2003 추계학술발표회 논문집 한국원자력학회

원자력발전소 터빈-발전기 베어링 온도센서 배열의 최적화 연구

Study for Array Optimization of Thermocouple Using in Turbine-Generator Bearing of Operating Nuclear Power Plant

> 이상국, 손석만, 이선기, 이준신, 이욱륜 한국전력공사 전력연구원 대전광역시 유성구 문지동 103-16

요 약

현재 국내 원자력발전소의 터빈-발전기 베어링용 온도 센서는 저널 하중을 지지하고 있는 베어링 패드 하부가 아닌 상부에 위치하고 있어 저널과 베어링사이의 마찰에 의한 베어링 화이트메탈의 손상이 자주 일어남에도 불구하고 온도 센서에서 이에 대한 감지가 정상적으로 이루어지지 못하고 있다. 본 논문에서는 터빈-발전기용 저널베어링내 온도감 시 센서의 설치 방법에 대해 고찰해 보고 유한요소법을 이용한 베어링 특성 해석 소프트 웨어를 이용하여 터빈-발전기용 저널베어링 상태 감시용 온도센서 배열에 대한 최적화를 검토하였다. 현재 원자력발전소 터빈-발전기 베어링 상부는 부하를 거의 받지 않는 지점 으로 배유온도와 비슷하기 때문에 최대 부하지점중 간극의 공차를 고려하여 가장 작은 편심각을 갖도록 원주방향으로는 수평에서 회전방향으로 120°근처에 센서 배열하는 것이 가장 좋은 온도응답 특성을 확인함으로서 베어링 온도측정을 위한 최적 센서배열 위치를 결정할 수 있었다.

Abstract

The thermocouple used in turbine-generator bearing of operating nuclear power plant is located in upper bearing shell. Thermocouples in these position give wrong information about bearing condition to operator. The installation method of bearing was reviewed and new position of thermocouple in bearing was optimized using FEM. The new computed position is about 120° in opposite direction of rotation from horizontal position.

1. 서 론

발전용 베어링 상태를 감시하는 중요한 변수인 온도는 운전시 유막두께, 압력, 축 진동 과 같이 엄격히 관리되고 있다. 현재까지 이러한 온도측정에는 측정이 용이한 배유온도를 측정하여 왔으나, 이는 베어링 상태 변화에 대한 응답시간 지연과 감도 저하가 발생될 수 있다. 또한 현재 국내 원자력발전소의 터빈-발전기 베어링용 온도 센서는 그림1과 같이 저널 하중을 지지하고 있는 베어링 패드 하부가 아닌 상부에 위치하고 있어 저널과 베어 링사이의 마찰에 의한 베어링 화이트메탈의 손상이 자주 일어남에도 불구하고 온도 센서 에서 이에 대한 감지가 이루어지지 못하고 있다.

베어링 화이트메탈 재료측면상 나타난 측정치를 가지고 경보나 운전정지값을 설정하는 것은 적절한 방법이 아니다. 즉, 대부분의 베어링들은 고장온도 훨씬 이하에서 원활하게 운전되도록 설계하는 반면에 측정장비는 유막의 운전측면에서 어떤 변화를 감지해야 한 다. 그러나 베어링내 열전달 지연효과로 급격한 윤활 손실상태에서는 측정치로 안전하게 운전정지할 수 없다. 베어링이나 기계에서 잠재적으로 위험하지만 비교적으로 점진적인 변화(베어링피로, 불평형, 축정렬 악화)에 대한 안전장치로 경보나 운전정지값을 제공할 수 있어 온도감지 센서의 설치방법과 위치의 선택은 매우 중요하다고 할 수 있겠다.^{1,2)}

따라서, 본 논문에서는 터빈-발전기용 저널베어링내 온도감시 센서의 설치 방법에 대 한 실용적 기술에 대해 고찰해 보고 유한요소법을 이용한 베어링 특성 해석 소프트웨어 를 이용하여 터빈-발전기용 저널베어링 상태 감시용 온도센서 배열의 최적화 연구를 수 행하였다.



그림 1 온도센서 설치위치 변경 요약도

2. 베어링내 온도센서 취부 방법

2.1 센서 고정

고정 방법은 센서의 위치, 베어링표면재료(보통 화이트메탈), 혹은 베어링의 모재(보통 강)에 매우 의존한다. 센서가 페드나 베어링모재(bearing backing material)에 설치된다 면, 접착제에 의한 부착, 스프링하중에 의한 밀어맞춤(push-in fit), 클립부착에 의한 밀어 맞춤 등에 의해 설치할 수 있다. 이러한 세 가지 방법이 그림 2에 나타낸다. 접착제에 의 한 센서부착이 가장 긍정적인 방법이지만 센서가 작동하지 않을 때에는 베어링이나 패드 를 완전히 교체해야 한다. 세 번째 방법은 일반 현장에서 가장 실용적으로 사용되는 방법 인데 가장 좋은 측정치를 보여주며 문제 발생시에도 쉽게 교체가 된다. 센서의 팁부위가 베어링재료에 잘 접착되는 것이 중요하며 그렇지 않으면 측정치가 부정확하다.



그림 2 센서 고정방법

2.3 센서 취부 방법

온도 센서 취부 방법으로는 감도가 빠르고 패드의 기계적 특성에 영향이 없으며 센서 취부 위치에 부하가 걸려 그 부위가 오목하게 내려앉는 현상인 블로잉 아웃 (blowing-out)현상을 방지할 수 있으나, 전문화되고 숙련된 설치과정이 필요한 푸딩 (pudding)법과 베빗(babbit)이 얇을 때 유리하나, 최대온도 예측상 오차가 많아 표면에서 가까이 드릴링한 후취부에서 전도성 접착제의 분리 발생이 가능한 후방 드릴 (back-drilling)법이 주로 사용되어지며 이 두 방법의 설치방법은 그림 3, 4와 같다. 블로 잉 아웃이 일어나지 않으면서 빠른 감도를 얻으려면 패딩(padding)법이 사용되어져야 하 나 현장 조건상 후방 드릴법이 주로 사용되어 진다.



(a) Babbit 융착전



그림 3 패딩법



그림 4. 후방드릴법

3. 온도센서 설치 위치 산정

원자력 발전소의 터빈-베어링은 일반적으로 고부하를 담당하기 위해 타원형 저널 베어 링을 사용하고 있다. 편각 정렬불량의 영향을 고려하여 저널 베어링의 동특성을 해석하기 위한 유막두께 h에 대한 Reynolds식은 다음의 식(1)과 같다.³⁻⁹⁾

$$\nabla \cdot \left(\frac{-\rho k^3}{k_x \mu} \cdot \nabla P \right) = \nabla \cdot \left(\rho h U + \frac{-\rho^2 h^3}{k_x \mu} E \right) + \frac{\partial}{\partial t} (\rho h) + \rho V$$
(1)

저널 베어링에 유막두께 h를 구하는 식은 그림 5를 참조하여 유도하면 식(2)와 같다.



(2)

그림 5 저널베어링 원주방향 형상

베어링내 온도 구배는 베어링 표면과 패드나 쉘(shell)의 깊이에 따라 차이가 크게 나 므로 최대온도의 정확한 측정을 위해서는 촘촘히 여러개의 온도센서를 취부하여야 한다. 그러나, 발전소 여건상 베어링내 센서의 설치는 제한된 개수만 취부할 수 있으므로 최대 부하 위치를 계산하는 것이 필요하며 이때 마멸로 인해 간극이 커질 수 있으므로 최대 부하지점보다 일정 여유를 두고 반회전 방향으로 설치되어야 한다.

3.1 원주방향 설치위치 검토

원자력발전소의 터빈-발전기는 주로 총 11개의 베어링을 가지고 있으며 T1베어링은 고압터빈의 첫 번째 베어링이고 T10베어링은 발전기와 여자기 사이의 베어링이고 T11베 어링은 여자기부의 베어링이다. 이 베어링들은 타원형 저널 베어링으로 두께 70mm정도 의 쉘을 가지고 있고 상부에는 릴리프 트랙(relief track)을 가지고 있는 형태이다. 운전중 에서 공급유 온도는 40℃이고 T1에서 T11까지의 베어링 제원은 표1과 같다.



그림 6 원자력발전소 터빈-발전기 베어링 위치

BRG NO.	베어링 크기 (mm) (직경 × 길이)	간극 (mm)	베어링에 걸리는 정하중
#1	ø508.0 × 457.2	$0.7112 \sim 0.9398$	235kN
#2	ø762.0 × 457.2	$0.9144 \sim 1.1430$	330kN
#3	ø762.0 × 558.8	$1.1000 \sim 1.3280$	756kN
#4	ø762.0 × 558.8	$1.1000 \sim 1.3280$	763kN
#5	ø762.0 × 558.8	$1.1000 \sim 1.3280$	756kN
#6	ø762.0 × 558.8	$1.1000 \sim 1.3280$	763kN
#7	ø762.0 × 558.8	$1.1000 \sim 1.3280$	757kN
#8	ø762.0 × 558.8	$0.8710 \sim 1.0990$	757kN
#9	ø762.0 × 609.6	0.7620 ~ 0.9652	870kN
#10	ø762.0 × 660.4	1.0160 ~ 1.1170	899kN
#11	ø254.0 × 177.8	0.3302 ~ 0.4572	37.7kN

표 1 원자력발전소 터빈-발전기 베어링 제원

표1의 제원을 활용하여 FEM으로 베어링 하부의 압력분포를 그리면 그림 7과 같다. 표2 를 참조하면 하부의 압력분포는 120°에서 130°사이에서 최대 부하를 보이고 있으며 간극 의 증가에 따라 편심율과 최대 부하각이 감소하고 있으므로 오랜 사용시 경마찰로 인한 간극이 증가되므로 가장 작은 부하각을 온도센서의 설치위치로 정하면 추후 베어링 간극 증가시에 온도변화를 올바르게 나타낼 수 있다.

정상운전시에 그림 8의 A와 같은 압력분포를 가진 베어링에서 하중의 증가나 라이닝 표면의 손상에 기인하여 베어링 유막두께가 감소하면, 최소유막두께는 감소하고 온도는 상승하여, 최대 압력이 나타나는 지점은 그림 8의 곡선 B와 같이 더 낮게 형성될 것이다. 초기에 최소 유막두께가 형성되는 지점에 설치된 온도 센서에서 측정된 값은 그림 8의 A에서 B로 압력분포가 변함에 따라 실제 최고온도가 증가함에도 불구하고 감소한 것으 로 나타나 잘못된 값을 계측하게 된다. 따라서, 실제 온도센서의 설치는 반회전 방향으로 계산된 최대 부하지점보다 일정 여유를 두고 설치되어야 한다.



그림 7 하부 베어링의 원주방향 압력분포

표 2 베어링 특성 해석 결과

PDC NO	머시으	최대 부하 각 (°)	최대 부하	평균 오일 온도
DAG NO.	신검포		(MPa)	(°C)
#1	.68~.82	128°~123°	8.18~3.19	$48.4 \sim 46.6$
#2	.74~.78	129°~126°	$2.76 \sim 2.95$	$50.7 \sim 48.6$
#3	$.84 \sim .87$	122°~120°	$6.06 \sim 6.44$	$50.4 \sim 48.7$
#4	$.84 \sim .87$	122°~120°	$6.06 \sim 6.44$	$50.4 \sim 48.7$
#5	$.84 \sim .87$	122°~120°	$6.06 \sim 6.44$	$50.4 \sim 48.7$
#6	.84~.87	122°~120°	$6.06 \sim 6.44$	$50.4 \sim 48.7$
#7	.84~.87	122°~120°	$6.06 \sim 6.44$	$50.4 \sim 48.7$
#8	.80~.84	125°~122°	$5.57 \sim 5.98$	$52.8 \sim 50.4$
#9	.74~.81	127°~124°	$7.31 \sim 5.90$	$54.8 \sim 52.2$
#10	.78~.81	126°~125°	$5.22 \sim 5.43$	$48.7 \sim 48.4$
#11	.73~.81	125°~120°	$2.75 \sim 3.15$	$47.5 \sim 45.1$



그림 10 하중에 따른 온도 구배

3.2 길이방향 센서 설치 위치

저널 베어링의 축방향의 온도분포는 축과 베어링 면사이의 축정렬에 크게 의존한다. 베 어링의 축방향 양단 인근에서의 온도측정은 축정렬 영향에 극도로 민감하므로, 베어링내 길이방향 센서 설치 위치는 중심부가 추천된다.^{10,11)}

3.3 센서 설치 깊이

베어링의 두께방향에 따라 온도분포가 높을 수 있기 때문에 베어링의 센서 설치 깊이 에 따라 측정온도는 크게 달라질 수 있다. 베어링 면의 가능한 가장 근접한 위치에 센서 를 설치하여 최고 온도를 측정하는 것은 바람직하지 않은 이유는 설치위치에서의 강성을 갖는 재료(주로 whitemetal)의 특성이 베어링의 전체에 영향을 줄 수 있기 때문이다. 모 재(보통 강)내에 구멍을 뚫어서 센서를 설치하는 것은 더욱 안정성이 있으나 실제온도 보다 낮게 나타난다.

써모커플 설치시 센서팁(bead)은 화이트메탈에 접촉하는 것이 좋으며, 좋은 감도를 얻 기 위해서는 문헌에 따라 다르나 대개 표면에서 3mm이내 정도에 센서팁을 설치하도록 권고하고 있다.

원자력발전소 터빈-발전기 베어링에 대해 센서 설치 깊이에 따른 온도 변화를 간단히 알아보기 위해 식(3)과 식(4)와 같은 원통형 구조물의 열전도식을 이용하여 #11 베어링을 해석하였다. 여기서, 원통 내·외부 온도가 전체적으로 균일하다는 가정하에서 내부온도 를 온도경보치인 107℃와 운전정지치인 121℃로 대기온도를 25℃로 하여 계산하였다. 센 서 깊이에 따른 온도변화를 보면 표 3과 같이 표면에서 3mm 떨어진 지점(화이트메탈과 모재와의 경계면은 베빗 표면 온도와 4.1℃의 차이를 보이고 있으므로 센서 팁이 표면에 서 많이 떨어질수록 실제 최대 온도와 차이가 많이 발생한다. 따라서, 센서 설치시 센서 팁이 표면에서 너무 떨어지지 않도록 주의해야 한다.

$$T(r) = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{\ln(r_1/r_2)} \ln\left(\frac{r}{r_2}\right) + T_{s,2}$$
(3)

$$T_{s,2} = \frac{h_0 T_0 - \frac{k}{r_2 \ln(r_1/r_2)} T_{s,2}}{h_0 - \frac{k}{r_2 \ln(r_1/r_2)}}$$
(4)

여기서, $h_0 = 10$ ($W/m^2 K$), k = 40 (W/mK)로 하였으며, r_1 은 127mm로 r_2 는 베어링 두께(75mm)를 더한 202mm로 계산하였다.

내경과의 거리	온도(경보치)	온도(운전정지치)	
0mm	107.0℃	121.0°C	
3mm	102.9℃	116.2°C	
5mm	100.3°C	113.1 °C	
10mm	93.8°C	105.5 °C	
15mm	87.5℃	98.2℃	
20mm	81.4°C	91.1 °C	

표 3 11번 베어링에서 센서 깊이에 따른 온도변화

4. 결론

터빈-발전기 베어링의 메탈온도 측정용 센서 위치를 개선하기 위하여 적정 위치와 방법을 검토한 결과는 다음과 같다.

1) 설치 방법은 블로잉 아웃(blowing-out)현상을 방지하기 위해 패딩(padding)법이 적합 하며, 이때 설치 깊이는 화이트 메탈에 센서팁이 접촉하도록 베어링 내경에서 3mm되는 위치에 설치하는 것이 좋으며 후방 드릴(back-drilling)법을 사용하여 설치할 때는 최대한 내경에 가깝도록 전도성 접착제를 사용하여 설치하는 것이 양호함을 확인하였다.

2) 현재 원자력발전소 터빈-발전기 베어링 상부는 부하를 거의 받지 않는 지점으로 배 유온도와 비슷하기 때문에 최대 부하지점중 간극의 공차를 고려하여 가장 작은 편심각을 갖도록 원주방향으로는 수평에서 회전방향으로 120°근처에 센서 배열하는 것이 가장 좋 은 온도응답 특성을 확인함으로서 베어링 온도측정을 위한 최적 센서배열 위치를 결정할 수 있었다.

참고문헌

- 1. Bearing's Material, Pioneer Motor Bearing Company, (1998)
- 2. GE Corp, 1976, GE Field Engneers' Manual EM1611, EM17002.1 routing Method
- Amwar, I., Colsher, R., Katsumata, S., "Computer Aided Design of Fluid Film Bearings", ASME Lub. Conference, (1982), p1–22
- 4. Gardner, W.W. and Ulschmid, J.G., "Turbulence Effects in Two Journal Bearing Applications", ASME Trans., J. of Lub. Tech, Vol. 96 (1974), No. 1, p15–23.
- 5. Choudhury, P.De and Barth, E.W., "A Comparision of Film Temperatures and Oil Discharge Temperature for a Tilting Pad Journal Bearing", ASME Trans., J. of

Lub. Tech., Vol. 103 (1981), No. 1, p115-119

- Kim, K.W., Tanaka, M. and Hori, Y., "A Three-Dimensional Analysis of Thermohydrodynamic Performance of Sector-Shaped, Tilting-pad Thrust Bearings", ASME Trans., J. of Lub. Tech., Vol. 105 (1883), No. 3, p406–413
- Wilcock, D.F., "Turbulence in High Speed Journal Bearing", ASME Trans., Vol. 72 (1950), p825–834
- 8. Ng, C. W. and Pan, C.H.T., "A Linerized Turbulent Lubrication Theory", ASME Trans., J. of Basic Eng., Vol. 87 (1965), No. 3, p675–678
- Wilcock, D.F. and Pinkus, O., "Effects of Turbulencs and Viscosity Variation on the Dynamic Coefficients of Fluid Film Journal Bearing", ASME Trans., J. of Tribol., Vol. 107 (1985), No. 2, p256–262
- Booser, O. and Wilcock, D.F., "Thermal Effects in Fluid Film Bearing", IMechE, (1980), p3-23
- McHugh, J.D., "Principles of Turbomachinery Bearings", Proceedings of The Eighth Turbomachinery Symposium, p135–145