

수직형 저널 베어링에서 preload 변화에 따른 베어링 패드 온도 변화

김준성^{*†} · 김두영^{*} · 김동관^{**} · 박상호^{***}

Bearing Pad Temperature Change Depending on the Preload of Vertical Journal Guide Bearing

Junsung Kim^{*†}, Duyoung Kim^{*}, Dongkwan Kim^{**}, Sangho Park^{***}

Key Words : Vertical guide bearing(수직형 안내베어링), Preload(예압), Temperature reduction(온도저감), Pumped storage power plant(양수발전소), Pump/turbine and motor(펌프수차 발전전동기)

ABSTRACT

The temperature of vertical pump bearing metal in the pumped storage power plant has been high enough to shutdown the unit. Attempts such as decreasing the oil supply temperature, increasing the bearing oil gap etc. were performed to resolve the problem, but the issue was not resolved. Finally, the high bearing metal temperature was corrected by adjusting the bearing preload. The preload is formed by the oil wedge between the journal surface and bearing pad surface and the degree of preload is determined by the machined radial clearance, assembled radial clearance, rotor journal diameter etc.

This paper focuses on the analysis of the preload depending on the bearing parameters and the result of the modification of the bearing following the analysis. The bearing metal temperature dropped as much as 20°C which was similar as expected by software calculation. But the shaft vibration could increase when the assembled radial clearance is excessive. So, the adjustment of the bearing preload for the tilting pad type journal bearing should be carefully performed.

1. 서론

국내 전력수요는 국민의 생활수준이 상향됨에 따라 심야 전력소모는 적고 오후의 전력소비가 최대부하가 되는 형태를 보인다. 심야의 유휴전력을 저장하여 주간 피크부하에 효과적으로 대비하기 위한 수단으로 써, 큰 단위용량임에도 기동정지와 출력조정을 쉽게 할 수 있는 등 계통 신뢰도 향상 때문에 양수발전소를 건설하고 있으며 그 규모는 국내 전기생산설비의 5.3% 인 3,900 MW로 성장하였다.⁽¹⁾

양수발전소는 동일한 출력을 생산하는 조건이라면, 유효낙차가 클수록 펌프용량이 적게되고 소형화 시킬 수 있어 건설공사비가 절약된다. 국내 최대 낙차를 가진 양수발전소의 주요 제원은 Table 1과 같다.

Table 1 Physical parameters of the highest head pumped storage power plant in Korea

Power generation			Pumping up		
Head	max	817.0m	Head	max	832.4m
	min	761.7m		min	782.5m
Generation flow(m ³ /s)		148.4	Pumping flow(m ³ /s)		125.2
Power(MW)		255			

Speed : 600 rpm, 2 stage francis pump/ turbine

* Korea Electric Power Research Institute

** Korea Midland Power Cooperation Ltd.

*** Chungnam National University

† 교신저자, E-mail : js121@kepco.co.kr

Table 1 양수발전소의 건설 후 최초 운전시에 정격속도의 90%인 540 rpm에서 발전기 상부(Gen, upper) 가이드베어링패드(guide bearing pad)의 메탈(metal)온도가 70 ~ 74 °C 도달 후 포화되지 않고 계속 상승하여 정지 값인 85 °C에 근접하였다. 대상 발전소의 제작사에서 제시한 베어링 온도 경보 값은 80 °C이고 정지 값은 85 °C 이다.

베어링 오일(oil) 공급시스템의 오일 온도를 낮추어 베어링패드 온도를 낮추려는 시도를 하였지만, 온도 저감에는 한계가 있었다. 시운전 시기는 동절기이므로 베어링 오일 쿨러(oil cooler) 냉각수 온도가 12 °C 이었음에도 온도가 포화되지 않았고, 하절기에는 냉각수 온도 상승으로 인한 오일 온도 상승이 예견되었다. 수차의 정격속도 및 부하차단 후 무구속 속도에서 베어링 온도상승을 방지 할 필요성이 제시되었다.

선행연구에서 $Ha^{(2)}$ 는 틸팅패드 베어링에서 베어링 예압(preload)을 조정함으로써 베어링 강성과 온도특성을 조정할 수 있다고 제시하고 있다. 본 논문에서는 양수발전소의 대형 수직 펌프수차에서 틸팅패드저널베어링 예압(preload)을 조절하여 베어링 패드 메탈온도를 변화시킨 현장 사례를 통하여, 베어링에서 예압변화에 따른 온도변화 그리고 진동변화를 알아보고자 한다.

2. 베어링 온도상승 현상

2.1 펌프수차 베어링 특성

2.1.1 베어링 개요

본 논문에서 고찰한 발전소는 회전방향에 대하여 수직으로 설치된 발전기(Gen, MTR)와 펌프 수차(TBN /PUMP)는 독립된 축으로 구성된 두 개의 축을 커플링(coupling)으로 체결하여 하나의 축으로 회전하도록 하였다. 베어링은 하중을 가진 축이 수직으로 정해진 위치에서 회전할 수 있도록 위치를 지지해주는 장치로써 수평방향을 지지하는 4개의 틸팅패드저널베어링(#1, #2, #3, #4)과 수직하중을 지지하는 1개의 트러스트(thrust) 베어링(#5) 등 5개의 베어링이 있다. 틸팅 베어링은 예압(preload)을 조정하여 베어링의 강성과 온도 특성을 쉽게 조정할 수 있기 때문에 구조가 복잡하지만 수직형 기계에 많이 사용되고 있다. 기존의 국내 양수 발전소와는 다르게 펌프수차의 하중을 지지하는 트러스트 베어링이 수차축 제일 하부에 있으며, 국내 최대낙차를 이용하는 발전소로써 수차의 회전속도가 타 양수 발전소의 300 ~ 450 rpm 보다 높은 600 rpm이다. 전체적인 베어링의 위치는 Fig. 1과 같다.

일반적으로 수평형 기기에서 하중을 지지하는 베어링의 역

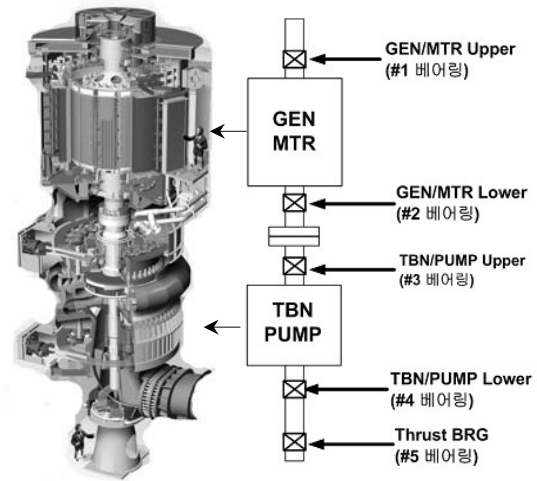


Fig. 1 Schematics of the bearing position of the pumped storage power plant⁽³⁾

Table 2 Physical parameters of the bearing

Contents		Data
Journal diameter, D	mm	1,400
Bearing length, L	mm	306
Assembled radial clearance, Ca	mm	0.3
Machined radial clearance, Cp	mm	0.5
Preload ratio, $m=1-Ca/Cp$		0.4
Number of pads	ea	8
Pivot position		center

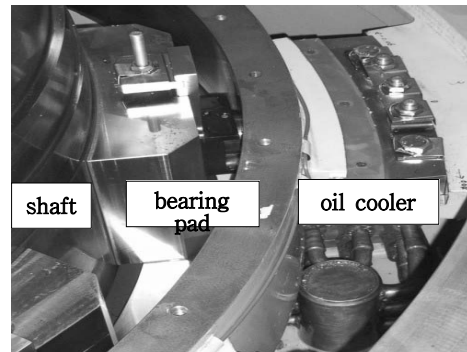


Fig. 2 Photography of an assembled guide bearing

할과는 달리, 양수 펌프 터빈의 수직형 회전기계 축을 수평방향으로 지지하는 수직으로 설치된 베어링은 하중의 지지보다는 적절한 강성과 감쇠로써 회전하는 수직축이 제한된 공간 내에서 안정하게 운전되도록 도와주는 역할을 한다.⁽²⁾ 발전기와 수차를 수평방향으로 지지해 주는 틸팅패드저널베어링의 제원

은 Table 2와 같다.

한쪽 방향으로만 회전하는 일반적인 터빈 베어링 패드의 메탈 온도는 최대부하를 받는 지점인 중심에서 약간 벗어난 위치에서 온도를 측정 한다. 양수발전은 한 개의 수차 축(shaft)이 발전(터빈)과 양수(펌프)운전시 회전방향이 서로 반대이기 때문에 일반적으로 패드 메탈의 온도 측정 센서도 중앙에 위치하여 패드의 최대부하(온도)에서 약간 벗어난 패드 중앙부위 온도를 측정하여 관리한다. 베어링 패드 피봇의 위치는 Fig. 2와 같이 중앙에 위치하고 있다.

베어링 오일 냉각은, 수냉각 코일(coil)을 이용한 자연냉각 방식으로 냉각오일의 순환은 축 저널부 회전에 따른 오일 회전력과 자연대류에 의해 순환되어 냉각된다.

2.1.2 베어링 온도 상승현상

베어링 오일을 냉각시키는 오일 쿨러에 공급되는 냉각수 온도가 12 °C이고, 기동전 베어링 오일 온도가 51 °C에서 수차의 발전방향으로 운전시에 베어링 패드 온도가 정격속도인 600 rpm에서 포화되지 않고 92 °C이상(계약서 : 최악조건 85 °C)으로 계속 증가하는 현상이 발생하였다. 사용하는 오일은 ISO VG 32 이다. 현장에서는 냉각 오일의 공급온도를 낮추려는 시도를 하였다. Fig.3 은 베어링 냉각시스템 관련 개략도이다. 베어링 패드와 오일 판막이(deflector ①, ②) 그리고 오일 쿨러는 항상 오일에 잠겨있다. 운전을 하게 되면 축의 회전력에 의해 오일은 원심력을 가진 회전을 하게 되고, 회전하는 오일

은 자연스럽게 판막이 ①의 하부를 통과하여 냉각기에 의해 냉각된 오일과 합류하게 된다.

오일 쿨러와 뜨거운 오일의 접촉을 많게 하기 위하여 자연스러운 오일 흐름에 방해가 될 수 있는 판막이 하부를 절단하여(Fig. 3 (a)의 ① 점선부분) 오일 흐름 통로를 키우고, Fig. 3 (b)의 ②와 같은 판막이를 설치하여 오일 흐름 방향을 조정하는 등 오일 냉각계통의 내부 구조를 수정하여 오일 쿨러 성능을 높이는 작업을 하였다. 그 결과 냉각 오일 온도를 3 °C 낮춘 49 °C로 공급할 수 있었으나, 정격속도에서 베어링 패드 온도가 포화되지 않는 현상은 계속되었다. 한편으로는 베어링 패드의 조립간극을 0.3 mm에서 0.35 mm로 조정하여 베어링의 부하 부담을 줄여 온도하락을 유도하고자 하였다.

위와 같은 조치를 한 후 베어링이 완전히 냉각된 상태에서 즉, 발전기 하부 베어링 패드온도 16.5 °C, 상부 베어링 22 °C에서 조차도 발전방향으로 540 rpm 도달 후 20 분 만에 발전기 상부 가이드 베어링 온도가 67 °C에서 포화 되었다. 이어서 정격속도의 95 %인 570 rpm까지 승속한 결과 베어링 온도는 포화되지 않고 79 °C에서 계속 상승중인 상태에서, 595 rpm에서는 84.9 °C이상으로 온도가 지속적으로 상승하였다.

현장에서 할 수 있는 조치로써, 베어링에 공급되는 윤활유 유량 증가 및 냉각기 성능향상에도 불구하고, 발전방향으로 540 rpm에서 67 °C로 포화되는 듯 하던 발전기 베어링 패드 메탈 온도가 무부하 정격속도 운전시에 계속 상승하여 현장조치의 한계를 보여주었던 것이다. 결국 국내 양수발전소 건설공사에서 기 경험하였던 베어링 예압 부족에 의한 온도상승⁽⁴⁾을 검토하게 되었으며, 베어링 설계를 재해석하여 최적설계를 통한 온도 저감조치를 취하게 되었다.

2.2 베어링 최적설계

2.2.1 베어링 온도 지배방정식

베어링의 온도분포를 구하기 위해서 Ha⁽²⁾는 Fig. 4와 같은 모델을 세우고 식 (1)의 3차원 에너지 방정식과 식 (2)의 베어링 패드의 온도 방정식을 사용하였다.

이때 사용된 3차원 에너지 방정식은 다음과 같다.

$$\bar{U} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \theta} + \left(\frac{R}{L}\right) \bar{W} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \zeta} = \frac{1}{Pe h_o^2} \frac{\partial}{\partial \eta} \left(\left(1 + \bar{\mu} \frac{Pr}{Pr'} \frac{v_t}{v} \right) \frac{\partial \bar{T}}{\partial \eta} \right) + \Lambda \frac{\bar{\mu}}{h_o^2} \left(1 + \frac{v_t}{v} \right) \left(\left(\frac{\partial \bar{U}}{\partial \eta} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{W}}{\partial \eta} \right)^2 \right) \quad (1)$$

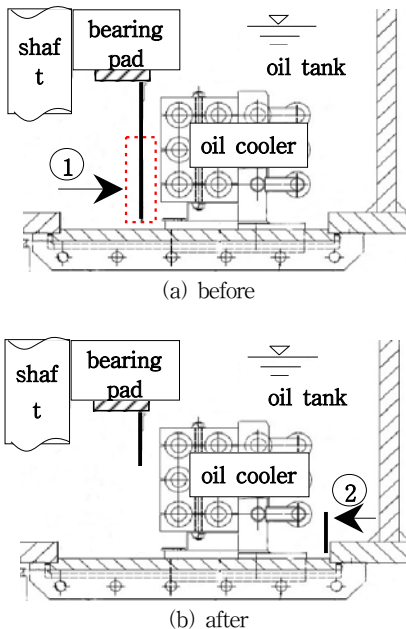


Fig. 3 Geometry of a guide bearing cooling system⁽³⁾

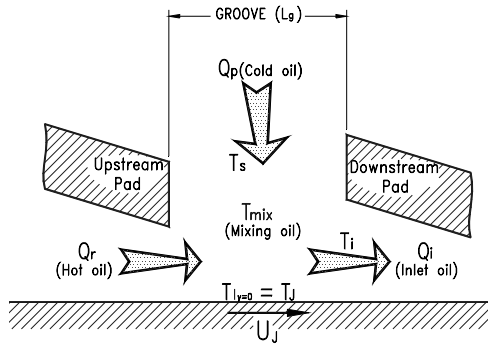


Fig. 4 Mixing temperature in a mixing groove⁽²⁾

식 (1)에서 Pe는 Peclet 수, Pr은 Prandtl 수, Pr+는 turbulent Prandtl 수, 그리고 L는 dissipation 수로서 아래와 같다.

$$Pe = \rho c_p \omega C_p^2 / k, \quad Pr = \mu_s c_p / k,$$

$$Pr^+ = \nu_t / \nu_H, \quad \Lambda = \mu_s \omega / \rho c_p T_s (C_p / R)^2$$

ν_t : eddy viscosity, ν_H : eddy diffusivity

또한 Ha⁽²⁾는 Fig. 4 에서 다음과 같은 가정으로 패드입구 온도를 식(2)로 나타내었다. 패드 공급구에서 외부에서 공급되는 차가운 오일과 앞의 패드에서 점성 마찰에 의해 데워진 뜨거운 오일이 혼합되어지므로, 이 혼합된 오일의 온도와 패드의 입구온도가 같다고 가정하고, 이 혼합온도(T_{mix})는 다음 식으로 계산하였다.

$$\bar{T}_{mix}^i = \frac{\chi \int_{-1/2}^{1/2} \int_0^{\theta} \lambda \bar{h} \bar{U} T d\eta d\zeta \Big|_{\theta}^{i-1} + \bar{Q}_p^i \bar{T}_s}{\chi \int_{-1/2}^{1/2} \int_0^{\theta} \lambda \bar{h} \bar{U} d\eta d\zeta \Big|_{\theta}^{i-1} + \bar{Q}_p^i} \quad (2)$$

여기서 i는 i-번째의 패드를 나타내며, c는 앞의 패드로부터 흘러나온 유량이 다음 패드로 유입되는 비율 즉, carry over 비율을 나타낸다. 다른 조건들은 Ha⁽²⁾에 나타난 바와 같다. 이와 같은 연구결과를 볼 때 온도는 오일 공급온도(T_s), 각 패드의 기울기 각도(θ), 유막두께(h) 등과 관련이 있음을 알 수 있다.

2.2.2 베어링 해석

베어링 조립간극(Ca - assembled radial clearance)과 가공간극(Cp - machined radial clearance)의 비를 예압비

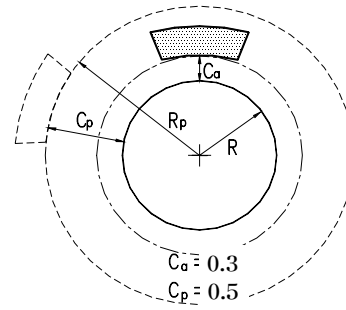


Fig. 5 Preload bearing(m=0.4)

Table 3 Physical parameters of the bearing

Contents		Data
Unit load	kg/cm ²	1.167
Assumed bearing load	kN	50
Bearing pad arc, β	an angle(°)	28
Assumed bearing supply oil temp	°C	55

(preload ratio, $m = 1 - Ca/Cp$)라고 정의하고 그 의미는 Fig. 5와 같다. 가공간극과 조립간극을 조정하여 베어링 저널부에 썩기형태의 오일필름(oil film)을 형성하도록 하는 저널부 표면에 대한 베어링 패드 표면의 기울기(썩기) 정도를 나타내는 것이다.

틸팅패드형 저널베어링에서 예압을 주는 효과는 베어링 패드 면에서 오일 필름에 의하여 발생된 온도를 오일이 전달받아, 온도가 높아진 오일은 패드의 밖으로 토출되어 냉각되고, 그 다음 패드에 공급되는 냉각 오일은 패드와 패드 사이의 그로브(groove)를 통하여 냉각된 새로운 오일이 토출될 만큼 새롭게 패드에 유입되어 패드 표면에 발생된 열을 효과적으로 냉각하는 효과를 얻는다.

베어링을 해석하는데 있어 Table 2의 사양과 더불어 Table 3 가정을 하고, ①가공간극이 0.5 mm (preload 0.4)인 현재 베어링에서 패드의 조립간극을 0.3 mm~ 0.5 mm 까지 증가시킬 경우와, ② 조립간극을 0.3 mm, 0.4 mm, 0.5 mm로 하였을 때 베어링 패드 내경(가공간극)을 크게 하여 베어링 예압을 증가시키는 조건 등 4 개 조건으로 상용 프로그램인 ARMD 5.4⁽⁵⁾를 이용하여 해석하였다.

2.2.3 베어링 해석 결과

본 사례의 양수발전소 시스템에서 윤활 오일 공급온도가 동일한 상태일 때의 예압 변화에 따른 패드 온도, 유막두께, 손실, 강성의 변화는 Table 4와 같다. 계산결과에 의하면 현장에 설치된(preload 0.4) 베어링 패드 메탈 온도의 최대값은 74 °C

Table 4 Preload calculation sheet according to the bearing assembled clearance or machined radius clearance

Case	Machined clearance	Assembled clearance	Preload	Pad dia.	Temp. max	Hmin	Power loss	Stiffness	
								k _{xx}	k _{yy}
1	0.5	0.3	0.4	1401.0	73.99	0.142	50.09	2.56	6.14
		0.4	0.2		78.65	0.129	39.50	1.24	6.33
		0.5	0.0		84.81	0.114	32.49	6.88	7.45
2	0.5	0.3	0.4	1401.0	73.99	0.142	50.09	2.56	6.14
	0.75		0.6	1401.5	68.72	0.162	56.41	3.61	6.27
	1.5		0.8	1403.0	64.53	0.183	62.43	5.37	7.13
	3.0		0.9	1406.0	62.07	0.191	67.19	6.93	8.19
	6.0		0.95	1412.0	60.31	0.182	72.11	7.75	8.69
3	0.67	0.4	0.4	1401.3	68.82	0.156	46.16	1.63	5.34
	1.0		0.6	1402.0	64.44	0.179	50.70	2.15	4.99
	2.0		0.8	1404.0	61.24	0.205	53.90	2.91	4.91
	4.0		0.9	1408.0	59.47	0.215	56.29	3.52	5.01
	8.0		0.95	1416.0	58.29	0.205	59.08	3.77	4.89
4	0.83	0.5	0.4	1401.7	65.97	0.164	43.00	1.18	5.00
	1.25		0.6	1402.5	62.02	0.188	46.28	1.48	4.49
	2.5		0.8	1405.0	59.48	0.216	47.91	1.88	4.07
	5.0		0.9	1410.0	58.14	0.225	49.13	2.17	3.85
	10.0		0.95	1420.0	57.28	0.211	50.96	2.24	3.56

* Clearance : mm, Pad dia : mm, Temp : °C, Power loss : kW
Hmin(Film thickness) : mm, Stiffness : E + 8, N/M

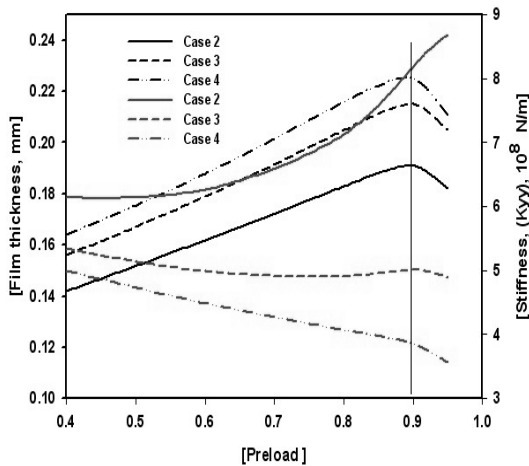


Fig. 6 Comparison of film thickness and stiffness by preload

로 해석되었다.

기 설치된 베어링 저널부의 내경 1,400 mm는 변경할 수 없으므로, 발전기 베어링의 적절한 간극은 case 3에서 조립간극 0.4 mm일 때의 가공간극 2.0 mm (m=0.8)와 4.0 mm (m=0.9)에서 베어링 온도와 손실이 낮으며 적절한 축 강성과 유막두께를 가진 양호한 베어링으로 계산 되었다. Table 4를 도식적으로 표현하여 Fig. 6 으로 나타낼 수 있다. 예압이 증가하면 오

일두께(Film thickness)는 서서히 증가하다가 예압 0.9를 기점으로 감소되는 것을 볼 수 있으며, 이때를 전후하여 강성(K_{yy})도 약간씩 변화하고 있다.

현장에서 펌프수차를 운전시에 예기치 못한 외란에 의한 신뢰도를 확보하는 측면으로 보면 회전하는 수차의 안전성은 베어링 오일 유막두께가 매우 중요하므로, case 3의 예압은 0.8~0.9 에서 유막두께가 더 두꺼운 0.9가 더 적절한 것으로 볼 수 있다. 이때의 베어링 패드 내경은 1,408 mm, 조립간극 0.4 mm 로써 예압은 0.9(1-Ca/Cp)이다. 이때의 패드 온도는 59.5 °C가 되므로 온도 감소 효과가 현재 베어링 대비 약 14.5 °C로 나타났다.

Table 4에서 보면 예압 증가에 따라 강성(K_{xx})와 case 2의 강성(K_{yy})는 단조증가 하는 반면에 case 3, 4의 강성(K_{yy})는 강성이 완만하게 감소하고 있다. (Fig. 6) 일반적으로 무차원 값인 강성은 예압에 따라 무조건 증가하거나 감소하지 않고 축 편심율(중심위치)에 따라 증감되는 것으로 식 (3)과 같이 무차원 쥘머펠드수(Sommerfeld number)의 함수로 표현되는 것이 보통이다.

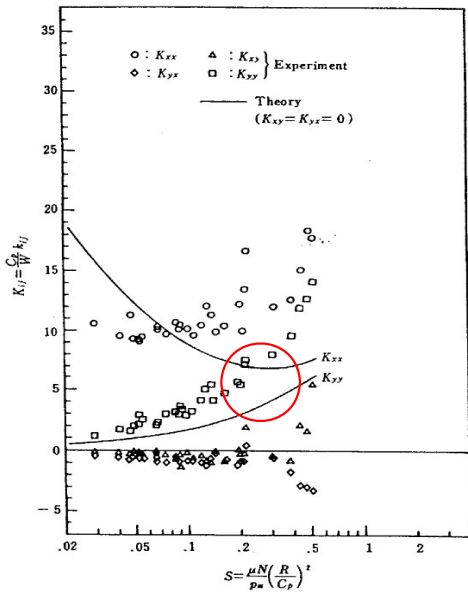
$$S = \frac{\mu N}{P_m} \left(\frac{R}{C_p} \right)^2 \quad (3)$$

여기에서 R : journal radius, C_p : machined radial clearance, μ : dynamic viscosity, N : rotational speed, P_m : bearing load/projected area.

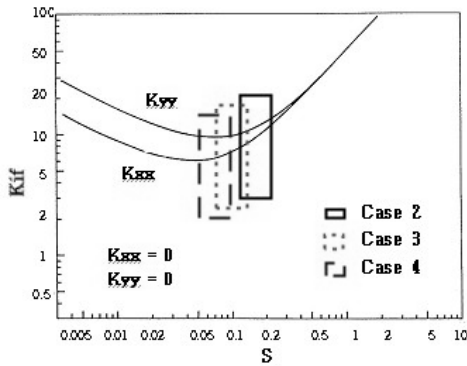
식 (3)을 보면 쥘머펠드수는 저널직경과 가공간극의 비율 즉 편심율과 관계되어 있음을 알 수 있다. 쥘머펠드수의 변화에 대한 강성계수의 변화를 나타내는 Someya⁽⁶⁾의 기존 문헌을 보면, 주강성은 예압의 증가에 따라 무조건 증가하지 않고 Fig. 7의 (a)에서와 같이 주강성과 편심율의 관계인 쥘머펠드수에 따라서 커지거나 줄어들게 된다. Table 4에서 해석된 틸팅패드저널베어링의 강성변화를 문헌과 비교해보면 Fig. 7의 (b)와 같이 case 3과 4는 강성이 변화 되는 부분에 위치하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 8은 베어링 패드 조립간극을 0.4 mm로 하였을 때 (case 3) 가공간극 변화에 따른 베어링의 강성과 온도 및 손실 변화를 도식적으로 표현 하였다.

패드의 가공간극 증가와 같이 예압이 증가하면 일정 구간까지는 온도가 급격히 감소하는 것을 볼 수 있으며, 강성과 손실도 급변 하다가 일정 구간을 지나면 변화가 완만해지는 경향을 보인다. 이는 매우 고무적인 결과로써 동일한 조립간극에서도 가공간극 증가에 따른 예압이 증가하면서 냉각효과가 커져 적



(a)



(b)

Fig. 7 Verification of stiffness by Sommerfeld number⁽⁶⁾

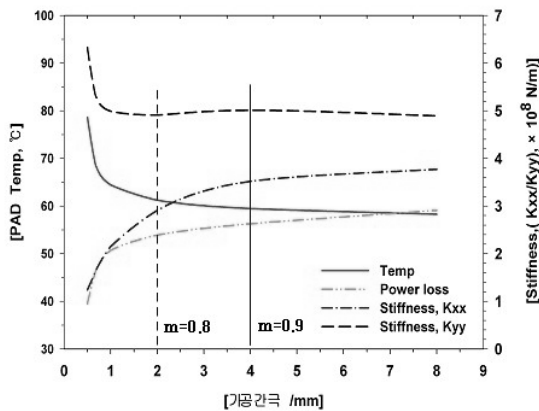


Fig. 8 Predicted guide bearing stiffness, power loss and bearing metal temperature

절한 지점까지는 패드의 온도가 급격히 감소하고 베어링 강성은 증가하게 되나, 어느 지점을 지나면 그 변화율은 완만해짐을 알 수 있다. 베어링의 강성이 증가하면 수차 축 진동값도 저감시킬 수 있다.

주기기 제작사에서는 당초 베어링의 가공간극을 0.5 mm에서 2.0 mm로 증가시키고, 조립간극은 0.3 mm에서 0.35 mm로 변경하여 베어링의 예압을 0.4에서 0.83으로 증가시키도록 설계를 변경하였다. 이는 Fig.8에 보이는 것처럼 해석에서 나타난 최적 값이 아닌 최적값 근처 값으로써 현장과 설계의 차이점을 감안한 것으로 보인다.

3. 현장 적용

3.1 베어링의 예압 효과

현장의 Unit A 호기에 설계 변경한 베어링을 적용하여 보았다. 당초 예압이 0.4인 베어링을 사용할 때는 패드 온도가 92 °C 이상에서도 포화되지 않았으나, 최적 설계된 베어링(m = 0.83)을 사용한 후 600 rpm의 정격스피드 무부하(full speed no load)에서 73 °C에서 포화되어 운전되었다. 계산된 온도저하 값인 14 °C 보다 더 큰 약 20 °C 이상의 온도 저감효과를 보았으며 진동 값은 큰 변화를 보이지 않았다.

베어링 예압을 조정하여 패드 메탈 온도가 감소된 이유는 예압증가에 의하여 윤활유의 냉각 효과가 좋아지기 때문이다. 즉, 예압이 증가하면 패드의 기울기가 증가하고, 유막의 썩기 형상이 더욱 급격해져서 입구부의 오일 유량에 비하여 출구부의 토출 오일 유량이 적어지게 되므로 외부에서 차가운 오일이 베어링 내부로 유입되는 양이 많아지므로 냉각 효과가 증가되기 때문이다.⁽⁷⁾

현장에서는 이와 같은 결과를 탄력적으로 운영하여 계획예방 정비 후 시운전시에 톨팅패드저널베어링인 발전기 상부 베어링과 하부 베어링의 패드 온도가 포화되지 않고 상승할 경우, 베어링 패드 조립간극을 0.35 mm~0.5 mm까지 조정하여 패드 온도와 진동값의 변화를 주고 있다. 가공간극은 베어링을 만들 때 확정되므로 현장에서 조정할 수 없으나, 조립간극은 조절이 가능하여 베어링 패드 온도조절에 매우 유용하게 쓰이고 있는 것이다.

Fig. 9는 베어링 가공간극이 2.0 mm(패드내경 1,404 mm)인 양수 발전소 저널베어링의 조립간극을 조절하였을 때, 온도 변화와 베어링 강성변화를 보여주는 해석 결과이다.

조립간극이 수정된 설계치인 0.35 mm에서 0.45 mm로 증가 되면 예압이 0.83에서 0.78로 작아지게 되며 패드 메탈 온도가 저하하고 그리고 수차 축 강성이 작아지는 것을 알 수 있다.

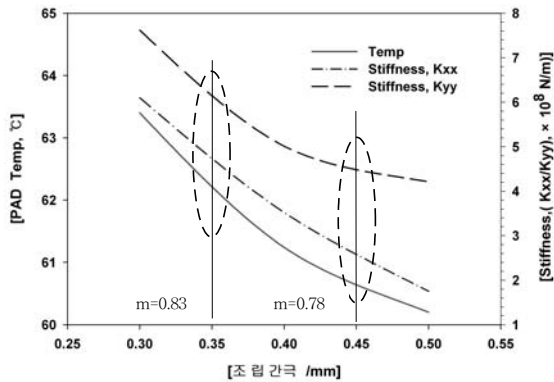


Fig. 9 Comparison of pad metal temperature and stiffness by assembled clearance

이와 같은 결과는 조립간극을 일정하게 유지하고 가공간극을 변화시킨 Table 4, Fig. 6과 Fig. 7 (b)의 경우와 같이 예압이 증가하면 온도가 감소하고 강성이 증가하는 일반적인 경향을 보이지만 적절한 값을 넘어서면 좀머필드수에 변화에 따른 강성 증감을 동시에 고려하여야 한다는 것을 말해주고 있다. 이는 선행 연구결과에서 예압이 적절한 값을 넘어서면 온도가 증가하고 강성도 줄어든다는 결과와 일치한다. 즉, 강성이 최대로 되고 온도가 최저로 되는 적절한 값이 존재한다는 것을 의미한다.⁽²⁾ 작아진 축 강성은 축 진동을 크게 하는 요소로 작용한다. 베어링 강성이 예압의 증가에 따라 증가하다가 어느 적절한 지점을 지나면 오히려 약간 줄어드는 현상의 이유는 다음과 같은 두가지로 요약할 수 있다. 예압의 증가로 인하여 오일 입구부 간극이 증가하면 최소유막두께 부위의 오일의 흐름은 국소 레이놀즈수(Reynolds number)가 증가하게 되므로 오일 흐름이 원활치 않은 경우와, 오일패드의 경사 기울기가 급격해지고 최소 유막두께가 필요이상으로 과도하게 작아진 결과로써 마찰력이 증가하여 온도가 높아지는⁽²⁾ 등 원활한 윤활이 되지 않는 경우로 볼 수 있다.

3.2 예압 변화에 따른 진동 변화

Unit B호기는 가공간극이 2.0 mm, 조립간극이 0.35 mm, 예압이 0.83인 베어링을 unit A호기와 동일하게 적용하였음에도 베어링 패드 온도가 포화되지 않고 85 °C 이상으로 계속 상승 하였다. 현장에서 조립간극을 당초 0.35 mm에서 0.45 mm로 조정하여 예압을 수정(m = 0.78)한 결과 패드 온도가 72 °C로 약 23 °C의 패드메탈 온도 감소의 효과가 있었다. 이때의 예압 변화에 의한 오일 동수압 변화로 축의 강성이 변화하여 조립간극을 변화시킨 발전기 상부 진동값이 약 40 μ mp-p 증가하였으며, 축 하부의 수차하부 베어링의 진동값은 약 19 μ mp

Table 5 Comparison of shaft vibration and metal temperature by experiment(full speed no load)

Contents		Unit A		Unit B	
		Original	Modified I	Modified I	Modified II
Preload (m=1-Ca/Cp)		0.4	0.83	0.83	0.78
Actual bearing pad metal temp(°C)		92	73	85	72
Shaft vibration max.(μ mp-p)	발전기 상부	-	268	106	147
	수차 하부	-	4.0 (mm/s ²)	187	168

p-p 감소하였다. 진동과 온도가 변화된 결과를 정리하면 Table 5와 같다. Table 5에서 발전기 상부 진동값이 커진 반면에 수차하부 진동값이 작아진 것을 알 수 있다. 이와 같은 결과는 수차의 진동값이 높은 양수발전소에서 베어링 조립간극을 작게하여 축의 회전 모드(mode shape)를 변경시키고, 축 전체의 진동을 감소시킨 사례⁽⁶⁾와 같이 발전기 상부 베어링 간극 변화에 의한 축 진동 모드가 변화되어 수차 하부 진동값이 달라진 것이다.

Unit A와 unit B는 동일한 발전소의 인접호기로서 동일한 베어링을 사용 하였음에도 Table 3과 같이 베어링의 온도변화가 다른 것은, 베어링 가공의 신뢰도와 현장 조립상태 등의 여건에 의하여 온도가 다르게 나타날 수 있음을 의미한다.

4. 결 론

본 논문에서는 양수발전소의 펌프수차에서 수직형 텀팅패드 저널베어링의 예압(preload) 변화가 베어링 패드 메탈 온도와 진동에 영향을 줄 수 있다는 다음과 같은 사실을 확인하였다.

- 1) 베어링 예압이 증가하면 냉각효과가 증가되어 베어링 패드의 메탈 온도가 감소되며, 온도가 감소되고 강성이 증가되는 최적의 예압 값이 존재한다.
- 2) 현장에서 베어링의 조립간극을 조절하여 예압을 변화시키는 것은, 베어링 패드 메탈의 온도를 효과적으로 저하시킬 수 있는 방법임을 확인하였다.
- 3) 적절한 예압을 가진 베어링에서 조립간극을 증가시켜 예압을 작게하면 베어링 강성이 감소하여 수차축 진동 값이 증가한다.
- 4) 동일한 가공간극과 동일한 예압을 가진 수차 축 베어링에서도, 시스템의 현장여건에 따라 베어링이 최적화된 상태가 다를 수 있으므로 베어링 패드 메탈의 온도가 다르게 나타날

수 있음을 확인 하였다.

참고문헌

- (1) 한국전력공사, 2009, “전력통계속보,” 제 367호, pp. 18~19.
- (2) Hyun Cheon Ha, Chul Hyun Park, Hyung Ja Kim, 2001, “An optimal design of a vertical guide bearing for vibration reduction,” 한국동력기계공학회, 제 5권 제3호 pp. 64~72
- (3) Alstom, korea heavy industries and construction co., Ltd. 2001, “Pumped storage power plant drawing”.
- (4) Hyun Cheon Ha, Seong Heon Yang, Seong Pil Choi, Ho Jong Kim, 1997, “Preload Effects on the Metal Temperature and Shaft Vibration in a Guide Bearing for Hydraulic Pump-Turbines,” 한국윤활학회 학술대회, Vol. 26, pp. 12 3~128
- (5) Rotor Bearing Technology & Software, Inc., 2005, Advanced Rotating Machinery Dynamics Software(ARMD) Version 5.6.
- (6) T.Someya, J.Mitsui, J.Esaki, S.Saito, Y.Kanemitsu, T.Iwatsubo, M.Tanaka, S.Hisa, T.Fujikawa, H.Kanki, 1989, “Journal-Bearing Databook”, Springer-Verlag, New York pp. 139~226
- (7) Hyun Cheon Ha, Seong Pil Choi, 1999, “Characteristics of the shaft vibration in a high head pump-turbine,” 유체기계저널, 제2권 제2호, pp. 27~31.
- (8) Robert C. Eisenmann, Sr., P.E, Robert C. Eisenmann, Jr, 1997, “Machinery Malfunction Diagnosis and Correction,” PTR Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, pp. 13 7~142.