

## 절단 원추형 Squeeze Film Damper 베어링과 회전축계의 동특성에 관한 연구

### A Study on the Dynamic Characteristics of Truncated Cone Type Squeeze Film Damper Bearing and Rotor System

윤 석 철\*

Seok-Cheol Yoon

(1996년 1월 10일 접수, 1997년 3월 28일 채택)

#### ABSTRACT

This paper is a study on the dynamic characteristics of truncated cone type squeeze film damper(SFD) bearing and rotor system. This model can alter the radial oil film gap which is important to the performance of rotor-bearing system and manufactured easily to change the shape concept of traditional circular type SFD bearing. In theoretical analysis, the oil film pressure distribution, the oil film force, the film damping coefficient and the eccentricity ratio, etc. were induced with regard to the film inertia effect. The film damping coefficients and optimum design parameters are calculated. When unbalance parameter  $U$  is greater than 0.2, the nonlinear vibration such as "Jump" phenomena appears in the vicinity of rotor critical speed. At this time, the increases of bearing parameter  $U$ , journal distance  $S$ , Reynolds number  $Re$  can control this unstable vibration. The experimental results show that SFD bearing and rotor system which are designed according to the design parameters in the stable region are operated stably in rotational speed 9,600rpm without nonsynchronous behavior.

#### 1. 서 론

최근 회전 기계류(항공기 엔진, 산업용 가스 터 어빈, 컴프레서 등)는 정밀화, 고속화 및 고성능 화 추세에 있다. 이에 따라 회전 기계류는 탄성 회전축을 갖게 되며 또한 위험속도 근방에서 작동되거나 여러 개의 위험속도를 통과하게 된다. 이때 회전축-베어링계는 비록 작은 불평형일지라도 매

우 민감하게 반응하여 원하는 진동수준보다 큰 진동을 나타내는 동적문제가 발생하며 또한 지지하고 있는 베어링에 의하여 크게 영향을 받는다. 이러한 문제를 해결하기 위하여 1960년 이후 Squeeze Film Damper(SFD) 베어링에 대하여 많은 연구를 진행해 오고 있다<sup>1~16)</sup>.

이러한 베어링은 회전축계의 진동을 감소시켜 주고 안정성을 개선할 수 있으며 가격이 저렴하기

\* 공군사관학교 기계공학과

때문에 산업용 회전 기계류에서 이용 증가 추세에 있고, 특히 현대의 항공기 엔진은 회전축의 진동 변위 및 전달힘을 감소시키고 회전축의 안정성을 증진하기 위하여 SFD 베어링을 장착하고 있다.

현재까지 SFD 베어링은 좌측과 우측의 직경이 동일한 원형의 현상을 갖고 있는 단순한 형태이며, 중심잡이 스프링(Centralising Spring)을 갖고 있거나(미국의 항공기 엔진회사에서 응용) 혹은 존재하지 않은(영국) 2가지의 종류가 있다.

그런데 이러한 고전적인 원형 SFD 베어링은 성능에 중요하게 영향을 미치는 유막 간극을 변화시킬 수 없기 때문에, 운전조건이 변경되면 진동을 안정하게 제어할 수 없으며 제한된 회전속도의 범위 내에서만 사용이 가능하다는 단점이 있다.

따라서 고전적인 원형 SFD 베어링의 형상개념을 탈피하고 위의 단점을 보완하기 위한 새로운 모델에 대하여 연구를 시도하였다. 새로운 모델의 형상은 좌측과 우측의 직경이 서로 다르며 절단된 원추형을 갖고 있기 때문에 본 연구에서 이러한 모델을 "절단 원추형 SFD 베어링"라고 한다.

본 연구는 회전 기계류가 대형화, 고속화 및 저점도의 윤활유를 사용하고 있기 때문에, 고전적인 Reynolds의 가정이 더 이상 적용될 수 없는 영역까지 확대하여 유막의 특성을 해석하고, 비 선형성에 의한 탄성 회전축계의 거동을 연구하여 고속 회전축계의 불안정성을 제어할 수 있는 SFD 베어링의 최적 설계변수를 구하고 이것을 근거로 절단 원추형 SFD 베어링을 제작하여 회전축 진단장비(ADRE3, BNC)를 이용한 실험을 통해서 고속에서 안정성을 검토하고자 한다.

## 2. 성능 해석

회전축에 장착된 절단 원추형 SFD 베어링은 적합한 설계시에만 회전축의 동적 특성에 맞게, 저어널이 유막내에서 베어링의 중심으로부터 편심되어 스스로 안정된 위치를 찾아가는다. 이때 회전축의 불평형으로 인하여 저어널의 공전궤적(Whirl Orbit)을 갖는다.

그러나 유막력의 특성상, 비 선형성을 갖고 있으므로 회전축이 고속으로 작동시 위험속도 근방에서 Jump현상과 같은 불안정성에 대한 영향, 및 비동기 공전(Nonsynchronous Whirl)을 고려해야

한다. 그리고 최근 회전기계류는 대형화 및 고속화되고 저 점도의 윤활유를 사용하기 때문에 유막의 관성효과 또한 무시할 수 없다.

따라서 본 연구는 유막이 경사지에 있기 때문에 중심잡이 스프링이 있는 고전적인 SFD 베어링의 경우와 동일하게 취급할 수 없으며 해석을 함에 있어 더욱 어려움이 있게 된다.

Fig. 1에서 보는것과 같이 절단 원추형 저어널은 경사각도  $G$ 에 따라서 베어링 반경  $R_m$ 이 일정하게 변화 된다. 이때 저어널을 축방향으로  $S$ 만큼 이동하게 되면 반경 유막간극  $C$ 와 베어링 반경  $R_m$ 이 동시에 변화가 된다.

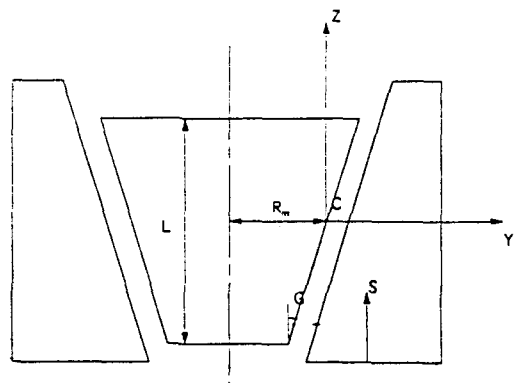


Fig. 1 SFD bearing coordinates

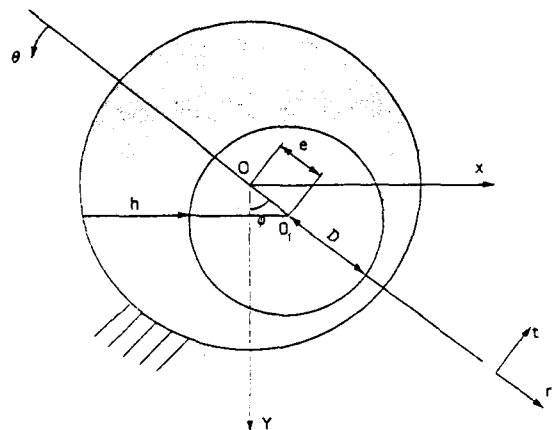


Fig. 2 Geometry and coordinate axes

따라서 절단 원추형 SFD 베어링의 유막간극  $C$ 와 베어링 반경  $R_m$ 은 축방향 이동거리  $S$ 의 함수로 표현된다.

$$C=C_0A=C_0\left(1-\frac{K\cdot s}{C_0}\right) \dots\dots\dots (1)$$

$$R_m=R_0\left(1+\frac{K\cdot s}{2R_0}\right)$$

Fig. 2는 축방향에서 본 절단 원추형 SFD 베어링을 나타내고 있다. 베어링의 중심 O와 저어널의 중심 O<sub>j</sub>는 정지 상태에서 일치하다가, 회전축이 회전을 시작하면 베어링의 중심을 기준으로 e만큼 편심되어 저어널이 회전을 하지 않고 공전을 하게 된다. 이때 편심비 ε는 S=0 경우, 반경 유막간극 C<sub>0</sub>를 기준으로 결정되며, 임의의 지점에서 유막간극 h는 베어링의 이동거리 S의 변화에 의한 량 A의 함수로 표현된다.

$$\epsilon = \frac{e}{C_0} \dots\dots\dots (2)$$

$$h=C_0(A+\epsilon \cos \theta)$$

절단 원추형 SFD 베어링의 경사진 유막을 해석하기 위하여 다음과 같이 가정한다.

- 중심잡이 스프링이 존재하지 않음
- 저어널의 공전궤적은 베어링의 중심과 일치된 원형
- 정상상태 운동
- 저어널의 폭이 직경에 비해 매우 작음
- 베어링의 유막 양단은 대기에 노출
- 양(+) 압력만이 유막력에 기여
- 구름 베어링에 의한 가진력은 무시

위의 가정에서 SFD 베어링의 유막을 경사지게 함으로서, 그 동안 유막간극을 회전축-베어링계의 안정성에 능동적으로 적합하게 조절할 수 없었던 단점을 보완하며, 중심잡이 스프링을 사용하지 않음으로서 전체 시스템을 단순화시킬 수 있다.

또한 회전축-베어링계를 수직하게 정렬하여 저어널의 공전궤적이 베어링의 중심과 일치되게 원형궤적(Circular Centered Orbit)로 가정하였다. 그리고 일정 회전속도에서 운동의 변화가 없는 정상상태로 가정하였다. 한편, 베어링의 폭비(L/D)를 0.25이하로 하여 폭이 작은 SFD 베어링의 모델을 적용하였다.

베어링 내의 유동은 모든 레이놀즈 수에 대해 층류로 가정하였는데, 유체 관성은 유막내의 유동에 만 영향을 주고 축방향 경계에는 영향을 미치지 않으므로 베어링 양단을 대기압이 작용하는 것으로 가정하였다.

유막내에서 임의의 속도에서 캐비테이션이 발생되나 양(+)압력만이 유막력에 기여하는 것으로 단순화하였다. 또한 구름 베어링에 의한 가진력을 무시하여 회전축-베어링계가 순수하게 회전축의 불평형에 의하여 가진되도록 제한하였다.

유동현상은 잘 알려져 있는 Navier-Stokes 방정식에 의하여 지배되며 현 모델에 적용하기 위하여 축방향 및 원주방향의 압력변화, 유막의 관성 효과를 고려하여 단순화시키고 연속 방정식에 대입시킨다. 이러한 과정을 수행하면 저어널 베어링의 해석을 위해 잘 알려져 있는 일반화된 레이놀즈 방정식을 유도할 수 있다.

SFD 베어링의 특성상 저어널은 회전을 하지 않으며, 저어널의 폭이 직경에 비해 매우 작다, 그러므로 원주방향의 압력 변화는 무시할 수 있다. 유막의 관성 효과가 없는 상태에서 저어널의 정상상태 운동을 해석한 후, 무차원 유막력에 유막의 관성 효과를 포함시키도록 한다<sup>4)</sup>. 단순화된 레이놀즈 방정식에 우선 저어널 베어링 해석을 위해 잘 알려져 있는 레이놀즈 방정식에 축방향의 압력 변화만 고려하고 베어링 양단 Z=L/2와 -L/2에서 유막 압력 P가 영(0)이라는 경계조건을 적용하여 적분하면 유막 압력 P를 구할 수 있다.

$$P = \frac{6\mu \omega \epsilon \sin \theta}{C_0(A + \epsilon \cos \theta)^3} \left( z^3 - \frac{L^2}{4} \right) \dots\dots\dots (3)$$

한편, 임의의 위치에서 유막압력 P가 캐비테이션이 발생하는 영역을 제외하고 양(+)압력에서만 유막력에 기여하기 때문에 원주방향으로 θ는 0~π 범위로, 축방향으로 Z는 -L/2~L/2범위로 유막압력 P를 적분함으로써 반경방향, 접선방향 및 축방향 유막력(F<sub>r0</sub>, F<sub>t0</sub>, F<sub>x0</sub>)을 구할 수 있다. 한편, SFD 베어링 내의 저어널은 일정 공전속도 하에서 일정한 원형궤적으로 운동을 한다. 따라서 유막력을 무차원으로 표현하면 다음과 같다.

$$\overline{F_{r0}} = B(s) \cos G \frac{2\epsilon^2}{(A^2 - \epsilon^2)^2}$$

$$\overline{F_{t0}} = -B(s) \cos G \frac{\pi \epsilon}{2(A^2 - \epsilon^2)^{3/2}} \dots\dots\dots (4)$$

$$\overline{F_{x0}} = B(s) \sin G \frac{2\epsilon}{(A^2 - \epsilon^2)^2}$$

$$B(s) = \left( 1 + \frac{K \cdot s}{2R_0} \right) \left( 1 + \frac{s}{L_0} \right)^3$$

위의 식에서 무차원 유막력은 저어널의 축방향

변위함수  $B(s)$ , 저어널의 경사각  $G$ , 편심비  $\epsilon$ , 유막간극비  $A$ 에 따라 비 선형적으로 변한다. 그런데, 저어널의 경사각  $G$ 는 작은 값이기 때문에 축방향 무차원 유막력을 무시할 수 있다. 또한 SFD 베어링이 회전축의 원판을 중심으로 대칭으로 정렬되어 있을 경우 축방향 무차원 유막력은 서로 상쇄된다. 그러므로 여기에서는 축방향 유막력은 고려하지 않는다. 다음으로 회전축 모델 변수의 수를 제한하기 위하여 다음과 같이 가정한다.

- 회전축은 탄성이면서 대칭
- 회전축의 중앙에 양 베어링을 제외한 질량이 집중
- 회전축은 수직으로 정렬
- 자이로의 영향 무시

회전축이 일반적으로 위험속도를 지나서 고속에서 작동됨으로 탄성 회전축으로 가정하였고 회전축과 연계된 SFD 베어링의 특성을 관찰하기 위하여 회전축이 대칭된 것으로 하였으며, 모델해석을 단순화하기 위하여 회전축의 중앙에 SFD 베어링을 제외한 질량이 집중된 것으로 가정하였다.

한편, SFD 베어링에 중심잡이 스프링이 없는 관계로 저어널의 운동궤적을 원형으로 하기 위하여 회전축을 수직으로 정렬하였고 회전축에 불평형 이외의 자이로에 의한 영향은 무시하였다.

일정한 각속도 하에서 임의의 일정한 편심을 갖고 원형궤적(circular centered orbit)의 운동을 하고 있는데, 반경 방향의 속도는 없고, 접선 방향의 속도만이 존재한다. 여기에서 속도가 없는 변위는 유막력을 발생시키지 못하므로 유막의 모든 탄성계수는 영(0)이다. 그러므로 저어널의 정적 평형점이 영(0)인 지점에서 저어널의 공전 궤적운동에 의한 감쇠력이  $F_{t0} = C_{tt}V_t$ 가 되며 무차원 접선방향 속도  $V_t$ 는  $\epsilon$ 이 된다. 따라서 유막의 무차원 연성  $C_{rt}$ 와 직접  $C_{tt}$  감쇠 계수는 무차원 유막력으로부터 다음과 같이 유도된다.

$$C_{rt} = B(s)\cos G \frac{2\epsilon}{E^4}$$

$$C_{tt} = B(s)\cos G \frac{\pi}{2E^3} \dots\dots\dots (5)$$

$$E = (A^2 - \epsilon)^{1/2}$$

위의 무차원 감쇠계수는 저어널의 편심비 과 유막의 간극비  $A$ 에 따라 비선형적으로 변화한다.

유체의 관성효과가 있는 SFD 베어링의 무차원 유막력은 감쇠와 관성의 항으로 구성되는데 반경

방향 및 접선방향 무차원 유막력은 다음과 같이 표현된다<sup>4)</sup>.

$$\begin{aligned} \bar{F}_r &= \bar{F}_{r0} + \text{Re}\bar{F}_{r1} \dots\dots\dots (6) \\ \bar{F}_t &= \bar{F}_{t0} + \text{Re}\bar{F}_{t1} \end{aligned}$$

무차원 관성계수  $D_{rr}$ 은 원심력과 유사한 반경방향 무차원 가속도  $-\epsilon$ 에 비례하는 유막력에 기여함으로 부가적인 질량이라고도 한다. 위의 첫번째 항들은 레이놀즈 방정식의 해를 나타내는데 순수한 점성력이며, 둘째항들은 유체의 운동 방정식에 관성을 포함시킴으로써 발생되는 부가적인 힘이다.

케비테이션이 존재하는 조건인  $\pi$ -유막, 대기압에 노출 및 베어링 중심과 일치된 원형 궤적운동의 조건하에서, 순수하게 점성력에 의해 나타나는 감쇠계수는  $F_{r0}, F_{t0}$ 에서 구할 수 있다. 또한 레이놀즈 수가 1보다 큰 범위에서 무차원 연성  $D_{TR}$  및 직접 추가질량  $D_{rr}$  관성계수는 다음과 같다<sup>10)</sup>.

$$D_{rr} = \frac{27}{70\epsilon} B(s)\cos G \left[ 2 + \frac{1}{\epsilon} \ln \left( \frac{A-\epsilon}{A+\epsilon} \right) \right] \dots (7)$$

$$D_{rr} = \frac{\pi}{12} B(s)\cos G$$

$$\frac{(E-1) \left\{ \frac{6}{5} + \frac{102}{35} (E-1) \right\}}{\epsilon^2}$$

위의 무차원 관성계수는 편심비  $\epsilon$ , 유막간극비  $A$ 에 따라 비 선형성이 매우 크다. 그러므로 감쇠항과 관성항으로 구성되는 유막력은 저어널의 변위에 따라 비선형성이 크게 됨으로, 부적절한 작동 조건하에서 회전축의 진폭이 급격히 변화하는 불안정한 현상이 발생할 수 있다.

Fig. 3은 회전축-베어링계가 수직으로 정렬되어 회전하고 있을때, 탄성 회전축의 원판 중심에서 관찰된 임의의 순간을 좌표에 표시하였다. 저어널의 중심  $O_j$ 는 베어링의 중심  $O$ 로부터  $e$ 만큼 편심되어 있고, 회전축의 원판중심  $O_r$ 는  $g$ 거리에 위치하였다. 회전축의 중심을 저어널의 중심으로부터  $\gamma$ 만큼 처짐을 갖는다. 이때 회전축 원판의 무게중심은  $O_m$ 위치에  $\rho$ 만큼 편심되어 있다. 저어널의 질량은  $\alpha M$ 이고 회전축의 질량은 회전축의 무게중심에  $2(1-\alpha)M$ 로 집중되어 있다.

따라서 저어널과 회전축 원판의 반경방향과 접선방향 운동방정식은 다음과 같이 유도된다.

$$\alpha M(\ddot{e} - e\dot{\phi}^2) = K_s \gamma \cos \Phi - F_r$$

$$\alpha M(e\ddot{\phi} + 2e\dot{\phi}) = K_s \gamma \sin \Phi - F_t$$

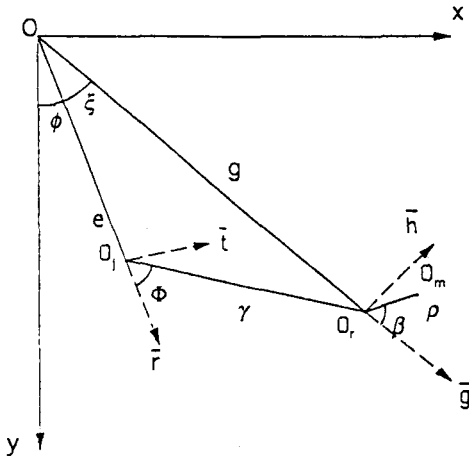


Fig. 3 Rotor-Bearing coordinates

$$(1-\alpha)M[\ddot{g}-g(\phi+\xi)^2-\rho\omega^2\cos\beta] = -K_s\gamma \cos(\Phi-\xi) - c\dot{g}$$

$$(1-\alpha)M[g(\phi+\xi)+2g(\phi-\xi)-\rho\omega^2\sin\beta] = -K_s\gamma \sin(\Phi-\xi) - c(\phi+\xi)g$$

..... (8)

한편, 저어널이 베어링의 중심을 기준으로 일정한 속도를 갖고 동기적으로 원형궤적의 운동을 하도록 정상상태 조건을 가정한다. 그러면 저어널의 편심위치  $e$ 와 회전축의 중심변위  $g$ , 저어널의 각 변위  $\phi$ , 저어널의 각속도  $\omega$ ,  $e$ 와  $g$ 의 사이각  $\xi$ 항은 임의의 값을 갖으며, 기타 미분값은 영(0)이 된다. 따라서 운동방정식을 재 정리하여 다음과 같이 저어널의 편심비  $\epsilon$ 를 구할 수 있다.

$$\epsilon = \frac{U\Omega^2}{[D_x^2 + D_y^2]^{1/2}} \dots\dots\dots (9)$$

$$D_x = \Omega^2(\alpha\Omega^2 - 1) + B\Omega(1 - \Omega^2)\bar{C}_r - 2\xi\Omega^2\bar{B}\bar{C}_r$$

$$D_y = B\Omega(1 - \Omega^2)\bar{C}_r + 2\xi\Omega^2\bar{B}\bar{C}_r - 2\xi(-\alpha\Omega^2 + 1 - \alpha)$$

이때 물리적으로 의미있는 변수범위는 편심비  $0 \leq \epsilon \leq 1$ , 불평형 변수  $0.1 \leq U \leq 0.5$ , 회전축의 속도비  $0 \leq \Omega \leq 3$ , 질량비  $0.1 \leq \alpha \leq 0.5$ , 베어링 변수  $0.05 \leq B \leq 0.2$ , 레이놀즈 수  $0 \leq R_r \leq 20$ , 저어널 이동거리  $0 \leq S \leq 10$ 이다. 우선 무차원 유효 연성 감쇠계수  $C_r$ 과 무차원 유효 직접 감쇠계수  $C_l$ 는  $C_r = C_{rr} - R_r D_{rr}$ ,  $C_l = C_{ll} - R_l D_{ll}$ 에 의하여 계산하고 위의 변수들의 범위내에서  $D_x$ 와  $D_y$ 를 구한다<sup>7)</sup>. 비선형 함수인 저어널의 편심비  $\epsilon$ 에서 위의 조건을 만족하는 설계변수는 기존의 Newton-Raphson법에

의하여 구하였다.

### 3. 회전축-베어링계의 동특성 실험

SFD베어링과 회전축에 대한 성능해석을 수행하여 안정거동을 예측하였다더라도 실제적으로 유막의 강한 비선형 특성으로 인하여 Jump현상과 같은 불안정한 거동이 발생할 수 있기 때문에 최적변수를 근거로 고속에서 안정된 거동을 하는지 실험적 연구가 필요하다.

성능해석에서 비선형 거동을 하지 않는 안정된 설계변수는 Fig. 7에 나타나 있는  $B=0.2$ ,  $U=0.2$ 를 선정하여 회전축-베어링계를 설계하였다. 이때 축직경은 9.5mm, 베어링 스펙 400mm, 회전원판 무게 0.6kgf, 베어링 폭비 0.25, 경사각 2°이며 Jeffcott 회전축으로 가정한 예측 위험속도는 3,047rpm이다 [Fig. 4].

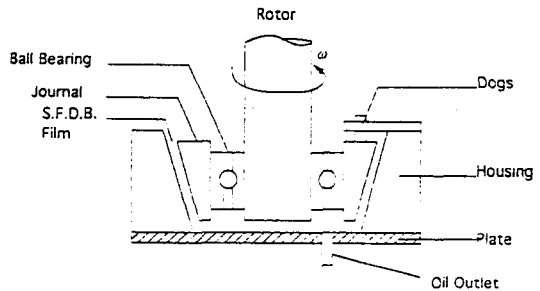


Fig. 4 Rotor-Bearing system

측정장비로는 비접촉 변위기(7.874mV/μm, BNC)와 회전축의 거동을 진단할 수 있는 회전축 진단장비(ADRE3, BNC), 속도제어기(최대 10,000rpm)를 사용하였다. 비접촉 변위기는 회전축에 수평과 수직방향으로 서로 90°의 각도를 유지하도록 SFD베어링에 장착하였다. 위험속도의 3.15배인 9,600rpm까지 1분당 100rpm의 비율로 서서히 증속시키면서 변위와 회전수,  $k\psi$  위치를 측정하여 회전축 진단장비에 320개의 데이터를 저장하였다. ADRE3 S/W를 이용하여 회전수에 대한 변위 및 위상각의 변화를 알수 있는 Bode Plot과 유막내에서 회전축과 연결된 저어널의 동적 거동을 알수 있는 Orbit Plot을 분석하여 최적설계변수에 의해 설계된 경사진 SFD베어링계가 고속에서 안정된 회전이 가능한지를 검증할 수 있다.

### 4. 결과 분석 및 고찰

Fig. 5~8에서는 회전축의 속도비  $\Omega$ 의 증가에 따라 불평형 응답인 SFD 베어링의 무차원 진동변위를 보이고 있다. 이때 변수는 레이놀즈 수  $Re$ , 베어링 변수  $B$ , 불평형 변수  $U$ , SFD 베어링 제어널의 이동거리  $S$ 이다.

Fig. 5를 살펴보면  $Re=0$ ,  $B=0.2$ ,  $U=0.4$  경우에,  $S=0$ 와 같이 유막 간극이 크면 유막의 비선형성으로 인하여 Jump 현상과 같은 비선형 진동이 발생하며 불안정한 거동을 한다. 그러나  $S$ 를 증가시키면 전달 원추형 SFD 베어링의 감쇠특성이 향상되어 비선형 거동이 사라지면서 위험속도를 유연하게 통과하게 된다. 이것은 축방향으로 제어널의 이동거리가 증가하게 되면 유막이 감소하게 되어 유막의 감쇠특성이 향상되기 때문이다.

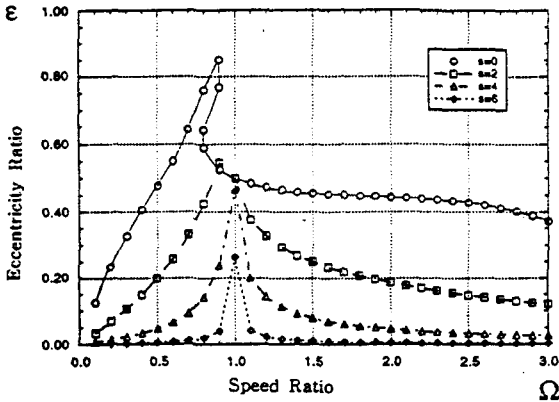


Fig. 5 Responses to parameters at SFD bearing ( $B=0.2$ ,  $U=0.4$ )

Fig. 6에서와 같이 위험속도 근방에서 Jump 현상은 베어링 변수  $B$ 를 증가시키면 나타나지 않으며 편심비도 줄어든다. 여기에서 베어링 변수  $B$ 는 베어링 폭비의 3승에 따라 증가하는데 베어링 하중지지 용량이 향상되어 비선형 현상과 편심비가 줄어들게 되는 것이다.

또한 Fig. 7에서 보는 것과 같이  $Re=0$ ,  $B=0.2$ ,  $U=0.2$  경우에 불평형 변수  $U$ 를 감소시키면 불안정한 거동없이 편심비가 급격히 감소된 상태에서 안정된 진동을 한다.

Fig. 8에서 불평형 변수  $B$ 가 0.4일 경우에 레이놀즈 수  $Re$ 의 영향을 살펴보면,  $Re$ 가 증가하면 비

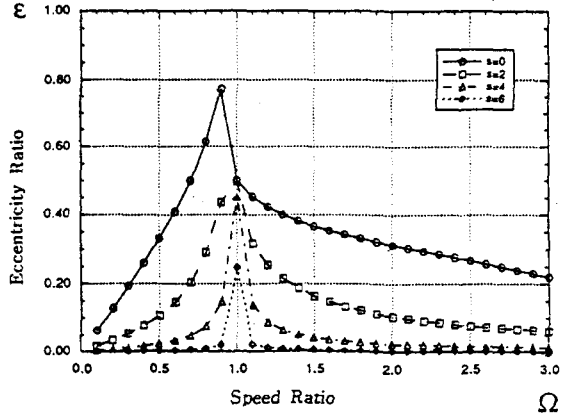


Fig. 6 Responses to parameters at SFD bearing ( $B=0.4$ ,  $U=0.4$ )

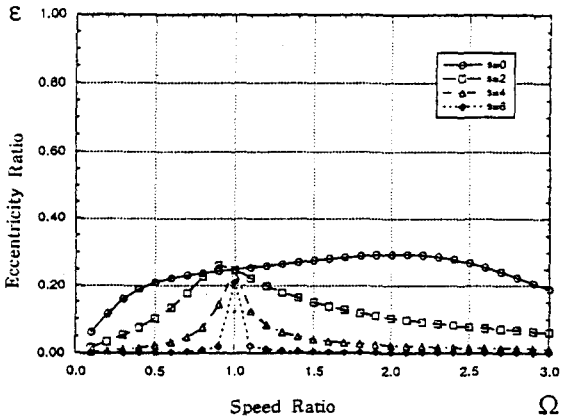


Fig. 7 Responses to parameters at SFD bearing ( $B=0.2$ ,  $U=0.2$ )

선형성이 발생하지 않는다.  $Re$  및  $U$ 가 일정한 상태에서 베어링 변수  $B$ 의 증가에 따라 진동수비가 1인 경우를 제외하고는 제어널의 편심비는 줄어드는 현상이 보이고 진동수비가 1인 위험속도 영역에서는 큰 변화가 없다. 현재  $S=0$ 인 경우에 국한되어 있기 때문에 유막간극이 매우 크므로 해서 하중지지용량이 감소되어 회전축계의 진동을 충분히 감쇠시킬수 있는 능력이 없기 때문에 편심비가 전 영역에 걸쳐서 크게 나타나는 것으로 판단된다.

그러므로 불평형 변수  $U$ 가 0.4와 같이 클 경우에 절단 원추형 SFD 베어링의 장점인 유막간극을 변화시킬 수 있게  $S$ 를 증가시키거나, 또는 베어링 변수  $B$  혹은 레이놀즈 수  $Re$ 를 증가시키면 위험속

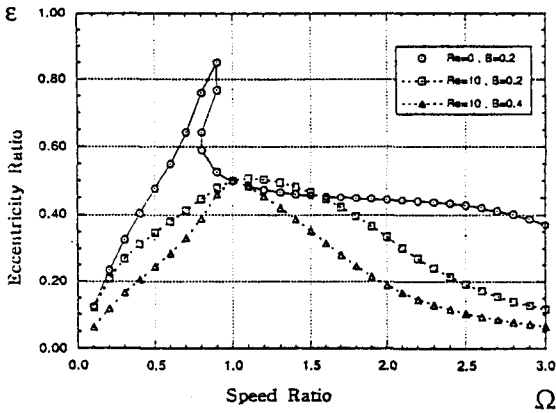


Fig. 8 Responses to parameters at SFD bearing (U=0.4, S=0)

도 근방에서 Jump 현상과 같은 비선형진동이 발생하지 않으며 안정된 거동을 하게 된다.

Fig. 9에서 보는 것과 같이 반경방향에 대한 접선방향의 무차원 연성 감쇠계수  $C_{11}$ 는 저어널의 편심비  $\epsilon$ 가 증가하면  $S=0$ 에서는  $\epsilon=0.8$ 까지 Fig. 9에 비하여 급격히 증가한다. 이러한 현상은 저어널이 반경방향으로 이동할때 연성특성이 크게 나타남을 알 수 있다. 그러나  $S$ 가 증가함에 따라서 저어널의 편심비는 줄어들면서 감쇠계수가 전영역에서 급격히 증가하는 현상을 보인다.  $S=10$ 인 경우는 유막간극이 매우 작은 경우에 해당됨으로 실제로 가능하지 않다.

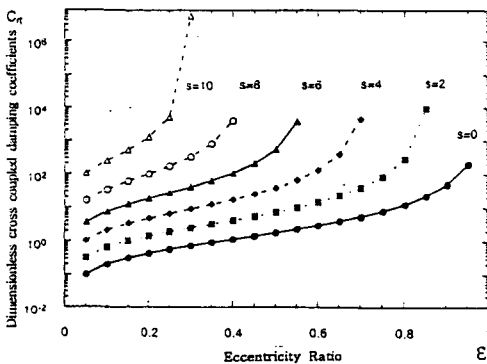


Fig. 9 Dimensionless cross coupled damping coefficients

Fig. 10에서는 무차원 직접 감쇠계수  $C_{11}$ 를 보이고 있는데  $S=0$  경우 편심비  $\epsilon=0.8$ 까지 서서히

직선적으로 증가한다. 또한  $S$ 가 증가함에 따라 감쇠계수가 증가하는 현상을 알 수 있다. 이와 같은 현상은 고전적인 SFD 베어링에서 나타나는 현상과 동일한 경향을 보이고 있으며 유막간극의 변화가 유막감쇠계수에 중요하게 영향을 미치고 있다는 것을 보이고 있다<sup>8)</sup>.

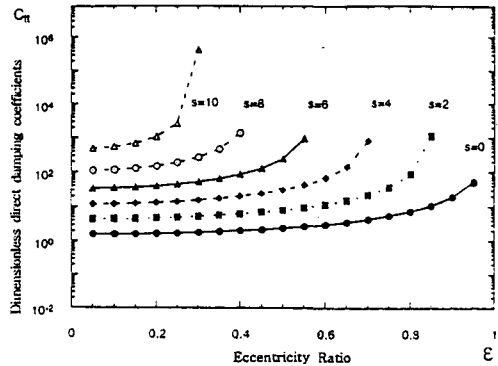


Fig. 10 Dimensionless direct damping coefficients

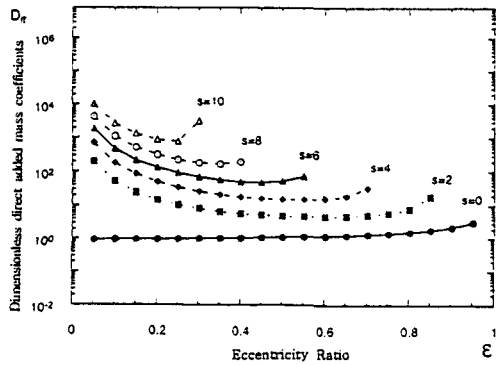


Fig. 11 Dimensionless direct added mass coefficients

최근에 회전기계류가 고속화됨에 따라 유막내의 윤활유 관성효과를 무시할 수 없다<sup>12)</sup>. Fig. 11~12에는 유막의 관성효과에 대한 무차원 질량계수를 보이고 있다. Fig. 11에서는 유막의 관성력에 의한 무차원 추가 질량계수  $D_{11}$ 가 편심비  $\epsilon$ 에 따라 변화하는 현상을 나타내고 있다. 편심비가 작은 경우, 즉 저어널이 베어링의 중심으로 부터 작은 변위를 갖고 있을때 유막간극이 크므로 해서 유막내에서 반경방향으로 유동하고 있는 윤활유의 관성효과가 크게 나타난다. 그러나 편심이 클수록 유

막의 관성효과가 서서히 감소하다가 각각의 S 최  
종영역에서 약간 증가하는 경향을 관찰할 수 있  
다. 질량계수의 증가는 SFD베어링의 감쇠효과를  
감소시키기 때문에<sup>7)</sup> 유막의 하중지지능력이 감소  
되어 급격한 불평형 증가와 같은 작동조건의 변화  
에 민감하게 시스템의 불안정성이 유발될 수 있  
다. 그러므로 고속회전기계류에서는 일정한 S경  
우 그래프의 양단에서 무차원 질량계수가 증가하  
기 때문에 안정된 거동을 위하여 이와 같은 영역을  
피해서 설계되어야 한다.

Fig. 12는 무차원 연성 추가 질량계수  $D_{tr}$ 을 보  
이고 있다.  $D_{tr}$ 과 유사한 경향성을 보이고 있는데  
저어닐이 반경방향으로 운동함으로 해서 유막의  
반경방향에 대한 접선방향의 관성효과는 상대적으  
로 적게 나타나는 것으로 판단된다.

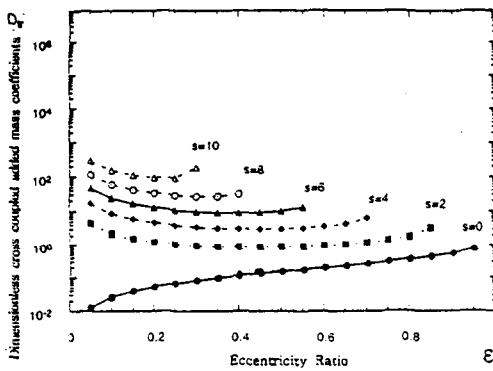


Fig. 12 Dimensionless cross coupled added mass coefficients

Fig. 13에서는 회전축의 회전수에 따라서 수평  
및 수직변위와 위상각의 변화를 보이는 Bode Plot  
이 나타나 있다. CH1은 수평 변위, CH2는 수직  
변위를 표시한다. 측정 위험속도는 수평 방향으로  
2,940rpm, 수직 방향으로 2,970rpm에서 발생하  
는데 예측된 위험속도 3,047rpm과 비교하여 근사적  
으로 일치되며 유막의 감쇠특성에 의하여 예측된  
값보다 작게 나타나고 위험속도에서 위상각이 정  
확하게 180°로 변하는 것을 관찰할 수 있다. 한편  
측정 위험속도의 3.27배인 9,600rpm까지 고속으로  
작동한 결과로 Jump현상과 같은 비선형 거동이 발  
생하지 않고 안정된 운동을 하고 있음을 알 수 있  
다.

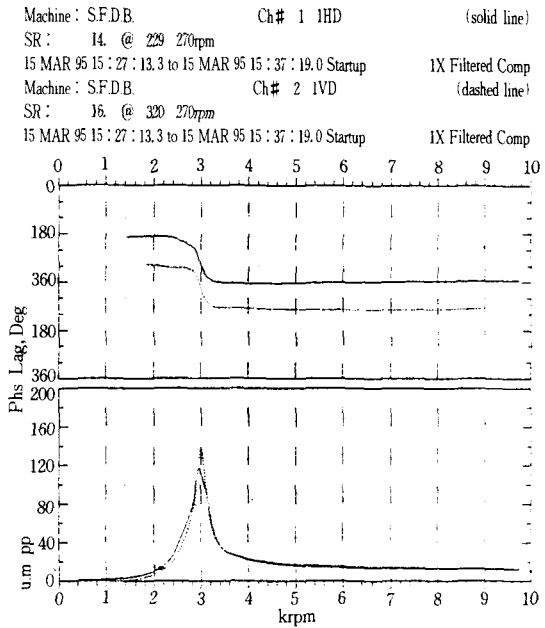


Fig. 13 Bode plot

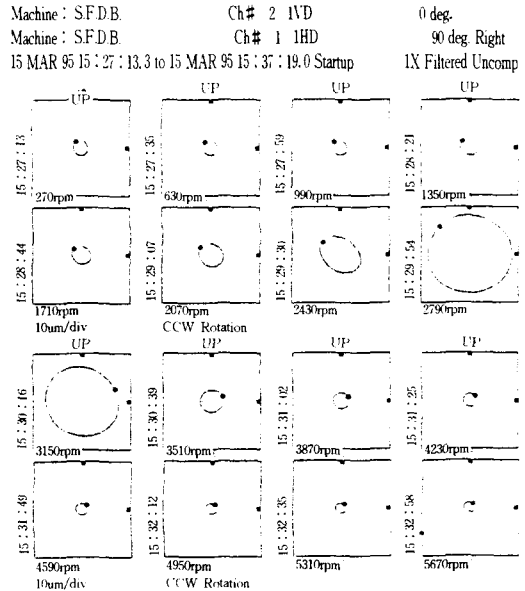


Fig. 14 Orbit plot

Fig. 14에서는 SFD베어링의 유막내에서 저어닐  
거동을 나타내는 Orbit를 측정한 결과이다. 위험속



도를 지나서 고속으로 작동될 때에 이론해석에서 가장한 원형 공전궤적을 그리고 있으며, 구동측에서 회전축을 관찰할 때에 공전궤적 방향이 반시계 방향으로 회전하고 있고 1X의 주파수를 갖고 있다. 이러한 현상은 회전축의 회전방향 및 주파수와 일치됨으로 동기 공전운동을 하고 있으며 회전축-베어링계가 안정된 것으로 판단된다.

진동으로 판단되며 원형 공전궤적을 나타내고 있는데 이것은 성능해석에서 가장한 것과 일치하고 있음을 알 수 있다.

본 연구는 93년도 한국과학재단 연구비지원에 의한 결과(과제번호; 931-1000-032-2)의 일부이며 관계자 여러분들께 감사드립니다.

## 5. 결 론

본 연구는 고전적인 원형의 형상개념을 탈피하고 단점을 보완하기 위하여, 운전조건의 변화에 따라서 제어가 가능한 절단 원추형 SFD 베어링과 회전축계에 대한 연구결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) SFD 베어링의 성능에 중요하게 영향을 미치는 유막간극을 조절할수 있는 절단 원추형 SFD 베어링에서 유막의 관성효과를 고려하여 유막 감쇠계수 및 질량계수 등의 특성을 구하였으며, 탄성 회전축-베어링계에 적용하여 안정성을 위한 최적 설계변수(불평형 변수, 베어링 변수, 레이놀즈 수, 이동거리)를 구하였다.
- 2) SFD 베어링의 무차원 연성 및 직접 감쇠계수는 편심비가 작은 영역에서 근사적으로 직선의 형태로 변화하나, 큰 영역에서는 급격히 증가한다.
- 3) 편심비가 증가할수록 무차원 연성 및 추가 질량계수는 감소하는 현상을 보인다.
- 4) 탄성 회전축에 장착된 절단 원추형 SFD 베어링은 불평형 변수  $U$ 가 0.2보다 클 경우에 위험속도 근방에서 저어널의 변위가 급격히 증가하는, 불안정성인 Jump현상과 같은 비선형 거동이 나타난다. 이때 베어링 변수  $B$ 를 증가하거나, 저어널의 이동거리  $S$ 를 증가하여 반경 유막간극  $C$ 를 줄이거나, 혹은 레이놀즈 수  $Re$ 를 증가시키면 비선형 진동 현상을 제어할 수 있어 안정된 운전이 가능하다.
- 5) 최적설계변수  $B=0.2$ ,  $U=0.2$ 에 의해 절단 원추형 SFD 베어링-회전축계를 설계후 예측 위험속도의 3.15배 까지 작동시킨 결과로, 비선형 특성이 발생하지 않고 안정된 거동을 한다. 또한 공전궤적의 거동방향과 회전주파수가 회전축의 거동과 비교하여 서로 일치됨으로 동기

## 참 고 문 헌

- 1) C.R. Burrows, An appraisal of a proposed active squeeze film damper, ASME J. of Tri. Vol. 113, 1991.
- 2) S. Cooper, Preliminary investigation of oil film for the control of vibration, proc. of the L. and W. convention, I. M. E., 1963.
- 3) E.J. Gunter, Design of nonlinear squeeze film dampers for aircraft, ASME, J. of LUB., Vol. 99, 1977.
- 4) G. Meng, Investigation on steady-state response and its nonlinear characteristics of flexible rotor squeeze film damper system, ASME, M. Vib and N., 1985.
- 5) J.A. Tichy, Squeeze film in arbitrary shaped journal bearings subject to oscillations, ASME, J. of L., Vol. 100, 1978.
- 6) Mohan, S., and Hahn, E. J., Design of squeeze film damper supports for rigid rotors, ASME Journal of Engineering for Industry, Vol. 96, pp.976~982, 1974.
- 7) San Andres, L., Effect of fluid inertia on squeeze film damper force response, Ph.D. Dissertation, Texas A & M University, College Station, TX, Dec. 1985.
- 8) San Andres, L., and Vance, J. M., Effects of fluid inertia and turbulence on the force coefficients of squeeze film dampers, ASME Journal of Engineering For Gas Turbines and Power, Vol. 108, pp. 332~339, 1986.
- 9) San Andres, L., and Vance, J. M., Experimental measurement of the dynamic pressure distribution in a squeeze film bearing damper executing circular centered orbits, ASLE

- Transactions, Vol. 30, pp. 383~393, July 1987.
- 10) San Andres, L., and Vance, J. M., Effect of fluid inertia on squeeze film damper forces for small amplitude circular centered motions, ASLE Transactions, Vol. 30, pp. 63~68, Jan. 1987.
  - 11) Greenhill, L. M., and Nelson, H. D., Iterative determination of squeeze film damper eccentricity for flexible rotor systems, ASME Paper No. 81-DET-87, 1981.
  - 12) Seok-Cheol Yoon, L. A. San Andres, G. Meng, Dynamic force response of an open ended squeeze film damper, ASME 91-GT-247, 36th ASME international gas turbine & aeroengine congress and exposition, 1991.
  - 13) 한동철, 윤석철, 스퀴즈-필름 댐퍼를 이용한 회전축 베어링계의 고속화 연구, 윤활학회지, Vol. 5, 1989.
  - 14) 한동철, 홍장표, 윤석철, 공작 기계주축의 진동해석, 서울대학교부설 생산기계연구소, 1984.
  - 15) 윤석철, 고속 회전축-베어링계의 스퀴즈-필름 댐퍼에 관한 연구, 서울대 대학원, 박사학위 논문, 1989.
  - 16) 윤석철, 중심잡이 스프링이 없는 절단 원추형 SFD 베어링의 동특성에 관한 연구, 한국과학재단 연구보고서, COSEF 931-1000-032-2, 1995.