

저어널 베어링의 온도 특성에 관한 실험적 연구

서태설 * · 김경웅 **

*산업연구원 기계금속실

**한국과학기술원 생산공학과

An Experimental Study on Thermal Characteristics of Journal Bearing

Tea-sul Seo.* Kyung-Woong Kim **

*Mech. Metallur. Inform. Div. Korea Institute for Economics and Technology,

**Dept. of Prod. Eng. Korea Advanced Institute of Science and Technology

ABSTRACT

This paper deals with some thermal characteristics of journal bearing such as the behaviour of the maximum bearing temperature, the lubricant's carry-over in the inlet region and so on. Temperatures of the bearing and the lubricants being supplied and discharged were measured along with shaft speed and bearing load.

The results showed that with the increase of the Shaft speed, the maximum temperature rose at any shaft speed at a different rate of change depending on the flow regime of the lubricant film. And the lower eccentricity ratio is the more lubricant's carry-over occur. Additionally it was partially proved that the oil discharge temperature and the maximum temperature changed in quite different each other.

기 호 설 명

C : 베어링 간극

D : 저어널 직경

L : 베어링 유효길이

n : 축의 회전수 (rpm)

ps : 급유압력

Q : 유량 (litre/min)

R : 축의 반경

Tmax : 베어링 최대온도

Tin : 급유온도

Tout : 배유온도

To : 베어링 입구온도

W : 베어링하중

μ : 윤활유점성

ρ : 윤활유밀도

1. 서 론

미끄럼베어링에서 유막내의 점성에 의한 에너지소산(viscose dissipation)에 의해서 발생하는 열은 베어링성능에 적지않은 영향을 줄 뿐 아니라, 경우에 따라서는 베어링의 최대온도만으로도 베어링과손의 원인이 될 수 있다.¹⁾ 이것은 1962년 Dowson²⁾이 일반화된 레이놀즈방정식(generalized Reynolds equation)을 발표한 이래로 여러 연구자들의 연구에 의해 확증되어 왔다.³⁾

그 결과 열동수압적(thermohydrodynamics; THD)윤활분제의 해를 얻기 위한 여러가지 방법이 제시되었다. 즉, 알맞는 가정과 경계조건과 함께 일반화된 레이놀즈방정식과 에너지 방정식을 연립하여 푸는 방법들이 나왔다. 또한 최근에는 저어널과 베어링의 열전도와 열팽창을 고려한 연구도 나오고 있다.³⁾ 이렇게 THD 이론이 체계화되어 오고 있지만 아직도 몇몇 까다로운 문제들이 남아 있다.

그 첫째는 윤활유 급유구 주변에서의 윤활유의 혼합현상이다. 이것은 베어링 외부로부터 공급되는 찬 윤활유와 급유구로 재유입되는 가열된 윤활유의 혼합비율이 급유방식과 베어링의 운전조건에 따라 달라지는 것에 기인한다. 이에 대해서는 J. Mitsui⁴⁾가 윤활유 입구부에서의 혼합계수(Mixing Coefficient)를 유추하여 입구부의 경계조건으로 사용하여 실험과 잘 일치됨을 보였고, Medwell과 Bunce⁵⁾는 급유구의 형상이 베어링의 성능에 미치는 영향에 대해서 실험적으로 연구하여 이 부분의 이해를 돕는데 일조를 하였다.

또한 W. W. Gardner와 J. G. Ulschmid⁶⁾의 실험결과에 의하면 베어링의 최대온도 증가가 베어링내의 윤활유의 유동이 층류일 경우와 비층류일 경우 다른경향을 보이는 것으로 나타났으며, T. Suganami와 A. Z. Szeri⁷⁾가 이 실험치를 이용해서 이론과 비교하였다.

그러나 이 두가지 현상에 대한 연구는 아직도 매우 미흡한 상태에 있다. 특히 후자에 대한 실험은 Gardner의 것이 유일하며 그것도 이것에 대한언급이 매우 미약한 상태이다.

그러므로 본 연구는 베어링 온도가 저어널의 속도에 따라 어떻게 변화하며 또 그 원인이 무엇

인지 규명하고, 아울러 급유구 주변에서의 온도 분포를 측정함으로써 윤활유의 혼합현상(lubricant's carry-over)의 경향을 살펴보고려고 한다.

2. 실 험

본 연구에서 사용한 실험장치를 Fig. 1-a, b 에 나타내었다. 시험축은 저어널부의 직경이 100mm 이고 길이는 80mm이며, 자동조심형 볼베어링으로 양쪽에서 지지하도록 되어있다. 축은 가변속 모터로 구동하되 축의 회전수를 6000rpm까지 상승시킬 수 있도록 하였다. 베어링은 내경 100.45mm 외경 140mm 전체길이 120mm(유효길이 80mm)의 황동 베어링을 사용했다. 따라서 이 베어링의 간극비(C/R)는 4/1000이고 길이비(L/D)는 8/10이다. 이 베어링의 중앙 수직 상부에는 직경20mm의 급유구멍이 있고 급유홈은 없다. 베어링에는 열전대를 심기 위한 작은 구멍을 필요한 수만큼 가공해 주었다. 이들 구멍 및 시험베어링의 상세한 치수를 Fig. 2에 나타내었다.

기름은 유압작동유와 광물성 기유 두 가지를 사용하였는데 이들의 점성과 밀도를 Table 1에, 나타내었다. 기름의 급유는 분당 토출유량이 약 70 리터인 트로코이드 펌프로 하였으며 급유량을 조절할 수 있게 하였다. 기름의 온도를 조절하기 위하여 기름저장소에 전열선을 설치하여 외부의 전자식 온도제어장치와 연결하였다.

하중은 Fig. 1-b에서 보는 것처럼 지렛대 끝에 추(dead weights)를 얹어줌으로써 가했으며 1 ton 용량의 로드셀로 그 값을 측정했고, 회전수는 축의 한쪽 끝에 평기어를 설치하여 디지털 타코미터로 측정하였다.

각종 온도의 측정은 와이어의 직경이 0.25mm 인 철-콘스탄탄(J Type) 열전대를 사용하였으며 열전대의 측정점(hot-junction)은 연납땜으로 연결하고 나머지 부분은 니스로 절연하였다. 베어링의 온도분포는 축방향으로 대칭이라고 가정하여 열전대를 중앙과 우측의 반쪽에만 심어서 측정하였다. 그리고 온도는 각 열전대를 분해능이 0.1°C 인 멀티미터의 각 단자에 연결하여 측정하였다.

기름의 급유온도는 유압작동유의 경우 40.0°C, 광물성 기유의 경우 30.0°C로 조절하였고, 급유

압력은 0.05M Pa로 하였다. 베어링하중은 100N 부터 2500N 범위에서 실험하였고 축의 회전속도는 1000rpm 과 5000rpm 사이의 범위로 하였다.

3. 결과 및 고찰

3-1 베어링온도와 축의 회전속도

Fig. 3 은 베어링하중 및 여타조건을 일정하게 유지시킨 상태에서 1000rpm과 5000rpm 사이의 여러 속도에서 측정된 베어링의 최대온도의 추이를 나타낸 것이다. 이 그래프를 보면 2800rpm부근까지는 베어링의 최대온도가 일정한 기울기로 증가하다가 그 이후부터 3700rpm까지는 증가율이 둔화됨을 알 수 있다. 그 다음에는 처음보다 더 큰 기울기로 증가함을 나타낸다. Fig. 4 에서도 거의 동일한 경향을 보이고 있다.

이것은 Gardner⁶의 대형 베어링에서의 실험결과와 유사하다 할 수 있다. 다만 그의 실험과는 컨이영역에서 측정온도가 증가하지 않았다는 사실에서만 차이가 있는데 이 차이는 본 실험에서는 최대온도를 측정하였고 그의 실험에서는 한 지점에서의 온도만을 측정했기 때문에 발생한 것으로 사료된다.

이와같은 현상은 베어링의 유동상태와 관계가 있는 것으로 볼 수 있다. 즉, Fig. 3 과 Fig. 4 에서의 기울기가 가장 적은 구간은 베어링 유막의 유동이 층류에서 난류로 넘어가는 컨이영역이라고 볼 수 있다. 왜냐하면 바로 이 영역의 레이놀즈수가 컨이영역에 해당하기 때문이다.

다음으로 이러한 현상이 발생하는 이유를 고찰해 보면, Fig. 5 는 컨이영역의 초기와 말기부분이라 볼 수 있는 두 회전수에서의 온도분포를 나타낸 것인데 이 그래프를 살펴보면 최대온도는 거의 변함없는 반면에 나머지 다른 위치에서의 온도는 두 경우가 서로 비교적큰 차이를 나타내고 있다. 온도차이가 많은 부분은 유막두께가 가장 큰 위치를 중심으로 하고 있는 것을 알 수 있는데, 이것은 이 지역에서 난류운동이 제일 먼저 일어날 것임을 암시한다. 따라서 이 지역에서는 난류에 의해서 발생할 수 있는 열 만큼의 온도상승이 다른 경우보다 추가되었다고 할 수 있다. 반면에 최대온도 발생지역은 속도증가로 말미암아 틈새가 증가하나 아직 난류는 발생하지 않아 결

과적으로 최대온도의 발생위치는 달라질 수는 있어도 그 값은 별 차이가 없게 된다. 이현상은 유막전체에 난류가 확산된 후까지 얼마간의 속도 범위에서 계속 진행된다.

이 같은 저어널 베어링에서의 최대온도의 거동은 베어링의 편심율을 비롯한 기타조건 유막의 유동상태가 연루되어서 나타나는 것이므로 베어링의 주어진 조건에 따라서 약간의 차이는 있을 것이다.

3-2 급유온도의 상승

급유구 주변에서 발생하는 윤활유의 역류 및 새로 공급되는 찬 윤활유와 재유입되는 가열된 윤활유의 혼합현상은 베어링의 열적 성질에 큰 영향을 미치는 것으로 알려졌다. 그리고 이런 현상은 급유홀의 형상과 베어링의 운전조건에 따라 그 양상이 크게 달라진다는 것이 여러 연구자들의 연구결과에 의해서 밝혀진 바 있다.^{4,5} Mitsui와 Ferron⁸은 윤활유의 혼합에 의한 입구부의 온도상승을 고려하기 위해서 혼합계수를 사용하여 실험과 비교하였다. 그러나 윤활유의 혼합비율이 베어링의 운전조건에 어떤 영향을 받은 지에 대해서는 언급이 없었다.

가열된 윤활유가 입구에서 재유입되는 비율을 정확히 알 수 없지만 본 연구에서는 최대온도상승량(Tmax-Tin)과 입구온도상승량(To-Tin)의 비율을 이용하여 대체적인 경향을 살펴보았다.

Fig. 6 과 Fig. 7은 이러한 원리에 따라 얻어진 것이다. Fig. 6 은 베어링의 운전조건중 하중만을 변화시켜서 얻은 것인데 하중이 증가함에 따라 가열된 윤활유의 혼합비율은 작아졌으며, Fig. 7에서는 베어링의 속도와 이 비율은 거의 비례하는 것으로 나타났다. 이 두가지 결과를 종합해 보면 베어링의 편심율이 클수록 가열된 윤활유의 재유입은 적어지는 것을 알 수 있다. 그러므로 작은 편심율로 운전되는 베어링에서는 재유입되는 윤활유에 의한 입구온도의 상승이 있고 그에 따른 베어링 온도의 전체적인 상승이 비교적 크게 되는 것을 알 수 있다.

3-3 베어링온도와 배유온도

Fig. 8 은 최대온도와 배유온도를 동시에 측정

하여 그 관계를 보인것인데 하중이 증가함에도 불구하고 배유온도는 증가하지 않음을 보였다. 이것은 배유온도의 증가가 곧 베어링온도의 증가가 아니라는 사실을 단적으로 보이는 것이다. Fig.8을 보면 하중이 증가함에 따라 유량이 증가하는 것으로 나타났는데 이것은 급유구에서 찬 윤활유가 비교적 많이 유출되어서 다른 부분에서 배유된 윤활유와 혼합되어 전체적인 배유온도가 감소하게 된 것으로 볼 수 있다.

4. 결 론

본실험에서 얻은 결과들을 고찰한 것으로부터 몇가지 결론을 얻었다.

저어킬 베어링의 회전속도를 증가시키면 이에 따라 베어링의 최대온도가 증가하는데 난류영역에서는 층류영역에서보다 더 큰 비율로 증가하며 그 사이의 천이영역에서 가장 증가율이 작았다.

급유구 주변에서 일어나는 윤활유의 혼합현상은 베어링의 온도특성에 큰 영향을 주며 베어링의 편심율이 클수록 가열된 윤활유의 재유입비율이 작은 것으로 나타났다.

또한 축의 회전속도가 증가할 때 베어링의 배유온도와 최대온도는 서로다른 경향으로 변한다.

위와같은 결론은 베어링의 설계 및 점검에 유용하게 사용할 수 있을 것이다.

참 고 문 헌

1) E. R. Booser, F. D. Ryan and C. L. Linkinoker, "Maximum Temperature

for Hydrodynamic Bearings Under Steady Load", J. ASLE, 1970, Vol. 26, pp.226 ~ 235

- 2) Dowson D., "A Generalized Reynolds Equation for Film Fluid Lubrication", Int. J. Mech. Sci., Pergamon Press Ltd., Vol. 4, 1962, pp. 159~170
- 3) R. Boncompain, M. Fillon, J. Ferron, "Analysis of thermal effects in hydrodynamic bearings", ASME J. Tribol., 1986, Vol. 108, pp.219~224
- 4) Mitsui, J. and Yamada, T., "A Study of the Lubricant Film Characteristics of Journal Bearings Part I", Bull. JSME, Vol. 22, pp. 1491~1498
- 5) Medwell, J. O. and Bunce, J. K., "The Influence of Bearing Inlet Conditions on Bush Temperature Fields", Proc. 6th Leeds-Lyon Symp. on Tribology, Mech. Eng. Publication Ltd., 1979
- 6) W. W. Gardner and J. G. Ulshmid, "Turbulence Effect in Two Journal Bearing Applications", ASME J. Lubr. Tech., 1974, Vol. 96, pp. 15~21
- 7) T. Saganami and A. Z. Szeri, "A Thermohydrodynamic Analysis of Journal Bearings", ASME J. Lubr. Tech., 1979 Vol. 101, pp. 21~27
- 8) J. Ferron, "A Study of the Thermohydrodynamic Performance of a Plain Journal Bearing -Comparison Between Theory and Experiments", ASME J. Lubr. Tech., Vol. 105, 1983, pp.422~428

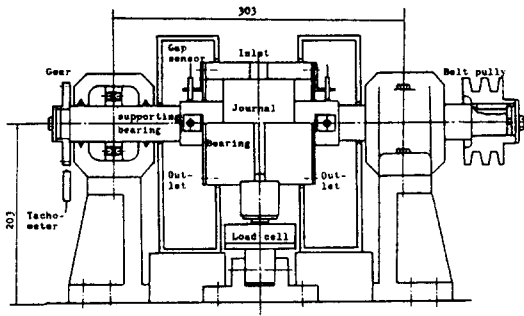


Fig. 1-a Front view of the apparatus

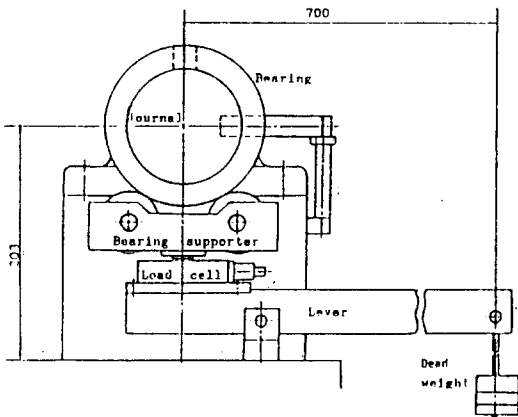
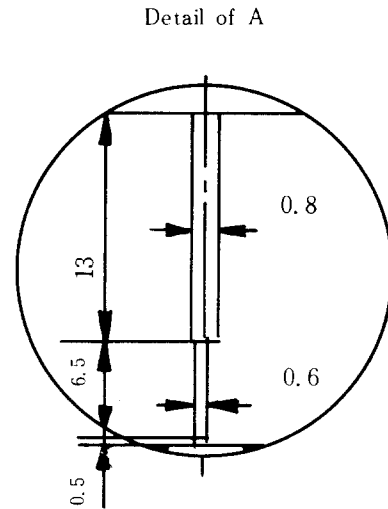


Fig. 1-b Side view of the apparatus

Table1. Viscosities and densities of Lubricants

| Lubricant Property | Oil A | Oil B |
|-----------------------------|---------|---------|
| μ in (Pa s) | 0.00977 | 0.00347 |
| ρ (kg/m ³) | 852 | 813 |

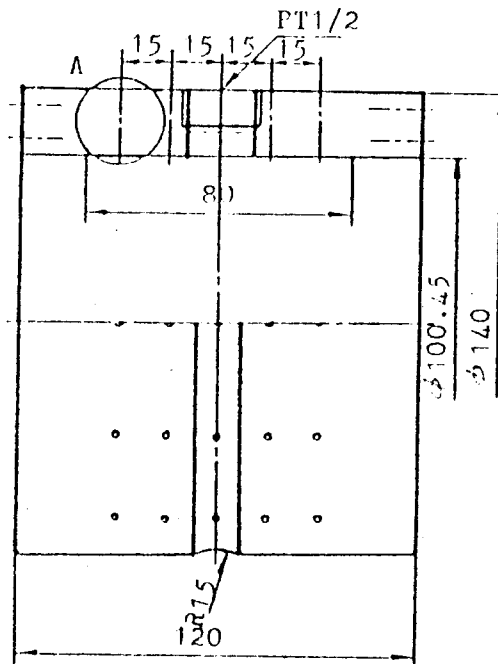


Fig. 2 Geometry of the test bearing

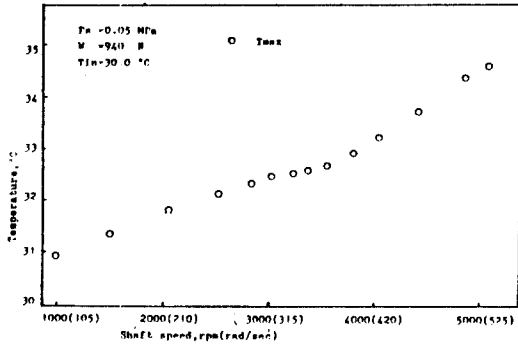


Fig. 3 Maximum temperature versus shaft speed

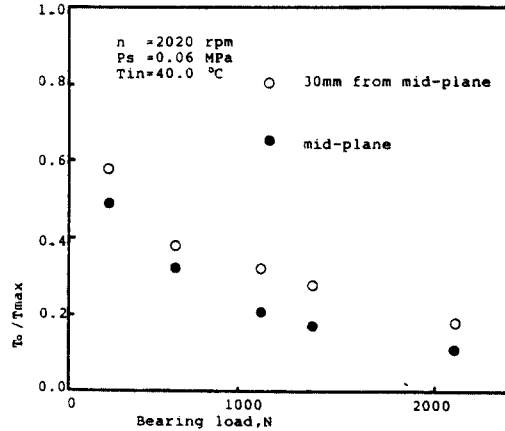


Fig. 6 Oil carry-over rate versus bearing load

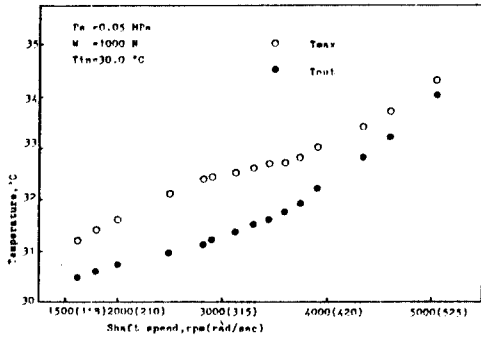


Fig. 4 Plots of maximum temperatures and discharged oil temperatures

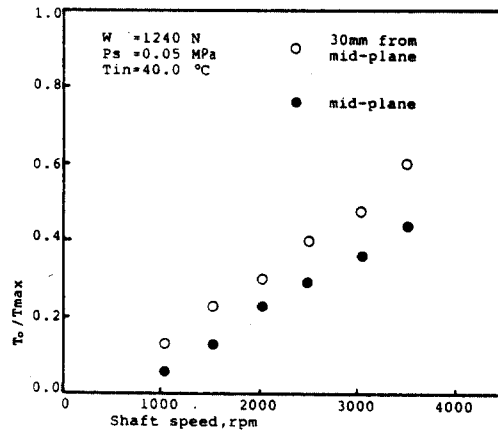


Fig. 7 Oil carry-over rate versus shaft speed

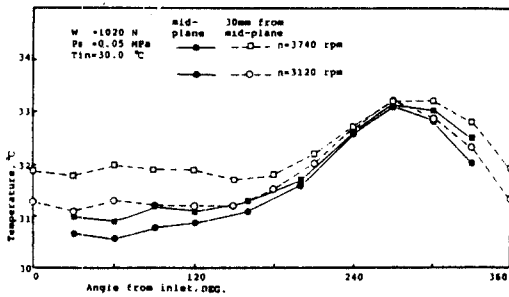


Fig. 5 Temperature profiles along the circumferential direction of the bearing for two shaft speeds included transition regime

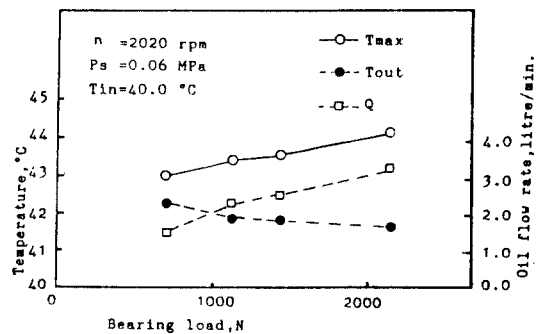


Fig. 8 Plots of maximum temperatures, discharged oil temperatures and oil supply rates