

## 공기윤활 다엽포일 저널 베어링의 회전축 부상 특성에 관한 연구

이용복<sup>†</sup> · 김태호 · 김창호 · 이남수\* · 장건희\*\*

한국과학기술연구원 트라이볼로지 연구센터

\*한양대학교 대학원 기계설계학과

\*\*한양대학교 공과대학 정밀기계공학과

## A Study on the Lift-off Characteristics of an Air-lubricated Multi-leaf Foil Journal Bearing

Yong-Bok Lee<sup>†</sup>, Tae-Ho Kim, Chang-Ho Kim, Nam-Soo Lee\* and Gunhee Jang\*\*

Tribology Research Center, KIST

\*Department of Mechanical & Design Engineering, Hanyang University

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

**Abstract** – Lift-off means that the rotating journal surface separates from the leaf surface in an air-lubricated multi-leaf foil journal bearing. Lift-off builds up minimum film thickness which will provide load capacity between leaves and journal. In this paper, an analysis of air-lubricated multi-leaf foil journal bearing was performed with effects of multi-leaf foil deflection and compressible lubrication equation simultaneously. Minimum film thickness built up versus journal speed predicts the lift off characteristics and these results will be useful in designing and selecting the proper speed of the air-lubricated multi-leaf foil journal bearing.

**Keywords** –air-lubricated multi-leaf foil journal bearing, lift-off, load capacity, minimum film thickness.

### 1. 서 론

최근의 터보 기계류의 고속화 추세는 경량화와 더불어 고효율화의 저 비용인 에너지 절약형의 시스템으로 그 개발 경향이 바뀌어 가고 있다. 특히 공기 포일 베어링은 다른 윤활 시스템에 비하여 전단 마찰에 따른 에너지 소비가 적고, 또한 설치 초기 비용이 전자석 베어링(magnetic bearing)에 비하여 저렴하고 부가적인 중량 또한 적어 항공기 등의 공기정화장치용 시스템(ECS: environmental control system)의 공기 조절용 시스템(ACM: air cycle machine)의 베어링으로 혹은 보조동력 장치(APU: auxiliary power unit)의 베어링으로 사용된다. 또한 산업적 측면에서 볼 때 극저온 냉매를 사

용하는 화학 공정용 펌프 및 압축기의 지지 베어링으로도 점차 그 수요가 증가하고 최근에는 백색가전 및 군사용 터보펌프의 지지 베어링으로도 적용이 검토되고 있다[1-2].

이러한 공기 포일 베어링은 일반적인 구름 베어링과 비교했을 때, 구름 요소에 의한 베어링 마찰 토크가 거의 없어 동력 손실이 적고 구름 요소에 의한 열 발생 문제도 없어 구름 베어링을 대체하기 위해 활발히 연구가 진행되고 있다[3-7].

공기 포일 베어링은 초기 구동 시와 정지 시의 저속에서는 공기 윤활막이 형성되지 않으므로 포일의 표면에 고체윤활 코팅을 하여 사용한다. 그러나 회전축과 포일의 잦은 접촉(Rubbing)은 포일 표면의 고체윤활 코팅을 상하게 하여 포일 베어링의 수명을 단축시킬 우려가 있다. 따라서 회전축이 포일로부터 부상(Lift-off)

<sup>†</sup>주저자 · 책임저자 : lyb@kist.re.kr

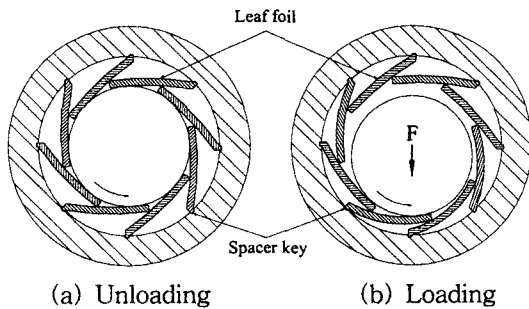


Fig. 1. Multi-leaf foil journal bearing.

하여 형성되는 최소윤활막의 형성은 포일 베어링의 안정성 및 내구성에 있어서 매우 중요하다.

Fig. 1의 (a)와 (b)는 공기윤활 다엽포일 저널 베어링의 개략도를 나타낸다. 회전축에 하중이 가해지면 각각의 다엽포일은 탄성을 유지하며 굽힘 변형을 하게 되어 윤활막 분포가 변형되며 축을 지지하게 된다.

이러한 형태의 공기 포일 베어링에 대하여 Walowit 등[3]은 다엽포일을 직선 보로 가정하고 1차원 레이놀즈 방정식을 풀어 해석하였으나 윤활 틈새의 압력 형성과 회전속도에 따른 윤활 틈새의 관찰을 통한 고찰이 미비하였으며, Oh와 Rohde[4]는 포일의 두께로 인한 원주 방향 유막 두께의 영향을 고려하지 않고 해석

을 수행하여 실제 모델과 거리가 있다. Arakere와 Nelson[5]은 포일 사이의 면접촉을 고려한 공기 포일 베어링의 이론적 해석을 수행하였는데 회전축의 하중 지지 능력을 정적 상태(non-rotating journal)에서의 하중 지지 능력으로 가정하여 해석을 수행하였다.

본 논문에서는 포일의 두께와 곡률의 영향을 고려하여 최소 윤활막 두께를 계산하였으며, 베어링의 초기 예압과 내부의 반력에 따른 포일의 탄성에 의한 영향을 고려하였다. 아울러 포일 변형의 계산을 윤활 해석과 동시에 수행하므로써 하중 지지 능력의 계산 뿐 아니라 압력 형성에 따른 최소 윤활막 두께 계산의 정확성을 높였다. 수치해석 결과는 Walowit 등[3]이 해석한 베어링 치수를 무차원으로 대입하여 하중지지 능력을 비교하였으며, 최소 윤활막 형성을 관찰하고 이를 통해 공기윤활 다엽포일 저널 베어링의 부상 특성을 고찰하였다.

## 2. 이론적 고찰

### 2-1. 포일 베어링의 기하학적 구조

다엽포일 저널 베어링은 베어링 표면에 여러 장의 얇은 겹판을 부착하여 겹판의 자유단 끝(trailing edge)이 다음 겹판의 중간면(mid span) 위에 얹혀져 있고

### NOMENCLATURE

|  |   |
|--|---|
| $C$ = reference bearing clearance ( $R_b - R_j - 2T$ )   | $F_x$ = static force in the $x$ direction                     |
| $D$ = diameter of bearing                                | $F_y$ = static force in the $y$ direction                     |
| $E$ = modulus of elasticity                              | $N_f$ = Number of leaf  |
| $F$ = applied force                                      | $R_b$ = bearing radius  |
| $H$ = dimensionless film thickness ( $h/C$ )             | $R_g$ = generating circle radius                              |
| $I$ = geometrical moment of inertia                      | $R_j$ = journal radius  |
| $L$ = bearing axial length                               | $R_l$ = foil radius of curvature                              |
| $N$ = reaction force                                     | $p_a$ = atmospheric pressure                                  |
| $O$ = bearing center                                     | $\mu$ = viscosity   |
| $P$ = dimensionless pressure ( $p/p_a$ )                 | $\rho$ = distance from bearing center to journal surface      |
| $T$ = foil thickness                                     | $\rho_1$ = distance from bearing center to trail edge of leaf |
| $U$ = flexibility coefficient                            | $\rho_2$ = distance from bearing center to mid span of leaf   |
| $\bar{U}$ = velocity of journal                          | $\alpha, \gamma$ = bearing geometric angles                   |
| $\bar{W}$ = dimensionless load capacity ( $F/(p_a LD)$ ) | $\theta$ = dimensionless horizontal coordinate ( $2x/D$ )     |
| $e$ = eccentricity                                       | $\zeta$ = dimensionless vertical coordinate ( $2z/D$ )        |
| $h$ = film thickness                                     | $\Lambda$ = compressibility number                            |
| $p$ = pressure   |   |
| $x$ = horizontal coordinate                              |   |
| $y$ = vertical coordinate                                |   |

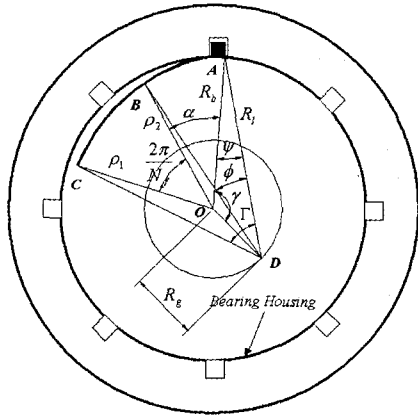


Fig. 2. Multi-leaf foil journal bearing geometry.

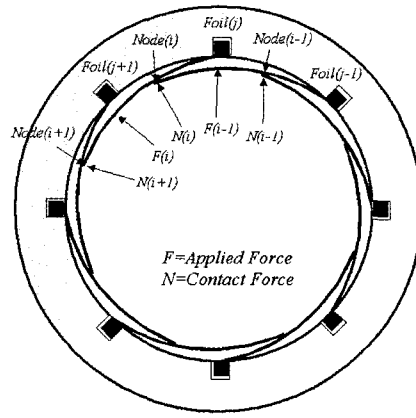


Fig. 3. Foil junction reaction forces.

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.

축이 삽입되기 전 다엽포일의 형상은 Fig. 2의 기하학적 관계로부터 구하며, 식(1)~(4)의 4개의 방정식으로 나타내어진다.

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

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

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

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

여기서  $\rho_1$ 과  $\rho_2$ 는 설계 시 아는 값으로 가정하고 반복적인 방법을 통해  $R_i$ ,  $R_g$ ,  $\alpha$  및  $\gamma$ 를 구한다. 구해진 해들은 다엽포일 사이의 간섭을 일으키지 않도록 한다.

### 2.2. 다엽포일 사이의 구속관계

Fig. 3은 다엽포일 사이의 접촉점에 의한 외력과 반력의 구속 관계를 보여준다.  $F$ 는 다엽포일에 작용하는 외력이고,  $N$ 은 반력이다. 각각의 다엽포일에 대한 외력과 반력은 이웃한 다엽포일과 서로 종속적이므로 식(5)와 같이 유도된다.

$$N_i U_{i,i} - N_{i+1} U_{i+1,i} + F_i U_{x,i} = -N_i U_{i,i}^{i-1} + N_{i-1} U_{i-1,i}^{i-1} + F_i U_{x,i}^{i-1} \quad (5)$$

첨자  $i$ 는 다엽포일 사이의 접촉점 순서를 나타내며,  $j$ 는 다엽포일의 순서를 나타낸다. 다엽포일을  $R_j$ 의 곡률을 갖는 굽은 보로 가정하여 flexibility coefficient,  $U$ 를 구하였다.

서로 이웃하여 종속된 다엽포일들의 힘-변형의 관계를 완성하기 위하여 식 (5)를 다엽포일의 개수만큼 확장하여 행렬식으로 나타내면 식 (6)과 같다.

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

따라서 다엽포일의 외력에 대한 반력과 다엽포일의 변형량 계산이 가능하다.

Flexibility coefficient,  $U$ 는 Castigliano의 정리를 이용하여 식 (7) 및 식 (8)과 같이 구해진다.

$$1) \phi \geq \theta \quad (7)$$

$$U_{ij} = \frac{R_j^3}{2EI} \left[ \phi \cos(\phi - \theta) - \frac{1}{2} \sin(\phi - \theta) - \frac{1}{2} \sin(\phi + \theta) \right]$$

$$2) \phi < \theta \quad (8)$$

$$U_{ij} = \frac{R_j^3}{2EI} \left[ \theta \cos(\phi - \theta) + \frac{1}{2} \sin(\phi - \theta) - \frac{1}{2} \sin(\phi + \theta) \right]$$

식 (7)과 식 (8)에서는 다엽포일에 단위 하중을 가하는 위치각,  $\theta$ 는 변위의 위치각,  $U_{ij}$ 에서 첨자  $i$ 는 단위 하중이 가해진 위치,  $j$ 는 변위의 위치를 의미하며, 식 (7)은 다엽포일에 가해지는 단위하중의 위치각이 변위의 위치각보다 큰 경우에 적용하며 식 (8)은 변위의 위치각이 단위하중의 위치각보다 큰 경우에 적용한다.

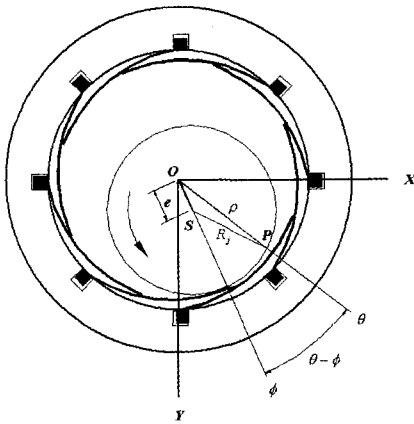


Fig. 4. Schematic diagram of multi-leaf foil journal bearing.

2.3. 공기윤활 유동 해석

Fig. 4는 편심된 저널의 기하학적 형상을 나타낸다. 저널의 편심량과 자세각을 고려하여 베어링의 중심, 점 O로부터 저널 표면 위의 점 P에 이르는 거리를 구하면 다음과 같다.

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

따라서 베어링의 중심, 점 O로부터 다엽포일 표면까지의 거리에서 점 O로부터 저널 표면까지의 거리를 제외하면 다엽포일 베어링의 윤활막 두께를 계산할 수 있다.

계산된 윤활막 두께는 공기 포일 베어링의 초기 윤활 틈새이며, 압축성 유체에 대한 정상 상태의 레이놀즈 방정식에 대입된다.

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

식 (10)을 Fig. 5와 같이 다엽포일 표면상의 임의의 점을 둘러싼 검사 표면에 대하여 적분하고 Gauss Divergence Theorem을 적용하면 식(11)과 같다.

$$\int_{\Gamma_v} (PH^3 \nabla P - \underline{\Delta} PH) \cdot \underline{m} dl = 0 \quad (11)$$

여기서 P, H 그리고  $\underline{\Delta}$ 는 무차원화된 값들이다. 식 (11)은 중앙차분식을 이용하여 이산화하여 수치해석된다.

2.4. 다엽포일의 변형을 고려한 공기윤활 유동해석

식 (11)로부터 구해진 압력은 다엽 포일에 외력으로

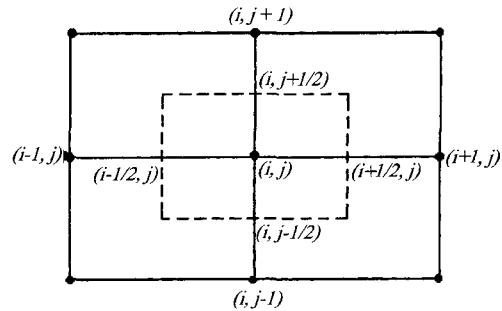


Fig. 5. Mesh system for F.D.M. analysis.

다시 작용하여 포일을 변형시킨다. 이와 같이 외력에 대한 포일의 변형식과 레이놀즈 방정식을 동시에 만족시키는 해를 구하여, 공기 포일 베어링의 성능을 계산한다.

베어링 표면 위에 작용하는 압력을 면적분하면 다엽 포일에 가해지는 외력을 구할 수 있으며, 이는 식 (12)와 식 (13)과 같이 표현된다.

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

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

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

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

베어링 내의 무차원 압력 경계조건은 식 (15)와 같다.

$$P(\theta_{is}, \zeta) = P(\theta_{ie}, \zeta) = P\left(\theta, \zeta = \pm \frac{L}{D}\right) = 1 \quad (15)$$

여기서  $\theta_{is}$ 와  $\theta_{ie}$ 는 각 포일에서 축 지지부의 시작부와 끝단부를 가르키는 각도, L/D는 축의 직경으로 무차원화된 베어링의 길이이다. 포일의 두께 T(0.254 mm)를 감안하면 시작부와 끝단부에서의 윤활두께는 상대적으로 큰 값을 갖게 되므로, 시작부와 끝단부에서의 압력은 대기압으로 가정하였다.

3. 결과 및 고찰

본 논문에서 해석한 공기윤활 다엽포일 저널 베어링의 사양을 Table 1에 나타내었다. 베어링의 해석을 위

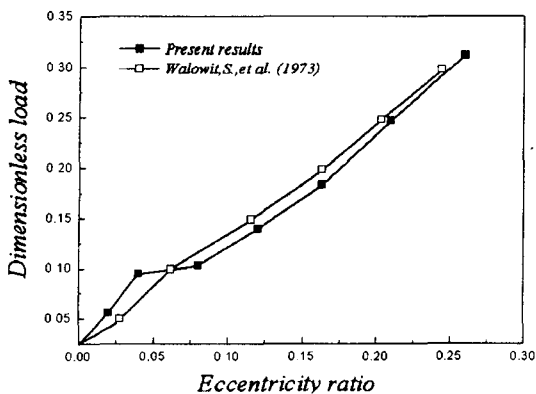
**Table 1. Specification of test bearing**

|                          |           |
|--------------------------|-----------|
| Radius of shaft          | 18.195 mm |
| Radius of bearing        | 19.050 mm |
| Length of bearing        | 46.400 mm |
| Foil radius of curvature | 21.591 mm |
| Foil thickness           | 0.254 mm  |
| Preload                  | 0.025 mm  |
| Number of leaf           | 8         |
| Modulus of elasticity    | 210GPa    |

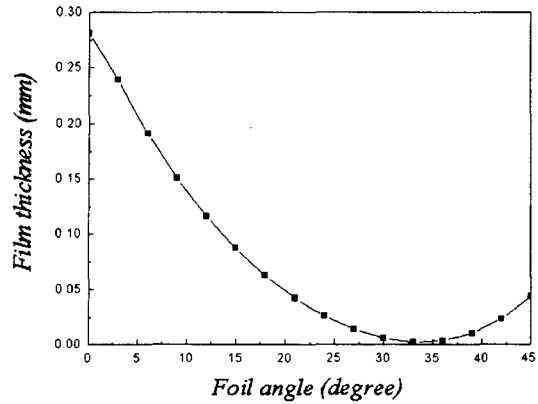
하여 먼저 해석할 포일 베어링의 형상과 치수를 계산한 후 베어링에 예압(25 μm)을 가하여 축을 삽입하는데, 이 때에 축과 베어링 사이의 미소 틈새를 형성하여 준다. 미소 틈새를 베어링의 초기 틈새로 대입하고 포일의 표면 위에 중앙 차분법을 적용하여 정상 상태의 압축성 윤활 해석을 수행한다. 포일 표면 위에 계산된 압력은 다시 포일에 외력으로 가해져 포일을 변형시키는데 이렇게 윤활 두께가 갱신된다. 이때 포일에 가해진 외력을 n-1 단계의 값으로 할당하여 포일의 탄성 방정식과 공기 윤활 방정식의 동시해를 찾는다.

Fig. 6은 Walowit등[3]이 해석한 결과와 비교한 하중선도로 편심률 0.075의 구간까지의 비선형성은 초기 예압에 의해 발생하는 것으로 생각되어 본 논문의 결과와 서로 잘 일치함을 보여준다.

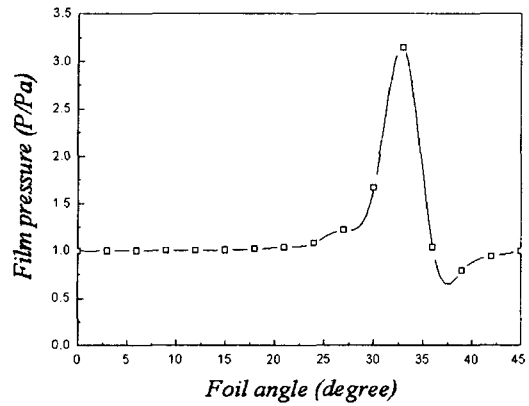
Fig. 7의 (a)와 (b)는 각각 정하중에 의해 편심된 베어링의 하중방향의 다엽포일에서 발생하는 윤활막 두께와 이에 따른 압력 형성을 보여준다. (a)에서 포일의 각도가 증가함에 따라 포일의 최소 윤활 틈새가 감소하다가 끝단부 근처에서 다시 증가하는데, 이렇게 최



**Fig. 6. Load capacity versus eccentricity ratio at 50,000 rpm.**



**(a) Film thickness distribution**



**(b) Pressure distribution**

**Fig. 7. Film thickness and pressure profile on a bottom leaf at eccentric journal.**

대 하중이 다엽포일의 끝단부(trailing edge) 근처에서 발생하며 따라서 이 부분에서 회전하는 저널과의 접촉 문제가 발생할 소지가 있다. 최소 윤활 틈새를 지난 이후에 다시 증가하는 윤활 틈새는 (b)에서 나타나는 음압의 발생을 야기시킨다.

Fig. 8은 공기윤활 다엽포일 저널 베어링의 회전속도에 따른 하중선도를 나타낸다. 일반적으로 회전 속도의 증가는 윤활틈새의 압력을 증가시켜 저널을 다엽포일로부터 부상(lift-off)시키게 되며, 따라서 하중선도가 선형적으로 증가함을 알 수 있다.

Fig. 9와 Fig. 10은 회전속도 50,000 rpm에서 각각 베어링의 중심에서 회전하는 저널과 0° 방향으로 편심되어서 회전하는 저널에 의해 윤활틈새에서 형성되는 압력분포를 보여준다. Fig. 11과 Fig. 12는 각각 베어링의 중심에서 회전하는 저널과 0° 방향으로 편심되어

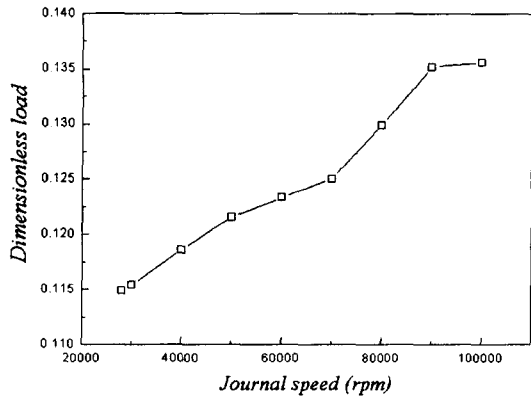


Fig. 8. Load capacity versus journal speed (eccentricity ratio : 0.1).

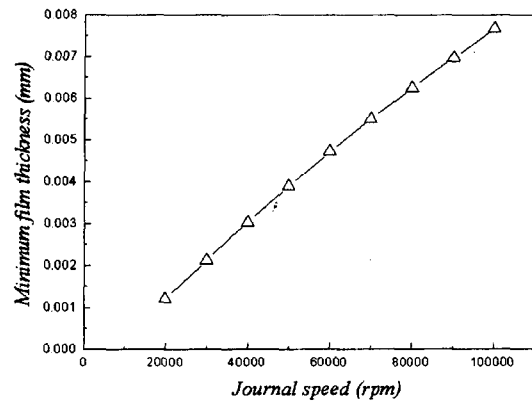


Fig. 11. Minimum film thickness at center of a bearing.

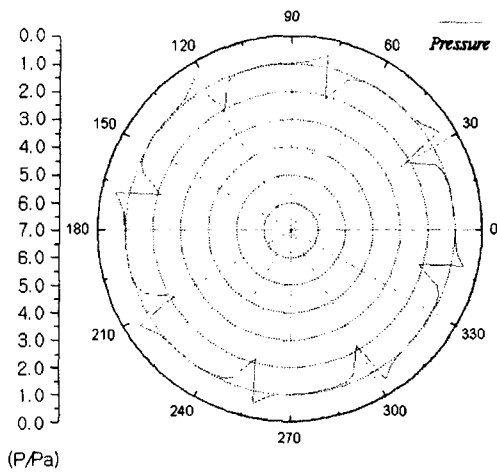


Fig. 9. Pressure profile at center of a bearing.

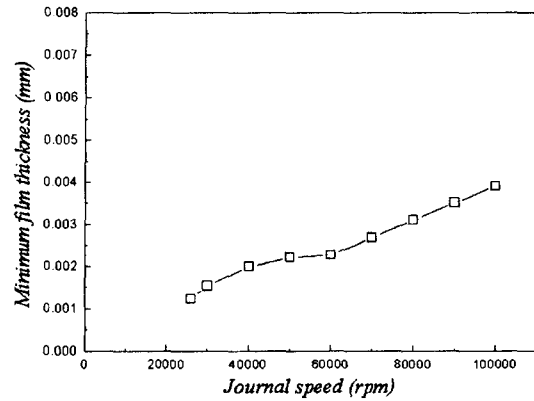


Fig. 12. Minimum film thickness at eccentric journal (eccentricity ratio : 0.2).

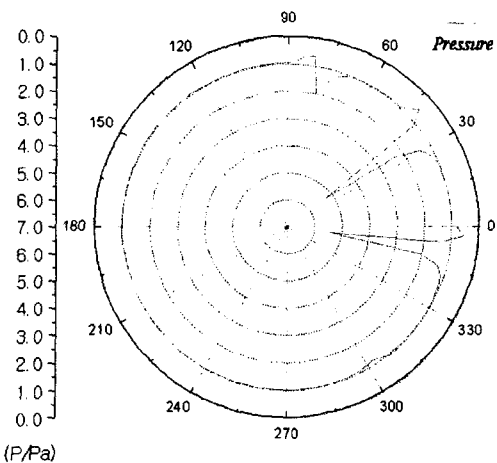


Fig. 10. Pressure profile at eccentric journal (eccentricity ratio : 0.2).

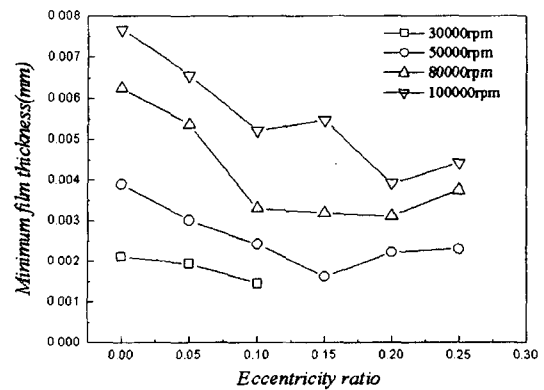


Fig. 13. Minimum film thickness versus eccentricity ratio.

서 회전하는 저널에 의한 회전속도에 따른 최소윤활 틈새의 변화를 나타낸다. 공기윤활 다엽포일 저널 베어링에서 저널이 부상하기 위해서는 저널을 감싸고 있

는 다엽포일을 부상시키기 위한 임의의 회전속도가 요구되며, 따라서 Fig. 11로부터 최소 20,000 rpm 이상으로 저널이 회전하여야 함을 알 수 있다.

Fig. 13은 저널의 편심률에 따른 최소 윤활 틈새의 변화를 나타낸다. 편심률이 증가함에 따라 최소 윤활 틈새는 점차 감소하다가 편심률이 커짐에 따라 다시 증가하는 비선형성을 보이는데, 편심이 증가하며 변형된 다엽포일의 압력형성 면적이 넓어지면서 최소윤활막 두께가 증가하는 것으로 보인다. 이는 유체탄성역학(elastohydrodynamics)적인 영향에서 기인한다.

#### 4. 결 론

본 논문에서는 공기윤활 다엽포일 저널 베어링의 정특성 해석을 통해 부상 특성에 관한 연구를 수행하였으며, 해석한 결과에 대하여 다음과 같은 결론을 내릴 수 있었다.

- 1) 공기윤활 다엽포일 저널 베어링은 저널을 감싸고 있는 다엽포일로부터 저널이 부상하며, 이를 위해서는 임의의 값 이상의 저널 회전속도가 요구된다.
- 2) 다엽포일 저널 베어링의 중심에서 회전하는 저널에 의한 최소윤활 틈새의 변화 관찰을 통해서 베어링이 요구하는 최소 저널 부상 속도를 예측할 수 있다.
- 3) 편심률이 증가함에 따라 하중 지지 능력은 증가하며, 편심률이 커지면 베어링 표면을 형성하는 다엽포일의 변형에 의한 최소 윤활 틈새의 비선형적인 증가를 가져온다.
- 4) 공기윤활 다엽포일 저널 베어링은 편심률과 회전 속도에 따라 베어링 표면을 형성하는 다엽포일이 변형하며 최소 윤활 틈새를 형성하는데, 이는 유체탄성역학(elastohydrodynamics)적 문제로 수치해석될 수 있다.
- 5) 공기윤활 다엽포일 저널 베어링의 부상 특성과 윤활 틈새 형성의 예측을 통해 추후 가용 회전속도 및 가공 정밀도 등을 고려한 베어링의 설계 자료로 활용이 가능하다.

#### 후 기

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

#### 참고문헌

1. Savile, M., Gu, A., and Capaldia R., "Liquid Hydrogen Turbopump Foil Bearing," AiAA-91-2108.
2. 권계시, 지유철, 이상욱, 최문창, "포일베어링을 사용한 고속원심압축기의 동특성," 한국소음진동공학회 학술대회 논문집, pp.1450-1454, 2000.
3. Walowit, s., et al., "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., 1973.
4. Oh, K. P. and Rohde, S. M., "A Theoretical Investigation of the Multileaf Journal Bearing," ASME, J. of Applied Mechanics, pp. 237-242, 1976.
5. Arakere, N. K. and Nelson, H. D., "An Analysis of Gas-Lubricated Foil-Journal Bearings," STLE, Vol. 35 pp.1-10, 1992.
6. Heshmat, H., Walowit, J. A. and Pinkus, O., "Analysis of Gas Lubricated Compliant Thrust Bearings," ASME, J. of Lubrication Vol.105, pp. 638-646, 1983.
7. Heshmat, C. A. and Heshmat, H., "An Analysis of Gas-Lubricated, Multileaf Foil Journal Bearings with Backing Springs," ASME, J. of Tribology, Vol. 117, pp. 437-443, 1995.
8. Crandall, S. H., Dahl, N. C. and Lardner, T. J., "An Introduction to the Mechanics of Solids," second edition, McGRAW-HILL.