

## 대형 틸팅패드 저어널베어링의 패드 입구에서 발생하는 선단압력에 관한 실험적 연구

하현천\* · 김경웅\*\* · 김영춘\* · 김호종\*

\*한국중공업 기술연구소, \*\*한국과학기술원 정밀공학과

### Experimental Investigation on the Inlet Pressure Build-Up at the Entrance of a Large Tilting Pad Journal Bearing

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

\*Research and Development Center, Korea Heavy Industries and Construction Co.

\*\*Dept. of Precision Engineering and Mechatronics, Korea Advanced Institute of Science and Technology

**Abstract**—The experimental investigation on the inlet pressure of a large tilting pad journal bearing is studied. The continuous distribution of the film pressure and film thickness are measured along with the shaft speed and bearing load for various flow rates. Considerably large inlet pressure is observed at the entrance of each pad, especially lower pads. The inlet pressure increases with the increase of shaft speed as well as bearing load, but it is almost independent on the flow rate and the oil supply temperature. Because of the inlet pressure, the upper pads always keep up slight wedge film shape which are almost parallel to the journal surface, and spragging is not observed in the upper pads with no preload.

#### 1. 서 론

대형 틸팅패드 저어널베어링은 고속안정성 특성이 우수한 베어링으로서 발전설비용 대형 증기 터빈이나 가스 터빈 등의 고속 회전기계에 널리 사용되고 있다. 고속 회전기계의 운전특성에 적합한 최적의 베어링을 선정·설계하기 위해서는 이들 회전기계에 사용되는 베어링의 운전특성을 잘 예측하는 것이 무엇보다도 중요하다. 대형 틸팅패드 저어널베어링에 대하여 많은 연구가 이루어져 왔음에도 불구하고, 이론 예측 결과와 실험 결과와는 아직도 많은 차이가 있다[1-6]. 이러한 차이는 주로 동 베어링의 이론해석에 필요한 경계조건 선정에 대한 어려움 때문에 기인된다.

대형 틸팅패드 저어널베어링에서 아직도 문제시되고 있는 경계조건 중의 하나는 유막의 압력에 대한 경계조건 즉, 패드 입구에서 발생하는 선단압력에 대한 경계조건이다. 선단압력은 패드 베어링과 같이 윤활면이 불연속적인 베어링의 입구에서 윤활제의 관성력에 의해서 발생하는 압력이다. 이 선단압력은

레이놀즈방정식의 해를 구하기 위한 경계조건이 되기 때문에 선단압력이 패드 베어링의 운전특성에 많은 영향을 미친다고 알려져 있다[6-10]. Kim & Kim[8]은 선단압력이 틸팅패드 저어널베어링의 운전특성, 특히 동특성에 많은 영향을 미친다고 발표하였다. 대형 틸팅패드 저어널베어링과 같이 윤활면의 상대속도가 큰 베어링에서는 윤활제의 관성력이 매우 크므로, 상당한 선단압력이 발생되어 결국, 베어링의 성능에 큰 영향을 미칠 것이다. Taniguchi 등[6]은 대형 틸팅패드 저어널베어링에 대한 실험적 고찰에서 동 베어링의 엄밀한 성능해석을 위해서는 선단압력을 고려해야 함을 암시하였다. 그러나, 대형 틸팅패드 저어널베어링에 대하여 선단압력을 고려하여 베어링의 성능을 예측한 연구도 거의 없을 뿐만 아니라 실험적으로도 동 베어링에서 발생하는 선단압력의 영향에 대하여 고찰된 연구도 거의 없다. 그러므로 동 베어링에 대한 엄밀한 성능예측을 위해서는 유막압력에 대한 보다 적합한 경계조건을 제시할 수 있는 실험적 연구가 우선적으로 필요하다.

본 실험 연구에서는 대형 틸팅패드 저어널베어링에서 선단압력 발생에 대하여 실험적으로 관찰함으로써 동 베어링의 성능에 미치는 선단압력의 효과와 상부 패드의 거동에 대한 경계조건을 실험적으로 제시하고자 한다.

## 2. 실험장치 개요

본 연구에 사용된 실험장치의 전체적인 구성은 Fig. 1과 같다. 실험장치는 시험 베어링, 축, 프레임, 하중장치 등으로 구성된 본체부와 축을 구동시키기 위한 동력장치부, 그리고 윤활유를 공급하는 윤활유 공급장치 등으로 구성되어 있다. Fig. 2는 본 실험장치의 전체를 보여주는 사진이고, Fig. 3은 시험 베어링 축, 틸팅패드 저어널베어링의 조립단면을 보여주는 사진이다. 시험 베어링은 4 개의 패드로 구성된 틸팅패드 저어널베어링으로서 기본 구조는 Fig. 4와 같다. 베어링의 직경은 300.92 mm 이며, 폭은 149.5 mm 이고, 베어링 간극은 0.458 mm 이다. 각 패드는, Fig. 4와 같이, 하중방향에 대하여 대칭된 구조로 배치되어 있으며, 상부 및 하부에 각각 두 개씩(상부 패드: No.1

및 No.4 패드; 하부 패드: No.2 및 No.3 패드) 있다. 각 패드는 모두 원호각이 80° 로 똑같은 크기이다. 각 패드 바깥의 중앙에 피봇 홈이 만들어져 있으며, 이 홈에 핀을 삽입하여 패드의 중심이 피봇이 되도록 하였다. 케이싱은 상부 및 하부로 나뉘어져 있으며, 패드를 먼저 피봇에 조립시킨 후에 볼트로 조립되어 진다. 이때 케이싱과 패드가 조립상태에서 서로 분리되지 않도록 양측 면의 원주방향으로의 요철 홈이 서로 맞물려 조립되어 있다. 패드의 외경을 케이싱 내경보다 약간 작게 하여 각 패드가 원주방향으로 자유롭게 움직일 수 있게 하였다. 그리고 패드의 외경이 축방향으로도 곡률을 가지게 하여 운전 중에 축과 베어링이 자동적으로 자동조심이 이루어지도록 하였다. 그리고, 운전 중에 이물질의 혼입에 의한 저어널면의 손상을 방지하기 위하여 white metal 로서 베어링면을 주조(babbitted)하였으며, 이 white metal 의 두께는 약 5 mm 정도이다. 베어링에 가해지는 하중은 시험 베어링 밑에 있는 공기 벨로우즈에 압축공기를 주입하여 공기압의 세기에 의해 베어링에 하중이 가해지도록 하였다. 하중은 아래에서 위로 가해지며, 하중의 크기는 공기 벨로우즈에 공급되는

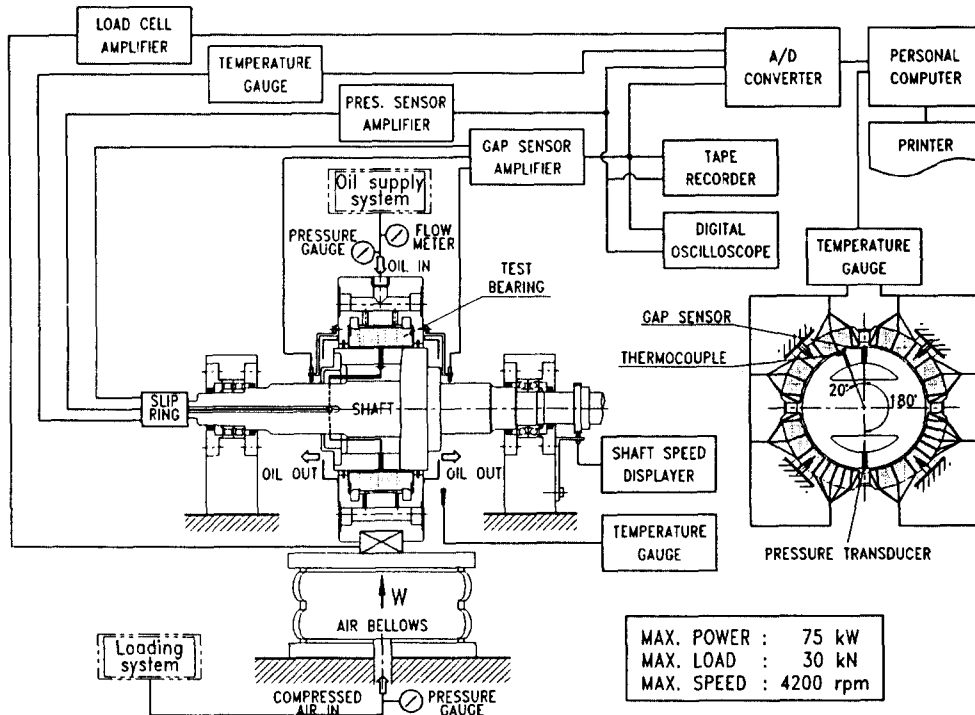


Fig. 1. Schematics of experimental apparatus.

공기압의 세기로 조정된다. 본 실험장치에 가해지는 최대 하중은 30 kN 정도이며, 로드셀로 하중의 크기를 측정하였다. 축은 양단의 복열 앵글러콘택트 볼베어링과 복열 롤러베어링으로 지지되며, 가운데 부분이 제어널로 되어 있다. 축의 재질은 탄소강(S20C)이다. 베어링에서 발생하는 유막의 압력분포 및 유막두께 등을 연속적으로 측정하기 위하여 제어널면의 중앙에 압력센서 한 개, 변위센서 한 개를 각각 설치하였다. 이때 두 센서 사이에 180°의 위상각이 있다. Fig. 5는

이들 각각의 센서가 축에 고정된 상태의 개략도를 보여주는 그림이다. 그리고 축에 설치된 센서의 전선을 밖으로 빼내기 위해 축의 중심에 직경 13 mm 구멍을 가공하였다. 이들 센서로부터 나오는 신호는, Fig. 1에서와 같이, slip-ring을 통하여 외부로 검출된다. 그리고 베어링 양단에 변위센서를 설치하여 운전 중에 축의 궤적 및 편심율을 측정하였다. 축은 가변속 모터(75 kW AC motor)에 의해 구동되는데 모터의 동력이 타이밍 벨트에 의해 축에 전달된다. 축의 회전속도는 최대 4200 rpm 까지 조정되며, 타코메타로 축의 회전속도를 측정하였다.

윤활유 공급장치는 오일탱크, 오일펌프, 가열 및 냉각장치 등으로 구성되어 있다. 베어링에 공급되는 윤활유의 공급경로를 살펴보면, 오일펌프에 의해 분당



- 1-bearing system
- 2-75 kW AC motor
- 3-Oil supply system
- 4-Trend logger
- 5-Digital oscilloscope
- 6-Air control system
- 7-Digital recorder
- 8-Timing belt & pulley
- 9-Flow meter

Fig. 2. Experimental apparatus.

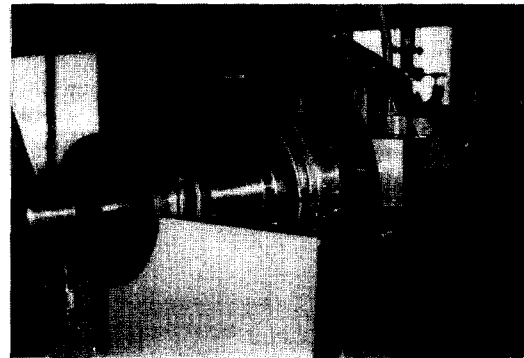


Fig. 3. Section view of the bearing system.

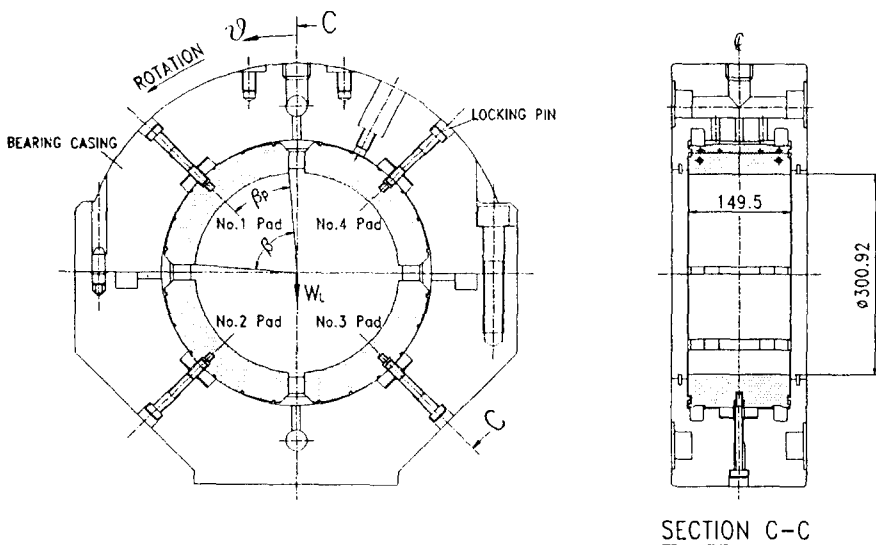
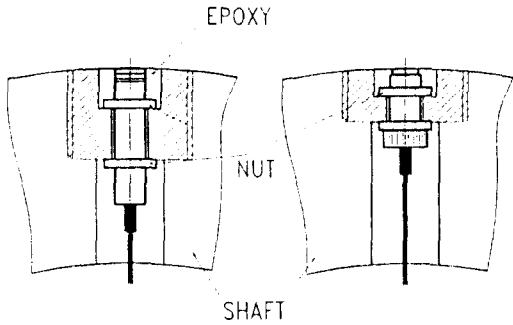


Fig. 4. Test bearing.

최대 170 리터의 오일이 토출되어 이중 일부는 베어링에 공급되고, 나머지는 by-pass 시스템에 의해 오일탱크로 되돌아간다. 베어링에 공급되는 윤활유의 공급유량은 유량조절밸브로 조절하였으며, 베어링 입구에 설치된 순간유량계로 공급유량을 측정하였다.

베어링에 공급되는 윤활유는 한 개의 공급구로 유입되어 베어링케이싱의 양측에 있는 원주방향으로의 홈을 따라 각 패드의 공급구에 똑같은 양이 공급되도록 하였다. 본 실험에서는 터빈유(ISO VG32)를 윤활유로 사용하였으며, 윤활유의 공급온도는  $\pm 1^{\circ}\text{C}$  이내로 유지되도록 하였다. 본 실험에 사용된 베어

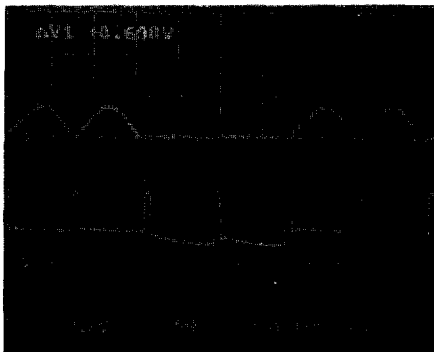


(a) Gap sensor (b) Pressure transducer

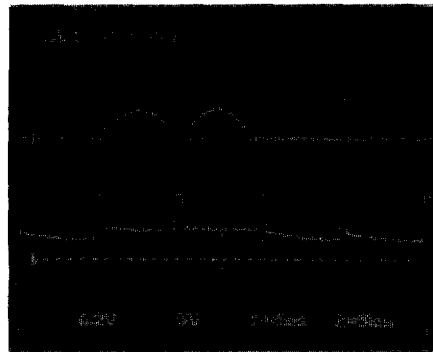
Fig. 5. Configuration of sensors mounted in the shaft.

Table 1. Specifications of the test bearing and oil

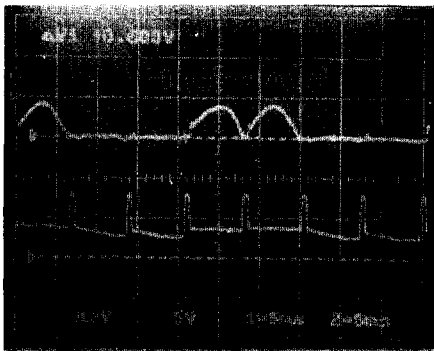
Diameter	$D = 300.92 \text{ mm}$
Length	$L = 149.5 \text{ mm}$
Radial clearance	$C_p = 0.458 \text{ mm}$
Pad thickness	$T_p = 48 \text{ mm}$
Pad arc	$\beta = 80^{\circ}$
Pivot position	$\bar{\beta}_p = \beta_w / \beta = 0.5$
Oil density	$\rho = 845 \text{ kg/m}^3$
Oil specific heat	$c_p = 1966 \text{ J/kg } ^{\circ}\text{C}$
Oil viscosity @ $40^{\circ}\text{C}$	$\mu = 0.027 \text{ kg/msec}$
Oil T- $\eta$ coefficient	$\alpha = 0.0332/^{\circ}\text{C}$



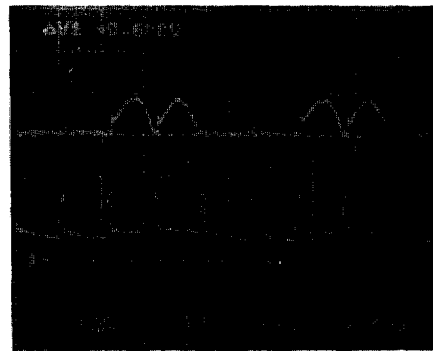
(a) N=900 rpm



(b) N=1500 rpm



(c) N=2100 rpm



(d) N=2700 rpm

Fig. 6. Measured signals for the distributions of the pressure and film thickness in the mid-plane  $W_L = 5 \text{ kN}$ ,  $Q = 120 \text{ l/min}$ ,  $T_s = 40^{\circ}\text{C}$

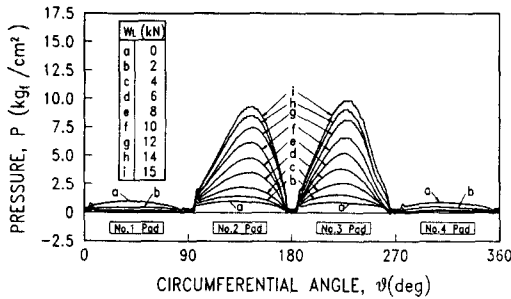


Fig. 7. Circumferential distributions of the film pressure in the mid-plane for various bearing loads.  $N=1800$  rpm,  $Q=120$  l/min,  $T_s=40$  °C

링의 제원과 윤활유의 성질은 Table 1에 나타내었다.

### 3. 실험 결과 및 고찰

본 실험에서는 부하하중( $W_L$ ), 회전속도( $N$ ), 윤활유의 공급유량( $Q$ ) 및 공급온도( $T_s$ ) 등의 운전조건을 변화시키면서 여러 운전조건하에서 대형 틸팅패드저어널베어링에 대한 선단압력의 발생과 그 영향에 대하여 종합적으로 관찰하였다.

Fig. 6(a)에서 6(d)는  $W_L=5$  kN,  $Q=120$  l/min,  $T_s=40$  °C 인 운전조건하에서 각각  $N=900, 1500, 2100, 2700$  rpm 에서 측정된 유막압력 및 유막두께의 신호를 보여 주는 사진이다. 이 그림에서 위의 신호는 유막압력의 변화를, 아래 신호는 유막두께의 변화를 나타내는 신호이다. 그리고, 변위센서와 압력센서와의 설치각 때문에, 유막압력과 유막두께 신호 사이에는  $180^\circ$ 의 위상차가 있다. 유막압력 신호를 살펴보면, 패드 입구에서 상당히 큰 선단압력이 발생하는데, 특히 부하를 받고 있는 하부 패드에서 큰 선단압력이 발생함을 알 수 있다. 선단압력의 크기는 베어링의 형상조건(크기, 형상, 유막두께 등)과 운전조건(속도, 부하하중, 점도 등)에 의해서 결정된다. 이 그림에서 보는 바와 같이, 선단압력은 회전속도의 증가에 따라 증가됨을 알 수 있다. 따라서 Fig.6(a)와 (b)에서는 회전속도가 낮기 때문에 선단압력의 크기가 매우 작지만, 회전속도가 증가된 Fig.6(c)와 (d)에서는 뚜렷하게 나타난다. 이와 같이 패드 입구에서 발생하는 선단압력은 유막에서 발생하는 동수압의 경계조건이 되므로 유막압력이 증가되어 결국, 베어링의 부하지지 능력이나 다른 운전 특성에 많은 영향을 미칠 것이다.

Fig. 7과 Fig. 8은  $N=1800$  rpm,  $Q=120$  l/min,

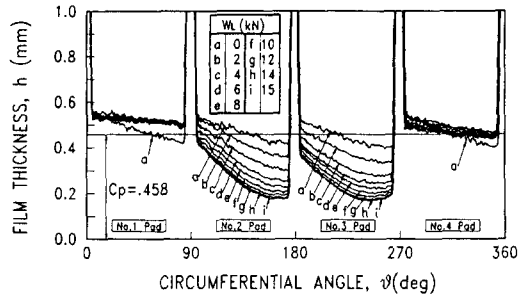


Fig. 8. Circumferential distributions of the film thickness in the mid-plane for various bearing loads.  $N=1800$  rpm,  $Q=120$  l/min,  $T_s=40$  °C

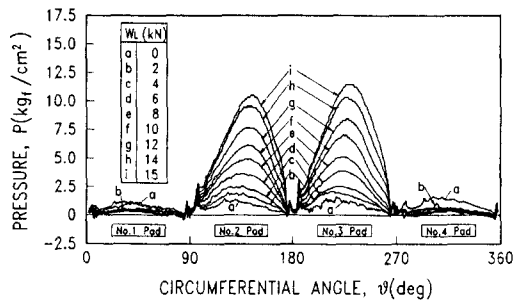
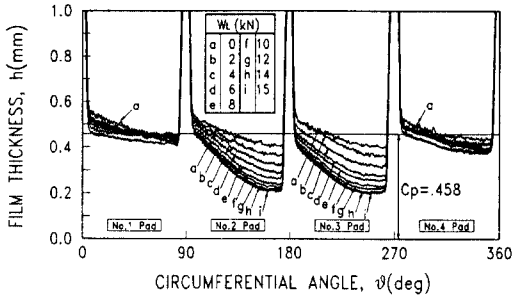
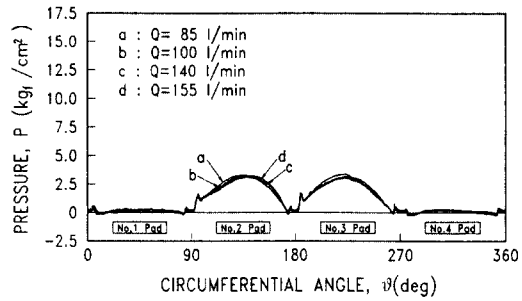


Fig. 9. Circumferential distributions of the film pressure in the mid-plane for various bearing loads.  $N=3600$  rpm,  $Q=120$  l/min,  $T_s=40$  °C

$T_s=40$  °C 인 운전조건하에서 부하하중의 변동에 따라 유막압력과 그에 상응하는 유막두께의 분포를 측정하여 나타낸 그림이다. 마찬가지로, Fig. 9와 Fig. 10은  $N=3600$  rpm,  $Q=120$  l/min,  $T_s=40$  °C 인 운전조건하에서 부하하중의 변동에 따라 유막압력과 그에 상응하는 유막두께의 분포를 측정하여 나타낸 그림이다. 이들 그림에서 보면, 하중의 증가에 따라 하부 패드에서는 유막압력 및 선단압력의 크기도 점점 증가된다. 반면에 상부 패드에서는 유막압력 및 선단압력의 크기가 줄어들다가 거의 무시될 정도로 작아진다. 반면에, 하중이 증가되면, 하부 패드의 유막두께는 점점 줄어들지만, 상부 패드의 유막두께는 베어링 간극과 비슷한 두께의 쐐기형상으로 유지된다. 이러한 결과로부터, 선단압력은 유막두께가 작아지게 됨으로써 더욱 증대되어 진다는 것을 알 수 있다. 부하하중이 아주 작은 경우를 제외하고는, 상부 패드에서는 유막압력이 거의 발생하지 않는데, 이같은 원인은 틸팅패드 저어널베어링에서 선단압력



**Fig. 10. Circumferential distributions of the film thickness in the mid-plane for various bearing loads**  
 $N=3600 \text{ rpm}$ ,  $Q=120 \text{ l/min}$ ,  $T_s=40 \text{ }^\circ\text{C}$



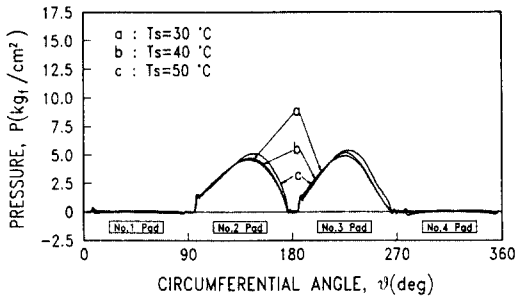
**Fig. 11. Effect of the flow rate on the distribution of the film pressure.**

$N=3000 \text{ rpm}$ ,  $W_L=5 \text{ kN}$ ,  $T_s=40 \text{ }^\circ\text{C}$

은 패드의 기울기에도 매우 밀접한 관계가 있음을 보여준다. 다시 말하면, Fig. 7과 8, 그리고 Fig. 9와 10의 압력분포와 유막두께를 비교하여 보면, 부하가 중이 증가되어 축의 하중이 상부 패드에 작용하지 않게 되면, 상부 패드의 기울기는 완만해지고, 선단압력과 유막압력이 거의 발생하지 않음을 알 수 있다. 따라서 예압이 없는 틸팅패드 저어널베어링에서 상부 패드는 베어링의 부하능력에 미치는 영향은 거의 없을 것이고, 부하를 받고 있는 하부 패드에서 선단압력이 더욱 발달되므로 선단압력에 의해 베어링의 부하지지 능력이 더욱 증대되어 질 것으로 생각된다.

터빈발전기용 대형 틸팅패드 저어널베어링에서 각 패드는 베어링 케이싱에 고정된 피봇으로 조립되어 있는 것이 아니고, 패드의 피봇 구멍에 고정핀이 삽입되어 조립되어 있다. 따라서 축이 편심되면, 상부에 있는 패드는 축의 편심과 함께 아래로 처지게 되는데, 이때 패드면에 작용하는 마찰력의 영향으로, 상부의 패드에서 축표면과 패드가 서로 고체마찰되는 「spragging」 현상이 발생한다고 알려져 있다. 그래서 틸팅패드 저어널베어링의 성능을 해석하는데 있어서 상부 패드의 거동을 어떤 상태로 가정하는 것이 실제 상황에 적합한가에 대해서 관심이 많았었다. 그런데 본 실험에서는, Fig. 8 및 Fig. 10에서와 같이, 상부 패드도 항상 췌기형상의 유막두께를 유지하고, 「spragging」 현상은 발생하지 않았다. 물론, 이러한 현상은 선단압력의 효과 때문이다. 그리고 상부 패드의 유막두께가 췌기형상으로 되어 있지만, 거의 베어링 간극과 같으므로, 예압이 없는 틸팅패드 저어널베어링에서 상부 패드는 운전 중에 저어널면과 거의 평행하게 되어 있다고 가정해도 무방할 것으로 판단된다.

Fig. 11과 Fig. 12는 각각 윤활유의 공급유량과 공



**Fig. 12. Effect of the oil supply temperature on the distribution of the film pressure**

$N=1800 \text{ rpm}$ ,  $W_L=8 \text{ kN}$ ,  $Q=120 \text{ l/min}$

급온도가 선단압력의 크기에 미치는 영향을 알아보기 위하여 공급유량과 공급온도가 서로 다른 운전조건 하에서 압력분포를 측정된 그림이다. 이 결과에서, 윤활유의 공급유량이나 공급온도가 선단압력에 미치는 영향은 거의 없다는 것을 알 수 있다. Park[10]은 추력 패드 베어링의 선단압력에 대한 실험적 연구에서 유부족현상(starvation)이 일어나는 운전영역에서는 유량의 증감에 따라 선단압력이 민감하게 변하지만, 충분한 유량이 공급되는 운전영역에서는 유량의 증감에 따라 선단압력이 거의 변화되지 않음을 제시하였다. 결과적으로, 본 실험이 유량이 충분히 공급되는 영역에서 수행되었기 때문에 공급유량의 변동에 따른 선단압력의 변동이 나타나지 않았다고 판단된다.

#### 4. 결 론

대형 틸팅패드 저어널베어링에 대해서 선단압력 발생과 선단압력이 베어링의 성능에 미치는 효과를

실험적으로 관찰함으로써 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 대형 틸팅패드 저어널베어링의 패드 입구에서 선단압력이 발생하는데 특히, 부하를 받고 있는 하부 패드에서 큰 선단압력이 발생한다.
2. 선단압력의 크기는 축의 회전속도나 부하하중의 증가에 따라 증대하지만, 윤활유의 공급유량이나 공급온도와는 거의 무관하다.
3. 예압이 없는 대형 틸팅패드 저어널베어링에서도, 선단압력의 효과로 인하여, 상부 패드의 유막두께는 항상 췌기형상을 유지하며, 상부 패드에서 「spragging」 현상은 일어나지 않는다.
4. 대형 틸팅패드 저어널베어링에 대한 엄밀한 성능예측을 위해서는 이론해석에 선단압력의 효과가 반드시 고려되어 저야 함을 정량적으로 밝혔다.

### 기호 및 약어 설명

- $C_p$  : 베어링 간극,  $R_p$ -R  
 $h$  : 유막두께  
 $N$  : 축의 회전속도, rpm  
 $P$  : 유막압력  
 $Q$  : 윤활유의 공급유량  
 $R$  : 저어널의 반경  
 $R_p$  : 패드 내경의 반경  
 $T_s$  : 윤활유의 공급온도  
 $W_l$  : 부하하중  
 $\theta$  : 원주각

### 참 고 문 헌

1. J.C. Nicholas and R.G. Kirk, "Selection and Design

- of Finite Pad and Fixed Lobe Journal Bearings for Optimum Turborotor Dynamics", Proc. of 8th Turbo. Symp., Texas A&M, PP. 43-57, 1979.
2. C.M.McM. Ettles, "The Analysis and Performance of pivoted Pad Journal Bearings Considering Thermal and Elastic Effects", ASME Trans., J. of Lub. Tech., Vol. 102, pp. 182-192, 1980.
3. J.D. Knight and L.E. Barrett, "Analysis of Tilting Pad Journal Bearings With Heat Transfer Effects", ASME Trans., J. of Trib., Vol. 110, pp. 128-133, 1988.
4. J.D. Knight, "Prediction of Temperature in Tilting Pad Journal Bearings", STLE, Vol. 33, No. 2, pp. 185-192, 1990.
5. D.F. Wilcock and E.R. Booser, "Thermal Behavior in Tilting pad Journal Bearings", STLE, Vol. 33, pp. 247-253, 1990.
6. S. Taniguchi, T. Markino, 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 Tribol., Vol. 112, pp. 542, 1990.
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 Tribol., Vol. 113, pp. 526, 1991.
8. J.S. Kim and K.W. Kim, "Inlet Pressure Effects of on the Static and Dynamic Characteristics of Tilting-Pad journal Bearings", JSME Int. J., Ser. III, Vol. 35, pp. 121, 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 Tribol., Vol. 114, pp. 370, 1992.
10. H.G. Park, "A Study on Ram Pressure and THD Performance of Pivoted Pad Thrust Bearing", M.S. Dissertation, KAIST, 1986.