

배관진동 해석기술

이 현

한전 전력연구원 설비운영그룹 PL



최 근 국내에서 원전에 대한 관심이 고조되면서 원전 설비의 안전성이나 신뢰성을 향상시키기 위한 기술 개발이 활발히 추진되고 있다.

발전소의 주요 설비인 터빈 발전기·원자로 냉각 펌프와 같은 회전 기계와 원자로에서 만든 증기를 수송하는 각종 배관 구조물에서 높은 진동이 발생하면 피로가 누적, 결국 파손되어 발전소 전체가 급정지하지 않으면 안 된다.

따라서 이와 같은 발전 설비의 불시 정지 감소 및 방지를 위해 한전 전력 연구원은 배관 진동 해석 기술을 개발하게 되었다.

진동은 타 기술과 달리 기계적·유체적·전기적·구조적 원인들이 복합적으로 작용하여 외견상 나타나는 현상이므로, 정확한 진단에는 풍부한 경험, 정밀한 계측 및 해석 기술, 최첨단의 하드웨어 및 소프트웨어의 보유,

그리고 진동 대책을 현장에 적용기 위한 설득력·자신감 등이 필요하다.

한전 전력연구원 설비운영그룹은 배관 진동을 체계적으로 해석, 평가하고 대책을 마련할 수 있는 기술을 국내 최초로 개발하였고, 연구 결과에 따른 대책의 일환으로 최적 진동 감쇠 장치를 제작, 운전중인 현장에 설치하여 진동 문제 해결에 성공하였다.

진동 측정 기법

진동의 정확한 측정은 진동의 원인을 규명하고 평가하는 데 매우 중요하다.

과도한 진동을 해석하고 저감하기 위해서는 진동원, 즉 가진(加振) 함수를 찾아야 하며, 이 가진 함수를 이용하여 진동 해석을 수행하여야 한다.

측정 데이터의 주파수 스펙트럼 분석은 가진 함수의 주요 주파수를 규명할 수 있고, 또한 진동의 원인과 특성

한전 전력연구원은 최근 월성 원자력 1호기 주증기관 배관 설비의 안전성 및 운전 신뢰도를 크게 향상시킬 '배관진동 해석기술'을 개발하였다.

이 기술은 소음진동연구팀이 연구에 착수한지 2년만에 성공한 것으로, 10년 이상 진동 문제로 어려움을 겪고 있는 월성 원자력 1호기 주증기 배관의 유체 유동, 구조물의 동적·정적 특성을 규명, 진동 감쇠 장치를 설치하게 됨으로써 배관의 최대 진동값이 허용 기준치 이하로 줄어들어 시스템 신뢰성 및 원전 설비의 안전성을 크게 높인 것으로 평가되고 있다.

전력연구원은 앞으로 이 기술을 월성 1호기 나머지 2개 라인 및 타 발전소에까지 적용시켜 대형 배관 구조물의 해석 기술을 선진국 수준으로 향상시킬 계획이다.

을 파악할 수 있다.

따라서 시간 영역에서의 파형으로 는 진동의 원인과 특성을 파악하기 어려우므로, 주파수 스펙트럼으로 변환하여 주파수 영역에서의 주기 파형으로 분석하게 된다.

1. 측정 계기 요구 사항

가. Peak to Peak(P-P)값 측정

대부분의 배관 진동은 정현파나 조화 함수가 아니고 'quasi-random' 이나 대부분의 진동 측정 계기는 실효치(rms)로 측정하기 때문에 Pk-Pk값으로 환산하는 데 문제가 생긴다.

이것은 <그림 1> (a)와 같이 정현파 시간 이력 함수에서는 피크값이 rms값의 $\sqrt{2}$ 배와 같음을 알 수 있지만, <그림 1> (b)와 같이 비정현파 시간 이력 함수는 피크값과 rms값 사이에 일정한 관계식이 성립되지 않음을 알

수 있다.

그러나 배관 진동은 절정 응력(peak stress)이 피로 파괴의 원인이므로 피크값이 필요하게 된다.

따라서 정확한 피크값을 얻기 위해서는 참 피크값을 감지할 수 있는 계기를 사용하거나 통계학적으로 rms 측정값을 피크값으로 환산하여 구해야 한다.

나. 주파수 특성에 따른 계기 선정
일반적으로 가속도 진동 센서는 저주파수 진동 응답에 민감하지 못하므로 2Hz 이하의 진동을 측정하기 힘들며, 반면에 LVDT는 200Hz 이상의 고주파수 진동을 측정하기가 힘들다.

특히 고온 배관 진동을 측정하는 경우, ASME가 요구하는 주파수 범위(2~200Hz)를 만족하고, 고온에서 주파수 및 진폭 특성이 거의 일정한 정밀급 압전식 가속도 센서를 선정해

야 한다.

또한 측정 케이블 길이가 긴 경우, 노이즈의 영향을 최소화하기 위해 전하 증폭기를 사용해야 한다.

다. 측정 인자에 맞는 계기 선정

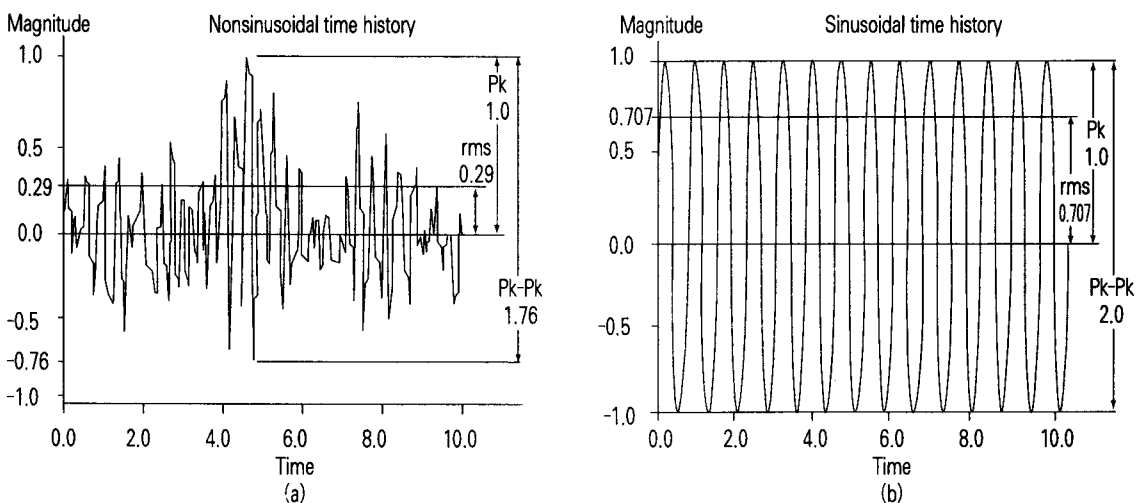
진동 측정 인자는 변위·속도·가속도의 세가지가 있다.

주로 배관 진동은 변위가 측정 인자가 되는데, 그 이유는 진동의 변위는 배관 응력과 직접적인 관련이 있으므로 허용 기준도 설정하기가 용이하며, 또한 검사 요원도 변위 진폭을 측정하여 진동 예측이 가능하기 때문이다.

2. 단순화된 진동치 구하는 기법

진동 신호의 유효성을 높이기 위해서는 측정 데이터를 관찰, 데이터가 수렴되는 averaging 횟수를 결정하여 노이즈를 제거한다.

일반적으로 측정 계기는 실효치를



<그림 1> RMS와 Peak to Peak의 관계

나타내므로 배관 진동 분석에 이용되는 최대 변위값을 구하기 위한 방법은 다음과 같다.

- 속도-시간파형에서 최대 속도값(V)을 찾는다.
- 속도 파형을 FFT 변환하여 지배 주파수(f)를 얻는다.
- 따라서 최대 변위값(peak to peak, δ_{pk-pk})은 다음 관계식에서 구한다.

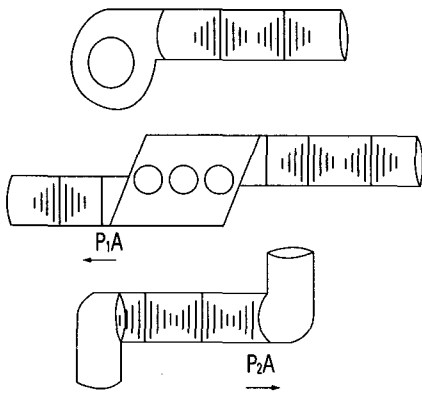
$$\delta_{pk-pk} = (V/2\pi f) \times 2 \dots \textcircled{1}$$

배관 진동의 원인 및 특성

1. 정상 상태 진동

가. 펌프에 의한 압력 맥동
유체가 흐르는 배관계는 항상 진동을 하게 된다.

펌프 작동시 압력 맥동(pump-induced pressure pulsation)은 펌프에서 발생하여 전 토출 배관을 따라



Unbalanced force in pipe leg when $P_1A \neq P_2A$

(그림 2) 펌프에 의한 압력 맥동

이동하는 과정에서 (그림 2)와 같이 배관 레그의 양단 엘보우에 작용하는 불평형힘 P_1A 와 P_2A 의 차가 순간마다 변하므로 진동하게 되는 것이다.

펌프의 가동에 의한 유체의 압력 변화 및 가진 주파수는 식 ②와 같이 펌프의 종류, 회전 속도와 회전차(임펠러 등) 개수에 따라 특성이 다르다.

$$f = nXY/60 \dots \textcircled{2}$$

- f = 압력 맥동 가진 주파수
- n = 1, 2, 3... (harmonics)
- X = 펌프 회전 속도
- Y = 원심형 펌프 : 임펠러 날개 개수
- 스크류 펌프 : 스크류의 나선 개수
- 왕복동 펌프 : 플런저 개수
- 환풍기 (fan) : 날개 개수

원심형 펌프에 의한 압력 맥동 특성은 크기도 적고 가진 주파수도 일반 배관의 주요 주파수보다 훨씬 높기 때문에 배관계에 진동을 일으키는 예는 극히 드물다.

반면 회전 속도가 낮은 왕복동 펌프의 경우, 운전 특성상 압력 맥동이 클 뿐만 아니라, 가진 주파수도 배관계의 낮은 주파수 영역에 놓이게 되어 공진 가능성이 높다.

특히 가진 주파수가 배관의 음향 주파수와 일치할 때는 음향 공진을 일으키고 압력 맥동의 크기를 증폭하게 되어, 배관의 진동 주파수와

공진할 경우 응력 집중 부위가 파손을 일으키게 된다.

따라서 운전 특성상 압력 맥동이 큰 왕복동 펌프의 흡입과 배출 배관에 맥동 에너지를 줄일 수 있는 맥동 댐퍼너(dampener)나 흡입 안정기를 설치하여 압력 맥동을 극소화하여 배관계에 영향을 주지 않도록 설계한다.

나. 난류 유동(turbulence flow)

배관 내에서의 유체의 흐름은 여러 형태의 fitting과 component를 거치면서 난류성 흐름을 갖게 되는데, 그 심각 정도는 배관계의 구조적 특성과 유량의 대소에 따라 영향을 많이 받는다.

유동 난류는 0~30Hz에 이르는 광대역 주파수 특성을 가지고 있다.

대부분의 배관계의 고유 진동수가 0~30Hz이어서 모든 배관은 유동 난류로 인한 진동을 겪지만, 배관 고유 진동수와 공진 현상이 일어나는 경우를 제외하고는 배관 진동 문제는 일어나지 않는다.

이의 해결책으로는 배관 진동이 심한 부위에 강체 지지물을 추가하여 해결할 수 있으나, 세부적인 열팽창 응력 해석을 통하여 배관 응력과 추가 지지물의 위치가 합당한가를 확인하여야 한다.

다. 유체 공동과 유체 증발

유체 공동과 순간 증발(flow cavitation & flashing)은 광대역의 압력 맥동을 야기시켜 배관계에 진동을 일으킨다.

유체 공동은 <그림 3>에서 보듯이 유체 흐름을 구속하는 유량 조절 밸브(control valve)나 단일 구멍의 유량 조절판(orifice)의 배관 후단부에서 과도한 압력 강하로 인하여 발생한다.

유체의 구속은 유속을 증가시키는 반면 압력 강하를 일으킨다.

유체의 정압력이 그 유체의 증기압 보다 적을 경우 유체 공동이 발생하며, 포화 압력보다 적을 경우에는 유체 증발이 발생한다.

이런 현상이 심하게 되면 배관과 기기에 피팅·침식·마모를 일으키며 하단부 배관에 과도한 진동과 귀에 거슬리는 소음을 동반하게 된다.

유체 공동이나 유체 증발로 인한 배관 진동을 해결할 목적으로 배관 지지물을 추가하는 것은, 진동 영향 부위가 넓어져 많은 지지물이 필요하고, 설사 과도한 지지물 추가로 진동이 감소하더라도 배관 내벽의 침식과 마모

그리고 소음은 해결할 수 없기 때문에 비효율적이다.

그 대책으로 밸브 후단부에 오리피스 또는 유체 공동 방지 밸브, 그리고 일련의 오리피스를 설치하여 점차적으로 압력을 강하시켜 유체 공동을 감소시키거나 배관 사이즈를 크게 하여 유속을 줄임으로써 유체 공동에 대한 영향을 감소시키기도 한다.

라. 와류(vortex shedding)

배관계의 유동 저항체로 인한 와류의 발생은 특정 주파수 대역의 압력 맥동을 일으킨다.

압력 맥동 주파수는 유속에 비례하며 계통 유동에 의해 직접 영향을 받는다.

와류 맥동 주파수가 배관의 고유 진동 주파수나 음향 주파수와 일치할 때 배관계에 심각한 영향을 미친다.

와류 맥동을 줄이거나 일어나지 않게 하려면 유동 저항체의 기하학적 형상을 수정하여야 하며, 배관계의 음향 주파수를 바꾸어 와류 맥동의 증폭이 일어나지 않게 하여야 한다.

계통 운전의 상황에 따라 유량을 조절하여 유속을 줄이거나 늘임으로써 배관계와의 공진을 피하는 방법이 이용된다.

일반적으로 와류의 발생은 <그림 4>와 같이 유체가 유동 저항체를 향하여 흐를 때 불연속적인 소용돌이(와

류)가 일어나는 현상으로 와류는 배관의 정상 상태 진동의 가장 심각한 진동원으로 배관 지지물이나 기기의 파손은 물론 배관 재질에 피로 파괴를 일으키는 요인이다.

와류의 특성 주파수는 다음 공식에 의거하여 대략적으로 구할 수 있다.

$$f = S \frac{V}{D} \quad \dots \textcircled{3}$$

- f = 와류 주파수
- V = 유체 속도
- S = Strouhal 번호(0.2~0.5)
- D = 저항체 직경

다음 식은 단일 자유도계가 공진되어 가진될 때의 정상 진동의 응답을 나타낸다.

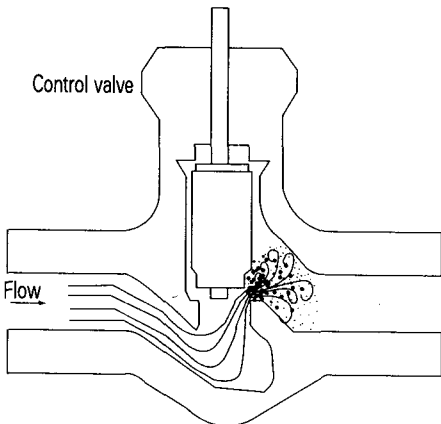
$$P = \frac{p}{2\xi} \quad \dots \textcircled{4}$$

- P = 증폭된 압력
- p = 여기(와류) 압력
- ξ = 감쇠비

위 식에서 알 수 있듯이 통상적으로 유체의 감쇠값이 낮기 때문에 와류에 의한 음향 공진이 발생하는 경우 매우 큰 압력 증폭이 일어난다.

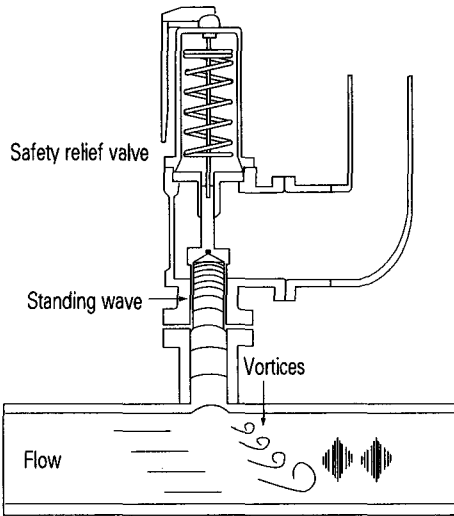
이런 종류의 공진 현상은 <그림 4>와 같은 증기의 안전 밸브 계통에 자주 발생한다.

안전밸브를 연결하는 분기관의 1/4 음향 주파수와 와류 발생과의 공진은 매우 큰 압력 변동을 일으켜 안전 밸브의 개폐가 이 진동수로 일어나 마모



<그림 3> 제어 밸브의 유체 공동

를 유발시키고 안전 밸브 주위에서 심한 진동과 소음이 발생한다.
음향 공진은 구조물 공진과 같이 모드 형상(mode shape)을 갖고 있다.



(그림 4) 와류(vortex shedding)

(그림 5)는 여러 모드 형상(음향 공진)을 나타내고 있는데, 이들을 오르간 파이프 공진 모드 형상이라고 부른다.

음향공진도 1차 주파수가 가장 쉽게 진동을 일으킨다.

밸브 흡입부 분기관이 1/4 음향 주파수는 다음 식 ⑤에서 구할 수 있다.

$$f = c/4L \quad \dots \textcircled{5}$$

f = 음향 주파수
c = 유체 내의 음속
L = 분기관 길이

안전 밸브 문제에 대한 해결책은 밸브 흡입 분기

관의 직경을 크게 하여 와류 주파수를 줄여 음향 주파수와와의 공진이 일어나지 않게 함으로써 문제를 해결한 사례가 많이 있다.

리듀서나 원추형 노즐(conical nozzle)을 밸브 흡입 분기관으로 사용하기도 하는데, 이 경우 밸브 흡입 사이즈보다 분기관 입구가 크게 되어 와류 주파수를 줄일 수 있고, 또한 분기관 길이가 짧게 되어 분기관의 1/4음향 주파수를 증가시켜 두 주파수를 분리하는 효과가 있다.

2. 과도 상태 진동

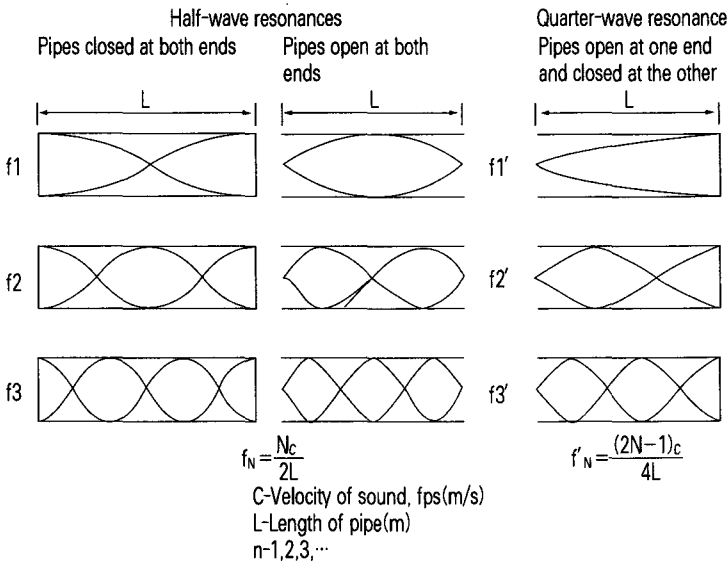
가. 수격 현상

압력파에 의한 수격 현상(water hammer or steam hammer)은 배관 내에서의 정상적 유동 때 급작스런 밸브의 잠금으로 순간적인 유동의 정지 현상으로 생기는 유속의 급속 변화에 의해 발생하는 유체의 압력 변화를 말한다.

이때 유체의 동적 에너지(kinetic energy)가 압축 압력파로 전환되어 특정 유체의 음속도를 가지고 유동의 반대 방향으로 진행할 때 엘보우나 저장 탱크 같은 유동 저항체를 만나면, 반사되어 감쇠파로 되돌아 같은 속도로 진행하여 밸브에서 다시 반사되어 또다른 감쇠파를 갖게 된다.

압력 변화의 크기 P는 다음 공식에서 구할 수 있다.

$$P = \rho c V \quad \dots \textcircled{6}$$



(그림 5) 오르간 파이프 공진 모드 형상

- P = 압력 변화의 크기
- ρ = 유체 밀도
- c = 유체 내의 음속
- V = 초기 유속

갑자기 밸브가 닫힐 때 첫 감쇠파가 밸브에 도달하는 시간, $2L/c$ (L =밸브와 유동 저항체 간의 거리)보다 빠를 때 위의 공식을 사용하여 최대 압력 변화를 구할 수 있다.

과도 진동은 1초 이내의 짧은 시간 동안 발생하고, 큰 불평형 힘이 배관계의 엘보우나 리듀서나 오리피스나 밸브 같은 유동 저항체에 가해져 주로 배관 지지물에 손상을 주며, 심한 경우에는 배관 자체에도 손상을 입히기도 한다.

수격 현상의 특징은 불평형 힘이 배관의 축방향으로 작용하며, 불평형 힘은 배관의 직선 길이에 비례하고, 힘은 엘보우나 티(tee) 같이 유동의 방향이 바뀌는 곳이나 밸브나 리듀서 같이 유동 면적이 바뀌는 곳에 작용하게 된다.

배관 진동의 허용 기준

배관의 정상 상태 진동은 배관의 피로 수명을 평가하는 데 사용된다.

정상 상태의 진동을 허용하기 위해서는 계산된 응력이 발전소 수명 기간 동안 파괴가 일어나지 않도록 허용 응력을 피로 곡선으로부터 얻는 것이 바람직하다.

발전소의 응력 반복 회수는 10Hz 진동으로 발전소 수명 40년 동안 운전되는 것을 기준으로 하면 1.3×10^{10} 이 되어 10^{11} 에서 내구 한계를 구하게 된다.

ASME Sec. III, Appendix I-9의 그림에서 허용 응력은 스테인리스강 경우는 Fig. I-9.2.2에서 10^{11} 번의 응력 반복 횟수에서 13,600psi를 얻을 수 있고, 탄소강은 Fig. I-9.1(그림 6)에서 10^6 까지만 구할 수 있으므로, 외삽법에 의해 10^{11} 번의 응력 반복 횟수에서 구하면 10,000psi가 된다.

허용 응력 감소 계수(탄소강=1.3, 스테인리스강=1.0)가 고려되어야 하므로 탄소강의 허용 응력은 7,690psi가 된다.

ASME가 요구하는 정상 상태 배관 진동의 허용 기준(acceptance criteria)은 다음과 같다.

- ASME Class 1 배관

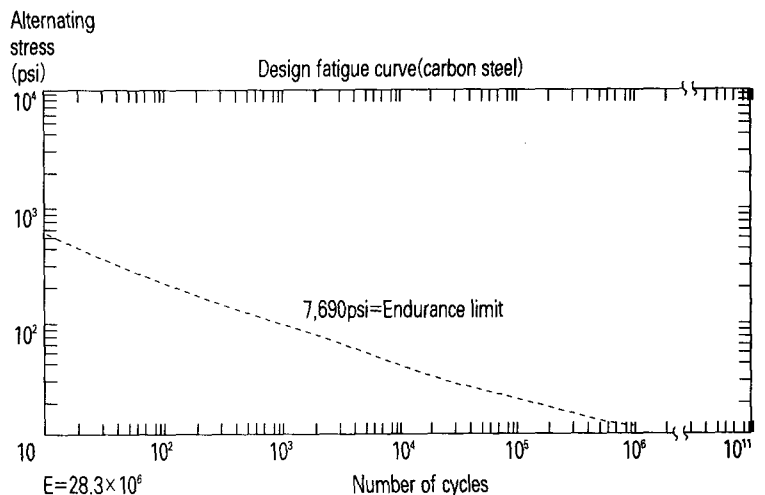
$$S_{alt} = \frac{C_2 K_2}{Z} M \leq \frac{S_{el}}{\alpha} \quad \dots \textcircled{7}$$

- C_2 = 2차 응력 지수
- K_2 = 국부 응력 지수
- α = 허용 응력 감소 계수
- M = 단지 진동에 의한 최대 zero to peak 모멘트 하중
- S_{el} = 응력 반복회수 10^{11} 번에서의 내구 한계 (탄소강은 $0.8S_A = 10,000\text{psi}$, 스테인리스강은 $13,600\text{psi}$)
- Z = 배관 단면 계수

- ASME Class 2 & 3, ASME B31.1 배관

$$S_{alt} = \frac{C_2 K_2}{Z} M \leq \frac{S_{el}}{\alpha} \quad \dots \textcircled{8}$$

$$C_2 K_2 = 2i \quad (i = \text{응력 강화 계수})$$



〈그림 6〉 탄소강의 설계 피로곡선

배관 진동 해석 및 평가 기법

1. 정상 상태 진동

일반적으로 가장 심각한 정상 상태 진동은 최대 유량 또는 최소 유량 조건하에서 발생한다.

일단 운전 모드가 설정되면 전체 배관계의 진동을 조사하여 진동이 가장 심각한 운전 모드를 우선 육안 검사를 통해 파악하게 된다.

(그림 8)에서는 사람의 능력으로 감지할 수 있는 진동 레벨은 배관의 파괴를 일으키는 진동 레벨보다 매우 적은 수준까지 감지할 수 있음을 보여 준다.

따라서 육안 검사는 진동으로 인한 떨림과 소음을 감지하는 데 가장 효과적이다.

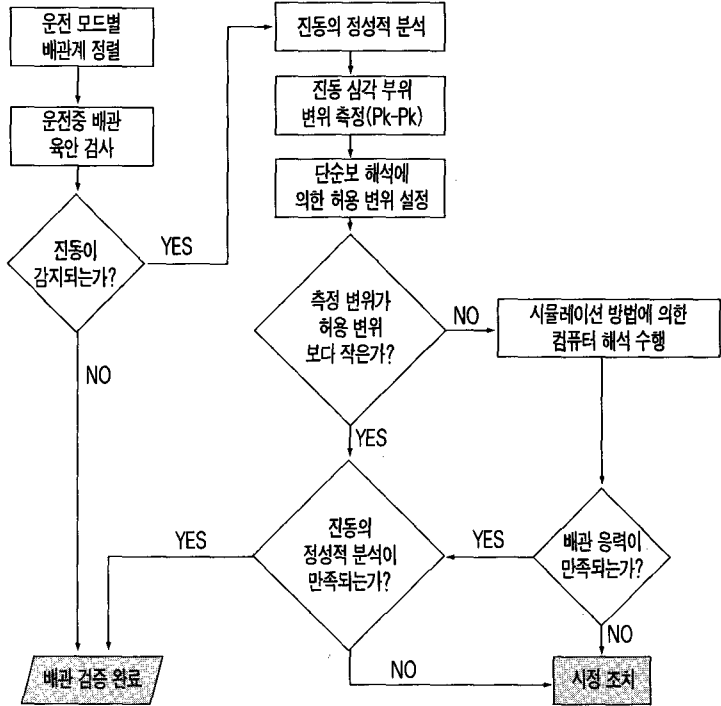
특정 배관계가 진동이 심각하다고 판정이 되면 진동이 심각한 부분의 변위를 peak-to-peak로 측정하고 동시에 정성적 분석도 해야 한다.

또한 진동이 매우 적다고 판정된 경우에도 적어도 한 지점은 측정되어 보고서에 기록되어야 하고 추후 참고 자료로 활용하게 된다.

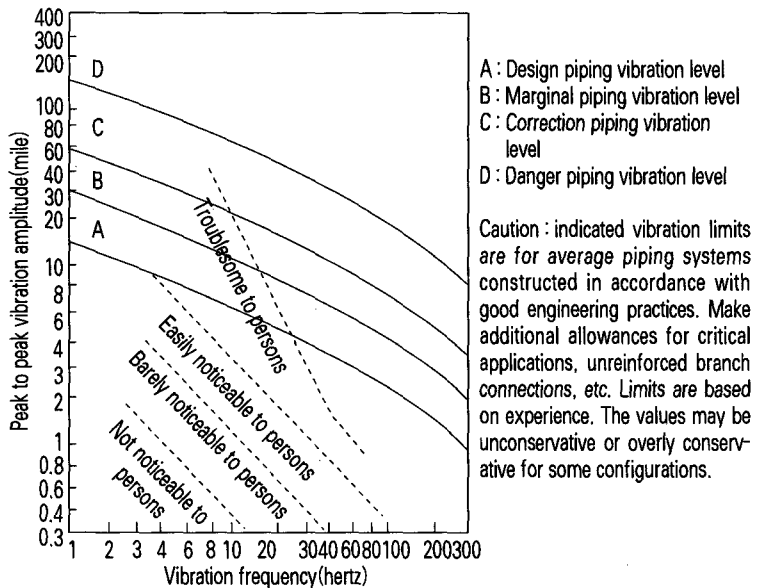
2. 정성적 분석

정성적 분석(qualitative assessment)은 진동 측정 및 평가 방법에 의해 정량화될 수 없는 진동 원인과 영향을 찾아내 평가하는 방법이며 정량적 분석과 함께 만족되어야 한다.

정성적 분석의 항목은 다음과 같다.



(그림 7) 정상 상태 진동의 평가 절차 흐름도



(그림 8) 진동의 강도와 감지 가능 레벨

가. 배관지지물

배관 진동은 비록 정량적 분석 방법에 의해 만족되더라도 마모, 나사산 연결부의 이완 등으로 배관 지지물의 손상 또는 파괴에 심각한 영향을 주게 되면 다음과 같은 정성적 분석을 하여 평가되어야 한다.

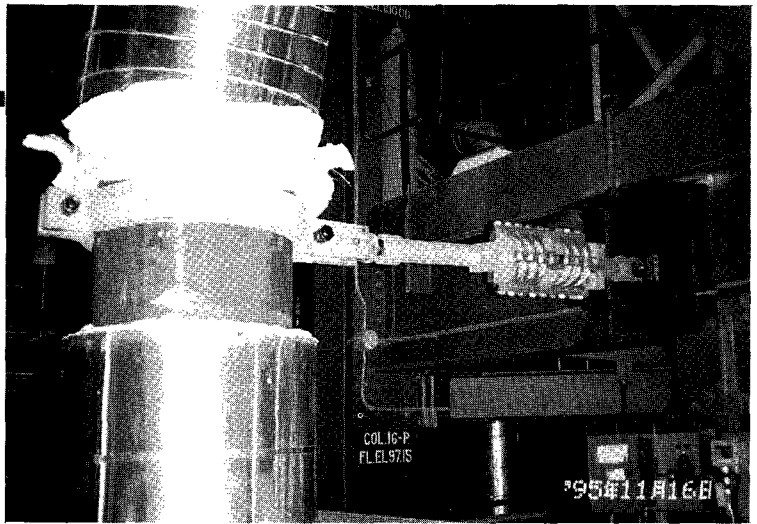
- 나사산 연결부에서 이완 또는 너트의 분실 여부 확인
- 가이드 지지물과 배관 사이의 마모 확인
- 배관 클램프의 회전·이탈 확인
- 나. 기 기
- 캐비테이션, 밸브의 내부 표면, 배관 하단부, 오리피스에 마모·침식과 피팅 및 매우 큰 소음을 동반하는 캐비테이션 발생 여부
- 펌프의 측정렬 불량, 베어링 마모, 유동 저항, 내부 캐비테이션 또는 불평형 여부
- 밸브에서의 고주파수 진동은 밸브 내부의 공진 여부 확인
- 분기관의 헤더 배관 진동에 의한 영향 여부

3. 진동 측정 및 지점 결정

정성적 분석이 끝나면 진동을 측정하게 된다.

통상 배관계는 감지할 수 있는 진동이 여러 지점에 존재하는데, 모든 지점을 다 측정할 필요는 없고, 가장 심각하다고 판단되는 지점들을 측정하여 자료로 이용하면 된다.

가장 심각한 진동이란 최대 진동 변



현장에 설치된 진동 감식 장치

위를 갖는 지점을 항상 뜻하는 것은 아니다.

예를 들어 강성이 큰 부위의 진동 변위는 유연성이 충분한 지점의 큰 진동 변위보다 더 큰 응력을 발생시킬 수 있으므로 적은 진동 변위가 더 심각한 지점이 될 수 있다.

따라서 진동 측정 지점을 정확히 판단하는 데는 배관 진동 측정 경험이 필요하다.

진동 측정시 기록되어야 할 정보는 다음과 같다.

- 진동 측정 위치
- 진동 측정 방향
- 최대 변위(P-P)
- 지배 주파수

4. 단순보 해석

진동 측정이 완료되면 상세 컴퓨터 해석을 하기 전에 적격 심사 기준(screening criteria)으로서 단순보 해석(simple beam analogy) 방법을 이용하여 허용 변위 기준을 설정하고 측정치와 비교하여 진동의 심각성을 판단한다.

단순보 해석 방법은 간단하면서도

보수적인 방법이기 때문에, 이에 의해 설정된 허용 변위보다 측정 변위가 작으면 그 부분의 진동은 허용될 수 있음을 뜻하며, 측정 변위가 허용 변위보다 크다면 상세 컴퓨터 해석을 하게 된다.

허용 변위 기준(allowable displacement limit) 설정

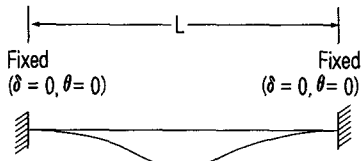
다음의 허용 변위 공식은 두 가지의 다른 경계 조건, 즉 '양단 고정'과 '한단 고정-한단 가이드'를 가지며, 균일 분포 하중을 받는 단순보의 처짐을 가정하여 최대 인장 강도가 80psi보다 작은 탄소강을 기본으로 도출한다.

다음 두 모델의 허용 변위 기준을 설정하는 데 사용된 가정 사항은 다음과 같다.

- 균일 분포 하중이 작용한다.
 - 정적 처짐으로 간주하여 계산한다.
- 양단 고정의 경우 변위 허용 기준은 식 ⑨와 같다.

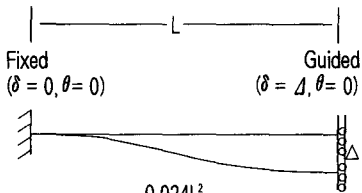
$$\Delta_A = \frac{0.006L^2}{D_b F_s C_2 K_2} (P-P) \quad \dots \textcircled{9}$$

한단 고정, 한단 가이드인 경우 <그



$$\Delta_A = \frac{0.006L^2}{D_0 F_s C_2 K_2} (P_k - P_k)$$

(그림 9) 양단 고정보 모델



$$\Delta_A = \frac{0.024L^2}{D_0 F_s C_2 K_2} (P_k - P_k)$$

(그림 10) 한단 고정-한단 가이드보 모델

림 10)은 (그림 9)의 반쪽과 같은 경계 조건 ($\delta = 0, \theta = 0$ 와 $\delta = L$ (즉 처짐 허용), $\theta = 0$)을 가지므로 식 ⑨의 L대신에 2L을 대입하면 된다.

$$\begin{aligned} \Delta_A &= \frac{0.006(2L)^2}{D_0 F_s C_2 K_2} \\ &= \frac{0.024L^2}{D_0 F_s C_2 K_2} (P - P) \quad \dots \text{⑨} \end{aligned}$$

Δ_A = 허용 변위(in)

D_0 = 배관 외경(in)

$C_2 K_2$ = 최대 응력 계수

F_s = 응력 감소 계수(=1.3)

L = 진동 처짐 계산을 위한 보의 길이

5. 시뮬레이션에 의한 컴퓨터 해석 방법

단순보 계산치와 진동 측정치와 비교하여 진동치가 큰 지점은 시뮬레이션에 의한 컴퓨터 해석을 수행하게 된다.

이 방법은 우선 진동 배관계에 작용하는 가진 함수를 구하고 이를 해석 프로그램에 입력하여 배관 동적 해석을 수행하여 얻은 변위를 측정 변위와 비교하여, 모든 측정 지점의 각 방향 별로 구한 측정 변위를 해석 변위로 나눈 비율(normalization factor)을 구하고, 이 중 최대 비율값을 택하여 배관계 전체의 계산된 응력에 곱하게 된다.

이 수정된 응력값을 허용 응력(피로 한계)과 비교하여 검증을 하게 된다.

이 수정된 응력값을 허용 응력(피로 한계)과 비교하여 검증을 하게 된다.

가진 함수 생성 방법

(정현파(sinusoidal) 함수)

일반적으로 대부분의 진동은 여러 개의 각기 다른 정현파 함수의 조합으로 나타낼 수 있다.

컴퓨터 해석에 쓰이는 정현파 함수 ($A \sin(\omega t - \phi)$)의 ω 는 진동 측정 데이터의 FFT에 의한 스펙트럼 분석으로 얻어지는 지배 주파수를 이용한다.

그리고 정현파 함수의 진폭(A)은 배관의 길이에 비례하기 때문에 시뮬레이션할 때 경험상 A의 처음값은 다음 식에 의해 계산될 수 있다.

$$A = 10(\text{lb/ft}) \times \text{배관 레그의 길이(ft)}$$

그러나 위상각 ϕ 는 고려할 필요가 없다.

따라서 각 배관 레그에 작용하는 가진 함수는 위에서 설명한 대로 각기 A

와 ω 를 구하여 $F = A \sin \omega t$ 를 시뮬레이션의 처음값으로 사용한다.

여기서 주의할 것은 일반적으로 최대 응력은 불연속점을 갖는 피팅에서 발생하므로 허용 응력을 초과할 때는 코드에서 사용된 응력 지수와 SIF(응력 집중 계수)가 보수적이므로 이를 감소시키기 위해 FEM이나 코드 back-up document를 사용할 수 있다.

6. 시정 조치 방법

시뮬레이션에 의한 컴퓨터 해석 방법에 만족하지 못하면 다음 단계는 배관 진동 문제를 해결하기 위한 가장 경제적이고 시간을 절감하는 방법을 찾아야 한다.

조치 방법으로는 크게 다음과 같이 나눌 수 있다.

가. 상세한 해석 수행

배관 응력 해석시 존재하는 국부 응력의 보수성을 줄이기 위하여 유한 요소법을 사용한다.

나. 상세한 검사 수행

배관 응력 해석시 존재하는 국부 응력의 보수성을 줄이기 위하여 스트레인 게이지를 배관에 설치해 정확한 응력을 측정한다.

다. 배관/배관 지지물 변경 · 추가

진동의 진폭을 줄여 배관 응력을 감소시키기 위하여 강체 지지물을 추가한다.

또한 음향 공진이 일어날 경우에는 배관의 길이를 줄여 진동을 감소시킨다.

지지물을 추가하는 데는 다음 방법을 따른다.

- ① 최대 진동 변위가 발생하는 지점에 될 수 있는 한 가깝게 설치한다.
- ② 피보팅(pivoting)을 최소화하기 위하여 엘보우 근처에 설치한다.
- ③ 강체 지지물을 사용해도 응력이 허용 기준까지 감소되지 않는다면 감쇠 장치(damping devices)를 사용하는 것이 바람직할 수도 있다.
- ④ 정상 상태 진동에는 통상 스너버를 사용하지 않는다.

라. 진동의 원인 규명, 제거

배관 진동 원인에 적합한 진동 대책을 수립하여 근본적인 가진원을 제거하는 것이 최선이나, 그렇지 않을 경우 현장 조건에 맞는 대책이 필요하다.

진동 감쇠 방안

정상 상태 진동을 감쇠시키기 위해서 여러 가지 방법이 있으나 일반적으로 스너버를 사용하지 않는다.

진동을 줄이기 위해 사용되는 가장 좋은 지지물은 스트러트(rigid strut)이지만 반면에 열팽창을 구속하기 때문에 열응력과 반력이 발생하게 된다.

따라서 스트러트를 사용한 경우에는 반드시 열팽창 해석을 다시 수행하여 검토해야 한다.

한편 WEAR™(Wire Energy Absorbing Rope) 지지물은 열팽창과 동하중을 동시에 흡수할 수 있는 일종의 동흡진기와 같은 장치이며 국내 최초로 발전소 현장에 적용, 진동 문제를 해결하였다.

WEAR™의 성능

① 스프링과 감쇠의 복합적 기능을 가진 지지물이다.

WEAR™ 지지물은 처짐이 생길 때 스테인리스 재질의 와이어 가닥(wire strands)들이 서로 마찰을 일으키면서 미끄러지는 마찰 감쇠에 의해 에너지를 흡수하는 특성을 가지며, 감쇠비는 15%에서 17% 범위이다.

또한 나선형으로 감긴 로프가 갖고 있는 강성에 의해 지지된다.

② WEAR™ 지지물은 총변위(total travel, Pk to Pk)의 10%를 내구 한계 진폭으로 고려한다.

③ 기존 스너버와 교체가 용이하다.

④ 거의 정비 보수가 필요없다.

⑤ 작동 온도 범위는 -150°F에서 500°F이다.

⑥ 최대행정은 ±1.0in와 ±2.0in

이다.

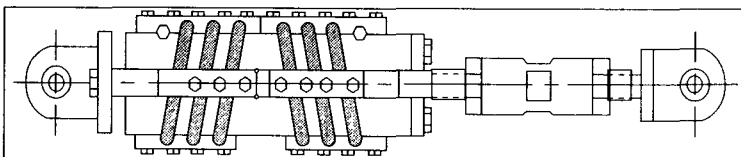
결론

지금까지 대형 배관 설비에 대한 이상 진동 현상을 규명하는 해석 기술이 정립되어 있지 않아 시스템상 진동 문제가 발생한 경우 외국 기술자를 초청, 자문을 받아 기술적 어려움을 해결하는 실정이었으며, 고유 진동수 실험 및 모델링, 건전성 평가 기술이 미흡하여 진동 발생시 근본적인 진동 원인은 규명되지 않았다.

본 기술 개발로 진동 문제 때문에 10년 이상 운영에 어려움을 겪고 있던 월성 1호기 주증기관 및 2차 계통 배관에 대한 유체 유동, 구조물의 동적 및 정적 특성을 규명하여 진동에 미치는 영향을 정량적으로 평가함으로써, 배관의 최대 진동값이 허용 기준치를 초과하던 것을 국내 최초로 개발·제작된 진동 감쇠 장치 설치 후 진동값이 50~60% 이상 감소하였고, 허용 기준치 이하로 줄어들어 설비의 안전성 및 신뢰성을 제고하는 데 크게 기여하였다.

이번 기술 개발로 배관 구조물의 정적 및 동적 특성 해석 기술을 선진국 수준으로 끌어 올리는 데 크게 기여하였으며 앞으로 점차 확대 적용할 계획이다.

특히 북한 경수로 및 중국 원전 사업에 대한 건전성 평가 프로젝트도 추진할 예정으로 노력중에 있다



(그림 11) WEAR™ 지지물