

대형 틸팅패드 저어널베어링의 THD 성능에 관한 실험적 연구

하천천* · 김경웅** · 김영춘* · 김호종*

*한국중공업 기술연구소, **한국과학기술원 정밀공학과

Experimental Investigation on the THD Performance 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 thermohydrodynamic(THD) performance of a large tilting pad journal bearing in laminar and turbulent flow regions is investigated experimentally. The continuous shaft surface temperature, and bearing surface temperature are measured along with the shaft speed and the bearing load for various flow rates. It is observed that the shaft surface temperature is constant in the circumferential direction and increases with the increase of shaft speed in both low and high shaft speed region, however, there exist transition region where the shaft surface temperature decreases with the increase of shaft speed. When the turbulence occurs in the lubricant film, both the inlet and maximum bearing surface temperature steeply increase and the temperature gradient in the circumferential direction decreases.

1. 서 론

최근에 고속안정성이 우수한 틸팅패드 저어널베어링에 대하여 관심이 많아지면서 많은 연구가 수행되고 있으나, 여전히 이론예측과 실험결과와는 많은 차이가 있다. 이러한 원인은 대형 틸팅패드 저어널베어링이 구조적으로 유동상태가 복잡하여 이론계산이 까다로운 점도 있으나, 그 보다는 이론해석에 적합한 경계조건 선정이 어렵기 때문에 발생된다.

대형 틸팅패드 저어널베어링은 유막에서 발생하는 마찰열이 매우 많고 거의 난류상태에서 운전되므로 유막의 온도상승과 난류흐름이 베어링의 성능에 미치는 영향이 매우 크다[1-8]. Gardner & Ulschmid [2]는 대형 틸팅패드 저어널베어링에서 난류에 의해 동력손실과 배유온도가 급격히 증가함을 보여 주었다. Hopf & Schuler[5]는 틸팅패드 및 타원형 저어널베어링에 대한 실험에서 유동상태에 따라 베어링면의 온도분포가 달라진다고 발표하였다. Taniguchi 등[6]은 대형 틸팅패드 저어널베어링에 대한 연구에서 온

도상승과 난류유동이 서로 밀접한 관계가 있으며, 패드 입구온도를 적절하게 가정하는 것이 베어링면의 온도분포를 예측하는데 있어서 매우 중요하다고 지적하고 있다. 그러나, 이들 결과로부터 대형 틸팅패드 저어널베어링의 THD 성능을 정확하게 파악하거나 동 베어링의 열유체해석에 적합한 경계조건 선정 및 해석 결과의 타당성을 검증하기에는 실험자료가 부족하다.

대형 틸팅패드 저어널베어링에 대한 열유체해석에서 축표면 온도와 입구온도는 에너지방정식의 해를 구하는데 있어서 온도 경계조건이 되므로 매우 중요한 경계조건이다. 축표면 온도는 등온 또는 단열 조건으로 가정되고 있으나 어느 조건이 열유체해석에 보다 적합한지 제시되지 않는 실정이다. 그러므로 대형 틸팅패드 저어널베어링의 엄밀한 성능예측을 위해서는 동 베어링의 THD 운전특성을 보다 정확하게 파악할 수 있는 더 많은 실험적 자료가 요구된다.

본 연구에서는 대형 틸팅패드 저어널베어링[9]에 대해서 여러 운전조건하에서 베어링면의 온도 및 축

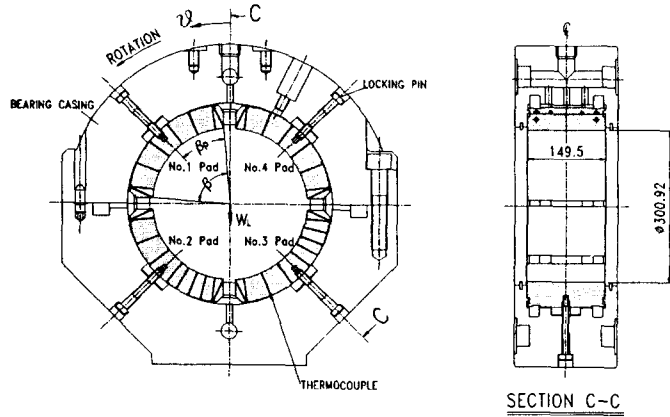


Fig. 1. Test bearing

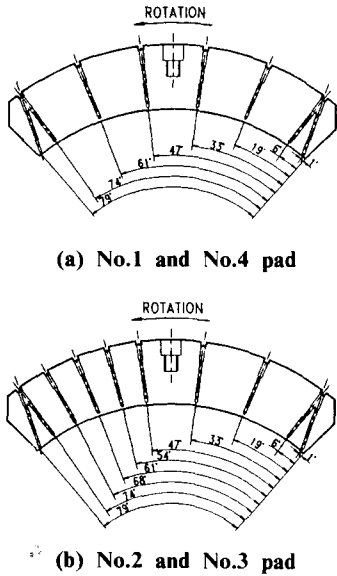


Fig. 2. Position of thermocouple's hole

표면 온도를 관찰하여 동 베어링의 THD 운전특성을 보다 정확하게 제시하고자 한다.

2. 실험장치 개요

본 연구에서 사용된 실험장치는 「대형 틸팅패드 제어널베어링에서 선단압력 발생에 관한 연구 [9]」에서 사용된 실험장치와 동일하며, 시험 베어링의 치수 및 윤활유의 성질도 동일하며, 시험 베어링의 치수 및 윤활유의 성질도 동일하다. Fig. 1에서 보는 바와 같이, 베어링면의 온도분포를 측정하기 위하여 베어

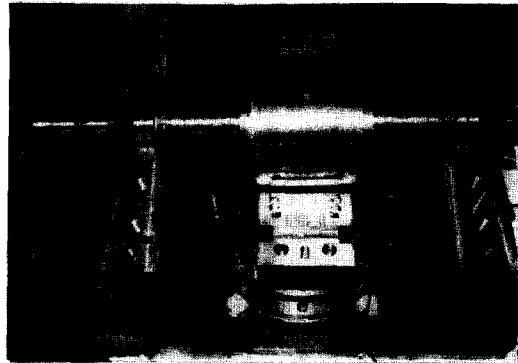


Fig. 3. Section view of the test bearing

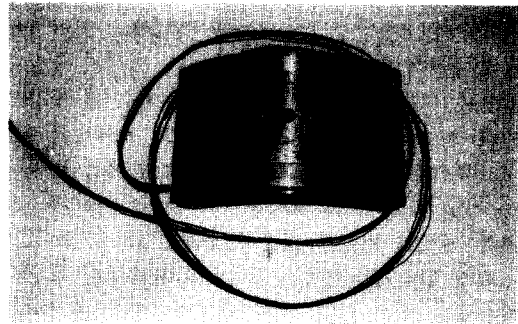


Fig. 4. View of a pad assembled with thermocouples

링면의 중앙에 원주방향으로 36 개의 Copper-constantan 열전대를 심었다. 상부 패드(No.1과 No.4 패드)에는 각각 8 개, 하부 패드(No.2와 No.3 패드)에는 각각 10 개의 열전대를 심었는데, 하중을 받고 있는 하부 패드에 열전대를 더 많이 심었다. Fig. 2는 상부

및 하부 패드에 열전대가 심겨진 위치를 나타내는 그림이다. 이때 베어링면의 온도가 검출될 수 있도록 열전대를 베어링면에서부터 2 mm 이내까지 삽입되게 하였다. Fig. 3은 조립된 베어링 시스템의 단면을 보여주는 사진이며, Fig. 4는 열전대가 심겨진 상태의 패드를 보여주는 사진이다. 그리고, 축표면 온도를 연속적으로 측정하기 위하여 저어널면의 중앙에 T-type (copper-constantan, 직경 0.2) 열전대 한 개를 설치하였다. 이때 저어널면의 온도가 검출되도록 저어널면에 관통시킨 후에 열전대의 junction point 를 저어널면에 일치시킨 후에 에폭시로 고정하였으며, 열전대의 신호는 slip-ring을 통하여 외부로 검출하였다.

본 실험에서 축의 회전속도는 최대 4200 rpm 까지 조정하였으며, 부하하중은 최대 20 kN 까지 가하였다. 윤활유의 공급온도는 $40 \pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$ 로 일정하게 유지시켰으며, 공급유량은 85, 100, 120, 140, 그리고 155 l/min 등으로 조정하였다.

3. 실험 결과 및 고찰

본 실험에서는 부하하중(W_L), 회전속도(N), 그리고 윤활유의 공급유량(Q) 등을 변화시키면서 여러 운전 조건하에서 대형 틸팅패드 저어널베어링에 대한 THD 성능을 종합적으로 관찰하였다.

Fig. 5는 $W_L=10 \text{ kN}$, $Q=120 \text{ l/min}$ 인 운전조건 하에서 $N=900, 1800, 3600, 4200 \text{ rpm}$ 에서 연속적으로 측정된 원주방향으로의 축표면 온도의 분포이다. 회전속도가 아주 낮은 $N=900 \text{ rpm}$ 에서 축표면 온도는 찬 윤활유가 공급되는 공급구 영역에서 온도가 약간 낮아지는 주기적인 경향을 보인다. 그러나, 이 양은 매우 작고, 회전속도의 증가에 따라 축표면의 온도는 원주방향으로 거의 일정하게 된다. 따라서

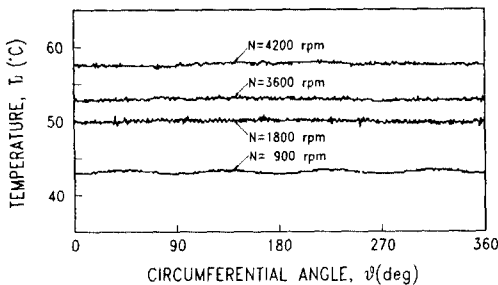


Fig. 5. Circumferential distributions of the shaft surface temperature in the mid-plane for various shaft speeds $W_L=10 \text{ kN}$, $Q=120 \text{ l/min}$

대형 틸팅패드 저어널베어링에서 운전 중에 축표면 온도는 원주방향으로 거의 일정하게 유지되며, 동 베어링에 대한 열유체해석에서 축표면에서의 온도 경계조건은 등은 조건이 적합하다고 판단된다.

Fig. 6과 Fig. 7은 $W_L=0, 5, 10, 15 \text{ kN}$, $Q=120 \text{ l/min}$ 인 운전조건하에 각각 회전속도에 따라 축표면 온도와 배유온도를 측정하여 나타낸 그림이다. Fig. 6에서 보면, 축표면의 온도는 회전속도의 증가에 따라 일정하게 증가하지는 않는다. 다시 말하면, 회전속도의 증가에 따라 축표면의 온도는 층류영역에서 증가하지만, 천이영역에서는 오히려 약간 감소하고, 난류영역에서 다시 증가하는 경향을 가진다. 이러한 축표면 온도의 변화는 유동상태에 의한 영향으로 발생되는 것으로 판단되므로 축표면 온도의 변화 곡선으로부터 유체의 흐름상태가 명확하게 구분되어 짐을 볼 수 있다. 따라서, Fig. 6에서부터, 본 실험에서는 $N=2400 \text{ rpm}$ 과 $N=3300 \text{ rpm}$ 사이에서 유동천이가 발생함을 알 수 있다. 이때 유동천이가 발생할 때의 축의 회전속도를 임계속도(critical speed)라 부르기로 한다. 반면에, Fig. 7에서 보듯이, 배유온도는 회전속도에 따라 거의 일률적으로 증가된다. 난류영역에서의

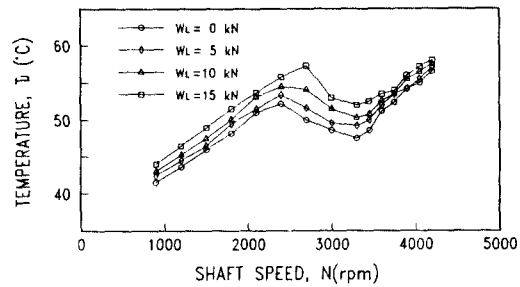


Fig. 6. Variation of the shaft surface temperature with shaft speed $Q=120 \text{ l/min}$

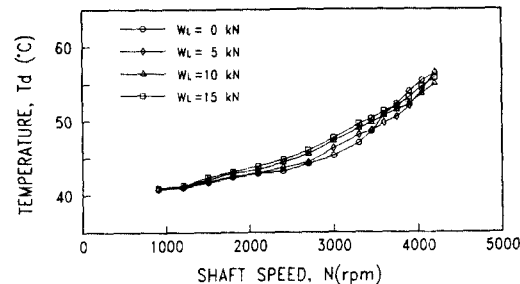


Fig. 7. Variation of the drain temperature with shaft speed $Q=120 \text{ l/min}$

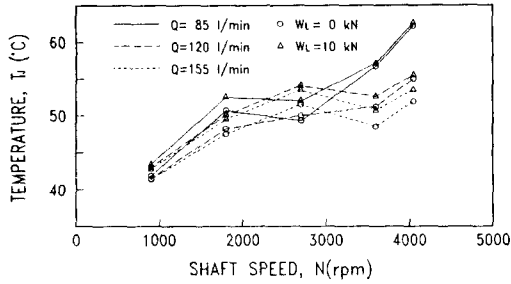


Fig. 8. Effect of the flow rate on the shaft surface temperature

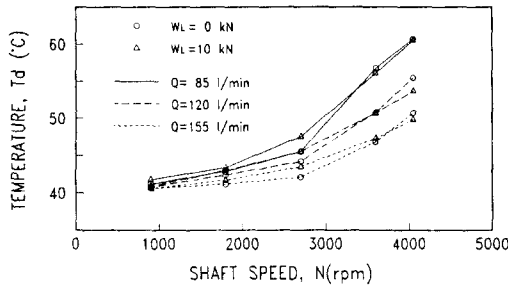


Fig. 9. Effect of the flow rate on the drain temperature

배유온도 기울기가 층류영역에 비해 급격하기는 하지만, 배유온도 기울기의 변화로부터 유동전이가 발생하는 임계속도를 찾기는 매우 어렵다. 그런데 천이영역에서 배유온도의 변화는 축표면 온도와는 서로 상반되는 경향을 보여주므로 배유온도로부터 축표면의 온도를 예측하기는 매우 어려울 것으로 생각된다. 그리고, 하중이 클 수록 축표면 온도와 배유온도가 증가됨을 알 수 있다.

Fig. 8과 Fig. 9는 각각 윤활유의 공급유량이 축표면 온도와 배유온도에 미치는 영향을 나타내는 그림이다. 윤활유의 공급유량이 증가되면, 축표면 온도와 배유온도는 낮아지고, 임계속도는 높아짐을 알 수 있다. 다시 말하면, 유동의 천이현상이 발생하는 임계속도는 유막내의 국소 레이놀즈수에 의해 결정되는데, 윤활유의 공급유량이 증가되면, 전체적으로 유막의 온도 상승이 줄어들게 되어 같은 회전속도에서 국소 레이놀즈수가 작아지므로, 유동의 천이상태가 발생하는 국소 레이놀즈수에 도달하려면, 축의 회전속도가 더 증가되어야 한다. 따라서 윤활유의 공급유량이 증가되면, 임계속도가 높아지게 된다.

Fig. 10은 $N=1800$ rpm, $Q=120$ l/min 인 운전조

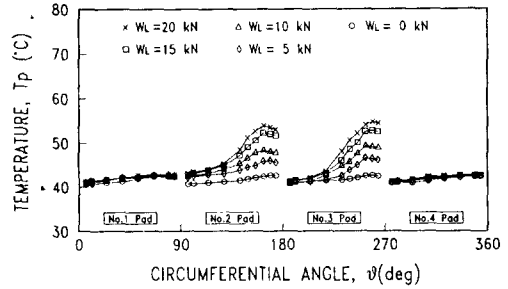


Fig. 10. Circumferential distributions of the bearing surface temperature in the mid-plane for various bearing loads $N=1800$ rpm, $Q=120$ l/min

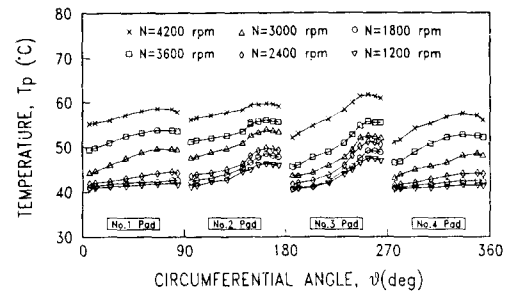


Fig. 11. Circumferential distributions of the bearing surface temperature in the mid-plane for various shaft speeds $W_L=10$ kN, $Q=120$ l/min

건하에서 $W_L=0, 5, 10, 15, 20$ kN 에 대해서 측정된 원주방향으로의 베어링면의 온도분포를 보여주는 그림이다. 각 패드에서 보면, 베어링면의 온도는 회전 방향에 따라 증가하는데 패드 출구부에서 주위로의 열전달 때문에 약간 줄어든다. 베어링면의 온도분포를 참고문헌[9]에서 측정된 유막두께와 비교하여 보면, 각각의 패드에서 베어링면의 최대온도는 거의 최소 유막두께 부근에서 나타난다. 하중의 증가에 따라 베어링면의 온도는 하부 패드에서는 급격히 증가되는 반면, 상부 패드에서는 거의 변화 없이 일정하다. 따라서 베어링면의 최대온도는 항상 하부 패드에서 발생되어짐을 알 수 있다. 본 실험에서는 No.3 패드의 최대온도가 No.2 패드의 최대온도 보다 약간 높게 측정되었으며, 즉 베어링면의 최대온도는 No.3 패드의 최소유막두께 부근에서 발생되었다.

Fig. 11은 $W_L=10$ kN, $Q=120$ l/min 인 운전조건 하에서 여러 회전속도($N=1200, 1800, 2400, 3000, 3600, 4200$ rpm)에 대해서 측정된 베어링면의 원주방향으로의 온도분포를 보여주는 그림이다. 회전속도

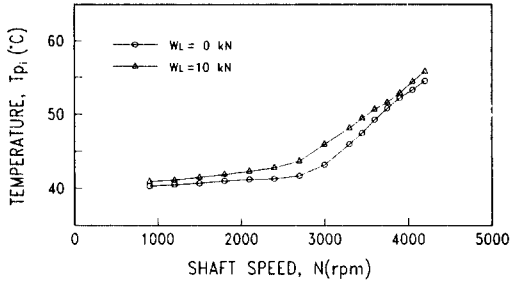


Fig. 12. Variation of the inlet bearing surface temperature of No.2 pad with shaft speed $Q=120$ l/min

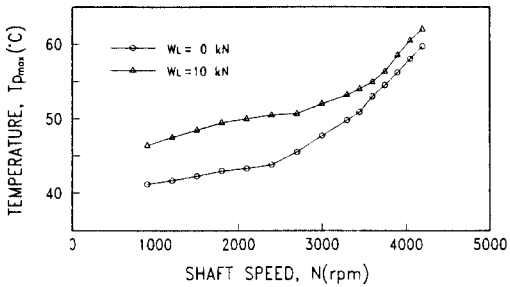


Fig. 13. Variation of the maximum bearing surface temperature with shaft speed $Q=120$ l/min

가 증가되면, 베어링면의 온도가 증가되는데, 임계속도 이상으로 증가하면, 입구온도와 최대온도는 급격히 증가되지만, 원주방향으로의 온도구배는 약간 줄어든다. No.3 이나 No.4 패드의 입구온도는, 앞의 패드의 출구 온도가 더 높음에도 불구하고, No.1 또는 No.2 패드의 입구온도 보다 낮아진다. 이러한 원인은 앞의 패드에서 흘러나오는 윤활유가 다음 패드로 그대로 유입되는 carry over 효과, 즉 재순환되는 유량의 비율 때문으로 보인다. 입구온도는 두 패드 사이의 혼합 영역에서 외부에서 공급되는 윤활유(이하 공급유량)과 앞의 패드로부터 흘러나오는 윤활유(이하 재순환유량)의 혼합에 의해 결정되는데, 각각의 혼합비율이 입구온도에 직접 영향을 미치므로 매우 중요하다. 패드 입구에서 완전한 유막 형성을 위해 필요로 하는 유량(이하 입구유량)에 비해 재순환유량이 작으면, 외부에서 공급되는 윤활유로 그 차이 만큼 보충(이하 보충유량)되어 입구온도가 결정되어 질 것이다. 만약에 재순환유량과 공급유량을 합쳐도 입구유량 보다 작으면, 이 모자라는 양(이하 부족유량)은 베어링 내부에 남아 있는 배유유량으로 채워진다고 생각된다. 결국, 입구온도는 이 재순환유량, 보충유량, 그리고 부족유

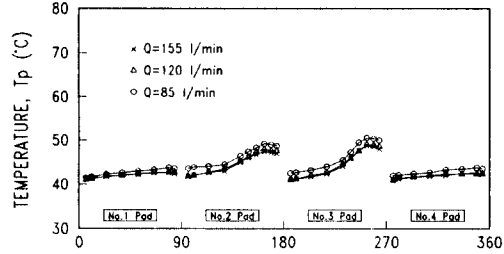


Fig. 14. Effect of the flow rate on the bearing surface temperature $N=1800$ rpm, $W_L=10$ kN

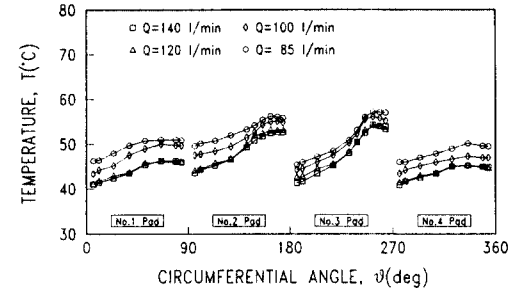


Fig. 15. Effect of the flow rate on the bearing surface temperature $N=3000$ rpm, $W_L=10$ kN

량의 비율과 열량으로부터 결정될 것이다. No.3 이나 No.4 패드에서는 혼합구에서 재순환유량이 차지하는 비율이 No.1 또는 No.2 패드에 비해 낮기 때문에 외부에서 공급되는 찬 윤활유가 많이 보충되어서 입구온도가 낮아진 것으로 생각된다.

Fig. 12와 Fig. 13은 각각 $W_L=0, 10$ kN, $Q=120$ l/min 인 운전조건하에서 No.2 패드의 입구온도와 베어링면의 최대온도(주로 No.3 패드에서 측정됨)를 회전속도에 따라 나타낸 그림이다. 회전속도의 증가에 따라 입구온도 및 최대온도는 증가하는데, 총류영역에 비해 난류영역에서의 증가율이 훨씬 크다.

Fig. 14와 Fig. 15는 각각 $W_L=10$ kN, $N=1800, 3000$ rpm 에서 공급유량이 베어링면의 온도분포에 미치는 영향을 조사하기 위하여 여러 공급유량에 대해서 베어링면의 온도분포를 측정한 그림이다. 공급유량을 증가시키면, 베어링면의 온도는 낮아지는데 높은 회전속도에서 훨씬 더 많이 낮아진다. 대부분의 발전설비용 대형 틸팅패드 저어널베어링은 각 패드의 혼합구에 동일한 유량이 공급되도록 설계되어 있는데, 본 연구의 시험 베어링도 이와 같이 설계하였다. 이러한 윤활유의 공급방법은 운전조건에 따라

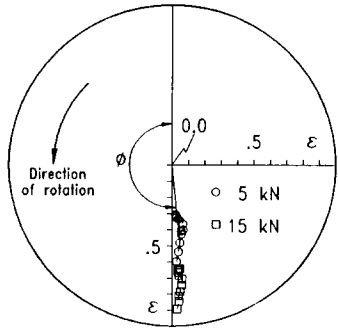


Fig. 16. Loci of the journal center with shaft speed $Q=120$ l/min

어떤 패드에서는 공급유량이 너무 많은 반면, 다른 패드에서는 부족유량이 발생할 수도 있으므로 공급유량으로 베어링면의 온도를 효과적으로 줄이기는 어려울 것이다. 따라서 동일한 유량으로 보다 효율적인 냉각효과를 얻기 위해서는 운전조건에 따라 각 패드의 혼합구에 공급되는 유량을 조정해 줌으로써 부족유량이 발생되지 않도록 윤활유를 공급시키는 방법이 바람직하다고 판단된다.

Fig. 16은 $W_L=5, 15$ kN, $Q=120$ l/min 인 운전 조건하에서 회전속도의 변화 (900 rpm 에서 4200 rpm 까지)에 따른 축중심의 궤적을 나타낸 그림이다. 이 그림에서 보면, 본 실험에서 약간의 편심각이 발생된다. 동 베어링에 대한 이론예측[8]에서는 편심각이 거의 발생되지 않음을 고려해 보면, 이러한 편심각은 제작상의 오차나 베어링에 가해지는 하중 방향의 오차, 또는 유막 내의 온도차에 따른 유막두께의 변화 등 여러 가지 원인에 의해서 발생된 것으로 여겨진다. 그러나 이 정도의 편심각은 매우 작으므로 본 실험이 아주 양호한 상태에서 수행되었음을 예상할 수 있다. 따라서 본 실험 결과가 대형 틸팅패드 저어널베어링의 THD 성능해석에 대한 검증자료에 아주 유용할 것으로 기대된다.

4. 결 론

대형 틸팅패드 저어널베어링의 THD 성능을 실험적으로 관찰함으로써 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 대형 틸팅패드 저어널베어링에서 운전 중에 원주방향으로의 축표면 온도는 거의 일정하게 유지되며, 동 베어링에 대한 열유체해석에서 축표면에서의 온도

경계조건은 등은 조건이 적합하다.

2. 축표면의 온도는 회전속도의 증가에 따라 층류 영역에서 증가되고, 천이영역에서는 감소되다가, 난류영역에서는 다시 증가되는 경향을 가진다. 따라서 회전속도에 따른 축표면의 온도의 변화로부터 유동의 천이상태가 구분된다.

3. 윤활유의 공급유량이 많아지면, 축표면 온도 및 배유온도는 낮아지고, 임계속도는 높아진다.

4. 유막 내에 난류가 발생하면, 베어링면의 입구온도와 최대온도는 급격히 증가하지만, 원주방향으로의 온도구배는 줄어든다.

기호 및 약어 설명

N	: 축의 회전속도
Q	: 윤활유의 공급유량
T_d	: 윤활유의 배유온도
T_j	: 축표면의 온도
T_p	: 베어링면의 온도
T_{p_i}	: 베어링면의 입구온도
$T_{p_{max}}$: 베어링면의 최대온도
T_s	: 윤활유 공급온도
W_L	: 부하하중
ϵ	: 편심율
θ	: 원주각
ϕ	: 편심각

참 고 문 헌

1. E.R. Booser, A. Missana, and F.D. Ryan, "Performance of Large Steam Turbine Journal Bearings", ASLE Trans., Vol. 13, pp.262-268, 1970.
2. 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.
3. K.W. Kim, M. Tanaka and Y. Hori, "A Three-Dimensional Analysis of Thermohydrodynamic Performance of Sector-Shaped, Tilting-Pad Thrust Bearings", ASME Trans., J. of Lub. Tech., Vol. 105, pp.406-413, 1983.
4. J.D. Knight and L.E. Barrett, "Analysis of Tilting Pad Journal Bearings With Heat Transfer Effects", ASME Trans., J. of Tribology, 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 Tribology, Vol. 111, pp. 628-634,

- 1989.
6. S. Taniguchi, T. Markino, K. Takeshita, and T. Ichimura, "A Thermo-hydrodynamic 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.
 7. M. Tanaka, "Thermohydrodynamic Performance of a Tilting Pad Journal Bearing With Spot Lubrication", ASME Trans., J. of Tribol., Vol. 113, pp. 615-619, 1991.
 8. 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, pp. 22-31, 1993.
 9. H.C. Ha, K.W. Kim, Y.C. Kim and H.J. Kim, "Experimental Investigations on the Occurrence of Inlet Pressure in Large Tilting Pad Journal Bearings", '93 KSLE Spring Conference, pp. 32-38, 1993.