

접판스프링을 이용한 횡방향 진동절연댐퍼

제양규* · 김중수** · 정시영*** · 홍성욱****

(1997년 8월 22일 접수)

A Lateral Vibration Damper Using Leaf Springs

Y.-G. Jei, J.-S. Kim, S.-Y. Jung and S.-W. Hong

Key Words : Leaf Spring(접판스프링), Leaf Spring Damper(LSD, 스프링댐퍼), Frictional Coefficient(마찰계수), Damping Coefficient(감쇠계수), Stiffness Coefficient(강성계수)

Abstract

This paper introduces a new lateral damper, which is simply called "leaf spring damper (LSD)", using the leaf springs. The principle and the construction of this novel damper is described in detail. The theoretical analysis of the damper is presented. The advantages of this novel damper are discussed. Experiments are performed on four dampers which have the different stiffness and damping coefficients respectively. The dynamic coefficients of the dampers and the temperature rise of working fluid are measured as the vibration speeds. The experimental results are compared with the theoretical results and it is found a good agreement.

1. 서 론

진동을 흡수하는 장치는 그 용도와 적용범위에 따라 매우 다양하게 개발되어 있다. 이러한 진동흡수장치를 작동방향에 따라 나누면 축방향, 횡방향 그리고 비틀방향의 진동흡수장치가 있다. 현재까지 개발되어 있는 횡방향 진동흡수장치는 고무 등 탄성물체를 사용한 고휘 탄성댐퍼(solid state damper)와 점성유체를 사용한 스퀴즈필름댐퍼가 있다. 스퀴즈필름댐퍼는 매우 좁은 환상(環狀) 공간에 유체를 넣어 감쇠력을 주는 장치로서 큰 감쇠력을 얻을 수 있지만 설계가 어렵고 열발생이 심하여 오일의 냉각 및 순환장치가 필요하여 부대장치 비용 등으

로 인하여 특수한 경우(예 : 항공기 가스터빈엔진 등)가 아니면 사용되지 않고 있다. 또 스퀴즈필름댐퍼는 감쇠력의 조정이 어렵고 불안정영역이 존재하며 특히 강성력은 거의 얻을 수 없다. 고휘탄성댐퍼는 강성 및 감쇠력 조정이 쉽지 않고 경화 및 내구성의 문제가 있다. 따라서 부대장치가 필요 없고 강성 및 감쇠력 조정이 용이하면서도 규격화 및 사용의 용이성을 갖춘 횡방향 진동절연장치가 요구된다.

본 연구를 통하여 개발되는 횡방향 진동절연장치는 Kim & Jei^(1,2)등에 의하여 연구된 바가 있는 플렉시블 커플링의 개념을 횡방향 진동절연장치에 적용시킨 것으로 접판스프링과 유체 감쇠력을 이용하는 새로운 횡방향 진동절연장치(일명 스프링댐퍼)이다. 본 스프링댐퍼는 기존의 고무형 댐퍼보다 매우 높은 감쇠력을 가질 수 있을 뿐만 아니라 강성 및 감쇠력 조정이 쉽다. 또한 스퀴즈필름댐퍼와는 달리 규격화된 단일품으로 생산이 가능하게 됨으로

*회원, (주) 엘트월 I&C

**회원, 한국해양대학교 기계·냉동·자동차공학부

***회원, 인하공업전문대학 항공기계공학과

****회원, 금오공과대학교 정밀기계공학과

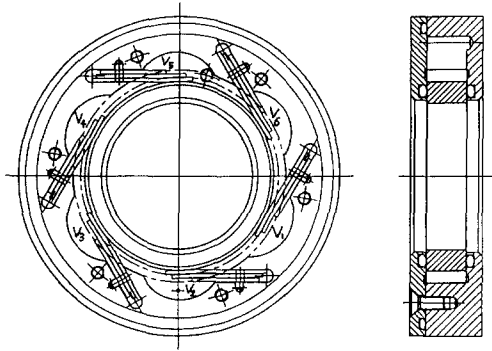


Fig. 1 Sectional view of a leaf spring damper.

서 사용이 편리하고 그 적용 범위가 스퀴즈필름댐퍼에 비하여 상당히 광범위하게 될 것이다. 터보회전기계는 물론, 고속공작기계, (철도)차량의 휠, 가전제품 등 그 적용범위가 매우 넓으며 특히 볼베어링과 함께 사용됨으로서 큰 감쇠력을 줄 수 있게 되어 볼베어링의 사용범위를 대폭 확대시킬 수 있다. 또한 유막베어링과 함께 사용되어 베어링의 안정성을 향상시킬 수도 있을 것으로 기대된다.

개발되는 스프링댐퍼에 대한 이론적 동특성 해석을 통하여 스프링댐퍼가 갖는 특성을 설명한다. 또 스프링댐퍼를 제작하여 동특성 실험을 수행하고 이론적으로 예측되는 결과와 비교하여 스프링댐퍼의 특성을 이해하며, 추후 설계에 기초자료로 활용하고자 한다. 본 연구결과에서 이론과 실험결과가 비교적 양호한 일치율을 보여주고 있으며, 본 스프링댐퍼의 유효성 및 성능특성이 확인되었다.

2. 스프링댐퍼의 원리

Fig. 1은 제작된 스프링댐퍼의 조립단면도를 나타내고 있다. 내부링과 여러 개의 겹판스프링은 예압을 받는 형태로 하여 그림과 같이 접선방향으로 조립되어 있다. 그러므로 내부링의 운동에 따라 겹판스프링의 변형이 일어난다. 그리고 겹판스프링의 양쪽을 덮개판으로 막으면 그림에서 나타내고 있는 것처럼 각각의 겹판스프링에 의하여 형성되는 공간 V_1, V_2, \dots 가 존재하게 된다. 이때 각각의 공간간의 통로는 내부링의 폭과 겹판스프링 폭의 공차에 의하여 주어지는 틈새와 그림에서처럼 덮개판의 적절한 위치에 적당한 크기 ($b_0 \times h_0$)로 만들어진 그루브에 의하여 주어지게 된다. 그리고 각각의 공간은 외부와 그림과 같이 O-링에 의하여 차단된다. 그

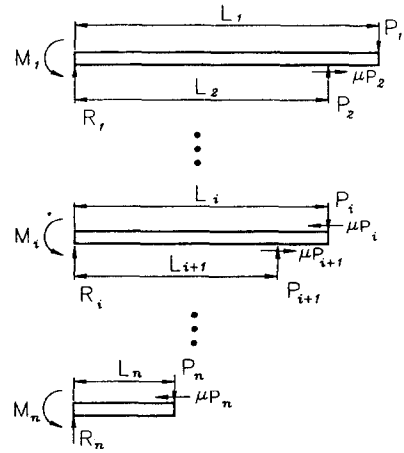


Fig. 2 Free body diagram of leaf spring.

러므로 모든 공간에 적당한 유체를 채우면 댐퍼의 기능을 하게 된다. 즉, 내부링이 움직이면 접해 있는 겹판스프링에 의하여 스프링반력(강성력)이 발생한다. 그리고 각 공간의 체적변화가 일어나게 되고 이로 인한 각각의 공간간에 유체의 흐름이 존재하여 압력차가 발생하게 되는데 이러한 압력차에 의한 반력(감쇠력)이 존재하게 된다. 그러므로 강성계수의 조절은 겹판스프링의 특성변화로 쉽게 얻을 수 있으며, 감쇠계수는 각 공간간의 오일통로의 크기를 조절함으로써 쉽게 조절될 수 있다.

3. 스프링댐퍼의 강성

스프링댐퍼의 강성은 Fig. 1에서 보듯이 겹판스프링의 강성에 의하여 지배된다. 그러므로 겹판스프링의 강성계수를 구하면 스프링댐퍼의 강성계수를 얻게 될 것이다. Fig. 2는 겹판스프링의 자유물체도를 나타내고 있다. 겹판스프링의 강성을 구하기 위하여 겹판스프링의 처짐량을 알아야 하며, 따라서 각각의 스프링판에 작용하는 힘 (P_i)의 분포를 구해야 한다. 먼저 각 스프링판에 대한 임의의 위치에서의 모멘트 (M_i)는 다음과 같이 주어진다.

$$\begin{aligned}
 M_1(x) &= -P_1(L_1 - x) + P_2(L_2 - x) \\
 &\quad + P_2 \langle x - L_2 \rangle^1 + \mu P_2 (t_1/2 + \delta_2) \\
 &\quad - \mu P_2 (t_1/2 + \delta_2) \langle x - L_2 \rangle^0 \\
 &\quad - \mu P_2 \delta_1(x) + \mu P_2 \delta_1(x) \langle x - L_2 \rangle^0 \\
 &\quad \vdots \\
 M_i(x) &= -P_i(L_i - x) + P_{i+1}(L_{i+1} - x)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &+ P_{i+1} \langle x - L_{i+1} \rangle^1 + \mu P_i (t_i/2 - \delta_i) \\
 &+ \mu P_{i+1} (t_i/2 + \delta_{i+1}) \\
 &- \mu P_{i+1} (t_i/2 + \delta_{i+1}) \langle x - L_{i+1} \rangle^0 \\
 &+ \mu (P_i - P_{i+1}) \delta_i(x) \\
 &+ \mu P_{i+1} \delta_i(x) \langle x - L_{i+1} \rangle^0 \\
 &\quad \vdots \\
 M_n(x) = &- P_n (L_n - x) + \mu P_n (t_n/2 - \delta_n) \\
 &+ \mu P_n \delta_n(x) \quad (1)
 \end{aligned}$$

여기서, $\langle \rangle$ 는 괄호 안의 값이 0보다 작은 경우는 0으로 간주하고, 0보다 큰 경우는 보통의 $()$ 와 동일하다. 그리고 하첨자 i 는 겹판스프링에서 하중을 받는 스프링판에서 i 번째의 판을 의미한다. 그리고 각 스프링판의 처짐과 모멘트와의 관계는 아래와 같다.

$$(EI)_i \frac{d^2 \delta_i(x)}{dx^2} = -M_i(x) \quad (2)$$

위 식에서 마찰력의 영향으로 각각의 판의 처짐은 복잡한 미분방정식이 되어서 쉽게 구할 수 없다. 마찰력에 의한 영향은 마찰계수의 크기에 민감하며 또한 스프링판의 두께와 스프링의 변위량 자체에 의해서도 영향을 받는다. 즉, 마찰력에 의한 영향은 비선형적으로 나타나게 될 것이다. 그러나 본 스프링댐퍼와 같이 윤활제가 존재하는 경우에는 마찰계수가 비교적 작다고 판단하여 마찰력을 무시하기로 한다. 마찰력을 무시한 경우 스프링판 임의의 위치에서의 처짐은 다음과 같이 주어진다.

$$\begin{aligned}
 \delta_i(x) = &\frac{P_i}{6(EI)_i} (3L_i x^2 - x^3) \\
 &- \frac{P_{i+1}}{6(EI)_i} (3L_{i+1} x^2 - x^3) \\
 &- \frac{P_{i+1}}{6(EI)_i} \langle x - L_{i+1} \rangle^3, \\
 &0 \leq x \leq L_i, \quad i=1, 2, \dots, n-1 \quad (3a)
 \end{aligned}$$

$$\delta_n(x) = \frac{P_n}{6(EI)_n} (3L_n x^2 - x^3) \quad (3b)$$

각각의 스프링판의 끝에서 처짐량이 동일하다는 구속조건으로부터 각각의 판스프링에 작용하는 하중을 구할 수 있다. 즉,

$$\delta_i(L_i) = \delta_{i-1}(L_i) \quad (4)$$

식 (3a) (3b)와 식 (4)로부터 다음과 같은 관계를 얻게 된다.

$$\frac{P_{i-1}}{6(EI)_{i-1}} (3L_{i-1} L_i^2 - L_i^3) - \frac{P_i L_i^3}{3(EI)_{i-1}}$$

$$= \frac{P_i L_i^3}{3(EI)_i} - \frac{P_{i+1}}{6(EI)_i} (3L_i L_{i+1}^2 - L_{i+1}^3) \quad (5)$$

위 식을 정리하면 아래와 같은 연립방정식으로 표현된다.

$$\begin{bmatrix} d_2 & c_2 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ a_3 & d_3 & c_3 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & a_4 & d_4 & c_4 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & a_4 & d_5 & c_5 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & a_{n-1} & d_{n-1} & c_{n-1} \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & a_n & d_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varphi_2 \\ \varphi_3 \\ \varphi_4 \\ \vdots \\ \varphi_{n-1} \\ \varphi_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_2 \\ b_3 \\ b_4 \\ \vdots \\ b_{n-1} \\ b_n \end{bmatrix} \quad (6)$$

여기서, 각각의 계수들은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 a_i &= (3L_{i-1} - L_i) L_i^2 / L_i^3 \\
 d_i &= -2 \left(\frac{L_i}{L_i} \right)^3 \left(1 + \frac{(EI)_{i-1}}{(EI)_i} \right) \\
 c_i &= \frac{(EI)_{i-1}}{(EI)_i} a_{i+1} \\
 b_i &= \begin{cases} -a_i, & i=2 \\ 0, & i=3, 4, \dots, n \end{cases} \\
 \varphi_i &= P_i / P_1
 \end{aligned}$$

그러므로 겹판스프링의 제원이 주어지면 연립방정식인 식 (6)로부터 하중계수 φ_i 를 쉽게 구할 수 있으며, 따라서 겹판스프링의 강성도 다음 식으로부터 구해진다.

$$k_p = \frac{3(EI)_1}{\xi(1-\nu^2)L_1^3} \quad (7)$$

여기서,

$$\xi = 1 - 0.5\varphi_2 \left(\frac{L_2}{L_1} \right)^2 \left\{ 3 - \left(\frac{L_2}{L_1} \right) \right\} \quad (8)$$

그리고 ν 는 푸아송비이며, 겹판스프링의 폭이 판의 두께에 비하여 충분히 큰 경우에는 겹판스프링의 강성은 식 (7)과 같이 표현된다.⁽³⁻⁵⁾

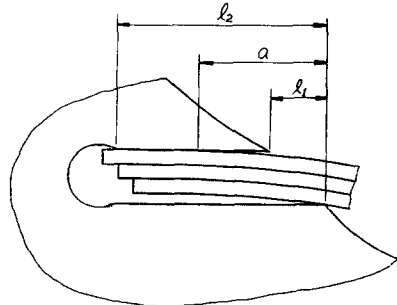


Fig. 3 Detail of clamping structure of leaf spring.

그리고 본 스프링댐퍼는 접판스프링이 Fig. 3과 같은 구조로 지지되고 있으므로 강성계수는 아래와 같은 식으로 조정되어야 한다.

$$k_s = \frac{k_p}{(1+a/L_1)} \quad (9)$$

여기서, a 는 Fig. 3에서 알 수 있는 것처럼 접촉점까지의 거리이며 접판스프링의 두께와 홈과의 공차와 접판스프링의 변형량 등에 따라 변하게 될 것이다. 이후에 이론적인 강성계수를 구할 때 $a=l_1$ 인 경우와 $a=l_2$ 인 두 경우에 대하여 구하게 될 것이다.

4. 스프링댐퍼의 감쇠

스프링댐퍼의 감쇠력은 아래와 같은 여러 가지 요소에 의하여 발생하게 될 것이다.

- (i) 접판스프링의 양측에 발생하는 압력차에 의한 점성감쇠
 - (ii) 접판스프링의 변형시 판사이의 마찰에 의한 히스테리시스적 마찰감쇠
 - (iii) 내부링과 O-링간의 접촉에 의한 마찰감쇠
 - (iv) 윤활유의 유동시 점성에 의한 마찰저항감쇠
- 여기서, (iv)는 다른 요소에 비하여 그 크기가 상대적으로 매우 작아서 무시할 수 있을 것이다. 그러나 (ii), (iii)은 이론적으로 예측하기가 쉽지 않다. 왜냐하면 마찰계수의 크기와 관련이 되기 때문이다. 본 연구에서는 내부링의 운동에 의한 오일의 유동을 해석하여 흐름저항에 의한 점성감쇠를 이론적으로 예측하고, 마찰계수를 가정하여 마찰감쇠를 예측하고자 한다.

4.1 내부링의 변동으로 인한 내부유체공간에서의 압력변화

Fig. 4는 스프링댐퍼의 좌표계를 나타내고 있다. 내부링이 Δx , Δy 만큼 변동하면 Fig. 5와 같이 각 내부유체공간의 체적이 변하게 되며, 임의의 i 번째 내부유체공간의 체적변동량 $(\Delta V)_i$ 는 다음과 같이 주어진다.

$$(\Delta V)_i = (\Delta V_s)_i + (\Delta V_f)_i - (\Delta V_f)_{i+1} \quad (10)$$

여기서, ΔV_s 는 내부링의 운동에 의한 체적변동량으로 다음과 같이 주어진다.

$$(\Delta V_s)_i = \frac{bd_o}{2} \{(\sin\phi_{i+1} - \sin\phi_i) \Delta x$$

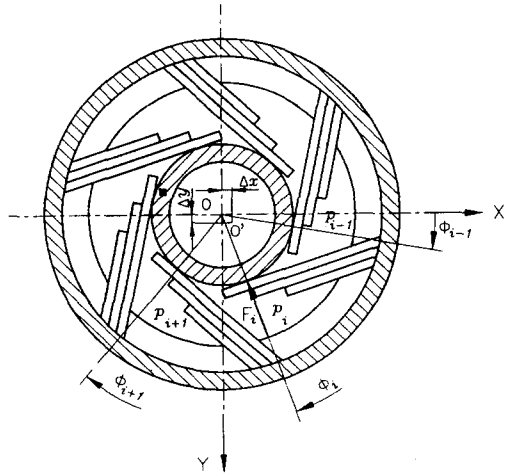


Fig. 4 Coordinate system of leaf spring damper.

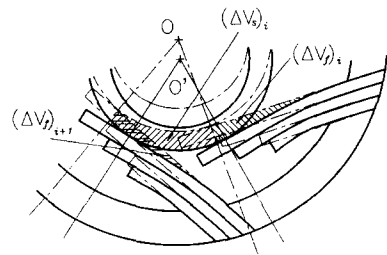


Fig. 5 Schematic diagram of the change of oil space by moving the inner ring.

$$+ (\cos\phi_i - \cos\phi_{i+1}) \Delta y \} \quad (11)$$

위 식에서 d_o 는 접판스프링과 접하는 내부링의 외경이고, b 는 내부링 및 접판스프링의 폭이다. 그리고 ΔV_f 는 접판스프링의 변형에 의한 체적변동량이며, 내부링의 운동에 의한 접판스프링의 변형으로 발생하는 양이다. 그러나 접판스프링에 대하여 정확한 체적변동량을 구하기는 복잡하기 때문에 접판스프링과 동일한 스프링상수 k_s 를 갖는 외팔보(cantilever beam)로 상사시켜 구하기로 한다. 그러면 외팔보의 끝단에서의 처짐이 δ_1 일 때 임의의 위치에서의 처짐량 $\delta(x)$ 는 다음과 같이 주어지므로

$$\delta(x) = \frac{1}{2L^3} (3Lx^2 - x^3) \delta_1 \quad (12)$$

내부링이 Δx , Δy 만큼 변동하였을 때의 접판스프링의 체적변동량은 다음과 같이 주어지게 된다.

$$(\Delta V_f)_i = \frac{3bl}{8} (\cos\phi_i \Delta x + \sin\phi_i \Delta y) \quad (13a)$$

$$(\Delta V_f)_{i+1} = \frac{3bL}{8} (\cos\phi_{i+1} \Delta x + \sin\phi_{i+1} \Delta y) \quad (13b)$$

물론 위 식에서는 접판스프링의 양측에 발생하는 압력차에 의한 접판스프링 자체의 변형량은 상대적으로 매우 작다고 가정하여 무시되었다. 그리고 L 은 접판스프링의 유효길이이다.

그러므로 내부유체공간의 전체 체적변동량은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} (\Delta V)_i = & \left\{ \frac{bd_o}{2} (\sin\phi_{i+1} - \sin\phi_i) \right. \\ & \left. + \frac{3bL}{8} (\cos\phi_i - \cos\phi_{i+1}) \right\} \Delta x \\ & + \left\{ \frac{bd_o}{2} (\cos\phi_i - \cos\phi_{i+1}) \right. \\ & \left. + \frac{3bL}{8} (\sin\phi_i - \sin\phi_{i+1}) \right\} \Delta y \quad (14) \end{aligned}$$

그리고 내부유체공간을 빠져나가는 유량은 덮게판에 파여진 오일그루브(oil groove)를 통과하는 유량과 접판스프링과 덮게판간의 좁은 틈새로 빠져나가는 유량을 합한 것이다. 그러면 내부유체공간을 빠져나가는 유량은 아래와 같은 식으로 표현되고,

$$(Q_s)_i = C_{DR} (p_i - p_{i-1}) + C_{DL} (p_i - p_{i+1}) \quad (15)$$

여기서, C_{DR} , C_{DL} 은 오일이 덮게판과 접판스프링 사이의 틈새로 흐를 때 각각 양 방향의 유량계수이다. 정확한 유량계수를 구하는 것은 불가능하므로 양 방향 모두 아래와 같이 가정한다.⁽⁶⁾

$$C_D = 2 \left(\frac{\pi d_h^4}{142 \eta L_h} \right), \quad d_h = \frac{2b_o h_o}{b_o + h_o} \quad (16)$$

여기서, b_o , h_o 는 각각 오일그루브의 폭과 깊이를 나타내며, L_h 는 오일그루브에 의한 유체공간간의 통로길이를 나타낸다. 그리고 η 는 오일의 점도를 나타내며 양쪽의 덮게판에 오일그루브가 존재하기 때문에 유량계수에 2를 곱해 주어야 한다. 그리고 접판스프링과 덮게판간의 좁은 틈새로 흐르는 유량은 오일그루브를 통한 유량에 비하여 매우 작다고 가정하여 무시되었다.

내부링의 변동으로 인한 내부유체공간에서의 압력은 유체유동에 대한 아래와 같은 연속방정식으로 부터 구할 수 있으며,

$$(Q_s)_i = \frac{d(\Delta V)_i}{dt} \quad (17)$$

식 (14), (15)를 위 식에 대입하여 압력에 대한 식으로 정리하면

$$\begin{aligned} & p_{i-1} - 2p_i + p_{i+1} \\ & = \frac{3bL}{8C_D} \left\{ -\frac{4d_o}{3L} (\sin\phi_i - \sin\phi_{i+1}) \right. \\ & \quad \left. + (\cos\phi_i - \cos\phi_{i+1}) \right\} \frac{d(\Delta x)}{dt} \\ & \quad + \frac{3bL}{8C_D} \left\{ \frac{4d_o}{3L} (\cos\phi_i - \cos\phi_{i+1}) \right. \\ & \quad \left. + (\sin\phi_i - \sin\phi_{i+1}) \right\} \frac{d(\Delta y)}{dt} \quad (18) \end{aligned}$$

이고, 내부링의 미소속도에 대하여 압력은 다음과 같이 각각의 성분의 합으로 표시할 수 있다.

$$p = p_x \Delta \dot{x} + p_y \Delta \dot{y} \quad (19)$$

그러므로 식 (18)은 x-성분 및 y-성분으로 분리된 압력의 지배방정식을 얻을 수 있고, 각각의 연립방정식을 풀면 식 (19)의 각 압력성분을 얻을 수 있다.

4.2 O-링 접촉에 의한 마찰감쇠 및 접판스프링간의 마찰에 의한 감쇠

O-링 접촉부에서의 마찰력에 의한 1사이클당 감쇠에너지 E 는 다음과 같이 주어진다.^(7,8)

$$E = 4\mu_o F_N A \quad (20)$$

여기서, F_N 는 내부링과 O-링간의 접촉력이고, A 는 진폭을 나타내며, μ_o 는 접촉부에서의 마찰계수이다. 그러므로 등가점성계수, C_f 로 나타내면 아래와 같이 표시되고 등방성이다.

$$C_f = \frac{4\mu_o F_N}{\pi \omega A} \quad (21)$$

한편, 접판스프링의 변형시 각 판 사이에서 발생하는 마찰력의 크기는 운동속도의 크기와는 무관하고 각 판의 처짐량에 비례하고(접촉력이 처짐량에 비례하므로) 방향은 운동속도의 방향과 동일하다. 이와 같은 특징은 히스테리시스댐핑(hysteresis damping)과 같은 성질을 갖는다.⁽¹⁰⁾ 이것은 접판스프링에 작용하는 힘, F_s 를 다음과 같이 모델링할 수 있음을 의미한다.⁽⁷⁻⁹⁾

$$F_s = k_s \delta + j h_d \dot{\delta} = k_s (1 + j \xi) \delta \quad (22)$$

여기서, $jha\delta$ 는 마찰에 의한 감쇠력을 나타내고, $\zeta = ha/k_s$ 는 손실계수이다. 그러므로 접판스프링의 마찰에 의한 감쇠를 상당 점성감쇠계수 형태로 표시하면 다음과 같이 된다.

$$C_h = \frac{ha}{\omega} = \frac{\zeta k_s}{\omega} \quad (23)$$

손실계수 ζ 는 접판스프링의 운동시에 마찰에 의해 발생하는 소산에너지 (Dissipation energy, E_d)로부터 구할 수 있다.

$$E_d = 4\mu_s P_1 \Delta S_1 + \sum_{i=2}^n 4\mu_s P_i (2\Delta S_i) \quad (24)$$

여기서, n 은 접판스프링을 구성하는 판의 수를 나타내고, ΔS_i 는 접촉점에서 각 판의 미끄럼량을 나타낸다. 겹침판간의 접촉점에서는 맞닿은 두 판에서 각각 ΔS_i 만큼 미끄럼이 발생하게 되어 전체적으로는 $2\Delta S_i$ 만큼 미끄럼이 발생하게 된다. 그러나 첫 번째 스프링판은 내부링과 접촉하고 있기 때문에 스프링판의 변형에 의한 미끄럼만이 존재한다. 미끄럼량을 외팔보의 처짐량 δ_i 와의 관계식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\Delta S_i = \frac{3\delta_i t_i}{2L_i} \quad (25)$$

여기서, t_i 는 접판스프링의 두께를 나타내고 있으며, 하중을 스프링상수와 처짐량으로 대체하여 식 (24)을 다시 정리하면 아래와 같이 된다.

$$E_d = 6\mu_s k_s (\delta_1 + \delta_{pre}) \cdot \delta_1 \left[\frac{t_1}{L_1} + 2 \sum_{i=2}^n \varphi_i \frac{\delta_i}{\delta_1} \frac{t_i}{L_i} \right] \quad (26)$$

위 식에서 δ_{pre} 는 내부링이 초기결합시 예변형량 (preloaded)이다. 그러므로 접판스프링에서 손실계수 ζ 는 아래와 같다.

$$\zeta = \frac{6\mu_s}{\pi} \left(1 + \frac{\delta_{pre}}{\delta_1} \right) \left[\frac{t_1}{L_1} + 2 \sum_{i=2}^n \varphi_i \frac{\delta_i}{\delta_1} \frac{t_i}{L_i} \right] \quad (27)$$

5. 스프링댐퍼의 동특성계수

Fig. 4에서 내부링의 변동시에 스프링판에 의한 접촉점에서의 반력은 다음과 같이 표현된다.

$$F_i = k_s(1 + j\eta) \cos\phi_i \Delta x + k_s(1 + j\eta) \sin\phi_i \Delta y + \frac{3bL}{8} (p_{i-1} - p_i) \quad (28)$$

위 식에서 우변의 첫째, 둘째 항은 접촉점에서의 정적 처짐에 의한 접판스프링의 반력이고, 마지막 항은 유체 압력차에 의해 접판스프링에 작용하는 반력이다. 그러므로 베어링 전체의 적교 좌표에 대한 내부링이 받는 힘과 그것을 동특성계수로 표시하면 각각 아래와 같이 된다.

$$F_x = \sum_{i=1}^N \left\{ F_i \cos\phi_i + \frac{bd_o}{2} \int_{\phi_i}^{\phi_{i+1}} p_i \cos\theta d\theta \right\} = K_{xx} \Delta x + K_{xy} \Delta y + C_{xx} \Delta \dot{x} + C_{xy} \Delta \dot{y} \quad (29a)$$

$$F_y = \sum_{i=1}^N \left\{ F_i \sin\phi_i + \frac{bd_o}{2} \int_{\phi_i}^{\phi_{i+1}} p_i \sin\theta d\theta \right\} = K_{yx} \Delta x + K_{yy} \Delta y + C_{yx} \Delta \dot{x} + C_{yy} \Delta \dot{y} \quad (29b)$$

위 식에서 우변의 압력의 적분 항은 각 내부유체공간의 유체압력에 의한 내부링에 작용하는 힘을 나타낸다. 식 (29a), (29b)에 식 (28)을 대입하면 진동결연장치의 강성계수 및 상당 점성감쇠계수를 얻을 수 있으며 다음과 같다.

강성계수 :

$$\begin{aligned} K_{xx} &= k_s \sum_{i=1}^N \cos^2\phi_i \\ K_{xy} &= k_s \sum_{i=1}^N \sin\phi_i \cos\phi_i \\ K_{yx} &= k_s \sum_{i=1}^N \cos\phi_i \sin\phi_i \\ K_{yy} &= k_s \sum_{i=1}^N \sin^2\phi_i \end{aligned} \quad (30)$$

감쇠계수 :

$$\begin{aligned} C_{xx} &= C_f + \frac{\zeta k_s}{\omega} \sum_{i=1}^N \cos^2\phi_i \\ &\quad + \lambda \sum_{i=1}^N \left\{ (\bar{p}_{x,i-1} - \bar{p}_{x,i}) \cos\phi_i \right. \\ &\quad \left. + \frac{4d_o}{3L} \bar{p}_{x,i} (\sin\phi_i - \sin\phi_{i+1}) \right\} C_{xy} \\ &= \frac{\zeta k_s}{\omega} \sum_{i=1}^N \sin\phi_i \cos\phi_i \\ &\quad + \lambda \sum_{i=1}^N \left\{ (\bar{p}_{y,i-1} - \bar{p}_{y,i}) \cos\phi_i \right. \\ &\quad \left. + \frac{4d_o}{3L} \bar{p}_{y,i} (\sin\phi_i - \sin\phi_{i+1}) \right\} C_{yx} \\ &= \frac{\zeta k_s}{\omega} \sum_{i=1}^N \cos\phi_i \sin\phi_i \\ &\quad + \lambda \sum_{i=1}^N \left\{ (\bar{p}_{x,i-1} - \bar{p}_{x,i}) \sin\phi_i \right. \\ &\quad \left. + \frac{4d_o}{3L} \bar{p}_{x,i} (\cos\phi_i - \cos\phi_{i+1}) \right\} C_{yy} \\ &= C_f + \frac{\zeta k_s}{\omega} \sum_{i=1}^N \sin^2\phi_i \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & + \lambda \sum_{i=1}^N \left\{ (\bar{p}_{x,i-1} - \bar{p}_{y,i}) \sin \phi_i \right. \\
 & \left. + \frac{4d_o}{3L} \bar{p}_{y,i} (\cos \phi_i - \cos \phi_{i+1}) \right\} \quad (31)
 \end{aligned}$$

여기서, λ 및 무차원 압력계수는 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 \lambda &= \frac{9b^2L^2}{64C_D} = \frac{639\eta L_h b^2 L^2}{64\pi d_h^4} \\
 (\bar{p}_x, \bar{p}_y) &= \frac{8C_D}{3bL} (p_x, p_y)
 \end{aligned}$$

스프링댐퍼의 강성계수는 설치된 각각의 겹판스프링의 강성계수 k_s 가 똑같고 배치간격이 균일하면 $K_{xy} = K_{yx} = 0$ 으로 서로 연성되지 않을 뿐만 아니라 $K_{xx} = K_{yy} = 0.5Nk_s$ 로 등방성 (isotropic)이다. 감쇠계수에서 우변의 첫째 항은 O-링 접촉부의 마찰감쇠를 나타내고, 둘째 항은 겹판스프링의 마찰력에 의한 히스테릭감쇠를 점성감쇠형태로 나타낸 것이고, 셋째 항은 겹판스프링의 양면에 작용하는 압력차에 의한 것이고, 넷째 항은 내부링 자체에 작용

하는 유체압력에 의한 것이다. 물론 O-링이 받는 수직력과 마찰계수에 따라 마찰감쇠의 크기가 크게 좌우될 것이다. 또한 겹판스프링간의 마찰감쇠의 크기는 마찰계수, 강성계수의 크기 및 초기 예변형량등에 의하여 크게 지배받게 된다. 유체의 압력차에 의한 감쇠의 크기는 유량계수에 의하여 크게 지배받으며, 내부의 유체공간의 오일충전량 및 캐비테이션 발생여부 등에 의하여도 크게 영향을 받게 될것이다.

6. 스프링댐퍼 제작 및 동특성 실험

6.1 제작된 스프링댐퍼의 제원 및 특성

스프링댐퍼에 대한 조립단면도는 이미 Fig.1에서 표현하고 있다. Table 1은 Type A와 B에 대한 주요 부분의 치수를 표시하고 있으며, Table 2는 Type C와 D에 대한 것이다. 그리고 작동유체로는 75 W/85W 기어오일을 사용한다. A형 및 B형은

Table 1 Specifications of leaf spring dampers (Type A & B)

Item	Type A	Type B
Leaf spring [mm]		
$b_1 \times L_1 \times t_1$	14.8 × 14.0 × 0.8	14.8 × 14.0 × 1.35
$b_2 \times L_2 \times t_2$	14.8 × 14.0 × 0.8	14.8 × 14.0 × 1.35
$b_3 \times L_3 \times t_3$	14.8 × 9.0 × 0.8	14.8 × 9.0 × 1.35
Young E [N/m ²]	205E+09	205E+09
Poisson ratio	0.30	0.30
Nuber of leaf spring pack, N	6	
Preload of leaf spring δ_{pre} [mm]	0.25	
Clamping length [mm]		
l_1	5.0	
l_2	18.1	
Oil groove [mm]		
Width, b_o	2.6	
Depth, h_o	0.9	
Passage length, L_n	10.0	14.3
Hydraulic diameter, d_h	1.337	
Inner ring [mm]		
Inside diameter, d_i	55.0	
Outside diameter, d_o	71.0	
Working oil		
Viscosity [cSt] , ν_o	59.8 (@40°C), 11.92 (@100°C)	
Density [kg/m ³] , ρ	873.6	

Table 2 Specifications of leaf spring dampers (Type C & D).

Item	Type C steel (AUJ)	Type D composite (glass/epoxy)
Leaf spring [mm]		
$b_1 \times L_1 \times t_1$	14.8 × 14.0 × 2.5	14.8 × 14.0 × 2.5
$b_2 \times L_2 \times t_2$	14.8 × 14.0 × 2.5	14.8 × 14.0 × 2.5
Young E [N/m ²]	205 E+09	40 E+09
Poisson ratio	0.30	0.26
Nuber of leaf spring pack, N	6	
Preload of leaf spring δ_{pre} [mm]	0.25	
Clamping length [mm]		
l_1	10.6	
l_2	16.7	
Oil groove [mm]		
Width, b_o	2.6	
Depth, h_o	0.9	
Passage length, L_h	11.9	
Hydraulic diameter, d_h	1.337	
Inner ring [mm]		
Inside diameter, d_i	55.0	
Outside diameter, d_o	71.0	
Working oil		
Viscosity [cSt], ν_o	59.8 (@40°C), 11.92 (@100°C)	
Density [kg/m ³], ρ	873.6	

Table 3 Theoretical results of damping coefficients.

Damping coefficients	Frictional damping		Viscous damping		Total
	C_1		C_2	C_3	
C_{xx}	$3 \zeta k_s / \omega$		3.0λ	137.2λ	$3 \zeta k_s / \omega + 140.2\lambda$
C_{xy}	0		20.28λ	-20.28λ	0
C_{yx}	0		-20.28λ	20.28λ	0
C_{yy}	$3 \zeta k_s / \omega$		3.0λ	137.2λ	$3 \zeta k_s / \omega + 140.2\lambda$

겹판스프링의 두께만 서로 달리하고 있으며, 이로 인한 오일그루브의 통과길이(L_h)가 달라진다.

실제 겹판스프링은 림축에 한 무리로 끼워져 있는 상태이며 내부링과는 예압이 존재하는 상태로 접촉하고 있다. 또 림축에 겹판스프링이 Fig. 2와 같은 형태로 지지되고 있다. 그러므로 겹판스프링 각각의 세원이 결정되면 식 (6)으로부터 겹침판간의 힘해석이 완료되고, 식 (8)과(10)에서 겹판스프

링의 강성계수가 구해진다. 부식 및 마멸의 영향을 줄이기 위하여 판스프링사이에 청동제 얇은 판이 끼워져 있고 그것은 강성계수에 미치는 영향이 거의 없으므로 무시할 수 있다.

그리고 본 스프링댐퍼는 점성감쇠와 마찰감쇠의 합으로 구성되어 있다. 겹판 스프링사이의 마찰계수는 윤활상태에 따라 다르며 보통 기름 윤활상태에서는 0.03-0.12정도로 그 범위가 넓으며,⁽¹²⁾ 정

Table 4 Theoretical dynamic characteristics of dampers.

Damper	Clamping model	Stiffness [N/m]	Viscous damping [Nsec/m] , (@50°C)	Frictional loss coefficient, ζ ($\delta_{pre}/\delta=1$)
Type A	$a=l_1$	0.967 E+06	2227	0.338 μ s
	$a=l_2$	0.572 E+06		
Type B	$a=l_1$	4.646 E+06	3185	0.570 μ s
	$a=l_2$	2.747 E+06		
Type C	$a=l_1$	1.621 E+07	3779	0.682 μ s
	$a=l_2$	1.299 E+07		
Type D	$a=l_1$	3.086 E+06	3779	0.682 μ s
	$a=l_2$	2.473 E+06		

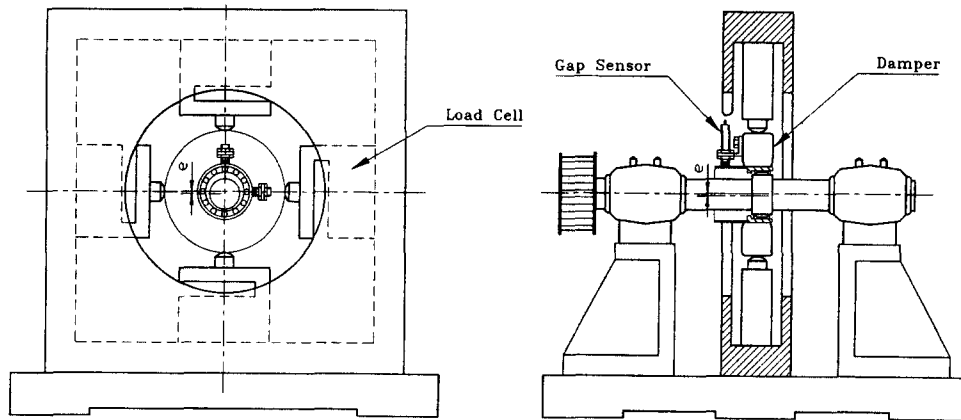


Fig. 6 Schematic diagram of experimental apparatus.

확한 값은 기름의 점도와 마찰상태 등에 따라 복합적으로 결정되어야 한다. Table 3은 이론적 감쇠계수를 나타내고 있다. 여기에서 O-링에 의한 마찰감쇠는 무시되었으며, 식 (31)에서 각 우변의 항들이 본 댐퍼의 감쇠계수에 미치는 영향을 나타내기 위하여 각각을 C_1 , C_2 , C_3 로 분리하여 표시하였다. 감쇠계수에 대한 이론결과는 표에 나타난 것처럼 $C_{xy}=C_{yx}=0$ 이고 $C_{xx}=C_{yy}=C$ 로 감쇠계수도 강성계수와 마찬가지로 등방성의 성질을 갖게 됨을 알 수 있다. 또한 접판스프링 양측의 압력차에 의한 감쇠력(C_2)은 내부링에 직접 작용하는 압력에 의한 감쇠력(C_1)에 비하여 상당히 작음을 알 수 있다. 그러나 연성항이 나타나지 않게 되는 것은 이 두 항이 서로 반대의 크기로 나타나기 때문임을 보

여주고 있다. 한편 작동유체의 온도가 변하면 점도가 변하고 따라서 λ 가 변하여 결국 점성감쇠효과도 달라지게 될 것이다.

Table 4는 이론적인 강성계수, 점성감쇠계수(작동유체의 온도를 50°C로 가정) 및 접판스프링의 마찰감쇠 크기를 대표하는 손실계수 ζ 를 나타내고 있다. 강성계수는 $a=l_1$ 인 경우와 $a=l_2$ 인 두 가지 경우에 대하여 표시하고 있다. 손실계수는 A형이 B형보다 작는데 이는 접판스프링의 두께의 차이에 기인한다. C형은 가장 큰 강성계수를 갖고 있으며 A형이 가장 낮다.

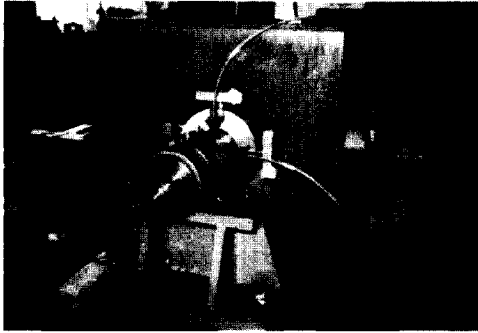


Fig. 7 Photograph of a leaf spring damper test rig.

6.2 동특성 실험

6.2.1 실험장치 및 실험방법

스프링댐퍼의 동적 특성계수들을 구하기 위하여 실험장치를 설계·제작하였으며, Fig. 6은 그 개략도를 나타내고 있으며, Fig. 7은 실험장치에 대한 사진이다. 강성 및 감쇠계수의 연성향이 없고 등방성의 성질을 갖는다는 이론적 근거를 바탕으로 하여 실험장치를 간단히 구성할 수 있었다. 니이들베어링(NA 4906)의 외륜을 스프링댐퍼의 내부링 측에 끼우고 니이들베어링의 내륜에 약 0.06 mm만 큼 편심된 회전축을 삽입하였다. 즉 회전축을 회전시키면 댐퍼의 내부링이 동일 회전주파수로 가진되도록 하였다. 이렇게 가진되는 동안 내부링과 외부 사이에 발생하는 상대변위와 상대반력을 측정할 수 있도록 설계 제작한 것이다. 상대변위는 서로 직교되는 위치에 설치된 와전류형 변위센서(eddy current type displacement transducer)를 통하여 측정되었고, 상대반력은 스프링댐퍼의 외부 원주면에 설치된 하중센서(load cell)를 사용하여 측정되었다. 이렇게 측정된 모든 신호는 증폭기를 통하여 적절한 크기로 증폭된 후 A/D변환기를 거쳐 컴퓨터에 저장된다. 작동유체의 온도는 내부유체공간으로 삽입된 열전대(thermocouple, T type)에 의하여 측정되었다. 실험장치는 속도제어기가 부착된 직류전동기(3.7 kW, 최대 4000 rpm)로 구동시켰으며 회전축과 직류전동기간에는 타이밍 벨트로 연결하였다.

6.2.2 동특성계수 추출방법

본 실험장치에서 스프링댐퍼에 관한 수평, 수직 방향의 운동방정식은 각각 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$F_x = f_x - m\ddot{x}$$

$$\begin{aligned} &= K_{xx}\ddot{x} + K_{xy}\ddot{y} + C_{xx}\dot{x} + C_{xy}\dot{y} \\ F_y &= f_y - m\ddot{y} \\ &= K_{yx}\ddot{x} + K_{yy}\ddot{y} + C_{yx}\dot{x} + C_{yy}\dot{y} \end{aligned} \quad (32)$$

위 식에서 f_x, f_y 는 내부링 결합체에 가진되는 힘이고 m 은 내부링 결합체의 질량이다. F_x, F_y 는 외부링으로 전달되는 힘으로 본 실험장치에서 하중센서에 의해 측정되는 힘이다. 그러나 본 스프링댐퍼에 관한 이론적 해석결과에 의하면 동특성계수의 연성향(cross coupled coefficients)들이 존재하지 않으므로 위 식은 다음과 같이 간략히 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} F_x &= f_x - m\ddot{x} = K_{xx}\ddot{x} + C_{xx}\dot{x} \\ F_y &= f_y - m\ddot{y} = K_{yy}\ddot{y} + C_{yy}\dot{y} \end{aligned} \quad (33)$$

위 식에서 변위 x 와 y 및 힘 F_x 와 F_y 는 회전속도 ω 와 같은 주파수의 주기적 신호이기 때문에 변위와 힘을 푸리에 함수(Fourier series)로 전개한 후 동기성분만을 나타내면 다음과 같이 나타낸다.

$$\begin{aligned} x &= X^s \sin \omega t + X^c \cos \omega t \\ y &= Y^s \sin \omega t + Y^c \cos \omega t \\ F_x &= F_x^s \sin \omega t + F_x^c \cos \omega t \\ F_y &= F_y^s \sin \omega t + F_y^c \cos \omega t \end{aligned} \quad (34)$$

식 (34)를 식 (33)에 대입한 후 $\sin \omega t$ 와 $\cos \omega t$ 의 계수를 비교함으로써 다음과 같은 행렬식을 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} X^c & \omega X^s & 0 & 0 \\ X^s & -\omega X^c & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Y^c & \omega Y^s \\ 0 & 0 & Y^s & -\omega Y^c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K_{xx} \\ C_{xx} \\ K_{yy} \\ C_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_x^c \\ F_x^s \\ F_y^c \\ F_y^s \end{bmatrix} \quad (35)$$

여기서, 동특성계수를 추출하기 위해 n 회 사이클의 측정신호를 사용하였다면 위 식은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$[D]_{4n \times 4} \{Z\}_{4 \times 1} = \{A\}_{4n \times 1} \quad (36)$$

여기서, $[D]$ 는 변위신호의 동기성분으로 이루어진 $4n \times 4$ 의 행렬이며, $\{Z\}$ 는 진동결연장치의 동특성계수를 포함하고 있는 4×1 의 동특성계수 벡터이다. 또한 $\{A\}$ 는 힘신호의 동기성분으로 이루어진 $4n \times 1$ 의 힘벡터이다. 그러나 실험장치로부터 측정된 신호는 외부의 노이즈(noise)와 측정오차 등으로 인하여 정확하지 않으므로 식 (36)를 만족하는 정확한 $\{Z\}$ 의 동특성계수는 존재하지 않는다. 이와 같은 외부 노이즈와 측정오차를 고려할 때 위

식의 오차는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\{E\} = \{A\} - [D]\{Z\} \quad (37)$$

따라서 위 식의 오차를 최소화할 수 있는 동특성계수 벡터 $\{Z\}$ 를 구하기 위하여 최소자승법을 적용하면 다음과 같은 동특성계수 $\{Z\}$ 를 추출할 수 있다⁽¹³⁾.

$$\{Z\} = [[D]^T[D]]^{-1}[D]^T\{A\} \quad (38)$$

7. 실험결과 및 검토

스프링댐퍼의 이론해석 결과에 의하면, 강성은 접관스프링의 순수 스프링상수로부터 발생하고, 감쇠력은 점성유체의 유동 저항력과 접관스프링의 마찰 저항력으로부터 발생하고 있다. Type A와 B에 대하여는 오일이 충전되어 있는 경우에 대한 실험을 수행하였고, Type C와 D에 대하여는 첫번째로 오일을 가득 채운 상태에서 동특성계수를 측정하였고, 두번째 실험은 오일이 없는 상태, 즉 댐퍼의 내부표면 및 접관스프링에 오일이 잔존한 상태에서 동특성계수를 측정하였다. 실험결과와 비교하기 위한 이론결과들은 마찰계수를 0.05로 가정하였고 오일의 온도는 대표 실험온도로 가정하였다.

Fig. 8은 실험으로부터 얻어진 수평 및 수직방향의 변위와 반력을 나타내고 있다. 대체적으로 조화함수의 형태를 나타내고 있다고 볼 수 있다. 그러므로 식 (34)의 가정의 타당성이 확보되어 식 (38)로부터 동특성계수들을 추출할 수 있다.

Fig. 9는 Type A에 대하여 실험으로부터 얻어진

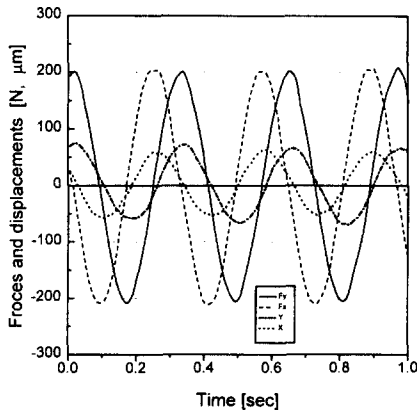


Fig. 8 Illustrations of time signal of forces and displacements.

변위궤도와 반력궤도 및 변위와 반력과의 관계를 나타내는 히스테리시스궤도(Hysteresis loop)를 나타내고 있다. 변위궤도로부터 가진되는 변위량이 설계된 축의 편심량(60 μm)과 거의 일치하고 있음을 알 수 있다. 히스테리시스궤도가 대체적으로 타원형을 이루고 있는 것으로 미루어 본 스프링댐퍼는 감쇠효과가 존재함을 알 수 있다. Fig.10은 Type B에 대한 각각의 궤도를 나타내고 있다. 변위에 대한 반력의 크기가 A형에 비하여 매우 크게 나타나고 있는데, 이는 곧 강성계수가 보다 큰 댐

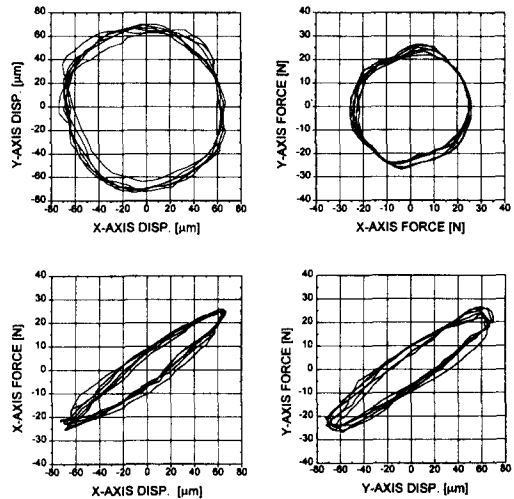


Fig. 9 Orbits and hysteresis loops of steel LSD (Type A, 190 rpm).

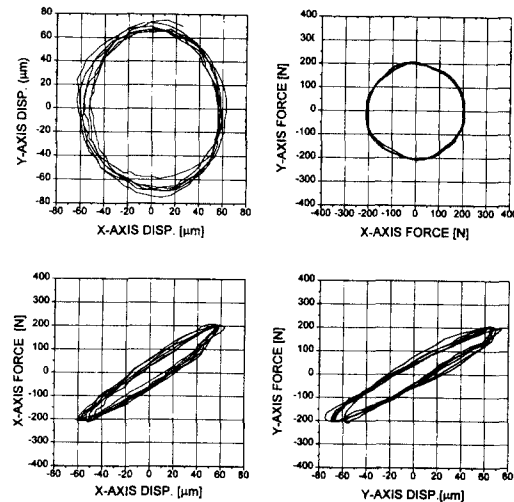


Fig. 10 Orbits and hysteresis loops of steel LSD (Type B, 190 rpm).

퍼임을 의미한다.

Fig. 11은 오일이 충전된 Type C의 댐퍼로부터 측정된 변위궤도와 반력궤도 및 변위와 반력의 관계를 보여주며 손실에너지의 크기를 나타내는 히스테리시스 궤도(hysteresis loop)이다. 본 궤도는 약 1540 rpm에서 측정된 것으로 약 60 μm 편심된 회전축에 의해 가진시켰으나 댐퍼의 내부링은 평균 약 30 μm 의 진폭으로 진동하고 있는 것으로 측정되었다. 그 원인은 약 500 N 정도의 커다란 힘이 하중센서(load cell)에 작용하여 하중센서의 지지부

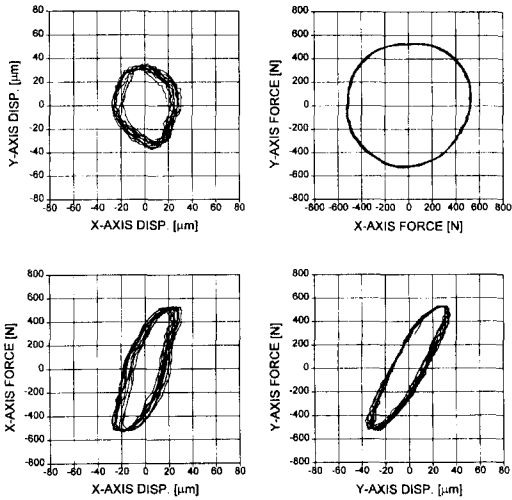


Fig. 11 Orbits and hysteresis loops of steel LSD (Type C, 1540 rpm).

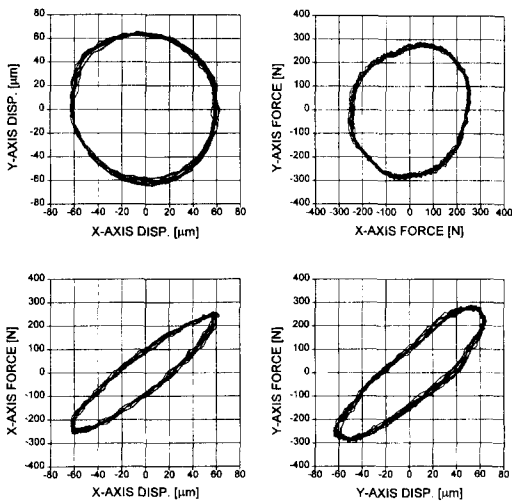


Fig. 12 Orbits and hysteresis loops of steel LSD (Type D, 1500 rpm).

분에서 약 30 μm 의 변형이 발생하기 때문이다.

Fig. 12는 유리섬유와 에폭시(epoxy)로 제작한 곁판스프링을 사용하고 오일이 충전된 댐퍼 (Type D)로부터 측정된 변위궤도와 반력궤도 및 히스테리시스 루프이다. 본 궤도는 약 1500 rpm에서 측정된 것으로 진동절연장치의 내부링은 약 62 μm 의 진폭으로 진동하고 있는 것으로 측정되었다. 복합재료의 경우에는 하중센서에 작용하는 힘이 작아서 하중센서의 지지부분의 변형이 크게 감소하였다.

Fig. 13은 Type A와 B의 실험시의 내부 작동 오일의 온도를 나타내고 있다. Type A는 저속에서 고속으로 진행하면서 실험이 수행된 경우이고, Type B는 반대로 고속에서 저속으로 진행하면서 실험되었기 때문에 서로 온도의 경향이 다르다. 실험결과와 이론결과를 비교하기 위하여 사용한 작동 오일의 대표온도는 Type A에 대해 53 $^{\circ}\text{C}$, Type B에 대해 46 $^{\circ}\text{C}$ 로 가정하였고, Type C와 D는 다갈

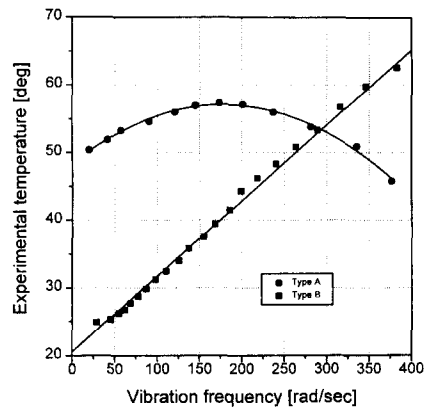


Fig. 13 Experimental temperature of working oil.

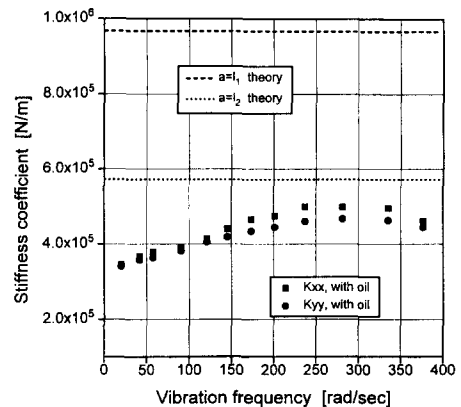


Fig. 14 Stiffness coefficients of steel LSD (Type A).

이 32°C로 가정하였다.

Fig. 14는 Type A에 대한 강성계수를 나타내고 있다. 진동속도의 증가와 함께 강성계수가 증가하며 어느 속도이상에서는 더 이상 증가하지 않는 형상이 발생하고 있음을 보여주고 있다. 이는 접판스프링의 변형에 의한 압력차가 다시 변형을 일으키는 효과로 발생하는 동적 강성계수가 존재함을 보여주고 있다. 수평방향의 성분이 수직방향보다 약간 크게 나타나고 있으나 등방성으로 간주할 수 있다. 그러나 전체적인 강성계수의 크기가 이론적인 예측($a=l_2$ 모델 사용)보다 낮게 나타나고 있다. Fig. 15는 Type A에 대한 감쇠계수를 나타내고 있다. 작동 오일의 충전시 내부의 기포를 완전히 제거하는 것이 불가능하였으며, 이로 인한 실험중 공동화 현상으로 수직성분의 감쇠계수가 수평성분보다 낮게 나타나고 있다고 보여진다. 그리고 진동절연장치 내부의 작동 오일의 압력변화가 클 경우에는 작동오일의 포화 수증기압보다 낮게 될 수도 있다. 이럴 경우에는 진동절연장치 내부에 기포가 스스로 발생하게 되어 감쇠성능에 영향을 미치게 될 것이다. 한편 이론적 감쇠계수를 해석하기 접판스프링의 미끄럼 마찰계수 $\mu_s=0.05$ 을 사용하였다. 또한 스프링댐퍼의 내부링을 삽입할 때 발생하는 예부하에 의한 접판스프링의 초기 처짐량은 $\delta_{pre}=250 \mu\text{m}$ 가 되도록 설계되어 있다.

Fig. 16은 Type B에 대한 강성계수를 나타내고 있다. 강성계수는 진동속도에 무관하게 거의 일정한 값을 가지고 있다. 이것은 강성계수는 진동속도에 영향을 받지 않는다는 것을 의미한다. 또한 수평성분이 수직성분보다 약간 크게 나타나고 있지만 대체로 등방성으로 볼 수 있다. 스프링팩의 지지방

법에 두 가지 모델의 이론치와 비교할 때 실험치는 $a=l_2$ 모델의 결과와 보다 잘 맞음을 알 수 있다. 추후 이론적 감쇠계수를 얻기 위하여 사용될 강성계수는 $a=l_2$ 모델결과를 이용한다. Fig. 17은 Type B에 대한 감쇠계수를 나타내고 있다. 실험적으로 얻어진 감쇠계수는 진동속도와 함께 감소하고 있는데, 특히 수직방향 감쇠계수가 급격히 떨어지고 있다. 이는 접판간의 마찰에 의한 히스테릭감쇠가 속도에 따라 감소할 뿐만 아니라 점성감쇠도 작동 오일의 온도증가로 인한 점도 저하때문에 감소하기 때문이다. 특히 수평방향에 비하여 수직방향의 감쇠가 급격히 감소하고 있는데 이는 진동절연장치에 오일을 채울 때 제거되지 않은 기포와 밀봉부분이 완전하지 못하여 실험도중에 오일이 약간씩 누설되었는데 이로 인하여 수직방향의 위쪽에 공동(air cavity)이 발생하여 상대적으로 유체압력이 덜 발생하게 되기 때문으로 생각된다.

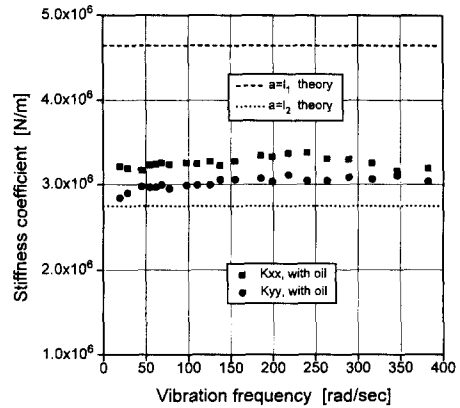


Fig. 16 Stiffness coefficients of steel LSD (Type B).

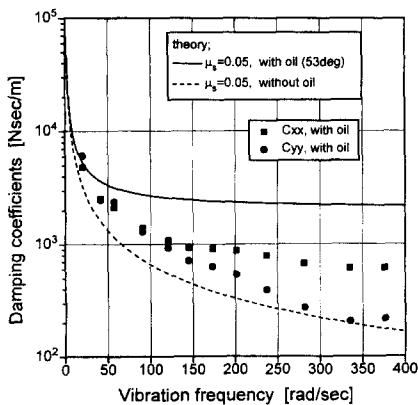


Fig. 15 Damping coefficients of steel LSD (Type A).

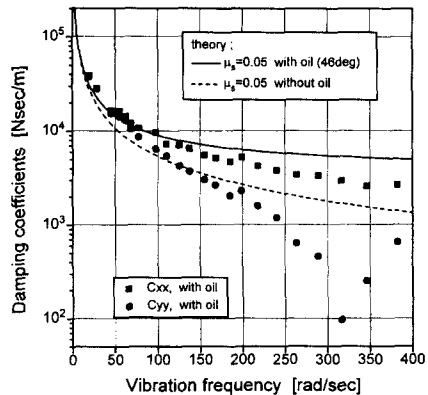


Fig. 17 Damping coefficients of steel LSD (Type B).

Fig. 18은 Type C에 대하여 오일을 사용한 경우와 오일을 사용하지 않은 경우의 x축과 y축방향의 강성계수를 보여주고 있다. 이론에서 예측한 바와 같이 대체적으로 등방성의 일정한 강성계수를 보여주고 있으나, 오일을 사용한 경우에는 강성계수가 상승하고 있음을 알 수 있다. 이러한 실험결과에 따라 오일을 사용할 경우, 이론에서 고려하지 않은 오일의 압축현상으로 인한 강성계수의 상승효과가 존재하고 있음을 예측할 수 있다. 그러나 2가지의 접판스프링 지지점 거리 ($a=l_1, l_2$)를 기초로 해석한 이론적 강성계수 값(2종류의 점선)은 측정된 강성계수와 잘 일치하고 있다. Fig. 19는 Type C 댐퍼의 감쇠계수를 보여주고 있다. 감쇠계수의 경우도 오일이 있는 경우가 오일이 없는 경우 보다 감쇠계수가 더욱 크게 측정되고 있다. 또한 x축방향의 감쇠계수가 y축방향의 감쇠계수 보다 2-3배 큰 것을 보여주고 있지만 감쇠계수의 측정은 측정조

건, 즉 오일누설, 오일기포, 측정신호의 노이즈 및 진동절연장치의 조립상태 등에 따라 민감하게 반응하므로 본 실험에서 측정된 감쇠계수도 등방성으로 생각할 수 있다. 예측한 이론적 감쇠계수는 각각 실선과 점선으로 나타내고 있다. 본 그림에서 보여 주듯이 오일이 있는 경우와 오일이 없는 경우의 측정된 x축과 y축방향의 평균 감쇠계수 값을 적절히 예측하고 있다. 또한 댐퍼 (Type C)의 평균 감쇠율 (damping factor, $\frac{\omega C}{K}$)은 오일이 있는 경우에 약 0.61이며, 오일이 없는 경우는 약 0.51이다. 따라서 본 진동절연장치의 감쇠력 중 마찰 저항력에 의한 감쇠력이 매우 커다란 비중을 차지하고 있음을 알 수 있다. 특히 이러한 마찰 감쇠력은 내부링 조립시에 발생하는 예부하의 영향을 크게 받고 있음은 이미 식 (27)에서 밝힌 바 있다.

복합재료 접판스프링의 댐퍼 (Type D)의 경우에서도 오일을 사용한 경우와 오일을 사용하지 않은

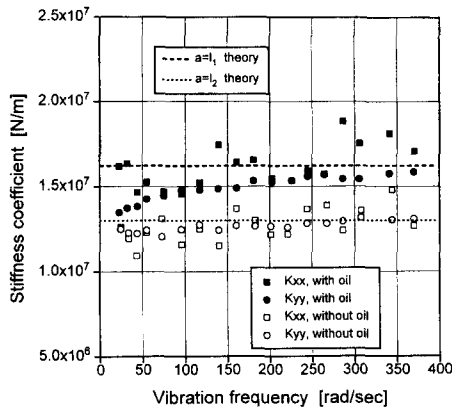


Fig. 18 Stiffness coefficients of steel LSD (Type C).

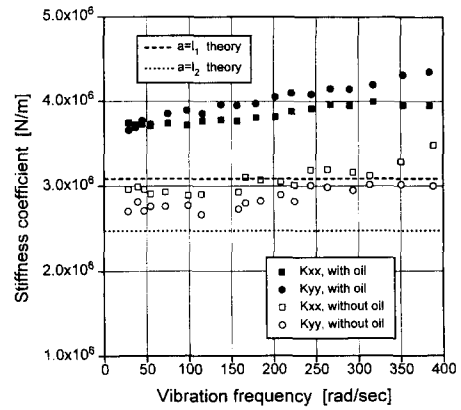


Fig. 20 Stiffness coefficients of composite LSD (Type D).

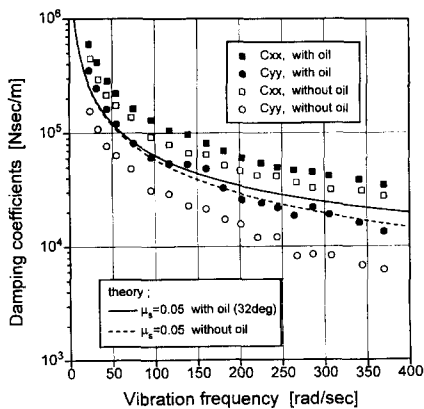


Fig. 19 Damping coefficients of steel LSD (Type C).

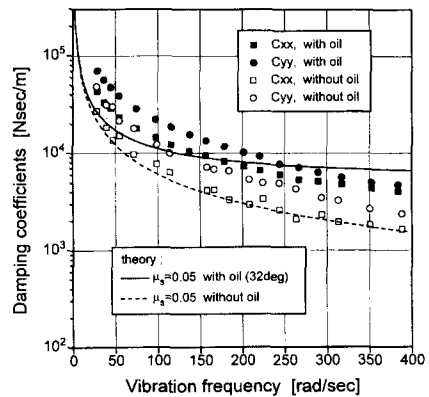


Fig. 21 Damping coefficients of composite LSD (Type D).

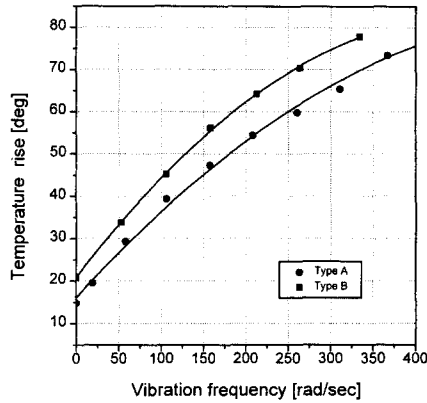


Fig. 22 Temperature rise of steel LSD.

경우를 실험하였다. Fig. 20은 오일을 사용한 경우와 오일을 사용하지 않은 경우의 x축과 y축방향의 강성계수를 보여주고 있다. 이론에서 예측한 바와 같이 대체적으로 등방성의 일정한 강성계수를 보여주고 있으나, 오일을 사용한 경우에 강성계수가 약 30% 정도 상승하고 있음을 알 수 있다. 본 실험에서도 오일의 압축현상으로 인한 강성계수의 상승효과가 존재하고 있음을 알 수 있다. 2가지의 접판스프링 지지점 거리 ($a=l_1, l_2$)를 기초로 해석한 이론적 강성계수 값(2종류의 점선)은 오일이 없는 경우의 측정 강성계수와 일치하고 있다. Fig. 21은 복합재료 접판스프링 댐퍼의 감쇠계수를 보여주고 있다. 감쇠계수의 경우도 오일이 있는 경우가 오일이 없는 경우 보다 감쇠계수가 더욱 크게 측정되고 있다. 또한 x축방향의 감쇠계수가 y축방향의 감쇠계수와 일치하는 등방성을 더욱 뚜렷하게 보여주고 있다. 예측한 이론적 감쇠계수는 각각 실선과 점선으로 나타내고 있다. 본 그림에서 보여 주듯이 오일이 있는 경우는 감쇠계수를 저주파수의 가진에서는 작게 예측하고 있으며, 고주파수의 가진에서는 높게 예측하고 있다. 그러나 오일이 없는 경우의 감쇠계수 값은 적절히 예측하고 있다.

Fig. 22는 각 진동속도에서 스프링댐퍼(Type A와 B)의 정상상태 온도를 측정된 것이다. 정상상태의 온도분포는 두 댐퍼 모두 거의 유사한 결과를 나타내고 있다. 온도 상승량은 진폭의 크기에도 영향을 받게 될 것이다. 본 실험조건은 진폭이 0.12 mm 정도로 일반적인 진동진폭보다 다소 크기 때문에 온도 상승량이 비교적 크게 나타나게 되었다고 사료된다.

8. 결 론

접판스프링을 이용하여 횡방향 진동절연장치(스프링댐퍼)를 개발하여 시제품을 제작하였다. 개발된 댐퍼에 대한 이론해석을 수행하였다. 금속(steel SUJ)과 복합재료(유리섬유/epoxy) 접판스프링을 이용하여 제작한 4종류의 스프링댐퍼에 관하여 강성계수와 감쇠계수를 각각 측정하였다. 개발된 스프링댐퍼에 대한 본 연구결과를 정리하면 다음과 같다.

(1) 본 댐퍼의 동특성계수는 일반적으로 등방성이며, 측정값과 이론값이 전반적으로 일치하고 있다.

(2) 본 댐퍼와 같이 에부하에 의한 접판스프링의 초기 처짐률($=\delta_{pre}/\delta_1$)이 클 경우에는 접판스프링에서 발생하는 마찰저항력은 매우 커다란 감쇠효과를 갖는다.

(3) 접판스프링간의 마찰력에 의한 감쇠효과가 상당히 크다. 본 연구에서 제작된 댐퍼에서는 점성 감쇠효과보다 마찰감쇠효과가 더 크게 나타나고 있다.

(4) 댐퍼의 측면커버와 O-링사이의 접촉력이 큰 경우에는 이 접촉부에서의 마찰감쇠력을 무시할 수 없다.

(4) 오일이 있는 스프링댐퍼의 강성계수는 오일이 없는 경우 보다 약 20~30% 정도 증가하는 것으로 측정되었으며, 강성계수가 낮은 댐퍼에서는 동적 강성계수효과가 나타날 수 있다.

(5) 수직방향의 감쇠계수가 수평성분에 비하여 항상 낮게 나타난다. 이는 내부에 기포의 발생 및 잔존 기포에 의한 공동(air cavity)화 현상 때문으로 추정되기 때문에 기포를 완전히 제거하고 사용중 기포발생을 억제하기 위하여 내부의 유체압력을 일정한 압력으로 유지하는 기술을 개발할 필요가 있다. 또한 향후 다양한 오일그루브의 크기 및 내부 기포 발생여부 등에 따른 댐퍼의 성능변화에 대한 연구가 요구된다.

후 기

본 연구는 상공부 공업기반기술과제 연구비 지원에 의하여 수행되었으며, 관계자 여러분께 사의를 표합니다.

참고문헌

- (1) 김종수, 제양규, 정재현, 전효중, 1994, "유체 감쇠 커플링의 동특성에 관한 이론적 연구," 한국박용기관학회지, 제18권, 제1호, pp. 11~22.
- (2) 김종수, 제양규, 정재현, 전효중, 1994, "유체 감쇠 커플링의 동특성에 관한 실험적 연구," 한국박용기관학회지, 제18권, 제1호, pp. 23~31.
- (3) Spatts, M. E., 1985, *Design of Machine Elements*, 6th edition, Prentice-Hall.
- (4) Crandall, S. H., Dahl, N. C., and Lardner, T. J., 1978, *An Introduction to the Mechanics of Solids*, 2nd edition, McGraw-Hill.
- (5) Fung, Y. C., 1965, *Foundations of Solid Mechanics*, Prentice-Hall, Toronto.
- (6) Schlichting, H., 1965, *Boundary-Layer Theory*, 7th edition, McGRAW-Hill.
- (7) Tse, F. S., Morse, I. E. and Hinkle, R. T., 1989, *Mechanical Vibrations-Theory and Applications*, 2nd edition, Allyn and Bacon, Boston.
- (8) James, M. L., Smith, G. M., Wolford, J. C. and Whaley, P. W., 1989, *Vibration of Mechanical and Structural Systems*, Harper & Row, New York.
- (9) Nashif, A. D., Jones, D. I. G. and Henderson, J. P., 1985, *Vibration Damping*, John Willy & Sons, New York.
- (10) Harris and Crede, 1961, *Shock and Vibration Handbook*, Vol. 2, McGraw-Hill, NewYork, ch. 36, pp. 36~45.
- (11) Kostrzewsky, G. J. and Flack, R. D., 1990, "Accuracy Evaluation of Experimentally Derived Dynamic Coefficients of Fluid Film Bearings Part I: Development of Method," *STLE Trans.*, Vol. 33, pp. 105~114.
- (12) Booser, E. R., 1984, *CRC Handbook of Lubrication : Vol. II Theory and Design*, CRC Press Inc.
- (13) Burrows, C. R. and Sahinkaya, M. N., 1982, "Frequency Domain Estimation of Linearized Oil Film Coefficients," *ASME J. of Tribology*, Vol. 104, pp. 210~215.