

〈논문〉 SAE NO. 943776

반능동 현가시스템의 Robust 제어 법칙

A Robust Semi-active Suspension Control Law

이 경 수,* 서 명 원,** 오 태 일**
K. S. Yi, M. W. Suh, T. I. Oh

ABSTRACT

This paper deals with a robust semi-active control algorithm which is applicable to a semi-active suspension with a multi-state damper. Since the controllable damping rates are discrete in case of a multi-state semi-active damper, the desired damping rate can not be produced exactly even if force-velocity relations of a multi-state semi-active damper is completely known. In addition, damping characteristics of the semi-active dampers are different from damper to damper. A robust nonlinear control law based on sliding control is developed. The main objective of the proposed control strategies is to improve ride quality by tracking the desired active force with a multi-state damper of which the force-velocity relations are "not" completely known. The performance of the proposed semi-active control law is numerically compared to those of the control law based on a bilinear model and a passive suspension. The proposed control algorithm is robust to nonlinear characteristics and uncertainty of the force-velocity relations of multi-state dampers.

주요기술용어 : Semi-active Suspensions(반능동 현가장치), Multi-state Semi-active Dampers(다단 반능동 댐퍼), Bilinear Model(쌍일차 모델), Robust Nonlinear Control(견실 비선형 제어), Damping Characteristics(댐핑 특성)

1. 서 론

차량용 능동/반능동 현가 시스템은 우수한 성능 특성때문에 1980년대 이후 대단히 활발하게 연구 개발되었다. 반능동 현가 시스템이 1970년대 초반에 제안된 이후 모델링 및 제어에 관한 연

구가 많이 이루어져왔고, 1980년대 말에는 몇가지 형태의 반능동 댐퍼가 개발되어 제어성능에 관한 실험적인 연구가 많이 수행되었다.^{2,3,5,6)} 여러가지 반능동 현가 시스템 제어법칙의 비교 및 컴퓨터 시뮬레이션 결과가 Tseng 등에 의해 수행되었다.⁶⁾

이 논문에서는 다단 댐퍼로 구성된 반능동 현가

* 한양대학교 자동차공학과

** 기아자동차 기술센터

시스템의 제어기 설계방법과 제어알고리즘이 제안되었으며, 제한된 제어방법의 제어성능을 Bilinear 모델을 이용한 제어법칙(A Bilinear Model Based Approach)¹⁾과 비교하여 보았다. 여기서 제안된 방법은 Sliding Model Control을 이용한 방법이며, 다단 댐퍼와 제안된 제어방법을 사용하여 제안된 범위에서 임의로 댐핑을 제어할 수 있는 “이상적인” 반능동 댐퍼(“Ideal” Semi-active Dampers)와 유사한 성능을 얻을 수 있음을 보였다.

2. 반능동 현가 시스템 모델

이 보고서에서는 Fig.1과 같은 1/4 차량모델을 이용하여 반능동 현가 시스템의 제어방법을 개발하였다.

반능동 현가 시스템의 운동방정식은 다음과 같으며,

$$m_s \ddot{z}_s = -k_s(z_s - z_u) + f_s$$

$$m_u \ddot{z}_u = k_s(z_s - z_u) - k_t(z_u - z_r) - f_s$$

이 때 f_s 는 반능동 댐퍼에서 발생하는 힘(Semi-active Force)이며, 수동 현가장치에서는 댐퍼의 감쇠력은 속도(Suspension Velocity)만의 함수로 나타나는데 반능동댐퍼의 감쇠력 f_s 는 제어가능한 것이 수동 현가 장치와의 근본적인 차이점이다. 다음과 같이 상태변수를 정의하면,

$$x_1 = z_s - z_u$$

$$x_2 = \dot{z}_s$$

$$x_3 = z_u - z_r$$

$$x_4 = \dot{z}_u$$

운동방정식은 다음과 같은 상태방정식으로 표시될 수 있다.

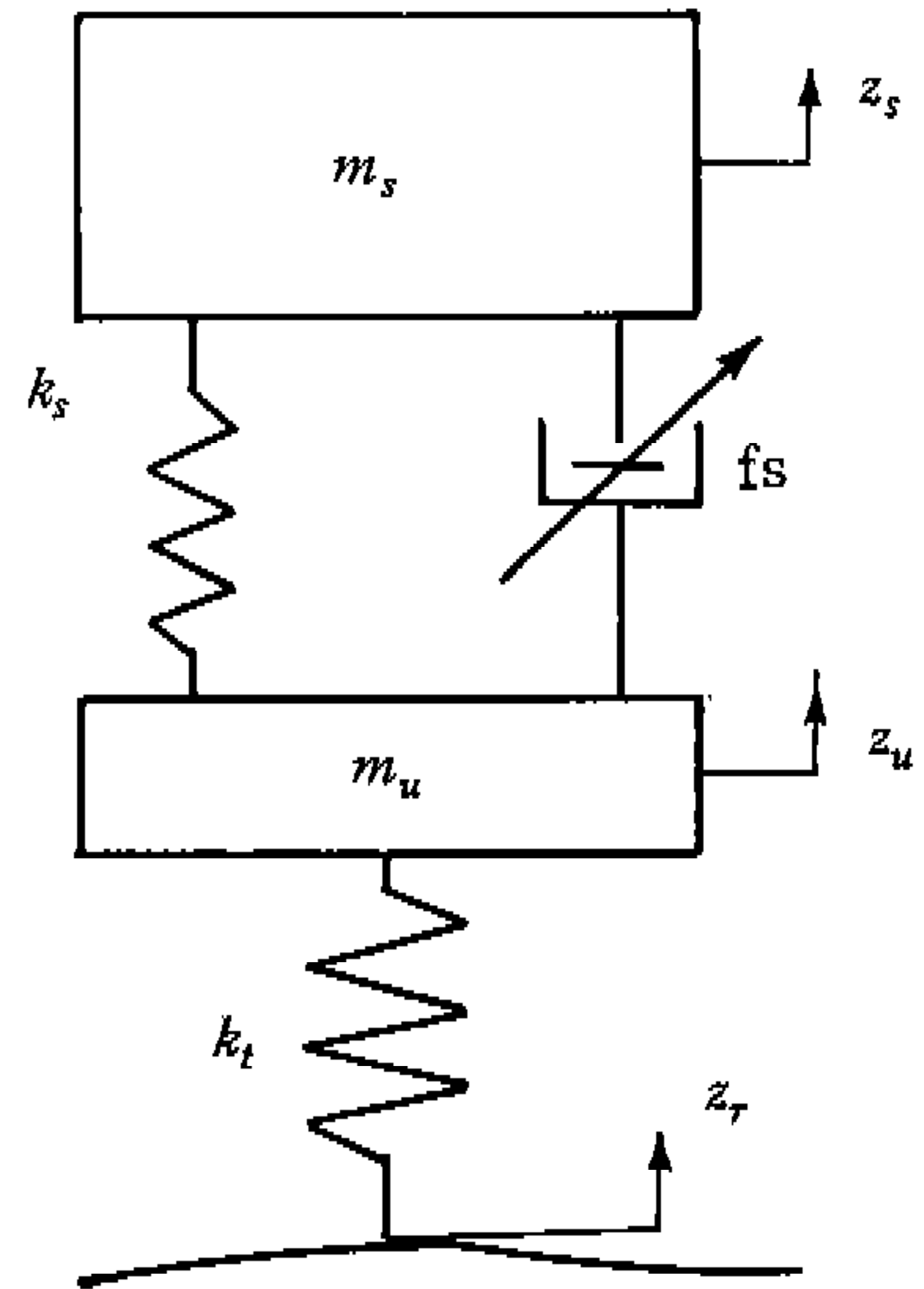


Fig.1 Quarter Car Semi-active Suspension Model

$$\dot{x} = Ax + Bf_s + F\dot{z}_r$$

$$x = [z_s - z_u \quad \dot{z}_s \quad z_u - z_r \quad \dot{z}_u]^T$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ \frac{-k_s}{m_s} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_s}{m_u} & 0 & \frac{-k_t}{m_u} & 0 \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m_s} \\ 0 \\ \frac{1}{m_u} \end{bmatrix}$$

$$F = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix}$$

그러므로 반능동 현가 시스템은 노면의 형상, 즉 여기서는 노면높이의 시간 변화율(Time Derivative of Road Profile)이 외란(Disturbance)으로 작용하며 가변 감쇠력 f_s 가 제어입력(Control In-

put)인 시스템이므로, 반응동 현가 시스템의 제어 문제는 미지의 노면외란이 차량의 상태변수에 미치는 영향을 최소화하도록 제어입력 f_s 를 제어하는 "Disturbance Rejection" 문제로 볼 수 있다.

3. 반응동 현가 시스템의 제어법칙

f_s 에 아무런 구속조건이 없다면, 다음과 같은 성능지수(Performance Index)에 대하여 전형적인 LQR/LQG 문제로부터 제어입력 f_s 를 제어하는 방법을 구할 수 있다.

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E \left[\int_0^T (\dot{z}_s^2 + \rho_1(z_s - z_u)^2 + \rho_2 \dot{z}_s^2 + \rho_3(z_u - z_r)^2 + \rho_4 \dot{z}_u^2) dt \right]$$

이 때 $\rho_1 \dots \rho_4$ 는 상태변수에 대한 가중치이며 위의 성능지수는 다음과 같은 Standard Quadratic Form으로 표시된다.

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E \left[\int_0^T (x^T Qx + 2x^T Mf_s + rf_s^2) dt \right],$$

$$Q \geq 0, Q - Mr^{-1}M^T \geq 0, r > 0$$

이 성능지수를 최소화하는 제어법칙은 외란 (\dot{z}_r)이 White Noise라는 가정하에 다음과 같이 이득이 상수인 상태변수 피드백 제어법칙(Constant Gain State Feedback Control Law)으로 표시되며

$$f_{s,des} = -r^{-1}(B^T H + M^T)x$$

이 때 H는 다음과 같은 Algebraic Riccati Equation으로부터 구해진다.

$$(A - Br^{-1}M^T)^T H + H(A - Br^{-1}M^T) + (Q - Mr^{-1}M^T) - HBr^{-1}B^T H = 0$$

위 방법으로 구해진 제어입력은 성능지수를

최소화하며, 가능한한 가변댐퍼로 발생시켜야 하는 힘이지만 실제로는 구속조건(Passivity Constraint)이 만족되는 경우에만 가변댐퍼로 발생시킬 수 있는 힘이므로 Desired f_s 라는 의미로 $f_{s,des}$ 로 표시하였다.

1970년대 초에 "댐핑을 제어"하여 진동을 현저하게 감소시킬 수 있다는 반응동 현가 시스템이 제안된 이후 가변 댐핑 기구와 반응동 현가 시스템의 제어법칙에 관한 많은 연구 개발이 이루어졌다. 여기서는 반응동 현가 시스템의 Bilinear Model을 이용한 제어방법과 다단 가변 댐퍼(Multi-state Modulable Dampers)에 적용할 수 있는 Robust한 제어방법이 설명될 것이다.

3.1 Bilinear Model을 이용한 제어방법(A Bilinear Model Based Approach)

반응동 현가 시스템은 Bilinear Model로 표시될 수 있다.³⁷⁾ 반응동 댐퍼의 댐핑력은 댐퍼의 상대속도(Suspension Velocity, $x_2 - x_4$)와 댐핑계수(Damping Rate, v)의 함수로 표시되므로 다음과 같이 쓸 수 있으며,

$$f_s = f_s(x_2 - x_4, v) = v \cdot (x_2 - x_4)$$

이 경우에 상태방정식을 다음과 같은 Bilinear Form으로 표시된다.

$$\dot{x} = Ax + D xv + F \dot{z}_r$$

이 때, A, F는 2절에서 정의된 것과 같으며 D는 다음과 같다.

$$D = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{m_s} & 0 & \frac{1}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{m_u} & 0 & -\frac{1}{m_u} \end{bmatrix}$$

실제 댐퍼의 Force-velocity 관계는 비선형적인 특성을 나타내지만 제어기설계 관점에서는 Bilinear Model을 이용하여 제어기를 설계하는 것이 편리한점이 있다.^{3,7)} 위와 같은 Bilinear Model로 표시된 반능동 현가 시스템의 제어 입력(Control Input)은 댐핑계수, v 이며, 현실적으로 댐핑계수의 제어범위는 한계가 있으므로 실제로 제어범위는 다음과 같이 표시된다.

$$V = \{v \mid v_{min} \leq v \leq v_{max}\}$$

위와 같은 범위에서 댐핑계수를 제어하여 댐핑력, f_s 를 원하는 댐핑력, $f_{s, des}$ 과 가능한한 가깝게 하기위한 효과적인 제어방법은 다음과 같다.^{1,6)}

$$v(t) = \begin{cases} v_{min} & \text{if } v^*(t) \leq v_{min} \\ v^*(t) & \text{if } v_{min} < v^* < v_{max} \\ v_{max} & \text{if } v_{max} \leq v^*(t) \end{cases}$$

$$v^*(t) = \frac{f_{s, des}}{(\dot{z}_s - \dot{z}_u)}$$

3.2 다단 댐퍼용 Robust 제어방법(A Robust Semi-active Control Law for a Multi-state Damper)

다단 댐퍼(Multi-state Dampers)를 이용하여 댐핑력을 제어하는 경우, 3.1절에서 설명된 Bilinear Model을 이용한 제어방법을 사용하려면 댐퍼의 성능 특성을 사전에 고려하여 원하는 댐핑계수와 실제 가변 댐퍼의 댐핑계수와의 차이가 최소가 되도록 댐퍼의 단(State)을 제어하여야 한다. 그러므로 이 경우에 가변댐퍼의 Force-velocity 특성이 알려져 있어야 하나 가변댐퍼의 성능 특성, 즉 Force-velocity 관계는 댐퍼마다 어느정도씩은 다르며 차량의 주행조건이나 시간에 따라 변하게 된다. 그러므로 가변댐퍼의 정확한 특성이 아닌 대체적인 Force-velocity 특성이 알려져 있는 경우에, 또한 성능 특성이 시간에 따라 변하는 경우에도 우수한 제어성능을 나타내는 Robust 제어방법이 필요하다고 할 수 있다.

다단 댐퍼의 성능 특성의 한 예가 Fig.2에 나

타나있다.³⁾ 이 그림에는 두 개의 다단 댐퍼의 성능 특성이 보여져 있는데, 성능 특성은 유사하지만 일치하지는 않는다는 것을 알 수 있다.

가변 댐퍼의 댐핑력의 응답특성을 1차 시스템(a First Order Dynamic System) 특성으로 표시할 때 시간상수가 충분히 작은 경우에, 댐핑력은 다음과 같이 댐퍼의 상대속도와 댐퍼 입력(Damper Setting or Damper State, $u(t)$)의 함수로 표시된다.

$$f_s(k) = f_s(u(k), x_2 - x_4)$$

여기서 $f_s(k) = f_s(k \cdot \Delta t)$ 이며, Δt 는 Sampling Time이다. 이런 표현(Notation)은 이후에 쓰이는 모든식에 적용된다. 다단 댐퍼의 제어목적은 다단 댐퍼의 단을 제어하여 필요한 능동힘(The Desired Active Force)을 발생시키는 것이며, 다단

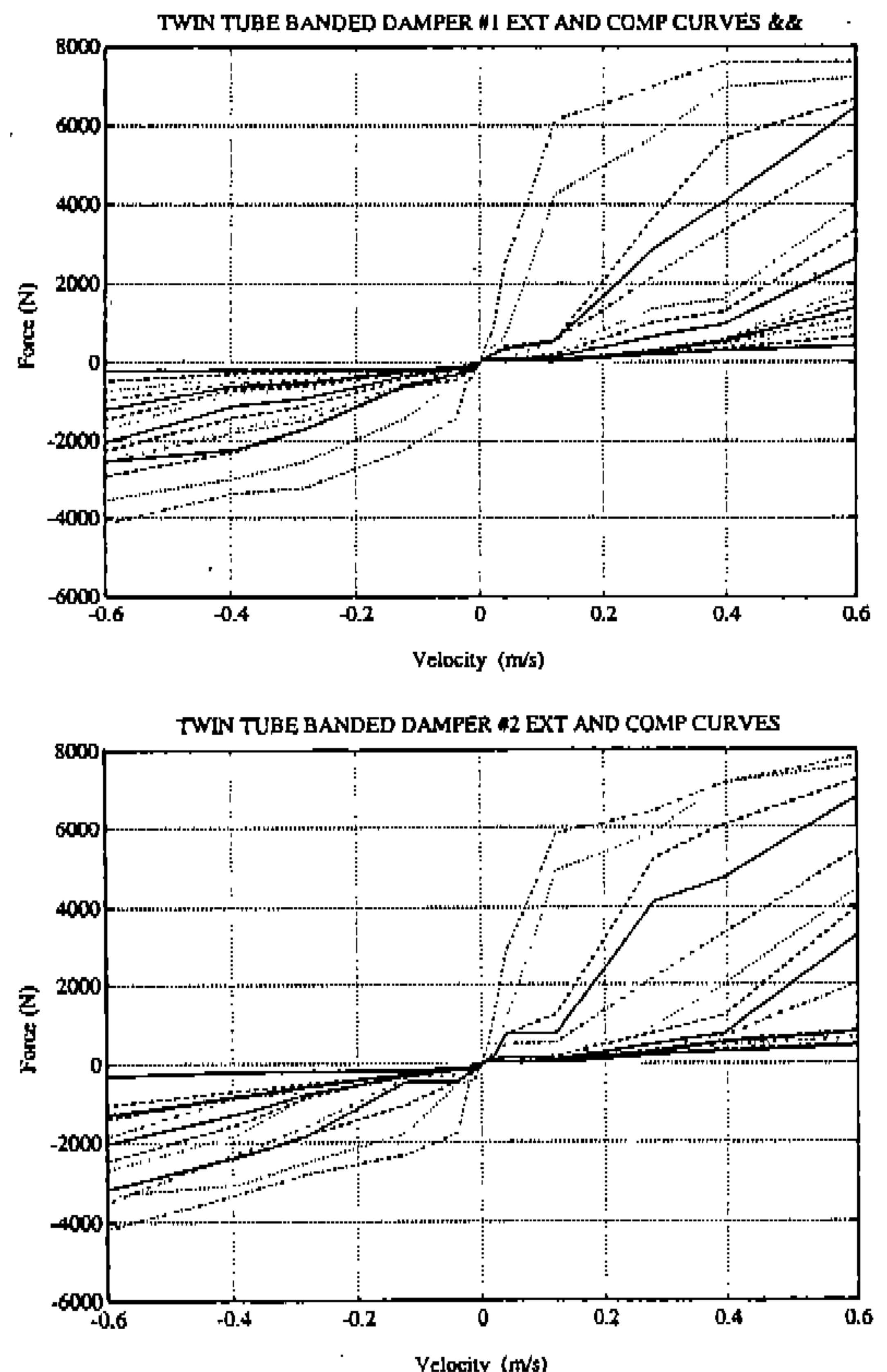


Fig.2 Force-Velocity Curves of a Multi-state Damper

댐퍼의 성능 특성이 정확하게 알려져 있지 않고 특성이 변하는 경우에도 댐핑력의 제어가 가능하도록 하는 제어기법이 이 절에서 제안된다. 여기서 제시된 제어법칙은 기본적으로 Sliding Control을 이용하여 고안되었다.

다음과 같이 Sliding Surface를 가변 댐퍼의 댐핑력과 필요한 능동힘의 차이로 정의한다.

$$s(k) = f_{s, des}(k) - f_s(k)$$

이 때 필요한 능동힘 $f_{s, des}(k)$ 는 다음과 같은 상태변수 피드백(State Feedback)으로 표시된다.

$$f_{s, des}(k) = -Gx(k)$$

이제 다음과 같이 Lyapunov Function Candidate를 정하면,

$$V(k) = |s(k)|$$

이것은 “가변 댐퍼의 댐핑력과 필요한 능동힘의 차이(댐핑력 오차)”의 절대값이다. 댐핑력 오차가 감소하기 위한 Robustness 또는 Sliding Condition은 다음과 같으며

$$V(k+1) = |s(k+1)| \leq |s(k)| - \eta(k)$$

이 때, $\eta(k)$ 는 양수(a Small Positive Number)이다. Sliding Condition은 다음과 같이 표현될 수 있으며

$$V(k+1) = V(k) - \lambda_s V(k)$$

$$\lambda_s > 0$$

이 식은 다음과 같이 쓰여질 수 있다.

$$f_s(k) - f_s(k+1) - G(x(k+1) - x(k)) = -\lambda_s s(k)$$

댐핑력 오차가 감소하기 위한 조건은 다음과 같다.

$$\lambda_s = \frac{f_s(k+1) - f_s(k) + G(x(k+1) - x(k))}{s(k)} > 0$$

이 때 댐핑력은 상태변수 $x(k)$ 와 댐퍼입력(Damper Setting)의 함수이므로 다음과 같으며,

$$f_s(k) = f_s(x(k), u(k))$$

$f_s(k+1)$ 은 다음과 같이 표시될 수 있다.

$$f_s(x(k+1), u(k+1)) = f_s(x(k), u(k))$$

$$+ \frac{\partial f_s}{\partial x} (x(k+1) - x(k)) + \frac{\partial f_s}{\partial u} (u(k+1) - u(k)) + h.o.t$$

Sampling Time이 충분히 작은 경우, 위 식은 다음과 같으며,

$$f_s(x(k+1), u(k+1)) = f_s(x(k), u(k)) + \alpha_u (u(k+1) - u(k)) + \epsilon$$

이 때 ϵ 은 작은 수(a Small Number)이며 다음과 같다.

$$\epsilon = \frac{\partial f_s}{\partial x} (x(k+1) - x(k)) + h.o.t$$

그러므로 λ_s 는 다음과 같이 쓸 수 있고,

$$\lambda_s = \frac{\alpha_u [u(k+1) - u(k)] + \epsilon + G(x(k+1) - x(k))}{s(k)}$$

α_u 는 $x(k)$ 의 함수이며, 다단댐퍼와 같이 비선형 시변(Nonlinear Time Varying) 특성을 갖는다. α_u 는 다음과 같은 특성을 갖는다.

$$\alpha_u \leq 0 \quad \text{if } (x_2 - x_1) > 0$$

$$\alpha_u > 0 \quad \text{if } (x_2 - x_1) < 0$$

이제 다음과 같은 다단 댐퍼 제어법칙을 사용하는 경우를 고려한다.

$$u(k+1) = \begin{cases} u_{max} & \text{if } u^* > u_{max} \\ u^* & \text{if } u_{min} < u^* < u_{max} \\ u_{min} & \text{if } u^* < u_{min} \end{cases}$$

$$u^* = u(k) - \text{sgn}(x_2 - x_4) \cdot \text{sgn}(s(k))$$

이 때, $\text{sgn}(\)$ 는 Sign Function을 나타내며, 댐퍼 입력 $u(k)$ 는 “양의 정수(Positive Integer)”이며 다음과 같은 범위에서 제어된다.

$$\Omega_{u218} = \{u \mid u_{min} \leq u(k) \leq u_{max}\}$$

그러므로 다음의 두 조건이 만족되면,

- ① Passivity Constraint
- ② $u_{min} < u(k) < u_{max}$

λ_k 는 다음과 같다.

$$\lambda_k = \frac{-\alpha_u \cdot \text{sgn}(x_2 - x_4) \cdot \text{sgn}(s(k)) + \sigma}{s(k)}$$

이 때, σ 는 작은 수(a Small Number)이며 다음과 같다.

$$\sigma = \varepsilon + G(x(k+1) - x(k))$$

그러므로 Sampling Time이 충분히 작으면 다음 조건이 만족되며,

$$|\alpha_u| > |\sigma|,$$

제안된 제어법칙은 전술한 두 조건이 만족되는 경우에 항상 $\lambda_k > 0$ 을 보장한다.

위와 같은 제어법칙을 사용하는 경우 “두 조건”이 만족되는 경우 Sliding Condition은 확인될 수 있으며 $s(k)$ 는 다음과 같은 Sliding 특성을 보이게 된다.

$$S(k+1) = s(k) - \eta(k) \text{sgn}(s(k))$$

이 때, $\eta(k)$ 는 다음과 같다.

$$\eta(k) = -\alpha_u \text{sgn}(x_2 - x_4) + \sigma(\text{sgn}(s(k))) \geq 0$$

4. 시뮬레이션 결과

컴퓨터 시뮬레이션은 Fig.1과 같은 1/4 차량모델을 이용하여 수행하였으며 사용된 차량계수는 다음과 같다.

$$m_s = 240(\text{kg}), \quad k_t = 160,000(\text{N/m})$$

$$m_u = 36(\text{kg}), \quad k_s = 16,000(\text{N/m})$$

Fig.2에 보여진 16개의 단(16 Damping Rate Settings)이 있는 다단 댐퍼를 제어하여 필요한 능동힘을 발생시키는 경우의 성능을 시뮬레이션을 통하여 해석하였다. 시뮬레이션은 세가지 경우, 즉 임펄스(Impulse), 정현파(Sinusoidal Road Input), 랜덤(Random) 노면 입력에 대하여 수행하였다. 랜덤노면 입력은 실제의 고속도로에서 측정된 노면 형상을 사용하였다.⁸⁾

4.1 임펄스 응답(Impulse Response)

Fig.3은 수동 현가장치와 반능동 현가 시스템의 임펄스응답(Impulse Response)을 비교하여 보여주고 있다. 그림에서 Damper Setting 1(Soft), Damper Setting 12(Hard)는 댐퍼 #1을 각각 1단, 12단으로 고정시킨 수동 현가장치(Passive Suspensions)의 경우이며, “Continuous Semi-active”는 댐핑계수를 $1000[\text{N sec/m}] - 5000[\text{N sec/m}]$ 범위에서 임의로 제어가능한 반능동 댐퍼를 3.1절에서 설명된 “Bilinear Model을 이용한 제어법칙”을 사용하여 제어한 경우이다. 제어 관점에서 보면, 필요한 댐핑계수를 가능한 범위내에서 연속적으로 제어할 수 있는 반능동 댐퍼가 존재한다면 Bilinear Model을 이용한 제어법칙으로 댐핑력을 쉽게 제어할 수 있으므로 Continuous Semi-active의 경우를 “이상적인” 반능동 댐퍼(Ideal

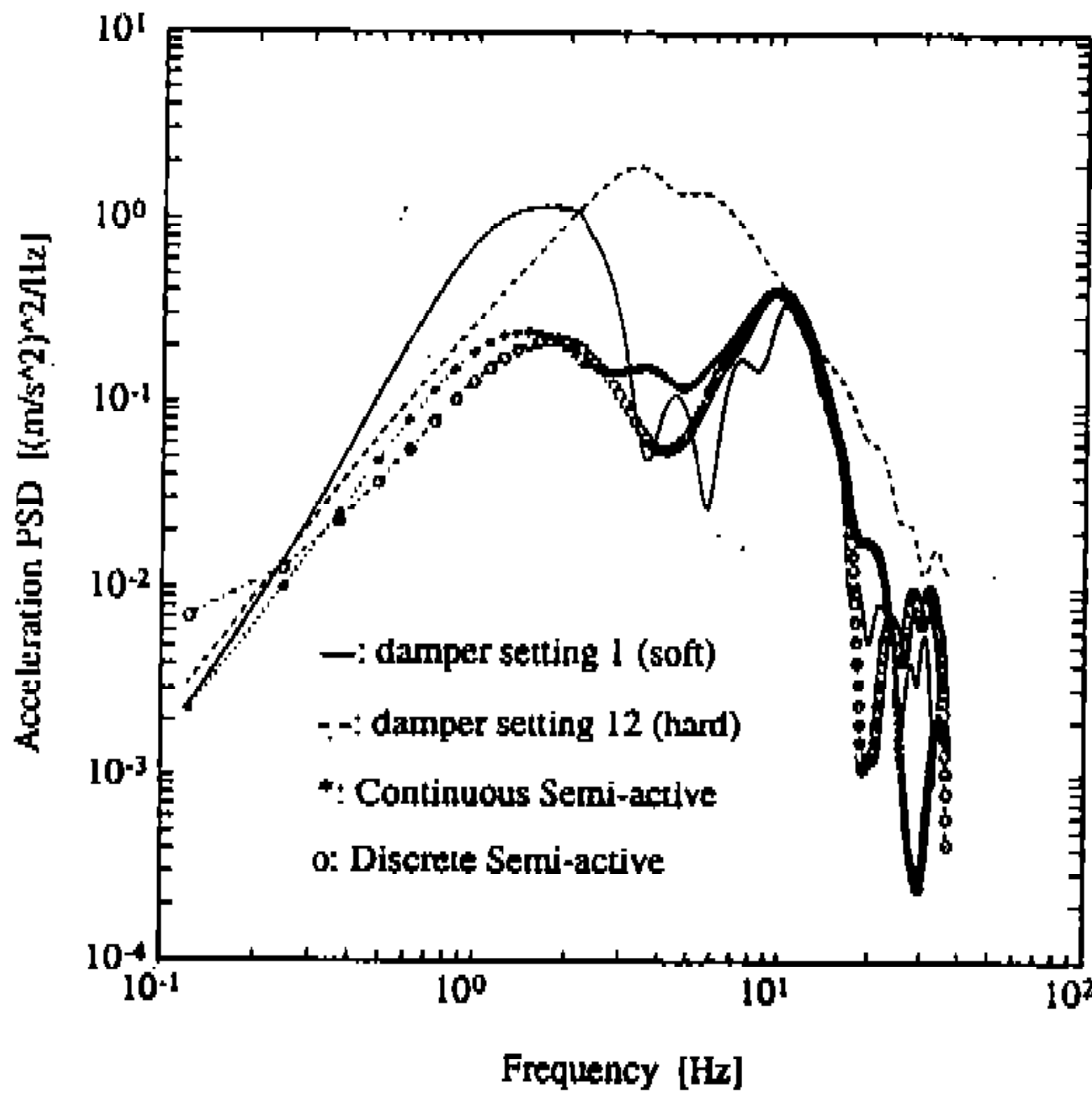


Fig.3 Comparison of Impulse Responses of the Sprung Mass Acceleration

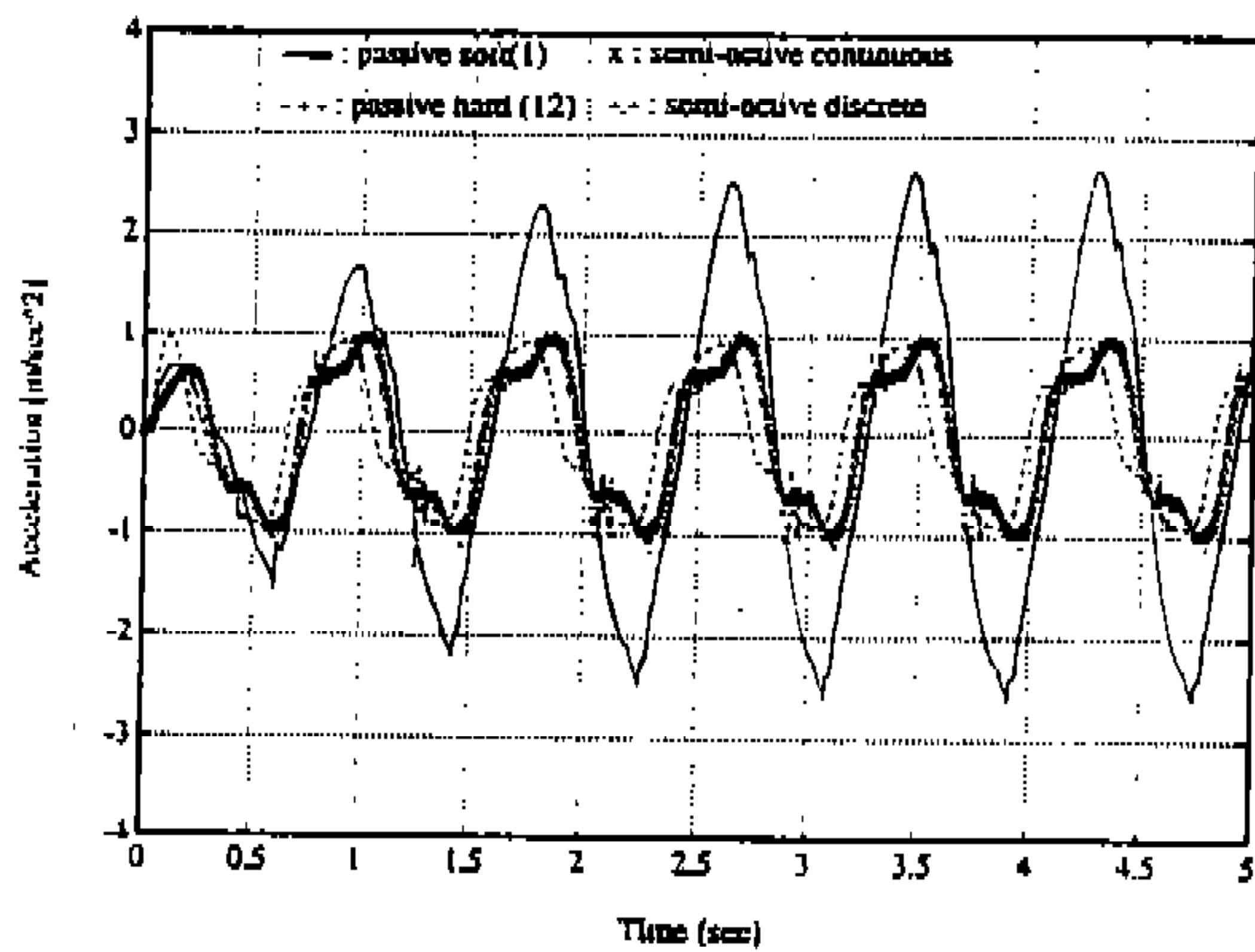


Fig.4 Comparison of 1.2Hz Sinusoidal Responses

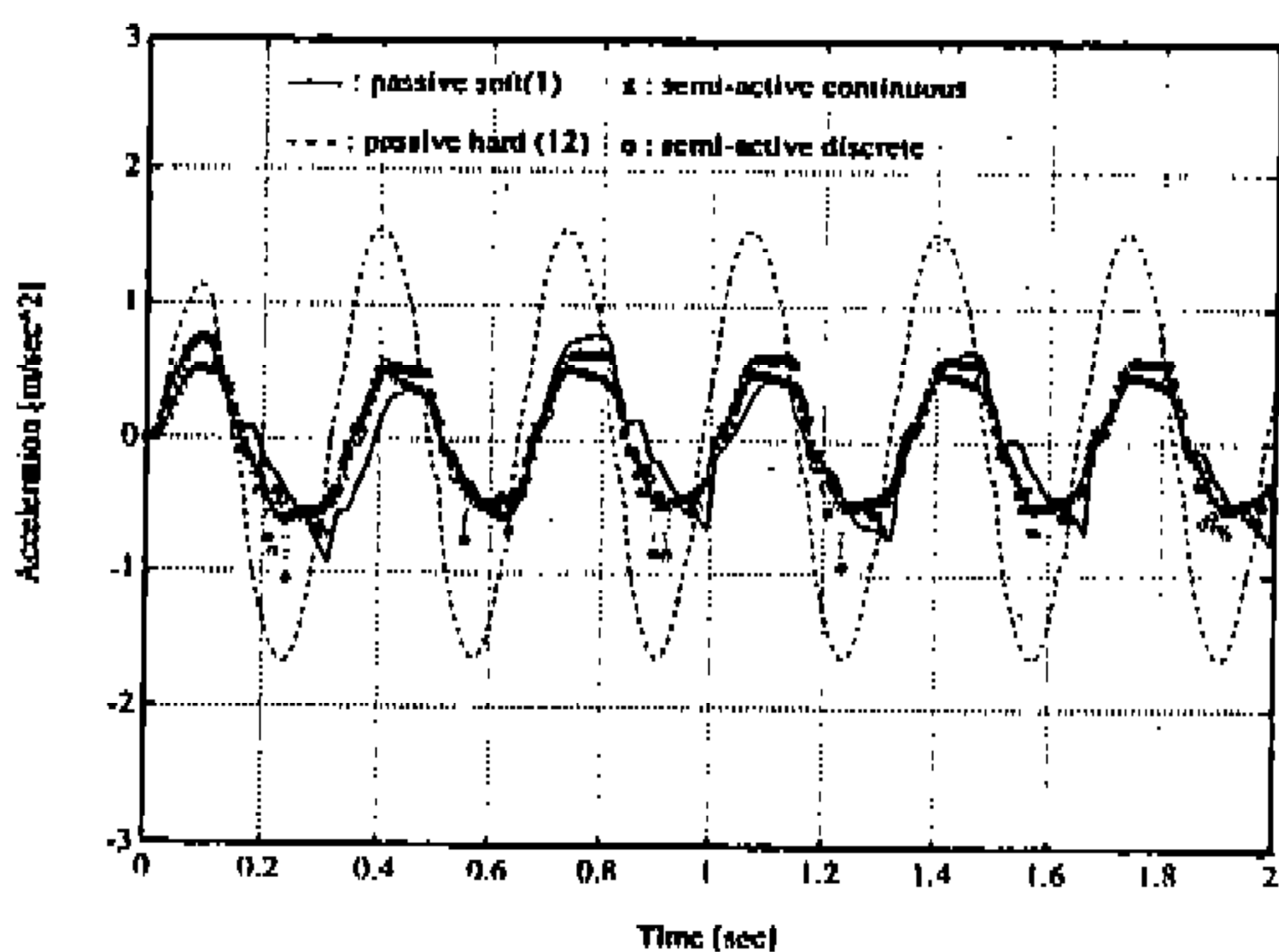


Fig.5 Comparison of 3.0Hz Sinusoidal Responses

Semi-active Damper)라고 볼 수 있다. “Discrete Semi-active”는 Fig2에 보여진 다단댐퍼 #1을 3.2절에서 제안된 “다단댐퍼용 Robust 제어법칙”을 이용하여 제어한 경우이다. Fig3에 보여졌듯이 반능동 현가 시스템의 차체가속도는 수동 현가장치보다 모든 주파수 영역에서 작거나 비슷하다. 또한 다단 댐퍼의 성능이 이상적인 반능동 댐퍼 (Ideal Continuous Semi-active)의 성능과 유사함을 알 수 있다.

4.2 정현파 응답(Sinusoidal Response)

1.2Hz, 3.0Hz, 11Hz 정현파 노면 입력에 대한 응답 특성을 비교하였다.

Fig4는 1.2Hz 경우의 차체가속도(Sprung Mass Acceleration)의 비교를 보여주고 있다. 수동 현가장치의 경우, 댐퍼를 12단으로 고정시켰을 때가 1단으로 고정시켰을 때보다 차체가속도가 작음을 알 수 있다. 즉, 1.2Hz의 노면 입력이 가해질 때는 댐핑이 큰 것이 차체가속도를 작게 만든다. 반능동 현가 시스템의 경우에는 수동 현가장치의 12단과 비슷한 특성을 보임을 알 수 있다. 또한, 다단 댐퍼(Semi-active Discrete)를 제어하여 Continuous Semi-active와 같은 성능을 얻을 수 있음을 보여주고 있다.

Fig5는 3.0Hz 경우의 차체가속도의 비교를 각각 보여주고 있다. 이 때에는 1.2Hz 경우와는 반대로 수동 현가장치의 경우, 댐퍼를 1단으로 고정시켰을 때가 12단으로 고정시켰을 때보다 차체가속도가 작음을 알 수 있다. 즉, 3.0Hz의 노면 입력이 가해질 때는 댐핑이 작은 것이 차체가속도를 작게 만든다. 반능동 현가 시스템의 경우에는 수동 현가장치 1단과 비슷한 특성을 보임을 알 수 있다. 또한, 이 경우에도 다단 댐퍼(Semi-active Discrete)를 제어하여 Continuous Semi-active와 같은 성능을 얻을 수 있음을 보여주고 있다.

Fig6는 11.0Hz 경우의 차체가속도의 비교를 각각 보여주고 있다. 이 때에는 차체가속도는 네가지 경우 모든 비슷한 크기를 보여주고 있다.

Fig4부터 Fig6까지의 결과와 임펄스응답특성을 종합해 볼 때, 반능동 현가 시스템의 성능은 모든 주파수 영역에서 수동 현가장치의 최고 성

능과 유사한 성능을 유사한 성능을 나타냄을 알 수 있다.

Fig.7은 1.2Hz 노면 입력이 가해지는 경우의 반능동 현가 시스템의 필요한 힘(Desired Active Force)과 댐퍼에서 실제로 발생하는 힘의 비교를 보여주고 있다. 그림 (a)는 Semi-active Continuous 경우이며, 그림 (b)는 다단댐퍼(Semi-active Discrete, Multi-state Damper)를 제어한 경우이다. Semi-active Continuous 경우에는 Passivity Constraint가 만족될 때, 즉 동력이 소모(Power Dissipation)되는 방향으로 힘을 발생시키는 것이 필요한 때에는 정확하게 댐핑력이 제어되고 있음을 알 수 있다. 다단댐퍼(Semi-active-discrete)의 경우에는 Passivity Constraint가 만족될 때에는 댐핑력이 필요한 힘을 추적(Tracking)하는 특성을 보이며, 시간이 지날수록 추적오차(Tracking Error)가 감소함을 알 수 있다. 다단 댐퍼의 경우에 댐핑력의 제어는 각 단의 Force-velocity 특성에 관한 정보가 사용되지 않았다.

4.3 Random Road의 경우(Random Road Case)

실제 도로에서 측정된 노면의 형상을 이용하여 차량이 실제 노면위를 주행하는 경우에 반능동 현가 시스템의 성능이 어떠한가를 해석하였다. 측정된 노면의 형상은 참고문헌⁸⁾에서 사용된 것이다.

Fig.8은 차량의 속도가 80km/h 일 때의 Road Input의 Slope Power Spectral Density를 보여주고 있다.

Fig.9는 Normalized RMS(Root Mean Squared) 차체가속도와 Normalized RMS Tire Deflection의 관계를 수동 현가장치와 반능동 현가 시스템의 경우를 비교하여 보여주고 있다. 이 결과는 차량의 속도가 80km/h, 노면의 Slope Variance⁸⁾는 22×10^{-6} 인 경우이다. 그림에서 x는 반능동 현가 시스템의 경우, 댐퍼의 제어 범위가 1-2, 1-3, 1-4, ..., 1-12단 일 때의 비교이다. 댐퍼의 제어 범위가 증가할수록 제어효과는 증가한다. 그림에 나타나있듯이 수동현가장치의 경우에는 댐퍼의 단이 증가할수록, 즉 댐핑계수가 증가할수록

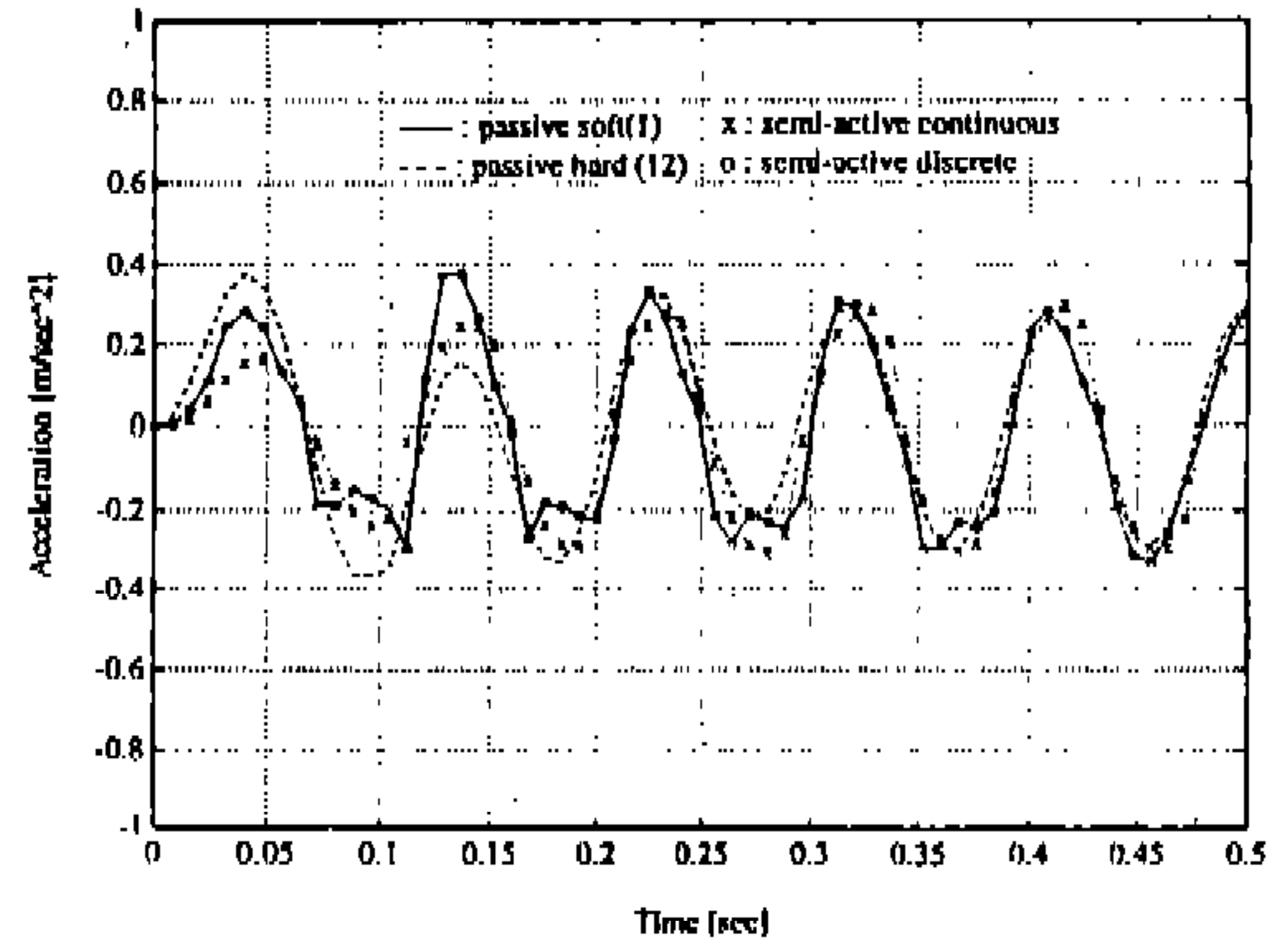
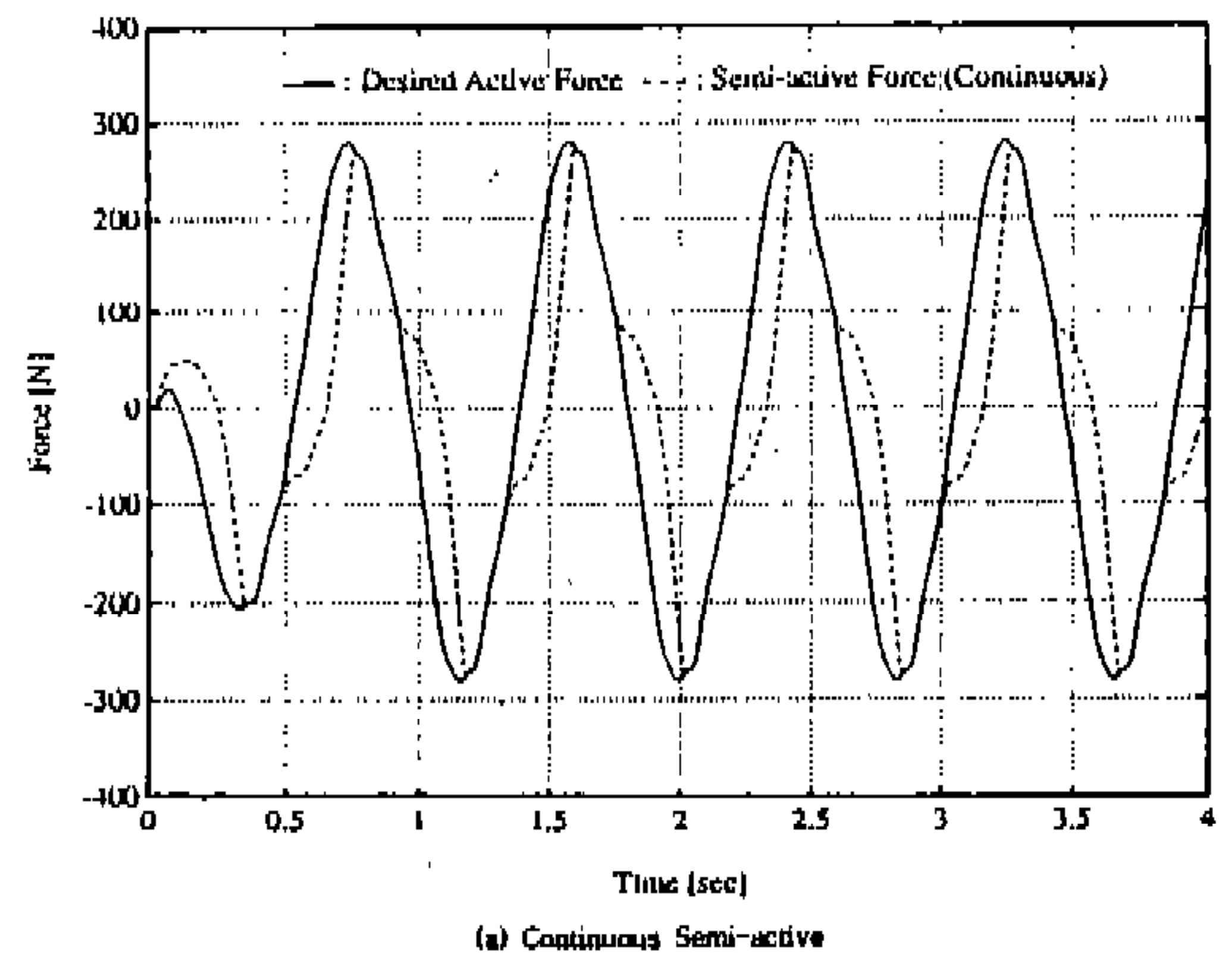
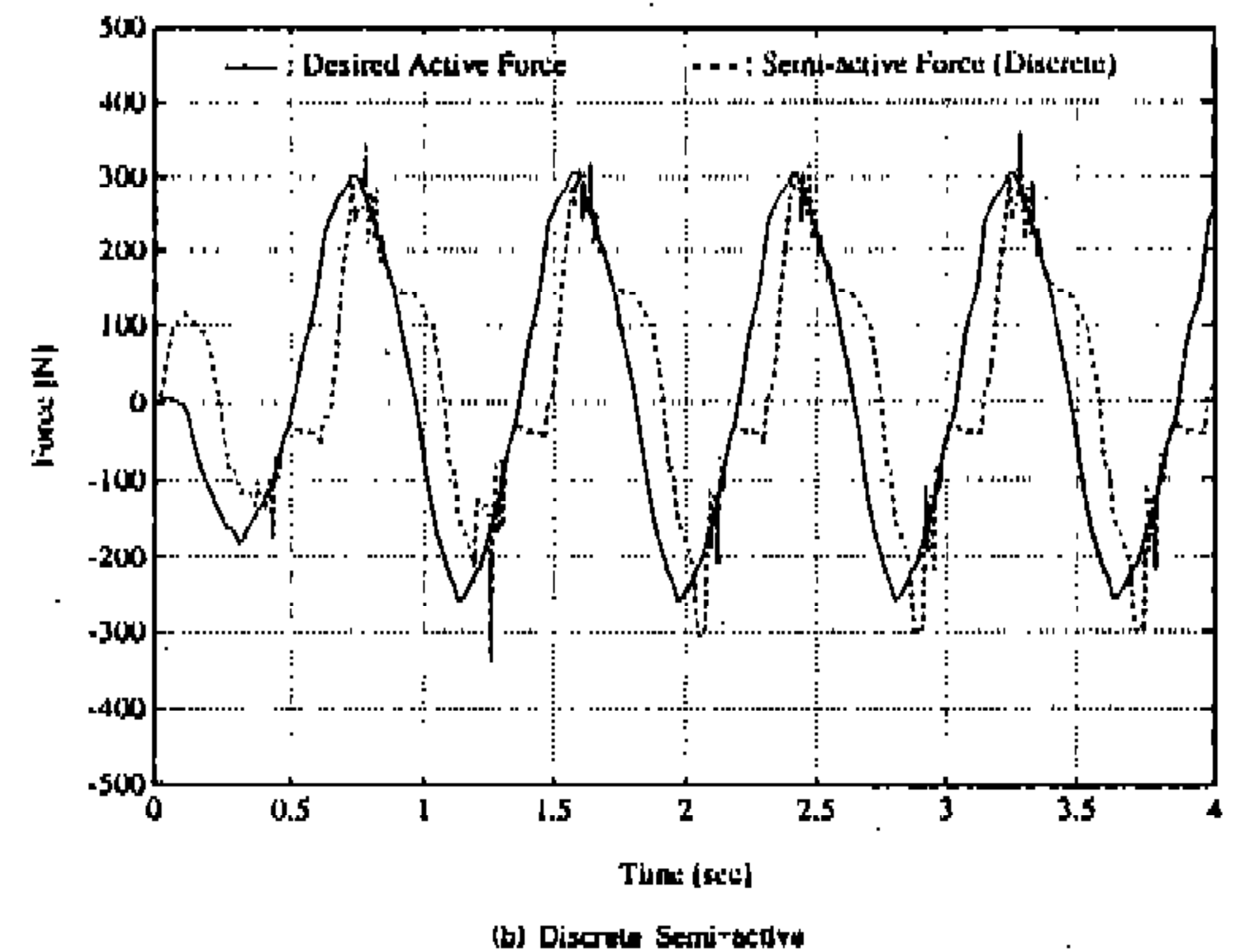


Fig.6 Comparison of 11Hz Sinusoidal Responses



(a) Continuous Semi-active



(b) Discrete Semi-active

Fig.7 Comparison of the Desired Force and Actual Semi-active Force

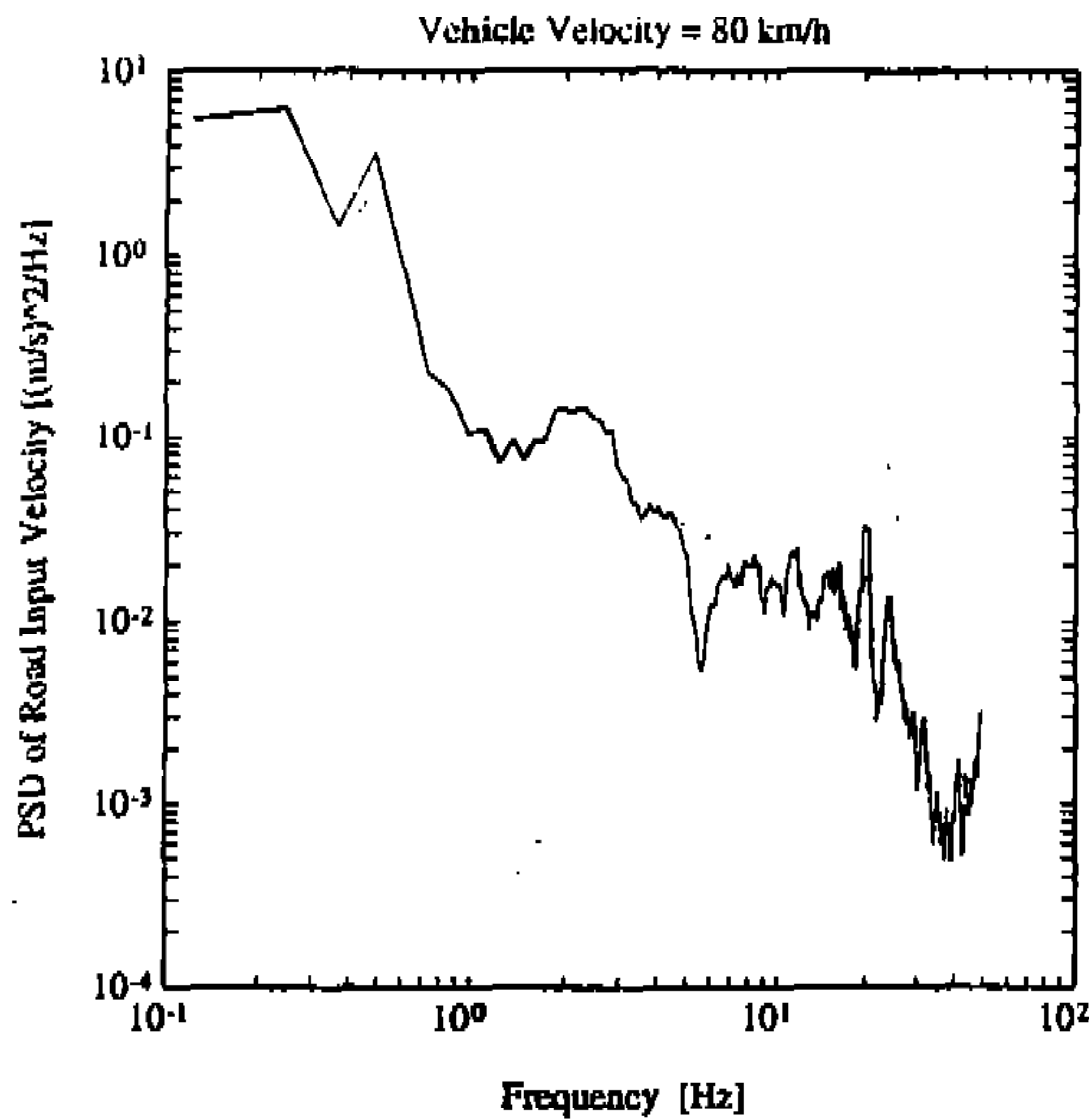


Fig.8 Slope Power Spectral Density of a Measured Road

차체가속도는 증가하고, Tire Deflection은 4단까지는 감소하다가 5단부터는 다시 증가함을 알 수 있다. 그러므로 “이 경우에는” 2단 또는 3단이 최적 수동 현가장치라고 볼 수 있다. 차량의 속도와 노면의 거칠기(Roughness) 또는 노면의 형상이 다른 경우의 최적 수동 현가장치는 다른 단이 될 수도 있다. Fig.9에서 x는 다단 댐퍼 반능동 현가시스템의 경우이다. 그림에서 알 수 있듯이 반능동 현가시스템의 경우에는 Tire Deflection이 크게 증가하지 않으면서 RMS 차체가속도가 최적 수동 현가장치에 비해 약 15% 정도 감소하였다. 여기서 Tire Deflection은 2절에 정의된 상태변수 x_3 이며, 정적인 평형상태에서의 x_3 를 0으로 정의한다. Tire Deflection 곱하기 Tire Stiffness는 Dynamic Tire Force이다.

5. 결 론

다단 댐퍼에 적용될 수 있는 Sliding Control를 이용한 제어기법이 제시되었다. Bilinear Model Approach를 사용하여 다단 댐퍼를 제어하는 경우에는 댐퍼의 성능 특성이 사전에 잘 알려져 있는 경우에 쉽게 적용하기 쉬운 장점이 있으나, 대량 생산의 경우에 가변댐퍼의 성능은 편차가

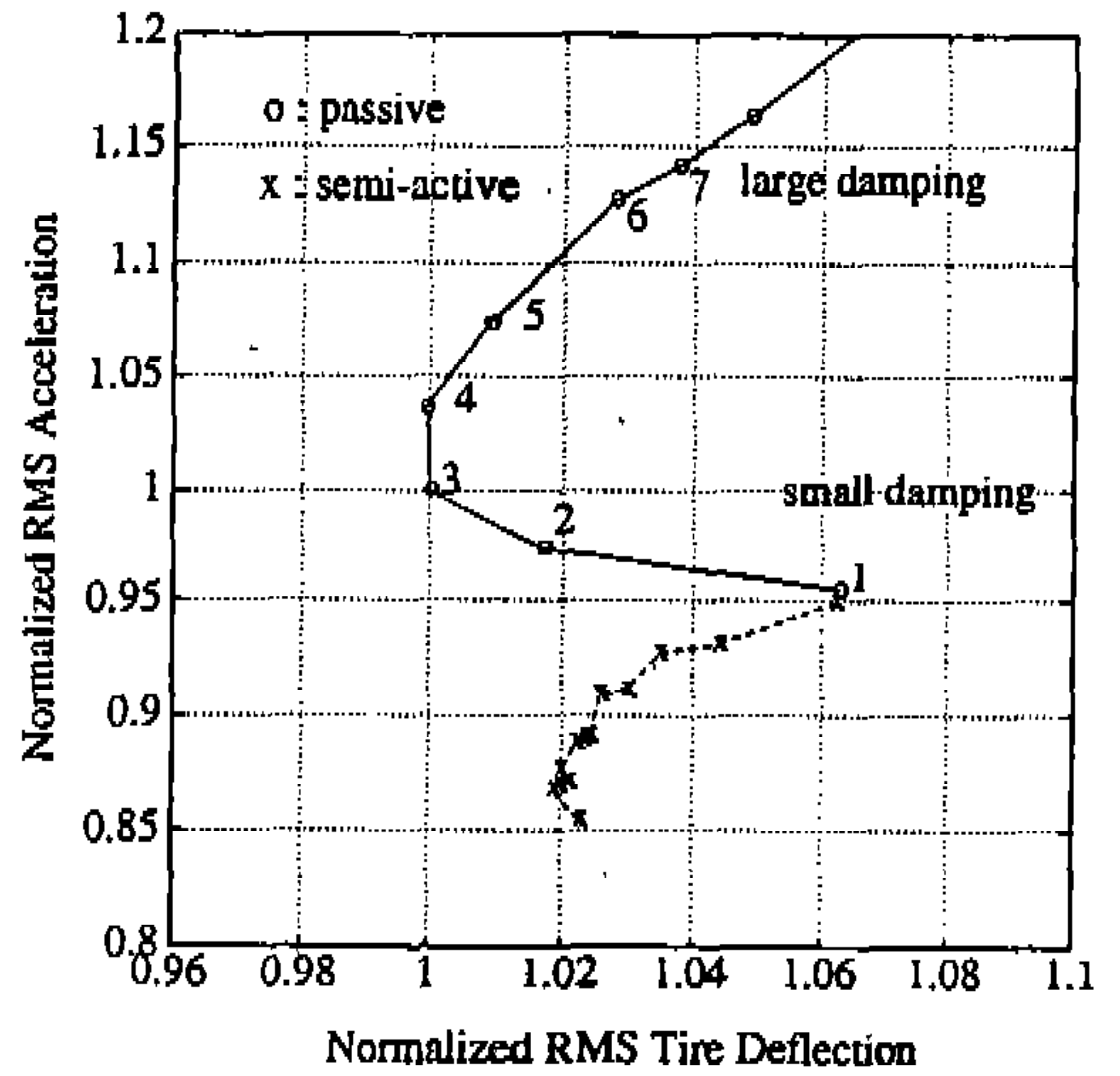


Fig.9 Relationship between RMS Acceleration and RMS Tire Deflection

존재할 수 밖에 없고, 댐퍼 특성은 작동 조건에 따라 변할 수 있으므로 언제나 성능을 보장할 수는 없는 단점이 있다. Sliding Control을 이용한 제어 방법은 다단 댐퍼의 각 단별로 정확한 성능 특성을 사전에 알 필요가 없으므로 댐퍼 특성에 다소의 편차가 존재하는 경우에도 적용 가능한 장점이었다. 그러나 이 방법은 가변 댐퍼의 댐핑력(Damping Force of Modulable Damper)에 관한 정보를 필요로 하므로 댐핑력을 직접 측정하거나 관측기(Observer)를 통하여 추정(Estimation)하는 것이 필요하다. 댐핑력은 Load Cell을 이용하여 직접 측정이 가능하나, 고가(Expensive)이므로 실용적인 반능동 현가시스템을 개발하는데는 관측기를 이용한 제어기술이 필수적이라고 할 수 있다.

이 논문에서 제안된 “Sliding Control을 이용한 제어 방법”을 사용하여, 이상적인 댐퍼(Ideal Continuous Semi-active Damper)의 성능을 다단 댐퍼로 얻을 수 있음을 보였다.

반능동 현가 시스템의 성능을 최적화하는 제어 이득(Gains)은 노면의 형태에 따라 다르므로, 노면입력에 따라 이득을 조정(Tuning)해 주어야 모든 조건하에서 최고의 성능을 얻을 수 있으므로 적응제어(Adaptive Control)기법의 활용도 필요

하다고 볼 수 있다.

후 기

본 논문은 기아자동차의 산학협동연구과제 지원에 의한 연구결과의 일부이며, 연구지원에 감사의 뜻을 표합니다.

참 고 문 헌

1. Yi, K., "Semi-active Suspensions", J. of KSME, Vol.33, No.10, 1993.
2. Rajamani, R., Hedrick, J.K., "Semi-active Suspensions-A Comparison between Theory and Experiment", Proceedings, the 12th IAVSD Symposium on the Dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks, Lyon, France, Aug 26-30, 1991.
3. Yi, K. and Hedrick, J.K., "Dynamic Tire Force Control by Semi-active Suspensions", ASME Trans. on Dynamic Systems, Measurements and Control, Vol.115, No.3, 1993.
4. Butsuen, T., "The Design of Semi-active Suspensions for Automotive Vehicles", Ph.D.Thesis, Dept. of Mechanical Engineering, MIT, 1989.
5. Karnopp, D.C., Crosby, M.J., and Harwood, R.A., "Vibration Control Using Semi-active Force Generators", ASME Journal of Engineering for Industry, Vol.9y, No.2, pp.619-626, 1974.
6. Tseng, H.E., Yi, K., and Hedrick, J.K., "A Comparison of Alternative Semi-active Control Laws", ASME WAM, Atlanta, Georgia, December 1-6, 1991.
7. Kimbrough, S., "Bilinear Modeling and Regulator of Variable Component Suspensions, ASME WAM, AMD-Vol.80, 1986.
8. Yi, K., et al., "The Advanced Heavy Vehicle Suspensions", UCB VDL Report, 1993.
9. Hedrick, J.K., Rajamani, R., and Yi, K., "Observer Design for Electronic Suspension Applications", To Appear, Int. J. of Vehicle System Dynamics, Vol.22, 1994.