

배관계와 조합된 대형 수직펌프의 유체진동 저감

Vibration Reduction of Pump And Pipe System

。 배춘희*, 김성휘*, 박영필**

Chun-Hee Bae, Sung Hwi Kim, Young Pil Park

ABSTRACT

In this paper, Firstly, it is shown that the high vibration source of piping and pump system is the Resonance of pump and piping system. Secondly, in order to decrease the high vibration of pump and piping system, some practical Friction damper with high damping have been developed and its effectiveness is investigated as installing it at piping system practically.

1. 개 론

원자력발전소 급수계통에 설치된 수직펌프는 화력발전소와는 다르게 상당히 대형화 되어있어 회전체인 펌프를 구성하고 있는 구조물의 주파수가 비교적 낮은 15Hz 이하에 있다. 또한 급수계통 배관계에는 토출측과 흡입측 모두에서 20Hz 이하의 진동이 많이 발생되고 있다 이러한 관계로 배관계에는 유체유동에 의하여 발생하는 진동과 배관계의 고유진동수가 일치(근접)하여 큰 진동이 발생하며 이러한 진동이 대형수직펌프에 전달되어 대형수직펌프 상부에 설치된 전동기의 베어링을 손상시키는 사례가 빈번하게 발생되고 있다. 이러한 진동을 방지하기 위하여 발생한 진동의 원인 규명에서부터 해결방법까지 그동안 여러 가지 방법이 사용되어왔다. 펌프의 문제가 아님에도 불구하고 펌프의 동특성 규명에서부터 펌프 회전체의 불균일한 베어링 동

심원, 그리고 유동안내깃의 난류진동규명에 이르기 까지 다양한 조사가 이루어졌다. 펌프 자체의 문제는 대부분이 펌프 구조물의 고유진동수와 전동기 회전수 또는 펌프 가이드 베어링의 불균일한 동심원에 의해 발생하는 진동주파수의 일치(근접)에 의하여 발생하는 공진 문제였으며 이의 해소를 위하여 펌프 구조물의 고유진동수를 변경하거나 동흡지기를 설치하여 진동을 저감하는 것이 대부분이었다. 그러나 여기에서는 배관계에서 발생한 진동이 대형수직펌프에 전달되어 수직펌프 상부에 설치되어 있는 전동기의 진동을 크게 상승시켜 전동기의 안정적 운영을 어렵게 한 경우로 배관계에 새로운 지지장치를 추가로 설치하여 배관계 동특성 변화를 통해 배관계 진동을 저감, 펌프의 진동을 저감한 사례를 소개하고자 한다.

2. 펌프 와 배관이 조합된 시스템에서 발생하는 진동 특성

2.1 초기 펌프 에서 발생한 문제점

건설후 시운전부터 신규로 설치된 3대의

* 정회원 한전 전력연구원

** 정회원 연세대학교

모든 펌프에서 200 μ mPP의 이상의 진동이 발생되어 펌프의 안정적 운전을 어렵게 하였다. 또한 펌프에 연결된 배관계 또한 과도한 진동이 발생되며, 특히 아래 Fig 1 에서 알수 있듯이 펌프 토출측 배관계에 외팔보 형식으로 설치된 유량조절밸브 배관계에 외팔보 형식으로 설치된 유량조절밸브 자유단의 진동이 매우 심하여 배관계의 진동을 더욱더 가진시키고 있었다.

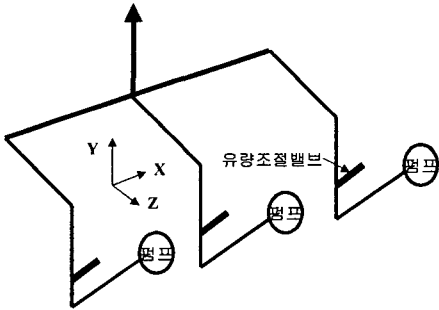


Fig 1 배관계와 펌프의 구성도

2.2 초기 펌프 에서 발생된 진동 특성

수직펌프 상부 전동기에서 발생하는 진동 특성을 분석하기 위해 펌프 상부 전동기에서 진동을 측정하였다. 전동기 상부 에서 진동을 측정 한 결과 펌프 토출방향(X)에서는 Fig 2 와 같이 9.375Hz, 19.95Hz 진동이, 펌프 토출직각방향에서는 Fig 3 과 같이 6.25Hz, 10.975Hz, 19.95Hz등이 발생되고 있었다.

주파수별 진동크기는 크기는 토출방향에서는 전동기 회전주파수인 19.95Hz 성분이

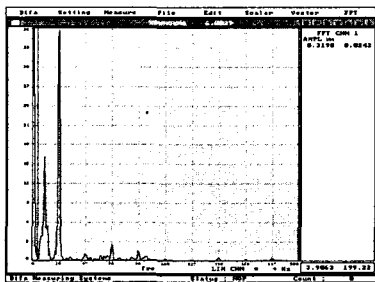


Fig 2 펌프 토출방향(X) 진동

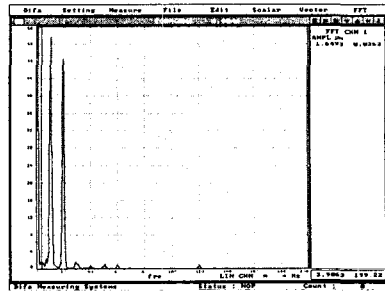


Fig 3 펌프 토출직각 방향(Z) 진동 최대 170 μ mPP 이었고 9.4Hz는 100 μ mPP였다. 펌프 토출직각방향 에서는 펌프 회전주파수 성분인 19.95Hz 성분이 최대 200 μ mPP 이었고 10.9Hz는 130 μ mpp, 그리고 6.25Hz 성분은 60 μ mpp 이었다.

2.3 초기 배관계 에서 발생된 진동 특성
배관계에서 발생하는 진동 특성을 분석하기 위해 펌프 토출측 배관계 및 배관계에 설치된 유량조절밸브에서 진동을 측정 한 결과 X방향으로는 Fig 4 와 같이

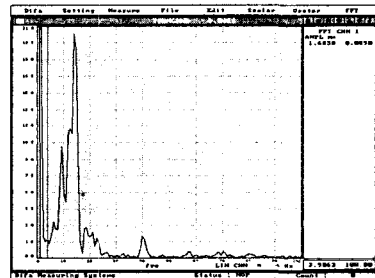


Fig 4 배관계 X방향 진동

9.3/140 μ mPP, 19.9Hz/40 μ mPP 진동이, Z방향 에서는 6.25Hz/28 μ mPP, 10.975Hz/56 μ mPP, 19.95Hz/170 μ mpp등이 발생되고 있었다.

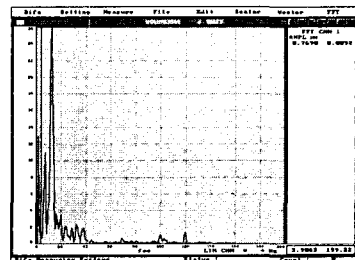


Fig 5 배관계 Z방향 진동

2.3.1 분기관에서 생성되는 Vortex 진동

주급수 배관에 연결된 분기관에는 Fig 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 주파수는 다음식으로 계산한다

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

여기서 f = Vortex 발생주파수

S_t = Strouhals No, V = 주배관 유속,

D = 분기관 직경

Strouhals가 보통 0.2에서 0.4이며 분기관에서는 0.3이므로 위식에 의하여 Vortex 주파수를 계산해 보면 $f = 0.3 \times 4.2 / (8 \times 2.54 / 100) = 6.2\text{Hz}$ 이다. 이 주파수는 앞의 6.25Hz와 거의 근접하므로 여기서 나오는 진동 주파수는 분기관 Vortex 주파수임을 알 수 있다.

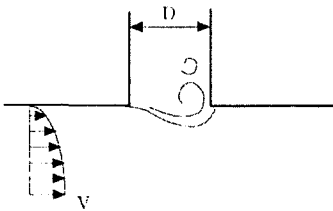


Fig 6 분기관의 Vortex

2.4.2 압력맥동 과 음향공진에 의한 진동

급수 배관의 음향 공진주파수는 다음식으로 계산한다

$$f_n = na / 2L$$

여기에서, a= 음속, L= 배관길이이다

음속은 배관내부의 유체 온도에 의존하며 여기서는 1400m/s 이다. 흡입배관의 길이는 70m 이므로 음향공진 주파수를 계산하면

$$f_n = 1400 / 2 \times 65 = 10.7\text{Hz}$$

따라서 흡입배관에서 발생한 10.9Hz 진동은 음향 성분임을 알 수 있다.

2.4 펌프 및 배관계의 고유진동수

일반적으로 수직펌프의 진동 원인은 펌프 구조물의 고유진동수가 전동기 회전수와 일치(근접)할 경우 크게 발생되기 때문에 펌프 구조물의 고유진동수를 측정하였다. 펌프를 정지한 상태에서 측정한 결과 아래 Fig 7과 같이 펌프 토출방향(X)은 8.9Hz(1차), 토출직각방향(Z)은 10.9Hz(2차)였다. 배관계 내부에 유체를 채운 상태에서 고유진동수를 측정한 결과 Y 방향은 20Hz, Z 방향은 21Hz, X 방향은 17Hz를 얻었다. 또한 토출배관계에 설치된 외팔보형 밸브의 고유진동수를 측정한 결과 Fig 8과 같이 Y 방향은 20Hz, Z 방향은 18.7Hz 였다.

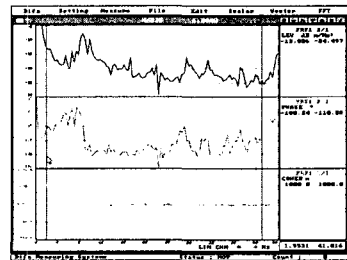


Fig 7 펌프 토출방향 고유진동수

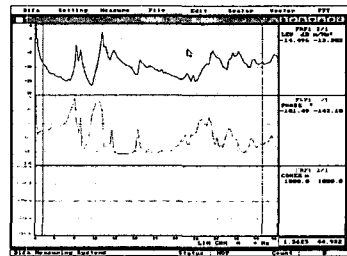


Fig 8 외팔보형 배관계 고유진동수

3. 이상 진동 발생 매커니즘 규명

Fig 7에서 알 수 있듯이 펌프의 고유진동수가 방향별로 각각 8.9Hz와 10.9Hz 이므로 펌프회전수가 19.9Hz임을 고려하면 펌프에서 발생하는 과도한 진동 원인은 펌프회전수와 펌프 구조물의 공진이 아님을 알 수 있다. 그러나 배관계의 고유진동수는 펌프 회전주파수와 거의 근접한 20Hz 영역에 있

음을 알 수 있다. 따라서 펌프에 발생하는 진동은 배관계에서 음향 특성에 의해 발생한 진동(10.9Hz) 성분이 펌프의 고유진동수(8.9Hz, 10.9Hz)와 근접하여 진동이 발생되며, 펌프의 맥동 주파수인 19.9Hz 성분이 배관계의 고유진동수와 일치(근접), 공진에 의하여 배관계를 가진한 후, 다시 펌프에 전달되어 펌프 상부의 과도한 진동을 발생시키고 있음을 알 수 있다.

4. 진동 저감 노력

진동 성분 가운데 난류요소는 없으므로 진동 발생요인을 제거할 수 없으므로 배관계의 동특성을 개선하여 진동을 저감하기로 하였다. 배관계의 고유진동수를 공진영역에서 벗어나게 하기 위해 배관계의 동특성을 해석, 현장 실측치와 비교한 결과 현장 실측치와 거의 근접, 경계조건의 적합성을 입증한 후 Fig 9 와 같이 배관계에 Friction damper를 5개 추가하여 배관계의 강성과 damping을 증가시켰다. 지지장치

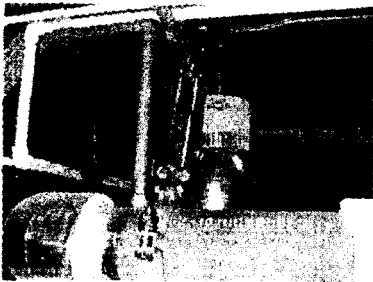


Fig 9 Friction Damper 설치 형상

추가후 배관계의 고유진동수는 24Hz 이상으로 증가되었으며 진동측정결과 배관계의 진동은 19.9Hz/170 μ mpp에서 19.9Hz/30 μ mpp로 크게 저감되었고, 펌프의 19.9Hz 성분이 두 방향 모두다 50 μ mpp 이하로 크게 저감되었다.

5. 결론

이상에서 얻어진 결과를 가지고 요약한 결과 아래와 같다

- (1) 배관계 분기관에서는 Vortex 주파수 성분이 생성되고
- (2) 배관계 길이가 긴 급수배관계에서는 음향 특성에 의해 10Hz 영역의 주파수 성분이 발생되며
- (3) 펌프의 고유진동수가 배관계에서 발생된 진동 성분과 근접할 경우 배관계에서 발생된 진동이 펌프에 전달되며
- (4) 배관계의 동특성 개선을 통해 배관계의 진동을 저감하면 펌프의 진동 또한 크게 개선되며, Friction Damper를 배관계에 설치하면 배관계의 강성 증가 뿐만 아니라 배관계 시스템에 댐핑을 증대시키는 효과가 있음을 알 수 있다.

참 고 문 헌

- (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