

## 항공기엔진용 유체마운트의 성능해석

안 영공\*, Mehdi Ahmadian (Dept. Mech. Eng., Virginia Tech),  
 Shin Morishita (Dept. Mech. Eng., Yokohama National University)

**ABSTRACT:** This paper evaluate the performance of a Magneto-Rheological (MR) fluid mount. The mount incorporates MR fluid in a conventional fluid mount to open and closed the inertia track between the fluid chambers of the mount. It is shown that such switching of the inertia track improves the mount's isolation effect, by eliminating the large transmissibility peak that commonly exists at frequencies higher than the notch frequency for conventional fluid mounts. The switching frequencies of the MR mount is evaluated, based on the parameters of the mount. A simple control scheme for switching the mount between the open and closed states is proposed, and the performance of the controlled mount is compared with conventional mounts. A sensitivity analysis is conducted to evaluate the effect of parameter errors in estimating the switching frequencies and mount performance. The results show that the switching frequencies can be accurately determined from mount parameters that are easily measured or estimated.

**Key Words:** Magneto-Rheological Fluid(MR 유체), Engine Mount(엔진마운트), Performance Analysis(성능해석), Transmissibility(전달률), Switching Frequency(전환주파수), Sensitivity Analysis(감도해석)

— 기 호 설 명 —

$AP$	: 피스톤 면적	$q_v$	: 체적변위(volumetric displacement)
$A_s$	: 유체이동 통로면적(inertia track area)	$s$	: Laplace 연산자
$B_D$	: 유체저항(fluid resistance)	$T_C, T_O$	: 밀폐 및 개방 오리피스의 전달률
$B_R$	: 고무감쇠(elastomeric damping)	$x$	: 내부요소의 상대변위
$B_v, B_{vb}, B_{vt}$	: 합성, 하부 및 상부체적감쇠	$\dot{x}$	: 내부요소의 상대속도
$D_c, D_o$	: 밀폐 및 개방 오리피스의 동강성	$\omega_a$	: 외란 진동수(disturbance frequency)
$F_C, F_O$	: 밀폐 및 개방 오리피스의 입력	$\omega_{ns}$	: 동강성의 노치 진동수(notch frequency)
$i$	: MR벨브에의 전류	$\omega_{rs}$	: 동강성의 공진진동수(resonance frequency)
$I_f$	: 유체관성	$\omega_{s1}, \omega_{s2}$	: 전환주파수(switching frequencies)
$K'_C, K''_C$	: 밀폐 오리피스 강성의 실수부와 허수부		
$K'_O, K''_O$	: 개방 오리피스 강성의 실수부와 허수부		
$K_R$	: 고무강성(elastomeric stiffness)		
$K_v, K_{vb}, K_{vt}$	: 합성, 하부 및 상부체적강성		
$L$	: 유체이동 통로의 길이		
$M_I$	: 엔진마운트의 질량		
$P_I$	: 유체관성의 운동량		
$Q_1, Q_2, Q_3$	: 유량		
$q_R$	: 고무강성을 표현하는 스프링의 변위		

### 1. 서론

능동적인 진동절연 시스템에 관해서는 구조물에 직접 액츄에이터를 적용하는 연구(1~4)와 엔진마운트(engine mount)의 진동특성과 절연효과를 위해 수동 엔진 마운트(혹은 흡진기)와 액츄에이터의 결합에 관한 연구(5~9) 등 폭 넓은 연구가 수행되었다.

엔진마운트는 일반적으로 진동을 한 곳에서 다른 곳으로 전달되는 것을 막기위해 두 구조물을 서로 결합하는데 사용된다. 수동 마운트는 정적으로 두 구조물을 서로 고정시키는 탄성요소와 동적으로는 서로 절연시키는 요소들로 구성되어 있다. 엔진마운트 설계의 주요 과제는 정적으로는 강하고, 동적으로는 유연하게 만들 것이 요구되어진다. 이들 요구사항은 일반적으로 마운트

설계자, 특히 고무마운트(elastomeric mount) 설계자에게 중요한 목표이다. 고무와 강성이 낮은 금속판으로 결합되는 고무마운트는 다양한 산업현장에 사용되고 있다. 고무마운트의 동강성(dynamic stiffness)은 가진 주파수의 증가와 함께 상승한다. 그러므로 두 구조물의 결합상태를 좋게 하기위해 마운트의 강성을 증가시키면, 동강성은 증가하고 절연효과는 저하하게 된다. 한편 동강성을 낮추기 위해서는 보다 낮은 정강성(static stiffness)이 요구되고, 구조물사이의 결합능력은 떨어진다. 이러한 고무마운트의 단점을 극복하기위해, 유체마운트(fluid mount)가 마운트의 정적 및 동적 요구사항 사이를 절충하여 보다 향상된 성능을 제공하기 위해 사용되고 있다(10~12). Fig. 1에 보이듯이 유체마운트는 두 개의 고무챔버(chamber) 사이로 유체의 이동이 가능한 고무마운트이다. 두 챔버사이에 유체이동 통로(inertia track)라 불리는 유로가 이들 챔버를 서로 연결하는데 사용된다. 유체이동 통로는 Fig. 1과 같이 마운트의 주요 구조물의 외부 혹은 내부에 설치되어져 있다. 더우기 온도에 따른 유체의 체적변화를 보상하기위해 작은 체적보상기(compensator)가 종종 사용된다. 이 보상기는 유체공동(fluid cavity)으로 이루어져 있고, 유체공동은 작은 오리피스를 통해 유체 챔버의 한쪽 부분에 연결되고, 블래더(bladder)에 의해 유체와 분리되는 질소로 채워진 작은 챔버에 연결된다(13). 보상기와 유체 챔버사이의 작은 오리피스는 유체의 체적변화를 보상하도록 정적으로 유체의 이동을 가능하게 한다. 그러나 높은 가진 주파수에서 동적으로 유체 챔버로부터 보상기를 분리하여 그 통로를 폐쇄시키는 결과로 되어진다.

마운트가 어떻게 설계되어지는가에 따라서 두개의 유연한 고무 챔버 사이로 이동하는 유체에 의해 발생하는 마운트의 공진은 기본 마운트 공진에 부가적인 감쇠를 제공하거나, 또는 단일 주파수에서 탁월한 절연효과를 제공하도록 동흡진기(tuned absorber) 효과를 일으킬 수 있다. 본 연구는 노치진동수(notch frequency)보다 높은 주파수에서 수동 엔진마운트의 성능을 향상시키기 위해 MR유체(Magneto-Rheological fluid)를 마운트에 이용한다. 본 연구의 목적은 유체가 동흡진기로서 작용하는 유체마운트에 논의범위를 제한한다. 유체의 동흡진기 효과는 동강성이 노치를 가지는 결과를 가져온다. 노치현상은 동강성이 낮아지고 절연 효과가 높아지는 것을 의미한다. 노치주파수는 마운트 매개변수의 함수이고, 전형적으로 설계자에 의해 진동적인 외란주파수에서 발생하도록 선정되어진다. 그러므로 유체마운트는 고무마운트보다 높은 정강성(통상 1.5-2배)을 가지도록 설계가 가능하고, 또한 외란주파수에서는 보다 양호한 능력(10 배정도, 혹은 20 dB)을 가지고 있다. 이와 같은 부가적인 절연이득 때문에 유체마운트는 많은 승용차, 트럭, 버스에 이용되고 있고, 최근에는

항공기용 엔진마운트, 헬리콥터 pylon 절연기 등과 같은 항공기 산업에도 이용되고 있다(14).

본 연구에서는 MR밸브가 수동 유체마운트에 부가됨으로써 노치주파수보다 높은 주파수에서 보다 양호한 절연효과를 가지는 것을 나타낸다. 먼저 MR유체 마운트의 개념과 마운트의 수학적 모델을 설명한다. 그리고 수학적 모델을 이용한 수치 시뮬레이션을 수행하고 수동 유체마운트와의 비교를 통하여 MR유체 마운트의 유용성을 나타낸다. 아울러 감도해석을 수행하여 MR유체 마운트의 여러 매개변수가 마운트 성능과 전환주파수에 미치는 효과를 설명한다.

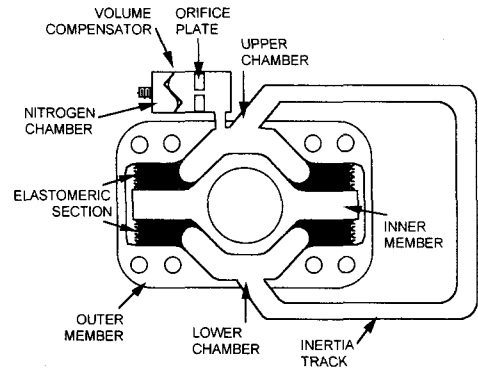


Fig. 1 Schematic diagram of a fluid-mount with external inertia track

## 2. MR유체 마운트의 개념

Fig. 2는 MR유체 밸브를 이용한 능동 마운트의 개략도를 보여 준다. 이 장치는 상용 항공기의 대형 터보 팬 엔진(turbofan engine)의 진동절연을 위해 일반적으로 사용되는 마운트와 적합한 성능 특성을 가지고 있다(5). 내부요소는 엔진에 연결되어 있고, 외부 요소는 비행기 구조물에 연결된다. 앞에서 설명하였듯이 유체마운트의 단점 중의 하나는 노치주파수보다 높은 진동수에서 피크가 발생하는 것이다. 이 피크는 탄성 공동(elastomeric cavities)현상의 벌지강성(bulge stiffness)에 대한 마운트내의 유체이동 통로 사이에서 상하로 이동하는 유체 슬러그(slug)의 공진주파수에 대응하는 것이다. 이 현상은 시스템의 동적 범위 내에서 흡진기에 의해 발생하는 노치주파수이상에서 동흡진기에 의해 발생하는 피크와 비슷하다.

여기서 언급한 MR유체 마운트의 경우, 밸브와 유사한 기능을 보유한 MR요소는 노치주파수 이상의 높은 진동수에서 마운트의 유체이동 통로를 폐쇄하는데 사용되고, 그러므로 유체이동 통로에서 유체의 공진운동을 제거하게 된다. 유체이동 통로가 폐쇄되었을 때 유체마운트는 병렬로 연결된 두 개의 고무마운트와 같이 거동하고, 따라서

마운트는 공진피크를 가지지 않는 고무 마운트와 같이 거동한다. 유체이동 통로가 닫힌 상태와 열린 상태의 수학적 방정식은 다음 장에서 보여진다. 또한 닫히거나 열린 상태의 유체이동 통로의 선택 조건인 주파수에 대해서도 논의된다.

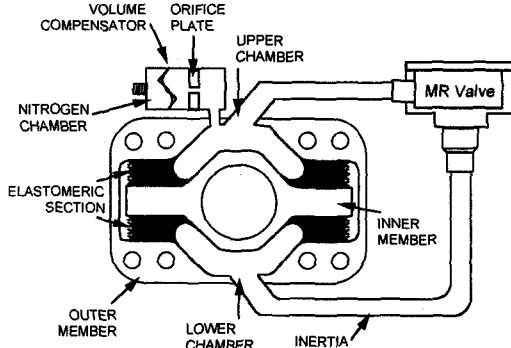


Fig. 2 Schematic diagram of a magneto-rheological mount

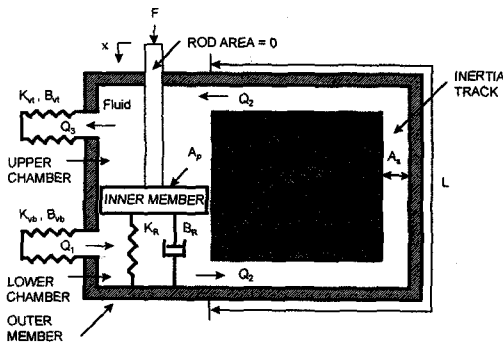


Fig. 3 Mechanical model of a fluid mount

### 3. 유체마운트

Fig. 1의 유체마운트에 대한 기계적 모델을 Fig. 3에 나타내었다.  $A_p$ 는 상하 챔버의 유효 피스톤 면적이다. 내부요소에 작용하는 힘  $F_0$ 에 기인하여 피스톤 면적  $A_p$ 에 동압이 발생한다. 그리고 힘  $F_0$ 는 외부요소에 대한 내부요소의 변위  $x$ 를 발생시킨다.

Fig. 3에 보여지듯이 유량  $Q_1$ 과  $Q_3$ 는 같고, 상하챔버의 유입과 유출에 대응한다.  $K_{v1}$ 와  $K_{vb}$ 는 상하챔버의 체적강성계수이고,  $B_{v1}$ 와  $B_{vb}$ 는 상하챔버의 체적 감쇠계수이다. 강성과 감쇠계수는 병렬로 작동하고, 합하면 다음과 같다.

$$K_v = K_{vb} + K_{v1}$$

$$B_v = B_{vb} + B_{v1}$$

내부요소가 외부요소에 대해 변위를 가질 때, 병렬로 연결된 스프링  $K_R$ 과 감쇠기  $B_R$ 에 의해 모델링된 고무(elastomer)에 의해 복원력이 발생한다.

### 3.1 유체마운트의 모델

MR유체 마운트의 선형모델은 bond graph 모델기법(15)에 의해 전개된다. Bond graph 모델은 multiple energy-domain systems을 나타내는 편리한 방법이다. Fig. 2와 3에 나타낸 마운트에 바탕을 둔 MR유체 마운트의 유체/기계적 모델을 나타내는 bond graph모델을 Fig. 4에 보인다. Bond graph모델을 이용한 유량에 대한 방정식은 다음과 같다.

$$Q_2 = Q_3 + A_p \dot{x} \quad (1)$$

$$Q_2 = Q_1 + A_p \dot{x} \quad (2)$$

$$Q_1 = Q_3 \quad (3)$$

또는 bond graph에 의해

$$\dot{x} = -\frac{(B_v + B_D)}{I_f} p_1 - K_v q_v + A_p B_v \dot{x} \quad (4)$$

$$\dot{q}_v = -\frac{1}{I_f} p_1 - A_p \dot{x} \quad (5)$$

$$\dot{q}_R = \dot{x} \quad (6)$$

여기서  $p_1$ 는 유체관성  $I_f$ 의 운동량,  $q_v$ 는 합성 체적강성  $K_v$ 의 체적변위,  $q_R$ 은 고무강성  $K_R$ 을 나타내는 스프링의 변위이다. 부가적으로 bond graph로부터 유도된 힘  $F_0$ 에 대한 출력방정식은 다음과 같다.

$$F_0 = K_R q_R + (B_R + A_p^2 B_v) \dot{x} - A_p K_v q_v - \frac{A_p B_v}{I_f} p_1 \quad (7)$$

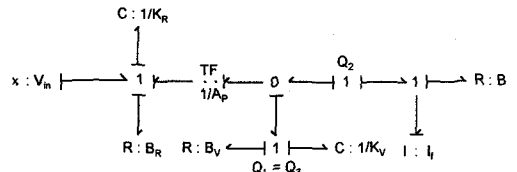


Fig. 4 Bond graph model of a fluid mount

마운트의 동강성  $D_O(s)$ 는 아래의 식과 같이 변위  $x$ 에 대한 힘  $F_0$ 의 비로 나타낸다.

$$D_O(s) = \frac{F_0(s)}{x(s)} = K_R + s(B_R + A_p^2 B_v) + \frac{A_p^2 \{s K_v (B_D - B_v) - B_v^2 s^2 + K_v I_f s^2\}}{K_v + s(B_D + B_v) + I_f s^2} \quad (8)$$

여기서  $s$ 는 라플라스 연산자이다.  $s = j\omega$ 를 이용하여 주파수 영역에서 식(8)을 다시 표현하면 아래의 식과 같고, 여기서  $j = \sqrt{-1}$ 이며  $\omega$ 는 각주파수(rad/sec)이다.

$$D_O(\omega) = K'_O + jK''_O \quad (9)$$

여기서

$$K'_O = K_R + A_p^2 \frac{\omega^2 \{I_f \omega^2 (K_V I_f - B_V^2) - K_V (K_V I_f - B_D^2)\}}{(K_V - I_f \omega^2)^2 + [\omega(B_D + B_V)]^2} \quad (10)$$

$$K''_O = (B_R + A_p^2 B_V) \omega + A_p^2 \frac{\{K_V^2 (B_D - B_V) \omega + \omega^3 (2K_V B_V I_f - B_V^2 (B_D + B_V))\}}{(K_V - I_f \omega^2)^2 + [\omega(B_D + B_V)]^2} \quad (11)$$

$K'_O$ 와  $K''_O$ 는 각각 동강성의 실수부 및 허수부에 해당한다. 실수부  $K'_O$ 는 마운트의 강성 특성을 표시하며, 허수부  $K''_O$ 는 마운트의 감쇠특성을 나타낸다. 동강성은 마운트의 절연효과를 검증하는데 사용되며, 동강성이 낮을수록 높은 마운트의 동적 절연효과를 가진다. 비 감쇠마운트로 가정하면( $B_R = B_V = B_D = 0$ ), 식(8)의 동강성은 각각 한 쌍의 비감쇠 극(pole)과 영(zero)의 값을 나타낸다. 동강성의 최대값은 극인 다음의 공진 주파수에서 발생한다.

$$\omega_{rs} = \sqrt{\frac{K_V}{I_f}} \quad (12)$$

동강성은 다음의 노치주파수라 불리는 영에서 최소가 된다.

$$\omega_{ns} = \sqrt{\frac{K_R K_V}{(K_R + A_p^2 K_V) I_f}}$$

또는

$$\omega_{ns} = \omega_{rs} \sqrt{\frac{K_R}{K_R + A_p^2 K_V}} \quad (13)$$

식(12)와 (13)에서 알 수 있듯이 공진 주파수  $\omega_{rs}$ 는 노치주파수  $\omega_{ns}$ 보다 항상 높다. 한편, 식(8)에서 명백하듯이 동강성은 낮은 주파수에서는 고무강성  $K_R$ 과, 높은 주파수에서는  $K_R + K_V A_p^2$ 과 일치한다.

마운트의 절연효과를 평가하는 다른 유용한 방법으로는 마운트의 동적 전달률(dynamic transmissibility)를 이용하는 것이다. 동적 전달률  $T_O$ 는 입력속도에 대한 출력속도의 비로서 정의된다. 식(1)에서 식(11)까지의 관계를 이용하면 다음과 같이 동적 전달률이 유도된다.

$$T_O = \left( \frac{K'_O + K''_O^2}{(K'_O - M_1 \omega^2)^2 + K''_O^2} \right)^{1/2} \quad (14)$$

또는

$$T_O = \left( \frac{T_n}{I_d} \right)^{1/2} \quad (15)$$

여기서

$$\begin{aligned} T_n &= \omega^2 \{B_V K_R + B_R K_V + B_D (K_R + A_p^2 K_V) \\ &\quad - (B_R + A_p^2 B_V) I_f \omega^2\}^2 \\ &\quad + \{K_R K_V - (B_V B_R + B_D (B_R + A_p^2 B_V) \\ &\quad + I_f (K_R + A_p^2 K_V)) \omega^2\}^2 \\ T_d &= \omega^2 \{B_V K_R + B_R K_V + B_D (K_R + A_p^2 K_V) \\ &\quad - ((B_R + A_p^2 B_V) I_f + (B_D + B_V) M_1) \omega^2\}^2 \\ &\quad + \{K_R K_V - (B_V B_R + B_D (B_R + A_p^2 B_V) \\ &\quad + I_f (K_R + A_p^2 K_V) + K_V M_1) \omega^2 + I_f M_1 \omega^4\}^2 \end{aligned}$$

### 3.2 밀폐 오리피스 마운트의 모델

지금까지 오리피스가 개방되어 두 챔버 사이로 유체의 이동이 가능한 개방상태에 대한 마운트의 모델이 제시되었다. Fig. 5에 개략적으로 나타내듯이 MR유체 밸브가 폐쇄되면, 두 챔버 사이에 유체는 이동할 수 없게 된다. Fig. 4로부터 폐쇄된 오리피스의 조건은 식(16)으로 되고, 그 bond graph모델은 Fig. 6과 같이 된다.

$$Q_2 = 0 \quad (16)$$

이 조건과 Fig. 6으로부터 마운트의 운동방정식은 다음과 같다.

$$Q_1 = Q_3 \quad (17)$$

$$\phi_V = -A_p \mathcal{X} \quad (18)$$

$$\phi_R = \mathcal{X} \quad (19)$$

$$F_C = K_R q_R + (B_R + A_p^2 B_V) \dot{\mathcal{X}} - A_p K_V q_V \quad (20)$$

앞에서 언급한 것과 같이 위의 식들을 이용하여 마운트의 동강성  $D_C(\omega)$ 와 전달률  $T_C$ 를 구하면 다음과 같이 된다.

$$D_C(\omega) = (K_R + A_p^2 K_V) + j\omega(B_R + A_p^2 B_V) \quad (21)$$

$$T_C = \sqrt{\frac{(K_R + A_p^2 K_V)^2 + \{\omega(B_R + A_p^2 B_V)\}^2}{\{(K_R + A_p^2 K_V) - M_1 \omega^2\}^2 + \{\omega(B_R + A_p^2 B_V)\}^2}} \quad (22)$$

식(21)로부터, 이 조건에 대한 마운트 강성의 실수부와 허수부는 다음과 같이 정의된다.

$$K'_C = K_R + A_p^2 K_V \quad (23)$$

$$K''_C = \omega(B_R + A_p^2 B_V) \quad (24)$$

Table 1에 나타낸 매개변수들과 함께 위의 식들은 전환주파수(switching frequency)와 그 변수들에 대한 마운트의 감도를 계산하는데 사용된다. 전환주파수는 개방 상태의 오리피스에서 밀폐 오리피스 상태로의 전환이나 그 역으로 마운트를 전환하는 주파수로 정의된다. Table 1의

매개변수들은 참고 문헌(14)에 언급된 상업용 항공기에 사용되는 전형적인 유체마운트에 바탕을 두고 선정되었다.

Table 1 Magneto-rheological mount parameters used in numerical simulation

Symbol	Description	Value
$A_p$	piston area	$0.00839 \text{ m}^2$
$A_s$	inertia track area	$7.1 \times 10^{-5} \text{ m}^2$
$B_D$	fluid resistance	$4.63 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{s} / \text{m}^5$
$B_R$	elastomeric damping	$17.5 \text{ N} \cdot \text{s} / \text{m}$
$B_V$	volumetric damping	$1.052 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{s} / \text{m}^5$
$K_R$	elastomeric stiffness	$5.78 \times 10^7 \text{ N} / \text{m}$
$K_V$	volumetric stiffness	$3.79 \times 10^{11} \text{ N} / \text{m}^5$
$L$	inertia track length	$0.06 \text{ m}$
$M_I$	sprung mass	$3.7 \times 10^5 \text{ kg}$
$\rho$	fluid density	$3.42 \times 10^3 \text{ kg} / \text{m}^3$

개방 및 밀폐 오리피스 마운트의 동강성을 Fig. 7에 나타내었다. 개방 오리피스의 경우, 고주파수에서 유체의 공진피크를 가지는 것을 알 수 있다. 본 연구 목표중의 하나는 이 피크를 없애는 것이다. 한편 일반적인 고무마운트와 유체마운트의 동강성을 비교하면 저주파수범위에서는 고무마운트의 동강성이 낮고, 고주파수에서는 유체마운트의 동강성이 낮으며, 양호한 절연효과를 얻기 위해서는 가능한 낮은 동강성이 바람직한 것으로 알려져 있다. Fig. 7에 보여진 밀폐 오리피스의 경우 전반적인 면에서 고무마운트의 특성을 가지고 있으나, Fig. 5의 그 모델링에서 보면 순수 고무마운트에 체적강성과 감쇠가 포함되어 순수 마운트의 특성과는 다소 차이가 있다. 이것에 관해서는 실험적인 고찰이 요구된다. 최상의 절연효과를 유지하기 위해 밀폐 오리피스에서 개방 오리피스의 상태 혹은 그 반대의 상태로 주파수  $\omega_s$ 에서 전환될 것이 요구된다. Fig 7에 보인 전환주파수는 Fig. 8의 전달률 선도에서도 관찰될 수 있다. 공진 피크를 피하고 낮은 전달률을 얻기 위해 MR오리피스는 1차 전환주파수  $\omega_{s1}$ 에 도달하기 전까지의 주파수 범위에서는 닫힌 상태를 유지한다.  $\omega_{s1}$ 에서 오리피스를 폐쇄하므로 생긴 피크를 피하기 위해 오리피스를 열어 공진 피크를 제거한다. 2차 전환주파수  $\omega_{s2}$ 는 보다 높은 주파수에 존재하고 전달률에 중요한 영향을 미치지 않는다. 실제적으로 이 전환주파수는 마운트의 효과를 떨어뜨리는 것 없이 무시될 수도 있다. 식(14)와 (22)를 이용하면, 전환주파수는 다음과 같이 유도된다.

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega_{s1}^2 \\ \omega_{s2}^2 \end{array} \right\} = \frac{c \pm \sqrt{-16I_f K_R K_V M_I a + c^2}}{4I_f a M_I} \quad (25)$$

여기서  $a = K_R + A_p^2 K_V$ ,  $b = 2K_R + A_p^2 K_V$ ,  $c = 2I_f a^2 + K_V M_I b$  이다.

식(25)에서는 고무의 감쇠( $B_R$ )와 체적 감쇠( $B_V$ )가 무시될 수 있다고 가정하였다. 실제적으로 이들 감쇠계수는 대부분의 고무(elastomer)가 아주 적은 감쇠를 가지므로 무시해도 무관하다.

식(26)은 마운트의 설계변수들의 평가와 함께 마운트를 전환시키는 제어기내부에 프로그램화된다. 이 제어기는 외란주파수  $\omega_a$ 와 전환주파수  $\omega_{s1}$ 를 비교하여 MR유체 오리피스를 전환하는 기법이다. 즉

$$\begin{array}{l} \omega_a < \omega_{s1} : i = i_{max} \\ \omega_{s1} < \omega_a : i = 0 \end{array} \quad (26)$$

변수  $i$ 는 MR유체 오리피스에 인가되는 전류를 나타낸다. 인가 전류의 값이 영일 때 오리피스는 열린 상태이고, 전류가  $i = i_{max}$ 이면 MR유체 오리피스는 거의 닫히게 된다. 최대 전류  $i_{max}$ 는 밸브 설계의 최대 전류용량과 자기포화상태(magnetic saturation)에 의해 결정된다. 2차

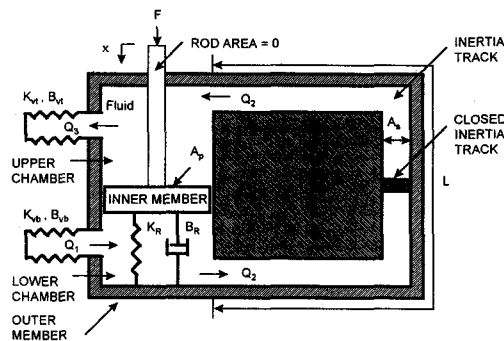


Fig. 5 Mechanical model of a fluid mount with closed orifice

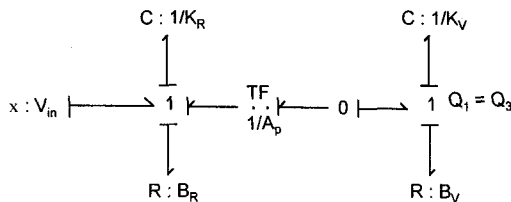


Fig. 6 Bond graph model of the closed-orifice mount

#### 4. 전환주파수

전환주파수  $\omega_{s2}$ 에 대한 전환에도 마찬가지로 이용된다.

## 5. 감도해석(Sensitivity Analysis)

마운트의 매개변수 추정의 정확도는 마운트 성능에 중요한 영향을 끼치는 요소 중의 하나이다. 추정오차가 얼마나 마운트 성능과 전환주파수에 영향을 미치는가를 결정하기 위해 감도 해석을 수행한다. 각 매개변수에서 오차에 대한 마운트 성능과 전환주파수의 감도를 결정하기 위하여 수치 시뮬레이션에 운동방정식이 사용되었다. 매개변수로는 고무강성, 유체이동 통로, 유체저항, 피스톤 면적, 체적강성(volumetric stiffness)이 고려된다.

각 매개변수 오차의 범위는 -75%에서 100%까지로 하고, 제어된 마운트의 성능은 오차가 없는 이상적인 경우와 비교되었다. 마이너스 오차를 가지는 경우는 매개변수의 과소추정을 의미하고, 양의 오차는 매개변수의 과대추정을 의미한다.

### 5.1 고무강성

Fig. 9에 보이듯이 고무강성  $K_R$ 의 변화는 오리피스가 열리거나 닫힌 상태 모두 마운트의 고유진동수에 크게 영향을 미친다. 마운트의 강성이 낮아지면 마운트의 고유진동수는 저하되고, 전환주파수  $\omega_{s1}$ 도 낮아진다. 다행히 이 매개변수는 유체마운트에서 제어 및 측정하기에 가장 쉬운 변수의 하나이다. 그러므로 전환주파수 방정식에서 정확하게 나타내는 것이 가능하다.

### 5.2 유체이동 통로

Fig. 10과 11에 보이듯이 유체이동 통로의 특성은 마운트 제어에 거의 영향을 끼치지 않는다. 2차 전환주파수  $\omega_{s2}$ 의 부근에서 마운트의 절연이 유체이동 통로의 면적과 길이에 약간의 영향을 받지만, 마운트의 가장 중요한 응답 특성인 마운트의 전달률 피크나 절연의 면에서 유체이동 통로의 면적과 길이의 변화에 무관하다. 2차 전환주파수  $\omega_{s2}$ 에서 관측된 영향은 매우 낮은 전달률의 범위에서 발생하므로 미소하다. 실제적으로 이 적은 전달률의 변화는 무시 가능하다. Fig. 10 과 11은 유체이동 통로의 면적과 길이의 제작 허용 오차에 대한 엄격한 요구 조건 없이도 제어 가능한 MR유체 마운트는 제작 가능함을 나타낸다. 또한 이들 그림은 유체이동 통로의 특성을 추정하는 오차는 전환주파수나 MR유체 마운트의 성능에 무관하다는 것을 의미한다.

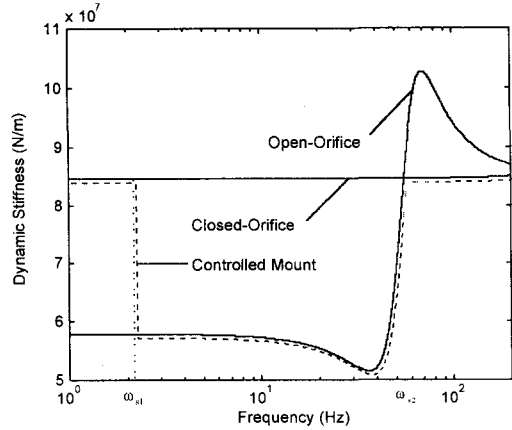


Fig. 7 Dynamic stiffness of fluid mount with open and closed orifice

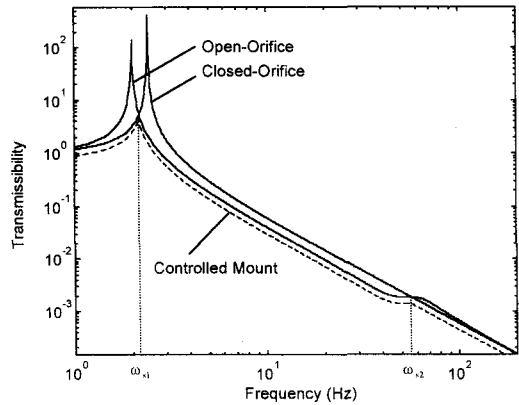


Fig. 8 Transmissibility of fluid mount with open and closed orifice

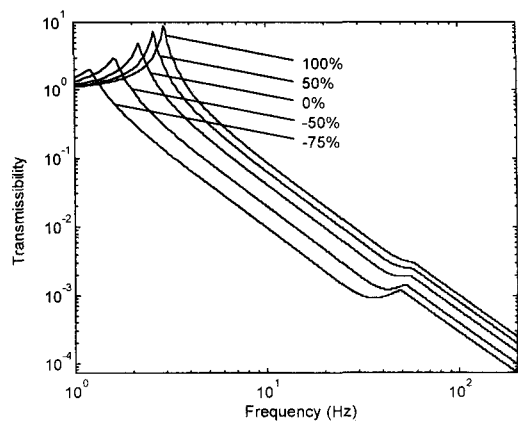


Fig. 9 Effect of rubber stiffness on controlled mount performance

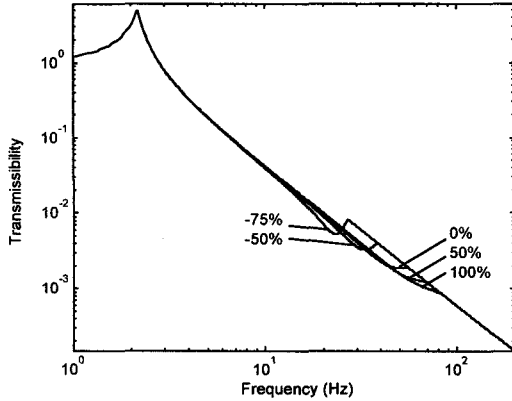


Fig. 10 Effect of inertia track area on MR mount performance

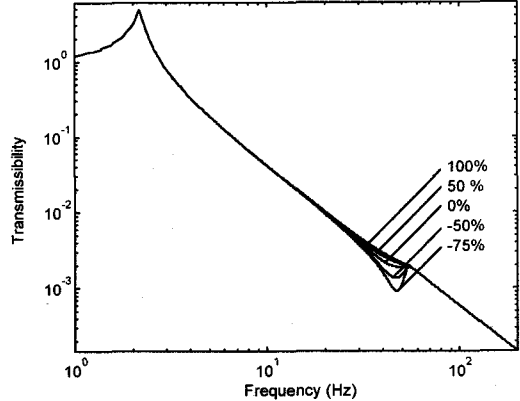


Fig. 12 Effect of fluid resistance on MR mount performance

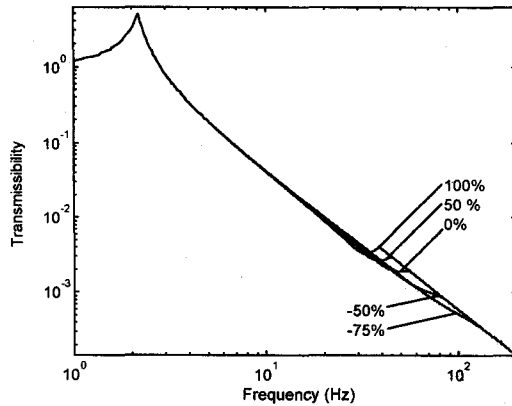


Fig. 11 Effect of inertia track length on MR mount performance

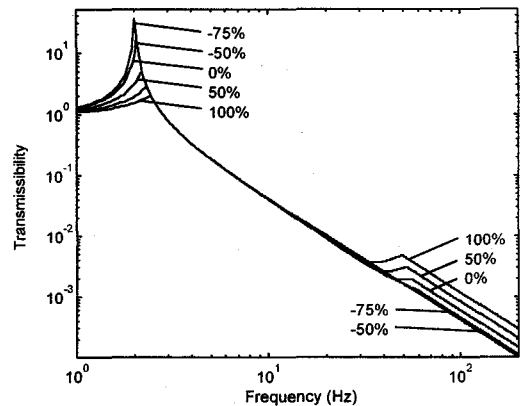


Fig. 13 Effect of piston area on MR mount performance

### 5.3 유체저항

Fig. 12는 유체저항이 마운트 전달률에 거의 영향을 미치지 않다는 것을 나타낸다. 이것은 대략적인 유체저항의 계산 값을 이용하여도, 전환주파수는 비교적 정확하게 추정할 수 있다는 것을 보여 준다. 나선 형태로 된 유체이동 통로내의 유체저항은 측정하거나 추정하는 것이 어렵기 때문에 이 사실은 중요하다.

### 5.4 피스톤 면적

유체이동 통로내로 유체를 주입시키는 유체공동의 유효면적으로 정의되는 피스톤 면적은 마운트 전달률의 피크부분과 전환주파수에 크게 영향을 미치는 매개변수 중의 하나이다. Fig. 13과 같이 피스톤 면적의 과대추정은 전달률의 피크를 낮추고 오른쪽으로 이동시키는 결과와 함께 전환주파수를 높은 주파수쪽으로 이동시킨다. 한편 피스톤 면적의 과소추정은 그 반대 현상으로 나타난다. 피스톤 면적은 실험적인 방법 혹은

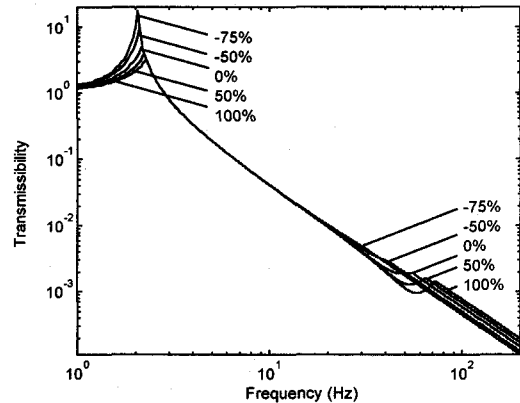


Fig. 14 Effect of volumetric stiffness on MR mount performance

유체공동의 크기를 측정하는 것으로 비교적 정확하게 평가될 수 있다.

## 5.5 체적강성

마운트의 체적 혹은 벌지(bulge)강성은 Fig. 14에 보이듯이 피스톤 면적과 같이 마운트의 전달률에 유사한 영향을 미친다. 체적강성은 고무특성과 유체공동의 기하학적 형상에 관련된 함수이다. 이전의 매개변수와 같이 해석적으로 평가하는 것은 쉽지 않으나, 체적강성은 주어진 마운트에서 측정될 수 있다. 그러나 고무의 조성이나 또는 유체공동의 기하학적 형상이 변화하면 벌지강성의 변화를 초래하고 새로운 측정이 필요하게 된다. 실제적으로는 주어진 마운트의 형상은 변화하지 않기 때문에, 벌지강성의 측정은 실험적으로 가능하고, 전환 모델의 경우도 마찬가지이다.

## 6. 결론

종래의 유체마운트에 MR밸브를 장착한 MR유체 마운트를 제시하였다. 밸브는 MR유체의 독특한 특징을 이용하여 마운트의 유체공동사이 에 있는 유체이동 통로를 열거나 닫는 전환작용을 한다. 유체이동 통로의 이러한 전환에 의해 실제적으로 노치주파수 이상의 주파수에서 전달률이 크게 증가하는 것을 제거할 수 있다. 종래의 유체마운트에서 발생하는 전달률의 큰 증가는 고 주파수에서 마운트의 진동절연 능력을 크게 저하시킨다. 마운트의 운동 방정식으로 부터 수치 시뮬레이션과 수학적 해석을 통해 전환주파수를 유도하였고, 실제적으로 전환을 수행하기 위한 단순 제어방법이 제안되었다. 전환방법은 외란주파수(disturbance frequency)와 마운트 매개변수에 기초하여 추정되는 전환주파수에 의존한다. 마운트의 전환주파수와 성능 추정에 대한 마운트 매개변수의 영향이 연구되었다. 전환주파수는 쉽게 측정 혹은 추정되어지는 마운트 매개변수로부터 정확하게 결정될 수 있음을 나타내었다.

## 참고 문헌

- (1) Pan, J., Hansen, C. H., and Snyder, S. D., 1991, "A Study of Response of a Simply Supported Beam to Excitation by a Piezoelectric Actuator," Proceedings of the Recent Advances in Active Control of Sound and Vibrations Conference, Blacksburg, VA, pp. 39~49.
- (2) Staple, A. E., 1990, "Evaluation of Active Control Structural Response As a Means of Reducing Helicopter Vibration," 46th Annual Forum Proceedings of the American Helicopter Society, Washington, D.C., pp.21~23.
- (3) Sonti, V. R., and Jones, J. D., 1991, "Active Vibration Control of Thin Cylinder Shells Using Piezoelectric Actuators," Proceedings of the Recent Advances in Active Control of Sound and

Vibrations Conference, Blacksburg, VA pp. 27~38.

- (4) Simpson, M. A., Luong, T. M., Fuller, C. R., and Jones, J. D., 1989, "Full Scale Demonstration of Cabin Noise Reduction Using Active Vibration Control," Proceedings of the AIAA 12th Aeroacoustics Conference, San Antonio, TX, AIAA Paper 89-1074.
- (5) Miller, L. R., and Ahmadian, M., 1992, "Active Mounts-A Discussion of Future Technological Trends," Proceedings of the Internoise 92 Conference, Toronto, Canada, pp. 421~426.
- (6) Stampleman, D. S., and von Flotow, A. H., 1990, "Microgravity Isolation Mounts Based Upon Piezoelectric Film," Proceedings of the ASME Winter Annual Meeting, NCA-Vol. 8.
- (7) Sommerfeldt, S. D., and Tichy, J., 1990, "Adaptive Control of a Two-Stage Vibration Isolation Mount," J. Acoust. Soc. Am., Vol. 88, No. 2.
- (8) Hodgson, D. A., 1991, "Frequency-Shaped Control of Active Isolators," International Technical Specialists Meeting, Rotorcraft Acoustics and Rotor Fluid Dynamics, Valley Forge, PA.
- (9) Burke, M., and Abdelhamid, M. K., 1991, "Force Requirements of an Active Isolation Mount," Proceedings of the Conference on Recent Advances in Active Control of Sound and Vibrations Conference, Blacksburg, VA.
- (10) Taylor, H. J., 1986, "The New Generation of Engine Mount," Proceedings of the SAE Milwaukee Section Lecture Series, Milwaukee, WI, SAE Paper 86052.
- (11) Nakajima, Z., Matsuoka, C., and Okuya, S., 1990, "The Development of the Hydraulic Strut Mount," Proceedings of the SAE Passenger Car Meeting and Exposition, Detroit, MI, SAE Paper No. 901729.
- (12) Flower, W. C., 1985, "Understanding Hydraulic Mounts for Improved Vehicle Noise Vibration and Ride Qualities," SAE Paper No. 850975.
- (13) Jones, P. J., 1987, "Volume Compensated Fluid Mount," U. S. Patent 4,811,919, Lord Corporation, Erie, PA.
- (14) Miller, L. R., Ahmadian, M., Nobles, C. M., and Swanson, D. A., 1995, "Modeling and Performance of an Experimental Active Vibration Isolator," ASME Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 117, No. 3A, July 1995, pp. 272-278.
- (15) Karnopp, D. C., D. L. Margolis, and R. Rosenberg, 1990, "System Dynamics: A Unified Approach, Second Edition," John Wiley & Sons, New York.