

유체와 구조물이 조합된 대형 수직펌프의 동특성 개선

°배춘희*, 조철환*, 김성휘* 박영필**

Modal Analysis In The Dynamic Behavior Identification of the fluid-structure coupled Vertical Pump

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

ABSTRACT

The paper presents the possibilities of a wide practical application of the modal analysis methods in dynamic testing of vertical pump. A pneumatic impact of testing vertical pumps submerged under deep water was developed and successfully applied. The problem with the environment is the it causes significant changes in modal parameters, compared with those in the air environment.

1. 개론

수직펌프는 수평펌프에 비하여 설치면적이 좁고, 높이에 제한을 받지 않으므로 많이 사용되고 있다. 특히 대용량 발전소 특성상 터빈에서 나오는 증기를 냉각시켜주기 위해서는 대량의 물이 필요한데, 이를 위해 바다물을 사용하고 있다. 따라서 이러한 해수를 지상으로 pumping 하여 냉각용으로 사용하기 위해서는 배관계, 펌프 특성 및 해수 수위 등을 고려하여 펌프를 설치하게 되는데 서해안 쪽은 해수 간만의 차가 큰 관계로 보통 해수 수직펌프의 길이가 10m에 이르고 있다. 이렇게 긴 해수펌프는 가운데 펌프 축이 있고 바다속에 잠기는 양수관이 있으며 지상에는 펌프 케이싱이, 펌프케이싱 상부에는 전동기가 있으며, 축에는 수개의 소든 베어링이 설치되어 있다.

펌프 상부에 설치되는 전동기의 회전수는 보통 1000rpm 이하이기 때문에 아주 저주파에 속하며 대형해수펌프 특성상 펌프 구조물 고유진동수와

펌프 회전주파수가 근접, 공진에 의해 진동이 종종 상승되고 있으며 이러한 요인들은 여러 가지 방법들에 의해 제거되고 있다. 그러나 바다속에 잠겨져 있는 하부 양수관은 물속에 있기 때문에 고유진동수가 물이 빠질 때와 실제 운전중일 경우에는 아주 다르게 나타난다. 따라서 대용량 해수 수직펌프에 이상 진동이 발생할 경우 지상에 나와있는 펌프 케이싱의 동특성은 문제가 없으나 공진의 진동주파수가 나타나 진동을 상승시킬 경우에는 하부 양수관 해석결과를 고려해야 한다. 여기서는 실제 발전소 대용량 해수 수직펌프에서 바다속에 잠겨 있는 양수관의 고유진동수가 해수 수위에 따라 펌프 운전주파수를 통과하면서 진동이 크게 증감, 펌프의 안정성을 해치고 있어 바다속에 잠겨있는 구조물을 해석, Added mass 효과를 규명하면서 양수관의 동특성을 개선하여 진동을 크게 저감시킨 사례를 소개하고자 한다.

2. 대형 수직펌프의 진동 특성

2.1 해수 공급 계통

발전소는 공업용수를 순수처리한 후 보일러에서

* 정회원 한전 전력연구원

** 정회원 연세대학교

고온, 고압증기로 가열한 후 터빈에서 에너지를 얻고, 열교환을 거쳐 냉각후, 다시 보일러에서 가열하여 고온 고압증기로 만드는 Closed Loop 방식을 사용하는 발전방식이다. 저압터빈에서 에너지를 생성한 후 증기는 다시 응축수로 전환하여 재 사용하게 되는데 이때 증기를 냉각시키기 위해서 대량의 바다물을 냉각 수로 사용하며 이 바다물을 공급하여주기 위해 대형수직펌프가 사용된다.

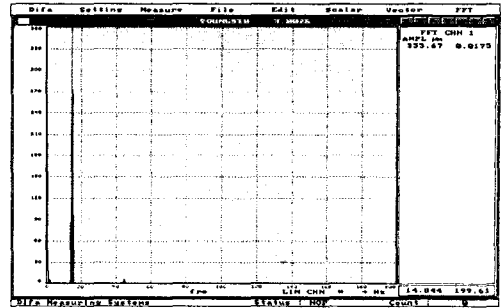
2.2 초기 펌프 에서 발생된 문제점
 건설후 1년동안의 시운전 기간동안 해수 수위에 따라 펌프 상부 전동기 진동이 80 μ mp에서 710 μ mp 까지 크게 변하면서 펌프 베어링을 손상시키는 등 펌프의 안전 운전을 크게 저해하고 있었으나 펌프 축진동은 상부 전동기의 과대 진동 때문에 측정렬이 잘못되기는 하였으나 과대한 진동은 없었음. 특히 설치한 4대의 펌프에 모두다 같은 현상이 발생하여 근본적으로 구조적인 문제가 있는 것으로 판단되었음.

2.3 초기 펌프 상부 전동기에서 발생된 진동 특성
 수직펌프에서 발생하는 진동 특성을 분석하기 아래 <표1> 과 같은 진동측정장비를

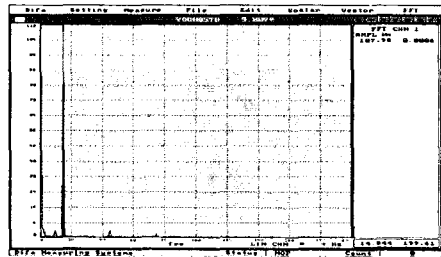
장비명	명칭	용도
B & K 2515	FFT Analyzer	주파수 분석
B & K 4381	Accelerometer	진동 가속도 측정
B & K 2635	Charge Amplifier	가속도 신호를 증폭함
PCB	Impact Hammer	고유진동수 측정
ADRE	Bently	회전체 진동 측정

<표1> 진동측정장비 사용하여 전동기 상부에서의 펌프 방향별 진동, 펌프 축의 방향별 진동 및 펌프의 방향별 고유진동수를 측정하였다. 진동 측정결과 펌프 전동기 상부 진동은 펌프 회전주파수인 14.8Hz 가 주성

분이었고, 진동 크기는 아래 <표2>, <그림1,2>와 같 이



<그림1> 펌프전동기 상부 토출직각진동



<그림2> 펌프전동기 상부 토출방향 진동

해수 수위에 따라 변하여 펌프 토출직각 방향에서 최대 710 μ mp에서 최소 80 μ mp까지, 펌프 토출방향에서는 최대 215 μ mp에서 최소 56 μ mp까지 변화였다. 수직펌프 회전수가 888rpm 이므로 펌프에서 발생하는 진동 성분인 14.8Hz는 펌프 회전수 임을 알수 확인할수 있었다.

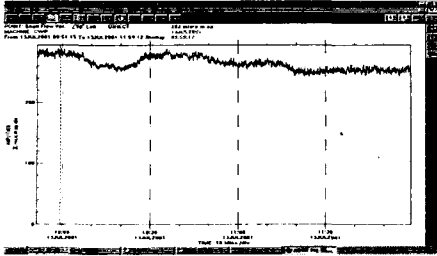
	토출방향	토출직각방향
	14.8Hz	14.8Hz
최고	215 μ mp	710 μ mp
최저	56 μ mp	80 μ mp

<표2>진동 특성

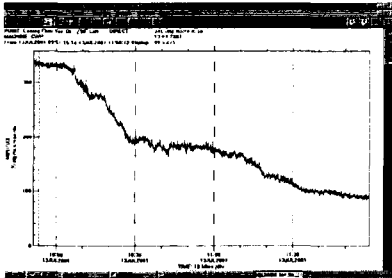
2.4 펌프 축진동

펌프에서 발생된 진동이 해수 수위에 따라 크게 변하여 펌프 축진동을 측정하였다.

해수계통은 하부 Impeller부위에 조개류 같은 것이 많이 있고, 베어링등에 문제가 발생하기 때문에 펌프 축진동을 측정하였다. 펌프 상부 전동기의 진동 변화에 따라 측정을 한 결과 <그림3,4>와 같이



<그림3> 펌프축 토출방향진동



<그림4> 펌프축 토출직각방향 진동 최고 292μm에서 최저 235μm까지 변화 되었으며 상세결과는 아래 <표3> 과 같다.

구분		토출방향		토출직각 방향	
		14.84Hz	29.7Hz	14.84Hz	29.7Hz
전동기 상부	최대	215	-	711	-
	최소	56	-	80	-
축(Shaft)	최대	263	87	292	101
	최소	230	88	235	98

<표3> 펌프 축진동

축에서 발생하는 진동은 회전주파수인 14.8Hz가 주성분이지만 측정될 어긋남에 의한 2차 성분이 상당히 크게 발생하고 있음을 알수 있으나 축진동 변화가 펌프 전동기 상부 진동변화 만큼 크지 않음을

알수 있다.

2.5 펌프와 연결된 배관계 진동

펌프와 연결된 배관계에서 진동을 측정한 결과 펌프회전에 의해 발생하는 14.84Hz 성분의 진동이 주진동이며 펌프 토출구에 연결된 부위에서는 30μmpp, 배관계 중간부에서는 98μmpp 발생되고 있었음.

3. 고유진동수 측정

진동이 해수 수위에 따라 변하지만 진동 특성으로 보아 공진 요인이 있어 펌프전동기를 비롯한 배관계까지 펌프를 구성하는 모든 요소에 대하여 고유진동수를 측정하였으며, 특히 진동이 해수 수위에 따라 변하는 관계로 해수 수위를 고려하였다.

3.1 펌프 전동기 상부 고유진동수

상부 전동기에 센서를 부착하고 Impact 시험을 한 결과 펌프 고유진동수는 토출방향에서는 해수 수위에 관계없이 9.375와 26.5Hz 성분이 나타났고, 토출직각방향에서는 아래 <표4>에서 알수 있듯이 해수 수위에 따라 다르지만 11.3, 12.89 ~ 13.67 및 13.28~16.1Hz 까지 복잡하면서도 다양한 성분들이 보였다.

구분	고유진동수(Hz)			해수 수위
	1차	2차	3차	
토출직각	9.375	26.5		진동 최고 수위
	9.375	26.5		만수위
	9.375	26.75		저수위
토출직각 방향	11.328	13.281	14.84	진동 최고 수위
	11.328	12.89	13.28	만수위
	11.328	13.672	16.1	저수위

<표4> 해수 수위별 펌프상부 고유진동수

3.2 전원 Box 의 고유진동수

펌프상부 전동기 측면에 부착되어 있는 전원 Box 의 고유진동수는 아래 <표5>와 같이 토출

방향에서는 13.47Hz, 토출직각방향에서는 13.08 Hz 였으며 해수 수위에 따라 변화량이 미소하였다.

구분	토출방향	토출직각방향
고유진동수	13.47Hz	13.08Hz

<표5> 전원 Box 고유진동수

3.3 공기통로 BOX 고유진동수

펌프 토출직각방향에는 진동기를 냉각시켜주기 위한 Fan 의 공기통로 Box가 설치되어 있는데, 공기통로 BOX 의 고유진동수는 아래 <표 6>과 같이 토출방향에서 26.75Hz 였고, 해수 수위 변화에 에 따라 변화량은 미소하였다.

구분	토출방향
고유진동수	26.75Hz

<표6> 공기통로 BOX 고유진동수

3.4 배관계의 고유진동수

펌프와 연결된 부위의 토출 배관계 고유진동수는 24.6Hz, 배관 중간부에서의 고유진동수는 1차가 13.28Hz이고 2차가 33.98Hz 였다.

3.5 펌프 축(Shaft) 고유진동수

펌프축의 고유진동수는 펌프와 진동기가 연결되는 부위에서 측정하였으며 측정된 결과 50 Hz 였다.

4. 펌프 동특성해석 결과

4.1 공기중 해석결과

유한요소상용코드인 PATRAN을 사용하여 모델링을 수행하였으며 모델생성시 펌프 상부 진동기는 집중질량(Lumped mass)을 사용하여 펌프와 결합하였다. 생성된 모델을 가지고 NASTRAN을 이용, 구조해석을 수행하였으며 결과는 4.1Hz, 4.58Hz, 10.83Hz, 13.58Hz, 32.025

Hz 로서 확인되었으며, 아래 <표7>에서 알 수 있듯이 3, 4차 모드는 현장의 실측치와 상당히 근접함을 알 수 있다.

차수	실측치	해석치	오차율(%)
1차	-	4.1	-
2차	-	4.58	-
3차	9.375	10.7	15
4차	11.328	13.587	19.9
5차	-	32.025	-

<표7> 고유진동수 해석결과 해석결과에 대한 Mode 분석결과 1차, 2차는 하부 양수관의 토출직각 및 토출방향의 Bending Mode, 3차, 4차는 각각 펌프 상부의 토출방향 및 토출직각방향의 Bending Mode 였고, 해석결과 가운데 5차는 펌프 하부 양수관의 토출직각방향 Bending Mode 였다.

4.2 물속에서의 해석결과

물속에 잠겨 있는 펌프 하부 컬럼의 동특성해석을 위해 먼저 해석 방법을 선정하였다. 펌프 컬럼이 물 깊이가 얼마 안 되고, 폭이 좁은, 즉 물 Acoustic이 펌프 구조물에 영향을 미치는 경우에는

Acoustic을 고려한 해석을 하여야 하나, 만약 무한대의 물속에 펌프 구조물이 잠겨 있는 경우에는 Added Mass 만 고려하여 계산하면 된다. 그러나 여기서는 무한대의 물도 아니고, 얇고, 좁은 물도 아니므로 해석이 복잡하지만 Acoustic 을 고려한 해석을 하였다. 해석은 FEM 과 BEM을 연계한 ELASTO-ACOSTIC COUPLING 으로 하였다. 그러나 BEM은 해석하는데 시간이 많이 소요되므로 모

델을 단순화 하여 가능한 Element 수를 줄이기로 하였다. 1차로 공기중에서 구조 해석 자료 가운데 상부 펌프 케이싱은 제거하고 하부 컬럼만을 새로운 모델로 만들어 해석하였다. 해석 결과 펌프 하부 컬럼의 고유진동수는 해수 수위에 따라 최고 22.1Hz에서 최저 17.3Hz 까지 약 4.8Hz가 변하며 고유진동수 감소 정도는 해수 수위에 따라 38%에서 50% 까지 감소하는 것으로 나타났으며, 아래 <표8>에 상세한 결과를 제시하였다. 구조해석에서 이론적 해석 결과가 실제 결과치와 20% 오차가 있으므로 오차를 고려하여 보면 펌프 하부 컬럼 고유진동수는 해수 수위에 따라 만수위에서는 12.81Hz, 저 수위에서는 17.42Hz가 됨을 알수 있다으며 해석결과는 실측치와 상당히 근접함을 알수 있다.

고유진동수	공기 상태	물 속에	감소량
만 수위	34.6	17.3	50%
저 수위	34.6	22.1	38%
중간 수위	34.6	18.68	46%

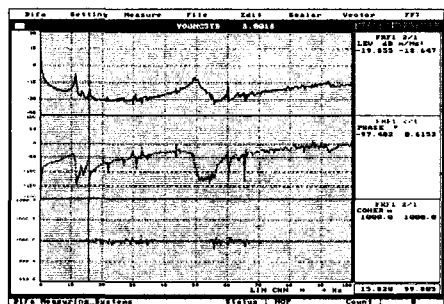
<표8> 해수수위에 따른 고유진동수

5. 이상 진동 발생 매커니즘 규명

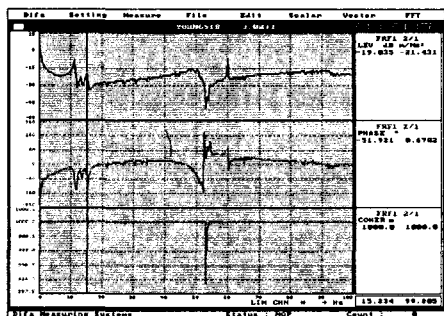
대부분의 수직펌프 진동문제는 90%가 공진 문제인데, 주로 펌프 전동기 회전주파수와 펌프 케이싱 고유진동수가 근접, 공진에 의해 진동이 상승되거나 펌프회전시 유체유동에 의해 발생하는 진동주파수와 펌프케이싱의 고유진동수가 근접, 공진을 유발하게 되는데 여기서는 펌프 고유진동수는 펌프방향별로 각각 9.375Hz 와 11.3Hz 이므로 펌프 상부와는 전혀 문제가 없다. 뿐만 아니라 전동기에 부착되어 있는 전원통, 공기통

및 배관계 고유진동수 또한 펌프 회전주파수와는 상당히 거리가 있었다.

그러나 앞의 <표8>의 해석결과와 앞의 구조해석결과에서 알수 있듯이 펌프 하부 양수관의 토출직각방향 Bending Mode가 만수위에서는 12.8 Hz, 저수위에서는 17.42Hz로 규명되었으며 앞의 <표3>과 <그림5,6>에서 알수 있듯이 해수 수위가 올라가면서 고유진동수가 점점 증가 되어감을 알수 있다. 즉 펌프 하부 양수관의 토출직각방향 Bending Mode가 저수위에서는 13.28Hz 이고 해수 수위에 따라 점점 증가하여 공진점인 14.8Hz를 통과하면서 진동을 710 μ mp 까지 증가시키고, 만수위에서는 16.1Hz로 다시 공진영역을 벗어나 진동이 감소됨을 알수 있다.



<그림5> 컬럼 고유진동수(15.82Hz)



<그림6> 컬럼 고유진동수(15.234Hz)

6. 펌프의 동특성 개선

6.1 양수관 컬럼 개선(Rib 보강)

원칙적으로 불가능 하다 Rib 크기를 무한

정 크게 할수 있으면 가능하나 펌프 정비등 여건을 고려하면 불가능 하다.

6.2 양수관 컬럼 개선(Seismic Bar보강)

펌프 하부 컬럼부 중간부에 Seismic Bar를 설치 할 경우 펌프 하부 컬럼 고유진동수는 상승되어 공진을 피할수 있으나 정비시의 여러 문제점을 고려할 때 부적합 함.

6.3 펌프 하부 컬럼 개선(길이 짧게)

컬럼 길이 축소에 따른 펌프 용량에 문제가 제기될수 있으나 여유가 있으므로 하부 컬럼 길이를 줄이면 강성이 증가 되어 공진 영역에서 벗어날 수 있으므로 가장 현실적인 대안이어서 하부 양수관 길이를 900cm 제거하여 저수위시 고유진동수가 15.4Hz에 오도록 하였다. 길이를 더욱더 줄이면 더욱더 강성이 증가될수 있으나 최저 수위 때문에 더 이상의 컬럼 길이 축소는 불가능 하였다.

6.4 펌프 상부 케이싱 개선

상부 케이싱은 설계 및 제작이 양호하게 된 것이며 여기서 상부 케이싱을 보강하면 결과적으로 상부 케이싱 고유진동수만(물론 하부 컬럼도 약간은 상승됨) 증가 됨으로 채택 안함.

6.5 동흡진기 설치

단기적인 대책은 될수 있으나 새롭게 설계, 제작된 제품에 설치 하는 것은 부적합 함.

7. 결론

이상에서 얻어진 결과를 가지고 요약한 결과는 아래와 같다.

(1) 물속에 잠겨있는 대형수직펌프의 하부 양수관의 고유진동수는 펌프 상부 전동기의 진동 특성에 영향을 미칠수 있다.

(2) 펌프 상부 케이싱 및 전동기의 형상이 펌프

하부 양수관의 동특성에 미치는 영향은 적다.

(3)구조물의 형상에 따라 다르지만 구조물이 물속에 잠길 경우에는 고유진동수가 Added Mass 효과에 의해 38 %에서 50 % 까지 감소함을 알 수 있다.

참고문헌

(1) 홍진선, 1999, “수직펌프의 진동해석”,한국소음진동공학회지, 제9권, 제5호 PP 928 ~935

(2)Albjanic' R., Marjanovic M., Ignjatovic B., Boskovic V., Avdic E.,Modal Analysis in the Dynamic Identification of Vital Hydrounit Component, XV IAHR Symposium, Belgrade, 1990

(3)Albjanic' R., Kalajdzic M., Examples of practical Application of Modal Analysis and Structural Modification, 15th International Semina on Modal Analysis and Structural Dynamics, Leuven 1990