

선박추진시스템의 안정성 검토 및 감속기 검사기준서 개발

김 태 언/선박검사기술협회 기술연구소
이돈출 · 박성현/목포해양대학교

1. 서 론

중, 소형 선박의 추진시스템은 주 동력원인 (Prime mover) 4행정 디젤엔진, 프로펠러의 추진 효율을 증대시키기 위한 감속장치, 진동 및 충격토크를 절연시키는 탄성커플링, 동력을 전달해 주는 축계를 포함하여 회전운동의 동력을 전후방향의 추력으로 전환하는 추진기로 구성되어 있다. 추진시스템은 이들 4가지 요소가 적절하게 설계 및 제작되어야 축계사고를 사전에 방지할 수 있다. 본 글은 '선박 추진시스템의 안전성 검토 및 감속기 검사 기준서' 개발을 통해서 현장 검사원, 선박 설계자, 추진장치 제조업체, 조선소가 현장에서 쉽게 활용할 수 있도록 함으로써 추진축계관련 해양사고 방지에 도움이 되고자 한다.

2. 주기관 선정 및 엔진의 출력측정 방법

주기관은 일반적으로 사용목적 및 용도, 엔진을 포함하여 축계의 제작 및 설치비용, 취항 후 운항시 필요한 제반비용, 사후 관리비용 등을 검토하여 선정하게 된다. 그러나 엔진출력과 관련하여 일부 소형업체를 중심으로 이 자료를 분명

하게 제시하지 못함으로써 선박설계전문기관과 선주사가 엔진의 출력을 과대평가하는 문제를 일으킬 가능성이 있었다. 따라서 이 문제를 원만하게 해결하기 위하여 엔진출력과 관련된 국제 규정인 IACS M50⁽¹⁾ 및 ISO 3046-1⁽²⁾, 3046-7⁽³⁾에 준해서 공장 및 선박에서 엔진출력 측정방법을 소개한다.

엔진은 앞에서 언급한 바와 같이 선박의 사용 목적에 따라 경제적인 엔진을 선정해야 한다. 또한, 엔진출력과 관련된 엔진 Rating은 선체와 프로펠러의 특성에 적합해야 한다. 우선 가변익 프로펠러를 채용하는 선박은 'Sea margin'의

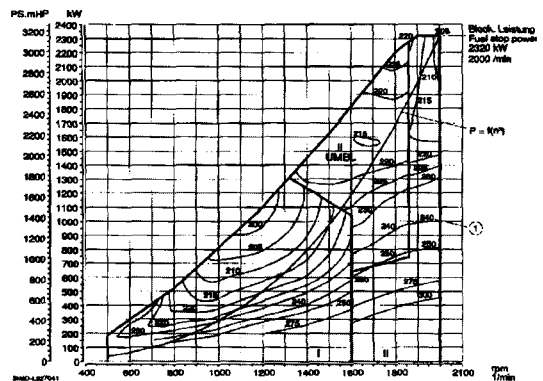


그림 1 MUT 16V 4000M70 엔진의 성능곡선

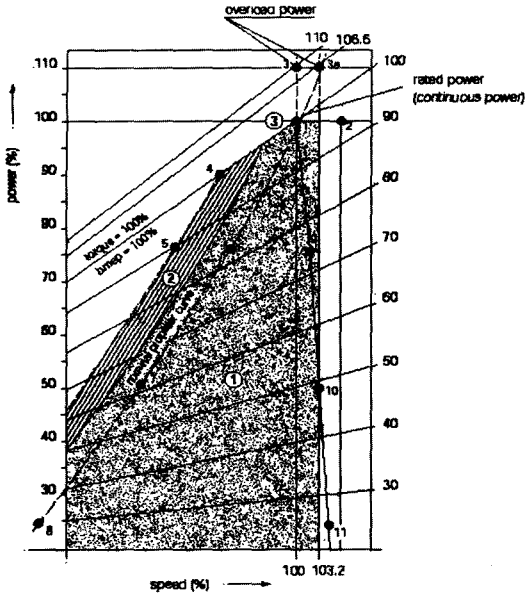


그림 2 IACS M50의 출력 대비 엔진속도 곡선

개념이 불필요하며 유럽의 많은 엔진 제작사들이 이에 준해서 엔진출력곡선을 제시하고 있어 설계상 오류를 범하기 쉽다. 그림 1은 독일 M사의 16V4000M70엔진의 프로펠러 부하곡선이다.

그림 1에서 프로펠러에 걸리는 부하는 $p = af(n^3)$ 이다. 그리고, MCR(최대연속출력)이 아닌 부분부하에서는 엔진제작자가 허용하는 범위에서 이 곡선보다 약간 위 영역에서 엔진을 운전할 수 있다. 따라서 엔진의 회전수와 관계없이 엔진의 부하를 자유롭게 조정하기 위해서는 프로펠러는 가변적이 되어야 한다. IACS에서도 이와 유사하게 UR M50을 통하여 엔진회전수 곡선을 그림 2와 같이 제시하고 있다. 여기서 1-6-7-8을 연결하는 곡선은 엔진회전수의 3승에 비례하는 프로펠러 특성곡선이다. ①은 엔진의 계속운전영역이고, ②는 부분부하에서 일시적으로 운전 가능한 영역이다. ③은 짧은 시간의 과부하 영역이다. 그림 3은 ISO 3046-1에서 제시한 곡선으로 IACS곡선과 동일하다. 고정익 프로펠러를 적용할 경우 엔진회전수의 3승에 비례하는 프로펠러의 특성 곡선을 초과하지 않은

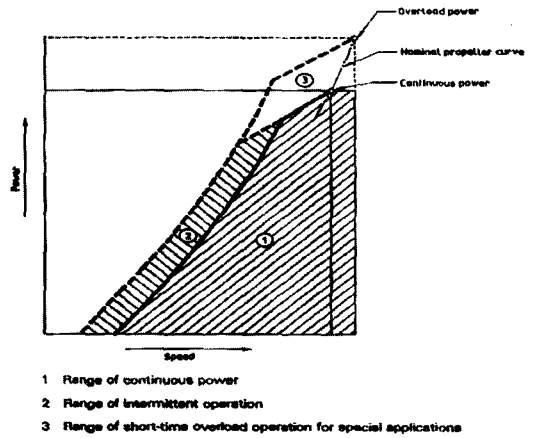


그림 3 ISO 3046-1

범위에서 선박의 정기적인 수리 기간을 고려하여 'Sea margin'을 고려해야 한다. 이는 기본적인 설계와 추진축계시스템의 신뢰성과 수명에 결정적인 영향을 미치게 되므로 대략적으로 10~20%사이에서 정해지게 된다. 요약하면 감속장치가 적용되는 4행정 디젤엔진의 추진축계는 기술적으로 가변의 피치 프로펠러가 편리하며 유럽이나 미국 등의 엔진 제작사들은 이에 준해서 'Power rating' 곡선을 제공하고 있다. 그러나 국내에서는 초기투자비용과 사후관리비용이

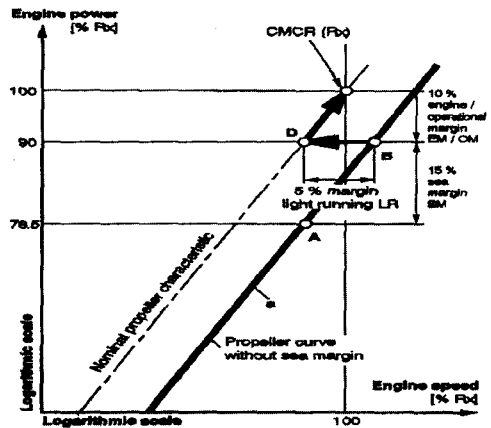


그림 4 고정익프로펠러를 사용한 엔진의 출력 대비 속도의 부하 곡선

많이 드는 가변익 프로펠러보다는 값싼 고정익 프로펠러를 선호하고 있는 실정이다.

따라서 이를 적용할 경우 그림 4를 기준으로 여유마력을 갖도록 설계해야 하며 시운전시 과부하 여부를 확인하는 것이 바람직하다.

저자들의 경험에 의하면 국내 엔진 제작사를 중심으로 엔진회전수가(MCR 기준) 1,000 rpm 이하인 엔진에서는 IACS M50을 적용하더라도 큰 문제는 없을 것으로 판단된다. 이 이상의 회전수 인 고속엔진은 엔진의 사용 목적상 2가지 분류로 할 수 있다. 첫째, 엔진을 상시 사용하는 예인선, 어선 등과 같이 사용조건이 가혹한 경우 중 부하용 출력(편의상 Rating A)과 상용부하용 운전출력(편의상 Rating B)으로 구분할 수 있고, Rating A는 IACS M50과 비교하여 MCR과 동일한 개념으로 취급할 수 있다. Rating B는 같은 프로펠러 곡선을 따른 과부하 개념으로 대형엔진과 동일하게 MCR의 110% 출력을 의미하며 사용시간은 12시간 운행시 최대 4시간 정도 허용하고 있다. 둘째, 레저용 선박과 같이 엔진의 사용빈도수가 비교적 낮고 운전시간이 아주 짧은 경우 경부하용 운전출력(편의상 Rating C)과 초 경부하용 운전출력(편의상 Rating D)으로 구분하여 적용할 수 있다. 이 엔진의 설계개념은 앞에서 언급한 Rating A, B의 엔진에서 동일한(또는 유사한) 평균유효압력을 채택하고 엔진회전수만 증가시켜 이에 상응되는 엔진출력을 증가시키고 있다. Rating C는 12시간 운행시 최대 2시간 내에서 운전하는 조건이고 Rating D는 12시간 운행시 1시간 내에 운전할 수 있는 조건이므로 Rating C, D 모두 현실적으로 IACS M50에서 과부하 조건으로 취급하는 것이 바람직하며 다만 선주가 요구할 경우 설계의 기준은 Rating C에 준해서 검토할 수 있다.

Rating A~D에서 엔진의 연속출력에 관하여 선주사와 엔진제작사간의 분쟁의 소지가 많다. 따라서 상업 목적적인 선박은 IACS UR M50을 기준으로 하여 Rating A가 적합하고 선박의

용도에 따라서 선주의 동의 하에서 안전이 충분히 고려된 상황이라면 Rating B까지도 일부 상시 연속출력으로 허용해줄 수 있을 것으로 판단된다. 그러나 Rating C는 이 출력으로 인정하는 것은 안전과 설계상 문제 소지가 많다. 선박에서의 출력측정방법은 크게 지압계(그림 5) 및 Pmi시스템(그림 6), 연료펌프 랙 및 연료소모량(그림 7)에 의한 방법, 스트레인게이지를 이용하는 방법 등이 있다.

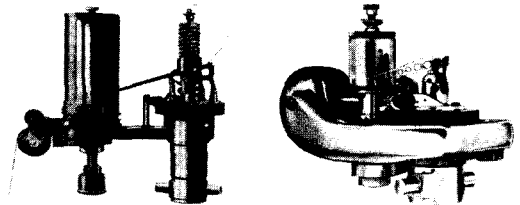


그림 5 지압계

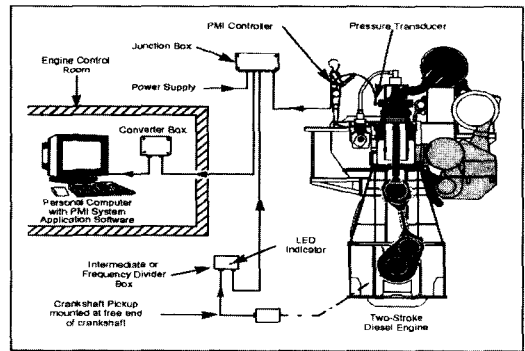


그림 6 개인용 컴퓨터를 이용한 Pmi 시스템

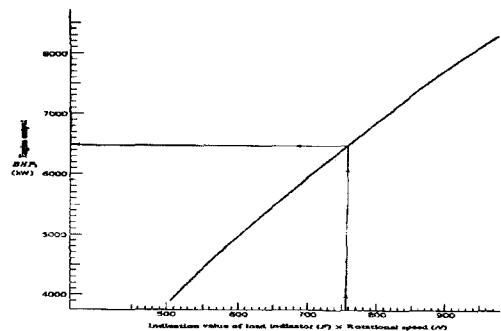


그림 7 연료펌프 랙에 의한 엔진 출력측정방법

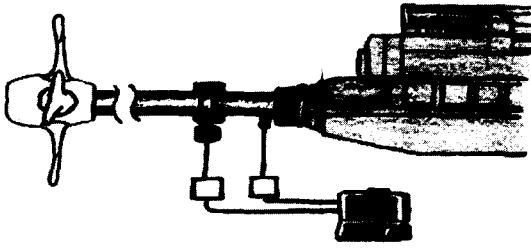


그림 8 스트레인 게이지를 이용한 동력측정

3. 감속기어 설계기준 및 기술검토

기어는 동력을 전달하는 중요한 요소로 일반 동력전달장치에 많이 이용되고 있다. 특히 선박용 디젤엔진에서 증속기어는 PTO(Power-take-off), PTI(Power-take-in) 시스템에 사용되고 있으며 감속기어는 프로펠러 효율을 증가시키기 위하여 추진축계의 회전수를 낮출 목적으로 사용되고 있다. 이러한 디젤엔진은 고효율의 열기관으로 동력을 쉽게 얻고 기동성이 뛰어난 장점이 있지만 열효율을 증가시키기 위하여 실린더내의 연소압력을 증가시켜야 한다. 따라서 진동을 일으키는 기진력이 증가하여 비틀림진동이 증가하는 원인이 되기도 한다. 본 연구에서는 이러한 비틀림진동에 의한 진동토크와 과도 비틀림진동에 의한 순간적인 토크 변동이 기어 시스템에 미치는 영향을 이론적으로 검토하였다. 그리고 이를 이용하여 기어의 안전성 평가를 위한 강도해석과 최적설계에 이용하였다. 또한 진동계측을 통해서 기어시스템에 미치는 영향을 간접적으로 평가하였다.

3.1 진동토크를 고려한 기어 강도계산

기어의 강도 및 설계에 관한 가이드라인은 IACS(International association of classification societies) M56⁽⁴⁻⁵⁾, ISO 6336⁽⁶⁻¹⁰⁾, AGMA(American gear manufactures association)⁽¹¹⁾, 등에서 상세하게 언급하고 있다.

여기서 IACS 규정은 ISO를 기준으로 하여 선박용 기어 시스템에 적합하도록 만들어져 있다. 따라서 본 연구에서는 IACS 규정을 기준으로 일부자료는 ISO와 AGMA를 이용하였다.

기어 이빨(Tooth)은 크게 기어 표면의 내구성(Pitting)과 굽힘 강도(Tooth root bending strength)로 구분하여 검토하게 된다. 우선 표면 내구성과 관련된 접촉응력에 대한 기본식은 식(1)~(4)와 같다. 여기서 식(1)은 접촉응력으로 식(4)의 허용 접촉응력 값보다 작아야 한다. 식(2), (3)은 각각 피니언과 휠의 접촉응력의 기본 수식이다. 식(4)는 접촉응력에 대한 허용 한도 값으로 여기서 사용계수 K_A , 동하중계수 K_V , 수명계수 Z_N 및 안전계수 S_H 는 진동 및 기어 강도와 피로누적에 대한 검토에 직접적인 관계를 가지고 있다. 그리고 이외의 요소들인 기어치수, 표면의 경화처리, 제작상 정밀도 등 진동토크와 직접 관련이 없는 요소들로 본문에서는 분량이 많은 관계로 편의상 생략하였다.

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \sqrt{K_A K_r K_V K_{H\alpha} K_{H\beta}} \leq \sigma_{HP} \quad (1)$$

$$\sigma_{HO} = Z_B Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t \mu + 1}{d_1 b_1 u}} \quad (2)$$

$$\sigma_{HO} = Z_D Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t \mu + 1}{d_1 b_2 u}} \quad (3)$$

σ_{HO} : 피니언, 휠의 접촉응력 기본값

K_A : 사용계수

K_r : 하중분담계수

K_V : 동하중계수

$K_{H\alpha}, K_{F\alpha}$: ISO 6336 방법 B 참조

$K_{H\beta}$: $\frac{\text{단위치폭당최대하중}}{\text{단위치폭당평균하중}}$

$K_{F\beta}$: $\frac{\text{단위치폭당이뿌리에서의최대굽힘응력}}{\text{단위치폭당이뿌리에서의평균굽힘응력}}$

Z_B : 피니언의 맞물림 계수

Z_D : 휠의 맞물림 계수

Z_H : 영역계수

- Z_E : 탄성계수
- Z_ε : 물림을 계수
- Z_β : 비틀림각 계수
- F_t : 호칭접선하중
- b_1, b_2 : 피니언 및 휠의 치폭(mm)
- d_1 : 피치원의 지름(mm)
- u : 기어비

$$\sigma_{HP} = (\sigma_{Him} Z_N/S_H) Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X \quad (4)$$

- σ_{Him} = 접촉응력에 대한 허용한도
- Z_N : 피팅에 대한 수명계수
- S_H : 안전계수
- Z_L : 윤활계수
- Z_V : 속도계수
- Z_R : 표면계수
- Z_W : 가공경화계수
- Z_X : 치수계수

사용계수 K_A 는 IACS⁽⁴⁾ 및 한국선급에서⁽⁵⁾ 제시한 값은 표 1과 같고 주로 기어와 엔진을 연결하는 탄성 커플링의 종류에 따라서 결정된다. 이는 동력전달 장치에서 순간적으로 변동하는 토크를 흡수하여 기어 시스템에 얼마나 적게 전달되는가의 기준이다. 즉 과도 비틀림진동의 이론적 해석 및 계측에 의한 경험적인 요소들을 고려하여 합리적인 값들을 줄 수 있다. 따라서 여러 가지 탄성 커플링의 영향을 평가하기 위하여 과도 비틀림진동을 이론적으로 검토하였다.

표 1 사용계수 K_A

| 구동기관 | 연결 방법 | K_A |
|--------|-----------------------------|-------|
| 주추진 장치 | 유체 또는 전자식 커플링을 가진 디젤기관 | 1.0 |
| | 고탄성 커플링을 가진 디젤기관 | 1.3 |
| | 기타의 커플링을 가진 디젤기관 | 1.5 |
| 보기구동 | 전동기, 유체 또는 전자식 커플링을 가진 디젤기관 | 1.0 |
| | 고탄성 커플링을 가진 디젤기관 | 1.3 |
| | 기타의 커플링을 가진 디젤기관 | 1.4 |

헬리컬기어와 평기어의 동하중계수 K_V 는 IACS⁽⁴⁾ 및 선급에서⁽⁵⁾ ISO정확도 등급에 따라 그림 9~10과 같고 대부분 국내에서 생산하고 있는 제품의 정도는 등급 6에 해당된다. 여기에서 진동의 주 공진영역에서는 정확한 정의는 없지만 현재의 값들보다 큰 값을 주어야 한다. ISO에서⁽⁷⁾ 언급한 자료에 의하면 기어 자체의 구조적인 공진은 피해야 하며 시스템의 공진, 즉 비틀림진동이 심하여 햄머링(Hammering)이나 채터링(Chatting)이 일어나면 시스템에 대한 상세한 검토와 함께 앞에서 언급한 K_A 에도 이 영향을 고려하도록 하고 있다. 이 경우 대상 선박의 개별 검토와 함께 피로파손 사고의 통계 자료를 이용하는 것이 바람직하다.

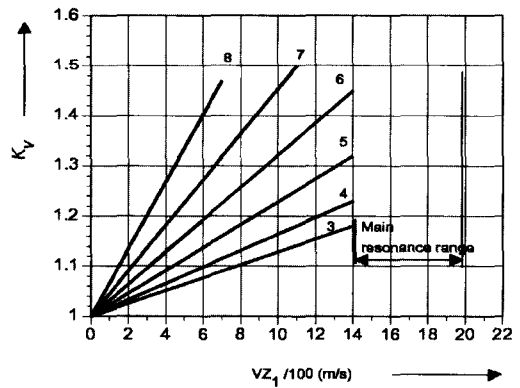


그림 9 헬리컬기어의 동하중 계수 K_V

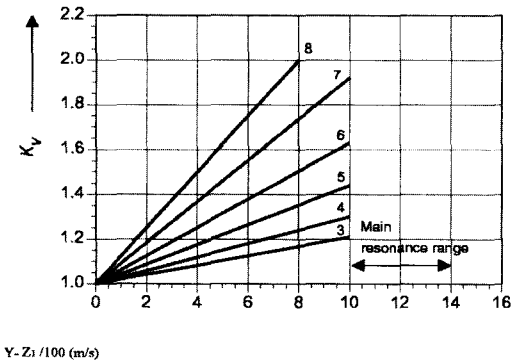


그림 10 평기어의 동하중 계수 K_V

Z_N 은 주기적인 반복하중에 의한 수명계수로 엔진의 연속운전범위 내에서는 $Z_N=1$ 또는 이보다 작은 값이 요구된다. 과도 비틀림진동은 정상적으로 일어나는 클러치의 'On-off', 엔진의 'Starting-stop'시 발생빈도의 누적 횟수를 10^5 , 그리고 빈도 수는 적지만 갑작스럽게 발생할 수 있는 사고성의 'Crush-astern', 프로펠러의 크고 작은 접촉사고 등은 10^3 으로 구분하여 검토하는 것이 바람직하다. ISO 자료를⁽⁷⁾ 이용한 Z_N 의 계수는 표 2와 그림 11과 같다. 여기서 수명계수는 기어 이빨의 표면처리를 잘한다 하더라도 누적횟수에 관계없이 1.6 이상을 초과할 수 없다. 또한 연속운전에 대한 조건은 10^{10} 사이클(Cycle)이고, 이때 수명계수는 0.85이다. 그리고 기어의 윤활, 소재, 제작이 최적화되고 시스템에 대한 경험에 의해서 이 계수를 1.0으로 적용할 수 있다. AGMA⁽¹¹⁾ 자료에 의하면 이 계수는 그림 12와 같고 최대 수명계수는 10^4 사이클 1.47이고 최소 수명계수는 0.68(10^{10} Cycles)로 ISO규정 보다 더 엄격하다. 또한 안전계수 S_H 는 디젤엔진의 사용목적에 따라 결정되며 주추진기관의 기어는 1.4, 그리고 PTO, PFI 등과 같이 보조 구동용 기어 시스템에 대해서는 1.2를 적용한다. 저자들의 경험에 의하면 표면 내구성은 대부분 만족하고 설계여유도 다음에 검토될 굽힘 강도보다 비교적 큰 편이다. 다음으로 기어 이빨에 대한 굽힘 강도 및 허용 값의 기본식은 식(5)~(6)과 같다.

$$\sigma_F = (F_t/bm_n) Y_F Y_S Y_B K_A K_r K_v K_{F\alpha} K_{F\beta} \leq \sigma_{FP} \quad (5)$$

$$\sigma_{FP} = (\sigma_{FE} Y_d/S_F) Y_N Y_{areIT} Y_{RelT} Y_X \quad (6)$$

σ_F : 피니언과 휠에 있어서의 굽힘응력, (N/mm²)

σ_{FE} : 재료의 굽힘응력에 대한 허용한도

m_n : 치직각 모듈

Y_F : 치형계수

Y_S : 응력집중계수

Y_B : 비틀림각계수

Y_d : 설계계수

S_F : 이뿌리 굽힘응력에 대한 안전계수

Y_N : 굽힘강도에 대한 수명계수

Y_{areIT} : 상대노치감소계수

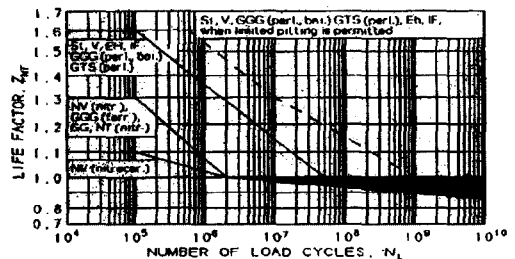
Y_{RelT} : 상대표면계수

Y_X : 치수계수

표 2 ISO 6336-2에서 기어의 수명계수 Z_N

| Material ¹⁾ | No. of load cycles | Life factor Z_N |
|--------------------------------|-----------------------------------|-------------------|
| St, V. | $N_L \leq 6 \times 10^5$, Static | 1.6 |
| GGG(perl. bain.), | $N_L = 10^7$ | 1.3 |
| GTC(perl.)Eh, IF | $N_L = 10^9$ | 1.0 |
| ²⁾ | $N_L = 10^{10}$ (³⁾) | 0.85 (1.0) |
| St, V. | $N_L \leq 10^5$, Static | 1.6 |
| GGG(perl. bain.), | $N_L = 5 \times 10^7$ | 1.0 |
| GTC(perl.)Eh, IF ²⁾ | $N_L = 10^{10}$ (³⁾) | 0.85 (1.0) |
| GG, GGG(ferr.). | $N_L \leq 10^5$, Static | 1.3 |
| NT(nitr.) | $N_L = 2 \times 10^6$ | 1.0 |
| NV(nitr.) | $N_L = 10^{10}$ (³⁾) | 0.85 (1.0) |
| NV(nitrocar.) | $N_L \leq 6 \times 10^5$, Static | 1.1 |
| | $N_L = 2 \times 10^6$ | 1.0 |
| | $N_L = 10^{10}$ (³⁾) | 0.85 (1.0) |

¹⁾ See Fig. 3 for explanation of abbreviations used
²⁾ Only when a certain degree of pitting is permissible
³⁾ Optimum lubrication, material, manufacturing and experience



St: steel (e.g. S45C, S50C)
V: through-hardening steel, through-hardened (e.g. S45C, S50C)
GGG: grey cast iron
GGG (bain., ferr.): modular cast iron (bainite, ferrite, austenite)
GGG (nitro): modular cast iron (nitrite structure)
GTC: case-hardening steel, case hardening
Eh: case and core, flame or induction hardened
IF: induction hardened steel, nitrided
NT (nitro): through-hardening and case-hardening steel, nitrided
NV (nitrocar.): through-hardening and case-hardening steel, nitrocarburized

그림 11 ISO 6336-2에서 기어의 수명계수 Z_N

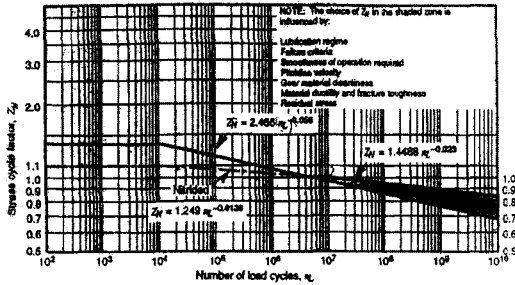


그림 12 AGMA에서 기어의 수명계수 Z_N

굽힘강도에 대한 ISO의⁽⁸⁾ 수명계수 Y_N 는 표 3 및 그림 13과 같다 여기서 수명계수는 기어 이빨의 표면처리를 잘한다 하더라도 누적횟수에 관계없이 2.5를 초과할 수 없다. 또한 연속운전에 대한 조건은 10^{10} 사이클이고 이때 수명계수는 0.85이다. 그리고 기어의 윤활, 소재, 제작이 최적화되고 시스템에 대한 경험에 의해서 이 계수를 1.0으로 상향 적용할 수 있다.

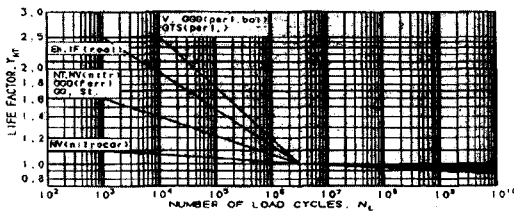


그림 13 ISO 6336-2의 기어 수명계수 Y_N

3.2 주기적인 진동토크에 대한 이론해석

연구 대상 선박은 비교적 잘 설계된 500급 선박 A, B를 대상으로 하였다. 엔진 및 축계 관련 자료는 표 4와 같다. 주 특징으로 엔진은 동일한 엔진(타입, 출력 및 회전수)으로 프로펠러

표 3 ISO 6336-2의 수명계수 Y_N

| Material ¹⁾ | No. of load cycles | Life factor Y_N |
|--|-----------------------------------|-------------------|
| V | $N_L \leq 6 \times 10^4$, Static | 2.5 |
| GGG(perl. bain.), GTC(perl) | $N_L = 3 \times 10^5$ | 1.0 |
| | $N_L = 10^{10} (^{2})$ | 0.85 (1.0) |
| Eh, IF(root) | $N_L \leq 10^5$, Static | 1.6 |
| | $N_L = 5 \times 10^7$ | 1.0 |
| | $N_L = 10^{10} (^{2})$ | 0.85 (1.0) |
| St, NT, NV(nitr.) GG, GGG(ferr.) | $N_L \leq 10^3$, Static | 1.6 |
| | $N_L = 3 \times 10^5$ | 1.0 |
| | $N_L = 10^{10} (^{2})$ | 0.85 (1.0) |
| NV (nitrocarburized) | $N_L \leq 10^3$, Static | 1.1 |
| | $N_L = 3 \times 10^5$ | 1.0 |
| | $N_L = 10^{10} (^{2})$ | 0.85 (1.0) |

¹⁾ See Fig5 for explanation of abbreviations used
²⁾ Optimum lubrication, material, manufacturing and experience

타입은 선박 A에는 가변의 피치(CPP)를, 선박 B에는 고정익 피치(FPP)를 적용하였다.

표 4 추진용 엔진의 주요 요약

| | | |
|------------------------------|-------------------------------------|------------------------|
| Damper (Ship B) | Type | Hasse 690/80 |
| | Dia Width | 680×80 mm |
| | Damping coeffi. | 2900 N·m·s/rad |
| | Ring inertia | 5.81 kg·m ² |
| Elastic coupling (Ship A) | Type | Geislinger 48/5/81N |
| | Torsional stiffness | 150 kN·m/rad. |
| | Permissible max. & vibratory torque | Abt 30 and 7 kN·m |
| | Constant kappa | 0.3~0.7 |
| Elastic coupling (Ship B) | Type | RATO G1921 |
| | Torsional stiffness | 50 kN·m/rad. |
| | Permissible max. & vibratory torque | 3.1 kN·m |
| | Constant kappa | 0.143 |
| Engine (Ship A and B) | Nominal torque | 12.7 kN·m |
| | Type | 6L23/30 |
| | Cyl. bore stroke | 225×300 mm |
| | Power at MCR | 1,305bhp×900 rpm |
| | Pmi at full load | 20.4 bar |
| | Nominal torque | 10.2 kN·m |
| | Recipro. mass | 46.0 kg/cyl |
| | Firing order | 1-5-3-6-2-4 |
| | Dia. of crank shaft | 220 mm |
| | Conn. ratio(r/l) | 0.250 |
| Minimum speed | 350 rpm | |
| Weight | 11.5 ton | |

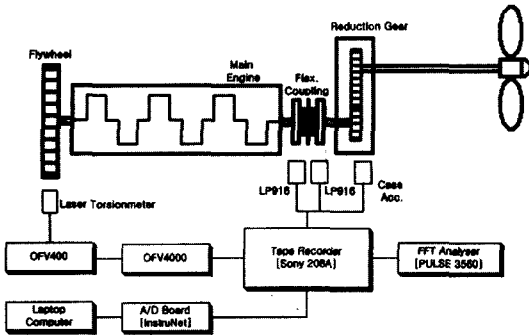


그림 14 비틀림진동 계측위치 및 장비 배치도



그림 15 크랭크축 선단의 각속도 측정

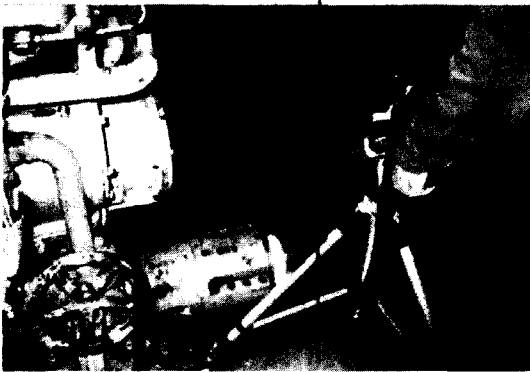


그림 16 중간축의 각속도 측정

우선 3절의 주 공진점을 낮추기 위하여 플라이휠을 크랭크축 선단에 배치하였으며, 선박 A에는 비틀림진동 댐퍼는 설치하지 않고 감쇠특성이 좋은 고성능의 유체감쇠형 커플링을 적용

하였다. 그리고 선박 B에는 점성 비틀림댐퍼를 크랭크축 끝단에 설치하고 1절 고유진동수를 낮추기 위하여 고탄성 고무 커플링을 적용하였다. 선박 A, B에서 기어에 전달되는 진동토크는 그림 17, 18과 같다. 두 선박 모두 진동토크가 전달토크의 30%(엔진제작사의 추천 값)내로 만족한다. 그러나 저자들의 경험에 의하면 유체 감쇠형 탄성커플링의 감쇠는 +100%, 강성계수는 $\pm 20\%$ 범위 내에서 유동적이어서 진동진폭이 증가할 가능성이 높다. 따라서 6차 공진점이 엔진을 가장 많이 사용하는 MCR(Maximum continuous rating) 약간 위에 위치하고 있지만 실제로 피크점이 내려올 경우 진동토크가 급격하게 증가하므로 바람직한 설계라고 보기가 어렵다. 또한 선박 A에는 CPP를 적용하고 있어서 엔진은 대부분 900rpm에서 운전하게 되며 전부하에서 기어에 전달되는 진동토크는 그림 19 그리고 무부하에서 진동토크는 그림 20에 보인다. 여기서 주진동은 6차이고 부하가 감소하면 진동토크도 함께 감소함을 보인다. 선박 B에는 FPP를 적용하고 있어 항상 엔진회전수를 올리면 전부하상태가 되며 이때 진동토크는 그림 21과 같이 선박 A의 무부하상태보다 오히려 진동토크도 작을 뿐만 아니라 주진동 차수도 1.5차로 진동누적의 횡수도 작음을 알 수 있다. 즉 동일한 엔진 및 선박이라 할지라도 설계방법에 따라 진동토크와 진동 누적횟수가 다르게 되므로 초기 최적설계에 의해 진동토크를 줄여서 기어시스템을 보호하고 수명을 연장하는 것이 바람직하다.

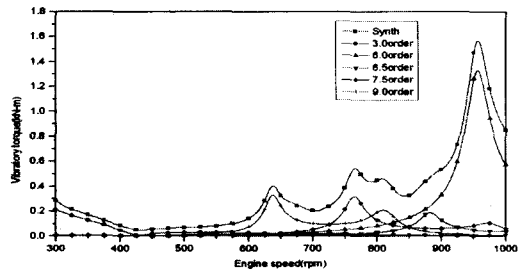


그림 17 선박 A에서 기어에 전달되는 진동토크

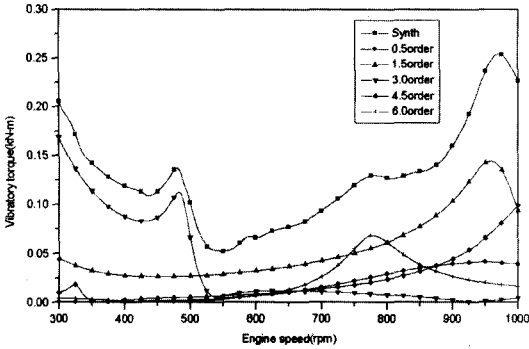


그림 18 선박 B에서 기어에 전달되는 진동토크

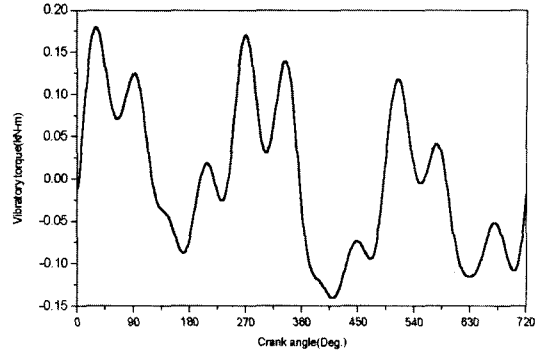


그림 21 선박 B, 900 rpm, 전(full) 부하 조건에서 기어에 전달되는 합성토크 값

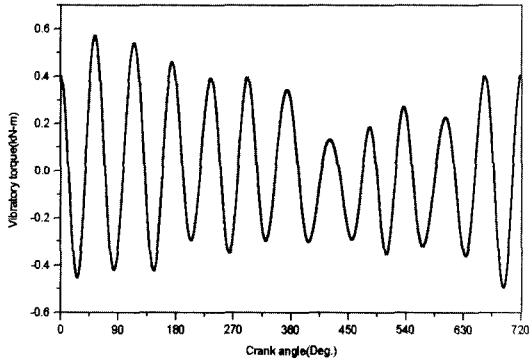


그림 19 선박 A, 900 rpm, 전(full) 부하 조건에서 기어에 전달되는 합성토크 값

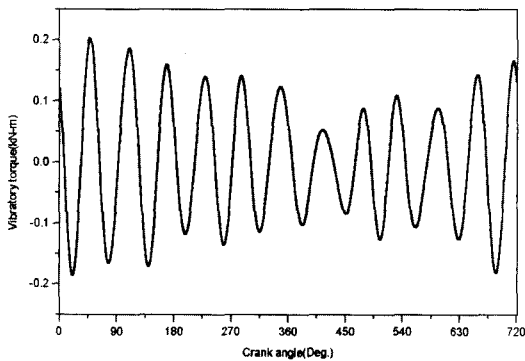


그림 20 선박 A, 900 rpm, 무(zero) 부하 조건에서 기어에 전달되는 합성토크 값

3.3 과도진동토크에 대한 이론해석

추진축계의 과도 비틀림 진동은 편의상 감속기 어에 토크가 가장 많이 걸리는 클러치의 부착시와 외부의 토크변동에 관해서 검토하였다. 그림 22는 계측대상 선박 B에서 클러치 부착시 순간적으로 걸린 변동토크를 계산한 결과다. 여기서 마찰 클러치에 작용하는 유압 메커니즘을 확인하기 곤란하여 대형 선박의 자료를^(12~15) 이용하였다. 또한 선박에서 프로펠러는 회전하면서 수면하의 부유물(빙하 포함)과 고정물에 접촉하면서 일시적인 충격토크를 받을 수 있다. 소형선박 일수록 이러한 빈도수가 많아서 감속기어를 보호하기 위한 별도의 장치가 필요하며, 이러한 순간적인 토크 변동을 흡수하기에는 고성능의 탄성커플링이 적합하다. 그리고 과도한 토크로부터 커플링을 보호하기 위하여 토크 제한장치를 같이 부착하게 된다.

여기서 프로펠러에 가해진 순간 토크변동은 그림 23과 같이 정현파로 최대 피크 값은 MCR의 전달토크 값으로 다음의 세 경우에서 모두 동일하게 적용하였다. 그림 24~26는 각각 선박 A, B 그리고 탄성커플링 대신 국내에서 많이 사용하고 있는 'Rubber block(RB)'을 선박 B에 적용하여 클러치의 탈·부착 엔진회전수인 480 rpm을 기준으로 이론적으로 검토한 결과이다. 여기서 선박 A의 1절 고유진동수는 437.9cpm

(Cycle per min)으로 그림 24과 같이 주로 1절 진동에 영향을 받으며 유체감쇠형인 가이슬링거형 탄성커플링을 적용하여 감쇠 능력이 우수하다. 따라서 변동토크의 최대/최소 값은 4.0/-4.4 kN-m으로 41%로 감소함을 알 수 있다. 선박 B의 1절 고유진동수는 420.7 cpm으로 선박 A와 유사하나 비틀림진동 댐퍼설치로 2절 고유진동수가 (1,470 cpm) 상대적으로 낮아져(그림 17의 3차 진동 참조) 2개의 진동모드가 중첩해서 일어난다. 변동토크 값은 최대/최소가 4.74/-4.49 kN-m로 45%로 감소하였다. 그러나 RB를 사용하면 1절 고유진동수는 944.91 cpm으로 고유진동수가 높아져 그림 26과 같이 충격토크의 흡수 능력이 현저하게 떨어지면서 토크변동의 누적수도 상대적으로 많다. 이때 변동토크 값은 9.29/-9.13 kN-m로 원래 토크의 90% 수준이다.

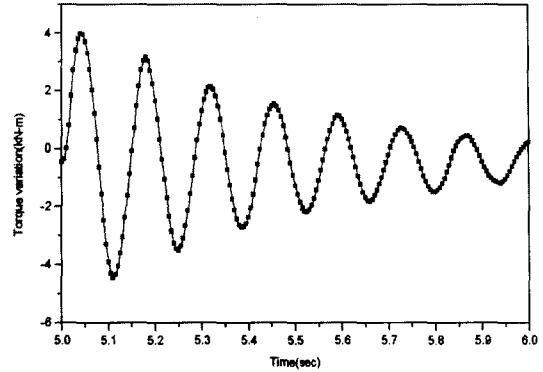


그림 24 충격토크에 의해 가이슬링거 커플링 및 감속기에 전달되는 변동토크

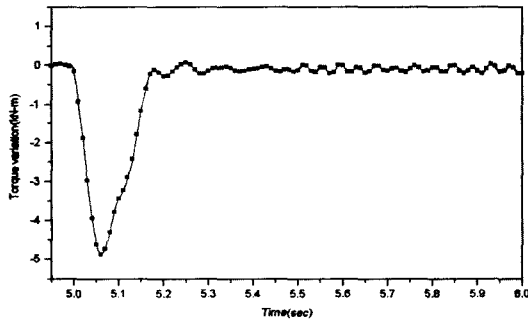


그림 22 선박 B에서 클러치 부착시 감속기에 전달되는 변동토크(계측값)

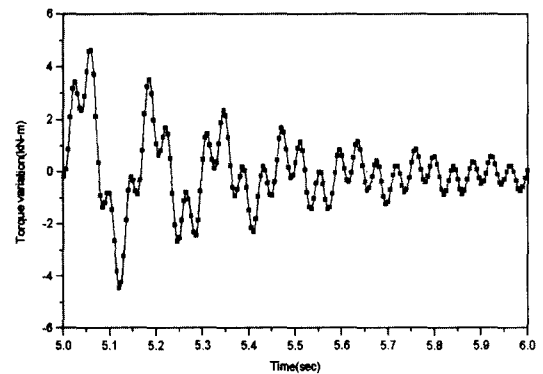


그림 25 충격토크에 의해 고무커플링 및 감속기에 전달되는 변동토크

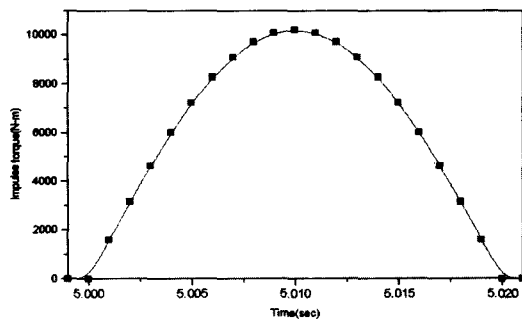


그림 23 과도조건에서 충격 토크 (MCR에서 이론적인 가진 토크 : 전달토크와 동일)

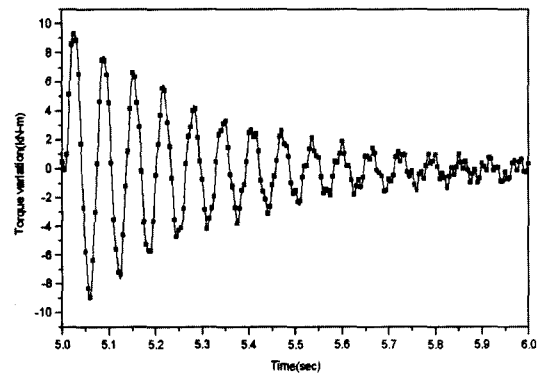


그림 26 충격토크에 의해 고무 블록 및 감속기에 전달되는 변동토크

4. 탄성커플링

추진축계에서 탄성커플링은 고유진동수를 낮추어 엔진에서 발생하는 진동토크가 감속기어에 전달되는 것을 차단 또는 감소시키는 역할을 한다. 또한, 클러치 탈·부착시 발생하는 충격토크를 흡수하여 전체적으로 추진축계를 보호하는 역할을 한다. 따라서, 탄성커플링의 역할은 어느 부품보다 중요하며 그 특성에 따라 추진축계의 내구성과 수명이 결정되므로 설계시 신중히 검토해야 할 요소이다. 일반적으로 균용이나 고급선박에는 값비싼 가이스링거(Geislinger)형 커플링이 적용되고 있고 일반 상선에는 대부분 고무 탄성커플링이 적용되고 있는 실정이다. 수요 및 생산 면에서 고무 탄성커플링은 독일의 V, S, C 사 등의 제품이 많이 적용되고 있고 영국의 R사 제품도 이용되기도 한다. 국내에서는 소형 엔진을 중심으로 이러한 유연한 탄성커플링 대신에 고무 블록(Rubber block)을 많이 적용되고 있다. 고무 블록의 사용 및 개발 역사는 30~40년 전 유럽에서 실린더 단위 면적당 엔진출력이 작고 실린더 최대폭발압력이 낮은 엔진에 적용되기 시작하였다. 그 후 유럽의 대부분 엔진제작사들은 1970년대 오일쇼크 이후 엔진이 고출력화 됨에 따라 고무 블록 커플링을

거의 적용하지 않고 있다. 그러나 국내와 일본의 일부회사에서 아직도 이를 적용하고 있어 충격이나 진동의 흡수 능력이 현저하게 떨어져 감속기의 사고의 빈도수가 높은 실정이다. 아무튼 유연한 고무 탄성커플링보다 가격이 저렴한 장점이 있으나 기술적으로 문제가 많으므로 신중하게 검토되어야 할 요소다.

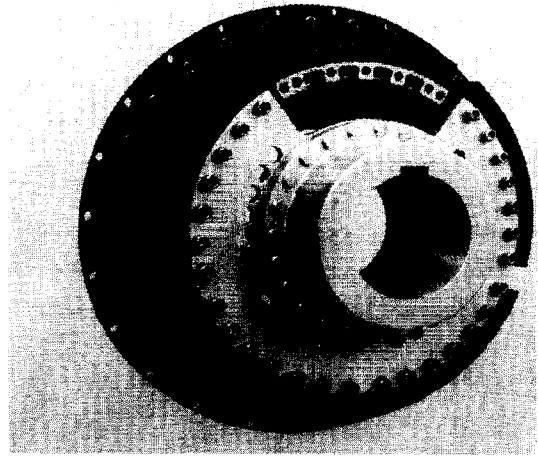


그림 28 Centa사의 탄성 커플링

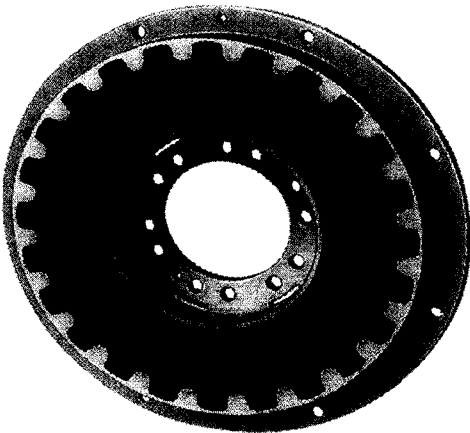


그림 27 Vulkan사의 탄성 커플링

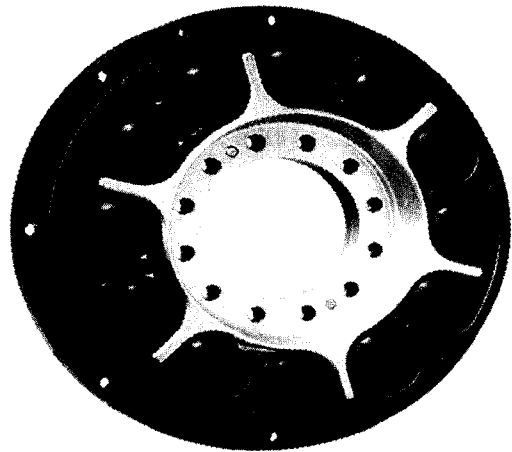


그림 29 Reynold사의 탄성 커플링

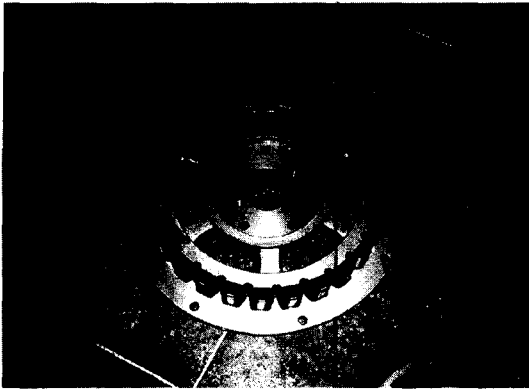


그림 30 국내 T사의 고무 블록의 사진

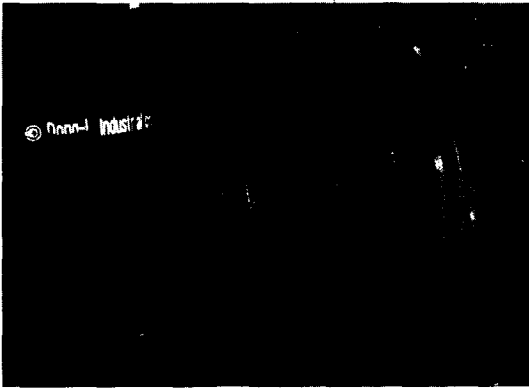


그림 31 국내 D사의 고무 블록의 사진

5. 기어진동토크의 허용기준

감속기의 진동토크는 감속기 제작자의 허용값을 만족하도록 설계하여야 하며, 상용회전수에서는 토크변동이 전달토크를 초과하지 않도록 해야 한다. 만약 진동토크가 전달토크보다 크면 기어에 음의 토크 값이 걸리게 되므로 기어에서 햄머링(Hammering) 및 채터링(Chattering)이 일어나게 되어 기어가 손상될 가능성이 높다. 따라서 이러한 현상을 방지하기 위하여 주기관과 감속기어 사이에 대부분 탄성커플링을 설치하게 되는데 이를 규제하기 위하여 감속기에 전달되는 진동토크를 규제하는데 각 선급별

규정은 표 5와 같다. 진동토크는 축계의 안정성 검토에서 상당히 중요한 요소이며 군용선박의 경우 전달토크의 25%로 규정하고 있다. 국제 전문가들의 의견에 따르면 GL(독일 선급:30%)의 기준이 합리적이라는 평이다. 저자들의 경험에 의하면 국내실정에 적합한 허용범위는 이 보다 큰 40%가 바람직하며 단계적으로 GL규정에 접근하는 것이 좋을 것으로 생각한다.

표 5 기어의 진동 토크의 허용기준

| Class | ① Torsional torque in gear, normal+misfiring, loaded branch ② Torsional torque in gear, normal, unloaded branch ③ Torsional torque in gear, misfiring, unloaded branch |
|---------|--|
| ABS-96 | ①, ②, ③ : no |
| BV-96 | ①, ②, ③ : no |
| CCS-96 | ① : 33% TI, ②, ③ : no |
| DNV-96 | ① : 35% TI, ② : 10% TI, ③ : 15% TI |
| GL-97 | ① : 30% TI, ② : 20% TI, ③ : 20% TI |
| KR-01 | ①, ②, ③ : TO |
| LR-96 | ①, ②, ③ : 1.33 * TI-TO |
| NK-96 | ①, ②, ③ : TO |
| RINA-97 | ①, ②, ③ : TO |
| Remarks | TI : Layout nominal torque TO : Nominal torque(전달 토크) |

6. 결 언

주로 중, 고속 4행정 디젤엔진을 주기관으로 한 선박추진시스템을 보다 안전하게 설계하여 사고로부터 인명과 재산을 보호해야 한다. 그리고

운항 중 고장의 빈도를 줄이고 A/S비용 최소화하기 위해 본 연구를 수행하였으며 이들을 요약하면 다음과 같다.

엔진 제작사는 ISO 3046-1, 3046-7과 IACS UR50을 기준으로 엔진의 출력과 회전수를 검사기관(선박검사기술협회)과 선주사에게 제시해야하며 특히 고정익 프로펠러를 채택한 선박은 엔진의 내구성과 신뢰성확보를 위하여 엔진에 과부하가 걸리지 않도록 프로펠러를 설계하여야 한다. 또한 엔진 제작사는 이를 방지하기 위하여 사전에 공장 시운전 결과보고서를 기준으로 해상에서 엔진 출력을 추정할 수 있는 현실적이고 합리적인 방법을 제시하여야 한다.

- 감속기어설계는 IACS UR M56의 기준을 만족해야 하며 감속기어의 최적설계를 위해 고성능의 탄성커플링이 바람직하며 상용운전범위 내에서 비틀림진동의 공진을 피해야 한다. 또한 연속운전을 위한 면압강도와 굽힘 강도의 피로누적회수는 적어도 10^8 이상 설계하여야 하며 수명계수 Y_N , Z_N 는 1 이하로 하여야 한다.
- 주로 중, 대형 디젤엔진에 많이 적용하고 있는 고탄성 커플링은 비틀림강성이 유연(Soft)하여 진동의 절연 및 충격 흡수 능력이 뛰어나다. 그러나 아직도 국내에서 일부 적용하고 있는 고무블럭형 탄성커플링은 외부로부터 전달되는 충격토크를 흡수할 수 있는 능력이 결여되어 있을 뿐 아니라 비틀림 진동을 흡수 또는 절연할 수 있는 동특성이 대단히 나쁘다. 따라서 고무 블럭탄성 커플링을 적용할 경우 비틀림진동과 기타 내구성 등을 충분히 검토하고 IACS 규정 내에 있는지 확인해야만 한다. 또한 이를 불가피하게 사용할 경우 충분한 설계마진을 갖도록 감속기어의 용량을 증가시켜야 한다.

- 감속기어에 전달되는 진동토크가 MCR 기준 전달토크의 40 %를 초과하면 축계 시스템의 안전성에 영향을 미칠 수 있다. 따라서 이를 초과할 경우 이에 상응하는 만큼 감속기어의 용량을 증가시키는 것이 바람직하며 비틀림진동의 계산과 계측을 통해서 이를 확인해야만 한다.

참 고 문 헌

- (1) IACS(International Association of Classification Societies), 1999, "Programme for type testing of non-mass produced I. C. engines", IACS UR M50.
- (2) ISO Standard, 1995, "Reciprocating internal combustion engines - Performance -, Part 1 : Standard reference conditions declarations of power, fuel and lubricating oil consumption, and test methods", ISO 3046-1.
- (3) ISO Standard, 1995, "Reciprocating internal combustion engines - Performance -, Part 7 : Codes for engine power", ISO 3046-7.
- (4) IACS, 1996, "Marine gears-load capacity of involute parallel axis spur and helical gears", IACS rule book M56, pp.1~19.
- (5) 한국선급, 2001, 한국선급 적용지침 제5편 (기관장치) 제4절 동력전달장치, KR rule book, pp58~66.
- (6) ISO Standard, 1996, "Calculation of load capacity of spur and helical gears - Part 1 : Basic principles, introduction and general influence

- factors.”, ISO 6336-1.
- (7) ISO Standard, 1996, “Calculation of load capacity of spur and helical gears - Part 2 : Calculation of surface durability(pitting).”, ISO 6336-2.
- (8) ISO Standard, 1996, “Calculation of load capacity of spur and helical gears - Part 3 : Calculation of tooth bending strength”, ISO 6336-3.
- (9) ISO Standard, 1996, “Calculation of load capacity of spur and helical gears - Part 5 : Strength and quality of materials”, ISO 6336-5.
- (10) ISO Standard, 1995, “Cylindrical gears-ISO system of accuracy - Part 1 : Definition of allowable values of deviations relevant to corresponding flanks of gear teeth “, ISO 1328-1.
- (11) AGMA Standard, 2001, Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Super and Helical Gear Teeth, ANSI/AGMA 2101-C95.
- (12) H. Keller, 1996, “Simulation of Transient Torsional Vibrations in Marine Diesel Propulsion Plants”, New Sulzer Diesel.
- (13) 이돈출·유정대·전효중, 2002, “저속 2행정 디젤엔진의 과도 비틀림진동에 관한 이론적 해석”, 한국소음진동공학회 춘계학술대회논문집, pp. 655~661.
- (14) 이돈출·유정대·전효중, 2002, “선박용 4행정 디젤엔진의 과도 비틀림진동에 관한 연구”, 한국소음진동공학회 추계학술대회 논문집, pp. 44~50.
- (15) 이돈출·김상환·유정대, 2003, “고무 탄성커플링을 갖는 추진축계 비틀림의 동특성”, 한국소음진동공학회 춘계학술대회논문집, pp. 742~748.