

# 유압설계 변수에 따른 전기유압식 현가장치의 특성

## Characteristics of Electro-hydraulic Suspension According to Hydraulic Design Variables

고영호† · 이건복\*  
Young Ho Ko and Gun Bok Lee

**Key Words** : Active suspension(능동형 현가장치), Supply pressure(공급압력), Valve area gradient(밸브면적구배)

### ABSTRACT

Active suspension controls stiffness and damping between unsprung mass and sprung mass in order to increase the ride quality. However, to increase the riding quality, the handling quality should be decreased and the rattle space should be increased. So, active suspension should cope with these conflict conditions. Therefore its actuating devices have to produce sufficient actuating force and have sufficiently short response time. In this paper, the dynamic characteristics of 1/4 car model with an active suspension is studied according to hydraulic design variables. The active suspension consists of a hydraulic servo valve and a hydraulic cylinder. It shows better performance when it has more powerful and faster actuator.

## 1. 서론

능동형(active) 차량 현가장치(suspension)는 차량이 운행되고 있을 때 승차감(ride quality)을 향상시키기 위하여 차축(unsprung mass)과 차체(sprung mass) 사이의 강성(stiffness)과 감쇠(damping)를 조절하는 장치이다. 승차감 향상을 위해서는 노면에서 타이어를 통하여 입력되는 차축의 상하 변위로부터 차체를 절연시켜 주어야 한다. 그러나 승차감 향상을 위한 과도한 강성과 감쇠의 조절은 노면과 타이어 사이의 마찰력을 감소시켜 조정안정성(handling performance)을 저하시킨다. 또한 현가장치의 변위(rattle space)가 커지기 때문에 현가장치의 각 부품들의 간섭현상이 발생하여 승차감 저하뿐만 아니라 차량의 내구성의 심각하게 나빠지는 결과를 가져온다. 따라서 능동형 현가장치는 타이어와 노면과의 접촉력 변화를 최소화시키면서 타이어의 상하변위가 노면 형상을 잘 추종하여야 하며, 또한 현가장치의 변위는 제한조건 내에 존재하여야 하는 상충되는 조건들을 만족하여야만 한다.<sup>(1)</sup>

이러한 성능을 만족하는 능동형 현가장치를 위해서는 효과적인 제어 알고리즘의 구현 이전에 기존의 수동형(passive) 현가장치의 완충기(shock-absorber)와 비슷한 크기이면서도 충분한 작동력과 충분히 빠른 반응속도를 지닌 작동기(actuator)와 구동장치의 개발이 우선되어야 한다.

그러나 이러한 작동기의 개발이 늦어지면서 능동형 현가장치의 성능을 제한하는 반능동형(semi-active) 현가장치에 대한 연구<sup>(2)</sup>가 진행되어 고급 승

용차에 장착되어 판매되고 있다. 반면에 능동형 현가장치는 큰 에너지원이 필요하고 차량가격의 상승, 현가장치의 복잡성 증가, 오동작의 위험성 때문에 연구단계에 머물러 있다. 그러나 이러한 문제점에도 불구하고 최고의 성능을 발휘할 수 있다는 장점 때문에 꾸준한 연구가 진행되어 왔다.

본 논문에서는 1/4 차 모델에 유압실린더와 서보밸브가 장착되었을 때의 성능을 이상적인 능동형 현가장치의 성능과 비교하여 유압회로의 각 설계인자들의 영향을 알아 보았다. 현가장치는 설계된 최적 제어기로 제어하였으며, 모의실험(simulation)을 통하여 이상적인 작동기를 사용하였을 경우보다 승차감이 현격히 저하되는 결과를 얻었지만, 작동력과 반응속도를 높일 수 있다면 현가장치의 성능을 개선시킬 수 있다는 것을 보였다.

## 2. 현가장치의 모델링 및 제어기 설계

### 2.1 전기유압식 현가장치의 구성

Fig. 1 과 같이 스프링과 유압실린더 서보밸브(servo-valve)로 이루어진 전기유압식 능동형 현가장치(electro-hydraulic active suspension)가 장착된 2 자유도의 1/4 차 모델을 가정하였다. 보조스프링은 현가장치가 발휘해야 할 작동력의 일부를 담당하며, 유압회로가 고장 났을 때 차량의 안전을 위하여 장착한다. 작은 공간에서 움직이기 위하여 단로드형 유압실린더를 선정하였으며, 유압실린더를 제어하기 위한 방향제어 밸브는 최고의 속도를 보장하기 위하여 서보밸브를 사용하였다. 또한 타이어는 강성을 지닌 차축과 노면 사이의 현가장치로 모델링하였다. 제어를 위하여 차축과 차체에 가속도계를 부착하여 각각의 상하 가속도를 측정하여, 차축과 차체 사이에는 차동변환기(LVDT)를 설치하여 현가

† 교신저자; 숭실대학교 일반대학원

E-mail : young@bmvitek.com

Tel : (988) 988-7113, Fax : (02) 988-7579

\* 숭실대학교 기계공학과

장치의 변위를 측정하도록 하였다. 제어기는 이 센서들의 신호를 이용하여 실린더가 발휘해야 할 힘을 계산하여 이에 해당하는 제어신호를 서보밸브 구동용 전압전류 변환증폭기에 출력함으로써 현가장치를 제어한다. 시간지연을 최소화시키기 위하여 아날로그 제어기를 사용하였다.

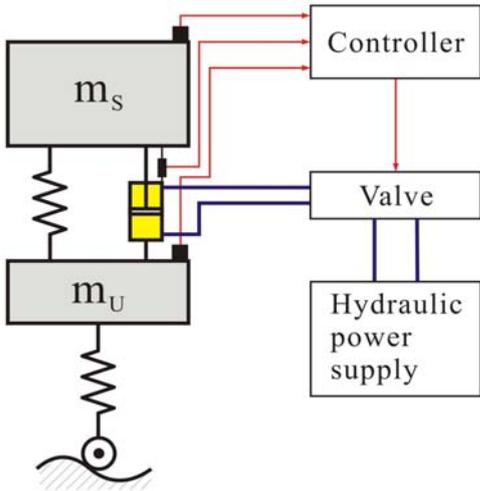


Fig. 1 Electro-hydraulic suspension system

## 2.2 1/4 차의 모델링

Fig. 2 에 능동현가장치를 장착한 1/4 차 모델을 도시하였다. 이 시스템은 입력이 노면의 상하변위인,  $x_r(t)$  이며, 이 입력에 반응하여 차축의 상하변위,  $x_u(t)$  와 차체의 상하변위,  $x_s(t)$  가 출력으로 나오는 2 자유도 시스템이다. 이 시스템의 운동방정식은

$$\begin{aligned} m_s \cdot \ddot{x}_s(t) &= -k_s \cdot (x_s(t) - x_u(t)) + F_A(t) \\ m_u \cdot \ddot{x}_u(t) &= -k_s \cdot (x_u(t) - x_s(t)) \\ &\quad - k_T \cdot (x_u(t) - x_r(t)) - F_A(t) \end{aligned} \quad (1)$$

와 같이 된다. 여기서,  $m_s$  는 차체의 질량,  $m_u$  는 차축의 질량,  $k_s$  는 보조스프링의 강성이고  $F_A(t)$  는 작동기가 차축과 차체에 작용하는 힘이다. 운동방정식을 간단히 하기 위하여 상태변수를

$$\bar{X}(t) = \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ x_3(t) \\ x_4(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_s(t) - x_u(t) \\ \dot{x}_s(t) \\ x_u(t) - x_r(t) \\ \dot{x}_u(t) \end{bmatrix} \quad (2)$$

와 같이 선택하면 상태공간방정식(state space equation)은 다음 식(3)과 같이 표현된다.

$$\dot{\bar{X}}(t) = A \cdot \bar{X}(t) + B \cdot F_s(t) + D \cdot \dot{x}_r(t) \quad (3)$$

여기서,  $F_s(t) = -k_s \cdot (x_s(t) - x_u(t)) + F_A(t)$

$$\begin{aligned} A &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -k_T/m_U & 0 \end{bmatrix} \\ B &= [0 \quad 1/m_s \quad 0 \quad -1/m_U]^T \\ D &= [0 \quad 0 \quad -1 \quad 0]^T \end{aligned}$$

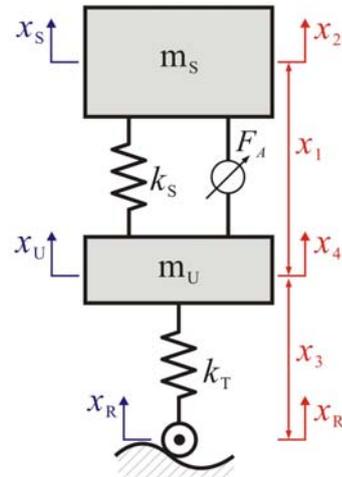


Fig. 2 1/4 Car model with active suspension

그런데 노면 상하변위,  $x_r(t)$  는 매우 낮은 주파수를 제외하고서는 백색잡음(white noise)의 적분과 근사하며, 또 많은 문헌에서 노면의 상하속도,  $\dot{x}_r(t)$  를 백색잡음으로 가정<sup>(3)</sup>하고 문제를 풀고 있으므로 본 논문에서도 백색잡음으로 가정했다.

## 2.3 LQG 제어기 설계

LQG 제어이론을 도입하기 위하여 승차감, 현가장치변위 및 조정안정성을 고려하여 가격함수(cost function),  $J$  를 다음과 같이 선정한다.

$$\begin{aligned} J &= \frac{1}{2} \int_0^{\infty} (w_1 \cdot \dot{x}_s(t)^2 + w_2 \cdot (x_s(t) - x_u(t))^2 + w_3 \cdot \dot{x}_u(t)^2) dt \\ &= \frac{1}{2} \int_0^{\infty} (\bar{X}(t)^T \cdot Q \cdot \bar{X}(t) + R \cdot F_s(t)^2) dt \end{aligned} \quad (4)$$

여기서,  $R = \frac{w_1}{m_s^2}$

$$Q = \begin{bmatrix} w_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & w_3 \end{bmatrix}$$

여기서,  $w_1$  은 승차감과 동력소비의 가중치,  $w_2$  는 현가장치변위의 가중치,  $w_3$  는 조정안정성의 가중치인데, 가격함수에 미치는 각 인자의 영향을 조절한다. 이 가중상수(weighting factor)의 적절한 값들은 해석자의 주관 및 시행착오를 통해서 결정한다. 본 논문에서는 각각 1, 4, 0.16 을 사용하였다.<sup>(4)</sup>

식(4)의 가격함수를 최소화하는  $F_S(t)$  를 구하는 것이 시스템 식(3)의 LQG 제어기 설계문제이다. 따라서 최적 현가장치력은

$$\bar{F}_S(t) = G \cdot \bar{X}(t) = -R^{-1} \cdot B^T \cdot K \cdot \bar{X}(t) \quad (5)$$

와 같이 구할 수 있는데,  $K$  는 양의한정대칭행렬 (positive definite symmetric matrix)으로서 대수학적 Riccati 방정식<sup>(5)</sup>인 식(6)의 근이다.

$$K \cdot A + A^T \cdot K + Q - K \cdot B \cdot R^{-1} \cdot B^T \cdot K = 0 \quad (6)$$

그러므로 현가장치 작동기가 발휘해야 될 최적 힘은 식(7)과 같다.

$$\bar{F}_A(t) = \bar{F}_S(t) + k_s \cdot x_1(t) \quad (7)$$

## 2.4 유압회로 해석

현가장치의 유압회로<sup>(6)</sup>는 Fig. 3 과 같이 임계중립형 3 위치 3 포트 서보밸브와 단로드형 유압실린더로 구성하였다. 이때 공급압,  $P_S$  는 일정하며 배출압,  $P_R$  은 대기압으로 가정하였다. 또 실린더 내부 압력은 일정하게 분포하고, 유압작동유의 유체의 온도와 밀도는 일정하다고 가정하였다.

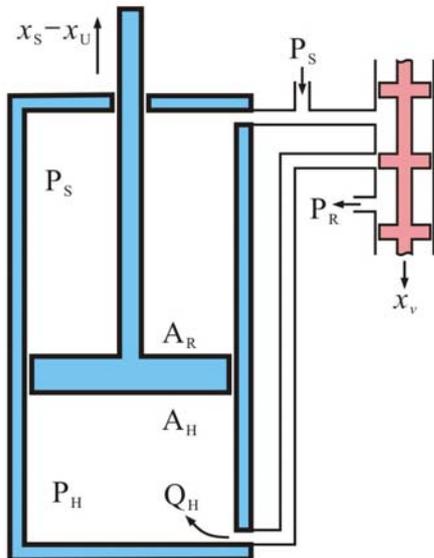


Fig. 3 Hydraulic circuit

서보밸브의 입력전압,  $V(t)$  와 서보밸브스풀의 변위,  $x_v(t)$  와의 관계는 실험적으로 다음과 같이 선형화 된다.

$$\dot{x}_v(t) = -\frac{x_v(t)}{\tau_v} + \frac{K_v}{\tau_v} \cdot V(t) \quad (8)$$

여기서,  $\tau_v$  는 서보밸브 시간상수(time constant)이고,  $K_v$  는 서보밸브 이득(gain)이며 두 값 모두 실험으로 구하는 값이다.

서보밸브의 오리피스에 유량방정식을 적용하면 밸브스풀의 변위,  $x_v(t)$  에 따른 실린더 헤드측 입력유량,  $Q_H(t)$  와 압력,  $P_H(t)$  와의 관계가 다음 식으로 주어진다.

$$Q_H(t) = \begin{cases} C_d \cdot w \cdot x_v(t) \cdot \delta(P_S - P_H(t)) \cdot \sqrt{2 \frac{P_S - P_H(t)}{\rho}} & \text{when, } x_v \geq 0 \\ C_d \cdot w \cdot x_v(t) \cdot \delta(P_H(t) - P_R) \cdot \sqrt{2 \frac{P_H(t) - P_R}{\rho}} & \text{when, } x_v < 0 \end{cases} \quad (9)$$

$$\text{여기서, } \delta(a) = \begin{cases} 1 & \text{when, } a \geq 0 \\ -1 & \text{when, } a < 0 \end{cases}$$

여기서,  $C_d$  는 밸브 오리피스의 유량계수(discharge coefficient),  $w$  는 밸브의 면적구배(area gradient),  $\rho$  는 유압작동유의 밀도이다.

실린더 헤드측에 연속방정식을 적용하면,

$$Q_H(t) = \dot{V}_H(t) + \frac{V_H(t)}{\beta_e} \cdot \dot{P}_H(t) \quad (10)$$

$$\text{여기서, } V_H(t) = A_H \cdot (x_s(t) - x_u(t) + x_n)$$

$$P_H(0) = \frac{A_R}{A_H} \cdot P_S = \gamma \cdot P_S$$

여기서,  $V_H(t)$  는 실린더 헤드측 부피,  $\beta_e$  는 유압 작동유의 유효체적탄성계수(effective bulk modulus),  $A_H$  는 피스톤 헤드측 단면적,  $A_R$  는 실린더 로드측 단면적,  $\gamma$  는 피스톤의 단면비이고  $x_n$  은 실린더 중립위치에서 헤드측의 부피의 길이이다.

그러므로 유압실린더에서 발휘되는 힘,  $F_A(t)$  는

$$F_A(t) = A_H \cdot P_H(t) - A_R \cdot P_S = A_H \cdot (P_H(t) - P_H(0)) \quad (11)$$

이며, 이 힘이 식(7)의  $\bar{F}_A(t)$  과 같아지도록 식(12)와 같이 제어한다.

$$V(t) = K_F \cdot (\bar{F}_A(t) - F_A(t)) \quad (12)$$

여기서,  $K_F$  는 힘 게인(force gain)이다. 이때  $F_A(t)$  는 식(1)을 사용하여 다음 식으로 추정한다.

$$\hat{F}_A(t) = m_S \cdot \ddot{x}_S + b_S \cdot (\dot{x}_S(t) - \dot{x}_U(t)) + k_S \cdot (x_S(t) - x_U(t)) \quad (12)$$

### 3. 능동형 현가장치의 특성

#### 3.1 해석에 사용된 설계인자

해석에 사용된 1/4 차 모델의 치수는 Table 1 과 같고, 유압회로는 Table 2 와 같다.

Table 1 Parameters of 1/4 car model

Parameter	Unit	Value
$m_S$	kg	250
$m_U$	kg	40
$k_S$	N/m	$1.5 \times 10^4$
$k_T$	N/m	$1.76 \times 10^5$

Table 2 Parameters of hydraulic system

Parameter	Unit	Value
$P_S$	MPa	8
$w$	m <sup>2</sup> /m	0.01
$\gamma$	-	0.6
$A_H$	m <sup>2</sup>	$5.07 \times 10^{-4}$
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	850
$\beta_e$	N/m <sup>2</sup>	$3.5 \times 10^8$
$\tau_v$	sec	$5.5 \times 10^{-3}$
$C_d$	-	0.6
$x_n$	m	$2.5 \times 10^{-3}$
$K_v$	m/Volt	$1.66 \times 10^{-4}$
$K_F$	Volt/N	0.01

#### 3.2 현가장치의 응답특성 전달함수

현가장치의 성능을 평가하기 위하여 다음과 같은 3 가지 전달함수(transfer function, TF)<sup>(4)</sup>를 이용하였다.

$$H_{SA}(s) = \frac{s^2 X_S(s)}{s X_R(s)} \quad (13)$$

$$H_{SD}(s) = \frac{X_S(s) - X_U(s)}{s X_R(s)} \quad (14)$$

$$H_{TD}(s) = \frac{X_U(s) - X_R(s)}{s X_R(s)} \quad (15)$$

식(13)~(15)의  $H_{SA}(s)$  는 차체의 가속도 응답특성으로 승차감과 동력소비와 관련이 있으며,  $H_{SD}(s)$  는 현가장치변위의 응답특성이고  $H_{TD}(s)$  는 타이어변위의 응답특성으로 조정안정성과 관련이 있다.

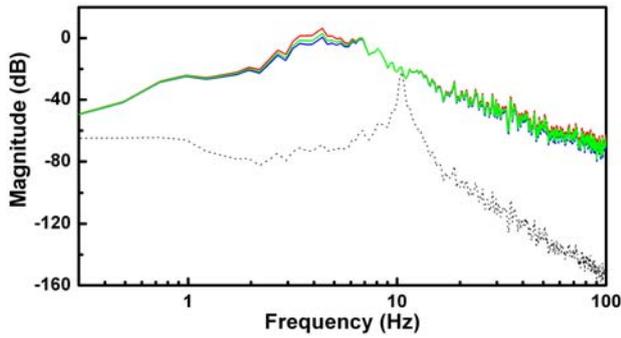
본 논문에서는 해석결과로 각각의 주파수전달함수(frequency response function, FRF)를 구하여 특성을 비교하였다.

#### 3.3 펌프 공급압력에 따른 특성

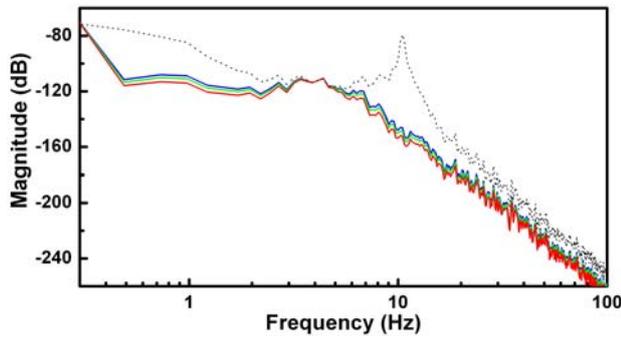
Fig. 4 는 Table 2 에서 공급압력,  $P_S$  를 4 MPa(붉은 실선), 6 MPa(초록 실선), 8 MPa(파란 실선)로 바꾸어 가면서 해석한 현가장치의 특성이고, 점선은 유압회로 대신에 이상적인 작동기를 사용하였을 경우의 FRF 곡선이다. Fig. 4(a)를 보면, 유압회로의 지연 및 불충분한 작동력 때문에 승차감이 매우 나빠지고 공진 주파수도 이동하였지만 공급압력이 높아질수록 조금 개선되는 것을 알 수 있다. 이와 같이 승차감이 저하됨으로 인하여 Fig. 4(b)에서와 같이 현가장치 변위 특성은 매우 좋아졌으며, Fig. 4(c)에서 보는 바와 같이 저주파 대역에서의 조정안정성이 개선되었다. 좀더 좋은 승차감을 얻기 위하여 더욱 큰 힘을 낼 수 있도록 유압 작동유 공급압력을 높일 수 있는 방안이 필요하다는 것을 알 수 있다.

#### 3.4 밸브 면적구배에 따른 특성

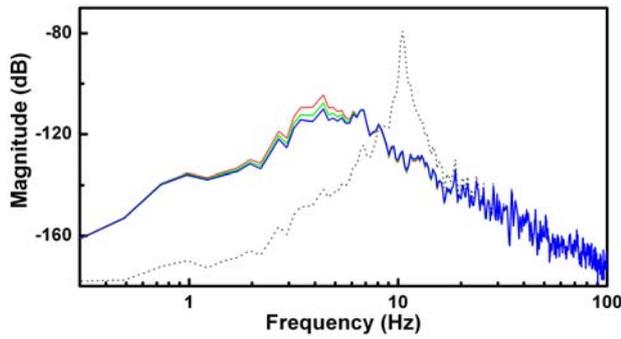
Fig. 5 는 Table 2 에서 면적구배,  $w$  를 0.005 m(붉은 실선), 0.01 m(초록 실선), 0.015 m(파란 실선)로 바꾸어 가면서 해석한 현가장치의 특성이며, 점선은 이상적인 작동기를 사용하였을 경우의 FRF 이다. Fig. 5(a)를 보면, 공급압력을 바꾸었을 경우와 같이 유압회로의 지연 및 불충분한 작동력 때문에 승차감이 매우 나빠지고 공진 주파수도 이동하였다.



(a)  $H_{SA}(s)$



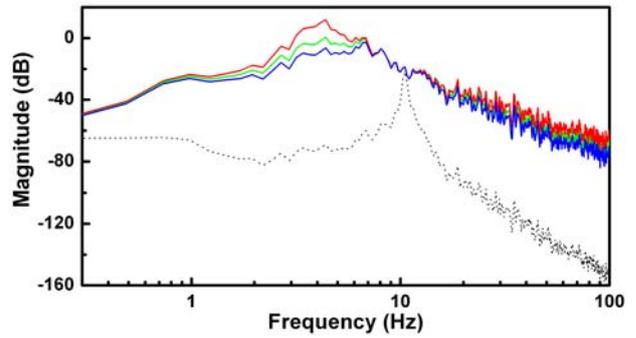
(b)  $H_{SD}(s)$



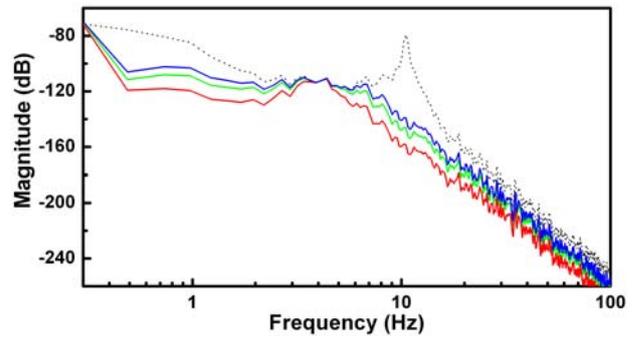
(c)  $H_{TD}(s)$

Fig. 4 FRFs according to supply pressure

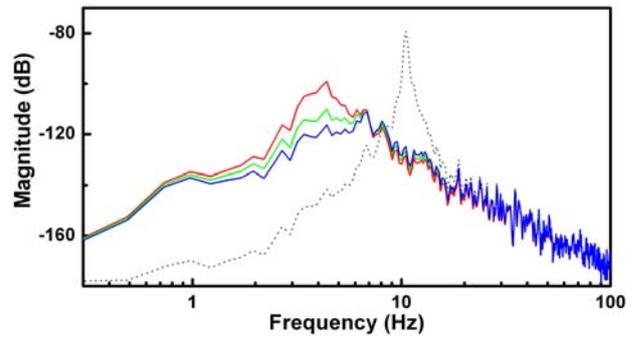
그러나 밸브 면적구배를 넓힐수록 승차감을 개선시킬 수 있다는 것을 알 수 있다. 공급압력을 높였을 경우인 Fig. 4(a)와 비교하면, 작동력 보다는 작동속도를 높이는 것이 승차감을 향상시키는데 더욱 효과적이라고 판단된다. 한편, 승차감이 저하됨으로 인하여 Fig. 5(b)에서와 같이 현가장치 변위 특성은 저주파 대역과 공진점 부근에서 좋아졌으며, Fig. 5(c)에서 보는 바와 같이 조정안정성도 저주파 대역에서 향상되었다. 또한 밸브 면적구배를 넓힐수록 현가장치변위 특성 및 조정 안정성도 개선되는 특성을 보여주고 있다..



(a)  $H_{SA}(s)$



(b)  $H_{SD}(s)$



(c)  $H_{TD}(s)$

Fig. 5 FRFs according to area gradient

#### 4. 결론

서보밸브와 유압실린더로 이루어진 유압회로를 갖춘 능동형 현가장치를 장착한 1/4 차 모델의 응답특성을 해석하여, 유압회로의 설계인자에 따른 현가장치 성능을 비교분석하였다. 이상적인 작동기를 사용하였을 경우보다 승차감이 현격히 저하되는 결과를 얻었지만, 공급압력과 밸브 개구면적을 증가시키면 승차감이 개선되는 것을 확인하였다. 따라서, 작동력과 반응속도를 높일 수 있다면, 현가장치의 성능을 개선시킬 수 있다.

## 참 고 문 헌

(1) Mantaras, D.A. and Luque, P, 2006, “ Ride performance of different active suspension systems” , International Journal of Vehicle Design, Vol.40, pp.106~125.

(2) Swevers, J., Lauwerys, C., Vandersmissen, B. and et al., 2007, “ A model free control structure for the on-line tuning of the semi-active suspension of a passenger car” , Mechanical Systems and Signal Processing, Vol.21, pp.1422~1436.

(3) Salman, M.A., Lee, A.Y. and Boustany, N.M., 1990, “ Reduced order design of active suspension control” , Transaction of the ASME, Journal of dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol.112, pp.604~610.

(4) Park, H., 1990, “ Performance sensitivity analysis and active vibration control for an automotive vehicle suspension” , Hanyang Univ. Ph.D. Thesis.

(5) Anderson, B.D.O. and Moore, J.B., 1989, Optimal Control, Prentice-Hall International Inc., Englewood Cliffs.

(6) Merritt, H.E., 1967, Hydraulic control system, John Wiley & Sons, New York.