

가압 밀봉된 스퀴즈 필름 댐퍼로 지지된 로터의 동특성 연구

김창호 · 이용복 · 이남수 · 최상호* · 장효환**

한국과학기술연구원 트라이볼로지 연구센터

*만도기계(주)

**고려대학교 기계공학과

Rotordynamic Characteristics of A Rigid Rotor Supported by A Sealed and Pressurized Squeeze Film Damper

Chang-Ho Kim, Yong-Bok Lee, Nam-Soo Lee, Sang-Ho Choi* and Hyo-Whan Chang**

Tribology Research Center, KIST

*Mando Machinery Corp.

**Department of Mechanical Engineering, Korea University

Abstract – High-speed rotors set a lot of high vibration and stability problems especially when the speed of rotation is going through the first or the second critical speed. The aim of this paper is to investigate the possibility of an active control of a rigid rotor with squeeze film damper which has a good configuration of easily controlled end seal clearances and/or adjustment of a feed pressure. A theoretical method is presented and some numerical results are compared with test measurements. Both results show that the vibration orbit sizes are decreased when the end seal gap decreases with constant supply pressure, and when the supply oil pressure increases with constant seal gap. The experimental results show also a pleasing similarity on both orbit sizes and their decrement ratio compared with theoretical analysis. The possibility of an active control with the squeeze film damper was verified by adjusting the seal gap and the supply pressure.

Key words – pressurized squeeze film damper, end sealed, vibration orbit.

1. 서 론

1960년대에 개발된 이후로 스퀴즈 필름 댐퍼는 회전기기 요소 부품 중의 하나로 널리 사용되어져 왔으며 그 기본 구조는 구름 베어링에 감쇠를 갖도록 한 것으로 Fig. 1과 같다. 베어링 외륜부는 일반 미끄럼 베어링의 저널부와 동일한 역할을 수행하나, 리테이너 스프링(retainer spring) 또는 센터 링 스프링(center ring spring) 등으로 구속하여 회전되지 않도록 하며, 베어링 내륜만 회전축과 같이 회전하도록 되어 있다. 특히 스퀴즈 필름 댐퍼는 고속 터보 기계의 감쇠 기구로 로터의 불균형에 대한 응답(rotor unbalance response)과 전달력(transmitted force)을 줄여 주는 우수한 성능을 가지고 있지만 가스화로 인한 공동

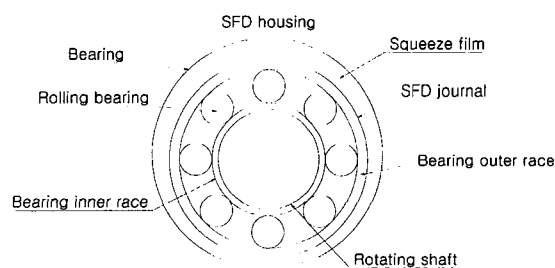


Fig. 1. Schematic of squeeze film damper.

(gaseous cavitation) 문제, 난류 문제, 유체의 관성 영향[1,2]과 같은 복잡한 현상 및 동특성의 비선형성(nonlinearity)으로 인하여 스퀴즈 필름 막의 압력 생성에 대한 정확한 해석이 어려워 아직까지 정상상태

의 스퀴즈 필름 감쇠 성능을 예측할 수 있는 완전한 해석 방법이 개발되지 않았다[3]. 따라서 스퀴즈 필름 댐퍼에 대한 연구 노력은 그 기본 현상을 이해하고 진동 성능을 향상시키는 범위에서 연구가 이루어져왔다.

실제 엔진을 이용한 실험과 레이놀즈 방정식에 무한 소폭 베어링 해를 적용한 이론 해석을 통하여 Gunter [4]는 회전체의 안정성을 증대시키고 지지 구조로의 전달력을 감소시키기 위하여 스퀴즈 필름 댐퍼를 각 회전체의 특성 및 사용 조건에 따라 적절히 조정시켜야 하며, 댐퍼에 과도하게 큰 강성(stiffness)이 주어지면 회전체의 감쇠가 줄어들고 이로 인하여 전달력이 증가하므로, 댐퍼의 설계는 적절한 감쇠량을 유지하면서 강성을 줄이는 방법에 대하여 연구하였다. [5-8]

Jung [9-10]은 시일이 없는 완전히 밀봉되지 않은 (fully open ended) 스퀴즈 필름 댐퍼와 톱니 모양의 피스톤 링으로 부분적으로 밀봉된(partially sealed) 스퀴즈 필름 댐퍼의 실험 결과를 비교하여, 부분적으로 밀봉된 스퀴즈 필름 댐퍼가 측면 누유 감소로 인하여 감쇠 능력이 향상되며 또한 스퀴즈 필름 댐퍼 축 방향으로의 압력 강하가 적기 때문에 실질적으로 필요한 수준의 감쇠량을 유지할 수 있음을 확인하였다. 또한 실험을 통하여 기존의 스퀴즈 필름 감쇠 성능을 개선할 수 있는 방법을 제시하였는데, 공급 압력뿐만 아니라 오일 공급 구조, 시일, 오일 출구 등을 잘 선정하면 스퀴즈 필름 댐퍼로의 공기 혼입을 줄여서 감쇠 성능을 향상시킬 수 있음을 제시하였다.

Holmes[11]는 실험 누설 계수를 도입하여 강성 로터를 지지한 밀봉된 스퀴즈 필름 댐퍼 내부에서 발생하는 압력을 계산하였으며, Kim[12]은 시일의 경계 조건을 이용하여 실험 누설 계수를 사용하지 않고 압력을 계산하였다. 오일 점도가 낮고 시일 간극이 클 경우, Kim[12]의 결과는 Holmes[11]의 실험 결과와 비교적 잘 일치하였다.

본 논문에서는 스퀴즈 필름 댐퍼의 정특성 및 동특성의 중요한 영향을 미치는 요소인 엔드 시일 간극의 크기 및 공급 압력의 변화에 따른 진동 축 중심의 궤적을 연구함으로써 스퀴즈 필름 댐퍼의 설계 인자 중 시일의 간극의 크기에 대한 회전체의 감쇠 효과를 고찰하고 또한 공급 압력의 제어에 따른 임계 속도(critical speed)의 제진 효과에 대한 연구를 본 연구의 목적으로 하였다. 이를 위하여 무한 소폭

베어링의 이론을 적용한 스퀴즈 필름 댐퍼의 수학적 모델의 수치 해석을 수행하였으며, 엔드 시일 간극의 크기를 쉽게 조정 가능한 시일 조정 가능 밀착형(push type) 스퀴즈 필름 댐퍼를 고안하였다. 또한 실험과 이론 해석과 비교함으로써 본 논문의 수학적 모델을 이용한 수치해석 프로그램의 타당성을 검증하였고 추후 능동 제어의 가능성을 타진하고자 하였다.

2. 스퀴즈 필름 댐퍼의 이론 해석

스퀴즈 필름 댐퍼의 해석 절차는 먼저 필름 내의 압력 분포를 구하고, 이를 운동 방정식에 대입하여 축 진동 궤도를 구한다. 스퀴즈 필름 댐퍼의 무한 소폭 베어링 해와 경계 조건을 이용하여 본 논문의 실험 모델에 적합한 필름 내 압력식을 구하였으며, 운동 방정식은 모멘트 평형식을 이용하여 구하였다.

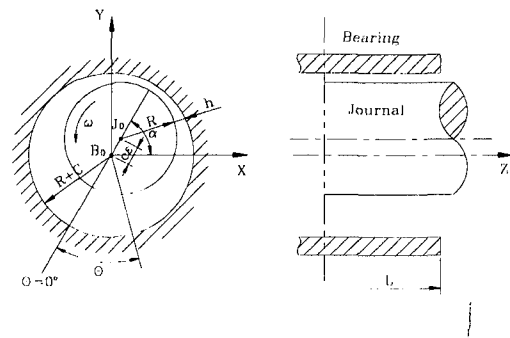
2-1. 스퀴즈 필름 모델링

일반 저어널 베어링의 기하학적 구조는 Fig. 2와 같이 나타내며 베어링 내 유막에 대한 압력식은 식 (1) 같이 나타낸다[3].

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + R^2 \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 12R^2 \left[c\dot{\epsilon} \cos \theta + c\epsilon \left(\dot{\alpha} - \frac{\omega}{2} \right) \sin \theta \right] \quad (1)$$

여기서, h 는 유막 두께, μ 는 윤활 유체의 점도, R 은 저어널의 반지름, p 는 압력을, c 는 동심 상태에서 반경 방향의 간극, ϵ 은 편심률, α 는 자세각, ω 는 저어널의 회전 각속도를 나타낸다.

그러나 스퀴즈 필름 댐퍼의 경우 저어널 베어링과



Jo = Journal Center
Bo = Bearing Center

Fig. 2. Geometry of a journal bearing.

달리 축에 볼 베어링이 설치되어 베어링의 내륜은 축과 같이 일체로 회전하지만, 외륜부는 리테이너 스프링 등으로 고정되어 회전할 수 없는 구조로 되어 있다. 따라서 일반 저어널 베어링의 식 (1)에서 저어널 회전 속도가 0이므로, 에 0을 대입한 후 무차원화하면 스퀴즈 필름 내 압력식을 식(2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\bar{h}^3}{\mu} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{\partial}{\partial z} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\bar{h}^3}{\mu} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right) = 12[\epsilon' \cos \theta + \epsilon \alpha' \sin \theta] \quad (2)$$

여기서, 무차원수는 다음과 같다.

$$\bar{P} = \frac{P}{\mu \omega \left(\frac{R}{c} \right)^2} \quad (3)$$

$$\bar{z} = \frac{z}{L} \quad (4)$$

$$\bar{h} = \frac{h}{c} = 1 + \epsilon \cos \theta \quad (5)$$

$$\bar{i} = \frac{d}{d\omega t} \quad (6)$$

무한 소폭 베어링이라 가정하면 축 방향 흐름에 비하여 원주 방향의 오일 흐름은 무시할 수 있으므로 식 (2)의 좌측 첫번째 항을 무시하면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\frac{\bar{h}^3}{\mu} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = 12 \left(\frac{L}{R} \right)^2 [\epsilon' \cos \theta + \epsilon \alpha' \sin \theta] \quad (7)$$

다음의 스퀴즈 필름 댐퍼의 경계 조건을 적용하여 식 (7)을 적분하면,

$$\begin{aligned} \bar{P} &= \bar{P}_s \quad \text{at} \quad \bar{z} = -\frac{1}{2} \\ \bar{P} &= 0 \quad \text{at} \quad \bar{z} = \frac{1}{2} \end{aligned} \quad (8)$$

무한 소폭 베어링의 압력식은 다음 식 (9)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\bar{P}(\theta, \bar{z}) = 6 \left(\frac{L}{R} \right)^2 \frac{(\epsilon' \cos \theta + \epsilon \alpha' \sin \theta)}{(1 + \epsilon \cos \theta)^3} \left(\bar{z}^2 - \frac{1}{4} \right) + \bar{P}_s \left(\frac{1}{2} - \bar{z} \right) \quad (9)$$

일반적으로 스퀴즈 필름 댐퍼의 누유 특성을 개선하고 시일 간극 조정에 의한 진동 제어 가능성을 타

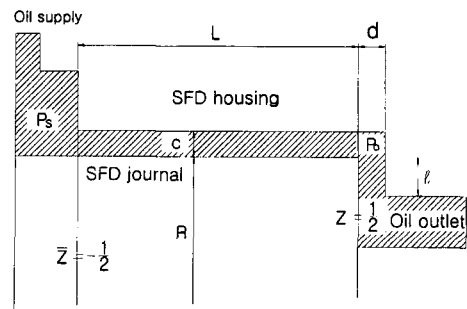


Fig. 3. Schematic diagram of a SFD seal end plate.

진하기 위하여 Fig. 3과 같이 스퀴즈 필름 끝 부분에 엔드 시일이 있는 경우, 스퀴즈 필름 댐퍼 끝 단 시일 부분에서는 밀봉 압력이 존재한다. 이 경우 경계 조건은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \bar{P} &= \bar{P}_s \quad \text{at} \quad \bar{z} = -\frac{1}{2} \\ \bar{P} &= \bar{P}_o(\theta) \quad \text{at} \quad \bar{z} = \frac{1}{2} \end{aligned} \quad (10)$$

식 (10)을 식 (7)에 대입한 후 적분하면 아래 식 (11)과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \bar{P}(\theta, \bar{z}) &= 6 \left(\frac{L}{R} \right)^2 \frac{(\epsilon' \cos \theta + \epsilon \alpha' \sin \theta)}{(1 + \epsilon \cos \theta)^3} \left(\bar{z}^2 - \frac{1}{4} \right) + \bar{P}_s \left(\frac{1}{2} - \bar{z} \right) \\ &\quad + \bar{P}_o(\theta) \left(\frac{1}{2} + \bar{z} \right) \end{aligned} \quad (11)$$

식 (11)에서 엔드 시일의 압력 $\bar{P}_o(\theta)$ 을 구하기 위하여 단위 길이 당 축 방향으로 유량과 시일 간극 내에서 반경 방향의 유량이 같다는 유량 평형 조건을 이용하여 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$-\frac{\bar{h}^3}{12} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} = \frac{\bar{d}^3}{12} \frac{\bar{P}_o(\theta)}{\bar{i}} \quad \text{at} \quad \bar{z} = \frac{1}{2} \quad (12)$$

여기서, 무차원수는 아래와 같다.

$$\bar{d} = \frac{d}{c}, \quad \bar{i} = \frac{l}{L} \quad (13)$$

식 (12)의 좌측 항은 압력 구배에 따른 z축 성분의 단위 길이당 유량을 나타내며 우측 항은 스퀴즈 필름 댐퍼의 엔드 시일에 있어 단위 길이당 반경 방향의 유량을 나타낸다.

식 (11)을 식 (12)에 대입하여 $\bar{P}_o(\theta)$ 에 관해서 정

리하면 아래와 같다.

$$\bar{P}_0(\theta) = \frac{\bar{l}}{[\bar{d}^3 + \bar{l}(1 + \epsilon \cos \theta)^3]}$$

$$\left[\bar{p}_s(1 + \epsilon \cos \theta)^3 - 6 \left(\frac{L}{R} \right)^2 (\epsilon' \cos \theta + \epsilon \alpha' \sin \theta) \right] \quad (14)$$

따라서 스퀴즈 필름 내의 압력 분포식은 다음 식 (15)와 같다.

$$\bar{P}(\theta, \bar{z}) = 6 \left(\frac{L}{R} \right)^2 \frac{(\epsilon' \cos \theta + \epsilon \alpha' \sin \theta)}{(1 + \epsilon \cos \theta)^3} \left(\bar{z}^2 - \frac{1}{4} \right) + \bar{P}_s \left(\frac{1}{2} - \bar{z} \right)$$

$$+ \frac{\bar{l}}{[\bar{d}^3 + \bar{l}(1 + \epsilon \cos \theta)^3]} \left[\bar{p}_s(1 + \epsilon \cos \theta)^3 - 6 \left(\frac{L}{R} \right)^2 (\epsilon' \cos \theta + \epsilon \alpha' \sin \theta) \right] \times \bar{z} + \frac{1}{2} \quad (15)$$

2-2. 스퀴즈 필름의 유막력

스퀴즈 필름의 유막력은 식 (15)를 적분하여 구한다. 그러나 적분할 때 압력을 먼저 계산한 뒤에 음압일 경우는 적분 계산에 반영하지 않았다[7].

$$F_x = -RL \int_0^{2\pi} \int_{\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} p(\theta, z) \cos \theta \, dz d\theta$$

$$F_y = -RL \int_0^{2\pi} \int_{\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} p(\theta, z) \sin \theta \, dz d\theta \quad (15)$$

2-3. 스퀴즈 필름 댐퍼-로터계의 운동 방정식

스퀴즈 필름 댐퍼-로터계의 실험 장치를 Fig. 4와 같이 모델링 하였다. 베어링 피봇점 “O”을 기준으로 저어널의 X축과 Y축에 대하여 각 축에 대한 모멘트를 이용하여 운동 방정식을 구한다. θ_x 와 θ_y 가 기 때문에 평면 운동이라고 가정하여 선형화 하였다.

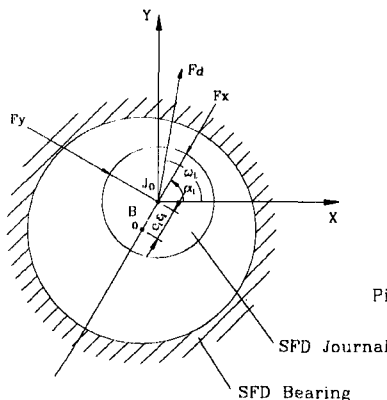


Fig. 4. Test rig.

아래 식에서 I, k_2 , F_d 는 각각 회전관성모멘트, 센터링 스프링의 강성 계수, 불균형력을 나타낸다.

$$\sum M_x|_{pivot} = I \ddot{\theta}_y, \quad \sum M_y|_{pivot} = I \ddot{\theta}_x \quad (16)$$

$$\sum M_x|_{pivot} = -mg \, d - (F_x \sin \alpha + F_y \cos \alpha) f - k_2 \epsilon \sin \alpha f + F_d \sin \omega t \, a \quad (17)$$

$$\sum M_y|_{pivot} = (-F_x \cos \alpha + F_y \sin \alpha) f - k_2 \epsilon \cos \alpha f + F_d \cos \omega t \, a \quad (18)$$

식 (17)과 식 (18)을 식 (16)에 대입하여 정리한 후 무차원화 하면 다음과 같다.

$$x'' = \bar{F}_d \cos \omega t - (\bar{k}_2 \epsilon \cos \alpha) - \bar{F}_x \cos \alpha + \bar{F}_y \sin \alpha \quad (19)$$

$$y'' = \bar{F}_d \sin \omega t - (\bar{k}_2 \epsilon \sin \alpha) - (\bar{F}_x \sin \alpha + \bar{F}_y \cos \alpha) - \bar{F}_s \quad (20)$$

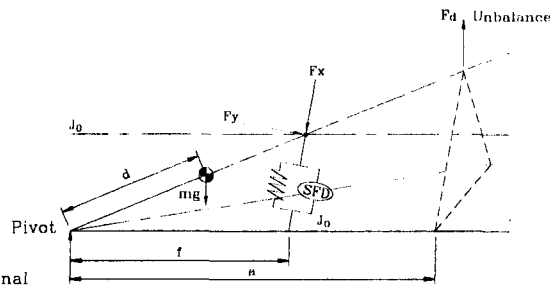
여기서 각 무차원 항은 다음과 같다.

$$\bar{F}_x = \frac{F_x f^2}{I c \omega^2}, \quad \bar{F}_y = \frac{F_y f^2}{I c \omega^2}$$

$$\bar{F}_d = \frac{F_d a f}{I c \omega^2}, \quad \bar{F}_s = \frac{m g d f}{I c \omega^2}, \quad \bar{k}_2 = \frac{k_2 f^2}{I \omega^2} \quad (21)$$

2-4. 로터 진동 시뮬레이션

앞 절에서 사용한 이론 해석을 바탕으로 컴퓨터 프로그램을 작성하였으며, Fig. 5에 그 흐름도를 나타내었다. 압력을 적분하는 과정에서 Simpson의 방법을 이용했으며, 상미분 방정식을 푸는 데에는 Runge Kutta 4th Order 방법을 사용했다. Fig. 5에 입력되는 자료는 Table 1 나타난 바와 같이 기하학적인 형상, 윤활유의 점도 그리고 외력이다.



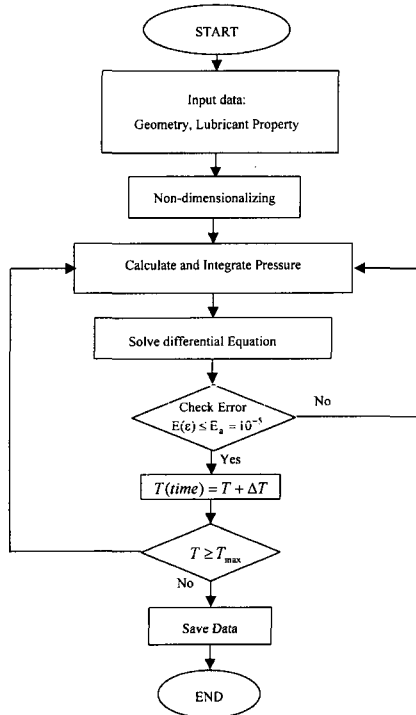


Fig. 5. Flow chart for numerical calculation.

Table 1. Numerical analysis data for a SFD

Item	Description	Input data	Remark
Geometry	Squeeze Film	L=19.77 mm	
	End seal	C=0.1 mm	
	Rotor-Bearing System	d=0.1~0.6 mm L=124.5 mm	
	Lubricant Property	$\eta=0.046 \text{ Ns/m}^2$ at 50°C	
External forces	Unbalance	$F_d=37.44 \text{ N}$	
	Gravitaional	$F_g=29.22 \text{ N}$	

3. 스퀴즈 필름 댐퍼 실험

스퀴즈 필름 댐퍼의 진동 성능을 측정하여 이론 해석과 비교, 그 타당성을 검증하기 위하여 실험용 강성 로터를 설계 제작하여 실험 장치를 구성하였으며, 실험 장치는 Fig. 6에 나타내었다. 스퀴즈 필름 댐퍼가 장착된 회전축은 소형 직류 모터에 의해 10000 rpm까지 구동 되며, 이 때 측정되는 데이터는 100 kHz의 샘플 처리 속도를 갖는 A/D변환기를 통하여 컴퓨터로 입력된다. 회전축은 단열 깊은 홈 볼베어

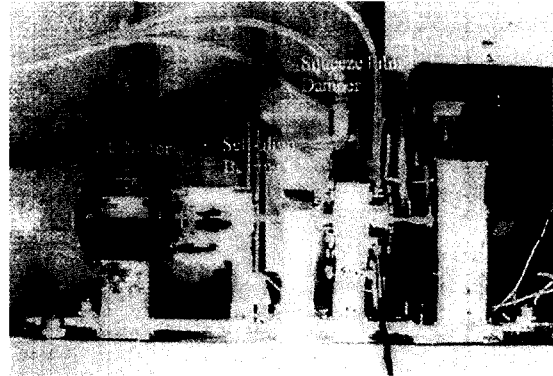


Fig. 6. Detail of a fully assembled SFD test rig.

링(#6000)의 내륜에 조립되어 베어링 내륜과 같이 회전하며, 베어링 외륜에는 스퀴즈 필름 댐퍼 제어널 부 단품과 조립되고, 이 제어널부와 하우징 사이에는 반경 방향으로 0.1 mm의 간극을 유지하도록 하우징 내면과 제어널 외면을 정밀하게 가공했다. 시일부의 끝판(end plate)은 제어널부의 사이에 시일 간극을 형성하여 누유 되지 않도록 밀봉 시킨다. 또한 이 시일 간극 크기는 외부에서 비교적 쉽게 조정할 수 있도록 설계되어 있다.

측정 및 데이터가 처리되는 전반적인 흐름도를 Fig. 7에 나타내었다. 제어널 진동 측정은 Bently Nevada사의 7200 MicroPROX Proximity Transducer System (7.066 Vdc/0.1 mm)의 감도가 높은 두 개의 와전류 타입의 변위 센서를 사용하였다. 제어널의 측정 부위는 정밀 연마하여 필요한 진원도를 유지하도록 하

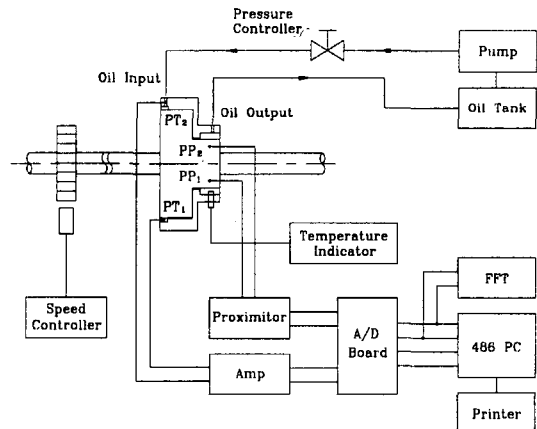


Fig. 7. Schematic diagram of data acquisition for SFD test rig.

였다. 또한 측정된 자료는 컴퓨터에 입력 처리되어 모니터에 진동 궤도를 나타내도록 하였다.

4. 결과 및 고찰

가압 밀봉된 스퀴즈 필름 댐퍼의 감쇠 성능을 연구하기 위하여 실험과 시뮬레이션을 수행하였다. 시일 간극이 0.4 mm와 0.1 mm, 공급 압력이 50 kPa, 150 kPa, 250 kPa, 350 kPa, 450 kPa일 때 진동 궤도를 도시하였다. 각각의 경우에 대하여 임계 속도를 실험에서 측정하였으며 Table 2에 나타내었다.

4-1. 시뮬레이션

4-1-1. 공급 압력의 영향

Fig. 8은 회전 각속도가 4529 rpm이고 엔드 시일 간극이 0.4 mm일 때, 공급 압력의 변화에 따른 진동 궤도를 도시한 것이다. 여기서 4529 rpm은 시일 간극이 0.4 mm이고 공급 압력이 50 kPa일 때의 임계 속도이고, x와 y축은 각각 편심 거리와 간극과의 비인 편심률을 나타낸다. Fig. 9는 시일 간극이 0.1 mm이고 공급 압력이 50 kPa일 때의 위험 속도에서 공급 압력의 변화에 따른 진동 궤도를 도시한 것이다.

그림에 나타난 바와 같이 두 가지 경우 모두 압력이 증가할수록 진동 궤도의 크기는 줄어들었다. 이러한 결과는 두 가지로 설명할 수 있다. 첫째는 공급 압력의 증가가 스퀴즈 필름 내부의 압력을 증가시켰기 때문이고, 둘째는 공급 압력의 증가가 로터의 임계 속도를 증가시켰기 때문이다. 이는 공급 압력이 증가하면 고유 진동수가 증가하여 50 kPa 일 때의 고유 진동수에서는 진폭이 감소하므로 공급 압

력의 증가는 감쇠 효과가 증가했을 때의 현상과 동일하다. 따라서 공급 압력의 증가는 감쇠 효과를 증가시킨다.

Fig. 10과 Fig. 11은 시일 간극이 일정할 때 각각의 임계 속도에서 진동 궤도를 그린 것으로 Fig. 8, Fig. 9와 비교하면, 약간의 차이가 있기는 하지만 현저한 변화는 볼 수 없다. 이러한 현상을 보이는 이유는 감쇠 효과의 증가로 인한 고유 진동수의 변화에 비해서 50 kPa일 때의 감쇠 효과가 비교적 큰 값을 가지며, 이로 인해 공급 압력의 증가로 발생하는 고유 진동수의 변화는 진동 크기에 커다란 영향을 미치지 않기 때문이다. 이것은 향후 연구 시 적용할 능동 제어에서 그 기계의 특성이 고유 진동수의 변

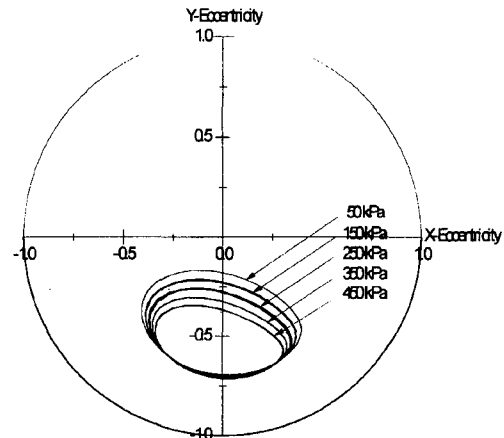


Fig. 8. Vibration orbits at end seal clearance 0.4 mm (4529 rpm).

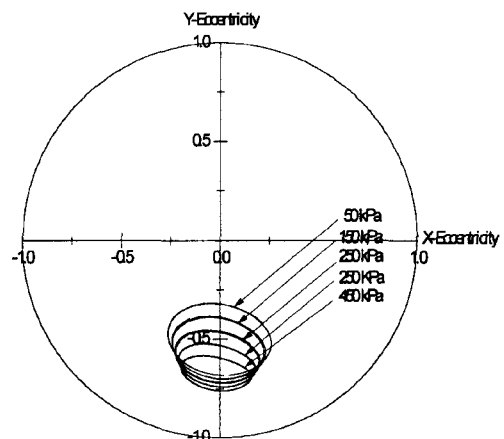


Fig. 9. Vibration orbits at end seal clearance 0.1 mm (4634 rpm).

Table 2. Critical speed at each test condition

Test conditions		Critical Speed
Seal gap	Supply pressure	
0.4 mm	50 kPa	4529 rpm
	150 kPa	4586 rpm
	250 kPa	4607 rpm
	350 kPa	4659 rpm
	450 kPa	4664 rpm
0.1 mm	50 kPa	4634 rpm
	150 kPa	4651 rpm
	250 kPa	4682 rpm
	350 kPa	4706 rpm
	450 kPa	4728 rpm

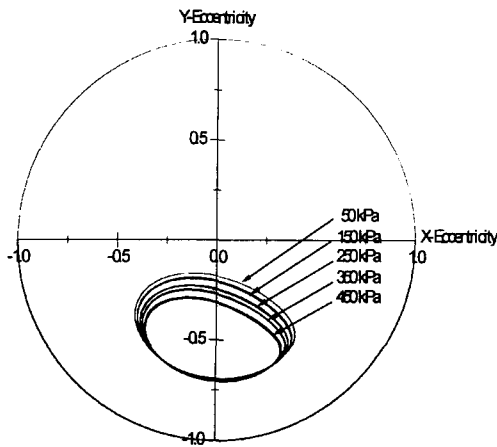


Fig. 10. Vibration orbits at end seal clearance 0.4 mm.

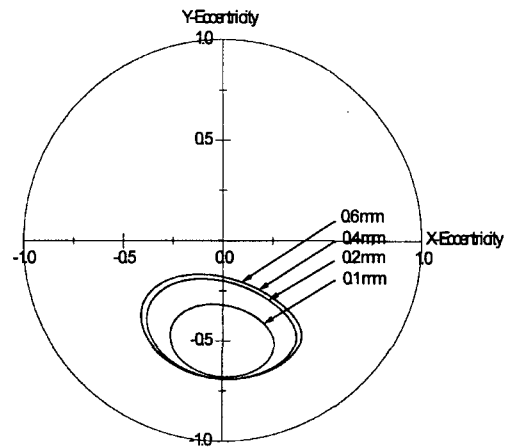


Fig. 12. Vibration orbits at supply pressure 50 kPa.

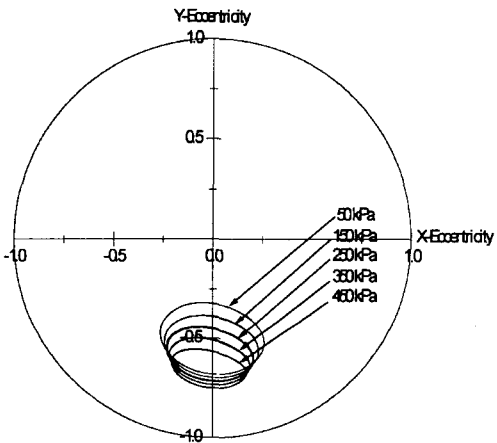


Fig. 11. Vibration orbits at end seal clearance 0.1 mm.

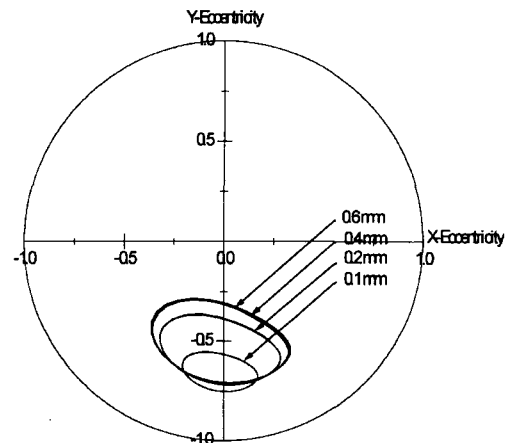


Fig. 13. Vibration orbits at supply pressure 450 kPa.

화에 따라 진동 크기가 커다란 영향을 미치지 않을 정도로 감쇠 효과가 크다면, 기계를 운전 속도까지 가속하는 과정에서 고유 진동수 근처에서 공급 압력을 변화시킬 필요가 없음을 의미한다.

4-1-2. 시일 간극의 영향

Fig. 12와 Fig. 13은 공급 압력이 각각 50 kPa, 450 kPa으로 엔드 시일 간극의 증감에 따른 각각의 위험 속도에서의 진동 궤도를 나타낸 것이다.

시일 간극이 줄어들수록 대체적으로 진동 궤도 크기가 줄어드는 데 이러한 현상은 공급 압력의 변화가 진동 궤도 크기에 미치는 원인과 마찬가지로 설명할 수 있다. 즉 시일 간극의 감소는 감쇠 효과를 크게 한다. 또한 엔드 시일 간극이 0.6 mm일 때와 0.4 mm일 때의 진동 궤도 크기가 거의 동일하나, 0.1 mm일 때 비교적 많이 작아짐을 알 수 있다. 이

는 식 (14)에서와 같이 엔드 시일부의 압력은 간극 간극 g 에 3제곱에 반비례에 기인한 것임을 알 수 있다.

즉, 시일 간극이 넓으면 감쇠 효과에는 거의 변화가 없고, 작아질수록 효과가 커짐을 의미한다.

4-2. 실험결과

실험은 공급 압력이 50 kPa, 150 kPa, 250 kPa, 350 kPa, 450 kPa로 다섯 가지의 경우에 대해서 수행하였고, 엔드 시일 간극은 0.1 mm, 0.4 mm로 두 가지의 경우에 대해서 수행하였다.

4-2-1. 공급 압력의 영향

Fig. 14와 Fig. 15는 엔드시일 간극이 0.4 mm와 0.1 mm로 일정하고 50 kPa일 때의 고유 진동수에서, 압력 변화에 따른 진동 궤도를 도시한 것이다. 두 가

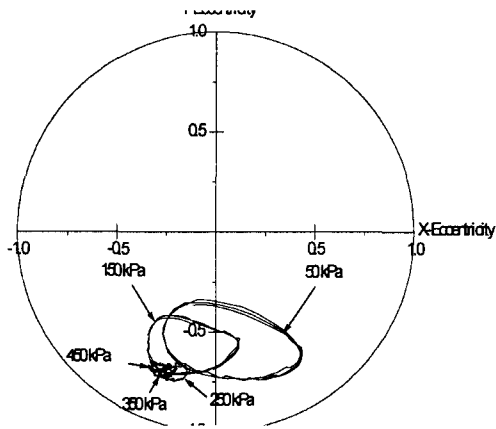


Fig. 14. Vibration orbits at end seal clearance 0.4 mm (4529 rpm).

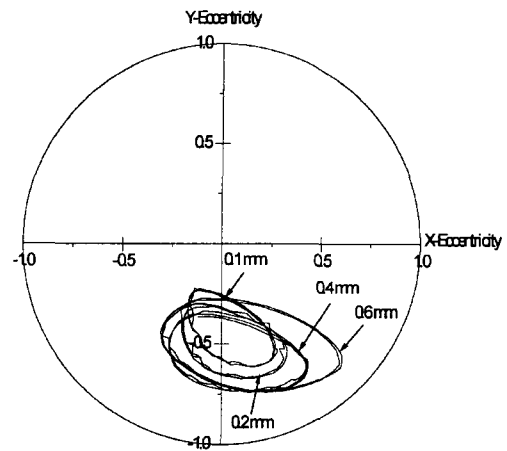


Fig. 16. Vibration orbits at supply pressure 50 kPa.

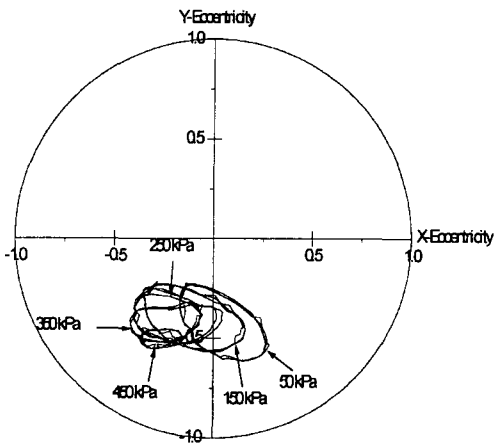


Fig. 15. Vibration orbits at end seal clearance 0.1 mm (4634 rpm).

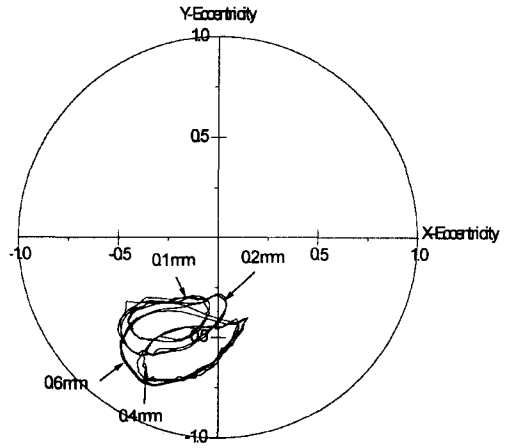


Fig. 17. Vibration orbits at supply pressure 450 kPa.

지 경우 모두 압력이 증가할수록 진동 궤도의 크기는 줄어들었다. 이러한 결과가 나타난 이유는 공급 압력이 증가할 수록 내부의 압력이 증가해서 감쇠의 효과가 증가했기 때문이며, 이러한 경향은 시뮬레이션 결과와 잘 일치하고 있다. 그러나 공급 압력이 증가함에 따라 이론의 정확도가 떨어지고 있음을 알 수 있다. 시뮬레이션에서는 대략 일정하게 줄어들고 있으나, 실제 실험에서는 공급 압력이 350 kPa 이상에서 급격하게 진동 궤도가 줄어드는 것을 볼 수 있다. 이러한 현상은 실제 실험에서 이론 해석에 비하여 더 큰 내부 압력이 발생해서 큰 감쇠 효과를 나타냈기 때문으로 사료된다. 이론식에서 엔드 시일의 압력이 반경 방향을 따라서 선형으로 분포한다는 것

을 가정했으나 실제로는 다른 형태로 존재하며 그로 인해 스퀴즈 필름 댐퍼의 끝 단에서 압력이 더 크게 작용하기 때문인 것으로 사료된다. 엔드 시일 내에서의 압력 분포도 감쇠 성능에 중요한 인자임을 알 수 있으며, 이 부분에 대해서는 향후에 좀 더 깊이 있는 연구가 필요하다.

또한 본 실험 장치에 적용된 시일 간극 조정 가능 밀착형 스퀴즈 필름 댐퍼는 시일 간극을 쉽게 조절할 수 있는 장점을 지니고 있는 반면, 엔드 시일이 양 쪽에 있지 않고 한 쪽 랜드부에만 있으므로 힘의 평형을 이루는 데에 어려움이 있었다. 또한 세 개의 연성 바 너트를 조정하여 시일 간극을 동일하게 조정하는 데에도 어려움이 있었다. 이러한 단점으로 인해 시뮬레이션 결과와는 달리 실험 시 진동 궤도의

중심이 약간씩 이동하는 현상을 보였다.

4-2-2. 시일 간극의 영향

Fig 16과 Fig. 17은 공급 압력을 일정하게 유지할 때, 시일 간극의 증감에 따른 진동 궤도의 크기를 각각의 위험 속도에서 나타낸 것이다. 다섯 가지 경우 모두 시일 간극이 줄어들수록, 진동 궤도의 크기도 줄어든다. 이 경우 진동 궤도의 크기가 줄어드는 것은 감쇠 효과가 커지기 때문이며, 시뮬레이션 결과와 그 경향이 비교적 잘 일치하고 있다. 두 경우에 대한 것을 비교 정리하면, 압력이 증가하고 시일 간극이 줄어들수록 감쇠 효과가 커져 진동 궤도가 줄어드는 것을 알 수 있다.

그러나 이론이 정량적인 부분에서는 아직 미흡한 부분이 있으며, 이는 엔드 시일 내부의 압력 분포에 관해 추후 연구를 통해서 보완이 필요하며, 또한 실험도 엔드 시일의 간극을 쉽게 정확히 유지할 수 있는 방법도 새로이 고안하여야 할 것이다.

본 실험 장치와 같이 엔드 시일 간극을 쉽게 조절 가능한 구조를 갖는 간극 조절 가능 밀착형(push type) 스퀴즈 필름 댐퍼에 대하여 고속 회전체의 감쇠를 능동적으로 제어하는 데에 효과적으로 사용될 수 있다는 가능성을 본 논문에서 보여주고 있다.

5. 결 론

본 논문에서는 엔드 시일 간극의 크기를 비교적 쉽게 조절 가능한 구조를 갖는 스퀴즈 필름 댐퍼에 대하여, 시일 간극과 공급 압력을 조정하여, 실험과 이론 해석을 수행하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

1. 엔드 시일부의 압력은 간극 간극 \bar{d} 에 3제곱에 반비례하므로 엔드 시일 간극이 넓으면 스퀴즈에 따른 감쇠 효과에는 거의 변화가 없고, 작아질수록 효과가 급격히 커짐을 의미한다.

2. 공급 압력이 증가할수록 진동 궤도의 크기가 감소하는 경향을 확인 하였다. 특히 350 kPa에서 450 kPa로 증가할 때 진동 궤도의 크기가 비교적 많이 감소하였다.

3. 시일 간극의 변화에 따른 진동 궤도 크기의 감소가 공급 압력을 증가시킨 것보다 더 효과적임을 알 수 있었다. 이것으로 본 연구에서 의도한 시일 간극의 능동 제어에 대한 연구의 타당함을 확인하였다.

4. 이론 해석 결과 시일 간극 및 공급 압력의 조정에 따른 진동 궤도 변화가 실험 결과와 그 경향이

비교적 잘 일치한다. 정량적으로는 실험과 이론 해석 결과가 다소 차이가 있으며, 이에 관해서는 엔드 시일에서 발생하는 압력에 관해서 연구가 더 진행되어야 할 것으로 생각한다.

후 기

본 논문은 1999년도 과학기술처 "국가중점연구과제" 연구결과의 일부이며 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. Zeiden F, Vance J.M., "Cavitation Leading to a Two Phase Fluid in a Squeeze Film Damper," STLE Trans. Vol. 32, pp. 100-104, 1989.
2. Zeiden F, Vance J.M, 1990, "Cavitation and Air Entrainment Effects on the Response of Squeeze Film Supported Rotors," J. of Tribology, Trans. ASME, Vol. 112, pp. 347-353.
3. Childs D., "Turbomachinery Rotordynamics," John Willey & Sons, Inc., pp. 214-223, 1993.
4. Gunter E. J., Barrett L. E., Allaire P. E., "Design of Nonlinear Squeeze-Film Dampers for Aircraft Engines," ASME, J. of Lub. Technology Paper No. 76-Lub-25, 1976.
5. Mohan S., Hahn E. J., "Design of Squeeze Film Damper Supports for Rigid Rotor," ASME J. of Eng. for Industry, Vol. 96, pp. 976-982, 1975.
6. Cunningham R. E., Fleming D. P., Gunter E. J., "Design of a Squeeze Film Damper for Multimass Flexible Rotor," ASME J. of Eng. for Industry, Vol. 97, pp. 1383-1389, 1975.
7. Barrett L. E., Gunter E. J., "Steady-State and Transient Analysis of a Squeeze Film Damper Bearing for Rotor Stability," NASA CR-2548, 1975.
8. Bansal P. N., Hibner D. H., "Experimental and Analytical Investigation of Squeeze Film Bearing Damper Forces Induced by Offset Circular Whirl Orbits," ASME Paper No. 77-DET-25, 1977.
9. Jung S. Y., San Andes L. A., Vance J. M., "Measurements of Pressure Distributions and Force Coefficients in a Squeeze Film DamperPart I: Fully Open Ended Configuration," NASA Conference Publication 3122, pp. 79-94, 1990.
10. Jung S. Y., San Andes L. A., Vance J. M., "Measurements of Pressure Distributions and Force Coefficients in a Squeeze Film DamperPart II: Partially Sealed Configuration," NASA Conference Publication 3122, pp. 95-107, 1990.

11. Dogan M., Holmes R., "The Damping Capacity of a Sealed Squeeze Film Bearings," *Journal of Tribology, Transactions of the ASME*, Vol. 107, pp. 411-418, 1985
12. Kim C. H., Holmes R., "Vibration Orbits of Sealed and End-Chambered Squeeze Film Supported Rotors," *Proc. 3rd Asia-Pacific Vibration Conference, Melbourne, 1991.*