

선단압력을 고려한 대형 틸팅패드 저어널 베어링의 THD 성능에 관한 연구

하현천* · 김경웅** · 김영춘* · 김호중*

*한국중공업 기술연구소

**한국과학기술원 정밀공학과

A Study on the THD Performance of a Large Tilting Pad Journal Bearing Including the Inlet Pressure Effect

Hyun-Cheon Ha*, Kyung-Woong Kim**, Young-Chun Kim*, Ho-Jong Kim*

*Research and Development Center

Korea Heavy Industries and Construction Co.

**Department of Precision Engineering and Mechatronics

Korea Advanced Institute of Science and Technology

Abstract—The thermohydrodynamic(THD) performance of a large tilting pad journal bearing is investigated both theoretically and experimentally. The theory takes into account the three dimensional variation of lubricant viscosity and eddy viscosity, and the inlet pressure. Owing to the inlet pressure effect, the film pressure and load capacity are increased but the mixing temperature and bearing surface temperature are decreased. The continuous distribution of the film pressure and film thickness and the bearing surface temperature are measured along with the shaft speed and the bearing load, and they are compared with the theoretical results. The results obtained by the experiment are in good agreement with those by the theory including the inlet pressure effect. It is suggested that the three dimensional turbulent THD analysis including the inlet pressure effect is very useful to predict the performance of the large tilting pad journal bearing more accurately.

1. 서 론

대형 틸팅패드 저어널베어링에서는 유막의 점성마찰력 때문에 유막내에서 많은 열이 발생하게 되고 유체의 흐름도 거의 난류상태에 이르기 때문에 유막의 온도상승이나 난류가 동 베어링의 운전 특성에 많은 영향을 미치고 있다[1-7]. 그리고, 틸팅패드 베어링과 같이 윤활면이 불연속적인 베어링의 입구에서는 윤활제의 관성력에 의한 선단압력이 발생하는데, 이 선단압력은 유막내에서 발생하는 동수압의 경계 압력이 되기 때문에 선단압력이 유막의 압력분포와 부하능력 등에 직접 영향을 미친다[7-11]. 따라서 대형 틸팅패드 저어널베어링의 엄밀한 성능을 예측하는데는 온도상승과 난류는 물론이고 선단압력 또한 매우 중요한 요소가 된다. Taniguchi 등[4]은 대형 틸팅

패드 저어널베어링의 엄밀한 성능 해석을 위해서는 선단압력을 고려해야 함을 암시하였다. Ha 등[7]은 대형 틸팅패드 저어널베어링에 대한 실험 연구에서 동 베어링의 패드, 특히 하중을 받고 있는 하부 패드의 입구에서 상당히 큰 선단압력이 발생하며, 선단압력의 크기는 부하하중과 운전속도에 매우 민감함을 제시하였다. 그리고, 선단압력의 영향으로 인하여 예압이 없는 대형 틸팅패드 저어널베어링의 상부 패드의 유막 형상도 항상 췌기 형상을 유지함으로써 운전 중에 패드 선단부와 저어널면이 서로 고체 마찰되는 spragging 현상은 발생하지 않는다고 제시하였다. Kim & Kim[9]은 선단압력을 고려한 틸팅패드 저어널베어링에 대한 등온해석에서 선단압력이 베어링의 정적 특성과 동적 특성에 많은 영향을 미치고 있음을 제시하였다. 그리고, Kim & Kim[11]은 틸팅패드 저

어널베어링에서 선단압력에 대한 수치해석을 수행하여 선단압력의 크기는 축의 속도나 패드 입구에서의 유막두께와 같은 운전 조건과 밀접한 관계가 있음을 밝혔다. 그리고, 손실을 포함하는 베르누이 방정식을 이용하여 동 베어링에서 발생하는 선단압력의 크기를 간단하게 계산할 수 있는 손실계수를 수치해석에 의한 근사식으로 제시하였다. 이와 같이 선단압력이 틸팅 패드 저어널베어링의 운전 특성에 많은 영향을 미치고 있으며, 실험에서도 패드 입구에서 선단압력이 관찰되고 있음에도 불구하고, 대형 틸팅패드 저어널베어링에 대한 이론해석에서 선단압력이 무시되고 있는 실정이며, 선단압력이 동 베어링의 THD 성능에 미치는 영향에 대해서는 제시된 바 없다.

본 연구에서는 대형 틸팅패드 저어널베어링의 성능에 관한 보다 정확한 설계 자료를 제시하기 위해서 엄밀한 실험과 이론해석을 수행하여 선단압력이 동 베어링의 THD 성능에 미치는 영향을 제시하고자 한다. 이론해석에서는 유막의 점도변화와 난류, 그리고 선단압력을 고려한 3차원 난류열유체해석으로 베어링의 압력분포, 온도분포, 부하능력 등을 예측하며, 실험으로 압력분포, 온도분포, 부하능력 등을 측정한다. 그리고, 이론해석 결과와 실험 결과를 비교하여 이론해석 결과의 타당성을 제시하고자 한다.

2. 실험장치

본 실험에서는 대형 틸팅패드 저어널베어링에서 원주방향으로의 베어링면의 온도분포와 연속적인 유막압력 및 유막두께를 측정한다. 실험장치는 기 발표한 논문[6,7]에서 사용된 장치와 동일한 것으로서 시험 베어링의 직경과 폭은 각각 300.92, 149.5 mm 이고, 간극은 0.458 mm인 4패드 틸팅패드 저어널베어링이다. 각 패드는 똑같은 크기의 원호각(80°)으로 되어 있으며, 하중방향에 대칭된 구조로 패드 중앙이 피벗으로 되어 있다. 베어링면의 온도분포를 측정하기 위하여 베어링면의 중앙에 원주방향으로 36개의 copper-constantan 열전대를 심었다. 이때 베어링면의 온도가 검출될 수 있도록 열전대 hot junction을 베어링면에서부터 2 mm 이내까지 삽입되게 하였다. 그리고, 원주방향으로의 유막압력과 유막두께를 연속적으로 측정하기 위하여 저어널면의 중앙에 압력센서와 변위센서를 각각 한 개씩 설치하였으며, 이들로부터 나오는 신호는 slip-ring을 통하여 외부로 검출된다. 실험장치에 대한 보다 상세한 설명과 실험 방법에

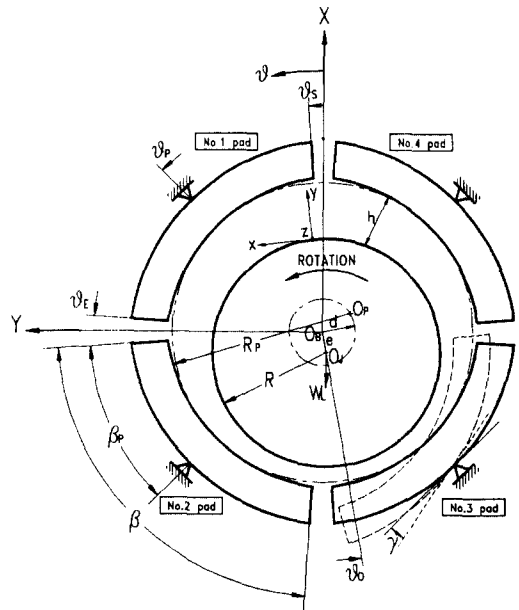


Fig. 1. Coordinate system for a tilting pad journal bearing

대해서는 참고문헌[6,7]에 나타나 있다.

본 실험에서 축의 회전속도는 최대 4200 rpm까지 조정하였으며, 부하하중은 0에서 20 kN 까지 조정하였다. 윤활유의 공급온도와 공급유량은 각각 40°C 와 120 l/min (i.e. 30 l/min for each pad) 로 일정하게 유지시켰다.

3. 이론해석

3-1. 지배방정식

Fig. 1은 본 해석에서 사용된 4-패드 틸팅패드 저어널베어링의 구조와 좌표계를 나타낸다. 유막의 점도변화 및 난류를 고려한 일반화된 레이놀즈방정식을 무차원 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{G} h^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \zeta} \left(\bar{G} h^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \zeta} \right) = \frac{(\partial h \bar{F})}{\partial \theta} \quad (1)$$

여기서

$$\bar{G} = \int_0^1 \left(\frac{f_2(\theta, 1, \zeta)}{f_1(\theta, 1, \zeta)} f_1(\theta, \eta, \zeta) - f_2(\theta, \eta, \zeta) \right) d\eta, \quad \bar{F} = \frac{f_2(\theta, 1, \zeta)}{f_1(\theta, 1, \zeta)}$$

$$f_1(\theta, \eta, \zeta) = \int_0^{\eta} \frac{d\eta'}{\bar{\mu}(1+v_r/v)}, \quad f_2(\theta, \eta, \zeta) = \int_0^{\eta} \frac{\eta' d\eta'}{\bar{\mu}(1+v_r/v)}$$

이며, \bar{h} 는 무차원 유막두께로서 다음 식으로 나타내진다.

$$\bar{h} = h/C_p = 1 - \varepsilon_p \cos(\theta - \theta_0) - m \cos(\theta - \theta_p) - \bar{\gamma} \sin(\theta - \theta_p) \quad (2)$$

윤활유의 점성계수는 온도만의 함수로 가정한다.

$$\mu = \mu(T) = \mu(x, y, z) = \mu_0 e^{-\alpha(T - T_0)} \quad (3)$$

와점성계수는 Reichardt가 제시한 벽법칙 모델을 이용하여 구한다.

$$\frac{v_t}{v} = k \left(\eta \sqrt{|\tau^*|} - \delta_+^+ \tanh\left(\frac{\eta \sqrt{|\tau^*|}}{\delta_+^+}\right) \right) \quad (4)$$

여기서 상수 k 와 δ_+^+ 은 각각 0.4와 10.7이며, $|\tau^*|$ 는 무차원 전단응력으로 다음 식으로 나타내지며,

$$|\tau^*| = Re_h \left(1 + \frac{v_t}{v} \right) \left(\left(\frac{\partial \bar{U}}{\partial \eta} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{W}}{\partial \eta} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (5)$$

아래의 보정계수를 이용하여 유동형태에 따라 식 (4)에서 구해진 와점성계수를 보정하여 준다.

$$\delta(\theta, \eta, \zeta) = \begin{cases} 0 & : Re_{c1} > Re_h \\ 1 - ((Re_{c2} - Re_h)/(Re_c - Re_{c1}))^{1/8} & : Re_{c1} \leq Re_h < Re_{c2} \\ 1 & : Re_{c2} \leq Re_h \end{cases} \quad (6)$$

여기서 Re_{c1} 은 층류에서 와류가 발생하는 임계 레이놀즈수이고, Re_{c2} 는 와류에서 난류가 발생하는 임계 레이놀즈로서 본 계산에서는 실험 결과[6]로부터 얻어진 $Re_{c1} = 650$, $Re_{c2} = 1100$ 을 사용한다.

저어널베어링에서 베어링의 간극은 저어널의 반경에 비해 거의 무시되고 즉, $C_p/R \ll 1$ 이고, 반경방향으로의 속도는 원주방향으로의 속도에 대해 선형적으로 변화한다고 가정하면, 난류를 고려한 3차원 에너지방정식은 다음과 같은 무차원 식으로 나타내진다.

$$\bar{U} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \theta} + \left(\frac{R}{L} \right) \bar{W} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \zeta} = \frac{1}{Pe} \frac{1}{\bar{h}^2} \frac{\partial}{\partial \eta} \left(1 + \frac{\mu}{\mu_0} \frac{Pr}{Pr^+} \frac{v_t}{v} \right) \frac{\partial \bar{T}}{\partial \eta} \quad (7)$$

$$\Lambda \frac{\bar{\mu}}{\bar{h}^2} \left(1 + \frac{v_t}{v} \right) \left(\left(\frac{\partial \bar{U}}{\partial \eta} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{W}}{\partial \eta} \right)^2 \right)$$

여기서 Pe 는 Peclet 수, Pr 은 Prandtl 수, Pr^+ 은 난류 Prandtl 수, 그리고 Λ 는 dissipation 수이며, 각각 다음과 같이 정의된다.

$$Pe = \rho c_p \omega C_p^2 / k, \quad Pr = \mu_0 c_p / k, \quad Pr^+ = v_t / \nu_H, \\ \Lambda = \mu_0 \omega / \rho c_p T_0 (C_p / R)^2$$

공동이 발생하는 영역에서는 완전한 유막이 형성되지 않고, 윤활유와 가스가 서로 혼합되어 유막을 형성하고 있다. 따라서 공동영역에서는 다음 식과 같이 유막폭비 즉, 유막파단이 일어나는 위치(θ)를 통과하는 유량이 공동영역($\theta_c \leq \theta \leq \theta_E$)에서 차지하는 비율로 조정계수 λ 를 정의하여

$$\lambda = \frac{\int_{-1/2}^{1/2} \int_0^1 \bar{h} \bar{U} d\eta d\zeta \Big|_{\theta_r}}{\int_{-1/2}^{1/2} \int_0^1 \bar{h} \bar{U} d\eta d\zeta \Big|_{\theta}} \quad (8)$$

에너지방정식의 dissipation 수, Λ 를 $\lambda \Lambda$ 로 치환하고, 유막의 열전도도는 다음과 같이 조정한다.

$$k = k_0 - \lambda(k_0 - k_c) \quad (9)$$

베어링 메탈 내부의 열전달은 아래의 열전도 방정식에 의해서 일어난다.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial \bar{T}_m}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \bar{T}_m}{\partial \theta^2} + \left(\frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial^2 \bar{T}_m}{\partial \zeta^2} = 0 \quad (10)$$

3-2. 압력 경계조건

유막압력은 레이놀즈 경계조건을 이용하며, 패드 입구에서 선단압력을 고려한다. 따라서 축방향으로의 대칭성을 고려하면, 유막압력에 대한 경계조건은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \bar{P} = 0 \text{ or } \bar{P}_i & \quad \text{at } \theta = \theta_0 \\ \bar{P} = 0 & \quad \text{at } \zeta = \pm 1/2 \\ \bar{P} = 0 & \quad \text{at } \theta = \theta_E \end{aligned} \quad (11)$$

(유막파단이 발생하지 않는 경우)

$$\bar{P} = \partial \bar{P} / \partial \theta = 0 \quad \text{at } \theta = \theta_c$$

(유막파단이 발생하는 경우)

여기서 \bar{P}_i 는 패드 입구에서 발생하는 선단압력이다. 선단압력은 패드 입구에서 축방향으로 포물선 형상으로 분포되어 있다고 가정한다.

$$\bar{P}_i = \bar{P}_{ic}(1 - 4|\zeta|^2) \quad (12)$$

여기서 P_{ic} 는 패드 중앙면에서의 선단압력이다.

손실을 포함하는 베르누이 방정식을 이용하여 선단압력의 크기를 구하면 다음 식으로 나타내 진다.

$$\bar{P}_{ic} = \frac{Re_i}{2} \frac{C_p}{R} (1 - c_i - \bar{u}_{im}^2) \quad (13)$$

여기서 c_i 과 \bar{u}_{im} 은 각각 손실계수와 입구부에서의 무차원 평균속도이다. 손실계수는 Kim & Kim[11]에 의해서 제시된 근사식을 이용하여 구한다.

$$c_i = -5.18\Gamma^{0.036}/Re_i^{1.38\Gamma - 0.082} + 0.75(1 - e^{-0.73\Gamma^{0.067}(Re_i/\Gamma)^{1/2}}) \quad (14)$$

그리고, 본 계산에서 예압이 없는 경우의 상부 패드는 항상 저어널면과 평행하며, 상부 패드에서는 유막압력이 발생하지 않는다고 가정한다.

3-3. 온도 경계조건

패드로 유입되는 윤활유의 입구온도는 공급구에서의 혼합온도와 같으며, 패드의 입구 및 출구부에서 주위로의 열전달은 없다고 가정한다. 혼합온도는 본 실험 연구의 결과로부터 다음 식과 같이 얻어진다.

$$T_{mix} = (\chi Q_{i'} + Q_s T_s + Q_n T_n) / Q_i \quad (15)$$

여기서

$$Q_i = \int_{-L/2}^{L/2} \int_0^h \lambda h U dy dz \Big|_{\theta_s}, \quad Q_n = \int_{-L/2}^{L/2} \int_0^h \lambda h U dy dz \Big|_{\theta_E},$$

$$Q_{i'} = \int_{-L/2}^{L/2} \int_0^h \lambda h U T dy dz \Big|_{\theta_E}$$

Q_s 와 Q_n 은 다음의 관계식에서 얻어진다.

$$Q_s = Q_i - \chi Q_i (\leq Q_b), \quad Q_n = 0 \quad \text{for } Q_i \leq (Q_b + \chi Q_i)$$

$$Q_s = Q_b, \quad Q_n = Q_i - (Q_b + \chi Q_i) \quad \text{for } Q_i > (Q_b + \chi Q_i)$$

여기서 Q_b 는 외부에서 패드 입구에 공급되는 유량이다. 그리고, χ 는 혼합계수로서, 본 연구에서는 $\chi=0.94$ 에서 실험 결과와 이론해석 결과가 서로 잘 일치하여 이를 사용한다. 단, 이론계산에서는 각 패드 공급구에서 입구유량에 비해 재순환 유량이 더 작으면, 그 부족한 양만큼 외부에서 차가운 윤활유가 공급된다고

가정한다[6]. 이들 공급되는 유량의 합이 결국 베어링에서 완전한 유막을 형성하는데 필요한 외부에서 공급되어야 할 최소한의 공급유량이 된다. 즉,

$$Q = \sum_{i=1}^{N_p} Q_b^i, \quad Q_b = Q_i - \chi Q_i \quad (Q_b \geq 0) \quad (16)$$

여기서 N_p 는 패드의 개수이다.

축 표면에서의 온도 경계조건으로 등온조건을 사용하며, 축표면의 온도는 유막의 원주방향으로의 평균온도와 같다고 가정한다. 즉,

$$T_j = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} T_a d\theta \quad (17)$$

여기서

$$T_a = \int_0^1 T d\eta$$

베어링면에서는 유막온도와 베어링면의 온도가 같고, 패드 외부에서는 자연 대류만 일어난다고 가정한다.

3-4. 계산순서

본 계산에서 지배방정식의 해는 국소 전단응력, 온도, 압력 등이 동시에 수렴될 때까지 유한차분법에 의한 반복 수치해석으로 구하였다. 그리고, 패드의 자세각은 Newton-Raphson 반복 계산법을 이용하여 수렴시켰다. 베어링 전체의 열적 평형 조건을 만족하기 위한 수렴 조건은 입구온도의 변화율이 0.01% 이하일 때로 정하였다. 정적 압력 및 온도가 완전히 수렴된 후에 동적 압력을 구하여 베어링의 강성 및 감쇠계수를 계산하였다. 본 수치계산에 사용된 베어링의 제원과 윤활유의 물성치는 실험에서와 동일한 조건으로 아래와 같다.

$$R = 300.92 \times 10^{-3} \text{ m}, \quad L = 149.5 \times 10^{-3} \text{ m},$$

$$C_p = 0.458 \times 10^{-3} \text{ m}, \quad t_p = 48 \times 10^{-3} \text{ m}, \quad \beta = 80^\circ,$$

$$\rho = 845 \text{ kg/m}^3, \quad c_p = 1966 \text{ J/kg}^\circ\text{C}, \quad T_s = 40^\circ\text{C}$$

$$\mu_s = 0.027 \text{ kg/msec}, \quad \alpha = 0.0332/^\circ\text{C},$$

$$k_c = 0.145 \text{ W/m}^\circ\text{C}, \quad k_e = 0.025 \text{ W/m}^\circ\text{C},$$

$$k_b = 120 \text{ W/m}^\circ\text{C}, \quad h_b = 350 \text{ W/m}^2^\circ\text{C}$$

4. 결과 및 고찰

Fig. 2 (a)와 (b)는 선단압력이 압력분포와 유막두께에 미치는 영향을 알아보기 위하여 3차원 난류열

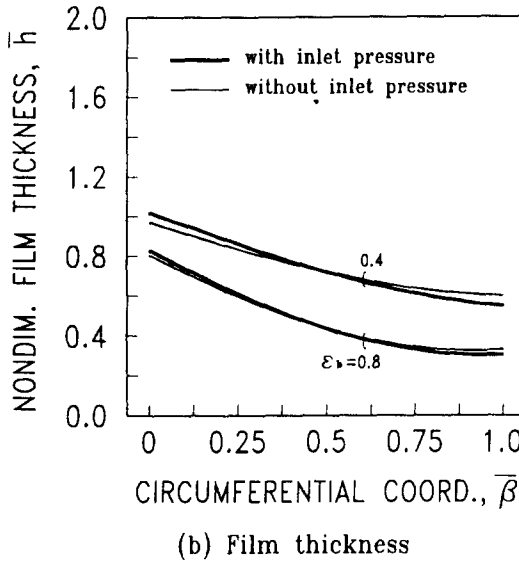
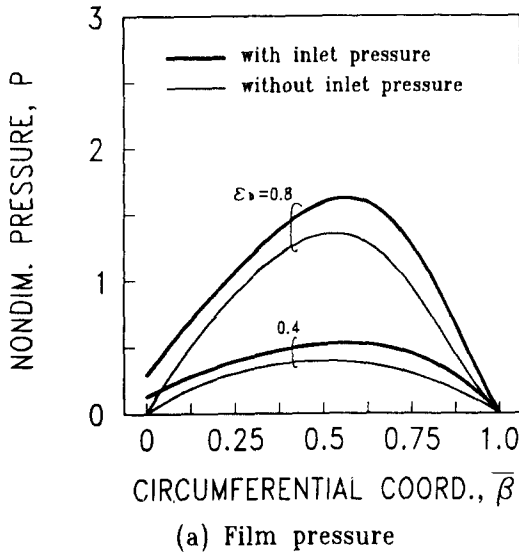


Fig. 2. Circumferential film pressure and film thickness of No.2 pad in the mid-plane (Re=2000)

유체해석에서 선단압력을 고려한 경우(with inlet pressure)와 고려하지 않은 경우(without inlet pressure)의 각각에 대해서 Re=2000에서 구한 유막압력과 유막두께를 보여주는 그림이다. 선단압력을 고려하면, 같은 편심율에서도 패드 입구에서 선단압력 만큼 경계압력이 증대하기 때문에 유막압력이 증대하게 되므로 부하능력도 증대해질 것이다. 그리고, 선단압력에 의해서 패드의 경사각이 더욱 급격해짐을 알 수 있다.

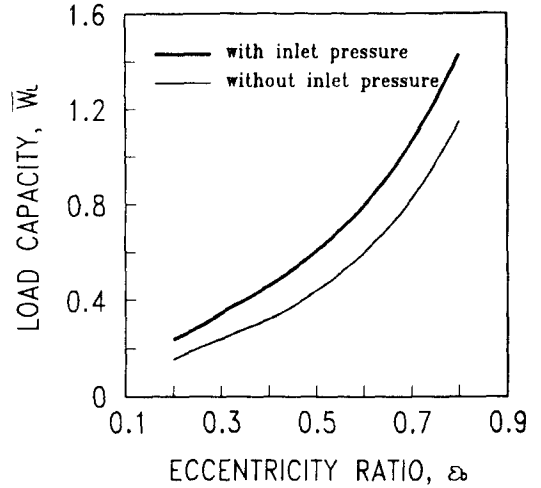


Fig. 3. Load capacity vs. eccentricity ratio (Re=2000)

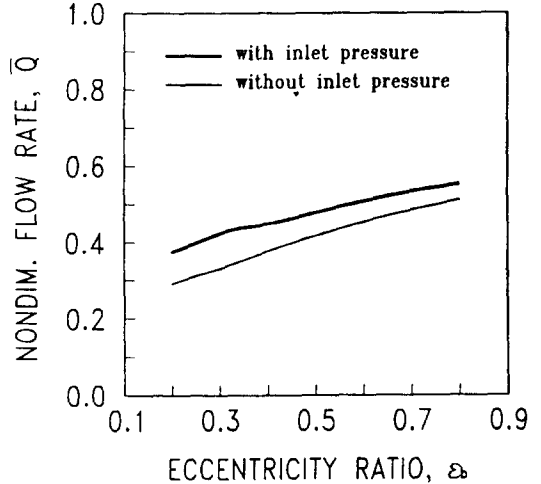


Fig. 4. Flow rate vs. eccentricity ratio (Re=2000)

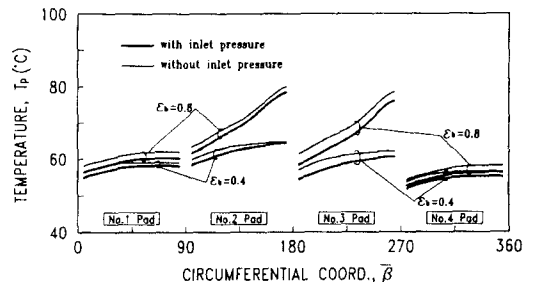


Fig. 5. Circumferential distribution of bearing surface temperature in the mid-plane (Re=2000)

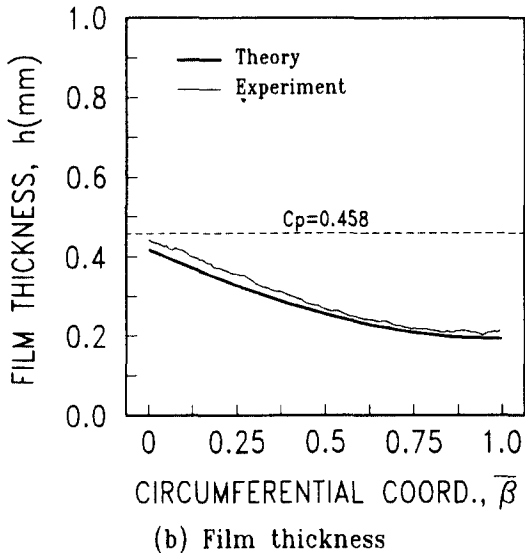
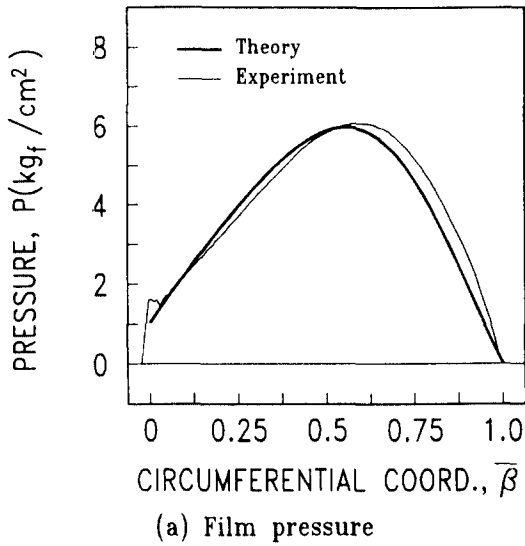


Fig. 6. Comparison between theory and experiment of film pressure and film thickness of No.2 pad in the mid-plane ($N=1800$ rpm, $W_L=10$ kN)

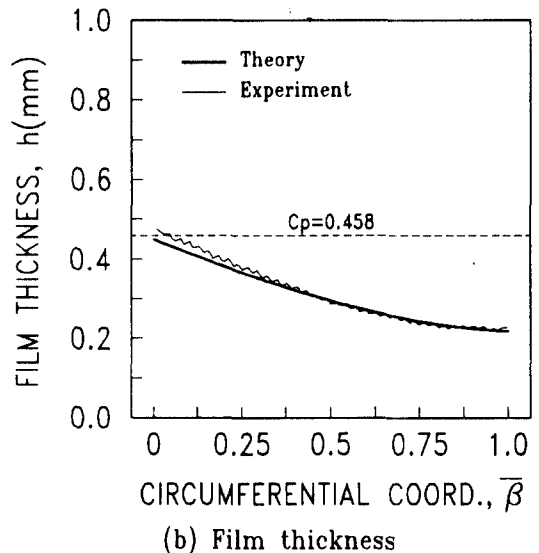
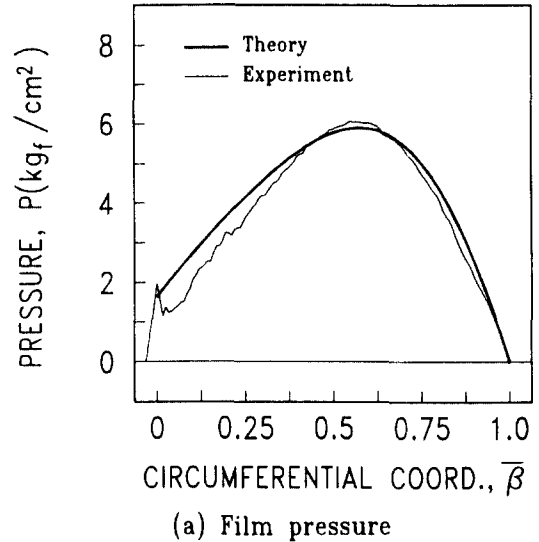


Fig. 7. Comparison between theory and experiment of film pressure and film thickness of No.2 pad in the mid-plane ($N=3600$ rpm, $W_L=10$ kN)

Fig. 3은 선단압력이 베어링의 부하능력에 미치는 영향을 알아보기 위하여 선단압력을 고려한 경우와 고려하지 않은 경우의 각각에 대해서 $Re=2000$ 에서 구해진 부하능력을 편심율의 함수로 나타낸 그림이다. 선단압력을 고려하면, 베어링의 부하능력이 증대하는데 이와 같은 원인은 선단압력에 의해 유막압력이 증대되었기 때문이다. Fig. 4는 $Re=2000$ 에서 베어링에서 완전한 유막을 형성하는데 필요한 외부에서 공

급되어야 할 최소한의 공급유량을 편심율의 함수로 나타낸 그림이다. 이 그림에서 보면, 선단압력이 고려됨으로써 베어링에서 완전한 유막 형성을 위해 필요로 하는 공급유량이 증대됨을 알 수 있다. 이와 같은 원인은 패드 경사각이 증가되어 각 패드 입구에서 완전한 유막 형성을 위해 필요로 하는 유량은 증대하는 반면, 앞 패드의 출구를 흘러나오는 유량은 감소되었기 때문이다. Fig. 5는 선단압력이 베어링면의

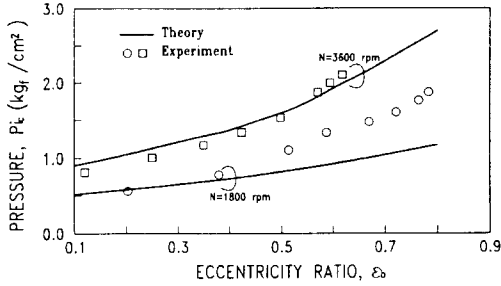
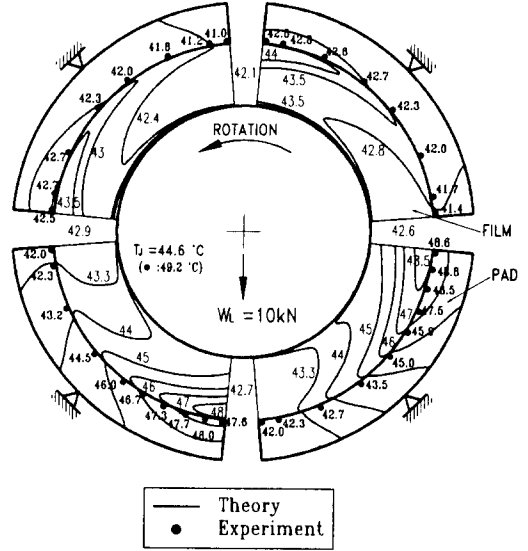


Fig. 8. Comparison between theory and experiment of inlet pressure of No.2 pad in the mid-plane

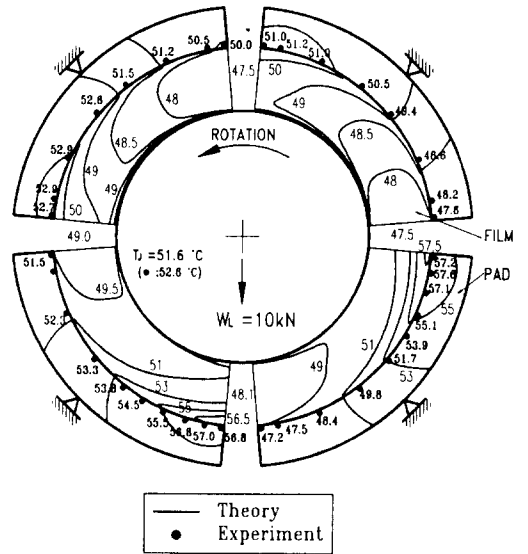
온도분포에 미치는 영향을 알아보기 위하여 선단압력을 고려한 경우와 고려하지 않은 경우의 각각에 대해서 $Re=2000$ 에서 구한 베어링면의 온도분포를 보여주는 그림이다. 선단압력을 고려하면, 전체적으로 베어링면의 온도분포가 낮아짐을 알 수 있다. 이와 같은 원인은 패드 경사각이 증가됨으로써 가열된 재순환 유량의 양은 줄어들고 외부에서 공급되는 차가운 윤활유는 더 많아지게 되어 혼합온도가 낮아지게 되고, 결국 베어링면의 온도가 줄어들기 때문이다. 따라서 선단압력의 효과로 인하여 유막압력과 부하능력, 그리고 공급유량은 증대하게 되고, 혼합온도와 베어링면의 온도는 줄어들게 된다.

Fig. 6와 7은 $W_L=10\text{ kN}$ 이고, 회전속도가 각각 $N=1800, 3600\text{ rpm}$ 에서 No.2 패드의 중앙면에서 측정된 유막압력과 유막두께를 이론해석 결과와 비교한 그림이다. 압력분포를 살펴보면, 실험에서 선단압력이 뚜렷하게 발생하며 본 연구의 이론해석으로 이 선단압력의 크기를 상당히 잘 예측할 수 있음을 보여준다. 그리고, 압력분포와 최대 압력이 실험 결과와 이론해석 결과가 서로 상당히 잘 일치한다. 유막두께를 살펴보면, $N=1800$ 에서는 실험 결과가 이론 예측에 비해 약간 크지만, $N=3600$ 에서는 실험 결과와 이론해석 결과가 서로 잘 일치함을 알 수 있다.

Fig. 8은 회전속도가 각각 $N=1800, 3600\text{ rpm}$ 에서 편심율의 변화에 따라 No.2 패드의 중앙면에서의 측정된 선단압력 크기를 이론해석 결과와 비교하여 나타낸 그림이다. $N=1800\text{ rpm}$ 에서는, 편심율이 작을 때는 측정된 선단압력이 계산된 선단압력과 거의 같지만, 큰 편심율에서는 측정된 선단압력이 계산된 선단압력보다 큰 경향을 나타낸다. 반면에, $N=3600\text{ rpm}$ 에서는, 편심율이 작을 때는 계산된 선단압력이 측정된 선단압력보다 약간 크지만, 편심율이 증가되



(a) $N=1800\text{ rpm}$



(b) $N=3600\text{ rpm}$

Fig. 9. Isotherms in the mid-plane ($W_L=10\text{ kN}$)

면서 계산된 선단압력과 측정된 선단압력이 거의 같아진다. 결국, 본 연구의 이론해석에서 사용된 손실이 포함된 베르누이 방정식으로 대형 틸팅패드 저어널 베어링의 패드 입구에서 발생하는 선단압력의 크기를 특히, 고속에서 잘 예측할 수 있음을 알 수 있다.

Fig. 9는 $W_L=10\text{ kN}$ 이고, 회전속도가 각각 $N=1800, 3600\text{ rpm}$ 에서 베어링 중앙면에서 측정된 온도

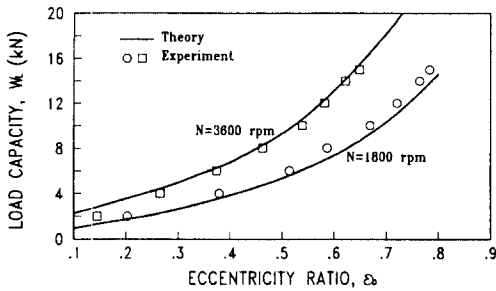


Fig. 10. Comparison between theory and experiment of load capacity with eccentricity ratio

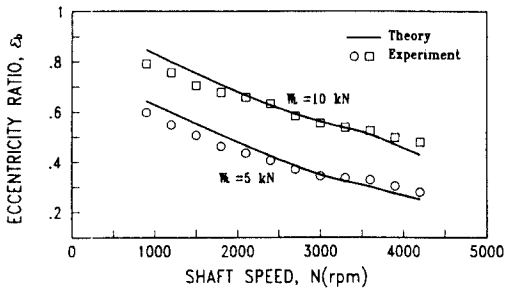


Fig. 11. Comparison between theory and experiment of eccentricity ratio with shaft speed

분포를 이론해석 결과의 등온선과 비교하여 나타낸 그림이다. 온도분포 곡선으로부터 $N=1800$ rpm에서는 층류상태로 운전되고 있으며, $N=3600$ rpm에서는 상부 패드에서는 난류가 발달되고 있으나, 하부 패드에서는 여전히 층류상태임을 알 수 있다. 틸팅패드 저어널베어링에서 입구온도는, 각 패드에 공급되는 유량이 일정하므로, 입구유량에 비해 재순환 유량이 부족한 양만큼 공급유량의 일부가 보충유량으로 채워지고, 재순환 유량과 각 패드에 공급되는 유량을 합쳐도 입구유량보다 더 작으면, 모자라는 양은 배유유량으로 채워져 이들이 혼합되어 결정된다[6]. 이것을 수식으로 표시하면, 혼합온도는 식 (15)와 같이 나타내 진다. Fig.9는 이 혼합온도 식을 이용하여 예측한 온도분포를 실험 결과와 비교한 것으로서 온도분포와 최대온도가 서로 잘 일치함을 알 수 있다.

Fig. 10은 회전속도가 각각 $N=1800, 3600$ rpm에서 편심율의 증가에 따른 부하능력을 실험 결과와 이론해석 결과를 비교하여 나타낸 그림이다. $N=1800$ rpm에서는 실험으로 구한 부하능력이 이론해석보다 약간 과대하게 예측되는 반면, $N=3600$ rpm에서는 서로 잘 일치한다. 그리고, Fig. 11은 부하하중이 각각

$W_L=5, 10$ kN에서 회전속도와 편심율과의 관계를 실험 결과와 이론해석 결과를 서로 비교한 그림이다. 저속에서는 이론해석에서 편심율이 약간 높게 예측되지만, 회전속도가 증가되면서 실험과 이론해석의 결과가 서로 잘 일치함을 알 수 있다.

5. 결 론

대형 틸팅패드 저어널베어링에 대해서 유막의 온도상승, 난류 및 선단압력을 고려한 3차원 난류열유체해석으로 베어링의 THD 성능을 예측하였으며, 이론해석 결과의 타당성을 제시하기 위하여 이론해석 결과와 실험 결과를 서로 비교·검토했다. 선단압력을 고려함으로써 유막압력과 부하능력, 그리고 공급유량은 증대하는 반면, 혼합온도와 베어링면의 온도는 줄어듦을 알 수 있었다. 손실이 포함된 베르누이 방정식을 이용하여 대형 틸팅패드 저어널베어링의 패드 입구에서 발생하는 선단압력의 크기를 특히, 고속에서 잘 예측할 수 있었다. 그리고, 선단압력을 고려한 3차원 난류열유체해석으로 예측된 대형 틸팅패드 저어널베어링의 압력분포, 온도분포, 부하능력 등이 실험 결과와 서로 잘 일치함을 정량적으로 밝혔다. 따라서 본 논문에서 제시된 이론 즉, 선단압력을 고려한 3차원 난류열유체해석이 대형 틸팅패드 저어널베어링의 보다 정확한 THD 성능 예측 및 설계 자료를 얻는데 매우 유용할 것으로 기대된다.

기호 및 약어 설명

- C_p : 윤활유의 비열
- C_b : 베어링 간극, $R_p - P - d$
- C_p : 베어링 간극, $R_p - R$
- d : 예압의 크기, $C_p - C_b$
- D : 베어링의 직경
- e : 축중심의 편심
- h_b : convection heat transfer
- k : heat conductivity (k_a : gas, k_b : pad, k_o : lubricant)
- L : 베어링의 폭
- L_p : 패드간의 여유거리
- m : 예압, d/C_p
- N : 축의 회전수, rpm
- P : 유막압력 ($P = \bar{P} \mu_s \omega (R/C_p)^2$)

Q	: 전체 공급유량($Q = \bar{Q}\omega R L C_p$)
r	: radial coordinate ($r = \bar{r} R$)
R	: 저어널의 반경
Re	: 레이놀즈수, $U_j C_p \rho / \mu_s$
Re _b	: 국소 레이놀즈수, $U_j h \rho / \mu$
R _p	: 패드 내경의 반경
t _p	: 패드의 두께 ($t_p = \bar{t}_p R$)
T	: 유막온도 ($T = \bar{T} T_s$)
T _m	: 베어링 메탈의 온도 ($T_m = \bar{T}_m T_s$)
T _{mix}	: 혼합온도 ($T_{mix} = \bar{T}_{mix} T_s$)
T _s	: 윤활유의 공급온도
U _j	: 저어널면의 속도
U, V, W	: x, y, z 방향의 속도 ($U = \bar{U} U_j$, $V = \bar{V} U_j (C_p / R)$, $W = \bar{W} U_j$)
W _L	: 부하능력 ($W_L = \bar{W}_L \mu_s \omega R L (R / C_p)^2$)
x, y, z	: 유막의 직교 좌표계 ($x = R\theta$, $y = h\eta$, $z = L\zeta$)
X, Y	: 베어링의 직교 좌표계
α	: 윤활유의 온도-점성계수와의 계수
β	: 패드의 원호각
β_p	: 패드 입구로부터 피벗점까지 각 ($\beta_p = \bar{\beta}_p \beta$)
γ	: 패드의 틸팅각 ($\gamma = \bar{\gamma} C_p / R$)
Γ	: 패드간의 무차원 거리, L_g / h
ϵ_b	: 편심율, e / C_b
θ_b	: 편심각
μ	: 윤활유의 점성계수 ($\mu = \bar{\mu} \mu_s$)
μ_s	: T _s 에서의 윤활유의 점성계수
ν	: 윤활유의 동점성계수
ν_H	: Diffusivity heat transfer
ν_t	: eddy viscosity
ρ	: 윤활유의 밀도
ω	: 축의 각속도, $2\pi N / 60$
($\bar{\quad}$)	: ()의 nondimensional value

1. W.W. Gardner and J.G. Ulschmid, "Turbulence Effects in Two Journal Bearing Applications", ASME Trans., J. of Lub. Tech., Vol. 96, pp.15-23, 1974.
2. G. Hopf and D. Schuler, "Investigations on Large Turbine Bearings Working Under Transitional Conditions Between Laminar and Turbulent Flow", ASME Trans., J. of Tribology, Vol. 111, pp.628-634, 1989.
3. S. Taniguchi, T. Makino, K. Takeshita and T. Ichimura, "A Thermohydrodynamic Analysis of Large Tilting Pad Journal Bearing in Laminar and Turbulent Flow Regimes with Mixing", ASME Trans., J. of Tribology, Vol. 112, pp.542-550, 1990.
4. H.C. Ha and K.W. Kim, "A Study on the Effects of Temperature Rise and Turbulence on the Performance of Large Tilting Pad Journal Bearings", J. of KSLE, Vol. 9, No. 1, pp.22-31, 1993.
5. H.C. Ha, K.W. Kim, Y.C. Kim and H.J. Kim, "Experimental Investigations on the THD Performance of a Large Tilting Pad Journal Bearings", J. of KSLE, Vol. 9, No. 2, pp.29-35, 1993.
6. H.C. Ha, K.W. Kim, Y.C. Kim and H.J. Kim, "Experimental Investigations on the Inlet Pressure Build-Up at the Entrance of a Large Tilting Pad Journal Bearings", J. of KSLE, Vol. 9, No. 2, pp.22-28, 1993.
7. K. W. Kim and C.M. Rodkiewicz, "On the Thermal Effects in the Design of Tilting-Pad Bearings Subjected to Inlet Pressure Build-Up", ASME Trans., J. of Tribology., Vol. 113, pp.526-532, 1991.
8. J.S. Kim and K.W. Kim, "Inlet Pressure Effects on the Static and Dynamic Characteristics of Tilting-Pad Journal Bearings", JSME Int. J., Ser. III, Vol. 35, pp.121-127, 1992.
9. A. Mori, T. Makino and H. Mori, "Entry Flow and Pressure Jump in Submerged Multi-Pad Bearings and Grooved Bearings", ASME Trans., J. of Tribology., Vol. 114, pp.370-378, 1992.
10. J.S. Kim and K.W. Kim, "A Study on the Inlet Pressure Build Up at Bearing Entrance", J. of KSME, Vol. 17, pp.1921-1930, 1993.

참 고 문 헌

1. E.R. Booser, A. Missana and F.D. Ryan, "Performa-