

화력발전소 통풍설비의 Main Bearing Assembly 설계 및 해석

류형룡^{*†} · 조인호^{*} · 김성관^{**} · 전성일^{**} · 편영식^{***}

* 디자인메카, ** 동서발전, ** 선문대학교 기계공학과

Design and Analysis of Main Bearing Assembly for Thermal Power Plant's Ventilation Equipment

Hyeong-Ryong Ryu^{*†}, In-Ho Cho^{*†}, Seong-Gwan Kim^{**}, Seong-il Jeon^{**} and Young-Sik Pyoun^{***}

* Designmecha Co., Ltd.,

** Korea East-West Power Co., Ltd.

*** Dept. of Mechanical Engineering, SunMoon Univ.

(Received May 20, 2013 ; Revised June 30, 2013 ; Accepted June 30, 2013)

Key Words: Topology Optimization(위상최적화), Geometrically Nonlinear(기하 비선형), Internal Element Connectivity Parameterization(I-ECP 내부 요소 연결 매개법)

초록: 화력발전소의 보일러를 일정한 화력으로 가동하기 위해서는 일정한 통풍량을 유지시켜야 한다. Main Bearing Assembly Unit 일정한 통풍량을 유지시키기 위하여 Fan을 회전시킨다. 그러나 점차 발전량이 많아지는 반면에 발전을 위하여 투입되는 석탄의 질은 초기의 보일러 설계 기준보다 나빠지고 있다. 특히 원가절감의 일환으로 또는 자원의 고갈로 인한 고급품질의 석탄 확보가 어려움으로 인하여 점차 낮은 질의 석탄이 투입되고 있다. 이로 인하여 초기 설계시의 Main Bearing Assembly의 수명보다 약 절반의 수명인 2~3년의 주기로 Main Bearing Assembly의 정비교체가 요구되고 있다. 본 연구에서는 Main Bearing Assembly Unit의 역설계 해석을 통해서 수명단축의 원인을 분석하고 초기 목표 수명을 가질 수 있도록 새로운 시스템으로 개선하여 개발하고자 한다.

Abstract: Constant airflow should be kept in order to operate a constant-fired boiler of thermal power plants. Main Bearing Assembly Unit which rotates the ventilation fan does very important role to maintain constant airflow. However, the demand to the output of power is getting increased while the quality level of coal is getting worse than the initial level of design criteria. Especially cost wise operation considering increasing output and the difficulty to supply good quality coal drive increasing supply of low quality coal. As a result, the service life of Main Bearing Assembly is getting shorter till 2~3 years which is just a half of the life of original design. In this study, what causes to shorten the service life of Main Bearing Assembly Unit is analyzed through the reverse engineering and analysis and how to improve the service life more than two times to current situation is explained.

1. 서론

1.1 개발의 필요성

요구하는 전기수요의 증가에 따라 발전량 역시 점점 늘어나고 있다. 이에 따라 당진화력발전소의 가동출력이 정격출력 500MW로 설계되었으나 현재 525~530MW로 점점 높아지고 있다. 또한 발전에 사용되는 고급 석탄원료인 역청탄(기준 100% 사용)의 수급이 자원의 고갈 등의 문제로 인하여 원활치 못하여 저급 석탄원료인 아역청탄의 혼소율이 증대(약 70%)됨에 따라 보일러 연소용 공기 및 가스량이 6.8% 증가하여 이에 따른 통풍설비의 부하량 역시 증대되고 심한 부하변동으로 통풍설비의 정비주기(정비주

§ 이 논문은 대한기계학회 플랜트부문 2013년도 춘계학술강연회(2013. 6. 4.-5., 한국수자원공사 교육원) 발표논문임

† Corresponding Author, win2002@designmecha.co.kr

© 2013 The Korean Society of Mechanical Engineers

기 8년 → 3년 이하)도 짧아지고 있다. 하지만 통풍설비 Main Bearing Ass'y(IDFan, Induced Draft Fan, 유인송풍기용)는 현재 하우덴사에서 제작 공급하여 수급에 시간이 소요될 뿐 아니라(약 46주), 고가이기 때문에 정비주기가 짧아짐에 따라 유지보수가 빠른 시간에 이루어지기 어려워 국산화 개발이 시급한 부품이라고 볼 수 있다.

Table 1은 통풍설비의 고장원인을 보여주고 있다. 제작사 권고 수명인 64,000hr 또는 매 8년 보다 사용 수명이 매우 적은 것을 확인하였다.

이에 베어링 손상 원인을 찾아내고 요구수명을 만족시킬 수 있는 개선안을 도출시킬 필요성이 대두될 뿐 아니라 국산화 개발을 통하여 문제점을 개선하여 성능을 높이고 자재 수급을 원활하게 함으로서 정비 효율성을 증대시키고자 한다.

1.2 개발 목표

아래 Table 2에서는 국산화 개발을 위한 개발 사양 및 목표를 정리하였다. 위의 Table 1에서 보이는

Table 1 Failure of IDFAN(Dangjin)

호기	고장 설비	고장 연월	고장 내용	운전 시간(Hr)	비 고
1	IDF #A	'10.3월	롤러베어링 손상	15,960 (1.8년)	운전 중 진동 상승
	IDF #B	'10.2월	롤러베어링 손상	16,680 (1.9년)	운전 중 진동 상승
	IDF #B	'12.1월	롤러베어링 손상 추력베어링 손상 추정	16,680 (1.9년)	운전 중 압력 증가
2	IDF #A	'10.3월	추력베어링 하우징 손상	15,960 (1.8년)	금속분말발생
	IDF #A	'11.3월	추력베어링 하우징 손상	15,960 (1.8년)	금속분말발생
3	IDF #B	'10.5월	볼 베어링 손상	14,520 (1.6년)	운전 중 진동 상승
4	IDF #B	'10.4월	롤러베어링 손상	15,240 (1.7년)	운전 중 진동 상승

Table 2 Development goals

개발 사양	현재수준	달성목표
1. 운전풍량	360.2m ³ /s (100%NR)	수입품 대비 동등 이상 (IDF 기준)
2. 회전속도	890rpm	
3. 송풍기 Main Bearing 내구수명	3년 (26,280시간)	4년이상 (35,040시간)
4. 베어링 Race way 압축잔류응력	-100MPa	-600MPa 이상
5. 베어링 Race way	58~60HRc	62HRc 이상
6. 치수 및 조립성 검사	제작도면 대비 평가	수입품 대비 동등 이상 (IDF 기준)
7. 베어링 내구 성능 평가	구동시험	
8. 비정상 하중에 대한 안정성	미흡함	확보

고장원인을 중심으로 하여 통풍설비의 베어링 사양을 다시 선정하고 이를 설계에 반영하여 근본적인 문제점을 해결하는 것을 목표로 선정하였다.

Table 2의 개발목표는 크게 두 가지의 측면에서의 개선을 달성하기 위한 것이다.

(1) 설비적 측면 개선 : Main Brg. Ass'y의 문제점을 개선하여 수명을 증대시켜 4년마다 실시되는 종합 정비시까지 수명을 만족시킬 수 있도록 하여 정비의 효율성을 증대 시킨다.

(2) 관리적 측면 개선 : 국산화 개발을 통하여 수급을 원활히 하고 예비품 보유로 정비의 효율성을 증대시켜 정비시간을 기존대비 1/2로 줄인다.

이러한 개발목표를 설정하고 개발을 진행하였다.

2. 통풍 설비의 분석

2.1 고장 사례 분석

2.1.1 통풍설비의 베어링 고장의 종류

베어링의 문제점을 분석해보면 첫 번째 Fig. 1과 같이 트러스트베어링과 트러스트베어링 Cover 사이의 Slip으로 커버 접촉부에 갈림 현상이 발생하고 있다.

두 번째는 Fig. 2와 같이 롤러베어링의 내륜과 외륜의 구름면에 과중한 부하로 인한 플레이킹(Flaking)이 발생하였다.

세 번째는 과중한 충격으로 인하여 Fig. 3과 같이 베어링의 롤러에 압흔(Denting)이 발생하고 있다.



Fig. 1 Failure of thrust bearing



Fig. 2 Failure of roller bearing



Fig. 3 Failure of roller bearing roller

Table 3 Operation circumstance

기기명	설계값(m ³ /s)		운전값(m ³ /s)	초과율(%)		비고
	BMCR	100%NR		BMCR	100%NR	
FD Fan	174.2	153.4	169.9	-2.5%	+10.7%	설계값대 증가율
ID Fan	360.3	323.3	360.2	-0.1%	+11.4%	



Fig. 4 Failure of ball bearing

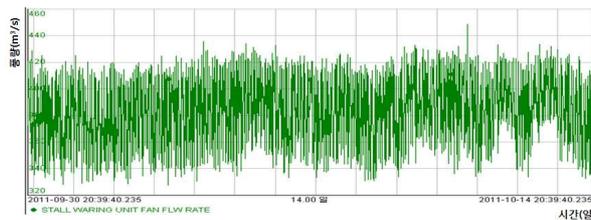


Fig. 5 Fan flow rate

네 번째는 Fig. 4와 같이 통풍설비의 볼베어링의 구름면에 과중한 하중으로 인한 플레이킹(Flaking)이 발생하고 있다.

다섯 번째는 통풍설비의 볼베어링 역시 측 Cover 부분 스프링으로 고정되는 측면 갈림 현상 발생하고 있다.

2.1.2 베어링 고장 현상으로 본 현 시스템 분석

통풍설비에 나타나고 있는 고장의 현상들을 검토해 현 시스템의 상태를 분석해 보면 다음과 같은 문제점이 있다는 것을 확인 할 수 있다.

(1) 정상운전 상태에서도 최대 설계 부하가 걸리고 있다. Table 3과 같이 실제 배기가스의 유량이 설계 값에서 제시하고 있는 BMCR(Boiler Maximum Continuous Rating, 보일러 최대연속정격출력), 100%NR (Nominal Rating, 정격출력) 상태에서의 배기가스의 유량과 비교하면 BMCR의 경우 거의 100%에 가깝고 100%NR에 대비해서는 11.4% 정도 초과한다는 것을 확인 할 수 있었다.

(2) 풍량 및 풍압이 Fig. 5와 같이 최대 420m³/s에서 최소 340m³/s로 수시 변동운동을 함으로 인한 동적 부하가 증가하고 있다는 것을 확인 할 수 있었다.

분석된 현 시스템의 상황을 보면 기본적으로 작용하는 풍압하중이 증가하였다는 것이고 이 풍압하중이 변동하중으로 작용하여 축방향으로 가변 부하를 야기한다는 것을 확인 할 수 있다.

2.2 구조 분석 및 해석

정상하중이 작용할 때 축과 베어링에 작용하는 하중을 분석하고 수명계산을 통해 문제점을 분석한다.

2.2.1 구조 분석을 위한 일반 사항

구조 분석을 위하여 필요한 기본 정보는 Table 4와 같다.

아래 식을 이용하여 출력의 종류에 따라 풍압 하중을 계산하여 Table 5와 같이 축과 베어링에 걸리는 축방향 하중(Axial Force)으로 활용한다.

$$\text{최대풍압하중} = \text{풍압계수}(C) \times \text{단면적}(A) \times \text{속도압}(Q) = \text{Axial Force}$$

2.2.2 Main Shaft 계산

기계요소 설계 Tool을 활용하여 축 계산⁽¹⁾을 수행 하였다. 분석된 하중 관계를 이용하여 축에 걸리는 하중을 Fig. 6과 같이 모델링하였다.

Table 4 General Information

Rotation Speed	880 rpm		
Motor power	3,300Kw	35,759Nm	
Maximum torque	3,654kgf/m	35,813Nm	
Total Pan weight	42,220Kg	413,756N	
-Hub	5,760Kg	56,448N	
-Blades	1,153Kg	11,299N	
-Sub total	6,913Kg	67,747N	Radial Force
Pan부의 하우징직경	4,496mm	단면적	15.87m ²
배기가스밀도	1.2Kg/N ³		
풍량	433m ³ /s		
풍속	27.28m/s		=풍량/면적
요구수명:880rpm*60min*24hour*365day*8year=			
3,700,224,000rev (약70,000시간)			

Table 5 Calculation of wind pressure load

구분	TB	현구동 Load	BMCR	100%NR	75% NR	50% NR	Unit	
지름	D	4.49	4.49	4.49	4.49	4.49	m	
풍량	F	443.3	400	360.3	323.3	256.5	182.3	m ³ /s
풍속	V	19.7	17.5	16.4	14.7	11.7	8.3	m/sec
풍압 계수	C	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	-
단면적	A	15.8	15.8	15.8	15.8	15.8	15.8	m ²
배기가스 밀도	ρ	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	Kg/N ³
속도압	Q	232.8	183.7	161.3	129.6	82.1	41.3	Kg
풍압 하중	TB	현구동 Load	BMCR	100%NR	75% NR	50% NR	Unit	
		2957	2333	2049	1646	1043	524	Kg
		28982	22871	20086	16137	10223	5144	N

CAE Tool을 활용하여 정적 안전율과 피로안전율을 계산한 결과 축은 설계상에는 문제없다는 것을 확인할 수 있었다.

정적안전율은 Fig. 7과 같이 계산된 최대 응력이 65.8MPa이 나와 소재의 항복응력 686MPa과 비교하면 1/10정도이므로 안전성에 문제없다는 것을 확인할 수 있다.

피로안전율 역시 해석 결과 Fig. 8과 같이 최소 안전율이 4.9가 나와서 안전성에 문제없다는 것을 확인할 수 있다.

2.2.3 Bearing 계산

베어링의 수명 계산⁽²⁻⁴⁾은 정상적인 상태에서의 작용하중을 이용하여 다음의 식을 활용하여 계산하였다. 계산된 수명이 8년 이상이면 문제없는 것으로 확인할 수 있다.

롤러베어링에 대한 계산결과는 아래 Table 6과 같다.

계산 결과 베어링 수명이 9.4년이므로 정상하중 작용시 수명에는 문제없다는 것을 확인할 수 있다.

Table 6 Calculation of roller bearing

Radial Force	Fr	78,016	N
$P=XFr+Yfa$	P	117,024	N
베어링의 수명	Ly	9.41	year



Fig. 6 Loading conditions of the main shaft

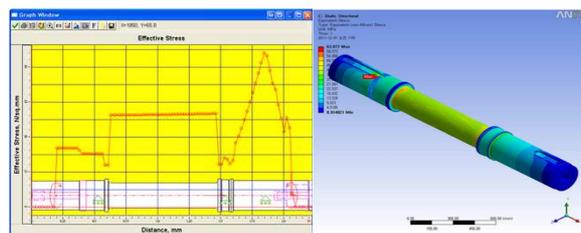


Fig. 7 Stress of main shaft

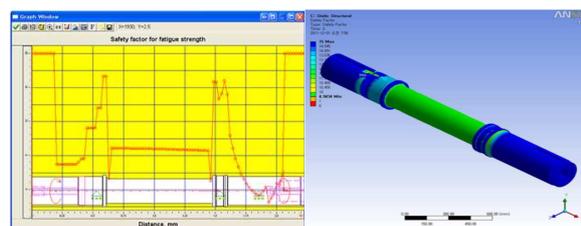


Fig. 8 Fatigue safety factor of main shaft

볼베어링에 대한 계산결과는 아래 Table 7과 같다.

볼베어링 역시 수명이 26.84년이 나와 정상상황에서는 제작사에서 제시한 8년을 만족하는 것을 확인할 수 있다.

자동조심 스러스트 베어링에 대한 계산 결과는 아래 Table 8과 같다.

스러스트베어링 역시 정상하중 상태에서는 문제가 없다는 것을 확인할 수 있다.

2.2.4 기존안 분석을 통한 베어링 손상의 원인 분석

베어링에 걸리는 기본 풍압의 증대는 베어링 수명에 큰 영향을 주지 않았다. 따라서 베어링에 작용하는 정상적인 하중 증대만으로는 문제가 되지 않는다는 것을 확인하였다.

상기의 Fig. 5에서와 같이 풍압의 변동으로 베어링 하우징에 인가되는 변동하중으로 인한 진동 또는 순간적인 과부하가 베어링 고장 문제를 야기한다는 것을 파악할 수 있다.

이에 Fig. 9에서와 같이 풍압이 작용할 때 베어링에 작용하는 하중들을 분석하여 베어링 고장 원인을 조사하였다.

Table 7 Calculation of ball bearing

Radial Force	Fr	10,269	N
$P=XFr+Yfa$	P	15,404	N
베어링의 수명	Ly	26.84	year

Table 8 Calculation of thrust bearing

구분		TB	현 구동 Load	BMCR	100%NR	75% NR	50% NR	Unit
Axial Force	Fa (100%)	28,983	22,871	20,086	16,138	10,223	5,145	N
$P=1.2Fr+Fa$	P	43,474	34,307	30,129	24,207	15,335	7,717	N
베어링의 수명	Ly	37	83	128	265	1,216	11,999	year

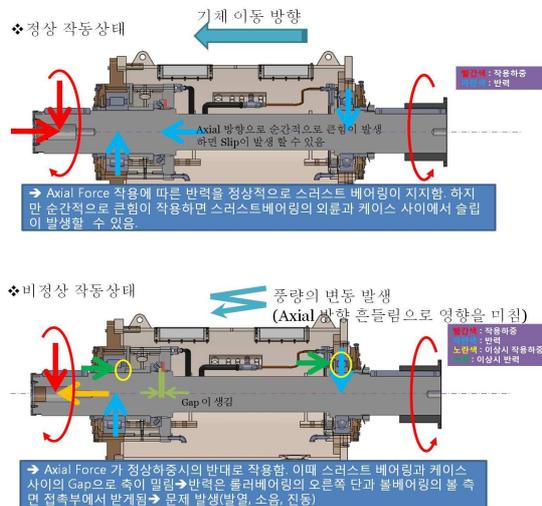


Fig. 9 Compare of operating conditions

실 정비시 트러스트 베어링 조립부의 틈새를 분석한 결과 평균틈새가 0.5mm에서 0.7~1.0mm 증가하였다는 것을 확인할 수 있었다.

이것은 트러스트베어링에 변동하중 작용시 스프링의 예압이 적어져 순간적으로 트러스트베어링 외륜과 Cover 사이를 떨어지게 하여 Slip이 일어나게 하고 Slip의 발생으로 트러스트베어링 Cover 측면의 표면 경도차이로 인해 표면이 비정상적으로 마모가 시작되었고 Slip 빈도가 증가하게 되면서 더욱 커진 틈새로 인하여 트러스트 베어링이 재역할을 하지 못하여 롤러베어링과 볼베어링에 Fig. 9의 비정상 작동 상태에서의 녹색 화살표와 같이 측면에 역방향의 Axial force가 인가되고 그 힘이 순차적으로 베어링의 손상을 유도하였다고 볼 수 있다.

이에 베어링 고장의 원인에 대한 결론을 내려 보면 풍량, 배기가스 밀도 등의 변화에 의한 풍압하중의 변동이 축 방향 하중의 변화를 야기해 베어링의 접촉부에 진동으로 작용하여 트러스트 베어링뿐만 아니라 Radial force를 주로 지지하는 롤러베어링과 볼베어링에 Axial force를 지속적으로 인가하여 고장의 원인이 되었고 이로 인해 요구하는 수명을 만족시키지 못했다고 볼 수 있다.

2.2.5 타 메이커 베어링 하우징과 비교 분석

기존사용중인 다른 발전 메이커의 베어링 하우징과 비교를 통하여 당진화력발전소 베어링 하우징의 문제점을 분석해보고자 한다.

당진화력발전소의 베어링 하우징은 Axial 방향의 흔들림(진동 또는 변동하중)을 스프링에 의한 예압 및 볼베어링, 롤러베어링 측단이 일부 잡아주는 구조이다.

타 베어링 하우징은 Axial 방향의 흔들림(진동 또는 변동하중)을 반대 방향으로 조립된 앵글러베어링에서 잡아주는 구조이다.

따라서 변동하중에 대한 안전성은 따로 잡아주는 부분이 없는 당진화력발전소의 베어링 하우징 보다 타 메이커 베어링하우징이 더 유리하다고 볼 수 있다. 이에 Axial 방향의 진동을 효과적으로 억제할 수 있는 구조로 개선안 도출이 꼭 필요한 상황이다.

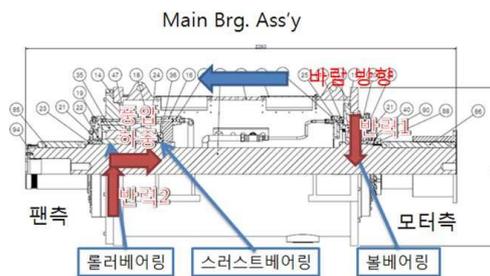


Fig. 10 Bearing housing of the DangJin thermal power plant

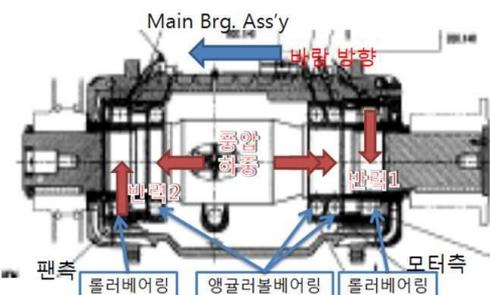


Fig. 11 Bearing housing of the other thermal power plant

3. 통풍 설비의 개선안 도출

3.1 개선안 도출 방법

개선안 도출에 다음의 3가지를 고려하여 선정하였다.

- 1) 베어링 하우징의 조립성을 유지하기 위하여 기존 조립구조를 최대한 활용하여 내부구조의 변경으로 개선안을 도출한다.
- 2) 타 베어링하우징을 비교 검토하여 개선안 도출에 활용한다.
- 3) 베어링 하우징 요구수명을 만족시키고, 변동 부하에 따른 축방향 진동을 효과적으로 대응할 수 있는 베어링 하우징 시스템을 선정한다.

3.2 개선안 선정

여러 가지 안을 선정하여 베어링의 조립성, 수명, 변동하중에 대한 안정성을 고려하여 계산을 수행하였고 이를 통하여 최종안을 선정하였다.

개선된 최종안의 베어링 시스템은 롤러베어링, 앵글러베어링, 볼베어링의 조합으로 결정하였다.

Fig. 12는 최종적인 베어링 시스템을 보여준다. 위와 같이 기본적으로 팬과 모터의 하중은 기존에 사용하던 롤러베어링과 볼베어링을 활용하여 잡아주는 것으로 하였고 더 커진 풍압하중으로 인한 Axial force는 2개의 앵글러베어링이 지지하고, 변동하중으로 인해 발생하는 역방향의 Axial force는 반대 방향으로 조립된 한 개의 앵글러베어링이 잡아주어 전체적인 베어링하우징의 안전성을 높였다.

트러스트 베어링에 걸리는 하중을 이용하여 앵글러베어링 수명을 계산한 결과 Table 9와 같이 수명에 문제없다는 것을 확인할 수 있다. 롤러베어링과 볼베어링에 작용하는 하중은 기존 베어링과 같기 때문에, 먼저 계산한 결과와 마찬가지로, 수명에 문제없다는 것을 확인할 수 있다.

Table 9 Calculation of angular bearing

구분		TB	현 구동 Load	BMCR	100% NR	75% NR	50% NR	Unit
Radial Force	Fr	10,269	10,269	10,269	10,269	10,269	10,269	N
Axial Force	Fa	14,491	10,635	9,340	7,504	4,754	2,393	N
$P=XFr+Yfa$	P	17,781	14,484	13,377	11,807	9,456	7,437	N
베어링의 수명	Ly	29.37	58.19	75.85	114.98	241.07	536	year

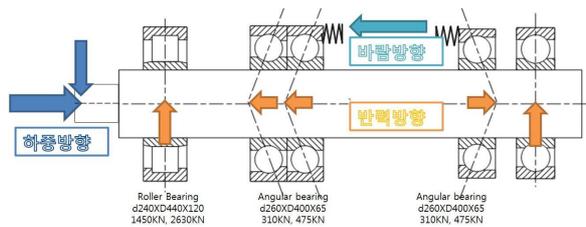


Fig. 12 Selection of the final improvement

Table 10 Compare to old and new product

개발 사양	기존품	개선품
1. 운전풍량	360.2m ³ /s (100%NR)	시제품 시험 필요
2. 회전속도	890rpm	달성
3. 송풍기 Main Bearing 내구수명	3년 (26,280시간)	시제품 내구시험 필요
4. 베어링 Race way 압축잔류응력	-100MPa	-1,000MPa 이상 달성
5. 베어링 Race way	58~60HRc	65HRc 이상 달성
6. 치수 및 조립성 검사	제작도면 대비 평가	달성 완료
7. 베어링 내구 성능 평가	구동시험	시제품 내구시험필요
8. 비정상 하중에 대한 안정성	미흡함	확보 완료

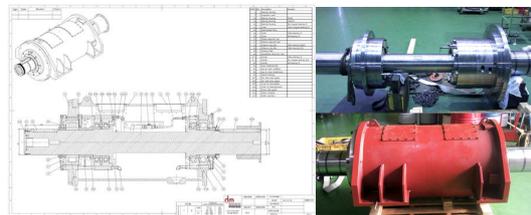


Fig. 13 Modeling and manufacture

4. 결론 및 향후 추진 과제

4.1 결론

본 연구개발을 통해 기존 베어링하우징의 문제점을 분석하여 개선안을 도출하였다. 이번 연구를 통하여 베어링에 작용하는 정상적인 하중에 의한 문제보다는 진동이나 변동하중에 의한 이상하중으로 인한 문제가 더 큰 경우도 있다는 것을 확인할 수 있었다.

이에 개선된 안을 이용 Fig. 13과 같이 재설계 및 시제품 개발을 추진하였다.

Table 10과 같이 개발사양을 비교하면 기본적인 개발목표는 달성했다고 볼 수 있다. 차후 내구시험을 통해서 목표달성여부의 판단 및 실적용시 동등이상의 성능이 나와 주는 것이 중요하겠다.

4.2 향후 추진과제

개선안을 토대로 내구시험을 진행하여 신뢰성을 높이고 현장에 실적용하여 장비의 대외 의존도를 낮추고 예비품 보유로 정비의 효율성을 증대시킬 수 있도록 한다.

후 기

본 연구과제는 동서발전을 비롯한 발전 5개사에서 수행하고 있는 중소기업협력연구개발 사업에 의해서 지원되었습니다. 이에 지원을 아끼지 않은 동서발전을 비롯한 발전 5개사와 선문대학교 관계자 분들께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Pyoun, Y.-S., 2005, "Mechanical Design Using the CAE S/W," Sunmoon Univ. Publishing Department, pp. 103~109.
- (2) Harris, T. A., 2001, "Rolling Bearing Analysis," John Wiley & Sons Inc., pp. 692~702.
- (3) Khonsari, M. M. and Booser, E. R., 2001, "Applied Tribology, Bearing Design and Lubrication," John Wiley & Sons, Inc., 451~453.
- (4) Faulkner, L. L., 2003, "Bearing Design in Machinery," Marcel Dekker, Inc., pp.378~394.