工學碩士 學位論文

겹판스프링댐퍼에서 점성감쇠효과에 관한 연구

A Study on Viscous Damping Effects
in Leaf Spring Damper

指導教授 金 鍾 壽

2000年 2月

韓國海洋大學校 大學院

機械工學科

본 논문을 김상도의 공학석사 학위논문으로 인준함.

위원장 공학박사 왕 지 석

위　원 공학박사 유 삼 상

위　원 공학박사 김 종 수

2000년 2월

한국해양대학교 대학원

목　　차

그림/표 목 차

사용기호

A : O링 접촉부에서의 진폭 [mm]

b_{o}, h_{o} : 오일 그루브의 폭과 깊이 [mm]

b : 내부링과 겹판 스프링의 폭 [mm]

$[C]$: 감쇠계수 행렬

C_{DR}, C_{DL} : 유체의 양 방향의 유량계수

C_{f} : 등가 점성계수

$C_{xx}, C_{xy}, C_{yx}, C_{yy}$: 각 방향의 감쇠계수

d_{o} : 겹판스프링과 접하는 내부링의 외경 [m]

E : 탄성계수, Young 계수 [N/m2, Pa]

F_{N} : 내부링과 O링간의 접촉력 [N]

F_{s} : 겹판스프링에 작용하는 힘 [N]

ΔF_{x}, ΔF_{y} : 내부링의 변동에 의한 각 방향의 가진력 [N]

i : 겹판스프링에서 하중을 받는 스프링판의 순서

I : 단면 2차 모멘트 [m4]

$[K]$: 강성 행렬

K_{s} : 겹판스프링의 강성계수

$K_{xx}, K_{xy}, K_{yx}, K_{yy}$: 각 방향의 강성계수

L_{h} : 오일그루브에 의한 유체 공간간의 통로 길이 [m]

$M(x)$: 스프링판 임의의 위치에서의 굽힘모멘트 [N · m]

n : 겹판스프링을 구성하는 판의 수

p_{i} : i번째 오일공간에서의 오일압력 [N/m2]

P_{i} : 스프링판에 작용하는 힘 [N]

ΔS_{i} : 접촉점에서 각 판의 미끄럼량 [mm]

t_{i} : i번째 겹판스프링의 두께 [mm]

$(\Delta V)_i$	:	i번째 내부유체공간의 체적변동량 [m3]
ΔV_f	:	겹판스프링의 변형에 의한 체적변동량 [m3]
Δx, Δy	:	내부링의 변동량 [mm]
μ	:	각 스프링간의 마찰계수
μ_o	:	접촉부에서의 마찰계수
δ_i	:	스프링판 임의의 위치에서의 처짐량 [mm]
δ_{pre}	:	내부링 초기 결합시의 스프링의 초기변형량 [mm]
ν	:	프와송의 비 (Poisson's ratio)
ϕ_i	:	내부링과 i번째 스프링간의 접촉각 [°]
η	:	점성계수 [N · s/m2]
ω	:	각속도 [rad/sec]

A Study on Viscous Damping Effects in Leaf Spring Damper

Kim, Sang-Do

directed by Prof. Kim, Jong-Soo

Department of Mechanical Engineering
Graduate School, Korea Maritime University

Abstract

Recently, a new lateral vibration damper using leaf springs and oil, named as a leaf spring damper (LSD), developed by Jei and Kim.[2] The major advantage of this novel damper is that the dynamic characteristics of the leaf spring damper can be easily controlled by the design of side clearance and leaf spring packs. Therefore, the leaf spring dampers can be useful for turbomacinery, high speed spindles, vehicle axles, etc. In additon, since the leaf spring damper can directly cooperate with rolling element bearings, it ultimately extends the usage of rolling element bearings by providing damping property.

The present paper have been investigated experimentally the dynamic characteristics of a lateral leaf spring damper with different side clearance and oil viscosity. Experiments were performed to investigated the effects of side clearance and oil viscosity on the damping of lateral leaf spring damper. The stiffness and damping coefficients are obtained from the

displacements and the reaction forces generated by rotating the eccentric shaft. All dynamic coefficients are plotted with the excitation frequency which is adjusted by rotating speed of shaft. The test rig and two different leaf spring damper were manufactured to test the dynamic characteristics of the leaf spring damper.

1. 서　　론

1.1 연구배경

오늘날 기계 시스템의 전체적인 성능 및 효율을 향상시키고자 하는 다수의 기술적인 진보를 발견할 수 있다. 특히 회전기계에 있어서 고속화 및 경량화는 기계의 안전한 운전과 신뢰성의 확보가 필요조건이 되며 이를 위해 회전기계의 설계, 제작, 운용 및 관리에 있어서 세심한 배려가 필요로 하게 된다. 즉 고속회전기계는 설계, 가공, 제작, 운전 등 여러 가지 원인으로 인해 운전중 축계에 과도한 진동을 유발할 수가 있다. 이러한 진동문제를 해결하기 위한 방법 중 진동제어의 가장 기초적인 방식으로 진동발생원에 대한 제거를 우선적으로 고려한다. 모든 회전기계는 근본적으로 불균형질량이 존재하며 이를 발란싱하는 과정을 통해 제거할 수 있다. 하지만 불균일질량 자체를 완전히 제거하기는 불가능하며 실제적으로 안전한 운전을 확보할 수 있는 한도내에서 기계는 운전된다.

따라서 이러한 진동에 대해 적절한 진동흡수장치를 적용하여 기계시스템의 고효율화 및 고속화를 이루고자 하는 연구가 다양하게 진행되고 있다. 이러한 진동흡수장치를 작동방향에 따라 구분하면 횡방향, 축방향 그리고 비틂방향의 진동흡수장치가 있다. 이중 횡방향 진동흡수장치로는 고무 및 탄성체를 이용한 고형탄성댐퍼와 점성유체를 이용한 스퀴즈필름댐퍼(Squeeze Film Damper)가 있다. 전자의 고형탄성댐퍼는 간단하게 채용할 수 있다는 잇점이 있으나 강성 및 감쇠력의 원활한 조정이 쉽지 않으며 재질 특성상 고온, 화학환경에 대한 경화 및 내구성의 문제를 안고 있다. 스퀴즈필름댐퍼는 상당한 감쇠력을 얻을 수 있으나 상대적으로 강성력은 매우 작으며, 작동유체의 오일휩(Oil whip)등으로 인한 불안정영역이 존재한다. 또한 설계의 난이함과 열발생에 대한 냉각, 순환장치가 요구되므로 항공기, 가스터빈 등 특수한 경우가 아니면 그다지 사용되지 않고 있다.

이러한 기존의 진동흡수장치에 대해서 강성 및 감쇠력의 조절이 용이하면서도 부대장치가 요구되지 않는 형태의 새로운 진동흡수장치 인 겹판스프링댐퍼(Leaf Spring Damper, LSD)가 Jei & Kim 등에 의해 개발되었다.[2] 이러

한 댐퍼는 겹판 스프링과 유체감쇠력을 이용하여 기존의 고형탄성댐퍼에 비해 높은 감쇠력을 얻을 수 있을 뿐만 아니라 강성 및 감쇠력에 대한 조정 및 설계가 용이하며 규격화된 형태로의 생산이 가능하다. 또한 스퀴즈필름댐퍼와 같이 기타 부대장치의 필요성이 제기되지 않으며, 요구에 부합되는 비교적 큰 감쇠를 얻을 수 있다. 그 용도에 있어서도 터보회전기계, 고속공작기계 및 차량의 휠, 가전제품에 이르기까지 다양한 범위에서 사용되어질 수 있을 것으로 기대된다. 더욱이 개발된 겹판스프링댐퍼와 볼베어링을 함께 구성하여 보다 큰 감쇠를 얻을 수 있을 뿐만 아니라 기존의 볼베어링의 사용범위를 대폭 증대시킬 수 있을 것이다. 또한 유막베어링과의 결합으로 베어링의 안정성을 더욱 향상 시킬 수 있을 것으로 기대된다.

겹판스프링댐퍼를 이용한 고속회전기계의 설계를 위하여는 댐퍼의 동적특성을 명확히 규명하여야 할 필요가 있으며, 다양한 설계와 조건을 통한 실험과 연구를 진행시키고자 한다.

1.2 연구 목적 및 내용

본 논문에서는 횡진동을 절연하기 위한 시제품 겹판스프링댐퍼를 제작하여 이의 동특성을 조사하고, 특히 겹판 스프링의 측면틈새와 작동유체에 따른 감쇠효과를 조사하고자 하였다. 겹판스프링댐퍼의 내부링의 폭과 겹판스프링의 폭의 차이에 의하여 측면틈새가 결정되는데 본 연구에서는 두 가지 틈새를 갖는 댐퍼를 제작하였으며, 측면틈새에 따른 동특성을 조사하였다. 또한 이와는 다른 형태의 겹판스프링댐퍼에 대해 각기 다른 점도를 갖는 작동유를 충진하여 이들의 감쇠효과를 조사하였다. 따라서 겹판스프링댐퍼에서 측면틈새와 오일점도에 의한 동특성을 통해 겹판스프링댐퍼의 신뢰성을 입증하고, 보다 효율적인 적용을 위한 설계의 기초자료로서 본 연구를 수행하였다.

2. 겹판스프링댐퍼의 원리

겹판스프링댐퍼의 동특성인 강성과 감쇠기구에 대해 설명하기 위해 Fig.2.1에 스프링댐퍼의 조립단면도를 나타내었다. 내부링과 여러 개의 겹판스프링은 예압을 받는 형태에서 접선방향으로 접해있다. 따라서 내부링의 운동으로 인한 겹판스프링의 변형이 발생하게 된다. 그로인해 겹판스프링에 스프링반력, 즉 강성이 발생하게 된다. 또한 Fig.2.1에서 각각의 겹판스프링에 의하여 형성되는 공간 V1, V2, ... 가 존재하게 되며, 이들 각 공간간에는 내부링의 폭과 겹판스프링 폭의 공차에 의하여 주어지는 틈새와 사이드커버의 적절한 위치에 적당한 크기(bc×ho)로 만들어진 그루브에 의하여 주어진 통로가 존재한다. 겹판스프링에 의해 구분되어진 각기의 공간에 적당한 유체를 충진하면 내부링의 운동에 대해 댐핑을 가진다. 즉 공간의 체적변화로 인한 각기 공간간의 유체의 흐름이 존재하여 압력차가 발생하게 되는데 이러한 압력차에 의한 반력, 감쇠력이 존재하는 것이다. 그러므로 겹판스프링댐퍼의 동특성인 강성과 감쇠계수는 겹판스프링과 오일그루브 사이즈를 조절함으로써 시스템에서 요구하는 대로 조정할 수 있다.

2.1 강성력 해석

겹판스프링댐퍼의 강성은 겹판스프링의 강성에 의하여 지배되므로 겹판스프링의 강성계수를 구하면 스프링댐퍼의 강성계수를 얻게 될 것이다. 이러한 겹판스프링의 자유물체도를 Fig.2.2에 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 굽힘모멘트(M_i)는 식(2.1)과 같이 주어진다.[9,10]

[

$$M_1(x) = -P_1(L_1 - x) + P_2(L_2 - x) + P_2\langle x - L_2\rangle^1 + \mu P_2(t_1/2 + \delta_2)$$

$$-\mu P_2(t_1/2 + \delta_2)\langle x - L_2\rangle^0 - \mu P_2\delta_1(x) + \mu P_2\delta_1(x)\langle x - L_2\rangle^0$$

$$\vdots$$

$$M_i(x) = -P_i(L_i - x) + P_{i+1}(L_{i+1} - x) + P_{i+1}<x - L_{i+1}>^1 + \mu P_i(t_i/2 - \delta_i)$$
$$+ \mu P_{i+1}(t_i/2 + \delta_{i+1}) - \mu P_{i+1}(t_i/2 + \delta_{i+1})<x - L_{i+1}>^0$$
$$+ \mu(P_i - P_{i+1})\delta_i(x) + \mu P_{i+1}\delta_i(x)<x - L_{i+1}>^0$$

$$\vdots$$

$$M_n(x) = -P_n(L_n - x) + \mu P_n(t_n/2 - \delta_n) + \mu P_n\delta_n(x) \tag{2.1}$$

여기에서,

$$\begin{aligned} <x - a>^n &= 0 && \text{if } x < a \\ <x - a>^n &= (x - a)^n && \text{if } x \geq a \end{aligned} \tag{2.2}$$

또한 위식에서 하첨자 i **는 겹판스프링에서 하중을 받는 스프링판에서** i **번째의 판을 의미하며,** μ**는 각 스프링간의 마찰계수이다.**

그리고 각 스프링판의 처짐과 모멘트와의 관계는 식(2.3)**과 같이 주어진다.**

$$(EI)_i \frac{d^2\delta_i(x)}{dx^2} = -M_i(x) \tag{2.3}$$

본 스프링댐퍼와 같이 윤활제가 존재하는 경우에는 마찰계수가 비교적 작다고 판단하여 마찰력을 무시하기로 한다. 마찰력을 무시한 경우 스프링판 임의의 위치에서의 처짐은 식(2.4)**와** (2.5)**와 같이 주어진다.**

$$\delta_i(x) = \frac{P_i}{6(EI)_i}(3L_i x^2 - x^3) - \frac{P_{i+1}}{6(EI)_i}(3L_{i+1}x^2 - x^3) - \frac{P_{i+1}}{6(EI)_i}<x - L_{i+1}>^3$$

$$0 \le x \le L_i, \quad i = 1, 2, \cdots, n-1 \tag{2.4}$$

$$\delta_n(x) = \frac{P_n}{6(EI)_n}(3L_n x^2 - x^3) \tag{2.5}$$

각 스프링판의 끝에서 처짐량이 동일하다는 구속조건으로부터 식(2.4)와 (2.5)로부터 판 스프링에 작용하는 하중을 구할 수 있다. 즉 식(2.6)과 같은 관계를 얻게 된다.

$$\begin{aligned}
&\frac{P_{i-1}}{6(EI)_{i-1}}(3L_{i-1}L_i^2 - L_i^3) - \frac{P_i L_i^3}{3(EI)_{i-1}} \\
&\quad = \frac{P_i L_i^3}{3(EI)_i} - \frac{P_{i+1}}{6(EI)_i}(3L_i L_{i+1}^2 - L_{i+1}^3)
\end{aligned} \tag{2.6}$$

그러므로 식(2.6)을 식(2.7)과 같은 행렬식으로 표현할 수 있다.

$$\begin{bmatrix}
d_2 & c_2 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\
a_3 & d_3 & c_3 & 0 & 0 & \dots & 0 \\
0 & a_4 & d_4 & c_4 & 0 & \dots & 0 \\
0 & 0 & a_4 & d_5 & c_5 & \dots & 0 \\
\dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\
0 & 0 & 0 & \dots & a_{n-1} & d_{n-1} & c_{n-1} \\
0 & 0 & 0 & \dots & 0 & a_n & d_n
\end{bmatrix}
\begin{pmatrix} \varphi_2 \\ \varphi_3 \\ \varphi_4 \\ \vdots \\ \vdots \\ \varphi_{n-1} \\ \varphi_n \end{pmatrix}
=
\begin{pmatrix} b_2 \\ b_3 \\ b_4 \\ \vdots \\ \vdots \\ b_{n-1} \\ b_n \end{pmatrix} \tag{2.7}$$

여기에서,

$$a_i = (3L_{i-1} - L_i)L_i^2 / L_1^3$$

$$b_i = \begin{cases} -a_i & i = 2 \\ 0 & i = 3, 4, \dots, n \end{cases}$$

$$c_i = \frac{(EI)_{i-1}}{(EI)_i} a_{i+1}$$

$$d_i = -2\left(\frac{L_i}{L_1}\right)^3 \left(1 + \frac{(EI)_{i-1}}{(EI)_i}\right)$$

$$\varphi_i = \frac{P_i}{P_1}$$

그러므로 겹판스프링의 강성계수는 겹판스프링의 폭이 판의 두께에 비하여 충분히 큰 경우에 식(2.8)로 구해진다.

$$k_p = \frac{3(EI)_1}{\xi(1-\nu^2)L_1^3} \tag{2.8}$$

여기에서,

$$\xi = 1 - 0.5\varphi_2\left(\frac{L_2}{L_1}\right)^2\left\{3 - \left(\frac{L_2}{L_1}\right)\right\} \tag{2.9}$$

ν : 프와송비($Poisson's\ ratio$)

그리고 본 스프링댐퍼의 겹판스프링은 Fig.2.3과 같은 구조로 지지되고 있으므로 강성계수는 식(2.10)의 식으로 조정되어야 한다.[11]

$$k_s = \frac{k_p}{(1 + a/L_1)} \tag{2.10}$$

여기서 a는 Fig.2.3에서 알 수 있는 것처럼 접촉점까지의 거리이며 겹판스프링의 두께와 홈과의 공차와 겹판스프링의 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.

2.2 감쇠력 해석

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

ⅰ) 겹판스프링과 사이드커버로 구분되어진 공간간의 윤활유의 유동에 의한점성감쇠

ⅱ) 겹판스프링의 변형시 판 사이의 마찰에 의한 히스테리시스적 마찰감쇠

ⅲ) 내부링과 O-링간의 접촉에 의한 마찰감쇠

내부링의 미소운동에 의한 오일의 유동을 해석하여 흐름저항에 의한 점성감쇠를 이론적으로 예측하고, 마찰계수를 가정하여 마찰감쇠를 예측하였다.

2.2.1 오일통로를 통한 오일흐름에 의한 점성감쇠

Fig.2.4는 겹판스프링댐퍼의 좌표계를 나타내고 있다. 내부링이 Δx, Δy 만큼 변위하면 Fig.2.5와 같이 각 내부유체공간의 체적이 변하게 되며, 임의의 i번째 내부유체공간의 체적변동량 $(\Delta V)_i$ 는 다음과 같이 주어진다.

$$(\Delta V)_i = (\Delta V_s)_i + (\Delta V_f)_i - (\Delta V_f)_{i+1} \tag{2.11}$$

여기서 ΔV_s 는 내부링의 운동에 의한 체적변동량으로 다음과 같이 주어진다.

$$(\Delta V_s)_i = \frac{bd_o}{2}\{(\sin\phi_{i+1} - \sin\phi_i)\Delta x + (\cos\phi_i - \cos\phi_{i+1})\Delta y\} \tag{2.12}$$

위 식에서 do는 겹판스프링과 접하는 내부링의 외경이고, b는 내부링 및 겹판스프링의 폭이며, ϕ_i 는 x축으로부터 내부링과 i 번째 겹판스프링 그룹과의 접촉각을 나타낸다. ΔV_f 는 겹판스프링의 변형에 의한 체적변동량이며, 내부링의 운동에 의한 겹판스프링의 변형으로 발생하는 양이다. 그러나 겹판스프링에 대하여 정확한 체적변동량을 구하기는 복잡하기 때문에 겹판스프링과 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 식(2.13)과 같이 주어진다.

$$\delta(x) = \frac{1}{2L^3}(3Lx^2 - x^3)\delta_1 \tag{2.13}$$

내부링이 Δx, Δy 만큼 변동하였을 때의 겹판스프링의 체적변동량은 식(2.14)와 같이 주어지게 된다.

$$\begin{aligned}(\Delta V_f)_i &= \frac{3bL}{8}(\cos\phi_i\,\Delta x + \sin\phi_i\,\Delta y)\\ (\Delta V_f)_{i+1} &= \frac{3bL}{8}(\cos\phi_{i+1}\,\Delta x + \sin\phi_{i+1}\,\Delta y)\end{aligned} \tag{2.14}$$

물론 위 식에서는 겹판스프링의 양측에 발생하는 압력차에 의한 겹판스프링 자체의 변형량은 상대적으로 매우 작다고 가정하여 무시되었다. 그리고 L은 겹판스프링의 유효길이이다.

그러므로 내부유체공간의 전체 체적변동량은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}(\Delta V)_i = &\left\{\frac{bd_o}{2}(\sin\phi_{i+1} - \sin\phi_i) + \frac{3bL}{8}(\cos\phi_i - \cos\phi_{i+1})\right\}\Delta x\\ &+ \left\{\frac{bd_o}{2}(\cos\phi_i - \cos\phi_{i+1}) + \frac{3bL}{8}(\sin\phi_i - \sin\phi_{i+1})\right\}\Delta y\end{aligned} \tag{2.15}$$

그리고 내부유체공간을 빠져나가는 유량은 덮게판에 파여진 오일그루브(oil groove)를 통과하는 유량과 겹판스프링과 덮게판간의 좁은 틈새로 빠져나가는 유량을 합한 것이다. 그러면 내부유체공간을 빠져나가는 유량은 식(2.16)과 같은 식으로 표현된다.

$$(Q_s)_i = C_{DR}(p_i - p_{i-1}) + C_{DL}(p_i - p_{i+1}) \tag{2.16}$$

여기서 C_{DR}, C_{DL}은 오일이 덮게판과 겹판스프링 사이의 틈새로 흐를 때 각각 양 방향의 유량계수이다. 정확한 유량계수를 구하는 것은 불가능하므로 양 방향 모두 식(2.17)과 같이 가정한다.[13]

$$C_D = 2\left(\frac{\pi d_h{}^4}{142\eta L_h}\right), \qquad d_h = \frac{2b_o h_o}{b_o + h_o} \tag{2.17}$$

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

내부링의 변동으로 인한 내부유체공간에서의 압력은 유체유동에 대한 식(2.18)과 같은 연속방정식으로부터 구할 수 있으며,

$$(Q_s)_i = \frac{d(\Delta V)_i}{dt} \tag{2.18}$$

식(2.15),(2.16)을 식(2.18)에 대입하여 압력에 대한 식으로 정리하면 식(2.19)와 같이 된다.

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

(2.19)

위의 식에서 p_i는 i 번째 오일공간에서의 오일압력을 말하며, 섭동형태로써 식(2.20)으로서 표현되어질 수 있다.

$$P = P_0 + \Delta P$$

$$\Delta p = \left(\frac{\partial p}{\partial \dot{x}}\right)\frac{d(\Delta x)}{dt} + \left(\frac{\partial p}{\partial \dot{y}}\right)\frac{d(\Delta y)}{dt} = p_{\dot{x}}\cdot\Delta\dot{x} + p_{\dot{y}}\cdot\Delta\dot{y} \qquad (2.20)$$

그러므로 식(2.19)는 x-성분 및 y-성분으로 분리된 압력의 지배방정식을 얻을 수 있고, 각각의 연립방정식을 풀면 식(2.20)의 각 압력성분을 얻을 수 있다.

2.2.2 O-링과 겹판 스프링에 의한 마찰 감쇠

O-링 접촉부에서의 마찰력에 의한 1사이클당 감쇠에너지 E는 다음과 같이 주어진다.

$$E = 4\mu_o F_N A \qquad (2.21)$$

여기서 FN는 내부링과 O-링간의 접촉력이고, A는 진폭을 나타내며, μ_o는 접촉부에서의 마찰계수이다. 그러므로 등가점성계수 C_f로 나타내면 아래와 같이 표시된다.

$$C_f = \frac{4\mu_o F_N}{\pi\omega A} \tag{2.22}$$

한편, 겹판스프링의 변형시 각 판 사이에서 발생하는 마찰력의 크기는 운동속도의 크기와는 무관하고 각 판의 처짐량에 비례하고(접촉력이 처짐량에 비례하므로) 방향은 운동방향과 반대이다. 이와 같은 특징은 히스테리시스댐핑(hysteresis damping)과 같은 성질을 갖는다. 이것은 겹판스프링에 작용하는 힘 F_s를 다음과 같이 모델링 할 수 있음을 의미한다.

$$F_s = k_s\delta + jh_d\delta = k_s(1 + j\zeta)\delta \tag{2.23}$$

여기서 $jh_d\delta$ 는 마찰에 의한 감쇠력을 나타내고 $\zeta = h_d/k_s$는 손실계수이다. 그러므로 겹판스프링의 마찰에 의한 감쇠를 상당 점성감쇠계수 형태로 표시하면 다음과 같이된다.

$$C_h = \frac{h_d}{\omega} = \frac{\zeta k_s}{\omega} \tag{2.24}$$

손실계수 ζ는 겹판스프링의 운동 시에 마찰에 의해 발생하는 소산에너지(Dissipation energy, E_d)로부터 구할 수 있다.

$$E_d = 4\mu_s P_1 \Delta s_1 + \sum_{i=2}^{n} 4\mu_s P_i (2\Delta s_i) \tag{2.25}$$

여기서 n은 겹판스프링을 구성하는 판의 수를 나타내고, Δs_i는 접촉점에서 각 판의 미끄럼량을 나타낸다. 겹침판간의 접촉점에서는 맞닿은 두 판에서 각각 Δs_i만큼 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_i와의 관계식으로 표현하면 식(2.26)과 같다.

$$\Delta s_i = \frac{3\,\delta_i\,t_i}{2L_i} \tag{2.26}$$

여기서 t_i**는 겹판스프링의 두께를 나타내고 있으며, 하중을 스프링상수와 처짐량으로 대치하여 식**(2.25)**를 다시 정리하면 식**(2.27)**과 같다.**

$$E_d = 6\,\mu_s k_s(\delta_1 + \delta_{pre})\,\delta_1\left[\frac{t_1}{L_1} + 2\sum_{i=2}^{n}\varphi_i\,\frac{\delta_i}{\delta_1}\,\frac{t_i}{L_i}\right] \tag{2.27}$$

식(2.27)**에서** δ_{pre}**는 내부링이 초기 결합시 초기변형량**(preload)**이다. 그러므로 겹판스프링에서 손실계수** ζ**는 식**(2.28)**과 같다.**

$$\zeta = \frac{6\mu}{\pi}\left(1 + \frac{\delta_{pre}}{\delta_1}\right)\left[\frac{t_1}{L_1} + 2\sum_{i=2}^{n}\varphi_i\,\frac{\delta_i}{\delta_1}\,\frac{t_i}{L_i}\right] \tag{2.28}$$

3. 겹판스프링댐퍼의 동특성계수

Fig.2.4에서 내부링의 변동시에 스프링판에 의한 접촉점에서의 반력은 식(3.1)과 같이 표현된다.

$$F_i = k_s(1+j\eta)\cos\phi_i \Delta x + k_s(1+j\eta)\sin\phi_i \Delta y + \frac{3bL}{8}(p_{i-1} - p_i) \tag{3.1}$$

식(3.1)에서 우변의 첫째, 둘째 항은 접촉점에서의 정적 처짐에 의한 겹판스프링의 반력이고, 마지막 항은 유체 압력차에 의해 겹판스프링에 작용하는 반력이다. 그러므로 베어링 전체의 직교 좌표에 대한 내부링이 받는 힘과 그것을 동특성계수로 표시하면 각각 식(3.2)와 식(3.3)과 같이 된다.[15]

$$\begin{aligned} F_x &= \sum_{i=1}^{N}\left\{F_i\cos\phi_i + \frac{bd_o}{2}\int_{\phi i}^{\phi_{i+1}} p_i\cos\theta d\theta\right\} \\ &= K_{xx}\Delta x + K_{xy}\Delta y + C_{xx}\Delta\dot{x} + C_{xy}\Delta\dot{y} \end{aligned} \tag{3.2}$$

$$\begin{aligned} F_y &= \sum_{i=1}^{N}\left\{F_i\sin\phi_i + \frac{bd_o}{2}\int_{\phi i}^{\phi_{i+1}} p_i\sin\theta d\theta\right\} \\ &= K_{yx}\Delta x + K_{yy}\Delta y + C_{yx}\Delta\dot{x} + C_{yy}\Delta\dot{y} \end{aligned} \tag{3.3}$$

식(3.2)와 식(3.3)에서 우변의 압력의 적분 항은 각 내부유체공간의 유체압력에 의한 내부링에 작용하는 힘을 나타낸다. 식(3.2), 식(3.3)에 식(3.1)을 대입하면 진동절연장치의 강성계수 및 상당 점성감쇠계수를 얻을 수 있으며 식(3.4)와 식(3.5)와 같이 표현되어진다.

강성계수:

$$
\begin{aligned}
K_{xx} &= k_s \sum_{i=1}^{N} \cos^2 \phi_i \\
K_{xy} &= k_s \sum_{i=1}^{N} \sin \phi_i \cos \phi_i \\
K_{yx} &= k_s \sum_{i=1}^{N} \cos \phi_i \sin \phi_i \\
K_{yy} &= k_s \sum_{i=1}^{N} \sin^2 \phi_i
\end{aligned}
\tag{3.4}
$$

감쇠계수:

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

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

$$
\begin{aligned}
C_{xy} &= \frac{\zeta k_s}{\omega} \sum_{i=1}^{N} \sin \phi_i \cos \phi_i \\
&\quad + \lambda \sum_{i=1}^{N} \left\{ \left(\bar{p}_{y,i-1} - \bar{p}_{y,i} \right) \cos \phi_i + \frac{4 d_o}{3L} \bar{p}_{y,i} \left(\sin \phi_i - \sin \phi_{i+1} \right) \right\}
\end{aligned}
\tag{3.5}
$$

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

여기서 λ**및 무차원 압력계수는 식**(3.6)**과 같다**.

$$\lambda = \frac{9b^2L^2}{64C_D} = \frac{639\eta L_h b^2 L^2}{64\pi d_h^4} \tag{3.6}$$

$$\bar{p}_{x'} \quad \bar{p}_{y'} = \frac{8C_D}{3bL} p_{x'}, p_{y'}$$

스프링댐퍼의 강성계수는 설치된 각각의 겹판스프링의 강성계수 k_s**가 똑같고 배치간격이 균일하면 식**(3.4)**에서** $K_{xy} = K_{yx} = 0$**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 점성감쇠 형태로 나타낸 것이고, 셋째 항은 겹판스프링의 양면에 작용하는 압력차에 의한 것이고, 넷째 항은 내부링 자체에 작용하는 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 지배받는다.**

4. 겹판스프링댐퍼의 동특성실험

4.1 겹판스프링댐퍼와 실험장치의 제작

Fig. 2.1과 Fig. 4.1에는 본 논문의 실험에 사용된 겹판스프링댐퍼의 전체 조립도를 나타내었으며, 이에 대한 사진은 Fig. 4.2에 나타내었다. Fig. 4.3에는 적용하고자 하는 CNC 공작기계의 외관을 나타내고 있다. CNC 공작기계는 주축의 고속회전과 회전정밀도가 요구되며, Fig. 4.4와 같이 모터축에 추가로 큰 감쇠를 깃는 구조로 설계함으로써 진폭을 최대한 억제하고자 겹판스프링댐퍼를 제작하였다. Fig. 4.1의 겹판 스프링댐퍼의 내부에는 #6911 볼베어링이 조립되어있고, 이러한 베어링의 외부에는 6개의 겹판스프링이 원주방향으로 등간격으로 설치되어있다. 또한 겹판스프링댐퍼에 사용되는 작동오일은 실리콘오일이며, 내부링의 폭과 겹판스프링의 폭의 차이에 의하여 측면틈새가 결정되는 데 본 논문에서는 각기 다른 두가지 틈새(Type A : 0.25mm, Type B : 0.10mm)를 갖는 겹판스프링댐퍼를 제작하였다. 겹판스프링댐퍼의 제원에 대한 설명은 Table 4.1에 나타내었다.

본 논문에서 실험하고자 하는 겹판스프링댐퍼의 실험장치의 개략도를 Fig. 4.5에 나타내었다. 겹판스프링댐퍼의 내부링을 조화함수로 가진시키기 위하여 약 50μm 편심된 축을 회전시키는 구조로 되어 있다. 즉 회전축을 회전시키면 겹판스프링댐퍼의 내부링이 동일 회전 주파수로 가진되며, 이렇게 가진되는 동안 내부링과 외부와의 사이에서 발생하는 상대변위와 상대반력을 측정할 수 있도록 설계 제작한 것이다. 상대변위는 서로 직교되는 위치에 설치된 와전류형 변위센서(eddy current type displacement trasducer)를 통하여 측정되었으며, 상대반력은 스프링댐퍼의 외부 원주면에 설치된 하중센서(load cell)을 사용하여 측정되었다. 이렇게 측정된 신호는 증폭기(Amplifier)를 거쳐 적절한 크기로 증폭된 후 A/D 변환기를 거쳐 컴퓨터에 저장되어진다. 실험장치는 속도제어기가 부착된 직류전동기를 회전축과 타이밍벨트로 연결하여 구동하였다. 실험시스템에 소요된 장비에 내용은 Table 4.2에 설명되어 있다. 편심축에 의한 가진장치는 동특성계수가 연성항(cross couple term)이 존재하지 않는 경우에 가능한 실험장치이다. 따라서 이론적으로 등방성의 동

특성을 갖는다는 선행되어진 연구[2]에 의하여 본 실험장치와 같이 간단한 구조로 실험이 가능하다. 이러한 실험장치 전체시스템에 대한 사진이 Fig. 4.6에 나타내었다.

4.2 동특성계수 추출방법

겹판스프링댐퍼의 동특성계수를 실험적으로 측정하기 위해서 축에 임의의 외력을 가한 후, 그로인한 응답을 Fourier 변환을 통해 동특성계수를 측정할 수 있다.[8]

이러한 외력과 응답의 함수로서 겹판스프링댐퍼의 운동방정식은 식(4.1)과 같이 가진력과 응답의 함수로 표현되어진다.[7,8]

$$\begin{Bmatrix} \Delta F_x \\ \Delta F_y \end{Bmatrix} = [K]\begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{Bmatrix} + [C]\begin{Bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \end{Bmatrix} + [m]\begin{Bmatrix} \Delta \ddot{x} \\ \Delta \ddot{y} \end{Bmatrix} \tag{4.1}$$

위 식에서 [K]와 [C]는 각각 강성 및 감쇠계수의 행렬로서, 본 논문에서 실험적으로 구하고자 하는 미지의 행렬이다.

본 실험장치에서 겹판스프링댐퍼에 대한 가진력은 식(4.2)와 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} \Delta F_x &= A \sin(\omega_x t - \alpha_1) \\ \Delta F_y &= B \sin(\omega_y t - \alpha_2) \end{aligned} \tag{4.2}$$

따라서 겹판스프링댐퍼와 축의 상대변위는 식(4.3)과 같다.

$$\begin{aligned} \Delta x &= a_1 \cos\omega_x t + a_2 \sin\omega_x t + a_3 \cos\omega_y t + a_4 \sin\omega_y t \\ \Delta y &= b_1 \cos\omega_x t + b_2 \sin\omega_x t \ b_1 \cos\omega_y t + b_2 \sin\omega_y t \end{aligned} \tag{4.3}$$

본 실험에서 실험장치의 가진력은 방향에 상관없이 그 크기와 주파수가

$\omega_x = \omega_y = \omega$ 로서 일정하므로 식(4.3)을 운동방정식(4.1)에 대입하여 정리하면 식(4.4),(4.5)와 같다.

$$\begin{aligned}\Delta F_x &= [m](-a_1\omega^2\cos\omega t - a_2\omega^2\sin\omega t) + [C](-a_1\omega\sin\omega t + a_2\omega\cos\omega t)\\ &\quad + [K](a_1\cos\omega t + a_2\sin\omega t)\\ &= (-a_1\omega^2[m] + a_2\omega[C] + a_1[K])\cos\omega t\\ &\quad + (-a_2\omega^2[m] - a_1\omega[C] + a_2[K])\sin\omega t\end{aligned} \tag{4.4}$$

$$\begin{aligned}\Delta F_y &= [m](-b_1\omega^2\cos\omega t - b_2\omega^2\sin\omega t) + [C](-b_1\omega\sin\omega t + b_2\omega\cos\omega t)\\ &\quad + [K](b_1\cos\omega t + b_2\sin\omega t)\\ &= (-b_1\omega^2[m] + b_2\omega[C] + b_1[K])\cos\omega t\\ &\quad + (-b_2\omega^2[m] - b_1\omega[C] + b_2[K])\sin\omega t\end{aligned} \tag{4.5}$$

또한 식(4.3)의 양변에 $\cos\omega t$, $\sin\omega t$ 를 각각 곱하고 시간 t에 관하여 응답주기 τ에 대하여 적분을 수행하면 식 (4.6),(4.7)과 같이 계수 a_1, a_2, b_1, b_2 가 얻어진다.

$$\begin{aligned}\int_0^{\tau}\cos\omega t\cdot\Delta x\ dt &= a_1\int_0^{\tau}\cos^2\omega t\ dt + a_1\int_0^{\tau}\cos\omega t\ \sin\omega t\ dt\\ &= a_1\int_0^{\tau}\cos^2\omega t\ dt = \frac{\tau}{2}a_1\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}a_1 &= \frac{2}{\tau}\int_0^{\tau}\Delta x\cos\omega t\ dt\\ a_2 &= \frac{2}{\tau}\int_0^{\tau}\Delta x\sin\omega t\ dt\end{aligned} \tag{4.6}$$

$$b_1 = \frac{2}{\tau}\int_0^{\tau} \Delta y \cos\omega t \ dt$$
$$b_2 = \frac{2}{\tau}\int_0^{\tau} \Delta y \sin\omega t \ dt \qquad (4.7)$$

이를 행렬 {a}, {b} **로 나타내면**

$$\{a\} = \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \end{Bmatrix} = \frac{2}{\tau}\begin{Bmatrix} \int_0^{\tau} \Delta x \cos\omega t \ dt \\ \int_0^{\tau} \Delta x \sin\omega t \ dt \end{Bmatrix} \qquad (4.6a)$$

$$\{b\} = \begin{Bmatrix} b_1 \\ b_2 \end{Bmatrix} = \frac{2}{\tau}\begin{Bmatrix} \int_0^{\tau} \Delta y \cos\omega t \ dt \\ \int_0^{\tau} \Delta y \sin\omega t \ dt \end{Bmatrix} \qquad (4.7a)$$

식(4.3)**에 대해 이와 같은 과정을 수행하여 식**(4.6),(4.7)**을 얻은 것처럼 식** (4.4),(4.5)**에 대해서도 이와 같은 과정을 적용하면 아래와 같은 식** (4.8),(4.9),(4.10)(4.11)**을 얻을 수 있다**.

$$\int_0^{\tau} \Delta F_x \ \cos\omega t \ dt = (-\ a_1\omega^2[m] + a_2\omega[C] + a_1[K])\int_0^{\tau}\cos^2\omega t \ dt$$
$$+\ (-\ a_2\omega^2[m] - a_1\omega[c] + a_2[K])\int_0^{\tau}\cos\omega t \ \sin\omega t \ dt$$

$$-\ a_1\omega^2[m] + a_2\omega[C] + a_2[K] = \frac{2}{\tau}\int_0^{\tau}\Delta F_x \cos\omega t \ dt \qquad (4.8)$$

$$-\ a_2\,\omega^2[m] - a_1\omega[C] + a_2[K] = \frac{2}{\tau}\int_0^{\tau}\Delta F_x \sin\omega t\, dt \qquad (4.9)$$

$$-\ b_1\,\omega^2[m] - b_2\omega[C] + b_1[K] = \frac{2}{\tau}\int_0^{\tau}\Delta F_y \cos\omega t\, dt \qquad (4.10)$$

$$-b_2\omega^2[m]-b_1\omega[C]+b_2[K]=\frac{2}{\tau}\int_0^{\tau}\Delta F_y \sin\omega t\,dt \tag{4.11}$$

여기에서 $a_1, a_2, b_1, b_2, [m]$은 기지의 값이며, $[C], [K]$는 아직은 미지의 값이므로 식(4.8),(4.9),(4.10),(4.11)에 대한 연립방정식으로서 그해를 구하면 $[C], [K]$를 구할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} K_{xx} \\ C_{xx} \end{bmatrix}=[U]^{-1}[u_1]\ ,\ \begin{bmatrix} K_{yy} \\ C_{yy} \end{bmatrix}=[U]^{-1}[u_2] \tag{4.12}$$

$$[U]=\begin{bmatrix} a_1 & b_1 & a_2\omega & b_2\omega \\ a_2 & b_2 & -a_1\omega & -b_1\omega \end{bmatrix} \tag{4.13}$$

$$\begin{aligned}\{u_1\}&=\{c\}+m\{e\}\\ \{u_2\}&=\{d\}+m\{f\}\end{aligned} \tag{4.14}$$

여기에서 $\{c\}, \{d\}$ $\{e\}, \{f\}$는 식(4.15),(4.16),(4.17),(4.18)과 같다.

$$\{c\}=\begin{Bmatrix} c_1 \\ c_2 \end{Bmatrix}=\frac{2}{\tau}\begin{Bmatrix} \int_0^{\tau}\Delta F_x \cos\omega t\,dt, \\ \int_0^{\tau}\Delta F_x \sin\omega t\,dt \end{Bmatrix} \tag{4.15}$$

$$\{d\}=\begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \end{Bmatrix}=\frac{2}{\tau}\begin{Bmatrix} \int_0^{\tau}\Delta F_y \cos\omega t\,dt, \\ \int_0^{\tau}\Delta F_y \sin\omega t\,dt \end{Bmatrix} \tag{4.16}$$

$$\{e\}=\begin{Bmatrix} e_1 \\ e_2 \end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix} a_1\omega^2 \\ a_2\omega^2 \end{Bmatrix} \tag{4.17}$$

$$\{f\} = \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} b_1\omega^2 \\ b_2\omega^2 \end{Bmatrix} \tag{4.18}$$

식 (4.6a),(4.7a),(4.15),(4.16),(4.17),(4.18)의 $\{a\}, \{b\}, \{c\}, \{d\}, \{e\}, \{f\}$ 의 우변항은 복소 fouirer 함수의 실수부와 허수부로 표현되어 있다.

$\{a\}, \{b\}, \{e\}, \{f\}$는 변위센서로부터, $\{c\}, \{d\}$는 Load cell로부터의 응답을 FFT로서 주파수 분석하여 실수부와 허수부를 취하면 얻어진다.

이로써 겹판스프링댐퍼의 동특성계수들은 식(4.19),(4.20),(4,21),(4,22)와 같다.

$$K_{xx} = \frac{1}{(a_1^2 - a_2^2)\omega}[a_1\omega(c_1 + a_1\omega^2 m) - a_2\omega(c_2 + a_2 m\omega)] \tag{4.19}$$

$$K_{yy} = \frac{1}{(b_1^2 - b_2^2)\omega}[b_1\omega(d_1 + b_1\omega^2 m) - b_2\omega(d_2 + b_2 m\omega)] \tag{4.20}$$

$$C_{xx} = \frac{1}{(a_1^2 - a_2^2)\omega}[-a_2(c_1 + a_1 m\omega^2) + a_1\omega(c_2 + a_2 m\omega)] \tag{4.21}$$

$$C_{yy} = \frac{1}{(b_1^2 - b_2^2)\omega}[-b_2(d_1 + b_1 m\omega^2) + b_1\omega(d_2 + b_2 m\omega)] \tag{4.22}$$

5. 실험결과 및 고찰

본 실험에서 겹판스프링댐퍼에 대한 동특성 계수를 도출하기 위해 측정하고자 하는 변위와 반력은 Fig. 2.4의 겹판스프링댐퍼에 대한 좌표에서 수평방향인 X좌표와 수직방향인 Y좌표에 대해 각기 변위센서와 로드셀에 의해 측정되어진다. 실험장치의 구성상 이들 센서는 각기 45°의 위상차로 설치되어 있기 때문에 로드셀로부터 측정된 값은 변위센서와 같은 위상으로의 좌표변환과정을 수행하였다.

본 논문에서의 실험장치는 축의 편심에 의해 조화함수 형태로 가진되며 변위가 일정하다. 따라서 반력 역시 변위와 마찬가지로 조화함수 형태를 띠고 있다. 이러한 조화함수 형태의 변위와 반력신호로 부터 동특성계수를 추출하는 데는 Jei[2]등이나 Ha등[7]과 같은 방법을 사용할 수 있으며, 본 실험에서는 앞서의 4.2절에서 소개한 방식으로 겹판스프링댐퍼에 대한 동특성을 도출하였다.

5.1 측면틈새에 따른 결과 고찰

Table 4.1에서 각기 다른 측면틈새를 갖는 두 가지 형태의 시제품 Type A와 Type B에 대한 어느 시간영역에서 측정되어진 변위와 반력에 대해 Fig. 5.1과 Fig. 5.2에서 보여주고 있다. 이에 따르면 내부링의 변위는 거의 50 μm로 일정함에 반해 반력의 진폭은 각기 200N과 300N으로 약 50%의 차이가 있음을 알 수 있다. 즉 측면틈새가 작은 Type B가 Type A에 비해 반력의 크기가 큼을 알 수 있다. 이는 측면틈새의 효과가 나타나고 있음을 의미하고 있다고 볼 수 있다.

Type A와 Type B 그리고 오일이 충진되지 않은 겹판스프링댐퍼에 대한 실험으로부터 얻어진 변위궤도와 반력궤도 및 변위와 반력과의 관계를 나타내는 히스테리시스선도(hysteresis loop)를 각기 Fig. 5.3에서 Fig. 5.8까지 나타내고 있다. 대체적으로 가진되는 변위량과 설계된 축의 편심량이 일치함을 알 수 있으며 또한 히스테리시스선도는 타원형을 이루고 있다. 이로써 일정한 크기의 감쇠효과가 존재한다는 것을 알 수 있다. 이들 히스테리시스선도

에서 내부면적의 크기는 수평성분보다 수직성분이 약간 큼을 발견할 수 있다. 즉 이들 면적의 크기가 감쇠력의 크기이므로 수직성분이 수평성분의 감쇠력보다 다소 큼을 알 수 있다. 그리고 수평방향의 궤도는 원점을 중심으로 거의 대칭적임을 알 수 있으나 수직방향은 원점을 중심으로 다소 비대칭 형태를 띠며 특히 아래방향으로 가진될 때 즉 음의 변위와 음의 반력을 갇는 경우에 있어 다소 큰 감쇠력이 존재함을 알 수 있다. 이는 실험 중에 겹판스프링댐퍼의 작동유의 충진시 제거되지 않은 기포의 잔존과 실험중 내부의 오일이 미소하나마 누설되어 그로 인한 공간(cavity)이 댐퍼의 상단부에 존재하기 때문인 것으로 보여진다.

두 가지 타입의 대한 감쇠효과를 비교해보면 가진속도가 500rpm에서의 히스테리시스선도인 Fig.5.5과 Fig.5.7에서 볼 수 있듯이 Type B의 경우 감쇠효과가 더 크게 나타나고 있음을 발견할 수 있다. 이는 Type B의 경우가 측면틈새가 더 적기 때문이다. 마찬가지로 Fig.5.6과 Fig.5.8에서 볼 수 있듯이 가진속도가 3000rpm인 경우의 히스테리시스선도의 경우에도 Type B의 경우가 감쇠가 더 크게 나타남을 알 수 있다. 다만 회전속도가 증가하였지만 히스테리시스선도에 의한 상당점성감쇠에너지는 약간 줄어든 것을 알 수 있다. 이는 곧 회전속도가 증가함에 따라 점성감쇠계수가 작아지는 것을 의미한다고 볼 수 있다.

이러한 실험에 따라 겹판스프링댐퍼의 동특성을 산출하였다. Type A와 Type B에 대한 강성계수는 Fig.5.9에 나타내었다. 전체적으로 두 방식 모두 수직방향의 강성계수가 수평방향의 강성계수보다 다소 큼을 알 수 있다. 이는 겹판스프링댐퍼 내부에 오일을 충전시 기포가 잔존할 수 있음과 또한 장치에서의 미소한 오일누설등으로 인한 겹판스프링댐퍼 상단의 공동화현상으로 인한 효과로 사료된다. 가진속도에 따른 강성계수의 변화는 특별한 경향을 띠고 있지 않다고 보여진다. 두 형태의 강성계수는 측면틈새가 작은 쪽이 더 크게 나타나는 것으로 보아서 측면틈새가 강성계수에도 영향을 미칠 수 있음을 알 수 있다.

Fig.5.10은 Type A와 Type B의 감쇠계수를 나타내고 있다. Type A에 비해 Type B의 감쇠계수가 다소 큼을 알 수 있으며, 가진속도의 증가에 따라 감쇠계수가 감소하는 경향을 띠고 있음을 알 수 있다. 즉 측면틈새가 작을수

록 감쇠계수가 증가함을 알 수 있으며, 이는 측면 틈새에 의한 작동유의 흐름저항이 커져서 보다 큰 압력차가 발생함으로써 점성감쇠에 기인하기 때문이다. 강성계수와 마찬가지로 수평방향의 감쇠력보다 수직방향의 감쇠계수가 더 큼을 알 수 있는데, 이는 앞서의 누설 등과 빈 공동의 존재로 기인한다고 여겨진다. 즉 겹판스프링댐퍼 내부의 작동 오일의 압력변화가 클 경우에 작동오일의 포화 수증기압보다 낮게 될 수 없기에, 이럴 경우 겹판스프링댐퍼 내부에 캐비테이션의 발생으로 기포가 발생함으로써 감쇠성능에 영향을 미치는 것으로 보여진다. 한편 가진속도의 증가에 따라 감쇠계수는 급격하게 감소하는 현상을 보여주고 있다. 이는 저속에서 마찰력에 의한 감쇠효과의 영향이 상대적으로 크게 나타나기 때문이다.

따라서 측면틈새에 따른 겹판스프링댐퍼의 동특성 실험에서 각기 강성계수와 감쇠계수에 대해 겹판스프링댐퍼 내부 작동유의 캐비테이션의 발생여부는 상당한 영향을 미치는 것을 알 수 있으며, 이를 방지할 수 있는 설계와 캐비테이션 발생에 따른 동특성의 변화를 조사 할 필요가 있을 것으로 사료된다.

5.2 오일 점도에 따른 결과 고찰

Table 4.1의 Type C의 제원을 지닌 겹판스프링댐퍼에 대해 각기 점도가 다른 내부 작동유를 충진하여 이의 동적 특성을 실험하였다. 본 논문의 실험에서는 점도가 100cst, 1000cst, 3000cst인 세가지 형태의 실리콘 오일에 대해 측정한 결과를 회전속도에 따른 히스테리시스선도로서 Fig. 5.11에서부터 Fig. 5. 26까지 나타내었다. 실험결과 히스테리시스선도가 타원형의 형태를 띠고 있음을 볼 때 일정한 크기의 감쇠효과가 있음을 알 수 있다.

Fig. 5.12와 Fig. 5.13을 비교하면 오일의 점성이 100cst에서보다 1000cst일 때 겹판스프링댐퍼의 점성감쇠가 높은 것을 알 수 있다. 이는 겹판스프링댐퍼의 점성 감쇠력은 오일의 점도가 높을수록 증가하는 경향을 지니고 있음을 발견할 수 있다. 또한 작동방향에 따른 감쇠의 크기는 Fig. 5.13과 Fig. 5.17에서 볼 수 있듯이 수평성분과 수직성분이 비슷하거나 수평성분이 수직성분에 비해 다소 큼을 알 수 있으나 등방성의 경향을 띤다고 볼 수 있다. 가진속도의 변화에 따른 겹판스프링댐퍼의 감쇠력의 크기는 Fig. 5.13과 Fig.

5.21에서 볼 수 있듯이 1000rpm에서보다 2000rpm일 때 다소 줄어든 것을 발견할 수 있다. 즉 겹판스프링댐퍼의 점성감쇠력은 회전속도의 증가에 따라 점성감쇠계수가 작아지는 경향을 지닌다고 볼 수 있다.

겹판스프링댐퍼의 반력의 진폭은 Fig. 5.20과 Fig. 5.21에서와 같이 오일의 점도가 100cst와 1000cst에서 각기 약 180N과 280N으로 50%이상의 차이를 보이고 있다. 즉 오일의 점도가 높을수록 겹판스프링댐퍼의 강성은 증가함을 알 수 있다. 또한 겹판스프링댐퍼의 강성은 Fig. 5.20과 Fig. 5.24에서 볼 수 있듯이 수직방향과 수평방향의 기울기가 비슷함을 알 수 있다. 즉 겹판스프링댐퍼의 강성은 작동방향에 대해 무관하게 등방성의 형태를 띠고 있음을 알 수 있다.

이러한 내부 작동유의 점도에 따른 실험을 통한 동특성을 Fig. 5.27과 Fig. 5.28에 나타내었다. 먼저 겹판스프링댐퍼의 강성은 Fig. 5.27에서 볼 수 있듯이 점도가 높을수록 강성계수가 큼을 발견할 수 있다. 또한 작동방향에 대한 강성계수는 수평방향의 성분이 수직방향에 비해 다소 크거나 비슷한 형태로 등방성을 띠고 있음을 알 수 있다. 하지만 강성계수는 가진속도의 변화에 대해 거의 일정하게 유지되고 있다는 것을 발견할 수 있다. 이러한 결과를 볼 때 오일의 점도는 강성계수에 영향을 미침을 알 수 있다.

Fig. 5.28은 오일의 점도변화에 따른 겹판스프링댐퍼의 감쇠계수를 나타내었다. 오일의 점도가 100cst 에서보다 1000cst에서의 감쇠계수가 높음을 알 수 있다. 즉 점도가 높을수록 감쇠계수 역시 크며, 점도에 따라 감쇠계수가 영향을 받음을 알 수 있다. 또한 수평방향과 수직방향의 감쇠계수가 거의 비슷한 값을 가지고 있으므로 등방성의 경향을 띠고 있다고 볼 수 있다. 가진속도에 따라서 가진속도가 증가할수록 감쇠계수는 다소 감소하는 경향을 띠고 있다.

6. 결　론

본 논문에서는 고속회전기계의 진동을 차단하기 위한 겹판스프링댐퍼를 제작하였으며 동특성 실험을 위한 편심축으로 구성된 실험장치를 자체 설계, 제작하였다. 특히 측면틈새와 오일점도에 따른 동특성을 조사하여 진동절연장치 설계의 기초 자료로 삼고자 하였다. 본 연구에서 얻은 결론은 다음과 같다.

1. 겹판스프링댐퍼의 강성은 가진속도에는 거의 무관하며, 측면틈새가 좁을수록 유로저항이 커서 증가하는 경향을 띤다.

2. 겹판스프링댐퍼의 강성은 수평 및 수직방향의 크기는 다소 차이가 있으나 대체적으로 등방성으로 간주할 수 있다.

3. 겹판스프링댐퍼의 강성은 오일의 점도가 높을수록 큼을 알 수 있다.

4. 겹판스프링댐퍼의 감쇠는 측면틈새가 작을수록 증가하며, 수직방향의 성분이 수평방향의 성분보다 더 큰 값을 가진다.

5. 겹판스프링댐퍼의 감쇠는 가진속도에 따라 감소하는 경향을 띤다.

6. 겹판스프링댐퍼의 감쇠는 오일의 점도가 클수록 높음을 알 수 있다.

7. 향후 연구과제로서 댐퍼 내부의 캐비테이션 발생이 댐퍼의 동특성에 미치는 영향에 관한 고찰과 더불어 이에 대한 댐퍼의 성능에 대한 연구와 캐비테이션 방지에 대한 설계 기법이 요구된다.

참고문헌

[1] 김종수, 김상도, 제양규, "겹판스프링댐퍼에서의 측면틈새에 의한 감쇠력 조절", 한국윤활학회, 1999년 춘계학술대회

[2] Jei, Y.-G., Kim, J.-S., Hong, S.-W., and Jung, S.-Y., "A New Lateral Vibration Damper Using Leaf Springs.", ASME Trans. J. of Vib. and Acoustics, Vol.121, No2, 1999

[3] 제양규, 김종수, 홍성욱, "겹판스프링을 이용한 회전축의 횡진동 흡수장치 개발",한국진동소음학회, 1999년 춘계학술대회

[4] 김종수, 제양규, 정재현, 전효중, "유체 감쇠 커플링의 동특성에 관한 이론적 연구", 한국박용기관학회지, 제18권, 제1호, 1994, pp11-22.

[5] 김종수, 제양규, 정재현, 전효중, "유체 감쇠 커플링의 동특성에 관한 실험적 연구", 한국박용기관학회지, 제18권, 제1호, 1994, pp23-31.

[6] Kostrsewsky, G. J. and Flack, R. D., "Accuracy Evaluation of Experimentally Derived Dynamic Coefficients of Fluid Film Bearings Part Ⅰ: Development of Method", STLE Trans., Vol.33, 1990, pp.105-114.

[7] Ha, H.-C., and Yang, S. H., "Excitation Frequency Effects on the Stiffness and Damping Coefficients of a Five-Pad Tilting Pad Journal Bearing", ASME Trans., J. of Tribology, 98-TRIB-44.

[8] 하현천, 양승헌, 김호종, "가진 주파수가 틸팅패드 저어널베어링의 강성 및 감쇠계수에 미치는 영향", 한국윤활학회지, 제 14권, 제1호, 1998, pp14-22

[9] 제양규 외, "겹판스프링을 이용한 진동절연장치 개발Ⅱ, 중간보고서, 통상산업부, 1997

[10] Spatts, M.E., Design of Machine Elements, 6th edition, Prentice-Hall, 1985

[11] Crandall, S. H., Dahl, N. C., and Lardner, T. J., "An Introduction to the Mechanics of Solids, 2nd edition, McGraw-Hill, 1978

[12] Fung, Y. C., "Foundations of Solid Mechanics", Prentice-Hall, Toronto, 1965

[13] Schlichting, H.,"Boundary-Layer Theory", 7th edition, McGraw-Hill, 1965

[14] **홍성욱**,**남경모**,**김현수**, "**연삭숫돌 직경 및 회전오차의 비접촉 측정방법**", **한국정밀공학회지**, **제**12**군**, **제**13**호**, 1995, pp175-181

[15] James, M.L., Smith, G.M.,Wolford, J.C., and Whaley, P.W., "Vibration of Mecanical and Structural Systems, Harper & Row,

[16] Burrows, C.R. and Sahinkaya, M.N., "Frequency Domain Estimation of Linearized Oil Film Coefficients", J. of Tribology, Trans. of ASME, Vol. 104, 1982, pp 210-215

[17] Nicholas, J.C., Gunter, E.J., and Allaire, P.E., "Effect of residual shaft vow on unbalance response and balancing of a single mass flexible rotor: part Ⅰ-Unbalance response," Trans. ASME, Journal of Engineering for Power, Vol 98, No. 2, 1976, pp171-181

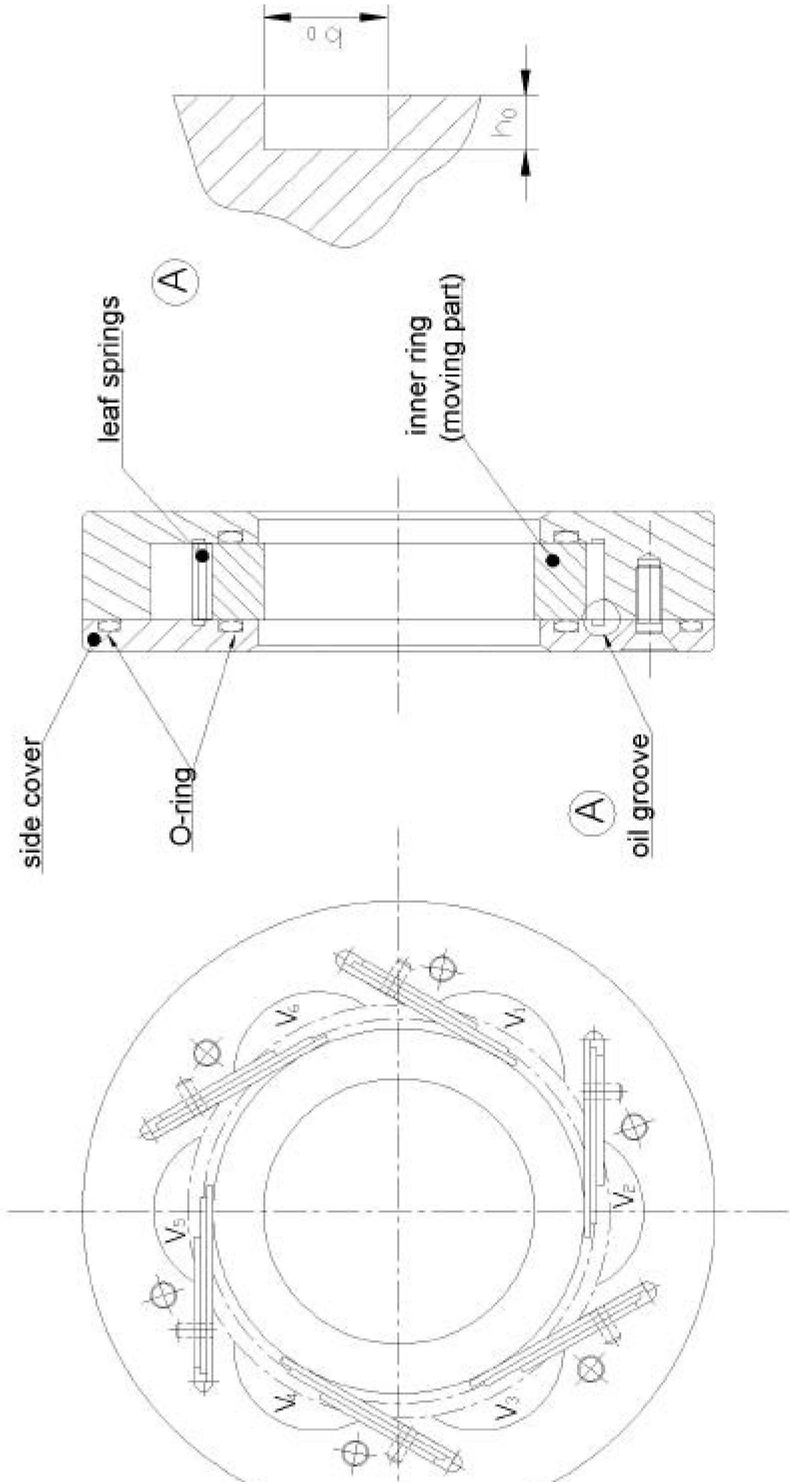


Fig.2.1 A sectional view of Leaf Spring Damper

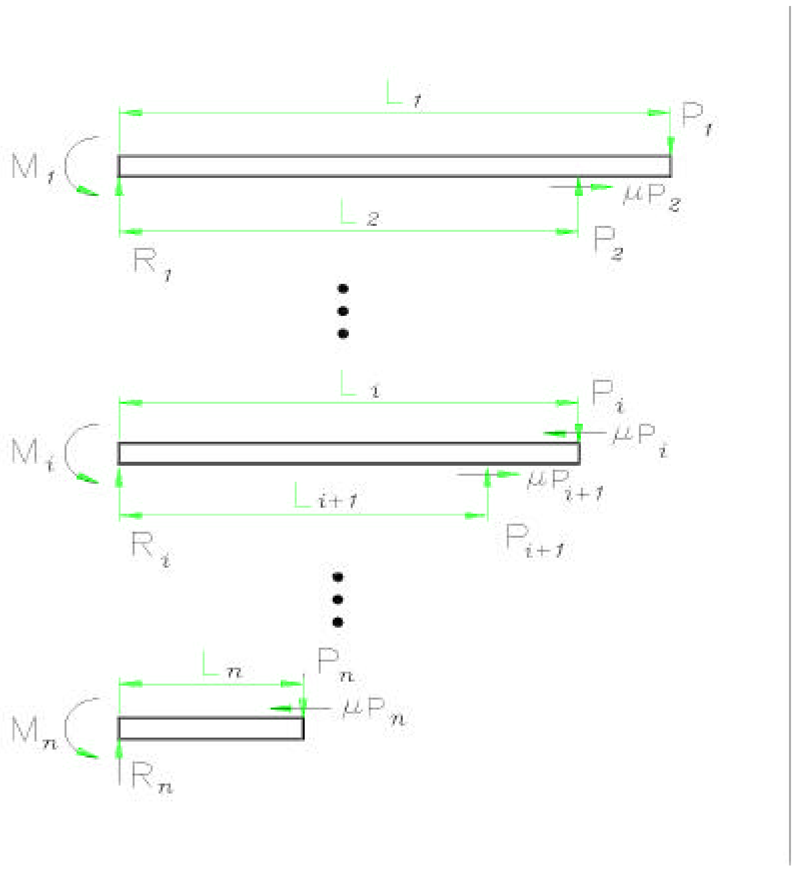


Fig.2.2 A free body diagram for a Leaf Spring Damper pack

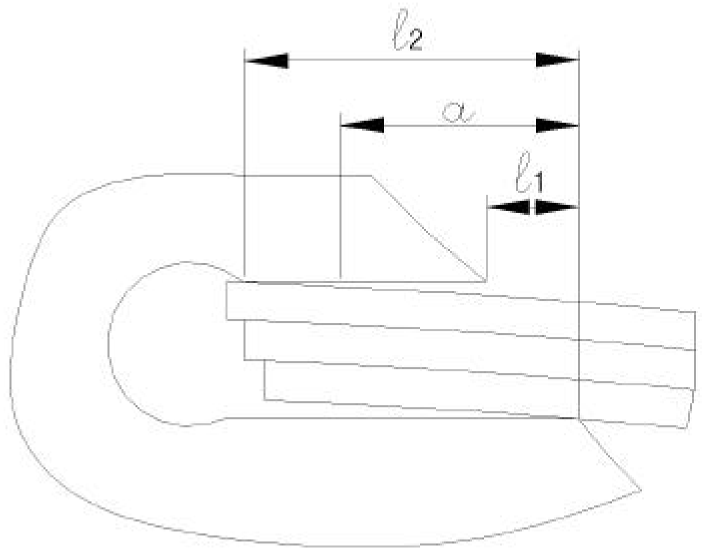


Fig.2.3 Detail of clamping structure of Leaf Spring pack

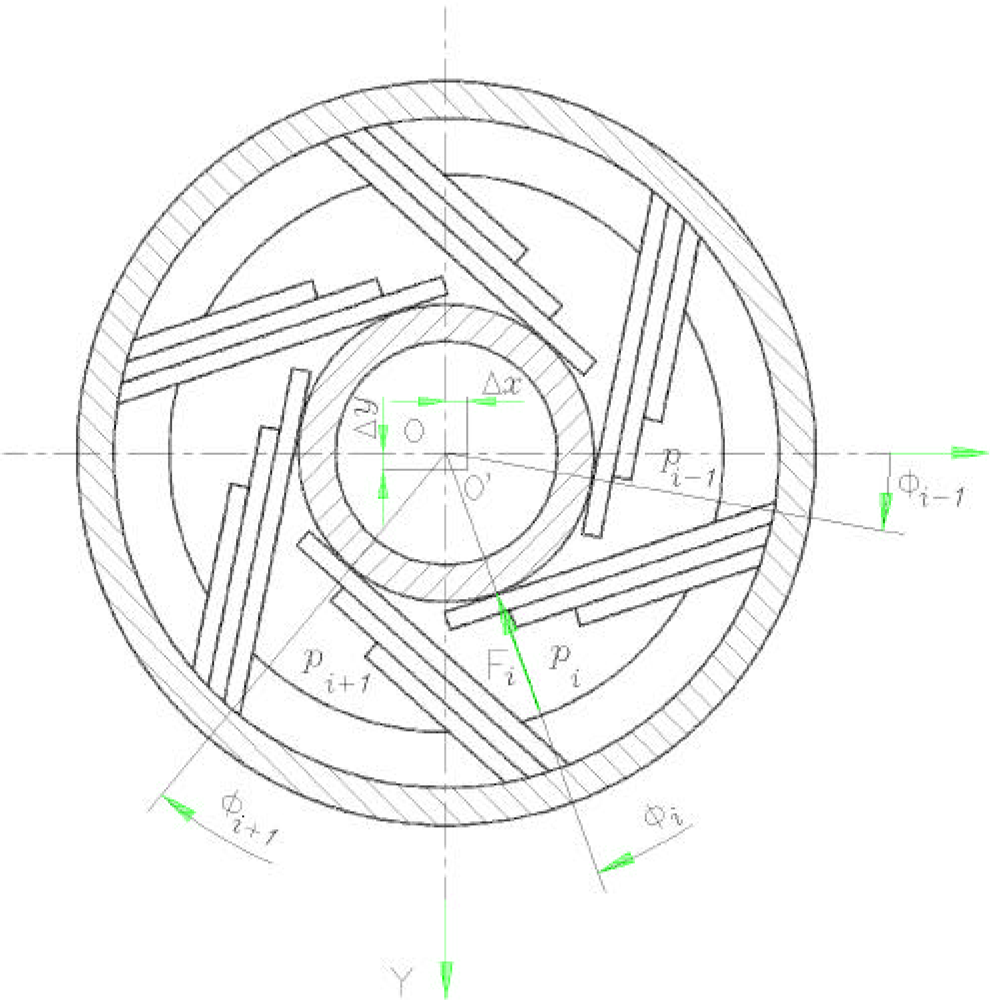


Fig.2.4 Coordinates system of Leaf Spring Damper

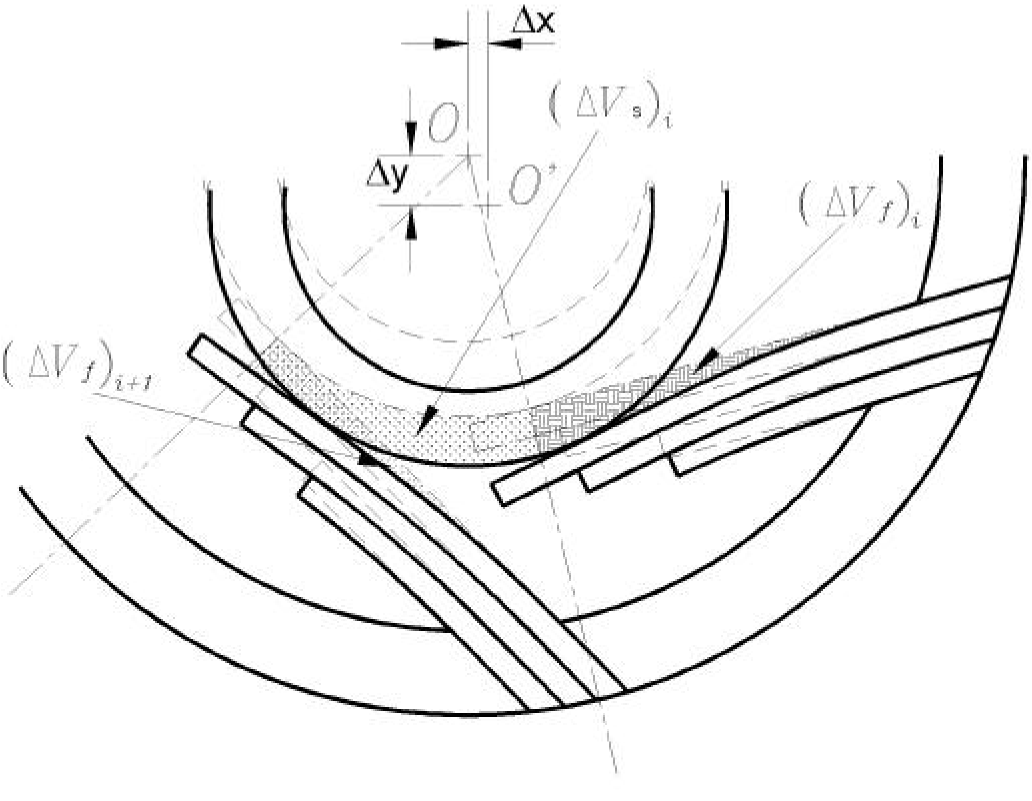


Fig.2.5 Schematic diagram for volumetric change of oil cabin by moving inner ring

Fgi.4.1 A prototype Leaf Spring Damper

Fig.4.2 Photography of Leaf Spring Damper (Type C)

Fig.4.3 A same model of CNC machine for application of LSD

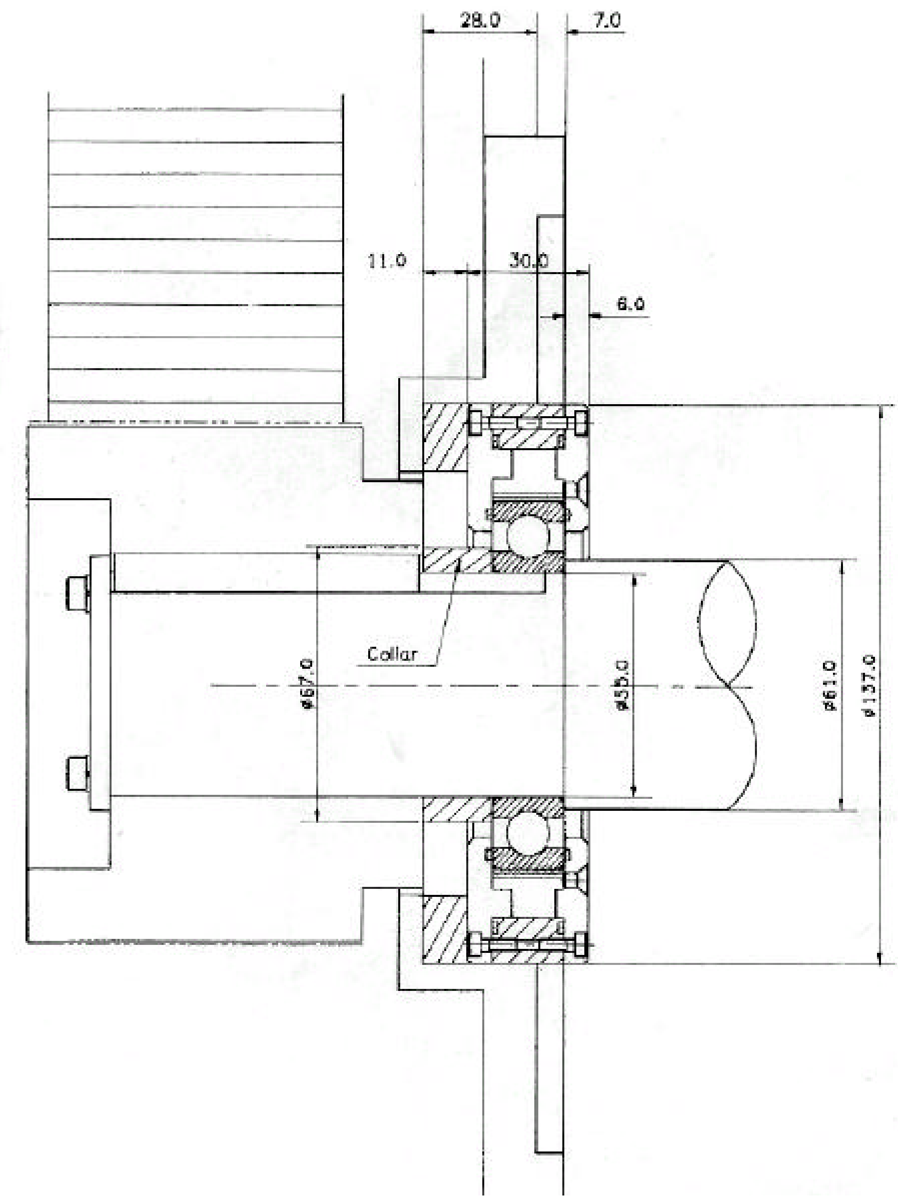
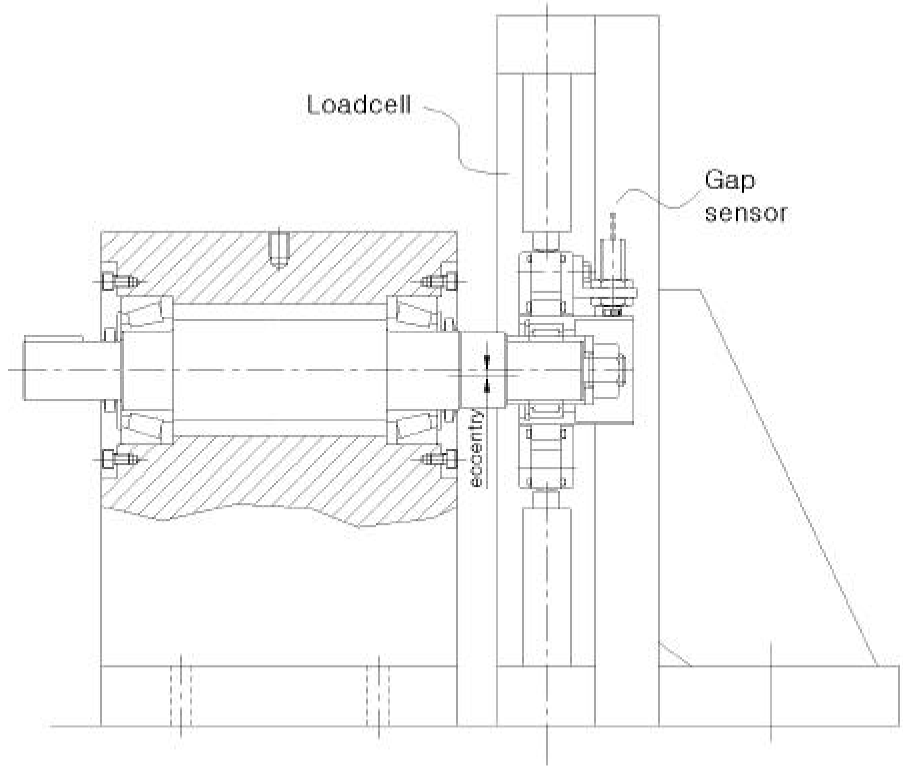


Fig.4.4 Attachment configuration of LSD to CNC machine



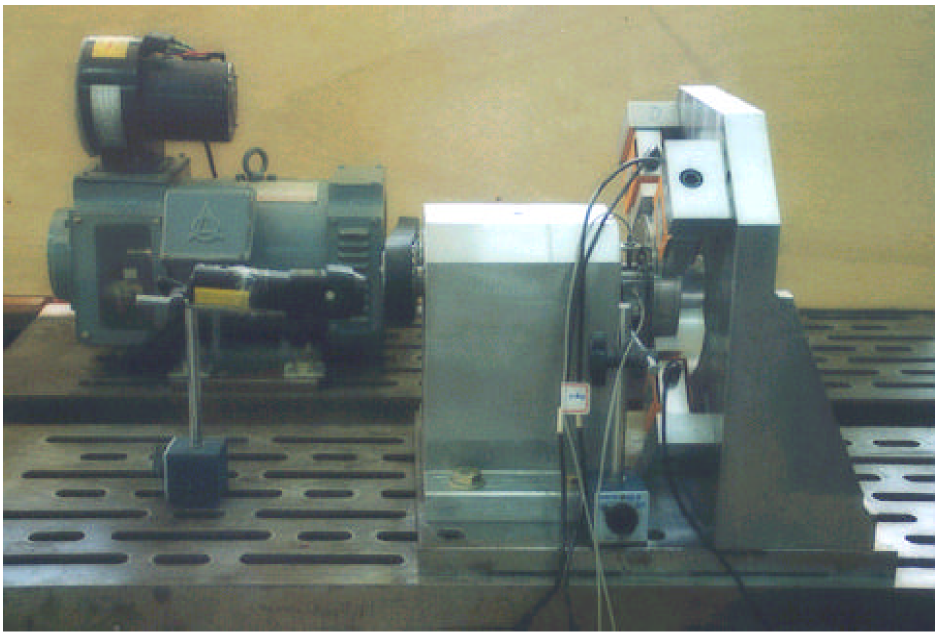


Fig.4.6 Photography of experiment system

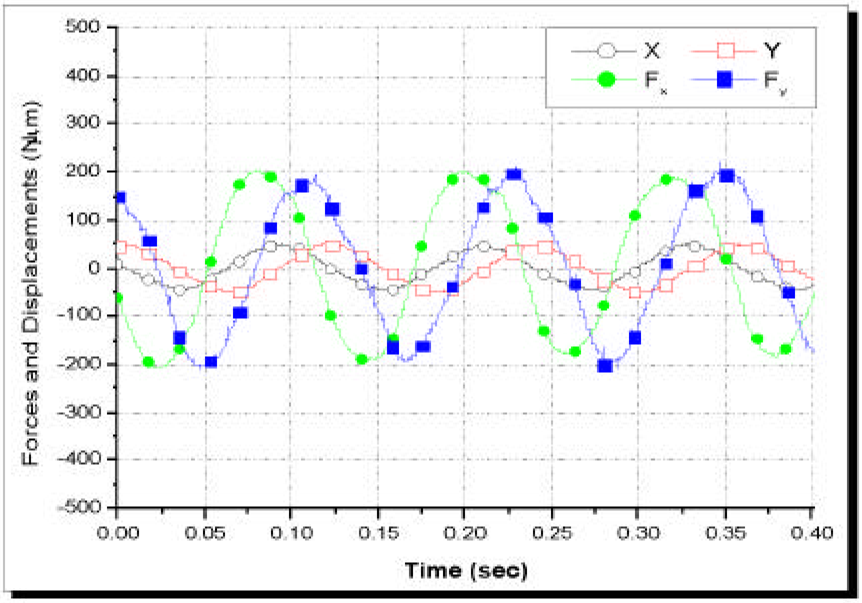


Fig.5.1 Illustration of displacements and reaction forces (Type A, 500rpm)

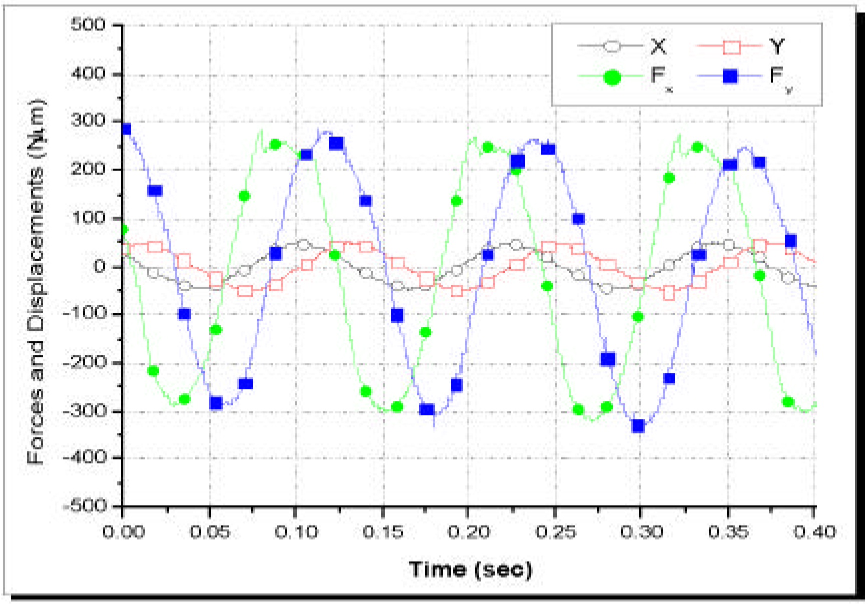


Fig.5.2 Illustration of displacements and reaction forces (Type B, 500rpm)

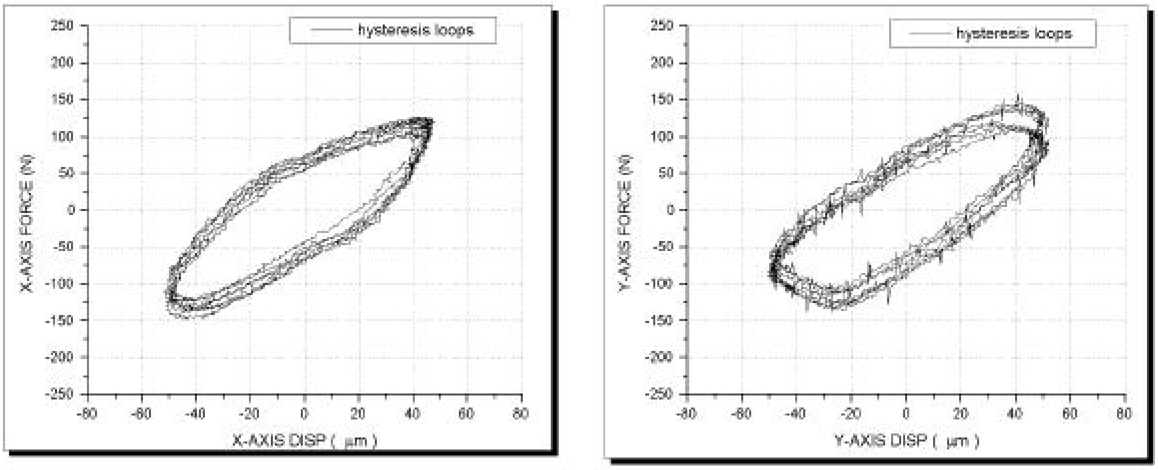


Fig.5.3 Hysteresis loops of LSD (without oil, 500rpm)

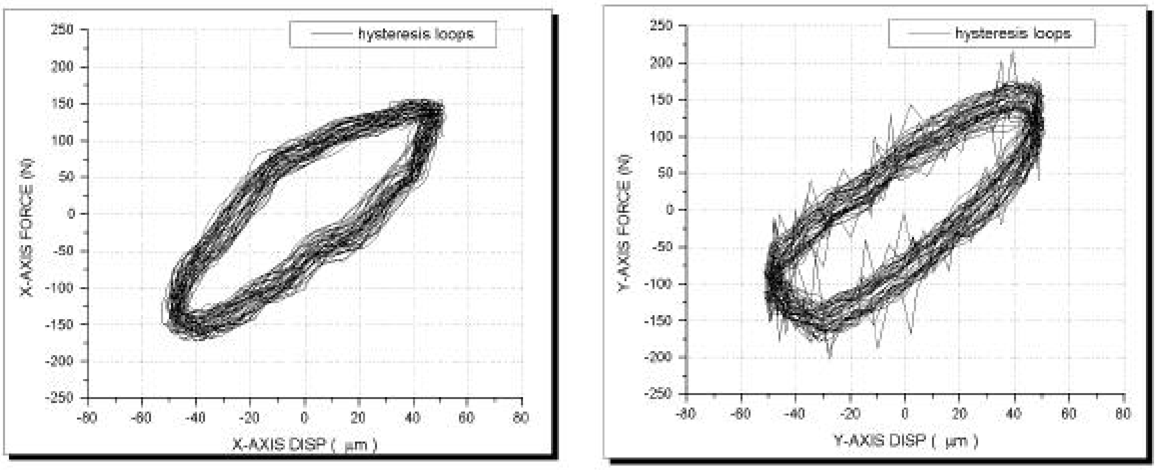


Fig.5.4 Hysteresis loops of LSD (without oil, 3000rpm)

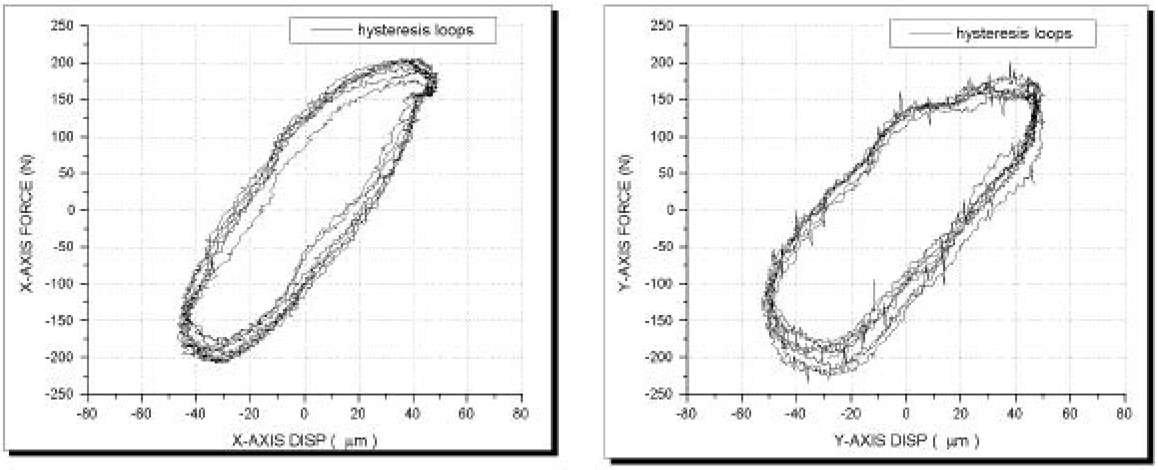


Fig.5.5 Hysteresis loops of LSD (Type A, 500rpm)

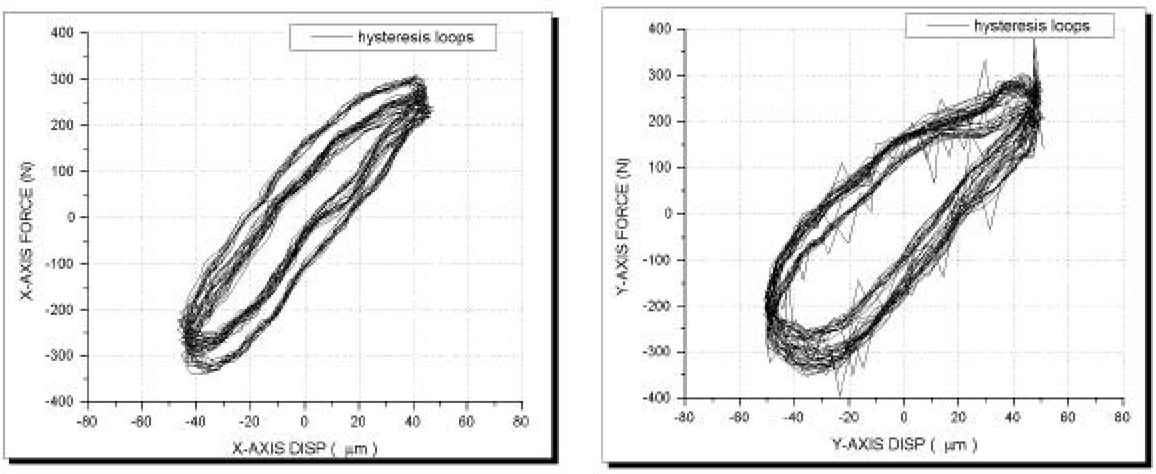


Fig.5.6 Hysteresis loops of LSD (Type A, 3000rpm)

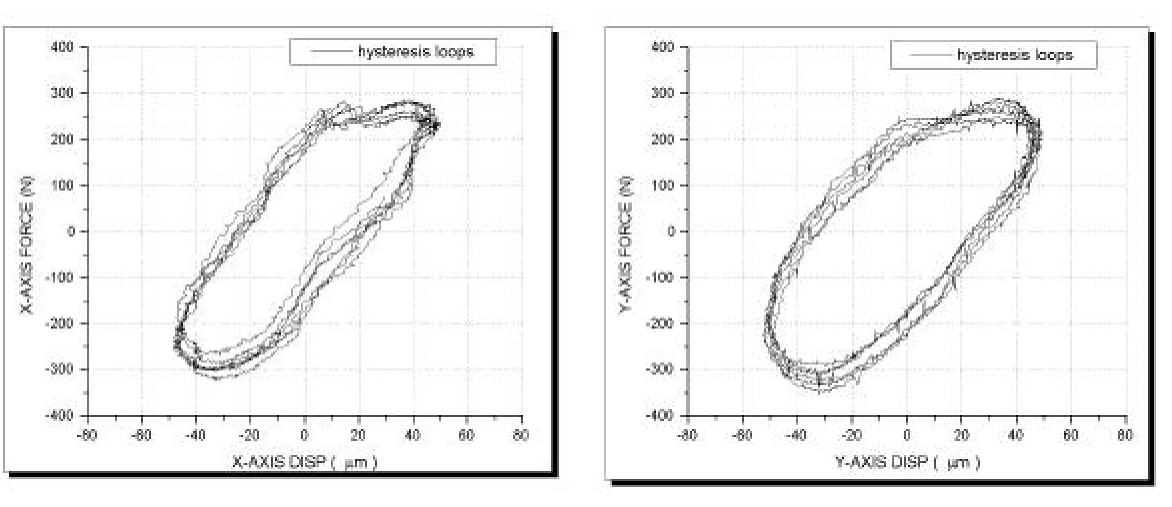


Fig.5.7 Hysteresis loops of LSD (Type B, 500rpm)

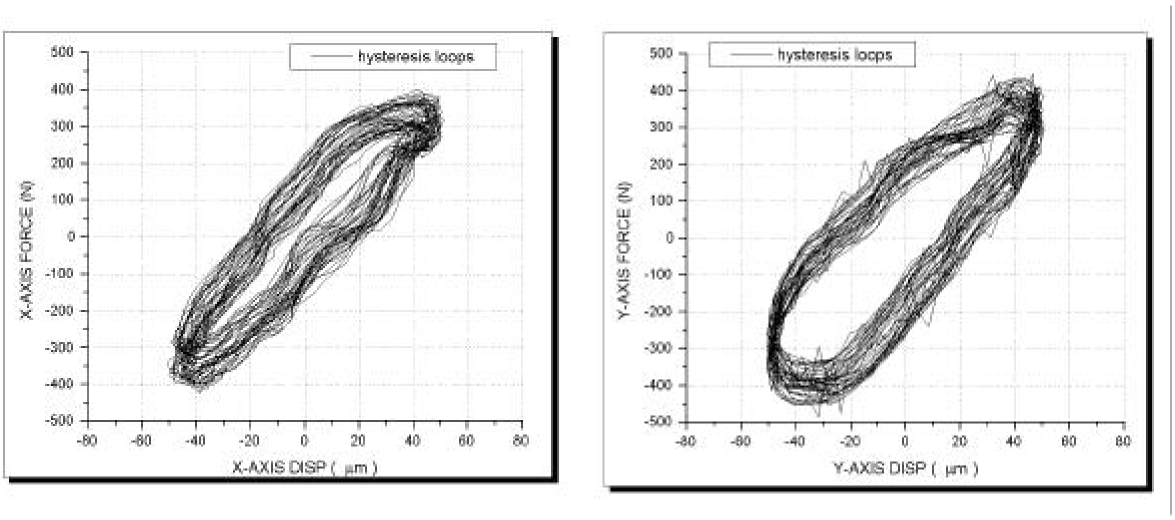


Fig.5.8 Hysteresis loops of LSD (Type B, 1000rpm)

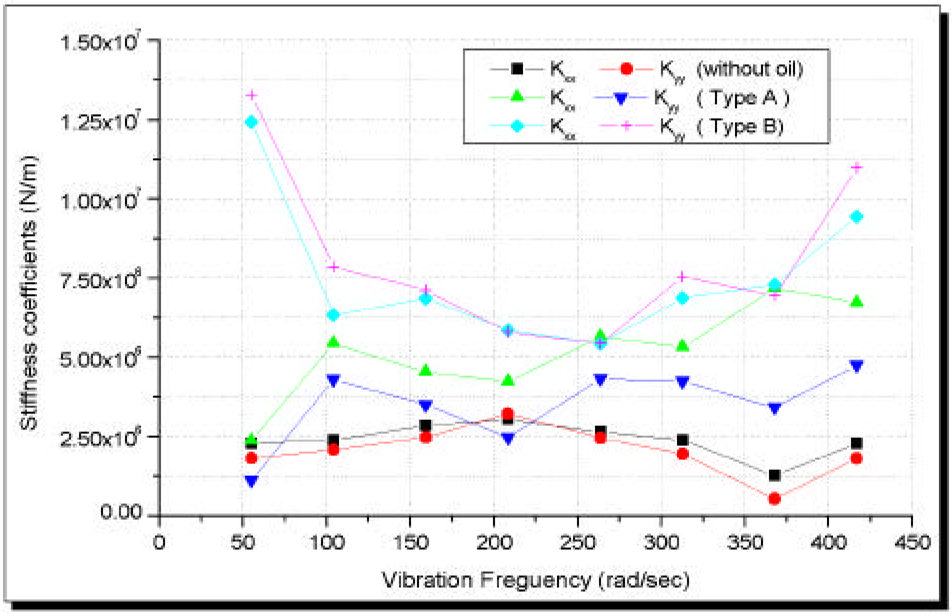


Fig.5.9 Stiffness coefficients of prototype LSD

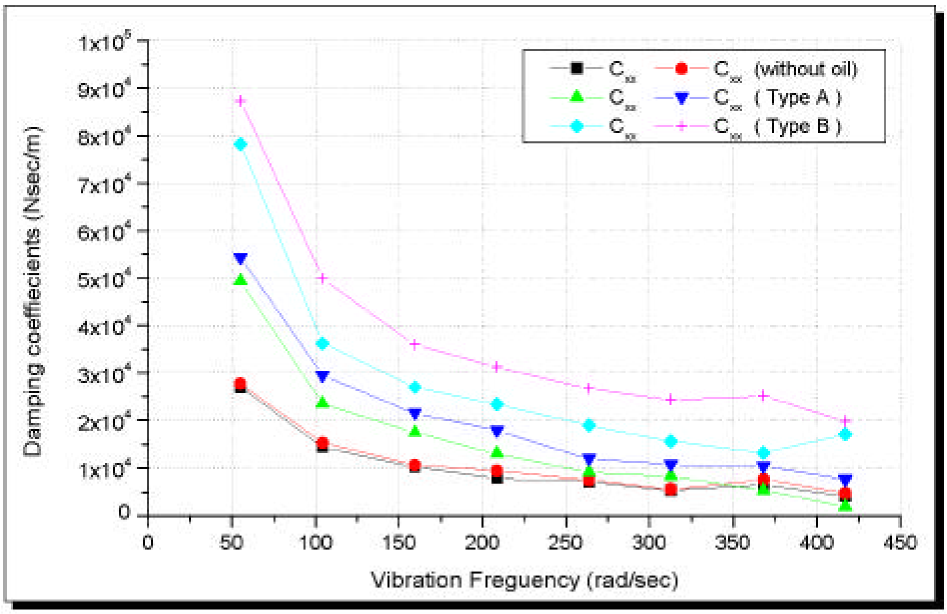


Fig.5.10 Damping coefficients of prototype LSD

■ 점도에 따른 LSD의 Hysteresis loops 비교(X- Direction)

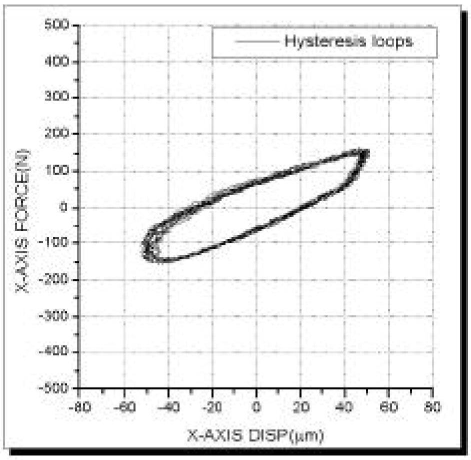


Fig.5.11 Hysteresis loops of LSD
(without oil, 1000 rpm)

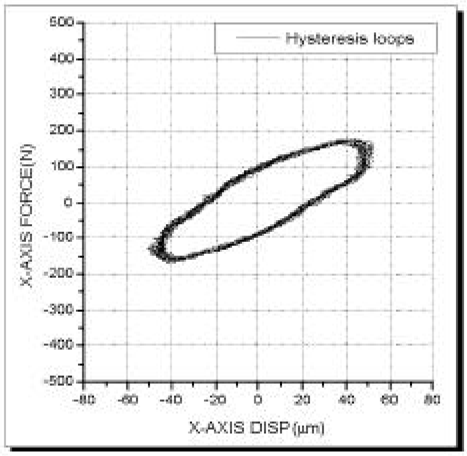


Fig.5.12 Hysteresis loops of LSD
(100 cst, 1000 rpm)

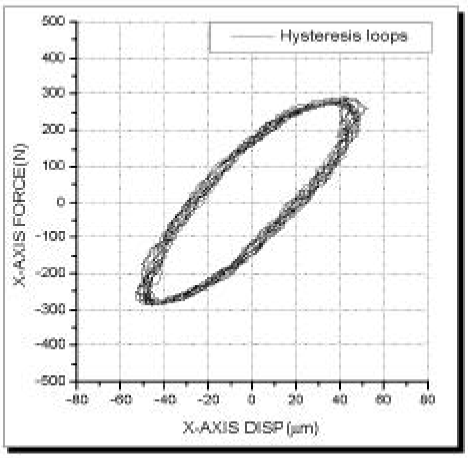


Fig.5.13 Hysteresis loops of LSD
(1000 cst, 1000 rpm)

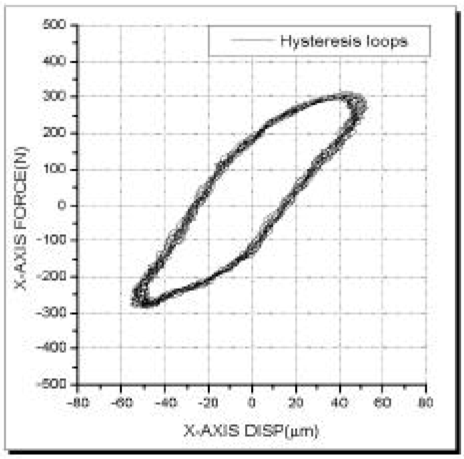


Fig.5.14 Hysteresis loops of LSD
(3000 cst, 1000 rpm)

■ 점도에 따른 LSD의 Hysteresis loops 비교 (Y-Direction)

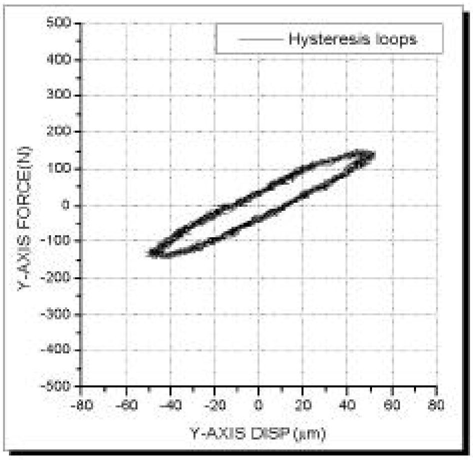


Fig.5.15 Hysteresis loops of LSD
(without oil, 1000 rpm)

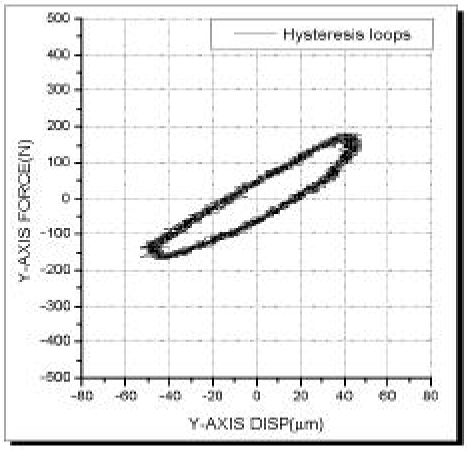


Fig.5.16 Hysteresis loops of LSD
(100 cst, 1000 rpm)

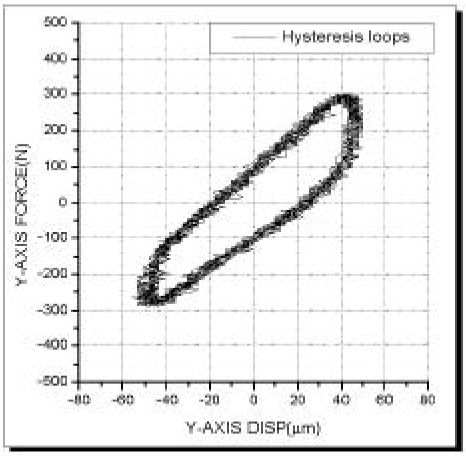


Fig.5.17 Hysteresis loops of LSD
(1000 cst, 1000 rpm)

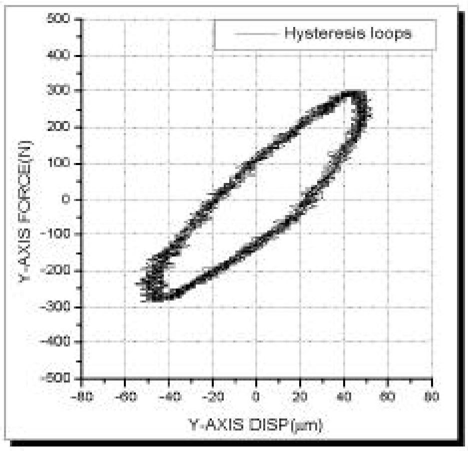


Fig.5.18 Hysteresis loops of LSD
(3000 cst, 1000 rpm)

■ 점도에 따른 LSD의 Hysteresis loops 비교(X- Direction)

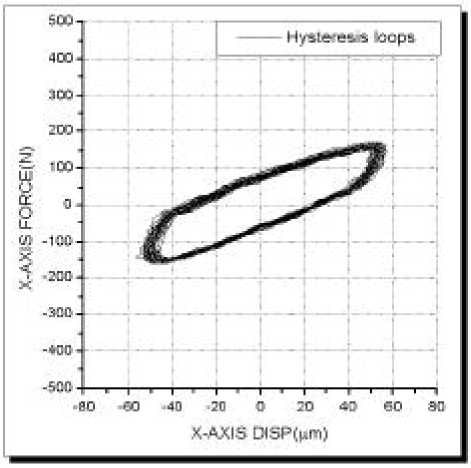


Fig.5.19 Hysteresis loops of LSD
(without oil, 2000 rpm)

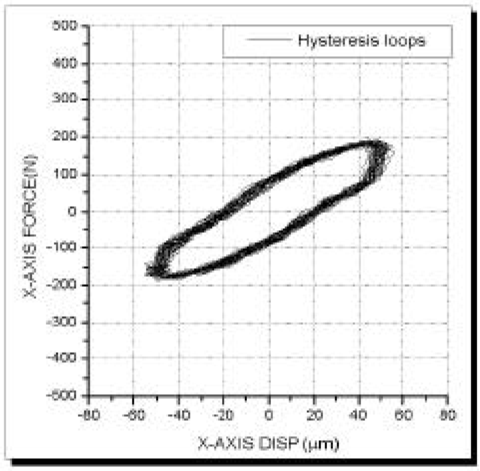


Fig.5.20 Hysteresis loops of LSD
(100 cst, 2000 rpm)

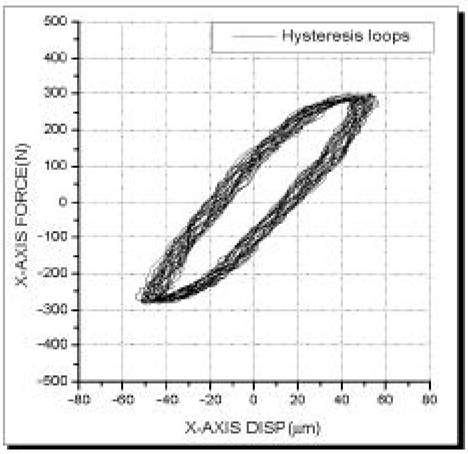


Fig.5.21 Hysteresis loops of LSD
(1000 cst, 2000 rpm)

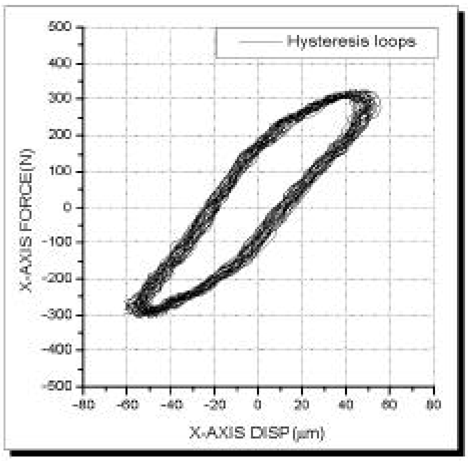


Fig.5.22 Hysteresis loops of LSD
(3000 cst, 2000 rpm)

■ 점도에 따른 LSD의 Hysteresis loops 비교(Y- Direction)

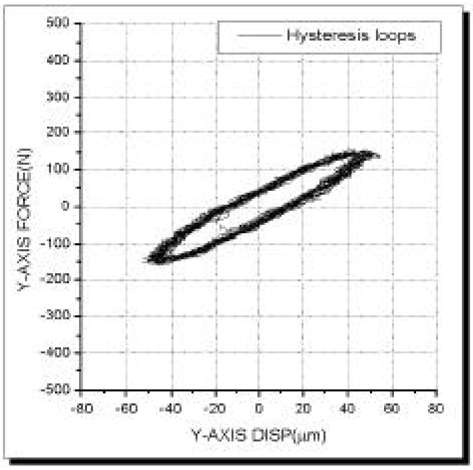


Fig.5.23 Hysteresis loops of LSD
(without oil, 2000 rpm)

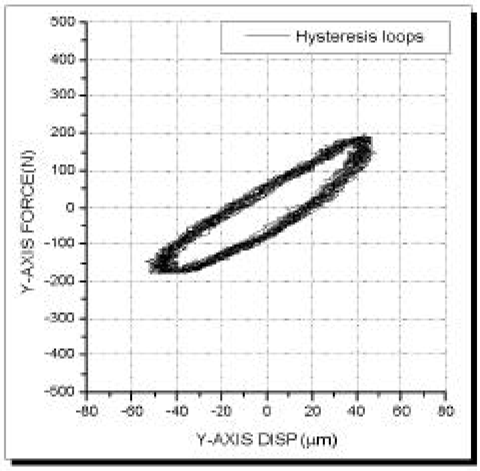


Fig.5.24 Hysteresis loops of LSD
(100 cst, 2000 rpm)

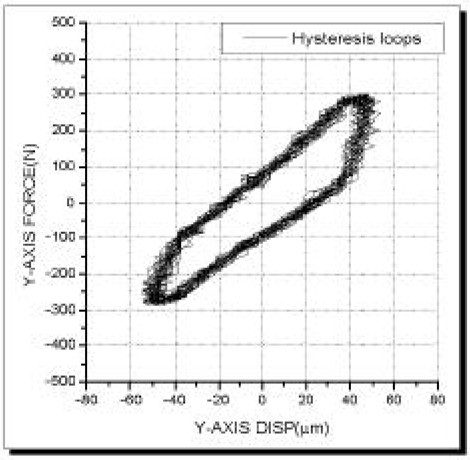


Fig.5.25 Hysteresis loops of LSD
(1000 cst, 2000 rpm)

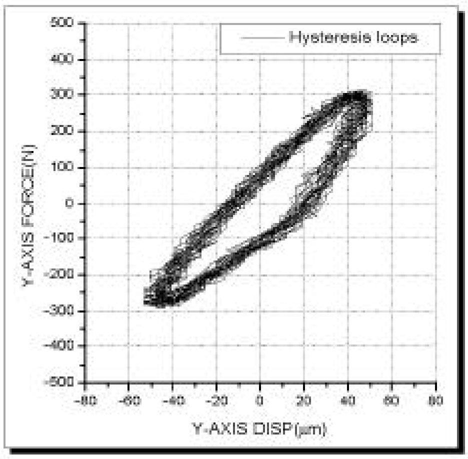


Fig.5.26 Hysteresis loops of LSD
(3000 cst, 2000 rpm)

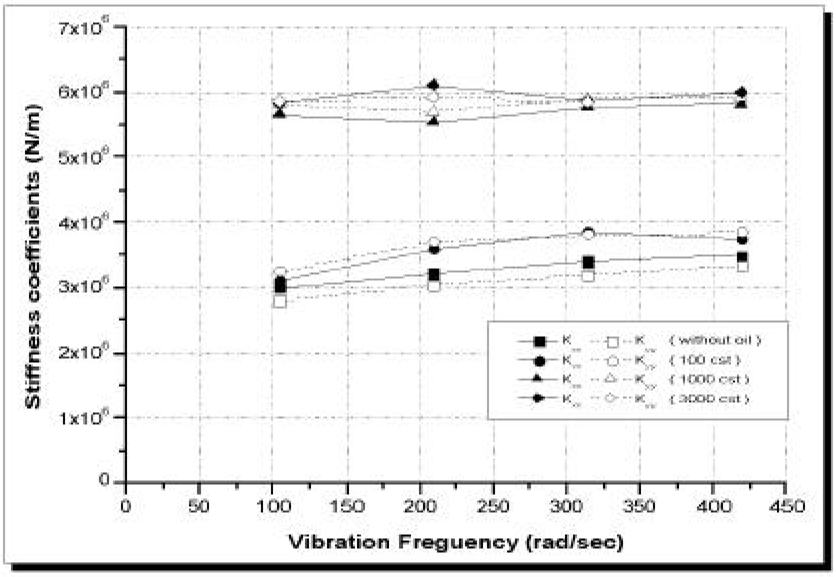


Fig.5.27 Stiffness coefficients of prototype LSD (Type C)

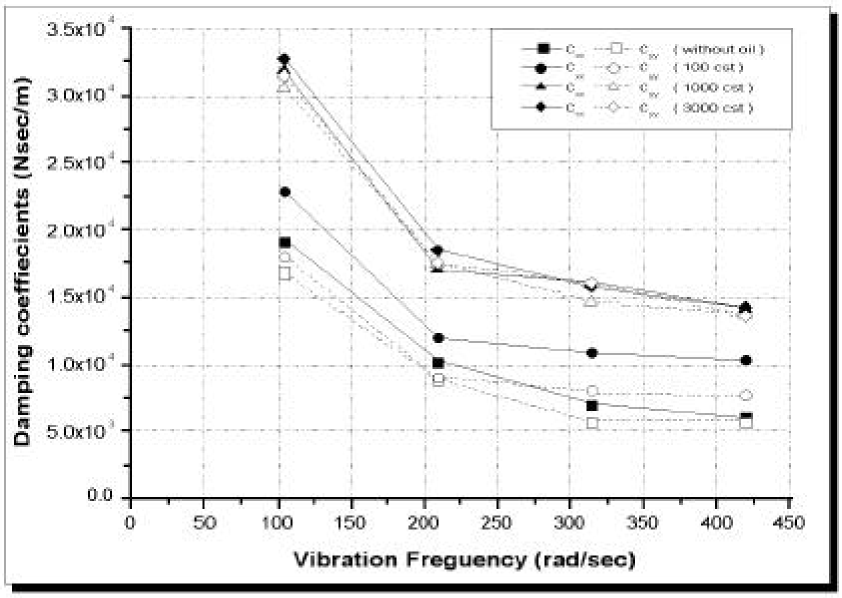


Fig.5.28 Damping coefficients of prototype LSD (Type C)

Table 4.1 Specification of prototype LSD

<table>
<tr><th>item</th><th>Type A</th><th>Type B</th><th colspan="2">Type C</th></tr>
<tr><td>Leaf Spring [mm]</td><td></td><td></td><td colspan="2"></td></tr>
<tr><td>L1×t1</td><td>18.5×1.0</td><td>18.5×1.0</td><td colspan="2">38×1.35</td></tr>
<tr><td>L2×t2</td><td>18.5×1.0</td><td>18.5×1.0</td><td colspan="2">34×1.35</td></tr>
<tr><td>L3×t3</td><td></td><td></td><td colspan="2">25×1.35</td></tr>
<tr><td>width, b1</td><td>13.5</td><td>13.8</td><td colspan="2">14.8</td></tr>
<tr><td>Number of Leaf Spring pack, N</td><td colspan="2">6</td><td colspan="2">6</td></tr>
<tr><td>Preload of Leaf Spring, δ_{pre}[mm]</td><td colspan="2">0.1</td><td colspan="2">0.25</td></tr>
<tr><td>Oil passage[mm] width, b0</td><td colspan="2">5.5</td><td colspan="2">2.4</td></tr>
<tr><td>clearance[mm], h0</td><td>0.25</td><td>0.10</td><td colspan="2">0.9</td></tr>
<tr><td>Inner ring[mm]</td><td colspan="2"></td><td colspan="2"></td></tr>
<tr><td>inner dia, di</td><td colspan="2"></td><td colspan="2">55.0</td></tr>
<tr><td>outer dia, d0</td><td colspan="2">92.0</td><td colspan="2">71.0</td></tr>
<tr><td>width, b</td><td colspan="2">14.0</td><td colspan="2">15.0</td></tr>
<tr><td>Working oil</td><td colspan="2">실리콘 오일 KF96-1000</td><td>KF96-100</td><td>KF96-3000</td></tr>
<tr><td>viscosity[cst]</td><td colspan="2">1,000(@25℃)</td><td>100(@25℃)</td><td>3,000(@25℃)</td></tr>
<tr><td>density[kg/m3]</td><td colspan="2">970(@25℃)</td><td>965(@25℃)</td><td>970(@25℃)</td></tr>
</table>

Table 4.2 Specification of test rig instruments

Instrument	Specifications
Gap sensor model : VS-120 maker : ono sokki co.	eddy current type range : 0.05 - 2.05mm linearity : 0.4% F.S
Gap detector model : VT-120 maker : Ono sokki co.	dis p, output : 0 - 5V amp. output : 0 -5V response freq. : 10Khz monitor : digital display 0 -100%
Load cell model : SB-200L maker : Cas co.	rated load : 200Kgf rated output : 2mV/V ±0.1% excitation : 10V
Signal amplifier model : 2310 maker : Measurement group Inc	input : strain gage (50 - 1000 Ohms) output : ±10V filter : 10Hz - 10Khz freq. response : 25Khz excitation : DC 0.5 - 15V
Strain amplifier model : DPM-611B maker : Kyowa electronic inst	input : strain gage (60 - 1000 Ohms) output : ±5V calibration : ±1 to ± 99999ue filter : 10Hz - 1Khz freq. response : 5Khz excitation : AC 2V, 0.5V
Motor	power : 3.7 Kw max. rpm : 4000 rpm input : AC 180 -220 V