

회전機械의 振動評價 및 設計法(I)

梁 保 錫

釜山水産大學 舶用機械工學科 教授

1. 머리말

기계가 안전하게 기능을 유지하고 소정의 성능을 발휘하기 위해서는 靜的인 문제만이 아니고 動的인 擧動에 대해서도 충분한 배려가 필요하다. 최근 기계나 구조물은 점차 대형화, 고성능화의 경향이고(그림 1), 이에 따라 종래에는看過되어 왔던 많은 문제점들이 발생하고 있다. 즉 회전기계의 강제진동과 안정성 등에 관해서 종래는 설계단계에 있어서 주로 단순지지 조건하에서 계의 고유진동수의 계산과 저어널 베어링의 자력진동(oil whip) 등을 대상으로 정성적으로 계가 안정한가 어떤가를 조사하였다. 그러나

회전기계의 고성능, 고속화에 따라 베어링유막 특성에서 자력진동이 발생하기 쉬운 조건이 되고 더욱이 고압화에 의해 작동유체로부터 불안정한 힘이 증대하게 되었다. 또한 고속화에 의해 계의 운전속도가 1차 위험속도 이상으로 되어 시동, 정지시에 위험속도를 통과하여야 하며, 고차 위험속도에서의 공진 가능성 등을 충분히 검토하여야 한다. 따라서 종래의 설계방법 만으로는 회전기계의 진동문제에 충분히 대처할 수 없는 상태이다.

그러므로 본 글에서는 진동설계의 측면에서 진동에 관한 규격을 검토하고, 이어서 축계의 진동을 방지하는 것을 목적으로서 안정한 회전축계를 설계하기 위한 지침을 설명한다.

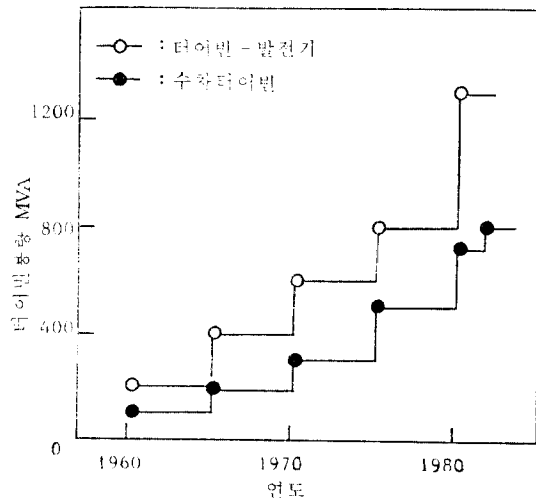
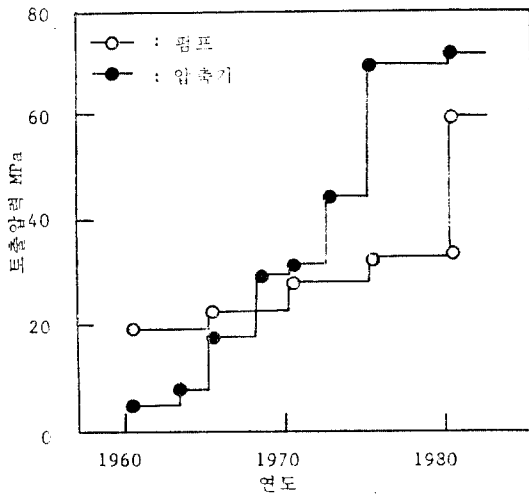


그림 1 각종 회전기계의 고출력화

2. 振動評價

2.1 진동평가의 목적

회전기계의 진동평가를 위해 한계치 또는 허용치를 얼마로 할 것인가는 세계적으로 많은 연구자와 기술자의 노력에도 불구하고 아직까지 충분한 답을 얻지 못하고 있는 진동공학의 가장 어려운 문제의 하나이다. 그러나 진동평가를 위해 한계치(또는 허용치)를 정하는 것은 (1) 기계상태의 동적인 원활함을 대표하고, 그 평가를 용이하게 한다. 공장시운전시에 사용회전속도에서 진동치에 대하여 한계치 또는 등급(level)을 나타내므로써 제작자가 사용자에게 제품을 인도할 때에 유용하게 사용할 수 있다. (2) 운전중인 기계의 감시수단으로서 양호한 운전상태에서의 이탈정도를 나타내고, 이후의 운전지침을 제공한다는 점에서 매우 유용하다. 그러나 한계치를 다종다양한 기계에 획일적으로 적용할 수 없으므로 경험과 실적에 의한 평균적인 타협치로서 기계의 설계, 제작 및 운전에서 최적인 값을 구한 것이어야 한다.

진동허용치에 대한 각종 규격과 비교하여 진동평가를 하기 위해서는 진동계측이 필요하다. 진동계측은 통상 베어링부분에서 3 방향(축방향,

수직 및 수평방향)의 베어링진동 또는 베어링부근에서의 축진동을 계측한다. 물론 다른 부분에서도 계측이 가능한 경우도 있으나 기계의 구조상 제약을 받고, 일반성이 결핍된다. 진동규격은 많은 기계에서 공통된 일반성 있는 평가를 할 수 있어야 한다. 그러므로 적절한 판단이 가능하다면 규격은 가능한 단순한 형으로, 측정도 간편한 것이 좋다.

2.2 베어링 진동계측과 축진동계측의 비교

진동계측방법으로는 베어링부분의 진동계측과 축진동을 계측하는 것으로 나누어 진다. 베어링은 회전체의 반력을 직접 받으며 지지하는 부분으로 고장율이 높은 곳이다. 그러므로 베어링부분에서의 측정의 목적에 부합되고, 측정이 쉽다는 점도 있어서 오래 전부터 사용되어 많은 자료가 축적되어 있다. 그러나 측정단위로서 진동속도를 이용하므로 진동의 물리적 성질을 쉽게 이해하기 어려운 점도 있어서 최근 미끄럼베어링으로 지지된 회전기계는 축진동의 계측이 주류가 되어가고 있다. 표 1은 베어링진동과 축진동계측의 장단점을 비교한 것이다.

최근의 경험에 따라 사고의 조기발견, 판단의 정도향상, 2차피해의 방지 등에 축진동계측에 의한 판단이 유리함이 인정되고, 축진동 계측기

표 1 베어링 진동계측과 축진동계측의 비교

	베 어 링 진 동	축 진 동
장 점	<ol style="list-style-type: none"> 1. 데이터가 풍부하고, 한계치도 널리 알려져 있다. 2. 진동측정이 쉽고, 계측기의 가격이 싸다. 3. 계측기의 신뢰성이 높다. 4. 검출기의 이탈, 수리가 쉽다. 5. 진동측정점을 결정하기 쉽고, 장소의 영향이 적다. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 베어링 진동보다 감도가 높다. 2. 응답이 빠르다. 3. 한계치를 설정하기 위한 기본량(예, 불평형)에 대해 직접적이다.
단 점	<ol style="list-style-type: none"> 1. 진동감도가 낮다. 2. 축이 경량으로 케이싱이 강한 경우에 과도적인 진동변화나 이상진동의 검출감도가 둔하다. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 계측장치가 고가이다. 2. 평가기준이 일반화되어 있지 않다. 3. 계측기(특히 검출기)의 신뢰성이 낮다. 4. 부착방법에 제약이 있다. 5. 측정장소에서 측정치의 차가 크다.

의 신뢰성이 향상되어 광범위한 기계의 진동평가에 이용되도록 되었다. 축진동에 대한 규격은 API 규격이 널리 채용되고 있으며, ISO에서도 VDI 2059에 기초한 규격을 작성하고 있다.

2.3 진동규격*

진동의 크기는 각각의 기계 사양, 종류, 형식 및 목적에 의해 다르며 완전히 같은 도면으로 동일한 가공기계로 제작하여도 각각 다르다. 그러므로 엄밀히는 개개의 기계적 특성에 따라 진동제한치가 결정되어야 하나 어려운 문제가 많아 일괄적인 규정은 어렵다. 본 글에서는 진동크기에 의한 판별의 참고자료로서 국내에서 실제 도움이 될 일부분의 규격을 소개한다. 표 2는 각종 규격을 비교한 것이다.

(1) ISO에 의한 진동평가기준

국제표준화기구(International Organization for Standardization)의 기술전문위원회 중에서 기계

의 충격과 진동을 검토하는 TC-108 전문위원회에서 세계의 전문가들이 모여 토의, 검토한 결과를 국제표준으로 정한다. 이 기준은 일반적인 표준치를 나타내는 것으로 법적 규제력은 없다. 우리나라도 회원국으로 특히 수출에 의존하는 상황에서 이 규격에 맞추지 않으면 안될 입장이 있다. ISO의 진동평가기준은 대부분이 베어링 진동에 기초한 것으로 진동진폭이 아닌 진동진폭과 진동각속도를 곱한 진동속도의 제곱평균치(rms치)로서 평가하고 있다.

(i) 회전속도가 10~200 rev/s인 기계의 진동평가기준(ISO-2372, DIS 3945)

ISO-2372와 DIS 3945의 규격을 그림 2와 표 3 및 4에 나타낸다. 이 규격은 종래의 많은 베어링진동 허용치의 규격을 정리하여 베어링매의 진동속도의 rms치를 진동의 가혹한 정도(severity)를 나타내는 기준으로 채용한 것이다. 이 방법의 특징은 일반 기계에 대해 진동수에 관계없

표 2 각종 규격의 비교

규격명	측정위치		평가목적		대상기계	기준	기 타
	베어링	축	진동품질	운전감시			
ISO 2372	○				소형~대형	V_{eff}	A, B, C, D의 등급표시만으로 구체적인 평가는 없음
ISO 2373	○		○		소형, 중형	V_{eff}	제각자의 출하시의 등급
ISO/DIS 3945	○			○	대형	V_{eff}	
DIN 45665	○		○		소형, 중형	V_{eff}	ISO 2373과 동일
IEC	○	○	○		대형	A	공장시험시의 진동표준치(한계치가 아님)
VDI 2056	○		○	○	소형~대형	V_{eff}	
VDI 2059		○		○	대형	A	경보치, 정지치
JEAC 3717	○	○	○	○	대형터어빈	A	경보치, 정지치, 조정치
API 610		○	○		원실펌프	A	허용치
API 611, 612	○	○	○		증기터어빈	A	허용치
NEMA-SM21		○	○		증기터어빈	A	허용치
JIS B 8301	○		○		입형 및 평형펌프	A	실제부착상태에서 계속
HI	○		○		입형 및 평형펌프	A	

(주) V_{eff} : 진동속도의 실효치
A : 진동변위의 진폭

* 본 글에서는 인용규격내의 표시에 따라 진동가속도를 G 또는 g로 표시하고 있으나 동일한 것으로 9.8m/sec²을 나타낸다.

표 3 진동평가(ISO 2372)⁽¹⁾

진동 정도의 범위		기계의 분류에 따른 품질판정에			
범 위	적용 범위에서 rms 제한치 (mm/s)	소형 기계	중형 기계	대형 기계	터어보기계
0.28	0.28	A	A	A	A
0.45	0.45				
0.71	0.71				
1.12	1.12	B	B	B	B
1.8	1.8				
2.8	2.8	C	C	C	C
4.5	4.5				
7.1	7.1	D	D	D	D
11.2	11.2				
18	18				
28	28				
45	45				
71					

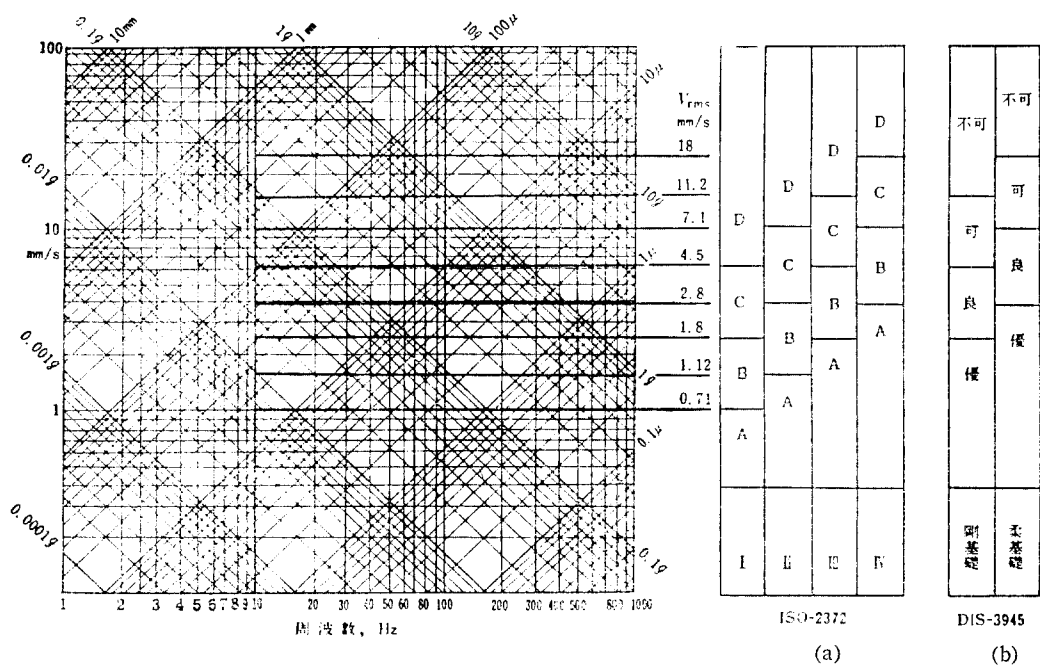


그림 2 ISO 2372 와 DIS 3945 규격⁽²⁾

표 4 진동제한 권장치 (ISO/DIS 3945)⁽³⁾

진동 시베리티(severity) (진동속도의 실효치)		基 礎 條 件	
V_{rms} mm/s	V_{rms} in/s	剛 基 礎	柔 軟 基 礎
0.45	0.018	양 호	양 호
0.71	0.028		
1.12	0.044		
1.8	0.071	만 족	만 족
2.8	0.11		
4.5	0.18	불 만 족	불 만 족
7.1	0.28		
11.2	0.44	허 용 불 가	허 용 불 가
18.0	0.71		
28.0	1.00		
71.0	2.80		

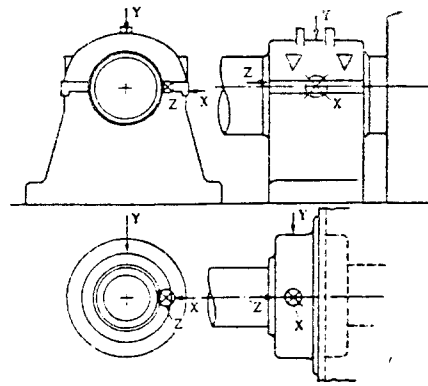


그림 3 진동측정위치⁽³⁾

이 평가할 수 있다는 것이다. 유의할 점은 대상 회전기계에 어떠한 진동수 성분이 존재하고, 그 크기는 통상 어느 정도인가를 상식적으로 알아 둘 필요가 있다. 이 표는 구분표시를 A, B, C, D 와 優, 良, 可, 不可 등의 표현을 이용하고 있다. 이는 회전기계에서도 각각 기종의 형식에 따라 진동의 판정기준설정이 다르기 때문이다.

(ii) 축높이가 80~400mm 인 회전 전기기계의 진동계측과 그 평가

ISO-2373에 의해 표 5 및 그림 4와 같이 진동기등의 회전전기기계의 진동평가기준을 규정하고 있다.

(2) API에 의한 진동평가기준

미국석유협회(API: American Petroleum Institute)에서 각종 사용목적에 따라 진동규격을 독자적으로 규정하고 유명한 API 규격으로서 적용하고 있다. 회전기계의 진동제한에 관한 것으로 다음이 있다.

(i) API-610, 일반석유정제용 원심펌프⁽⁵⁾

가. 위험속도 : 첫째로 베어링유막의 감쇠를 고려한 감쇠위험속도를 구하여 이것이 탄성회전체의 경우, 상용회전속도의 85% 이하 또는 120% 이상이 되도록 할 것, 강체 회전체(rigid rotor)의 경우는 연속최대속도의 120% 이상일 것. 이는 상용회전수와 축계의 위험속도가 접근하여 공진을 일으키는 것을 피하도록 하기 위한 것이다.

표 5 진동제한 권장치 (ISO 2373)⁽⁴⁾

품질등급	속 도	축 중심높이 H(mm)에 따른 진동속도의 최대 rms치					
		$80 \leq H \leq 132$		$132 < H \leq 225$		$225 < H \leq 400$	
		mm/s	in/s	mm/s	in/s	mm/s	in/s
N (normal)	600~3,600	1.8	0.071	2.8	0.110	4.5	0.177
R (reduced)	600~1,800	0.71	0.028	1.12	0.044	1.8	0.071
	>1,800~3,600	1.12	0.044	1.8	0.071	2.8	0.110
S (special)	600~1,800	0.45	0.018	0.71	0.028	1.12	0.044
	>1,800~3,600	0.71	0.028	1.12	0.044	1.8	0.071

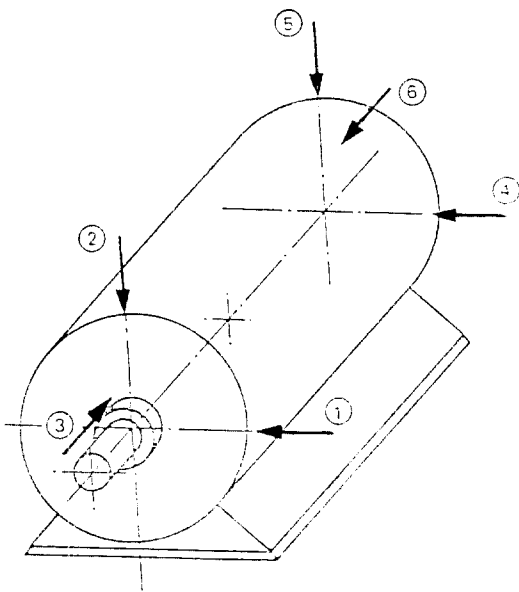


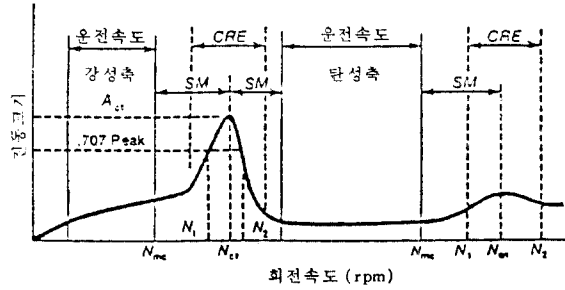
그림 4 진동측정위치 (ISO 2373)⁽⁴⁾

둘째로 공진배율은 위험속도 통과시에 8 이하로 할 것(5 이하가 바람직하다). 이는 기동 및 정지시에 있어서 위험속도를 통과할 때에 진동진폭을 제한한 것이다. 1979년 규격이 개정되기 전에는 감쇠를 무시한 비감쇠 고유진동수를 이용하여 공진 회피기준을 정하였으나, 개정 후에는 감쇠 고유진동수 및 공진배율을 도입하였다.

나. 축진동 허용치 : 축진동은 횡형펌프의 경우는 두개의 베어링 가까이에서 수평, 수직 및 축방향으로 측정하며, 입형 펌프에서는 강제 커플링의 경우는 원동기의 상부 플랜지, 플렉시블 커플링의 경우는 상부 펌프베어링에서 두방향(수평 및 수직방향)의 진동을 측정하여, 어느 방향의 진동이라도 전진폭(peak to peak)이 2.5 mils (1 mils=0.001 in)를 넘어서는 안된다. 그리고 진동속도는 6,000 rpm 이상에서 운전되는 경우는 0.3 in/sec, 슬리브 베어링으로 지지된 경우는 0.4 in/sec를 초과해서는 안된다. 이 값은 횡형과 입형 모두에 적용된다(그림 5).

(ii) API-611, 석유정제용 범용증기터어빈⁽⁶⁾

베어링 부근에서 축진동을 측정하여 그 값이 다음을 넘어서는 안된다.



- N_{c1} : 회전체의 1차 위험속도
- N_{cn} : n 차 위험속도
- N_{nc} : 최대 연속속도(105%)
- N_1, N_2 : 반출력점(최대진폭 $\times 0.707$)의 회전속도
- $N_2 - N_1$: 반출력점(half-power point)의 폭
- AF : 확대율 $[= N_{c1} / (N_2 - N_1)]$
- SM : 회피운전구간
- CRE : 공진영역
- A_{c1} : N_{c1} 에서 진폭
- A_{cn} : N_{cn} 에서 진폭

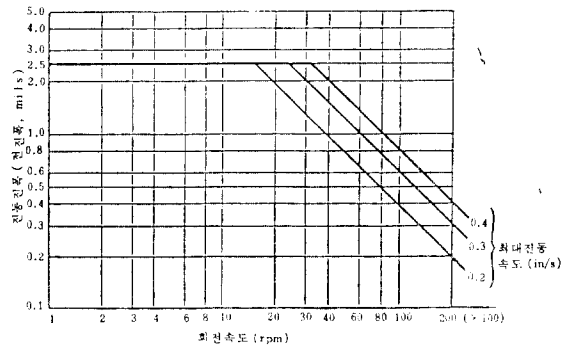


그림 5 API-610 진동 제한치⁽⁵⁾

4,000 rpm 이하 : 2.0 mils peak-peak

4,000~6,000 rpm; 1.5 mils peak-peak

또 축진동을 측정할 수 없을 때는 베어링 하우징위에서 상기 값의 50% 이하일 것을 규정하고 있다.

(iii) API-612, 석유정제용 특수증기터어빈⁽⁷⁾

베어링 부근에서 축진동을 측정하여 다음 값 또는 2.0 mils peak-peak를 초과해서는 안된다.

$$\text{전진폭(mils)} = \sqrt{12,000/\text{rpm}}$$

(3) 일본전기협회(JEAC) 규격⁽⁸⁾

일본전기협회에서는 10 MW 이상의 증기터어빈과 발전기를 대상으로 JEAC-3717 규격을 정하고 있으며, 표 6과 같다. 주의치는 회전속도가 정격속도 이상에서는 표 6의 50% 이하로, 정

표 6 정격출력 10 MW 이상의 발전용 증기터어빈 및 발전기의 진동 정지치⁽¹⁾

정격 회전속도 (rpm)	진동 진폭 (전진폭, mm)	
	축	베 어 링
2,000 미만	0.35	0.175
2,000 이상 4,000 미만	0.25	0.125
4,000 이상 6,000 미만	0.20	0.10
6,000 이상 10,000 미만	0.15	0.75
10,000 이상	0.125	0.62

격속도 미만의 범위에서는 60% 이하로 한다. 또 조정치는 각각 30%, 50% 이하로 한다.

그림 6은 VDI-2059, JEAC-3717, API-612 및 API-615의 축 진동규격을 비교한 것이다.

(4) 선박용 보조기계의 진동기준

선박 탑재용으로 사용되는 각종 보조기계로서 각종 펌프류, 송풍기, 압축기 및 유청정기 등이 있으며, 이들 기계들은 선박이라 하는 특수한 사용환경에서 운전되므로 안전성과 신뢰성이 더욱 요구된다. 이에 관한 기준으로서 日本船舶工業會가 1962년에 제조공장의 진동검사기준을 이용하여 SM 기준을 정하였으나, 이를 개선하고자 일본박용기관학회의 기관진동 연구위원회가 이용자와 제작자의 진동실태에 대한 앙케이트 조

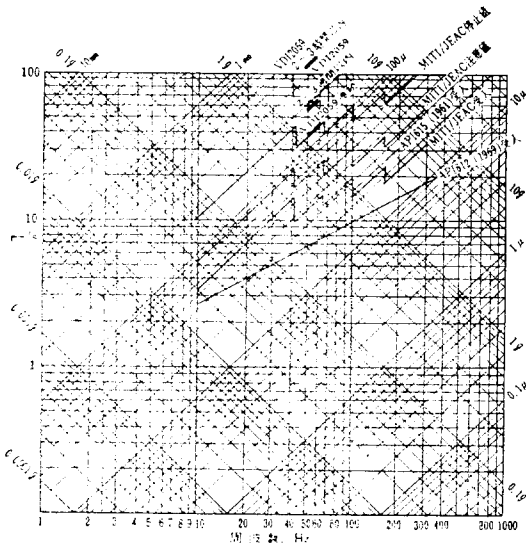


그림 6 각종 축 진동규격의 비교(원진폭)⁽²⁾

사를 한 후 이들 자료를 집약하여 진동편장치를 작성하였다. 이들 표 7에 나타낸다. 이 기준은 ISO 진동표준치와 비교토록한 것이 특징이다.

(5) 일본표준협회의 진동평가기준

일본표준협회(JIS)에서도 회전기계에 대한 각종 규격을 제정하고 있으나 최근의 경향은 ISO에 적극 참여하여 자국의 입장을 충분히 반영토록 하고, 이들 규격을 그대로 적용토록 하고 있다. 여기서는 통상의 횡형 및 입형 원심펌프, 사류 및 축류펌프에 관한 진동기준치(JIS B 8301)에 대해 그림 7에 나타낸다. 제측은 횡형의 경우 베어링 중심에서, 그리고 입형의 경우는 진동기 상부 베어링 중심에서 진동진폭을 제측하며 실제의 부착상태에서 제측할 것을 권장하고 있다.

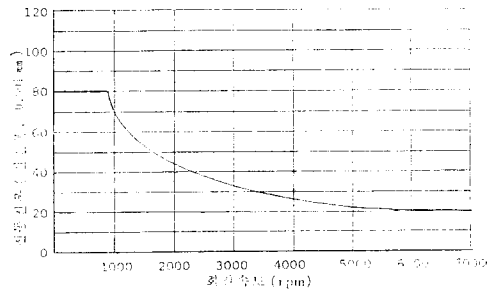


그림 7 진동 편장치 (JIS B 8301)⁽³⁾

(6) HI 진동평가기준

미국 Hydraulic Institute가 원심펌프의 진동 허용치로 정한 규격으로 현재 거의 모든 규격이 이를 인용하고 있을 정도로 널리 사용되고 있다. 이 규격은 현저하게 높은 진동치를 허용하고 있고, 또 단지 축회전수의 동기성분주파수와 펌프설계유량(best efficiency point)에서 진동진폭을 규정하는 것이 특징이다. 그러므로 부분유량상태나 유체가진에 의한 비동기성분의 진동이 문제로 될 때는 이용할 수 없다. 이 규격에서는 펌프의 지지 구조물을 강체 구조물과 비강체(탄성) 구조물의 경우로 구분하여 허용 진동제한치를 제공하고 있다. 특히 탄성구조물의 경우 운전속도는 구조물의 고유진동수의 상하 25% 범위 내에 있어서는 안된다. 그리고 진동변위, 속

표 7 선박 보조기계의 진동제한 권장치⁽⁹⁾

機 種	形 式	容 量	振動全振幅 規定値 X mm	想定標準 回轉數 N rpm	진동정도 (mm/sec) rpm	ISO 判別目標		
벌루트펌프	立 形	500m ³ /h 以下	0.04	1,800	2.67	I-C		
		500m ³ /h 以上	0.06		4.00	I-C		
	橫 形	500m ³ /h 以下	0.02	3,600	2.67	I-C		
		500m ³ /h 以上	0.03		4.00	I-C		
치 차 펌프	立 形	80m ³ /h 以下	0.04	900~1,200	1.33~1.78	I-B		
		80m ³ /h 以上	0.05		1.66~2.23	I-C		
	橫 形		0.03	1,200	1.33	I-B		
스크류펌프	立 形	100m ³ /h 以下	0.04	1,200	1.78	I-B		
		100m ³ /h 以上	0.06		2.67	I-C		
	橫 形		0.03	1,800	2.00	I-C		
油 清 淨 機 (oil purifier)	円筒形		0.01	15,000	5.55	II-C		
	分離板形		0.015	5,000~9,000	3.33~4.44	II-C		
송 풍 기	立 形	1000m ³ /h 以下	0.08	900~1,200	2.66~3.57	II-C		
		1000m ³ /h 以上	0.10		3.33~4.45	II-C		
	橫 形	1000m ³ /h 以下	0.04	1,800	2.67	II-B		
		1000m ³ /h 以上	0.05		3.33	II-C		
공기 압축기		5.5kW 以下	V	0.10	900	3.33	往復動 機械의 ISO 基準値는 未制定	
			H	0.30		10.0		
			A	0.30		10.0		
		5.5~22kW	V	0.20		6.66		
			H	0.40		13.33		
			A	0.40		13.33		
		22~37kW	V	0.30		10.0		
			H	0.60		20.0		
			A	0.60		20.0		
		37kW 以上	V	0.40		760~900		11.3~13.3
			H	0.80				22.5~26.6
			A	0.80				22.5~26.6

도 및 가속도 사이의 변환공식을 다음과 같이 제
공하고 있다.

$$\text{진동변위} : D = (1.910 \times 10^4) \cdot V / N \text{ (mils)}_{p-p}$$

$$\text{진동속도} : V = (3.696 \times 10^3) \cdot A / N \text{ (in/sec)}_p$$

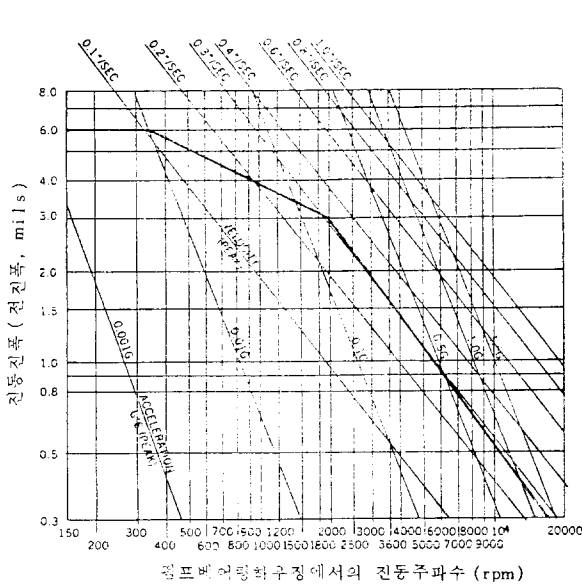


그림 8 진동제한치 (횡형, 강 구조물의 경우)

진동가속도 : $A = (2.704 \times 10^{-4}) \cdot N \cdot V(G)_p$

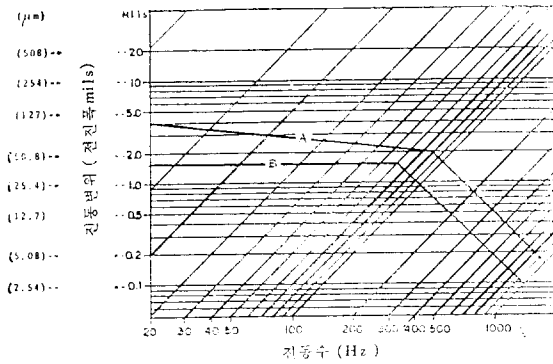
여기서 N 은 cycles per minute 이다. 그림 8 에 일예를 나타낸다.

(7) 치차의 진동평가기준

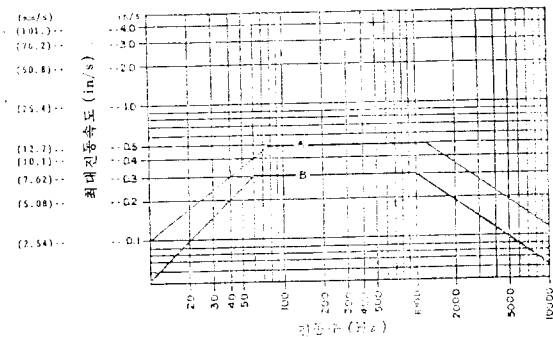
회전기계의 하나인 치차의 진동규격은 미국치차제조협회 (AGMA)의 기준과 ISO 규격으로 구분될 수 있으며, ISO는 영국안 N-19E와 미국안 N-20 E을 포함한 N-22 E(영국안)과 AGMA 300 XX 인 "specification for measurement of linear vibration of gear units"이 N-28로서 미국이 제출하고 있으며 이들을 기초로 규격이 매듭지어질 것이다. 여기서는 AGMA의 규격을 그림 9에 나타낸다. 이는 차실진동의 최대허용 레벨의 권장치로서 변위, 속도, 가속도를 진동수에 대해 도시한 것으로 필터를 사용하여 측정된 것만이 적용된다. 이 규격은 주파수 분석이 가능한 측정기를 이용하여 측정하고, 각각의 성분주파수에 대해 이들 그림의 곡선과 비교해야 한다. 그림중에 A는 피치원주속도 약 25m/s 미만의 경우에 적용되고, B는 그 이상의 치차에 적용된다.

(8) 기타 진동평가기준

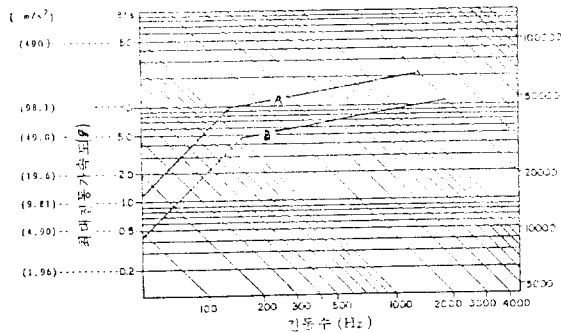
1964년 Blake⁽¹²⁾에 의해 발표된 Hydrocarbon



(a) 진동변위



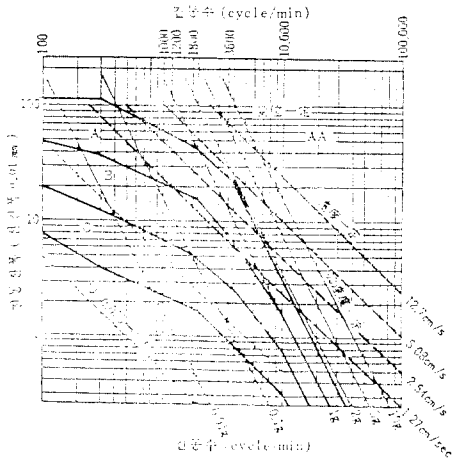
(b) 진동속도



(c) 진동가속도

그림 9 치차진동의 제한치 (AGMA 300.XX)⁽¹¹⁾

Processing and Petroleum Refinery의 기계보수 관리의 기준치가 있다(그림 10). 이 기준치는 기종마다의 서비스 계수(service factor)를 곱하여 이용된다. 최근 이 기준치에다 Southwest 연구소에서 측정된 경험치를 추가하여 Smalley 등이 포괄적인 진동 제한치를 발표하였다⁽¹³⁾.



AA : 위험
 A : 곧 파손
 B : 결합
 C : 약간의 결합
 D : 결합이 없음

그림 10 Blake의 진동기준치⁽¹²⁾

이들 제한치는 기계하우징의 진동(그림 11), 베어링하우징에 대한 상대측 진동(그림 12) 및 베어링틀새에 대한 축진동(그림 13)으로 이루어져 있다. 그림 11과 12는 표 8의 수정계수를 곱하여 사용한다.

그림에서는 Blake의 분류와 유사하게 측정된

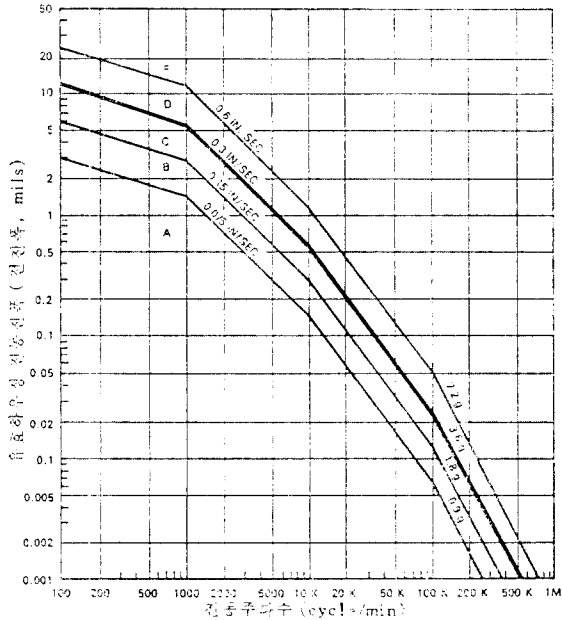


그림 11 하우징 진동제한치⁽¹³⁾

표 8 진동수정계수

수정 계수	응 용
$K_1=1.0$	운전속도부근에서 불평형, 미스어라이먼트(misalignment) 및 다른 여과 진동(filtered vibration)의 경우의 표준계수
$K_2=0.85$	운전속도부근에서 비여과 진동의 경우
$K_3=3.3$	펌프, 압축기, 터빈 또는 임형회전체에서 자려 비동기 진동원의 경우
$K_4=1.4$	300hp 이하의 장치
$K_5=0.7$	강체회전체(rigid rotor)를 갖는 기계, 즉 1차위험 속도 이하에서 운전되는 기계
$K_6=0.6$	유연기초(soft foundation) 또는 진동절연장치(isolator)를 갖는 기계
$K_7=3.5\sim 10$	회전체에 대한 케이싱의 중량비가 큰 기계
$K_8=3.5$	하우징 측정을 이용한 고주파수의 블레이드(blade) 진동원
$K_9=0.35$	고주파수의 치차 또는 구름베어링

- (주) (1) 모든 수정계수는 하우징 진동에 적용한다(그림 11)
 (2) 축진동(그림 12)은 단지 K_1, K_2, K_3 및 K_4 만을 사용해야 한다.
 (3) 축진동과 틀새비의 진동제한치(그림 13)는 어떤 수정계수도 사용할 수 없다.
 (4) 고주파진동은 K_8 과 K_9 만을 사용한다.
 (5) 하우징측정(그림 11)은 회전체에 대해 케이싱의 중량비가 큰 기계에서는 피해야 한다.

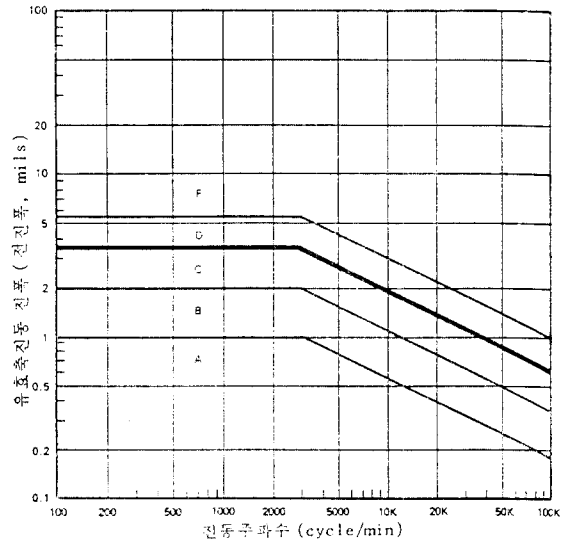


그림 12 상대측 진동제한치⁽¹³⁾

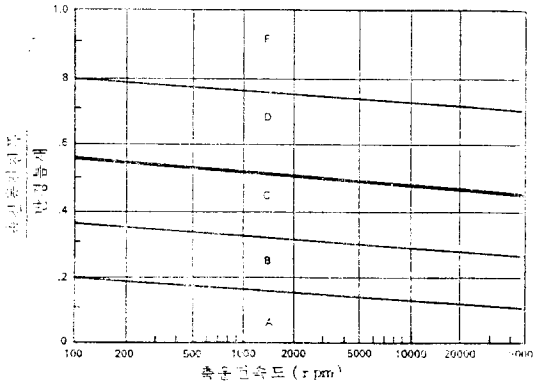


그림 13 축진동과 틈새비에 대한 진동제한치⁽¹³⁾

진동을 다음과 같이 다섯등급으로 나누고 있다.

- (A) 결함이 없음(신제품)
- (B) 허용(수정이 필요없음)
- (C) 한계[장래의 정비(maintenance)를 위해 수정을 권장함]
- (D) 파괴가 예상됨(진동변화를 예의 주시하며, 운전정지나 진동감소를 위한 운전조건을 변경할 준비를 한다)
- (E) 즉시 파손의 위험

그리고 측정된 진동원위를 진동속도 및 가속도로 변환할 수 있는 공식을 제안하고 있다.

$$\text{진동속도} : V_{\text{peak}} = 5.23 \times 10^{-5} D_{p-p} \cdot N \text{ (in/sec)}$$

$$\text{진동가속도} : A_{\text{peak}} = 1.41 \times 10^{-8} D_{p-p} \cdot N^2 \text{ (G)}$$

여기서

D_{p-p} : 진동변위(전진폭, mils)

N : 주파수(cpm)

참 고 문 헌

- (1) International Standard, ISO-2372, 1974.
- (2) 白木, 神吉, 1977, “機械工業における振動問題”, 機械の研究, Vol. 29, No. 11, pp. 1349~1350.
- (3) International Standard, ISO/DIS-3945, 1976.
- (4) International Standard, ISO-2373, 1974.
- (5) API-610, Centrifugal Pumps for General Refinery Services.
- (6) API-611, General-Purpose Steam Turbines for Refinery Services.
- (7) API-612, Special-Purpose Steam Turbines for Refinery Services.
- (8) 日本電氣協會, JEAC-3717, 1974.
- (9) 日本舶用機關學會, Vol. 9, No. 8, 1974.
- (10) JIS 규격, JIS B 8301, 1976.
- (11) AGMA Standard, Specification for Measurement of Lateral Vibration on High Speed Helical and Herringbone Gear Units, 1974.
- (12) Black, M.P., 1964, “New Vibration Standards for Maintenance”, Hydrocarbon Processing and Petroleum Refinery, Vol. 43, pp. 111~114.
- (13) Lifshift, A., Simmons, H.R. and Smalley, A.J., 1986, “More Comprehensive Vibration Limits for Rotating Machinery”, ASME Trans. J. Eng. for Gas Turbines and Power, Vol. 108, pp. 583~590
- (14) 鷺澤, 1979, 日本機械學會 講習會教材, p. 119.