

반능동 진동 흡수기의 자동차 시트 서스펜션에 대한 응용

An Application of Hydraulic Semiactive Vibration Absorbers(SAVA) to Automotive Seat Suspension Systems

모 창 기*, 선우 명 호**
Changki Mo, Myoungho Sunwoo

ABSTRACT

The paper examines the ride performance enhancement that can be obtained by applying hydraulic semiactive vibration absorbers (SAVA) to alter the compliance characteristics of the seat/wheel suspension system. The work relies on a consistent model of the (nonlinear) hydrodynamics of the SAVA. A recently developed Lyapunov control scheme is used to provide regulation. The performance is first examined assuming a quarter car with a seat/seat mounted mass. The paper then employs a quarter car/seat with a two mass ISO model of the seated human. The simulated results indicated that a reduction of 45% of the peak vertical acceleration is achievable with the new system.

주요기술용어 : Semiactive Vibration Absorber(반능동 진동 흡수기), Ride Comfort(승차감), ISO Human Model(ISO 인체 모델), Seat Suspension(시트 서스펜션), Lyapunov Approach(리아푸노브 접근법)

Nomenclature

A_p : 액추에이터 유효 면적, m^2
 A_v : 밸브의 opening area, m^2
 c : 감쇠계수, N s/m
 C_d : discharge coefficient
 k : 스프링 강성, N/m

m : 질량, kg
 m_a : 승객/시트의 질량, kg
 V : 액추에이터 챔버의 체적, m^3
 V_{rel} : 액추에이터의 상대속도, m/sec
 x : 변위, m
 x_d : 도로 입력(변위), m
 β : 유체의 체적 탄성계수, N/m^2
 ΔP : 액추에이터의 압력차, N/m^2

* 정회원, 상주대학교 기계공학부
** 정회원, 한양대학교 자동차공학과

Subscripts

- 1 : 액추에이터 챔버 1
- 2 : 액추에이터 챔버 2
- a : 시트
- b : 인체의 lower part
- h : 인체의 upper part
- max: 최대값
- min: 최소값
- s : sprung
- u : unsprung

1. 서 론

승차감의 향상은 자동차의 설계에 있어서 가장 중요한 목표 중 하나이다. 차체 진동은 승차감의 저하는 물론 심지어 승객의 만성적인 질병의 원인이 되기도 한다.

차체의 진동은 주로 시트(seat)를 통하여 승객에게 전달된다. 자동차 제작 비용은 소비자의 자동차에 대한 성능과 승차감에 대한 기대가 증가함에 따라 점점 더 커지게 된다. 자동차가 주행하는 동안의 자동차 전체의 진동은 불쾌함으로 자주 느껴지게 된다. 근래에 들어와 차체 진동의 본질과 그 영향에 대한 연구가 왕성하게 되고 있다. 전통적으로 자동차 회사들은 수동 감쇠기(passive damper)의 최적화 설계에 의존하여 원하는 승차감을 달성해왔다. 최근에는 승차감을 증가시키기 위하여 차체의 현가장치¹⁾²⁾ 뿐 만아니라 시트 자체의 현가장치³⁾⁴⁾⁵⁾를 설계하는 것에 대한 관심 또한 높아지고 있다.

일반적으로 시트의 진동 전달률을 줄이면 승차감은 향상하게 된다. 진동 전달률은 인체의 한 부위에서 측정된 가속도와 인체의 다른 부위 또는 시트 트랙(track) 가속도의 진폭비이다. 도로와 차체사이의 진동 전달률이나 차체와 시트사이의 진동 전달률은 도로와 시트 사이의 전달 경로에 자동 가변

감쇠기들(automatically adjustable dampers)을 사용하여 줄일 수 있다. 많은 연구에서 반능동 현가장치가 충분한 힘과 빠른 주파수 응답 특성을 제공할 수 있을 경우 자동차의 승차감을 향상시킬 수 있음을 보여주고 있다.⁷⁾⁸⁾⁹⁾ 그러나 반능동 감쇠기를 시트에 적용하여 진동 절연 성능을 분석한 연구는 매우 적다. Rakheja¹⁰⁾는 Gouw의 시트 현가장치 모델¹¹⁾을 기초로 하여 시트 진동 절연 성능에 대하여 연구하였다. Patten¹²⁾은 한 스포츠카의 시트를 이용하여 비선형 자동차 시트를 모델링하였다. 이 논문에서 사용된 시트의 선형 모델은 Patten의 비선형 모델을 이용하여 만들었다. 또한 이 연구의 시뮬레이션을 위하여 사용된 인체 모델은 Park과 Wambold¹³⁾에 의해서 제안된 두 개의 질량으로 구성된 인체 모델을 채택하였다. Ryba⁴⁾는 트럭 시트의 진동 절연을 향상시키기 위하여 시트에 반능동 감쇠기로서 전자적으로 제어되는 회전식 감쇠기를 소개하였다. 제어기 설계에는 sky-hook 현가이론을 사용하였다. 또한 그는 공압식 능동 시트 현가장치도 소개하였다. Stein⁵⁾은 중장비나 트럭 시트에 장착할 수 있는 전자 공압식 능동 제어 장치를 소개하였다.

이 연구는 차체 현가장치에 반능동 유압 감쇠기를 시트에 추가하거나 두 곳 모두에 설치했을 경우의 효과에 대하여 설명한다. 성능 분석은 선형화된 시트 모델과, 시트에 앉은 승객의 선형 2자유도 모델에 기초를 두었다. 또한 이 연구에서는 보다 완전한 동역학적 특성을 분석하여⁶⁾ 실험적으로 증명된 반능동 감쇠기의 모델을 사용하였다.

2. 시스템 모델링

이 연구에서 사용된 시트와 차체 현가장치를

연계한 수학적 모델의 기본은 아래와 같다. 이 모델은 두 가지의 형태를 고려하였다. 첫째는 1/4 차량에 선형 시트를 설치하고 인체를 하나의 질량으로 고려한 모델을 사용하였다.

Fig. 1에 보여 주는 이 모델은 제어를 쉽게 설계할 수 있는 잇점이 있다. 이 모델은 타이어, 현가장치, 그리고 시트에 대응하는 선형 스프링과 감쇠 계수를 사용하였다. 또한 차축과 차체 사이, 그리고 차체와 시트 사이에 유압식 반능동 댐퍼(SAVA)를 설치하였다.

이 모델의 운동방정식은 다음과 같다:

$$m_a \ddot{x}_a = -k_a(x_a - x_s) - c_a(\dot{x}_a - \dot{x}_s) - A_{b1}\Delta P_1 \quad (1)$$

$$m_s \ddot{x}_s = k_a(x_a - x_s) + c_a(\dot{x}_a - \dot{x}_s) - k_s(x_s - x_u) - c_s(\dot{x}_s - \dot{x}_u) + A_{b1}\Delta P_1 - A_{b2}\Delta P_2 \quad (2)$$

$$m_u \ddot{x}_u = k_s(x_s - x_u) + c_s(\dot{x}_s - \dot{x}_u) - k_u(x_u - x_d) + A_{b2}\Delta P_2 \quad (3)$$

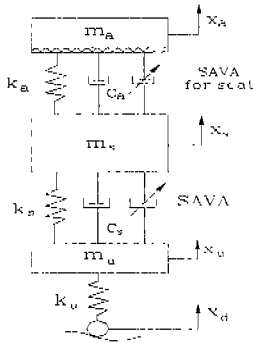


Fig. 1 A 3 DOF seat/suspension system with lumped human mass

이 연구에서 사용한 각종 차량 계수들은 GM의 중형차(A-body)의 것을 사용하였으며, 관련 값들은 아래와 같다.

$$k_u = 300000.0[\text{N/m}],$$

$$k_s = 25000.0[\text{N/m}],$$

$$k_a = 23424.8[\text{N/m}],$$

$$c_a = 350.0[\text{N s/m}],$$

$$c_s = 1150.0[\text{N s/m}],$$

$$m_u = 60.0[\text{kg}], m_s = 270.0[\text{kg}].$$

또한 성능 분석을 위하여 한 승객 질량의 70%가 시트에 의하여 지지된다고 가정함으로 $m_a = 54.5[\text{kg}]$ 로 정하였다. 액추에이터 유효면적 A_{p1} 과 A_{p2} 에 대하여는 다음절에서 정의되고, 인체/시트/현가장치 모두를 포함하는 확장모델과 SAVA의 동역학적 특성에 대한 설명 또한 다음절에서 소개된다.

SAVA 모델

Fig. 2는 유압식 SAVA 구동기의 개략 도이다.

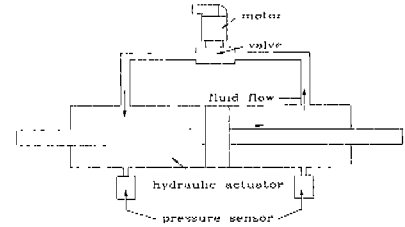


Fig. 2 Components of a hydraulic SAVA

고정된 체적 탄성계수(bulk modulus) β 를 포함하는 유압식 SAVA 시스템의 축차(reduced order) 모델은¹⁴⁾¹⁵⁾ 아래와 같다.

$$\Delta \dot{P}_i = \alpha_i A_p V_{rel,i} - \alpha_i C_d A_{v,i} \cdot \text{sgn}(\Delta P_i) \sqrt{\frac{2|\Delta P_i|}{\rho}} \quad (4)$$

여기서

$$\alpha_i = \frac{\beta_i (V_{i1} + V_{i2})}{V_{i1} V_{i2}}$$

이 식의 아래첨자 $i(=1, 2)$ 는 각각 시트와 새시 현가장치를 나타낸다. 부호함수(signum function)도 다음과 같이 정의한다.

$$\text{sgn}(\Delta P) = \begin{pmatrix} 1 & \Delta P > 0 \\ 0 & \Delta P = 0 \\ -1 & \Delta P < 0 \end{pmatrix}$$

인체를 포함하는 3 자유도 1/4 차량 모델의 상태변수 방정식은 식 (5)로 나타낼 수 있다.

$$\dot{X} = AX + Bg(X)u + d \quad (5)$$

$$X = [x_d, x_s, x_u, x_d, x_s, x_u, \Delta P_1, \Delta P_2]^T$$

$$u = [A_v, A_v]^T$$

$$g(X) = \begin{bmatrix} \text{sgn}(X_7) \sqrt{\frac{2|X_7|}{\rho}} & 0 \\ 0 & \text{sgn}(X_8) \sqrt{\frac{2|X_8|}{\rho}} \end{bmatrix}$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{k_s}{m_s} & \frac{k_s}{m_s} & 0 & -\frac{c_s}{m_s} & \frac{c_s}{m_s} & 0 & -\frac{A_h}{m_s} & 0 \\ \frac{k_s}{m_s} & \frac{(k_s+k_v)}{m_s} & \frac{k_s}{m_s} & \frac{c_s}{m_s} & -\frac{(c_s+c_v)}{m_s} & \frac{c_s}{m_s} & \frac{A_h}{m_s} & \frac{A_{2e}}{m_s} \\ 0 & \frac{k_s}{m_s} & -\frac{(k_s+k_v)}{m_s} & 0 & \frac{c_s}{m_s} & -\frac{c_s}{m_s} & 0 & \frac{A_{2e}}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & \alpha A_{1e} & -\alpha A_{1e} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \alpha A_{2e} & -\alpha A_{2e} & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\alpha_1 C_{d1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\alpha_2 C_{d2} \end{bmatrix}^T$$

$$d = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_u}{m_u} x_d & 0 & 0 \end{bmatrix}^T$$

유압식 SAVA 시스템의 페루프 동작을 위한 제어 법칙의 설계에 관하여는 다음절에서 자세히 설명된다.

3. 제어기 설계

식 (4)에서 설명하고 있는 구동기의 비선형 동특성은 효과적인 제어법칙을 설계하는 데 문제가 된다. 이 연구에서 관심을 가지는 제어의 목표는 시트에 전달되는 진동을 줄이는 데 중점을 두었

다.

제어기 설계에서 가장 중요한 것 중의 하나는 짧은 순간에 반충동 댐퍼 밸브의 적정 유로 면적, 즉, A_v 를 결정하는 것이다. 이때 비선형 구동기의 동특성을 선형화하기 위하여 피드백 선형화를 이용하고, LQR 최적 제어 이론을 적용할 수 있겠으나, 이것은 유압식 SAVA가 가지고 있는 잠재적인 잇점을 이용할 수 없다. 즉 SAVA의 유압식 구동기 특성은 에너지를 저장할 수도 있고(유체의 압축성을 통하여), 소진할 수도 있다.⁶⁾¹⁵⁾ 만약 구동기가 에너지를 소진만 한다고 가정하면 저장된 에너지의 소진에 대한 중요한 가능성을 배제하게 되는 문제가 있다.

이 연구에서는 적절한 승차감 향상의 제어 목적을 달성할 뿐만 아니라 앞에서 설명한대로 SAVA의 장점인 유압식 구동기의 에너지 저장과 소진의 특성을 동시에 이용할 수 있는 제어기의 설계를 위하여 Lyapunov 접근법¹⁷⁾을 이용하였다. 이 접근법은 SAVA 시스템의 하드웨어를 효과적으로 제어하기 위하여 이용되어왔고, 특히 saturating 제어기 설계에 적절하게 이용될 수 있음을 여러 경우⁶⁾¹⁵⁾에서 보여주고 있으며, 이 연구 또한 Lyapunov 접근법의 좋은 한 예가 된다.

이 접근법은 스칼라로 맵핑(mapping)될 수 있는 한 함수를 선택하는 것으로 시작된다. 이 때 다음의 함수 (6)이 주로 사용된다.

$$V = \frac{1}{2} X^T Q X, Q > 0 \quad (6)$$

행렬 Q는 임의로 선택된 positive definite 행렬이다. 아래에서 보여주듯이 Q의 어떤 값들은 원하는 성능 기준(performance criteria)을 만족시킬 수 있는 제어기의 이득(gain)값

이 된다. 함수 V의 1차 미분식과 앞서 얻어진 state space 모델의 항들로부터 아래식 (7)과 같이 표현된다.

$$\dot{V} = \frac{1}{2} X^T [A^T Q + Q A] X + X^T Q B g(X) u + X^T Q d \quad (7)$$

\dot{V} 은 소진 함수이며, 제어의 목적은 이 \dot{V} 을 음(-)의 최대가 되도록 하는 것이다. 일반적으로 행렬 A의 고유값이 음수이면, Q는 다음 식 (8)를 만족시키는 것에서 얻을 수 있다.

$$A^T Q + Q A = P \leq 0 \quad (8)$$

A의 고유값들이 하나만 0이고 모두 음수라는 것은 수식 (8)가 semidefinite이 된다는 것을 나타낸다. 이것은 최상의 Q를 찾아도 시스템의 asymptotic 안정성을 보장하지 못한다는 것을 말하며, 수식 (8)의 semidefiniteness는 이 시스템이 부하가 걸린 상태에서 계속 닫힌 상태와 같아 이 시스템이 하나 이상의 평형점(equilibrium point)을 가질 수 있다는 것을 확인시켜 준다. 그러므로 설계시 수식 (7)의 우항의 첫 번째항의 영향을 무시하게 된다.

수식 (7)의 우항의 두 번째항은 시스템의 소진율을 높이는 특성을 제공한다. Q를 $Q = [q_1, q_2, q_3, q_4, q_5, q_6, q_7, q_8]$ 와 같이 나타내면 \dot{V} 는 식 (9)과 같이 표현된다. 여기서 \hat{q}_i (i=1, ..., 8)는 8x1 열벡터(column vector)이다.

$$\begin{aligned} \dot{V} = & -\frac{1}{2} X^T P X - \alpha_1 C_{d_1} \sqrt{\frac{2|X_7|}{\rho}} X^T \hat{q}_7 \\ & \bullet \operatorname{sgn}(X_7) A_{v_1} - \alpha_2 C_{d_2} \sqrt{\frac{2|X_8|}{\rho}} X^T \hat{q}_8 \\ & \bullet \operatorname{sgn}(X_8) A_{v_2} + X^T \hat{q}_5 \frac{k_v}{m_u} x_d \end{aligned} \quad (9)$$

두 번째와 세 번째항은 두 항에서 최대 음(-)의 값을 얻을 수 있는 제어 방법을 보여 준다.

$$\begin{cases} A_{v_1} = A_{v_{1\min}}, X^T \hat{q}_7 \operatorname{sgn}(X_7) < 0 \\ A_{v_1} = A_{v_{1\max}}, X^T \hat{q}_7 \operatorname{sgn}(X_7) \geq 0 \end{cases} \quad (10)$$

$$\begin{cases} A_{v_2} = A_{v_{2\min}}, X^T \hat{q}_8 \operatorname{sgn}(X_8) < 0 \\ A_{v_2} = A_{v_{2\max}}, X^T \hat{q}_8 \operatorname{sgn}(X_8) \geq 0 \end{cases} \quad (11)$$

두 개의 벡터 \hat{q}_7 과 \hat{q}_8 은 원하는 성능을 만족시킬 수 있는 제어 이득(control gain)값이 된다. 수식 (9)의 마지막 항은 \dot{V} 의 순간적인 변화에 의한 외란(disturbance)의 영향을 나타낸다. 이때 x_d 의 값이 미리 알려져 있지 않으므로 마지막항의 부(-)를 보장하기 어렵다는 것을 주의해야 한다. 이 연구에서는 반복적인 실험과 경험에 의하여 P, Q, \hat{q}_7 , \hat{q}_8 를 구한다; 이 때 먼저 P를 정하고, Q를 구한 뒤, 스텝 입력(step input)과 랜덤 입력(random input)에 대하여 \hat{q}_7 과 \hat{q}_8 을 적용하여 시스템의 성능을 결정하게 된다. 이 과정은 만족할 만한 성능이 얻어질 때까지 반복된다. Q가 한번 정해지면, 이 Q가 이후의 모든 시뮬레이션에 사용된다. 이 때 $x^T \hat{q}_6$ 의 크기를 최소화하기 위하여 \hat{q}_6 의 값을 시뮬레이션 중에 고를 수 있다는 것은 매우 흥미 있는데, $x^T \hat{q}_6$ 의 크기의 최소화는 $-\dot{V}$ 에 대하여 외란의 영향을 줄이게 된다. 이 접근법의 설정이 이 연구의 주요 관심이 된다.

이 시스템의 제어 법칙은 식 (10)과 (11)이 두 개의 밸브를 작동하기 위한 bistate logic으로 정의된다. 시스템의 성능 비교를 위한 시뮬레이션에서 사용된 제어 이득값은

$$\hat{q}_7 = \begin{bmatrix} -1.0 & 50.0 & 0.0 & -3.0 \\ -0.7 & 0.0 & 1.0e-7 & 0.0 \end{bmatrix}^T$$

$$\hat{q}_8 = \begin{bmatrix} 0.0 & -1.0 & 2.0 & 0.0 \\ -4.0 & -2.5 & 0.0 & 1.0e-7 \end{bmatrix}^T$$

이다.

Fig. 3은 이 시스템 제어기의 계통도이다. 제어기는 전 상태 변위 피드백(full state feedback)이라고 가정한다. 이것은 이 제어 문제를 출력 제어문제(output feedback problem)로 처리하는 것을 가능하게 하며, 이런 경우에는 관측기(observer)가 필요하게 된다¹⁶⁾. 이 논문에서의 모의 실험은 모든 상태변수가 측정된다고 가정하고 실시하였다.

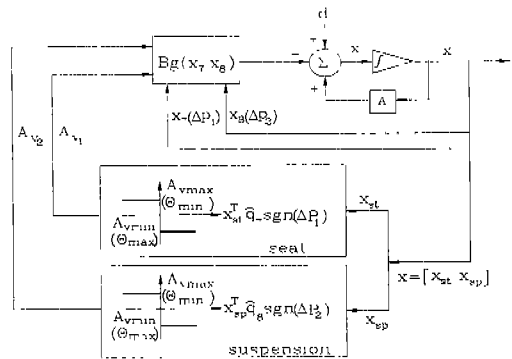


Fig. 3 Block diagram of a bistate controller

4. 시뮬레이션 결과와 분석

시험 1: 시트와 현가 장치 그리고 운전자를 한 질량으로 고려한 경우

설계된 각 시스템의 성능을 비교하기 위하여 Fig. 1에서 보여주는 3 자유도 모델에 대한 거동을 먼저 시뮬레이션하였다. 이 접근법은 반능동 시스템의 효과에 대한 시트 쿠션에 미치는 진동 전달률의 변화에 대한 영향을 잘 보여줄 것이다. 이 시험에서 다음의 네 가지 경우에 대한 각각의

성능을 비교 분석하였다.

- case 1) 수동 현가장치/수동 시트
- case 2) 수동 현가장치/SAVA 시트
- case 3) SAVA 현가장치/수동 시트
- case 4) SAVA 현가장치/SAVA 시트

각 경우에 대한 성능 비교를 위하여 두 개의 도로 형태를 입력으로 이용하였으며 하나는 Fig. 4와 같은 둔턱(ride swell) 도로이고 또 하나는 랜덤 노면 입력을 이용하였다. 최근에 저자들이 실시한 시험에서 각 경우의 객관적인 성능 평가를 위하여는 먼저 SAVA시스템의 밸브가 완전히 열려(fully open) 고정되었다고 가정하고 가장 효과적인 SAVA의 수동 댐퍼 시스템을 제공할 수 있는 SAVA시스템의 정적 설계 매개변수를 결정하여야 함을 알 수 있다. 이 시험에서 사용된 SAVA시스템의 물리적인 값들은 1/4 차량의 차체 모델과 시트 진동 모델의 임계 감쇠값(critical damping)의 약 22%에 해당하는 값으로 Table 1에 보여 준다. Fig. 4는 이 연구에서 이용된 둔턱 도로의 프로파일이다. 이 때 차량의 진행 속도는 시속 50km로 가정하였다.

Table 1 SAVA Parameters for a seat and a suspension

Parameter	Quantity	
	Seat	Suspension
$A_{p1,2}$ (m ²)	6.95e-4	1.2e-3
Stroke(m)	±0.0381	±0.0762
C_d	0.842	0.842
$A_{vmax1,2}$ (m ²)	0.9048e-5	1.8096e-5

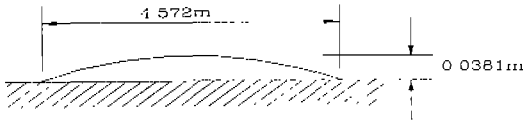


Fig. 4 Profile of a ride swell

Fig. 5는 시트의 수직 가속도의 시간 응답 특성을 보여 준다. case 1을 기준으로 하여 각각의 case에 대한 수직 가속도의 최대값 및 RMS값의 감소를 백분율로 구하였으며, 이 값들은 Table 2에 보여 준다. 이 표에서 알 수 있듯이 case 4의 경우는 case 1에 비교하여 수직 가속도 최대값이 38% 감소하고 case 2의 경우도 그 다음으로 23% 감소한다. case 3의 경우도 19%가 줄어들어 수직 진동에 대한 괄목할만한 성능 향상을 보여 준다. RMS 응답 특성에서는 case 4, case 3 그리고 case 2의 순서로 성능이 향상되었음을 보여 준다.

Table 3은 같은 도로 입력에 대한 시트의 수직 상대 변위의 시간응답 특성을 비교한 것이다. case 2, 3 그리고 4 모두 case 1에 비하여 20%이상의 상대 변위가 감소되고, case 4는 case 1에 비교하여 42%까지 감소되는 것을 알 수 있다.

Table 2 Reduction of seat acceleration amplitude response

Design case	Peak reduction	RMS reduction
1. Passive suspension /Passive seat	-	-
2. Passive suspension /SAVA seat	23%	18%
3. SAVA suspension /Passive seat	19%	20%
4. SAVA suspension /SAVA seat	38%	36%

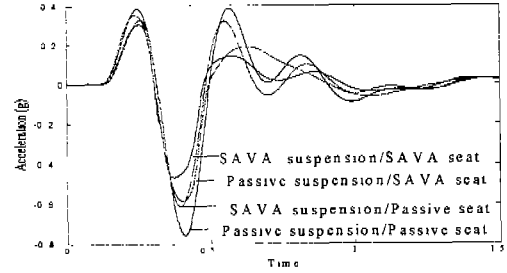


Fig. 5 Seat acceleration response to a ride swell with the vehicle traveling at 50 Km/hr

Table 3 Reduction of seat vertical deflection for the ride swell

Design case	Peak reduction	RMS reduction
1. Passive suspension /Passive seat	-	-
2. Passive suspension /SAVA seat	26%	22%
3. SAVA suspension /Passive seat	20%	21%
4. SAVA suspension /SAVA seat	42%	41%

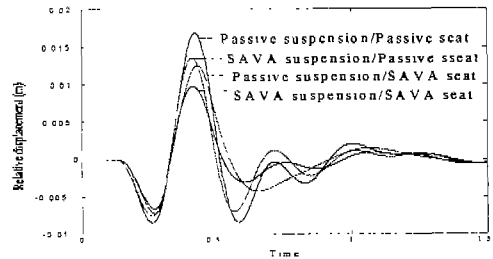


Fig. 6 Seat relative displacement response to a ride swell with the vehicle traveling at 50 Km/hr

다음 시뮬레이션은 Fig. 7과 같은 랜덤 속도 특성을 가지는 긴 거리의 노면입력을 적용하여 성능을 비교 분석하였다. 이 입력에 대한 광대역(broadband) 주파수에 대한 전달

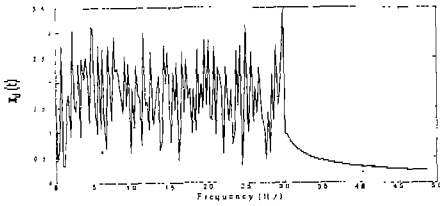


Fig. 7 FFT of the white noise velocity input

함수는 Fig. 8과 Fig. 9에 보여준다. 전달함수를 위해 seat에서의 응답을 numerical integration에 의해 구한 후 FFT software를 사용했다. 구해진 data는 Matlab®의 spline function을 이용하여 매끄럽게 했다.¹⁸⁾ 모의 실험 결과에서 인체와 시트의 lumped mass에 대한 고유진동수는 약 3 Hz임을 보여준다. 각 출력에 대한 전달함수(시트의 가속도/노면 입력, 시트 상대 수직 변위/노면 입력)의 성능비교는 Table 4와 5에 나타낸다.

Table 4 Reduction of seat transmissibility

Design case	Peak reduction	RMS reduction
1. Passive suspension /Passive seat	-	-
2. Passive suspension /SAVA seat	31%	24%
3. SAVA suspension /Passive seat	33%	33%
4. SAVA suspension /SAVA seat	45%	41%

Table 5 Reduction of seat vertical displacement transmissibility

Design case	Peak reduction	RMS reduction
1. Passive suspension /Passive seat	-	-
2. Passive suspension /SAVA seat	27%	23%
3. SAVA suspension /Passive seat	23%	27%
4. SAVA suspension /SAVA seat	39%	41%

이 진동 절연 시험 결과는 앞의 시험에서와 같이 많은 성능 향상을 보여 주고 있다. 특히 6Hz 이하의 주파수영역에서 증폭되었던 magnitude가 SAVA시스템의 제어로 상당히 감소됨을 알 수 있다. 또한 이 결과는 Lyapunov 제어를 이용한 SAVA 시스템이 Besinger가 발표했던 반능동 현가장치¹⁹⁾에서 얻을 수 있는 진동 감소 보다 두 배 이상의 절연 효과가 있다는 것을 보여준다.

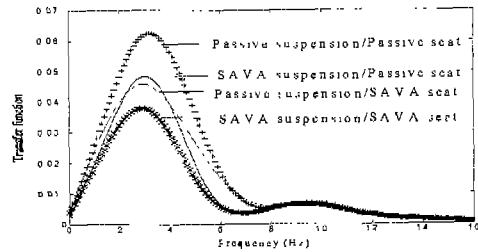


Fig. 8 Comparison of transfer functions for seat acceleration to a random input

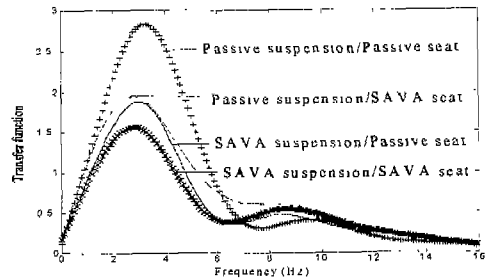


Fig. 9 Comparison of transfer functions for seat relative displacement to a random input

이러한 시스템의 설계시 시트에서의 진동 전달률 감소가 중요한 목적이지만 이 목적을 달성하기 위하여 자동차의 중요한 특성 중 하나인 운전성능(road handling)의 유지 또한 매우 중요하다. 운전성능의 향상 정도는 일반적으로 타이어 힘(tire force)의 변화를 측정함으로써 알 수 있다. Fig. 10은 이

시험에서 적용된 도로입력에 대한 주파수 응답 특성 대역에서의 타이어 힘의 변화에 대한 응답 특성을 보여 준다. 여기서 보여 주는 결과는 이 연구에서 소개된 제어 시스템이 운전 성능을 유지할 뿐만 아니라 진동 전달을 감소에 효과적으로 대응하고 있음을 알 수 있다.

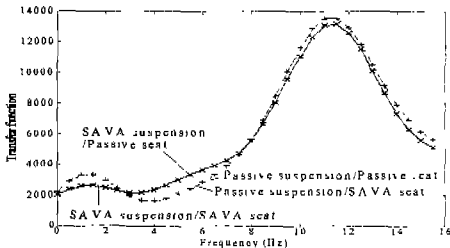


Fig. 10 Comparison of transfer functions for the variation of tire force to a random input

시험 2: 시트와 현가 장치 그리고 ISO 인체 모델을 고려한 경우

과거의 많은 연구들은 운전석에 앉아 있는 운전자의 인체를 two mode 시스템으로 나타내었고, 그밖에 여러 모델들이 사용되었다. 이 연구의 수직 진동 감소를 위한 시험에서는 ISO에 의해 제안된²⁰⁾ 두 질량 인체 모델을 적용한 경우의 시험을 실시하였다. Fig. 11은 ISO에 의해서 제안된 두 질량 인체 모델과 시트 그리고 현가 장치를 포함한 시스템을 보여 준다. ISO에 따르면 인체의 무게는 77 [kg]이고, 이 모델의 주요 인체부위의 값들은 다음과 같다.

$$m_h = 7[\text{kg}], m_b = 47[\text{kg}], k_h = 24,000[\text{N/m}], k_b = 68,000[\text{N/m}], c_h = 190[\text{Ns/m}], c_b = 1,540[\text{Ns/m}].$$

여기서 upper 질량(m_h)은 목과 머리부분

에 해당하고 lower 질량(m_b)은 윗몸통(upper torso)을 나타낸다고 하겠다.

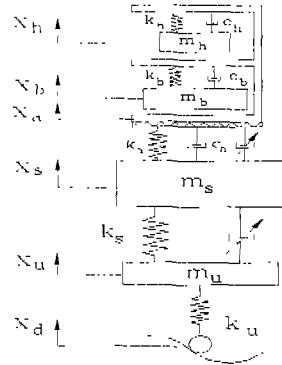


Fig. 11 A seat/suspension system with the ISO human model

이 시험 2에 대한 시스템의 성능 분석을 위하여 시험 1에서 적용하였던 도로 입력을 이용하였다. 이 시험의 연구 결과는 Table 6, 7, 8, 9에 보여 준다.

Fig. 12, 13은 upper 질량과 lower 질량에서의 가속도의 시간 응답 특성을 나타내며 Fig. 14, 15는 각 질량에서의 가속도에 대한 전달함수를 나타낸다. 이 결과도 시험 1에서의 경우와 마찬가지로 case 4의 경우 진동 감소에 case 1과 비교하여 진동으로 인해 운전자가 불쾌감을 많이 느끼는 6Hz이하에서 양호한 진동절연 성능을 보여 줌으로써 승차감 향상에 크게 기여하고 있음을 알 수 있다.

시험 1의 결과와 마찬가지로 case 4가 case 2나 3에 비하여 많은 성능 향상을 보여 주고 있으나 전반적으로 시험 1에 비하여 향상의 정도가 조금 감소된 것을 알 수 있다.

Table 6 Reduction of seat acceleration amplitude response

Design case	Peak reduction	RMS reduction
1. Passive suspension /Passive seat	-	-
2. Passive suspension /SAVA seat	20%	15%
3. SAVA suspension /Passive seat	26%	23%
4. SAVA suspension /SAVA seat	40%	35%

Table 7 Reduction of seat acceleration amplitude response

Design case	Peak reduction	RMS reduction
1. Passive suspension /Passive seat	-	-
2. Passive suspension /SAVA seat	17%	16%
3. SAVA suspension /Passive seat	22%	22%
4. SAVA suspension /SAVA seat	36%	35%

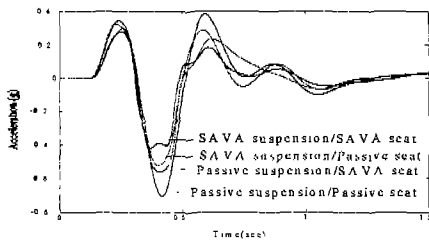


Fig. 12 Acceleration response of the upper mass to a ride swell with the vehicle traveling at 50 Km/hr

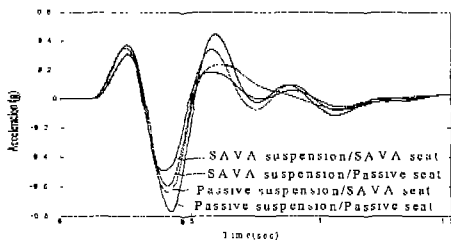


Fig. 13 Acceleration response of the lower mass to a ride swell with the vehicle traveling at 50 Km/hr

Table 8 Reduction of seat transmissibility

Design case	Peak reduction	RMS reduction
1. Passive suspension /Passive seat	-	-
2. Passive suspension /SAVA seat	17%	11%
3. SAVA suspension /Passive seat	20%	18%
4. SAVA suspension /SAVA seat	32%	24%

Table 9 Reduction of seat transmissibility

Design case	Peak reduction	RMS reduction
1. Passive suspension /Passive seat	-	-
2. Passive suspension /SAVA seat	17%	15%
3. SAVA suspension /Passive seat	20%	16%
4. SAVA suspension /SAVA seat	33%	30%

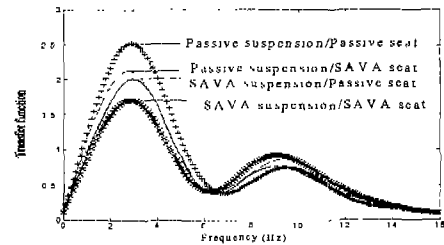


Fig. 14 Comparison of transfer functions for acceleration of the upper mass to a random input

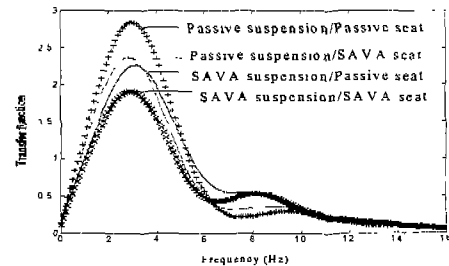


Fig. 15 Comparison of transfer functions for acceleration of the lower mass to a random input

5. 결 론

이 연구에서 얻을 수 있는 중요한 것들은 아래와 같다.

시트와 차체 현가장치에 모두 반능동 충격흡수장치(SAVA)를 설치한 경우 운전중 도로로부터 전달되는 진동을 효과적으로 감소시키며, 특히 척추의 고유진동 주파수인 3-5Hz 영역에서 매우 효과적으로 충격을 감소시킴으로써 운전자에게 보다 쾌적한 운전 환경을 제공할 수 있음을 알 수 있다. SAVAs의 진동 절연에 대한 시간 응답 특성 또한 효과적으로 수행되고 있음을 알 수 있다. 이 연구에서 제안된 제어 시스템이 진동절연에서 뿐 만 아니라 운전성능(road handling)에서도 잘 적응하고 있음을 보여 준다.

이 연구는 차체 현가장치에 적용한 SAVAs에 대한 실험 결과를 충분히 파악하고, 이 실험의 결과를 시트 및 차체 현가 장치에 동시에 적용하여 결과를 시뮬레이션을 통하여 비교 분석하였다. 이 연구 결과는 실험을 수행하여 그 성능을 입증할 예정이다.

참 고 문 헌

1. 조 영완, 이 경수, "승용차용 반능동 현가 시스템의 제어(1)- 제어로직, 시뮬레이션", 대한기계학회논문집, 제 21권, 제 12호, pp. 2179~2186, 1997.
2. 조 영완, 이 경수, "승용차용 반능동 현가 시스템의 제어(2)- 1/4차량 실험 및 파라미터 연구", 대한 기계학회논문집, 제 21권, 제 12호, pp. 2187~2195, 1997.
3. 모 창기, 선우 명호, "유압식 반능동 진동 흡수기를 이용한 자동차 의자 진동 제어",

한국자동차공학회 춘계학술대회, Vol. II, pp. 527~532, 1998.

4. Ryba, D., "Semi-active Damping with an Electromagnetic Force Generator", Vehicle System Dynamics, Vol. 22, No. 2, 1993.
5. Stein, G. J., "Results of Investigation of an Electro -pneumatic Active Vibration Control System for a Driver's Seat", Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 209, Part D, pp. 227~234, 1995.
6. Patten, W. N., Mo, C., Lee, J., and Kuehn, J., "A Primer on Design of Semiactive Vibration Absorbers (SAVA)", ASCE J. of Engineering Mechanics, Vol. 124 No. 1, pp. 61~68, 1998.
7. Ivers, D. E. and Miller, L. R., "Semiactive Suspension Technology: An Evolutionary View", ASME WAM, DE-Vol. 40, Advanced Automobile Technologies, pp. 327~346, 1989.
8. Wu, H. C., Yan, W. Z., Mo, C. and Patten, W. N., "A Prototype Semiactive Damper", DSC-Vol. 52, Advanced Automotive Technologies, ASME WAM, pp. 51~57, 1993.
9. Tseng, E. and Hedrick, J. K., "Semi-Active Control Laws - Optimal and Sub-optimal", Vehicle System Dynamics, Vol. 23, No. 7, Sept., pp. 545~569, 1994.
10. Rakhaja, S., Afework, Y., and Sankar, S., "An Analytical and Experimental Investigation of the Driver-Seat-Suspension System", Vehicle System Dynamics, Vol. 23, pp. 501~524, 1994.
11. Gouw, G. J., "Increased Comfort and Safety of Drivers of Off-Highway Vehicles Using Optimal Seat Suspension", SAE paper 901646, 1990.

12. Patten, W. N. and Pang, J., "An Automotive Seat Cushion Vibration Model", ASME WAM, Design Engineering, DE-16A, 1996.
13. Wambold, J. C., "Vehicle Ride Quality-Measurement and Analysis", SAE paper 861113, pp. 4583~4591, 1986.
14. McCloy, D. and Martin, H. R., Control of Fluid Power: Analysis and Design, Ellis Horwood Ltd., 1980.
15. Patten, W. N., Mo, C., Kuehn, J., Lee, J. and Khaw, C., "Hydraulic Semiactive Vibration Absorbers (SAVA); Separating Myth from Reality", 13th IFAC World Congress, Vol. L, pp. 157~162, 1996.
16. 정 기윤, 이 경수, "관측기를 이용한 차량의 무게 측정 및 반능동 현가 시스템의 적응 제어", 한국자동차공학회 추계 학술대회, Vol. II, pp. 1097~1102, 1997.
17. Leitmann, G., "Semiactive Control for Vibration Attenuation", J. of Intelligent Material Systems and Structures, Vol. 5, Nov. pp. 841~846, 1994.
18. Patten, W. N. and Pang, Jian, "Validation of a Nonlinear Automotive Seat Cushion Vibration Model", Vehicle System Dynamics, Vol. 30, pp. 55~68, 1998.
19. Besinger, F. H., Cebon, D., and Cole, D. J., "Force Control of a Semi-Active Damper", Vehicle System Dynamics, Vol. 24, pp. 695~723, 1995.
20. ISO 5982, Vibration and Shock - Mechanical Driving Point Impedance of the Human Body, 1981.