

최근 선박의 진동과 초기 제어 대책

정 균 양*, 박 진 화*

1. 서 언

선원의 고임금화 추세는 선원수의 감소와 더불어 선박의 거주성 및 작업성의 향상을 뒷받침하고 있으며 이에 따라 건조선의 진동 허용 기준도 점차 강화되는 경향이다. 한편 에너지 절약을 목적으로한 최근 건조선의 경우, 구조는 경량화 되어가는 반면 기진력은 증가되고 있다. 즉 주기관은 소수 대구경 기통을 가진 고효율 디젤 엔진이 채용되고 있어 진동 유발요인은 증가되고 있다. 이는 선박의 진동 제어기술이 고도로 뒤따르지 못하던 건조선 진동 문제는 날로 증가될 것으로 우려된다.

다행히 국내 조선소들은 진동연구 전담요원들로 건조선 진동제어 연구를 수행해하여 진동계산 및 계측분석 분야에 부분적인 발전을 이룩하고 과거 이 분야에서의 외국 의존도를 거의 탈피하였다. 그러나 그간의 연구기간이 짧은 탓으로 연구결과 및 계측분석결과의 체계적인 정리 및 설계 반영 기술이 부족한 실정이다. 즉, 설계초기부터 진동제어 목표를 세우고 설계 단계마다 진동을 예측, 진단하고 이의 대책을 세우는 방진 시스템이 절실히 요구된다. 이러한 시스템은 그간 국내의 선박 진동 예측 기술에 실적선의 계측 결과를 반영, 실제 설계자가 쉽게 사용할 수 있는 시스템이어야 한다.

본문에서는 이러한 시스템 개발의 일환으로 최근 현대중공업에서 건조한 선박 진동 수준 및 진동 요인 변천을 검토하고 추후 개정 강화될 ISO 6954 평가에 의한 진동 수준을 예측하였다. 또한 계측 분석 결과의 초기제어 대책에의 반영 기법을 부분적으로 소개하여 차츰 강화될 허용기준에 대비한 방진설계 개발에 기여코져 하였다.

2. 건조선 진동의 최근 양상

2.1. 최근 6년간의 결과

현대중공업이 multi-point 진동계측 및 분석 장비를

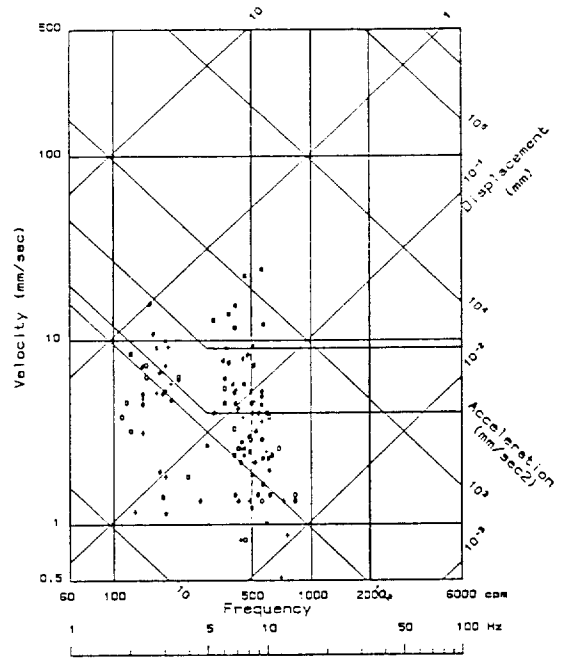


그림 1 최근 건조선의 조타실 앞단 전후 진동 응답 평가

84년에 도입하여 89년까지 건조선 시운전시 진동을 계측한 회수는 163회에 달한다. 이 중에서 유사 선종 및 반복 계측결과를 제외한 66척에 대하여 조타실 앞단 전후 진동응답 결과를 아래 그림 1에 보여주고 있다. 이를 연도 및 선종별로 분류하면 표 1과 같다.

그림 1은 선박진동 평가기준인 ISO 6954에 표시된 건조선 진동 응답치로서 상한선과 하한선 부근에 넓게 분포되어 있는데 국부 진동응답치는 취급하지 않은 탓으로 15Hz(900cpm) 이하에만 표기되어 있다. 참고로 연도별 진동수준을 살펴보면 84~85년 건조선 진동수준은 1~20mm/s까지 매우 넓게 분포되어 있으며 86

발표 : 1990년도 대한조선학회 춘계특별강연회('90.4.14)

* 정회원, 현대중공업(주)

표 1. 건조선 진동의 연도별 및 선종별 분류

84	4
85	14
86	15
87	11
88	10
89	12
계	66
Bulk Carrier	19
Ore/Coal Carrier	12
Tanker	21
Containership	6
Other	8
계	66

년의 경우 상한선과 하한선 사이로 분포도가 축소되었으며 87년에 이르르면 하한선 부근 및 그 이하로 하향 분포되다가 88~89년에 대부분 하한선 이하로 응답 수준이 내려감을 알 수 있다. 단지 89년에 몇몇 응답치가 3Hz 근방에서 하한선을 약간 상회한 이유는 주기관 2차 불평형 모멘트를 상쇄시키기 위한 전기식 역기진기(electric balancer)로서 국산 개발품을 처음 사용한 경우로 방진효과가 충분치 못했던 결과로 설명된다.

2.2. 기진력 형태별 진동양상

선박 진동을 유발하는 기진력은 주로 파도, 추진기,

주기관 및 축계통에서 발생된다고 할 수 있으나 기 수집된 건조선 진동양상으로 부터 주요 기진력을 다음과 같이 분류할 수 있다.

1) 주기관 2차 불평형 모멘트

2행정 저속 디젤 기관의 불평형 모멘트는 기통당 출력에 비례하여 증가되고 기관상용회전수가 탑재되는 선박의 고유 진동수와의 상관성에 따라 공진 현상이 일어난다. 그림 1에서는 5Hz 이하의 대부분이 이에 해당하는데 대부분이 선체 4~5절 고유진동수에서 1rpm(2cpm) 정도 범위의 매우 뾰족한 peak가 발생하고 NCR(상용회전수) 근처에서 발생할 경우 2차 역가진장치(balancer)를 설치하는 경우가 많다. 계측결과를 검토한 결과 거의 모든 선박에 이러한 공진현상이 나타나기는 하나 ISO 평가기준상 balancer 설치 유무는 선박의 크기, 기진력의 크기 및 선종에 따라 크게 달라진다. balancer를 설치한 선박의 적재량 대 불평형 모멘트가 그림 2에 나타나 있는데 대부분이 bulk carrier이고 일부 ore/coal carrier가 이에 속함은 특기할 일이다.

2) 축계 종방향 진동

축계 종 진동은 비틀림 진동에 의한 종진동의 연성 진동 및 순수 종진동으로 대별된다. 86년까지의 건조선은 1절 비틀림 공진점을 MCR 회전수 보다 높은 영역에 위치하도록(unc'er critical)한 탓으로 추력 변동에 의한 주기관 실린더 차수의 기진력이 thrust block을 통하여 선미부 전체에 많은 진동을 유발하였다(그림 3 및 [1] 참조). 반면 87년 이후 건조선의 경우 비틀림 공진점을 MCR의 65% 이하로 낮추고(over critical)

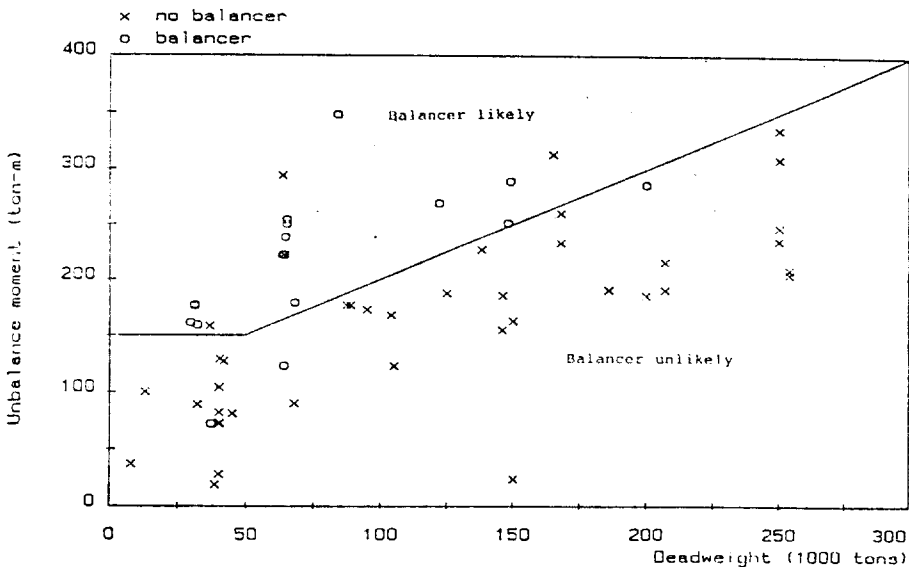


그림 2 적재량 대 2차 불평형 모멘트

표 2 B&W 기관 종진동 0절 실린더 차수 공진회전 영역 [2]

실린더수	NC/NMCR
5	1.38
6	1.05
7	0.8
8	0.59

NC : 0절 진동 실린더차수
공진 회전수
NMCR : 정격 회전수

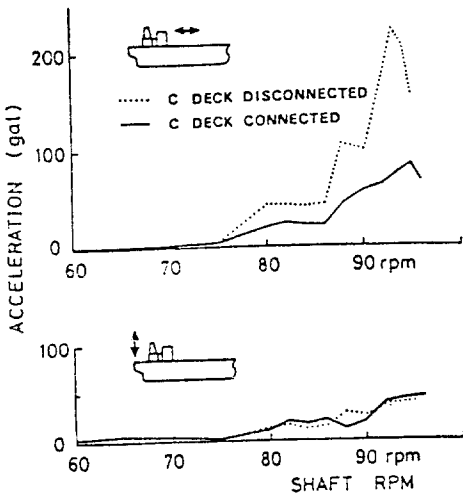


그림 3 추력 변동에 의한 선미선루 진동

연속 사용 금지구역(operational barred range)를 설정한 결과 추력 변동에 의한 축계 연성진동은 크게 감소하였으나[1] 아직도 5, 6기통 엔진은 축계 0절 종진동이 표 2와 같이 MCR 위쪽에 가까이 위치하므로 크랭크 축의 종진동에 의한 선미부 진동이 주요성분으로 남아 있으며 선루의 고유 진동수와 일치하는 경우에는 ISO 기준의 하한선 근방까지 접근하는 진동양상을 보이기도 한다.

3) Propeller Surface Force

Propeller에서 발생하는 기진력으로는 surface force 와 bearing force가 있으나 실제 선박에 문제되는 기진력은 surface force라 할 수 있다. 전조선 계측결과 일반 bulk, ore/coal carrier 및 tanker와 같은 저속선의 경우 surface force에 의한 진동은 매우 낮은 수준이나 비교적 고속인 container선의 경우 surface force에 의한 propeller 날개차수의 진동이 현저하며 자동차 운반선이나 Ro-Ro선 같이 횡격벽이 드물고 갑판이 비교적

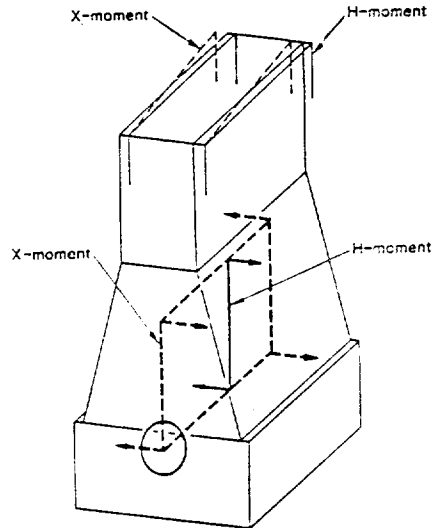


그림 4 저속 디젤 엔진의 H 및 X형 진동 모드

얇은 선박에서는 propeller 날개차수의 국부진동이 흔히 나타난다.

4) 주기관의 H 및 X형 Guide Force

회전 토크의 반력에 의한 기관 본체의 H 및 X형 진동 모우드는 아래 그림 4와 같으며 최근 현정이 매우 긴 기관의 등장으로 이들 기진력이 증대되고 있다. 이들 기진력은 일차적으로 주기관의 횡진동을 심각하게 유발시키며 횡방향 sway bracing을 통하여 선체에 전달되고 선루의 횡방향 고유진동수와 공진되는 경우 비교적 심한 진동수준에 도달한다.

3. ISO 평가 기준

선박에서 발생하는 진동의 크기를 객관적으로 평가할 수 있는 지침은 발생된 진동이 영향을 미치는 대상에 따라 분류된다. 즉, 대상이 승선자, 탑재기기 또는 구조물 여하에 따라

- 선박 진동의 종합평가
- 승무원의 진동에의 노출평가
- 국부 구조물의 진동 평가
- 추진 축계 진동 평가
- 주 보기 진동 평가

등으로 나누어지나 본문에서는 선박 진동의 종합평가에 대해서만 언급하기로 한다. 1972년 국제 표준화기구인 ISO는 TC108(기계 진동 및 충격 기술위원회)내에 각 선급, 연구기관, 대학, 조선소 진동관계전문가르 구성

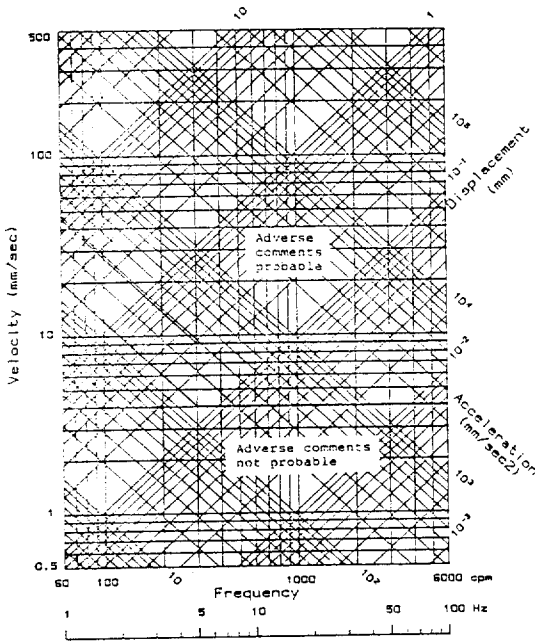


그림 5 ISO 6954 평가기준

된 SC2/WG2(진동 및 충격의 측정, 평가분과위원회/선박 진동 작업위원회)를 발족하고 1984년에는 선체 진동 측정 code인 ISO 4868 및 종합평가 code인 ISO 6954를 발표하였다. 본문에서는 지면상 평가 code인 6954 적용에 대한 문제만을 다루기로 한다.

3.1. ISO 6954 적용방법

이 지침은 수선간장이 100m 이상되는 터빈 또는 디젤 구동 상선의 주선체와 상부 구조물에서 승무원이 주로 거주하는 구역의 진동 종합평가에 적용될 수 있으며 그림 5에 보인바와 같이 상한선과 하한선을 경계로한 세 영역으로 되어있다. 상한선(5~100Hz에서 9mm/s peak 속도 및 1~5Hz에서 285mm/s² peak 가속도(위쪽은 문제가 발생하는(adverse comments probable) 영역, 하한선(5~100Hz에서 4mm/s peak 속도 및 1~5Hz에서 126mm/s² peak 가속도) 아래쪽은 안전한(adverse comments not probable) 영역, 그 중간은 문제가 될 수도 안될 수도 있는 영역이다.

이 평가는 기술적인 측면과 인체의 거주성 양면에 대한 진동을 수용할 수 있는지 여부의 종합적 판단이 더 수직, 수평, 종방향 각각의 단일 주파수 성분 평가에 적용된다. ISO 6954에서 취급하는 진동량은 최대 반복값(maximum repetitive value)으로서 시간 평균 rms 측정 값을 적용할 경우

maximum repetitive value

$$= C_F \sqrt{2} \times \text{rms value} \quad (1)$$

관계를 사용하며 $C_F \sqrt{2}$ 는 파고율(crest factor)이라 불리우는 값으로 C_F 값은 측정되거나 잠정적으로 1.8로 가정하도록 되어있다. 건조선에서 측정된 진동값이 ISO 6954에 제시된 기준선보다 낮은 경우 건조선의 진동값은 승조원의 진동에의 노출 평가인 ISO 2631/1 기준 또한 만족한다.

3.2. ISO 6954 적용상의 문제점

평가지침은 선급 규정이 아닌 안내사항일지라도 선박 건조 계약시 건조사양에 포함되는 경우가 일반화되어 있으므로 건조후 인도사항에 크게 영향을 줄 수도 있다는 점에서 ISO 지침 적용은 조심스럽게 다루어져야 한다. 1984년 발행된 ISO 6954 적용엔 몇가지 실제적인 문제점이 있다. 즉

(1) 안내사항인 평가지침을 이용 상한선인 9mm/s와 하한선인 4mm/s 사이에서 실제 허용치를 얼마로 정할 것인가

(2) 복수 주파수 성분이 동시에 존재하는 경우도 6954 지침대로 단일 주파수 성분 평가를 이용할 것인가

(3) 평가대상으로 되고 있는 peak치(또는 maximum repetitive value) 산출방법이 명확치 않다.

상기 (1)항의 허용치 문제는 건조사양에 구체적으로 명시함으로써 건조후 인도시 분쟁의 소지를 없앨 수 있는데 SC2/WG2에서 논의 과정에서는 ISO 6954의 상

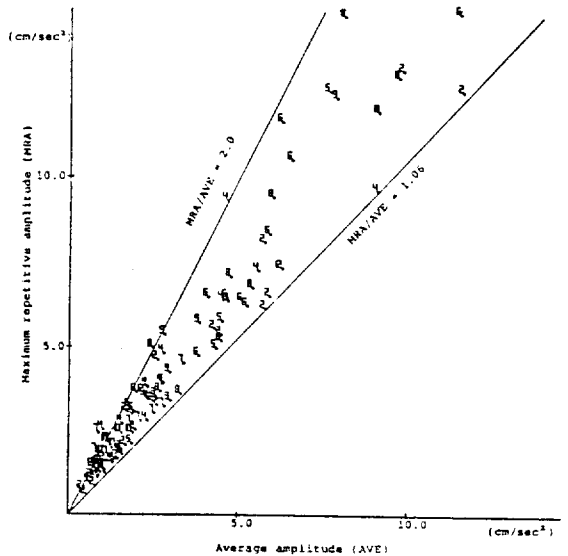


그림 6 Crest factor 실측치

한선은 minimum requirement, 하한선은 design target 으로 고려되었음을 상기할 필요가 있다. (2)항의 복수 주파수 성분평가는 아직까지 고려되어 있지 않아 단일 주파수 성분으로 평가하는 것으로 되어 있으나 SC2/WG2에서 추후 개정시 표준화를 검토할 단계에 와 있다. 마지막 (3)항의 peak치를 산출하기 위하여는 3.1 절에서 언급한 파고율($C_F \times \sqrt{2}$)에 대한 검토가 필요하다. $C_F=10$ 은 pure stationary sinusoidal 진동을 의미 하는 반면 선박의 경우 항력증 진동의 불규칙성이 회전수 변동과 프로펠러 기진력 진폭 변화에 의해 일어나기 때문에 C_F 값은 1.0 보다는 커야 한다. 실제로 HHI에서 측정된 파고율은 1.6~2.8 범위, 즉 C_F 는 1.1~2.0 사이에 있으며 고차진동에서는 크게 나타나 있다(그림 6 참조). 그러나 실선의 파고율은 꽤 넓은 범위의 값을 가지고 있어서 해상상태, 진동수, 기진력의 종류에 따라 값이 변하므로 현재로서는 C_F 값을 얼마로 하여 peak 값과 rms 값을 변환할지 분명치 않고 ISO 6954는 잠정적인 값으로만 $C_F=1.8$ 로 가정하고 있다.

3.3. ISO의 향후 개정안 전망

ISO 표준은 정기적으로 수정하게 되어 있어서 현실에 맞지 않는 불합리한 내용은 개정하도록 제의할 수 있고 현재도 TC108/SC2/WG2 즉 선박 진동 작업위원회에서 6954 개정작업이 활발히 진행되고 있다. 구체적으로 개정 대상인 항목은 3.2절 문제점 중 (2)항 및 (3)항으로서 복수주파수 성분이 동시에 존재하는 경우의 평가방법 및 평가대상인 peak치 산출방법 등이다. 현재 WG2에 상정되어 있는 복수주파수 성분 평가 공식제안을 소개하면[5],

$$\kappa = \sqrt{\sum \left(\frac{V_i}{V_{1i}} \right)^2} \tag{2}$$

κ : 평가곡선의 하한선에 대한 weight를 고려한 peak 값의 2제곱 합의 제곱근값으로 진동에너지 비에 해당

V_i : “i” 성분의 maximum repetitive velocity peak value

V_{1i} : 주파수 f_i 에서 ISO 6954의 하한선에 해당하는 속도값(5~100Hz에서는 4mm/s)

(1)식의 κ 값을 이용한 평가차 EVL은

$$EVL = 4.0 \times \kappa \tag{3}$$

로서 ISO 6954에 표기할 수 있는 값으로 정의된다. 또한 peak치 산출 방법으로서 (2)식의 maximum repetitive value V_i 는 1분동안 연속기록된 진동값을 $\Delta t=4$ 초인 sampling rate로 fourier 해석한 값들, 즉 15개의

sample 중에서 가장 큰 값으로 정의하고 이는 FFT 분석기에서 peak hold 방법으로 구하기를 제안하고 있다 [6].

실선 진동을 이러한 방법으로 해석하여 C_F 값을 조사하여보면(약 5척) 1.3~1.6 사이에 있게 된다. 그러나 위의 소개한 제안이 ISO 기준으로 채택될시 진동평가 과정에는 maximum repetitive value를 직접 구하게 되므로 C_F 값에 신경쓸 필요가 없으며 단지 지금까지 $C_F=1.0$ 또는 이에 가까운 낮은 값을 사용하였을 경우에는 추후 개정될 기준 적용시엔 복수 주파수 성분까지 고려한다면 1.6~1.7배정도 진동량이 증가하리라는 예상이다.

4. 건조선 진동의 초기 제어

3장에서 기술한 바와 같이 강화될 ISO 6954 평가기준에 대처하기 위하여는 더욱 고도의 방진 기법을 적용해야 할 필요가 있다. 바람직한 진동 제어 방법은 설계초기부터 평가지침에 의거 진동 목표치를 설정하고 설계 단계별로 가능한 예측, 진단 및 처방을 하는 예방적 방법이다. 이는 다른 구조물 경우도 마찬가지지만 복잡한 구조물인 선박의 진동을 건조후 실선 계속 결과 분석, 평가에 근거하여 사후 대책적인 방법을 쓰기엔 소요되는 노력과 비용이 엄청나기 때문이다. 예방적 제어 방법중에서도 상세설계이전까지의 초기, 기본설계 단계에서의 초기제어 대책이 매우 중요시되고 있다. 즉 주요제원 및 성능이 확정되는 초기 설계단계에서 진동목표치를 달성토록 주기관, 선루등 주요사양이 결정되어야 하고 선형이 확정되는 기본 설계시까지 추진기를 포함한 축계 및 방진기기 등의 발주가 끝나기 때문이다. 물론 상세 설계중에도 3-D 유한요소법을 이용한 강제진동응답 해석 등이 병행되기는 하나 응답차 예측 오차 범위가 50%나 되는 점을 감안한다면 상세설계중 방진을 위한 설계보완 및 수정은 사후 대책적인 방법에 속한다고 볼 수 있다.

4.1. 선체 저차 진동 제어

선체 저차 진동은 선체가 순수 보와 같은 거동을 하는 진동으로서 대개 5Hz 이하의 선체 2절부터 6~7절까지를 의미하며 주기관의 기진력과 공진시 선체 및 선루 거주구에 심한 진동을 유발한다. 그림 7에는 68,000 DWT bulk carrier의 시운전시 주기관의 매회전당 주파수별 상하 진동 응답을 선미부에서 계속하여 주파수 분석기(FFT)로 분석한 결과가 spectral map 형태로 나타나 있다. 저차 진동응답은 파도의 기진력에 의해

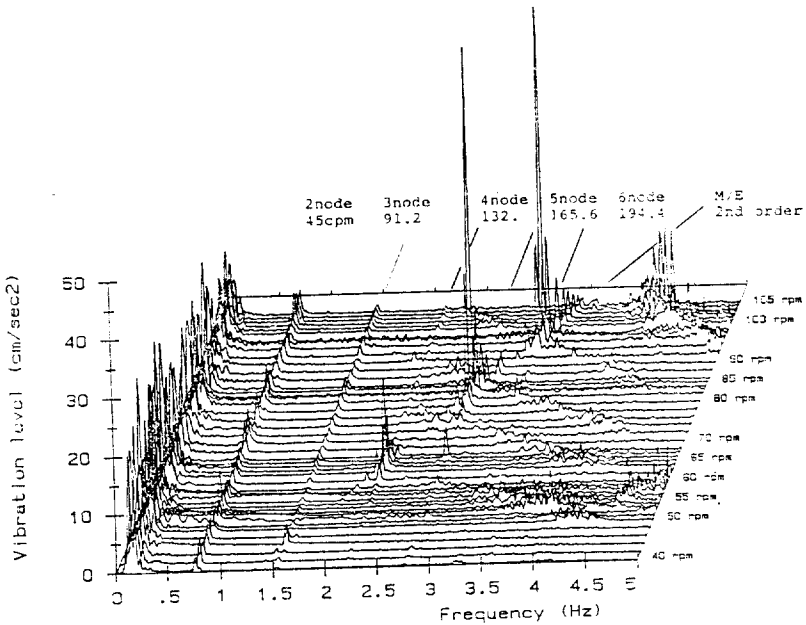


그림 7 선미에서 계측된 선체저차상하 진동응답의 spectral map

서도 매우 잘 나타나므로 강제 운동인 1절을 제외한 선체 2절 부터 6~7절 까지의 고유 진동수를 상당히 정확하게 알아낼 수 있다. 이러한 자료를 분석하여 선종별 약산식 도출 및 브이론 해석 프로그램의 정확도 향상이 가능하고 주기관의 2차 불평형 모멘트와의 공진현상 (그림 7에서는 선체 6절)을 회피하거나 역가진 장치 설치 등으로 선체 저차진동의 초기제어가 가능하다.

1) 약산식

선체 상하 진동에 대한 대표적인 약산식은 Schlick, Todd 및 Kumai 등이 제안하였다. 이들은 모두 선체 2절 진동 계산식이며 2절 이상의 교차 고유진동수는 이들에 일정한 계수를 곱하여 얻어진다. 이 약산식들은 초기 설계 단계에서 매우 유익하게 사용되고 있으나 최근 선박은 과거의 선박에 비해 구조, 의장물 등의 변화로 인한 진동특성의 차이가 있으리라 추측된다. 예를 들어 Todd [7]가 제안한 tanker의 상하 2절 진동수는

$$N_{2v} = 9.42 \times 10^4 \sqrt{\frac{BD^3}{J_1 L^3}} + 28 \quad (5)$$

L, B, D : 선박의 길이, 폭, 깊이
 $J_1 = J(1.2 + (1/3 \cdot B/d))$
 d, J : 흘수, 배수량

이나 당사에서 건조된 tanker 11척의 spectral map에서 얻은 2절 진동수 분포는 그림 8과 같으며 이로부터 도

출한 약산식은

$$N_{2v} = 11.38 \times 10^4 \sqrt{\frac{BD^3}{J_1 L^3}} - 0.8 \quad (6)$$

로서 Todd식에 의한 진동수보다 전반적으로 낮고 계측된 진동수의 $\pm 10\%$ 범위내의 오차를 갖는다. 또한 2절

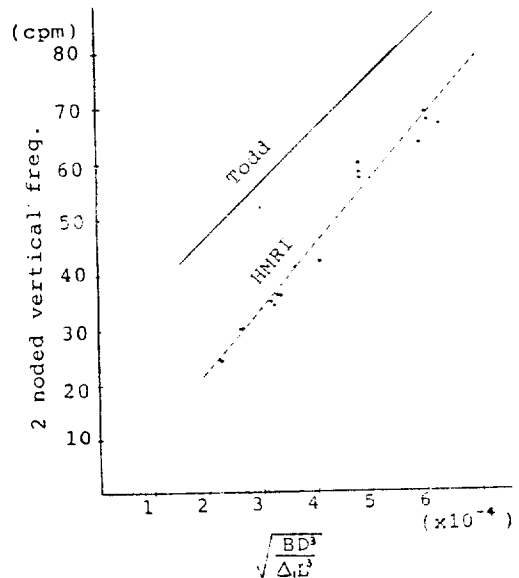


그림 8 Tanker의 선체상하 2절 진동수 분포

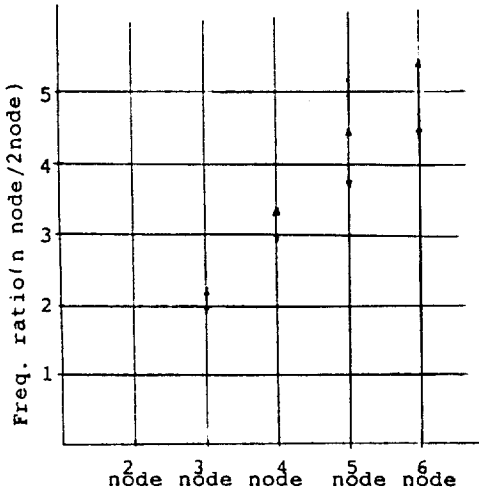


그림 9 Tanker의 선체상하 고차 진동수 대 2절 진동수 비의 값

진동수대 고차 진동수의 비를 나타낸 그림 9를 살펴보면 3절 및 4절 상하진동의 비는 일정하나 5절 이상의 진동은 선박에 따라 상당한 차이를 보인다. 이는 bulk carrier나 tanker와 같은 선종별로 다른 이중저 및 중방향적벽등이 보거동을 하는 선체 진동에 미치는 연성 효과에 기인한 것으로 추측된다.

한편 bulk carrier의 선체 상하 2절 진동 약산식은 식 (7)과 같으며 공진 가능성이 많은 4~6절의 약산식은 도출중에 있다.

$$N_{2v} = 10.57 \times 10^4 \sqrt{\frac{BD^3}{4_1 L^3}} + 0.5 \quad (7)$$

2) 보이론 해석

보이론에 의한 해석은 선체 진동의 계산 정도를 향상시킬 목적으로 전산기를 이용하여 수행되고 있다. 이는 보통 선체 전체를 1개의 보로써 간주하여 보이론에 따라 양단 자유의 경계 조건을 갖는 변형 단면보로써 취급하여 진동 해석을 하는 것이다. 이와 같은 해석을 실시하기 위해서는 해석 model 및 종류에 대응하는 적

절한 전산 program을 이용하여야 한다. 이 해석은 선박의 주요 도면에서 구한 강성 및 실제의 적재 상태를 사용하여 수행되므로 약산식에서 구한 선체 고유진동수를 보다 정확히 구할 수 있으며 또한 해석 model에 따라서 연성 효과를 고려한 진동해석을 할 수도 있다.

현재 당사에서는 거의 모든 선박에 대해서 자체적으로 개발한 program을 사용하여 선체 상하진동해석을 수행하고 있다. 문제는 이들을 사용하는 계산식의 knowhow로써 선체 진동현상을 충실히 simulation 하는 해석 model input data인 shear area, 부가수 질량 영향 및 감쇄효과의 정확한 평가가 정도 향상을 기하는 초점이 된다. 여기서는 전산기를 사용하는 일반적인 이론해법으로서 transfer matrix method[8] 및 finite element method [9]의 두 방법을 사용하여 당사에서 이미 건조한 선박에 대해 선체 상하 진동해석을 하고 이들의 예측치와 비교하였다. 대상선의 주요목적은 다음과 같다.

계산 및 예측은 ballast 상태에서 수행되었으며 이들의 결과를 표 4 및 5에 나타냈다.

이들 표에서 볼 수 있는 바와같이 transfer matrix method와 finite element method에 의한 선체 상하 고유진동수는 예측치와 잘 일치함을 나타내고 있다. 그러므로 유조선의 저주파 선체 상하 진동은 약산식과 함께 이론을 고려한 진동해석을 함으로써 상당히 정확하게 추정할 수 있으며 다른 선종에 대해서는 계속적

표 3 선체 상하 진동해석 대상선 제원

Type	Ship A Product Carrier	Ship B Crude Oil Tanker
L(m)	172.05	244
B(m)	32.2	42.67
D(m)	16.6	21.5
d(m)	11.2	15.6
Deadweight	40,000	114,000
MCR(rpm)	91	93

표 4 Ship A의 선체 상하 고유 진동수

	2 node	3 node	4 node	5 node
Todd 식	88.3(1.30)	179.1(1.28)	270.8(1.31)	363.1
HMRI 식	72.0(1.06)			
Transfer	70.0(1.03)	144.8(1.03)	222.7(1.08)	299.3
F.E.M.	64.1(0.94)	132.4(0.95)	206.9(1.00)	288.5
계 측	68.0	140.0	206	

() : 예측과 해석의 비

표 5 Ship B의 선체 상하 고유 진동수

	2 node	3 node	4 node	5 node
Todd 식	74.1(1.77)	150.5(1.67)	227.5(1.65)	305.1(1.64)
HMRI 식	45.5(1.08)			
Transfer	42.4(1.01)	95.5(1.06)	138.8(1.01)	189.4(1.02)
F.E.M.	41.4(0.99)	90.8(1.01)	140.4(1.02)	196.4(1.06)
계 측	42.0	90.0	138	186

() : 계측과 해석의 비

인 해석과 비교를 통하여 해석 model 및 data 작성 등의 개선이 요구된다.

3) 제어책

선체저차 진동중 저속 디젤 주기관의 불평형 모멘트에 의한 공진은 선체 상하 4,5절 고유 진동수에서 대부분 일어나며 주기관의 회전수가 90rpm 이상인 경우 6절까지도 문제가 된다. 제어책으로는 주기관 선정시 기진력을 감소하는 방법, 공진을 회피하는 방법, 역기진기(balancer)를 설치하는 방법이 있다. 앞의 그림 2에 보인 건조선의 적재량대 불평형 모멘트 도표에서 보인바와 같이 대체적으로 150ton-m 이상의 모멘트가 발생하는 경우에 진동응답수준이 현저히 높으나 건조선의 크기에 따라 응답수준도 달라지며 20만 DWT 이상의 선박에선 그 수준이 매우 낮다.

- 주기관 선정에 의한 제어책 : 최근 흔히 쓰이는 4~7기통 엔진중 7기통 엔진은 불평형 모멘트가 매우 작으나 연료 효율 및 유지보수비 면에서 불리한 반면 4,5기통보다는 모멘트가 작은 6기통 엔진이 기진력 감소 측면에서 유리하다.
- 상용회전수(NCR)의 결정 : 2차 불평형 모멘트는 회전수의 제곱에 비례하므로 낮은 회전수에서 선체 고유진동수와 만나는 경우 진동응답이 크지 않으나 NCR 근처에서 선체 5절 또는 6절 진동과의 공진이 일어나는 경우 방진책이 필요하게 된다. 이의 예방을 위해 앞절에서 기술한 약산식 및 보이른 해석으로 5절 또는 6절 진동수를 계산하고 주기관의 최대연속 회전수(MCR)가 예측된 5 또는 6절 진동수 바로 밑에 위치하도록 회전수를 설정함이 바람직하다. 그림 2에서 기진력이 매우 큰데도 balancer가 설치되지 않은 경우가 이에 해당한다.
- Balancer 설치 : 전기식 두 종류가 있으며 전기식 balancer의 경우 설치가 간편한 탓으로 한동안 많이 쓰였으며 balancer 용량 결정은 간단히

$$F = \frac{M}{d} \tag{10}$$

F : balancer 용량(tonf)

M : 주기관 2차 불평형 모멘트(ton-m)

d : balancer 위치 (타기실)부터 공진모우드 마디까지 거리(m)

로 표기되나 대개 3ton, 5ton 또는 7ton 용량의 balancer가 사용되며 시운전 계속시 약간의 무게 가감작업 및 공진 모우드와 위이상 180°되게 조정하는 작업이 필요하다. 그림 11에는 balancer에 의한 선체 공진 모우드 및 실선적용 효과가 나타나 있다.

한편 기계식 balancer는 그림 12에 보인바와 같이 엔진의 앞뒷단에 설치되는 두개의 역회전 중량물로 구성

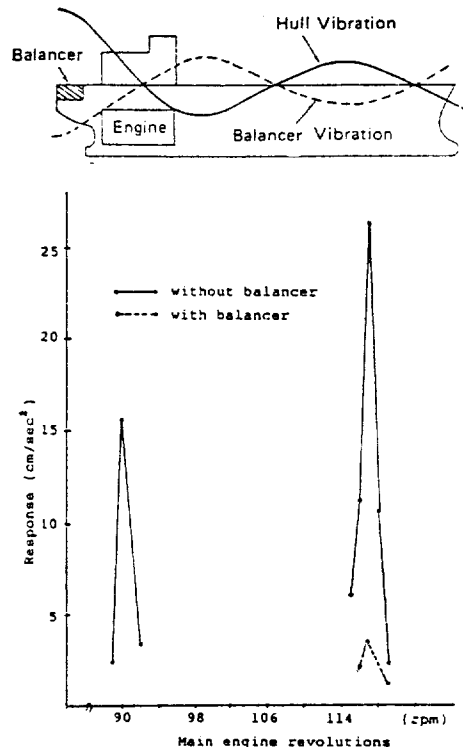


그림 11 역기진기의 공진 모우드 및 실선 적용 효과

표 6 B & W 엔진별 F_{2c} (77rpm기준, 단위 : kN)

engine	60MC	70MC	80MC
5 cyl	136	252	415
6 cyl	—	167	276

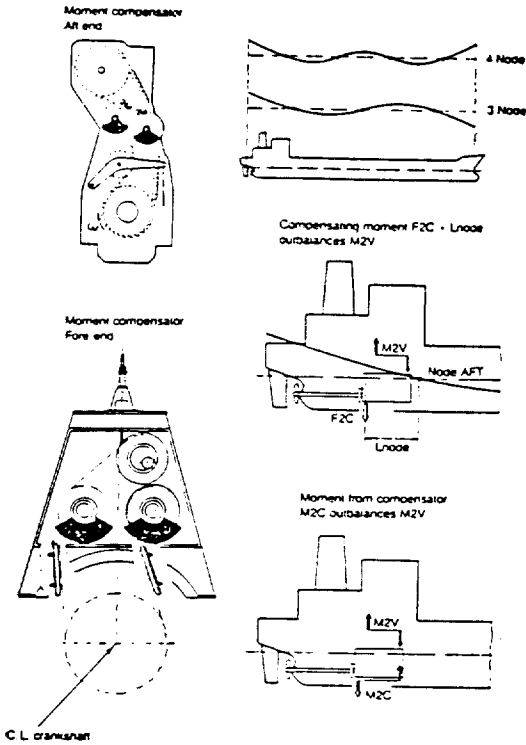


그림 12 기계식 balancer

되며 엔진회전수의 두배로 회전한다. 이 2차 기계식 balancer (또는 compensator로도 불리움)는 엔진 구매 시 선택 사양으로 되어있으며 2차 기진력 크기, 선체 고유진동수 및 선체 모우드의 마디(node) 위치에 따라 balancer를 엔진 뒷단에만 설치하는 경우, 앞단에만 설치하는 경우, 앞뒷단 모두 설치하는 3가지 경우가 있다. 물론 앞뒷단 모두 설치하면 기진력이 완전히 상쇄되는 효과가 있으나 설치비용상 장점이 없으므로 가장 저렴한 가격(앞뒷단 모두 설치 또는 전기식 balancer 가격의 1/5이하)으로도 기진력 상쇄효과를 어느 정도 가지는 뒷단 설치경우만 기술한다. 그림 12에 표시한 대로 기진력을 완전히 상쇄키 위한 후부 balancer의 용량은

$$F_{2c} = \frac{M_{2v}}{L_{node}} \quad (11)$$

- F_{2c} : balancer에 의한 역기진력 (tonf)
- M_{2v} : 주기관의 2차 불평형모멘트 (ton-m)
- L_{node} : 후부 balancer에서 선체 공진 모우드 마디까지의 거리(m)

이나 F_{2c} 는 기관유형별로 표준화 되어있으므로 실제 상쇄되는 2차 불평형 모멘트 M_{2c} 는 표 6에서 나타낸 F_{2c}

에 L_{node} 를 곱한

$$M_{2c} = F_{2c} \times L_{node} \quad (12)$$

로 계산된다. 엔진 후부에만 설치되는 balancer는 비록 기진력을 완전히 상쇄치 못한다 하더라도 최근 건조선의 주기관 위치가 선체 4,5절 모우드의 마디 뒷쪽에 위치하므로 상당한 효과가 있으며 주기관을 모우드 마디에서 떨어진 선미부 쪽으로 설치할수록 상쇄효과가 크다. 즉 2차 불평형 모멘트에 의한 응답수준은 대부분 ISO 상한선 근처에 위치하므로 후부 balancer의 효과로 기진력의 절반만 상쇄하여도 응답치는 하한선 밑으로까지 낮출 수 있다. 이를 위해서는 앞서 기술한 보이론해석에 의한 선체 모우드해석에서 절점의 위치를 정확히 예측할 필요가 있다.

4.2. 축계 종방향 진동 제어

축계 종방향 진동은 엔진의 가스 압력에 의한 비틀림 진동의 종진동에의 연성진동과 크랭크축의 종진동 두가지가 있으며 두 경우 모두 엔진 실린더 차수에 의한 기진력으로 추력 블럭(thrust block)를 통해 선체에 전달되어 선미부 상하진동 및 선루 전후방향 진동을 유발시킨다. 그러나 주기관 및 프로펠러를 포함한 축계 사양은 초기설계단계에서 정해질 수 있으므로 축계 진동해석을 통한 선체진동의 초기제어가 가능하다.

1) 비틀림-종진동 연성해석에 의한 추력변동 예측

저속 디젤엔진에서 발생한 토오크 변동은 축을 통해 프로펠러에 전달되고 프로펠러에서 연성효과를 일으켜 추력변동을 발생시킨다. 당사에서는 비틀림-종진동의 연성해석으로서 식 (13)을 이용[10]하여

$$\begin{bmatrix} (m+m_{11}) & m_{12} \\ m_{21} & (J+m_{12}) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \delta_x \\ \theta_x \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} d_{11} & d_{12} \\ d_{21} & d_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \delta_x \\ \theta_x \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{11} & 0 \\ 0 & k_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \delta_x \\ \theta_x \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_x \\ Q_x \end{Bmatrix}$$

(부호설명은 참고문헌 참조) (13)

프로펠러에서의 추력 변동을 계산하는 프로그램을 사용하고 있으며 이를 이용한 추력블럭에서의 종진동 예측 및 계측 비교가 그림 12에 나타나 있다.

2) 제어책

축계 종 방향 진동은 앞에서 소개한 축계 비틀림-종진동 연성에 의한 추력 변동량을 일일이 계산하지 않더라도 설계초기단계에서 축계 비틀림 진동 및 크랭

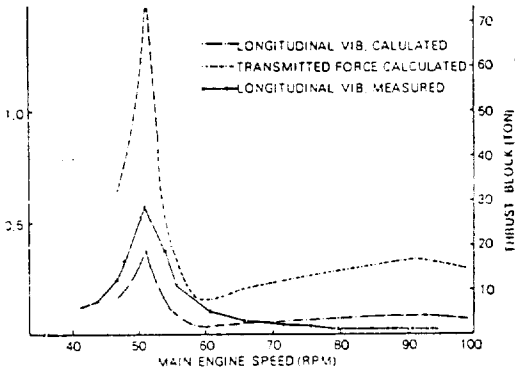


그림 12 추력블럭에서의 종진동 응답치 [10]

크축 종진동을 별개로 예측, 대비책을 마련함으로써 추력 블럭에 미치는 기진력을 최대한 억제할 수 있다.

—비틀림 진동 : 주기관 직접 구동형 축계에서는 크랭크축, 중간축, 프로펠러축과 프로펠러가 비틀림 스프링으로 연결된 회전질량으로 간주되며 주기관의 개스압력에 의해 비틀림 진동을 유발하는데 축에 가장 큰 응력을 일으키는 주요 진동차수는 실린더 차수이다. 특히 5기통과 6기통 엔진의 경우 비틀림 1절 진동수가 최대정격회전수(MCR)에서 멀리 떨어지도록 각별히 유의해야 한다. 1절 공진점이 MCR 위쪽에 있는 경우를 **undercritical** 그 반대로 MCR 밑에 있는 경우를 **overcritical** 상태라 하는데 이는 축계의 질량 및 강성을 조절함으로써 가능하다. **Undercritical**의 경우 1절 진동수가 MCR보다 35~45% 위에 놓이도록 하는데 주로 중간축 직경을 상당히 크게 하기 때문에 축에 걸리는 비틀림 응력이 낮으므로 사용회전수에 제한이 없는 장점이 있다. 그러나, 축 직경을 크게 하는데 한계가 있고 특히 크랭크축의 0절 종진동 위치와 비틀림 1절이 가까이 위치하는 탓으로 가끔 종방향 기진력이 매우 커질 경우가 있다. 이에 반해 **overcritical**의 경우 1절 비틀림 진동이 MCR의 65% 이하에 놓이도록 직경이 작은 중간축을 사용하고 크랭크축 앞단에 **tuning wheel**을 달아 비틀림 공진점을 낮추도록 유도한다. 그림 12가 이러한 경우이다. 이 **overcritical** 조건은 NCR이나 MCR에서 추력 변동이 매우 작아져 추력블럭에 미치는 기진력이 매우 작아지므로 선미부 진동을 거의 유발하지 않는다. 단지, 작은 직경의 중간축에 걸리는 과도한 응력이 선급에 규정된 연속 운항시의 응력치를 넘을 경우 연속 사용금지 구역(**barred range**)를

설정하고 비틀림 진동 댐퍼를 설치해야 한다. 또한 축계질로는 고장력강을 사용한다.

—크랭크축 종진동 : 표 2에 보인대로 축계 0절 종진동 공진점은 5, 6기통의 경우 각각 MCR의 38%와 5% 근방 윗쪽에 있어 엔진자체의 종방향 진동은 물론 추력블럭에 종방향 기진력을 전달한다. 현재로서는 이 경우 **axial damper**를 설치하여 크랭크축의 종진동을 최대억제하는 것이 가장 좋은 방진책이다. 그러나 아직도 많은 건조선이 진동 응답 크기는 크지않다 하더라도 진동의 주요성분은 바로 이 크랭크축 종진동에 기인하는 것으로 추측되므로 앞으로 이 크랭크축 진동 감소를 위한 연구가 진행되어야 한다.

4.3. 선체 고차 진동 제어

선체 고차 진동은 선체 상하 7~8절 이상의 고차 진동 모드드로 300 cpm 이상의 진동수를 갖는 복잡한 진동형태이다. 순수 보와 같은 거동이 아니며 선미, 선루, 이중저등 주요구조물의 공진 및 이들의 연성으로 인한 선미부의 복합 진동이므로 보이른 해석으로 정확히 예측하기가 매우 힘들고 주로 3차원 모델의 진동해석으로 예측이 가능하다. 그림 13에 보인 68K bulk선의 진동 **spectral map**에는 주기관 회전수의 10차 이상까지의 진동응답이 나타나는데 이들은 프로펠러 표면 전달력 및 축계 비틀림 및 종진동에 의한 기진력이다. 프로펠러 표면 전달력에 의한 진동은 최근 건조선에선 종래보다 덜 심각해진 대신 주기실린더 차수의 축계 비틀림, 종진동에 의한 선체 진동이 심화되고 있다. 이는 최근 건조선의 추진축 회전수가 100rpm 이하로 저속화되어 프로펠러 기진 주파수가 450cpm 이상인 대부분의 선루 공진주파수로 부터 떨어진 반면 주기관은 소수 실린더 대구경화되어 축계진동이 증가된 이유이다. 단지 컨테이너선은 예외로서 고마력으로 인한 프로펠러 기진력의 증대와 높은 선루로 인한 낮은 선루 공진주파수 때문에 각별한 방진 대책이 필요하다. 고차 진동의 제어 방법으로 장기간의 해석이 소요되는 3차원 진동해석은 초기 단계에선 부적합하며 현재로서 가능한 방법으로는 선루진동 또는 선체-선루연성 진동의 간이추정에 의한 공진회피나 프로펠러 기진력의 제산에 의한 감소책 등에 국한될 수 밖에 없다.

1) 선루 고유진동수 간이 추정법 검토

선루 전후 진동은 선루 구조 자체의 전단 및 굽힘형 진동에 선루를 받치고 있는 선체 기저부 강성의 영향을 받는 선루의 회전형 진동이 복합되어 일어난다. 구조부재의 치수가 결정되지 않은 초기설계에서의 고유

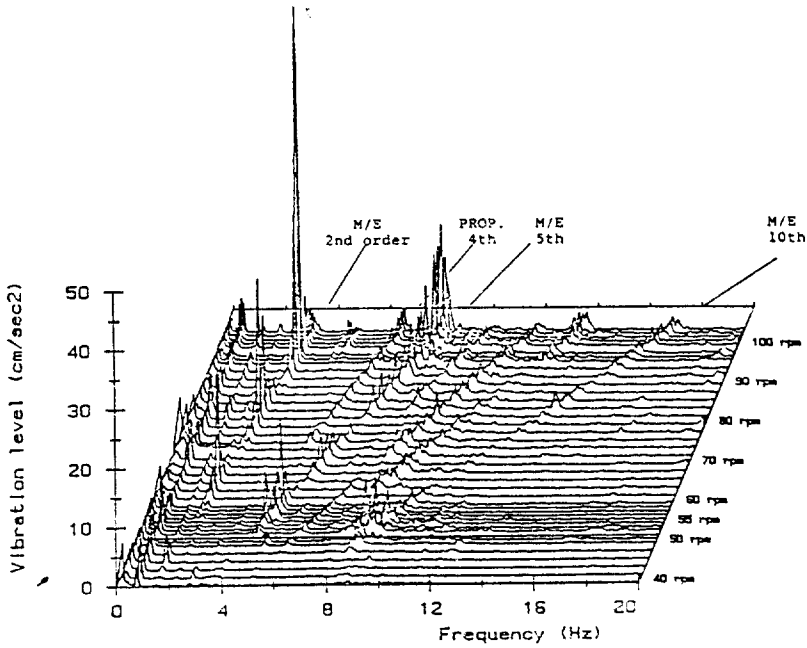


그림 13a bulk선의 선미상하진동응답 spectral map

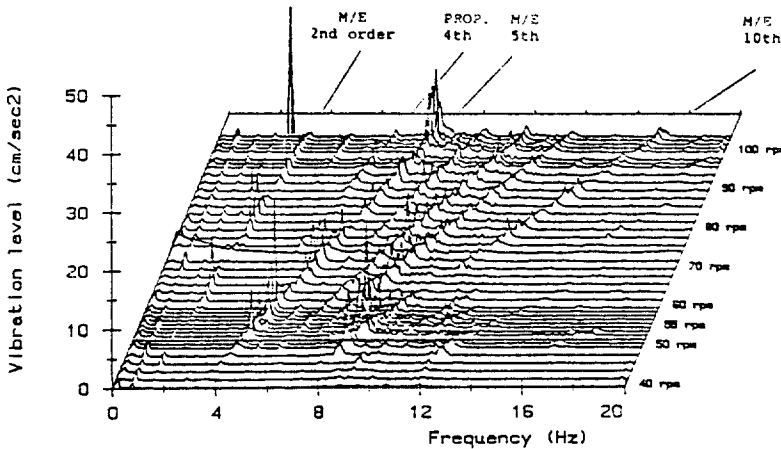


그림 13b bulk선의 선루전후진동 응답 spectral map

진동수 추정에는 Hirowatari [11]식과 DnV 추정식 [12]이 가장 많이 쓰이며 이들 모두 전단 및 굽힘만을 우선 가정한 다음 기저부강성 영향을 추가로 고려하는 방법이다. 즉 Hirowatari식은

$$f = f_{\infty} \times K \tag{14}$$

이며 DnV 식은

$$f = \left(\frac{1}{\frac{1}{f_{\infty}^2} + \frac{1}{f_r^2}} \right)^{1/2} \tag{15}$$

f_{∞} : 선체기저부 강성이 무한대인 선루의 전단 및 굽힘형 고유진동수

K : 기저부 강성에 따른 진동수 감소 영향

f_r : 기저부 영향에 의한 회전형 고유 진동수

이다. 이들 모두 선루제원만이 결정된 상태에서의 추정식이므로 오차 범위가 꽤 큰것이 사실이며 당사에서는 계측 결과의 spectral map(그림 13) 및 투묘실험 결과로부터 상기 추정식의 오차 범위 추정 및 수정을

시도중이다.

2) 제어책

—공진회피 : 고차 진동제어의 가장 기본적이면서도 확실한 방법으로서 선루 고유진동수를 식 (14)나 (15)를 이용 추정하고 기진력의 주파수와와의 공진 여부를 조사한다. 일차적으로 프로펠러 날개차수에 의한 주파수와 접근하는지 비교하여 공진회피를 하는데 날개숫자를 바꾸는 것이 가장 쉬운방법으로 4개 또는 5개를 채택하여 가진 주파수 범위가 선루의 1차 고유 진동수보다 낮게함이 가장 안전하다. 예를 들면 상부구조물인 선루의 고유 진동수는 4~5층 높이의 경우 500cpm 이상이므로 4개의 날개를 가진 100rpm 프로펠러 가진 주파수를 훨씬 벗어나 공진의 우려가 거의 없다. 그러나 7~8층 이상의 높은 선루를 가진 컨테이너선이나 LNG선의 경우 고유 진동수가 400cpm 까지도 내려가므로 차라리 5개 날개에 100rpm 프로펠러를 채택, 상용회전시 가진 주파수가 선루의 고유진동수를 훨씬 넘기도록 하는 방법도 있다. 그 다음 공진 회피 대상은 주기관 실린더 차수의 기진력이다. 앞서 기술한 대로 축계 진동에 의한 기진력은 최근 선박에서 많이 감소되었다하더라도 선루와의 공진시 ISO 기준 하한선 부근까지 진동응답이 나타나며 또한 최근에는 주기관의 H 및 X형 guide force와의 공진에 의한 선루 횡방향 진동도 나타난다. 이와같이 프로펠러 이외의 기진력과의 공진경우엔 선루 자체의 강성이나 기저부의 강성을 조절 (대부분 증가시킴)함으로 공진을 회피하는 것이 외에는 방도가 없다. 선종별로는 컨테이너선은 프로펠러 표면 전달력과의 공진회피가 가장 우선적이며 기타 bulk선이나 tanker는 프로펠러 날개수보다 큰 차수인 주기관 실린더 차수와의 공진회피가 더 중요하다.

—기진력 감소 : 선체 고차진동을 유발하는 기진력중 초기설계단계에서 감소시키도록 유의해야할 기진력이 프로펠러 표면전달력이다. 이 표면 전달력을 예측할 수 있는 최근의 방법으로 C.A. Johnsson의 논문 [13]에 의거한 초기추정법을 당사에서 이용하고 있다[14]. 입력 자료로는 선박의 길이, 흘수 등 제원의에도 프로펠러 추력, wake fraction 값 및 프로펠러의 제원 등이 사용된다. 표면전달기진력은 프로펠러에 의해 유기되는 압력 변동 및 이에 노출되는 선체표면적의 함수이다. 즉, Ro-Ro 선 같이 노출 표면이 넓은 선박은 압력 변동크기가

그다지 크지 않지만 전달기진력은 매우 크게 된다. 캐비테이션 또한 압력 변동의 크기에 큰 영향을 미치므로 압력 변동량의 감소를 위해서는 프로펠러 설계 뿐 아니라 유선장(wake field)을 가능한 좋게하도록 선미부 형상설계도 매우 중요하다. 실제로 표면전달력 감소를 위하여 설계자가 검토하여야 할 선미부 형상의 설계인자로는

- (1) Tip clearance : 프로펠러 직경의 최소한 25% 이상
- (2) Axial clearance : 프로펠러 직경의 30% 이상

(3) Waterline angle 등이라 할 수 있으나 프로펠러 및 선미부 형상설계는 선속과도 매우 밀접한 관계에 있으므로 이의 복합적인 검토가 이루어져야하며 기진력 감소를 위한 프로펠러 및 선미 선도 설계 기준은 참고문헌 [12] 등에서 언급하고 있다.

—선루 및 기저부 강성 증가 : 선루를 포함한 선미부 고차진동 제어방법으로 공진회피는 시도했다하여도 기진력이 존재하는 한 강제진동에 의한 응답이 문제가 될 소지가 있다. 기진력 또한 감소시키는데 한계가 있으므로 선루 및 기저부의 강성 증가로 진동응답치를 감소시키는 방법도 초기설계에서 사용되어야 한다. 예를 들어 선루 앞뒤 횡격벽은 주감관 하부의 기관실 횡격벽과 가능한한 일치시켜야 하나 후부격벽이 하부격벽위에 놓이지 못할 경우 강력한 횡방향 web 거더 등으로 보강한다. 또한 지지격벽이 기기설치 등으로 절단되어 지지강도가 약해질 경우 이를 보완하는 기둥을 설치한다. 종 방향으로는 선루 마갈벽이나 안쪽벽이 감관하부의 탱크 격벽과 일치하면 좋은 배치이며 진단강성증가를 위해선 선루 내부에 종방향격 벽을 설치하거나 선루 마갈벽의 판두께를 증가시키기가 바람직하다.

4.4. 초기제어의 문제점 및 향후과제

초기설계단계에서의 진동제어는 약산식이나 브이론 해석 또는 실적선의 자료로부터 대상선의 진동특성을 예측하여 기진력과의 공진회피 설계를 하는 것이다. 선체저차진동은 약산식 및 브이론 해석으로 어느정도 정확하게 고유진동수를 추정할 수 있다. 또한 축계 진동의 공진 예측도 상당히 정확하다. 그러나 선체 고차진동은 고유 진동수 추정에 많은 어려움이 있다. 이는 단순 보거동이 아닌 복잡한 고차진동 추정에 적용되는 약산식 자체가 많은 오차 범위를 내포하고 있었뿐 아니라 최근 건조선의 구조 및 의장품들의 변화로 과거

의 실적자료들과 많은 차이가 있기 때문이다. 특히 진동 응답수준을 초기예측법으로 평가하여 신뢰하기는 더욱 힘들다. 또한 최근 선박 건조기법 향상 및 자동화에 의한 공정단축으로 초기단계에서 충분한 진동검토를 할 수 있는 시간적 여유가 적은 것도 문제점으로 생각된다. 따라서 초기제어의 정확도를 높이고 신속하게 설계단계에 적용키위해서는

- (1) 실적선 진동자료의 database화 및 feedback
- (2) 선체고차 진동 추정법의 보완
- (3) 초기제어법의 설계 단계별 적용 자동화가 향후과제라 하겠다.

참 고 문 헌

- [1] Hong, D.P., Chung, K.Y. and Park, J.H., "Measures and their effectiveness to reduce aftbody vibration of a bulk carrier", *PRADS* '87.
- [2] 진효중, "박용 디젤 기관의 진동문제 현황과 전망 (1)", 한국박용기관학회지, 제12권 제2호, 1988.
- [3] ISO 6954-1984(E), Guideline for the overall evaluation of vibration in merchant ships, First edition 1984, 12-15.
- [4] ISO 2631, Guide for the evaluation of human exposure-body vibration.
- [5] Chirila, J.V., "Guide for the evaluation of multi-frequency vibration acting on man in the living and working area on board ships", ISO/TC108/SC2/WG2 N112, 1990.
- [6] Chirila, J.V., "Report of vibration analysis results (Procedure of measurement and analysis)", ISO/TC108/SC2/WG2/N113, 1990.
- [7] Todd, F.H., Ship hull vibration, Arnold, London, 1961.
- [8] 문진상, 김의현, 박진화, 최석규, "HDA-33VIB에 관한 연구", 기술현대, 제1권, 제1호 1981.
- [9] 이수목, 박진화, 정균양, "행렬반복법을 이용한 선체 진동해석", 대한조선학회춘계 연구발표회 논문집, 1990.
- [10] 배중국, 조용원, "측계 비틀림 진동이 종진동에 미치는 연성효과 계산", 기술현대, 제7권, 제2호, 1987.
- [11] Hirowatari, T. and Matsumoto, K., "On the fore and aft vibration of superstructure located at aftship (2nd report)", *J. of SNAJ*, Vol. 125, 1969.
- [12] VERITEC, Vibration control in ships, 1985.
- [13] Johnsson, C.A., "Simple methods for first estimate of propeller induced pressure fluctuation and vibration", *PRADS* '83.
- [14] 김동해, Hyllarides, S., "프로펠라에 의해 유기되는 선체표면력의 초기추정", 기술현대, 제8권, 제3호, 1988.