

# 다엽형상의 포일을 사용한 공기 저널 베어링의 정특성에 관한 연구

김태호, 이용복, 김창호, 이남수\*, 장건희\*\*

한국과학기술연구원 트라이볼로지 연구센터

\*한양대학교 대학원 기계설계학과

\*\*한양대학교 공과대학 정밀기계공학과

## A study on hydrostatic characteristics of air-lubricated journal bearing using multi-leaf type foils

Tae-Ho Kim, Yong-Bok Lee, Chang-Ho Kim, Nam-Soo Lee\*, Gunhee Jang\*\*

Tribology Research Center, KIST

\* Department of Mechanical & Design Engineering, Hanyang University

\*\* Department of Precision Mechanical Engineering, Hanyang University

**Abstract** - The characteristics of multi-leaf foil bearing are investigated. The Foil bearing is preloaded and has several leaf foils modeled by curved beams. An analysis of the air foil bearing was performed, considering effects of foil deflection and compressible lubrication equation simultaneously. A parametric study shows that the number of foils significantly affect the static characteristics of air foil bearings and describes what the minimum film thickness means. The results include pressure profile, load capacity, dimensionless torque and minimum film thickness in the foil bearing.

**Key words**— Air foil bearing, Flexibility coefficient, Load capacity, Minimum film thickness, Dimensionless torque

### 1. 서론

고속 터보 머신은 고속 회전과 높은 정밀도를 요구하므로 주축의 지지 베어링으로 공기 포일 베어링을 사용하고 있다. Fig. 1은 공기 포일 베어링의 형태를 보여주고 있다. 공기 포일 베어링은 냉각, 보온 그리고 기압 조절 등을 위해 항공기에 쓰이는 공조 시스템(ECSs)의 핵심 부품 요소로서 사용되고 있으며 높은 신뢰도를 요구한다. 또한 공기 포일

베어링은 공기를 윤활제로 사용하기 때문에 윤활에 의한 오염이 거의 없어 식품, 의료 기기 및 에어컨 등에도 사용이 가능하다. 또한 작동 온도에 민감하지 않아 터빈의 고온부 끝단이나 팽창 터빈, 극저온 회전기 등을 지지하는 베어링으로의 사용이 적합한 것으로 알려져 있다. 한편 구조가 간단하여 적은 공간을 차지하며 다른 부수적인 장치의 사용이 필요하지 않아 산업용 기기 이외에 백색가전의 적용에도 검토되어 지고 있

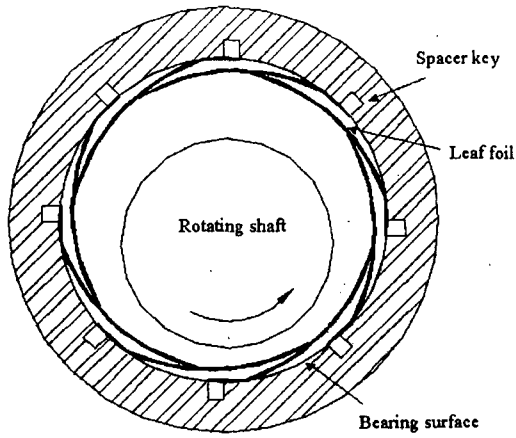


Fig. 1 Multi-leaf foil bearing

다.

공기 포일 베어링은 일반적인 구름 베어링과 비교했을 때 구름 요소에 의한 베어링 마찰 토크를 고려할 필요가 없어 동력 손실이 적고 구름 요소에 의한 열의 발생도 없어 구름 베어링을 대체하는 고속 회전 베어링으로의 사용을 위한 연구가 진행되고 있다. [1-5]

공기 포일 베어링의 정특성에 대한 연구는 베어링의 하중 지지 능력(load capacity)과 마찰 토크(friction torque) 등의 해석을 통해 이루어지고 있다.

Walowitz, S., et al. [1]은 직선 빔으로 포일을 가정하여 해석을 하였으며, K.P.Oh 와 S.M.Rohde [2]는 포일의 두께를 고려하지 않았다. 그리고 Agaraj k. Arakere와 H. D. Nelson [3]은 포일 사이의 면접촉을 고려하여 정적 상태에서의 하중 지지 능력을 연구했다.

본 논문에서는 포일의 두께와 곡률을 고려하였고 포일의 변형을 윤활 해석과 동시에 수행하여 하중 지지 능력을 계산하였다. 축의 회전속도, 편심률, 다엽 포일 개수의 변화에 따른 압력분포, 하중 지지 능력 및 마찰 토크에 대해 연구하였다.

## 2. 본 론

### 2.1 포일 베어링의 기하학적 구조

다엽형(multi-leaf type) 공기 베어링은 베어링 표면에 여러 장의 얇은 접판을 달아 접판의 자유단 끝(trailing edge)은 다음 접판의 중간면(mid span) 위에 얹혀져 있고 다음 접판의 자유단 끝은 그 다음 접판의 위에 얹히게 된다. 이런 과정을 접판의 개수만큼 반복하여 접판이 베어링의 원주를 따라 서로 맞물려 있게 되어 축을 지지하게 된다. 따라서 베어링의 표면은 이들 접판을 고정하여 주는 역할을 하며 축과의 접촉이 없다. 먼저 축이 삽입되기 전 포일의 형상을 결정하기 위하여 Fig. 2와 같은 포일의 기하학적 형태를 이용하여 다음과 같이 4개의 기하학적 관계를 유도해 낼 수 있다.[3]

$$\cos \gamma = \frac{(R_b - T)^2 + R_g^2 - R_l^2}{2(R_b - T)R_g} \quad (1)$$

$$R_l^2 + (R_b - T)^2 - R_g^2 - 2R_l(R_b - T) \cos \psi = 0 \quad (2)$$

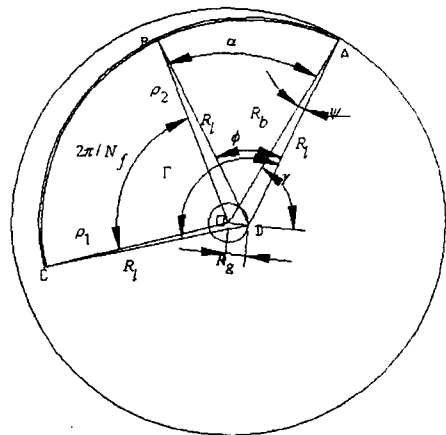


Fig. 2 Foil bearing geometry

$$R_g^2 + \rho_1^2 - R_l^2 - 2\rho_1 R_g \cos[2\pi - (\gamma + \alpha + 2\pi/N_f)] = 0 \quad (3)$$

$$R_g^2 + \rho_2^2 - R_l^2 - 2\rho_2 R_g \cos(\gamma + \alpha) = 0 \quad (4)$$

식 (1)부터 식 (4)에서  $\rho_1$ 과  $\rho_2$ 는 설계 시 아는 값으로 가정하고 반복적인 방법을 통해  $R_l$ ,  $R_g$ ,  $\alpha$ ,  $\gamma$ 를 구한다. 구한 값들은 포일 사이에 간섭이 없는지 확인한다.

## 2.2 다엽 포일 사이의 구속관계

Fig 3은 포일 사이의 힘의 구속 관계를 보여준다. F는 포일에 작용하는 외력이고, N은 포일 사이의 반력이다. 각각의 포일에 대한 외력과 반력은 이웃한 포일과 서로 종속적이므로 다음과 같이 유도된다.

$$\begin{aligned} N_i U'_{i,i} - N_{i+1} U'_{i+1,i} + F_i U'_{x,i} \\ = -N_i U'_{i,i-1} + N_{i-1} U'_{i-1,i} + F_i U'_{x,i} \end{aligned} \quad (5)$$

첨자  $i$ 는 포일 사이의 접촉점 순서를 나타내며  $j$ 는 포일의 순서를 나타낸다. 포일은  $R_l$ 의 곡률을 갖는 굽은 빔으로 가정하여 flexibility coefficient (U)를 구하였다.

윤활 방정식과 해석을 동시에 수행하는 경우, 포일에 작용하는 외력 F는 원주

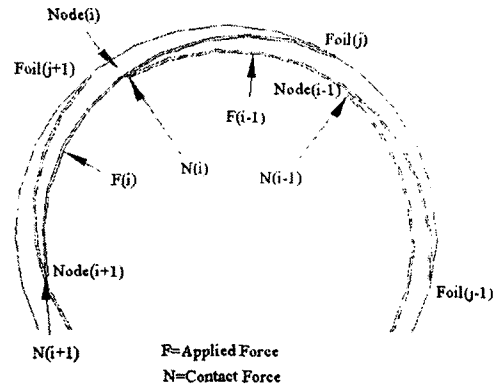


Fig. 3 Foil junction reaction forces

방향으로 나눈 격자에 대해서 확장될 수 있다. 식 (5)는 포일의 개수만큼 생성되며 원주 방향으로 한바퀴를 돌며 계산이 되어 포일 사이의 구속관계를 완성하게 된다. 그리고 이들은 다음과 같은 행렬식으로 표현된다.

$$[U_1] \{N\} = [U_2] \{F\} \quad (6)$$

이 행렬식으로부터 외력 F에 대한 반력 N과 변형량의 계산이 가능하다.

Flexibility coefficient (U)는 Castigliano's second theorem을 이용하여 다음과 같이 구해진다.

$$1) \psi \geq \theta$$

## NOMENCLATURE

$R_b$ = bearing radius	$\Gamma$ = foil angle
$R_g$ = generating circle radius	T = foil thickness
$R_l$ = foil radius of curvature	A = foil attachment point
$\rho_1$ = distance between the bearing center and trailing edge of foil	B = foil contact point
$\rho_2$ = distance between the bearing center and contact point	C = trailing edge
$\Psi$ = foil attachment angle	D = point on the generating circle
	O = bearing center

$$U_{ij} = \frac{R_i^3}{2EI} \left[ \psi \cos(\psi - \Theta) - \frac{1}{2} \sin(\psi - \Theta) - \frac{1}{2} \sin(\psi + \Theta) \right] \quad (7)$$

2)  $\psi < \Theta$

$$U_{ij} = \frac{R_i^3}{2EI} \left[ \Theta \cos(\psi - \Theta) + \frac{1}{2} \sin(\psi - \Theta) - \frac{1}{2} \sin(\psi + \Theta) \right] \quad (8)$$

식 (7)과 식 (8)에서  $\psi$ 는 포일에 단위 하중을 가하는 위치각을,  $\Theta$ 는 변위의 위치각을,  $U_{ij}$ 에서 첨자  $i$ 는 단위 하중이 가해진 위치를,  $j$ 는 변위의 위치를 의미한다.

포일의 힘-변형의 관계가 해석되면 공기 포일 베어링에 축을 삽입하게 된다. 축을 삽입하기 전에 베어링의 중심으로 부터 방사선 방향의 힘을 각 포일에 점차적으로 증가시키면서 가하면 포일이 변형하게 되는데, 이 과정을 베어링 내에 축의 삽입이 가능할 때까지 계속한다. 이런 과정은 공기 포일 베어링의 초기 예압(0.025mm)을 형성한다.

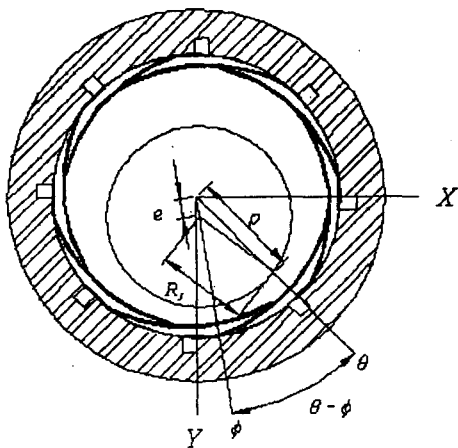


Fig. 4 Eccentric journal in a bearing

### 2.3 공기 윤활 유동 해석

Fig. 4는 편심된 윤활 틈새의 기하학적 형태 결정을 보여준다. 축의 편심량과 자세각을 고려하여 포일과 축 사이의 윤활 두께를 표현하면 식 (9)와 같다.

$$h(\theta) = \rho_0(\theta) - \{ e \cdot \cos(\theta - \phi) + \sqrt{R_j^2 - e^2 \cdot \sin^2(\theta - \phi)} \} \quad (9)$$

이 틈새는 공기 포일 베어링의 초기 윤활 틈새이며 압축성 유체에 대한 정상 상태의 레이놀즈 방정식인 식 (10)에 대입된다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial}{\partial x} (\rho h) \quad (10)$$

식 (10)을 공기 윤활이 이루어지는 표면상의 임의의 점을 둘러싼 검사 표면에 대하여 적분하고 Gauss Divergence Theorem을 적용하면 식(11)과 같다.

$$\int_{r_i} (PH^3 \nabla P - \Delta PH) \cdot ndl = 0 \quad (11)$$

여기서  $P$ ,  $H$  그리고  $\Delta$ 는 무차원화된 값들이다.

식 (11)을 중앙차분식을 이용하여 이산화된 윤활 방정식으로 표현할 수 있다.

### 2.4 다엽 포일의 변형을 고려한 공기 윤활 유동해석

식 (11)로부터 구해진 압력은 다엽 포일에 외력으로 다시 작용하여 포일을 변형시킨다. 이와 같이 외력에 대한 포일의 변형식과 레이놀즈 방정식을 동시에 만족시키는 해를 구하여, 공기 포일 베어링의 성능을 계산한다.

베어링 표면에 작용하는 압력을 변적분하면 힘을 구할 수 있으며, 이는 식 (12)

와 식 (13)과 같이 표현된다.

$$\overline{F}_x = \frac{1}{2 \cdot L/D} \int_0^{2\pi} \int_0^{L/D} (P-1) \sin \theta d\zeta d\theta \quad (12)$$

$$\overline{F}_y = \frac{1}{2 \cdot L/D} \int_0^{2\pi} \int_0^{L/D} (P-1) \cos \theta d\zeta d\theta \quad (13)$$

여기서 베어링 표면에서의 공기 윤활막의 압력은 축의 중심에 작용하는 반력과 같으므로 식 (14)와 같이 놓을 수 있다

$$\overline{W} = \sqrt{\overline{F}_x^2 + \overline{F}_y^2} \quad (14)$$

$\overline{W}$ : 회전축의 정하중

베어링 내의 무차원 압력 경계조건은 다음과 같다

$$\begin{aligned} P(\theta_{is}, \zeta) &= P(\theta_{ie}, \zeta) \\ &= P(\theta, \zeta = \pm \frac{L}{D}) = 1 \end{aligned} \quad (15)$$

$\theta_{is}$  과  $\theta_{ie}$  은 각 포일에서 축 지지부의 시작부와 끝단부를 가르키는 각도며  $L/D$  는 축의 직경으로 무차원화된 베어링의 길이이다. 포일의 두께  $T(0.25\text{mm})$  를 감안하면 시작부와 끝단부에서의 윤활두께는 상대적으로 큰 값을 갖게 되므로, 시작부와 끝단부에서의 압력은 대기압으로 가정하였다.[3]

### 3. 결과 및 고찰

본 논문에서는 축의 회전속도, 편심률, 다엽 포일 개수의 변화에 따른 베어링의 성능을 연구하였다. 해석에서 사용된 베어링의 사양은 Table 1에 나타내었다.

Fig. 5는 다엽 포일 베어링의 수치 해석 흐름도를 나타낸다. 먼저 해석할 포일 베어링의 형상과 치수를 계산한 후 베어링에 예압을 가하여 축을 삽입하는데, 이 때에 축과 베어링 사이의 미소

Table 1 Specification of test bearing

Radius of shaft	18.1954mm
Radius of bearing	19.05mm
Length of bearing	46.4mm
Foil radius of curvature	21.591mm
Foil thickness	0.254mm
Material of foil	STS304

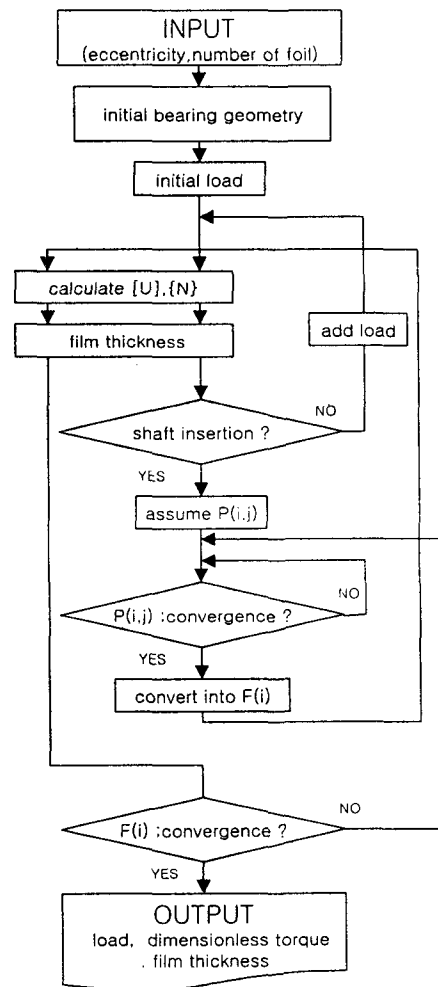


Fig. 5 Flow chart for numerical analysis

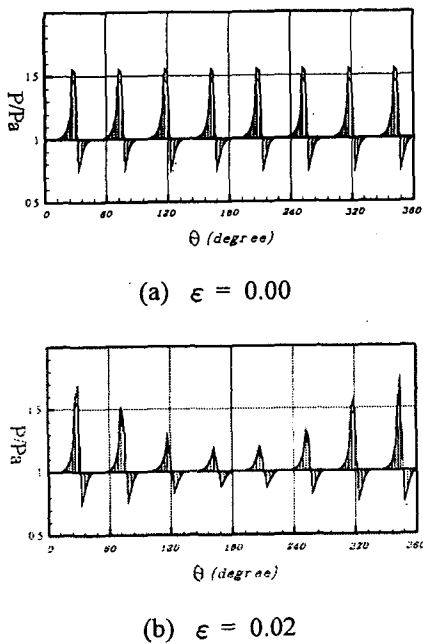


Fig. 6 Pressure distribution ( $\zeta=0$ ,  $\omega=50000\text{rpm}$ )

틈새를 형성하여 준다. 미소 틈새를 베어링의 초기 틈새로 대입하고 포일의 표면 위에 중앙 차분법을 적용하여 정상상태의 압축성 윤활 해석을 수행한다. 포일 표면 위에 계산된 압력은 다시 포일에 외력으로 가해져 포일을 변형시키는데 이렇게 윤활 두께가 갱신된다. 이때 포일에 가해진 외력을  $n-1$  단계의 값으로 할당하여 포일의 탄성 방정식과 공기 윤활 방정식의 동시해를 찾는다.

Fig. 6은 축이 50,000rpm으로 회전할 때 8개의 다엽 포일을 사용한 베어링 내부에서 발생한 압력을 나타낸 것이다. (a)는  $\epsilon=0.00$  일 때 베어링 내의 압력분포를 나타내며, (b)는  $\epsilon=0.02$  일 때의 압력분포를 나타낸다. (a)에서는 축이 베어링의 중앙에 위치하기 때문에 압력분포는 원주 방향을 따라 포일의 개수만큼 반복되고 있음을 알 수 있다. 포일마다

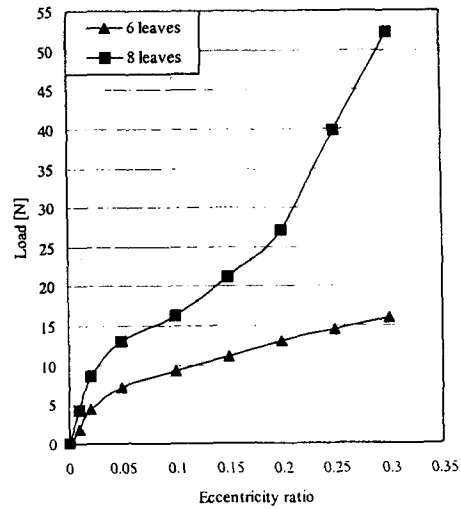


Fig. 7 Load capacity versus eccentricity ratio ( $\omega=50000\text{rpm}$ )

저압부가 형성되는 이유는 포일의 곡률이 회전축의 반지름 보다 커서 포일 하나에 고압부와 저압부가 모두 생기는 것으로 생각된다. (b)는  $\epsilon=0.02$  일 때의 압력분포를 보여주는데, 편심의 방향으로 압력의 증가를 가져오고 있음을 알 수 있다. 원주를 따라 전 구간에서 일반적인 유체 베어링과는 다르게 고압부가 형성이 되고 있는데, 베어링의 삼입 시 예압을 준 영향이 압력분포에 반영된 것으로 사려된다.

Fig. 7은 6-다엽과 8-다엽을 갖는 공기 포일 베어링에 대하여 회전속도 50,000 rpm일 때의 하중 지지 능력을 편심률에 따라 나타낸 것이다. 8-다엽 포일 베어링이 6-다엽 포일 베어링 보다 더 높은 하중 지지 능력을 보이고 있음을 알 수 있으며, 이는 다엽 형상을 갖는 공기 포일 베어링은 회전축과 베어링의 크기가 일정한 경우에도 포일의 곡률, 개수와 두께 등에 따라 베어링 내의 압력 형성과 윤활 틈새의 형성이 달라지기 때문이다. 두 베어링은 모두 작은 편심률에서

경사가 급격하다가 점차 완만해지고 있다. 편심률 0.05 내외에서 하중 곡선의 경사가 완만해지는 경향은 초기 예압이 있는 공기 포일 베어링의 강성은 편심이 작을 때에는 예압의 영향을 받다가 편심이 증가하면서 이러한 예압이 사라지게 되어 강성이 감소하는 결과로서 볼 수 있다.[1] 8-다엽 포일 베어링은 편심률이 0.2인 지점부터 하중 곡선이 급격한 경사를 이루며 상승하는데, 이것은 편심률이 증가함에 따라 최소 윤활 두께의 형성 위치가 포일의 중간면(mid span)으로부터 끝단부(trailing edge)로 이동하면서 최소 윤활 두께가 감소하였기 때문이라 생각된다. 한편 6-다엽 포일 베어링은 8-다엽 포일 베어링과 같은 급격한 경사 구간이 나타나지 않는데, 그 이유는 6-다엽 포일 베어링의 포일의 길이가 8-다엽 포일 베어링보다 길어 최소 윤활 두께가 급격히 감소하지 않기 때문이다.

Fig. 8은 최소 윤활 두께(mm)를 보여 준다.  $0.15 < \epsilon < 0.25$  구간에서는 최소 윤

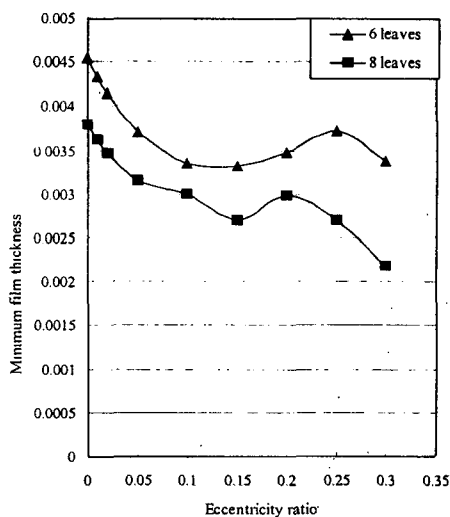


Fig. 8 Minimum film thickness versus eccentricity ratio ( $\omega=50000\text{rpm}$ )

Table 2 Bearing stiffness [N/m]

하중	포일 중간부 (mid span)	포일 끝단부 (trailing edge)
축 정지 시	$1.42 \times 10^5$	$9.40 \times 10^5$
축 회전 시	$1.73 \times 10^5$	$7.50 \times 10^5$

활 두께가 불규칙적으로 형성되는데 이는 최소 윤활 두께가 이웃한 포일로 이동할 때 나타난다.

Table 2는 공기 포일 베어링의 축 정지 시 포일의 하중 지지 능력과 축 회전 시의 공기 윤활을 고려한 하중 지지 능력을 계산한 결과이다. 두 경우 모두 포일의 중간부(mid span)에서보다 포일의 끝단부(trailing edge)에서의 하중 지지 능력이 더 높으며, 축 정지 시의 하중 지지 능력과 축 회전 시의 하중 지지 능력이 대략 최대 25%의 차이를 보이고 있다.

Fig. 9에서는 편심률이 0.2일 때의 회전

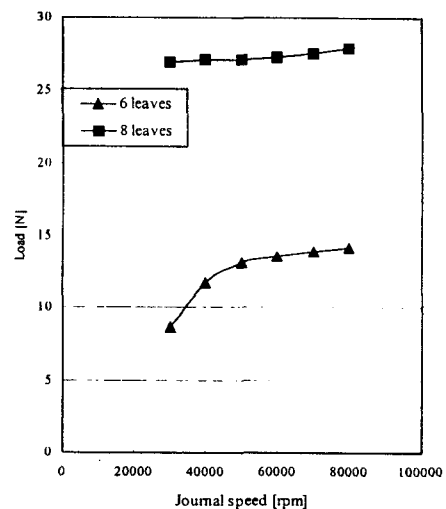


Fig. 9 Load capacity versus journal speed ( $\epsilon=0.2$ )

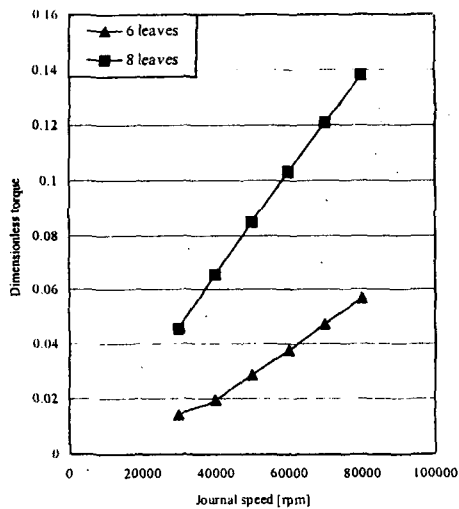


Fig. 10 Dimensionless torque versus journal speed ( $\epsilon=0.2$ )

속도에 대한 정하중을 도시하였다. 8-다엽 포일 베어링의 하중 지지 능력이 6-다엽 포일 베어링의 하중 지지 능력보다 큰 것을 알 수 있다. 회전 속도가 증가함에 따라 기울기가 완만해지는 경향을 보여주는데, 이는 회전 속도가 증가함에 따라 윤활 두께가 증가하게 되어 하중 지지 능력의 향상에 큰 영향을 미치지 못하기 때문이다.

Fig. 10은 Fig. 9와 같은 조건에서 축의 회전속도에 따른 무차원 토크를 보여주고 있다. 회전 속도에 따른 무차원 토크는 거의 선형적으로 증가함을 보인다.

#### 4. 결론

본 논문에서는 포일의 두께와 곡률을 고려하여 포일의 변형과 윤활 해석을 동시에 수행하였으며, 다엽 포일 베어링의 정특성을 해석한 결과에 대하여 다음과 같은 결론을 내릴 수 있었다.

i) 8-다엽 포일 베어링은 6-다엽 포일

베어링에 비하여 하중 지지 능력과 토크가 높으며, 최소 윤활 두께가 작다는 것을 알 수 있었다.

ii) 윤활을 고려한 강성값과 고려하지 않은 강성값은 대략 최대 25%의 차이가 있음을 알 수 있었다.

iii) 편심률이 커짐에 따라 하중 지지 능력은 증가하며, 8-다엽 포일 베어링의 경우 편심률이 0.2보다 큰 영역에서는 급격히 증가하였다.

iv) 회전 속도에 따라 하중 지지 능력과 토크 모두 증가하였고, 하중 지지 능력은 회전 속도가 증가함에 따라 기울기가 완만해지는 경향이 있다.

#### 후 기

본 논문은 과학기술부가 지원하는 특정연구개발사업 중 중점국가연구개발사업 (기계설비요소기술개발)으로 지원되어 수행하였습니다. 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

#### 참 고 문 헌

- [1].Walowit, s., et al.,1973., "Gas- Lubricated Foil Bearing Technology Development for Propulsion and Power Systems", Technical Representative AFAPL-TR-73-92, Air Force Aero Propulsion Laboratory, Air Force System Command Wright-patterson Air Force Base, Ohio.
- [2].K.P.Oh S.M.Rohde 1976 A Theoretical Investigation of the Multileaf Journal Bearing, ASME, J. of Applied Mechanics, pp. 237-242
- [3].Nagaraj K. Arakere and H. D. Nelson 1992, An Analysis of Gas-Lubricated Foil-Journal Bearings, STLE, Vol.35 pp.1-10
- [4].H. Heshmat and J.A. Walowit and O. Pinkus 1983, Analysis of Gas Lubricated Compliant Thrust Bearings, ASME, J. of Lu. Vol.105, pp. 638-646
- [5].C.A. Heshmat, H.Heshmat 1995 An Analysis of Gas-Lubricated, Multileaf Foil



Journal Bearings With Backing Springs ,  
ASME, J. of Tribology, Vol. 117, pp. 437-443  
[6]. Stephen. H. Crandall, Norman. C. Dahl  
and Thomas J. Lardner, An Introduction To  
The Mechnics of Solids second edition,  
McGRAW-HILL