

자력을 이용한 하이브리드 고무 마운트

Hybrid Rubber Mount by Using Magnetic Force

안 영 공† · 김 동 우*

Young Kong Ahn and Dong-Woo Kim

(Received December 13, 2013 ; Revised February 17, 2014 ; Accepted February 17, 2014)

Key Words : Negative Stiffness(부강성), Engine Mount(엔진 마운트), Hybrid Mount(하이브리드 마운트), Magnetic Damper(자기 댐퍼), Eddy Current Damper(와전류 댐퍼)

ABSTRACT

This paper presents a hybrid rubber mount with magnet to isolate effectively the vibration in vehicle, forklift, and so on. The hybrid mount does not have any controller of the magnetic force. Dynamic stiffness of the mount is reduced by only magnetic suction according to the applied magnetic field and damping coefficient increased. Performance of conventional rubber mount with using electromagnet has been investigated by MTS Tester. The governing equation of the hybrid mount was derived and verified by comparison with experimental and theoretical results. The equation can be used practically and usefully in the design of the mount and analysis of the mounting system. The hybrid mount provides excellent performance in vibration isolation and its structure is very simpler than active with controller and a semi-active mount with a functional fluid. Furthermore, production cost of the mount using permanent magnets is very lower than that of the active mount with electromagnets. Therefore, commercial potential of the mount is very high.

1. 서 론

사회가 발전함에 따라서 차량의 진동 및 소음 규제기준이 점점 강화되고 있다. 차량의 마운트는 저 주파수의 고진폭 진동과 고 주파수의 저 진폭진동을 모두 효과적으로 감쇠시켜야 하는 기능을 가져야 한다⁽¹⁾.

자동차용 수동의 고무 및 하이드로 마운트는 80년대 초부터 연구개발 및 상용화가 순조롭게 진행되어 왔고⁽²⁾, 그 후 90년대 초부터 능동형 마운트에 대한 다양한 연구도 시작되었다⁽²⁻⁹⁾.

다양한 형태의 능동형 마운트 개발이 진행되었음에도 불구하고, 유일하게 Honda 자동차에 탑재된 Tokai Rubber Industries, Ltd.의 능동형 마운트가 상용화를 성공시켜 주목을 받았다⁽¹⁰⁾. 능동형 마운트의 적용주요 이유는 엔진의 연료절감을 위한 가변실린더 엔진의 진동을 제어하기 위한 마운트이다.

한편 참고문헌 (11)은 능동형 마운트의 초기성능을 나타낸 결과로서, 부품소재기술개발 정부지원 연구과제를 통하여 다년간, Honda 자동차의 능동형 엔진 마운트를 벤치마킹 하면서 개발하였지만, 아직 판매차량에 탑재사례는 보고되지 않고 있다.

이와 같은 능동형 엔진마운트의 연구는 결보기상

† Corresponding Author ; Member, KITECH(Korea Institute of Industrial Technology)
E-mail : blueahn@kitech.re.kr
Tel : +82-52-296-8081, Fax : +82-52-296-8083
* MOTORWEL Corporation

‡ Recommended by Editor SungSoo Na

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

으로 성능이 우수하고 화려한 기술이 적용되어 우수한 마운트로서 인식되기 쉽지만, 제작, 장착, 성능 확보 등의 실제로 기능구현 과정에서 다양한 현실적 문제점으로 인하여 성능이 정상적으로 발휘되지 못하고, 또한 가격 대비 효과가 미비 하여 상용화 되지 못하는 경우가 산업체에서 많이 발생하는 것이 현실적 문제이다. 따라서, 생산가격 대비 우수한 성능 및 안정적 성능 신뢰를 바탕으로 상용화로 전환되기 위해서는 수동적인 방법으로 진동을 감소시키는 방안을 극대화하고, 추가적으로 필요한 기능을 최소화 하면서 성능향상 및 성능의 안전적 제공을 확보하는 마운트를 개발해야 한다. 이러한 관점에서 주목받는 마운트는 수동과 능동의 마운트 장점을 고려한 마운트가 준 능동(semi-active) 마운트이다⁽¹²⁾. 준 능동(semi-active) 마운트를 구현하기 위한 연구도 다양하게 추진되어 왔다. 그렇지만, 실용화 단계에서의 다양한 문제점으로 인하여 상용화가 성공적으로 이루어진 사례가 많지 않다.

일반적으로 승용차의 엔진 마운트로써는 고무 및 하이드로 마운트(hydraulic mount)가 공동으로 탑재되고 있으며, 엔진의 무게가 큰 트럭 및 중장비에는 일반적으로 고무 내구성 문제로 인하여 하이드로 마운트 보다는 고무 마운트가 주로 사용된다. 또한, 승용차의 진동 및 소음문제 해결을 위해서 하이드로 엔진 마운트의 성능향상 연구는 활발하게 진행되어 왔고, 지게차 및 중장비 등의 산업차량에 대한 마운트 성능향상을 위한 연구는 최근 들어서 관심이 증가되고 있다⁽¹³⁾. 따라서, 일반적 차량 및 산업차량의 진동소음 저감을 위한 마운트는 고무 및 하이드로 마운트의 성능을 모두 향상시킬 필요가 있다.

이 연구에서는 지게차용 고무 마운트(rubber mount)에 자석을 적용한 하이브리드(hybrid) 마운트에 대한 내용을 나타내었지만, 향후, 능동형 하이드로 마운트⁽¹⁰⁾를 대체할 수 있는 자석을 이용한 하이브리드 마운트도 개발 예정이다. 이 논문의 연구결과는 가진 주파수 및 진폭, 자력의 세기에 따른 마운트의 응답특성을 분석하였고, 또한 마운트의 운동 방정식을 유도하여 그 유용성을 검증하였다.

이 자력을 이용한 하이브리드 마운트는 능동 마운트 및 기능성 유체를 이용한 준 능동 마운트⁽¹²⁾에 비해서 제어가 필요없으므로 성능 및 내구성에 대한 신뢰성이 높고, 구조가 간단하여 제작비용이 낮

고, 더욱이 전자석을 영구자석으로 대체하면 가격 경쟁력을 더욱 향상시킬 수 있다는 장점으로 상용화 가능성이 상대적으로 높은 마운트라 할 수 있다.

2. 하이브리드 마운트 실험적 특성 평가

Fig. 1의 하이브리드 마운트는 Fig. 2와 같은 기존의 지게차용 고무 마운트에 자력을 추가할 수 있는 장치가 부착된 마운트이다. 이 하이브리드 마운트의 성능평가는 기존 마운트의 성능평가에 일반적으로 사용되는 Fig. 3과 같은 MTS 시험기(모델 831)를 사용하여 마운트의 정적 및 동적 특성분석 시험을 추진하였다.

마운트의 특성분석 시험은 시험기 상부의 하이드로 실린더에 마운트의 장착부를 고정하고, 장착되는 실제 물체의 하중만큼 예비하중(preload)을 추가하여 자석의 일정 간격(gap)을 유지하는 조건을 충족시키면서 추가적 진동 가진력으로 마운트를 가진하였다.

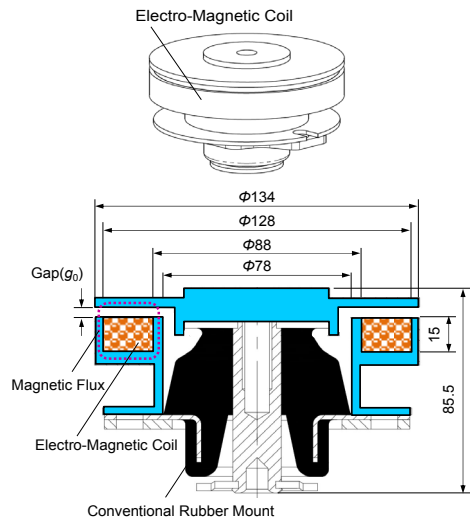


Fig. 1 Schematic configuration of a hybrid rubber mount

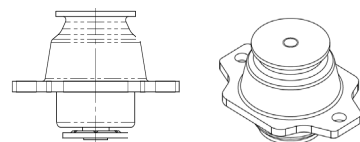


Fig. 2 Schematic configuration of a conventional rubber mount

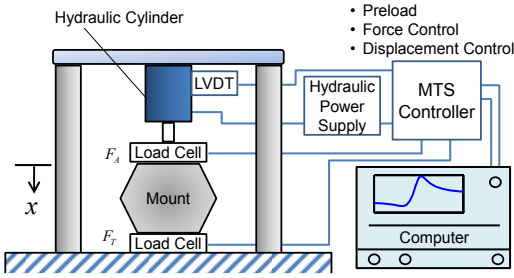


Fig. 3 Illustration of MTS test machine used to measure dynamic and static characteristics

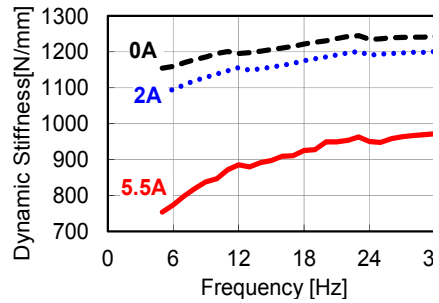
Table 1 Experimental condition

Test conditions of the mount	Value of parameters
Vibration amplitude and frequency	1) 0.5 mm : 5~30 Hz, 2) 0.05 mm : 5~100 Hz
Gap(g_0)	1.5 mm
Applied current	0 A, 2 A, 5.5 A

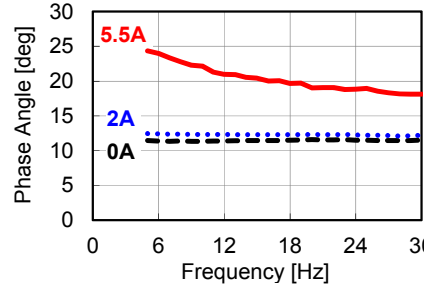
이 때, 마운트를 통하여 전달되는 전달력을 측정하였고, 실험결과 분석은 MTS시험기 내부에 탑재된 해석 소프트웨어에 의해 계산되어진 Fig. 4의 동강성(dynamic stiffness), 위상각(phase angle), 감쇠계수 및 전달률을 바탕으로 추진되었다. 마운트 성능 시험조건 및 예비하중은 Table 1에 나타내었다.

가진 진폭 0.5 mm 및 0.05 mm에 시험결과를 Fig. 4 및 Fig. 5에 나타내었고, Table 2에 주요 계수 값을 요약하였다. 부가전류의 세기가 증가함에 따라서 동강성이 감소하고, 손실각 및 감쇠계수가 증가하기 때문에 감쇠비가 증가하여 전달률의 피크가 낮아지는 것을 알 수 있다. 이 연구에서 제안된 하이브리드 마운트의 진동제진 효과가 크다는 사실을 정량적으로 확인할 수 있고, 또한 자력에 의한 흡인력이 증가함에 따라서 마운트의 강성이 낮아지고, 감쇠력의 증가로 인하여 진동감쇠 효과가 더욱 상승함을 알 수 있다. Table 2에서 부가전류가 증가함에 따라 질량이 감소하는 것은 간격(gap) 1.5 mm를 유지하는데 필요한 MTS시험기의 예비하중이 자기 흡인력 만큼 작아졌기 때문이다.

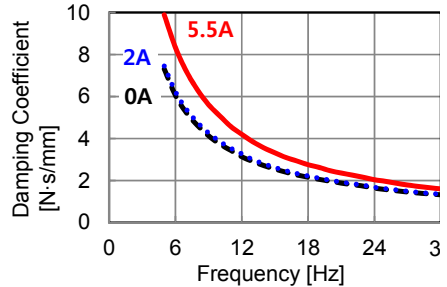
또한, 가진 진폭이 작아 졌을 경우에는, 고무의 동강성은 상승, 감쇠계수는 감소하는 고무의 기본특성 변화 및 자기 흡인력의 영향력으로부터 떨어진 상태



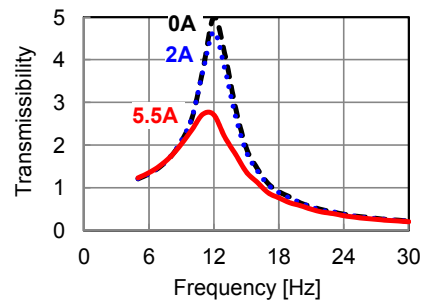
(a) Dynamic stiffness



(b) Loss angle



(c) Damping coefficient



(d) Transmissibility

Fig. 4 Performance of the hybrid mount with vibration amplitude of 0.5 mm according to the applied current

에서 진동하기 때문에 부가자력의 세기를 증가시킬 필요가 있다는 것을 알 수 있다.

Table 2 Properties of the mount according to the variation of the applied current

(a) Displacement amplitude: 0.5 mm

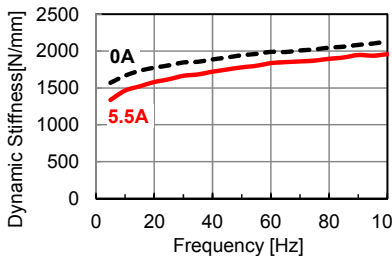
Principal parameters	At the resonance frequency		
	0 A	2 A	5.5 A
Dynamic stiffness [N/mm]	1,195	1,156(↓3.3 %)	872(↓27 %)
Real part of dynamic stiffness [N/mm]	1171	1129(↓3.6)	812(↓30)
Damping coefficient [N·s/mm]	3.13	3.27(↑4.5 %)	4.58(↑46 %)
Loss angle[deg]	11.4	12.3(↑7.9 %)	21.3(↑87 %)
Damping ratio $\zeta = \frac{c_r + c_N}{2\sqrt{m(k_r - k_N)}}$	0.1023	0.1105(↑8 %)	0.2003(↑96 %)
Mass calculated from preload	200 kg	194 kg	161 kg

(b) Displacement amplitude: 0.05 mm

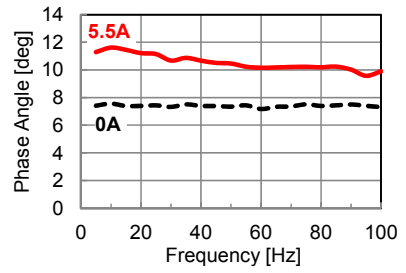
Principal parameters	At the resonance frequency	
	0A	5.5A
Dynamic stiffness [N/mm]	1733	1522(↓12 %)
Real part of dynamic stiffness [N/mm]	1719	1491(↓13 %)
Damping coefficient [N·s/mm]	2.36	3.20(↑36 %)
Loss angle[deg]	7.39	11.42(↑55 %)
Damping ratio ζ	0.0769	0.1013(↑32 %)
Mass calculated from preload	188 kgf	159 kgf

(c) Transmissibility of the hybrid mount

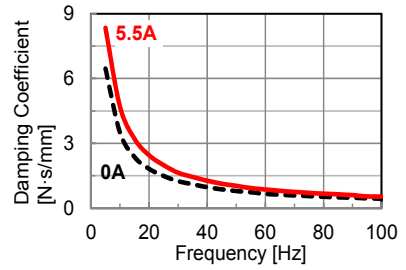
Vibration conditions & transmissibility peaks		0A	2A	5.5A
Vibration amplitude : 0.5 [mm]	Transmissibility peaks at resonance frequency	5.00	4.65 (↓7%)	2.73 (↓45 %)
	Resonance frequency [Hz]	≒12	≒12	≒11
Vibration amplitude : 0.05[mm]	Transmissibility peaks at resonance frequency	7.61	-	4.88 (↓36 %)
	Resonance frequency [Hz]	≒15	-	≒15



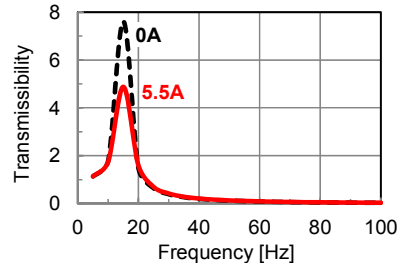
(a) Dynamic stiffness



(b) Loss angle



(c) Damping coefficient



(d) Transmissibility

Fig. 5 Performance of the hybrid mount with vibration amplitude of 0.05mm according to the applied current

3. 자석의 흡인력에 의한 하이브리드 마운트

3.1 기존 고무 마운트 특성

기존 고무 마운트는 Fig. 6과 같은 물리적 모델로 표현 된다. 가진력 $F_A = F_0 e^{j\omega t}$ 가 작용하고 변위 $x = x_0 e^{j\omega t}$ 로 운동하는 마운트의 운동방정식은 다음과 같이 나타낸다.

$$(k_r + j\omega c_r)x_0 = F_0 \tag{1}$$

여기서 ω 는 가진 주파수이고, $j (= \sqrt{-1})$ 는 허수부, k_r 은 고무강성 계수, c_r 은 고무의 감쇠 계수이다.

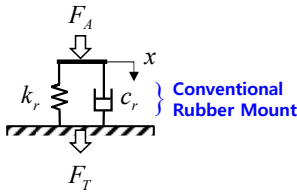


Fig. 6 Test system of the conventional mount model

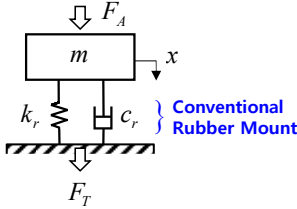


Fig. 7 Conventional rubber mount model

식 (1)은 다음 식 (2)와 같은 동강성 식으로 표현되어 유용하게 사용된다.

$$\left| \frac{F_0}{x_0} \right| = \underbrace{K_{dyn}}_{\text{dynamic stiffness}} = \sqrt{k_r^2 + (\omega c_r)^2} \quad (2)$$

마운트의 동강성 K_{dyn} 은 마운트의 강성, 감쇠계수 및 가진 주파수의 향으로 구성되어 있어, 마운트의 동적특성을 효과적으로 나타낸다. 또한, 마운트의 감쇠특성을 평가하는데 유용하게 사용되는 주요 물리량인 손실각(loss angle) 혹은 위상각(phase angle) ϕ 의 방정식은 다음과 같다.

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{\omega c_r}{k_r} \right) \quad (3)$$

식 (3)에서는 고무 마운트의 강성 향과 감쇠 향은 각각 한 개향으로 구성되어 있지만, 하이드로 마운트의 손실각 식은 다소 복잡한 향으로 구성되고, 주파수의 변화에 따라서 그 크기가 변화한다⁽¹⁴⁾.

한편, 마운트에 진동 감쇠대상이 장착된 경우를 고려하면, 마운트 시스템의 물리적 모델은 Fig. 7, 운동방정식은 식 (4)와 같다.

$$\underbrace{m\ddot{x} + c_r\dot{x} + k_r x}_{\text{applied force}} = F_A \quad (4)$$

$$\underbrace{c_r\dot{x} + k_r x}_{\text{transmitted force}} = F_T$$

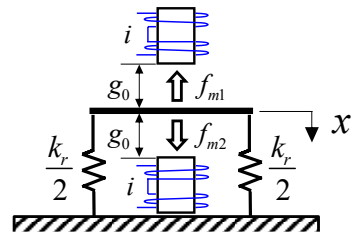


Fig. 8 Negative stiffness effect by the magnetic suction force

여기서, m 은 질량 이다. 식(4)로부터 가진력 F_A 에 대한 전달력 F_T 의 비율로 나타내는 전달률 T 식은 아래와 같은 식 (5)로 표현된다.

$$T = \frac{|F_T|}{|F_A|} = \frac{\sqrt{1 + (2\zeta r)^2}}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (5)$$

여기서 r 과 ζ 는 각각 진동수비 및 감쇠비로서 다음 식으로 표현된다.

$$r = \omega / \omega_n \quad (6)$$

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{mk}} = \frac{c}{2m\omega_n} \quad (7)$$

위에서 나타낸 기존 고무 마운트의 방정식은 하이브리드 마운트의 방정식에서 전류의 세기에 따른 강성 및 감쇠 계수를 평가하는 기준으로 활용된다.

3.2 자력의 세기에 따른 하이브리드 마운트 특징

자석을 이용한 마운트는 Fig.8과 같이 상하 대칭적으로 자석을 설치하여 상하의 방향으로 흡인력이 작용하도록 설계할 수 있다. 이 연구에서는 마운트 구조의 단순화 및 안정적 성능확보를 위하여 아래쪽 방향에서만 자석을 설치하였다.

이론적 해석의 편의성을 위해 자석이 대칭적으로 장착된 경우를 바탕으로 해석을 추진하도록 한다. Fig. 8의 하이브리드 마운트에 장착된 전자석 시스템은 부과하는 자력에 의해 발생된 자속의 누설, 자기포화 및 히스테리시스 없이, 철심의 투자율 (magnetic permeability)이 무한대로 간주하여 자기력 관련 시스템을 이상적인 것으로 고려한다. 따라

서, 자기 흡인력에 의해 이동할 수 있는 간격(gap, g_0)에서 발생하는 자속밀도 B (flux density)는 다음 식으로 표현된다⁽¹⁵⁾.

$$B = \frac{\mu_0 Ni}{g_0} [T] = \frac{\mu_0 Ni}{g_0} [Wb / m^2] \tag{8}$$

여기서, $\mu_0 = 4\pi \times 10^{-7} [Wb / (Ni \cdot m)]$ 은 진공투자율 (vacuum Permeability)이고, N 은 코일권선 수, i 은 전류의 세기, m 은 자석의 간격, Wb 는 자속(flux)를 나타내는 단위이다. 자계에 발생하는 축적에너지 W 는 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$W = \frac{1}{2} \cdot B \cdot H \cdot V = \frac{1}{2} \cdot B \cdot \frac{B}{\mu_0} \cdot Sg_0 = \frac{1}{2\mu_0} B^2 \cdot Sg_0 \tag{9}$$

여기서 H 는 자기장의 세기(magnetic intensity), V 는 간격의 체적(= $g_0 S$)이다. 간격이 Δg_0 만큼 이동하는 자기에너지의 변화 ΔW 는 아래 식과 같다

$$\Delta W = \left(\frac{1}{2\mu_0} B^2 S\right) \Delta g_0 \tag{10}$$

자기 에너지 변화와 일량이 같다고 하면 위 식은 다음과 같은 식으로 표현 가능하다.

$$\Delta W = f_{magnet} \Delta g_0 \tag{11}$$

여기서 f_{magnet} 는 자기 흡인력으로 다음 식과 같다.

$$f_{magnet} = \frac{B^2}{2\mu_0} S = \frac{\mu_0 N^2 i^2 S}{2g_0^2} \tag{12}$$

Fig. 8에서 작용하는 자기 흡인력은 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$f_{magnet} = f_{m1} - f_{m2} = \frac{\mu_0 N^2 i^2 S}{2(g_0 - x)^2} - \frac{\mu_0 N^2 i^2 S}{2(g_0 + x)^2} \tag{13}$$

$$= 2 \frac{\mu_0 N^2 i^2 S}{(g_0^2 - x^2)^2} g_0 x$$

$|x| \ll g$ 인 경우를 고려하여 식 (13)을 부강성(negative stiffness)에 의한 힘의 식으로 표현 가능하며, 아래 식과 같이 단순화 할 수 있다⁽¹⁶⁾.

$$f_{magnet} = \frac{\mu_0 N^2 i^2 S}{g_0^3} x = k_N x \tag{14}$$

또한, 마운트의 상·하 방향의 단위 사이클 동안의 흡인력이 하는 일 W_{magnet} 는 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$W_{magnet} = f_{magnet} (g_0 - x) \tag{15}$$

이 연구의 하이브리드 마운트는 한쪽 방향에서만 자기 흡인력이 작용, 즉 마운트의 변위가 중심에서 아래 방향으로만 비대칭적으로 작용하는 경우에 해당되지만, $|x| \ll g$ 의 조건을 고려하여 식 (14) 및 (15)와 같이 대칭적 흡인력으로 간주하였고, 1 사이클 동안의 일은 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$W_{magnet} = \frac{1}{2} f_{magnet} (g_0 - x) = \frac{\mu_0 N^2 i^2 S}{g_0^3} x (g_0 - x) \tag{16}$$

따라서, 위 식으로부터 이 연구에서 사용된 하이브리드 마운트에 대한 자기 흡인력의 관계식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_{magnet} = \frac{\mu_0 N^2 i^2 S}{g_0^3} x = k_N x \tag{17}$$

여기서 k_N 은 부강성 계수로서 다음과 같다.

$$k_N = \frac{\mu_0 N^2 i^2 S}{g_0^3} \tag{18}$$

이 하이브리드 마운트가 장착된 마운팅 시스템이 안정화되기 위해서는 마운트 고무의 지지 강성 k_r 은 다음 조건을 만족하도록 설계하여야 한다.

$$k_r > k_N \tag{19}$$

3.3 하이브리드 마운트 시스템의 운동방정식 유도

실험결과로부터, 부가전류의 변화에 따라 자기 흡인력에 의해 예비부하 하중 및 지지 강성계수가 낮아지지만, 감쇠계수는 증가함을 확인할 수 있었다.

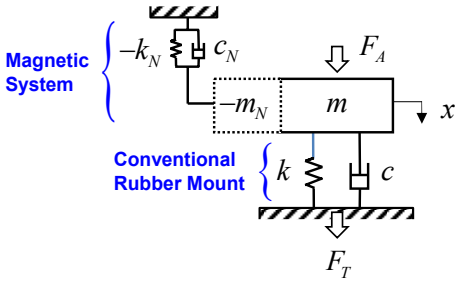


Fig. 9 Hybrid mount with negative mass and stiffness, and positive damping by the magnetic suction force

이런 물리적 현상을 바탕으로 하이브리드 고무 마운트의 물리적 모델은 Fig. 9와 같이 나타낼 수 있고, 운동방정식은 다음 식과 같이 표현 될 수 있다.

$$\{m\ddot{x} + c_r\dot{x} + k_r x\} + \{m_N\ddot{x} + c_N\dot{x} + k_N x\} = F_A \quad (20)$$

여기서, m_N , c_N 및 k_N 은 자기 흡인력에 의한 영향 계수이며, m_N 은 예비하중으로부터 계산된 질량계수이다. 이 연구에서의 관심 내용이 자력에 의한 강성 및 감쇠계수의 변화특성 규명이므로, 자력에 의해 변화된 질량계수 m_N 은 단순히 실험결과로부터 얻어진 결과를 사용하여 이론적 계산을 수행하였다. 이 하이브리드 마운트의 물리적 모델은 스카이 훅 댐퍼 (Skyhook damper)의 원리⁽¹⁷⁾와 유사한 부분이 있지만, 제어에 의한 것이 아니고, 순수 자기 흡인력에 의해 발생하는 부의 강성력 및 양의 감쇠력에 의해 감쇠비가 증가하는 등의 결과로 진동감쇠 성능이 안정적으로 향상되는 개념을 나타낸다.

4. 하이브리드 마운트 시스템 파라미터 동정

하이브리드 마운트의 특징 분석 및 마운팅 시스템의 이론적 해석을 위해 필요한 자력의 세기에 대한 마운트 시스템의 파라미터를 동정할 필요가 있다. 파라미터 동정에 필요한 마운트의 가진 진폭 및 전자석 형상변수를 Table 3에 나타내었고, 또한, 부가전류가 2 A 및 5.5 A일 때의 각 시스템 파라미터의 물리적 값에서 부가전류가 0 A일 때의 물리적 값을 차감한 절대값을 Fig. 10과 Fig. 11에는 나타내었다.

Table 3 Magnet parameters of the hybrid mount

Test conditions	Value of parameters
Vibration amplitude	$x_0 = 0.5 \text{ mm} \ \& \ 0.05 \text{ mm}$
Gap between magnet and vibrating steel plate	$g_0 = 1.5 \text{ mm}$ $g = g_0 - 0.5 \text{ mm} = 1.0 \text{ mm}$ $g = g_0 - 0.05 \text{ mm} = 1.45$
Number of coil windings	$N = 300$
Cross-sectional area of the magnetic core	$S = 2.5384 \times 10^{-3} [\text{m}^2]$

Table 4 Stiffness and damping parameters of the rubber according to vibration amplitude

Dynamic properties of the mount with vibration amplitude $x_0 = 0.5 \text{ mm}$	
Stiffness coefficient	$k_{r,0} = 1171.242 \cdot 10^3 [\text{N/m}]$ $k_r = k_{r,0} + \frac{650\omega - 5 \cdot 10^4}{\text{depending on vibration frequency}}$
Damping coefficient	$c_{r,0} = 3.131 \cdot 10^3 [\text{N} \cdot \text{s/m}]$ $c_r = c_{r,0} + \frac{72 / \omega - 110}{\text{depending on vibration frequency}}$
Dynamic properties of the mount with vibration amplitude $x_0 = 0.5 \text{ mm}$	
Stiffness coefficient	$k_{r,0} = 1718.640 \cdot 10^3 [\text{N/m}]$ $k_r = k_{r,0} + \frac{630\omega - 1.2 \cdot 10^4}{\text{depending on vibration frequency}}$
Damping coefficient	$c_{r,0} = 2.363 \cdot 10^3 [\text{N} \cdot \text{s/m}]$ $c_r = c_{r,0} + \frac{90 / \omega + 110}{\text{depending on vibration frequency}}$

Table 5 Negative stiffness and damping parameters of the mount according to the applied current

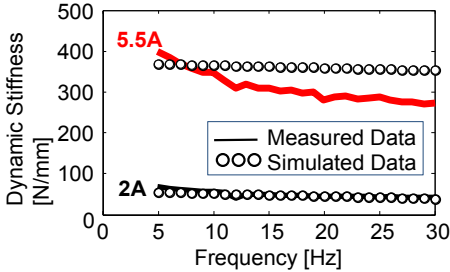
System parameters	Value of parameters
Stiffness coefficient	$k_{N0} = \frac{\mu_0 N^2 i^2 S}{g_0^3} h_1 (i = 2 \ \& \ i = 5.5)$ where $h_1 = \frac{0.04}{\text{correction factor}}$ $k_N = k_{N0} - h_2$, where $h_2 = \frac{100\omega + 5 / x_0}{\text{depending on vibration frequency \& amplitude}}$
Damping coefficient	$c_N = \frac{(k_N / \omega)}{\text{depending on vibration frequency}} \cdot h_3$ where $h_3 = \frac{0.4e^{(-1200x_0)}}{\text{depending on vibration amplitude}}$

Fig. 10과 Fig. 11의 실험적 결과로부터 고무특성은 가진 주파수 및 진폭에 의존하고, 전류변화에 따른

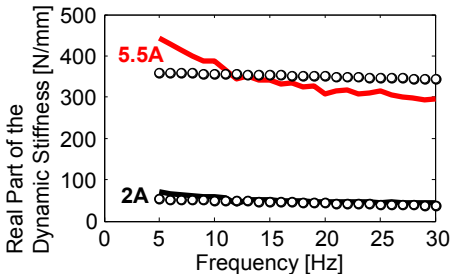
하이브리드 마운트 역시 같은 경향이 나타남을 확인할 수 있다. 또한 부가 전류에 따라서 동강성 및 동강성의 실수부의 값은 감소하고, 동강성의 허수부 및 감쇠계수는 증가하여 진동감쇠 효과를 안정적으로

제공함을 알 수 있다.

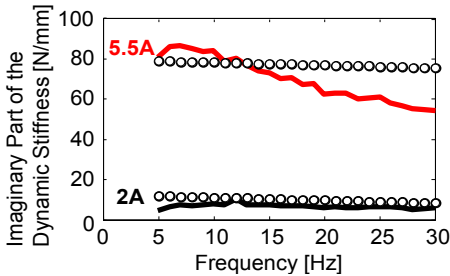
이들 실험결과를 이론적으로 추정하기 위해 부강성 계수 식 (18)을 바탕으로 커브피팅(curve fitting)을 수행하였고, 그 이론적 결과를 Fig. 10과 Fig. 11에서



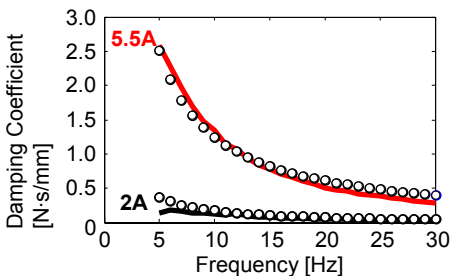
(a) Dynamic stiffness



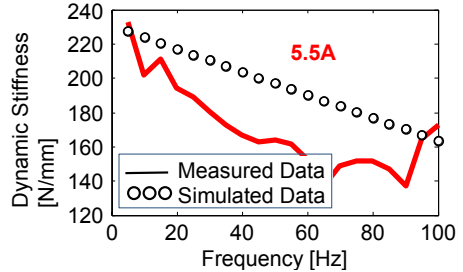
(b) Real part of dynamic stiffness



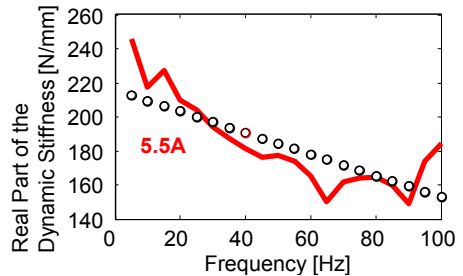
(c) Imaginary part of dynamic stiffness



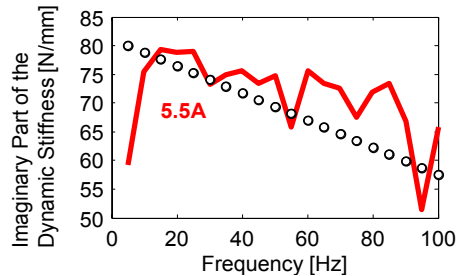
(d) Damping coefficient



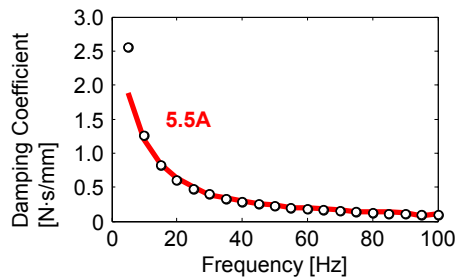
(a) Dynamic stiffness



(b) Real part of dynamic stiffness



(c) Imaginary part of dynamic stiffness



(d) Damping coefficient

Fig. 10 Performance of the mount with the vibrational amplitude of 0.5 mm for the applied current of 2 A and 5.5 A

Fig. 11 Performance of the mount with the vibrational amplitude of 0.05 mm for the applied current of 5.5 A

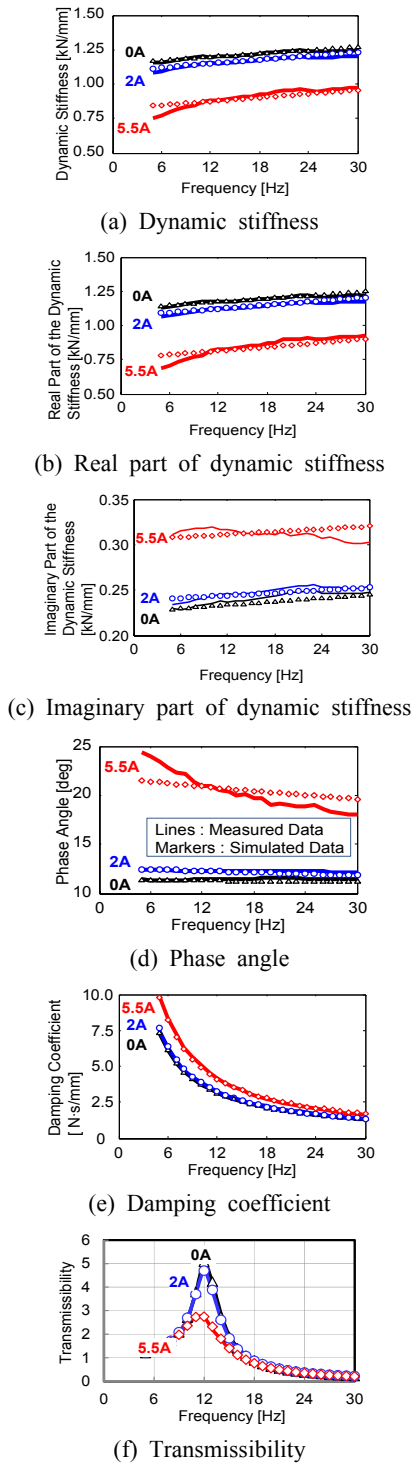


Fig. 12 Comparing experimental and theoretical results for performance of the hybrid mount with vibration amplitude of 0.5 mm according to the applied current

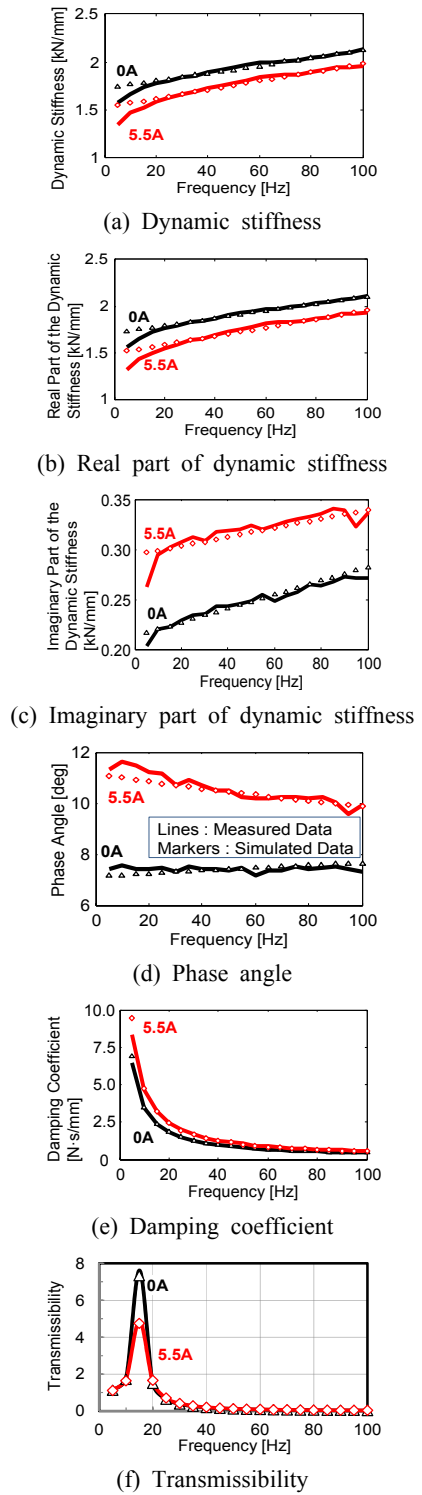


Fig. 13 Performance of the hybrid mount with vibration amplitude of 0.05 mm according to the applied current

실험결과와 비교하였다. 이때 얻어진 고무 및 부가전류에 대한 특성치를 Table 4 및 Table 5에 나타내었다. 이들 결과로부터 이 연구 대상의 하이브리드 마운트는 고무의 특성이 가진 주파수 및 진폭에 의존하고, 전자기력에 의한 특성 역시 가진 주파수 및 진폭, 부가전류의 세기에 의존함을 확인할 수 있다.

위에서 얻어진 강성 및 감쇠계수의 관계식을 운동방정식 (20)에 대입하여 가진 진폭 및 주파수, 부가전류의 세기에 대한 특징을 이론적으로 구하고, 실험과 비교한 결과를 Fig. 12와 Fig. 13에서 나타내었다. 이론결과가 실험결과에 잘 일치함을 알 수 있다. 따라서, 이 연구를 통해 도출된 운동방정식은 자기 흡인력을 이용한 하이브리드 마운트의 설계 및 적용대상에 대한 이론적 해석에 실용적으로 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

5. 결 론

자력에 의한 흡인력을 활용하는 하이브리드 마운트에 대한 실험적 및 이론적으로 마운트의 진동 감쇠 특성을 분석하였다. 자력에 의한 흡인력은 마운트의 강성을 낮추고, 마운트의 감쇠력은 증가시켜 진동 감쇠효과를 향상시키는 특징을 실험적 연구를 통하여 확인하였다. 또한, 하이브리드 마운트의 운동방정식을 유도하고 이를 바탕으로 실험적 결과와의 비교를 통하여 운동방정식의 타당성을 검증하였다. 이 연구에서 도출된 운동방정식은 마운트 설계 및 마운트 적용대상물에 대한 이론적 해석에 실용적으로 활용될 수 있을 것으로 판단된다. 이 자력을 이용한 하이브리드 마운트는 능동 마운트 및 기능성 유체 등을 이용한 준 능동 마운트의 제어가 필요 없고, 구조가 간단하여 안정적으로 우수한 진동 감쇠 성능제공이 가능하며, 또한 제작 비용이 낮기 때문에 실용화 및 상용화가 가능성이 높은 것으로 판단된다.

References

(1) Geisberger, A. A., 2000, Hydraulic Engine Mount Modeling Parameter Identification and Experimental Validation, Thesis for Master of Applied Science in

Mechanical Engineering, University of Waterloo.

(2) Flower, W. C., 1985, Understanding Hydraulic Mounts for improved Vehicle Noise, Vibration and Ride Qualities, SAE Technical Paper 850975, pp. 123~131.

(3) Morishita, S., Mitsui, J. and Kuroda, Y., 1990, Controllable Shock Absorber as an Application of Electro-Rheological Fluid, Transactions of the JSME(C), Vol. 56, No. 524, pp. 78~84.

(4) Genesseeaux, A., 1993, Research for New Vibration Isolation Techniques: From Hydro-Mounts to Active Mounts, SAE Technical Paper 931324, pp. 491~499.

(5) Swanson, D. A., 1993, Active Engine Mounts for Vehicles, SAE Technical Paper 932432, pp. 1~9.

(6) Panza, M. J., Mcguire, D. P. and Jones, P. J., 1997, Modeling, Actuation, and Control of an Active Fluid Vibration Isolator, Transactions of the ASME, Vol. 119, pp. 52~59.

(7) Aoki, K., Shikata, T., Hyoudou, Y., Hirade, T. and Aihara, T., 1999, Application of an Active Control Mount(ACM) for Improved Diesel Engine Vehicle Quietness, SAE Technical Paper 1999-01-0832, pp. 1~6.

(8) Lee, Y. W. and Lee, C. W., 2002, Dynamic Analysis and Control of an Active Engine Mount System, Transactions of the JSME(C), Vol. 69, No. 685, pp. 78~83.

(9) Togashi, C. and Ichiryu, K., 2003, Modeling, Actuation, and Control of an Active Fluid Vibration Isolator, Transactions of the JSME(C), Vol. 69, No. 685, pp. 78~83.

(10) Matsuoka, H., Mikasa, T. and Nemoto, H., 2004, Bringing down the noise, Automotive Engineering International (AEI), September, pp. 83~87.

(11) Hong, S. W., Lee, H. C., Choi, S. M., Kim, J. H. and Lee, D. W., 2008, Development of Electromagnetic Active Engine Mount, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 280~281.

(12) Elahinia, M., Ciocanel, C., Nguyen, T. and Wang, S., 2013, Review Article : MR- and ER-Based Semiactive Engine Mounts: A Review, Hindawi Publishing Corporation Smart Materials Research, Volume 2013, Article ID 831017.

(13) Yamamoto, H., Takahara, S., Saitou, M., Koizumi, M. and Shinotsuka, T., 2005, Engine Powered

Forklift Truck 1- to 3.5-ton Series “LEO NXT-V”, KOMATSU Technical Report, Vol. 51, No.155, pp. 1~9.

(14) Ahn, Y. K, Song, J. D., Yang, B. K. and Kim, D. J., Optimal Design of Fluid Mount Using Artificial Life Algorithm, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 12, No. 8, pp. 598~608.

(15) The Magnetic Levitation Technical Committee of the Institute of Electrical Engineers of Japan, 1993, Magnetic Suspension Technology – Magnetic Levitation Systems and Magnetic Bearings, Corona Publishing Co., Ltd. Japan.

(16) Tajima, K, 1971, Engineering of Vibration, Sann-Gyou Toshyo Kabushikikaisya.

(17) Karnopp, D., 1995, Active and Semiactive Vibration Isolation, Journal of Vibrations and Acoustics, Vol. 117, No. 3B, pp. 177~185.



Young Kong Ahn received the B.S. and M.S. degrees in Mechanical Engineering from Pukyong National University in 1990 and 1992 respectively, and Ph.D. degree from Yokohama National University in 1996. He is currently Principal Researcher in Korea Institute of Industrial Technology. His research interests are vibration control.



Dong Woo Kim received the B.S. and M.S. degrees in Agriculture Machinery from Pukyong National University in 1984 and 1986 respectively. His research interests are rehabilitation vehicle and robots.