

<論 文>

접판 공기베어링의 동특성에 관한 실험적 연구

한 동 철\* · 김 재 일\*\*

(1986년 3월 22일 접수)

An Experimental Investigation on the Dynamic Characteristics of a Multi-leaf Air Bearing

Dong-Chul Han and Jae-Il Kim

**Key Words:** Multi-leaf Bearing(접판베어링), Aerodynamic Bearing(공기역학 베어링), Foil Bearing(탄성 베어링), High Speed Rotor(고속 회전축), Dynamic Characteristic(동특성)

Abstract

The dynamic characteristics of a multi-leaf air bearing ("Garret" bearing) are theoretically and experimentally investigated. For the experimental study a multi-leaf bearing and a rotor with turbine blades are designed and fabricated. The measurement of the vibration amplitudes of the rotor running on the bearings shows the excellent performance of the multi-leaf air bearing for the the rotor speed up to 100,000 rpm. The predicted instability whirl speed is in good agreement with experimental result.

기 호 설 명

$B$  : 베어링 폭  
 $c_s$  : 접판 베어링의 전체강성  
 $C_s$  : 접판 베어링의 무차원 강성  $C_s = \frac{\Delta R_s}{p_a \cdot B \cdot D} \cdot c_s$   
 $D$  : 베어링 직경  
 $e$  : 저어널의 편심량  
 $F$  : 베어링 하중  
 $\bar{F}$  : 무차원 하중,  $\bar{F} = F / (p_a \cdot B \cdot D)$   
 $F_v$  : 저어널에 대한 절편(segment)의 예압  
 $\bar{F}_v$  : 무차원 예압  
 $h$  : 베어링 틈새  
 $H$  : 무차원 틈새  $H = h / \Delta R_s$   
 $h_0$  : 최소 틈새

$H_0$  : 무차원 최소 틈새  $H_0 = h_0 / \Delta R_s$   
 $p_a$  : 대기압  
 $r$  : 저어널 반경  
 $\Delta R_s$  : 평균 틈새  $\Delta R_s = \frac{1}{2} t_s$   
 $t_s$  : 박판의 두께  
 $\beta_{sik}$  : 절편의 댐핑계수  $\beta_{sik} = (\Delta R_s \cdot \omega \cdot d_{sik}) / (p_a \cdot B \cdot D)$   
 $\beta_{ps}$  : 절편의 외부 지지점의 댐핑계수  
 $\beta_{ik}$  : 베어링 댐핑계수  $\beta_{ik} = (\Delta R \cdot \omega \cdot d_{ik}) / (p_a \cdot B \cdot D)$   
 $\gamma_{sik}$  : 절편 스프링계수  $\gamma_{sik} = (\Delta R_s \cdot c_{sik}) / (p_a \cdot B \cdot D)$   
 $\gamma_{ps}$  : 절편의 외부 지지점의 스프링계수  $\gamma_{ps} \cong C_s / 4$   
 $\gamma_{ik}$  : 베어링 스프링계수  $\gamma_{ik} = (\Delta R \cdot c_{ik}) / (p_a \cdot B \cdot D)$   
 $\varepsilon$  : 베어링 무차원 편심량  $\varepsilon = e / \Delta R_s$   
 $\eta$  : 공기의 점성  
 $\Lambda_s$  : 압축계수  $\Lambda_s = 6 \eta \omega / (p_a \cdot \phi_s^2)$   
 $\phi_s$  : 상대 베어링 틈새  $\phi_s = \Delta R_s / r$   
 $\omega$  : 저어널의 각속도

\* 정희원, 서울대학교 공과대학 기계설계학과

\*\* 서울대학교 대학원 기계설계학과

### 1. 서 론

고속회전 또는 저온 및 고온의 주위온도와 같은 가혹한 운전조건으로 인하여 발생하는 회전축과 베어링 문제들은 공기역학베어링(aerodynamic bearing)을 사용함으로써 해결할 수 있다. 이것은 윤활제로서 작업 유체(공기, 헬륨등)를 바로 사용할 수 있기 때문에 복잡한 누수방지장치가 필요없다. 이러한 베어링 문제는 소형 터보기계류(초소형 가스터빈 및 터보-propeller)의 개발에 있어 결정적인 역할을 하게 되는데, 이것은 기계단위 중량당의 출력을 높이기 위하여 회전 속도를 증가시키면서 아울러 베어링에서의 온도도 증가하기 때문이다. 이러한 기계의 회전차는 상대적으로 가볍기 때문에 하중지지력이 적은 공기역학베어링으로도 충분히 지지할 수 있는 것이다.

공기역학 베어링의 재질이 강체에 가깝도록 단단하면 그의 표면오류, 저어널의 열팽창, 회전체의 충격 및 진동등에 대한 예민한 감성 때문에 사용하기 곤란하다. 이러한 문제들은 공기역학 "탄성"베어링을 적용함으로써 해결할 수 있다. 이 베어링에 있어서는 베어링 틈새는 가혹한 실제운전 조건하에서도 베어링의 탄성변형을 통하여 스스로 형성되는 것이다.

이 공기역학 베어링에 대하여는 미국에서 1960년대 후반부터 그 중요성이 우선적으로 인정되어 수 많은 연구가 특히 NASA를 통하여 이루어져 있고 많은 연구논문이 발표되었으며, 일본에서도 그후에 시작하여 많은 연구를 진행시켜 재봉기, 오디오 산업 및 VTR용 헤드기구에 적용하고 있다. 독일에서도 1970년대부터 공작기계 또는 소형 가스터빈용 공기역학 베

어링에 관한 연구가 본격적으로 수행되고 있으며 Atlas Copco Energas(구 Linde 냉동기 제조회사)에서는 직경이 60 mm 되는 초소형 가스터빈을 제작하여 가스액화에 사용하고 있는데 400,000r pm의 회전수를 갖고 있으며 공기역학 베어링에 의하여 지지되고 있다. 그러나 여러가지 공기역학 탄성베어링에 대하여 보편적으로 사용할 수 있는 완벽한 이론적 계산이 완벽히 정립된 상태는 아니며 부분적으로 계산된 결과도 실제와 많은 차이가 날때가 종종있다.

본 연구에서는 공기역학 탄성베어링의 설계에 필요한 기본이론<sup>(1)</sup>에 대하여 고찰하고 그의 신빙성을 그러한 베어링에 지지된 고속회전축의 진동특성을 통하여 검토하고자 한다. 탄성베어링의 한 예로써 여러 개의 탄성박판이 겹쳐 저어널을 지지하는 겹판베어링("Garrett" 베어링)<sup>(2)</sup>을 선택한다.

### 2. 겹판 베어링의 해석

겹판 베어링은 Fig. 1(a)에 나타나 바와 같이 8개의 굴곡이 진 탄성박판(foil)으로 구성된다. 탄성박판의 각 절편(segment)은 기하학적 형상이 명료하게 표시될 수 있도록 실제 두께에 비해 과장된 크기로 나타나 있다. 각 박판절편의 절반은 인접한 절편에 의해 겹쳐져 있고 정적인 운전조건에 변화에 의해 절편의 굴곡도는 거의 변하지 않는다. 하나의 절편의 하중지지 용량은 절편 끝부분의 최소틈새  $h_0$ 에 따라 주로 결정된다.

그리고 이 베어링에서 가장 중요한 댐핑효과는 인접한 절편과 겹쳐지는 부분에서 스퀴즈필름(squeeze film) 압력효과에 의해 발생한다. Fig. 1(b)는 해석을 위한 등가 모델을 나타내는데 탄성지지된 흔들패드(tilting

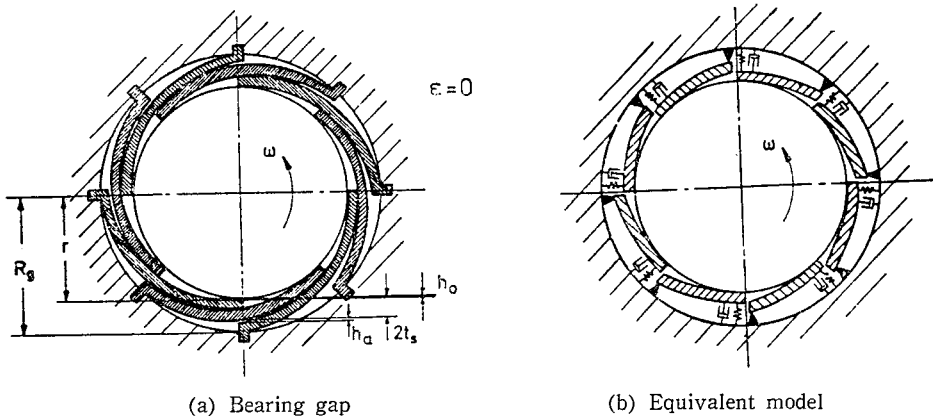


Fig. 1 Shape of the multi-leaf air bearing and the equivalent model

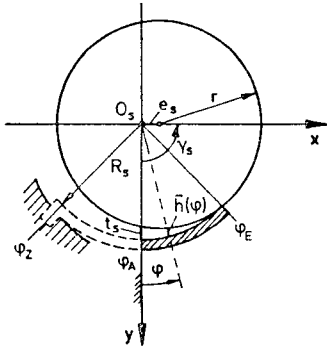


Fig. 2 Geometry of a foil segment and the journal

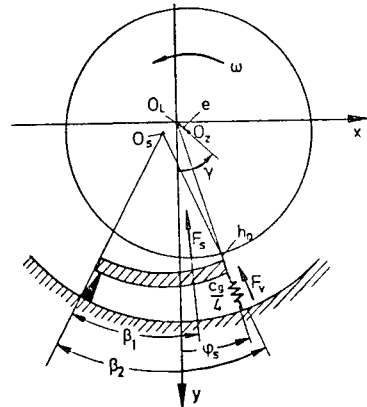


Fig. 3 Equivalent model of a foil segment

pad) 베어링의 해석모델과 유사한 형태를 지닌다.

접판베어링의 하중지지력은 각개 절편의 하중지지력의 벡터 합이며 절편의 하중지지력은 절편과 저어널 사이의 틈새내의 형성되는 압력분포를 적분하여 구할 수 있다<sup>(3)</sup>. 좁은 틈새를 갖고 상대운동하는 경사진 두 면 사이에서 압축성 점성 유체의 유동으로 인한 압력 분포  $p(x, z)$ 를 지배하는 레이놀즈 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( p h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( p h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \eta \left\{ U \cdot \frac{\partial}{\partial x} (p h) + 2 \frac{\partial}{\partial t} (p h) \right\} \quad (1)$$

여기서  $h$ 는 유막두께,  $U$ 는 접선방향속도,  $\eta$ 는 공기의 점성을 나타내며,  $x, z$ 는 각각 접선방향과 축방향의 좌표를 나타낸다. 영향인자의 수를 줄이고 계산된 결과를 보편적으로 응용할 수 있도록 다음과 같이 무차원의 수를 사용하여 뒷식을 무차원의 형태로 바꿀 수 있다:

원주 및 축방향 좌표	$\phi = x/r, \quad \zeta = z/r$
무차원 틈새높이	$H = h/\Delta R_s$
틈새내 상대압력	$P = p/p_a$
회전각	$\phi = \omega \cdot t, \quad \left( t = \frac{d}{d\phi} \right)$
틈새비	$\psi = \Delta R_s/r$
두축성수	$\Lambda = \frac{6 \eta \omega}{p_a \cdot \psi^2}$

$$\frac{\partial}{\partial \phi} \left( P \cdot H^3 \frac{\partial P}{\partial \phi} \right) + \frac{\partial}{\partial \zeta} \left( P \cdot H^3 \frac{\partial P}{\partial \zeta} \right) = \Lambda \cdot \frac{\partial}{\partial \phi} (P H) + 2 \Lambda \cdot \frac{\partial}{\partial \phi} (P H) \quad (2)$$

이 공기베어링에 대한 레이놀즈 편미분방정식은 압력  $p$ 에 대한 비선형방정식으로 유한차분법(FDM)으로 해석하며 Newton-Raphson 방법을 이용하여 반복적으

로 구할 수 있다<sup>(4)</sup>. 경계조건은 절편의 가장자리에 대기압( $p=p_a$ )이 작용한다는 것이다.

축이 베어링중심에 위치할 때에 탄성박판은 예압을 갖고 축에 밀착되어 있으며 Fig. 2의 기하학적 관계를 고려하면 틈새함수를 다음과 같이 유도할 수 있다.

$$\bar{h}(\phi) = t_s - \sqrt{2} \cdot t_s \cdot \cos(\phi - 90^\circ), \quad 0 \leq \phi \leq 45^\circ \quad (4)$$

실제운전시에는 틈새내에 형성된 압력으로 인하여 탄성박판이 그의 끝부분에  $h_0$ 만큼 뒤로 밀리게 되면 틈새높이는 근사적으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$h(\phi) = \bar{h}(\phi) + h_0 \quad (5)$$

무차원 틈새높이  $H$ 의 기준틈새로서 박판을 베어링하우징에 밀착시켰을 때에 저어널과의 틈새  $\Delta R_s$ 를 사용할 수 있는데 이것은 대략 절편 두께의 반에 해당된다.

$$\Delta R_s = t_s/2, \quad \psi_s = \Delta R_s/r \quad (6)$$

$$H(\phi) = h(\phi)/\Delta R_s = \bar{H}(\phi) + H_0 \quad (7)$$

박판절편의 지지강성은 접판베어링의 전체강성  $c_s$ 의 1/4로 근사화시킬 수 있다. 이것을 무차원의 강성으로 표시하면 다음과 같다.

$$\gamma_{ps} \approx \frac{1}{4} C_s, \quad C_s = \frac{\Delta R_s}{p_a \cdot B \cdot D} \cdot c_s \quad (8)$$

Fig. 3에 나타난 절편의 저어널에 대한 하중지지력  $F$ 는 미리 주어진 최소틈새  $h_0$ 와 회전각속도  $\omega$ 에서 레이놀즈 방정식으로 부터 계산된 압력분포를 적분하여 그 크기와 작용점을 구할 수 있다. Fig. 4에는 절편의 하중지지력  $\bar{F}$ 가 최소틈새  $H_0$ 와 압축성수  $\Lambda_s$ 의 함수로 나타나 있는데 이것은 절편의 저어널 직경에 대한 상대폭  $B/D=1$ 이고 원호각도  $\beta_2=45^\circ$ 인 경우에 해당된다<sup>(1)</sup>.

베어링의 정적하중 평형점의 계산에 있어서는 각각의 절편이 받는 예하중  $\bar{F}_0$  외에도 최소틈새  $H_0$ 의 형성으로 인한 복원력  $H_0 \cdot \gamma_{ps}$ 와 저어널의 베어링 중심에서

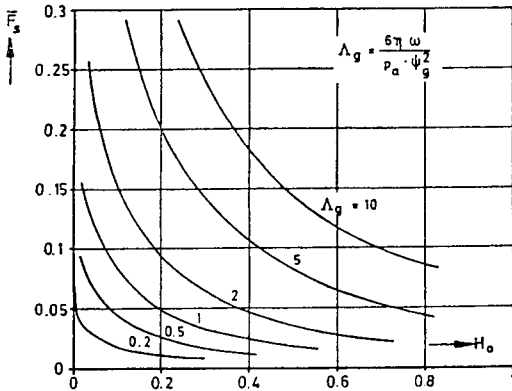


Fig. 4 Load capacity of a foil segment<sup>(1)</sup> ( $B/D=1$ ,  $\beta_2=45^\circ$ )

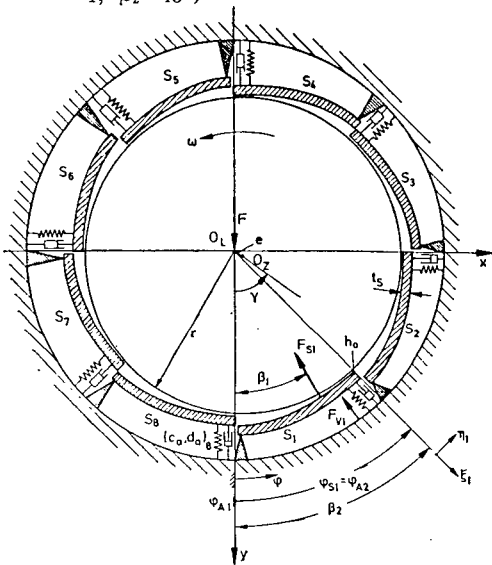


Fig. 5 Parameters of the equivalent model of a multi-leaf bearing

의 편심  $e$ 로 인한 복원력  $\epsilon_{eff} \cdot \gamma_{pe}$ 을 고려하여야 하는데  $\epsilon_{eff}$ 는 절편의 끝부분에 대한 저어널의 실질적 편심을  $\epsilon_{eff} = \epsilon \cdot \cos(\gamma - \varphi_s)$ 를 나타낸다. 이러한 박판의 탄성지지로 인한 복원력의 합  $\bar{F}_F$ 는 절편에 작용하는 하중  $\bar{F}_s$ 와 평형상태를 유지하는 것이다.

$$\begin{aligned} \bar{F}_s(H_0) \cdot \cos(\beta_2 - \beta_1) \\ = \bar{F}_F = \bar{F}_v + \{H_0 + \epsilon \cdot \cos(\gamma - \varphi_s)\} \cdot \gamma_{pe} \end{aligned} \quad (9)$$

이 식의 해는 Fig. 4에 나타난  $\bar{F}_s(H_0)$ 에 대한 곡선과  $\bar{F}_v, \epsilon_{eff}$  및  $\gamma_{pe}$ 가 상수로 주어진  $\bar{F}_F(H_0)$ 직선의 교차점이 된다. 본 연구에서 사용한 곱판베어링의 절편지지 강성  $\gamma_{pe}=0.03$ 이고 예하중  $F_v=0.06$ 이다. Fig. 5에서와 같이 회전하는 저어널이 하중  $F$ 를 받고 베어링 중심에서  $\epsilon=e/AR_s$ ,  $\gamma=0^\circ$ 만큼 편심되었을 경우 절편

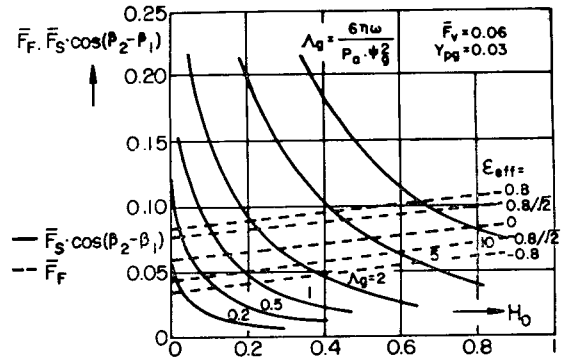


Fig. 6 Determination of equilibrium points for a multi-leaf bearing segment ( $B/D=1$ ,  $\beta_2=45^\circ$ ,  $\epsilon=0.8$ ,  $F_v=0.06$ ,  $\gamma_{pe}=0.03$ )

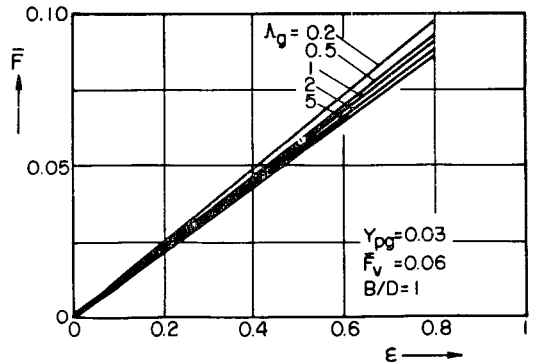


Fig. 7 Calculated load capacity of the multi-leaf bearing ( $B/D=1$ ,  $\beta_2=45^\circ$ )

$S_8$ 에 있어서는  $\epsilon_{eff} = \epsilon$ 이고 절편  $S_4$ 에서는  $\epsilon_{eff} = -\epsilon$  절편  $S_1, S_7$ 에서는  $\epsilon_{eff} = \epsilon/\sqrt{2}$ , 절편  $S_3, S_5$ 에서는  $\epsilon_{eff} = -\epsilon/\sqrt{2}$  그리고 절편  $S_2, S_6$ 에서는  $\epsilon_{eff} = 0$ 이다.

Fig. 6에서는 여러개의 압축성수  $\Lambda_g$ 에 대하여 절편의 하중지지력 곡선  $\bar{F}_s \cdot \cos(\beta_2 - \beta_1)$ 과 실질편심을  $\epsilon_{eff}$  값의 크기에 따른 절편의 복원력 직선군  $\bar{F}_F$ 가  $e=0.8$ 의 경우를 예로 들어 그려져 있다. 그 교차점들은 평형점들이므로 각각의 절편에 해당되는 평형점에서의 지지력을 잃어 벡터합을 구하면 저어널의 여러가지 편심상태에서의 베어링의 전체하중지지용량  $\bar{F} = \bar{F}(\epsilon)$ 를 Fig. 7과 같이 구할 수 있다. 이 베어링에서 절편들은 수직하중에 대하여 대칭으로 배열되어 있으므로 편심 각  $\gamma=0$ 이다.

곱판베어링의 각 운전점( $\epsilon, \Lambda_g$ )에서의 스프링 및 뱀핑계수는 각 절편의 스프링 및 뱀핑계수를 구하여 베어링의  $x, y$ 좌표축으로 변환시켜 합해서 얻을 수 있다. 각 절편의 스프링 및 뱀핑계수는 절편과 저어널의 상대수직운동(변위 및 속도)에 의한 “고정절편”동특성

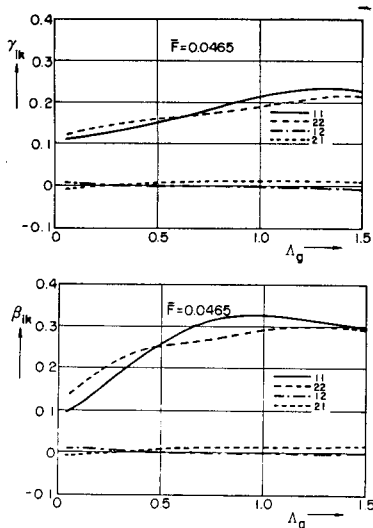


Fig. 8 Spring and damping coefficients of the multi-leaf air bearing ( $B/D=1$ ,  $\bar{F}=0.06$ ,  $\gamma_{pe}=0.03$ )

과 절편의 탄성지지 및 절편과 배면간의 상대 수직운동에 의한 동특성으로 합성된다.

절편을 고정시켰을 때의 저어널의 상대운동에 의한 스프링 및 댐핑계수는 기본 레이놀즈 방정식으로 부터 틈새높이의 변동에 따른 압력변동에 대한 미분방정식을 섭동법을 이용하여 구한 다음 그 해를 적분하여 얻을 수 있다<sup>(1,2)</sup>. 절편의 탄성지지로 인한 스프링 계수  $\gamma_{pe}$ 에 대하여는 이미 언급되었고 절편과 그 배면 사이의 상대접근속도에 의한 압력상승도 단순화된 ( $\omega=0$ ) 레이놀즈 방정식에서 그 해를 구할 수 있으며 또한 댐핑계수  $\beta_{pe}$ 를 계산할 수 있는 것이다. 연구논문<sup>(1)</sup>의 결과에 따르면  $\Lambda_e$ 가 클때 댐핑계수는 주로 배면의 틈새에 영향을 받으며 근사적으로 다음의 식을 사용한다.

$$\beta_{pe} = \frac{\Delta R_e}{p_a \cdot B \cdot D} \cdot \omega \cdot d_a \approx k_e \cdot \Lambda_e / H_a^2 \quad (10)$$

$$k_e (\beta_2=45^\circ, B/D=1, h_r/h_a=0.03) = 0.11 \quad (11)$$

베어링에서 저어널이  $\varepsilon$ 만큼 편심되었을 때에 각 절편의 배면틈새높이는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$H_{ai} = 1 - \varepsilon \cdot \cos(\gamma - \varphi_{si}) - H_{oi},$$

$$H_a = h_a / \Delta R_e, \quad \Lambda_e = \frac{6\eta\omega}{p_a \cdot \varphi_s^2} \quad (12)$$

본 연구에서 실험에 사용한 베어링에 대한 스프링 및 댐핑계수

$$\gamma_{sik} = \frac{\Delta R_e}{p_a \cdot B \cdot D} \cdot c_{sik},$$

$$\beta_{sik} = \frac{\Delta R_e}{p_a \cdot B \cdot D} \cdot \omega d_{sik} \quad (i, k=1, 2) \quad (13)$$

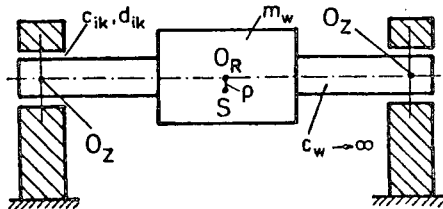


Fig. 9 Symmetric one-mass rotor-air bearing system

는 Fig. 8에 압축성수  $\Lambda_e$ 의 함수로서 나타나 있다. 여기서 첨자 "2"는 수직하중방향이고 "1"은 수평방향을 가리킨다.

### 3. 회전축-겹판베어링계의 안정성

겹판베어링의 진동특성 및 안정성에 대한 체계적인 연구를 위하여 Fig. 9에서 보여주는 대칭형 회전축을 선택하였다. 공기베어링의 강성에 비하여 회전축의 휨 강성은 필선크고 ( $c_w \rightarrow \infty$ )축의 질량은  $m_w$ , 불균형 반경은  $\rho$  그리고 베어링의 전체스프링 및 댐핑계수는  $c_{ik}$  및  $d_{ik}$  ( $i, k=1, 2$ )로 표시한다. 무차원의 크기

$$\omega_0^2 = g / \Delta R, \quad \bar{\rho} = \rho / \Delta R, \quad (x = x_w / \Delta R, y = y_w / \Delta R) \quad (14)$$

와 회전각  $\phi = \omega t$ , 무차원의 스프링 및 댐핑계수  $\gamma_{ik}$ ,  $\beta_{ik}$  그리고 무차원의 베어링하중

$$\bar{F} = (g \cdot m_w / 2) / (p_a \cdot B \cdot D) \quad (15)$$

를 사용하여 다음과 같은 운동방정식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \bar{F} \left( \frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 \cdot x'' + \beta_{11} \cdot x' + \beta_{12} \cdot y' + \gamma_{11} \cdot x + \gamma_{12} \cdot y \\ = F \left( \frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 \cdot \bar{\rho} \cdot \sin \phi \\ \bar{F} \left( \frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 \cdot y'' + \beta_{21} \cdot x' + \beta_{22} \cdot y' + \gamma_{21} \cdot x + \gamma_{22} \cdot y \\ = F \left( \frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 \cdot \bar{\rho} \cdot \cos \phi. \end{aligned} \quad (16)$$

이 진동계의 고유치  $\lambda$ 는 식(16)의 불균형반경  $\rho=0$ 인 자유진동식에서 해를

$$\begin{aligned} x = \bar{x} \cdot e^{\lambda \cdot t}, \quad y = \bar{y} \cdot e^{\lambda \cdot t} \\ \lambda = -\frac{u}{\omega} + i \cdot \frac{v}{\omega} = -U + i \cdot V \end{aligned} \quad (17)$$

로 놓고 얻는 다음과 같은 특성방정식을 풀어구할 수 있다.

$$\Delta(\lambda) = \sum_{j=0}^4 c_j \cdot \lambda^j = 0 \quad (18)$$

여기서  $u$ 는 시스템 댐핑을 그리고  $v$ 는 고유진동수를 나타낸다.

저어널베어링은 일반적으로 뎀핑이 크므로 위험속도의 진폭은 비교적 작으나 스프링 및 뎀핑계수의 비대칭성으로 인하여 안정한 계속도가 존재하며 한계속도 이상의 운전은 불가능하다. 안정한계속도  $\omega_{cr}$ 은 고유치  $\lambda$ 의 실수부분이 음이 부호에서 양의 부호로 바뀌는 점, 즉 식(17)의  $U=0$ 이 되는 회전속도이므로, 각각의 회전속도  $\omega$ 에 따른 스프링 및 뎀핑계수를 취하여 특수방정식(18)의 해를 구하면서 점진적으로 찾을 수 있다.

정성에 대한 이론적 해석결과와 비교하기 위하여 “Garret” 베어링<sup>(2)</sup>과 회전축을 제작하고 진동특성을 측정하였다. 베어링의 형상은 Fig. 10에 나타나 있으며 치수는 Table 1에 수록되어 있다.

Fig. 11은 제작한 회전축을 보여준다. 회전시키는 구동력은 중심부에 위치하는 6개의 노즐에 의해 7 bar의 압축공기를 회전축중앙에 가공한 24개의 익차에 분사하여 얻는다. 회전축의 직경은 50.02 mm, 길이는 243 mm, 그리고 무게는 2.4 kg이다.

4. 실험 결과

접판베어링의 실제 사용에 대한 성능을 측정하고 안

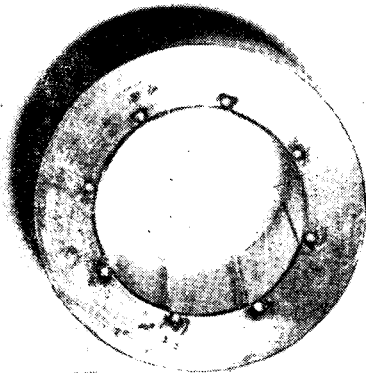


Fig. 10 View of the multi-leaf bearing

Table 1 Geometric data of the test bearing

Bearing housing inner dia.	$D_e=51.18\pm 0.01$ mm
Foil thickness	$t_f=0.150\pm 0.005$ mm
Number of foil	$s=8$
Journal diameter	$D=50.02\pm 0.005$ mm
Bearing width	$B=50.10\pm 0.01$ mm
Foil material	Stainless steel

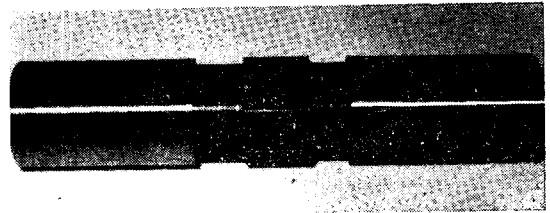


Fig. 11 View of rotor with turbine blades

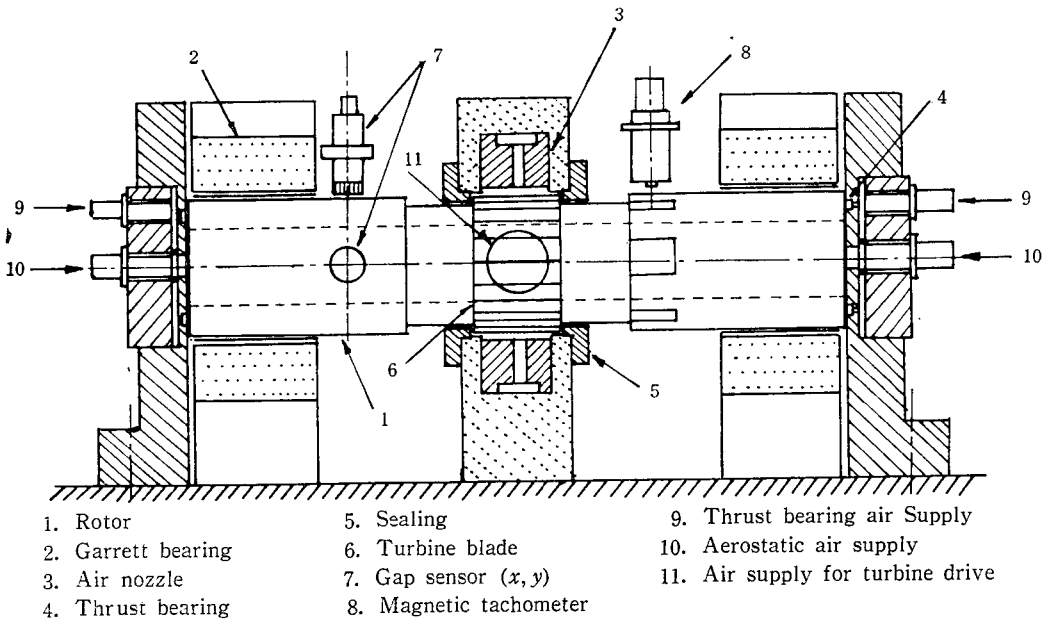
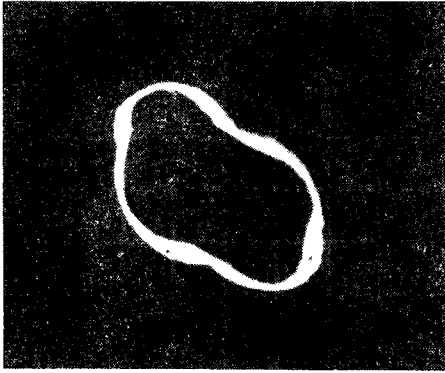


Fig. 12 Schematic diagram of experimental apparatus

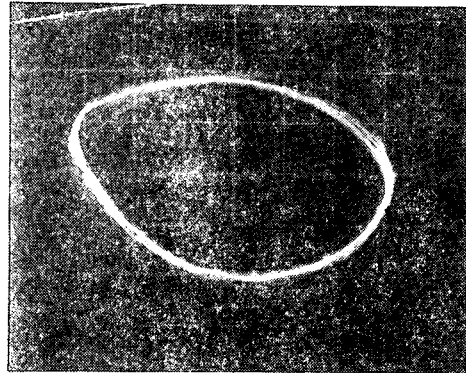
- 1. Rotor
- 2. Garrett bearing
- 3. Air nozzle
- 4. Thrust bearing
- 5. Sealing
- 6. Turbine blade
- 7. Gap sensor (x, y)
- 8. Magnetic tachometer
- 9. Thrust bearing air Supply
- 10. Aerostatic air supply
- 11. Air supply for turbine drive

양쪽 베어링이 닿는 저어널부분에 각 2열로, 각 열에 24개의 구멍을 형성시킨 것은 초기구동시 걸리는 지나치게 큰 토크를 줄이고, 구동초기에 베어링면과 저어널사이에 발생하는 경계마찰로 인한 베어링과 저

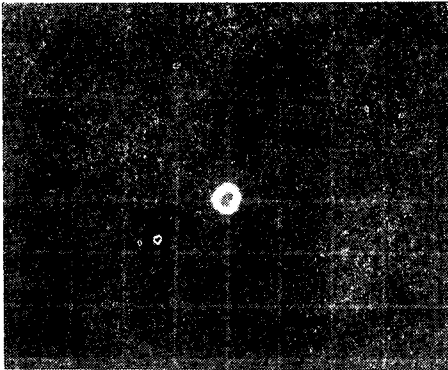
어널의 마멸과 마멸로 인한 열발생을 방지하기 위해서 초기에는 공기정압상태로 하여 구동시켜서 충분한 공기역학상태가 되기까지 저어널과 베어링판을 분리시키기 위한 방법이다.



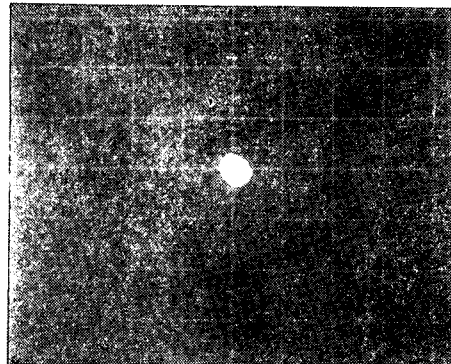
(a) Beginning of instability whirl (15,000 rpm, aerostatic)



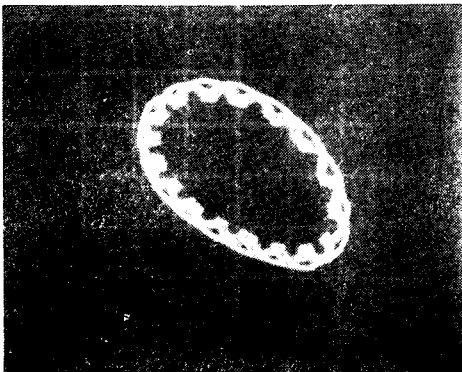
(b) Enlarged instability whirl (17,000 rpm, aerostatic)



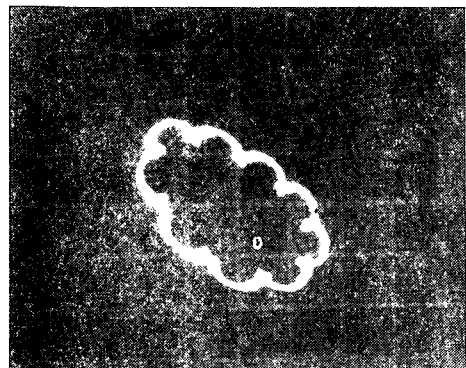
(c) Aerodynamic stable orbit (17,000~100,000 rpm)



(d) Beginning of an instability whirl (over 100,000 rpm, aerodynamic)



(e) Instability whirl ① (over 100,000 rpm)



(f) Instability whirl ② (over 100,000 rpm)

Fig. 13 Rotor orbit while increasing the rotational speed

이와 같은 회전축-베어링계의 스프링 및 뱀핑계수 (Fig. 8)를 이용하여 안정한계 속도를 계산한 결과  $n_{st}=122,400$  rpm 을 얻었으며 이때 여러가지 무차원 변수에 대한 자료는 Table 2에 수록되어 있다.

Fig. 12는 회전축-공기베어링계의 진동특성 실험장치에 대한 설명도이다. 축방향의 움직임을 제한하기 위하여 회전축 양측에 드러스트 베어링을 설치하였다. 이것은 둘레에 6개의 공기노즐을 통하여 4기압의 공기를 공급받는 공기정압 드러스트 베어링인데 회전축 측면과의 간극은  $10\ \mu\text{m}$ 이다.

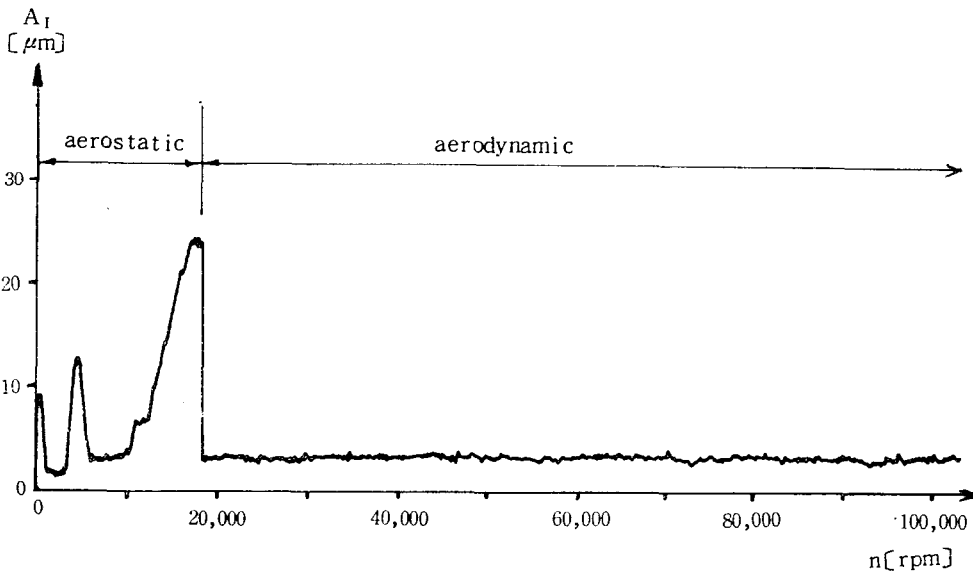
회전축의 진폭은 수평 및 수직방향으로 비접촉 변위계를 사용하여 측정하고 오실로스코프 상에 중심궤적을 관찰하는 한편 회전수도 비접촉 속도계로(100,000 rpm max.) 동시에 측정하여 X-Y기록기상에 진폭 對 회전속도의 그래프를 얻을 수 있게 하였다.

**Table 2** Value of parameters at the stability limit

Compressibility number	$A_e=1.595$
Bearing width ratio	$B/D=1$
Segment preload	$\bar{F}_v=0.06$
Spring coeff.	$\gamma_{pz}=0.03$
Journal eccentricity	$\varepsilon=0.43$
Load capacity	$\bar{F}_r=0.0465$
Minimum gap height	$H_{0, \min}=0.1764$
Atmospheric pressure	$p_a=101325$ Pas
Airviscosity	$\eta=1.8 \cdot 10^{-5}$ Pas
Bearing gap ratio	$\psi_s = \Delta R_s / r = 0.003$

회전축의 구동은 우선 드러스트 베어링에 4 bar, 회전축 내부 및 24개의 작은 구멍으로 통해있는 저어널 표면에 7.5 bar의 공기압을 형성시켜 회전축이 꺾판에 마찰없이 회전할 수 있도록 하고, 터어빈 익차에 압축공기를 분사시켜 가속시킨다(1,500 rpm/sec). 회전속도 15,000 rpm부터 공기정압 베어링의 불안정선회가 시작되고 이때에 꺾판과 저어널사이에 이미 공기역학 압력이 형성되었으므로 회전축내부를 통한 압축공기를 차단시켜 공기정압 베어링의 상태를 없애준다. 이때부터 회전축의 진폭은 급격히 작아지고 회전속도는 급격히 가속(5,000 rpm/sec)되어 100,000 rpm 이상이 될때 까지 15초 기량 소요된다.

Fig. 13은 회전축의 회전속도를 증가시킴에 따라 오실로스코프상에 나타난 몇가지 중요한 선회현상과 안정된 회전축의 진동궤적을 보여주고 있다. Fig. 14에는 진폭의 변화가 회전수에 대비되어 나타나 있다. 회전수 측정은 실장시험치의 제약으로 100,000 rpm 까지만 기록하였다. 진폭은 100,000 rpm 까지 안정된 상태를 유지하며  $4\ \mu\text{m}$  이하의 극히 적은 값을 나타내고 있어 꺾판 베어링의 우수한 진동특성을 알 수 있다. 이론적으로 계산한 안정한 계속도가 122,400 rpm 이고 회전축의 원주속도가 음속이 되는 회전수는 132,000 rpm 인데, 정확한 회전수는 측정 못하였으나 100,000 rpm 이 훨씬 넘는 회전수에서 불안정선회를 오실로스코프 상에 관측하였으므로 꺾판베어링의 이론적 해석은 실험결과와 근사하다 할 수 있다.



**Fig. 14** Amplitude vs. rotational speed of the test rotor



5. 결 론

접판베어링의 공기역학 운전상태에서의 하중지지 용량과 스프링 및 뎀핑특성을 이론적으로 해석하였으며 이들 베어링에 지지된 회전축의 진동특성들 안정성 위주로 고찰하였다. 실험적 연구를 위하여 접판베어링과 회전축을 설계, 제작하고 실험측정장치를 구성하여 회전수에 따른 회전축의 진동상태를 측정 및 관찰하였다.

초기구동시의 베어링과 회전축의 마찰력을 감소시키기 위하여 공기정압상태의 베어링을 위한 설계 및 가공을 수행하여 소기의 목적을 달성하였으며 특히 회전축의 고속구동을 위한 공기터어빈 블레이드(air turbine blade)설계 및 가공은 성공적이었다.

베어링-회전축계의 진동측정을 수행한 결과 회전수 100,000 rpm 까지 작은 진폭의 안정된 진동상태를 유지하여 접판베어링의 우수한 진동특성을 알 수 있었으며 실험실에서 제작한 것으로서 만족할 만한 성능을 얻은 점은 고속경량회전축 계의 개발 및 실제사용에 많은 가능성을 부여하였다.

이론적으로 미리 계산된 안정한계속도와 측정된 결과와의 근사함은 해석모델의 타당성을 보여 주었으며 실제에 더 가까운 해석모델 개선에 근거를 제공한다.

후 기

본 연구는 한국과학재단의 차관연구비 지원에 의하여 수행되었습니다. 이에 심심한 감사를 드리며, 아울

러 회전축을 정밀가공하는데 협조해 준 한국종합기계(주)에도 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Hunger. H.: Berechnung der Statischen und Dynamischen Kennlinien Aerodynamischer Federlager, Diss. Univ. Karlsruhe 1982
- (2) Tripett. R.J, Oh. K.P, Rohde. S.M,: Theoretical and Experimental Load-deblection Studies of a Multileaf Journal Bearing, ASME Design Engineering Conference, Chicago (Ill.), April 1978
- (3) 한동철, "저어널 베어링의 특성과 터어보기계류의 축진동에 관한 연구", 대한기계학회논문집, 제 7권, 제 4호, pp.469~476, 1983
- (4) Castelli. V & Pirvics. J.: Review of Numerical Methods in Gas Bearing Film Analysis. J. of Lubr. Techn., Trans. ASME, Series F, Vol. 90, 1968
- (5) Licht. L.: An Experimental Study of High-Speed Rotors Supported by Air-lu Bricated Foil Bearings, Part 1 : Rotation in Pressurized and Selfacting Foil Bearings, J. of Lubr. Techn., Trans. ASME, Series F, July 1969
- (6) Eshel. A.: Quasi-Static Analysis of Foil Journal Bearings for a Brayton Cycle Turboalternator. J. of Lubr. Techn., Trans. ASME, Series F, July 1975