

대형펌프와 조합된 배관계에서 발생하는 이상 진동 및 소음 저감에 관한 연구

°배춘희*, 원종범*, 조철환*, 박영필**

Vibration and Noise Reduction of Pump And Pipe System

Chun-Hee Bae, Jong-Bum Won, Cheul-Whan Cho, Kyeong-Hyeon Yang, Young Pil Park

Abstract

In this paper, Firstly, it is shown that the high vibration and noise source of piping and pump system is the acoustic resonance. Secondly, in order to decrease the high vibration and noise of piping and pump system, the acoustic mode of piping have been changed and its effectiveness is investigated as applied it at piping system practically.

1. 개론

대형펌프와 조합된 배관계에 진동이 발생할 경우에는 펌프 회전수의 Harmonics 성분 및 배관내부 유체유동에 의하여 발생하는 진동 주파수를 분석하여 배관계의 고유진동수와 근접되지지 여부를 판단해보면 고진동 발생요인이 발견되어 왔으며 대부분의 고진동 요인이 가진주파수와 배관계 고유진동수 근접에 의한 공진으로 규명되어, 배관계 지지장치 위치를 바꾸어 공진영역에서 벗어나게 하거나, 배관계 굴곡부분을 감소 함으로써 진동을 저감하는 방법이 지금까지 주로 사용되어 왔다. 그러나 이러한 명확한 경우 외에 급수펌프 주위 및 토출배관계 주위에서 전체적으로 고주파의 소음 과 진동이 동시에 발생하는 경우에는 발생 원인 찾기가 매우 어려웠으며, 특히 대형급수펌프가 출력을 내리

면서 회전수가 어느 특정 영역에서 심한 소음 과 진동이 발생하는 경우에는 운전 에 직접적인 영향을 주지 않기 때문에 관심 또한 없어 원인 규명 및 대책을 수립하는데 어려움이 있어왔다. 따라서 여기에 대형 펌프의 회전수가 변하면서 발생하는 펌프의 압력맥동 주파수와 배관계의 음향 공진주파수 가 공진을 유발, 큰 진동 및 소음을 유발하는 현상과 배관계 길이를 변경, Acoustic mode를 바꾸어 이를 해소한 사례를 소개한다.

2. 펌프 와 배관이 조합된 시스템에서 발생하는 진동 특성

2.1 펌프 유량 공급 계통

화력발전소 급수계통은 급수저장탱크, 급수펌프, 급수 흡입측 배관계, 급수 토출측 배관계, Minimum Control Valve, 보일러 드럼 및 급수가열기등으로 구성되어 있다. 보일러 급수펌프는 Deaerator에서 탈기되어 급수저장탱크

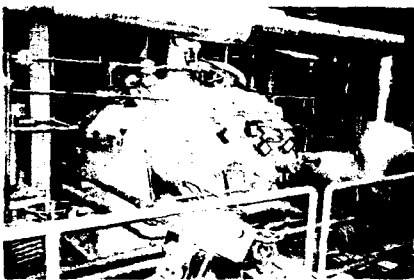
* 정회원 한전 전력연구원

** 정회원 연세대학교

에 저장되어있는 급수를 가압하여 보일러 드럼에 급수하는 펌프로써 보일러가 운전중 일때는 언제나 급수가 중단되어서는 안되며, 따라서 신뢰도가 커야한다. 보일러 급수펌프는 다단식 원심형이며, 모든 Impeller는 직렬로 같은 방향으로 연결되어 있으며, 급수는 Suction Nozzle로 흡입되어 Impeller 와 Diffuser를 통과하면서 압력이 증가되고 Discharge Nozzle을 통하여 토출된다. 급수펌프의 유량은 1078톤/H, 회전수는 최고 5830rpm 이며 발전기 출력에 따라 가변적이다. 토출압력 또한 가변적이며 최고가 290kg/cm² 이며, 펌프 날개수는 5단이다. 급수펌프는 보일러에 급수를 공급하는 역할이외에도 여러 가지 일을 하는데 그 가운데 하나가 보일러 재열기 계통의 증기 온도를 조정하여주는 Spray Water를 공급해주는 것이다. 이 Spray Water는 2단에서 추출하며 이때 압력은 140kg/cm², 온도는 170°C이다.

2.2 펌프 주변에서 발생된 문제점

펌프의 형상은 아래 그림 1과 같으며 펌프를 기동하여 발전기 출력이 1/2 부하를 통과한 시점에서 펌프 주변에서 큰 소음이 발생하였으며,



<그림 1> 펌프 형상

반대로 정지하기 위하여 부하를 감발하면서 역시 1/2부하를 통과하는 시점에서

또한 큰 소음이 발생하였다.

현장에서 운전원들이 점검한 결과 소음은 상당한 고주파였으며 펌프 주변에서 전반적으로 나타나고 아래 <그림1>에서 볼수 있듯이 주변 각종 오일배관 및 급수배관에 서도 발생하였다.

2.3 펌프 주변에서 발생된 소음 및 진동 특성

펌프 및 배관계에서 발생하는 소음 및 진동을 아래 <표1>의 장비를 사용하여 측정하였다.

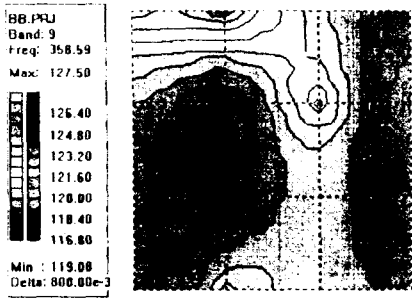
장비명	명칭	용도
DIFA 2000	FFT Analyzer	주파수 분석
B & K 4381	Accelerometer	진동 가속도 측정
B & K 2635	Charge Amplifier	가속도 신호를 증폭함
B & K 8200	Force-Transducer	고유진동수 측정
B & K 4433	Sound Intensity	음향인텐시티 측정
B & K 4181	Microphone	소음 크기 측정

<표1> 소음 및 진동 측정 장비

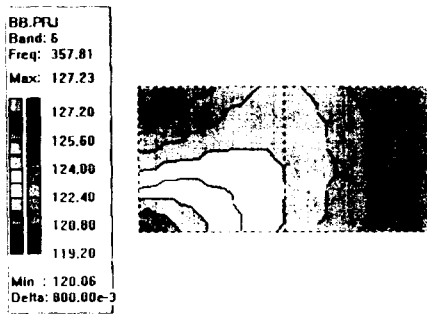
소음 및 진동 측정은 펌프 주변에서 전반적으로 나타나는 관계로 급수펌프 전면 및 측면, 재열기 Spray 배관주변, 급수펌프 배어링 오일배관에서 수행하였다. 먼저 소음의 근원지를 알기 위해 펌프 측면 및 정면의 20 개소에서 소음을 측정하기로 하였다. 이상 소음 및 진동을 측정하기 위해 발전기 출력을 500MW에서 서서히 감발하기 시작하여 325MW에 이르자 펌프 주변에서 이음 및 진동이 발생하기 시작하였다. 이때 측정된 소음 주파수 및 크기는 아래 <표 2>와 같다

위치	주파수(Hz)	크기(dB)	비고
펌프 측면	358	116~126.4	그림2참조
펌프 정면	358	119.2~127.2	그림3참조

<표2> 펌프 주변 소음 측정 결과



<그림2> 펌프 측면 소음 특성



<그림3> 펌프 정면 소음 특성

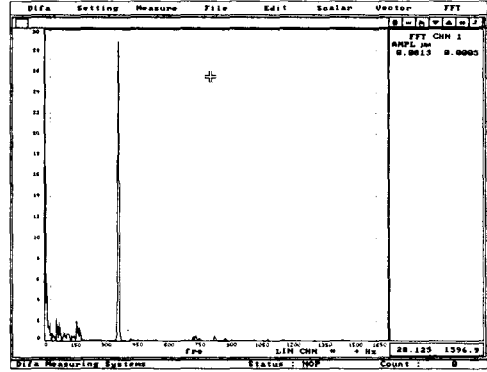
소음 뿐만 아니라 발전기 출력 325MW에서 펌프 주변 베어링 오일 배관, 펌프 케이싱 및 재열기 Spray 배관주변에서도 큰 진동이 발생하여 진동을 측정된 결과 펌프 케이싱 진동은 아주 미미하였으나 베어링 오일 배관 및 Spray 배관에서는 358Hz의 진동이 크게 나타났으며 상세한 내용은 아래 <표 3> 과 같다.

위치	주파수 (Hz)	크기 (μmPP)	비고
베어링 오일배관	358	58	그림4 참조
RH Spray 배관	358	40	

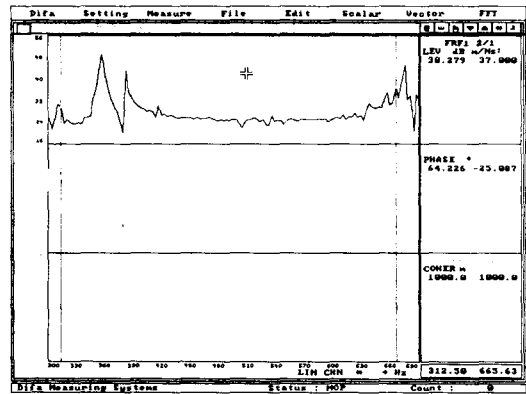
<표3> 주변 구조물 진동 측정 결과

베어링 오일 배관의 진동이 아주 크게 나타나 베어링 오일 배관의 고유진동수를 측

정한 결과 357Hz로 나타나 가진원인 358Hz 진동 및 소음 원에 의해 크게 가진 되는 것으로 나타났다.



<그림4> 오일배관 진동 측정 결과



<그림5> 오일배관 고유진동수

그러나 Spray 배관계의 고유진동수는 358 Hz 주변에 없었다.

2.3.1 분기관에서 생성되는 Vortex 진동

주급수 배관에 연결된 분기관에는 <그림 6>과 같이 계통의 유동이 분기관에서 박리 (Separation) 및 재부착 현상이 발생하여 Vortex가 생성된다. 이때 분기관의 모서리가 예리하게 모가 난 형상일 경우에는 박리 및 재부착 시간이 일정하여 일정주파수의 Vortex가 발생하며 이 Vortex 발생 주파수

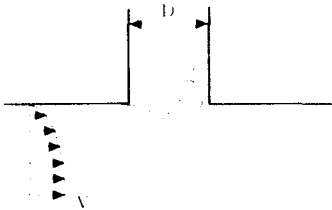
는 다음식으로 계산한다

$$f = St \times V / D \text{ -----(1)}$$

여기서 $f = \text{Vortex 발생주파수}$

$St = \text{Strouhals No, } V = \text{주배관 유속,}$

$D = \text{분기관 직경}$



<그림6> 분기관 Vortex

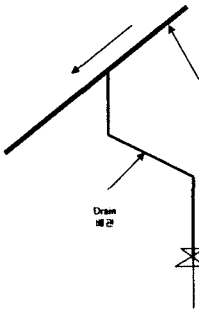
Strouhals가 보통 0.2에서 0.4이며 분기관에서는 0.3이므로 위식에 의하여 Vortex 주파수를 계산해 보면 $f = 0.3 \times 10 / (3 \times 2.54 / 100) = 40\text{Hz}$ 이다. 이 주파수는 앞의 358Hz와 거의 관계가 없다.

2.3.2 압력맥동 과 음향공진에 의한 진동
급수 배관의 음향 공진주파수는 다음식으로 계산한다

$$f_n = na / 2L$$

여기에서, $a = \text{음속, } L = \text{배관길이이다}$

음속은 배관내부의 유체 온도에 의존하며 여기서는 1416m/s 이다. 흡입배관의 형상은 아래 <그림7>과 같다



<그림7> 재열기 Spray 배관 Drain

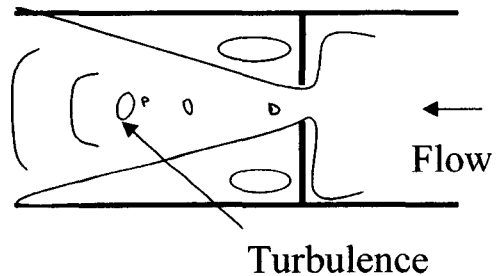
재열기 Spray 배관에서 분기되어 Drain 되는 배관의 길이는 1.89m 이므로, 보정계수 0.81d를 적용하여 음향공진 주파수를 계산하면

$$f_n = 1416 / 2 \times 1.97 = 359\text{Hz 이다}$$

따라서 Spray 배관, 오일배관 및 펌프 정면 측면에서 발생한 358Hz 진동 및 소음은 음향공진 주파수 임을 알 수 있다.

2.3.3 난류에 의한 진동

Orifice Plate, Valve Throttling 등과 같이 유동 면적이 갑자기 변하는 배관내부 유동 시에는 <그림8> 와 같이 Turbulance, Shear layer instability등 때문에 큰 압력요동(Pressure Perturbation)이 발생된다.



<그림8> Orifice Plate

이로 인해 배관계에는 Pulsation Source의 크기에 따라 다르지만 주파수 영역이 매우 넓고 크기가 불균일한 진동이 발생하게 된다. <그림4,5>에 나타나는 바와 같이 펌프 주변 및 배관계에 발생하는 소음 및 진동 주파수가 358Hz로 일정한 것으로 보아 난류에 의해 발생한 것이 아닌 것으로 판단됨..

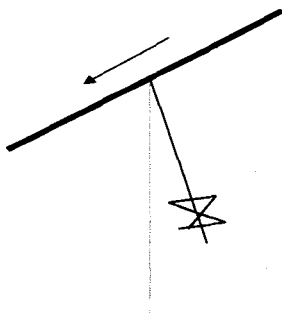
3. 이상 진동 발생 매커니즘 규명

펌프 주변 및 배관계에 이상 소음 및 진동을 유발하는 발전기 출력 325MW 시 급수

펌프 회전수는 4340rpm 이다. 급수펌프 회전수가 이 범위를 벗어나면 이상 진동 및 소음은 사라진다. 이 펌프 회전수에 펌프 날개수가 5개 인 것을 고려하면 펌프 압력 맥동에 의해 발생하는 진동 주파수는 360 Hz 임을 알수 있다. 따라서 이상 소음 및 진동 발생은 펌프에서 발생하는 압력맥동에 의한 진동이 재열기 Spray Drain 배관 음향 공진주파수 와 근접, 소음 및 진동을 크게 유발하고, 오일배관 고유진동수와 근접하여 오일배관 진동 또한 크게 발생하였음을 알수 있다.

4. 진동 저감 노력

압력 맥동에 의해 발생하는 진동 주파수는 변경하기가 어려우므로 우선 재열기 Spray 배관계의 음향 공진주파수를 바꾸기로 하였다. 펌프 최고 회전수에서 발생할수 있는 압력맥동주파수가 485Hz이므로 배관계 음향공진 주파수가 657Hz가 되도록 <그림7>의 배관계 형상을 아래 <그림8> 과 같이 바꾸고 Drain 배관 길이 또한 1 m로 짧게 하였다.



<그림8> Drain 배관

펌프 오일배관계는 지지점을 추가하여 공진을 피하였다.

이러한 조치 후 발전기 출력을 500MW에서 출력을 서서히 감발하며 진동 및 소음을 측정 한 결과 급수 펌프 주변에서 발생한 진동 및 소음은 크게 저감 되었다.

5. 결론

이상에서 얻어진 결과를 가지고 요약한 결과 아래와 같다

- (1) 대형펌프 주변에서 발생하는 이상 소음은 Drain 배관의 조그만 부분에서 발생되어 펌프 전체로 확대될수 있고
- (2) Vortex 주파수 성분은 분기관에서 확실히 생성되고
- (3)압력맥동 주파수는 배관계 진동 및 소음 발생의 큰 가진 요인이 될수 있으며
- (4) 대형 펌프 설계시 압력맥동 주파수 와 주변 각종 배관계 와의 음향 공진 발생 여부를 반드시 고려해야 하는 것이 바람직함.

참고문헌

- (1) Blevin R.D. 1977, flow induced vibration, Van Nostrand Reinhold ,New York.
- (2) Pulsation Analysis Seminar, setember 19, 1994-setember 21, 1994.
- (3)JOHN E. K. FOREMAN. 1990, Sound analysis and noise control
- (4) M. S. HOWE ,1998, Acoustic of Fluid-Structure Interactions