

◎ 論 文

코일스프링과 오일댐퍼를 가지는 동흡진기의 특성에 관한 연구<sup>+</sup>

김 광 식\* · 안 찬 우\*\*  
(1988년 4월 4일 접수)

A Study on the Characteristics of Dynamic Vibration Absorber  
with Coil Spring and Oil Damper

K. S. Kim and C. W. Ahn

**Key Words:** Dynamic Vibration Absorber(동흡진기), Coil Spring(코일스프링),  
Oil Damper(오일댐퍼), Harmonic Motion(조화운동)

**Abstract**

A study on the dynamic vibration absorber with coil spring and oil damper was carried out both theoretically and experimentally. A main mass is attached to a foundation using coil spring and oil damper. A harmonic motion was applied to the foundation. The effects of the dynamic vibration absorber are theoretically summarized in graphs, and tested on a vibratory model for the isolation of actual mechanical vibration.

As a result, the first resonance amplitude ratio increased and the second resonance amplitude ratio decreased as the absorber spring constant increased. When the absorber mass increase, the first resonance amplitude ratio is decreased and the second resonance amplitude ratio is increased.

**기호설명**

- |                        |                        |
|------------------------|------------------------|
| $a_0$ : 기반의 진폭         | $k_1$ : 주진동계의 스프링상수    |
| $a_1$ : 주진동계의 진폭       | $k_2$ : 흡진기의 스프링상수     |
| $a_2$ : 흡진기의 진폭        | $m_1$ : 주진동계의 질량       |
| $c_1$ : 주진동계의 감쇠계수     | $m_2$ : 흡진기의 질량        |
| $c_2$ : 흡진기의 감쇠계수      | $m_{s1}$ : 주진동계의 스프링질량 |
| $d_{c1}$ : 주진동계의 실린더내경 | $m_{s2}$ : 흡진기의 스프링질량  |
| $d_{c2}$ : 흡진기의 실린더내경  | $x_0$ : 기반의 변위         |
| $d_{p1}$ : 주진동계의 피스톤직경 | $x_1$ : 주진동계의 변위       |
| $d_{p2}$ : 흡진기의 피스톤직경  | $x_2$ : 흡진기의 변위        |
|                        | $w_{nt}$ : 주진동계의 고유진동수 |
|                        | $w_r$ : 진동수비           |

<sup>+</sup> 1988년도 한국해양공학회 춘계 학술대회 발표(1988년 6월)

\* 한양대학교 공과대학 정밀기계공학과

\*\* 정회원, 동아대학교 공과대학 기계공학과

### 1. 서 론

기계적 진동은 기계자신의 기능과 신뢰성의 저하 및 다른 경질기기에도 악영향을 미치므로 기계진동의 방지는 오래전부터 중요한 문제로 취급되어 왔으며, 최근에는 기계의 고속화와 정밀화 및 대형화에 따라서 더욱 중요한 과제로 되어 있다.

진동의 방지대책으로 이용되는 동흡진기에 대한 기초이론은 Den Hartog<sup>1)</sup> 등에 의해서 확립되었으나 진동방지를 위한 종래의 동흡진기에 대한 연구는 고유진동수의 조정이 기본으로 되어 있고 주진동계의 감쇠에 대한 고려는 부족하다. 감쇠는 진동방지를 위한 성능의 향상에 유리하다는 것이 잘 알려져 있으므로 최근에는 수학적인 방법으로 주진동계에 감쇠가 있는 경우에는 Randall<sup>2)</sup>, 五百井<sup>3)</sup>, Kim<sup>4)</sup> 등에 의해서 연구가 활발히 진행되고 있다. 비선형동흡진기의 연구로서는 Hunt와 Nissen<sup>5)</sup>, Soom과 Lee<sup>6)</sup>, Kim과 Ahn<sup>7)</sup> 등에 의해서 연구되었다. 그러나 조화운동하는 기반상에서 감쇠를 수반하는 주진동계에 부착된 동흡진기의 보다 체계적인 연구가 필요하다.

본 연구에서는 기반의 조화운동을 받는 주진동계에 원동형 압축코일스프링과 오일댐퍼를 갖는 동흡진기가 부착된 진동계의 이론해석과 진동실험을 통해서 진동방지의 효과를 규명하였다.

### 2. 이론해석

기반의 조화운동을 받는 주진동계에 동흡진기가 부착된 진동계는 Fig. 1과 같다. Fig. 1의 진동계에서 운동방정식을 구하면 다음과 같다<sup>7)</sup>.

$$\begin{aligned} & \left(m_2 + \frac{3}{8} m_{s2}\right) \ddot{x}_2 + \frac{1}{8} m_{s2} \ddot{x}_1 + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \\ & + k_2(x_2 - x_1) = 0 \\ & \left\{m_1 + \frac{3}{8}(m_{s1} + m_{s2})\right\} \ddot{x}_1 + \frac{1}{8} m_{s2} \ddot{x}_2 + \frac{1}{8} m_{s1} \ddot{x}_0 \\ & + c_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_0) + k_2(x_1 - x_2) \\ & + k_1(x_1 - x_0) = 0 \end{aligned} \quad (1)$$

식(1)을 간단히 하기 위하여

$$\begin{aligned} m_{11} &= m_1 + \frac{3}{8}(m_{s1} + m_{s2}) \\ m_{22} &= m_2 + \frac{3}{8} m_{s2} \end{aligned} \quad (2)$$

로 하면 식(1)은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$-\left(-\frac{1}{8} m_{s2} \ddot{x}_1 + c_2 \dot{x}_1 + k_2 x_1 + (m_{22} \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 + k_2 x_2)\right) = 0$$

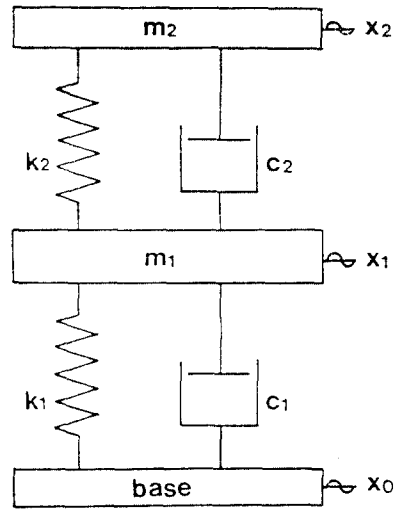


Fig. 1 System with dynamic vibration absorber

$$\begin{aligned} & \left\{m_{11} \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2) \dot{x}_1 + (k_1 + k_2) x_1\right\} - \left\{-\frac{1}{8} m_{s2} \ddot{x}_2\right. \\ & \left. + c_2 \dot{x}_2 + k_2 x_2\right\} = -\frac{1}{8} m_{s1} \ddot{x}_0 + c_1 \dot{x}_0 + k_1 x_0 \end{aligned} \quad (3)$$

식(3)에 정현파입력

$$x_0 = a_0 e^{i\omega t} \quad (4)$$

이 가해질 때 식(3)의 해를

$$\begin{aligned} x_1 &= a_1 e^{i(\omega t - \phi_1)} \\ x_2 &= a_2 e^{i(\omega t - \phi_2)} \end{aligned} \quad (5)$$

로 놓으면 식(3)의 미분방정식에서 다음의 연립 대수방정식이 얻어진다.

$$\begin{aligned} & \left\{k_1 + k_2 - m_{11} \omega^2 + i(c_1 + c_2) \omega\right\} x_1 - \left(k_2 + \frac{1}{8} m_{s2} \omega^2\right. \\ & \left. + i c_2 \omega\right\} x_2 = \left(k_1 + \frac{1}{8} m_{s1} \omega^2 + i c_1 \omega\right) x_0 \\ & - \left(k_2 + \frac{1}{8} m_{s2} \omega^2 + i c_2 \omega\right) x_1 + (k_2 - m_{22} \omega^2 \\ & + i c_2 \omega) x_2 = 0 \end{aligned} \quad (6)$$

식(6)의 해는 Cramer의 공식에 의해서 다음과 같이 주어진다.

$$\begin{aligned} a_1/a_0 &= \sqrt{\frac{z_1^2 + z_3^2}{z_5^2 + z_6^2}} \\ a_2/a_0 &= \sqrt{\frac{z_2^2 + z_4^2}{z_5^2 + z_6^2}} \end{aligned} \quad (7)$$

식(7)에서

$$\begin{aligned} z_1 &= -\frac{1}{8} m_{22} m_{s1} \omega^4 - \left(m_{22} k_1 - \frac{1}{8} m_{s1} k_2 + c_1 c_2\right) \omega^2 + k_1 k_2 \\ z_2 &= \frac{1}{64} m_{s1} m_{s2} \omega^4 - \left(-\frac{1}{8} m_{s2} k_1 - \frac{1}{8} m_{s1} k_2 + c_1 c_2\right) \omega^2 + k_1 k_2 \\ z_3 &= \left(\frac{1}{8} m_{s1} c_2 - m_{22} c_1\right) \omega^3 + (c_2 k_1 + c_1 k_2) \omega \\ z_4 &= \left(\frac{1}{8} m_{s1} c_2 + \frac{1}{8} m_{s2} c_1\right) \omega^3 + (c_2 k_1 + c_1 k_2) \omega \end{aligned}$$

$$z_5 = \left( m_{11} m_{22} + \frac{1}{64} m_{s2}^2 \right) w^4 - \left\{ \left( m_{11} + m_{22} - \frac{2}{8} m_{s2} \right) k_2 + m_{22} k_1 + c_1 c_2 \right\} w^2 + k_1 k_2$$

$$z_6 = - \left\{ \left( m_{11} + m_{22} - \frac{2}{8} m_{s2} \right) c_2 + m_{22} c_1 \right\} w^3 + (c_2 k_1 + c_1 k_2) w^2$$

(8)

이다.

### 3. 실험장치 및 실험방법

Fig. 2는 이론적인 결과를 검증하기 위하여 주진동계에 동흡진기가 부착된 실험장치이고, Fig. 3은 실

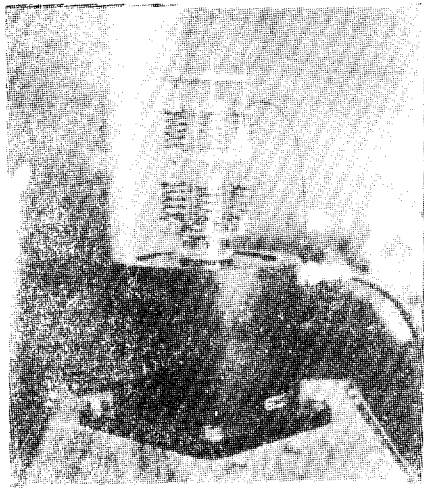


Fig. 2 Photograph of experimental device

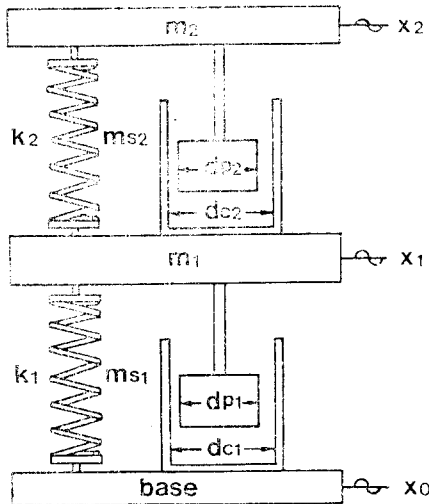


Fig. 3 Experimental model

험장치의 개략도를 표시한 것이다. 실험장치의 기초를 가진기의 진동대에 고정하면 기반의 진동을 받는 2자유도진동계의 모델이 된다. 실험장치는 원판으로 된 기초와 \$m\_1\$의 중앙에 내경이 36mm인 실린더를 부착하고 주진동계의 피스톤과 흡진기의 피스톤을 각각 \$m\_1\$과 \$m\_2\$에 부착하였으며 오일탱크의 주위에 스프링 \$k\_1\$과 \$k\_2\$의 스프링재료의 직경이 각각 3.2mm와 2.2mm인 원통형압축코일스프링을 120°의 간격으로 스프링의 고정장치를 제작하여 설치하였다. 오일탱크의 감쇠계수는 피스톤의 길이를 20mm로 일정하게 하고 피스톤의 직경을 변경함으로써 감쇠계수의 크기를 조정하였다. 진동실험에 사용된 피스톤의 직경은 주진동계의 피스톤의 직경 \$d\_{p1}=26mm\$로 일정하게 하고, 흡진기의 피스톤의 직경 \$d\_{p2}=22mm, 24mm, 26mm\$를 사용하였으며 실린더의 내부에는 실린콘오일을 채웠다. 흡진기의 스프링상수는 코일스프링의 직경과 높이를 일정하게 하고 코일스프링의 유효권수를 각각 3과 5 및 7로 변경하여 실험하였다.

진동실험의 가진방법은 경현파발생기로 10Hz에서 65Hz까지 1Hz씩 증가시켰으며 공진점의 부근에서는 0.1Hz씩 증가시키면서 기초의 변위진폭을 힘증폭기로 일정하게 조정하여 기초와 주진동계의 질량 \$m\_1\$의 변위진폭을 각각 진동계로 측정하였다.

주진동계에 동흡진기의 부착으로 주진동계의 진동억제효과를 측정하기 위하여 Fig. 3에서 흡진기의 질량 \$m\$과 흡진기의 스프링 및 흡진기의 피스톤을 제거하면 1자유도진동계가 되며 이때의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\left( m_1 + \frac{3}{8} m_{s1} \right) \ddot{x}_1 + \frac{1}{8} m_{s1} \ddot{x}_0 + (c_1 + c_{01})(\dot{x}_1 - \dot{x}_0) + k_1(x_1 - x_0) = 0$$

(9)

식(9)에서 \$c\_{01}\$은 오일탱크에서의 내부감쇠와 장치의 구조감쇠 및 공기의 저항등에 의한 장치의 동가점성감쇠계수를 나타낸다.

식(9)에서 기초의 진동은

$$x_0 = a_0 \sin \omega t$$

(10)

로 가진하고 그 응답을

$$x_1 = a_1 \sin(\omega t - \phi_1)$$

(11)

로 놓으면 기초와 \$m\_1\$의 진폭비는 다음과 같다.

$$\frac{a_1}{a_0} = \frac{\sqrt{\left( k_1 + \frac{1}{8} m_{s1} \omega^2 \right)^2 + (c_1 + c_{01})^2 \omega^2}}{\sqrt{\left( k_1 - \left( m_1 + \frac{3}{8} m_{s1} \right) \omega^2 \right)^2 + (c_1 + c_{01})^2 \omega^2}}$$

(12)

식(12)에서 주진동계에 부착된 실린더와 스프링 고정장치의 질량이 포함된 주진동계의 질량 \$m\_1=0.76kg\$이고, 스프링 \$k\_1\$의 질량 \$m\_{s1}=0.101kg\$인 경우에

$k_1$ 과  $c_{01}$  및  $c_1$ 을 측정하기 위하여 피스톤을 부착하지 않은 상태에서 가진하였을 때의 공진진동수  $w/2\pi = 31.2\text{Hz}$ 이었고, 최대진폭비  $a_1/a_0 = 240$ 이었으므로  $k_1 = 30,662\text{kN/m}$ 와  $c_{01} = 0.662\text{N}\cdot\text{s/m}$ 의 값이 구해졌으며, 주진동계의 피스톤의 직경  $d_{p1} = 26\text{mm}$ 인 피스톤을 부착시킨 경우의 공진진동수는  $w/2\pi = 30.5\text{Hz}$ 이고, 최대진폭비는  $a_1/a_0 = 8.5$ 이므로  $c_1 = 17.453\text{N}\cdot\text{s/m}$ 이 구해졌다.

Fig. 4는  $m_1 = 0.76\text{kg}$ ,  $k_1 = 30,662\text{kN/m}$ ,  $m_{s1} = 0.101\text{kg}$ 인 1자유도진동계의 진폭비를 진동수비의 변화에 따라 나타낸 것이며 고유진동수는  $w_{n1} = \sqrt{k_1/(m_1 + 3m_{s1}/8)}$  에서  $196.035\text{rad/s}$ 이다. Fig. 4에서 알 수 있는 바와 같이 감쇠계수의 영향으

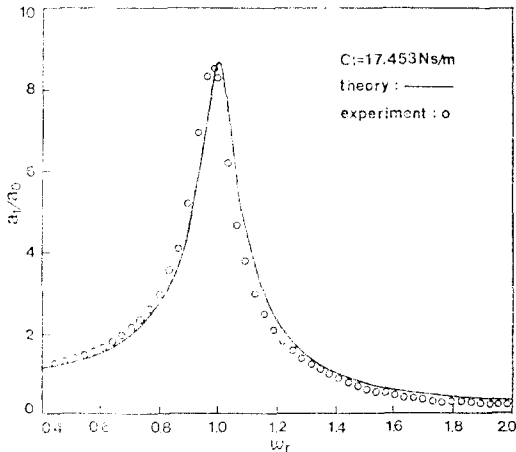


Fig. 4 Amplitude ratio versus frequency ratio ( $w_{n1} = 196.035\text{rad/s}$ )

로 이론적인 결과의 최대진폭비는 8.69이고, 실험결과의 최대 진폭비는 8.5로 이론곡선과 실험결과의 크기는 거의 일치함을 알 수 있었다.

#### 4. 실험결과 및 고찰

Fig. 5는  $m_1 = 0.76\text{kg}$ ,  $m_{s1} = 0.101\text{kg}$ ,  $k_1 = 30,662\text{kN/m}$ ,  $c_1 = 17.453\text{N}\cdot\text{s/m}$  인 주진동계에  $m_2 = 0.327\text{kg}$ ,  $m_{s2} = 0.036\text{kg}$ ,  $k_2 = 5.485\text{kN/m}$ ,  $c_2 = 0.146\text{N}\cdot\text{s/m}$ 인 동흡진기를 부착한 상태의 주진동계의 진폭비를 나타낸 것이다. 흡진기의 감쇠계수는 피스톤을 부착하지 않은 상태에서 1자유도계의 공진실험에서 측정된 것이며 이때의 공진진동수는  $20.2\text{Hz}$ 이고 최대진폭비는 300이다. Fig. 5에서 알 수 있는 바와 같이 동흡진기의 부착으로 이론곡선과 실험결과에서 2자유

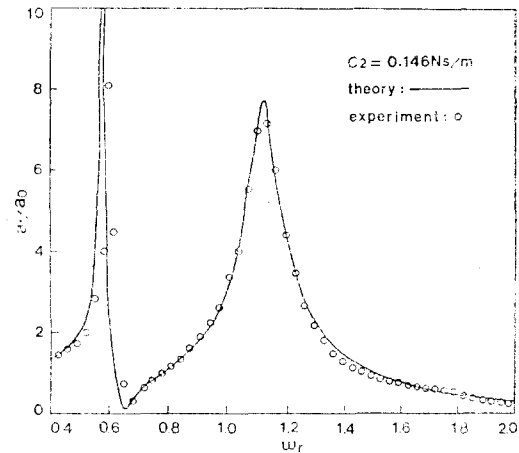


Fig. 5 Amplitude ratio versus frequency ratio ( $w_{n1} = 194.397\text{rad/s}$ )

도의 경향을 나타내고 있으며 공진진동수는

$w_{n1} = \sqrt{k_1/\{m_1 + \frac{3}{8}(m_{s1} + m_{s2})\}}$  에서  $194.397\text{rad/s}$ 이다. 주진동계에 부착된 동흡진기의 감쇠계수가 미소하므로 제1공진점의 진폭비와 제2공진점의 진폭비의 크기에서 알 수 있는 바와 같이 동흡진기의 부착으로 진폭비의 억제효과는 거의 없으며 다만 공진점을 변화시킨 효과만이 있음을 알 수 있다.

Fig. 6은 Fig. 5와 같은 주진동계에  $m_2 = 0.327\text{kg}$ ,  $k_2 = 5.485\text{kN/m}$ 인 흡진기의 감쇠계수  $c_2 = 8.027\text{N}\cdot\text{s/m}$ ,  $10.774\text{N}\cdot\text{s/m}$ ,  $17.922\text{N}\cdot\text{s/m}$ 인 경우에 주진동계의 진폭비의 이론곡선과 실험결과를 표시한 것이다. 흡진기의 감쇠계수는 흡진기의 피스톤의 직경이 각각

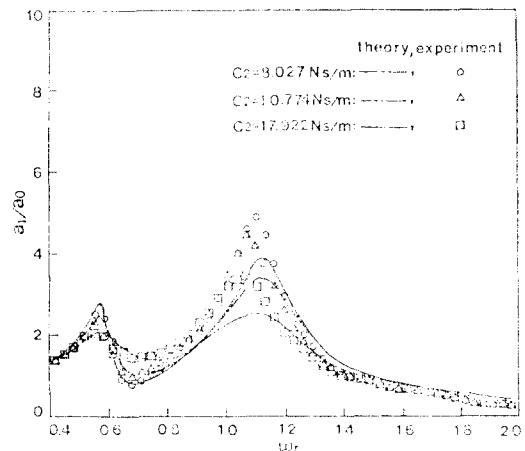


Fig. 6 Amplitude ratio versus frequency ratio ( $w_{n1} = 194.397\text{rad/s}$ )

22mm, 24mm, 26mm인 경우에 공진법에 의해서 측정된 것이다. Fig. 6에서 알 수 있는 바와 같이 동흡진기의 부착으로 공진점에서의 진폭비가 저하되었으며 흡진기의 감쇠계수가 증가함에 따라 제1공진점과 제2공진점에서의 진폭비가 감소하고 있음을 알 수 있다. Fig. 6에서 제1공진점의 진폭비가 제2공진점의 진폭비보다 작은 것은 흡진기의 감쇠계수에 대해서 흡진기의 스프링상수의 값이 최적치보다 작기 때문이다.

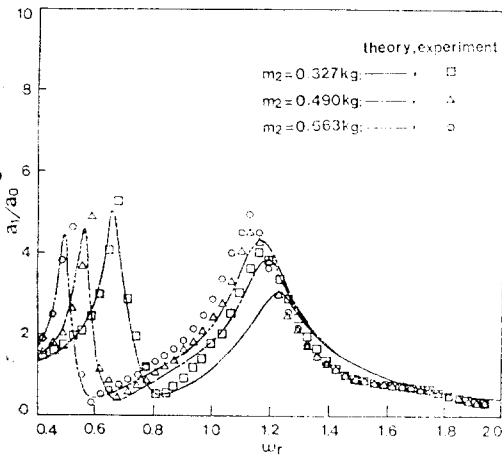


Fig. 7 Amplitude ratio versus frequency ratio ( $\omega_{n1} = 194.984 \text{ rad/s}$ )

Fig. 7은 Fig. 6과 같은 주진동계에  $k_2 = 8.414 \text{ kN/m}$ ,  $c_2 = 8.027 \text{ N}\cdot\text{s/m}$ 이고  $m_2 = 0.327 \text{ kg}$ ,  $0.49 \text{ kg}$ ,  $0.663 \text{ kg}$ 인 흡진기의 질량을 변화시킨 경우의 주진동계의 진폭비를 나타낸 것이다. Fig. 7에서 알 수 있는 바와 같이 흡진기의 질량이 증가함에 따라 공진진동수비가 감소하였으며, 제1공진점의 진폭비는 감소하고 제2공진점의 진폭비는 증가하고 있음을 알 수 있다. 그러므로 흡진기의 스프링상수와 감쇠계수가 일정한 경우에 흡진기의 질량의 변화에 의해서 제1공진점과 제2공진점의 진폭비의 높이가 일치하는 최적조건을 구할 수 있음을 알 수 있다.

Fig. 8은 Fig. 7과 같은 주진동계에  $m_2 = 0.327 \text{ kg}$ ,  $c_2 = 8.027 \text{ N}\cdot\text{s/m}$ 이고 스프링의 유효연수가 7번이며 스프링질량이  $0.048 \text{ kg}$ 인  $k_2 = 4.171 \text{ kN/m}$ 와 스프링의 유효연수가 5번이며 스프링의 질량이  $0.036 \text{ kg}$ 인  $k_2 = 5.485 \text{ kN/m}$  및 스프링의 유효연수가 3번이며 스프링질량이  $0.023 \text{ kg}$ 인  $k_2 = 8.414 \text{ kN/m}$ 로 흡진기의 스프링상수를 변화시킨 경우의 주진동계의 진폭비를 나타낸 것이다. Fig. 8에서 알 수 있는 바와 같이 흡

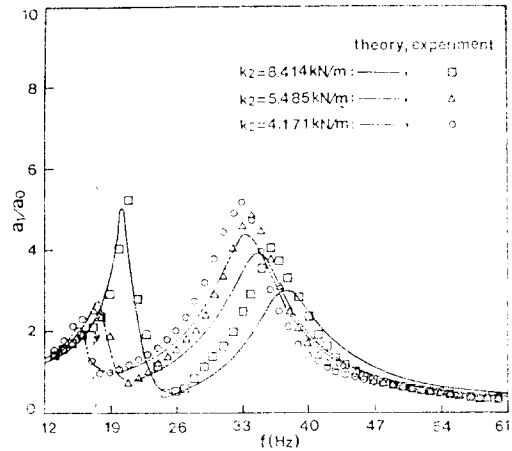


Fig. 8 Amplitude ratio versus frequency

진기의 스프링상수가 증가함에 따라 제1공진점과 제2공진점의 공진진동수가 증가하였으며, 제1공진점의 진폭비의 크기는 증가하고 제2공진점의 진폭비의 크기는 감소하였음을 알 수 있다.

### 5. 결 론

기반의 조화운동을 받는 주진동계에 동흡진기를 부착하여 진폭비의 억제효과를 규명하기 위한 이론 해석과 진동실험의 결과에서 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 흡진기의 스프링상수가 증가하면 제1공진점의 진폭비는 증가하고 제2공진점의 진폭비는 감소한다.
- 2) 흡진기의 질량이 증가하면 제1공진점의 진폭비는 감소하고 제2공진점의 진폭비는 증가한다.
- 3) 흡진기의 감쇠계수가 일정한 경우에 흡진기의 스프링상수와 질량비로써 최적동흡진기의 조건을 구할 수 있다.

### 참 고 문 헌

- 1) Den Hartog, "Mechanical Vibrations", McGraw, London, pp. 93~104, 1956
- 2) Randall, S. E., D. M. Halsted and D. L. Taylor, "Optimum Vibration Absorber for Linear Damped Systems", Tran. of the ASME, J. of Mechanical Design, Vol. 103, pp. 908~913, 1981
- 3) Ioi, Toshihiro and Ken Ikeda, "On the Dynamic Vibration Damped Absorber of the Vibration

- System", Bulletin of the JSME, Vol. 21, No. 151, pp. 64~71, 1978
- 4) Kim, Kwang Joon, "Optimal Design of a Vibration Absorber against Machine Tool Chatter", Tran. of the KSME, Vol. 8, No. 2, pp. 162~170, 1984
  - 5) Hunt J. B. and J. C. Nissen, "The Broadband Dynamic Vibration Absorber", J. of Sound and Vibration, Vol. 83, No. 4, pp. 573~578, 1982
  - 6) Soom A. and Ming San Lee, "Optimal Design of Linear and Nonlinear Vibration Absorbers for Damped Systems", Tran. of the ASME, J. of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, Vol. 105, pp. 112~119, 1983
  - 7) 김광식, 안찬우, "조화운동하는 기관상에서 작동하는 비선형동흡진기의 동특성에 관한 연구", 大韓機械學會論文集, 제12권, 제1호, pp. 131~136, 1988
  - 8) 淺見敏彦, 關口久美, "オイルダンパの基礎的研究", 日本機械學會論文集, Vol. 50, No. 456, pp. 1357~1365, 1984



(p. 169에서 계속)

# OMAE Europe '89 - The Hague

Netherlands Congress Centre, March 19-23



Offshore Mechanics & Arctic Engineering Division (OMAE)

## CALL FOR PAPERS

NEW SITE

Offshore Mechanics and Control  
Offshore and Arctic Technology  
Pipeline Symposium  
Ocean Energy Technology

Arctic Engineering  
Geotechnical Engineering  
Computer Technology Symposium  
Materials Technology Symposium

(see backside for general call for papers)

The OMAE Conference sponsors are:

American Society of Mechanical Engineers (ASME)  
Society of Naval Architects of Japan (SNAJ)  
Institution of Mechanical Engineers (I.Mech.E.)  
London Centre for Marine Technology (LCMT)  
Chinese Society of Ocean Engineers (CSOE)  
Chinese Society of Naval Architects and Marine Engineers (CSNAME)  
Norwegian Society of Chartered Engineers (NIF)  
Conseil de Liaison des Associations de Recherche sur les Ouvrages en Mer (CLAROM)  
The Japan Society of Mechanical Engineers (JSME)

USA  
Japan  
United Kingdom  
United Kingdom  
China  
China  
Norway  
France  
Japan

Deutsches Komitee für Meerforschung und Meerestechnik, e.V. (DKMM)  
Federal Republic of Germany  
Canadian Society for Mechanical Engineers (CSME)  
Canada  
Italian Association for Marine and Offshore Engineers (AIOM)  
Italy  
Dansk Ingeniørforening (DIF)  
Denmark  
Korea Committee for Ocean Resources and Engineering (KCORE)  
Korea  
Royal Flemish Engineers Association (KVIV)  
Belgium  
Technical Research Center of Finland (VTT)  
Finland  
The Swedish National Industrial Board (SIND)  
Sweden  
Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering (JOMAE)  
USA  
[Additional sponsor societies will be announced later]

Send two copies of abstracts in 300-400 words for review, names and complete mailing addresses, telephone no., and telex no. of the corresponding authors and co-authors to: Sponsor or Session Organizer or

Prof. Jin S. Chung  
OMAE Conference Committee  
c/o. Colorado School of Mines  
1500 Illinois Street  
Golden, CO 80401  
U.S.A.  
(303) 273-3673  
Telex 910-934-0190 CSM GLDN

For Exhibiting Information, write to International OMAE Council, 12757 West 57th Drive, Arvada, Colorado 80002-1301 USA

\*All manuscripts will be reviewed according to the ASME paper review criteria, prior to acceptance. Papers of permanent interest will be further reviewed for publication in Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering.