

# 대형 틸팅패드 저어널베어링에서 선단압력 발생에 대한 실험적 연구

(Experimental Investigations on the Occurrence of Inlet Pressure in Large Tilting Pad Journal Bearings)

하현천<sup>\*</sup> · 김경웅<sup>\*\*</sup> · 김영춘<sup>\*</sup> · 김호종<sup>\*</sup>

<sup>\*</sup>한국중공업 기술연구소, <sup>\*\*</sup>한국과학기술원 정밀공학과

## 1. 서 론

최적의 회전기계 시스템을 설계하기 위해서는 시스템의 운전특성에 적합한 베어링이 선정·설계되어야 한다. 그러기 위해서는 회전 기계에 사용되는 베어링의 운전특성을 잘 예측하는 것이 무엇보다도 중요하다. 대형 틸팅패드 저어널베어링은 고속안정성 특성이 우수한 베어링으로서 터빈발전기 등 대형 고속 회전 기계에 널리 사용되고 있다. 하지만, 틸팅패드 저어널베어링은 구조가 복잡하고 경계조건 선정이 까다로워서, 동 베어링에 대하여 여러 논문들이 발표되어 왔지만, 대부분의 결과들이 특정한 가정을 이용하여 정성적인 경향만 제시하고 있다. 따라서 대형 틸팅패드 저어널베어링의 보다 엄밀한 성능예측을 위해서는 실제 운전조건에 적합한 경계조건을 제시하기 위한 실험적 연구가 우선적으로 요구되고 있다<sup>[1-10]</sup>.

대형 틸팅패드 저어널베어링에 대한 경계조건 문제 중에서 아직 잘 규명되지 않고 있는 분야 중의 하나가 패드 입구에서 발생하는 선단압력에 대한 경계조건이다. 선단압력은 패드 베어링과 같이 윤활면이 불연속적인 베어링의 입구에서 발생하는 압력으로서 유막압력의 크기에 직접 영향을 미친다. 이러한 선단압력은 윤활제의 관성력에 의해서 발생된다. Kim과 Kim[8]은 선단압력이 틸팅패드 저어널베어링의 운전특성, 특히 동적 특성에 많은 영향을 미친다고 발표하였다. 그리고, Kim[9]은 틸팅

패드 저어널베어링에서 선단압력은 축의 속도나 패드 입구에서의 유막두께와 같은 운전조건과 밀접한 관계가 있음을 제시하였다. Taniguchi 등[10]은 대형 틸팅패드 저어널베어링에 대한 실험적 고찰에서 동 베어링의 엄밀한 성능해석을 위해서는 선단압력을 고려해야 함을 암시하였다.

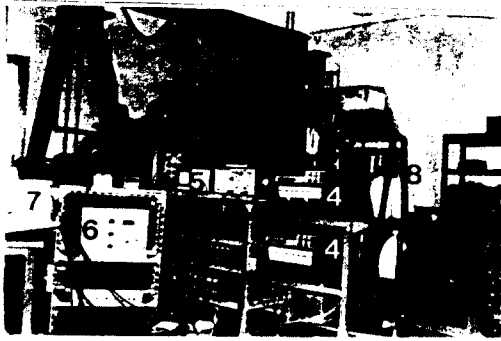
대형 틸팅패드 저어널베어링과 같이 윤활면의 상대속도가 큰 베어링에서는 윤활제의 관성력이 매우 크므로, 상당한 선단압력이 발생되어 결국, 베어링의 성능에 큰 영향을 미칠 것이다. 그러나, 대형 틸팅패드 저어널베어링에 대하여 선단압력을 고려하여 베어링의 성능을 예측한 연구도 거의 없을 뿐만 아니라 실험적으로도 동 베어링에서 발생하는 선단압력의 영향에 대하여 고찰된 연구도 거의 없다.

그러므로 본 실험 연구에서는 대형 틸팅패드 저어널베어링에서 선단압력 발생에 대하여 실험적으로 관찰함으로써 동 베어링의 성능에 미치는 선단압력의 효과와 압력 및 무부하축 패드의 거동에 대한 경계조건을 실험적으로 제시하고자 한다

## 2. 실험장치 개요

Fig.1은 본 연구에 사용된 실험장치의 전체를 보여주는 사진이다. 본 실험장치의 전체적인 구성은, Fig.2의 개략도와 같이, 시험 베어링, 축, 프레임, 하중장치 등으로 구성된 본체부와 축을 구동시키기 위한 동력장치부, 그리

고 윤활유를 공급하는 윤활유 공급장치 등으로 구성되어 있다. 본체부의 크기는 1200 × 920 × 1160 이고, 무게는 약 2 톤 정도이다.



- 1-Bearing system
- 2-75 kW motor
- 3-Oil supply system
- 4-Treng logger
- 5-Digital oscilloscope
- 6-Air control system
- 7-Digital recorder
- 8-Timing belt and pulley
- 9-Flow meter

Fig.1 General overview of experimental apparatus.

시험 베어링은 4 개의 패드로 구성된 틸팅패드 저어널베어링이다. 직경은 300 mm, 폭은 150 mm 이며 약 300 MW 급의 화력터빈용으로 사용되는 베어링과 거의 유사한 크기이며 기본 구조는 Fig.3과 같다.

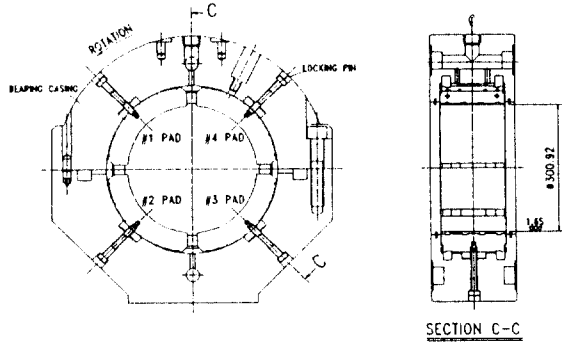


Fig.3 Test bearing.

각각의 패드는 똑같이 원호각이 80° 이고, 한가운데가 피복으로 고정된다. 케이싱은 상부 및 하부로 나뉘어져 있으며, 패드가 먼저 피복에 조립된 후에 볼트로서 조립된다. 각 패드 바깥의 중앙에 있는 홈에 핀이 삽입되어 패드의 중심이 피복이 된다. 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 약간의 곡률을 가지게 하여 운전 중에 축과 베어링이 자동조심이 되도록 하였다. 운전 중에 이물질의 흡입에 의한 저어널면의 손상을 방지하기 위하여 베어링면은 White metal로서 주조(Babbitt)되어 있다. 이 White metal의 두께는 약 5 mm 정도이다. Back metal 과 White metal 과의 접착 상태를 좋게 하기 위하여 접착 부위에 원주방향으로 4개의 Dovetail 을 두었다.

시험 축의 전체 길이는 1110 mm 이며, 저

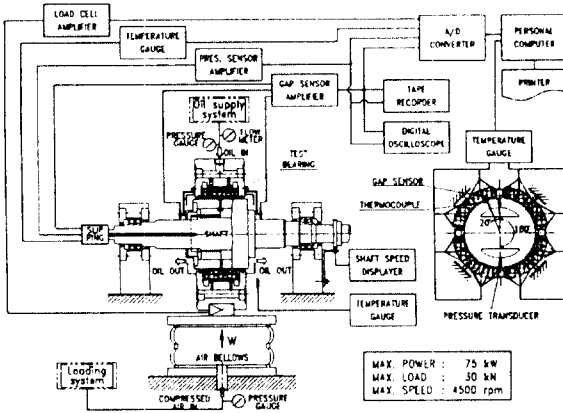


Fig.2 Schematics of Experimental apparatus

축은 양단의 복열 앵글러콘택트 볼베어링과 복열 롤러베어링으로 지지되며, 가운데 부분이 저어널로 되어 있다. 하중은 시험 베어링의 밑에 있는 공기 벨로우즈를 사용하여 베어링의 아래에서 위로 가해진다.

어닐 부의 직경과 길이는 각각 300 mm 와 220 mm 이다. 축의 재질은 탄소강(S20C)이며, 큰 하중을 견딜 수 있도록 일체 가공을 하였다. 그리고 센서의 Wires 를 밖으로 빼내기 위해 축중앙에 직경 13 mm 구멍을 가공하였다. 베어링에서 발생하는 유막의 압력분포 및 유막두께, 축표면의 온도 등을 연속적으로 측정하기 위하여 저어닐 면의 중앙에 압력센서 한 개, 변위센서 한 개, 온도센서 한 개를 취부하였다. Fig.4는 이들 각각의 센서가 축에 고정된 상태의 개략도를 보여주는 그림이다. 이들 센서로부터 나오는 신호는, Fig.2에서 보듯이, Slip-ring을 통하여 외부로 검출된다. 그리고 베어링 양단에 변위센서를 설치하여 운전 중에 축의 궤적을 측정하였다.

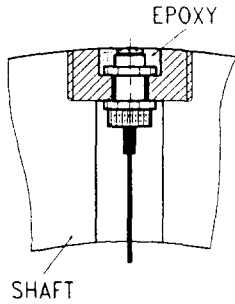


Fig.4 Configuration of sensor mounted in the shaft.

축은 3상 가변속 모터에 의해 구동된다. 모터의 최대 동력은 75 kW이고, 최대 회전수는 1750 rpm이다. 모터의 동력은 Timing-벨트에 의해 축에 전달되게 하였다. 축의 회전수는 최대 4500 rpm 까지 조정되며, 타코메타로 축의 회전수를 측정하였다.

베어링에 가해지는 하중은 베어링 밑에 있는 공기 벨로우즈를 사용하여 아래에서 위로 가해지게 하였다. 하중의 크기는 공기 벨로우즈에 공급되는 공기압의 세기로 조정된다. 본 실험장치에 가해지는 최대 하중은 약 30 kN이며, 로드셀로 하중의 크기를 측정하였다.

윤활유 공급장치는 오일탱크, 오일펌프, 오일히터, 냉각장치 및 여과장치 등으로 구성되어 있다. 베어링에 공급되는 윤활유의 공급경로를 살펴보면, 오일펌프에 의해 분당 약 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 베어링케이스의 양측에 있는 원주방향으로의 홈을 따라 각 패드의 공급구에 똑같은 양이 공급되도록 하였다. 베어링에서 흘러나온 윤활유는 다시 오일탱크로 되돌아오며, 탱크 내에서 8분 이상의 지연 시간을 거친 후에 다시 베어링으로 공급되어 진다. 윤활유의 공급온도를 일정하게 유지하기 위하여 오일탱크 내에 가열장치 및 냉각장치를 설치하였다. 이때 공급온도가  $\pm 1.5 \text{ }^\circ\text{C}$  이내로 유지되게 하였다.

Table 1 Specifications of test bearing and oil.

Diameter	$D = 299.9 \text{ mm}$
Length	$L = 149.5 \text{ mm}$ ( $L/D=0.5$ )
Radial clearance	$C_p = 0.458 \text{ mm}$
Pad thickness	$T_p = 48 \text{ mm}$
Pad arc	$\beta = 80^\circ$
Pivot position	$\bar{p}_p = 0.5$
Oil density	$\rho = 845 \text{ kg/m}^3$
Oil specific heat	$c_p = 1966 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$
Oil viscosity	$\mu = 0.027 \text{ kg/msec}$ @40 $^\circ\text{C}$
Oil $T-\eta$ coefficient	$\alpha = 0.0332 \text{ } / ^\circ\text{C}$

본 실험에서는 터빈유(ISO VG32)를 윤활유로 사용하였다. Table 1 은 본 실험에 사용된 베어링의 제원과 윤활유의 성질을 나타낸 도표이다.

### 3. 실험 결과 및 고찰

실험적으로 대형 톨팅패드 저어널베어링에서 선단압력 발생에 따른 운전특성을 관찰하기 위하여 본 실험은 다음과 같은 네가지 방법으로 베어링의 성능을 관찰하였다.

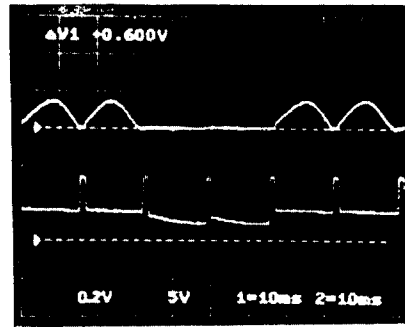
첫째, 부하하중의 변동에 따른 베어링의 성능변화를 관찰하였다. 실험방법은 축의 회전속도, 공급유량 및 공급온도를 일정하게 둔 운전조건하에서 베어링에 부하되는 하중의 크기를 0 에서 20 kN 까지 증가시키면서 이에 따른 유막압력 및 유막두께 등을 측정하였다.

둘째, 축의 회전속도의 변화에 따른 베어링의 성능변화를 관찰하였다. 실험방법은 부하하중, 공급유량 및 공급온도를 일정하게 둔 운전조건하에서 축의 회전속도를 900 에서 4200 rpm 까지 회전수 증가시키면서 이에 따른 유막압력 및 유막두께 등을 측정하였다.

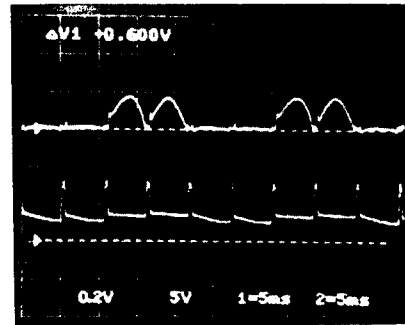
셋째, 윤활유의 공급유량의 변화에 따른 베어링의 성능변화를 관찰하였다. 이때 공급유량을 각각 85, 100, 120, 140, 155 l/min 등으로 하였다.

마지막으로, 윤활유의 공급온도의 변화에 따른 베어링의 성능변화를 관찰하였다. 이때 윤활유의 공급온도를 30, 40, 50 °C 로 하였다.

Fig.5는 오실로스코프 화면에 나타난 측정된 유막압력 및 유막두께의 신호를 보여 주는 사진이다. 이 그림에서, 위의 신호는 유막압력의 변화를, 아래 신호는 유막두께의 변화를 나타내는 신호이다. 이때, 변위센서와 압력센서와의 설치각 때문에, 유막압력과 유막두께 사이에 180° 의 위상각이 있다. 대형 톨팅패드 저어널베어링의 패드 입구에서 상당히 큰 선단압력이 발생된다는 것을 알 수 있다. 이 선단압력은 회전속도가 증가될수록 더욱 커져서 뚜렷하게 나타난다. 선단압력은 주로 부하측



(a) N=900 rpm,  $W_L=5$  kN.



(b) N=2700 rpm,  $W_L=5$  kN.

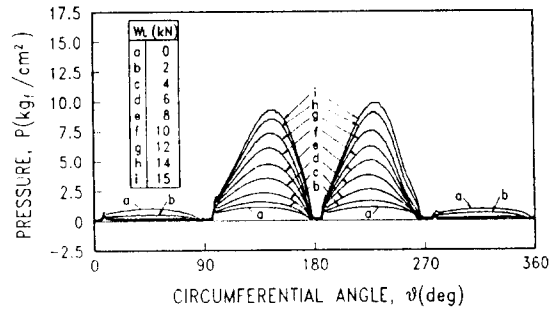
Fig.5 Measured signal for the distribution of pressure and film thickness mounted in the shaft. Q=120 l/min,  $T_s=40$  °C

패드(#2,3 패드)에서 크게 발생되고, 무부하측 패드(#1,4 패드)에서는 거의 발생되지 않는다. 따라서 선단압력으로 인하여 베어링의 부하능력이 더욱 증대되어 질 것으로 생각된다.

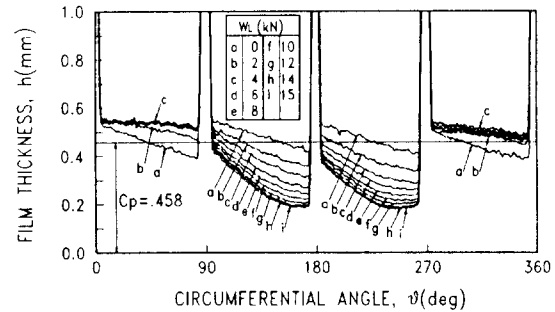
Fig.6은 회전속도가 1800 rpm이고, 공급온도 30 °C, 공급유량 120 l/min인 운전조건하에서 부하하중의 변동에 따라 유막압력과 그에 상응하는 유막두께의 분포를 측정하여 나타낸 그림이다. 마찬가지로, Fig.7은 회전속도가 3600 rpm 이고, 공급온도 40 °C, 공급유량 120 l/min인 운전조건하에서 부하하중의 변동에 따라 유막압력과 그에 상응하는 유막두께의 분포를 측정하여 나타낸 그림이다. 이들 그림에서 보면, 주어진 회전속도에서 하중의 증

가에 따라 #2,3 패드에서는 유막압력 및 선단 압력의 크기도 점점 증가된다. 반면에 #1,4 패드에서는 유막압력 및 선단압력의 크기가 줄어들다가 거의 패드의 무게를 지지할 정도의 유막압력만 발생되어 진다. 하중이 증가되면, #2,3 패드의 유막두께가 점점 줄어들게 되는데 패드입구의 유막두께가 작아지게 됨으로써 선단압력이 증가되어 진다는 것을 알 수 있다. 다시 말하면, 선단압력은 입구유막두께에 반비례한다.

터빈발전기용 대형 틸팅패드 저어널베어링에서 각 패드는 베어링 케이싱에 고정된 피복으로 조립되어 있는 것이 아니고, 패드의 피복 구멍에 고정핀이 삽입되어 조립되어 있다. 기존의 보고에서 보면, 이러한 무부하측 패드에서는 하중이 증가되면, 축의 편심과 함께 아래로 쳐지게 되고, 패드면에 작용되는 마찰력의 영향으로 결국, 축표면과 패드가 마찰되는 「Scraping」현상이 발생된다고 알려지고 있다. 그래서 틸팅패드 저어널베어링의 성능을 해석하는데 있어서 무부하측 패드의 거동을 어떤 상태로 가정하는 것이 실제 상황에 적합한가에 대해서 관심이 많았었다. 그런데 본 실험의 결과에서 보면, 편심율이 증가되더라도 선단압력의 발생으로 인하여 무부하측 패드의 유막두께는 항상 쉐기형상을 유지하게 됨으로써 「Scraping」현상이 발생하지 않았다. 물론, 이때 패드에서 발생하는 유막압력은 거의 패드의 무게에 상당하는 정도의 크기이므로, 편심율이 작은 경우를 제외하고는, 베어링의 부하 능력에 미치는 영향은 거의 없을 것으로 생각된다. 그리고 무부하측 패드의 유막두께가 공급온도에 따라 약간 다르고, 거의 쉐기형상으로 되어 있지만, 가공 틈새와 거의 같은 두께이므로, 무부하측 패드면이 저어널면과 거의 평행하게 되어 있다고 가정해도 무방할 것으로 생각된다. 이러한 무부하측 패드의 크기는

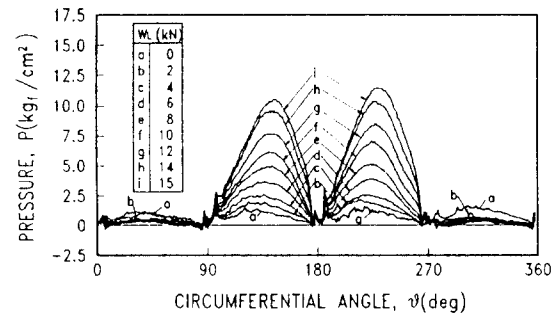


(a) Film pressure.

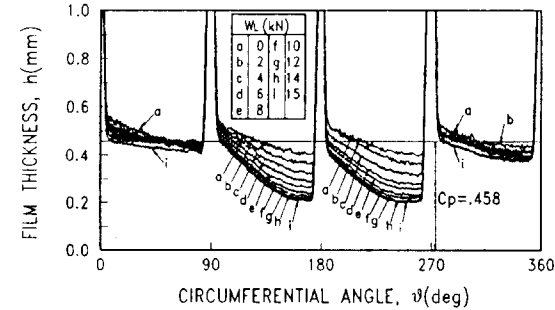


(b) Film Thickness.

Fig.6 Distribution of pressure and film thickness with increasing bearing load.  $N=1800$  rpm,  $Q=120$  l/min,  $T_s=30$  °C



(a) Film pressure.



(b) Film Thickness.

Fig.7 Distribution of pressure and film thickness with increasing bearing load.  $N=3600$  rpm,  $Q=120$  l/min,  $T_s=40$  °C

베어링의 마찰손실을 증대시킬 것이다.

유막두께와 선단압력의 크기를 비교하여 보면, 축의 회전속도가 일정하고, 각 패드의 입구에서의 유막두께도 거의 같은 경우에서도 부하측 패드에서는 큰 선단압력이 발생되지만, 무부하측 패드에서는 선단압력이 상당히 작다. 이 결과로 부터 선단압력의 크기는 패드입구에서의 평균속도, 원주방향의 압력구배와도 밀접한 관계가 있음을 알 수 있다. 즉, 압력구배가 급격하여 평균속도가 작아질수록 선단압력이 커진다. 이와같이 선단압력의 크기는 회전속도의 증가에 따라서는 증가되는 반면, 평균속도와 입구의 유막두께의 증가에 따라서는 감소됨을 알 수 있다.

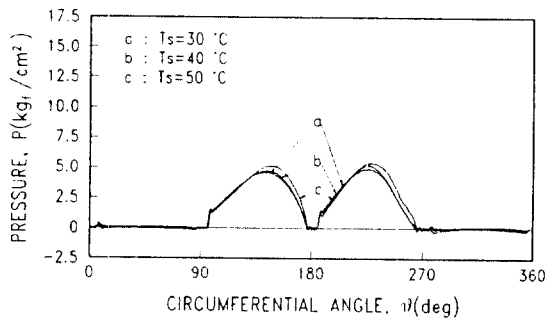


Fig.8 Pressure distribution for various supply temperatures.  $N=1800$  rpm,  $W_L=8$  kN,  $Q=120$  l/min

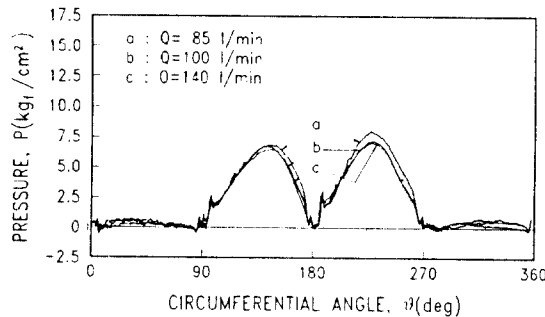


Fig.9 Pressure distribution for various flow rates.  $N=3600$  rpm,  $W_L=10$  kN,  $T_s=40$  °C

Fig.8과 Fig.9는 윤활유의 공급유량과 공급온도의 변화에 따라 유막압력의 분포를 측정

한 그림이다. 이들 결과에서 보면, 하중과 회전속도가 일정한 운전조건하에서는 베어링에 공급되는 윤활유의 양이나 온도가 선단압력의 크기나 유막의 압력분포에 미치는 영향은 거의 없다는 것을 알 수 있다.

#### 4. 결 론

대형 틸팅패드 저어널베어링의 선단압력 발생에 대한 실험 결과로 부터 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 동 베어링의 부하측 패드에서 상당히 큰 선단압력이 발생한다.
2. 선단압력의 크기는 축의 회전속도에 비례하고, 패드입구에서의 유막두께와 평균속도에 반비례한다.
3. 무부하측 패드에서 유막두께는 항상 썩기 현상을 유지하며, 「Scraping」 현상은 일어나지 않는다.
4. 회전속도와 하중이 일정한 운전조건하에서 윤활유의 공급유량이나 공급온도는 선단압력의 크기에 거의 영향을 미치지 않는다.

#### 기호 및 약어 설명

- $C_b$  : bearing clearance,  $R_p - R - d$
- $C_p$  : pad clearance,  $R_p - R$
- $d$  : preload,  $C_p - C_b$
- $D$  : bearing diameter
- $L$  : bearing length
- $N$  : rotating speed of shaft
- $Q$  : oil flow rate.
- $R$  : journal radius
- $R_p$  : pad inner radius
- $T_s$  : oil supply temperature

## 참 고 문 헌

- [1] G. J. Jones and F. A. Martin, "Geometry Effects in Tilting Pad Journal Bearings" , ASLE Trans., Vol. 22, No.3, pp.227-244, 1979.
- [2] 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, pp43-57, 1979.
- [3] 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.
- [4] 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.
- [5] G. Hopf and D. Schuler, "Investigations on Large Turbine Bearings Working Under Transitional Conditions Between Laminar and Turbulent Flow" , ASME Trans., J. of Trib., Vol. 111, pp.628-634, 1989.
- [6] J. D. Knight, "Prediction of Temperature in Tilting Pad Journal Bearings", STLE, Vol. 33, No.2, pp.185-192, 1990.
- [7] D. F. Wilcock and E. R. Booser, "Thermal Behavior in Tilting Pad Journal Bearings" , STLE, Vol. 33, No. 2, pp.247-253, 1990.
- [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, No.1, pp.121-127, 1992.
- [9] J. S. Kim, "A Study on the Inlet Pressure Build-Up at Bearing Entrance" , Ph.D. Dissertation, KAIST, 1991.
- [10] 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 Trib., Vol. 112, pp.542-559, 1990.