한국소음진동공학회지 제 1 권 제 2 호 pp. 129~140, 1991.

〈論 文〉

보일러 급수 펌프의 과도진동 연구 사례

—실험 및 신호처리를 중심으로—

Investigation of the Excessive Vibration for a Boiler Feed Pump

김 정 태*·임 병 덕*·이 현**
Jeung T. Kim, Byung Duk Lim and Hyun Lee

〈1991년 8월 22일접수 ; 1991년 12월 23일 심사완료〉

ABSTRACT

The boiler feed pump located at a power plant has been experienced a severe vibration since the plant began to service in early 1980. The research is focused on the field measurement and implementation of simple signal processing techniques in order to provide realistic and effective solution which could be implemented into the plant. Based on the root cause analysis for the trouble-making pump system, the driving part gear in the fluid coupling system is identified as a potential source. The followed verification test confirms the analytical result. The test result shows that vibration reduction obtained after the gear replacement reaches up 15.8 dB, which is 1/6 times of the vibration level compared to that of the troble-making pump. The measured vibration level of the pump satisfies the manufacture criteria and guarantees the smoothed operation.

1. 서 론

펌프, 원심분리기, 압축기나 모터, 팬등의 회전기계는 진동을 허용하는 한계치가 있으며, 그 한계치보다 높은 과도한 값으로 진동을 하게 되면 시스템이 비정상적으로 운전한다고 판단하여 가동을 중단하게 된다. 특히 발전설비용 회전기계는 장기간의 연속적인 운행을 전제로 하기 때문에 유사시의 사고에 대비하기 위한 안전대책으로 각종 센서를 통해 주기적으로 진동상태를 감지해 오고 있다.

발전소에서 사용되는 회전기계의 경우, 과도한 진동으로 인해 운전을 제한하게 되면 이에 따른 전력수급의 문제와 함께, 경제적으로 드는 유지보수 비용 또한 상당하게 된다. 발전용 설비는 비록 설계에서부터 시작해서 재료의 선정, 기계가공 및 최종 품질검사등 여러 단계를 통해 고도의 안정성시험과 장기간의 피로파괴에 견딜 수 있도록 제작된 정밀기계이지만, 실제의 운전에 있어서는 기계의 상태점검을 위하여 각종 물리적 변수를 측정하고 그 값의 변화추이를 면밀하게 비교, 검토하여야 한다. 상태진단을 나타내는 물리적인 변수로는 기계내의 윤활유 또는 작동오일의 온도나 압력과 함께 진동치를 사용한다. 이중에서 회전체의 진동크기는 상태진단을 나타내는 중요한 변수로서 알려져 있으며 회전체 축의 진동이나 베어링 위치에서의 진동값을 이용하게 된다. 축진동 측정을 위하여는 비접촉변위 센서를 사용하고 회전체의 지지대인 베엉링에서는 진동을 접촉식 가속도계 등을 통하여 진동값을 점검하고 있다. 일반적으로 베어링 등에서 측정하는 접촉식 방법은 설치가 용이한 관계로 비접촉 방법을 통한 진동측정 방식보다 많이 쓰이고 있다. 측정된 진동신

*한국 표준과학 연구원 음향진동연구실
**한국전력공사 기술연구원

호는 기계의 상태를 진단하기 위하여 진폭, 주파수 및 위상등을 분석하여 수치의 변화추이나 진동진폭이 허용한계치에 도달하는지의 여부를 검토하면서 기계의 운전상태에 대한 안전성 유무를 판단하게 된다[1, 2].

본 연구사례는 화력발전소에 설치 운전되고 있는 급수펌프(Boiler Feed Pump)에 대한 과도진동의 원인분석과 방진대책 수립을 위한 내용이다. 급수펌프는 화력발전소의 보일러에 고온 고압의 유체를 공급하는 장치로서 발전소의 운영을 위해 필수적으로 설치 운전되는 설비이다. 논문에서 대상으로 했던 펌프의 과도한 진동문제는 시간적인 긴박성과 현실적인 해결책이 요구되었다. 따라서 문제의 해결방법은 측정된 실험자료의 분석에 주안점을 두고 연구가 행하여 졌으며 자료의 분석 과정에서 몇가지 간단한 신호처리 기법을 적용하였다. 분석결과, 진동원은 유체 변속기내에 있는 구동측의 치차인 것으로 밝혀졌으며 문제의 치차를 정상치차로 대체시킨 결과 종전의 과도진동값을 1/6 수준으로 줄일 수 있었다. 이에 따라 펌프의 안전운행이 보장되었으며 현장에서도 치차교체를 통한 진동원의 감소는 합리적인 대책으로 채택되어 과도진동 문제는 해결되었다.

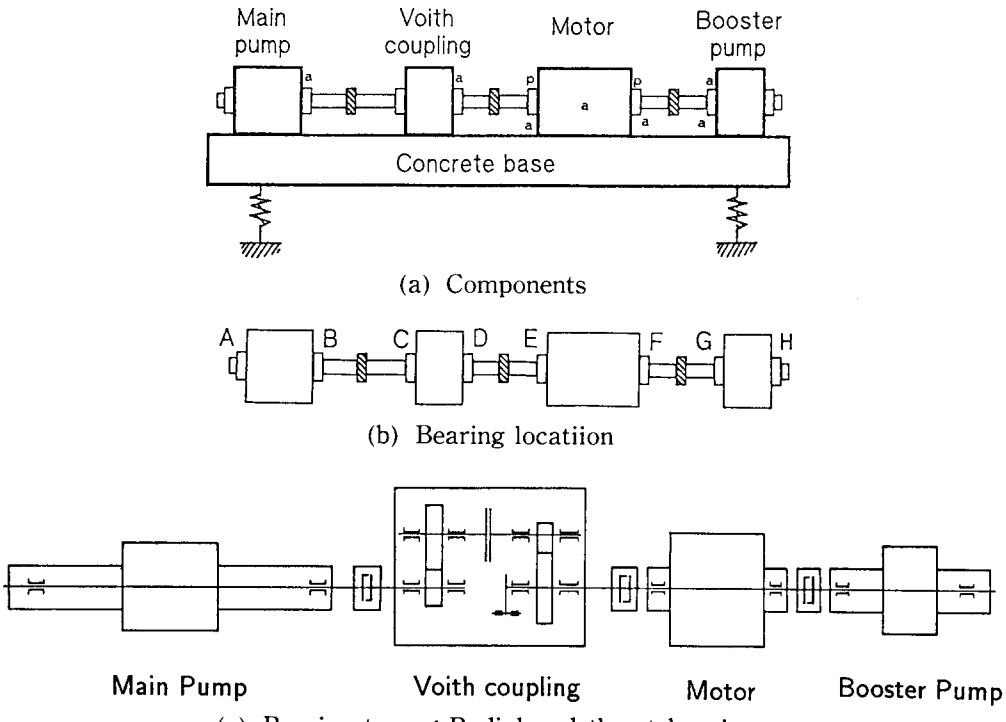
2. 연구사례

2.1 대상시스템

본 연구의 대상인 발전시스템은 터빈당 2대의 급수펌프가 병렬로 운전하면서 유체를 공급하고 있는 장치이며, 사고시 안전운전을 위해 예비로 급수펌프 한대를 추가로 보유하고 있는 관계로 터빈은 3대의 급수펌프를 가지고 있다.

급수펌프는 주펌프(main pump)와 구동모터(motor), 유체 변속기(fluid coupling) 및 보조펌프(booster pump)로 구성되어 있으며 1대당 발전출력 200MW까지 담당할 수 있도록 되어 있다. 펌프의 개략적인 구성은 Fig. 1(a)에 보여져 있으며, 베어링의 위치는 Fig. 1(b)에 보여져 있다. 콘크리트 기초구조물 위에는 주펌프와 모터가 연결되어 있으며 펌프의 운전시작을 위해 보조펌프가 놓여 있다.

또한 주펌프의 축에서부터 보조펌프 끝까지에는 8개의 베어링이 위치하고 있다. 베어링의 표시는 A, B, C 등으로 나타나 있으며 베어링 종류별 표시는 Fig. 1(c)에 나타나 있다. 그림으로부터 구성품 각각은 반경 베어링을, 연결 부위에는 추력베어링이 위



(a) Components

(b) Bearing locatiion

(c) Bearing types : Radial and thrust bearing

Fig. 1 System configuration of the pump

Table 1 System characteristics of boiler feed pump

(a) Component characteristics

Classification	Characteristics
Main Pump	822m³/hr, 6 stage, Max 6,703 RPM
Motor	4 pole, 60 cycle, 3 phase 1792 RPM 1700 KW power
Booster pump	1792 RPM, 310KW power 1 stage, double suction

(b) Bearing information

Bearing type	Location	No. of Bearings
Radial bearing	Main pump	2
	Motor	2
	Booster pump	2
	Voith coupling	10
Thrust bearing	Main pump-voith coupling	1
	Voith coupling-motor	1
	Motor-booster pump	1

치하고 있음을 볼 수 있다. 각각의 구성품별 특성과 베어링 종류에 대한 내용은 Table 1에 정리되어 있다.

펌프의 부하변동은 주펌프와 모터 사이에 위치한 유체변속기에 의해 제어된다. 유체변속기는 2개의 원형 평판을 가지고 있으며 평판중 1개는 구동 모터 축과 연결되어 있고 이를 1차측이라 한다. 다른 평판은 펌프축과 연결되어 있고 이것을 2차측이라 한다. 2개의 평판사이에는 제어용 유체(oil)가 있으며 부하능력에 따라 평판간의 간격을 조절함으로써 유체가 가지고 있는 점성효과에 비례하여 모터의 회전력을 펌프까지 전달시켜 급수펌프를 구동시키게 된다. 따라서 유체변속기는 기계구조물을 통한 직접 연결이 아닌 간접구동 방식에 의해 에너지를 전달하므로 모터에서 발생되는 진동원을 효과적으로 차단시키는 장점을 가지고 있다. 이와같은 간접구동 방식은 대형 회전기계의 동력구동에 주로 사용되고 있다.

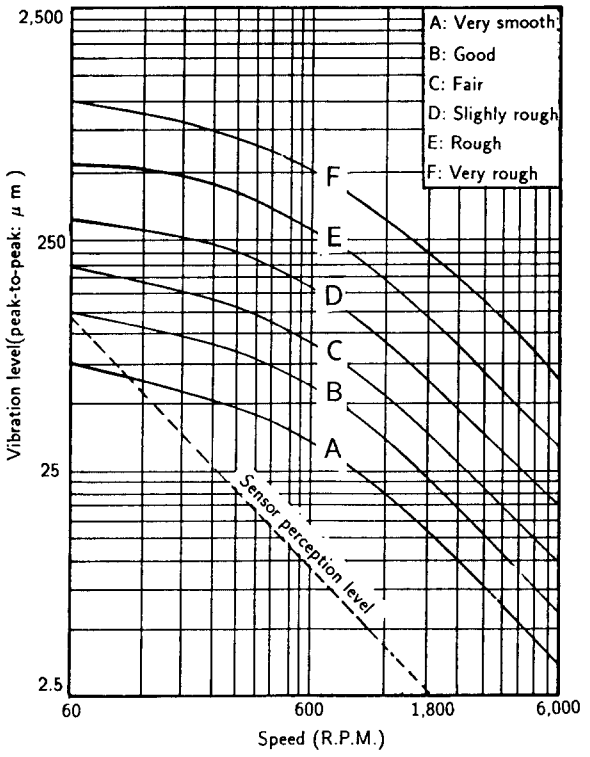
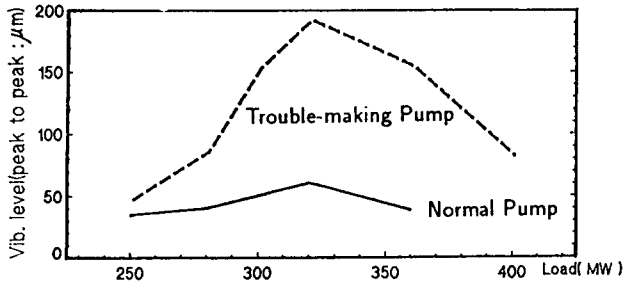


Fig. 2 Operation criteria based on vibration level

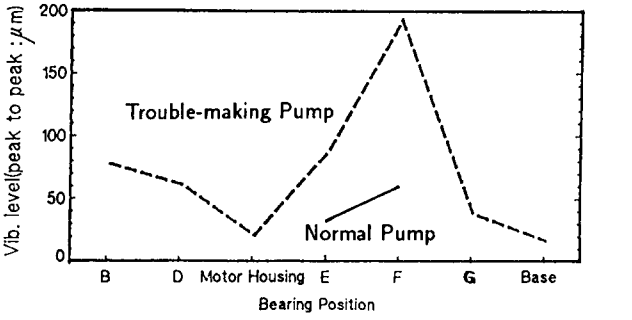
문제가 되는 과도진동은 Fig. 1에 보여지고 있는 F베어링 위치에서 발생하여 진동허용 한계치의 2배가 넘는 수준에 이르고 있다. 회전기계에서 진동을 허용하는 최대치는 회전기계의 속도에 따라 결정되며 발전소용 회전기계에서 주로 쓰이는 진동허용 곡선은 Fig. 2와 같다. 운전상태의 등급은 Fig. 2에 보여지는 것과 같이 9개에 등급으로 나누어지며 운전속도(RPM)의 함수로서, 속도가 증가할수록 진동허용치는 낮아진다[3, 4]. 이중 안전운전을 위해서는 최소한 '양호(Fair)'한 등급이내의 진동허용치를 가져야 한다. '82년 6월에 측정된 진동값에 의하면 F-베어링은 발전출력 320MW에서 최대진폭 170μm로 과다한 진동이 계측되었다. 따라서 모터 회전수(1800 RPM)을 감안하면 이 시스템의 진동특성은 '매우 불량(very rough)'한 상태로 판단됨에 따라 제작사측에서 수차례 점검, 보수를 시도하였으나 소기의 성과를 이루지 못하였다.

2.2 의문점 제기

현장에서 측정된 자료는 두개의 펌프가 동시에 운전할때 부하를 250MW에서부터 400MW까지 변화시켜 가며서 최대의 진동진폭을 나타내는 F베어링 위

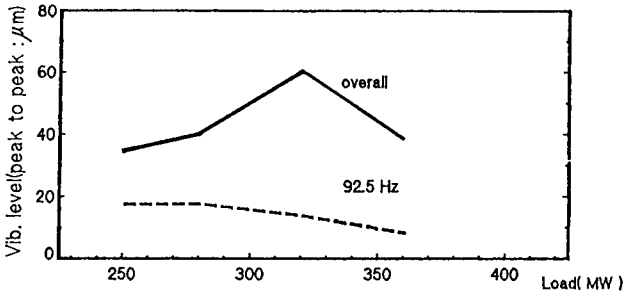


(a) Load condition

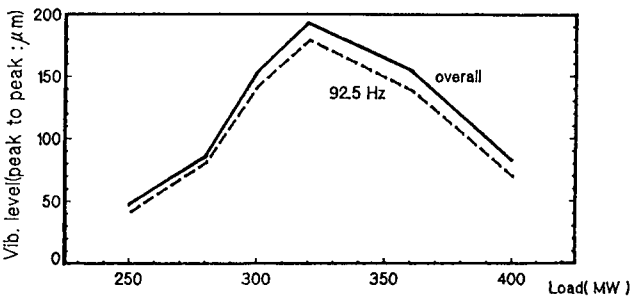


(b) Bearing locations

Fig. 3 Vibration level of the pump



(a) Normal pump(NP)



(b) Trouble-making pump(TP)

Fig. 4 Spectral behavior of the pump at the bearing location

치에서 진동을 측정하였다. 측정된 결과는 Fig. 3 (a)와 같다. 그림에서 점선으로 표시된 값은 문제가 되는 과도진동을 발생시키는 비정상 펌프(trouble making pump : TP)를 나타내고, 실선으로 표시된 값은 정상적으로 운전되는 펌프(normal pump : NP)의 진동특성을 보여주고 있다.

급수펌프의 특성은 운전시작후 부하가 증가하면서 진동값도 같이 상승하다가 320MW부하 조건에서 최대가 되며 320MW 이상이 되면 점차 하강하는 특징을 보여주고 있다.

이와같이 급수펌프의 최대진동이 부하 320MW에서 발생함에 따라, 320MW부하에서 펌프를 고정시킨후 각각의 베어링 및 모터 구조물과 기초구조물등의 위치에서 진동값이 측정되었다. 측정결과는 Fig. 3(b)에 보여져 있다. Fig. 3(b)의 점선은 비정상 펌프를, 실선은 정상펌프의 진동경향을 보여주고 있다.

Fig. 3(b)에서 볼 수 있듯이 비정상 펌프시스템은 주 펌프쪽(B 베어링)에서 모터쪽(F 베어링)으로 갈수록 진동진폭이 상승한뒤 다시 보조펌프 위치(G 베어링)에서는 하강하는 특성이 있다. F 베어링은 보조 펌프쪽에 위치하고 있음에도 불구하고, 높은 진동이 발생하는 것이 특이하다고 할 수 있다.

이와함께 진동에너지의 주파수 분석도 시도되었다. Fig. 4는 펌프의 부하를 250MW에서 400MW까지 증가시켜가면서 F 베어링에서 측정된 진동신호의 주파수를 분석하였다. 정상펌프 시스템의 주파수 분석결과는 Fig. 4(a)에 보여져 있다. Fig. 4(a)에서 보이는 점선은 정상펌프의 92.5Hz 성분의 진동진폭을, 실선은 전대역 주파수 성분에 대한 경향을 보여주고 있다.

한편 Fig. 4(b)는 비정상 펌프의 주파수 분석 결과를 보여주고 있다. Fig. 4의 (a), (b)에 보여져 있는 진동경향을 비교해볼때 비정상 펌프는 92.5Hz의 주파수가 과도한 진동에너지의 주원인이 되고 있음을 알 수 있다.

이와같은 결과로부터 급수펌프의 과도진동 문제는 다음과 같은 세가지 의문점을 가지고 있으며 이러한 의문점에 대한 규명이 과도진동 문제의 해결방법이 될 수 있음을 알 수 있다.

- ○의문점 Ⅰ : 과도진동의 주 원인이 되는 92.5Hz 주파수 성분은 어디에서부터 발생되는가?
- ○의문점 Ⅱ : 왜 F 베어링에서 최대진폭의 진동이 발생되고 있는가?
- ○의문점 Ⅲ : 과도진동이 320MW의 펌프부하에서 최대치를 가지는 이유는 무엇인가?

3. 펌프진동에 대한 원인 검토

앞에서 제기된 세가지 의문점은 각각의 독립된 문제가 아니고 상호간에 연관되어 있으며 이러한 상호 연계도를 객관적으로 파악하기 위해서는, 펌프의 조건을 변경시켜 가면서 합리적인 결과를 추론하여야 한다. 그러나 실제 발전소 진동시험은 국내 발전수요의 수급상황등 현실적으로 제한된 조건을 고려해서 실시될 수 밖에 없기 때문에 물리적으로나 시간적으로 실험측정 자료를 구하는데 있어서 많은 제약이 따르게 된다.

본 연구에서는 급수펌프의 운전조건 변화를 최소화시키는 선에서 단편적으로 실험을 실시하였고, 실험후 얻어진 자료를 분석하면서 문제가 되는 진동원을 유추하였다. 따라서 예상진동원을 효과적으로 규명할 수 있는 계획이 존재하더라도 현장 여건을 만족하지 못할 경우 현실적인 접근방법이 될 수 없는 관계로 펌프의 과도 진동현상을 규명하기 위해 수행가능했던 내용에 국한하여 논하고자 한다.

3.1 펌프간의 공진

현장에서 측정된 자료에 의하면 그간의 펌프진동은 두개의 펌프가 동시에 운전하는 조건에서 부하 320~340MW에서 과도하게 진동이 발생되었으며 펌프 1대가 단독으로 운전시에는 거의 문제가 없는 것으로 관찰되었다.

따라서 문제의 과도진동이 인접 펌프와의 상호에너지 교환에 따른 공진가능성을 배제할 수 없는 관계로, 주변 퍼프에서 전파되어 오는 에너지와 공진유무를 검토하였다.

기존의 단독운전시험 기록은 최대부하 200MW조건에서만 행하였고 이때에는 F-베어링의 과도진동이 발생되지 않았다. 따라서 그간 시험했던 단독운전 범위에서 추가로 50MW를 증가시킨 250MW 부하에서 운전한 결과, 92.5Hz의 주파수 성분이 11dB 증가하면서 F-베어링의 진동이 급격하게 상승하며 통상 병렬운전시 야기되는 과도진동 수준에 도달하였다. 이러한 단독운전시험결과로부터 펌프간의 공진은 진동원인이 아님을 유추할 수 있었다.

3.2 기초구조물의 고유진동수에 의한 가진(加振)

기초 구조물의 고유진동수에 의한 가진 가능성에 관한 의문은 인접펌프간의 변위값이 다르다는 것으로부터 제기되었다.

두개의 펌프는 콘크리트로된 기초구조물의 스프링을 통해 발전소의 건물과 연결되어 있는데 인접하고 있는 정상 펌프의 스프링 변위 진폭은 5.6μm인데 반해 문제의 펌프는 1.3μm로 1/4의 진폭 수준을 보임에 따라 기초구조물의 고유진동수와 펌프의 과도진동 현상과의 상호 연관에 대한 분석이 필요하였다.

고유진동수를 알기 위하여는 구조물 전체의 중량과 스프링 상수를 고려하였다. 콘크리트 구조는 체적 9.8m×3.04m×1.0m = 30m^{3}를 가지고 있으므로 비중을 2.5×10kg/m^{3}이라 하면 75톤의 무게를 가지고 있을 것으로 추정된다. 여기에 추가로 구성기기를 고려하면 총 중량은 120톤 수준일 것으로 예상된다.

한편, 기초구조물은 8곳에서 스프링으로 지지되어 있으며 각각의 지지 위치에서는 8개의 스프링이 놓여져 있다. 각각의 스프링 상수 K값을 6.58×10^4 kg/m이라고 보면 총 64개의 베어링에 의해 지지되는 해당 기초구조물의 고유진동수 f_n은 3Hz가 된다. 따라서 기초구조물의 고유진동수는 문제가 되는 주파수 성분인 92.5Hz과는 큰 차이를 가지게 되므로 기초구조물이 과도진동에 미치는 영향은 미약할 것으로 결론지을 수 있다.

3.3 펌프의 회전속도에 의한 진동가능성

5개의 수차날개(Impellers)와 6개의 디퓨저(Diffuser)로 구성되어 있는 6단식 주 펌프는 회전속도가 부하조건에 따라 가변하여 두 개의 펌프를 운전하는 조건에서는 회전속도가 최저 4,250 RPM에서부터 최고 5,950RPM까지 변화된다. 운전부하에 따른 펌프의 회전속도는 Fig. 5에 보여져 있다. 그림에서 점선은 비정상펌프(TP), 실선은 정상펌프(NP)의 그림으로부터 회전속도를 나타낸다.

펌프의 운전시에 발생될 수 있는 주파수는 70Hz

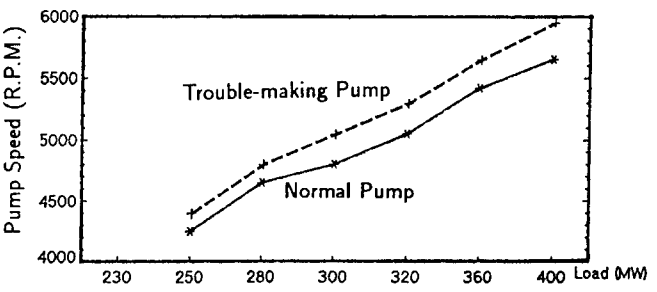


Fig. 5 Pump speed v.s load change

에서부터 99Hz 사이에 해당됨을 알 수 있으며 이의 정수배에 해당되는 하모닉 성분의 진동에너지도 발생하게 된다. 펌프는 운전 조건에 따라 문제의 92.5 Hz 진동원을 발생시킬 수도 있으며 운전중 92.5Hz 주파수에 해당하는 속도는 5,550RPM이다. 한편, 펌프부하 320MW에서의 회전속도는 그림으로부터 5,300 RPM이므로 88Hz에 해당되는 주파수 값을 가지게 되어 과도 진동 주파수와 일치하지 않는다. 따라서 펌프의 회전속도는 직접적인 진동발생이 아닌 것으로 판단된다.

3.4 유체 커플링에 의한 가진 가능성

펌프에 설치되어 있는 유체 커플링은 독일의 Voith사가 제작한 것으로 치차가 내장되어 있는 속도가변식 터보 연결방식이다. 이 커플링은 구동축인 모터축과 종동측인 주 펌프를 연결시켜 주면서 연결부위가 다이야프램(Diaphragm) 방식에 의해 오일이 순환하기 때문에 회전 토크에 의한 진동전달을 감소시키는 역할을 하게 된다. 총중량 5.2톤의 유체 커플링은 운전부와 고정부로 대별될 수 있다.

유체 커플링의 1차 및 2차측에 설치되어 있는 치차는 헬리컬식으로 되어 있으며 그 치차비는 Fig. 6에 보여져 있다. 모터측에 연결된 1차측의 치차는 A,B로 구성되어 있다. 모터의 축에 연결되어 있는 치차 A는 치차비에 의해 회전속도를 일정비율로 가속시키면서 치차 B를 회전시키게 된다. 이에 따라 치차 B와 하나의 강체로 되어 있는 유체 커플링의 구동측 베인(vane)은 치차 B와 동일한 속도로 회전하면서 유체 커플링의 종동측 베인에 회전력을 전달시키게 된다. 종동측 베인은 다시 치차 C, D에 연결되어 있으며 치차비에 따라 펌프의 축을 회전시키게 된다.

한편 모터회전에 의한 1차측 치차 B의 회전속도 f_b은

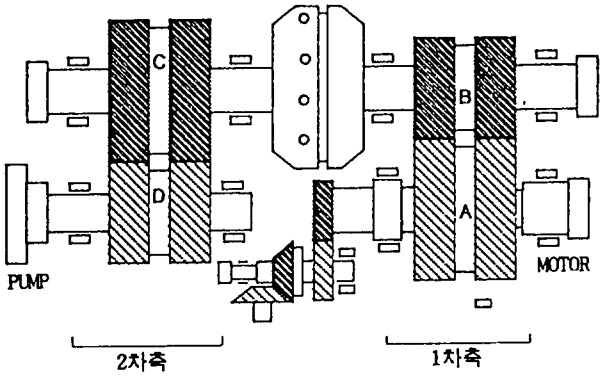
$$f_b = \text{치차비} \times \text{모터속도}$$

이 되고 펌프회전에 의한 2차측 치차 C의 회전속도 f_c는

$$f_c = \text{치차비} \times \text{펌프속도}$$

이므로 해당 시스템에서 발생되는 f_c은 92.4Hz이고 f_c는 57.0Hz부터 79.8Hz사이의 값을 가지게 된다.

따라서 1차측 기어는 문제의 진동에너지를 발생시킬 수 있는 92.5Hz의 진동원이 될 수 있으며 2차측 기어는 92.5Hz보다 20여 Hz 미만에 놓여 있으므로



구분 \ 측정치	치 차	규 격
1 차 축	A	z=164, m=5
	B	z=53, m=5
2 차 축	C	z=82, m=4 5
	D	z=66, m=4.5

Fig. 6 Gear ratio of the coupling system

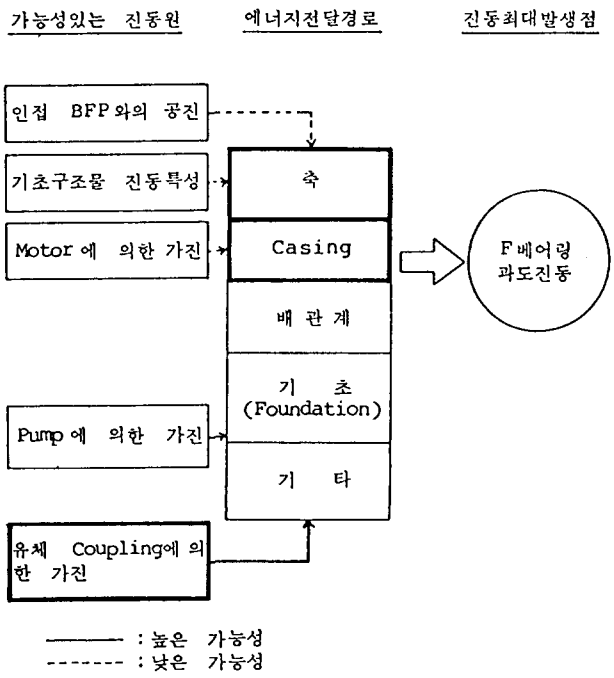


Fig. 7 Scinario of vibration source-path model

진동원과 무관함을 알 수 있다.

이상과 같이 여러가지 진동원인에 대한 검토를 통하여 가능성 있는 시나리오를 요약해 보면 Fig.7과 같이 정리할 수 있다. 즉 진동원인의 가능성이 있는 펌프간의 공진, 기초구조물의 고유진동수, 펌프회전에 의한 가진 및 유체커플링 등 4가지의 가진원중에서 가장 가능성이 있는 진동원인은 유체 커플링이라 볼 수 있다. 유체 커플링에 의해 발생된 진동에너지는 Fig. 7에 보여진 여러가지 에너지 전달경로를 통해 F베어링까지 전달됨을 유추할 수 있다. 그림에서 보여진 굵은 실선은 가능성이 높은 시나리오를 보여주고 있다.

4. 간단한 신호처리를 통한 의문점 규명

Fig. 7에 보여진 시나리오의 확인은 본 연구에서 제시된 3가지 의문점을 규명하는 과정이라 볼 수 있다. 따라서 이러한 의문점을 규명키 위하여, 측정된 진동신호는 몇가지 간단한 신호처리 기법을 적용하여 분석되었다.

4.1 의문점 I : 하모닉 성분을 이용한 진동원인 규명

본 연구에서는 하모닉 성분의 분석을 통해 첫번째로 제기된 의문점인 '과도진동 에너지의 주된 원인인 92.5Hz 주파수 성분은 어디에서 발생되는가?'를 밝히는데 있었다.

시나리오를 통해 분석한 결과에 의하면 92.5Hz의 진동에너지는 유체 커플링의 1차측에서 발생될 수 있음을 보였으며 유체 커플링내에서 발생되는 진동주파수를 규명해 내기 위해서는 그 구성품인 치차에 대한 진동에너지 발생현상을 보다 중점적으로 논하여야 한다.

일반적으로 치차를 가지고 있는 회전체가 진동하게 되면 치차의 이상 유무에 따라 회전체에서 발생될 수 있는 기본 진동주파수(fundamental frequencies)로는

(1) 구동측 회전체의 회전속도(f_1)
(2) 종동측 회전체의 회전속도(f_2)
(3) 기어접촉(meshing) 주파수(f_3)

를 들 수 있다. 여기서 치차 접촉 주파수 f_g는

$$f_g = N \times f_1 \tag{1}$$

의 관계를 가지고 있으며 N은 구동측의 치차수를 나타낸다.

치차가 마모등이 없이 완벽한 경우에는 f_1, f_2, f_g 세가지 주파수 성분만 나타내고, 구동측 또는 종동측 회전체에 문제가 있게 되면 f_1 또는 f_2의 하모닉 성분과 f_g에 곁 주파수성분(side band)을 가지고 나타나게 된다. Table 2은 치차의 회전시 치차 및 회전체의 이상유무에 따라 발생될 수 있는 진동주파수 값을 정리한 것이다.

표에서 볼 수 있는것과 같이 치차 또는 치차가 연결되어 있는 회전체에 이상이 있을 때에는 고주파수

Table 2 Signature frequencies from gear mesh vibration. f_1 is the frundamental frequency of a drive shaft, f_2 a driven shaft, and f_g a gear meshing frequency

(unit : Hz)

Symtoms	Gear A		Gear B		Gear meshing	
Perfect gear	f_1	30	f_2	92.4	f_g	4,920
Eccentricity in gear A	f_1 $2f_1$ $3f_1$ · · ·	30 60 90 · · ·	f_2	92.4	f_g $f_g \pm f_1$ $f_g \pm 2f_1$ · · ·	4,920 4,920±30 4,920±60 · · ·
Eccentricity in gear B	f_1	30	f_2 $2f_2$ $3f_2$ · · ·	92.4 184.8 277.2 · · ·	f_g $f_g \pm f_2$ $f_g \pm 2f_2$ · · ·	4,920 4,920±92.4 4,920±184.8

의 진동에너지인 치차기본주파수(gear meshing frequency)와 더불어, 저주파 영역에서는 치차의 회전속도와 그의 낮은 하모닉 차수로서 진동에너지 성분이 발생하게 된다.

한편, 모터구동으로 인해 발생되는 커플링내 B 치차의 회전 주파수 f_b는 92.4Hz로 분석된바 있다. 특히 f_b의 정수배에 해당되는 하모닉 성분은 Table 2의 세번째 경우에서와 같이 치차 B가 가공되어 있는 강체가 편심을 가지고 있거나 불균형할 때, 또는 치차의 이가 한두개 결함이 있을 때 및 부분적 결함으로 발생되는 불규칙성, 치차의 전반적인 마모, 과중한 동적 부하조건시 등에는 더욱 크게 나게 된다[5].

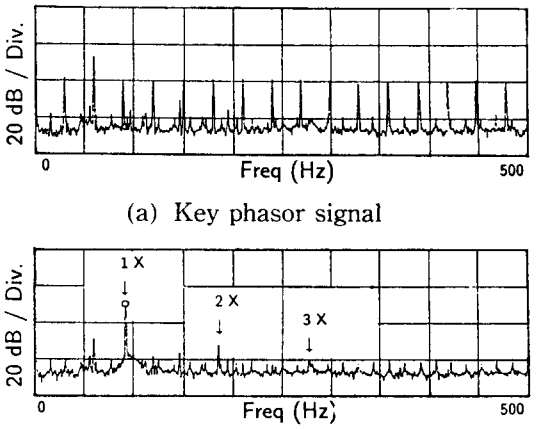
따라서 치차에 의한 가진 가능성 여부를 알아보기 위하여 0~500Hz에 걸친 주파수 대역에서 치차의 회전주파수 및 이에 의한 하모닉 성분이 존재하는가를 확인하였다.

Fig. 8은 320MW 부하운전시 모터의 회전속도가 92.5Hz의 주파수 성분을 가지고 있는지의 여부를 확인하기 위하여 축 위상신호(Key Phasor)와 F-베어링 진동값에 대한 주파수 분석 결과를 비교한 것이다. Fig. 8(a)은 자석식 센서를 이용해서 F베어링 옆의 위치에 놓여져 있는 키 이음새(key)에서 잰 위상신호(key phasor signal)을 보여주고 있다. 축위상신호는 모터의 회전속도에 대한 정보만을 제공해 주므로 회전 RPM과 그 하모닉 성분만이 펄스로 나타나고 있음을 볼 수 있다. Fig. 8(b)은 F 베어링 진동신호를 보여주고 있다.

Fig. 8(a), (b)에서 92.5Hz를 나타내는 값은 0표로 나타나 있다. 모터의 회전속도와 관련된 축 위상신호는 92.5Hz 성분이 없는데 반해 베어링 진동은 92.5Hz의 높은값이 나타남을 볼 수 있다. 따라서 92.5Hz의 진동에너지 성분은 모터의 회전속도와 무관하게 나타남을 알 수 있다.

이와함께 Fig. 8(b)의 ×표에서 보여지는 것과 같이 92.5Hz의 2배 및 3배수에 해당되는 185Hz와 278 Hz도 연속적으로 높게 나타나는 하모닉 성분이 존재함을 알수 있으며 Table 2의 예측진동 주파수와 비교해 볼때 유체커플링내의 1차측 B기어 편심이나 불평형과 관련되어 있다고 볼 수 있다.

회전기계의 신호분석중 하모닉 성분해석을 통해 기계의 상태진단에 관한 많은 정보를 알 수 있는데, 급수펌프의 모터 회전속도 30Hz에 해당되는 값의 하모닉 성분보다 회전속도와 직접 관련이 없는 92.5 Hz의 하모닉 성분이 나타나는 것은 유체 커플링내



(a) Key phasor signal

(b) F-bearing signal

Fig. 8 Broadband spectrum of vibration signal

에 있는 치차 B에 의한 가진일 때에만 가능하다. 즉, 유체 커플링내의 치차에 의한 충격이 92.5 Hz에서 발생된다는 현상을 기초로 하면 92.5Hz의 정수배에 해당되는 185Hz 및 278Hz의 발생원인을 설명할 수 있다.

따라서 92.5Hz의 2차 및 3차 하모닉 성분의 존재는 연구의 대상에서 나타나는 문제의 주파수 성분 92.5Hz에너지가 치차 B의 과다한 마모나 불균형으로 인해 발생된다는 사실을 설명하는 것이며 이러한 신호분석 결과로부터 급수펌프의 과도진동 발생원을 커플링내 1차측 치차의 충격에 의한 것이라는 확신을 가질 수 있다.

4.2 의문점 Ⅱ : 상호 스펙트럼 및 순간주파수 분석을 통한 전달경로 규명

과도 진동에너지가 치차에서 발생된다면 다음과 같은 의문이 제기된다(의문점 Ⅱ) : "모터의 여러 위치중에서 유체 커플링으로부터 모터를 사이에 두고 약 3m나 떨어져 있는 F-베어링에서 최대의 진폭이 발생하는 이유는 무엇일까?" 이러한 의문은 상호스펙트럼 분석(Cross-spectrum Analysis)과 순간주파수 분석을 통해서 설명이 가능하다.

상호스펙트럼 $G_{xy}(f)$이라 함은 두개의 신호에 대한 상관관계를 나타낸 것으로

$$G_{xy}(f) = S_x(f) \cdot S_y^*(f) \tag{2}$$

로 정의된다[6]. 여기서 $S_x(f)$는 신호 $x(t)$의 주파수 변환을, $S_y^*(f)$는 신호 $y(t)$의 주파수 변환된 값중 허수부분의 부호를 바꾼값을 나타낸다.

본 연구에서는 모터축이 진동에 미치는 영향을 알

아보기 위하여 모터 양끝의 위치인 E베어링과 F베어링 표면에서 측정된 신호의 상호스펙트럼을 계산하였다. E 및 F베어링에서 측정된 신호의 상호스펙트럼 분석결과는 Fig. 9에 보여지고 있다. 그림에서 (a)는 위상을, (b)는 크기를 나타낸다. 위상중에서 특이한 것은 상호스펙트럼의 최대치를 나타내는 주파수 92.5Hz에서 E 베어링과 F 베어링이 180° 위상차를 가지고 있음을 볼 수 있다. 이것은 92.5Hz의 주파수 성분 진동에너지가 E 베어링과 F 베어링 위치인 모터의 양끝에서 서로 반대방향으로 진동하기 때문으로 해석할 수 있다. 즉 모터의 한쪽끝인 E 베어링쪽에 연결된 치차의 진동에너지가 증폭되어 반대쪽까지 전달될 수 있는 관계로 F 베어링에 과도한 진동현상이 발생될 수 있으며 따라서 E베어링쪽에서 발생되는 진동에너지에 대하여 모터의 축은 지렛대 역할을 하리라 유추할 수 있다.

한편, 모터축의 모드해석은 보다 많은 위치에서 진동값을 측정하여야 정확한 예측이 가능하리라 판단된다. 그러나 모터내부에 센서를 설치하는 것은 현실적으로 어려운 관계로 2개의 점에서 구해진 위상정보를 근거로 하였으며 진동모드의 예측은 모터의 구조적인 측면으로도 설명이 가능하다 : 모터축의 E 베어링쪽은 질량과 강성이 큰 유체커플링의 구동측에 추력(thrust) 베어링을 통해 물려 있는 반면 모터축의 F 베어링쪽은 상대적으로 강성과 질량이 작은 보조펌프에 연결되어 있다. 따라서 E 베어링쪽은 고정지지(clamped), F 베어링쪽은 단순지지(simply supported) 형태를 가진 경계조건으로 볼 수 있을 것으로 예상된다.

모터의 회전축이 92.5Hz 주파수 성분에 대한 전달경로임을 간접적으로 확인하기 위한 또하나의 방법은 순간주파수(Instantaneous Spectrum) 분석을 통해 가능할 수 있다. 순간주파수는 시간변화에 따른 주파수의 변화를 보여주는 방법으로 각속도를 2π로 나눈값으로 정의된다[7]. 순간주파수 해석방법은 비정상상태에서의 현상해석이나 과도현상 해석에 주로 쓰이는 신호처리 방법으로 본 연구에서는 F베어링 위치에서 측정된 모터의 축진동 신호에 대하여 순간주파수 분석이 시도되었다.

Fig. 10은 모터의 축진동 신호에 대한 순간주파수 분석 결과를 보여주고 있다. 그림에서 횡축은 시간변화를 나타내며 모터축이 1회전(360°)한 기간을 표시하고 있다. 종축은 축의 순간순간에 가지게 되는 주파수 값을 나타낸다. 그림에서 일정한 값을 가진 점선은 주파수 92.5Hz를 나타낸다. Fig.11로부터 모터의 축은 회전하는 기간동안 92.5Hz를 전후로 하여 약간 빠르게 또는 늦게 진동하는 주파수 성분을 가지고 있음을 알 수 있으며 이러한 주파수 분석 결과로부터 모터의 축이 92.5Hz의 전달경로임을 간접적으로 확인할 수 있다[8].

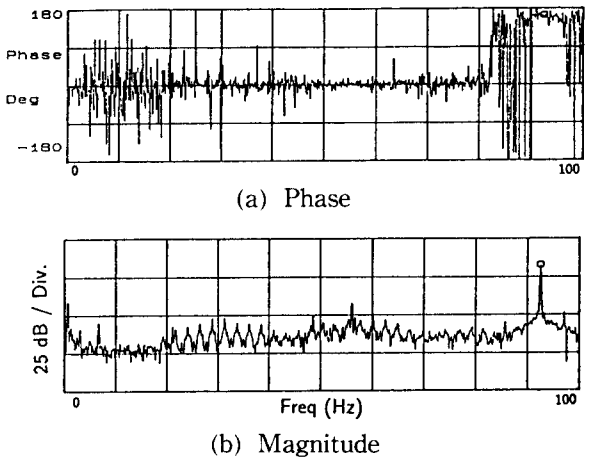


Fig. 9 Cross Spectrum of F and E Bearing

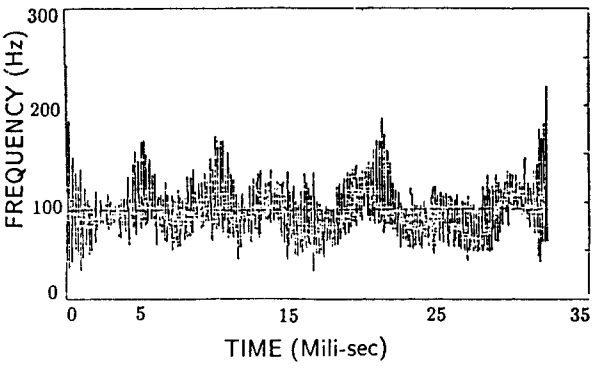


Fig. 10 Instantaneous frequency of the F-bearing shaft

4.3 의문점 III : 반감대역 분석을 통한 부하조건 규명

제반 가능성 있는 진동원에 대하여 검토한 결과 과도진동의 원인으로는 유체 커플링내에 있는 치차의 진동에 의해 발생된다고 판단된다. 치차는 92.5 Hz의 주진동에너지와 이의 2배 및 3배에 해당되는 185Hz와 278Hz의 성분을 발생시키며 치차로부터 가진된 92.5Hz의 진동은 모터축의 굽힘모드가 문제의 주파수 대역에 위치하고 있어 치차에 의한 가진에너지를 효율적으로 모터의 베어링으로 전달시킬 것으로 판단된다. 또한 운전 부하조건의 변화에 따라 펌

프의 회전속도도 변화하게 되며 320MW 부하에서는 펌프의 회전속도가 치차에 의한 가진 주파수로부터 반감대역[9]에 인접해 있기 때문에 임펠라를 포함한 펌프의 축은 펌프 구조물의 감쇠계수가 충분히 클경우 공진의 가능성이 있을 것으로 추측된다.

5. 토론 및 확인실험

펌프의 진동현상에 대한 시나리오는 간단한 신호처리를 통해 분석한 결과, 유체 커플링내에 존재하는 구동측 기어에서 발생된 92.5Hz의 진동신호가 축의 굽힘모드를 통해 F 베어링의 위치까지 전달되는 것으로 추론하였다.

이와같은 추론을 통해 객관적인 결론을 이끌어내기 위하여 다음과 같은 3가지 실험이 실시되었다. 실험의 목적은

- 진동원이 유체 커플링인지의 여부와
- 진동에너지 전달경로가 모터를 통한 회전체 축인지의 여부

를 밝히는데 있었으며 펌프의 부분대체나 개조는 현장에서 여건이 허용되는 선에서 이루어졌다.

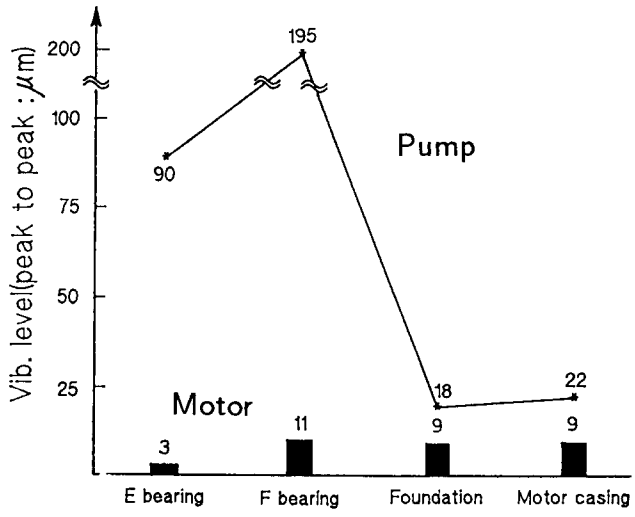
5.1 모터만의 운전시험(Free Motor Test)

기존 펌프시스템은 모터와 유체 커플링, 그리고 펌프가 직렬로 연결 구성되어 있어 각각의 구성품으로부터 발생되는 진동에너지를 분리해내는데 어려운 관계로, 현장에서 유체 커플링을 분해한 후 모터만의 운전시험을 실시하였다.

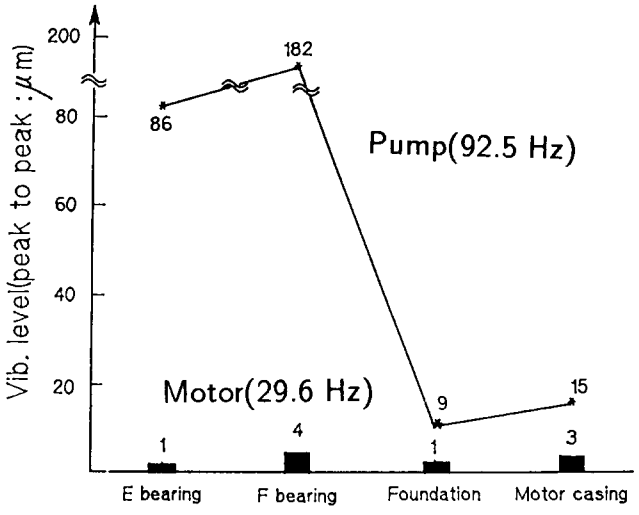
모터만의 단독 운전시험은 진동원의 규명에 대한 단서를 제공해줄 수 있는데 특히 모터와 스테이터간의 전자기력에 의한 특정주파수 성분을 도출해내어 92.5Hz 성분의 발생 유무를 검토하므로써 모터가 진동원인지의 여부를 확인할 수 있다.

따라서 모터의 단독운전시에 F-베어링상에서 진동값이 측정되었다. 측정결과는 Fig. 11에 나타나 있다. Fig. 11(a)의 실선은 모터를 분리하기전의, 막대그림 표시는 분리후의 단독 운전시험 결과를 보여주고 있다. 또 진동에너지의 주에너지 성분만을 비교한 것은 Fig. 11(b)에 보여져 있다. 주파수 성분의 비교결과, 모터의 단독운전시 발생하는 진동에너지는 모터의 회전 속도(30Hz)에 의한 진동값으로 구성되어 있음을 알수 있다.

이러한 결과로부터 모터운전시에 92.5Hz의 진동에너지 성분은 발생되지 않으므로 모터가 진동원이 아님을 확인하였다.



(a) Overall



(b) Main frequency

Fig. 11 Spectrum for the free motor test

5.2 유체 커플링 고정시험

이 시험은 예상 진동원이 유체 커플링이라는 가정하에 진동원으로부터 발생되는 에너지가 구조물표면을 통해서 전달되는지 과정을 파악하는데 있었다.

유체 커플링의 하부에는 기름 탱크가 공간에 떠있는 상태로 있다. 유체 커플링인 진동원으로 발생되는 에너지는 다양한 경로를 통해 F-베어링까지 전달될 수 있는 가능성 있는 경로는 다음과 같다.

(1) 유체 커플링 → 기초구조물 → F베어링
(2) 유체 커플링 → 배관 → F베어링
(3) 유체 커플링 → 축 → F베어링

전달경로(1)의 경우는 유체 커플링에서 발생되는

92.5Hz의 에너지가 기초구조물을 통해서 F-베어링까지 전달되는 것을 의미하며, 전달경로(2)는 유체 커플링이 강체진동을 하면서 진동에너지 배관계통을 통해서 F-베어링을 가진시키는 경우이다. 전달경로(1)이나 (2)의 가정이 옳지 않다면 이는 유체 커플링이 전달경로(3)의 가정과 같이 축을 통하여 에너지가 전달되는 것을 의미한다.

따라서 상기와 같은 가정이 옳은지의 판단을 위해 유체 커플링 시스템은 10개의 대형 체결구조(bolt/nut)를 통해 탱크와 콘크리트벽(12cm)에 고정되었다. 이러한 구조물의 개조는 유체 커플링 시스템의 진동이 새로 설치된 체결구조를 통하여 기초구조물로 전달케 함으로써, 전달경로(1)이 올바른 가정일 경우에는 F-베어링의진동값이 상승하게 되고, 이와 반대로 전달경로(2)일 때에는 F-베어링의 진폭값이 감소될 것이다.

기름탱크의 고정과 더불어 배관계의 냉각용 파이프(oil pipe)에 대해서도 재질변경이 시도되었다. 기존 직경 4cm의 쇠 파이프는 고무호스를 사용함으로써 배관계를 통한 92.5Hz 진동에너지를 감소시킬수 있는 방법이 시도되었다.

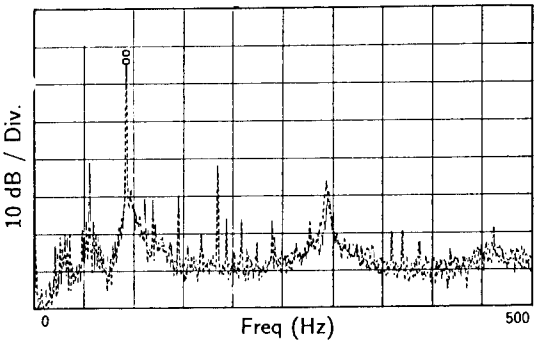
교체 전, 후의 F-베어링 진동값 변화는 Fig.12에 보여주고 있다. (a)는 F베어링의 표면에서 가속도 센서로부터 측정된 신호의 스펙트럼을, (b)는 F베어링 위치에서의 축진동 신호를 보여주고 있으며 실선은 교체전, 점선은 교체후를 나타낸다.

전반적으로 교체전후에 따른 스펙트럼의 변화는 미약하며 92.5Hz에서 약 1.5dB정도의 진동에너지 변화가 있어 보이나 전달경로 개조에 의한 영향으로 보기에는 미소한 값이다. 따라서 전달경로는 (1) 또는 (2)가 아님을 알 수 있다.

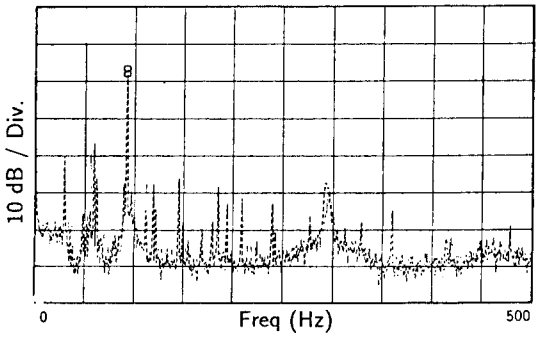
참고로 배관 파이프는 진동에너지의 주 전달경로는 아니지만 강성이 작은 고무 파이프 등으로 교체하면 연결부위의 파손을 방지하며 소음을 줄일 수 있는등 부수적 효과는 기대할 수 있다.

5.3 유체 커플링내의 치차교체 시험

시나리오에서 가장 가능성 있는 진동발생 원인으로 분석되었던 유체 커플링 시스템에 대하여 분해 및 교체후 실험이 실시되었다. 유체 커플링의 1차측(Primary part)과 2차측(Secondary part)중에서, 문제의 진동원으로 예상되는 1차측의 치차(Fig. 6의

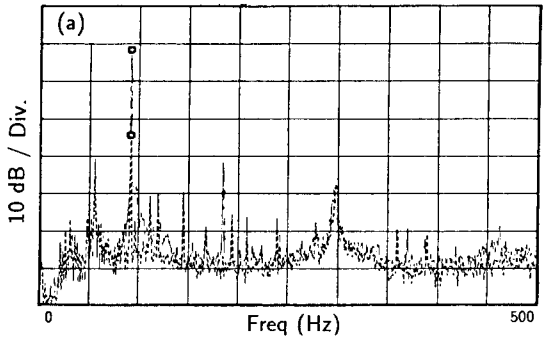


(a) Vibration signal at F bearing

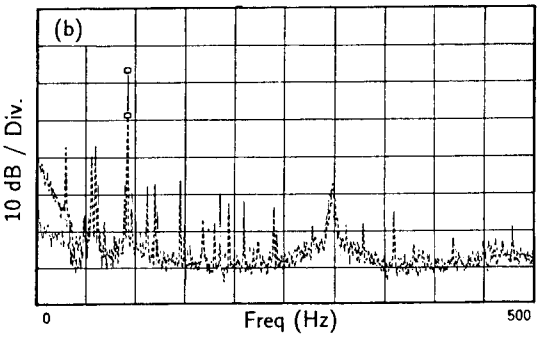


(b) Shaft vibration signal at F bearing location

Fig. 12 Spectrum for the modified BFP



(a) Vibration signal at F bearing



(b) Shaft vibration signal at F bearing location

Fig. 13 Spectrum for Gear Replacement

A, B)만 교체되었으며 앞에서 수행된 진동시험과 동일한 조건에서 재시험이 실시되었다. Fig. 13은 치차를 교체하기 전후의 진동값을 비교한 것이다. 운전은 부하 320MW에서 행해졌으며 (a)는 F베어링 표면의 진동스펙트럼을, (b)는 F 베어링 위치에 있는 축의 진동스펙트럼을 보여주고 있다. 그림에서 실선은 기어를 대체하기 전의 진동값을, 점선은 기어 교체후의 진동값을 나타낸다. 문제의 92.5Hz의 주파수 성분은 15.8dB의 진동감쇠 효과가 있음을 볼 수 있다. 이값을 진동폭으로 환산하면 진동값이 193μm에서 32μm(peak to peak값)으로 낮아졌음을 나타낸다. 특히 92.5Hz의 2배에 해당되는 185Hz주파수 성분은 치차의 교체후 베어링 표면과 축진동 신호에 나타나지 않는 것으로 보아 본 연구의 시나리오 및 Table 2를 통해서 예상된 치차 B의 편심이나 불균형 문제를 해결한 것으로 볼 수 있다. 따라서 문제가 되는 과도 진동은 유체 커플링내에 존재하는 치차가 그 진동의 원인인 것으로 확인되었고 이의 교환을 통해 F 베어링 진동폭을 40μm 수준으로 낮추게 됨에 따라 해당 펌프는 안전운행 조건을 만족시키는 '양호'한 등급(Fair Operation)에 들게 됨을 볼 수 있다.

분리된 구동측 기어는 육안상 크게 균열은 없어 보였으나 특정 방향으로 마모되어 있었으며 이는 유체와의 회전시 불균형(unbalance)에 의한 결과로 보여진다. 1차측 부품중 Fig. 6의 B부분은 제작사 측에서 유체가 존재하는 상태에서 2평면에 대한 밸런싱(wet balancing)이 실시하였다. 800RPM에서 시험을 실시한 결과, 불균형은 제작자가 허용하는 값의 5배가 넘는 과도한 량이 측정되었다.

6. 결 론

간단한 신호처리 방법을 이용한 진동 측정치의 분석을 통하여 문제가 되는 펌프의 과도진동원과 진동에너지의 전달 경로를 규명하였다. 그 결과로부터 F 베어링의 92.5Hz 진동에너지는 유체 커플링의 1차측 치차 B로 부터 발생되었던 것으로 밝혀졌다.

진동의 해결을 위해 치차를 대체시킨 결과, 진동값은 193μm에서 40μm이하로 줄수 있었고 따라서 안전운행 조건을 만족시키는 '양호'한 등급(Fair Operation)에 들게 되어 그동안 펌프의 운전에 제약을 받아오던 과도한 비정상 진동문제가 해결될 수 있었다.

후 기

본 연구 결과는 많은 분들의 헌신적인 지원과 격려에 의해 성공적인 결실을 맺을 수 있었다. 그간 연구과제의 수행기간 동안 지원을 아끼지 않으신 한전 전문원실의 이병준 부처장, 울산화력 기계2부의 박종덕부장, 김수정과장, 한국전력기술(주)의 전형식 박사, 한전기술원의 손영수 부장께 이 기회를 빌어 감사를 드린다.

참고문헌

1. 이병준, 1991, "터빈 회전체의 진동측정과 진단. 교정기술", 측정표준, 제14권, 2호, pp. 34~42.
2. Smith D. and Woodward, G., 1988, "Vibration Analysis of Vertical Pumps", Sound and Vibration, pp. 24~30.
3. IRD Mech Analysis, "In-Plane Balancing of Rotating Machinery", Technical Paper No.105.
4. Collacott, R.A., 1978, "Vibration Monitoring and Diagnosis", John Wiley & Sons, New York.
5. Randall R.B., "Cepstrum Analysis and Gear Box Fault Diagnosis", Bruel and Kjaer Application Note, No. 233~80
6. Newland, D.E., 1984, "Random Vibrations and Spectral Analysis", Longman Inc, New York.
7. Lyon, R.H. 1987, "Machinery Noise and Diagnostics", Butterworths, Boston
8. Kim, J.T, etc, 1991, "Application of Instantaneous Frequency to Vibration Signal Analysis", IMEKO World Congress II. 71, Beijng China.
9. 김정태, 1991, "구조물 진동의 이해와 실험적 접근방법", 한국항공우주학회 논문집 제19권 1호, pp. 78~89.