

개구부가 있는 대형 수직펌프 셸구조물의 진동특성 연구

°이 현*, 김연환*, 이규석*, 박수미*, 이영신*

(A Study on Vibration Characteristics of Cylindrical Shells Structure for a Large Vertical Pump with Cutouts)

(Hyun Lee, Yearn-Hwan Kim, Kyou-Seok Lee, Soo-Mi, Park, Young-Sin, Lee)

1. 서 론

대형 수직펌프는 설치면적이 적고 대용량 저수위용이라는 특징으로 발전설비 각종 펌프에 이용되고 있다. 그러나 길쭉한 펌프 본체 상부의 한곳에 대형 중량물인 전동기가 위치하기 때문에 일반적으로 구조물의 고유진동수가 낮으며, 불평형 등 외력이 작용하면 쉽게 진동이 일어나는 경향이 있다. 또한 펌프 임펠러의 부식 및 마모, 베어링 간극확대 연결부위의 볼트 조임상태 이완등에 의한 기계적원인과 수격작용, 유체흐름 불안정등에 의한 수력학적 원인이 복합적 작용하여 진동현상으로 나타나기 때문에 그 원인을 규명하는데 상당한 어려움이 뒤 따른다.

수직 펌프 형상은 비교적 단순하나 설치 기초의 강성이나 수위의 영향에 의해 고유진동수가 변하며, 또한 펌프 본체 형상에 따라 진동방향도 변하므로 진동거동은 복잡해 진다.

어떤 경우에는 공진을 피하기 위해 전동기 지지대를 보강하여 효과를 보는 경우가 있으나, 다른 경우에는 같은 대책에도 효과가 없는 경우도 있다. 사용자 측면에서는 과도한 진동이 발생하면 부하감발 또는 발전정지를 해야 하므로 전력계통 운영에 지장을 줄 뿐 아니라 유지 및 정비하는데 상당한 비용이 들게된다. 따라서 진동 문제를 방지하기 위해 펌프 진동거동에 영향을 주는 인자를 해석하여 정량적으로 예측할 필요가 있다.

본 연구에서는 수직펌프 구조물의 동적특성을 규명하기 위해 역학적 해석과 유한요소법의 상용코드인 ANSYS를 이용하여 수치해석한 결과를 현장실험을 통한 분석 결과와 비교 검토하였다. 구조물 진동의 해석은 현재 가동

중인 화력발전소의 수직 순환수 펌프(해수 순환수 펌프)를 대상으로 하였으며 고유진동수의 예측 및 실제 측정을 하였다. 수직순환수 펌프의 고유진동수 측정은 정지된 상태에서 충격가진 방법 및 전기자석식 가진기를 이용 실시되었으며 임시로 별도 설치된 펌프구조물의 지지봉에 대한 진동 영향평가도 하였다.

2. 등가강성 해석

2.1 해석 모델

Fig. 1과 같은 수직펌프의 구조물 진동특성은 횡방향 강성에 좌우될 것으로 판단되며, 이 구조물의 강성은 모터의 축과 연결된 펌프축의 강성에 비하여 상대적으로 매우 강하기 때문에 구조물만을 단순화시켜 횡방향 강성을 평가하기 위해 Fig. 2와 같이 해석적 모델을 설정하였다.

2.2 해석 결과

펌프 구조물의 치수변경에 대한 영향평가를 위해 재료 역학적인 방법을 이용하여 구조물의 강성, 고유진동수, 진동 진폭 등을 계산하였다.

2.2.1 등가 강성

펌프 구조물은 Fig.3과 같은 2단 원통기둥으로 가정하였으며 수치적분에 의한 변형 및 등가강성을 계산하는 프로그램을 이용하여 바다 직경 $D1=2000\text{mm}$, 상부 직경 $D3=1200\text{mm}$ 이고 높이가 $H=5000\text{mm}$ 인 보강재 없는 원통의 두께 변화에 따른 등가 강성을 계산하였다. 등가강성은 임의의 힘 F 를 주고(여기서는 100kg중) 변형 δ 를 구한후 $K=F/\delta$ 관계에서 계산한 것이다.

Fig. 4에 보이는 바와 같이 기존의 원통구조물 두께가 12mm 였다고 하면 등가강성이 약 $1.31 \times 10^4 \text{ Kgf/mm}$ 인데

* 한전 기술 연구원
** 충남대학교 교수

두께가 27mm로 교체되는 경우의 등가강성이 약 $2.98 \times 10^4 \text{kgf/mm}$ 로 기존구조의 약 2배가 되는 것을 알 수 있다.

Fig. 5는 바닥직경 2000mm, 상부직경 1200mm이고, 높이와 원통의 두께가 각각 5000mm와 12mm인 원통구조물의 바깥 방향에 90° 간격으로 위에서 부터 아래로 보강재를 설치할때 등가강성을 계산한 것이다. 그림에서 W=100mm, 200mm, 300mm는 보강재의 폭을 나타낸다.

이 결과는 넓은 보강판일수록 두께 증가에 따른 등가강성의 상승효과가 큰것을 보여주고 있다. 앞에서 계산한 바와같이 보강판이 없는 경우의 강성인 $1.31 \times 10^4 \text{Kgf/mm}$ 를 기준을 할때 2배의 강성을 얻기 위해서는 두께 38mm, 폭 300mm 정도의 보강판을 90° 간격으로 설치해야 한다는 것을 알 수 있다.

2. 2. 2 수치예

다음은 발전소 순환수 펌프의 원통 구조물 모형을 대상으로 등가 강성을 계산해 보고, 이로부터 고유 진동수를 예측하고자 한다. 계산에 사용된 데이터는

D1 (바닥 직경)=1,500mm

D2 (중간부위 직경)=1,500mm

D3 (상부 직경)=1,500mm

T1 (하부구조물 두께)=27mm

T2 (상부구조물 두께)=12mm

H1 (하부구조물 높이)=2,100mm

H2 (상부구조물 높이)=1,740mm

F (외부 하중)=1,000Kgf

이며, 이때 횡방향 정적변형 $\delta = 27 \mu\text{m}$, 등가강성은 35,650 Kgf/mm였다. 이들 등가치로 부터 고유진동수를 계산해 보면

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \text{ 로 부터 } f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{35650 \times 9800}{30500}}$$

이므로 고유진동수 f는 17Hz로 계산된다.

3. 유한요소 해석

3. 1 유한요소모델

본 연구에서 대상으로 하였던 펌프 구조물을 유한요소

해석하기 위해 단순화한 기하학적 형상은 Fig. 6에 보이고 있다.

연구대상 구조물은 곡면과 평면으로 이루어져 있으며 토출구의 연결부는 원통과 원통이 만나는 꼴로 되어 있다. 또한 펌프 하부 지지구조물의 원주길이(1500mm) 대 두께(27mm)의 비가 약 50이므로 얇은 쉘요소로 모델링하였다.

모터의 무게는 집중질량으로 환산하여 모터의 무게중심 위치에 작용토록 하였다. 펌프 및 모터에 대한 주요 제원은 다음과 같다.

탄성계수 = 210GN/m² 프와송비 = 0.3

밀도 = 7,850kg/m³ 모터의 총질량 = 14,800kg

ANSYS 코드를 이용하여 모델링하는데는 사각형 요소를 사용하였으며 구조물 전체 특성을 잘 반영하고 계산시간을 줄이기 위해 점검창문(개구부), 리브, 토출 곡관의 부착위치에 따라 요소를 재분할하여 연결성 및 선형성을 확보하였다.

이와 같이 모델링한 펌프 시스템의 유한 요소 모델은

총 요소의 갯수 = 2091

총 절점의 갯수 = 2173

총 자유도수 = 12546 이다.

3. 2 경계조건

모터의 질량중심에 집중질량을 작용시키기 위하여 그 점과 모터의 플랜지를 강체의 트러스요소로 가정하였으며 모터 지지대와 지하 칼럼(양수관) 사이 기초 부위의 강성에 따라 고유진동수 변화량이 상당히 달라지므로 Fig. 7과 같이 기초강성 경계조건을 설정하여 기초 지지강성을 증가시켜 보면서 고유진동수를 계산한 결과를 Fig. 8에 나타내었다.

3. 3 유한요소 해석결과

범용 유한요소 해석 프로그램인 ANSYS에 의해 고유진동수 및 모우드를 해석한 결과의 유효성을 검증하기 위하여 실험치와 비교하였다. 그 결과는 Table 1에서 보이고 있다.

펌프 구조물의 진동모우드 중 가장 중요시 여기는 1차

및 2차는 Fig. 9와 같으며 1차 진동 모우드는 창문 (개구부) 및 토출곡관으로 인해 강성이 저하되는 방향으로 변형이 발생하며, 2차 모우드를 1차 모우드 수직방향으로의 진동이며 창문 주위의 인장 또는 압축강성이 고유치에 큰 영향을 끼치는 것으로 생각된다.

4. 실험

실험대상인 발전소의 수직 해수 순환수펌프 1호기와 2호기에 대한 진동측정이 실시되었다. 측정대상 펌프는 혼합유체(Mixed flow) 펌프형식으로 용량은 시간당 23,100 m³, 양정 7.5m, 회전수 321rpm이며 용량은 700kw급이다.

4.1 고유진동수 측정

정지된 펌프구조물에 충분한 가진을 발생시키는 방법으로 길이 1m, 직경 20cm인 원통형 각목을 이용하여 모터의 바닥면인 플랜지 부분에 충격을 가하는 방식과 Fig. 1과 같이 전자식(Electromagnetic) 가진기를 설치한 후 주파수 값을 변화시키면서 펌프의 고유진동수를 확인하는 실험을 하였다. 저주파 대역을 측정할 수 있는 가속도 센서를 모터 플랜지 두 곳에 설치하여 구조물의 방향성을 조사하기 위해 토출구 및 그 직각방향으로 가진하여 측정하였다.

가진기를 이용한 고유 진동수 실험은 충격가진보다 가진기 설치등 준비작업에 시간 및 자금이 소요되는 단점이 있으나 가진주파수를 선택할 수 있고 신호대 잡음비를 향상시킬 수 있는 등의 장점도 가지고 있다.

신호발생기를 통해 가진기를 구동시키는 Swept Sine과는 100Hz까지 증가하는 동안 주변의 압소음 효과(back-ground noise)를 배제하기 위하여 수 차례의 반복 평균 시험(Averaging)이 실시하여 센서에서 측정된 진동 신호의 전달합수 특성은 Fig. 10에 보이고 있다. 그림에서 (a)는 충격을 가한 토출구 방향의 진동 파워 스펙트럼을 보여주고 있다. 첫번째 공진점은 8.75Hz에 나타나며 39.5, 42.4Hz 등에서도 높은 차수의 공진점이 나타난다. 여기서 5.3Hz는 인접 수직 펌프의 운전으로 인해 발생하는

압소음으로 판단된다.

한편, 그림 (b)의 토출구 직각방향인 창문방향에서는 (a)와 동일한 8.75Hz 성분이 나타남과 함께 10.12Hz에서 주된 공진점이 나타난다.

이와 같이 인접하고 있는 두개의 공진점의 원인은 모터의 지지대가 축대칭(Axi-symmetry)이 아니기 때문이다. 즉, 모터를 받쳐주고 있는 원통의 창문이 토출구에 직각방향으로 설치되어 있어 토출구 방향의 강성이 토출구 직각방향의 강성보다 작기 때문이다.

5. 결과 및 고찰

5.1 고유진동수 실험결과

현장실험으로 고유진동수를 측정한 결과 진동에 가장 중요한 첫번째 진동모우드는 모터밑에 있는 모터지지대 및 기초 지지강성에 의해 결정되는 것으로 판단되었으며 1차 및 2차 고유진동수가 각각 8.75Hz와 10.12Hz에 있는 것으로 밝혀졌다.

5.2 지지봉의 영향

펌프구조물의 강성을 높여 펌프의 진동저감을 위해 모터 플랜지 원주방향과 기초사이에 5개의 지지봉을 설치한 후 고유진동수를 측정하였다. 측정결과 수직펌프의 고유진동수를 정리하면 Table 2와 같다. 모터 지지봉은 길이 3,650mm, 외경 62mm, 내경 25mm를 가진 강철봉으로서 펌프 구조물의 진동저감을 위해 사용되는 보강재이다. 이와 같은 지지봉을 사용하면 모터를 받쳐주는 구조물의 강성을 보강시켜 고유진동수의 증가가 예상된다.

Fig. 11은 5개의 지지봉 설치 전후에 측정된 수직펌프의 파워스펙트럼을 보여 주고 있다. 펌프 구조물의 고유진동수는 9.75Hz와 10.5Hz로 분석되었다. 따라서 유체토출방향으로는 기존의 8.75Hz에서 9.75Hz로 1Hz가, 유체토출과 직각방향으로는 10.12Hz에서 10.5Hz로 증가하고 있음을 알 수 있다.

이와 같은 고유진동수의 변화는 Table 3에 비교되어 있다. 지지봉을 이용하면 토출구 방향으로 진동하는 첫번

재 모우드에 영향을 주어 1Hz만큼 증가함을 알 수 있다. 원통구조물의 창문에서 발생하는 국소적인 전단변형을 지지봉이 방지해 주기 때문이다.

Fig. 12는 펌프구조물에서 진동 측정위치별 실제 계속한 진동치 및 진동모우드를 보이고 있는데 모터상부가 처짐이 가장 많고 땅(Ground level)에 가까울수록 작아진다. 또한 지지봉 설치 전과 후를 비교해 보면 설치후가 훨씬 진동이 감소됨을 알 수 있다.

6. 결 론

본 연구를 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

가. 펌프의 구조물 특성을 파악하기 위한 재료역학적 접근 방법은 리브보강, 두께 변경등에 따른 등가강성의 계산 예측이 가능하며 고유진동수 변화하는 경향도 예측할 수 있었다.

나. FEM에 의한 고유진동수 정확도는 기초강성에 따라 결정된다.

다. 원통구조물의 창문방향이 전단변형하여 펌프의 최저차 진동모우드에 직접 영향을 주는 것으로 밝혀졌으며 또한 유한요소법을 통한 수치해석에도 같은 경향의 1차 및 2차 모우드가 예측되었다.

라. 펌프구조물 지지봉 설치로 인하여 펌프지지 강성을 증가시켜 진동저감 효과가 크나, 지지상태가 불안하여 임시적인 대책에 불과함을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

1. S.Toda and K.Komatsu, 1977, "Vibration of Circular Cylindrical Shells with Cutouts", Journal of Sound and Vibration, Vol.52, No.3, pp.497-510
2. Mahabalaraja,D.E.Boyd and R.C.Brugh, 1977, "Vibration of Stiffened Cylinders with Cutouts", Journal of Sound and Vibration, Vol.52, No.1,pp.65-78
3. 이영신,허남일, 1993, "개구부가 있는 보강적층 원통 쉘의 좌굴 및 진동해석", 한국항공우주학회, 추계학술대회 논문초록집, pp.437-440

4. N.Ganesan and K.R.Sivadas,1990, "Vibration Analysis of Orthotropic Shell with Variable Thickness", Computers and Structures, Vol.35,No.3, pp. 239-248

5. V.Ramamurti and J.Pattabiraman, 1977, "Dynamic Behaviour of a Cylindrical Shell with a Cutout", Journal of Sound and Vibration, Vol.52, No.2, pp.193-200

Table 1. Natural frequency of pump shell by ANSYS analysis code

Mode 1	Mode 2	Mode 3	Mode 4	Mode 5
8.75	10.9	21.8	22.1	53.9

Table 2. Comparison of natural frequencies between experimental and numerical analysis at direction to discharge (Unit : Hz)

Natural frequency	Experiment (without supporters)	Analysis (ANSYS)
1st	8.75	8.75
2nd	10.12	10.9

Table 3. Experimental results of natural frequencies between with and without supporters at direction to discharge (Unit: Hz)

Natural frequency	Direction of Vibration	Without Support	With Support	Increased Rate(%)
1st	Discharge	8.75	9.75	11.4
2nd	Window	10.12	10.5	3.8

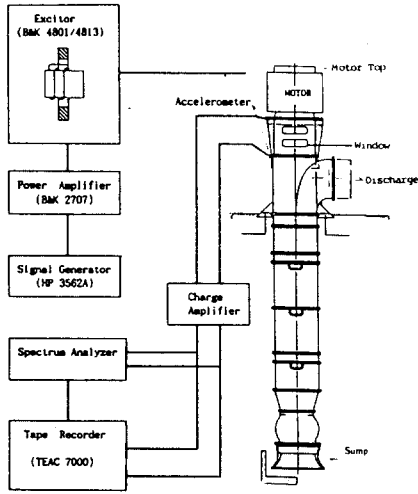


Fig.1 Flow diagram of natural frequency measurement system

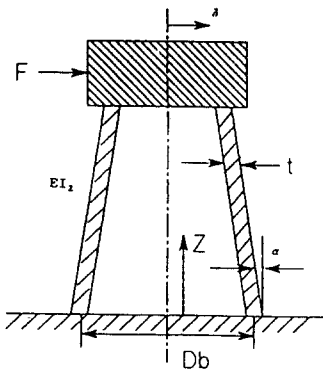


Fig.2 Section diagram of vertical pump model

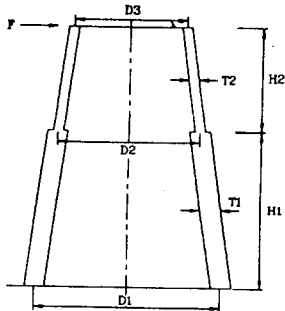


Fig.3 2-stage analytical model

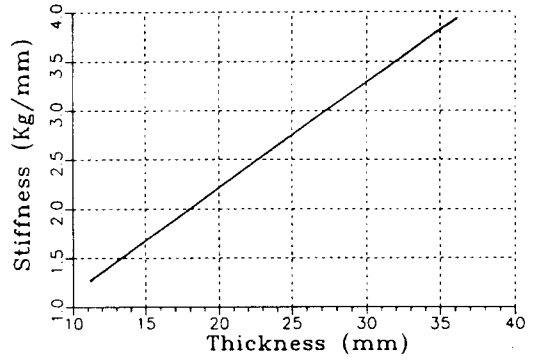


Fig.4 The change of equivalent stiffness of pump shell without ribs

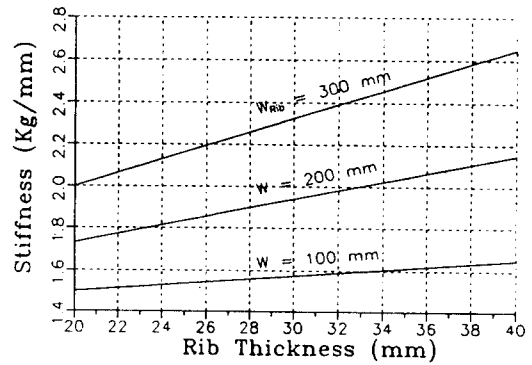


Fig.5 The change of equivalent stiffness of pump shell with increased ribs thickness

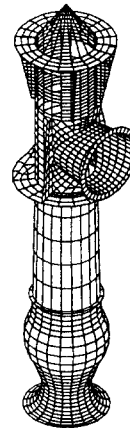


Fig.6 Finite element model

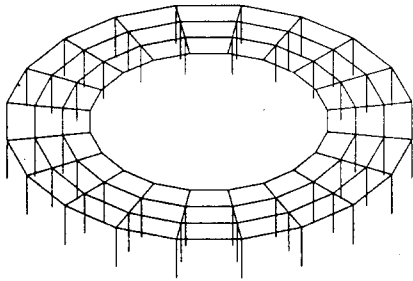


Fig.7 Boundary condition of base flange

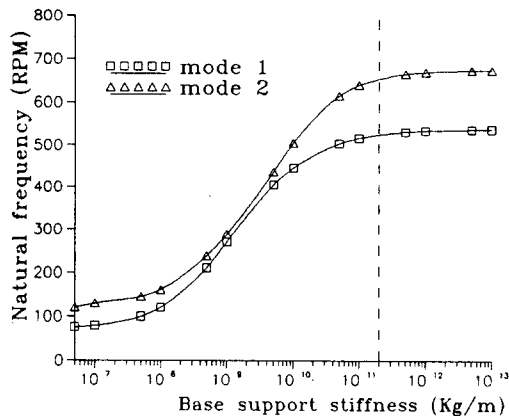


Fig.8 Natural frequency change by increase of base support stiffness

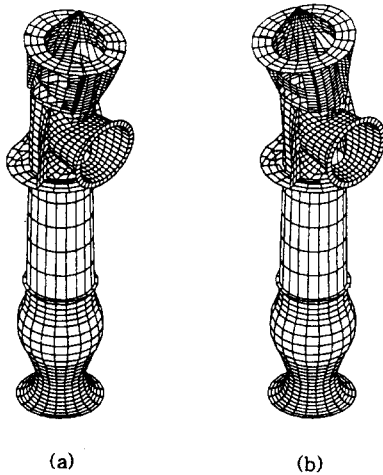


Fig.9 Vibration Mode shape by ANSYS
(a) First mode shape (b) Second mode shape

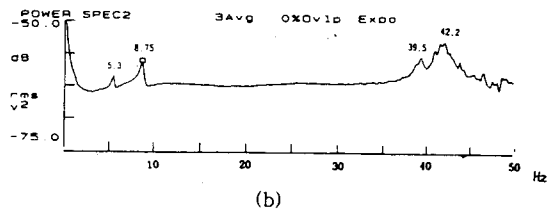
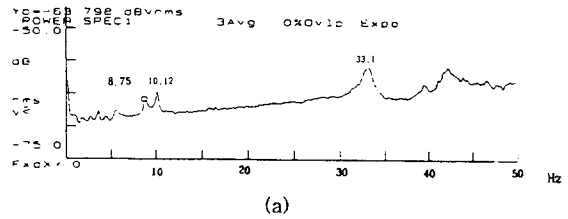


Fig.10 Experimental results of natural frequency
(a) Discharge(flow) direction
(b) Perpendicular to discharge direction

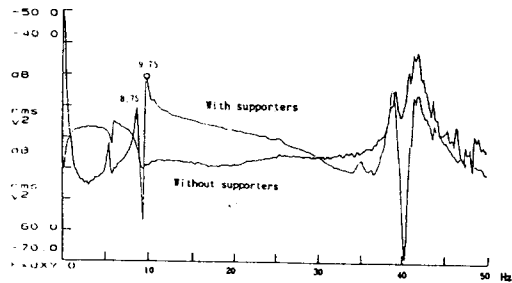


Fig.11 Differences of experimental natural frequencies between before and after installing supporters at pump

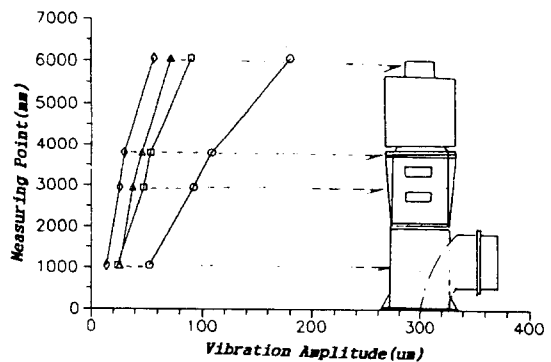


Fig.12 Vibration amplitude results at various location of pump shell structure