

산업용 원심펌프의 공진문제와 정확한 진동측정법

최원호

양보석

(효성중공업 기술연구소)

(부경대학교 기계공학과)

1. 머리말

유체기계는 터빈, 수차, 펌프, 송풍기 그리고 압축기등 그 형식과 용도에 따라 매우 다양하다. 이 같은 유체기계는 설비의 가동적인 측면에서 매우 중요한 기계(critical machine)인 경우가 대부분이기 때문에 플랜트의 정상적인 가동을 위해 신뢰성과 안정성이 필요하나 유체기계의 특성상 진동 문제가 빈번하게 발생하게 된다. 특히 유체기계 중 가장 많이 사용되면서 진동문제를 가장 많이 발생하는 유체기계 중의 하나가 원심펌프이다. 이는 펌프의 설치 조건이 열악한 경우가 많고 비교적 유연하게 설치된 배관의 진동 및 응력의 영향을 직접 받기 쉽기 때문이며, 특히 수직펌프는 공진문제가 발생하기 쉬운 구조를 갖고 있기 때문이다. 또 펌프가 설치되는 현장마다 배관설계 구조 또 펌프의 설치 조건이 제각기 다르기 때문에 진동문제가 없었던 펌프가 다른 현장에서는 공진에 의한 진동 문제를 일으키는 경우가 많다. 특히 수직펌프는 운전주파수가 펌프·전동기시스템 및 양수관의 고유진동수와 근접된 경우가 많아 공진문제가 매우 빈번하게 발생한다^[1]. 또 펌프는 요구사양(유량·양정)에 따라 펌프의 운전회전수 범위가 매우 다양하다. 저속일 경우는 약 300RPM 이하에서도 운전하며, 고속운전 펌프의 경우는 3600RPM을 넘는 펌프가 있다. 따라서 진동 측정법도 이에 맞게 이루어져야 한다. 따라서 본 연구에서는 펌프에서 자주 공진이 발생하는 파트와 그 대책법에 관해 논하고 펌프 특성에 맞는 올바른 진동 측정인자의 선택법과 평가방법에 관해 기술한다.

2. 펌프의 주요 공진 요소

펌프에서의 공진문제는 가진주파수가 펌프의 축계, 지지프레임, 기초, 흡·토출측에 연결된 배관 등의 고유진동수와 일치할 때 발생하게 된다. 회전기계의 진동에서 축계의 위험속도가 매우 중요한 설계포인트 중 하나로 취급되어지고 있으나 펌프의 경우는 축계가 액질 속에서 운전됨에 따라 일부 고속 고압 펌프에서의 유체 불안정진동 문제를 제외하고는 매우 큰 유체 감쇠력이 작용하여 다른 유체기계보다도 축계의 불명형 공진문제는 의외로

큰 문제가 되지 않고 있다^[2]. 펌프에서 공진문제로 심각한 진동을 발생시키는 경우는 흡·토출측의 배관이 짧은 배관으로 이어지는 경우에 배관이 공진하여 펌프와 구동기의 축 정렬 불량 상태를 만들어 매우 큰 진동을 야기시키는 경우와 수직펌프에서 기초의 상부에 설치되는 전동기대(motor stool)와 전동기시스템의 공진 그리고 기초 이하에 설치되어 펌핑 액질 속에 잠기게 되는 양수관의 공진이다. 이들은 구조적으로 외팔보 형태를 하고 있기 때문에 공진시의 진동이 매우 크게 된다.

Fig. 1은 가진주파수의 변화에 따라 공진점을 통과할 때의 진동특성을 나타낸 곡선이다. 횡축은 가진주파수 f 와 고유진동수 f_n 의 비를 나타내며, 종축은 증폭계수를 나타낸다. 이 증폭계수는 정적 처짐(X_{ST})에 대한 가진주파수(X_0)에서의 동적 처짐의 비를 나타내는 진폭비이다. 가진주파수가 고유

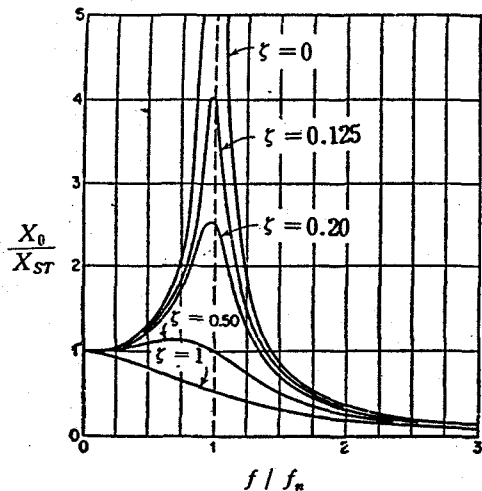


Fig. 1 Resonant amplification curve

$$\begin{aligned} \frac{X_0}{X_{ST}} &= \frac{1}{\sqrt{[1 - (\frac{f}{f_n})^2]^2 + [2\zeta \frac{f}{f_n}]^2}} \\ &= \frac{1}{2\zeta} \end{aligned} \quad (1)$$

진동수와 가까워질 때 즉 주파수비가 1에 접근할 때 진동진폭은 매우 크게 되나 식 1에서 알 수 있듯이 공진에서의 진동진폭은 감쇠의 크기에 의해 정해진다. 펌프의 재료로 많이 사용되는 주철이나 강의 감쇠비는 보통 0.05 이하이다. 이 감쇠비를 식 1에 대입하면 공진에서 진동 증폭계수가 50배가 된다. 따라서 이같은 진동은 기계의 파손을 곧 유발시키게 된다.

3. 수직펌프의 전동기대와 전동기 시스템의 공진

수직펌프 설치시 기초 상부에 설치되는 펌프의 전동기대와 전동기시스템은 공진문제가 가장 많이 발생하는 부분이다. 이 시스템은 외팔보 형태의 전동기대 위에 무거운 전동기가 설치되어 있기 때문에 무게중심이 매우 높아 고유진동수가 낮다^[2]. 그리고 수직펌프의 특성상 펌프의 운전 주파수도 저속임에 따라 전동기 축계의 불평형 가진력에 의해 공진문제가 빈번하게 발생하며, 가진력이 외팔보의 자유단 끝에서 발생하기 때문에 전동기가 벨런상 상태가 좋고 설치상태가 만족한다 하더라도 공진시 진동의 크기는 매우 높아진다. 이때 전동기에 부하가 걸리지 않은 전동기 단독운전 상태에서도 높은 진동이 나타나기 때문에 운전자는 흔히 전동기 자체의 문제로 판정하곤 한다.

3.1 입형전동기의 리드진동수

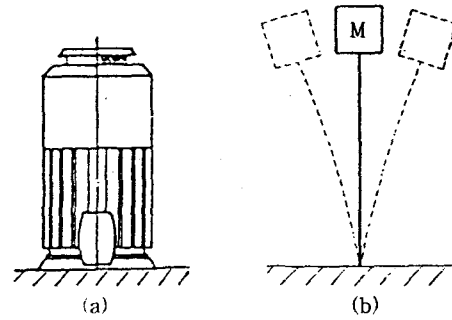
Fig. 2와 같이 튼튼한 기초에 고정된 수직전동기에 정적변형을 가하였다가 놓을 경우 전동기가 1자유도계로 진동하는 진동수를 수직전동기의 리드진동수(reed frequency)라 하며, 전동기 축계의 불평형 가진주파수가 리드진동수에 가까워 질 경우 이를 진동기의 리드 공진이라 한다. 이것은 회전축계의 고유진동수인 위험 속도와 다르다. 전동기의 리드 진동수는 프레임, 브래킷, 로터, 스테이트 및 기초의 조합된 특성으로 부품의 질량, 치수, 강성 및 전동기 무게중심의 함수이다. 입형전동기를 단순히 집중질량을 갖는 외팔보로 가정하면 전동기의 리드 고유진동수는 다음과 같다.

$$F_r = 0.159\sqrt{(Kg/M)} \text{ (Hz)} \quad (2)$$

여기서 K : 전동기의 등가스프링 상수 (N/m)

g : 중력가속도 (m/sec²)

M : 전동기 중량 (N)



(a) Vertical motor with rigid support
(b) Reed vibration mode

Fig.2 Reed mode representation of vertical motor

3.2 수직펌프의 전동기대와 전동기시스템의 공진

실제 전동기가 펌프의 전동기대 위에 설치될 때 전동기의 정적처짐량은 더욱 커져 전동기의 리드진동수는 낮아지게 된다. 전동기대는 펌프의 설계조건과 현장의 설치조건에 따라 매우 다양하기 때문에 전동기의 리드진동수의 변화율은 일정한 법칙이 없으나 전동기대의 강성, 기초의 강성의 영향을 크게 받게 된다. 따라서 펌프의 전동기대와 전동기 시스템의 리드진동수는 변화된 무게중심의 높이, 중량, 전동기대 및 기초상성의 함수이며 또 플랜지면의 볼트 체결 강도도 영향을 미친다. 만약 전동기의 리드진동수가 회전주파수 보다 낮다면, 펌프의 전동기대와 전동기시스템은 리드 공진문제가 발생하지 않는다. 그러나 기동정지시 리드 공진점을 통과해야 함에 따라 이때 주의를 요한다. 만약 전동기의 리드진동수가 회전주파수 보다 높을 경우 펌프의 전동기대와 기초 강성의 영향으로 인해 리드진동수는 낮아져 펌프가 전동기대와 전동기 시스템의 리드 공진이 발생할 가능성이 있게 된다. 이때 전동기대는 강성을 충분히 높게 설계하든지 강성을 낮추어 운전점이 공진점의 오른쪽에 오도록 설계해야 한다. 전동기대의 강성을 낮출 때에는 펌프 전동기의 조건만 고려하여 설계할 경우 현장 설치 후 운전시 불안정해질 경우가 많으므로 현장 및 운전조건을 충분히 평가 한 후 실시해야 한다.

대개 수직펌프는 Fig. 3의 (a)와 같이 전동기가 펌프의 토출 곡관 바로 밑에 오는 경우와 (b)와 같이 별도의 전동기대를 설치하여 그 위에 전동기를 설치하는 형태가 있다. (a)의 경우는 토출배관이 연결되어 배관의 강성에 의해 이 방향의 강성이 높아진다. (b)는 토출배관이 지나갈 수 있도록 전동기대에 구멍이 만들어져 있기 때문에 토출방향의

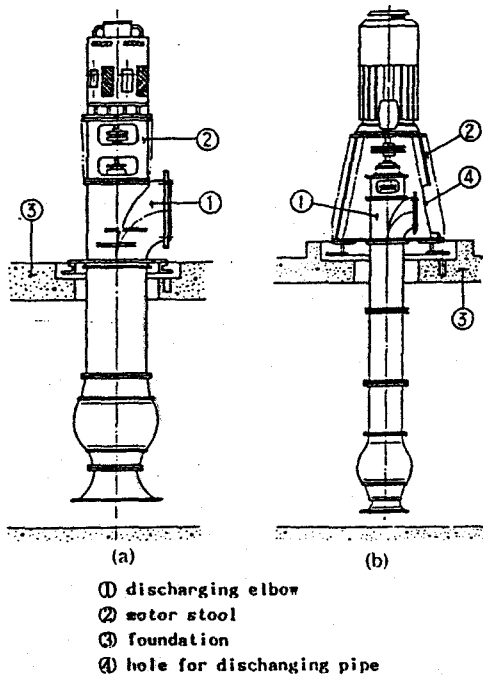


Fig. 3 Motor stool of vertical pump

강성이 낮아지게 된다. 이 같은 구조적인 특성 때문에 펌프의 전동기대와 전동기 시스템은 방향에 따라 각각 다른 리드진동수를 갖는다. Fig. 4은 대형 수직펌프에서 토출방향과 그의 직각방향으로 전동기 무부하 상태에서 측정한 보드선도이다. 방향에 따라 리드진동수가 약 900cpm의 차이가 남을 알수가 있다. 이는 리드공진점 회피를 위한 설계를 매우 어렵게 한다. 따라서 펌프와 전동기를 조립할 때 이를 충분히 고려하여 설계하여야 한다. 펌프의 전동기대와 전동기시스템의 공진 문제는 일

차적으로 펌프 제작사의 책임이며, 설계단계에서 전동기 제작사로부터 전동기의 리드진동수에 관한 데이터를 제공받아 시스템해석이 이루어져야 한다.

Fig. 5는 리드 공진문제가 발생한 수직펌프에서 공진을 회피하기 위하여 전동기대의 강성보강을 위한 작업을 하였을때의 범용구조해석 프로그램인 P3-FEA를 사용하여 리드진동수의 변화를 해석한 결과이다. Fig. (a)은 기초의 강성을 평가하여 고려한 경우이고 (b)는 기초의 지지 조건이 변위가 전혀 없는 완전 고정 조건으로 보고 해석한 경우이다. 실제 기초의 지지강성을 고려하여 해석한 결과에서 리드진동수의 이동이 쉽지 않다는 것을 보여 준다. 따라서 설계 단계에서 통상의 고유진동수 $\pm 20\%$ 회피기준에다 방향에 따른 고유진동수의 차이와 기초의 강성을 감안한 리드공진 회피를 위한 설계가 충분히 검토되어야 한다. 만약 설치 후 리드공진 현상이 발생할 때는 전동기대만의 강성 변경으로 공진을 회피하는 것은 거의 불가능하다. Fig. 6에서 알 수 있듯이 가장 효과적인 리드진동수의 변경법은 지지대를 사용하는 것이다. 이때 지지대의 설치 방법은 가능한 외팔보에 직각방향으로 설치되어야 강성증가의 효과가 커다는 것을 알 수 있다.

4. 펌프의 흡·토출배관에 의한 공진

펌프모터에서 발생하는 가진주파수에 의해 배관 공진이 발생할 경우 펌프에 심각한 손상을 초래할 수 있다. 펌프에 연결된 배관 그 자체만은 펌프에 비해 가벼워 배관의 진동이 펌프에 큰 힘을 가하지 않을 것 같이 보이나 배관 내에 차있는 액질의 부가질량 효과를 감안하면 펌프가 받는 힘은 매우 높

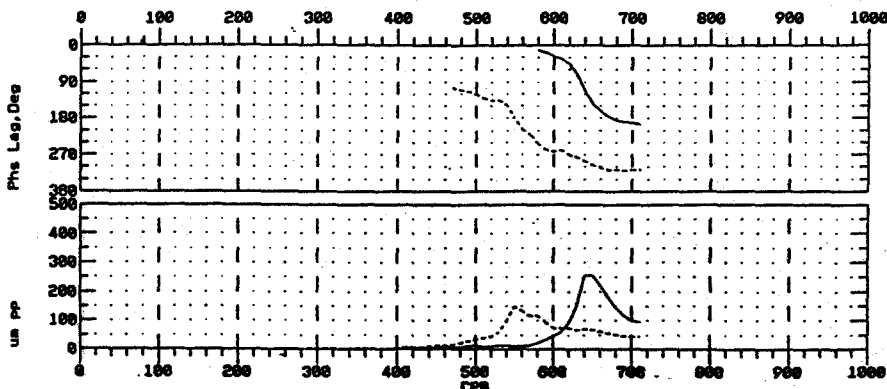
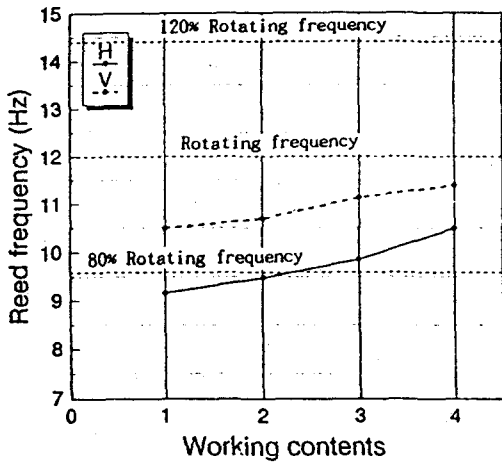
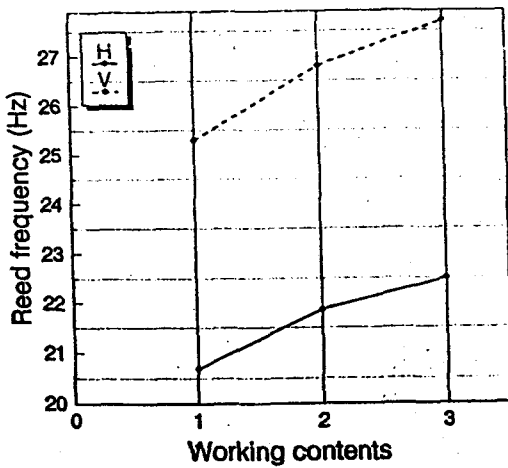


Fig. 4 Bode curve on motor top



- 1: motor stool thickness 16mm
- 2: motor stool thickness 19mm reinforcing motor stool with rib(1st)
- 3: reducing motor weight 9800N
- 4: motor stool thickness 21mm reinforcing motor stool with rib(2nd)

(a) $K_r = 73.545 \text{ MN/m}$



- 1: motor stool thickness 16mm
- 2: motor stool thickness 19mm
- 3: reinforcing motor stool with rib

(b) $K_r = \infty$

Fig. 5 Change of reed frequency

다. 따라서 배관의 과도한 진동은 펌프를 흔들어 전동기와 펌프의 축심일치를 흐트러 놓아 과도한 진동을 유발 시킨게 된다. 특히 Fig. 7과 같이 펌프 흡·토출측에 배관이 연결되고 얼마간 떨어진 곳에 플렉시블배관을 설치할 경우 공진문제가 자주

발생한다. 펌프에 설치된 배관의 외팔보 형태가 되기 때문에 배관의 횡방향의 고유진동수는 다음식으

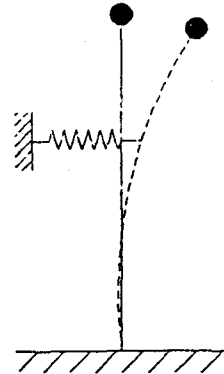


Fig. 6 Stiffening of reed rigidity

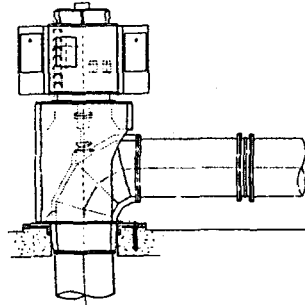


Fig. 7 Pump with short pipe

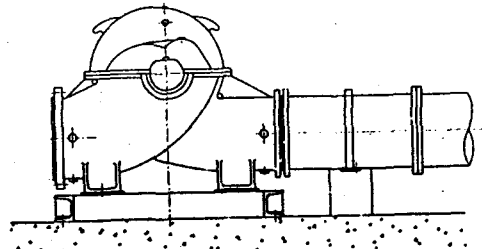


Fig. 8 pump pipe support by U-bolt

로 표현할 수 있다.

$$f_n = \frac{\lambda^2}{2\pi l^2} \sqrt{\frac{EI}{\gamma A}} \quad (3)$$

여기서 λ 는 진동모드에 대한 상수($\lambda_1=3.927$, $\lambda_2=7.069$, $\lambda_3=12.210$...), E 는 배관의 탄성계수, I 는 배관의 단면 2차 모멘트, A 는 배관의 단면적,

γ 는 단위체적당 질량이다. 보통 배관 중간에 지지대를 설치하게 되는데, 이때 일반적으로 배관 아래 지지대를 설치하고 U-볼트를 사용하여 배관을 고정하기 때문에 지지조건이 보통 단순지지 조건이 되어 방향에 따라 배관의 고유진동수가 각각 다르다. 따라서 배관의 공진이 발생하였을 때 어떤 방향이 공진인지를 알아야 한다. 만약 지면과 평행한 방향으로 공진할 경우 Fig. 8과 같이 U-볼트를 사용하는 일반적인 지지대를 사용할 경우는 강성증가의 효과가 미미하다.

5. 수직펌프의 양수관 공진문제

수직펌프의 양수관은 구조 특성상 펌프가 설치되면, 양수관이 기초 아래로 들어가며, 일부가 액질 속에 잠기게 되므로 양수관 쪽으로 접근이 불가능하게 되어 진동 측정을 할 수가 없다. 실제 펌프의 진동 크기를 규정하고 있는 각종 규격도 수직펌프에서 액질속에 잠기게 되는 양수관의 진동 크기에 대해서는 규정하고 있지 않다. 그러나 양수관도 펌프의 전동기대와 전동기시스템의 구조와 같이 양수관의 끝에 상대적으로 무거운 회전차가 있어 무게 중심이 양수관의 자유단 가까이 존재하여 회전차의 불평형 가진력에 대한 진동응답이 매우 크다. 따라서, 운전 중 양수관의 공진으로 인해 펌프의 파손까지 이르는 경우가 종종 있다.

펌프 운전 중에는 양수관의 진동을 감지하기 어려우나 펌프의 분해 점검시 베어링의 손상 정도를 파악하여 진동 크기를 짐작할 수가 있다. 양수관의 공진으로 인해 높은 진동이 발생할 때 펌프와 전동기의 축이 플렉시블 커플링으로 연결될 경우는 양수관의 진동이 전동기 축으로 전달 되지 않아 전동기나 펌프에서 고진동의 징후를 발견하기 어렵다. 그러나 리지드 커플링으로 연결되는 경우는 양수관의 진동이 바로 전달된다. 이때 전동기 단독으로 무부하운전시에는 진동이 작으나 커플링을 연결하여 부하 운전시 높은 진동이 발생하면 양수관의 고진동 발생 가능성이 있다. 이에 반해 펌프의 전동기대와 전동기시스템의 공진시에는 전동기 단독 무부하 시험시에도 높은 진동이 발생한다. 또 양수관 공진의 특징은 수위(water level)에 따라 진동 크기가 민감하게 변한다. 이는 양수관이 잠겨 있는 액질의 감쇠효과 때문이다. 만약 분해 점검시 양수관 축의 베어링마모가 발생하였을 경우 양수관의 진동문제가 존재함을 알 수가 있고 이때 방수가 가능한 진동센서를 이용하여 양수관의 고유진동수를 체크할 필요가 있다.

6. 진동측정 인자의 선택

기계의 진동을 측정하는 이유는 현재의 진동제어 기술력과 경제성을 고려하여 최대한 허용할 수 있는 진동크기를 규정함으로써 진동에너지에 의해 기계시스템이 최대한 손상을 작게 받아 기계의 안정적인 운전을 도모하고 이상진동이 발생시 그 원인을 찾기 위함이다.

진동 크기를 평가하기 위한 인자는 변위, 속도, 가속도가 있다. 이를 측정하기 위한 센서도 변위, 속도 및 가속도 센서가 각각 있다. 변위는 진동하는 물체의 이동거리를 측정하는 것으로 최대 이동폭인 peak-to-peak를 측정한다. 변위는 그 크기에 대한 물리적인 개념을 파악하기 쉽기 때문에 현장에서 많이 측정되고 있다. KS6301에서도 펌프의 진동크기를 변위로 규정하고 있다. 그러나 변위는 공차측면에서 변위의 크기가 중요시되는 곳에서 많이 측정하나 변위의 크기가 기계에 어느 정도 손상을 주는가를 평가하는 인자로 부적합하다. 따라서 진동변위를 측정하지 않는 현장도 많이 있으나 600rpm 이하로 운전하는 저속펌프는 변위를 측정하는 것이 바람직하며, 배관진동에 의한 펌프의 영향을 분석할 경우는 진동변위 분석이 필수적이다.

진동속도나 가속도는 기계의 마모나 열화를 직접적으로 나타내기 때문에 진동에 의한 기계의 영향을 평가하는데 적절하다. ISO2371규격에서는 회전기계의 진동허용치를 속도 값으로 규정하고 있다. 그러나 이 규격은 600rpm~60,000rpm에서 운전하는 회전기계에 한하여 적용된다. 그런데 대형펌프는 대부분 600rpm이하에서 운전하므로 본 규격이 적용될 수 없으나 현장에서 이를 사용하는 경우가 많다. ISO규격에서 대형 회전기계의 허용 진동속도는 4.5mm/s이다 만약 22극 전동기에 의해 구동되는 펌프에 축동기성분의 진동만 있다고 가정할 때 Table 1에 나와 있는 진동측정 인자의 환산 식을 적용하여 이 속도 값을 변위로 환산하면 아래와 같이 된다.

$$\text{변위}(\mu\text{m}) = 1.910\text{E}4 \times 4.5 / 320 \approx 270 \mu\text{m}$$

이 변위 값은 운전이 불가능한 값이다. 저속 회전기계에는 ISO규격 적용이 곤란함을 알 수 있다. 펌프의 진동허용치는 규정하고 있는 KS6301에서는 진동변위값을 사용하고 있다. Fig. 8은 4극 전동기에 의해 1800rpm으로 구동되는 펌프의 베어링하우징에서 진동변위 및 속도를 각각 분석한 것이다. Fig. 8 (a)의 오른쪽의 OA가 전체 진동값이다. 전

Table 1 Conversion equations of measurement Parameters

D = Displacement (μm)
V = Velocity (mm/s)
A = Acceleration (g)
$D = 1.910E04 \times V / \text{CPM}$
$D = 1.790E09 \times A / \text{CPM}^2$
$V = 5.236E-5 \times D \times \text{CPM}$
$V = 9.358E04 \times A / \text{CPM}$
$A = 0.560E-9 \times D \times \text{CPM}^2$
$A = 1.069E-6 \times D \times \text{CPM}$

체진동의 크기를 보면 변위는 46 μm 이며, 속도는 8.2mm/sec이다. KS규격의 진동 허용치로는 정상이고(허용치;48 μm), ISO규격에 의하면 불량이다(허용치;4.5mm/s). Fig. 8 (a)에서 100,000CPM 성분이 약 5.5 mm/s로 가장 탁월하나 변위를 주파수 분석을 하면 이 성분은 나타나지 않는다. 속도 100,000CPM성분의 5.5mm/s를 변위로 환산하면,

$$\text{변위}(\mu\text{m}) = 1.91E4 \times 5.5 / 100,000 \approx 1\mu\text{m}$$

진동속도가 이렇게 높은 이유는 구름베어링의 결합 때문이었다. 진동변위를 측정하였을 때는 전체 진동값도 양호하며 주파수분석 결과도 어떤 결합 성분을 나타내지 못하고 있다.

Fig. 9는 1800RPM으로 운전하는 펌프가 배관의 진동 영향을 받고 있는 것을 펌프 토출 플랜지에서 측정된 진동주파수 분석 결과이다. 100CPM 부근의 저주파수 성분이 변위로 분석하였을 때 잘 나타남을 알 수가 있으나 속도주파수 분석 결과는 그렇지 않음을 알 수가 있다. 따라서 저속회전 펌프가 아니더라도 진동원인 분석시 변위측정도 중요하다.

변위, 속도, 가속도중 어느 것을 측정해야 하는지에 관한 기준은 회전기계의 운전 회전수에 관계없이 관심이 있는 진동주파수 범위에 따라 정해져야 한다. 예로 6,000CPM의 진동변위 38 μm 가 발생했다면, 속도 및 가속도 값을 계산하면,

$$\text{가속도 (g)} = 0.560E-9 \times 38 \times 6,000^2 \approx 0.7$$

$$\text{속도 (mm/s)} = 5.236E-5 \times 38 \times 6,000 \approx 12$$

만약 이 펌프가 파손되었다면 진동속도 때문일 것이다. 또 다른예로 600,000CPM 성분의 진동 변위 0.5 μm 가 발생한다면, 진동 속도 및 가속도 값은 다음과 같다.

$$\text{가속도(g)} = 0.56E-9 \times 0.5 \times 600,000^2 \approx 100$$

$$\text{속도 (mm/s)} = 5.24E-5 \times 0.5 \times 600,000 \approx 16$$

이 펌프가 파손된다면 진동가속도가 원인이 될 것이다. 일반적으로 진동주파수 분석 시 일반적으로 1,000CPM 이하는 진동 변위, 300,000CPM 이상은 진동가속도를 측정하여 분석하는 것이 좋다.

7. 결론

(1) 펌프에서 공진이 발생할 수 있는 것 중에 높은 진동을 발생시키는 수직펌프의 전동기대와 전동기 시스템의 리드공진, 양수관의 공진 그리고 배관의 공진 특성과 대책안에 대해 논하였다. 이들은 공통적으로 외팔보의 구조를 하고 있기 때문에 공진발생시 지지대 없이 두께변화 및 리브사용 등으로는 강성이 미미하기 때문에 효과적으로 고유진동수를 변경시키기가 어렵다. 따라서 지지대를 설치하여 강성을 보강하여 공진문제를 해결하는 것이 매우 확실한 대책법이다. 그런데 지지대를 설치하는 것이 진동을 강제 구속시키는 것으로 생각하며, 외관상의 문제로 기피하는 경향이 많으나 공진 발생시 지지대의 역할은 강성변경이기 때문에 가장 실용적이며 경제적인 방법이다.

(2) 펌프는 운전 회전수가 매우 다양하기 때문에 진동 허용치를 위한 측정인자를 1,000RPM 이하에서는 변위로, 그 이상의 운전회전수에서는 속도나 가속도로 각각 달리 측정하여야 하며, 진동 허용치도 각각 다르게 두어야 한다. 또 진동 주파수 분석시에는 관심 주파수 영역에 따라 진동 측정인자를 제각기 달리 해야 한다.

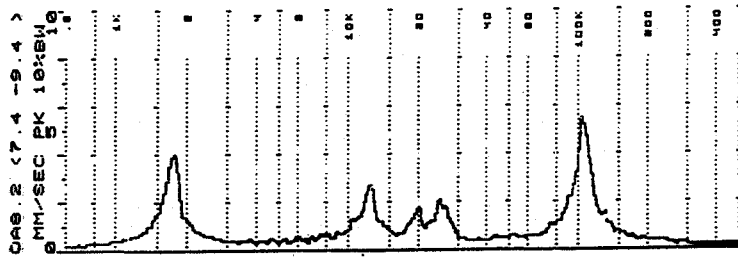
(3) 펌프의 공진의 특징은 방향에 따라 고유진동수가 약간씩 다르기 때문에 같은 측정점에서 방향에 따라 진동크기의 차이가 매우 클 때 공진의 가능성이 많으며 또다른 공진의 징후는 다음과 같다.

① 불평형에 의한 진동은 측정점에서 진동센서를 90° 이동시 위상도 거의 비슷한 각도로 변경되나 공진인 경우에는 그렇지 않다. ②공진이 발생한 곳의 볼트와 같은 조인트 부분의 체결 강도 변화에 따라 진동크기가 매우 민감하게 변한다. ③무부하 shutdown테스트시 진동의 변화율이 일정하지가 않다.

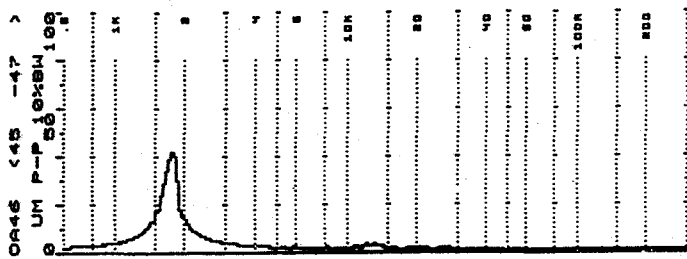
참고 문헌

- (1) 최원호, 양보석, 1994, "대형수직펌프의 리드공진문제", 한국소음진동공학회 논문집, 제4권 4호.
- (2) 양보석, 최원호, 1986, "원심펌프 회전축계의 불

- 평형응답에 미치는 유체력의 영향”, 대한 운활학회 논문집 제2권 2호, 1986.
- (3) 양보석, 김원철, 1989. “수직펌프의 동적 응답해석”, 대한기계학회 논문집 제13권 제3호.



(a) Velocity measurement

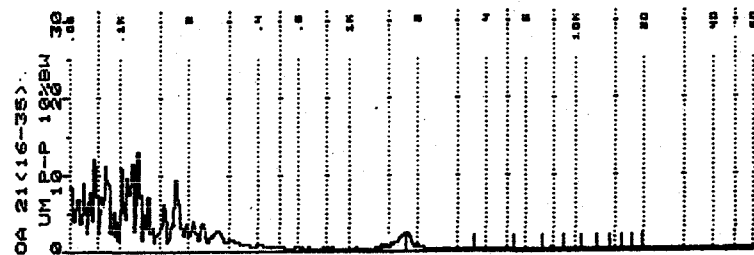


(b) Displacement measurement

Fig. 9 Frequency analysis results on pump bearing housing



(a) Velocity measurement



(b) Displacement measurement

Fig. 10 Frequency analysis results on pump bearing housing