

# 궤도차량용 반능동 현수장치 성능특성에 관한 연구

## A Study on Performance Characteristics of Semi-Active Suspension System of Tracked Vehicle

김 병 운\*      이 윤 복\*      강 이 석\*\*  
 Kim, Byung-Un      Lee, Yoon-Bok      Kang, E-Sok

### ABSTRACT

In this study, the performance of a semi-active suspension system for heavy duty tracked vehicles has been investigated. To this end, continuous and on-off Sky-Hook control law have been evaluated for a 1/4 car model. Simulation results show that the semi-active suspension system has potential to improve ride quality of the vehicle. And we proposed a method for improving of variable damper performance.

주요기술용어 : Semi-Active Suspension(반능동 현수장치), Variable Damper(가변형 댐퍼), Sky-Hook Algorithm(스카이훅 알고리즘)

### 1. 서 론

우리나라와 같이 야지가 많은 지역에서 기동장비의 기동능력을 좌우하는 현수장치의 가장 중요한 부품은 스프링 및 감쇠장치라 할 수 있다. 기존의 군용 궤도 차량에서 사용하는 수동형 현수장치는 외부동력을 사용하지 않고 스프링, 댐퍼와 같은 수동요소만을 사용하므로 그 성능이 제한적일 수밖에 없다. 따라서 기존의 수동형 현수장치의 성능한계를 극복하기 위한 능동/반능동 현수장치에 대한 연구가 활발히 진행되고

있다. 능동형 현수장치는 외부동력을 이용하여 외란으로부터의 차체진동을 억제할 수 있으므로 승차감과 안정성을 향상시킬 수 있는 장점을 가지고 있다. 그러나 능동형 현수장치는 동력소모가 크고, 중량, 가격적인 측면에서 문제점을 갖고 있다. 능동형 현수장치의 단점을 보완하고자 1970년대 초 D. Karnopp<sup>[1]</sup>에 의해 반능동형 현수장치의 개념이 발표된 이래 이에 대한 많은 연구가 행해지고 있다. 반능동 현수장치는 기존의 스프링을 그대로 사용하며 가변형 댐퍼를 채용함으로써 차량의 주행조건에 따라 댐퍼의 댐핑력을 적절하게 변경시킬 수 있는 시스템을 말한다. 이 시스템의 작동을 위해서는 차량의 거동을 파악하는 센서(가속도계, 리졸버) 및 신호처리에 필요한 정도의 동

\* 국방과학연구소 선임연구원

\*\* 충남대학교 기계설계공학과 교수

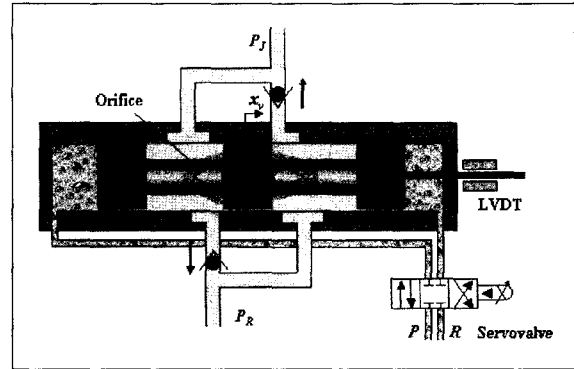
력만 필요하다. 반능동 현수장치는 수동형 현수장치에 비해서는 승차감 및 조종 안정성이 향상되며, 능동형 현수장치에 비해서는 경제성, 저 소모동력, 신뢰성 및 경량화의 장점을 갖고 있다.

가변형 댐퍼는 그 방식에 따라 단속형 댐퍼와 연속형 댐퍼로 구분할 수 있다. 단속형 가변 댐퍼의 경우 2~4개의 특정한 가변 감쇠특성을 가지고 있는 반면에 연속형 가변 댐퍼의 경우는 속도-감쇠력 곡선의 첫째와 셋째 사분면 내에서 임의의 감쇠력을 발생시킬 수 있다. 댐퍼의 감쇠력을 변화시키는 방법은 크게 ER 혹은 MR 유체와 같이 유체의 점성을 전기적으로 제어하는 방법과, 오리피스 직경을 제어하여 압력 강하량을 조절하는 방법이 있다. 고하중의 궤도차량에 적용되는 유기압식 현수장치와 큰 감쇠력이 필요한 것을 고려하여 본 연구에서는 오리피스 면적을 제어하는 유량 제어방식을 적용하였다.

본 논문에서는 중량이 5ton인 1축 차량모델에 대한 해석을 통해 반능동형 현수장치의 성능을 평가하였으며 가변형 댐퍼의 성능향상 방안을 제시하였다. 현수장치의 성능에는 여러 가지가 있으나 본 연구에서는 승무원의 위치에서 수직방향 가속도로 정의되는 승차감을 향상시키는 방법에 대해 기술하였다. 제어방법으로는 현재 가장 널리 사용되고 있는 Sky-Hook 방법을 사용하였으며, 연속형 및 단속형 댐퍼의 성능을 수동형 시스템과 비교하였다.

## 2. 가변형 댐퍼

가변형 댐퍼의 설계목적은 감쇠력이 연속적으로 변화할 수 있는 시스템을 개발하는 것이다. 유량제어방식의 연속형 댐퍼는 상/하부 질량의 상대속도에 따른



[그림 1] 가변형 댐퍼의 개략도

감쇠력을 연속적으로 제어하기 위해서 상질량과 하질량의 속도를 측정하여야 하고, 댐퍼 스톱의 변위를 측정하기 위해 LVDT가 필요하다. 단속형 댐퍼의 경우는 연속형에 비하여 간단한 구조를 가지고 있기 때문에 비용대 효과면에서 유리할 수도 있다. 그림 1은 가변형 댐퍼의 개략도이다.

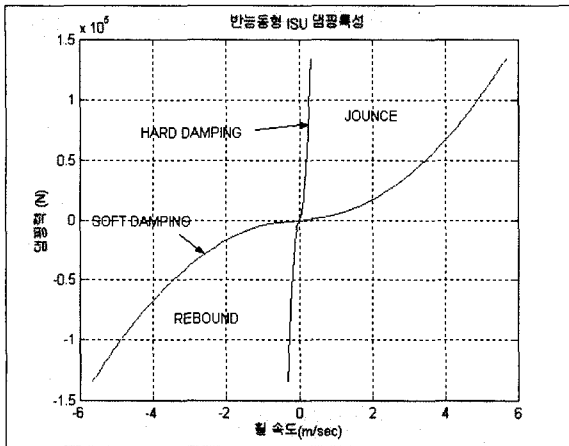
오리피스는 스톱의 중립상태에서 열려있으므로 스톱이 왼쪽으로 이동하면 자운스 과정에서 감쇠력이 발생하고 리바운드 과정에서는 감쇠력이 작용하지 않는다. 반대로 스톱이 오른쪽으로 이동하면 리바운드 과정에서 감쇠력이 발생하고 자운스 과정에서는 감쇠력이 발생하지 않는다. 따라서 단속형 댐퍼의 제어는 다음 식과 같이 상질량의 속도만 측정하여 구현할 수 있도록 하였다.

$$\begin{aligned} X_v &\geq 0 && \text{if } \dot{X}_{hull} \geq 0 \\ X_v &< 0 && \text{if } \dot{X}_{hull} < 0 \end{aligned} \quad (1)$$

여기서  $X_v$  : 댐퍼 스톱의 변위

$\dot{X}_s$  : 상질량의 수직방향 속도

또한 댐퍼밸브가 완전히 닫힐 경우를 대비하여 최소유량을 확보하기 위해 고정형 오리피스를 추가하



[그림 2] 가변형 댐퍼의 댐핑력 제어범위

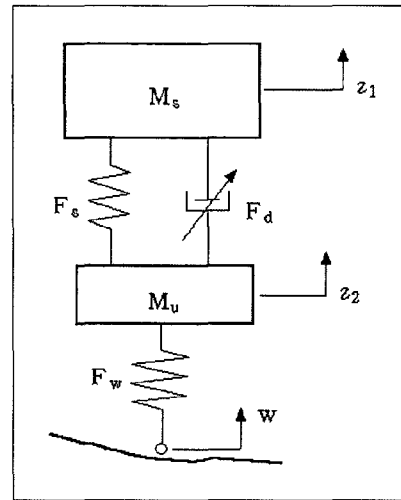
였다.

그림 2는 댐퍼밸브를 최대 및 최소로 열었을 경우 오리피스 통과 유량에 따른 압력강하량 으로부터 댐핑특성을 계산한 결과인데, 그림에서 hard damping 과 soft damping 사이의 영역이 댐핑력을 제어할 수 있는 구간으로써, 이 구간 내에서 원하는 댐핑력을 얻을 수 있다.

### 3. 시뮬레이션 모델

반 능동형 현수장치의 제어성능을 분석하기 위해 1축 차량에 대해 시뮬레이션을 실시하였다. 시뮬레이션 사용된 1축 차량 모델은 그림 3과 같다.

여기서  $M_s$ 는 상질량(sprung mass),  $M_u$ 는 하질량(unsprung mass)이며,  $F_s$ 와  $F_d$ 는 각각 현수장치의 스프링력과 가변형 댐퍼의 댐핑력이다.  $F_w$ 는 로드휠의 탄성력이며  $w$ 는 지면의 수직방향 변위이다.



[그림 3] 1축 차량 모델

상태변수를 다음과 같이 정의 하면

$$x_1 = z_1, x_2 = \dot{z}_1, x_3 = z_2, x_4 = \dot{z}_2 \quad (2)$$

운동 방정식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

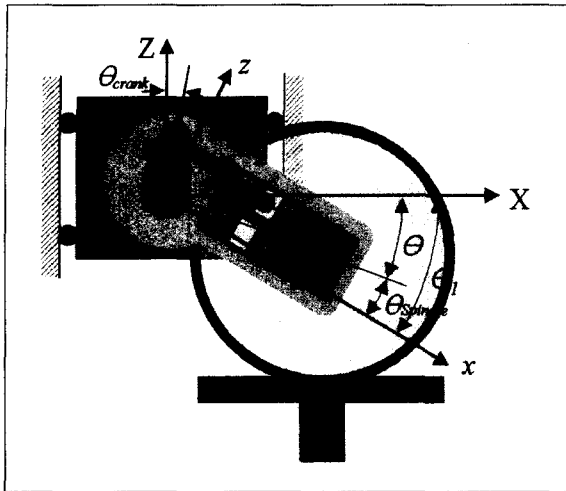
$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= \frac{1}{M_s} [F_d + F_s] - g \\ \dot{x}_3 &= x_4 \\ \dot{x}_4 &= \frac{1}{M_u} [-F_d - F_s + F_w - (M_s + M_u)g + K_t \delta_w] \end{aligned} \quad (3)$$

여기서

$$F_w = \begin{cases} K_t(w - x_3), & x_3 - w < 0 \\ 0, & x_3 - w \geq 0 \end{cases} \quad (4)$$

$K_t$  : 로드휠의 강성

$\delta_w$  : 정적상태의 로드휠의 처짐량



[그림 4] ISU 기구학 모델

### 3.1 가스 스프링 모델

본 연구에서 적용된 압내장형 유기압 현수장치(ISU : In-arm Suspension Unit)를 기구학적으로 나타내면 그림 4와 같다.

- $F_{st}$  : 정적상태에서 로드휠에 가해지는 하중
- $L_1$  : 크랭크 유효반경
- $L_2$  : 콘넥팅 로드 유효길이
- $L_3$  : 로드암 길이
- $d_1$  : x축으로부터 작동실린더까지 위치
- $d_2$  : x축으로부터 스피들까지 위치
- $\theta_{crank}$  : 크랭크 장착 각도
- $\theta_{spindle}$  : 스피들 장착 각도
- $D_{oil}$  : 작동 피스톤 직경
- $D_{gas}$  : 축압 피스톤 직경

X축에 대한 로드암 각도는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\theta_{arm} = \sin^{-1}((z_u + z_{ust})/L_3) \quad (5)$$

여기서  $z_u$ 는 정적위치에 대한 로드휠의 수직방향 위치이다.

$\theta_1$ 과  $\theta_2$ 을 각각 다음과 같이 정의하면

$$\theta_1 = \theta_{arm} - \theta_{spindle} \quad (6)$$

$$\theta_2 = \sin^{-1}\left(\frac{L_1 \cos(\theta_1 + \theta_{crank}) - d_1}{L_2}\right) \quad (7)$$

작동피스톤의 위치는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$x_{mp} = L_1 \sin(\theta_1 + \theta_{crank}) + L_2 \cos(\theta_2) \quad (8)$$

Full rebound 일 때를 기준으로 한 작동피스톤의 위치는 다음과 같다.

$$x_{oil} = x_{mp} - x_{mp}(fr) \quad (9)$$

여기서  $x_{mp}(fr)$ 은 full rebound 일 때 작동 피스톤의 위치이다.

정적상태에서 피스톤에 작용하는 압력은 다음과 같다.

$$P_o(st) = \frac{F_{st} L_3 \cos(\theta_{arm}(st))}{d_1 A_{oil}} \quad (10)$$

압 각도 변화에 대하여 질소가스에 의해 작동피스톤에 작용하는 압력은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$PV^\gamma = \text{Constant} \quad (11)$$

식 (11)을 이용하기 위해서 먼저  $\gamma$ 를 다음 식으로부터 구한다.

$$\gamma = \frac{\log(P_o(fj)/P_o(st))}{\log(V_{gas}(st)/V_{gas}(fj))} = 1.4724 \quad (12)$$

식 (11), 식 (12)로부터 압 각도가 변할 때 작동 피스톤에 작용하는 압력은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$P = P_o(st) \left( \frac{V_{gas}(st)}{V_{gas}} \right)^\gamma \quad (13)$$

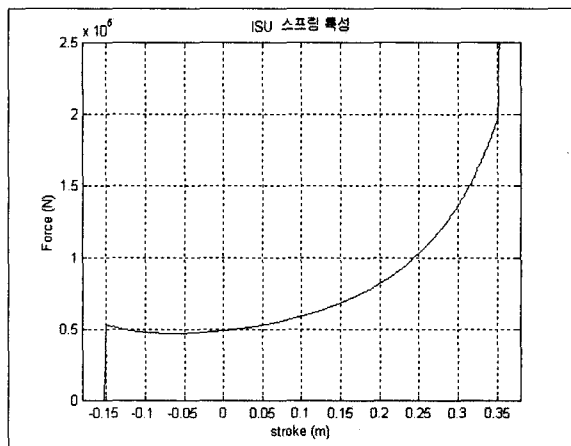
피스톤에 작용하는 압력을 콘넥팅 로드에서 작용하는 하중으로 변환하면 다음과 같다.

$$F_{crod} = \frac{100PA_{oil}}{\cos(\theta_2)} \text{ [kN]} \quad (14)$$

이 힘을 로드휠에 수직방향으로 작용하는 힘으로 변환하면 스프링 력을 얻을 수 있다.

$$F_{wheel} = F_{crod} \frac{d_1}{L_3 \cos(\theta_{arm})} \text{ [kN]} \quad (15)$$

이와같은 과정으로 구한 스프링 특성을 그림 5에 나



[그림 5] ISU 스프링 특성 곡선

타내었다. 범프스톱은 스프링 특성 곡선에서 보듯이 최대 자운스 및 최대 리바운드에서 stiff한 특성을 갖는것으로 모델링하였다.

### 3.2 가변형 댐퍼 모델

일반적으로 면적이  $A_0$ 인 오리피스를 통과하는 유량은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$Q = C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \quad (16)$$

여기서  $C_d$ 는 오리피스의 discharge coefficient로서 보통 상수로 가정하고 해석한다. 그러나 실제로는 상수가 아니므로 해석상에 오차를 유발한다. 따라서 여기서는 실제 유량시험 결과를 이용하여 실제로 변하는  $C_d$ 값을 반영하였다.

먼저 오리피스 방정식을 다시 쓰면

$$Q = C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} = K_0 A_0 \sqrt{\Delta P} \quad (17)$$

여기서  $K_0 = C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}}$  라고 정의한다.

한편 유량시험 결과를 2차 다항식으로 curve fitting 하면 다음과 같다.

$$\Delta P = A + B_1 Q + B_2 Q^2 \quad (18)$$

식 (17)과 식 (18)로부터

$$\left( \frac{1}{K_0 A_0} \right)^2 = B_2 \quad (19)$$

와 같이 쓸 수 있으며, 따라서  $K_0$ 는 다음과 같다.

$$K_0 = \frac{1}{A_0 \sqrt{B_2/14.5}} \quad (20)$$

$K_0$ 를  $A_0 K_0$ 에 대해 2차 다항식으로 curve fitting 하고 식 (17)을 이용하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$K_0 = 0.734 - 0.00177 \left( \frac{Q}{\sqrt{\Delta P}} \right)^2 \quad (21)$$

$$A_0 = \frac{Q/\sqrt{\Delta P}}{K_0} \quad (22)$$

$$= \frac{1}{0.734 \sqrt{\Delta P}/Q - 0.00177 Q/\sqrt{\Delta P}}$$

식 (22)로부터 오리피스 면적과 유량(ISU 속도)를 알면 압력을 구할 수 있다.

한편 수동형 ISU의 댐퍼 특성은 유량시험 결과를 적용하였다.

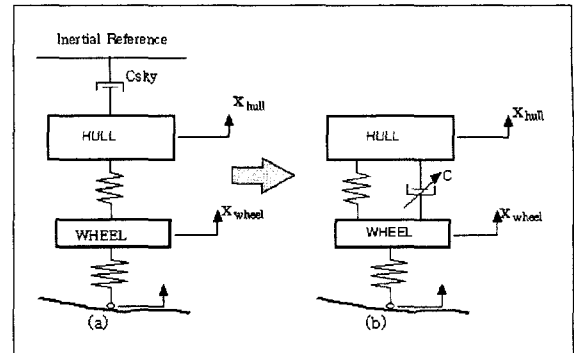
### 3.3 제어기

그림 6(a)와 같이 차체와 어떤 관성기준을 댐퍼로 연결하여 식 (23)과 같이 차체의 절대속도에 비례하는 댐핑력을 제공하면 효과적으로 차체의 운동을 제어할 수 있다. 그러나 실제 시스템에 이와 같은 관성기준면을 구현하는 것은 불가능하며, 이를 Sky-hook 댐퍼라 한다.

$$F_{s, des} = -C_{sky} \dot{x}_{hull} \quad (23)$$

여기서  $C_{sky}$ 는 Sky-hook 감쇠계수다.

식 (23)의 능동제어법칙을 부분적으로 구현하기 위



[그림 6] (a) Sky-hook damper system  
(b) Semiactive isolator system

해 그림 6(b)와 같이 차체와 로드휠 사이에 수동형이면서 힘의 크기를 가변할 수 있는 댐퍼로 대체한 시스템을 고려한다. 이 시스템의 댐핑력은 항상 차체와 로드휠의 상대속도에 비례한 힘만 발생 가능하므로 제어력과 상대속도의 방향이 같을 때만 제어력의 구현이 가능하며, 그 방향이 서로 반대일 경우는 불가능하므로 댐퍼밸브를 최대로 열어서 댐핑력을 0에 가깝도록 한다.

$$F_{act} = F_d \quad \text{IF } \dot{x}_{hull} (\dot{x}_{hull} - \dot{x}_{wheel}) \geq 0 \quad (24)$$

$$F_{act} \approx 0 \quad \text{IF } \dot{x}_{hull} (\dot{x}_{hull} - \dot{x}_{wheel}) < 0$$

#### 3.3.1 연속형 제어기

가변형 댐퍼의 감쇠력은 댐퍼의 상대속도와 감쇠계수의 곱으로 표시되므로 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$F_s = C (\dot{x}_{hull} - \dot{x}_{wheel}) \quad (25)$$

그러나 감쇠력의 제어범위는 한계가 있으므로 실제 제어범위는 다음과 같다.

$$\Omega = [C \mid C_{min} \leq C \leq C_{max}] \quad (26)$$

위와 같은 범위 내에서 식 (23)의 Sky-hook 댐핑력과 근사한 값을 얻기 위해, 식 (23)과 식 (25)를 같게 놓으면 원하는 댐핑계수는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$C_{des} = \frac{F_{s, des}}{\dot{x}_{hull} - \dot{x}_{wheel}} \quad (27)$$

실제로 적용될 댐핑계수는 식 (27)의 원하는 댐핑계수와 식 (26)의 제한조건에 따라 다음과 같이 구분하여 결정된다.

$$C = \begin{cases} C_{min} & \text{if } C_{des} \leq C_{min} \\ C_{des} & \text{if } C_{min} \leq C_{des} \leq C_{max} \\ C_{max} & \text{if } C_{des} \geq C_{max} \end{cases} \quad (28)$$

### 3.3.2 단속형 제어기

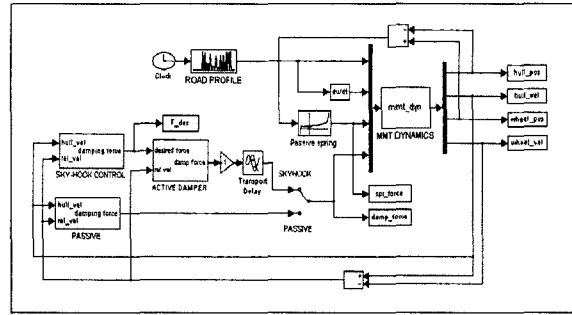
단속형 댐퍼에서는 연속형과 달리 감쇠계수가  $C_{HARD}$ ,  $C_{SOFT}$ 의 두 단계로 조절된다. 즉, 구속조건이 만족되어 제어력이 가해져야 할 경우는 감쇠계수가  $C_{HARD}$ 로 결정되며, 구속조건이 만족되지 않을 경우는 감쇠계수는  $C_{SOFT}$ 로 결정된다.

$$C = \begin{cases} C_{HARD} & \text{IF } \dot{x}_{hull} (\dot{x}_{hull} - \dot{x}_{wheel}) > 0 \\ C_{SOFT} & \text{IF } \dot{x}_{hull} (\dot{x}_{hull} - \dot{x}_{wheel}) < 0 \end{cases} \quad (29)$$

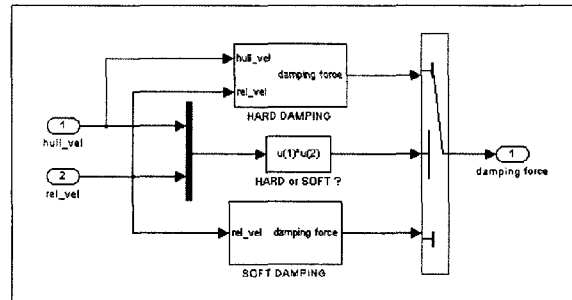
### 3.3.3 제어 모델

그림 7과 그림 8은 Simulink로 구성된 연속형 제어 모델이며 연속형 및 수동형을 선택하여 시뮬레이션 할 수 있도록 구성하였다.

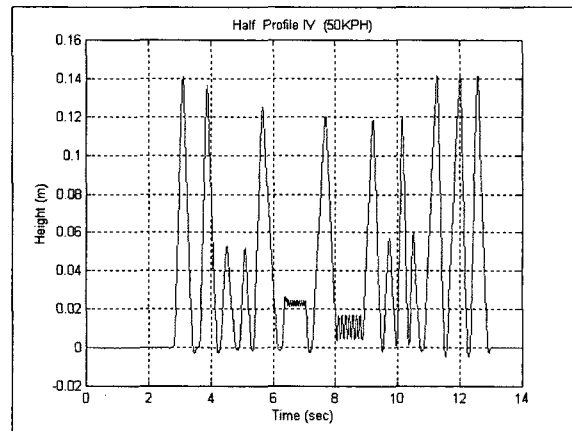
한편 단속형 제어모델의 경우는 Simulink의 수치 적분기의 문제로 인해 DADS를 이용하여 1축차량을 모델링하고 Control 모듈을 이용하여 제어를 구성하였다.



[그림 7] Simulink 모델



[그림 8] 연속형 제어모델



[그림 9] Half Profile IV 노면(50kph)

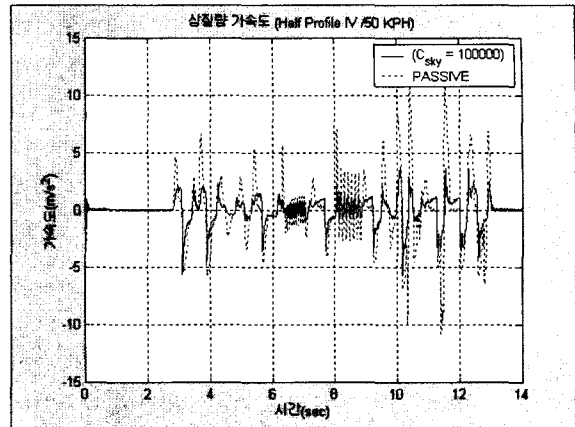
## 4. 시뮬레이션 결과

연속형과 단속형 댐퍼 시스템을 갖는 1축 차량 모

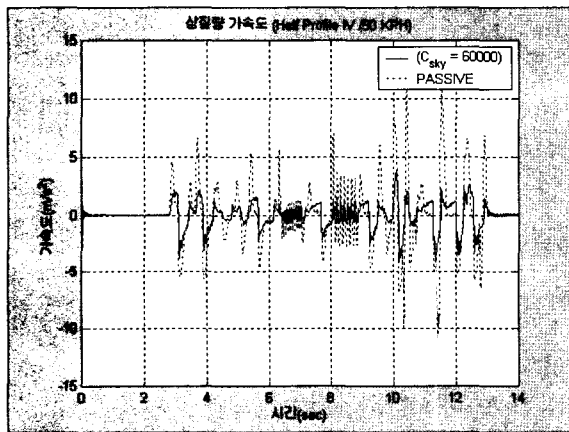
델에 대해 그림 9와 같은 Profile IV를 50 kph의 속도로 주행할 경우의 응답 특성을 수동형 시스템과 비교하였으며, 연속형 댐퍼의 성능을 향상시키는 방법을 제시하였다. 제어 시스템의 성능목표는 승차감을 향상시키는 것으로, 수직방향의 가속도의 rms값을 기준으로 하였다.

#### 4.1 연속형 제어기

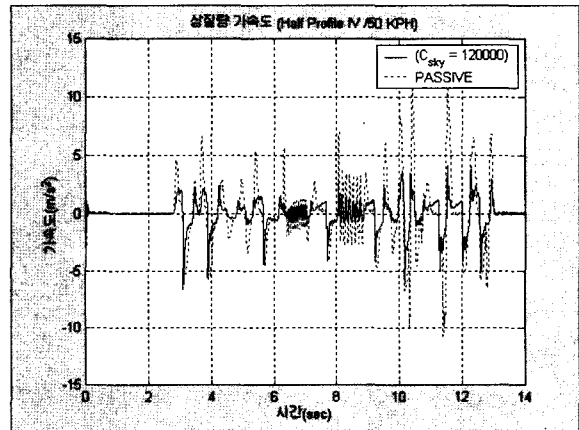
그림 10~13은 연속형 댐퍼의 스카이훅 이득값에 따른 차체의 가속도 응답을 시간영역에서 나타낸 것



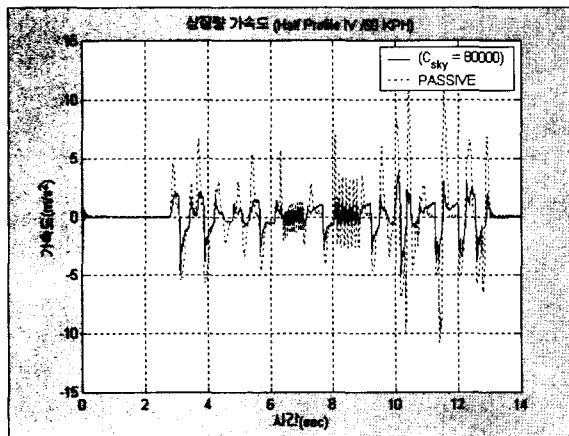
[그림 12] 상부질량 가속도( $C_{sky}=100,000$ )



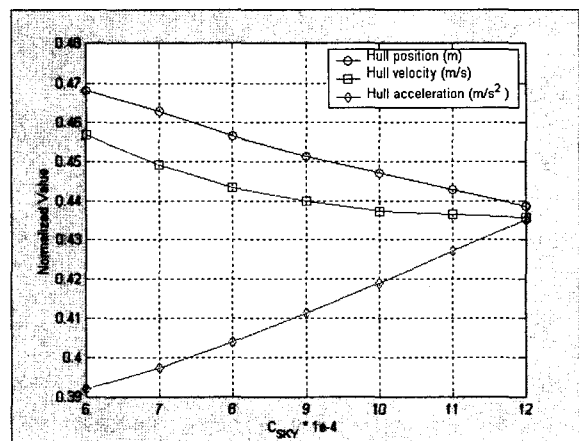
[그림 10] 상부질량 가속도( $C_{sky}=60,000$ )



[그림 13] 상부질량 가속도( $C_{sky}=120,000$ )



[그림 11] 상부질량 가속도( $C_{sky}=80,000$ )



[그림 14] 스카이훅 이득 변화에 따른 응답특성

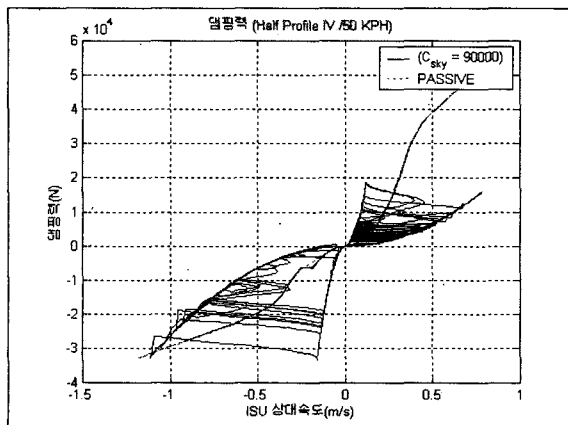


이며, 그림 14는 스카이훅 이득값에 따른 차체의 위치, 속도 및 가속도의 rms 값을 수동형과의 비율로 비교한 것이다.

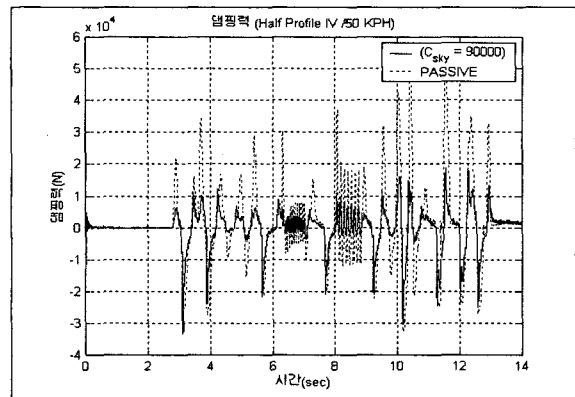
그림에서 보듯이 연속형 댐퍼가 모든 경우에 대해 수동형에 비해 성능이 향상됨을 알 수 있다. 한편 연속형 댐퍼의 경우 스카이훅 이득이 커질수록 차체의 변위와 속도는 감소함을 알 수 있으나 가속도는 성능이 향상됨을 볼 수 없으며 오히려 약간의 성능 저하를 보여 단속형 댐퍼의 특성을 나타내고 있음을 알 수 있다. 표 1은 스카이훅 이득 변화에 따른 가속도의 rms 값을 나타낸다.

[표 1] 스카이훅 이득 변화에 따른 가속도 rms 값(연속형)

구 분	$C_{sky}$	가속도 rms (m/sec <sup>2</sup> )
연 속 형	$6 \times 10^4$	1.0448
	$8 \times 10^4$	1.0766
	$10 \times 10^4$	1.1166
	$12 \times 10^4$	1.1599
수 동 형		2.6649



[그림 15] 댐핑력( $C_{sky}=90,000$ )



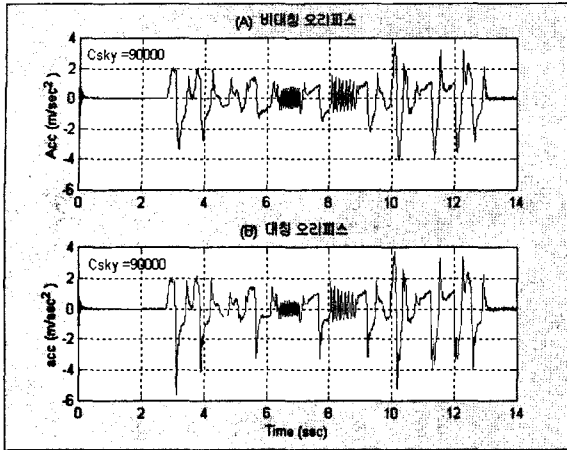
[그림 16] 댐핑력( $C_{sky}=90,000$ )

그림 15와 그림 16에 수동형과 반응동형 댐퍼에 소요된 댐핑력을 각각 상대속도와 시간영역에서 나타냈는데, 반응동형 시스템의 경우 리바운드 방향의 댐핑력이 자운스 방향의 댐핑력 보다 크음을 알 수 있으며 이로 인해 가속도 응답 그림에서도 마찬가지로 리바운드 방향 가속도가 크음을 알 수 있다. 따라서 리바운드 밸브의 오리피스 면적을 증가시킴으로써 리바운드 방향의 댐핑력을 낮추면 가속도가 감소할 것으로 판단되어 이를 확인하였다.

즉 같은 유량 조건에서 리바운드 댐핑력이 자운스 댐핑력의 0.25배라고 가정하고 시뮬레이션 하였으며, 스카이훅 제어이득은 중간 값인 90,000으로 하였다. 그림 17에 그 결과를 보여주고 있는데 비대칭의 오리피스 면적을 갖는 시스템의 가속도가 대칭의 경우에 비해 감소함을 알 수 있다.

[표 2] 비대칭 오리피스 시스템의 가속도 rms 값(연속형)

구 분	Frebound/ Fjounce	가속도 rms (m/sec <sup>2</sup> )
연 속 형 ( $C_{sky}=9 \times 10^4$ )	1	1.0962
	1/4	1.0317



[그림 17] 대칭/비대칭 오리피스를 갖는 시스템의 가속도 성능 비교

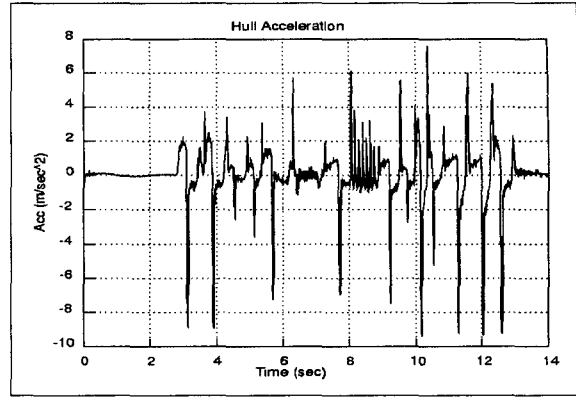
4.2 단속형 제어기

단속형 댐퍼의 적절한 댐핑구간을 찾기 위해 hard damping 구간을 변화시키면서 비교하였다.

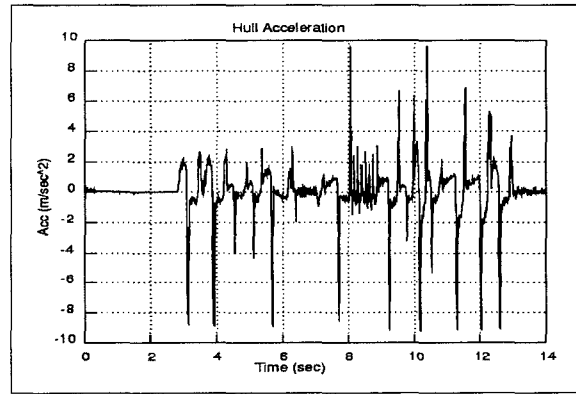
그림 18~20은 각 hard damping 구간별로 그 결과를 나타낸다. 그림으로부터 단속형 댐퍼의 성능이 연속형에는 못 미치지만 수동형 시스템에 비해 성능이 향상된다는 것을 알 수 있다. 또한 댐퍼의 오리피스 면적이 커질수록 차체 가속도 값이 감소하나, 차체 속도나 변위는 큰 변화가 없다. 따라서 hard damping 값은 bottoming 현상 등이 일어나지 않는

[표 3] 단속형 댐퍼시스템의 차체가속도 rms값

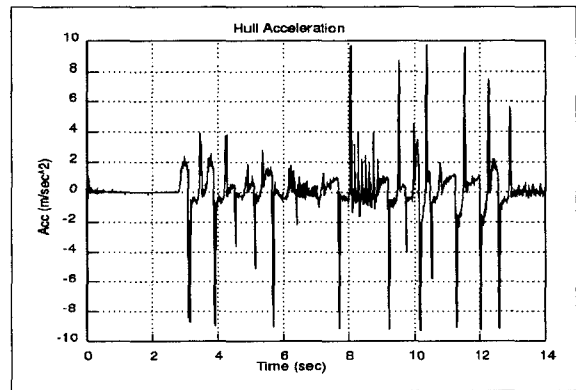
구 분	Hard Limit (mm)	가속도 rms (m/sec <sup>2</sup> )
단 속 형	2	1.7198
	3	1.7479
	4	1.7681
	5	1.8465
수 동 형		2.6649



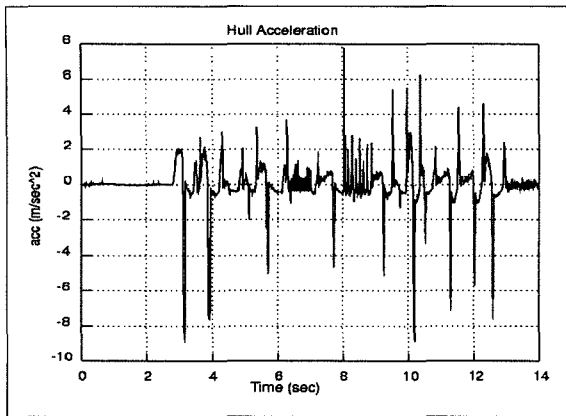
[그림 18] 상부질량 가속도(단속형 댐퍼/Hard Limit : 2mm)



[그림 19] 상부질량 가속도(단속형 댐퍼/Hard Limit : 4mm)



[그림 20] 상부질량 가속도(단속형 댐퍼/Hard Limit : 5mm)



[그림 21] 상부질량 가속도(비대칭 오리 피스/Hard Limit : 4mm)

범위내에서 작을수록 좋은 것으로 판단되며, 차량 전체의 모델링을 통해 조정되어야 한다.

한편, 단속형 댐퍼의 경우도 리바운드 댐핑력이 자운스 댐핑력의 0.25배라고 가정하고 시뮬레이션 하였다. 그림 21에 그 결과를 보여주고 있는데 비대칭의 오리피스 면적을 갖는 시스템이 대칭 시스템의 경우에 비해 가속도가 저감된다는 것을 알 수 있다. 그러나 이를 구현하기 위해서는 리바운드 밸브의 오리피스 면적을 약 2배로 증가시켜서 충분한 유량을 확보할 수 있도록 하여야 한다.

## 5. 결 론

1축 차량에 대한 승차감을 향상시키는 제어기법에 대해 기술하였다. 제어기법으로는 가장 널리 이용되고 있는 스카이훅 알고리즘을 적용하였으며, 그 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 연속형 및 단속형 스카이훅 제어를 통해 수동형에 비해 승차감이 향상됨을 확인하였다.

- 2) 연속형 제어기에서 스카이훅 이득이 클 수록 차체 속도와 변위는 감소함을 보이는데 반해 가속도 성능은 떨어짐을 알 수 있었다. 따라서 성능지수를 정확히 정의하여 이득을 결정하여야 한다.
- 3) 단속형 댐퍼는 연속형에 비해 성능 향상은 제한되지만 비용대 효과 측면에서 연속형 댐퍼의 대안으로서 검토가 필요하다.
- 4) 리바운드 밸브의 오리피스 면적을 증대시킴으로써 연속형 및 단속형 댐퍼의 성능을 향상시킬 수 있음을 확인하였으며, 향상되는 폭은 단속형이 연속형에 비해 더 큰 것으로 나타났다. 그러나 댐퍼내의 공간상의 제약조건 등으로 유로를 증대시키는데는 한계가 있으므로 충분한 검토를 통해 가능한 범위내에서 최대한 유량을 확보하는 것이 바람직하다.

## 참 고 문 헌

- [1] D. Karnopp, M. J. Crosby, R. A. Harwood, "Vibration Control Using Semi-Active Force Generators", ASME, Journal of Engineering for Industry, Paper No. 73-DET-122, pp.1~8, 1973.
- [2] D. Karnopp, "Design Principles for Vibraton Control Systems Using Semi-Active Dampers", ASME, Journal of Dynamic System, Measurement, and Control, Vol.112, pp.448~455, 1990.
- [3] S. Rakheja, S. Sankar, "Vibration and Shock Isolation Performance of a Semi-Active

- On-Off Damper", ASME, Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, Vol.107, pp.398~403, 1985.
- [4] E. J. Krasnicki, "The Experimental Performance of an On-Off Active Damper", Proc. of the 51th Shock & Vibration Symposium, pp.125~131, 1980.
- [5] F. H. Besinger, D. Cebon, D. J. Cole, "Force Control of a Semi-Active Damper", Vehicle System Dynamics, 24, pp.695~723, 1995.
- [6] 조영완, 이경수, "승용차용 반능동 현기시스템의 제어(1)-제어로직, 시뮬레이션", 대한기계학회논문집(A), 제21권, 제12호, pp.2,179~2,186, 1997.
- [7] 이운복, 김재용, 김병운, "야지기동성 향상을 위한 반능동형 유기압 현수장치 개발 현황", 제8회 지상무기체계 발전 세미나, 2000.
- [8] 김병운, 이운복, 최교준, "반능동형 ISU 1축 모델에 대한 성능해석", 국방과학연구소 기술보고서, GSDC-519-010655, 2000.