

틸팅 패드 기체베어링의 정상상태 성능해석

권대규*

Steady-State Performances Analysis of a Tilting-Pad Gas Bearing

Tae-Kyu Kwon*

Key Words: Tilting-pad gas bearing (틸팅패드 기체 베어링), Gas expander (기체 팽창기), Steady-state performance (정상상태 성능)

ABSTRACT

In this paper, the steady-state performances analysis of a tilting pad gas bearing(TPGB) are analyzed by using finite element method for compressible Reynolds' equation. TPGB is used in a high-expansion-ratio expander running at a speed of 230,000 rpm. In order to solve the nonlinear finite element equations, the Newton-Raphson method is applied. The variations of the loading capacity, friction force and tilting angle of a single pad v.s. eccentricity direction of eccentricity and bearing number are investigated. The condition for the equilibrium of a pad, which is important for safe working of the bearing, is stated. The performances of the three pad bearing such as loading capacity, friction moment are predicted.

1. 서론

고성능의 소형 헬륨 냉동 액화기에서 가장 문제가 되는 것은 헬륨 압축기와 팽창기 베어링 부분의 고장이다⁽¹⁾⁻⁽²⁾. 이는 기체 베어링의 강성과 감쇠 부족이 주원인으로 신뢰성이 있는 베어링의 개발이 필요하다. 그래서, 신뢰성이 있고 고속 회전기계에 적합한 베어링으로써 동압형 기체베어링이 개발되고 있다⁽³⁾⁻⁽⁷⁾. 최근 고속 회전기계에 사용되고 있는 틸팅 패드 기체 베어링 (Tilting-Pad Gas Bearing : TPGB)은 동압형 기체 베어링으로써 매우 안정적이고, 보통의 저널 베어링에서 발생하는 불안정한 진동을 최소로 억제 할 수 있다는 장점을 가지고 있다. 또한 높은 안정성 및 축 자체에 자동 조절 기능을 가지고 있어서 극저온 기계

및 고속 회전기계에 널리 사용되고 있다.

TPGB는 수많은 설계 변수의 자유도를 가지고 있어서 안정성 해석이 복잡하지만, TPGB의 정특성에 관해서는 이미 여러 가지 연구가 진행되어져 있는 실정이다. 예를 들어, Lund⁽⁹⁾와 Orcutt⁽¹⁰⁾는 TPGB의 정적 평형점, 강성 계수, 감쇠 계수의 검토 결과를 제공했고, Lund와 Pedersen⁽¹¹⁾들은 TPGB의 동특성에 대한 패드의 영향에 대해서 나타냈지만 패드의 관성 모멘트가 큰 경우 패드가 축의 운동에 추종 할 수 없고 위상 지연을 발생하여 TPGB이 불안정하게 될 가능성을 지적하고 있다.

본 연구에서는 고속 TPGB에 의해 지지되어진 로터 시스템의 정특성을 고찰한다. 축의 시간응답은 동적 레이놀즈 방정식과 축의 운동방정식의 해를 동시에 구함으로써 얻어진다. 그리고, 패드와 축사이의 기체막을 해석하기 위해서, 유한요소법을 적용하여 동적 압축성 레이놀즈 방정식을 유도하였고, 그것을 이용해서 TPGB의 정상상태 특성해석을 수행한다. 그리고, 예압의 변

* 전북대학교 기계공학과 연구원
E-mail : kwon6821@hanmail.net

화랑에 따른 정상상태를 중심으로 해석한다.

2. 기초방정식과 모델링

TPGB는 Fig. 1에 나타낸 것처럼 통상 3개의 틸팅 패드가 경사지게 지지하고 있는 피봇으로 구성된 구면 베어링이다. TPGB는 축의 회전에 의해 축 주위의 기체가 축과 패드사이에서 형성되는 기체가 압축되어 Fig. 2에서와 같은 압력 분포를 발생한다.

불안정 영역에 있어서의 기체 윤활막 압력의 변동에 대해서 패드의 경사각을 변화함으로써 안정화시킬

수 있다. Table 1은 TPGB의 매개변수를 나타내고 있다. 또한, TPGB은 패드 자체가 피봇에 의해 탄성적으로 지지되어 있어서 보다 고속 회전시에 발생하는 불안정 진동을 안정화시키는 장점을 가지고 있다.

본 연구에서는 압축성 레이놀즈 방정식이 비선형이기 때문에, 섭동 변수를 이용한 근사 해법에 의해서 정식화된다. 기체베어링의 지배 방정식은 압축성 레이놀즈 방정식을 이용하여 해석하였고, 이 비선형 방정식의 해를 구하기 위해서 이차원의 경우, 해석에 의한 해를 얻는 것이 불가능해서, 그 해를 풀기 위한 유한요소법⁽⁷⁾을 적용하여 수치계산을 수행하였다.

일반적으로 압축성 기체막에 있어서 레이놀즈 방정식⁽¹⁾⁻⁽²⁾은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(\frac{H^3}{2} \frac{\partial P}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(\frac{H^3}{2} \frac{\partial P}{\partial Z} \right) - \Lambda \frac{\partial}{\partial Z} (HP) = 0 \quad (1)$$

여기서, H 는 무차원 기체막의 두께, \bar{X} 는 무차원 좌표($=\bar{x}/R$), \bar{Z} 는 무차원 좌표($=\bar{z}/R$), P 는 무차원 압력($=p/p_a$)이다.

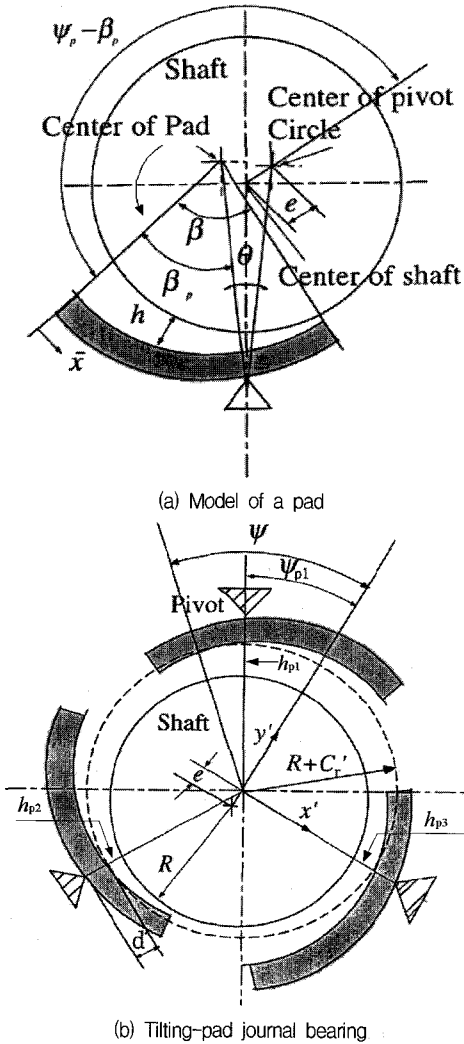


Fig. 1 Configuration of the TPGB and coordinate system of fluid film thickness

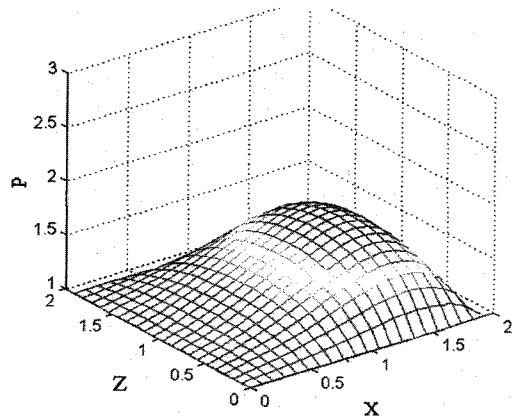


Fig. 2 Pressure distribution for a test problem

Table 1 Parameters of TPGB

Parameter	Value
Radius of shaft R (mm)	8
Bearing length L (mm)	15.4
Clearance C_r (μm)	20
Pad angular extent β (deg)	110
Pivot position β_p/β	0.65
preload ϵ_p	0.1~0.5

식 (1)을 무차원화 하기 위해 식 (2)의 무차원 량이 도입된다.

$$\begin{aligned} \bar{X} &= \frac{\bar{x}}{R}, \bar{Z} = \frac{\bar{z}}{R}, H = \frac{h}{C_r}, P = \frac{p}{p_a}, \\ \Lambda &= \frac{6\mu\omega}{p_a} \left(\frac{R}{C_r} \right)^2 \end{aligned} \quad (2)$$

여기서, C_r 는 간극(= $R_{pad} - R$), h 는 기체막의 두께, R 는 축의 반경, p 는 기체막의 압력, p_a 는 주위 압력, μ 는 기체 점도, ω 는 축의 각속도, Λ 는 베어링 변수이다.

기체베어링의 정특성을 해석하기 에는 우선, 식 (1)의 레이놀즈 방정식을 계산하여야 한다. 유체의 관성을 무시하고, 유체의 흐름을 2차원 압축성, 층류, 등온으로 가정하면, 베어링 간극내의 압력 분포를 구하기 위해서 압축성 레이놀즈 방정식 (1)은 식 (3)과 같이 표현 될 수 있다.

$$\nabla \cdot \left[\frac{H^3}{2} \nabla P^2 - \Lambda H P \right] = 0 \quad (3)$$

$$P = \bar{P} \text{ on boundary} \quad (4)$$

여기서, 압력 P는 경계상의 Dirichlet 조건을 만족하는 허용 함수이다. 식 (3)에서 유한요소로써는 등방성 4절점 사변형 형상요소가 사용되어지고, 유한요소의 보간 함수를 적용하여 이것을 좌표 변화하면,

$$\begin{aligned} \bar{X} &= \sum_{i=1}^4 N_i(\xi, \eta) \bar{X}_i = \{N\}^T \{ \bar{X}_m \} \\ \bar{Z} &= \sum_{i=1}^4 N_i(\xi, \eta) \bar{Z}_i = \{N\}^T \{ \bar{Z}_m \} \end{aligned} \quad (5)$$

이 된다. 여기서, $\{N\} = \{ N_1 \ N_2 \ N_3 \ N_4 \}$, i 는 패드 번호를 위한 지수이다.

기체막의 간극을 계산하기 위해서, 기체막의 간극을 C_r 로써 무차원화 하면 i 번째 패드의 무차원 기체막의 두께 H_i 는 식 (6)과 같이 된다.

$$\begin{aligned} H_i &= 1 + \epsilon \cos(\Psi_{\beta_i} - \beta_{\beta_i} + \bar{X}) \\ &+ \frac{R+d}{C_r} \theta_i \sin(\beta_{\beta_i} - \bar{X}) \end{aligned} \quad (6)$$

여기서, ϵ 는 편심율(= e/C_r), d 는 패드 표면으로부터 피봇 중심까지의 거리, β_{β_i} 는 i 번째 패드에서 끝

단에 피봇까지의 각도, Ψ_{β_i} 는 i 번째 피봇의 위치이다.

식 (6)에서 우변의 제 2 항은 축의 편심에, 제 3 항은 패드의 경사각에, 제 4 항은 패드의 변형과 예압에 기인한다. 여기서, 패드의 무차원 예압 $\epsilon_p (= e_p/C_r)$ 는 기체막 간극을 기준으로 한 피봇의 중앙 오프셋이고, 예압은 고속 회전시 반부하 방향의 패드가 불안정하지 않기 위해서 예압의 적용이 필수적이다. 한편, 예압이 존재할 경우 편심은 다음과 같이 계산된다.

$$\epsilon = (1 - \epsilon_p) \quad (7)$$

여기서, ϵ_p 는 패드의 무차원 예압(= e_p/C_r)이다. 압력 P를 얻기 위해서 식 (3)을 Galerkin 법을 이용하면 다음과 같은 대수방정식으로 얻어진다.

$$[A][P^2] - [E][P] + [F] = 0 \quad (8)$$

여기서,

$$\begin{aligned} [A] &= \sum_{m=1}^M [A_m], [A_m] \\ &= \int_{\Omega} \int_m [B_m]^T [D_m] [B_m] d\bar{X} d\bar{Z} \\ [E] &= \sum_{m=1}^M [E_m], [E_m] \\ &= \int_{\Omega} \int_m [B_m]^T [D'_m] [B_m] d\bar{X} d\bar{Z} \\ [F] &= \sum_{m=1}^M [F_m], [F_m] = \int_{\Omega} \int_m 2q [N_m] dS \\ [D_m] &= \begin{vmatrix} \frac{H^3}{2} & 0 \\ 0 & \frac{H^3}{2} \end{vmatrix}, [D'_m] = \begin{vmatrix} HA & 0 \\ 0 & 0 \end{vmatrix} \\ [B_m] &= \begin{vmatrix} \frac{\partial N_1}{\partial \bar{X}} & \frac{\partial N_2}{\partial \bar{X}} & \frac{\partial N_3}{\partial \bar{X}} & \frac{\partial N_4}{\partial \bar{X}} \\ \frac{\partial N_1}{\partial \bar{Z}} & \frac{\partial N_2}{\partial \bar{Z}} & \frac{\partial N_3}{\partial \bar{Z}} & \frac{\partial N_4}{\partial \bar{Z}} \end{vmatrix} \\ [C_m] &= \begin{vmatrix} N_1 & N_2 & N_3 & N_4 \\ N_1 & N_2 & N_3 & N_4 \end{vmatrix} \end{aligned}$$

식 (8)은 비선형 대수 시스템으로 Newton-Raphson 반복법을 이용해서 해를 구한다. 이 방법에 의해, $(k+1)$ 번째 반복의 압력은 다음과 같이 얻어진다.

$$\{P\}_{k+1} = \{P\}_k - [K]_k^{-1} f(\{P\}_k) \quad (9)$$

여기서, $\{f(\{P\})\} = [A]\{P^2\} - [E]\{P\} + \{F\}$

$$[K]_k = D \frac{\{f(\{P\}_k)\}}{\{P\}} = 2[A] \cdot \text{diag}(R_{1,k} P_{2,k} P_{3,k} P_{4,k} \dots P_{n,k}) - [E]$$

$$D\{f(\{P\})\} = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1(\{P\})}{\partial P_1} & \frac{\partial f_1(\{P\})}{\partial P_2} & \dots & \frac{\partial f_1(\{P\})}{\partial P_N} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \frac{\partial f_M(\{P\})}{\partial P_1} & \frac{\partial f_M(\{P\})}{\partial P_2} & \dots & \frac{\partial f_M(\{P\})}{\partial P_N} \end{bmatrix} = 2[A] \text{diag}(R_1 P_2 P_3 P_4 \dots P_n) - [E]$$

Newton-Raphson 방법⁽⁴⁾에서 $P_{i,j}$ 값을 수정하고, 어느 수렴조건이 달성될 때까지 반복계산을 수행한다. 수렴조건을 반복 오차는 식 (10)과 같이 정의된다.

$$\frac{\|\{P\}_{k+1} - \{P\}_k\|^2}{\|\{P\}_{k+1}\|^2} \leq \epsilon \quad (10)$$

여기서, 식 (10)은 5 번 반복 후에 10^{-6} 의 수렴정도를 갖는다. TPGB의 패드는 기체막 압력 및 마찰력에 기인하는 모멘트의 영향에 기인한다. 여기서, 무차원 합성 모멘트는 식 (11)과 같이 계산된다.

$$M_{p_i} = \int \int_{\Omega} (P-1) \sin(\beta_{p_i} - \bar{X}) d\bar{X}d\bar{Z} + \int \int_{\Omega} \frac{\tau_x}{P_o} \left[\left(1 + \frac{d}{R}\right) \cos(\beta_{p_i} - \bar{X}) - 1 \right] d\bar{X}d\bar{Z} \quad (11)$$

여기서, 우변의 제 1항은 기체막 압력, 제 2항은 마찰력에 의해서 구해진다. 기체의 점성응력은 식 (12)와 같이 표현된다

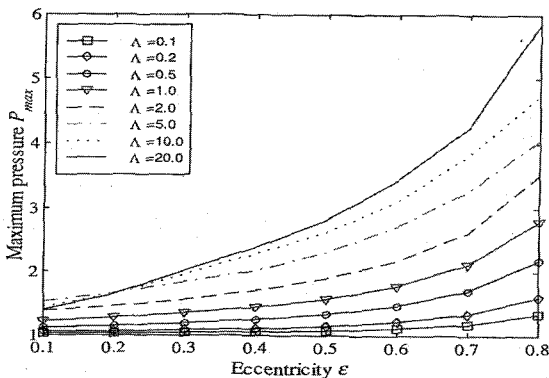


Fig. 3 Maximum pressure vs eccentricity

$$\tau_x = -\frac{h}{2} \frac{\partial P}{\partial x} - \frac{\mu}{h} u \quad (12)$$

실제의 패드의 경사각을 얻기 위해서, 식 (11)의 모멘트로부터 식 (13)과 같은 반복법이 적용된다.

$$\theta_{i,k} = \theta_{i,k-1} - \frac{\theta_{i,k-1} - \theta_{i,k-2}}{M_{i,k-1} - M_{i,k-2}} M_{i,k-1} \quad (13)$$

무차원 패드의 마찰력 및 부하능력을 식 (14)로 계산하고 3 개의 패드 베어링의 마찰 그리고, 부하능력은 식 (15)와 같이 유도된다.

$$F_{p_i} = \int \int_{\Omega} \frac{\tau_x}{P_a} \frac{R}{L} d\bar{X}d\bar{Z}$$

$$W_{p_i,x} = \int \int_{\Omega} (P-1) \cos(\psi_{p_i} - \beta_p + \bar{X}) \frac{R}{L} d\bar{X}d\bar{Z}$$

$$W_{p_i,y} = \int \int_{\Omega} (P-1) \sin(\psi_{p_i} - \beta_p + \bar{X}) \frac{R}{L} d\bar{X}d\bar{Z} \quad (14)$$

$$F = \sum_{i=1}^3 F_{p_i}$$

$$W = \sqrt{\left(\sum_{i=1}^3 W_{p_i,x} \right)^2 + \left(\sum_{i=1}^3 W_{p_i,y} \right)^2}$$

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{\sum_{i=1}^3 W_{p_i,x}}{\sum_{i=1}^3 W_{p_i,y}} \right) \quad (15)$$

여기서, ϕ 는 진폭각이다.

3. 정상 상태의 성능 결과 및 토론

3개의 패드로 이루어진 틸팅 패드 베어링의 성능을 평가하기 위해서, 우선 Fig.1의 두 번째 베어링 간극 h_{12} 를 갖는 패드 특성을 고려하여 계산된 패드의 압력

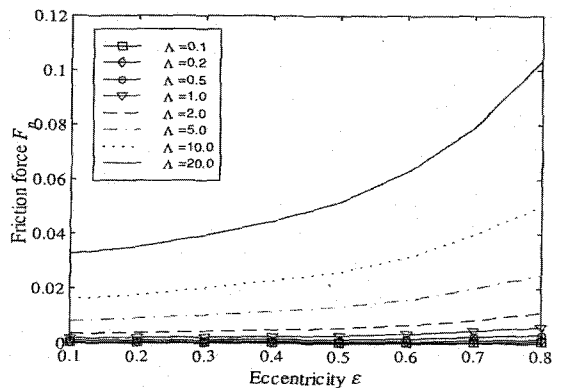


Fig. 4 Friction vs eccentricity

분포 예는 Fig. 2에 표시하고 있다.

Fig. 3은 편심 및 베어링 변수에 의한 최대압력의 변화를 표시하고 있다. 최대압력 P_{max} 는 편심과 함께 증가하고 있으나, P_{max} 의 베어링 정수 Λ 에 대한 변화는 임계점을 가진다. 임계점에 있어서의 Λ 의 값을 임계치라고 부르고, 임계 베어링 변수 Λ_{cr} 로 표시한다. 이 이유는 Fig. 7에서와 같이 베어링 정수가 0.1에서 5까지는 편심이 증가해도 베어링의 피치각이 감소하는 경향을 보이고 있으나, Λ 가 10과 20을 적용했을 경우, 편심 0.3 이하에서 편심이 증가해도 경사각이 증가하고 있다. 이러한 경향에 의해서 Fig. 3에서와 베어링 간극 H_0 의 함수인 베어링 정수 Λ 는 임계점을 가지고 있으며, 베어링 정수 Λ 가 임계치 Λ_{cr} 보다 클 경우, 패드의 하중성분은 그것에 의해 감소한다.

Fig. 4는 마찰력 F 의 편심에 의한 변화를 표시하고 있다. 마찰력은 편심 ϵ 와 Λ 에 의해 증가하고, F 와 Λ 의 관계는 Λ 가 속도 ω 의 선형함수이고, τ_x 는 주로 ω

에 의존하기 때문에 거의 선형적이며, 패드가 평형상태에 있을 경우, 마찰력의 영향이 무시되어 압력은 축의 중심에 작용한다.

Fig. 5는 베어링 변수 증가에 의한 편심 대 부하능력 W_0 의 관계를 표시하고 있고, Fig. 3과 같은 경향을 갖는다. 그리고, 부하능력도 편심에 의해 증가하나 부하능력 대 베어링 변수에 관한 임계점이 있는 것을 알 수 있다. Fig. 6은 편심과 베어링 변수에 의해 경사각의 변화를 표시하고 있다. 베어링 변수가 증가하면, 마찰 증가에 기인하는 경사각이 감소한다. 그러나, 경사각의 방향은 항상 부의 기호를 갖는다. 따라서, 경사각은 편심 ϵ 과 베어링 정수 Λ 가 증가하면 감소한다.

실제의 경사각은 기체막의 두께와 압력분포에 영향을 미치기 때문에, 부하능력에 따른 성능 계산을 고찰해야만 한다. 실제, TPGB의 부하능력은 편심과 베어링 변수에 의해서 변화하고, 베어링의 성능 및 신뢰성을 결정하는데 중요한 요소가 된다. 경사각은 패드의

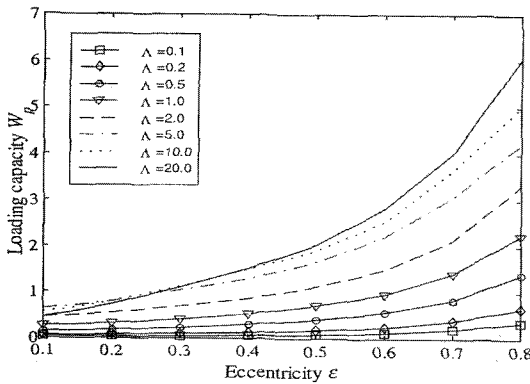


Fig. 5 Loading capacity vs eccentricity

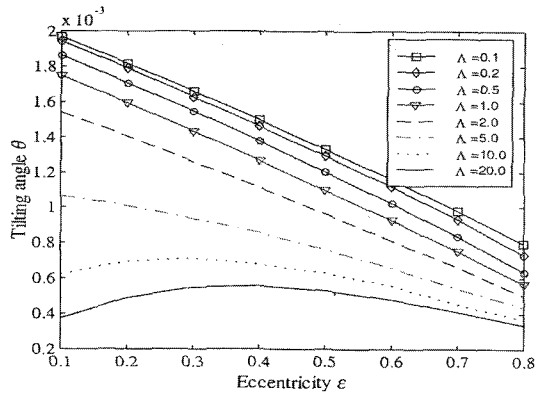
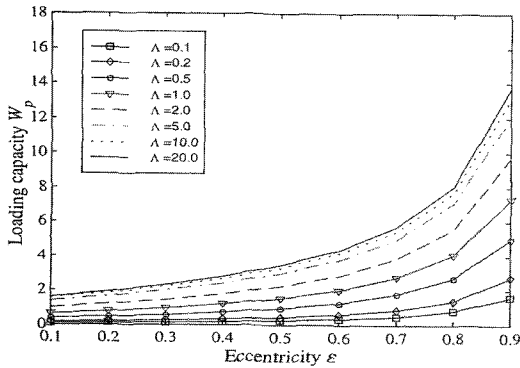
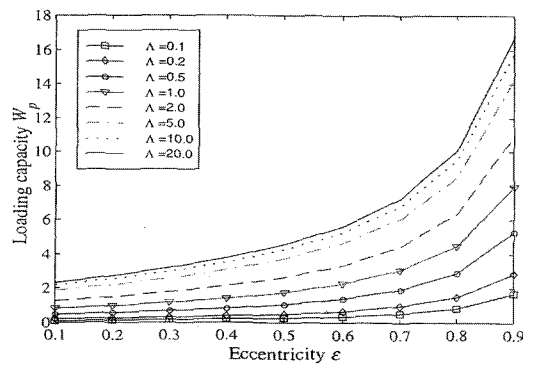


Fig. 6 Tilting angle vs eccentricity



(a) $\beta_n/\beta = 0.6$



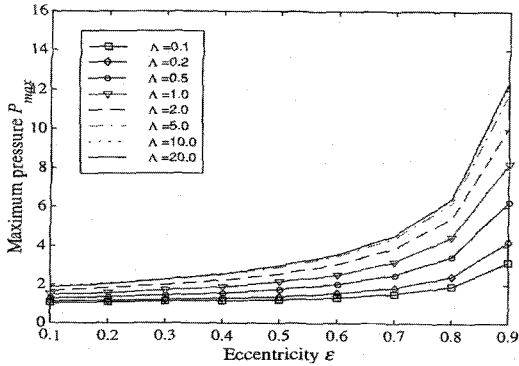
(b) $\beta_n/\beta = 0.65$

Fig. 7 Loading capacity vs eccentricity

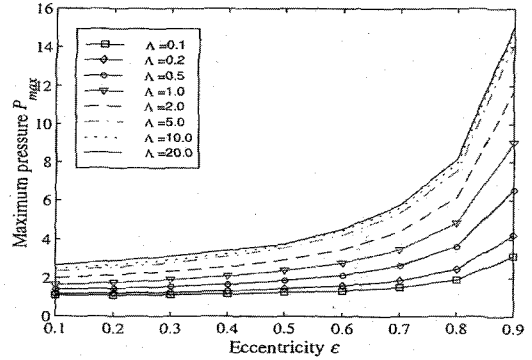
편심이 작고, 부의 방향으로 축이 움직일 경우, 압력 및 마찰력의 영향으로 균형을 얻을 수가 없다. 결과적으로 패드의 중요한 부분이 축과 접촉되어지고, 베어링은 정상적인 기능을 할 수 없게 된다. 그러나, 그 문

제는 식 (7)과 같은 패드에 무차원 예압을 적용함으로써 해결할 수가 있다.

Fig. 7-9는 3개의 패드 각각의 피복의 위치가 $\Psi_{p1} = 60^\circ$, $\Psi_{p1} = 180^\circ$ 그리고, $\Psi_{p1} = 300^\circ$ 일 경우, 베어링의

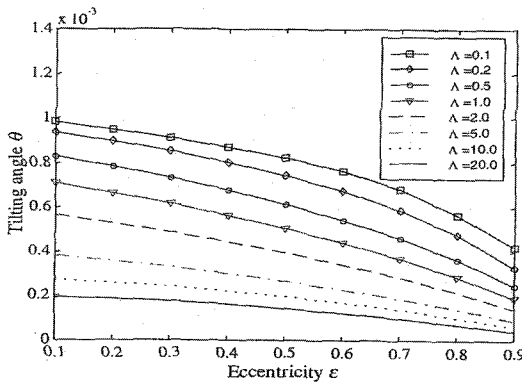


(a) $\beta_p/\beta = 0.6$, Preload = 0.5

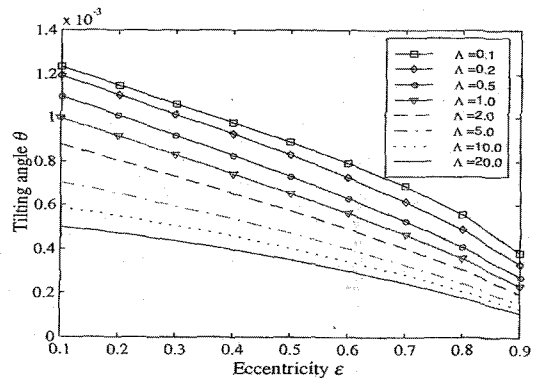


(b) $\beta_p/\beta = 0.65$, Preload = 0.5

Fig. 8 Maximum pressure vs eccentricity

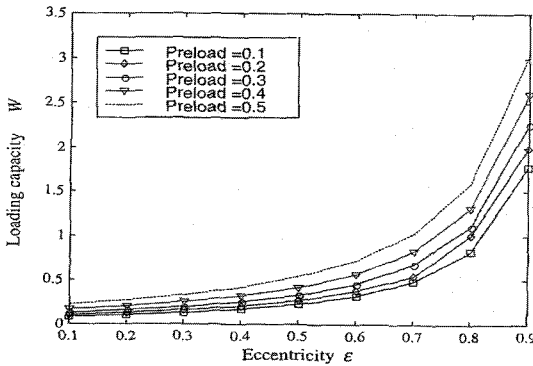


(a) $\beta_p/\beta = 0.6$

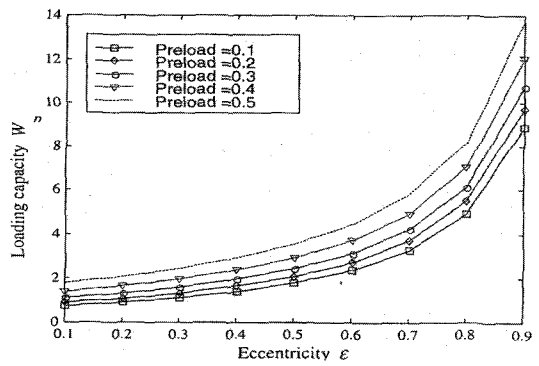


(b) $\beta_p/\beta = 0.65$

Fig. 9 Tilting angle vs eccentricity



(a) Rotating speed : 12000 rpm, $\beta_p/\beta = 0.65$



(b) Rotating speed : 230,000 rpm, $\beta_p/\beta = 0.65$

Fig. 10 Loading capacity vs eccentricity with preload variation

무차원 예압을 0.5로 정하고 계산한 결과를 표시하고 있다. Fig. 7과 8은 피벗의 위치가 0.6 과 0.65일 경우 하중능력과 최대압력의 수치계산 값을 표시하고 있다. 피벗 위치는 0.6 에 비해서 0.65의 경우가, 그리고, 베어링의 예압을 가하지 않을 경우와 비교해서 큰 하중능력과 압력이 얻어지는 것을 알 수 있다.

Fig. 9는 두 번째 피벗의 위치가 0.6과 0.65의 경우, 피치각의 변화를 표시하고 있다. 베어링의 편심과 베어링 변수가 증가하면 피치각은 감소하고, 피벗 위치가 0.65의 경우에는 마찰 증가에 기인하는 경사각의 영향이 크다.

Fig. 10은 축의 회전속도가 12,000 rpm, 230,000 rpm의 경우, 각 무차원 예압이 0.1, 0.2, ..., 0.5일 경우의 하중성분을 고찰한 결과이다. 축의 회전속도가 12,000 rpm일 경우 편심이 증가할수록 하중성분이 증가하고, 무차원 예압이 0.1에서 0.5까지 증가할수록 하중능력도 증가하는 경향을 보이고 있다. 또한 Fig. 10(b)에서는 펌프기의 운전속도인 230,000 rpm으로 회전할 경우와도 같은 경향을 보이고 있음을 알 수 있다.

4. 결 론

TPGB의 압축성 유체 윤활 문제를 해결하기 위해서 유한요소법 및 Newton-Rahpson방법을 조합하여 압축성 레이놀즈 방정식의 해를 구하고 정상상태 특성 결과를 얻었다.

1. 유한요소법 및 Newton-Rahpson 방법을 조합하여 계산하는 것은 압축성 레이놀즈 방정식의 해를 얻기 위한 효율적인 방법임을 알 수 있었다.
2. 부하능력과 최대압력의 수치계산 값은 피벗의 위치는 0.6 에 비해서 0.65의 경우가, 그리고, 베어링의 예압을 가하지 않을 경우와 비교해서 크게 얻어지는 것을 알 수 있었다.
3. 무차원 예압 ϵ_p 는 TPGB이 안정하게 동작하기 위해서 필요하고, 베어링의 예압을 가하지 않을 경우와 비교해서 패드의 예압을 적용함으로써 큰 하중능력과 압력이 얻어지는 것을 알 수 있다.

참고문헌

- (1) Ino, N., and Machida, A., 1992, "Development of

- High Expansion Ratio Helium Turbo Expander," *Advances in Cryogenic Engineering* Vol. 37, Part B, pp. 835~844.
- (2) Ino, N., and Machida, A., 1992, "Development of Externally Pressurized Thrust Bearing For High expansion Ration Expander," *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 37, pp. 817~825.
- (3) Elwell, R. C., and Findlay, J. A., 1968, "Design of Pivoted-Pad Journal Bearings," *ASME Paper No. 68-LubS-27*.
- (4) Castelli, V., Steveson, C. H., and Cunster, I. J. 1967, "Steady-State Characteristics of Gas-Lubricated, Self Acting, Partial-Arc Journal Bearings of Finite Width," *ASLE*, Vol. 7, pp. 153~167.
- (5) Hashimoto, H., Wada, S., and Yamamoto, S., 1985, "An Influence of Fluid Inertia Forces on the Dynamic Characteristics of Tilting-Pad Journal Bearing in Turbulent Flow," *Bull. JSME*, Vol. 28, pp. 919~923.
- (6) White, M. F., and Chan, S. H., 1992, "The Subsynchronous Dynamic Behavior of Tilting Pad Journal Bearings," *ASME, Journal of Tribology*, Vol. 14, pp. 167~173.
- (7) Reddi, M. M., and Chu, T. Y., 1970, "Finite Element Solution of the Steady-State compressible Lubrication Problem," *J. of Lubri. Tech., Trans. of ASME*, pp. 495~503.
- (8) Ha, H. C., Kim, H.J., and Kim, K. W., 1995, "Inlet Pressure Effect on the Thermo-hydrodynamic Performance of a Large Tilting Pad," *Journal Bearing, ASME, Journal of Tribology*, Vol. 117, pp. 160~165.
- (9) Lund, J. W., 1968, "Calculation of Stiffness and Damping Properties of Gas Bearing," *ASME, J. of Lubrication Technology*, Vol. 90, pp. 793~803.
- (10) Orcutt, F. K., 1967, "Steady-State and Dynamic Characteristics of the Tilting-Pad Journal Bearing in Laminar and Turbulent Flow Regimes," *Journal of Lubrication Technology, Trans. ASME, Series F*, Vol. 89, No. 3, pp. 392~404.
- (11) Lund, J. W., and Pedersen, L. B., 1989, "The Influence of Pad Flexibility on the Dynamic Coefficients of a Tilting Pad Journal Bearing," *ASME Journal of Tribology*, Vol. 109, pp. 66~70.