

공학석사 학위논문

수차발전기용 Super Engineering Plastic
Bearing 특성 분석



2012년 8월

부경대학교 대학원

기계설계공학과

장 선 용

공학석사 학위논문

수차발전기용 Super Engineering Plastic
Bearing 특성 분석

지도교수 김 선 진

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함

2012년 8월

부경대학교 대학원

기계설계공학과

장 선 용

장 선 용의 공학석사 학위논문으로 인준함

2012년 05월



주 심 공학박사 김 영 식 (인)

위 원 공학박사 김 병 탁 (인)

위 원 공학박사 김 선 진 (인)

목 차

Abstract	iii
제1장 서론	1
1.1 연구 배경	1
1.2 연구 목적	2
1.3 연구 내용	2
제2장 Bearing 해석 이론	4
2.1 Reynolds Equation 정의	4
2.1.1 유막 기동 흐름의 연속성	4
2.1.2 Simplifications to the Reynolds Equation	5
2.2 Journal Bearing 해석의 이론적 고찰	6
2.2.1 Journal Bearing 형상 정의	6
2.2.2 Reynolds Equation을 이용한 Bearing Parameter 예측	7
2.2.3 좀머펠트 수(Sommerfeld Number)	11
제3장 Super Engineering Plastic 재질 특성 분석	12
3.1 마찰 특성 분석	12
3.1.1 마찰계수 실험	14
3.1.2 윤활 상태에 따른 마찰계수 실험	15
3.2 마모 특성 분석	17
3.2.1 Super Engineering Plastic 마모 측정 실험	18
3.2.2 Pin-On-Disk 마모 측정 실험	19
3.3 Thermal Property 분석	22
3.3.1 Thermal Conductivity	22
제4장 Bearing 설계	27

4.1	수차발전기 구조 분석	27
4.2	Turbine Bearing 설계	29
4.3	Bearing Clearance 설정	32
4.3.1	Bearing 설계 Parameter	32
4.3.2	Bearing 설계	32
제5장	과부하 성능 시험	34
5.1	과부하 성능 시험	34
5.1.1	Increasing Speed Test	35
5.1.2	Normal Speed Test	35
5.1.3	Over Speed Test	37
5.2	과부하 성능 시험 결론	37
제6장	수차모형 시험 결과 및 적용	39
6.1	수차모형 시험	39
6.1.1	Test Condition	40
6.1.2	무부하 Bearing 포화시험	40
6.1.3	Continuous Running Test	42
6.2	수차모형 시험 결론	44
6.3	수차발전기 현장 적용	44
6.3.1	최초 기동 시험	44
6.3.2	무부하 Bearing 포화 시험	45
6.3.3	부하별 Bearing 포화 시험	46
제7장	결론	48
참고문헌	50

Characteristic Analysis of Super Engineering Plastic Bearing for Aberration Generator

Sun-Yong, Jang

*Department of Mechanical Design Engineering,
The Graduate School
Pukyong National University*

Abstract

The rapid growth of modern industry and technology, it has led of electricity shortage because of the global demand. The severe competition between power plant construct companies, it will be a key point increasing efficiency of operating and design of the structure. Various theory and system are already well formulated for metal bearing which is supporting the rotor system.

Since 90's new material which can be used instead of metal were developed. This paper have studied with verifying feature, comparing the material and applying to the aberration generator.

Basically applying 'super engineering plastic' to the bearing can improve the total system's performance. Described several phenomenon, simply applying the material changed and other circumstances are same.

제 1장 서론

1.1 연구 배경

현대 산업·과학 기술의 발달과 산업 경제의 고도성장은 우리나라뿐만 아니라 전 세계적으로 전력 수요의 부족을 초래하고 있다. 이러한 급격한 전력 수요의 증가는 전력 에너지 수급의 문제를 야기하고, 이 문제 해결을 위해 국내·외 발전소들을 건설하고 있거나 계획 중에 있다. 국내 발전기술은 2011년 UAE로 원자력 발전소 수주를 시작으로 해외 발전소 건립 및 발전 기술 수출이 활발히 이루어지고 있으며, 해외 유수 업체들과 경쟁 중에 있다. 이러한 해외 발전소 수주를 위해서는 발전소 건설뿐만 아니라 발전소 운용의 효율 증가를 위한 꾸준한 성능 개선 및 개발이 이루어져야 한다.

일본의 지진 피해로 인한 후쿠시마 원자력 발전소의 위험이 각인되었다. 사고이후 전 세계적으로 각 국가별 전력 수급 안정화 및 낮은 발전단가로 전력을 보급하는 원자력 발전소에 대한 불안감이 고조되었다. 이에 따라 대체에너지 개발 및 친환경 발전을 위한 다양한 방안이 제시되고 있다. 수력발전소는 취수구의 물을 발전기 터빈 축으로 물을 배급함으로써 발생하는 위치에너지를 회전으로 인한 발전기 전력생산, 전기에너지로 전환하여 전력을 공급한다. 이는 화력, 가스 발전과 같은 지하자원을 이용하지 않음에 오염물을 배출하지 않는 친환경 발전소이다.

국내 수력발전소 현황은 선진국에 비해 지리적, 기술적 제반 조건이 열악함에 따라 상대적으로 차지하는 비중은 전 세계적으로 수력 비중이 25%인데 반해 한국은 1% 정도를 차지한다.¹⁾ 현재 국내에서는 대수력발전소 건설에 대한 설계기술이 갖추어져 직접 설계 후 수력발전소 건설을 실시한 국내 업체는 전무한 실정이다. 이에 선진국의 경우 경험을 바탕으로

수력발전소를 설계하고 가동하면서 발생하는 다양한 문제점을 파악하고 성능개선을 위한 다양한 노력을 기울였다. 그 결과 수력발전소의 효율 증가, 운영비용 절감, 친환경적 수차발전기 제작 등의 결과물을 얻었다. 이에 국내 발전소 역시 이러한 변화와 기술 개발이 필요하다.

1.2 연구 목적

현재 대부분의 산업용 Bearing의 소재인 White Metal은 높은 열에 견디지 못하고, 중금속 배출 등 심각한 환경오염을 유발하고 비중도 높아서 작업 및 운반에 까다로운 조건이며, 전기적 저항도 높지 않아서 발전소 Bearing에 절연과피(축전류 발생) 인한 위험이 존재하고 있다. 또한 White Metal의 피로 파손으로, 축의 정렬 불량, Journal 편심, 질량 불평형, 축의 휨, 반복 열, 진동 등에 의한 피로 손상, 윤활유와 함께 Bearing 내부로 유입된 단단한 불순물(dirt particles)의 연삭 작용에 의해 Bearing 표면이 마멸되는 현상이 발생가능하다.

수력발전소 현장에서는 White Metal 소재의 단점을 줄이기 위한 방책으로 마찰, 마모, 전기적 특성에서 Bearing 소재로 적합한 것으로 알려진 Super Engineering Plastic²⁾을 적용한다.

본 연구의 주목적은 Super Engineering Plastic에 대한 특성을 분석하여 White Metal을 대체, 사용여부를 검토하는 것이다. 사용 여부 결정에 대한 단계로써 재질의 특성 분석, Sample Bearing을 이용하여 소재의 성능이 있고, 수차모형을 통해 대체 적용 시 발생 가능한 문제점을 파악함으로써 적용 여부를 판단한다. 최종적으로 Super Engineering Plastic Bearing의 성능을 비교분석함으로써 효율의 정도를 파악하였다.

1.3 연구 내용

본 연구에서는 수차발전기 적용 Super Engineering Plastic Bearing의 운전 특성을 파악하고 기존의 White Metal Bearing과의 비교를 통해서

성능을 검토하였다.

이를 위해 먼저 2장에서는 수학적 접근 방법을 통해서 Reynolds Equation 유추하고 Journal Bearing 해석 이론에 적용한다. 3장에서는 적용 재질 선정에 위한 마찰, 마모, Thermal Conductivity의 기계적 성질 특성³⁾ 실험을 실시하였고, 4장에서는 2장, 3장의 내용을 바탕으로 수차발전기 구조 분석과 Bearing 설계를 진행하였다. 이후 5장에서는 Sample Bearing을 통해서 과부하 운전 시 발생가능한 문제점 파악을 위한 실험⁴⁾을 이용하여 검증하였다. 6장에서는 적용 재질의 신뢰성 검증을 위한 수차모형 실험⁴⁾을 통해 Data를 추출하여 시험하였고, 실제 발전기에 적용하여 성능을 비교하였다. 또한 추출 Data등을 통해서 Super Engineering Plastic Bearing의 비교 분석을 수행하였다.

7장에서는 본 연구의 주요 결론을 요약하였다.



제 2장 Bearing 해석 이론⁵⁾

2.1 Reynolds Equation 정의

2.1.1 유막 기동 흐름의 연속성

유막 흐름의 연속성을 유지하기 위해서 유입되는 양과 유출되는 양은 동일해야 한다. Fig. 2.1.에서의 부피를 일정하게 유지하고, 부피 내의 흐름성은 연속방정식에 따라서 (2.1) 식으로 정의된다.

$$q_x dy + q_y dx + w_0 dx dy = \left(q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} dx \right) dy + \left(q_y + \frac{\partial q_y}{\partial y} dy \right) dx + w_h dx dy \quad (2.1)$$

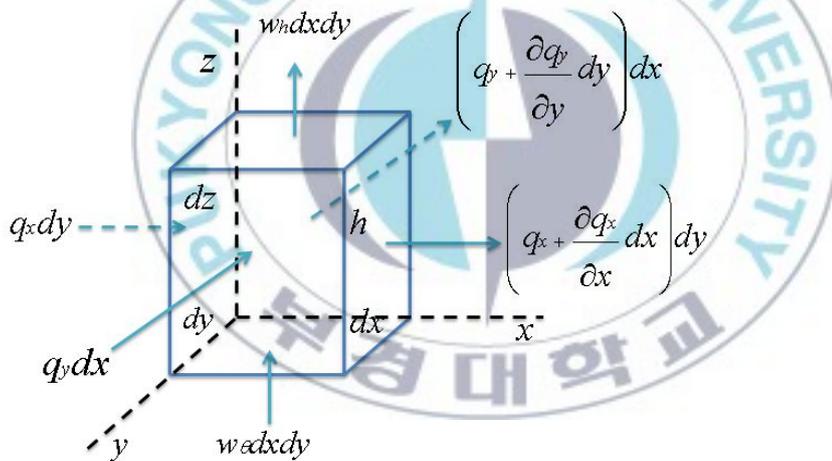


Fig. 2.1. Continuity of flow in a column

Journal Bearing의 특성에 부합되게 z방향으로 유동의 변화가 없다고 한다면 다음 식으로 정의된다.

$$\frac{\partial q_x}{\partial x} dx dy + \frac{\partial q_y}{\partial y} dx dy + (w_h - w_0) dx dy = 0 \quad (2.2)$$

' $dx dy \neq 0$ ' 이면, (2.2)식은

$$\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + (w_h - w_0) = 0 \quad (2.3)$$

이 되며, 이 식은 유막 기동 유량의 연속성을 나타낸다.

단위 길이당 유량은 윤활 속도 적분으로 정의된다.

$$q_x = \int_0^h u dz, \quad q_y = \int_0^h v dz \quad (2.4)$$

속도항 ' u ', ' v ' 을 정의하여 대입하면, ' x ', ' y ' 방향의 흐름 정도를 간단하게 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} q_x &= -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} + (U_1 + U_2) \frac{h}{2}, \\ q_y &= -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} + (V_1 + V_2) \frac{h}{2} \end{aligned} \quad (2.5)$$

Full Reynolds에 대해 3차원 식으로 간략하게 나타내면,

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6 \left(U \frac{dh}{dx} + V \frac{dh}{dy} \right) + 12(w_h - w_0) \quad (2.6)$$

이 된다.

2.1.2 Simplifications to the Reynolds Equation

위의 Full Reynolds Equation은 공학적으로 실제 적용하기에는 복잡하기에 이를 간소화시켜 사용할 수 있다.

- ① 단방향 속도 근사치

회전 방향으로는 속도가 발생하지만 축 방향으로의 이동이 없다고 가정할 경우 $V=0$ 이 된다. 이 경우 식은 좀 더 간략하게 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6 \left(U \frac{dh}{dx} \right) + 12(w_h - w_0) \quad (2.7)$$

② 유막 두께가 일정할 경우

축 방향 유막의 이동이 없다고 가정할 경우 $w_h - w_0 = 0$ 이며, 이 경우 회전 시에도 두 면의 거리가 일정하게 유지되는 것을 가정한다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6 \left(U \frac{dh}{dx} \right) \quad (2.8)$$

2.2 Journal Bearing 해석의 이론적 고찰

2.2.1 Journal Bearing 형상 정의

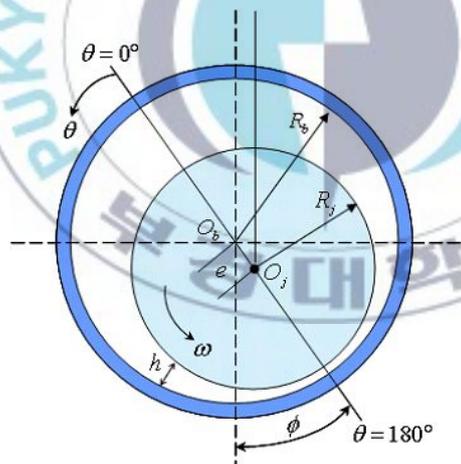


Fig. 2.2. Journal Bearing Geometry

Fig. 2.2.에서 Journal Bearing은 고정된 Bearing 메탈과 회전체

표면 사이에 윤활유가 얇은 유막(Oil Film)을 형성하여 마찰을 적게 하며 Journal을 지지하는 구조를 가지고 있다. Fig. 2.2는 일반적인 Journal Bearing의 구조를 개념적으로 보여준다. 여기서 O_b 는 Bearing 중심, O_j 는 Journal 중심, 동심 조건에서의 공칭 틈새 C 는 Bearing 반경 R_b 와 Journal 반경 R_j 의 차이이고, e 는 Journal Bearing의 편심(eccentricity), 틈새와 편심의 비가 편심률(eccentricity ratio) ϵ 이 된다. Journal은 의 속도로 회전하고 있으며, h 는 원주방향의 위치를 나타내고, ψ 는 임의 θ 에서의 유막 두께가 되므로 $h = c(1 + \epsilon \cos\theta)$ 의 값을 가지며 는 Bearing과 Journal을 잇는 중심선과 하중의 방향이 이루는 자세각(attitude angle)이다.

2.2.2 Reynolds Equation을 이용한 Bearing 파라미터 예측

Reynolds Equation으로부터 Bearing 설계에 필요한 압력분포, 부하 용량, 마찰계수, 마찰력과 윤활유 유량과 같은 중요한 파라미터들을 간단한 적분을 통해서 구할 수 있다.

- 압력분포 (Pressure Distribution)

Reynolds equation의 적분을 통해서 구체적 유막 형상은 $h = f(x, y)$ 함수에 의해 설계된다.

- 부하용량 (Load Capacity)

부하용량은 Bearing의 해석 시에 Journal 표면의 압력을 이용하여 유막력을 산출하는 파라미터이다. 부하량은 Bearing 형상과 윤활유의 점성, 회전 속도에 의해 결정되며, 식의 정의는 다음과 같다.

$$W = \int_0^L \int_0^B p dx dy \quad (2.9)$$

- 마찰력 (Friction Force)

마찰력은 Bearing의 표면에 작용하는 전단력의 합을 의미하여, 식의 정의는 다음과 같다.

$$F = \int_0^L \int_0^B \tau dx dy \quad (2.10)$$

- 마찰계수 (Coefficient of Friction)

$$\mu = \frac{F}{W} = \frac{\int_0^L \int_0^B \tau dx dy}{\int_0^L \int_0^B p dx dy} \quad (2.11)$$

마찰계수는 마찰력과 부하력과의 관계로 정의된다.

- 윤활유 유량 (Lubricant Flow)

Bearing에 유입, 유출되는 윤활유의 양으로 윤활유의 온도와 Bearing 상태를 결정하는 중요한 파라미터이다.

$$Q_x = \int_0^L q_x dy \quad (2.12)$$
$$Q_y = \int_0^B q_y dx$$

- 무한 소폭 Bearing

무한히 좁거나 짧은 Bearing은 $\frac{\partial p}{\partial x} \ll \frac{\partial p}{\partial y}$ 이며, 식 (2.8)은

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6 \left(U \eta \frac{dh}{dx} \right) \quad (2.13)$$

이 된다.

또한 $h \neq f(y)$ 로 취급할 경우 식은 더욱 간단해진다.

$$\frac{d^2 p}{dy^2} = \frac{6 U \eta}{h^3} \frac{dh}{dx} \quad (2.14)$$

이를 한 번 적분하면,

$$\frac{dp}{dy} = \frac{6 U \eta}{h^3} \frac{dh}{dx} y + C_1 \quad (2.15)$$

한 번 더 할 경우,

$$p = \frac{6 U \eta}{h^3} \frac{dh}{dx} \frac{y^2}{2} + C_1 y + C_2 \quad (2.16)$$

여기에 경계 조건인

$$p = 0 \quad \text{at} \quad y = \pm L/2 \quad (\text{Edges of the bearing})$$

$$\frac{dp}{dy} = 0 \quad \text{at} \quad y = 0 \quad (\text{Bearing 중심부에서의 축 방향 압력변화량은 0})$$

을 대입하면, 상수 ' C_1 ', ' C_2 '는

$$C_1 = 0$$

$$C_2 = -\frac{3 U \eta}{h^3} \frac{dh}{dx} \left(\frac{L^2}{4} \right)$$

따라서 무한 소폭 Bearing에서 압력 분포는

$$p = \frac{3U\eta}{h^3} \frac{dh}{dx} \left(y^2 - \frac{L^2}{4} \right) \quad (2.17)$$

이다.

- 점성-온도 차트(Viscosity-Temperature Chart)

온도에 대한 점성의 변화는 Walther's Equation 모델을 이용하여 정의하였다.

$$(v + a) = bd^{1/T^c} \rightarrow \log_{10} \log_{10} (v_{cs} + 0.6) = a' - c \log_{10} T \quad (2.18)$$

a', c : 상수, v : 점성

Fig. 2.3.은 오일의 온도 변화에 따른 점성의 변화를 ISO 3014 (Vogelpohl Model)로 나타낸 그림이다. 온도에 따른 점성의 변화는 좀더 펠트 수에 영향을 미치고, 이는 4장의 Bearing Clearance 결정에 이용된다.

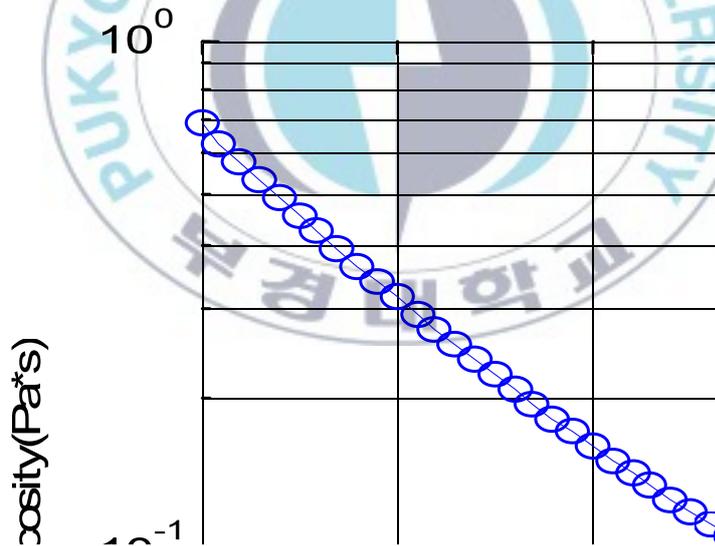


Fig. 2.3. Viscosity as temperature changed (Vogelpohl Model)

2.2.3 좀머펠트 수 (Sommerfeld Number : S)

Reynolds equation에서 추출된 각 파라미터들은 Journal Bearing의 형상 및 운전 변수로 정해지는 좀머펠트 수로 나타낼 수 있다. 좀머펠트 수는 무차원 변수로 다음과 같이 정의된다.

$$S = \frac{\mu N L D}{W} \left(\frac{R}{c}\right)^2 \quad (2.19)$$

- W : 부하량
- L : 베어링 축방향길이
- μ : 동점성
- c : 틈새
- R : 저널반경
- N : 속도

4장의 Bearing 설계에서 Clearance 치수 결정과 관련하여 좀머펠트 수를 이용하여 설계에 반영하였다.



제 3장 Super Engineering Plastic 재질 특성 분석

3.1 마찰 특성 분석

마찰은 접촉하고 있는 두 물체가 법선방향으로 움직임을 방해하는 힘을 의미한다. 이러한 마찰은 물체가 움직이기 위해 발생하는 저항력으로 작용하여 동력손실로 이어진다. 현대 내역기관에서 발생하는 동력은 약 15%~20%만 사용되고, 나머지는 내부 작동부품들 간에 발생하는 마찰 등으로 소모된다.³⁾ 축계 시스템의 경우 축계를 지지하는 유막Bearing의 마찰 손실이 가장 큰 비중을 차지하는데 실험을 통하여 White Metal과 Super Engineering Plastic Bearing간의 마찰 특성을 비교 분석하였다.

Fig. 3.1.은 마찰계수 측정을 위한 장치를 보여준다. 실험은 정지 상태에서 움직임이 발생하는 시점을 측정하고 정지마찰 계수와 움직임이 지속될 때의 시점을 측정하는 운동마찰계수 실험을 진행하였다.

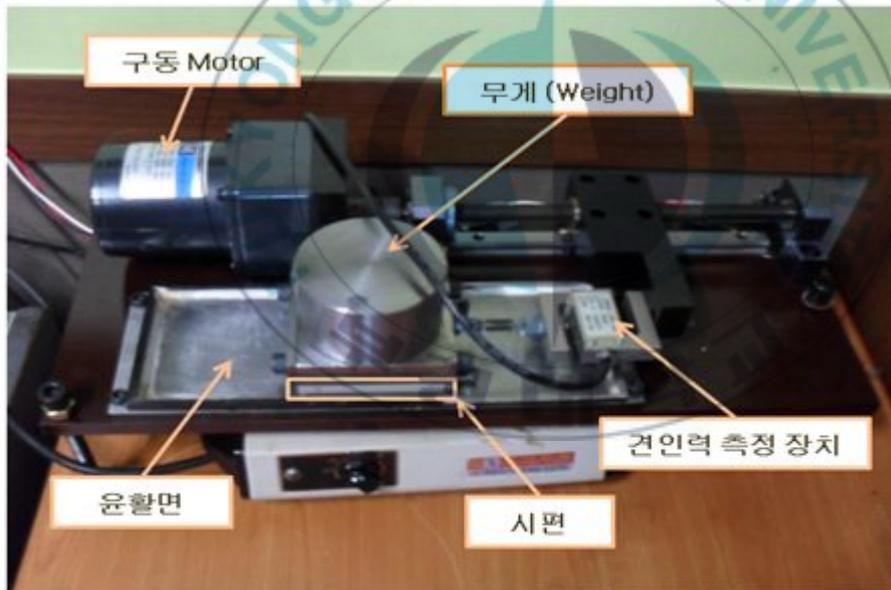


Fig. 3.1. Friction Test Device

Table. 3.1. Test Measurement Method

	Connector	Saving Data
Static	Spring (Steel)	10 (Avg 2 nd ~9 ^h Data)
Dynamic	Wire (Steel)	10 (Avg 2 nd ~9 ^h Data)

Table. 3.1.은 실험 방법과 결과 값 도출 방법이다. 실험은 정지 상태에서 Motor가 회전을 하면서 정지되어있는 Test 시편을 당기면서 움직이는 최초 시점의 힘을 Connector를 통해 견인력 측정 장치에 전달하고 마찰계수 값을 측정한다. 모터는 자동적으로 정지 동작을 반복하며, 최초 측정값을 제외하고 총 8번의 정지마찰 계수를 측정한 후 평균값을 계산하여 값을 측정하였다.

첫 번째 실험은 4가지의 Super Engineering Plastic 재질에 대한 마찰계수 실험으로 실험에 사용된 재질들은 PPS, PTFE, FC-PEEK, K-PEEK 총 4가지 제품에 대한 실험을 실시하였다. 실험은 상온상태에서 실시하였고, 무 윤활 상태와 오일 윤활 상태에서 각각의 마찰 특성 분석을 실시하였다.

두 번째 실험은 Super Engineering Plastic 대체 적용여부를 위한 비교 실험을 실시하였다. 대부분의 회전체에서는 회전 시 발생하는 Bearing과 샤프트 간의 마찰을 감소시키기 위해 오일 윤활을 사용하고 있다. 수차발전기의 경우 터빈 Bearing은 취수구와 근접해있어 오일이 누유될 경우 환경오염을 일으키는 원인이 될 수 있다. 이를 방지하기 위해 청수로 윤활이 가능한지에 대한 실험을 수행하였다. 적용 제품인 K-PEEK와 White Metal을 대상으로 하였고, 실험은 오일 윤활, 물 윤활 상태와 윤활 온도 상태에 따라서 실험을 수행하였다.

3.1.1 Super Engineering Plastic 마찰계수 실험

다양한 종류의 제품군에서 Bearing으로 적합한 제품을 선택하기 위해 제품들 간의 비교실험을 실시하였다.

Fig. 3.2.와 Fig. 3.3.은 각각 정지마찰계수 실험과 운동마찰계수 실험에 대한 실험 조건과 결과를 나타낸 그림이다.

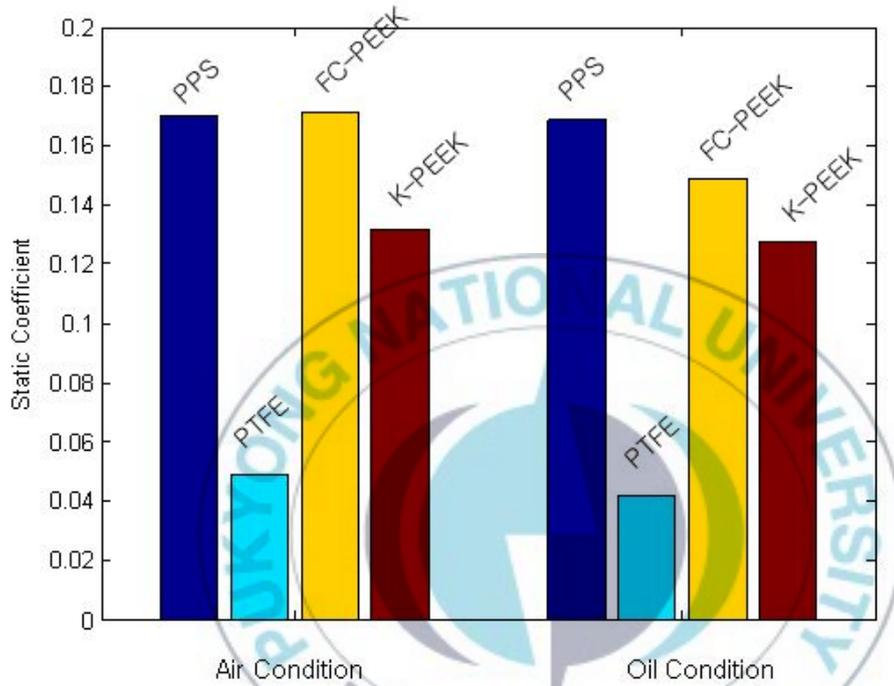


Fig. 3.2. Static Friction Test Results

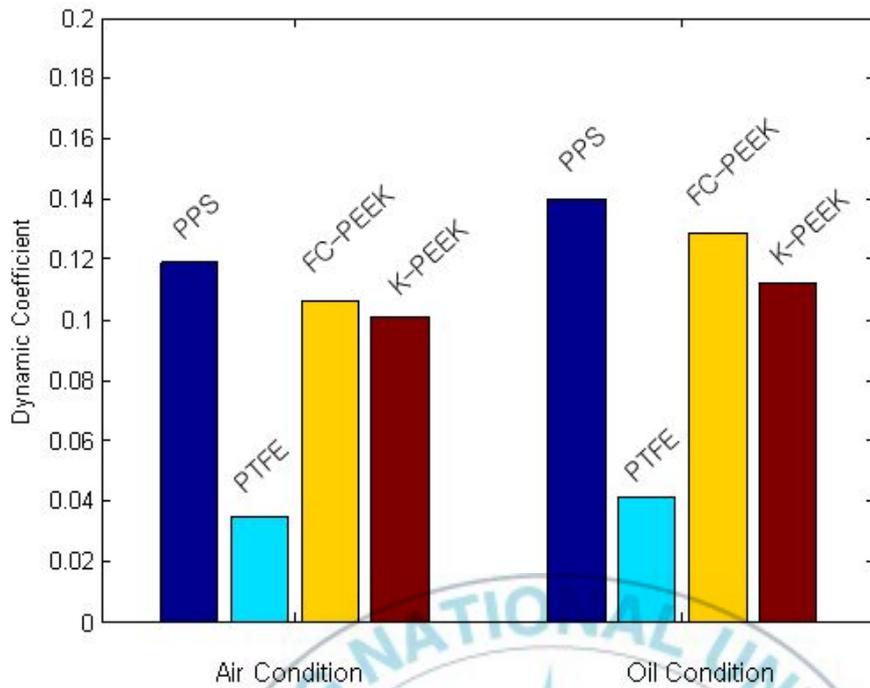


Fig. 3.3. Dynamic Friction Test Results

Super Engineering Plastic의 경우 Air와 Oil의 윤활 조건에서 결과 값이 크게 차이가 나지 않음을 파악할 수 있다. 이는 Bearing 운행 시 유막 (Oil Film)이 깨지더라도 자체 윤활이 가능함에 따라 표면 손상이 없고 일정시간 운행이 지속가능 함을 보여준다.

3.1.2 윤활 상태에 따른 마찰계수 실험

Super Engineering Plastic의 대체 적용의 가능성을 판단하기 위해 실험을 실시하였고, Fig. 3.4.와 Fig. 3.5.는 정지마찰계수와 운동마찰계수 실험의 결과를 보여준다.

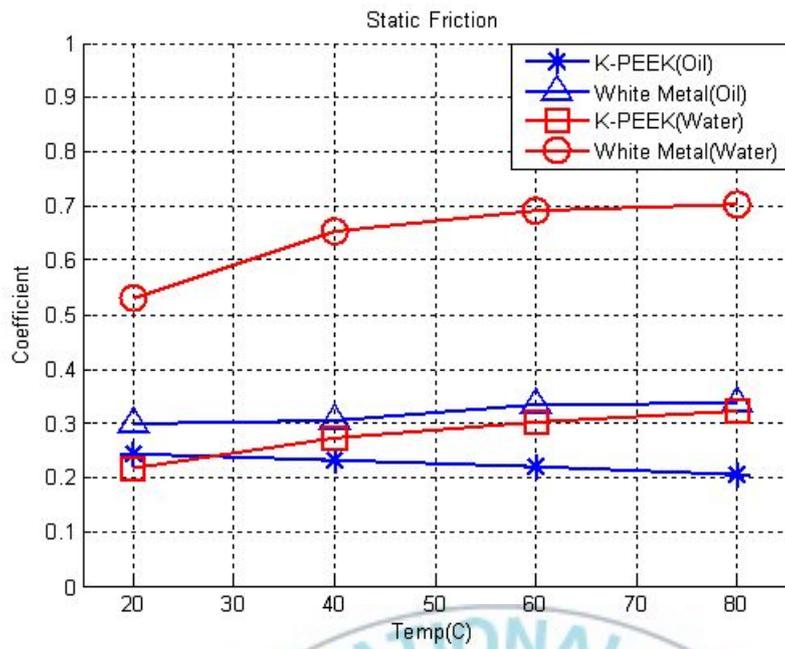


Fig. 3.4. Static Friction Test Results - At Difference Condition

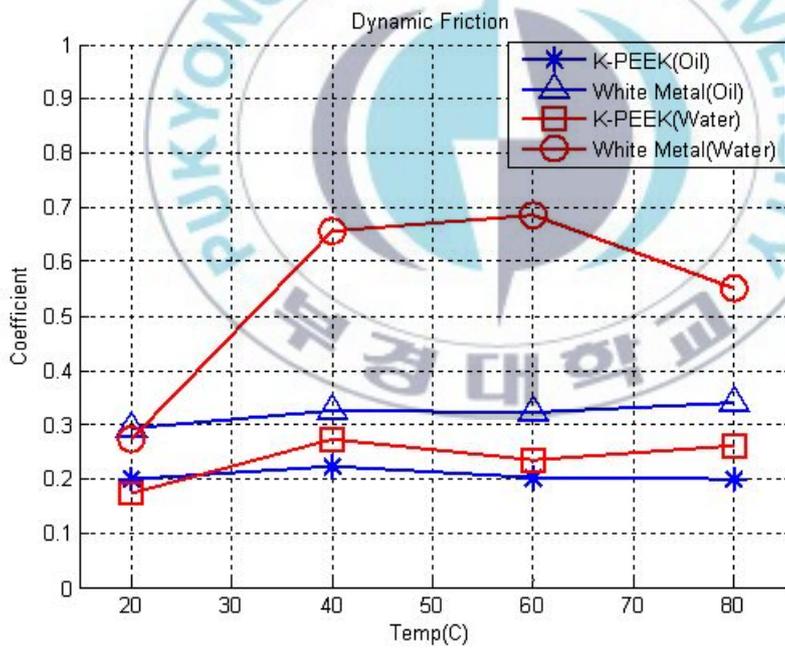


Fig. 3.5. Dynamic Friction Test Results - At Difference Condition

기존 재질과의 비교에서 K-PEEK는 3.1.1에서의 결과와 동일하게 윤활 상태와 상관없이 Water와 Oil 상태에서 유사한 마찰계수 값을 나타낸다. 또한 온도 변화에도 마찰계수는 변화가 없음을 볼 수 있다. 이에 비해 White Metal의 경우 Water 윤활 상태, 온도가 증가함에 따라 급격히 마찰계수 값이 증가하며, K-PEEK에 비해 높은 마찰계수 값이 보여준다. 결과적으로 K-PEEK의 사용은 Shaft 회전 시 발생하는 마찰 정도를 줄여주고 시스템의 효율을 높여줌으로 Bearing으로 적용 가능 할 것으로 판단된다.

3.2 마모 특성 분석

마모는 접촉한 두 재질이 상대 운동을 통하여 표면에서 발생하는 점진적 손상을 말한다. 건조 마찰 상태에서의 운동을 열 발생을 상승시키고 과도한 마모를 야기한다. 이러한 문제해결을 위해 상당량의 윤활제를 제공하여 마모 및 손상을 줄인다. 마모가 진행됨에 따라 기계특성에 영향을 미치고 이는 단지 부품 교환뿐만 아니라 공장 설비 운행 정지에 따른 손실, 생산 손실, 업무 효율의 저하 등의 다양한 경제적 손실로 다가온다.³⁾

적용 Bearing 역시 마모로 인한 적정 Clearance 증가는 수차발전기 운행에 중대한 영향을 미치고, 적절한 운행 상태를 유지하기 위해 마모의 정도를 줄일 필요가 있다.⁶⁾

적용 제품을 선정하고 적용 여부 판단을 위해 마모 실험을 실시하였다. PPS, PTFE, K-PEEK의 내마모성을 확인하기 위한 Taber 마모실험과 K-PEEK와 White Metal간의 마모정도를 분석한 Pin-On-Disk 실험을 실시하였다. Table 3.2.와 Table 3.3에 각 실험에 대한 조건을 나타냈다.

Table. 3.2. Taber Test Condition

Test Method	Wheels Type	Apply Load	Rotation No.
ASTM D 4060-10	CS-17	9.8N	1000 Rev

Table. 3.3. Pin-On-Disk Test Condition

Pressure	8MPa
Velocity	2m/s
Lubricate	Turbine Oil (R&O 68)
Test Condition	Boundary Condition
Cycle	45s Operating / 50s Stop
Temperature	Room Temperature

3.2.1 Taber 마모 실험

마찰 실험에서와 동일하게 PPS, PTFE, K-PEEK를 이용하여 1차 적으로 적절한 소재를 선정하기 위한 마모 실험을 실시하였다. 시험은 Taber 시험기를 이용하여 소재의 내마모성을 확인 하였다. Fig. 3.6은 실험 장치의 구성을 나타낸다. 회전 Disk를 이용하여 PPS, PTFE, K-PEEK 원형시료가 회전을 하고 연마륜과의 접촉을 통해서 마모가 진행된다.



Fig. 3.6. Taber Abrasion Test Device

실험 결과는 아래 Fig. 3.7. 와 같다. 마찰 실험에서 가장 낮은 마찰계수의 PTFE는 내마모성 측정 실험에서는 K-PEEK에 비해 10배가 넘는

마모정도를 나타내었다. 이는 Bearing 표면에 유막이 충분히 형성되지 못할 때는 마모가 급격히 진행되어 수차발전기 운행에 있어서 불안정성을 가져올 가능성이 클 것으로 판단된다. 이에 비해 K-PEEK는 내마모성 비교 실험에서는 기타 Super Engineering Plastic에 비해 Bearing 재질로써 우수한 내마모성을 가지는 것으로 볼 수 있다.

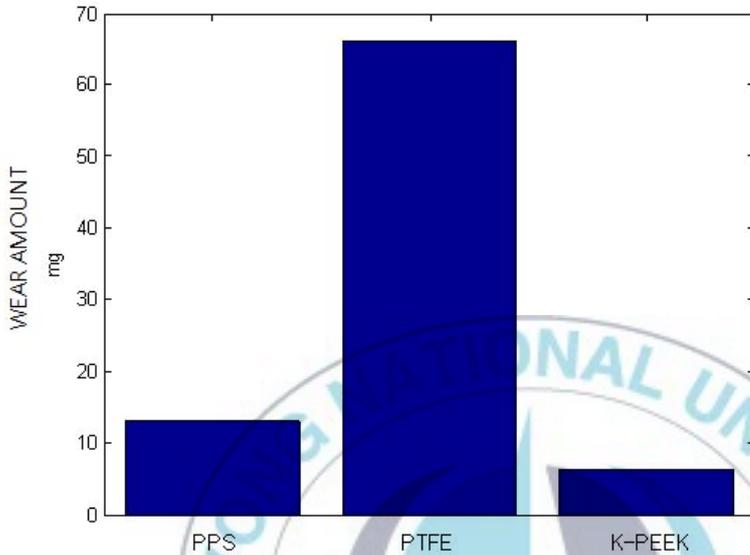


Fig. 3.7. Taber Abrasion Test Results

3.2.2 Pin-On-Disk 마모 실험

동일 조건에서 White Metal과 적용 재질인 K-PEEK와의 마모 정도를 비교하기 위해 Pin-On-Disk 실험을 실시하였다. 실험 방법은 Test 시편에 날카로운 송곳을 이용하여 홈을 내고 이 표면을 Disk에 접촉시켜 경계운할 상태에서 Disk를 회전시킨다. 회전과 정지를 반복하여 홈의 깊이를 측정하고, 깊이 정도의 차를 이용하여 마모 정도를 측정하였다.

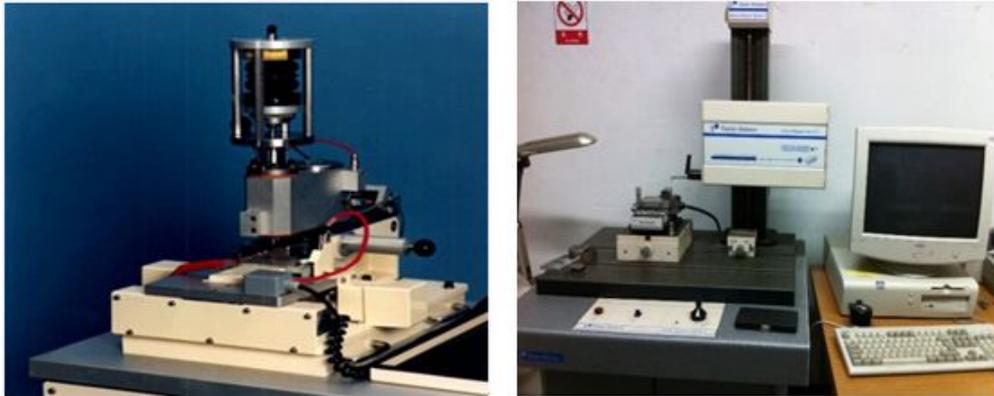


Fig. 3.8. Pin-On-Disk Test Device

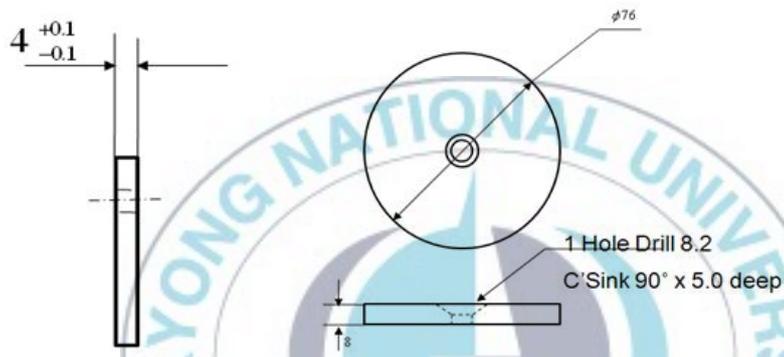
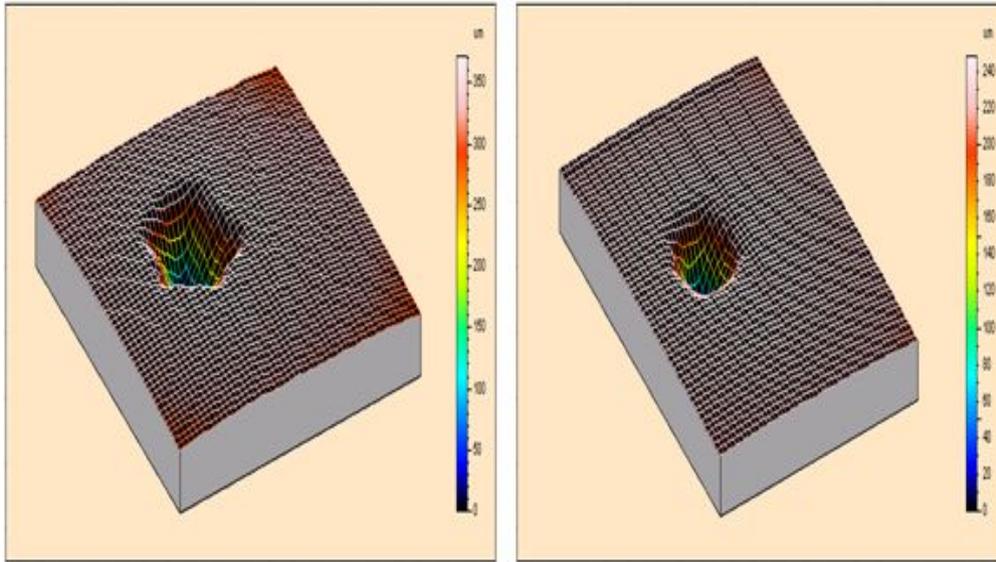


Fig. 3.9. Pin-On-Disk Sample

Table. 3.4. White Meta and Super Engineering Plastic Feature

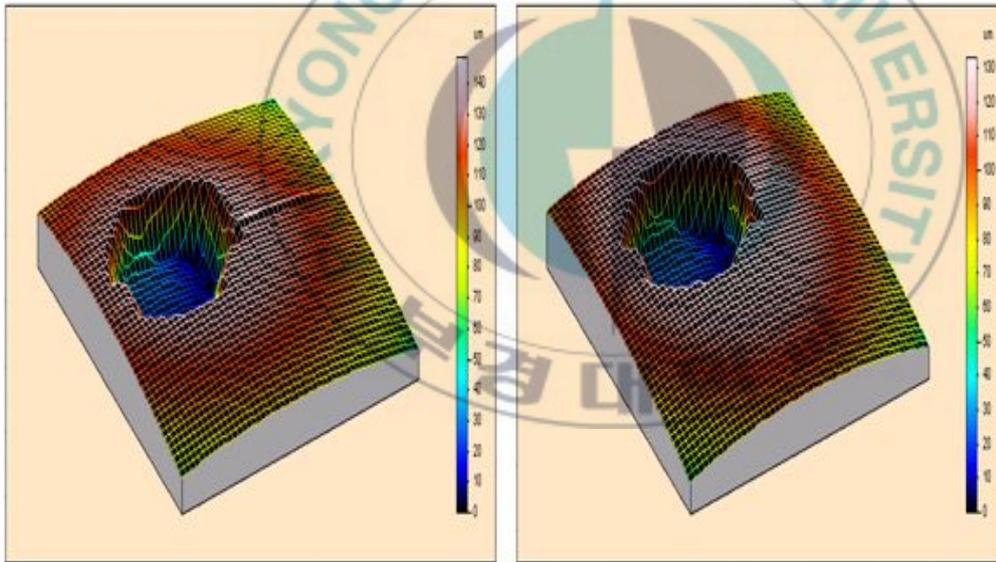
		K-PEEK	White-Metal
Density		1.43	7.3
Tensile Strength (MPa)	Room Temp	240	83
	100°C	150	50
Elongation(%)		2	8
Deformation Temp (°C)		328	-



a. After 5 Cycle

b. After 10 Cycle

Fig. 3.10. White Metal wear measurement 3D



a. After 5 Cycle

b. After 10 Cycle

Fig. 3.11. K-PEEK wear measurement 3D

Table. 3.5. White Metal, K-PEEK Wear Amount Comparing

<Unit : μm >

	White Metal	K-PEEK
After 5cycle (maximum - minimum)	371.87	148.67
After 15cycle (maximum - minimum)	248.47	133.09
Wear depth(during 10 cycles)	<u>123.4</u>	<u>15.58</u>

Bearing 교체 및 수리의 기준은 회전체 운행에 의해 발생하는 문제점이 아닐 경우라면 Bearing 수명은 마모의 정도에 의해 발생한다고 볼 수 있다. Table. 3.5. 실험의 결과로 기존 Bearing 재질은 White Metal은 적용 재질인 K-PEEK에 비해 8배 이상의 마모 정도임을 보여준다. 이는 발전기 운행에 있어 동일한 조건의 운행상태가 지속된다면 K-PEEK Bearing의 White Metal에 비해 8배의 수명을 가진다고 예측할 수 있다.

3.3 Thermal Property 분석

주석 성분이 85% 이상인 White Metal과 수지계열인 Super Engineering Plastic은 열전도 및 열팽창에 대한 고유의 특성이 다르게 나타난다. Shaft 회전에 의해 나타나는 마찰열에 대한 소재별 특성을 파악함으로써 Bearing 설계에 필요한 Data를 추출할 수 있다.

3.3.1 Thermal Conductivity

실제 Turbine Bearing 내부에서 발생하는 열을 확인하기 어렵다. 따라서 Shaft와 Bearing 내부 온도 측정과 이에 의한 열 팽창 정도를 측정하기 위한 Thermal Conductivity 시험이 요구된다. Oil Bath에 각 시편을 넣고 시간 변화에 따라 소재 접합부 온도(표면에서 10mm 내부), Back Metal 20mm 내부, 40mm 내부, 60mm 내부의 온도 변화를 관찰한다. 실험의 조건은 Table. 3.7에 나타난다.

Table. 3.6. Thermal Conductivity Test Condition

Surface Temperature	100 °C
Test Time	8 Hr

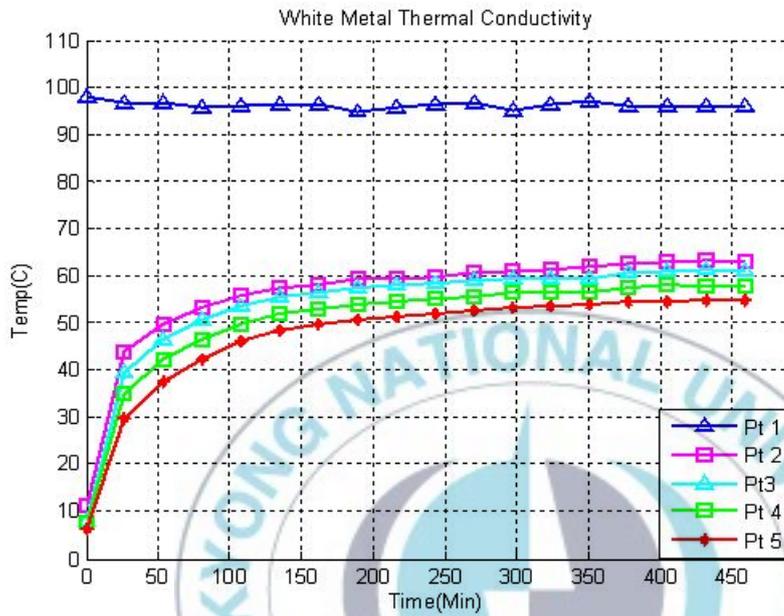


Fig. 3.12. White Metal Thermal Conductivity

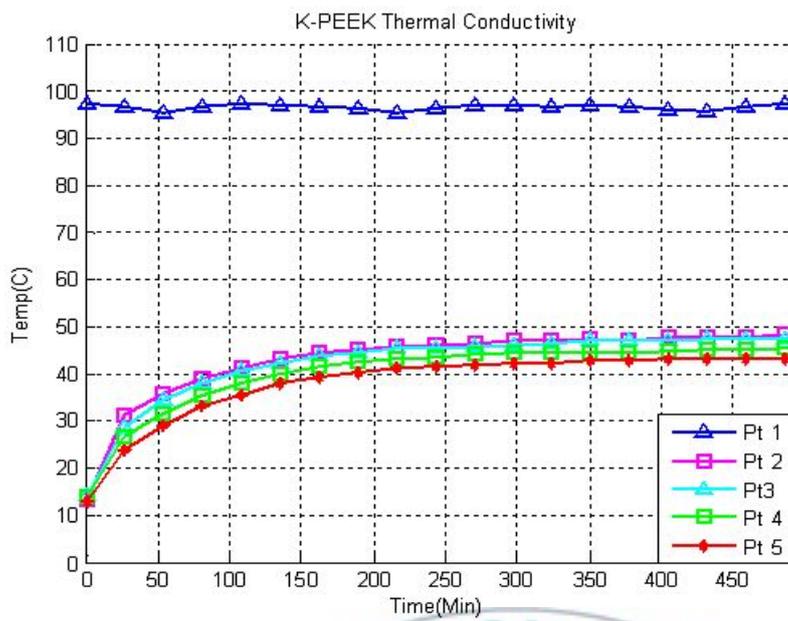


Fig. 3.13. K-PEEK Thermal Conductivity

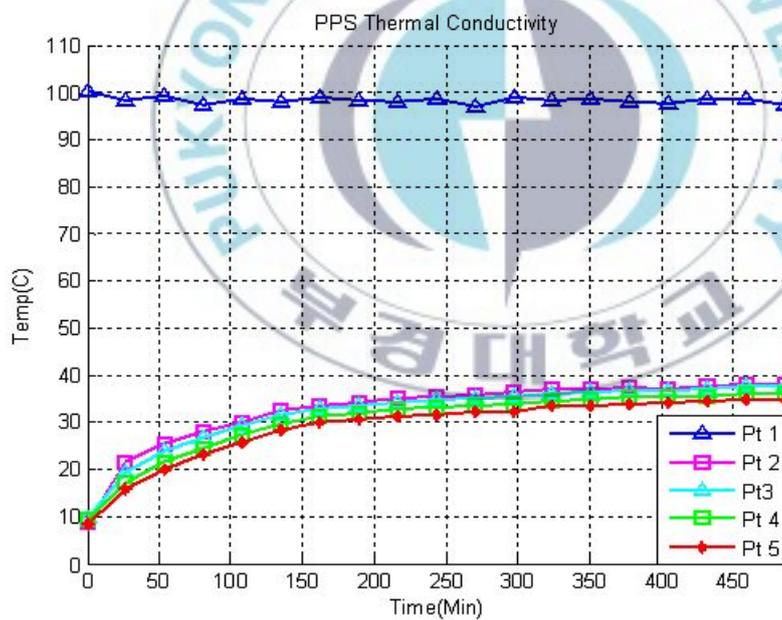


Fig. 3.14. PPS Thermal Conductivity

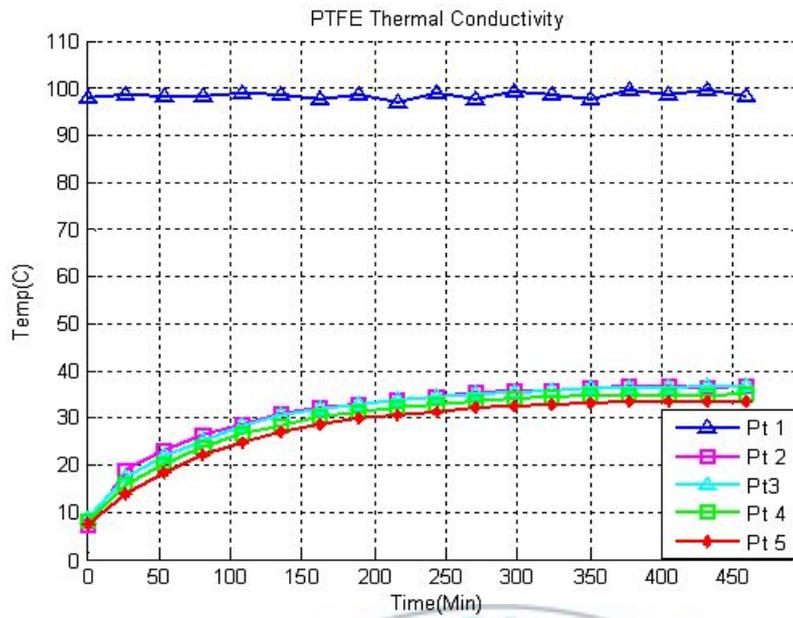


Fig. 3.15. PTFE Thermal Conductivity

Table. 3.7. Thermal Conductivity Test Results

	PPS	PTFE	K-PEEK	White Metal
Point 1	98.7°C	98.7°C	97°C	96.8°C
Point 2	38.2°C	36.6°C	48°C	62.7°C
Point 3	37.9°C	36.6°C	47.3°C	60.8°C
Point 4	36.3°C	35.1°C	45.4°C	57.4°C
Point 5	35.1°C	33.4°C	43.4°C	54.6°C
@ Point 1 White Metal Temp Gap	24.5	26.1	14.7	-

재질에 따른 열전도율의 정도는 Table. 3.7. 로 정리할 수 있다. Point 2에서 보듯이 재질에 따라서 열전도 정도가 다름을 알 수 있다. 현재 개발 중인 소재는 White Metal에 비해 14°C 정도 낮은 열전도를 보이고 있

고 기타 수지계열은 이보다 더 낮은 24℃~26℃를 나타낸다. 이러한 낮은 열전도율은 Bearing 온도 상승을 막아주지만 Core 내에서 발생하는 열을 Bearing 하우징으로 전달시키지 못하여 냉각작용을 방해하는 동시에 소재별 열전달을 상쇄시키지 못한 부분은 Shaft 쪽으로 집중되어져 Shaft 온도를 상승시키는 원인이 된다. 때문에 Shaft는 팽창되어 Clearance가 줄어드는 현상이 발생한다.

Point 3의 위치는 현재 Bearing에 온도센서가 장착된 위치랑 동일한 위치이다. Point 3의 온도를 이용하여 간접적으로 Core에서의 온도를 유추할 수 있다. 온도가 선형적으로 증가하는 것으로 가정할 경우 White Metal Turbine Bearing 온도가 62.7℃에서는 96.8℃ 정도에서 Core 온도가 형성됨을 예상할 수 있다.



제 4장 Bearing 설계

4.1 수차발전기 구조 분석

개발 제품은 섬진강 수력발전소 1호기를 대상으로 하며, 건설년도는 1945년으로 일본 Mitsubishi 중공업이 준공하여 건설하였다. 섬진강 수차발전기는 댐의 취수구로부터 발전용수가 유입되어 약 6.2km의 압력수로를 이용 도수하여 발전한 후 동진강에 방류함으로서 농업용수 및 광역상수를 공급하는 최초의 유역변경식 발전소이다. Fig. 4.1.은 섬진강 발전소 구성도를 도식화하여 나타내었다.



Fig. 4.1. Seomjin-Gang Hydroelectric Power Plant

Table. 4.1.은 현재 섬진강 1호기에 대한 사양을 보여준다.

Table. 4.1. Specific of Seomjingang Hydroelectric Power Plant #1

	Item	Unit	Value
TURBINE	Capacity	kW	14,500
	Water Quantity	t/s	10.99
	Foundation Year	년	1945
	Speed	rpm	514
	Effective Head	m	155
	Efficiency	%	88
	Max Hydraulic Thrust	t	74.4
	Shaft Dimension	mm	379.51

적용 수차발전기 섬진강 1호기의 경우 수차발전기를 지지하는 Bearing 은 Thrust Pad Bearing, Upper Guide Bearing, Lower Guide Bearing, Turbine Bearing 총 4가지로 구성이 된다. 이를 Fig. 4.2에 단면도로 나타내었다.

Upper Guide Bearing은 Pad 형태로 Thrust Collar의 횡으로의 움직임을 지지해주며, Thrust Bearing과 동일한 Oil Bath에 위치한다. Shaft와 발생하는 마찰열은 수냉각 배관을 삽입하여, 냉각수 유량(Flow Rate) 300 l/min, 최대 온도 (Max Temp) 25℃로 유지된다.

Lower Guide Bearing 역시 Upper Guide Bearing과 동일하게 Oil Bath 형태로 구성이 되며, 냉각수 유량(Flow Rate) 40 l/min, 최대 온도 (Max Temp) 25℃로 유지된다. Thrust Bearing은 축 하중을 받은 상태에서 지속적인 운영을 위해 설계자에 따라 다른 형태의 Bearing을 적용한다.

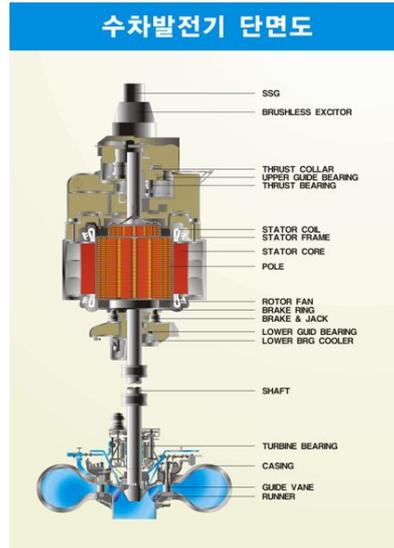


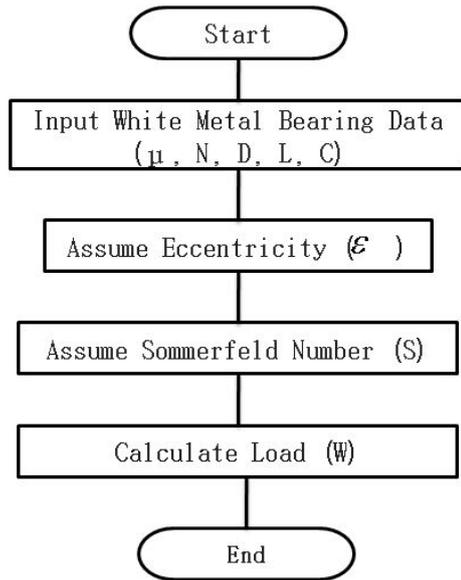
Fig. 4.2. Section View of Seomjingang Hydroelectric Power Plant #1

4.2 Turbine Bearing 설계

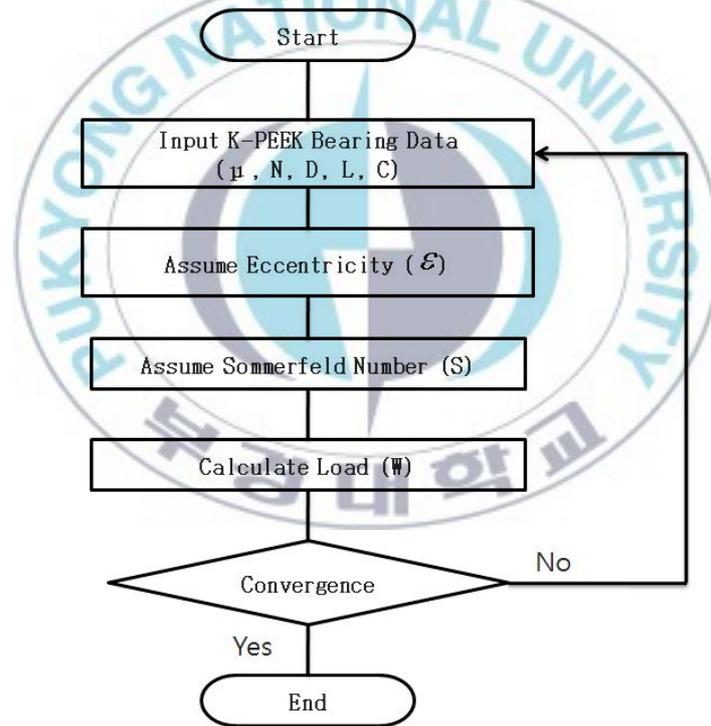
Thrust Pad Bearing, Upper Guide Bearing, Lower Guide Bearing은 Turbine Bearing과는 다른 형태의 Oil System을 구축하고 있다. 3가지 형태의 Bearing은 Oil Bath에 위치하고 이를 냉각시켜주는 Cooling Coil을 Bath 내부에 삽입하여 Coil로 냉각수를 지속적으로 흘려준다. 하지만 Turbine Bearing은 Oil Cooler가 존재하지 않고 단지 Oil Circulation을 위해 Gear Pump를 이용하여 하부 측 Oil Dam으로부터 Oil을 상부로 전달한다. 이동한 Oil은 중력에 의해 Turbine Bearing의 Clearance와 Groove를 통해 Bearing 표면으로 흐른다.

K-PEEK Turbine Bearing 제작 및 성능시험을 위한 Bearing 설계를 진행하였다.

Turbine Bearing 설계절차는 Fig. 4.3.에 나타내었다. K-PEEK Bearing과 White Metal Bearing의 형상은 동일하게 유지된다. 하지만 소재의 Thermal Conductivity, Expansion에 의해 Clearance 변화가 필요하다.



a. Extraction of White Metal Bearing Load Data



b. Design Clearance K-PEEK Bearing Load Same with White Metal

Fig. 4.3. Flowchart for Design Bearing Clearance

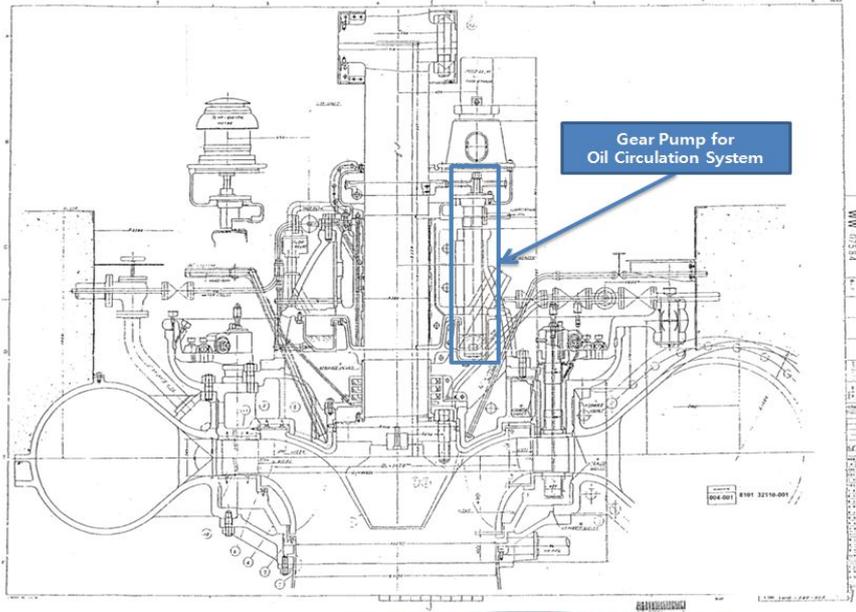


Fig. 4.4. Turbine Part Section View

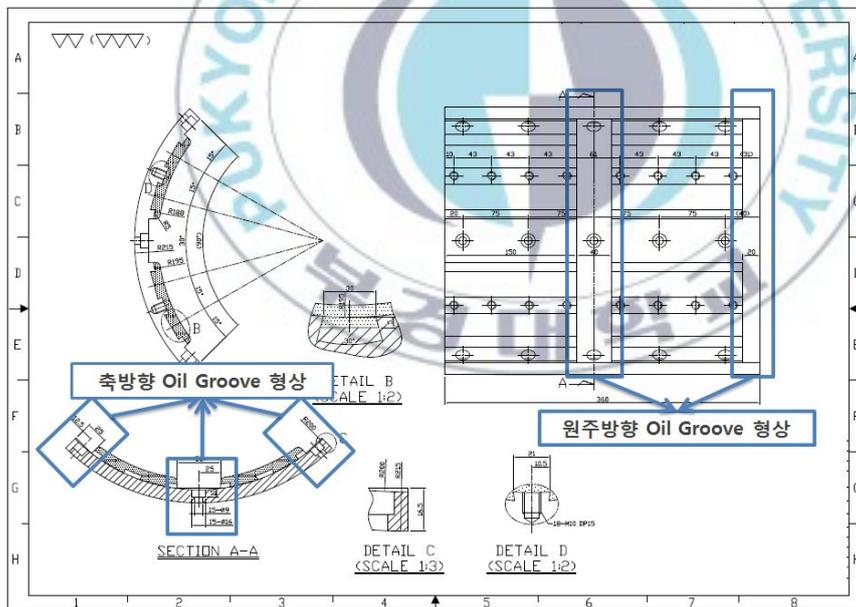


Fig. 4.5. Turbine Bearing Drawing

Fig. 4.4.과 Fig. 4.5. Bearing 설계 형상을 나타낸다. Oil Groove 형상에 의해 윤활 작용을 원활히하며, Self-Cooling 작용을 위해 Groove 자체가 크게 설계되었다.

4.3 Bearing Clearance 설정

4.3.1 Bearing 설계 Parameter

3장에서 수행한 Thermal Property를 바탕으로 Max 온도에서 열전도율, Bearing 온도 및 Shaft, Bearing 팽창 정도에 의한 Clearance 변화를 고려하여 수행한다.

- Bearing 온도

Shaft와 Bearing 사이 Core에서의 온도확인이 어렵기에 기동 후 Turbine Bearing이 포화상태에 도달했을 때의 온도를 기준으로 하여 ΔT 로 보고 계산되었다.

- 편심

발전기 기동 시 Dial Gauge를 부착하여 rpm에 따른 Shaft 거동을 확인한다. 이후 Shaft의 움직임이 안정되는 부분의 수치와 초기 가동 전의 수치를 확인 후 편심 정도를 확인한다.

- 좀머펠트 수

Journal-Bearing Databook의 4 groove 형상을 Model로 하여 해석을 수행하였다.

4.3.2 Turbine Bearing 설계

수차모형 실험에서 'Bearing 면압을 실물과 동일하게 하면 유막의 상

태가 실물과 동일하게 된다.’⁴⁾는 조건으로 Bearing 설계를 실시하였다. 기존의 Turbine Bearing Data와 K-PEEK Bearing Data 간의 차이는 발생 온도의 변화에 따른 오일 점성은 줌머펠트 수의 변화를 가져온다. 따라서 Data를 비교하고, 각 Bearing 표면에 동일한 부하력이 작용하는 Clearance를 값을 결정한다. 이를 통해 현재 수차발전기 K-PEEK Turbine Bearing 재질을 변경함에도 기존의 설계 값을 만족시켜준다. Table. 4.2. 는 Fig. 4.7.의 Flow Chart를 이용하여 계산된 값을 나타내며, 허용부하의 경우 White Metal Bearing과 K-PEEK Bearing과의 설계 값은 편심의 변동에 따라 0.30%의 내에서 차이가 발생하며, 부하가 동일한 것으로 가정할 수 있다.

Table. 4.2 Turbine Bearing Design Data

Item	Input Data							
Eccentricity	0.55	0.6	0.65	0.7				
Sommerfeld Number	0.366	0.26	0.186	0.134				
Speed	8.566666667							
Bearing Length	0.72							
Bearing Dimension	0.379.51							
	White Metal				K-PEEK			
Viscosity	0.0286709				0.0349251			
Clearance	0.24				0.45			
Load	28657	40340	56389	78272	28573	40223	56225	78044

제 5장 Bearing 모의시험 결과 및 적용

기계를 새로 제작하거나 새로운 환경에서 기계를 사용하고, 크기나 속도가 종래와 크게 다른 기계를 제작할 때 항상 사전에 그 성능, 내구성, 관련되는 물리현상 등을 알아야 한다.

본 장에서는 White Metal과 K-PEEK Journal Bearing을 이용하여, 정격 운행 속도와 과부하 상태에서 Bearing에 미치는 온도 변화를 비교·관찰한다.

5.1 과부하 성능 시험

Bearing이 혹독한 운전 상태에서 발생하는 상황을 관찰하기 위한 과부하 성능 시험을 실시하고, Fig. 5.1은 System을 도식화 하였다.

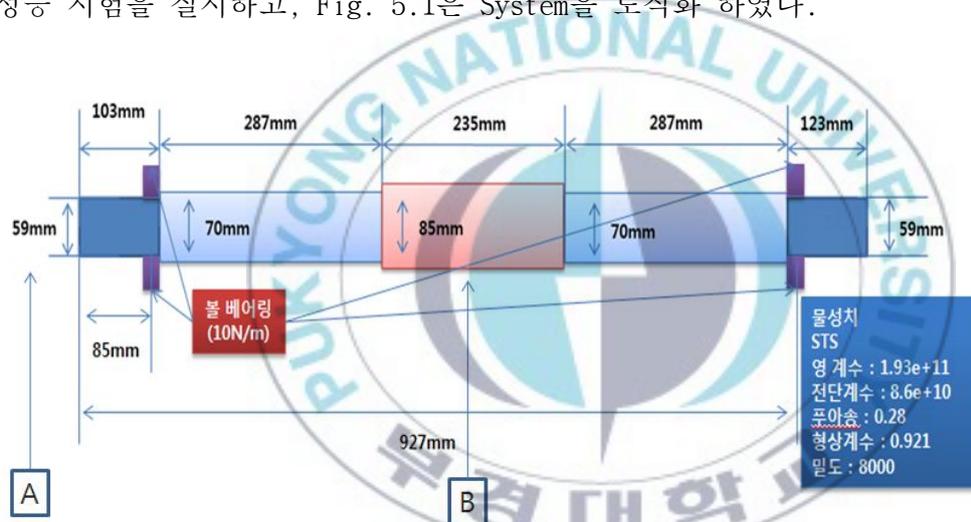


Fig. 5.1. Test Device Section View

과부하 성능 시험은 정격 운행속도에서의 Bearing 온도 변화, 정격운행 속도의 7배에서 Bearing의 온도 변화 관찰을 실시하였다. Bearing 하부 B 위치에서 Air Compressor를 이용하여 부하를 가하여, Bearing 하부와 Shaft 하부가 접촉한 상태에서 성능 시험을 실시하였다.

5.1.1 Increasing Speed Test

최초 회전체 기동에 있어서 특징을 살펴보고, 속도가 증가함에 따른 Bearing 온도 변화를 관찰하기 위해 시험을 실시하였다.

Table. 5.1 Test Condition

시간 (분)	40	20	20	20	20	20
속도 (RPM)	600	1200	1800	2400	3000	3600

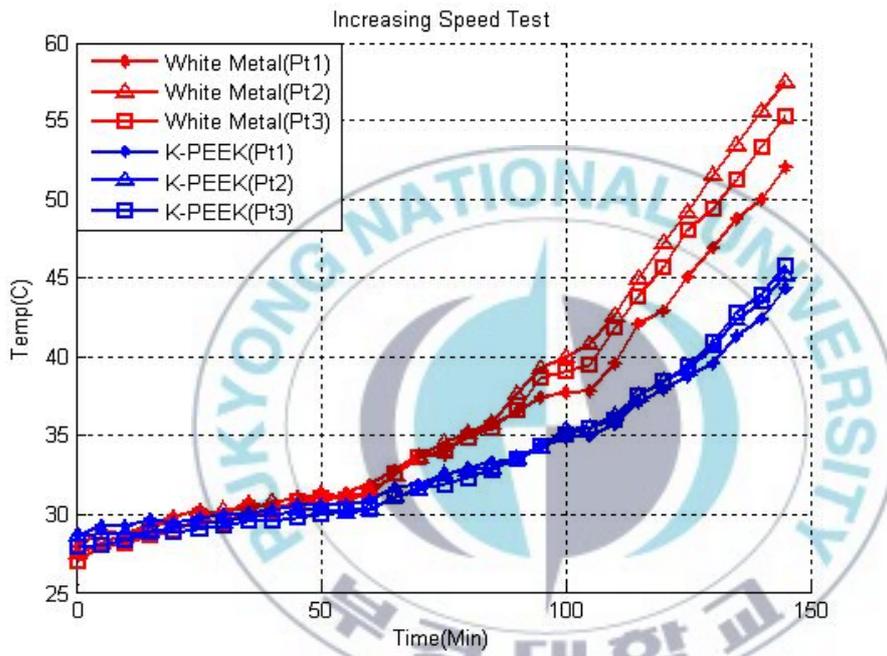


Fig. 5.2. K-PEEK and White Metal Bearing Temperature Graph at Speed Changed

5.1.2 Normal Speed Test

섬진강 발전소 1호기 운전속도인 514rpm에서 5시간 회전을 실시하였다.

White Metal Journal Bearing과 K-PEEK Journal Bearing이 회전이 이루어졌을 때 Bearing 하부의 온도를 비교 측정하였다. Bearing에 과부하 상태를 지속하기 위해 Air Compressor를 이용하여 하부 Bearing이 샤프트에 접촉한 후 20kgf/cm² 으로 지속적으로 힘을 가한다. 일반적으로 유막 Bearing은 샤프트와 Bearing 사이에 유막이 형성되어 유막에 의해 직접적인 접촉을 막아준다. 하지만 이 경우 하부에 압을 지속적으로 가하기에 접촉된 상태에서 샤프트가 회전을 한다. 따라서 실제 Bearing 운행 조건보다 혹독한 조건에서 시험이 실시된다.

실험을 통해 운전조건에 의해 유막이 깨질 경우를 가정하여, Bearing에 미치는 영향과 온도 변화를 관찰하기 위해 실시하였다.

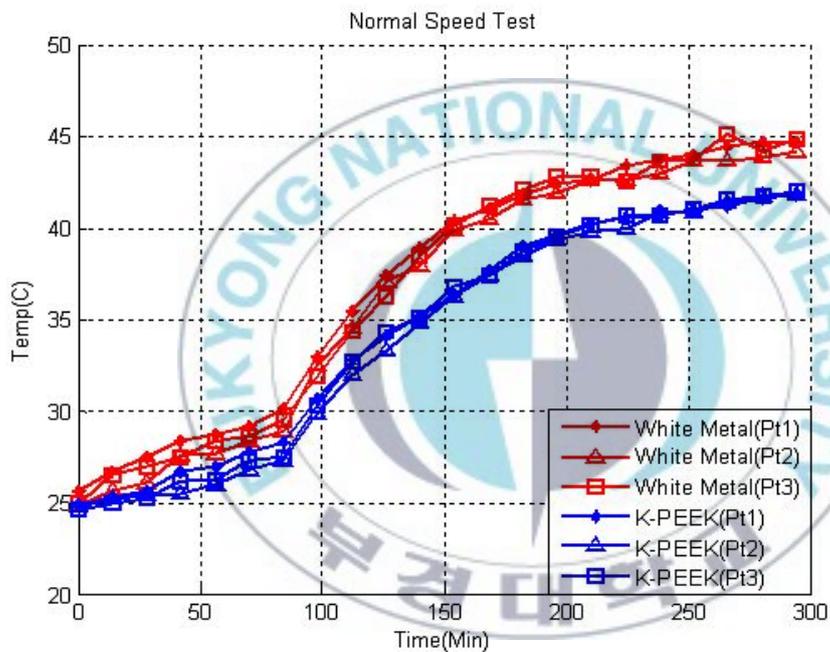


Fig. 5.3. K-PEEK and White Metal Bearing Temperature Graph at 514rpm

Bearing 압이 지속적으로 가해짐에도 운전속도에서 K-PEEK Bearing의 온도 상승정도가 White Metal에 비해 다소 낮음을 알 수 있었다.

5.1.3 Over Speed Test

과부하 성능 시험 장치를 이용하여 시험 가능한 최대 속도 3600rpm에 대해 Bearing 온도 포화지점까지 지속적으로 온도를 측정하였다. 이는 저속 발전기 외 향후 고속 발전기에 적용하기 위한 기초 연구 자료가 될 것으로 예상된다. Motor 회전 후 약 2hr 지난 시점부터 Bearing 온도 상승 정도가 둔해지기 시작하였고, 속도가 증가하지 않음에 따라 기동 후 3hr이 지난 후 시험을 정지하였다.

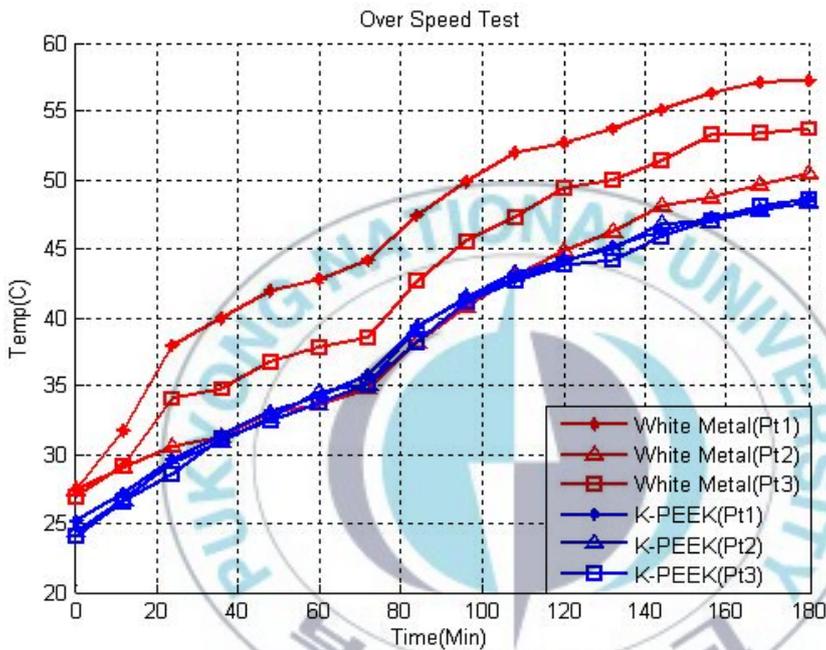


Fig. 5.4. K-PEEK and White Metal Bearing Temperature Graph at 3600rpm

5.2 과부하 성능 시험 결론

시험 결과 K-PEEK Journal Bearing과 White Metal Journal Bearing 간의 온도비교는 속도가 600rpm 이상에서 온도의 차이가 상승한다. 이는 안

정적 운전 상태에서도 K-PEEK Bearing의 마찰적 성능이 White Metal에 비해 우수하지만 불안정 영역에서는 마찰 열 발생 특성의 우수성이 두드러진다.

Table. 5.2. Comparing Test Results

측정	White Metal Bearing			K-PEEK Bearing			Gap
	Pt1	Pt2	Pt3	Pt1	Pt2	Pt3	Average
Increasing Speed	53.6	58.5	56.0	44.8	46.2	46.9	10.1
Normal Speed	45.1	44.7	45.1	42.4	42.1	41.8	2.9
Over Speed	58.2	51.8	54.9	49.1	49.4	49.4	5.7



제 6장 수차모형 시험 결과 및 적용

개발 제품의 신뢰성 검증을 위해 경제적, 기술적 제약 조건에 의해서 실물을 사용하기 힘들 경우에 실물과 유사한 축소 모형을 이용하거나 제작한다. 이 경우 경계 조건과 Input Data 설정을 통해서 실제 적용 시 발생가능한 문제점을 파악하고 새로운 현상을 미리 발견할 수 있도록 효과적으로 적용하여야한다.

K-PEEK Bearing의 신뢰성 검증을 위한 축소 수차모형 시험을 실시한다.

6.1 수차모형 시험

Bearing 적용 시 유사한 환경에서 발생하는 현상을 관찰하기 위해 1:4 축소 Bearing을 수차모형 시험 장치에 설치하여 실제 유사 속도에서 온도 변화를 관찰한다. Fig. 6.1은 수차모형 시험 장치를 도식화하여 나타내었다.

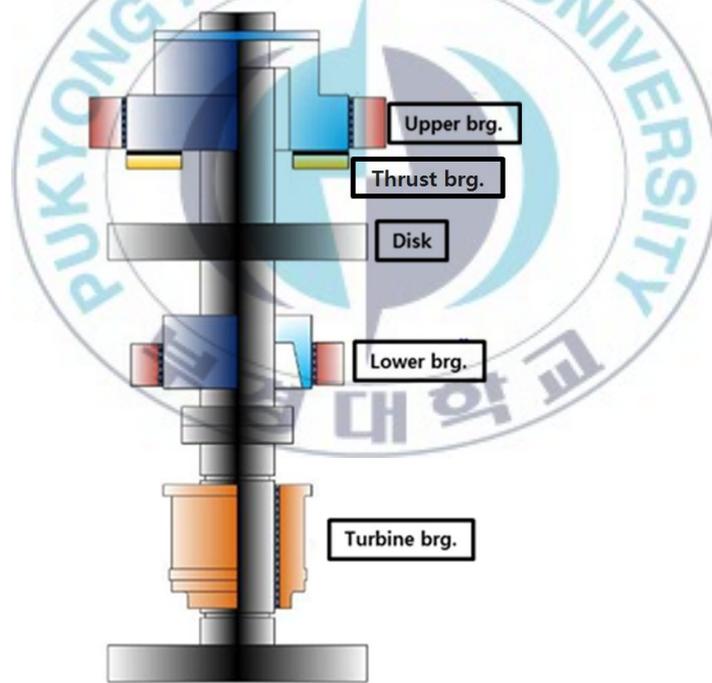


Fig. 6.1. 수차모형 Modeling

6.1.1 Test Condition

수차모형 시험은 실제 수력발전소의 성능 시험과 동일한 조건에서 실시하였다. Bearing Saturation Test, Continuous Running Test를 단계별로 실시하였다.

Bearing Saturation Test은 운전 속도인 514rpm에 대해 최초 1/4 속도로 운전을 하고 온도가 포화상태에 도달하면 1/4 속도를 점차적으로 올려나간다. 최종적으로 운전 속도에 도달된 후의 온도를 이용하여 Bearing 설치상의 문제 유무와 성능을 판단한다.

Table. 6.1. Test Condition

	Bearing Saturation Test		Continuous Running Test	
	Test 1	Test 2	Test 3	Test 4, 5
RPM	1/4 Until Saturation 2/4 Until Saturation 3/4 Until Saturation 4/4 Until Saturation		514	514
Load	2 Ton		1 Ton	2 Ton
Cooling system	None	Use	Use	Use

6.1.2 무부하 Bearing 포화시험

Table. 6.1.의 Bearing Saturation Test를 실시하였다. Test는 발전기 운전 중에 있어서 Cooling System의 필요유무를 확인하기 위해 Cooling System을 탈부착 하여 시험을 실시하였다. 두 조건에서의 시험 결과는 Fig. 6.3.와 Fig. 6.4에 나타내었다.

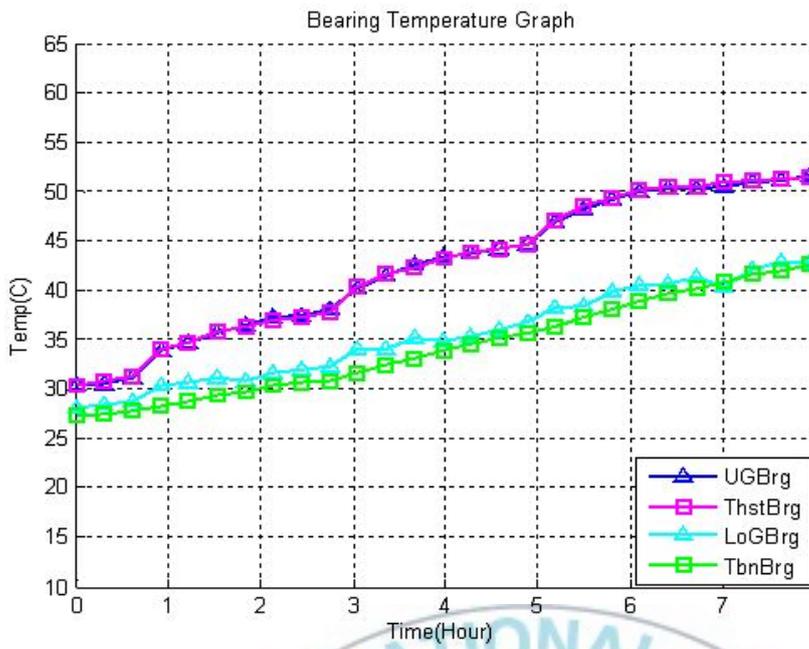


Fig. 6.2. Running Test Before Oil Cooling System

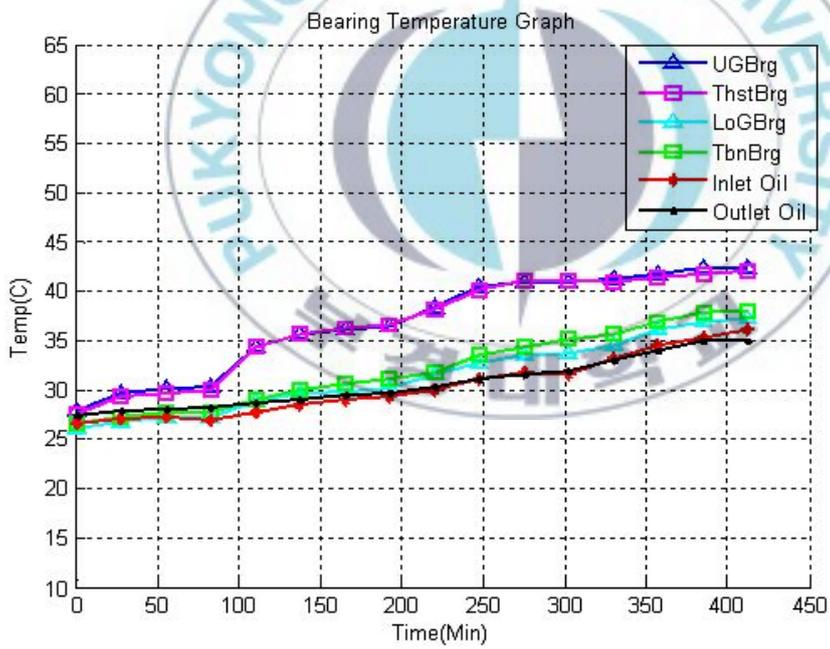


Fig. 6.3. Running Test After Oil Cooling System

6.1.3 Continuous Running Test

Continuous Running Test는 정격운전속인 514 rpm에서 Bearing 온도 변화를 관찰하였다. 시험 조건은 Table. 6.1의 Continuous Running Test에 의해 실시하였다. Thrust Bearing에 전달되는 힘의 크기에 따른 온도 변화의 정도를 확인하기 부하를 달리하여 시험을 진행하였다.

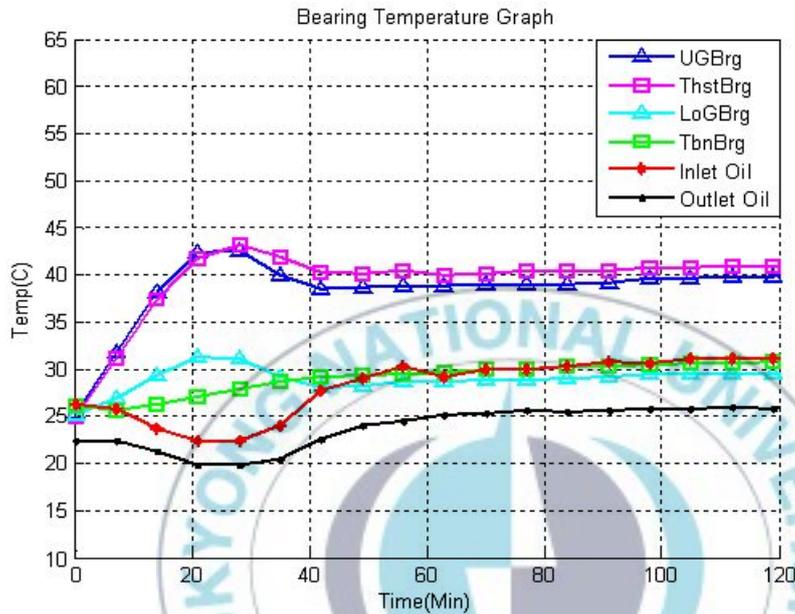
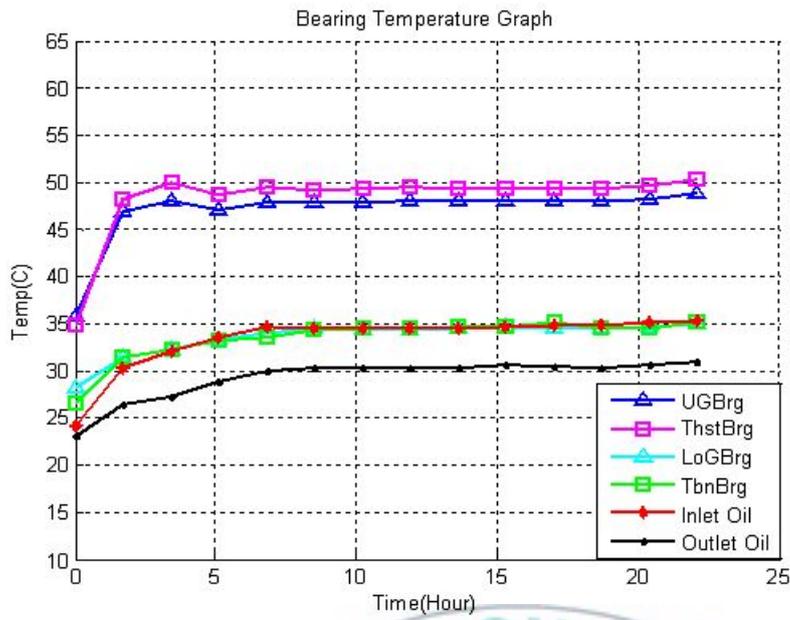
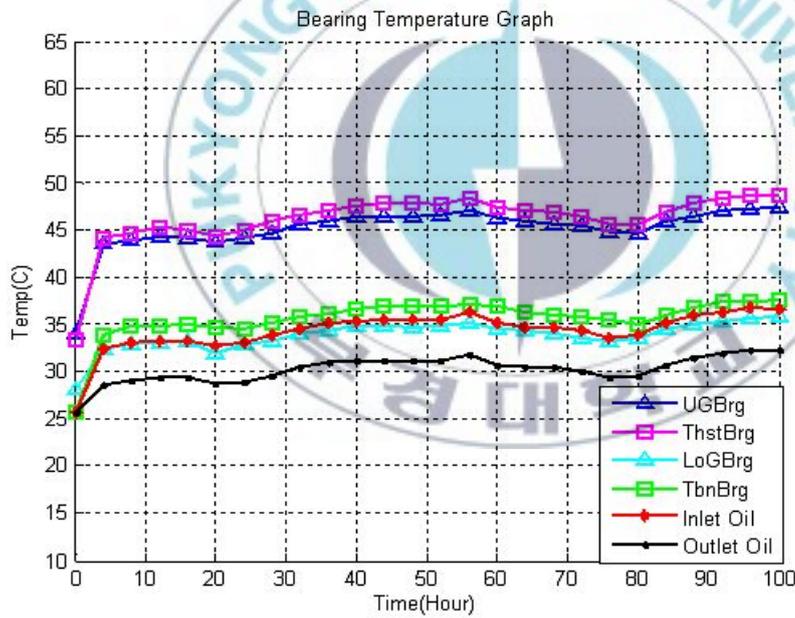


Fig. 6.4. Half-Load Condition Running Test



a. 514rpm, 2ton Condition - 24 Hr



a. 514rpm, 2ton Condition - 100 Hr

Fig. 6.5. Full Load Continuous Running Test

6.2 수차모형 시험 결론

실제 운전 조건과 유사한 수차모형 시험 결과는 부하를 집중적으로 받는 Thrust Bearing과 Upper Guide Bearing 부분에서 Lower Guide Bearing과 Turbine Bearing에서 약 10℃ 정도 온도가 높게 나타남을 볼 수 있었다. 이는 실제 섬진강 발전소 #1의 온도 그래프와 유사하다.

무부하 포화시험의 결과로 Oil Cooler System의 유무에 따라서 온도변화의 정도는 10℃ 차이가 나타난다. 따라서 냉각 System이 필요할 것으로 예상되며, 각 Bearing의 최종 포화온도는 현장의 Alarm 온도에 비해 5℃ 정도 낮게 나타난다.

장시간 운전에서 온도가 지속적으로 유지되고 소음 혹은 회전체의 불규칙적인 운전 상태는 발생하지 않았다.

6.3 수차발전기 현장 적용

모든 Bearing이 장착된 후 개발 Bearing의 성능을 확인하기 위한 다양한 시험이 실시되었다.

6.3.1 최초 기동 시험

수차발전기 기동 원리는 발전기 위치로부터 상부에 위치하는 취수구로부터 수압 배관을 통해 발전기 수차부분으로 물을 유입시킨다. 높이 155m에서 발생하는 물의 위치에너지를 통해 발전기가 회전하게 되고 전력을 생산하는 원리이다. 수차부분의 물이 회전체 터빈부로 유입되는 양은 Guide Vain에 의해서 조절되며, 최초 Guide Vain은 발전상태가 아닐 경우에는 닫혀있다. 발전기 회전을 위해서 Guide Vain의 개도를 통해서 물이 터빈 측으로 유입되어야 한다. 최초 기동 시험은 발전기 설치상태를 점검하기 위해 실시한다. Fig. 6.6.에서 Guide Vain과 Turbine의 형태를 나타낸다.

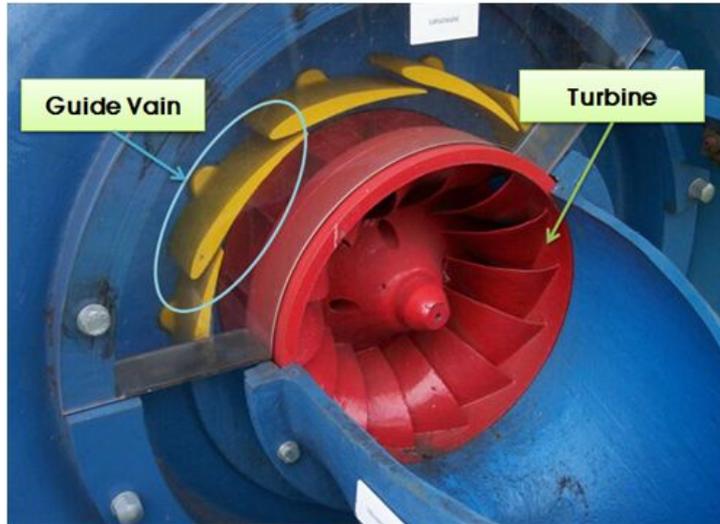


Fig. 6.6. Aberration Generator Turbine Part

Table. 6.2. Guide Vain Opening Rate at First Rotating

Previous Guide Vain Opening	New Bearing Guide Vain Opening
12.3%	6.8%

Table. 6.3.에서 기존 White Metal Bearing 설치 시에는 Guide Vain 개도율이 12.3% 지점에서 발전기 회전이 시작되었다. 하지만 개발 Bearing 적용 시는 6.8%의 개도가 이루어지더라도 발전기가 회전을 시작하였다. 이는 회전축을 지지하는 Bearing에서 낮은 마찰로 인해 기존에 비해 55.3% 적은 힘으로도 발전기 회전이 가능함을 유추할 수 있다.

6.3.2 무부하 Bearing 포화 시험

무부하 Bearing 포화 시험의 개념은 최초 Shaft 회전속도의 1/4을 유지하면서 Bearing 온도가 포화지점에 도달하게 한다. 이 후 1/4씩 속도를 증가시키며 정격운행 속도인 514rpm에서 포화 온도를 관찰하는 시험이다. White Metal과 비교해 개발 Bearing의 경우 최초 기동 후 낮은 마찰 계수로 인해 최초 도달 속도가 430rpm에 달하여 속도를 단계별로 적

용하기가 어렵다. 따라서 2단계에 대한 실험만 진행되었다.

Table. 6.3. New Bearing Non-loaded Running Test Results

측정점 운전조건	Vibration ($\mu\text{m/p-p}$)						Bearing Temp. ($^{\circ}\text{C}$)
	Ex		Gen		TBN		TBN
	H	V	H	V	H	V	
514 RPM (Full Speed)	42	12	28	14	8	4	11.9
430 RPM (Start Speed)	40	8	22	10	6	3	11.0

무부하 Bearing 포화 시험의 결과는 Table. 6.3.에 나타난다. 진동의 정도는 기본적으로 Turbine Bearing 온도는 12°C 내에서 포화가 이루어지며, 진동 정도는 Excitation에서 다소 발생하지만 기존의 진동 수치를 넘지 않는다.

6.3.3 부하별 Bearing 포화 시험

부하별 Bearing 포화시험은 발전소 정격 운행속도인 514rpm에서 측정이 이루어지며, 부하를 1/4씩 단계적으로 작용한다. 진행 단계는 Bearing의 온도가 포화지점에 도달하면 부하를 상승시켜 확인한다.

Table. 6.4. Loaded Running Test Results

측정점 운전조건	Vibration ($\mu\text{m/p-p}$)						Bearing Temp ($^{\circ}\text{C}$)
	Ex		Gen		TBN		TBN
	H	V	H	V	H	V	
514 RPM (14.2 MW)	53	9	45	9	9	4	13.7
514 RPM (10.9 MW)	46	10	41	10	9	4	12.8
514 RPM (8 MW)	55	13	45	14	10	5	12.5
514 RPM (4 MW)	81	15	71	18	11	5	11.5

최종 성능 시험 결과는 Table. 6.4.에서 볼 수 있다. 4MW 부하 시에 진동이 다소 불규칙하게 발생하였지만 부하를 증가함에 따라 진동의 정도는 줄어든다. 포화온도 영역대로 기존의 45℃에 비해 15℃내로 안정적으로 운전되었다.



제 7장 결론

기존의 white metal이 가진 단점을 보완하기 위해 Bearing 제조업체들은 새로운 소재를 이용하여 Bearing 개발에 힘을 쏟고 있다. 본 논문에서는 Super Engineering Plastic이라는 소재를 이용하여 white metal을 대체하기 위한 연구를 수행하였다. 기존의 연구는 Super Engineering Plastic의 단편적인 재료 연구에 그치고 있기에, 실제 적용 시 발생할 다양한 현상들을 파악하기에 부족함이 있었다. 본 연구는 이러한 미비점을 보완하고, 성능의 정도를 파악하고 이를 분석하였다.

기본적으로 개발 Bearing의 특징을 살펴보면 마찰, 마모, 화학성분에서 우수한 성능을 보유하여 운영효율이 높은 것을 확인하였다. 마찰 정도는 윤활 상태에 따라서 다소 차이가 발생하지만 White Metal이 K-PEEK에 비해 33%~57% 정도 마찰계수가 높음을 파악하였다. 마모의 정도는 White Metal이 K-PEEK에 비해 약 8배의 마모가 발생함을 실험으로 확인하였다. 위의 결과는 K-PEEK Bearing 사용에 있어서 안정성을 확보함과 동시에 사용 Bearing의 수명을 연장시킬 수 있다. 뿐만 아니라 지속적인 윤활 매체의 공급은 오일이 아니더라도 충분한 미끄럼 현상을 가져올 수 있으며, 이는 수력발전소 적용에 있어서 이점으로 작용한다. 그리고 수윤활 적용 Bearing은 친환경적 발전을 이룰 수 있을 뿐만 아니라 정비의 편리성도 향상시킬 수 있다.

본 연구에서 이루어진 내용은 Bearing 설계에 필요한 파라미터들과 소재의 특성을 추출하여 실제 Bearing 설계에 적용하였다. 이를 통해 Bearing Clearance를 결정되었다. 실제 개발 Bearing 적용 시 발생가능한 문제점을 파악하기 위해 과부하 성능 시험과 수차모형 시험을 실시하였고, 두 시험의 결과를 통해 white metal에 비해 super engineering Bearing이 높은 온도 영역대에서 시스템이 안정적으로 운행할 수 있게 해줌을 파악하였다.

실제 K-PEEK Bearing 현장 적용을 통해서 기존의 Bearing과의 성능을 비교하였다. Guide Vain Opening 정도를 55.3%가량 줄임으로 수차발전기 회전에 필요한 에너지를 줄일 수 있고, 이는 발전설비를 간소화 할 수 있을 것으로 기대된다. 또한 발전소 건설에 제약 조건인 충분한 유효낙차 높이를 완화시킴으로 수력발전소 건설 제약 조건을 완화시켜 친환경 발전소인 수력발전소 증설이 수월할 것으로 기대된다.



참고 문헌

- (1) 부경진, “신재생에너지, 고효율·저비용 실현이 관건”, 생산기술 제18권 제2호 pp.12-13
- (2) 최기대, “엔지니어링 플라스틱 기술 동향”, 고분자과학과 기술 제20권 1호
- (3) 양보석, “진동모형실험법”, 시그마프레스, 1998
- (4) J.A. Willians, “윤활공학”, GS인터비전, 2008
- (5) 송희국, “PEEK 수지 Bearing의 마찰마모 특성,
- (6) M. Nasselqvist, R. Gustavsson, J-O. Aidanpaa, "Bearing Load Measurement in a Hydropower Unit Using Strain Gauges Installed Inside Pivot Pin", Experimental Mechanics, 2011
- (7) 임오강, 이왕진, “마멸율에 관한 Journal Bearing의 최적설계”, 한국전산구조공학회 제15권 제1호, 2002
- (8) Gwidon W. Stachowiak, Andrew W. Batchelor, "Engineering Tribology", Elsevier, 2005
- (9) San Andres. Luis, "Hydrodynamic Fluid Film Bearings and Their Effect on the Stability of Rotating Machinery", Educational Notes RTO-EN-AVT-143, pp. 10
- (10) J. Bouyer, M. Fillon, "An Experimental Analysis of Misalignment effects on Hydrodynamic Plain Journal Bearing Performances", Journal of Tribology, 2002
- (11) 양보석, “회전기계의 진동- 해석, 평가, 설계 및 대책”, 인터비전, 2002.
- (12) 양보석, “진동법에 의한 설비 진단의 실제”, 일오출판사, 2000
- (13) Y.H. Kim, K.T. Yoo, J.D. Song and B.S. Yang (2003) Vibration Analysis of Turbocharger Shaft System: International Symposium on Combustion Engine and Marine Engineering
- (14) C. Sternlicht (1968) Vibration Problems with High-speed Turbomachinery: Trans.ASME, 174-186

- (15) A. Muszynsk (1986) Whirl and Whip Rotor-Bearing Stability Problems : Journal of Sound and Vibration, 110(3), 443-462
- (16) J. Bootsma (1975) Liquid-Lubricated Spiral-Groove Bearings: Phillips Research Reports-Supplements, The Netherlands,7
- (17) B.J. Hamrock (1994) Fundamentals of Fluid Film Lubrication: McGraw-Hill,NewYork
- (18) T. Someya (1988) Journal-Bearing Databook: Springer-Verlag.
- (19) J.W. Lund and K.K. Thomsen (1978) A Calculation Method and Data for the dynamic Coefficients of Oil-Lubricated Journal Bearing: Topics in Fluid Film Bearing and Rotor Bearing System Design and Optimization, ASME, New York
- (20) S. Wada and H. Hayashi (1971) Application of Finite Element Method to Hydrodynamic Lubrication Problems: Bulletin of JSME, 14(77), 1231-1244



감사의 글

어느 덧 석사과정 2년이라는 세월이 흘러갑니다. 실험실에 첫발을 내딛었던 2009년 여름이 생각납니다. 처음 교무처장실에서 교수님을 뵈었을 때 어떻게 보면 무모하리만큼 부족 저를 아셨음에도 불구하고 이해해주시고 감싸주셨던 교수님이 떠오릅니다. 그저 묵묵히 할 일만 하라고 많은 배려해주신 교수님, 어떻게든 많은 것을 배워갈 수 있도록 많은 기회를 주신 교수님, 그런 고마우신 은혜에 감사하다고 전해드리고 싶지만 이제 영전에 마음속으로 전해드립니다. 꼭 이러한 마음이 교수님께 전달되었으면 합니다. 본 논문의 부족했던 부분은 많은 사랑으로 조언해주신 담당교수님이신 김선진 교수님과, 김병탁 교수님, 김영식 교수님께 깊은 감사 전해드립니다.

3년이라는 시간은 실험실에서 보내면서 첫 발걸음을 내딛게 도와주신 종덕 선배, 연구실장으로 실험실을 언제나 든든하게 이끌어 주시고 다방면에서 지식과 교육을 전해주시민찬 선배, 장난도 늘 웃음으로 받아주시고 운동까지 탁월한 준석선배, 우리 듬직한 원정선배, 늘 칭찬의 말을 전해주시는 승욱선배. 선배님들에 의해서 논문이 완성되었음에 진심으로 감사드립니다. 그리고 회사 일 때문에 신경을 못 써도 늘 학업을 마칠 수 있게 도와준 도운이와 진희. 진심으로 미안하고 감사한 말을 전합니다. 논문에 있어서 없어서는 안 될 동기 정민이, 말로 모든 것을 전하기에는 부족한 마음이 들고, 깊은 감사를 전합니다. 이 외에도 실험실을 스쳐갔던 Widodo, Tung, Thom, Stanley에게도 감사말씀을 전합니다.

언제나 힘든 과정 속에서 든든히 버팀목이 되어주신 아버지, 어머니에게 감사드리고, 다소 업무와의 병행 속에서 싫은 말을 하더라도 이해해준 외삼촌, 누나들께 고마움을 전합니다. 또한 늘 옆에서 연구에 노력할 수 있도록 배려해준 영진이 에게도 감사 말을 전합니다.

마지막으로 이 미진한 논문을 시작으로 삼아 많은 고마운 분들을 가슴속 깊이 새겨 발전된 모습을 보이도록 노력하겠습니다. 부족한 논문이지만 교수님 영전에 드립니다.