

대형 입형펌프 운전 중 공진현상의 진동 저감을 위한 스티프너 설계 및 성능 검증

Design of Stiffeners for Reducing Resonant Vibration of Large Vertical Pumps and Its Performance Verification

류길수*. 봉석근*. 한승우*. 노철우**. 이동민**.
이정우*. 박준홍†

Kil-su Ryu, Suk-keun Bong, Seung-woo Han, Cheol-woo Roh, Dong-min Lee,
Jung-woo Lee and Junhong Park

(Received October 5, 2012 ; Revised December 4, 2012 ; Accepted December 4, 2012)

Key Words : Vertical Pump(입형펌프), Resonance(공진), FRF(주파수응답함수)

ABSTRACT

This case study presents a practical method to reduce resonant vibration of large vertical pumps. The pumps are driven at 400 rpm rated speed by induction motor. The vibration was not significantly large when operated at this rated speed. Large vibration was occurred when the pump was operated below the rated speed for flow control. Due to the large vibration resonance, variable speed operation of the pump was not possible for several months at worst cases. To find an efficient vibration control method, the flexural responses of pumps for both normal and transient operations were measured. The measured modal characteristics were compared with those of finite element analysis. When the pump was operated at a specific rpm, the natural mode whose resonance frequency is twice the rotating angular speed induced the large vibration. The retrofit utilizing stiffeners to reduce this resonant vibration were performed. Effects of designed stiffeners on reducing vibration were validated through tests after actual installation.

1. 서 론

원자력 및 화력발전소에서는 증기터빈을 이용하여 발전기를 구동시켜 전력을 생산하는데, 저압터빈을 거쳐 일을 마치고 회수된 증기는 응축시켜 다시

사이클에 이용된다. 이렇게 증기를 다시 물로 만들기 위해 많은 유량의 냉각수를 필요로 하게 되고, 이외에도 추가로 냉각을 필요로 하는 곳에 냉각수를 공급해야만 한다. 여기에 많은 유량의 해수가 사용되며, 순환수펌프(circulation water pump)라 불리는 대용량의 수직형 전동기와 펌프들이 이 목적으로

† Corresponding Author ; Member, Dept of Mechanical Engineering, Hanyang University

E-mail : parkj@hanyang.ac.kr

Tel : +82-2-2220-0424, Fax : +82-2-2298-4634

* Member, KEPSCO KPS Technical Solution Center

** KEPSCO KPS Technical Solution Center

A part of this paper was presented and selected as one of best papers at the KSNVE 2012 Annual Spring Conference

‡ Recommended by Editor Don Chool Lee

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

설치되어 운전되고 있고, 원자력 발전소의 경우 보다 많은 개소에 냉각이 필요하여 설치대수가 많아진다. 그리고, 출력에 따른 유량제어가 필요하지만, 이 펌프의 출구측 밸브 특성 상 유량제어가 어려워 이를 용이하게 하고 구동 전력비를 절감하기 위해 최근 몇몇 발전소에서부터 전동기 운전속도를 조절할 수 있는 인버터를 설치하여 운전하고 있다. 또, 우리나라 서해안의 경우 조수간만의 차이가 심해 이 연구대상 발전소에서는 순환수펌프의 전 단계에 또 다른 수직형 펌프(sea water lift pump)를 설치함으로써 순환수 펌프는 수로형식의 대형 저수조를 흡입측으로 하여 일정 수두를 확보하고 있다.

이들 대형수직 전동기-펌프 중 정격속도에서 운전되던 어떤 순환수펌프가 유량조절을 위해 속도조절용 인버터가 설치된 이후 변속 운전을 하면서 예상치 못한 공진이 발생한 현상⁽¹⁾에 대하여 이 논문은 이러한 진동현상을 분석하고 실험 및 해석적인 방법으로 접근하여 상대적 저비용으로 공진회피 설계를 실시한 연구사례이다.

2. 실험과 진동데이터분석

2.1 실험개요

(1) 실험 설비사양

이 수직형 펌프는 20000 m³/Hr의 유량을 송출하는 축길이가 6299 mm, 직경 1315 mm인 1단 사류형 임펠러로 구성되어 있고, 전동기는 수직형으로 높이가 2935 mm, 1676 HP의 3상 유도형이며, 최초 설치 시 정격속도 395 rpm으로만 운전되었다. 이후 유량조절을 용이하게 하기 위해 전원 공급장치에 인버터를 설치하여 220~395 rpm 내에서 변속 가능하도록 변경되었다. 진동문제발생으로 인한 연구대상은 두 대이며, 치수와 재질 및 역할 등은 동일하지만, 차이점은 단지 A기기의 전동기 상부는 사람이 접근할 수 있도록 철골 계단구조물이 접해져 있는 상태이며, B기기는 도면 이외 어떠한 구조물도 접해져 있지 않는다. Fig. 1에서와 같이 이 설비 구조물의 절반정도가 기초대 아래에 설치되어 있고, 전동기와 펌프 컬럼 연결부에는 펌프 토출방향('X'방향)으로 양측에 기존의 스티프너가 설치되어 있다. 과거 정격속도에서의 공진문제로 인해 설치해 놓은 것으로 추정된다.

(2) 현장 시험의 종류

이 설비를 기동 및 정지와 변속운전을 실시하면서 과도상태 진동응답 시험을 실시하고, 정상속도

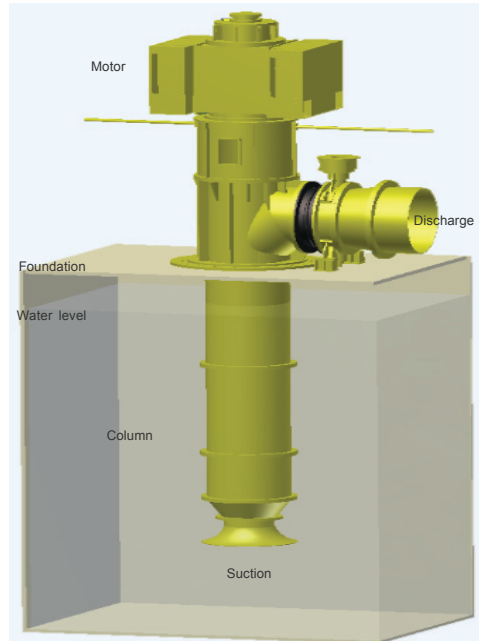


Fig. 1 An outline drawing of motor and pump structure

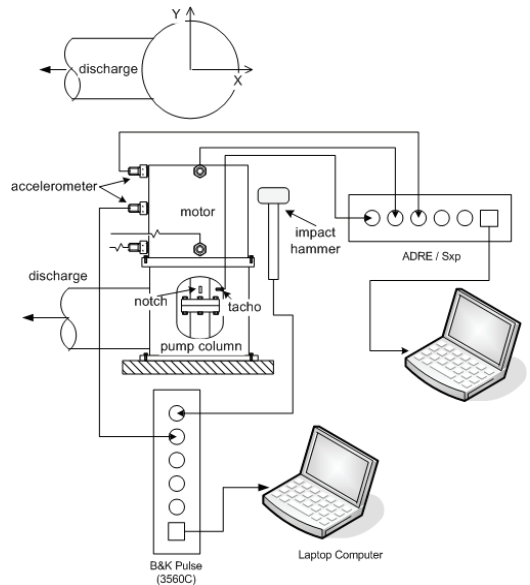


Fig. 2 An outline motor-pump and skeleton diagram of tests

운전 중 ODS(operational deflection shape)를 실시하였다. 그리고, 정지 상태에서 충격 가진hammer를 이용하여 공진시험을 실시하였으며, 설비에 대한 시험의 개략도는 Fig. 2와 같다.

(3) 시험장비와 방법

과도상태 진동을 측정·분석하기 위해 다채널 신호수집장비(ADRE/Sxp)를 사용하여 전동기 상·하부 측 케이싱에 설치한 가속도 센서로 변속운전 및 정격속도 운전 중 진동을 측정하고, 펌프 측면의 노치를 이용한 진동 절대위상 측정 상시감시용 센서 중간단자에 연결하여 회전수도 동시에 측정하였다. 또, 실험적 모드해석 소프트웨어(ME'scope)를 이용하여 전동기 전체와 펌프 구조물 일부를 134노드로 나누어 설비에 직접 표시하고, ODS와 모드해석을 위해 미리 정한 순서로 가속도 센서와 장비를 이용하여 측정 및 분석하였다. 또한, 정지 중 충격가진 시험을 위해 측정장비(pulse)와 12lb 가진hammer를 활용하여 동일한 순서로 FRF(frequency response function)시험을 하였고, 측정된 FRF 데이터는 실험적 모드해석을 실시하여 고유진동수와 모드를 파악하였다^(2,3). 이러한 측정과 실험적 해석은 구조변경 전/후에도 동일하게 실시하였다.

2.2 진동측정 및 모드시험

(1) 운전 중 진동분석

Table 1은 연구대상 설비를 의도적인 변속운전(220~400 rpm)을 실시하면서 전동기 상부 케이싱에서 과도상태의 진동응답 중 최대값이며, bode 선도인 Fig. 3은 변속과정 중 특정 회전수영역(320~340 rpm)에서 높은 진동이 발생되는 것을 알 수 있다.

Fig. 4는 320~340 rpm에서 운전 중일 때 전동기 상부 케이싱에 서로 직각으로 설치된 두 가속도센서로부터 측정된 진동궤적 orbit plot이다. 방향은 전동기 상부에서 펌프 측으로 보았을 경우이며, 토출배관

Table 1 Measured vibration value at motor case in rms value

Machine	Velocity (mm/s)	Displacement (μm)	Rotating speed (rpm)
A	7.0	311	340
B	17.0	671	320

방향('X'방향)으로 축 1회전 당 한번 및 두 번의 진동사이클(2X rpm)이 발생됨을 알 수 있다.

또한, Fig. 5는 이때의 시간과형(time waveform)으로 'X'방향에서는 회전수의 1차 성분(1X rpm)과 2차 성분(2X rpm)이, 'Y'방향은 1차 성분이 지배적임을 알 수 있었다. 파형내 점(spot)은 위상측정 트리거 신호이며, 1회전 당 1번의 점(spot)이 그려진다⁽⁴⁾.

운전 중 진동형태를 알아보기 위해 이미 정해놓은 134개소에서 가속도센서를 사용하여 ODS 측정을 실시한 결과 Fig. 6과 같이 펌프토출 배관 방향인 'X'방향으로 진동이 상대적으로 높고, 전동기 상부로 갈수록 높은 진동이 발생하는 것을 알 수 있다.

(2) 충격 가진시험을 통한 실험적 모드시험

전동기 정지상태에서 가진hammer와 다채널 분석장비를 이용하여 각 134개소에서 진동을 측정하고, 모드

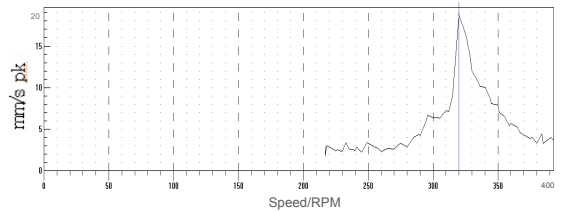


Fig. 3 Dependence of vibration amplitude(Y) of motor top casing on rotating speed(X) before stiffener installation

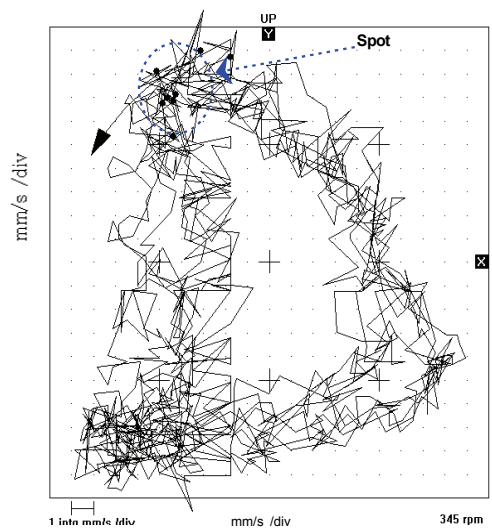


Fig. 4 Vibration orbit of motor top casing

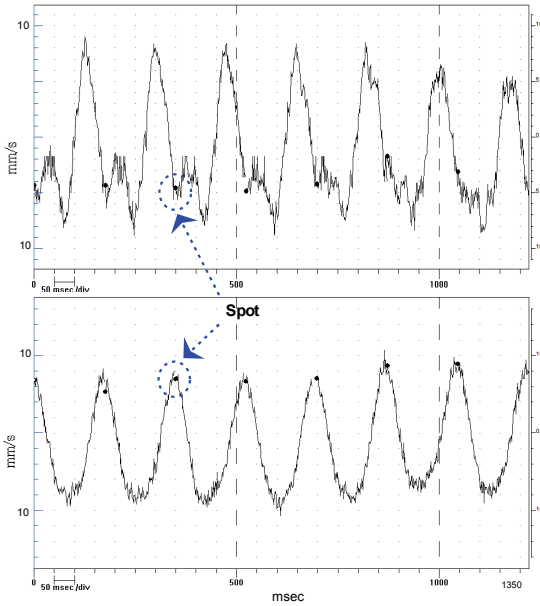


Fig. 5 Transient vibration amplitude variation of motor top casing in ‘X’(top) and ‘Y’(bottom) direction

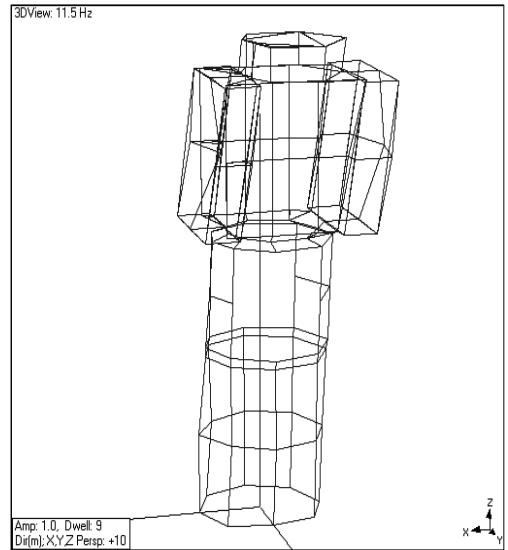


Fig. 7 Mode shape at first natural frequency

으로 운전될 때 회전속도의 2배(10.7~11.4 Hz) 근처에 해당하는 진동수이기도 하다.

3. 유한요소 해석

3.1 유한요소법에 의한 해석개요

이 연구 대상설비의 유한요소법을 통해 전산실험 모드해석을 하기 위하여 3차원 모델링은 구조변경설계를 감안하여 단순화시키지 않고, 기기의 모든 설치 부품을 도면과 실제 치수를 측정하여 183973 노드와 94094메쉬로 모델링하고, ANSYS(ver.12)로 결과해석을 하였다. 연구대상 설비의 재료특성이 전동기 구조물은 STS316L로 밀도 7980 kg/m^3 , 영계수 193 GPa이고, 펌프축 구조물인 컬럼은 SS400으로 밀도는 전동기와 동일하고, 영계수는 200 GPa이다. 또, 내부 회전체는 전동기 상부에 있는 트러스트 베어링에 정하중으로 작용하고, 펌프운전 중에 작용되는 임펠러로부터 출구배관까지의 물의 무게와 임펠러 전/후 차압 역시 트러스트 베어링에 하중으로 작용한다. 운전 중 물속에 잠기는 펌프축 임펠러와 축에는 부력이 작용하여 트러스트 하중이 적어지므로 이들을 적절히 고려하여 상부에 lumped mass 조건으로 설정하였다. 그리고, 펌프축 컬럼은 바닥에 설치되어 있어 자유도를 구속조건으로, 펌프토출배관은 유연한 연결이음(flexible flange

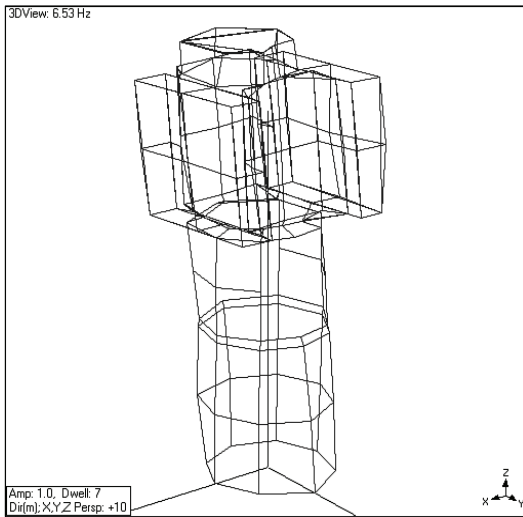


Fig. 6 ODS of motor and pump column

해석 상용툴을 사용하여 고유진동수와 모드형태를 분석하면, 1차 및 2차 모드의 고유진동수가 A는 9.8(‘Y’방향), 12.2 Hz(‘X’), B는 9.7(‘Y’), 11.8 Hz(‘X’)이다. 상대적으로 큰 진폭을 가진 ‘X’방향의 고유진동 모드는 Fig. 7과 같으며, ODS결과와 유사하다. 또한, 이러한 고유진동수는 토출배관 방향의 320~340 rpm

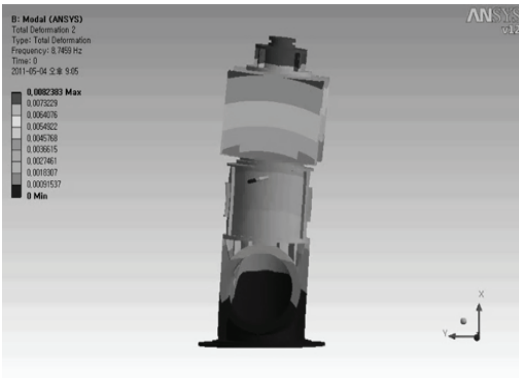


Fig. 8 Mode shape in Y direction(8.74 Hz)

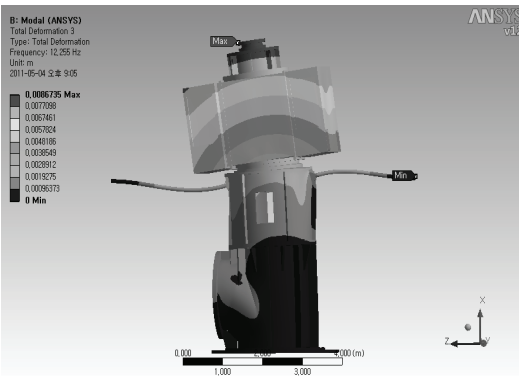


Fig. 9 Mode shape in X direction(12.25 Hz)

joint)장치이어서 모든 자유도를 유지하는 조건으로 해석을 실시하였다. 또한 이러한 수직형 펌프는 흡입측 유체(해수) 레벨에 따라 고유진동수가 변화되지만, 이 경우 흡입수두가 일정하므로 고려대상에서 제외하였다⁽⁵⁾.

3.2 유한요소법을 이용한 모드해석 결과

Figs. 8, 9와 같이 해석결과의 1차, 2차 고유진동수는 8.74(‘Y’방향)/12.25 Hz(‘X’방향)이고, 설비를 실험적으로 구한 고유진동수 결과와 유사하며, 고유진동 모드역시 실험값과 매우 유사하다.

4. 분석 및 구조변경 설계

4.1 결과분석

(1) 실험과 해석 결과값의 비교
실험과 해석적 방법을 적용한 결과 중 가장 기여

Table 2 Comparison of measured natural frequency to prediction

	Measured (Hz)	Predicted (Hz)	Maximum error (%)
‘X’-direction	11.8~12.2 Hz	12.25 Hz	3.8 %

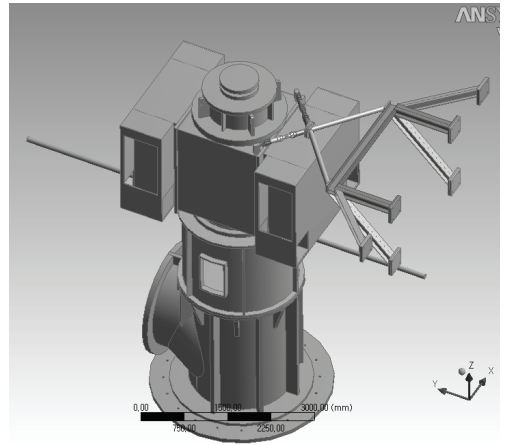


Fig. 10 Modified machine using stiffeners

도가 크고 현장설비에서 문제가 되고 있는 고유진동수를 비교하면 Table 2와 같다.

(2) 고진동 발생원인

이 설비의 변속운전 중 320~340 rpm에서 회전수의 두배에 해당되는 2X rpm(12 Hz근처) 진동성분과 고유진동수가 일치하는 공진에 의한 것이다^(6,7).

4.2 구조변경 설계

(1) 고유진동수의 변경

변속운전 영역에서 공진을 회피하기 위해 현재의 조건에서 가장 효과적인 방법은 스티프너를 이용하여 고유진동수를 상향 조정시키는 것이며⁽³⁾, 이에 따른 구조변경이 요구된다. 그러나, 통상적인 강성보강은 한 방향으로만 강성보강을 고려하면 되지만, 이 설비는 토출배관 방향(‘X’)과 그 직각방향(‘Y’) 모두가 2X rpm 진동성분의 공진영역에 노출되어 두 방향 모두 고려해야만 한다.

(2) 설치조건

스티프너가 설치 될 조건이 ‘X’방향은 후면에 콘크리트 벽면이 있어 구조보강 설계가 비교적 용이하

지만, ‘Y’방향은 지지할 벽면이 없어 곤란하다. 따라서 스티프너 두개를 교차형태로 설계하여 고유진동수를 조정하고, 이 구조물이 인접기에 영향을 주지 않고, 튼튼한 벽면의 효과를 가지도록 Fig. 10과 같이 지지위치를 보구조물로 돌출시켜 설치하여야만 하였다.

(3) 설계변경 모델의 고유진동수 특성

유한요소 모델을 이용하여 Fig. 10과 같이 110° 사이각도를 가지는 교차형태(cross type) 스티프너를 부착한 후 해석한 결과는 Figs. 11, 12처럼 1차 고유진동수가 ‘Y’방향 12.52 Hz, 2차는 ‘X’방향으로 16.33 Hz의 값을 얻었다. 결과 중 ‘Y’방향은 변속구간 중 2X rpm 범위 이내에 고유진동수가 존재하지만 이 방향은 Fig. 4와 5에서와 같이 2X rpm성분의 가진력이 거의 없어 이 형태가 적정한 설계모델로 결정되었다.

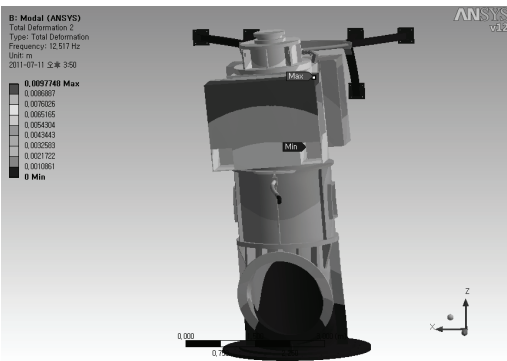


Fig. 11 Mode shape of first mode(12.52 Hz in Y-direction)

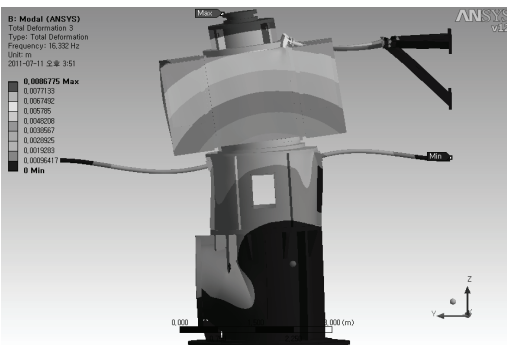


Fig. 12 Mode shape of second mode(16.33 Hz in X-direction)

4.3 현장 설치와 실증시험

(1) 현장설치

설계한 스티프너는 Fig. 13과 같이 콘크리트 벽면을 이용하여 빔 구조물로 고정시키고, 이 구조물을 교차형태의 스티프너로 전동기 몸체와 연결시켜 향후 정비측면에서 전동기와 펌프의 분해점검을 할 경우 분리가 가능하도록 제작되었다.



Fig. 13 Picture taken for the actual machine modified with stiffeners

(2) 고유진동수 실증시험

설계변경 전에서와 마찬가지로 동일한 위치에서

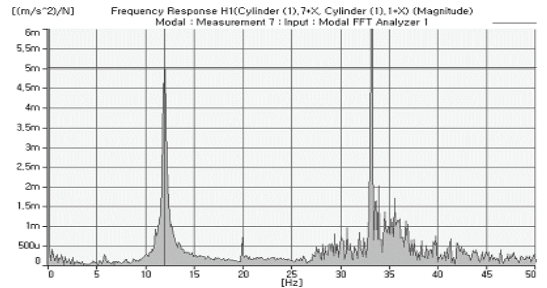


Fig. 14 FRF for velocity response before stiffener installation

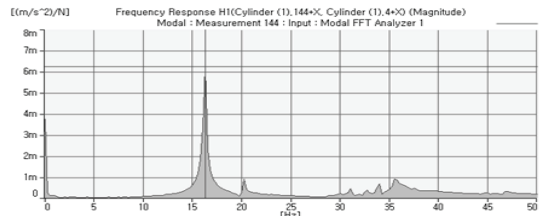


Fig. 15 FRF for velocity response after stiffener installation

충격 가진시험을 통해서 FRF(frequency response function)를 측정하고, 실험적 모드해석을 한 결과 ‘A’는 12.5/15.5 Hz(‘Y/X’), ‘B’는 13.0/16.2 Hz(‘Y/X’)로 변경되었음이 확인되었다. Figs. 14, 15는 충격가진 햄머를 이용한 설계변경 전/후의 FRF 실험 데이터로 변경된 진동수를 보여준다. Table 3은 개선 전/후 전동기 케이싱 최대 진동값과 펌프 토출배관방향(‘X’방향)의 고유진동수를 비교한 것이다.

(3) 운전시험

Fig. 16은 변속운전(220~400 rpm) 운전 중 전동기

Table 3 Variation of measured vibration characteristics before and after the installation of stiffeners

Machine	Before		After	
	Vibration amplitude (mm/s)	Frequency (Hz)	Vibration amplitude (mm/s)	Frequency (Hz)
A	7.0	12.2	2.5	15.5
B	17.0	11.8	3.5	16.2

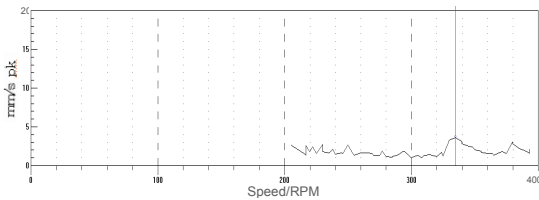


Fig. 16 Dependence of vibration amplitude(Y) of motor top casing on rotating speed(X) after stiffener installation

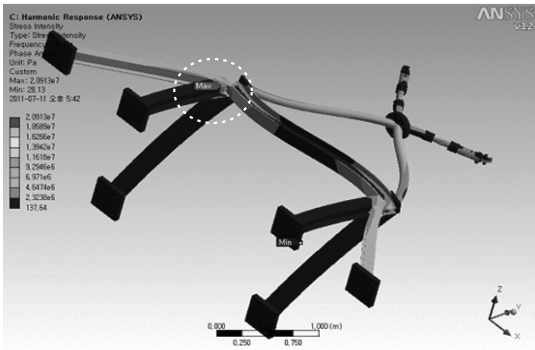


Fig. 17 Stress analysis for the model after stiffener installation

케이싱에 진동값이 최고인 위치에서 측정한 bode plot⁽⁴⁾으로 전 구간에서 3.5 mm/s 미만의 진동이 발생하는 양호한 상태임을 알 수 있다.

(4) 스티프너 구조물의 피로에 대한 안정성 평가
설치된 스티프너에 대해 전산실험모델을 이용하여 응력해석을 실시하고, Fig. 17과 같이 최대응력이 발생하는 부위와 그 주변에 스티프너 설치 후 직접 진동을 측정한 결과 최대진동값은 50 μm이었다. 이것의 4배인 200 μm 변위를 적용하여 발생된 최대 응력은 20.9 MPa이며, 피로수명을 평가하기 위해 스티프너와 유사재질인 탄소, 저합금, 고장력강에 사용되는 S-N curve를 준용하면, 무한수명인 106 cycle에 해당하는 응력이 86.2 MPa로⁽⁸⁾ 예측되는 최대응력의 24.2%에 불과해 설치구조물인 스티프너는 안전하다고 평가되었다.

5. 결 론

이 연구는 대형수직 전동기-펌프의 변속운전 중 공진으로 진동이 높게 발생하여 정상적인 변속운전을 실시하지 못하는 설비를 대상으로 실험적인 방법과 해석적인 방법을 적절하게 조화시켜 문제를 해결한 연구사례로 다음과 같은 내용을 알 수 있다.

- 수직회전설비를 대상으로 FRF 시험과 과도상태에서의 진동분석으로 시스템의 고유진동수 분석이 가능하다.
- 실제 실험값을 근거로 하여 유한요소 해석 모델을 통해 고유진동수 변경모델을 설계함으로써 설치에러를 최소화할 수 있다.
- 이 회전설비는 설계를 변경할 경우 회전수의 1차 조화성분(1X rpm)뿐만 아니라, 현장 설치조건이 어렵더라도 최소 2차 조화성분(2X rpm)까지는 공진 회피를 고려하여야 한다.

참 고 문 헌

(1) Ryu, K. S., Roh, C. W. and Han, S. W., 2011, Maintenance Engineering Report, KEPCO KPS.
 (2) Ewins, D. J., 1984, Modal Testing: Theory and Practice, Research Studies Press, pp. 87~152.
 (3) Lee, J. M., 1998, Theory and Application of

Modal Analysis, Seoul National University, pp. 6-1~6-13.

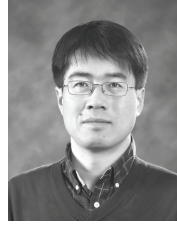
(4) Donald, E. Bently with Charles T. Hatch, Edited by Bob Grissom, 2002, Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics, Bently Pressurized Bearing Press, pp. 209~272.

(5) Song, A. H., Song, J. D., Kim, H. S. and Jung, G. C., 2012, A Case Study on Vibration of Vertical Pumps According to Changing Water, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 274~278.

(6) Choi, W. H., Yang, B. S., Joo, H. J., Son, H. S. and Noh, C. W., 1994, Vibration Problems of Large Vertical Pumps, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 148~153.

(7) Choi, W. H. and Yang, B. S., 1994, Reed Resonance Problem of Large Vertical Pumps, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 4, No. 4, pp. 425~433.

(8) ASME, 1992, Design Fatigue Curves for Carbon, Low Alloy and High Tensile Steels for Metal, Section III Division I Appendix, pp. 5~6.



Junhong Park is a professor in the department of mechanical engineering at Hanyang University. He received his Ph.D from the Department of Mechanical Engineering at Purdue University in 2002.



Kilsu Ryu received a B.S. degree in department of mechanical engineering from Gyeongsang National University in 1992. He is working as a M.S. candidate in the Department of Mechanical Engineering in Hanyang University, Seoul, Korea and he is a senior engineer at Technical Solution Center in KEPCO KPS Co.