

소형 FRP어선의 진동고찰

한국기계연구소 대덕선박분소

연구원 이 동 환

1. 서 언

우리나라 연안어선에 사용되는 소형어선의 선질은 대부분 목선과 강선으로 보수, 유지비가 높고 수리빈도가 잦아 영세어민의 어업경제성에 많은 문제를 제기하고 있다. 정부는 이 대책으로써 건조비가 목선이나 강선에 비해 비교적 고가인 FRP선의 건조를 장려하고 있어, 연안 소형어선의 선질개량사업은 비교적 잘 진행되고 있다.

그러나 최근에 선체가 경량화되고 기관의 넓은 속도범위와 고마력이 요구될 뿐 아니라, 산업이 발달하고 생활이 향상됨에 따라 보다 좋은 환경을 요구하는 경향이 있어, 어선의 선질을 FRP화 하는 데는 약간의 진동, 소음의 제어문제가 대두된다. 왜냐 하면 선박의 주요 기진원이 되는 국

내 소형엔진은 마력당 중량이 크고 진동레벨이 높기 때문에 강선이나 목선에 비해 가볍고 피로굽힘강도가 취약한 FRP선에 불리한 면이 있기 때문이다. 따라서 국내에서도 중량이 가볍고 진동특성이 양호한 기관의 개발이나 방진대책에 대한 많은 노력이 필요하다.

그러므로 본고에서는 소형 FRP선의 진동저감을 위해 FRP어선과 기관과의 진동 상호관계, 기관진동 저감대책 등과 더불어 국내 어선기관의 진동특성을 소개하고 이에 대한 대책을 검토하고자 한다.

2. 소형어선의 선체재료

우리나라 연안 소형어선은 주로 목선이나 강선으로 구성되어 있으나 최근에 와서는 선질개량을

(표 1) 선재의 허용능력 (kg/cm)

a : 정하중 b : 반복하중
c : 교번하중 및 가벼운 충격

용력과 하중의 성격		연 강	FRP (Glass 함유율 45% 기준)	목 재
인 장	a	900 ~ 1,200	1,300 ~ 1,800	450 ~ 800
	b	540 ~ 700	1,100 ~ 1,600	-
	c	480 ~ 600	-	-
압 축	a	900 ~ 1,200	1,500 ~ 2,000	70 ~ 200
	b	430 ~ 560	-	-
	c	360 ~ 480	-	-
전 단	a	600 ~ 1,000	850 ~ 1,050	40 ~ 70
	b	360 ~ 560	-	-
	c	300 ~ 480	-	-
굽 힘	a	900 ~ 1,200	2,000 ~ 4,000	450 ~ 480
	b	540 ~ 700	400 ~ 600	-
	c	450 ~ 600	150 ~ 250	-

위한 정부의 장려, 지원책에 힘입어 내구수명이 길고, 보수유지의 빈도가 적은 FRP재 선박의 보급에 대한 인식이 잘되고 있다. 외국에서는 1970년 초부터 FRP재가 많이 이용된 것을 보면 우리는 약 15년 늦게 보급된 듯 하다.

소형선에 사용되는 강재는 주로 탄소함량이 0.13~0.35%인 SS41이나 SM41의 연강재를, 목선은 주로 나왕, Okoume, Sapele 등이 많이 이용되고 있는데 이들의 평균무게는 약 500 ~ 650 kg/m³ 정도이다.

FRP재의 물성치를 비교, 판단키위해 1973년 미국의 Gibbs & Cox, Inc은 FRP적층판의 물성을 Glass parameter로 정의하였다. 이 Glass 함유율은 전 Glass에 대한 Cloth roving의 점유율 즉, $\Sigma(\text{Cloth roving}) / (\Sigma(\text{Mats}) + \Sigma(\text{Cloth roving}))$ 로 결정된다. 또한 Gibbs & Cox는 평균 glass함유율을 Mat부 25%, Cloth roving부 50%로 제시하고 있다.

다음에 상기 세가지 재료에 대한 물성치를 비교하였다(표 1).

따라서 <표 1>에서 관찰하면 목재는 전반적인 강도면에서 취약한 면이 있고, FRP재는 인장, 압축, 전단의 모든 면에서 일반적으로 선재로 이용되는 연강재보다 우수하나, 굽힘강도가 취약한 면이 있다. 특히 교번하중이나 가벼운 충격에서 연강재보다 상당히 취약하므로 진동의 문제가 발생할 가능성이 높다.

3. 소형어선 기관의 진동특성

3.1 기관의 진동요인

기관 진동은 정해지는 기관의 형식에 따라 고

유하게 발생하는 것과 운전 중에 부품의 손상마모가 생기는 것으로 나눌 수 있다.

일반적으로 중속·고속기관의 경우, 비교적 높은 주파수에서 운전되므로 이때 발생하는 힘은 주파수의 제공에 비례하여 교회전수 운전 중 그 상태가 공진영역 근처에 들어 있거나 부품이 마모되어 헐거워진 상태가 되면 기진력이 커져서 높은 진동레벨을 유발하게 된다.

이와 같이 진동이 커지면 작업능률이 저하될 뿐 아니라, 부품에 가해지는 충격량이 커져서 냉각수, 배기Pipe 등의 틈새가 벌어지거나 Bearing, Piston Ring 등의 마모율이 증대되어 기관의 노후화가 빨리 일어난다. 따라서 진동설계와 수시 점검은 좋은 작업환경을 유지하는 데 필요할 뿐 아니라 기관의 수명을 연장하는 데도 도움이 된다.

다음의 <표 2>는 기관에 고유하게 발생하는 기진력을 설명하기 위해 <그림 1>의 착화순서를 가진 기관의 불평형 관성력의 존재여부를 조사한 것이다.

<표 2>에서 분석하면 기관으로 부터 고유하게 발생하는 진동을 저감하기 위해서 1, 2, 3, 4, 5, 기통인 경우는 1차수직 및 수평분력과 우력, 2차분력을 평형시켜야 하지만, 4기통의 경우는 1차수직 및 수평분력은 저절로 평형되므로 2차분력만 평형시키면 된다. 그러나 6기통인 경우에는 1차 및 2차분력들이 모두 동시에 평형되므로 특별히 평형을 고려할 필요가 없다.

그런데 1차 불평형력을 평형시키는 데는 바란스 웨이트가 사용되며 2차의 평형에는 란체스터 바란서 등이 이용된다는 사실을 참고하여 이상에서 나타난 바를 정리하면 6기통이 가장 기진력이 작아 바람직하고 그 외의 기관은 모두 바

<표 2> 기관의 불평형 관성력 및 우력

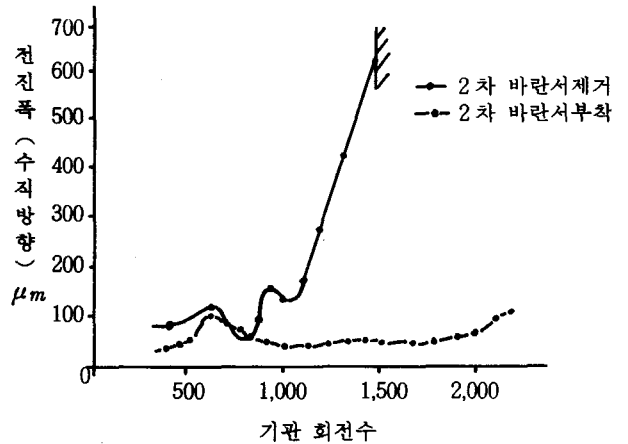
실린더수(Z)	관 성 력 의 합 성			관 성 우 력 합 성	
	수 직 분 력	수 평 분 력	2 차 분 력	수 직 성 분	2 차 우 력 성 분
1	○	○	○	×	×
2	×	×	○	○	×
3	×	×	×	○	○
4	×	×	○	×	×
5	×	×	×	○	○
6	×	×	×	×	×

〈표 3〉 NSA기관사양

기관형식	4 NSA - M	6 NSA - M
연소방식	직접분사식	
실린더배치	직렬형	
실린더수	4	6
실린더경 (mm)	130	
행정 (mm)	160	
배기량 (l)(ℓ)	8.49	12.74
출력 (1,950 rpm)	240	360
평균유효압력 (kgf / cm ²)	12.71	
연료	경유 또는 증유	
감속기형식	MGN 50 F	MGN 56 BF
전장 (mm)	1,449	1,923
기관폭 (mm)	987	973
기관높이 (mm)	1,260	1,285
중량 (kg)	1,110	1,350

〈표 4〉 진동계측 결과

계측위치	단위 : μm					
	4 NSA			6 NSA		
	A	V	H	A	V	H
크랭크케이스하부	30	50	65	45	48	45
크랭크케이스상부	57	60	60	39	45	45
인터클러	80	67	150	57	42	117
청수클러	120	110	125	90	64	97



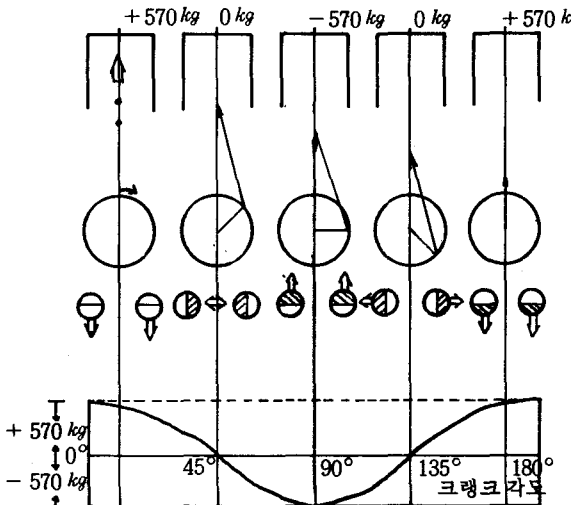
〈그림 5〉 기관진동에 대한 2차 바란서 효과

계 고정시켰을 때 4NSA-M기관에 대한 계측위치 B의 수직방향 진동 측정치는 〈그림 5〉와 같다.

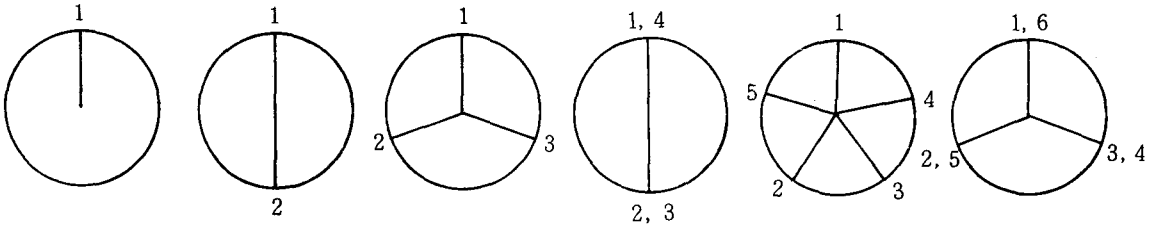
〈그림 6〉은 무부하 상태에서 기관의 지지대를 간단히 고정시켰을 때, 계측위치 B의 수평방향에 대한 4NSA-M기관과 6NSA-M 기관과의 진동을 비교한 측정치이다. 이 때 4 NSA는 바란서가 부착된 상태이다.

〈그림 5〉에 의하면 2차 바란서의 효과가 상당히 큰 것을 알 수 있다.

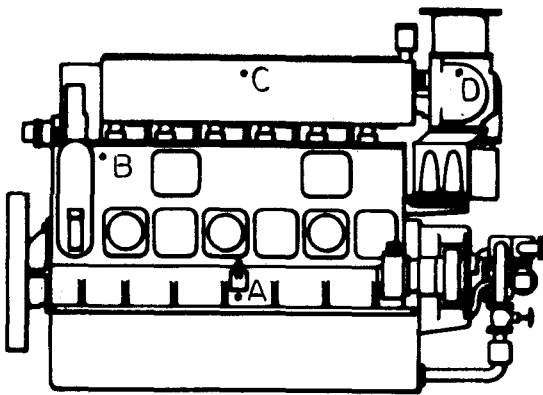
2차 관성벽 바란서 범의 피스톤 범위



〈그림 4〉 4 NSA평형축의 작동원리



〈그림 1〉 1차 크랭크 배치도 (1~6실린더)



〈그림 2〉 계 측 위 치 (A.B.C.D)

란스 웨이트나 란체스터 바란서 등으로 평형을 시켜주는 것이 좋다.

또한 기관의 비틀림 진동도 높은 진동레벨을 유발하는 요인이 되므로 주의를 요한다. 일반적으로 비틀림 진동은 불충분한 계산, 잘못된 부품 사용, 불충분한 점검 및 공명(共鳴)현상, 플라이 휠일에 인접한 실린더의 폭발력에 의해서 발생하는 비틀림 진동, 반류에 의한 프로펠러 비틀림 진동에 의한 것이 원인이 되고 있다.

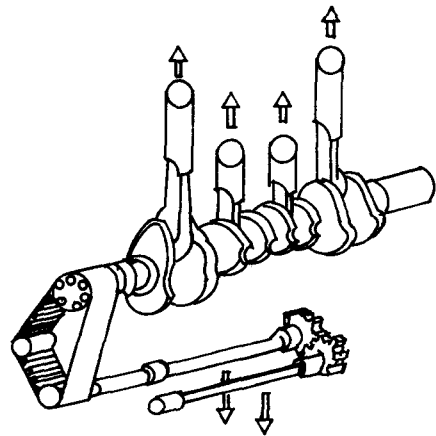
3.2 진동저감을 위한 고찰

기관의 진동저감을 위해서는 앞서 언급한 바와 같이 기관의 고유한 불평형력을 평형시키거나 기관방진 대책을 세우는 것이 좋다.

예로서 일본 4NSA-M기관과 6NSA-M기관에 대해서 진동측정한 것을 비교하기로 하면, 〈표 3〉에서 4NSA-M기관은 종래에 기관

진동의 문제를 가지고 있었다고 한다. 그러나 2차 불평형력을 잡아주어 6NSA-M기관과 동등한 진동레벨까지 저감한 예를 본고에서 소개 하겠다.

〈표 4〉는 기관의 계측위치에 따른 진동측정치이다. 이때 계측조건은 4NSA인 경우 242ps/2,013rpm 이고 6NSA는 363ps/2,013rpm이다. 〈그림 2〉

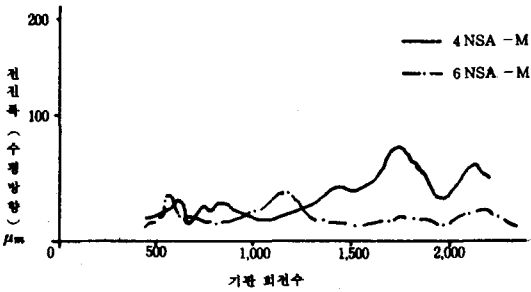


〈그림 3〉 4NSA 평형 축 모형

여기서 〈표 4〉는 〈그림 3〉과 같은 바란서 축을 이용하여 2차 왕복 관성력을 소거시킨 결과이다.

이 결과에서 보면 크랭크 케이스 상하부의 진동레벨이 4NSA 및 6NSA에 대해서 유사하며 100μm이하인 것을 알 수 있다.

그러면 이 바란서 효과를 설명하기 위해서 바란서 유무에 관한 진동을 비교하기로 한다.〈그림 3〉 먼저 무부하 상태에서 기관의 지지대를 느슨하



〈그림 6〉 기관회전수와 기관진동과의 관계

또 〈그림 6〉에 따르면 4NSA기관은 1,700 rpm 근처에 공진점이 있는 것으로 나타나지만 그 레벨이 100 μm 이하로 문제가 없는 것으로 확인했다 한다.

다음은 참고로 일본에서 2, 3, 4, 5 기통기관을 사용할 때 인체에 미치는 진동 감응레벨을 소개한다. 이 자료는 현재 가동중인 소형어선 23척에 대한 진동을 조사 분석한 것이다.

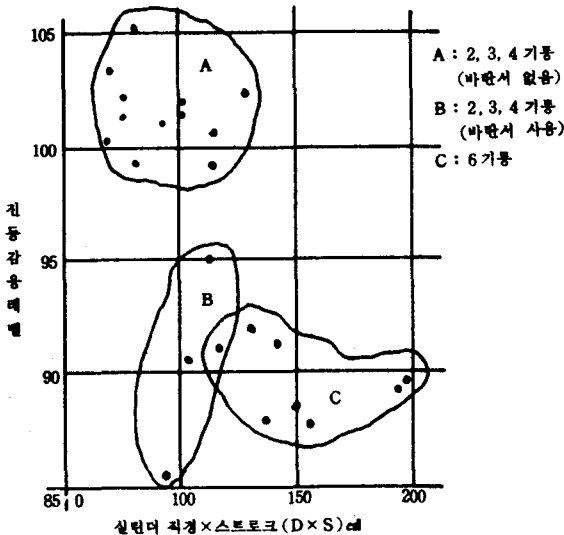
진동감응레벨은 다음 식으로 표시되며 진동 감응레벨과 감응정도는 〈표 5〉에 나타난다.

$$\text{진동 감응레벨 (dB)} = 10 \log (10^{\frac{V}{10}} + 10^{\frac{H}{10}} + 10^{\frac{A}{10}}) \text{ dB}$$

V : 상하방향 진동레벨 (dB)

H : 좌우방향 진동레벨 (dB)

A : 전후방향 진동레벨 (dB)



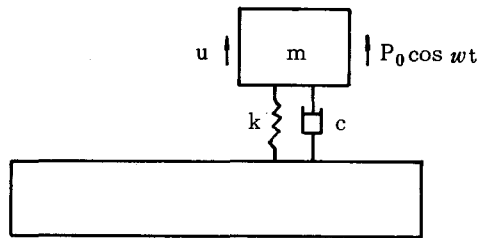
〈그림 7〉 소형어선 기관의 기통수 (2, 3, 4, 6) 에 따른 진동감응레벨

〈그림 7〉에서 살펴보면 2, 3, 4 기통은 바란서를 사용하는 경우 A 영역에서 B 영역까지 약 10 dB 이상으로 감응레벨이 떨어져 약 85~90 dB의 레벨로 된다.

이것은 〈표 5〉에 의하면 양호하거나 극히 양호한 레벨이다. 6 기통의 경우는 C 영역에 있으므로 바란서 부착 없이도 상당히 양호한 레벨을 유지하고 있다.

〈표 5〉 진동 감응 레벨과 감응도와의 관계

감응도	극히양호	양 호	보 통	불 쾌	극히불쾌
감응레벨 (dB)	90	100	110		



〈그림 8〉 1자유도 진동계

그런데 A 영역에서 처럼 그 레벨이 클 때는 방진고무 등을 사용하여 진동전달율을 저감시켜 주는 방법이 있다.

이 방법을 소개하기 위해서 〈그림 8〉과 같이 기관과 선체를 모델링하면 그 방정식은 다음과 같다.

$$m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = P_0 e^{i\omega t}$$

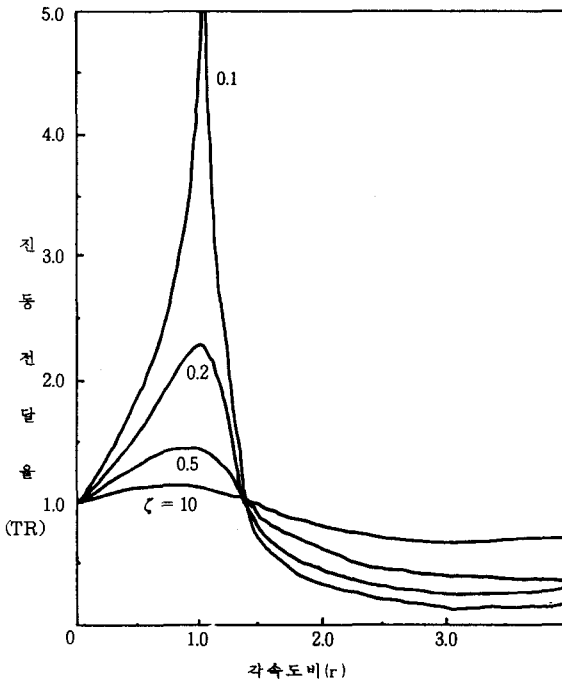
여기서, m 은 질량, $P_0 \cos \omega t$ 는 기진력, k, c 는 기관과 선체 간의 탄성계수 및 감쇄계수이다.

이때 선체에 전달되는 힘을 f_{tr} 이라 하면 전달율 (TR)은 다음과 같다.

$$TR = \frac{|f_{tr}|}{P_0} = \frac{|f_{tr}|}{kU_0} = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}}$$

여기서, $\zeta = c/c_c$, $r = \omega/\omega_n$

윗 식에서 $r > \sqrt{2}$ (TR < 1) 일 때를 방진영역이



〈그림 9〉 진동 전달율 (TR)

라 한다. 따라서 방진재료 선택을 위하여 $r \sqrt{2}$ 인 재료를 택하는 것이 원칙이지만 일반적으로 안전율을 고려하여 $r=3$ 인 재료를 택하는 것이 보통이다.

그러나 소형어선 기관은 꽤 저속인 회전수의 운전이 많이 요구되므로 저속영역에서 방진효과를 얻기란 곤란한 점이 많다.

일반적으로 소형어선 기관의 최저회전속도는 500rpm 정도여서 일반 자동차용 기관의 최저회전속도 800rpm 정도보다 낮다.

따라서 고유진동수 $\omega_n (= \sqrt{k/m})$ 를 조정하여 방진영역을 넓히기 위해서는 자동차용 방진교무의 탄성계수의 $1/2.56$ 배 정도로 하여 운전회수가 500rpm 정도로 낮아지더라도 $TR < 0.1$ 되게 할 필요가 있다.

예를 들면, 3기통 기관의 공진mode는 롤링, 피칭, 요잉에 의한 것이 있는데 저속역에서는 롤링공진이 문제가 된다. 그러므로 롤링공진을 $r > 1.0$ 으로 작동영역 밖에 두고, 피칭, 요잉 공진은 기진력이 적은 저속 작동영역(800~1,000rpm)으로 둔 방진교무를 설정하면 된다.

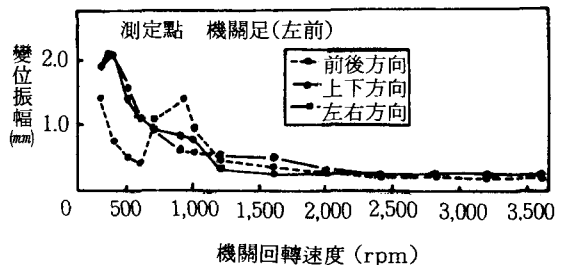
최적 탄성계수를 구하기 위해서는 다음식을 이용한다.

$$\begin{Bmatrix} mx'' \\ my'' \\ mz'' \\ I_x \theta'' - I_{xy} \phi'' - I_{zx} \psi'' \\ -I_{xy} \theta'' + I_y \phi'' - I_{yz} \psi'' \\ -I_{zx} \theta'' - I_{yz} \phi'' + I_z \psi'' \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} K_{11} & K_{12} & \dots & K_{16} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ K_{61} & & & \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \\ \theta \\ \phi \\ \psi \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_x(t) \\ F_y(t) \\ F_z(t) \\ N_x(t) \\ N_y(t) \\ N_z(t) \end{Bmatrix}$$

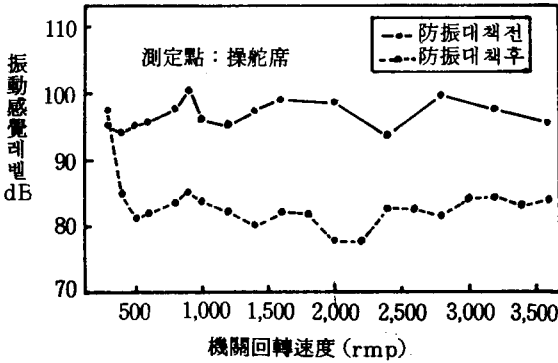
- 여기서, F : 외력
- N : 외력 모멘트
- I_x, I_y, I_z : 관성 모멘트
- I_{xy}, I_{yz}, I_{zx} : 상승 관성 모멘트
- x, y, z : 변위
- θ, ϕ, ψ : 회전변위
- k : 복원상수

이와 같이 하여 방진설치를 하는 경우, 공진회전수 부근에서는 진폭이 커지므로 이것을 흡수하여 외부로의 전달을 막아야 한다. 그러기 위해서는 추력축 양단에 고무Coupling 등을 부착하고, 배기관, 냉각수 및 연료배관에 flexible한 호스 같은 재료를 사용하며, 기관실 전부(前部)는 공간이 적으므로 가능한 한 짧게 하고 높은 토오르크를 전달할 수 있는 Flexible Coupling을 사용한다.

예를 들어 이와 같이 한 기관 및 선체의 실측 진동레벨을 〈그림 10〉과 〈그림 11〉에 표시한다.



〈그림 10〉 기관 Foundation의 변위폭



〈그림 11〉 선체 진동측정 결과

〈그림 11〉에서 살펴 보면 방진설치를 한 경우에 약 10 dB 이상으로 진동 감응레벨이 저감되었고 그 레벨은 〈표 5〉에 의거하여 극히 양호한 감응도에 속함을 알 수 있다.

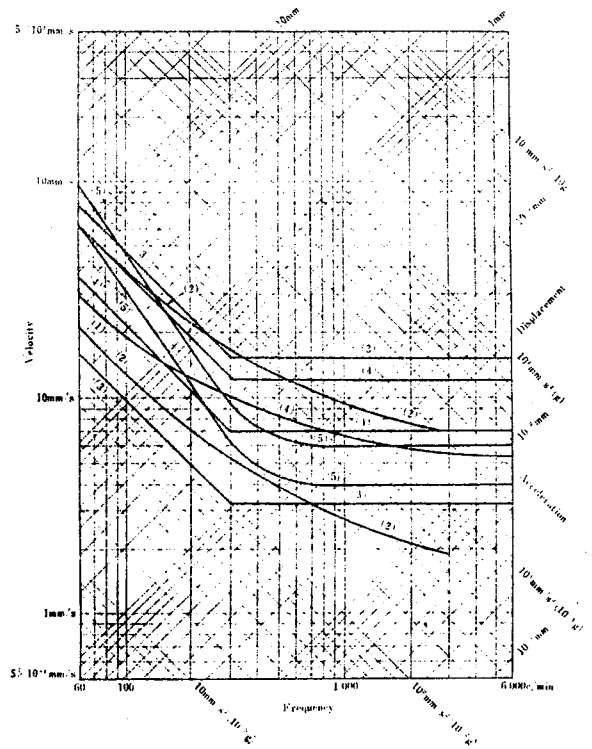
이상의 설명에서 우리는 소형 어선기관의 진동 대책을 위하여 기관선행에 신중을 요하고, 그 기관의 불평형력을 저감시키는 노력을 경주하며, 필요한 경우 방진설치까지 고려하는 것이 좋다는 것을 알게 되었다. 참고로 방진고무를 이용할 경우 그 변형허용치는 23% 이내에 있도록 해야 한다.

4. 선박진동 한계치와 국산기관

선박진동의 한계치는 작업능률의 저해, 건강을 고려한 진동노출의 저해 및 안락감의 감퇴 등의 측면에서 설정된다. 이 한계치에 관한 자료로서는 ISO, 각국의 관련학회, 대조선업체 등에서 제시한 많은 설정치가 있다. 그런데 그 설정치는 충분히 일관성을 보이고 있으므로 특정한 것에 국한시키더라도 그 값은 대표적인 분류 내에 포함된다.

여기서는 일본해사협회에서 그동안 세계각국의 선박진동한계치를 수집하여 발간한 자료를 소개 하겠다.

〈그림 12〉에서 관찰하면 수직진동한계치를 60~300 cpm 에서 100~500 mms^{-2} , 300~600cpm 에서 3.1~10.3 mms^{-1} 의 범위 내로 설정하고있고, 〈그림 13〉에서 수평진동한계치를 60~600



- (1) British Ship Research Association
- (2) Bureau Veritas (Zone B, 1971)
- (3) IRCN (Uncomfortable)
- (4) Japanese 1970 Proposal
- (5) Lloyd's Register (8h Vertical)
- (6) Lloyd's Register (Crew accom)

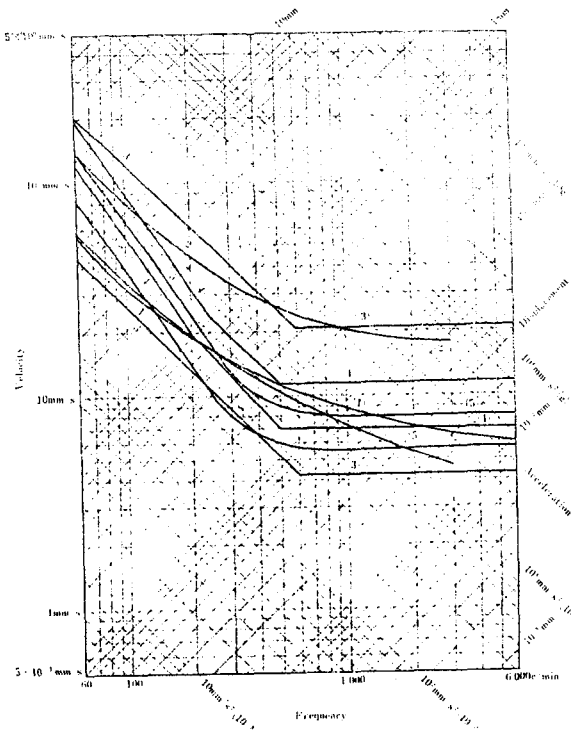
〈그림 12〉 선체수직진동 한계치

cpm 에서 260~1100 mms^{-2} , 600~6,000 cpm 에서 4.05~20 mms^{-1} 의 범위 내로 설정하고 있다.

〈그림 14, 15〉는 ISO의 인체에 대한 피로, 능력감퇴 한계허용기준을 나타낸다. 예를 들면, 수직방향 1~4 $\text{Hz} / 0.315 \text{ms}^{-2}$ 으로 노출되거나 수평방향 6.3 $\text{Hz} / 0.315 \text{ms}^{-2}$ 으로 노출될 때에는 8시간이 피로를 느끼거나 작업능률이 감퇴되는 한계치이다.

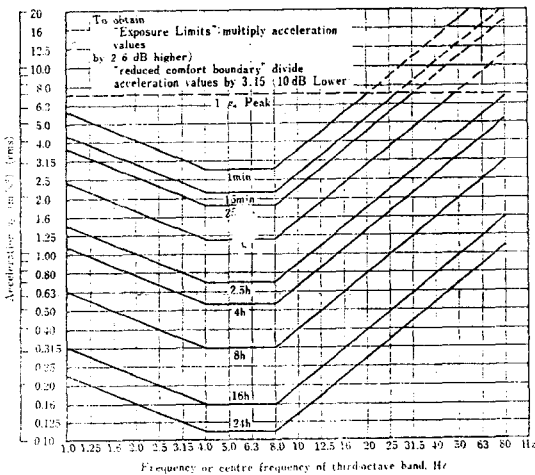
다음은 어선기관의 허용 진동한계치에 대해서 알아보자.

ISO/TC 108 부회에서는 기계의 진동충격의 문제를 검토하여 기관을 회전기계적 측면에서 평가하고 있다. 다음의 〈표 6〉에서는 ISO 2372의 회전속도 10~120 rev/s의 회전기계진동을 평가한 것이다. 〈표 6〉에서 A, B, C, D로 표시한 것은 Good, Satisfactory, Unsatisfactory, Dangerous를 나타낸다. 〈그림 16〉은 미국에서 회전기

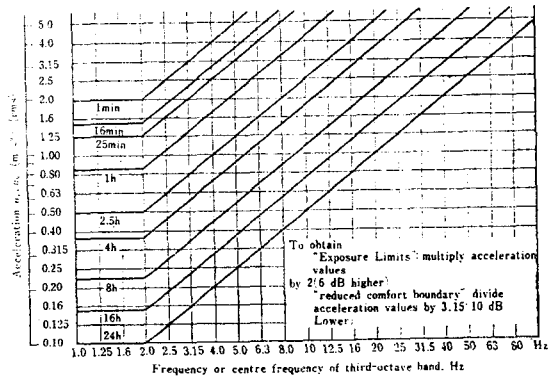


- (1) British Ship Research Association
- (2) Bureau Veritas (Zone B, 1971)
- (3) IRCN (Uncomfortable)
- (4) Japanese 1970 proposal
- (5) Lloyd's Resister (8h Horizontal)
- (6) Lloyd's Resister (Crew accom)

〈그림 13〉 선체 수평진동 한계치



〈그림 14〉 선체수직방향 피로·능률 한계곡선



〈그림 15〉 선체 수평방향 피로·능률 한계곡선

기 보수관리용으로 사용하는 Blak's chart 이다.

〈그림 17〉은 〈표 7〉과 같은 기관사양을 가지는 국내 소형FRP어선용 기관을 진동실험하여 그 결과를 〈그림 16〉과 같은 허용기준에 준하여 비교표시한 그림이다. 이 그림에서는 세로축에 1ms^{-2} 의 Reference를 잡아 가속도 dB로 환산 표시하였다. 그림에서 보는 바와 같이 국내 어선기관의 경우, 저주파수역에서 진동레벨 Control에 곤란한 문제가 많음을 알 수 있다.

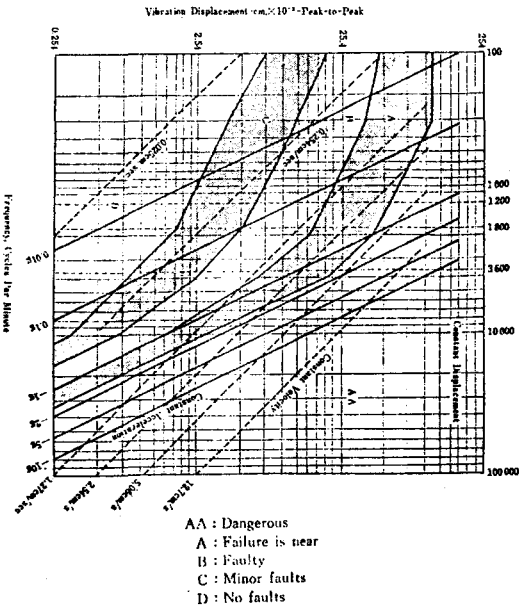
〈표 6〉 회전기계에 대한 Vibration Severity 추정치

분류	Class I (mm/s)	Class II (mm/s)
A	~ 0.71	~ 1.12
B	0.71 ~ 1.8	1.12 ~ 2.8
C	1.8 ~ 4.5	2.8 ~ 7.1
D	4.5 ~	7.1 ~

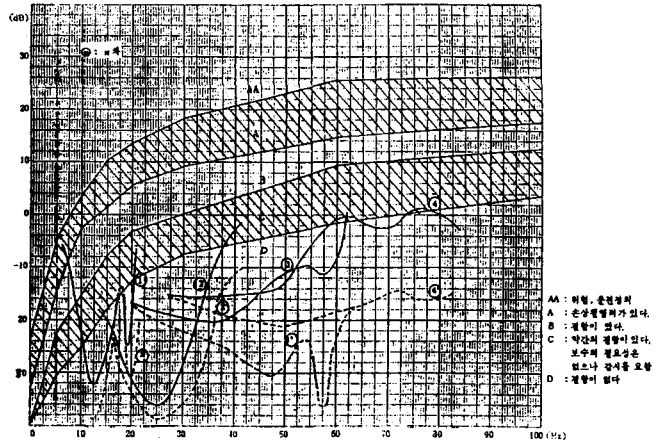
- A : Good
- B : Satisfactory
- C : Unsatisfactory
- D : Dangerous

여기서, Class I : Small Machine (ex. ~ 15 kw motor)

Class II : Medium size Machine (ex. 15 ~ 75 kw motor and ~ 300 kw machine)



〈그림16〉 장치기기에 대한 진동허용기준



①, ②, ③, ④ : Engine Head 수평차수성분
 ①, ②, ③, ④ : Engine Foundation의 수평차수성분

〈그림17〉 4KGM-LD기관의 수평방향 차수별 진동특성 (1~4차)

〈표 7〉 4KGM-LD기관의 사양

기종	기통수	출력 (PS)	실린더경 (mm)	행정 (mm)	기관중량 (kg)	기관의 형치수 L × W × H (mm)
4KGM-LD	4	80	145	200	1,530	2,131 × 580 × 1,203

5. 결론

이상에서 어선의 진동제어를 위하여 먼저 6기통 기관과 같은 기진력이 작은 기관을 선정하는 것이 중요하다. 그렇지 못한 경우에는 1차 배관서 및 2차 배관서를 달아 기진력을 가능한한 줄여주는 노력이 필요하다. 또한 기관의 진동전달 요소에 방진고무를 달아 기관의 전달력을 저감시키는 방법을 이용하기도 하는데 이 때에는 자동차용 방진고무의 탄성계수의 1/2.56 배 정도로 하여 저회전수 운전영역의 진동을 줄여주어야 한다.

사실, 국내 FRP 어선의 진동실험 결과, 저회전 운전영역에서 회전기기 진동한계치를 넘어서는 경우가 허다하다. 또한 FRP 어선은 굽힘강도 면에서도 취약한 면을 보이므로 국내 FRP 어선도 유지감촉이나 장비의 손상 및 보호적 측면 뿐 아니라 승무원의 작업조건적 측면에서도 방진대책

이 요구되고 있다.

참고 문헌

- 1) 船舶振動設計指針 日本海事協會, 昭和 56年. PP. 291-367
- 2) 소형 어선근대화에 관한 연구, 과학기술처, 1984.3
- 3) 米澤徹, 機關の防振据付について, 漁船 第229號, 昭和55年 10月 PP. 63~68
- 4) 金子龍雄, 低燃費 小型高速機關の開發について 漁船機關 1984. 4. PP. 25~36
- 5) Francis F. Vane, Shock and Vibration in Ships, Vibration Handbook Chap. 46
- 6) 丹羽誠-, FRP船의 建造技術, 1981.
- 7) Todd, Ship Hull Vibration, Edward Arnold LTD, 1961
- 8) Kent's, Mechanical Engineers Handbook, Wiley Toppan, 1950
- 9) '일본 주강 편람'.