

수차발전기 상태진단시스템을 이용한 예지보전체계 사례

고성호*† · 정용채** · 최성필*** · 곽영균**** · 한승열****

Report on Predictive Maintenance System using Condition Monitoring System of Hydro-turbine Generator

Sung-Ho Ko*†, Yong-Chae Jeong**, Seong-Pil Choi***,
Young-Kyun Kwack****, Seung-Yeul Han****

Key Words : Hydro-turbine Generator(수차발전기), Condition Monitoring(상태진단시스템), Electric Vibration(전기적 진동), Analysis of Journal bearing performance(저널베어링 특성 해석)

ABSTRACT

The purpose of this study is to explain the importance of Vibration Monitoring Device by introducing an example of Predictive Maintenance System using Condition Monitoring System of Hydro-turbine generator. Confirming vibration of generation equipment is commissioning procedure during equipment completion for checking guaranteed items. Data from Generator output range are used to determine output band to continue the performance of equipment. The Vibration Monitoring System is not absolute method of maintenance, but if it is used well with expert, it will be visible, data-analyzed, scientific maintenance more than others. And also, Condition Monitoring System is very important for remote controlled small hydro-power plant although most of it is installed in Large hydro-power plant.

1. 서론

오늘날 모든 산업기기의 시스템은 고 효율화 및 안정성 향상을 위해 연구를 집중하고 있으며, 이를 위한 방법으로 유지보수의 과학화 체계에 많은 예산을 투자하고 있다. 특히 회전기기의 성능에 있어서 가장 중요하게 관리되어야 할 부분의 하나가 진동이며, 발전설비와 같은 대형 플랜트 설비의 경우 그 중요도가 더 하다고 볼 수 있다.

발전설비에 있어서 진동의 확인은 설비 준공 시 인수절차의 단계로서 보증사항 검증을 목적으로 수행하고 각 발전출력 영역에서의 확인된 자료는 해당설비가 안전하게 지속적으로 운

전할 수 있는 출력대역을 결정하는데 귀중하게 활용된다. 또한 경년변화 및 고장징후로 나타나는 운전특성을 확인하여 경제적 유지보수 및 시설 개·대체시기를 결정하는 객관적 자료 확보를 목적으로 하고 있다. 즉 운영 중인 설비의 사용연수 증가 및 결함으로 인한 운전가능여부 확인 방법 중의 하나가 진동관리이다.

수력을 이용하는 수차발전기에서의 진동은 크게 기계적, 수력적, 전기적 진동으로 분류할 수 있으며, 발전기 운전 상태, 고장원인 및 외부 가진원에 따라 진동의 특성은 각기 다르게 나타난다. 따라서 진단분석을 수행할 경우에도 여러 기법을 적용한다.

산업설비 유지보수 선진화 방법 중의 하나인 진동진단 기법은 물리적 상태를 정확하게 예측할 수 있는 진단장비와 전문적 지식을 가지고 진단분석을 수행할 수 있는 전문가가 결합됨으로써 제대로 발휘된다. 2003년 박성규 등⁽¹⁾은 FFT 알고리즘을

* 충남대학교 기계설계공학과
** 한국수자원공사 댐·유역관리처 발전설비
*** (주)티보링크
**** 충남대학교 기계설계공학과 대학원
† 교신저자, E-mail : sunghoko@cnu.ac.kr

이용하여 크레인 장비의 전동기 부분에 대한 예지보전 시스템 설계를 하였으며 2004년 강인선 등⁽²⁾은 기계진단의 판정기준에 연구를 하였다. 또한 2007년 주덕훈 등⁽³⁾은 수차발전기의 진동특성에 대한 연구를 하였다.

본 연구에서는 발전설비 건설시 상태진단시스템이 설치되지 않은 곳에 시스템 구축 후 진단함으로써 나타났던 수차발전기의 진동특성, 시스템 체계, 원인분석 과정 및 대안수립 조치사례를 고찰하여 수차발전기 상태진단시스템을 이용한 예지보전 체계 사례를 전파함으로써 설비 유지보수 과학화를 더욱 발전시키고자 한다.

2. 본 론

2.1 상태진단시스템 구성 체계

한국수자원공사에서는 원가절감과 혁신경영의 일환으로서 수차발전설비 점검주기 조정(대점검 1년⇒2년, 분해점검5년⇒10년⇒8년)과 발전통합운영시스템에 의한 본사통합제어로 대부분의 발전소가 원격무인운전 됨에 따라, 감시진단기능을 강화하고자 설비이상 및 고장징후의 사전예측이 가능한 시스템

Table 1 Monitoring and analysis items

Function	Items
Monitoring	<ul style="list-style-type: none"> Main shaft vibration Generator air gap Bearing bracket Generator stator frame Keyphase, turbine cavitation
Analysis	<ul style="list-style-type: none"> Frequency analysis(FFT) Generator air gap Orbit, Transient Vibration trend Alert, Danger event

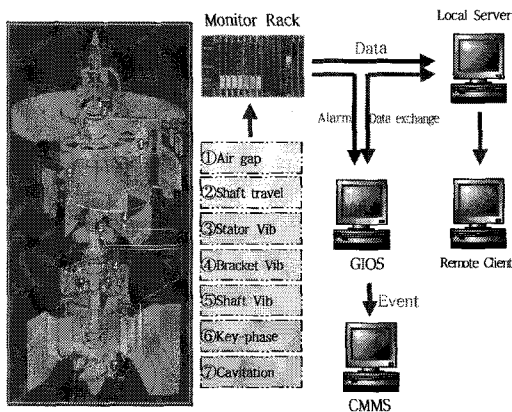


Fig. 1 Configuration of Conditioning Monitoring System

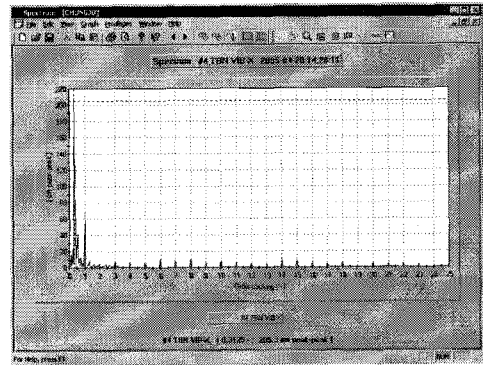


Fig. 2 FFT plot of the "A" hydro-turbine generator

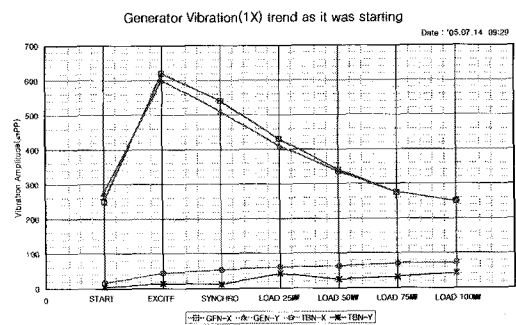


Fig. 3 Vibration trend of the "B" hydro-turbine generator

을 도입함으로써 예지보전기반을 조성하였으며, 감시항목·분석기능은 Table 1과 같고 구성 체계는 Fig. 1과 같다.

2.2 진동특성 사례

2.2.1 유체여기 진동(Vortex induced vibration)

프랑스 수차에서 Wicket gate가 30~50% 개방되어 있을 때 러너 출구(draft tube)부에서 진동이 발생되는데 반경방향의 흐름으로 인한 선회와류(Spiral vortex flow)에 의해 Fig. 2와 같이 약 0.2~0.4X (Sub-synchronous whirl vibration)의 특정주파수 성분으로 나타난다. 이를 일반적으로 "유체여기 진동" 또는 "rough load zone"이라 한다.⁽⁴⁾

2.2.2 전기적 가진원에 의한 진동

전기적 진동은 수차발전기에서 크게 분류되는 진동형태로서 Rotor winding short, Cooling unbalance, 공극이상 등에 의해 발생할 수 있으며, Fig.3과 같이 단계별 운전조건에서는 전기적인 에너지가 발생하는 "EXCITE"에서 진동이 크게 나타난다.

일반적으로 전기적 원인에 의해 진동이 발생할 경우 급속의 부등팽창에 의해 시간경과에 따라 진동의 크기도 상승하지만,

Table 2 Specification of the "B" hydro-turbine generator

Turbine		Generator	
Type	Vertical Francis	Type	3φ, Synchronous
Output	103MW	Output	100MW
Head	90m	Voltage	15,400V
Discharge	130.04CMS	Ampere	4,124A
Revolution	180rpm	Insulation	F-Class

Fig. 3 "B" 사례의 수차발전기에서는 "EXCITE"에서만 진동이 급상승된 후 다시 줄어드는 산고곡선의 경향을 나타냈다. 또한, 장시간 운전 후 재 기동시에는 처음 상태보다 진동이 감소(150~200μmPP)되었다.

총진동의 크기는 순간적인 최대 피크에서 국제 운전허용기준(ISO 7919/5)의 약 4배(1,000μmPP)정도에 도달하였다.

2.2.3 진동 허용기준(ISO 7919/5)

Table 2는 "B" 사례의 수차발전기의 사양을 나타냈다. 장시간 운전허용기준 제한은 250μmPP이고, 이를 초과할 경우에는 제한된 기간 동안에만 운전이 허용되며 보수조치가 필요한 상태이다.

3. 진동저감 실행

3.1 발전기 세부점검

유체여기진동은 수차 제작사 고려되어야 할 사항으로서 건설이후에는 손쉽게 작업할 수 없지만 전기적 가진원에 의한 진동은 대안수립과 조치사항이 용이하지 않더라도 현재의 진동값 크기가 허용기준을 훨씬 초과하기 때문에 임시조치라도 해야 하였으며 정확한 원인분석 및 시행착오 최소화를 위한 노력으로서 다음의 검토와 조치가 취해졌다.

- 수차발전기 부분분해점검 시행
- 측정오차 최소화를 위한 호기별 측정횟수의 반복
- 기동 및 정시시의 진동 값 상호비교
- Rotor winding magnetic flux 측정
- 발전기 정밀절연진단 실시
- 진동신호의 정확성 확인(축전류에 의한 영향 검토)
- 발전기측 가이드베어링 특성해석 및 Balancing 방안

위의 항목 중에서 우선 2대의 수차발전기 중 진동이 보다 큰 호기에 대한 분해점검 계획을 변경 수립하였고 Magnetic flux 측정은 장비보유처에서 현장측정이 불가함에 따라 분해

점검 기간에 발전기 정밀절연진단만을 시행하였으며 결과는 양호하였다.

3.2 대안수립 및 조치

3.2.1 대안수립

진동문제 해결을 위한 방안으로서 일반적으로 다음의 2가지 방법이 있다.

- 외부의 진동 가진원 제거 ⇒ 가장 이상적인 방법
- 회전기계 지지부 강성의 증가 ⇒ 2차적인 방법

위의 2가지 대안 중 가진원 해소법은 발전기 제작사 이외에는 현실적 한계에 봉착하였고, 제작사에서도 해결방안을 제시하지 못하여 2차적인 방안을 선택하였다.

세부 대안으로서 먼저 기존 베어링에 대한 특성해석을 수행하고, 다음으로는 베어링의 설치 틈새를 조정할 경우의 특성해석을 수행함으로써 기존베어링과 수정할 베어링에 대한 비교 검토를 하기로 하였다. 유막강성 증대방안을 위해서는 아래의 베어링 특성해석이 수반된다.

- 가이드베어링 각 패드의 압력분포 해석
- 베어링 유막의 강성, 감쇠계수
- 가이드베어링 Pre-load 해석⁽⁵⁾
- 베어링 메탈 온도의 변화정도

3.2.2 베어링 특성해석

발전기측의 가이드 베어링은 20개의 패드를 갖는 텀팅 패드 저널 베어링이다. 가이드 베어링의 텀팅 패드는 Support에 의해 틈새를 유지하도록 되어 있으며, Support와 베어링의 접촉 부위에서 반경 및 축 방향으로 틸트된다. 또한, 설계상 조립 틈새는 0.32~0.36mm 이며, 이러한 틈새의 조정은 다이얼 게이지를 이용하여 support의 stud bolt와 nut에 의해 이루어진다.

Table 3은 가이드 베어링의 설계 검토를 위한 베어링 기본 설계 치수를 보여주고 있다. 기본설계 치수들은 Fig. 4에 나타내었다. R은 저널반경(Journal radius), R_p는 패드의 가공반경(Pad machined bore radius), C_p는 가공틈새(Machined clearance) 그리고 C_a는 조립 틈새(Assembled clearance)이다. 수직형 회전기계에서 가이드 베어링에 대한 반경방향 하중을 정확히 산출하는 것은 거의 불가능하다. 반경방향 하중이 존재하지 않는 경우 이론적으로는 "0"이 되어야 하지만 이상적인 상황은 불가능하므로 제작사 등에서는 시설용량을 감안하

Table 3 Basic design values of generator guide bearing

Rotating speed	180rpm	No. of Pads	20EA
Journal diameter	φ2650mm	Pad arc	12.2°
Pad length	210mm	Pivot offset ratio	0.5
Machined clearance	15mm	Viscosity grade	VG 46
Assembled clearance	0.32 ~0.365mm	Radial load	20kN

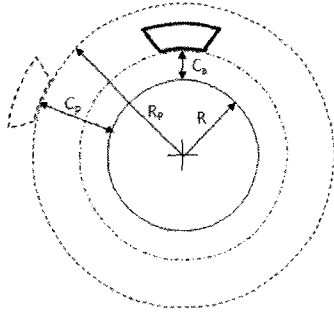


Fig. 4 Configurations for preloading a pad

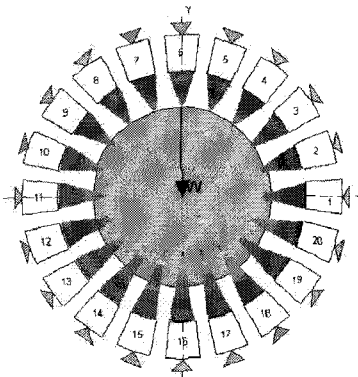


Fig. 5 Pressure distribution analysis of guide bearing pad

여 하중을 적용하며, 본 연구에서도 회전자의 무게 및 일정한 베어링의 단위 하중을 고려한 유사 시설용량에 대한 하중인 20kN으로 가정하였다.

Fig. 5는 Table 3의 베어링 기본 설계 치수를 이용하여 정상 운전 조건에 대하여 베어링의 특성 해석을 수행한 결과의 하나로서 각 패드에서 발생하는 유막의 압력분포를 나타내고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 베어링의 모든 패드에서 압력이 잘 발생되고 있으며, 하중 방향의 유막최대압력은 3.85E+5 Pa이며, 하중반대방향은 2.65E+5 Pa로서 차이가 다소 발생하였다.

Table 3의 기본 설계 치수를 이용하여 베어링의 정특성 및 동특성에 대한 해석을 수행한 결과는 Table 4에 나타내었다. Table 4에서 보는 바와 같이 정특성 해석 결과인 최소 유막 두께, 손실 동력, 그리고 최대 메탈 온도는 각각 0.25mm, 57.1kW,

Table 4 Performance analysis results with bearing clearance(0.34mm)

Static performance		Dynamic performance	
Eccentricity	0.11	Stiffness, Kxx	5.169E+08N/m
Min. film thickness	0.25mm	Stiffness, Kyy	5.509E+08N/m
Power loss	57.1kW	Damping, Cxx	3.881E+06Ns/m
Max. temperature	51℃	Damping, Cyy	4.077E+06Ns/m

Table 5 Performance analysis results with bearing clearance(0.44mm)

Static performance		Dynamic performance	
Eccentricity	0.15	Stiffness, Kxx	2.559E+08N/m
Min. film thickness	0.30mm	Stiffness, Kyy	2.733E+08N/m
Power loss	47.1kW	Damping, Cxx	2.112E+06Ns/m
Max. temperature	49.3℃	Damping, Cyy	2.231E+06 Ns/m

51℃ 로 일반적인 베어링 설계 기준치를 만족하는 것으로 평가 되었다.

동특성 해석 결과는 단순히 베어링만으로 정확한 평가를 할 수 없고, 운전회전수가 180rpm의 저속도이므로 “축계의 1차 위험속도(critical speed)는 운전속도 이상에서 존재한다”라는 가정을 하면 강성 및 감쇠 계수가 큰 베어링일수록 진동 진폭은 작아진다.

발전기측 베어링의 과대 진동 원인을 분석하기 위해서는 진동 데이터 뿐 아니라 분해 시 베어링의 조립 틈새, 패드 면, Pivot 상태 등을 점검하는 것이 중요하다.

발전기 부분분해점검(기간: 30일)의 분해과정에서 확인한 발전기측 베어링 부위의 조립 틈새는 support의 너트 조임에 의한 연신량(0.05mm)을 고려하면 약 0.44mm로 평가되었으며, 이러한 값은 기본 설계보다 큰 틈새로 설치되었음을 알 수 있다.

Table 5는 발전기측 가이드 베어링의 분해 시 베어링 틈새 0.44mm에 대한 베어링성능 특성 해석을 수행한 결과를 나타내었다. Table 5에서 보는 바와 같이 베어링의 최대 온도는 49.3℃로서 분해 전 측정값 48℃와 거의 일치하였다. 이때의 진동 진폭에 영향을 미치는 강성 계수는 기본 설계 틈새와 비교하여 약 50% 정도 상대적으로 작게 나타났다.

3.2.3 조치사항 및 결과확인

베어링의 특성 해석을 통한 조립 틈새를 변경하고 강성 및 감쇠 계수를 증가시켜 축 진동을 저감하기 위해 여러 가지 틈새에 대하여 해석을 수행하여 조립 시 베어링의 틈새를 0.30mm로 결정하였다. Fig. 6은 베어링 틈새에 대한 분해 시와 조립 시 각각의 패드에 대한 틈새를 극좌표로 나타내었으며 원주 방향은 패드번호를 의미하며 반경방향은 틈새의 크기를 의미

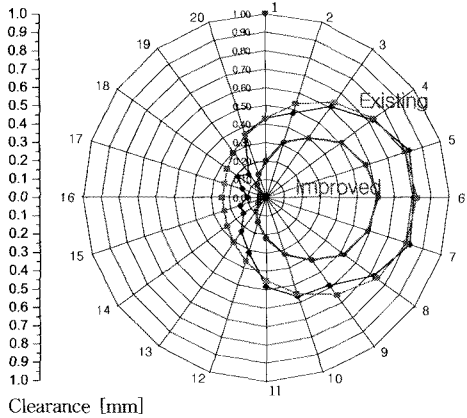


Fig. 6 Comparing existing clearance with improved one

Table 6 Performance analysis results with bearing clearance(0.30mm)

Static performance		Dynamic performance	
Eccentricity	0.11	Stiffness, Kxx	5.783E+08N/m
Min. film thickness	0.23mm	Stiffness, Kyy	5.803E+08N/m
Power loss	47.1kW	Damping, Cxx	4.102E+06Ns/m
Max. temperature	58.7℃	Damping, Cyy	4.117E+06Ns/m

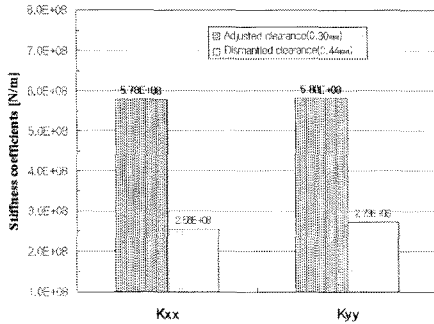


Fig. 7 Stiffness coefficient with adjusted bearing clearance

한다. 그림에서 보는 바와 같이 분해 시의 베어링 틈새가 상대적으로 매우 큰 것을 쉽게 알 수 있다.

베어링 틈새를 0.30mm로 수정하여 조립 한 경우에 대한 베어링의 성능 특성 해석 결과는 Table 6에 나타내었다. Table 6에서 보는 바와 같이 조립 시 베어링의 조립 틈새를 0.30mm로 조정된 경우 강성 및 감쇠 계수는 2배 이상 크게 나타나 진동 진폭을 감소시키는 효과가 있을 것으로 평가되었으며, Fig. 7에 분해시의 조립 틈새와 수정 조립시의 틈새에 대하여 베어링 유막의 강성계수를 비교하여 나타내었다. 이때의 베어링의 최대 온도는 58.7℃로 평가되었으며, 조립 틈새가 작아져 베어링의 최대 온도는 분해 시 보다 약 9℃ 정도 높게 나타났다. 조립 시의 베어링 틈새 0.30mm에 대한 해석을 통한 베어링의 최

Table 7 Compare two values of shaft vibration(1X, μmPP)

Sensor	Date	Start	Excite	25MW	50MW	75MW	100MW
GEN-X	'05.07.14	250	620	430	340	275	250
	'06.04.25	83	180	125	120	113	113
GEN-Y	'05.07.14	275	600	410	335	275	250
	'06.04.25	81	180	126	125	117	119
TBN-X	'05.07.14	16	44	61	63	70	73
	'06.04.25	27	53	82	117	108	93
TBN-Y	'05.07.14	4	14	42	25	32	43
	'06.04.25	24	41	54	79	75	67

대 온도 58.7℃는 조립 후 발전기 출력 94MW에서 측정한 베어링 온도 59.5℃와 거의 일치하였다.

따라서 베어링의 틈새를 0.30mm로 수정하여 설치함으로써 베어링에서 발생하는 유막의 강성 및 감쇠 계수는 분해 시 보다 약 2배 이상 증가되므로 발전기측 가이드 베어링에서 발생하는 과대 진동을 저감할 수 있는 것으로 예측되었다. 베어링의 최대 온도는 분해 시 보다 약 9℃ 증가한 58.7℃로서 예측되었으며, 이러한 온도의 상승은 Alarm 설정 65℃와 Trip 설정 75℃ 보다 낮기 때문에 문제가 없을 것으로 판단된다.

발전기측 가이드베어링 지지강성 증대를 위한 작업사항은 다음과 같다.

- 베어링 틈새 조정(0.44mm → 0.30mm)
- 스크래핑 된 가이드베어링 패드 전량 교체

상기의 대책을 수행한 후 수차발전기를 정상 운전하여 취득한 1X 진동은 Table 7에 나타내었다. Table 7에서 보는 바와 같이 상기의 대책을 실시한 후('06.4.25) 발전기측 가이드 베어링의 최대 축 진동은 여자전류가 인가된 바로 직후에 발생하였으며, 1X 진동 성분의 크기는 180μmPP로서 대책 수행 전('05.7.14)의 620μmPP보다 크게 감소하였다. 또한, 다른 모든 출력에서도 진동은 크게 감소하였으며, 발전기 최대 출력 약 100MW 부근에서도 대책 수행 전 보다 약 50% 이상 감소하였음을 알 수 있다.

베어링 온도는 베어링의 Heat run test와 발전기 출력 94MW인 경우를 비교할 경우 가이드 베어링 해석을 통해서 평가된 바와 같이 대책 후 약 9℃ 정도 상승하였다.

4. 결 론

본 논문에서는 운전상의 결함을 가지고 있는 수차발전기에 대해 상태진단시스템을 이용하여 고장이전에 유지보수를 수행한 사례를 들어 고찰하였다. 물론 산업설비에 대한 유지보수

과학화의 방안으로서의 진동진단기법이 모든 것을 해결하고, 즉답을 줄 수는 없지만 위의 사례에서 알 수 있듯이 오감에 의존하는 유지보수에서 좀 더 선진화된 진단기법을 적용하면 다음과 같은 효과가 기대된다.

- 수차발전설비 고장징후의 사전 예측조치로 고장발생에 따른 파급효과 최소화
- 예방보수의 진보된 방법인 예측보수 적용으로 유지보수 비용 절감
- 상태기준에 의한 보수시행, 수명연장에 따른 투자비용 절감

수차발전기 상태진단시스템은 설비의 중요성에 의존하여 주로 대형수력에 설치되어 있다. 하지만, 소수력의 경우에는 대부분 관리사무소와 멀리 위치해 있고, 보호설비가 완전하지 않은 상태로 무인 운전되고 있어 기본적인 설비보호를 위해서라도 개략 정도의 진동감시 및 보호설비가 구축되어야 바람직하다.

참고문헌

- (1) 박성규, 심민석, 이현영, 이명재, “FFT 알고리즘을 이용한 장비 예지보전 전문가 시스템의 설계,” 한국정보과학회 학술발표논문집, Vol. 30, No. 2, pp. 514~516.
- (2) 강인선, 박동준, 2004, “기계진단의 판정기준 설정에 관한 연구,” 한국산업경영시스템학회 춘계학술대회 논문집, pp. 60~64.
- (3) 주덕훈, 윤재현, 조성수, 김재수, “뎀 수차 발전기 진동의 전달특성에 관한 연구,” 대한건축학회 학술발표대회 논문집, Vol. 27, No. 1, pp. 725~728.
- (4) 하현천, 최성필, 1999, “고낙차 펌프-터빈에서의 축계 진동 특성,” 유체기계저널, Vol. 2, No. 2, pp. 27~31.
- (5) Hyun-Cheon Ha, 2001, “Preload Effects of a Guide Bearing on the Metal Temperature and the Shaft Vibration,” ASME J. Tribol., Vol 123, Issue 1, pp. 144~150.