

진동토크를 고려한 기어시스템의 설계 및 영향 평가

Design and Its Influence Evaluation of Gear System Considering Vibratory Torque

이돈출* · 김지근** · 김태언*** · 김상환****

D. C. Lee, J. G. Kim, T. U. Kim and S. H. Kim

Key Words : Gear System(기어 시스템), Torsional Vibration(비틀림 진동), Vibratory Torque(진동 토크), Surface durability(표면 내구성), Bending Strength(굽힘 강도)

ABSTRACT

The gear system is commonly applied in the marine propulsion shafting system using the diesel engine with the power take off/in system and it also is necessary to reduce propeller revolution increasing the propulsion efficiency. The diesel engine has the advantage more than other thermal engines in high thermal efficiency and mobility. But the large vibratory torque which induced by higher combustion pressure is transmitted to these gears. In this paper, the surface durability and bending stress of gear system considering vibratory and transient torque is evaluated by ISO and AGMA regulation. And the influence of these in gear design is investigated with the theoretical analysis and onboard measurement result of torsional vibration.

1. 서론

기어는 동력을 전달하는 중요한 요소로 일반 동력전달 장치에 많이 이용되고 있다. 특히 선박용 디젤엔진에서 증속 기어는 PTO(Power-take-off), PTI(Power-take-in) 시스템에 사용되고 있으며 감속기어는 프로펠러 효율을 증가시키기 위하여 추진축계의 회전수를 낮출 목적으로 사용되고 있다. 이러한 디젤엔진은 고 효율의 열기관으로 동력을 쉽게 얻고 기동성이 뛰어난 장점은 있지만 열효율을 증가시키기 위하여 실린더내의 연소압력을 증가시켜야 한다. 따라서 진동을 일으키는 기전력이 증가하여 비틀림진동이 증가하는 원인이 되기도 한다. 본 논문에서는 이러한 비틀림진동에 의한 진동토크와 과도 비틀림진동에 의한 순간적인 토크 변동

이 기어 시스템에 미치는 영향을 이론적으로 검토하였다. 그리고 이를 이용하여 기어의 안전성 평가를 위한 강도해석과 최적설계에 이용하고자 한다. 또한 진동계측을 통해서 기어 시스템에 미치는 영향을 간접적으로 평가하였다.

2. 진동토크를 고려한 기어 강도계산

기어의 강도 및 설계에 관한 가이드라인은 IACS(International association of classification societies) M56⁽¹⁻²⁾, ISO 6336⁽³⁻⁷⁾, AGMA(American gear manufactures association)⁽⁸⁾, 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 두 가지로 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 접촉 응력으로 식(4)의 허용 접촉응력 값보다 작아야 한다. 식(2), (3)은 각각 피니언과 휠의 접촉응력의 기본 수식이다. 식(4)

* 목포해양대학교 기관시스템공학부

E-mail : Ldcvib@nmu.ac.kr

** (사) 한국선급

*** (사) 선박검사기술협회

**** 시그널 위저드

는 접촉응력에 대한 허용한도 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.

$$\sigma_{HP} = \sigma_{Ho} \sqrt{K_A K_\gamma K_V K_{Ha} K_{HB}} \leq \sigma_{HP} \quad (1)$$

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

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

σ_{Ho} : 피니언, 휠의 접촉응력 기본값

K_A : 사용계수

K_γ : 하중분담계수

K_V : 동하중계수

K_{Ha} , K_{Fa} : ISO 6336 방법 B 참조

K_{HB} : 단위 치폭당 최대하중

단위 치폭당 평균하중

K_{FB} : 단위 치폭당 이뿌리에서의 최대 굽힘응력

단위 치폭당 이뿌리에서의 평균 굽힘응력

Z_B : 피니언의 맞물림 계수

Z_D : 휠의 맞물림 계수

Z_H : 영역계수

Z_E : 탄성계수

Z_ϵ : 물림율 계수

Z_β : 비틀림각 계수

F_t : 호칭전선하중

b_1, b_2 : 피니언 및 휠의 치폭(mm)

d_1 : 피치원의 지름(mm)

u : 기어비

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

σ_{Hlim} = 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⁽¹⁾ 및 한국선급에서⁽²⁾ 제시한 값은 Table 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 예측에 의한 경험적인 요소들을 고려하여 합리적인 값을 줄 수 있다. 따라서 여러가지 탄성 커플링의 영향을 평가하기 위하여 과도 비틀림진동을 이론적으로 검토하였다.

Table 1 Application factor K_A for gears

Application	Connection method	K_A
Main Propulsion	Diesel engine with hydraulic or electromagnetic slip coupling	1.0
	Diesel engine with high elasticity coupling	1.3
	Diesel engine with other coupling	1.5
Auxiliary gears	Electric motor, diesel engine with hydraulic or electromagnetic slip coupling	1.0
	Diesel engine with high elasticity coupling	1.3
	Diesel engine with other coupling	1.4

헬리컬기어와 평기어의 동하중계수 K_V 는 IACS⁽¹⁾ 및 선급에서⁽²⁾ ISO정확도 등급에 따라 Fig. 1~2와 같고 대부분 국내에서 생산하고 있는 제품의 정도는 등급 6에 해당된다. 여기에서 진동의 주 공진영역에서는 정확한 정의는 없지만 현재의 값들보다 큰 값을 주어야 한다. ISO에서⁽¹⁾ 언급한 자료에 의하면 기어 자체의 구조적인 공진은 피해야 하며 시스템의 공진, 즉 비틀림진동이 심하여 햄머링(Hammering)이나 채터링(Chattering)이 일어나면 시스템에 대한 상세한 검토와 함께 앞에서 언급한 K_A 에도 이 영향을 고려하도록 하고 있다. 아무튼 이 경우 프로젝트의 개별 검토와 함께 피로 파손 사고의 통계자료를 이용하는 것이 바람직하다.

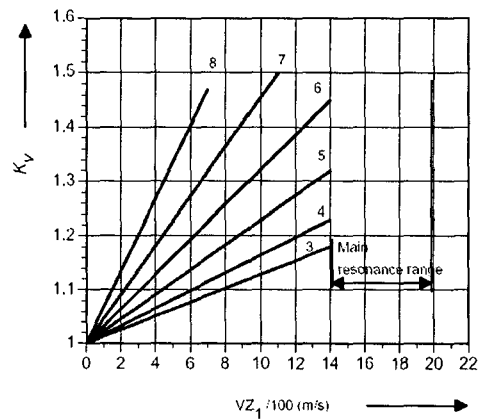


Fig. 1 Dynamic factor K_V for helical gear

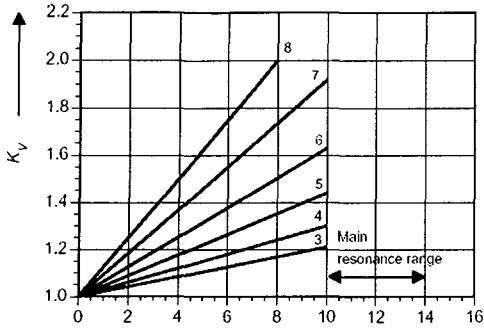


Fig. 2 Dynamic factor K_V for spur gear

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 빈도수는 적지만 갑작스럽게 발생할 수 있는 사고성의 'Crush-astern', 프로펠러의 크고 작은 접촉사고 등은 10^3 으로 구분하여 검토하는 것이 바람직하다. ISO 자료들⁽⁴⁾ 이용한 Z_N 의 계수는 Table 2와 Fig. 3과 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⁽⁶⁾ 자료에 의하면 이 계수는 Fig. 4와 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 주 추진기관의 기어는 1.4, 그리고 PTO, PTI 등과 같이 보조 구동용 기어 시스템에 대해서는 1.2를 적용한다. 저자들의 경험에 의하면 표면 내구성은 대부분 만족하고 설계여유도 다음에 검토 될 굽힘 강도보다 비교적 큰 편이다. 다음으로 기어 이빨에 대한 굽힘 강도 및 허용 값의 기본식은 식(5)~(6)과 같다.

$$\sigma_F = (F_t / b m_n) Y_F Y_S Y_\beta K_A K_\gamma K_V K_{Fa} K_{F\beta} \leq \sigma_{FP} \quad (5)$$

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

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_β : 비틀림각계수

Y_d : 설계계수

S_F : 이뿌리 굽힘응력에 대한 안전계수

Y_N : 굽힘강도에 대한 수명계수

$Y_{\sigma relT}$: 상대노치감소계수

Y_{RelT} : 상대표면계수

Y_X : 치수계수

Table 2 Life factor Z_N for gear

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

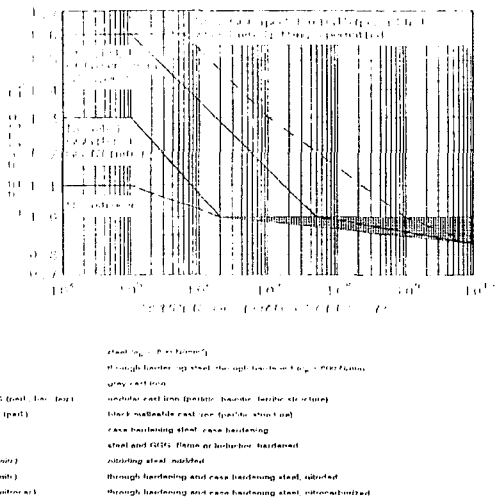


Fig.3 Life factor Z_N of ISO 6336-2 for standard reference test gears

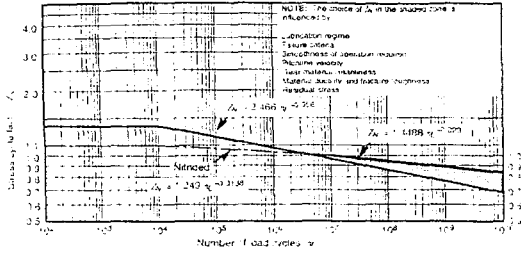


Fig. 4 Life factor Z_N of AGMA for gears

굽힘강도에 대한 ISO의⁽⁵⁾ 수명계수 Y_N 는 Table 3 및 Fig. 5와 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 적용할 수 있다.

Table 3 Life factor Y_N for gear

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.)	$N_L = 3 \times 10^6$	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.)	$N_L \leq 10^3$, Static	1.6
	$N_L = 3 \times 10^6$	1.0
GG, GGG(ferr.)	$N_L = 10^{10}$ (²⁾)	0.85 (1.0)
NV (nitrocarburized)	$N_L \leq 10^3$, Static	1.1
	$N_L = 3 \times 10^6$	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

3. 주기적인 진동토크에 대한 이론 해석

연구 대상 선박은 비교적 잘 설계된 500 톤급 어업지도선 2척(편의상 A, B 선박)을 대상으로 하였다. 엔진 및 축계 관련 자료는 Table 4와 같다. 주 특징으로 엔진은 동일한 엔진(타입, 출력 및 회전수)으로 프로펠러 타입은 선박 A에는 가변의 피치(CPP)를, 선박 B에는 고정적 피치(FPP)를 적용하였다.

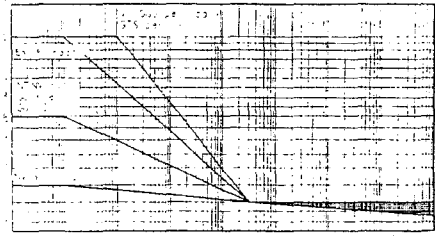


Fig. 5 Life factor Y_N of ISO 6336-2 for standard reference test gears

우선 3절의 주 공진점을 낮추기 위하여 플라이휠을 크랭크축 선단에 배치하였으며, 선박 A에는 비틀림진동 댐퍼를 설치하지 않고 감쇠특성이 좋은 고성능의 유체감쇠형 커플링을 적용하였다. 그리고 선박 B에는 점성 비틀림댐퍼를 크랭크축 끝단에 설치하고 1절 고유진동수를 낮추기 위하여 고탄성 고무 커플링을 적용하였다. 선박 A, B에서 기어에 전달되는 진동토크는 각각 Fig. 6, 7과 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 유효적이어서 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 Fig. 8 그리고 무부하에서 진동토크는 Fig. 9에 보인다. 여기서 주진동은 6차이고 부하가 감소하면 진동토크도 함께 감소함을 보인다. 선박 B에는 FPP를 적용하고 있어 항상 엔진회전수를 올리면 전부하상태가 되며 이때 진동토크는 Fig. 10으로 선박 A의 무부하상태보다 오히려 진동토크도 작을 뿐만 아니라 주진동 차수도 1.5차로 진동누적의 횟수도 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.

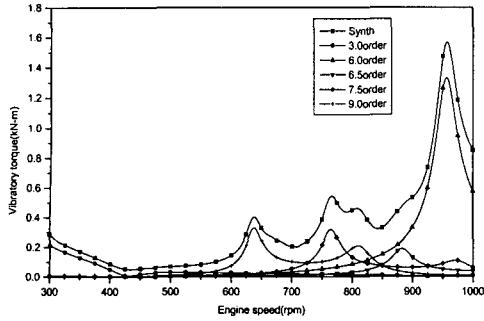


Fig. 6 Vibratory torque of reduction gear in ship A

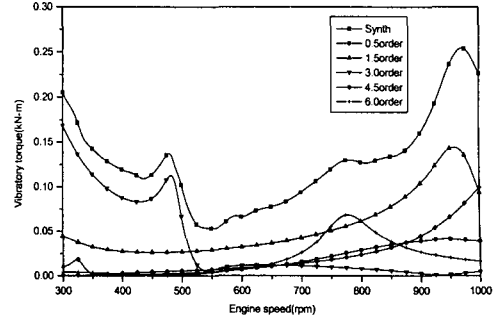


Fig. 7 Vibratory torque of reduction gear in ship B

Table 4 Specification of 6L23/30AK propulsion engine

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
	Weight	159 kg
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
	Nominal torque	12.7 kN · m
Elastic coupling (Ship B)	Type	RATO G1921
	Torsional stiffness	50 kN · m/rad.
	Permissible max. & vibratory torque	19.0 and 3.1 kN · m
	Constant kappa	0.143
	Nominal torque	12.5 kN · m
Engine (Ship A and B)	Type	6L23/30
	Cyl.bore×stroke	225 × 300 mm
	Power at MCR	1,305 bhp× 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	

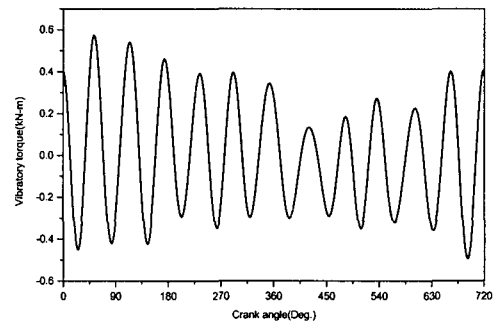


Fig. 8 Vibratory torque of reduction gear at full load and 900 rpm in ship A

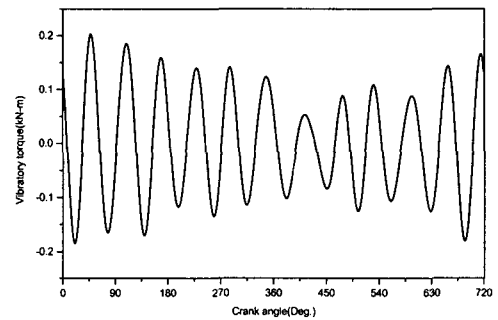


Fig. 9 Vibratory torque of reduction gear at zero load and 900 rpm in ship A

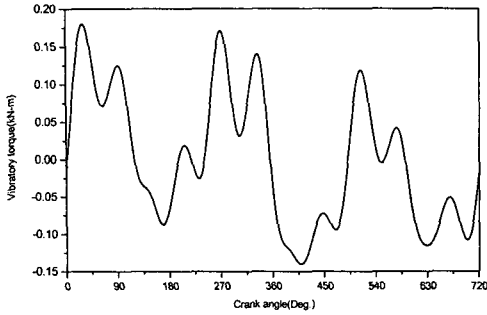


Fig. 10 Vibratory torque of reduction gear at full load and 900 rpm in ship B

4. 과도 진동토크에 대한 이론 해석

추진축계의 과도 비틀림 진동은 편의상 감속기어에 토크가 가장 많이 걸리는 클러치의 부착시와 외부의 토크변동에 관해서 검토하였다. Fig. 11은 계측대상 선박 B에서 클러치 부착시 순간적으로 걸린 변동토크를 계산한 결과다. 여기서 마찰 클러치의 작용하는 유압 메커니즘을 확인하기 곤란하여 대형 선박의 자료를⁽⁹⁻¹²⁾ 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 Fig. 12와 같이 정현파로 최대 피크 값은 MCR의 전달토크 값으로 다음의 세 경우에서 모두 동일하게 적용하였다. Fig. 13~15는 각각 선박 A, B 그리고 탄성커플링 대신 국내에서 많이 사용하고 있는 'Rubber block(RB)' 을 선박 B에 적용하여 클러치의 탈, 착 엔진회전수인 480 rpm을 기준으로 이론적으로 검토한 결과이다. 여기서 선박 A의 1절 고유진동수는 437.9 cpm(Cycle per min)으로 Fig. 13와 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(Fig. 7의 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 Fig. 15와 같이 충격토크의 흡수 능력이 현저하게 떨

어지면서 토크변동의 누적수도 상대적으로 많다. 이때 변동 토크 값은 9.29/-9.13 kN-m로 원래 토크의 90% 수준이다.

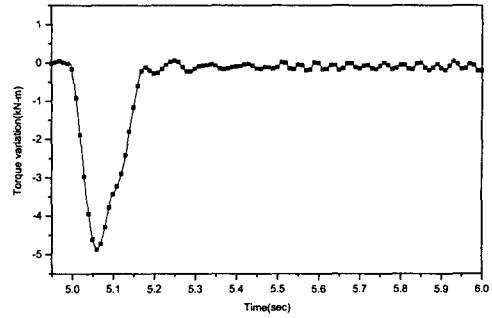


Fig. 11 Variable torque of reduction gear during clutch engage of ship B

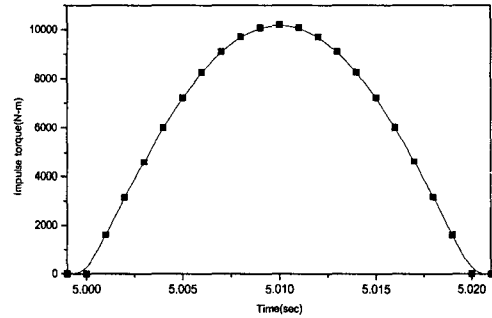


Fig. 12 Impulse torque in the transient condition

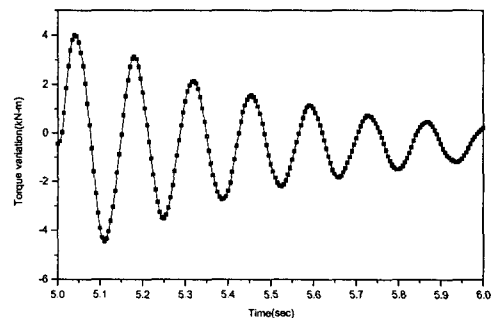


Fig. 13 Torque variation of reduction gear with Geislinger coupling by impulse torque

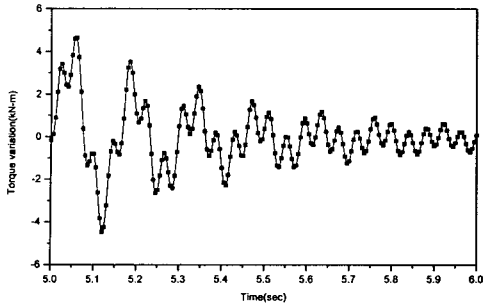


Fig. 14 Torque variation of reduction gear with rubber coupling by impulse torque

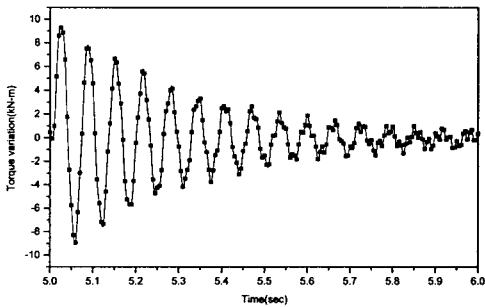


Fig. 15 Torque variation of reduction gear with rubber block by impulse torque

5. 진동 실험 및 고찰

비틀림 진동은 선박 A의 경우 디젤엔진과 감속기어가 일체형으로 되어 있기 때문에 계측을 위한 접근이 곤란하여 선박 B에서 실시하였다. 우선 비틀림진동 댐퍼의 성능을 확인하기 위하여 Fig. 16과 같이 크랭크축의 선단에 부착된 플라이휠의 각속도 변동을 측정하였다. 그리고 탄성커플링의 동적거동을 확인하기 위하여 Onossokki LP916 타코메타 (Tachometer)를 커플링 전, 후에 설치하였다. 또한 간접적인 방법이지만 감속기어의 케이싱에 가속도 센서를 부착하였다. 그리고 여기에서 얻은 각속도신호를 녹음기에 저장하여 주파수분석기와 A/D 변환기를 이용하여 신호처리작업을 하였다. 비틀림 댐퍼는 정상적으로 작동하였고 MCR에서의 계측결과는 Fig.10과 거의 유사하였다. 클러치 부착시 플라이휠의 각 변위는 Fig. 17에 보이며 이 시간대에 따른 각 변위 변화는 확인할 수 있었으나 이를 이용하여 탄성 커플링과 감속기어에 걸리는 진동토크의 값으로 간접 환산하기는 곤란하였다. Fig.18은 탄성커플링 전후의 각 변위 차이를 계측한

결과로 엔진 회전수마다 측정하였기 때문에 계측정도는 약간 떨어지지만 전체적인 경향과 최대값을 확인할 수 있었다. 여기서 시간축인 4초 근처에서는 클러치 이탈시의 결과이며 아주 짧은 시간에 진행되었음을 알 수 있다. 그리고 9초 근처에서는 클러치 부착시의 결과로 프로펠러가 130 rpm으로 회전하고 있어서 진동토크가 다소 작을 뿐 아니라, 진행도 순간적 보다는 시간을 두고 천천히 이루어지고 있다. 이 값들을 이용하여 탄성커플링의 순간적인 토크변동을 계산하면 3.5 kN-m로 낮지만 실제상황에서는 정지 마찰토크와 관성 에너지를 고려하면 50%정도 증가할 것으로 판단된다. Fig. 19, 20은 이때 계측한 엔진 및 프로펠러 회전속도 변동이다.

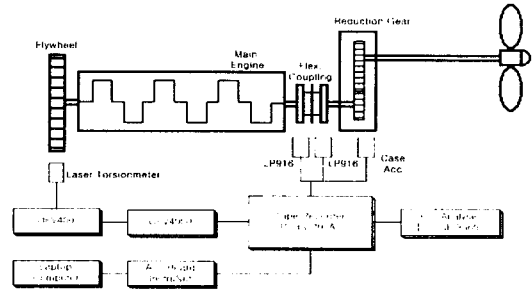


Fig. 16 Instrument set-up and measuring positions for torsional vibration test

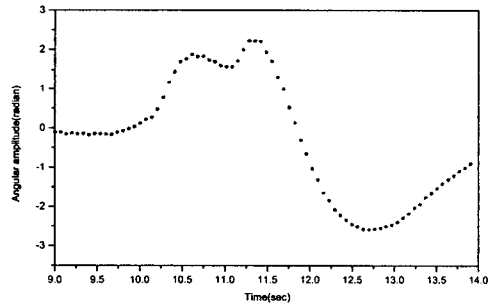


Fig. 17 Angular displacement amplitude of fly wheel during clutch engage in ship B

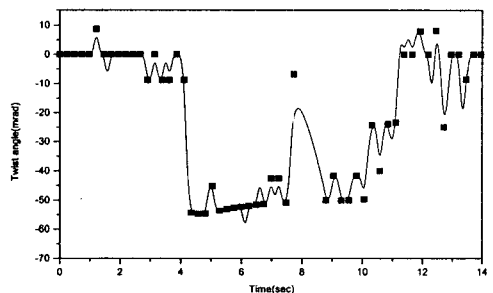


Fig. 18 Twist angle between flexible coupling fore and aft during clutch engage in ship B

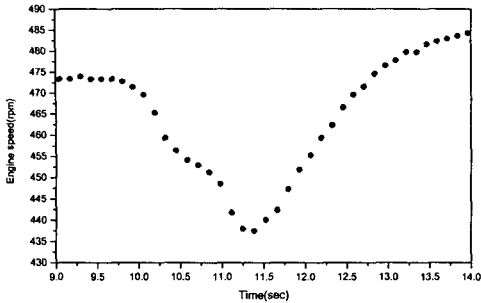


Fig. 19 Engine speed during clutch engage in ship B

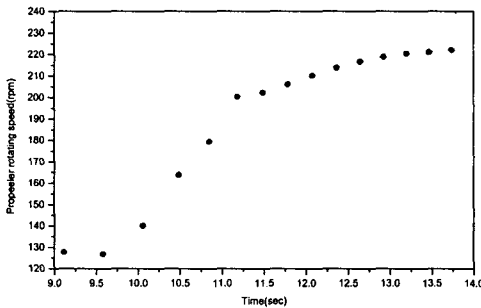


Fig. 19 Propeller speed during clutch engage in ship B

6. 결론

본 연구에서는 진동토크가 상대적으로 큰 디젤엔진을 갖는 기어시스템을 모델로 하여 진동토크가 기어 설계인자에 미치는 영향들을 서로 비교 검토하여 평가하였으며 이를 정리 요약하면 다음과 같다.

- 1) 기어시스템의 전체적인 치수를 줄이기 위해서는 다른 설계요소들보다는 비틀림진동을 최적화하여 현실적으로 가능한 진동토크와 과도한 토크변동을 줄이는 것이 보다 효과적이었다.
- 2) 이론적 해석에 의하면 국내에서 많이 사용하고 있는 비틀림 강성이 높은 고무 블록형 탄성커플링은 고탄성 커플링에 비해 충격 토크의 흡수 능력이 현저하게 떨어지므로 기어의 수명을 연장하기 위하여 사용계수를 IACS 및 ISO에서 추천하는 1.5보다 큰 값을 적용하여야 한다. 또한 종전의 주파수영역해석 뿐만 아니라, 시간영역에서 과도진동해석이 필요하며 여기서 얻은 토크 변동을 이용하여 기어의 피로강도도 병행하여 검토해야 한다.
- 3) 비틀림의 공진영역(즉 진동토크가 전달토크보다 큰 경우)에서 기어시스템을 계속 상용 운전할 경우 적어도 동하중계수는 헬리컬기어 1.45, 평기어는 1.65 이상 적용해야 한다. 그리고 이 경우 기어 표면의 마모상태, 기어 피로파손, 기

어 수명 등 장기적인 연구가 필요할 것으로 판단된다.

4) 본 논문에서는 이론해석 및 간단한 실험을 통해서 기어시스템의 안전성과 영향을 평가하였지만 좀더 신뢰성 있는 결과를 얻기 위해서는 많은 종류의 추진축계의 실험과 함께 충분한 시간을 가지고 기어시스템에 대한 내구성 테스트가 필요할 것으로 판단된다.

참고 문헌

- (1) IACS, 1996, "Marine gears-load capacity of involute parallel axis spur and helical gears", IACS rule book M56, pp.1~19.
- (2) 한국선급, 2001, 한국선급 적용지침 제5편(기관장치) 제4절 동력전달장치, KR rule book, pp58~66.
- (3) ISO Standard, 1996, "Calculation of load capacity of spur and helical gears - Part 1 : Basic principles, introduction and general influence factors.", ISO 6336-1.
- (4) ISO Standard, 1996, "Calculation of load capacity of spur and helical gears - Part 2 : Calculation of surface durability(pitting).", ISO 6336-2.
- (5) ISO Standard, 1996, "Calculation of load capacity of spur and helical gears - Part 3 : Calculation of tooth bending strength", ISO 6336-3.
- (6) ISO Standard, 1996, "Calculation of load capacity of spur and helical gears - Part 5 : Strength and quality of materials", ISO 6336-5.
- (7) 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.
- (8) AGMA Standard, 2001, Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth, ANSI/AGMA 2101-C95.
- (9) H. Keller, 1996, "Simulation of Transient Torsional Vibrations in Marine Diesel Propulsion Plants", New Sulzer Diesel.
- (10) 이돈출·유정대·전효중, 2002, "저속 2행정 디젤엔진의 과도 비틀림진동에 관한 이론적 해석", 한국소음진동공학회 춘계학술대회논문집, pp. 655~661.
- (11) 이돈출·유정대·전효중, 2002, "선박용 4행정 디젤엔진의 과도 비틀림진동에 관한 연구", 한국소음진동공학회 추계학술대회논문집, pp. 44~50.
- (12) 이돈출·김상환·유정대, 2003, "고무 탄성커플링을 갖는 추진축계 비틀림의 동특성", 한국소음진동공학회 춘계학술대회논문집, pp. 742~748.