

동흡진기를 통한 수직펌프의 진동 저감

°배춘희*, 조철환*, 양경현*, 박영필**

Vibration Reduction By Dynamic Absorber of Vertical Pump System

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

ABSTRACT

In this paper, Firstly, it is shown that the bending mode vibration source of vertical pump system is comparatively large because resonance. Secondly in order to the bending mode vibration of vertical pump ,some pratical dynamic absorber have been developed and its effectiveness is investigated as installing it at the vertical pump system pratically.

1. 개론

수직펌프는 수평펌프에 비하여 설치면적이 좁고, 높이에 제한을 받지 않으므로 많이 사용되고 있다. 특히 발전소에서는 바다물이나 터빈에서 나온 순수를 재사용하기 위하여 수직펌프를 많이 사용하고 있다. 그러나 수직펌프는 수평펌프에 비하여 상시 운전중 많은 진동 문제를 발생시키고 있다. 수평펌프의 대부분 진동 문제가 축 Unbalance 나 Misalignment 인데 비하여 수직펌프는 전동기가 올려져 있는 구조물인 펌프 케이싱에서 많은 진동 발생 요인을 가지고 있다. 특히 최초 제작 ,설치시 펌프 케이싱의 설계잘못에 의하여, 또는 펌프 유체진동에 의해 펌프 케이싱에 공진이 발생, 펌프 상부 전동기 베어링이 손상되는 사고가 발생되고 있다. 지금까지는 이러한 문제 발생시 현장에서 간단한 펌프 케이싱 강성 증감을 통해, 공진을 해소하고,

이것이 불가능하면 펌프케이싱을 재 제작하거나 축진동을 저감하여 진동이 높은 상태로 운전을 하여 왔다. 그러나 여기서는 간단하게 펌프 전동기 상부에 동흡진기를 설치하여 적은 비용 과 간단한 설치작업을 통해 진동을 90% 이상 크게 저감시켰는데 여기에 그 방법을 소개한다.

2. 대형 수직펌프에서 발생하는 진동 특성

2.1 펌프 복수 공급 계통

화력발전소는 공업용수를 순수처리한 후 보일러에서 고온, 고압증기로 가열한 후 터빈에서 에너지를 얻고, 열교환을 거쳐 냉각후, 다시 보일러에서 가열하여 고온고압증기로 만드는 Closed Loop 방식을 사용하는 발전방식이다. 여기서 대형수직펌프인 복수펌프는 저압터빈에서 나온 증기를 복수기에서 열교환을 거쳐 복수탱크에 저장된 순수를 급수저장탱크로 보내는 수직펌프이다. 이때 복수펌프에서 토출하는

* 정회원 한전 전력연구원

** 정회원 연세대학교

복수온도는 30° C이고 압력은 40kg/cm², 설계유량은 735m³/H 이다.

2.2 초기 펌프 에서 발생된 문제점

건설후 시운전시 펌프 에서 최대 157μmPP의 진동이 발생되어 펌프 상부에 설치된 전동기 베어링이 손상되는 등 많은 문제점이 있었으나 근본적인 문제 해결 보다는 펌프 축바란싱을 통해 약간씩 진동을 줄이는 수준에서 계속 운전 하였으며 수직펌프에서 발생하는 진동 특성과 펌프 축진동은 양호한 수준인 것으로 보아 펌프 케이싱에 문제가 있음을 추론할수 있었음.

2.3 초기 펌프 에서 발생된 진동 특성

수직펌프에서 발생하는 진동 특성을 분석하기 아래 <표1> 과 같은 진동측정장비를

장비명	명칭	용도
B & K 2515	FFT Analyzer	주파수 분석
B & K 4381	Accelerometer	진동 가속도 측정
B & K 2635	Charge Amplifier	가속도 신호를 증폭함
PCB	Impact Hammer	고유진동수 측정

<표1> 진동측정장비

사용하여 전동기 상부 진동과 펌프 축진동을 측정하였다. 진동 측정결과 펌프 전동기 상부에서 발생한 진동은 14.4Hz 와 29.6Hz 이고, 진동 크기는 위치에 따라 차이가 있었으나 14.4Hz 진동값이 최대 157μmPP 이었고 29.9Hz는 20μmpp 였다. 수직펌프 회전수가 1800rpm 이므로 펌프에서 발생하는 진동 성분 가운데 29.9Hz는 펌프 회전수 이고 다른 14.4Hz는 유체진동 성분임을 알수 있다.

구분	주파수별 진동크기(μmPP)	
	14.4	29.6
토출방향	157	18
토출직각	100	20

<표2>진동 특성

2.4. 수직펌프의 고유진동수

수직펌프 상부 전동기에 센서를 부착하고 Impact 시험을 한 결과 펌프 시스템 고유진동수는 토출방향은 16.8Hz, 토출직각방향은 17.5Hz 였다.

3. 이상 진동 발생 매커니즘 규명

대부분의 수직펌프 진동문제가은데 90%가 공진 문제인데, 주로 펌프 전동기 회전주파수 와 펌프 케이싱 고유진동수가 근접, 공진에 의해 진동이 상승되고 있다. 그런데 여기서는 이와는 다르게 14.4Hz 진동 값이 최대 157μmPP 이르고 펌프 회전주파수 진동은 20μmpp로 아주 양호하였다. 펌프에서 발생하는 유체진동 특성을 분석하기 위해 펌프와 연결된 배관계 진동을 측정한 결과 배관계에서 또한 14.4Hz 진동 성분이 22.4μmpp로 발생되고 있었다. 따라서 펌프케이싱의 고유진동수가 16.8Hz 임을 고려해볼 때 펌프상부 전동기에서 발생하는 진동은 유체진동 주파수와 펌프 케이싱의 고유진동수가 근접, 공진을 유발 진동이 크게 발생되고 있음을 알수 있다.

4. 동흡진기 설치를 통한 진동 저감

펌프 상부 전동기 진동을 저감하기 위해서는 진동원인 유체진동을 제거하거나, 펌프 고유진동수를 변경하여 공진을 해소 및 동흡진기를 설치하면 되는데 여기서는 후자인 동흡진기를 설치하여 진동을 저감하기로 하였다.

4.1 수직펌프의 등가 동특성

수직펌프의 등가 동특성은 펌프를 1자유도계로 함으로서 결정된다. 첫째 등가 감쇄계수는

$$\zeta e = \Delta \omega / (2\omega n) \quad (1)$$

여기에서 ωn 은 Resonance Frequency이고, $\Delta \omega$ 은 $A_{max}/2$ 되는 점에서 진폭의 폭(Band Width)인데 여기서 A_{max} 는 공진시 발행한 최대 진폭이다. 다음으로 등가 강성계수를 구하는 것이다. 등가 강성계수 K_e 는 아래식(2)과 같고 등가 질량

은 방정식(3)와 같다.

$$K_e = 1/(2 \zeta e. A_{max}) \quad (2)$$

$$M_e = K_e/\omega_n^2 \quad (3)$$

4.2 동흡진기의 설계

동흡진기의 동특성은 다음과 같은 방정식에 의하여 결정되어졌다.

$$Q_d = \sqrt{1 + \frac{2}{\mu}} \quad (4)$$

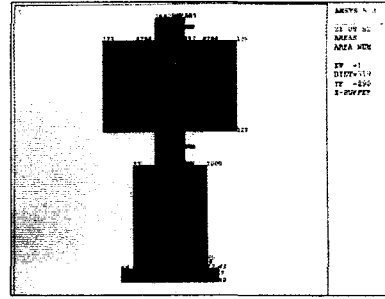
$$W_d/W_n = 1/1 + \mu \quad (5)$$

$$K_d = M_d W_d^2 \quad (6)$$

$$C_d = \sqrt{\frac{3}{2} \frac{\mu M_d K_d}{(1 + \mu)^3}} \quad (7)$$

여기서 M_d 는 매스댐퍼의 질량이고 μ 는 매스비, W_d 는 댐퍼의 고유진동수(rad/s), K_d 는 댐퍼의 스프링 상수(N/m), C_d 는 댐퍼의 점성감쇠계수(N.S/m)이다.

방정식 (4)로부터 Q_d 는 μ 의 크기가 증가함으로써 1에 접근함을 알 수 있으나 어떠한 제한없이 M_d 를 무조건 증가하는 것은 불가능하다. 실제 현장의 설치 및 제작 조건을 고려하여 결정하는 것이 필요하다. 실제로 유체진동을 저감하는 경우에는 매스 비율을 적당히 크게 함으로써 근접된 다른 진동주파수의 영향을 적게할수 있으며 실제 유한요소 상용코드인 ANSYS를 가지고 고유진동수 14.4Hz 동흡진기를 설계하였다. 동흡진기는 고정매스, 이동용매스, 댐퍼용 오일 및 봉으로 구성되어 있으며 상세한 동흡진기 모델이 아래 <그림1>에 있다.



<그림1> 동흡진기 유한요소 모델

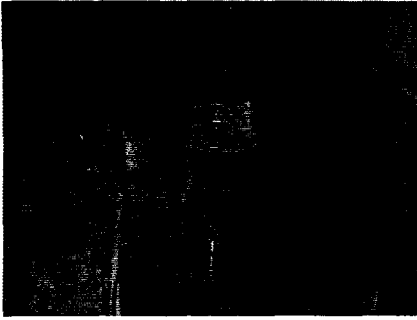
동흡진기 설계시 중요한 요소 가운데 하나인 댐핑증가용 오일은 동점성계수가 240만 스톡 이상이며 댐핑 크기는 0.25이고, 오일은 상시 사용 온도 330℃에서도 댐핑 특성이 변하지 않은 특수한 오일이다. 또한 동흡진기의 봉은 진동에 의한 피로파괴를 없애기 위해 일반탄소강 대신에 SCM 계열로 하였다.

4.3 동흡진기 제작 및 시험실 튜닝

동흡진기의 설계가 아무리 잘되어도 튜닝이 잘못되면 진동저감효과는 떨어지게 된다. 본 연구에서의 튜닝은 1차로 시험실에서 하고 현장에 설치후 Fine 튜닝을 하기로 하였다. 1차 튜닝은 유압가진기에서 Sweeping 시험을 통하여 하였으며 현장과의 경계조건 차이를 고려하여 15Hz로 하였다.

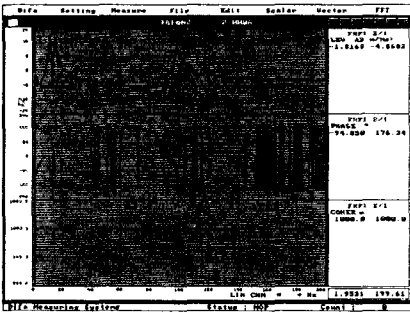
4.4 현장설치 및 2차 튜닝

시험실에서 1차 튜닝후 수직펌프 전동기 상부에 동흡진기를 아래 <그림2>과 같이 설치하였다.

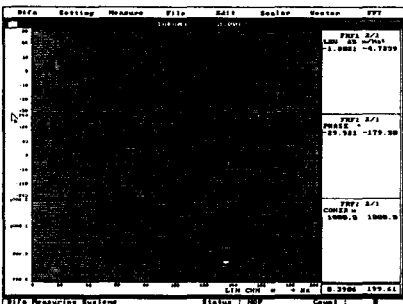


<그림2> 설치된 동흡진기

최초 현장에 설치시 동흡진기의 고유진동수는 12.5Hz 와 18.2Hz 였다 수차례의 mass 증감 과 이동을 통하여 아래 <그림3> 과 같이 5차 튜닝 시 12.1Hz 와 15.625Hz로 하였으며 마지막 12차 튜닝에서 <그림4> 와 같이 12.8Hz 와 16.4Hz로 Fine 튜닝을 하였다.



<그림3> 5차 튜닝 결과



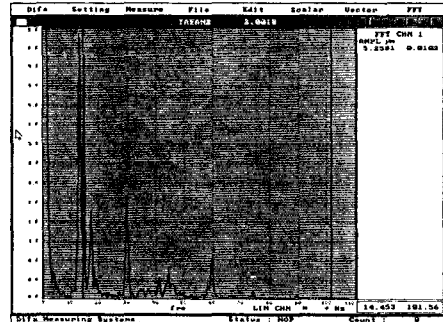
<그림4> 12차 튜닝 결과

4.5 진동저감 결과

동흡진기 설치후 펌프 전동기 상부의 진동은 아래 <표3> 과 같이 개선전 157 μ mpp에서 10 μ mpp로 크게 저감 되었으며 가진력의 감소로 회전주파수인 30Hz의 진동도 20 μ mpp에서 5 μ mpp로 크게 저감되었다(그림5 참조)

		개선 전		개선 후	
		14.4Hz	29.6Hz	14.4Hz	29.6Hz
전동기 상부	토출 방향	157	18	10	4
	토출 직각	100	20	10	5
축진동		-	-	-	-

<표3> 동흡진기 설치 전후 진동비교



<그림5> 진동 저감 결과

진동 저감 결과를 진동 기준치 와 비교한 결과 허용치를 만족하는 것으로 나타났으며, 진동 저감 이후 더 이상의 전동기 베어링 손상 사고는 없었다.

	14.4Hz	29.6Hz
IRD 기준	90 μ mpp	50 μ mpp

<표4> 진동 기준

5. 결론

이상에서 얻어진 결과를 가지고 요약한 결과는 아래와 같다.

- (1) 펌프에서 공진에 의해 진동이 발생할 경우 펌프 구조물 변경없이 동흡진기 설치를 통해 진동을 크게 저감할수 있다
- (2) 동흡진기 설치시 생성되는 2개의 공진주파수는 mass 비율이 크면 클수록 멀리 떨어지게 되어 진동 저감 효과를 크게 할수 있다.
- (3) 동흡진기 설치로 인해 펌프 전동기 상부 진동은 최대 157 μ mpp에서 10 μ mpp로 90% 이상 크게 저감 되었음.
- (4) 펌프에 발생하는 진동 또한 가진력의 감소로 펌프 회전주파수인 30Hz의 진동도 20 μ mpp에서 5 μ mpp로 크게 저감되었음.
- (5) 동흡진기 설치시 진동 저감 효과 뿐만 아니라 피로응력에 견딜수 있도록 내구성이 우수한 스프링강과 SCM 계열을 봉으로 사용해야 한다.

참고문헌

- (1) Y. Nakano and H.kato: In-Situ Balancing of grinding Wheels, Bulletin of the Japan Society of Precision Engineering ,Vol. 20, No.4(1986)251
- (2) J. P. Den Hartog: Mechanical vibrations, McGraw-Hill, New York ,N. Y., 1934)
- (3) Vibration Control by a Hybrid Dynamic Absorber, 일본기계학회, 1991