하기 위하여 전체 차량을 7자유도로 가정하여 모델링한다. Fig. 1은 능동식 현가시스템을 포함한 차량 모델을 나타낸 그림이다. 먼저 차체에 대하여 차체의 무게중심에서의 운동방정식은 다음과 같다.

* 상하방향의 수직운동방정식

$$\begin{aligned}
 M_z \ddot{z} + c_{sf}(z_{s1} - z_{u1}) + c_{sf}(z_{s2} - z_{u2}) + c_{sr}(z_{s3} - z_{u3}) + c_{sr}(z_{s4} - z_{u4}) + k_{sf}(z_{s1} - z_{u1}) + k_{sf}(z_{s2} - z_{u2}) + k_{sr}(z_{s3} - z_{u3}) + k_{sr}(z_{s4} - z_{u4}) + f_1 + f_2 + f_3 + f_4 - f_{a1} - f_{a2} - f_{a3} - f_{a4} = 0 \quad (1)
 \end{aligned}$$

접수일 : 2008년 3월 24일

김주용(책임저자) : 우송대학교 철도차량시스템학과

E-mail : kimjy@wsu.ac.kr Tel : 042)629-6725

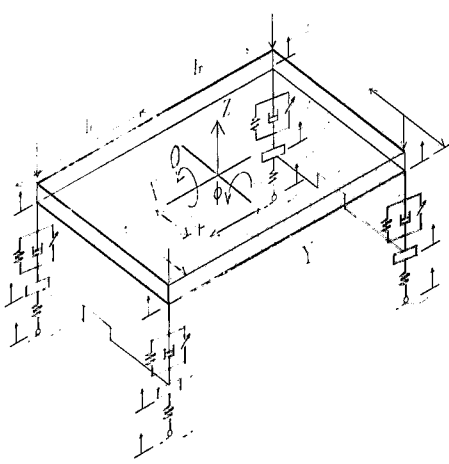


Fig. 1 Schematic diagram for a car with an active suspension system

여기서, M_s 은 차량의 스프링상 질량, c_{sf}, c_{sr} 은 각각 전, 후륜 감쇠계수, k_{sf}, k_{sr} 은 각각 전, 후륜의 스프링상수, z_s, z_u 은 스프링상, 하 질량의 수직변위, f, f_a 는 외력 및 작동기의 능동제어력을 각각 나타낸다.

* 좌우방향의 회전운동방정식

$$I_x \ddot{\theta} - t_f c_{sf} (\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{u1}) + t_f c_{sf} (\dot{z}_{s2} - \dot{z}_{u2}) + t_r c_{sr} (\dot{z}_{s3} - \dot{z}_{u3}) - t_r c_{sr} (\dot{z}_{s4} - \dot{z}_{u4}) - t_f (k_{sf} + k_{rf}) (z_{s1} - z_{u1}) + t_f (k_{sf} + k_{rf}) (z_{s2} - z_{u2}) + t_r (k_{sr} + k_{rr}) (z_{s3} - z_{u3}) - t_r (k_{sr} + k_{rr}) (z_{s4} - z_{u4}) - t_f f_1 + t_f f_2 + t_f f_3 - t_f f_4 + t_f f_{a1} - t_f f_{a2} - t_r f_{a3} + t_r f_{a4} = 0 \quad (2)$$

여기서, I_x 는 스프링상 질량의 롤 관성모멘트, θ 는 롤각, t_f, t_r 는 전, 후축 트레드(tread)를 각각 나타낸다.

* 전후방향의 회전운동방정식

$$I_y \ddot{\theta} - l_f c_{sf} (\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{u1}) - l_f c_{sf} (\dot{z}_{s3} - \dot{z}_{u3}) + l_r c_{sr} (\dot{z}_{s4} - \dot{z}_{u4}) - l_r c_{sr} (\dot{z}_{s2} - \dot{z}_{u2}) + l_r k_{sr} (z_{s3} - z_{u3}) + l_r k_{sr} (z_{s4} - z_{u4}) - l_f f_1 - l_f f_2 + l_r f_3 + l_r f_4 + l_f f_{a1} + l_f f_{a2} - l_r f_{a3} - l_r f_{a4} = 0 \quad (3)$$

여기서, I_y 는 스프링상 질량의 피치 관성모멘트, l_f, l_r 무게중심에서 전축 및 후축까지의 거리를 각각 나타낸다. 또한, 스프링하 질량 4개의 운동방정식은 다음과 같다.

$$m_f \ddot{z}_{u1} + (k_{sf} + \frac{k_{rf}}{2}) z_{u1} - \frac{k_{rf}}{2} z_{u2} - k_{sf} z + t_f (k_{sf} + k_{rf}) \theta + l_f k_{sf} \phi + k_{tf} z_{u1} - k_{tf} z_{r1} - c_{sf} \dot{z} + t_f c_{sf} \dot{\theta} + l_f c_{sf} \dot{\phi} + c_{sf} z_u + f_{a1} = 0 \quad (4)$$

$$m_f \ddot{z}_{u2} - \frac{k_{rf}}{2} z_{u1} + (k_{sf} + \frac{k_{rf}}{2}) z_{u2} - k_{sf} z - t_f (k_{sf} + k_{rf}) \theta + l_f k_{sf} \phi + k_{tf} z_{u2} - k_{tf} z_{r2} - c_{sf} \dot{z} - t_f c_{sf} \dot{\theta} + l_f c_{sf} \dot{\phi} + c_{sf} z_{u2} + f_{a2} = 0 \quad (5)$$

$$m_r \ddot{z}_{u3} - \frac{k_{rr}}{2} z_{u4} + (k_{sr} + \frac{k_{rr}}{2}) z_{u3} - k_{sr} z - t_r (k_{sr} + k_{rr}) \theta - l_r k_{sr} \phi + k_{tr} z_{u3} - k_{tr} z_{r3} - c_{sr} \dot{z} - t_r c_{sr} \dot{\theta} - l_r c_{sr} \dot{\phi} + c_{sr} z_{u3} + f_{a3} = 0 \quad (6)$$

$$m_r \ddot{z}_{u4} + (k_{sr} + \frac{k_{rr}}{2}) z_{u4} - \frac{k_{rr}}{2} z_{u3} - k_{sr} z + t_r (k_{sr} + k_{rr}) \theta - l_r k_{sr} \phi + k_{tr} z_{u4} - k_{tr} z_{r4} - c_{sr} \dot{z} + t_r c_{sr} \dot{\theta} - l_r c_{sr} \dot{\phi} + c_{sr} z_{u4} + f_{a4} = 0 \quad (7)$$

여기서, m_f, m_r 는 전륜 및 후륜의 스프링하 질량, z_u, z_r 는 스프링하 질량 및 타이어의 수직변위, ϕ 는 피치각을 각각 나타낸다.

이상을 상태방정식으로 표시하면 다음과 같다.

$$\dot{X} = AX + B_1 F_a + B_2 F + B_3 \dot{Z} \quad (8)$$

여기서,

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

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

또한, 여기서 상태 변수는 다음과 같이 정의된다.

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

한편, Fig. 1로 주어지는 차량 능동현가시스템의 모델링 과정에서 사용된 주요 설계 변수 값들을 나타내면 Table 1과 같다.

Table 1 Physical parameter values for the system

parameters	values	parameters	values
M_s	1615 kg	k_{sf}	17658 N/m
m_f	80 kg	k_{sr}	14715 N/m
m_r	57 kg	$k_{ff} k_{tr}$	183887 N/m
I_x	460 kgm ²	$t_f t_r$	0.785 m
I_r	2460 kgm ²	l_f	1.035 m
c_{sf}	1950 Ns/m	l_r	1.845 m
c_{sr}	2449 Ns/m		

3. 슬라이딩 모드 제어기 설계

일반적으로 최적제어는 주어진 성능지수(performance index)를 최소화하는 상태귀환 제어 입력을 구현하는 방식으로 능동 및 반능동 현가시스템에 많이 적용되어 왔다. 본 연구에서는 이러한 최적 제어기법에 강인성을 부가하기 위하여 가변구조의 제어기를 갖는 슬라이딩 모드제어기를 구현하였다. 일반적으로 다음의 다변수 함수 $f(x)$ 가

$$\dot{x}_i = f_i(x_1, \dots, x_n), \quad i = 1, \dots, m \quad (8)$$

슬라이딩 평면에서 불연속이므로 $f(x)$ 의 i 번째 성분은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \lim_{\sigma \rightarrow -0} f_i(x_1, \dots, x_n) &= f_i^-(x_1, \dots, x_n) \\ \lim_{\sigma \rightarrow +0} f_i(x_1, \dots, x_n) &= f_i^+(x_1, \dots, x_n) \end{aligned} \quad (9)$$

식 (8)로 주어지는 상태궤적을 따라 함수 σ 를 시간에 대하여 미분하면 다음과 같다.

$$\dot{\sigma} = \sum_1^n \frac{\partial \sigma}{\partial x_i} \dot{x}_i = \sum_1^n \frac{\partial \sigma}{\partial x_i} f_i = \text{grad } \sigma \cdot f \quad (10)$$

따라서, 식 (9) 및 (10)으로 부터 다음의 관계식이 성립된다.

$$\begin{aligned} \lim_{\sigma \rightarrow -0} \dot{\sigma} &= \text{grad } \sigma \cdot f^- \\ \lim_{\sigma \rightarrow +0} \dot{\sigma} &= \text{grad } \sigma \cdot f^+ \end{aligned} \quad (11)$$

Fig. 2에서 보는 바와 같이 슬라이딩 모드가 존재하기 위하여 상태벡터의 접선벡터가 항상 슬라이딩

평면으로 향하여야 함으로 다음의 조건이 성립된다.

$$\lim_{\sigma \rightarrow 0} \sigma \dot{\sigma} < 0 \quad (12)$$

이상을 바탕으로 다음의 n 차 선형 다변수 시스템을 고려한다.

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \quad (13)$$

여기서, x, u 는 시스템의 상태벡터 및 제어벡터를 각각 나타내고, 상수 행렬 A, B 는 완전 제어가능(completely controllable)하다. 슬라이딩 모드에서의 운동은 다음 식으로 나타낸다.

$$cx(t) = 0 \quad \forall t \geq t_s \quad (14)$$

따라서, 식 (14)를 미분한 후, 여기에 식 (13)을 대입하면, 가변구조 제어입력 및 슬라이딩모드에서의 운동방정식을 다음과 같이 각각 구할 수 있다.

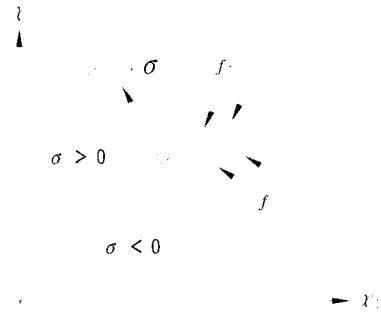


Fig. 2 Existing condition for a sliding mode

$$u_{eq} = -(cB)^{-1}cAx \quad (15)$$

$$\dot{x}(t) = A_{eq}x(t) = [I_n - B(cB)^{-1}c]Ax(t) \quad (16)$$

한편, 슬라이딩 평면 c 를 결정하기 위한 방법으로는 상태변수에 대한 다음의 성능지수(performance index)를 최소화 하는 c 행렬을 구한다.

$$J(u) = \frac{1}{2} \int_{t_s}^{\infty} x^T(t)Qx(t)dt \quad (17)$$

4. 시뮬레이션 결과 및 고찰

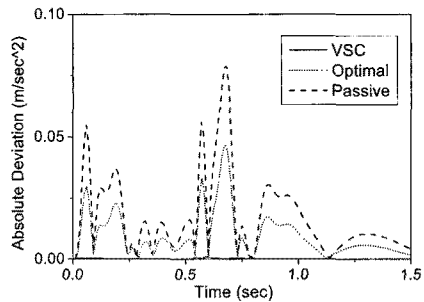
최적가변구조 제어기는 시스템의 상태가 일단 슬라이딩 평면에 이르게 되면 슬라이딩 모드가 발생하여 시스템 파라미터의 변화나 외란 등에 둔감한 강인한 제어력이 이루어진다. 능동현가시스템의 설계변

수에는 여러 가지가 있지만 여기서는 이 가운데서도 주요 설계 변수라 할 수 있는 현가시스템의 감쇠계수, 코일 스프링상수, 타이어 스프링 상수 및 차체의 피치, 롤 관성 모멘트 값들을 들 수 있다. 따라서 이들 값들이 작동점 부근에서 약 10% 정도의 범위 내에서 변화가 있다고 가정하고 이들 값들의 변화에 대하여 제어가 최초의 성능을 제대로 발휘할 수 있는지를 조사하였다. 한편, 차량의 운전 조건으로는 차량이 일정 속도로 범프노면을 통과한 경우에 대하여 시뮬레이션하였다.

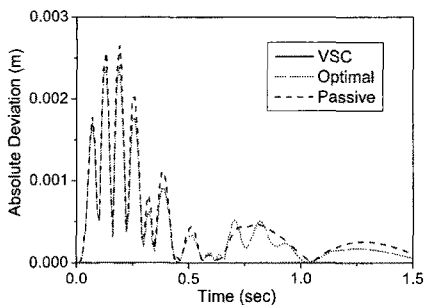
먼저 차체 4군데의 감쇠계수 값이 변화하였을 경우에 대하여 각 제어를 갖는 능동현가시스템과 피동현가시스템의 시간에 따른 절대편차의 변화를 Fig. 3에 나타내었다. 대표적인 성능지표라 할 수 있는 차체의 수직가속도, 피치가속도, 서스펜션 변위, 및 타

이어 변형 등에 대하여 각각 절대편차의 시간 변화를 조사하여 보았다.

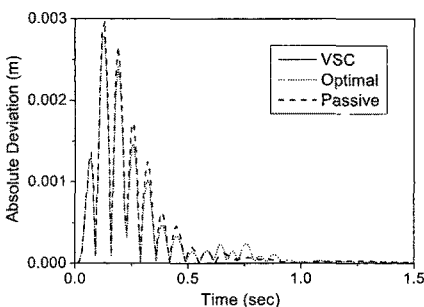
최적제어기 및 가변구조제어기는 일반적으로 피동현가시스템에 비하여 월등한 제어성능이 발휘하고 있지만 실제의 시스템에서 여러 가지 요인으로 인하여 발생할 수 있는 시스템 파라미터의 변화에도 동일한 제어 성능을 보장한다고 단언할 수 없다. 이런 면에서 Fig. 3의 시뮬레이션 결과는 시스템 파라미터의 변화가 얼마나 제어성능을 저하시킬 수 있는지를 간접적으로 판단할 수 있게 하는 근거가 된다. 그림에서 보는 바와 같이 모든 성능지표에 있어서 가변구조제어기의 절대편차는 거의 변화가 없지만, 최적제어기나 일반 피동현가시스템의 경우는 상대적으로 상당히 큰 폭의 변화를 보여주고 있다. 이것으로부터 일반 최적제어기의 경우 가변구조제어기의 성능과 비교하여 거의 유사한 제어성능을 보인다 하더라도 외란이나 파라미터의 변화 등에 대하여 민감하게 반응할 수 있고, 이것으로부터 제어성능이 급속히 저하될 수 있는 가능성이 많다는 것을 간접적으로 암시하고 있다. 이들 값들의 변화를 좀 더 일반화 된 수치 결과로 살펴보기 위하여 여러 가지 성능지표에 대한 절대편차들을 표준편차로 변화한 값들이 Table 2에 표시되어 있다. 전반적인 성능 지표에 대하여 가변구조제어기가 약 $10 \sim 10^2$ 차원의 차이로 낮은 값을 나타내고 있음을 알 수 있다. Fig. 3의 결과로부터 예측하였듯이 가변구조제어기의 표준편차 값들이 모든 성능지표 상에서 최적제어기나 피동현가시스템의 값들보다 월등히 작은 값을 나타냄으로써 강인한 제어성능을 보이고 있음을 알 수 있다.



(a) vertical acceleration



(b) suspension travel



(c) tire deflection

Fig. 3 Absolute deviation of vertical acceleration for varying damping coefficients

Table 2 Standard variation for varying damping coefficients

Items	Passive	Optimal	VSC
Vertical acc.	8.42707E-02	5.06431E-02	1.28124E-03
Roll acc.	4.58882E-10	3.23908E-10	1.90209E-11
Pitch acc.	8.76728E-02	5.05663E-02	1.31409E-03
Suspension travel	7.38440E-04	6.66211E-04	1.59210E-06
Tire deflection	7.11344E-04	6.51139E-04	1.11630E-06
Vertical displacement	4.81384E-04	4.84764E-04	1.19436E-06
Roll angle	4.62535E-13	2.74873E-13	1.01025E-14
Pitch angle	1.91411E-04	1.22687E-04	2.32725E-06

Fig. 4는 시스템 파라미터 중에서 각 차륜의 코일 스프링 상수값을 10% 변화 시켰을 경우의 절대편차 변화를 나타낸 그림이며, Table 3은 그때의 표준편차

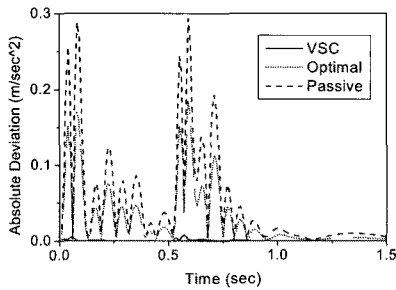
값을 나타낸 표이다. 앞의 감쇠계수값이 변화했을 경우와 거의 유사한 경향을 나타내고 있으며, 가변구조 제어기의 경우는 거의 0에 값에 가까워 그래프 상에서 구분이 어려울 정도로 상대적인 낮은 값을 보이고 있다.

Fig. 5는 시스템 파라미터 중 타이어 스프링 상수 값을 10%씩 변화시켰을 경우의 절대편차 변화를 나타낸 그림이다. 전반적인 경향은 Fig. 3 및 Fig. 4에서 보인 것과 유사하나 절대적인 수치 값에 있어서는 가변구조제어기의 절대편차가 앞의 경우와 비교하여 다소 크게 나타나고 있음을 알 수 있다. 그러나, 이 경우 역시 최적제어기나 피동현가시스템의 경우와 비교하여 보았을 때 여전히 상대적인 낮은 수치를 보이고 있어 가변구조제어기의 경우가 최적제어기나 피동현가시스템의 경우에 비하여 강인한 제어 성능을 발휘할 수 있다는 것을 간접적으로 의미하고

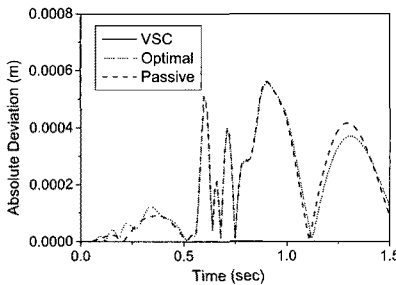
있다. Table 4는 이때의 표준편차를 나타낸 표이며, 전반적인 평가항목에 대하여 다른 경우에 비하여 약 10 정도 수준의 상대적으로 낮은 수치를 나타내고 있다.

Table 3 Standard variation for varying coil spring constants

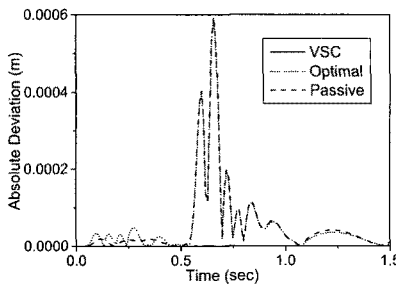
Items	Passive	Optimal	VSC
<i>Vertical acc.</i>	2.51288E-02	1.44146E-02	2.15838E-04
<i>Roll acc.</i>	9.12957E-11	2.06657E-11	3.11996E-12
<i>Pitch acc.</i>	2.39861E-02	1.35473E-02	2.11369E-04
<i>suspension travel</i>	4.65239E-04	3.84527E-04	2.11819E-07
<i>tire deflection</i>	1.94385E-04	1.78079E-04	2.46984E-07
<i>Vertical displacement</i>	1.12257E-04	1.10264E-04	2.23421E-07
<i>Roll angle</i>	2.35154E-13	3.38450E-13	9.18840E-14
<i>Pitch angle</i>	2.30612E-04	1.41015E-04	1.66811E-07



(a) pitch acceleration

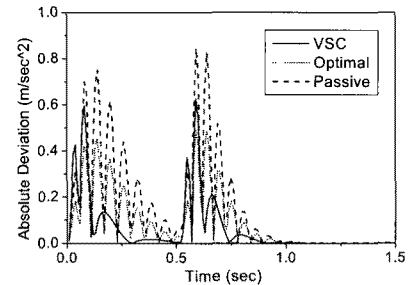


(b) suspension travel

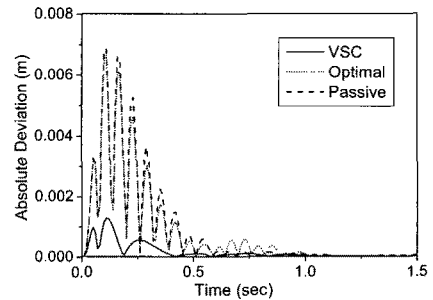


(c) tire deflection

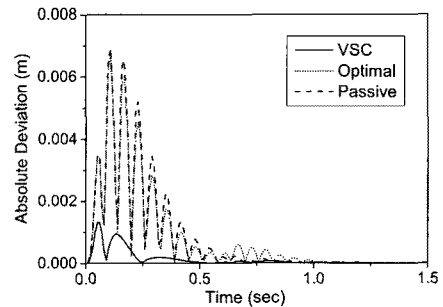
Fig. 4 Absolute deviation of pitch acceleration for varying coil spring constants



(a) vertical acceleration



(b) suspension travel



(c) tire deflection

Fig. 5 Absolute deviation of suspension travel for varying tire spring constants

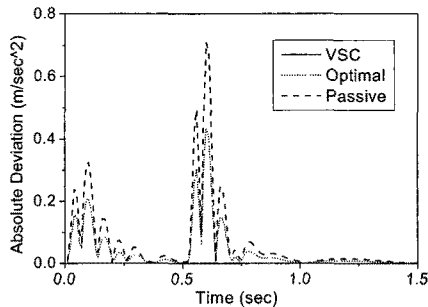
마지막으로 Fig. 6은 스프링상 질량의 피치 및 롤 관성 모멘트 값 모두를 10%씩 변화시켰을 경우의 절대편차 변화를 나타낸 그림이다. 그림에서 보는 바와 같이 모든 경우에 있어서 가변구조제어기는 최적 제어기 및 피동현가시스템의 변화 값에 비하여 거의

변화가 없는 것으로 나타나고 있으며, 이는 앞의 경우에서 언급한 바와 동일하게 가변구조제어기의 경우는 최적제어기나 피동현가시스템의 경우에 비하여 시스템 파라미터 및 외란 등에 의하여 상대적으로 거의 영향을 받지 않는다는 것을 보임으로서 강인한 제어성능을 발휘할 수 있다는 것을 의미한다.

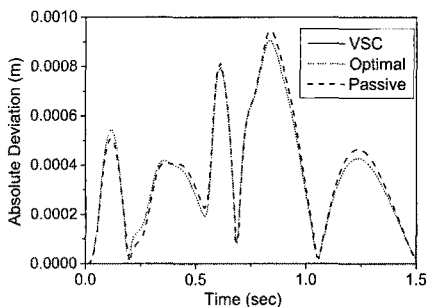
Table 4 Standard variation for varying tire spring constants

Items	Passive	Optimal	VSC
Vertical acc.	2.60017E-01	1.54823E-01	1.42105E-01
Roll acc.	1.21226E-09	5.51403E-09	3.20001E-10
Pitch acc.	2.45399E-01	1.46335E-01	1.42780E-01
Suspension travel	1.77646E-03	1.63865E-03	3.05907E-04
Tire deflection	1.75263E-03	1.61590E-03	2.83765E-04
Vertical displacement	1.07629E-03	1.07694E-03	2.13520E-04
Roll angle	5.41065E-13	8.10635E-13	1.53325E-14
Pitch angle	9.39134E-05	6.67925E-05	1.89310E-06

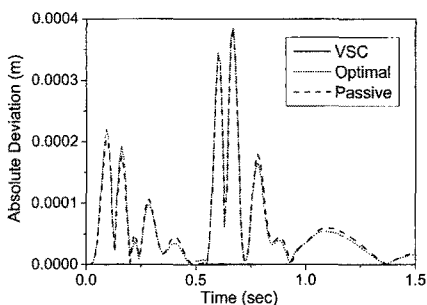
이상으로부터 능동현가시스템의 주요 4가지 시스템 파라미터들을 각각 변화시켜 시뮬레이션한 결과, 모든 경우에 있어서 여러 가지 성능 평가 항목들의 평균편차 및 표준편차가 가변구조제어기의 경우 최적제어기나 피동현가시스템의 값들보다 상대적으로 작은 값들을 나타냄에 따라 가변구조 제어기의 제어 성능이 파라미터 변화 등 여러 가지 외부 요인들에 대하여 강인한 제어 특성을 나타낼 수 있음을 알 수 있었다.



(a) pitch acceleration



(b) suspension travel



(c) tire deflection

Fig. 6 Absolute deviation of tire deflection for varying pitch and roll moments of inertia

Table 5 Standard variation for varying pitch and roll moments of inertia

Items	Passive	Optimal	VSC
Vertical acc.	1.04662E-02	1.00321E-02	2.15838E-04
Roll acc.	4.15456E-10	4.00127E-10	3.11996E-11
Pitch acc.	1.40187E-01	8.90178E-02	2.11369E-04
Suspension travel	3.60011E-04	3.00212E-04	2.11819E-07
Tire deflection	6.44362E-05	5.34624E-05	2.46984E-07
Vertical displacement	3.03258E-5	3.00117E-05	2.23421E-07
Roll angle	5.76573E-13	5.00577E-13	9.18840E-14
Pitch angle	2.98345E-04	2.13481E-04	1.66811E-07

5. 결 론

차량용 능동현가시스템을 제어하기 위하여 슬라이딩 모드제어 기법에 의한 가변구조제어기를 구성하였고, 가변구조제어기가 일반적인 최적제어기나 피동현가시스템에 비하여 우수한 성능을 발휘함과 동시에 여러 가지 시스템 모델링 과정에서 발생할 수 있는 오차, 작동점 부근에서 벗어남으로서 발생할 수 있는 제어성능의 저하, 및 외란 등 다양한 인자들에 의하여 상대적으로 얼마나 영향을 덜 받는가를 조사하였다. 즉, 차량의 시스템 파라미터 중 감쇠계수, 코일 스프링 상수, 타이어 스프링 상수 및 질량 관성 모멘트 값들에 대하여 인위적으로 주어진 값으로부터 10% 정도 변화를 준 결과, 피동현가시스템이 가장 큰 절대편차 및 표준편차를 나타내었고, 최적제어기의 경우는 이보다 약간 작거나 거의 유사한 변화를 나타내었다. 반면, 슬라이딩 모드 제어에 의한 가

변구조제어기의 경우는 다른 경우에 비하여 상대적으로 약 $10 \sim 10^2$ 차원의 매우 작은 값의 절대편차 및 표준편차를 보여 시스템 파라미터의 변화 및 외란 등에 강인한 측면을 보여 주었다. 즉, 가변구조제어기의 경우는 다소 시스템 파라미터가 변화하더라도 어느 정도 범위 내에서 그 영향이 적으므로 보다 넓은 작동범위에서 동일하게 우수한 제어성능을 유지시킬 수 있는 장점을 지니고 있음을 알 수 있다.

참고 문헌

- 1) U. Itkis, "Control Systems of Variable Structure" John Wiley & Sons, 1976.
- 2) D. Thomas and Gillespie, "Fundamentals of Vehicle Dynamics", SAE 1990.
- 3) S. Kai and W. Harald, "Integration of a Damper Control Algorithm into an ADAMS/Car Full Vehicle Model", 16th European Mechanical Dynamics User Conference, 2001.
- 4) E. S. J. Jacques and L. Weiping, "Applied Nonlinear Control", PrenticeHall, 1991.
- 5) A. Hac and I. Youn, "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.
- 6) N. Bangsing, S. Setiadi, and A. Samsi, "Active Suspension Controller Design by Optimal Regulator Approach", Proceedings of IPC 9, pp. 639~643, 1997.