

원심 펌프에 있어서 진동문제

임 우 섭

효성중공업 기술연구소 과장



●1960년생
●회전기계 진동을 전공 하였으며, 유체기계 특히 펌프 진동에 있어서 유체연성 진동문제, 최적설계등에 관심이 있다.

최 원 호

효성중공업 기술연구소 연구원



●1958년생
●회전체 역학을 전공 하였으며, 흡진 및 내진 설계에 관심이 있다.

신 경 식

효성중공업 기술연구소 연구원



●1967년생
●펌프의 구조강도해석, 진동 해석에 관한 연구 및 관련 S/W를 개발중에 있다.

1. 머리말

근래에 이르러 플랜트의 장치 및 기기의 대용량화 추세에 따라 요구되는 원심펌프류도 고속·대형화 되어 진동 트러블(trouble)이 과거에 비해 급속히 증가하고 있는 실정이다. 또한, 시스템 중에 설치된 펌프는 일반적으로 다른 기계들에 비해 그 중요도가 높기 때문에 펌프의 고장이나 이상 발생은 시스템 전체에 막대한 악영향을 미치게 된다. 따라서 시스템의 신뢰성을 향상시키고 사고를 미연에 방지하기 위해서도 펌프의 진동은 중요한 항목의 하나로서 다루어져야 한다.

진동문제가 없는 펌프를 만들기 위해서는 기본적으로 양호한 유동특성을 갖도록함은 물론 정적강도, 피로, 공진 뿐만 아니라 각종 유체

력의 평가와 함께 불평형응답, 안정성 해석등을 통해 축계 설계를 행하고 부품가공이나 조립, 공장시험시에도 각별한 주의를 기울여야 하지만, 펌프 진동은 현장설치후 여러가지 원인이 복합되어 나타나므로 펌프만이 아닌 주변 기계와 시스템의 특성 또한 고려하여야 한다.

본 글에서는 실제 현장의 진동 엔지니어에게 도움을 줄 수 있는 원심펌프 진동의 특징적인 측면을 위주로 하여 설명하고자 한다.

2. 일반회전기계와 펌프진동과의 차이점

펌프는 액체를 취급하기 때문에 공기기계나 전기기계와 상당히 다른 특성을 갖고 있다. 특히 축계에 가하여지는 정하중과 동하중 가운데 유체적인 힘이 접하는 율이 큰 것이 가장 중요한 특징이다. 표 1에 전형적인 회전기계의 축

표 1 각종 회전기계의 대표적인 하중

	유체기계 (펌프)	공기기계 (터빈, 압축기)	전기기계 (발전기, 전동기)	치차축 (감속기)
정하중	회전체의 자중* 축연결 불량에 의한 힘 수력적 하중	회전체의 자중* 축연결 불량에 의한 힘 노즐힘 (일부 고압터빈)	회전체의 자중* 축연결 불량에 의한 힘 자기력	회전체의 자중* 축연결 불량에 의한 힘 토크력
동하중	불평형력 유체가진력	불평형력	불평형력 전자가진력	불평형력 기어 매쉬력

* 횡축의 경우, □는 지배적인 것을 나타냄.

계에 작용하는 하중의 개요를 나타내고 있다. 통상의 회전기계에서는 회전체의 자중을 베어링의 정하중으로 생각하여도 좋으나, 펌프의 경우에는 수력적인 하중을 고려해야 할 필요가 있다. 동적인 하중에 대해서도 펌프는 다른 기계에서는 거의 문제가 되지 않는 유체적인 가진력이 지배적일 경우가 많다. 유체적인 가진력은 불평형처럼 회전수만의 함수가 아니고, 유량이나 운전조건에 따라 크게 변화하기 때문에 설계시점에서 추정이 어렵다.

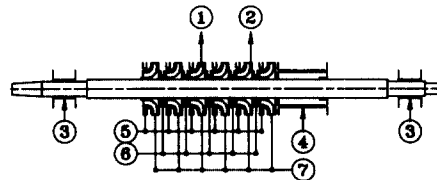
입형펌프는 대부분의 경우, 외팔보 구조를 하고 있으므로 비교적 고유진동수가 낮다. 이러한 입형펌프에서는 회전축의 불평형 진동이나 위험속도는 물론 흡입피트(suction pit)의 형상과 수위변동등에 따른 진동특성의 예측 및 지진에 대해서도 검토하여야 할 필요가 있다. 또한 펌프는 펌프장(pumping system)을 구성하는 하나의 부분품에 불과하므로 펌프 진동에 있어서는 전동기, 엔진, 터빈등과 같은 구동기와 흡토출 연결 배관, 기초는 물론 펌프 운전상의 유체역학적인 특성을 함께 고려해야 하는 어려움이 있다.

펌프의 경우, 축계에 작용하는 힘은 축의 변위에 의한 힘과 불평형등에 의한 여진력의 두 종류가 있다. 그림 1은 이 힘들에 대한 개략도를 나타내고 있다. 베어링, 평형피스톤, 웨어링, 링등의 미소 틈새에서 축의 변위에 기인하여 발생하는 유체력은 통상 정적 평형점에 대

해 선형화하여, 그때의 축의 변위, 속도 및 가속도에 비례하는 동적계수로써 다음과 같이 표현된다.

$$-\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta X \\ \Delta Y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \dot{X} \\ \Delta \dot{Y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} M_{xx} & 0 \\ 0 & M_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \ddot{X} \\ \Delta \ddot{Y} \end{bmatrix}$$

여기서 F_x, F_y 는 수평 및 수직방향의 유체력이고, 우변의 변위, 속도, 가속도에 비례하는 계수를 각각 강성(stiffness), 감쇠(damping), 부가질량(added mass) 계수라 부른다. 그리고 $K_{ii}, C_{ii}, M_{ii}(i=x,y)$ 를 직교항(direct terms), $K_{ij}, C_{ij}, M_{ij}(i=x,y, j=y,x)$ 를 연성항(coupled terms)이라 부른다. 이 힘중에 회전체 지지부 즉 베어링의 유체력(통상 유막력이라 한다)을 표현하는 강성, 감쇠계수는 이론 및 실험적으로 잘 알려져 있다.



1. 유체 가진력
2. 불평형에 의한 원심력
3. 베어링의 유막력
4. 평형디스크의 유체력
5. 웨어링의 유체력
6. 중간단 시일의 유체력
7. 회전자와 안내깃간의 유체력

그림 1 펌프축계에 작용하는 힘

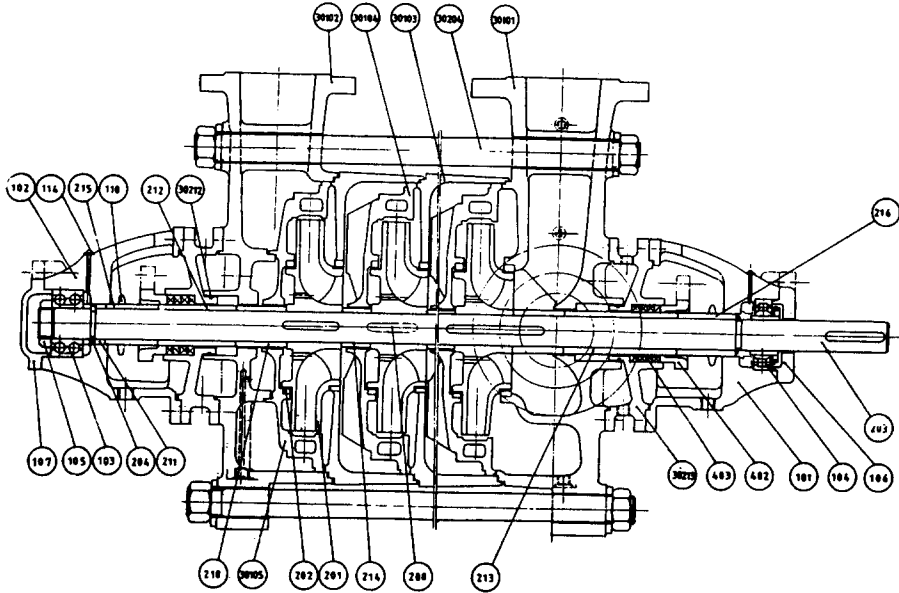


그림 2 3단 터빈펌프 조립단면도

3. 펌프 축계의 모델링

그림 2와 그림 3은 다단터빈펌프의 조립도와 펌프축계의 진동해석을 위한 모델링의 결과이다. 펌프축계는 통상 변단면을 가지는 회전축, 베어링, 시일(seal) 및 회전차(impeller)로 구성되며, 등가모델로서 집중정수계로 치환하여 사용한다. 이 경우 유도되는 운동방정식중의 질량행렬은 절점에 집중하는 질량과 관성 모멘트로 구성되며, 감쇠행렬은 집중력으로 작용하는 베어링과 시일의 감쇠력 및 자아로모멘트로써 구성된다. 그리고 강성행렬은 축요소의 양

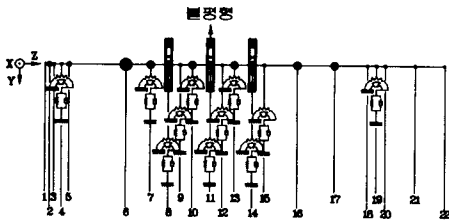


그림 3 진동해석을 위한 모델화

단절점 변위벡터로 표시되는 강성요소와 베어링 및 시일의 집중강성을 합성한 것으로 표시된다. 시일의 강성 및 감쇠계수는 시일의 형상 계수 및 운전조건등에 의해 얻어진다.

4. 펌프축계의 설계 순서

회전축계의 설계에 있어서는 계의 강도, 피로 뿐만 아니라 위험속도, 불평형응답, 안정성 등 고려해야 할 여러 인자를 포함한다. 그림 4에서 나타낸 바와 같이 우선 유량, 양정, 회전수등의 기본 설계조건에 따라 축계형상을 결정한다. 다음에 축계의 데이터를 이용하여 해석 모델을 작성하고 위험속도, 불평형응답과 안정성의 예측, 평가를 하여 만족스럽지 못할 경우 설계변경을 한다. 이하에 각 단계별로 설계지침을 간략히 나타낸다.

· (단계 I) 축제원의 전적

주어진 설계조건에 대응하여 기계의 유체적 성능등을 만족하도록 회전차의 형상, 축경, 스펠(span) 및 베어링의 형식등을 정한다. 이때 불안정한 힘에 직접 영향을 주는 작동유체의

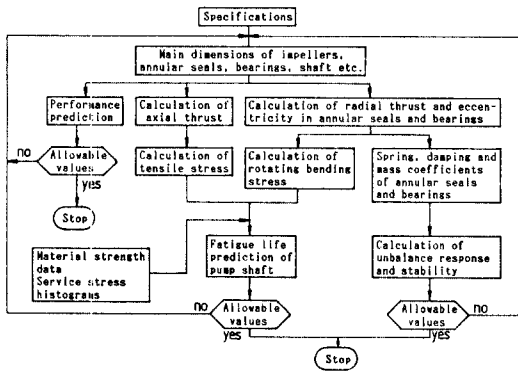


그림 4 축계의 설계 순서

압력수준, 축동력등의 운전조건을 포함하여, 축강성을 충분히 크게 취할 수 있는 구조로 하는 것이 바람직하다. 이는 축강성을 높게 취하므로써 베어링유막과 시일액막의 감쇠특성이 효과적으로 작용하여 계의 감쇠율을 향상시키기 위함이다.

· (단계 II) 단순지지 고유치 해석

축형상을 단계 I에서 정한 형태대로 유한요소법등에 의해 수치 해석하여 동적 특성을 검토하는 경우, 계산에 많은 시간이 걸리고 또 동적성능의 개선을 위한 대책을 세우기 어렵다. 따라서 고유진동수의 계산 및 안정성 평가를 효과적으로 수행하기 위한 준비로서 축계가 베어링 위치에서 단순지지된 경우에 대해 고유치해석을 한다.

· (단계 III) 베어링 형식 및 베어링 제원

회전수, 베어링 하중등의 베어링 사용조건을 기본으로 베어링 형식을 선정한다. 예로 고속, 경하중인 진원베어링등에서는 작동유체에 의한 불안정한 힘이 작용하지 않아도 불안정진동이 발생하는율이 높다고 예상되는 경우에는 먼저 다윈호 베어링, 경사 패드베어링등을 선정하여 놓을 수 있다. 다음에 베어링하중 등의 사용조건에서 베어링의 직경, 폭, 틈새, 예압계수 등으로 베어링 유막계수를 정한다.

· (단계 IV) 불안정한 힘의 건적

중요한 불안정한 힘으로 생각되는 베어링과

시일, 회전차의 유체력에 대해 강성계수와 감쇠계수를 평가해야 한다. 더우기 종래의 실제 기계에 대한 경험, 실적도 고려하여 종합적으로 불안정한 힘의 크기를 평가하는 것이 요망된다.

· (단계 V) 안정성 및 불평형 응답의 평가와 향상

안정성과 불평형응답의 해석방법을 이용하여, 예상되는 불안정한 힘에 대한 계의 충분치 못한 때에는, 베어링이나 시일의 폭, 틈새, 직경 등을 변경하므로써 안정성과 불평형 응답을 개선한다. 베어링이나 시일 제원의 변경만으로 만족한 결과를 얻을 수 없을 때에는 단계 I로 돌아가서 축강성을 증가시켜 계의 안정성을 높이든가, 고유진동수를 놓여 공진을 피하도록 한다. 만일 공진점에서 불평형응답이 그다지 문제로 되지 않는 경우에는 정상 운전속도에서의 안정성에 초점을 맞추어 불안정한 힘의 영향을 중시하여 검토한다. 시일, 회전차부의 불안정한 유체력이 큰 영향을 미치지 않는 경우는 베어링의 유막력에 의해 발생하는 오일 휩(oil whip)에 대한 검토만으로 충분하다.

· (단계 VI) 실기 축계로서의 해석

앞의 단계에서 계의 안정성과 불평형 응답을 향상시켜 축과 베어링, 그리고 시일의 제원이 결정되면 회전축계로서 상세해석을 수행하여 최종적으로 문제가 없음을 확인한다.

5. 펌프의 진동 트러블

펌프의 진동은 공장시험시에는 양호한 특성을 가지던 것이 현지 설치후 운전중에 문제로 되는 경우가 대부분이다. 이는 공장과 현지의 설치 및 운전조건의 차이, 정기 점검을 위한 분해, 재조립시의 상황변화, 장기간 사용에 따른 마멸과 열화등의 경시변화, 각종의 이물질 유입과 막힘등에 기인한다.

그림 5는 일본 화력발전 기술협회의 화력발전소용 펌프 진동에 대한 앙케이트 조사결과이다. 기계별로 이는 통상 순환수 펌프와 보일러

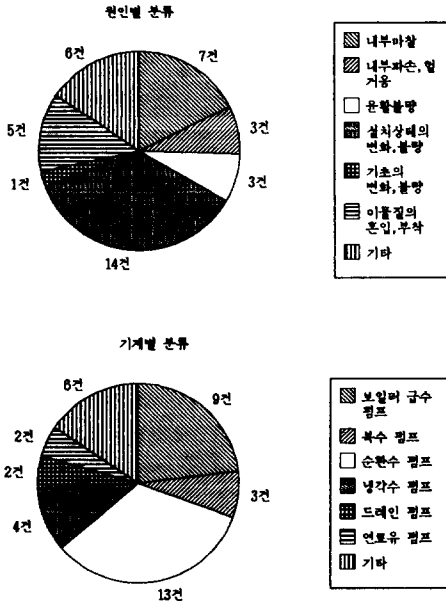


그림 5 화력발전소용 펌프의 진동분류

급수 펌프가 전체 진동의 반이상을 차지하고 있는데, 이는 통상 순환수 펌프는 대유량, 저양정, 저속의 대형 압축 펌프이고, 보일러 급수펌프는 고온수를 다루는 소유량, 고양정, 고속의 소형회축 펌프로서 양자 모두 진동 측면에서는 필연적으로 바람직하지 못한 구조와 운전 조건을 가지고 있기 때문이다. 원인으로 역시 펌프 설치상태의 불량에 의한 것이 14건으로 가장 많음을 알 수 있다.

펌프 진동의 원인은 불평형, 위험속도, 구조 공진, 센터링 불량등의 기계적 원인과 캐비테이션(cavitation)과 재순환(recirculation)이 주를 이루는 수력학적 원인으로 크게 나눌 수 있다. 기계적 진동은 일반적으로 잘 알려져 있고 많은 축적된 자료를 얻을 수 있지만 수력학적진동은 아직도 연구되어야 할 많은 요소를 안고 있다. 펌프의 운전점은 펌프의 유량-양정 특성곡선과 시스템저항곡선의 교점으로 결정되는데 운전점이 최고 효율점 부근일 때는 유동 특성이 지극히 양호한 상태이므로 발생하는 진동은 대부분 기계적 원인이지만, 최고효율점을

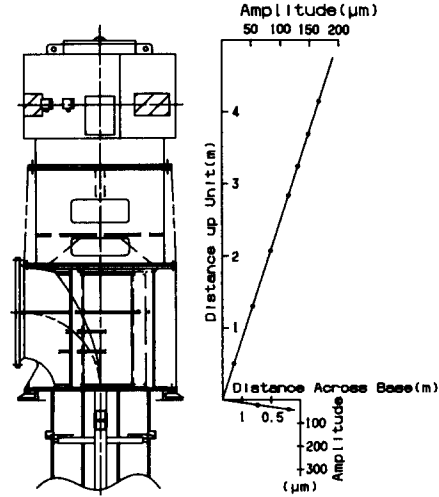


그림 6 입형펌프의 진동모드

벗어나 운전될 때는 주로 수력학적 원인에 의해 진동이 발생한다. 수력학적 원인에 의한 진동은 완전히 없앨 수는 없으나 수력학적 설계 단계에서 주의를 기울인다면 진동을 줄일 수 있다. 그러나 설계유량에서의 펌프 효율은 다소 떨어짐을 감안해야 한다.

근래 입형펌프의 대형화, 대용량화의 경향에 따라 그림 6과 같이 전동기와 펌프의 불평형 또는 축연결불량(misalignment)에 의한 진동과 전동기, 모터지지대, 토출곡관, 베이스(base)의 리드주파수(reed frequency)와 가진주파수의 근접에 의한 공진 문제가 많이 발생하고 있지만, 진동발생시 그 원인이 구조공진인지, 불평형인지 애매할 때가 있다. 이런 경우에는 통상 전동기 전원을 끈 후 진동을 계속하여 전동기속도의 5~10%변화 범위내에서 진동진폭이 25% 이상 크게 변한다면 구조공진이며, 전동기속도 감소와 더불어 서서히 변한다면 불평형이나 축연결불량이 원인이라고 판단할 수 있다.

표 2에 펌프의 대표적인 진동과 그 특징을 요약하여 나타낸다. 표 2에 기술한 것 이외에도 펌프의 급기동 또는 급정지시에 발생하는 수충격(water hammering)이나 서징(surging),

표 2 펌프의 대표적인 진동과 특징

종 부	현 상	원 인	진 동 특 징
강제·공진	불평형진동	· 회전부재의 결손 · 경년변화로 인한 축휨	· 진동주파수가 회전주파수와 일치하거나 비례한다. · 일정한 회전, 일정한 조건에서 진동위상이 안정
	분수조파공진 (비선형진동)	· 베어링부의 헐거움 · 베어링삽입부에 이물혼입 · 베어링 장착 불량 · 축연결불량	· 회전주파수의 1/2, 1/3등의 주파수 성분을 가진다. · 주파수 성분과 회전 성분과의 위상관계가 일정
자려진동	· 오일휨 (oil whip) · 유체휨 (whip)	· 미끄럼베어링의 유막력 · 시일부의 유체력	· 축계위험속도의 2배이상의 회전수영역에서 발생 · 회전 방향과 같은 방향으로 휘돈다.
	· 건마찰에 의한 휘돌림 (friction whirl)	· 회전부와 정지부의 접촉시의 건마찰	· 위험속도 이하의 회전 영역에서 발생 가능성 · 회전 반대방향으로 휘돈다.
	· 내부마멸에 의한 휘돌림 (히스테리시스휨)	· 회전축계 재료의 내부마멸	· 위험속도 이상의 회전 영역에서 발생 가능성 · 회전 방향으로 휘돈다.
라빙 (rubbing) 진동	· 라빙 (rubbing)	· 축과 정지부간의 접촉에 의한 축의 열변형	· 동기성분의 주파수 발생 단, 접촉음에 의한 고주파수가 있음. · 진폭 및 위상이 시간에 따라 변화
유체진동	· 캐비테이션 · 칼만와류	· 유체중 흡입된 공기에 의해 칼만와류의 이탈로 발생	· 회전 주파수와 무관한 고주파수, 고음발생
	· 맥동	· 유체의 압축에 의한 진동	· 주파수는 회전차잇수×회전수
요소진동	· 구름베어링, 기어 · 임펠러의 깃	· 요소가 회전하거나 유체가 출생시 발생	· 회전수에 비례하는 성분과 요소의 고유진동수성분이 발생

흡입수조에서의 선회류나 와류등도 진동의 원인이 된다.

일반 회전기계와 마찬가지로 펌프의 경우도 기계에 이상이 생겼을 때, 발생하는 물리적 현상은 대부분 진동으로 나타나므로 펌프의 유지·보수는 물론 이상·고장의 원인 추정을 위해서도 진동 현상을 이용할 수 있다. 표 3은 진동의 여러가지 원인에 대한 진동 파형의 주

파수 분석 결과를 그 크기별로 나타낸 것이다.

6. 진동의 허용 기준

진동의 허용치는 기계의 사양, 종류, 용도 등에 따라 다르며 동일한 펌프에서도 형식이나 구조에 따라 제한치가 다르는데 어려운 문제가 있어 일괄적으로 규정하기는 어렵다. 여기서는

표 3 전동원인과 주파수 관계

현상	진 동 수 성 분															
	저주파 진 동	0.3~ 0.49fn	1/2fn	0.51~ 0.99fn	회전성분				fnZ	축위험속도			기어메쉬진동수			
					fn	2fn	3fn	고차 fn		일차 fc ₁	이차 fc ₂	삼차 fc ₃	f _c	2f _c	3f _c	음향진동
구름베어링																***
접 축	*	*	*	*	*						*	*	*			***
축 크랙					***	***	*	*								*
캐비테이션																***
기어 손상													***	*	*	**
전자 진동																***
회전차 깃									***							
축연결볼량					**	**	*	*								
축 비대칭						***										
불 평 형					***											
축 변 형					***											
오 일 휩		***								***						
서 어 징	***															

(주) * : 약 ** : 중 *** : 강

진동 크기에 의한 판결시의 일반론적인 참고자료로서, 펌프에 관한 규격중 ISO(international standardization organization), API(american petroleum institute), HI(hydraulic institute), KS(korean standards)를 중심으로 소개한다.

진동의 허용치로서는 베어링 진동에 관한 것과 축진동에 관한 것으로 대별할 수 있는데, 일반적으로 축진동에 비해 베어링 진동이 감도가 낮은 단점은 있으나 축정기 용이하고, 많은 자료가 축적되어 있으며, 축정기의 신뢰성이 높다는등의 잇점이 있기 때문에 베어링 진동치가 널리 사용된다.

그림 7은 진동에 관한 각 규격의 진동허용치를 진동변위의 편진폭으로 환산한 것이다. 그림중에 “강제지지”, “탄성지지”라는 것은 ISO

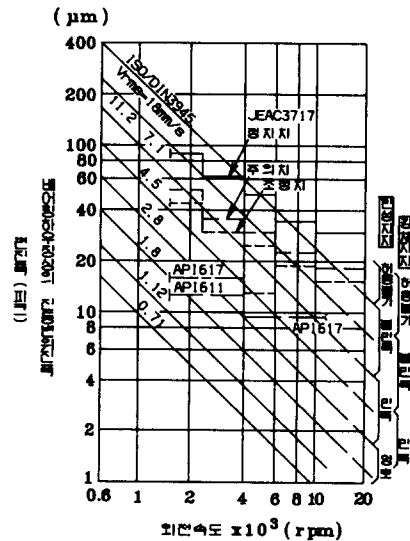


그림 7 대형회전기계의 베어링하우징에서의 진동 평가기준

3945의 Class III (건고한 기초위에 설치된 대형 기계)와 Class IV (비교적 유연하게 지지된 대형 기계)에 대응한다. 그리고 JEAC 3717은 발전용 터빈에 작용하는 베어링 부근의 축의 절대변위 진폭에 관한 것이다.

ISO의 진동평가 기준은 대부분이 베어링부의 진동에 기초한 것으로 진동 진폭과 진동각 속도를 곱한 진동속도의 제곱평균치(rms치)로서 평가하도록 되어 있다. 일반적으로는 진동 진폭이나 진동가속도로 평가하는 것이 물리적인 의미에서 이해하기 쉬우나 진동속도의 rms치가 평가의 물리적인 척도로서는 적절하다. 즉 진동속도로 설정하면 회전속도와 관계없이 평가치를 구분하는 것이 가능하고 또 실제 기계에서 계측하여도 진동속도로써 평가하는 편이 타당한 경우가 많다. 그림 8은 ISO/DIN 3945에서 추천하고 있는 진동계측 위치이다.

API는 석유정제 플랜트용 기계에 관한 기준이 되는 것으로서 API 610에 일반석유 정제용 펌프에 관해 규정하고 있다. 위험속도는 탄성 회전체인 경우, 상용 회전수의 85%이하 또는 최대 연속속도의 120%이상, 강체회전체인 경우는 최대 연속속도의 120%이상으로 할 것. 이는 사용 회전수와 축계의 고유진동수가 접근하여 공진하는 것을 피하도록 하기 위한 것이다. 또한 공진배율은 위험속도 통과시에 8이하로 할 것(5이하가 바람직하다). 이는 기동 및 정지시에 위험속도를 통과할 때의 진폭을 제한한 것이다. 그림 9는 API 610에 규정된 베어링 하우스징과 축의 상대변위 측정을 기준으로 한 진동 한계치이다.

HI규격은 펌프에 있어서 현재 가장 널리 사용되는 규격의 하나로서, 현저하게 높은 진동치를 허용하고 있고, 또 단지 축 회전수의 동기성분 주파수와 펌프 설계유량(best efficiency point)에서 진동진폭을 규정하고 있는 것이 특징이다. 이 규격에서는 펌프지지물을 강체구조물과 비강체(탄성)구조물인 경우로 구분하여 허용진동제한치를 제시하며, 특히 탄성 구조물의 경우 운전속도는 구조물의 고유진동

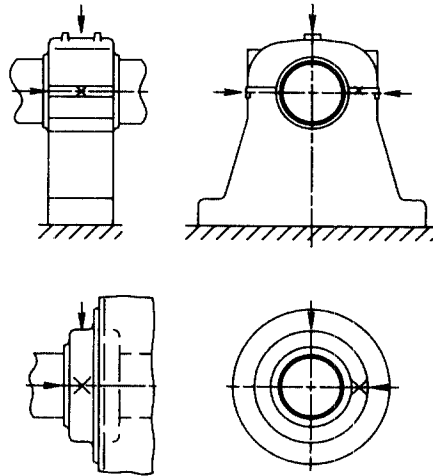


그림 8 진동계측위치 (ISO 3945)

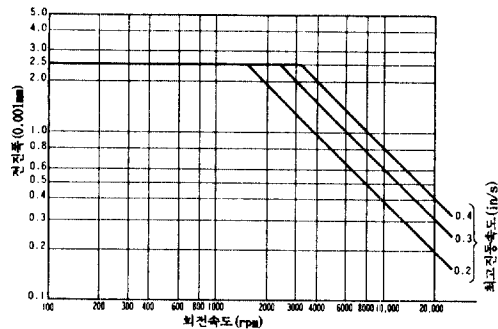


그림 9 진동한계치 (API 610)

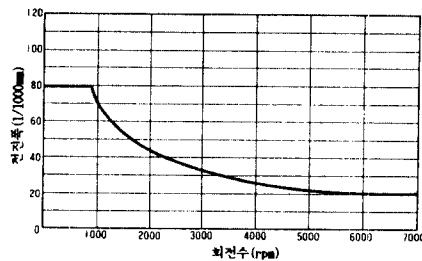


그림 10 진동한계치 (KSB 6301)

수의 상하 25% 범위를 벗어나도록 하고 있다. 또한 진동진폭, 속도 및 가속도 사이의 변환공식을 제공하고 있다.

KS규격은 통상의 횡형 및 입형 원심펌프,

표 4 횡형, 입형펌프의 베어링하우징 진동 한계치

펌프운전조건 (진동측정방향)	Unfiltered	Filtered		
		1×rpm 2×rpm	N×rpm 2N×rpm	기 타 주파수성분
BEP유량의 ±10% (반경방향)	0.25	0.18	0.12	0.12
최소유량의±5% (반경방향)	0.38	0.18	0.25	0.18
BEP유량의±10% (축방향)	0.12	0.12	0.12	0.12
최소유량의±5% (축방향)	0.18	0.18	0.18	0.18

(주) BEP (best efficiency point)

단위 ; in/sec

사류펌프와 축류펌프에 대한 진동 기준치를 규정한 것으로 그림 10에 나타난다. 계측은 횡형의 경우 베어링중심에서 그리고 입형의 경우는 전동기 상부베어링 중심에서 진동진폭을 계측하며 가능한 한 실제 부차 상태에서 계측할 것을 권장하고 있다.

이상에서와 같이 원심펌프의 진동기준치에 대해서는 많은 규격이 있으나 이들중 어떠한 것도 펌프의 전운전범위에 걸쳐 만족할 만한 진동규정을 나타내고 있는 것은 없다. 일반적으로 펌프는 특정유량과 양정에서 효율이 최대가 되도록 설계하며, 따라서 최고 효율점 부근에서 운전되는 것이 바람직하나, 실제로는 현장설치후에 연속적 또는 주기적으로 설계점과 다른 조건에서 운전될 경우가 많다. 현장에서 언급한 바와같이 설계점을 크게 벗어난 운전은 펌프내부에서의 수학적 원인에 의한 과대한 진동을 발생시킨다. 따라서 설계점 이외의 조건에서 펌프의 진동허용치를 얼마로 할 것인가를 매우 중요한 문제이다. 표 4는 참고문헌(6)에서 제시하고 있는 진동허용치이다.

7. 맺음말

이상에서 기술한 바와 같이 펌프의 진동은

설치후 많은 원인이 복합되어 발생하는 것이 일반적이므로 예기치 못하는 경우가 많다. 따라서 진동발생시에 어떻게 체계적인 검토를 거쳐 그 원인을 찾을 것인가, 그리고 원인제거를 어떻게 효과적으로 수행할 것인가 하는 것이 실제로는 가장 중요한 문제이다.

대형펌프에서 진동이 발생했을 경우 그 해결을 위해서는 엄청난 경비와 시간이 필요한 경우가 적지 않다. 이러한 측면에서 펌프의 진동을 가장 경제적이고 용이하게 그리고 단시간에 해결할 수 있는 여러가지 방법이 연구되어야 한다. 그 일례로 실기에 직접 사용할 수 있는 각종의 동흡진기(dynamic absorber)의 고안과 최적설계등은 훌륭한 연구과제의 하나이다.

그리고 최근 고도로 발달한 측정계기, 컴퓨터, 데이터처리 S/W등을 병용한 진동 모니터링(monitoring)에 의한 기기의 이상 진단과 예방 시스템 개발에 관한 연구도 보다 활발히 진행될 필요가 있다.

참고 문헌

- (1) 經營開發センタ, 1978, 回轉機械の振動・騒音.

- (2) 梁保錫, 1984, “流體回轉機械の振動と安定性に及ぼすSeal動特性の影響に関する研究”, 博士論文, 神戸大學.
- (3) 日本機械學會, 1984, すべり軸受の靜特性および動特性資料集
- (4) 효성중공업(주)편, 1989, 효성펌프편람.
- (5) 株式會社 西島製作所編, 1985, ポンプ便覽.
- (6) Samarasekera, H. 1988, “Acceptable Vibration Level for Centrifugal Pumps”, World Pump.
- (7) 金光, 日向, 1985, “ポンプ・送風器・壓縮器の診断技術”, ターボ機械, 第16卷 第13号 第3号.
- (8) 安田千秋, 1988, “タービンの故障診断と豫防保全”, ターボ機械, 第16卷 第7号.
- (9) KS B 6301, 1978, 원심펌프, 사류펌프 및 축류펌프의 시험 및 검사방법.
- (10) API 610, 1981, Centrifugal Pumps for General Refinery Services, Sixth Ed.
- (11) HI, 1983, Hydraulic Institute Standards for Centrifugal, Rotatory and Reciprocating Pump.
- (12) ISO 2372, 1974, Mechanical Vibration of Machines Operating Speeds from 10 to 200 rev/s. -Basis for Specifying Evaluation Standards.
- (13) VDI 2056, 1964, Beurteilungsma β stäbe für Mechanische Schwingungen Von Maschinen.

