

고무 탄성커플링을 갖는 선박 추진용 축계 비틀림의 동특성

Dynamic Characteristics of torsion for Marine Propulsion Shafting system with Elastic Rubber Coupling

⁰이돈출* · 김상환** · 유정대***

D. C. Lee, S. H. Kim and J. D. Yu

Key Words : Propulsion Shafting system (선박 추진용 축계 장치), Elastic Rubber Coupling(고무 탄성 커플링), Torsional Vibration(비틀림 진동), Dynamic Characteristics(동특성)

ABSTRACT

As for marine propulsion shafting system using 4 stroke diesel engine, it is common to apply reduction gear box between diesel engine and shafting with a view of increasing mechanical efficiency, which inevitably require elastic coupling due to avoid chattering and hammering inside of gear box. In this study, optimum method of rectifying propulsion shafting system in case of 750 ton fishing vessel specially in a view of torsional vibration, is theoretically studied. After exchange of diesel engine and gear box, analysis result of torsional vibration get worse and so some countermeasure are needed. The elastic coupling is modified from present block type rubber coupling showing relatively high torsional stiffness to rubber coupling with two series elements directly connected. The vibration measurement using two laser torsion meters was done during sea trial, whose results are compared to those of calculation and verified.

1. 머리말

4행정 디젤엔진을 이용한 추진 시스템에서는 일반적으로 추진기의 효율을 증가시키기 위하여 엔진과 축 사이에 감속 기어를 설치하고 있으며, 비틀림 진동에 의한 감속 기어의 채터링(Chattering)과 햄머링(Hammering)을 방지하기 위하여 탄성커플링을 설치하고 있다.⁽¹⁻⁴⁾

본 연구에서는 750ton 급 대형 어선의 엔진과 감속기 교체를 대상으로 비틀림 진동 측면에서 최적설계를 검토하였다. 엔진의 크랭크축에 걸리는 부가응력을 해결하고자 비틀림의 기본설계를 변경하여 엔진 앞쪽에 축을 연장하고 점성림진동 댐퍼를 추가하였으며, 기어에 전달되는 진동토크를 줄이기 위하여 플라이휠의 설계를 변경하였다. 또한 1절 비틀림 고유진동수를 낮추기 위하여 기존 고무 블록 타입의

탄성커플링 대신에 두개의 고무 열을 직렬로 연결한 비틀림 강성계수가 낮은 탄성커플링으로 교체하였다.

이러한 추진축계의 설계변경에 대한 타당성 및 고무 탄성 커플링의 동적 거동을 확인하기 위하여 종합적인 비틀림 진동 계측을 수행하였으며, 이를 초기 이론해석결과 서로 비교 검토하였다.

2. 추진축계의 최적설계

대상 선박은 기존 엔진(SKL 8NVD48D, 1170 bhp × 600 rpm)이 노화되어 출력이 부족하고, 잦은 고장으로 인한 안전이 문제시되어 Re-engine 작업이 요구되었다. 새로 탑재한 엔진은 일본 D사 제품으로 상세 요목과 비틀림 진동계는 각각 Table 1 및 Fig.1 에 보이며, 엔진의 교체 시간과 선박 수리공정을 단축하기 위하여 축계와 프로펠러는 그대로 사용하였고, 엔진과 감속기어는 기 제작되어 보관된 엔진을 이용할 수밖에 없었다.

실린더 4, 5번 사이 크랭크축에 걸리는 부가응력은 Fig. 2 에서와 같이 선박이 등록되어 있는 러시아 규정을 초과하고

* 목포해양대학교 기관시스템공학부

E-mail : ldcvib@mmu.ac.kr

** 시그널 워저드

*** 현대중공업(주) 제품개발부

있다. 이를 해결하기 위하여 축을 연장하고 Table 1의 점성 비틀림 진동 댐퍼를 부착하였으며, 이때 크랭크축의 부가용력은 Fig. 3과 같이 선급 규정을 만족함을 알 수 있다. 하지만, 각 실린더에 걸리는 부하는 균등해야 하지만 현실적으로 동일하지 않으므로, 여러 경우수를 고려한 최악의 경우를 찾아서 검토해야 한다.⁽⁵⁻⁶⁾ 본 연구용 엔진은 실린더 배치각이 등간격이고 엔진의 장기 보관에 따른 각 실린더간의 튜닝이 쉽지 않을 것으로 예상하여, 한 실린더만 정상부하의 80%, 그리고 나머지 실린더는 정상적인 부하로 가정하여 해석을 수행하였다.

감속기의 채터링과 햄머링에 가장 민감하게 영향을 주는 고무 블록형의 탄성커플링에서 걸리는 진동토크는 Fig.4와 같다. 엔진 상용회전수는 아니지만 245 rpm에서 8 kN·m로 상당히 크고, 탄성커플링의 성능이 떨어져 비틀림 강성이 증가하면 Fig5와 같이 3차 공진점이 엔진의 상용운전 범위 내에 존재한다. 이때 최대 진동토크는 최대 전달토크의 7.5배(131 kN·m)로서 엔진을 포함한 축계 전체의 안전이 문제된다. 그리고 엔진의 상용회전수에서 불균등한 부하에 의한 1차 진동토크가 커서 탄성커플링의 수명이 단축될 가능성이 크며, 한 실린더 착화실패시 탄성커플링의 1절 1차 진동의 공진점이 엔진의 상용영역에 있어 진동토크가 증가한다. 이러한 기술적인 면을 종합적으로 판단하여 탄성커플링을 교체하는 것이 바람직하였다.

1절 고유진동수를 변경하고 1차 진동을 줄이기 위해서는 비틀림 강성이 낮은 유연한 탄성커플링을 설치해야 하며, Fig. 6과 같이 두개의 고무 열이 직렬로 연결된 독일 V사의 R2527모델이 적합하였다. 하지만, 이 탄성커플링을 적용하여도 기능이 떨어지면 Fig. 5와 같이 3차 공진점이 엔진의 상용 운전 범위 내에 존재하는 문제가 있으며, 이를 해결하기 위하여 플라이휠의 질량 관성모멘트를 줄여 고유진동수를 상승시키는 것이 바람직하며, 기존 436.8 kg·m²이던 플라이휠의 관성을 245.2 kg·m²로 56%까지 감소시켰다.

최종적으로 이 세 가지 설계 변경에 의한 고유진동수와 진동모드는 각각 Table 2 와 Fig. 7에 보이며, 정상 상태에서 탄성커플링에 걸리는 진동토크는 Fig. 8과 같다. 플라이휠 관성모멘트 변경으로 인하여, 3차 공진점은 320 rpm으로 다소 증가하였지만 탄성커플링에 걸리는 진동토크는 0.8 kN·m로 기존 탄성커플링 적용시의 10%까지 감소하였다. 또한 MCR(최대연속출력)인 682rpm에서의 진동토크도 1.8 kN·m에서 0.7 kN·m로 39%까지 감소하였다. 탄성 커플링의 기능이 떨어지면 2절 비틀림 진동의 고유진동수는 1850.2 cpm에서 3268.3 cpm으로 증가하며, 탄성커플링의 진동토크는 Fig. 9와 같이 3차 진동 대신 6차 진동이 발생한다. 이때 최대 진동토크는 최대 전달토크의 2.1배(36.9 kN·m)로 현저하게 감소하였으며 탄성커플링의 기능이 저하되더라도 임시운전은 가능할 것으로 판단된다.

Table 1 Specification of 6DLM28FS propulsion system

Damper	Type	STE 560/113
	Dia×Width	560 × 113 mm
	Damping coeffi.	1950 N·m·s/rad
	Ring inertia	4.34 kg·m ²
	Weight	150 kg
Elastic coupling	Type	RATO 2520
	Torsional stiffness	80 kN·m/rad.
	Permissible max. & vibratory torque	37.5 and 7.5 kN·m
	Constant kappa	0.143
Engine	Type	6DLM28FS
	Cyl.bore×stroke	280 × 360 mm
	Power at MCR	1,700 bhp× 682 rpm
	Pmi at full load	19.4 bar
	Nominal torque	17.5 kN-m
	Recipro. mass	98.0 kg/cyl
	Firing order	1-5-3-6-2-4
	Dia. of crank shaft	220 mm
	Conn. ratio(r/l)	0.243
	Minimum speed	350 rpm
	Weight	24.0 ton
Propeller	Type	Controllable pitch
	Dia	4,000 mm
	Dia of shaft	270 mm
	No. of pole	3 ea
	M.O.I	254 kg·m ² (zero pitch) 300 kg·m ² (full pitch)
	Weight	5,130 kg

Table 2 Natural frequencies of torsional vibration

Node	Calculated value(cpm)	Measured value(cpm)
1	301.4	330~350 (by 0.5th order)
2	952.7	930(by 1.5th order)
3	2920.2	Not detected
4	3580.3	Not detected
5	4677.0	4650~4770 (7.5th & 9th order)

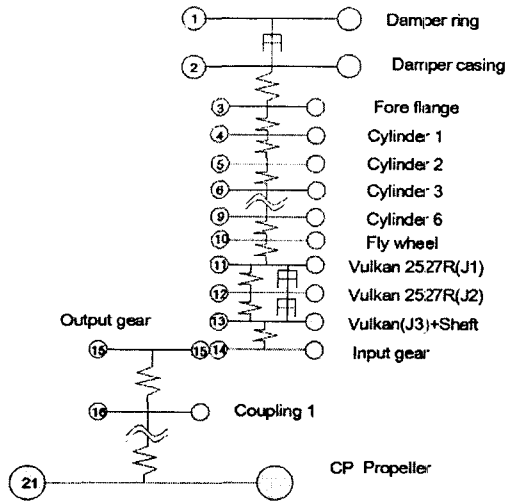


Fig. 1 Mass elastic model for torsional vibration

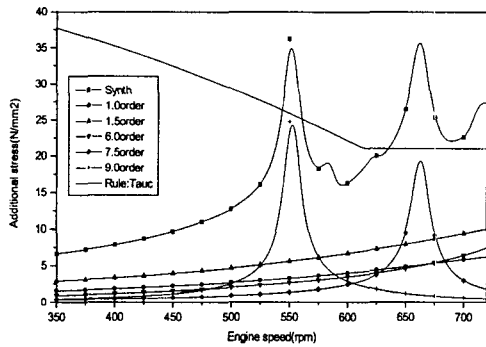


Fig. 2 Additional stresses on crankshaft (between cyl. No. 4 and 5) without Viscous damper

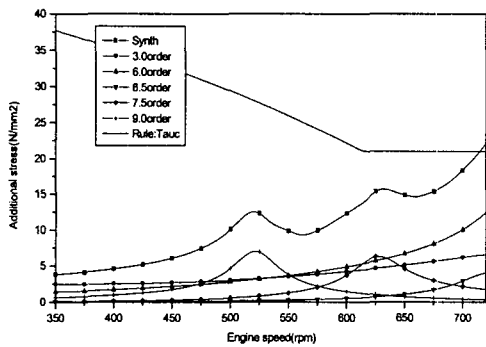


Fig. 3 Additional stresses on crankshaft (between cyl. No. 4 and 5) with Viscous damper

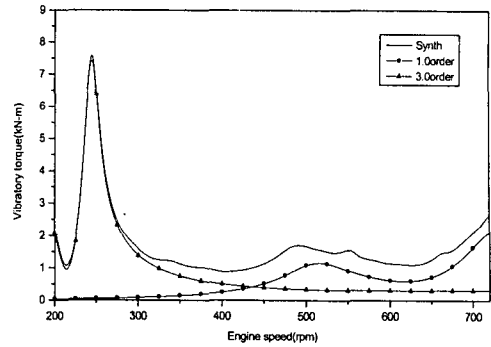


Fig. 4 Vibratory torque on rubber block type elastic coupling in normal condition

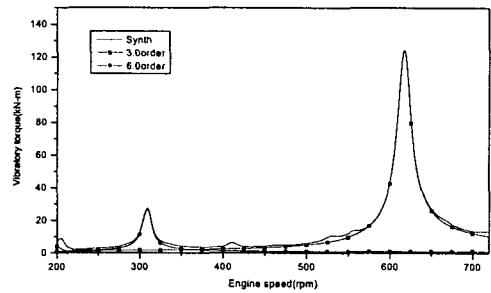


Fig. 5 Vibratory torque on rubber block type elastic coupling in rubber hardening condition

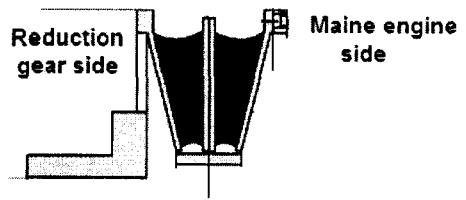


Fig. 6 RATO 2527 elastic rubber coupling

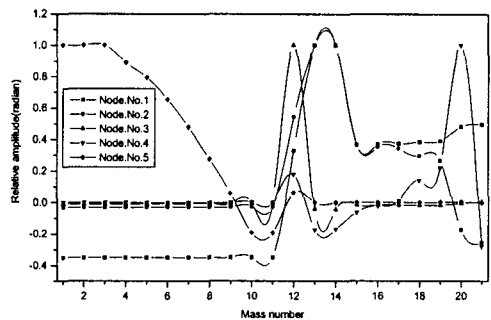


Fig. 7 Mode shapes of torsional vibration

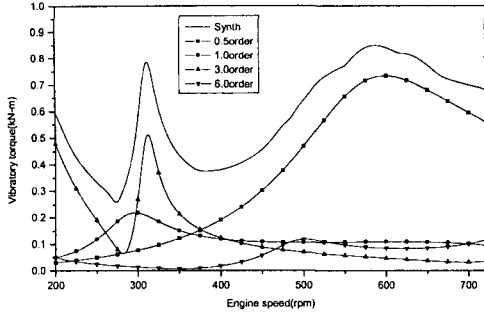


Fig. 8 Vibratory torque on RATO 2527 elastic coupling in normal condition

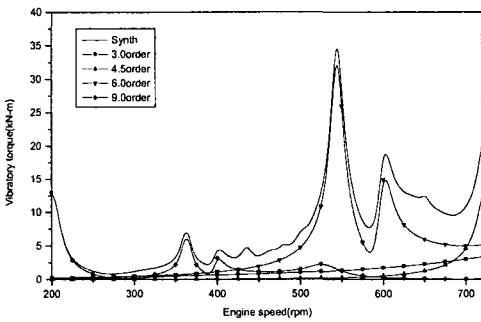


Fig. 9 Vibratory torque on RATO 2527 elastic coupling in rubber hardening condition

3. 진동계측 및 고찰

연구 대상 선박은 Fig. 10과 같고, 새로 추가된 점성댐퍼와 탄성커플링의 동적거동을 확인하게 위하여 Fig. 11과 같이 장비를 배치하여 비틀림 진동계측을 수행하였다.⁽⁷⁾ 레이저 토손미터 2대를 이용하여 비틀림 진동 댐퍼 케이징, 중간축 감속기어 뒤, 탄성커플링 전, 후에서 비틀림 각을 계측하였으며 또한 과도 비틀림 진동을 확인하기 위하여 플라이휠에서 갠센서 이용한 신호를 변환하여 토손미터에서의 신호와 동시에 상호 비교하였다.

비틀림 고유진동수를 확인하기 위하여 프로펠러 날개의 피치각이 영(零)인 상태에서 계측하였다. 실린더 간에 불균등 부하에 의하여 발생하는 0.5차 진동의 공진점은 운전 영역 내에 존재하고 있으며, 절점은 탄성 커플링 내에 있다. Fig. 12는 탄성커플링 앞, 뒤에서 각속도 변동 및 두 신호 사이의 위상을 계측하여 탄성커플링에서의 상대 각속도 변동을 계산한 결과이다. 1절 공진점이 해석 결과보다 높은 것은 탄성커플링이 부하가 걸리지 않은 조건에서 비선형특성에 따라 비틀림 강성이 30%정도 증가한 것으로 설명된다. 계측된 비틀림각을 사용하여 탄성커플링에 걸리는 진동토크

를 계산하면 Fig. 13과 같다. 이때 탄성커플링의 0.5차 최대토크는 0.89 kN·m로 제작사 허용값 7.5 kN·m를 만족하고 있지만 전 부하상태의 이론 해석결과보다 크다.

2절 진동과 관련하여 1.5차 진동을 계측하였으며, 이는 Fig. 14, 15에 보인다. 이때 진동모드를 확인하면 감속기(감속비 1: 0.366)에 의하여 탄성커플링 전후 진동의 상대비는 1: 0.351이지만 실제 계측된 결과는 1: 0.225로 중간축에서 진동이 줄어들었음을 알 수 있다. 이는 감속기어의 유격에 의해서 비틀림 진동의 일부가 흡수되어 중간축으로 전달된 것으로 판단된다. 이 결과로부터 감속기를 통한 중간축의 각속도 진폭을 계측하여 주축계인 크랭크축과 탄성커플링의 진동을 예측하는 것은 큰 오류를 범할 수 있다는 것을 확인할 수 있다. 3, 4절 진동은 계측에 의해서 확인하기가 어려우며, 진동계에 큰 영향을 미치지 않는다는 것을 확인하였다. 5절 진동은 크랭크축에 절점이 있는 진동 모드로서, 댐퍼 케이징에서 측정하였으며 이는 Fig. 16에 보인다. 고유진동수는 이론해석과 거의 일치하였으나, 진동진폭은 해석 결과보다 약간 낮았다.

이 선박은 특성상 엔진회전수를 682 rpm에 고정하고 프로펠러 피치각을 조정하여 운항하게 된다. 따라서 MCR (Full load)에서 진동을 계측하였으며 탄성커플링의 앞, 뒤의 각속도 진폭은 Fig. 17, 18과 같다. 여기서 위상을 고려한 0.5차 각진폭은 2.05 mrad이고, 이를 진동토크로 환산하면 0.16 kN·m이다. 이는 초기 상태이어서 비교적 엔진이 잘 튜닝되어(한 실린더만 5% 정도 불균등한 부하) 있는 것으로 판단되나, 시간이 지날수록 엔진상태가 악화되면 초기 이론 해석결과에서 예상했던 20%까지도 내려갈 수 있다. Fig. 18에서 특이한 것은 프로펠러 날개 차수의 토크변동에 의한 진동이 역으로 감속기를 통해서 엔진 쪽으로 전달됨을 확인할 수 있었다.

추진축계의 과도 비틀림 진동을 확인하기 위하여 엔진의 시동, 정지 및 클러치의 탈, 착시 진동을 계측하였으며, 엔진과 탄성커플링에 토크가 가장 많이 걸리는 경우는 클러치의 부착인 경우였다. Fig 19는 정상적인 상태, 엔진 회전수 430 rpm에서 클러치 부착한 경우로서, 15~17 sec(2초간)의 짧은 시간에 엔진 회전수가 낮아졌다가 회복하고 있음을 보여주고 있다. 그러나 Fig. 20과 같이 초기 회전수(472rpm)가 높으면 마찰에 의해서 엔진 회전수가 430 rpm이하로 떨어진 상태에서 클러치가 부착됨을 알 수 있다. Fig. 21은 이때 프로펠러축의 회전속도를 보여주고 있다. F-V 변환기를 이용하면 DC 성분이 포함된 신호를 얻을 수 있으나, 신호분석과정에서 오차가 커서 이 방법을 사용할 수 없었다. DC 성분이 제거된 각속도 변동을 그대로 사용하여 과도진동을 검토하는 것은 약간의 문제가 있을 수 있으나, 짧은 시간을 대상으로 검토하는 것은 오차를 최대 줄일 수 있을 것으로 판단되며 이는 Fig. 22에 보인다. 이 결과를 사용하여 프로펠러가 정지로부터 정상 회전수까지 변화하는 과도 상태에서, 탄성커플링에 걸리는 각속도 변위는 Fig. 23과 같이

얻을 수 있으며, 탄성커플링에 걸리는 변동토크는 Fig. 24의 같이 계산된다. 여기서, 8~9초 사이는 프로펠러의 관성에너지가 가장 큰 부분으로 비교적 신뢰할 수 있는 값이나 9초 이후는 관성에너지가 크게 필요하지 않으므로, AC 성분만을 사용하여 분석된 결과보다는 약간 적을 것으로 판단된다.

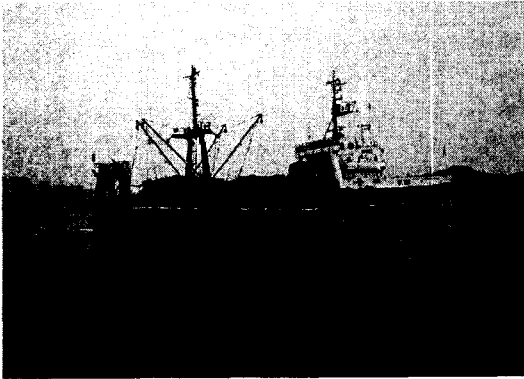


Fig. 10 750 ton class fishing vessel for this study

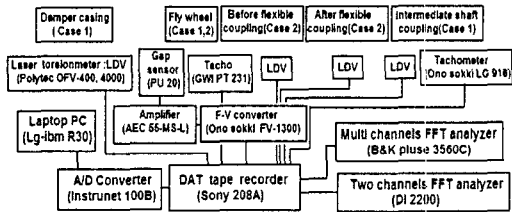


Fig. 11 Instrument set-up and measuring positions for torsional vibration test

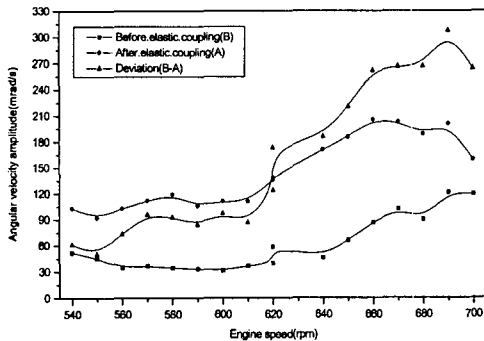


Fig. 12 0.5th angular velocity amplitude on elastic coupling with minimum (zero) pitch propeller

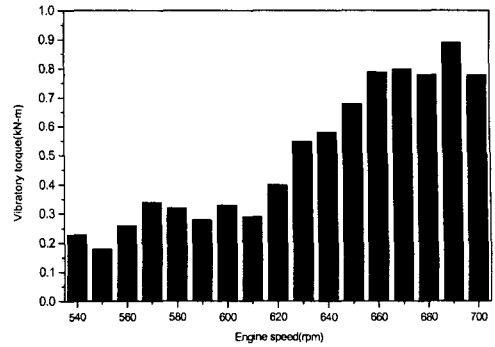


Fig. 13 0.5th vibratory torque on elastic coupling with minimum (zero) pitch propeller

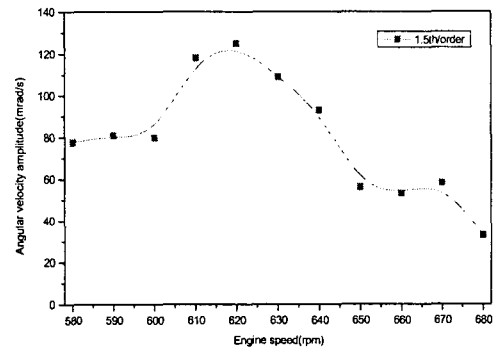


Fig. 14 1.5th angular velocity amplitude on elastic coupling (mass. No. 13) with zero pitch propeller

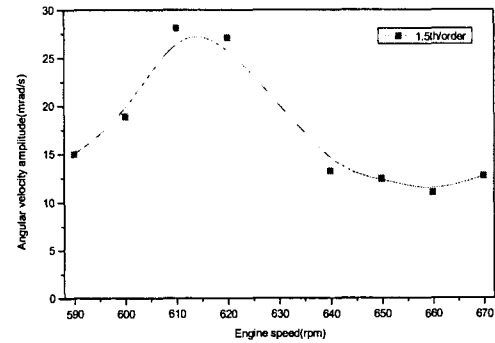


Fig. 15 1.5th angular velocity amplitude on inter shaft (mass No. 16) with zero pitch propeller

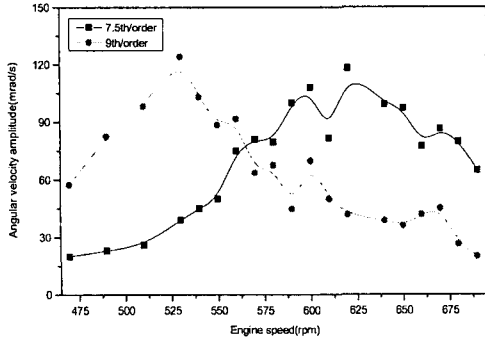


Fig. 16 7.5th and 9th angular velocity amplitude on damper casing(mass. No. 2) with zero pitch propeller

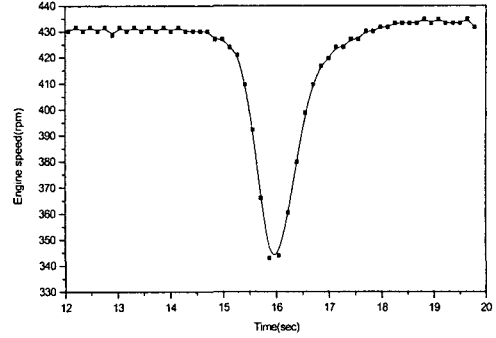


Fig. 19 Speed drop of main engine during clutch engage of normal transient condition

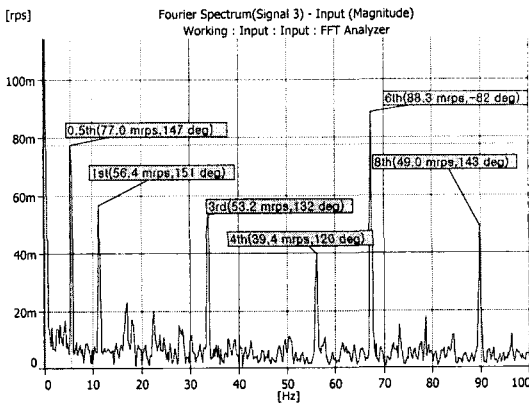


Fig. 17 Angular velocity amplitude on elastic coupling of engine side(mass. No.11) with full pitch propeller

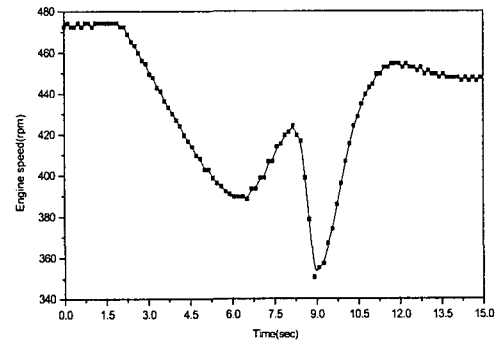


Fig. 20 Speed drop of main engine during abnormal transient condition of clutch engage

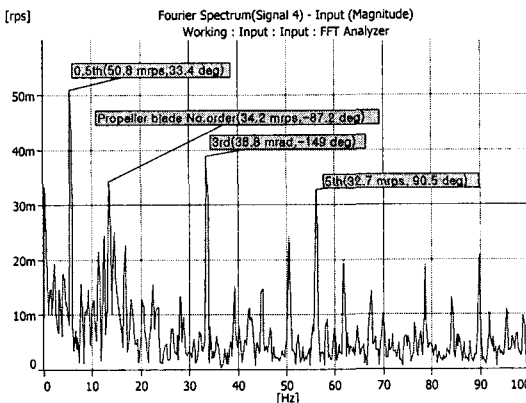


Fig. 18 Angular velocity amplitude of elastic coupling of gear side(mass. No.13) with full pitch propeller

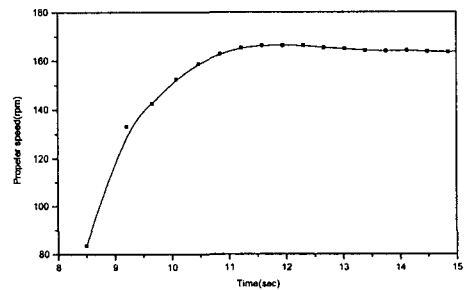


Fig. 21 Speed increase of propeller during clutch engage of abnormal transient condition

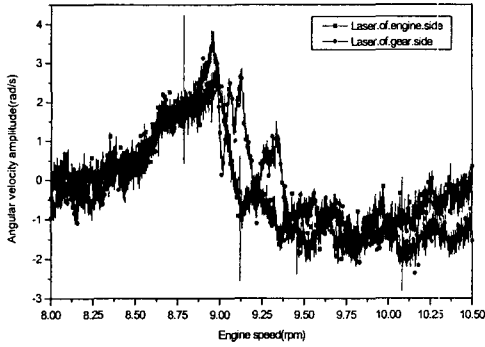


Fig. 22 Angular velocity amplitude during clutch engage of abnormal of transient condition

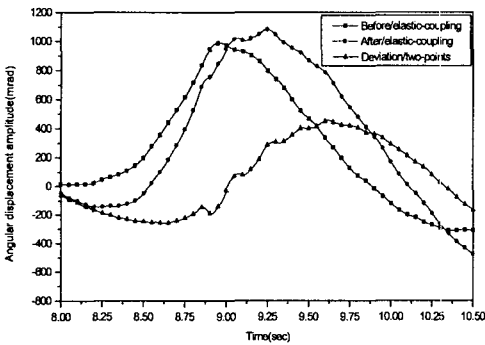


Fig. 23 Angular displacement amplitude during clutch engage of abnormal transient condition

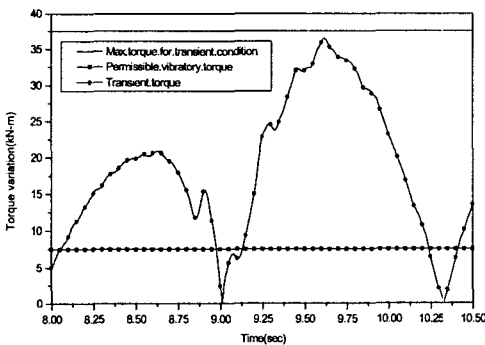


Fig. 24 Variation torque during clutch engage of abnormal transient condition

5. 결 론

본 연구에서는 탄성커플링을 갖는 Re-engine 선박을 대상으로 추진축계 시스템의 비틀림 동특성을 검토하여 최적 설계하였으며, 이를 정리, 요약하면 다음과 같다.

1) 비틀림 진동의 동특성을 개선하기 위하여 비틀림 진동 댐퍼를 추가로 설치하고, 비틀림 강성이 높은 고무블록형 탄성커플링 대신 비틀림 강성이 낮은 유연한 탄성커플링으로 교체하였다. 그리고 플라이휠의 2차 관성모멘트를 줄인 결과 만족할만한 결과를 얻을 수 있었다.

2) 탄성커플링의 동특성을 연구하기 위하여 두 대의 레이저 토손미터를 설치하고 커플링 전, 후 각각의 진동 진폭과 위상을 계측하였으며, 이를 통하여 탄성커플링의 상대 각 변위를 환산하여 정확한 진동모드를 확인할 수 있었다.

3) 4행정 디젤엔진의 추진축계에서는 가속기 및 탄성커플링이 일반적으로 장착되는 관계로 축의 부가응력이 작다. 따라서 전체 시스템의 동특성을 확인하기 위해서는, 가속도 진폭의 계측이 필요하며 한 질점보다는 다 질점에서 계측하여 진동모드 및 진동값을 확인하는 것이 필요하였다.

4) 유연한 탄성커플링의 동적 거동을 확인하기 위하여 레이저 토손미터와 F-V변환기를 이용한 가속도 진폭 계측은 기술적으로 어려움이 많고 오차의 가능성이 높다. 따라서 타코미터 등을 이용한 위상계측에 의한 신호 분석을 통하여 상대 각변위를 측정하는 방법이 병행되는 것이 바람직하다.

참 고 문 헌

- (1) 이돈출·유정대·전효중, 2002, “저속 2행정 디젤엔진의 과도 비틀림진동에 관한 이론적 해석”, 한국소음진동공학회 춘계학술대회논문집, pp. 655~661.
- (2) 이돈출·유정대·전효중, 2002, “선박용 4행정 디젤엔진의 과도 비틀림진동에 관한 연구”, 한국소음진동공학회 추계학술대회논문집, pp. 44~50.
- (3) 이돈출, 1999, “디젤엔진 구동 발전기를 갖는 추진축계의 불안정한 비틀림진동”, 한국소음진동공학회지, 제9권 5호 pp. 936~942.
- (4) H. Keller, 1996, “Simulation of Transient Torsional Vibrations in Marine Diesel Propulsion Plants”, New Sulzer Diesel.
- (5) 이돈출·유정대·김정렬, 2000, “부등간격 크랭크 배치에 의한 디젤발전소 축계의 비틀림진동 제어”, 한국소음진동공학회지, 제10권 4호 pp. 665~661.
- (6) CIMAC WG14, 2002, “Harmonization of the rules Regarding the Vibration Analysis of Two Stroke Diesel Engine Installations”, CIMAC
- (7) Dynamics Lab. of Mokpo Maritime University, 2003, Torsional vibration calculation and measurement for M/V Pogranichink Kirdishchev, Document No. MDL-03032.