

복합모드형 ER 엔진마운트의 성능평가 (II)

- HILS 를 통한 성능평가 -

최 영 태* · 최 승 복**

(1999년 3월 17일 접수)

Performance Evaluation of a Mixed-Mode Type ER Engine Mount (II)

- Performance Evaluation Via HILS -

Young-Tai Choi and Seung-Bok Choi

Key Words : Electro-Rheological Fluid(전기유동유체), ER Engine Mount(ER 엔진마운트), Fuzzy Skyhook Control(퍼지스카이훅제어), Hardware-in-the-Loop-Simulation(실시간 실험 모의실험)

Abstract

This paper presents vibration control performance of a passenger vehicle installed with the mixed-mode type ER engine mounts. The performance is evaluated via hardware-in-the-loop-simulation(HILS) method. As a first step, a dynamic model of a vehicle featuring the ER engine mounts is formulated by taking into account the engine excitation forces. A new type of the fuzzy skyhook controller is then established in order to control both engine and body vibrations. This is accomplished by adopting a weighting parameter between two performance criteria which is to be determined from the fuzzy algorithm. Vertical displacement and acceleration of the engine mount obtained from the HILS method are provided in the frequency domain. In addition, vibration control performance between the conventional hydraulic engine mount and the proposed engine mount is compared in the time and frequency domains.

1. 서 론

제 (I)편에서 언급된 바와 같이 엔진마운트는 자동차의 승차감향상에 큰 영향을 미치는 매우 중요한 역할을 한다. 따라서 지난 수십여년 동안 새로운 메커니즘과 형태의 엔진마운트에 대한 개발이 활발히 진행되어오고 있으며 최근에서는 ER (electro-rheological)유체를 이용한 엔진마운트에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.⁽¹⁻⁶⁾ 그러나 지금까지 수행된 ER 엔진마운트의 연구는 ER 엔진마운트 단품에 대한 진동절연성능만을 고찰하였을 뿐, 여러 ER 엔진마운트가 부착된 차량에서의 진동제어성능고찰과 컴퓨터 시뮬레이션과 실차실험

의 중간단계인 HILS 방법(Hardware-in-the-Loop-Simulation) 을 적용한 성능고찰은 국내외적으로 수행된 보고가 없다.

HILS 방법은 항공 우주 분야에서 개발되어 최근에는 여러 제어시스템의 연구, 개발에 활발히 적용되고 있는 연구기법이다. HILS 방법은 개발초기단계부터 실제 시스템과 이론 모델을 결합하여 실시간(real time) 시뮬레이션을 통하여 시스템의 성능을 평가하므로 이론 모델을 토대로 한 컴퓨터 시뮬레이션보다 실제 시스템의 성능에 가깝게 성능평가를 할 수 있으며, 실제 시스템에서 발생가능한 문제점을 미리 파악하여 대책을 조기에 강구할 수 있다. 또한, 실제 상황과 유사한 조건하에서 반복적으로 실험실에서 시험할 수 있으므로 새로운 시스템개발의 시간과 비용을 줄일 수 있는 장점이 있다.^(7,8)

본 연구에서는 제 (I)편에서 제안된 복합모드형 ER 엔진마운트가 3점지지방식으로 부착된 중형

* 인하대학교 대학원 기계공학과

** 회원, 인하대학교 기계공학과

E-mail : seungbok@dragon.inha.ac.kr

TEL : (032)860-7319 FAX : (032)868-1716

상용차량에서의 진동절연성능을 HILS 방법을 통하여 고찰하고자 한다. 이를 위해 제안된 ER 엔진마운트를 장착한 전체차량모델을 구성한 후, 이 차량모델에 대한 동적지배방정식을 도출하였다. 도출된 지배방정식으로부터 엔진과 차체의 진동을 동시에 고려하여 제어하는 새로운 형태의 퍼지스카이훅제어기(fuzzy skyhook controller)를 설계하였다. 이렇게 설계된 제어기를 ER 엔진마운트가 장착한 차량에 적용하여 HILS 방법을 통한 진동제어성능을 고찰하였다.

2. ER 엔진마운트를 고려한 전체차량의 모델링

2.1 전체차량의 모델링

본 논문에서 제안된 ER 엔진마운트를 적용한 차량 모델은 Fig. 1에서 보는 바와 같이 10자유도를 갖는 차량으로 모델링 하였다. 차량의 엔진은 FF(Front-engine-Front-drive)형식이고, 엔진마운트가 3점 지지 방식으로 부착되었으며 엔진과의 설치각도는 수직이 되도록 하였다. 1번 엔진마운트는 엔진 좌측 끝에 엔진의 무게중심과 일치하는 위치에 배치하였고, 2번과 3번 엔진마운트는 엔진의 우측 끝에 엔진형상중심에 대해 서로 대칭이 되도록 배치하였다. 차체 밑에 배치된 현가 장치는 모든 차륜 위치에 독립현가방식으로 구성하였다. 엔진, 차체 그리고 차륜은 모두 강체로 해석하였으며, 가진원으로는 엔진에서 발생하는 가진력이 작용된다고 모델링하였다. Fig. 1에 도시된 차량 모델로부터 동적지배방정식을 유도하면 다음과 같다.

$$m_e \ddot{z}_e = -f_{e1} - f_{e2} - f_{e3} - F_{ER1} - F_{ER2} - F_{ER3} + F_e \quad (1)$$

$$J_\zeta \ddot{\zeta} = -t_{er} f_{e1} + t_{el} f_{e2} + t_{el} f_{e3} - t_{er} F_{ER1} + t_{el} F_{ER2} + t_{el} F_{ER3} + T_\zeta \quad (2)$$

$$J_\zeta \ddot{\zeta} = -l_{er} f_{e2} + l_{ef} f_{e3} - l_{er} F_{ER2} + l_{ef} F_{ER3} + T_\zeta \quad (3)$$

$$m_b \ddot{z}_b = -f_{s1} - f_{s2} - f_{s3} - f_{s4} + f_{e1} + f_{e2} + f_{e3} + F_{ER1} + F_{ER2} + F_{ER3} \quad (4)$$

$$J_\phi \ddot{\phi} = -t_{br} f_{s1} - t_{br} f_{s2} + t_{bl} f_{s3} + t_{bl} f_{s4} + t_{ber} f_{e1} - t_{bel} f_{e2} - t_{bel} f_{e3} + t_{ber} F_{ER1} - t_{bel} F_{ER2} - t_{bel} F_{ER3} \quad (5)$$

$$J_\theta \ddot{\theta} = l_{bf} f_{s1} - l_{br} f_{s2} - l_{br} f_{s3} + l_{bf} f_{s4} - l_{bem} f_{e1} - l_{ber} f_{e2} - l_{ber} f_{e3} - l_{bem} F_{ER1} - l_{ber} F_{ER2} - l_{ber} F_{ER3} \quad (6)$$

$$m_{u1} \ddot{z}_{u1} = f_{s1} - k_{u1} z_{u1} \quad (7)$$

$$m_{u2} \ddot{z}_{u2} = f_{s2} - k_{u2} z_{u2} \quad (8)$$

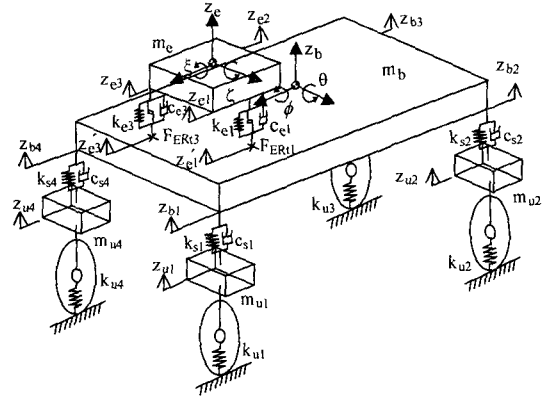


Fig. 1 Dynamic model of a vehicle installed with ER engine mounts

$$m_{u3} \ddot{z}_{u3} = f_{s3} - k_{u3} z_{u3} \quad (9)$$

$$m_{u4} \ddot{z}_{u4} = f_{s4} - k_{u4} z_{u4} \quad (10)$$

여기서,

$$f_{ei} = k_{ei}(z_{ei} - z'_{ei}) + c_{ei}(\dot{z}_{ei} - \dot{z}'_{ei}), \quad i=1, 2, 3$$

$$f_{si} = k_{si}(z_{bi} - z_{ui}) + c_{si}(\dot{z}_{bi} - \dot{z}_{ui}), \quad i=1, 2, 3, 4$$

본 연구에 사용된 각각의 시스템 변수들은 중형승용차를 기준으로 선정하였고, 각변수의 설명과 값들을 Table 1에 나열하였다.

2.2 엔진에 의한 가진력

2.2.1 관성력

동적지배방정식에 나타난 엔진에 의한 가진력 중 관성력은 다음과 같이 구한다. 크랭크축이 일정한 각속도 ω 로 회전하고 있을 때 엔진에 작용하는 관성력은 크랭크핀에서의 등가질량에 작용하는 힘과 피스톤에서의 등가질량에 작용하는 힘이 있다. 그러나, 실제 크랭크 축에서는 회전하는 크랭크 핀의 반대편에 균형추(balancing weight)를 부착하여 크랭크에 작용하는 힘을 상쇄시키도록 한다. 따라서 크랭크핀에서의 등가질량에 의한 관성력은 0으로 되고, 피스톤에서의 등가질량에 의한 수직관성력만이 엔진에서 발생하게 됨으로 1개의 실린더에서 발생하는 관성력은 다음과 같이 구할 수 있다.^(9,10)

$$F_z = m_p r \omega^2 \cos \alpha t + m_p \frac{r^2 \omega^2}{l} \cos 2\alpha t \quad (11)$$

여기서, m_p 는 피스톤에서의 등가질량, r 은 크랭크 암의 길이, l 은 커넥팅 로드 길이이다. 식

(11)로부터 관성력은 크랭크의 회전속도 ω 와 같은 주파수 성분을 갖는 1차성분의 가진력과 크랭크 회전속도의 두배의 주파수를 갖는 2차성분의 가진력으로 구성됨을 알 수 있다. 만일 n 개의 실린더일 경우 엔진의 관성력은 크랭크축의 위상 ϕ_{ci} 를 고려하여 다음과 같이 쓸 수 있다.

Table 1 Specifications of a vehicle

Specification	Variable	Value (unit)
Body mass	m_b	868 kg
Engine mass	m_e	244 kg
Front unsprung mass	m_{u1}, m_{u4}	29.5 kg
Rear unsprung mass	m_{u2}, m_{u3}	27.5 kg
Front suspension damping	c_{s1}, c_{s4}	3200 N·s/m
Rear suspension damping	c_{s2}, c_{s3}	1700 N·s/m
Tire stiffness	k_{ti}	200000 N/m
Front suspension stiffness	k_{s1}, k_{s4}	20580 N/m
Rear suspension stiffness	k_{s2}, k_{s3}	19600 N/m
Rolling moment of inertia of body	J_ϕ	235 kg·m ²
Pitching moment of inertia of body	J_θ	920 kg·m ²
Rolling moment of inertia of engine	J_ζ	25 kg·m ²
Pitching moment of inertia of engine	J_ξ	34 kg·m ²
Engine mount damping	c_{ei}	610 N·s/m
Engine mount stiffness	k_{ei}	133240 N/m
Lateral distance from engine C.G. to left mounting position	t_{el}	0.25 m
Lateral distance from engine C.G. to right mounting position	t_{er}	0.52 m
Longitudinal distance from engine C.G. to front engine mount	l_{ef}	0.19 m
Longitudinal distance from engine C.G. to rear engine mount	l_{er}	0.21 m
Longitudinal distance from body C.G. to front engine mount	l_{bef}	1.3 m
Longitudinal distance from body C.G. to transmission engine mount	l_{bem}	1.11 m
Longitudinal distance from body C.G. to rear engine mount	l_{ber}	0.9 m
Lateral distance from body C.G. to front suspension system	t_{bl}	0.72 m
Lateral distance from body C.G. to rear suspension system	t_{br}	0.72 m
Longitudinal distance from body C.G. to front suspension	l_{bf}	1.4 m
Longitudinal distance from body C.G. to rear suspension	l_{br}	1.4 m

$$F_e = \sum_{i=1}^n F_{zi} = m_p r \omega^2 \sum_{i=1}^n \left[\cos(\omega t - \phi_{ci}) + \frac{r}{l} (\cos 2\omega t - \phi_{ci}) \right] \quad (12)$$

일반적으로 직렬 4실린더 4행정 엔진에서 크랭크축의 배열각은 180° 간격으로 설치되어 있으므로 이때의 총 관성력을 구하면 다음과 같다.

$$F_e = \sum_{i=1}^4 F_{zi} = \frac{4m_p r^2 \omega^2}{l} \cos 2\omega t \quad (13)$$

2.2.2 관성모멘트

피스톤질량의 관성력에 의하여 발생하는 총 수직력이 작용하는 점과 엔진의 질량중심이 일치하지 않을 경우 좌우로 회전하는 힘이 생긴다. 이 회전력을 본 연구에서는 모멘트로 정의하였다. 총 수직관성력이 엔진의 무게중심으로부터 l_r 만큼 떨어져서 작용한다면, 4개의 실린더 엔진에 작용하는 관성모멘트(T_ξ)는 다음과 같이 구해진다.⁽¹⁰⁾

$$T_\xi = F_e l_r = \frac{4m_p r^2 \omega^2}{l} l_r \cos 2\omega t \quad (14)$$

2.2.3 토크(전후요동 회전력)

크랭크축을 회전축으로 발생하는 전후요동 회전력을 본 연구에서는 토크로 정의하였다. 엔진에서 발생하는 토크 T_ζ 은 실린더 내부의 가스폭발압력에 의해 발생하는 토크 T_Q 와 피스톤질량의 관성력이 엔진무게중심과 l_c 만큼 떨어져서 작용할 때 발생하는 토크 T_r 의 합으로써 표현된다. 따라서 4실린더 엔진에서의 전체토크를 구하면 다음과 같다.^(10,11)

$$T_\zeta = T_Q + T_r = \sum_{i=1}^4 P_{ci} A_c \left(r \sin(\omega t - \phi_{gi}) + \frac{r^2}{2l} \sin 2(\omega t - \phi_{gi}) \right) - 2m_p r^2 \omega^2 \sin 2\omega t + \frac{4m_p r^2 \omega^2}{l} l_c \cos 2\omega t \quad (15)$$

여기서 P_{ci} 는 각 실린더에서의 가스폭발압력, ϕ_{gi} 는 각 실린더간의 가스폭발의 위상, 그리고 A_c 는 엔진실린더의 피스톤 단면적이다.

3. 제어기 설계

ER 엔진마운트에 부하되는 전기장이 과도하게 들어갈 경우 과도한 댐핑에 의해서 공진주파수 이

후의 비교적 높은 주파수 영역에서 진동절연성능이 저하되게 된다. 따라서 우수한 진동절연성능을 얻기 위해서는 전기장 부하시 ER 엔진마운트에서 발생하는 댐핑력 F_{ERdi} 를 적절한 제어알고리즘을 이용하여 조절하는 것이 필요하다. 이를 위해 본 연구에서는 MFSC(modified fuzzy skyhook control) 알고리즘을 제안하였고, 제어기 적용에 따른 ER 엔진마운트의 진동제어성능을 고찰하였다.

일반적인 스카이훅 제어기는 엔진에만 가상의 댐퍼를 장착하여 엔진진동제어에만 관심을 두어 제어할 뿐 궁극적으로 제어해야 될 차체의 진동은 제어시 고려되지 않는다. 따라서 본 연구에서는 엔진뿐 아니라 차체쪽에서도 가상의 댐퍼를 장착하여 엔진과 차체의 진동제어를 동시에 고려한 MFSC 알고리즘을 설계하였다. 이 MFSC 알고리즘의 요구댐핑력은 엔진진동을 제어하는 댐핑력과 차체진동을 제어하는 댐핑력의 합으로 이루어진다. 만일 이 두 댐핑력을 적절히 조합한다면 엔진과 차체의 진동을 동시에 향상시킬 수 있다. 본 연구에서는 다음과 같은 새로운 형태의 제어기를 구성하였다.

$$u = \begin{bmatrix} F_{ERd1} \\ F_{ERd2} \\ F_{ERd3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_1 C_{ge1} \cdot \dot{z}_{e1} - (1 - \alpha_1) C_{gb1} \cdot \dot{z}'_{e1} \\ \alpha_2 C_{ge2} \cdot \dot{z}_{e2} - (1 - \alpha_2) C_{gb2} \cdot \dot{z}'_{e2} \\ \alpha_3 C_{ge3} \cdot \dot{z}_{e3} - (1 - \alpha_3) C_{gb3} \cdot \dot{z}'_{e3} \end{bmatrix} \quad (16)$$

여기서 F_{ERdi} 는 각 엔진마운트들의 요구댐핑력이며, C_{gei} 와 C_{gbi} 는 퍼지제어기의 제어게인값을 나타낸다. 또한, α_i 는 제어가중치이며 $0 \leq \alpha_i \leq 1$ 이다. 만일 α_i 가 1이라면 엔진진동제어에 중점을 둔 제어입력이 공급되게 되며, α_i 가 0이면 차체의 진동제어에 중점을 둔 제어입력이 공급되게 된다. 이 α_i 를 적절히 조절하는 것이 중요하며 본 연구에서는 α_i 를 퍼지알고리즘을 사용하여 조절하였다.

퍼지제어기는 전문가의 경험적 지식에 기초한 언어적 제어전략을 기계적인 시스템에 구현할 수 있는 수단을 제공하며, 제어대상에 대한 정확한 수학적 모델링없이 단지 제어대상에 대한 경험적 지식만으로 성공적인 제어수행이 가능한 장점을 갖고 있다.⁽¹²⁻¹⁴⁾ 제안된 퍼지제어알고리즘은 Fig. 2에 도시된 것과 같이 퍼지화부(fuzzification), 추론부(decision-making logic) 그리고 비퍼지화부(defuzzification)으로 구성되며, 설계시 가장 중요한 것은 추론부의 제어규칙의 결정이다. 본 연구에서는 경험적 지식으로부터 퍼지알고리즘의 언어적 제어규칙을 나타내는 다음의 조건문을 얻을 수 있

다.

If \dot{z}_{ei} is greater than \dot{z}'_{ei} , then α_i is great

If \dot{z}_{ei} is smaller than \dot{z}'_{ei} , then α_i is small (17)

이러한 언어적 규칙을 갖는 퍼지제어알고리즘을 설계하기 위한 입력변수로는 각 엔진마운트위치에서의 엔진의 수직속도인 $|\dot{z}_{ei}|$ 와 차체의 수직속도인 $|\dot{z}'_{ei}|$ 가 사용되었다. 이 입력변수의 값을 퍼지화시킨 변수를 각각 \tilde{z}_{ei} 와 \tilde{z}'_{ei} 로 정의하고 이를 다음과 같은 다섯가지로 분할한다.⁽¹²⁾

$$\tilde{z}_{ei} = \{VS, SM, ME, LA, VL\} \quad (18)$$

$$\tilde{z}'_{ei} = \{VS, SM, ME, LA, VL\} \quad (19)$$

여기서 VS, SM, ME, LA, VL은 각각 very small, small, medium, large, very large를 의미하는 퍼지값들이다. 본 연구에서는 계산의 단순화를 위해 퍼지입력변수들의 소속함수는 삼각형 형태로 설계하였고, 사용된 퍼지입력변수의 소속함수를 Fig. 3에 도시하였다. 식 (17)을 실행하기 위한 퍼지제어알고리즘의 입력변수는 위와 같이 정하며, 제어변수는 다음과 같이 정한다.

$$\tilde{\alpha}_i = \{ZO, P1, P2, P3, P4, P5, P6\} \quad (20)$$

여기서 $\tilde{\alpha}_i$ 는 α_i 를 퍼지화시킨 변수이며, ZO, P1, P2, P3, P4, P5, P6은 α_i 의 퍼지값을 각각 나타낸다. 이러한 변수들로 이루어진 퍼지제어알고리즘은 Two-input/Single-output(MISO) 시스템으로 입출력 관계는 다음과 같다.

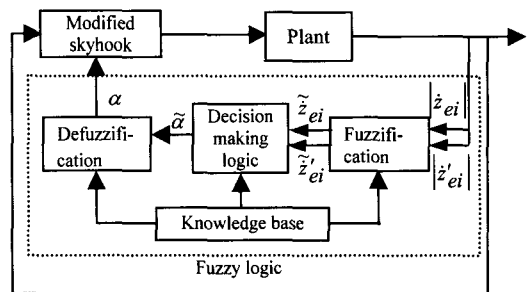


Fig. 2 Block diagram of the modified fuzzy skyhook control(MFSC)

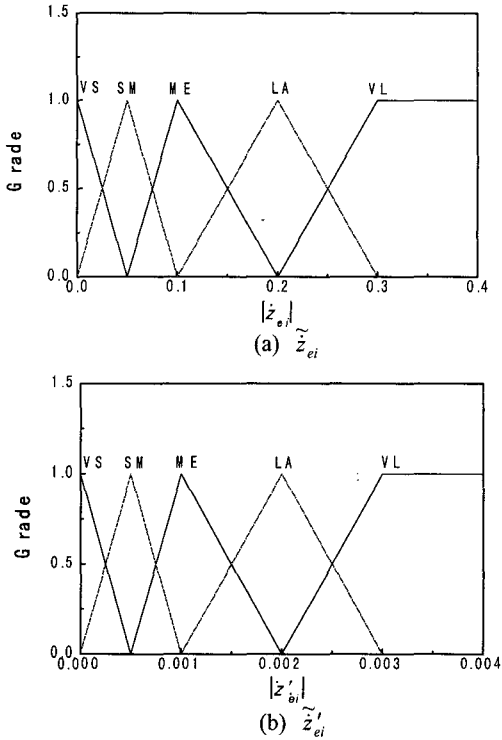


Fig. 3 Membership functions of input variables

Table 2 Linguistic fuzzy rule base

$\tilde{z}'_{ei} \backslash \tilde{z}_{ei}$	VL	LA	ME	SM	VS
VL	P3	P2	P2	P1	ZO
LA	P4	P3	P2	P1	P1
ME	P5	P4	P3	P2	P1
SM	P5	P5	P4	P3	P1
VS	P6	P6	P5	P5	P3

$$R : \tilde{z}_{ei} \times \tilde{z}'_{ei} \rightarrow \tilde{\alpha}_i \quad (21)$$

여기서 제어규칙 R 은 $R = \{R_1, R_2, \dots, R_{25}\}$ 이며 “If-then문”으로 아래와 같이 기술될 수 있다.

- R_1 : If \tilde{z}_{ei} is VL and \tilde{z}'_{ei} is VS, then $\tilde{\alpha}_i = P6$
- R_2 : If \tilde{z}_{ei} is VS and \tilde{z}'_{ei} is VL, then $\tilde{\alpha}_i = ZO$
- R_3 : If \tilde{z}_{ei} is ME and \tilde{z}'_{ei} is ME, then $\tilde{\alpha}_i = P3$
- \vdots
- \vdots
- \vdots
- \vdots

식 (22)와 같이 표현되는 제어규칙을 표로 나타내면 Table 2와 같다. 출력의 추론은 제어에 널리 사용되는 Sugeno의 이산형 퍼지변수추론을 이용하였으며,⁽¹³⁾ 무게중심법을 사용하여 비퍼지화를 수행하였다.⁽¹⁴⁾ 본 연구에 사용된 제어변수들은 시행착오방법을 통하여 결정되었으며 다음과 같다. $C_{gei} = 2000$, $C_{gbi} = 70000$, $ZO = 0.0$, $P1 = 0.15$, $P2 = 0.35$, $P3 = 0.45$, $P4 = 0.7$, $P5 = 0.85$, 그리고 $P6 = 1.0$.

이상에서 도출된 요구댐핑력을 전기장에 의해 ER 엔진마운트에서 발생하는 댐핑력으로 고려하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$u_i = F_{ERi} \quad (i = 1, 2, 3) \quad (23)$$

여기서 MFSC 알고리즘을 통해 결정된 제어입력은 능동형이나 ER 엔진마운트는 반응동형 작동기이므로, 반응동형 ER 엔진마운트에 적용되는 위해서는 위의 수식으로 구해진 제어신호에 다음과 같은 반응동조건이 만족되어야 한다.

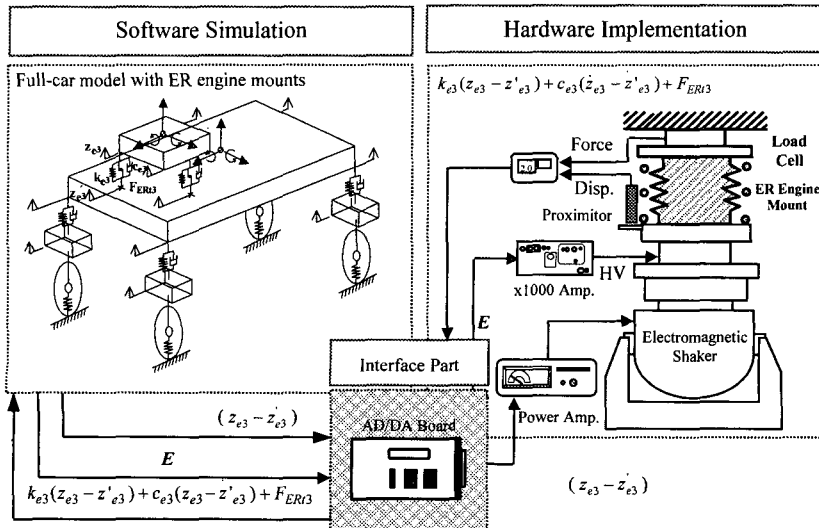


Fig. 4 Schematic diagram of HILS for a vehicle with ER engine mounts

$$u_i = \begin{cases} u_i & \text{for } u_i \cdot (\dot{z}_{ei} - \dot{z}'_{ei}) > 0 \\ 0 & \text{for } u_i \cdot (\dot{z}_{ei} - \dot{z}'_{ei}) \leq 0 \end{cases} \quad (i=1,2,3) \quad (24)$$

식 (24)의 반응동형 조건을 만족하는 요구댐핑력 u_i 가 결정되면 ER 엔진마운트에 입력되는 제어전기장은 다음과 같은 수식에 의하여 결정된다.

$$E_i = \left\{ u_i \left/ \left(\left(A_e + 2 \frac{A_p C_2}{C_1 + C_2} \cdot \frac{L_e}{h_e} \right) \cdot \alpha \right) \right\}^{1/\beta} \quad (i=1,2,3) \quad (25)$$

여기서, α 와 β 는 빙헴특성실험을 통해 얻어지는 ER유체의 고유특성치이다. 본 연구에서 사용된 ER유체는 제 (I)편에서 조성된 ITS50 ER 유체로 $\alpha=317.8$, $\beta=1.10$ 이 사용되었다.

4. HILS를 통한 제어성능고찰

4.1 HILS 시스템의 구성

ER 엔진마운트를 장착한 차량의 HILS 시스템 구성도가 Fig. 4에 도시되었다. 본 연구에서는 3개의 ER 엔진마운트중 3번인 전방 ER 엔진마운트에서만 실제 댐핑력을 측정하여 HILS를 수행하였다. 작동 구조를 살펴보면, 소프트웨어부에서 ER 엔진마운트가 장착된 차량모델로부터 ER 엔진마운트의 상대변위($z_{e3} - z'_{e3}$)를 실시간에서 계산한다. 이때 계산된 상대변위는 하드웨어부의 전자석 구동 가진기(IMV 사, VS-2000-2)와 연계하여 시험기에 장착된 ER 엔진마운트에 동일한 변위가

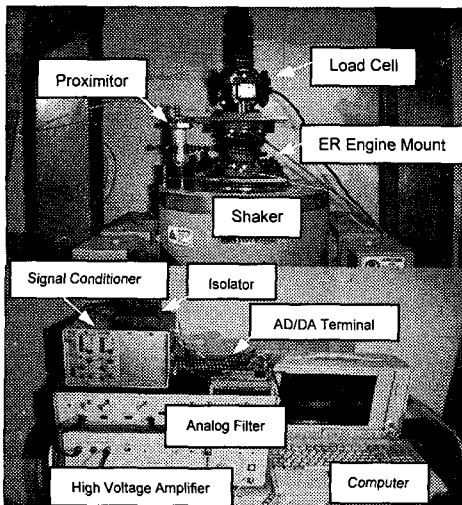


Fig. 5 Photograph of HILS for controller implementation

발생되도록 하는 명령신호로 사용된다. 이 명령신호는 AD/DA변환기(Axiom 사, AX5412-LG)에 의해 가진기에 입력되어 ER 엔진마운트에 상대변위를 발생시킨다. 동시에 상대변위정보를 토대로 제어기는 제어전기장(E)을 계산하고, 이 계산된 전기장은 고전압장치(Trek 사, model 10/10A)를 통해 ER엔진마운트에 부하되게 된다. 이때 발생한 댐핑력은 로드셀(경도정밀, CD-500)에서 측정되어 AD/DA 변환기를 통해 소프트웨어부의 차량모델에 다시 입력된다. 이 입력된 정보를 토대로 소프트웨어부에서는 다음시간의 차량의 거동변화를 실시간에서 계산한다. 본 연구의 경우 루핑(looping)시간은 1ms로 하였다. 실제 구축된 HILS 시스템에 대한 사진을 Fig. 5에 도시하였다.

4.2 제어성능고찰

ER 엔진마운트를 장착한 전차량에서의 진동 제어성능을 고찰하기 이전에, 우선 HILS 수행중 가진기와 연계된 시험기의 추적제어성능을 고찰하였다. Fig. 6은 ER 엔진마운트의 상대변위에 대한 시험기의 추적제어성능을 나타내고 있다. 이때 추적제어수행을 위해 실시간에서 계산된 명령신호와 실제측정신호와의 오차를 가진기의 추적제어입력으로 이용하는 PID(proportional-integral-derivative)제어기가 사용되었다. 실선이 명령신호로 ER 엔진마운트의 상대변위($z_{e3} - z'_{e3}$)이고, 점선이 측정된 시험기의 실제변위이다. 그림에서 보는 바와 같이 시험기가 명령신호를 잘 추적하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 7은 전방엔진마운트 위치에서의 엔진수직변위(z_{ei})를 가진주파수 증가에 따라 도시한 것이다. 이때의 엔진수직변위의 값들은 각 가진주파수에서의 RMS(root mean square)값들로 얻어졌다. 또한, 가진주파수는 엔진에서 발생하는 총가진력의 2차성분에 해당되는데 이는 본 연구에서 사용된 4실린더 4행정 엔진의 경우 총가진력은 2차성분만을 갖기 때문이다. 그림에서 알 수 있듯이 ER 엔진마운트를 장착하여 제어를 수행한 경우가 기존 상용유체봉입엔진마운트에 비하여 시험이 수행된 주파수 구간에서 우수한 엔진변위제어성능을 발생시킴을 알 수 있다. 제어기 적용시의 성능을 일정한 전기장(2kV/mm) 부하시와 비교하여 볼 때, 엔진변위제어시에는 큰 성능의 차이가 발생되지는 않았다. 한편, 본 연구에서 제시된 기존 상용유체봉입엔진마운트의 성능은 ER 엔진마운트를 이용한 성능시험과 동일한 방법으로 얻어졌으며 상용유체봉입엔

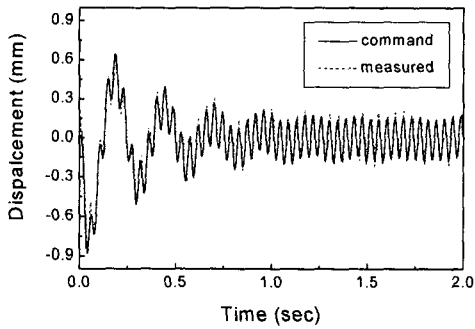


Fig. 6 Trajectory tracking performance of the electro-magnetic shaker

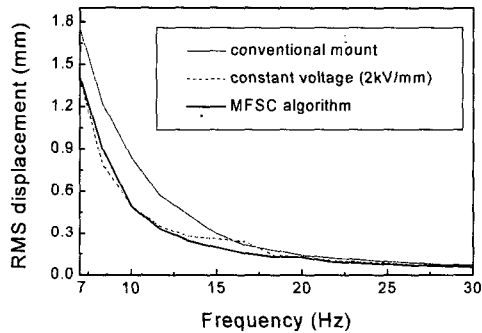


Fig. 7 Vertical engine displacement at front engine mount position

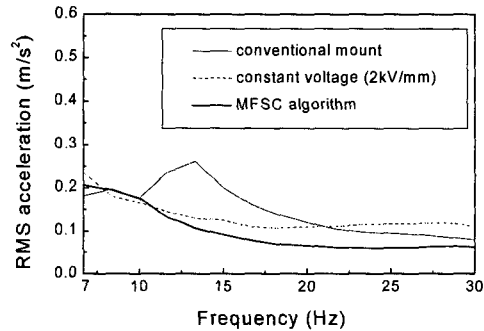
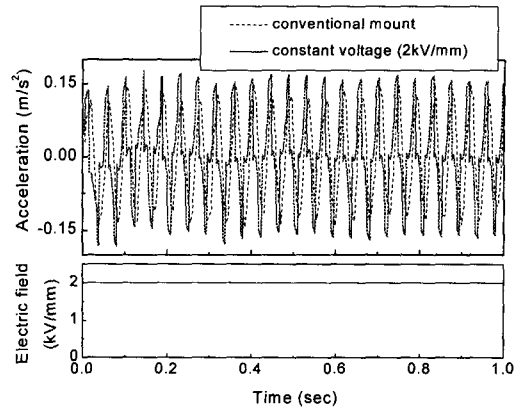


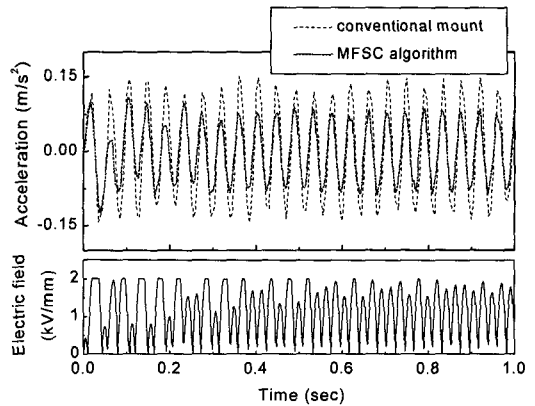
Fig. 8 Vertical acceleration at driver seat position

진마운트의 이론적 모델은 참고문헌^(15,16)에 잘 기술되어있으므로 생략하였다.

Fig. 8은 차량의 주행자 위치에서의 차체의 가속도를 가진주파수에 따라 도시한 것이다. 차량의 승차감은 일반적으로 가속도로 많이 평가된다. 따라서 본 연구에서도 주행자 위치에서의 차체수직 가속도를 기준으로 승차감을 평가하였다. 그림에서 알 수 있듯이 주행자 위치에서 ER 엔진마운트를 사용하여 제어를 수행한 모든 경우가 기존 상용유체봉입 엔진마운트를 사용한 경우에 비하여



(a) Constant voltage



(b) MFSC algorithm

Fig. 9 Vertical accelerations at driver seat position during idling (700rpm)

승차감향상이 발생됨을 알 수 있다. 제어를 적용하였을 경우와 일정전기장(2kV/mm)을 부하한 경우와 비교하여 보면, 일정전기장을 부하한 경우가 MFSC 알고리즘을 사용한 경우에 비해 12Hz 이하의 비교적 낮은 주파수대역에서는 우수한 승차감 향상이 발생되었다. 그러나 12Hz 이상의 주파수대역에서는 일정전기장을 부하한 경우에 비하여 MFSC 알고리즘을 사용한 경우가 더 좋은 성능을 발생시켰다. 이것은 2kV/mm의 높은 일정전기장 부하시 공진이후의 비교적 높은 주파수대역에서 과도한 댐핑력이 부하되나 MFSC 알고리즘 적용시 적절한 댐핑력이 공급되기 때문이다. 실제 차량엔진의 아이들링(idling) 회전수는 600rpm-900rpm으로 이를 2차성분의 가진주파수로 환산하면 20-30Hz 대역에 해당된다. 이 아이들링 주파수대역에서의 승차감향상이 실제 주행자에게 가장 큰 영향을 미친다. 따라서, 이러한 관점에서 성능

을 평가한다면 MFSC 제어알고리즘을 사용하여 제어를 수행한 경우가 일정전기장을 부하한 경우에 비하여 우수한 승차감향상을 가져왔다고 할 수 있다.

Fig. 9는 엔진아이들링시 차량의 주행자위치에서의 차체의 가속도를 시간영역에서 나타낸 것이다. 이때 엔진아이들링 회전수는 700rpm이다. Fig. 8의 결과와 같이 MFSC 알고리즘을 적용한 경우가 기존유체봉입엔진마운트를 사용한 경우와 일정전기장을 부하한 경우에 비하여 전반적으로 승차감 향상이 발생됨을 확인할 수 있다. 또한, 일정전기장 부하시의 가속도곡선에 비하여 MFSC 알고리즘을 적용한 경우가 보다 정현파에 가까운 모양을 나타냄을 볼 수 있다. 이것은 2kV/mm의 높은 일정전기장 부하시 ER 엔진마운트의 댐핑력이 Coulomb 마찰력과 유사하게 엔진마운트의 운동방향변화에 매우 급격히 부하되나 MFSC 알고리즘 적용시 ER 엔진마운트의 댐핑력변화가 높은 일정전기장에 비하여 부드럽게 조절되기 때문이다.

5. 결론

본 연구에서는 HILS 방법을 통하여 복합모드형 ER 엔진마운트를 장착한 상용차량의 진동절연성을 고찰하였다. 제안된 ER 엔진마운트를 장착한 전체차량모델을 구성한 후, 이 차량모델에 대한 동적지배방정식을 도출하였다. 도출된 시스템 지배방정식으로부터 새로운 형태의 퍼지제어기를 설계하였다. 이렇게 설계된 제어기를 ER 엔진마운트가 장착한 차량에 적용하여 HILS를 수행한 결과, 시험이 수행된 전 주파수 범위대에서 ER 엔진마운트를 사용하여 제어를 수행한 경우가 기존 상용유체봉입엔진마운트에 비하여 우수한 엔진변위 제어와 승차감향상을 가져왔다. 특히 주행자의 승차감 향상에 큰 영향을 미치는 20-30Hz 사이 엔진아이들링에서 우수한 승차감 향상이 발생됨을 확인하였다. 향후 ER 엔진마운트의 장착방식과 설치각도변화에 따른 성능연구와 HILS 수행결과의 정확성이 실차시험결과와 비교될 예정이다. 또한, 여러 장비에서 발생하는 시간지연과 불확실성의 영향을 고려한 강건제어기의 설계에 대한 연구와 실험적 구현에 대한 연구도 계속 추진할 예정이다.

후 기

본 연구의 일부는 1999년 인하대학교 교내연구비와 박사후과정 지원에 의해 이루어졌으며, 이에

관계자에게 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Duclos, T. G., 1987, "An Externally Tunable Hydraulic Mount Which Uses Electro-Rheological Fluid," *SAE Tech. Paper Series* 870963.
- (2) Petek, N. K., Goudie, R. J. and Boyle, F. P., 1988, "Actively Controlled Damping in Electrorheological Fluid-Filled Engine Mounts," *SAE Tech. Paper Series* 881785.
- (3) Morishita, S. and Mitsui, J., 1992, "An Electronically Controlled Engine Mount Using Electro-Rheological Fluid," *SAE Tech. Paper Series* 922290.
- (4) Williams, E. W., Rigby, S. G., Sproston, J. L. and Stanway, R., 1993, "Electrorheological Fluids Applied to An Automotive Engine Mount," *J. of Non-Newtonian Fluid Mech.*, Vol. 47, pp. 221~238.
- (5) 최영태, 김기선, 최승복, 정재천, 전영식, 1994, "전기유동유체를 이용한 엔진마운트의 모델구성과 성능해석," 한국자동차공학회논문집, 제 2 권, 제 3 호, pp. 62~74.
- (6) Choi, S. B. and Choi, Y. T., 1999, "Sliding Mode Control of a Shear-Mode Type ER Engine Mount," *KSME Int. J.*, Vol. 13, No. 1, pp. 26~33.
- (7) 안창섭, 최영태, 최승복, 1998, "HILS 를 통한 ER 현가장치의 성능평가," 대한기계학회논문집 A 권, 제 22 권, 제 11 호, pp. 2061~2071.
- (8) 이경수, 서지운, 1996, "반응동 현가시스템 Hardware-in-the-Loop 시뮬레이션 시스템 설계," 대한기계학회 1996 년 추계학술대회논문집 A, pp. 922~927.
- (9) Rao, R. S., 1995, *Mechanical Vibration - 3rd Edition*, Addison-Wesley Co., Massachusetts.
- (10) 오진우, 1997, "승용차의 진동저감을 위한 비선형 엔진마운트의 최적화 연구," 박사학위논문, 기계공학과, 인하대학교.
- (11) Crede, C. E., 1951, *Vibration and Shock Isolation*, John Wiley & Sons, New York.
- (12) Choi, S. B. and Kim, J. S., 1997, "A Fuzzy-Sliding Mode Controller for Robust Tracking of Robotic Manipulators," *Mechatronics*, Vol. 7, No. 2, pp. 199~216.
- (13) Terano, T., Asai, K., Sugeno, M., 1987, *Fuzzy Systems Theorem and Its Applications*, Harcourt-Brace, Boston.
- (14) Lee, C. C., 1990, "Fuzzy Logic in Control System : Fuzzy Logic Controller Parts I, II," *IEEE Transactions System, Man and Cybernetics*, Vol. 20, No. 2, pp. 404~435.
- (15) Lee, K. H., Choi, Y. T. and Hong, S. P., 1994, "Performance Design of Hydraulic Mount for Low Frequency Engine Vibration and Noise Control," *SAE Technical Paper Series* 941777.
- (16) Lee, K. H. and Choi, Y. T., 1995, "Design of Hydraulic Mount Performance Using Bond Graph Method," *Proc. of 8th Int. Pacific Conf. on Automotive Engineering*, Yokohama, Japan, pp. 443~448.