

# 디젤엔진의 가진에 의한 선박용 추진 축계의 공진

## The Resonance of Marine Propulsion Shaft System excited by Diesel Engine

이돈출† · 강봉룡\*

D. C. Lee and B.Y Kang

**Key Words** : Diesel engine(디젤엔진), Marine propulsion shaft system(선박용 추진축계), Resonance(공진)

### ABSTRACT

The propulsion system which apply the diesel engine with reduction gear as prime mover, generally installs the elastic coupling between engine and intermediate shaft, This coupling can isolate the vibratory torque excited by diesel engine, or the excess transient torque and moment occurring by external impact. So, diesel engine and reduction gear can safely operate by elastic coupling. Unfortunately, the elastic coupling for skimmer vessel was repeatedly broken by unknown vibration during the sea trial. In this paper, the authors are searching for the possibilities and causes of the elastic coupling failure, via the global vibration measurement and the past incident investigation.

하기 위하여 세 차례에 걸쳐 종합적인 진동 계측을 수행하였으며, 관련된 축계 및 엔진의 설계 자료를 검토하여 그 원인의 가능성을 추정하고 대책을 검토하고자 한다.

### 1. 서론

중·고속 디젤엔진을 원동기로 사용하는 선박은 프로펠러를 이용하여 추진하는 경우에 프로펠러의 추진효율을 증가시키기 위하여 대부분 감속기를 사용하고 있다.<sup>(1-3)</sup> 그리고 선미의 좁은 공간에서 감속기의 설치공간을 줄이기 위하여 감속기를 엔진에 직접 부착하는 통합형을 선호하고 있다. 그러나 카페리선과 같이 대형 선박에서 전달동력 용량이 커서 감속기의 부피와 무게가 증가할 경우 또는 특수 목적의 선박에서 원동기인 디젤엔진과 감속기를 서로 분리 설치하는 경우가 종종 있다.

연구 대상 선박은 소형이기는 하지만 해상에서 오일 유출 시 이를 회수하는 방제 임무를 맡은 특수 선박으로 선미 상판에 관련 장비가 설치되어 기관실을 선수 쪽에 배치해야 하는 선박으로 감속기와 프로펠러가 일체형인 Azimuth thruster 타입이다. 따라서 디젤엔진과 감속기 사이는 여러 개의 중간축으로 연결된 장축 시스템이다.

본 논문은 엔진과 중간축 사이에 설치된 탄성커플링의 파손이 반복해서 일어나게 되어, 그 원인을 정확하게 규명

### 2. 진동을 고려한 추진축계 설계 및 배치

연구 대상의 선박은 방제 선박으로 전체적인 외관은 Fig. 1에 보인다. 비교적 선박의 거주구는 선수 쪽에 배치되어 있고, 선미는 상부에 오일 회수하는 장비가 배치되어 있고 하부는 빈 공간이다. 따라서 Fig. 2와 같이 기관을 선미에 배치해야하고 기관과 프로펠러와 일체형인 감속기까지는 선박의 크기에 비해 비교적 길며 총 5개의 중간축으로 연결되고 13개의 베어링으로 지지되어 있다. 그리고 Fig. 3과 같이 약 6°의 경사를 가지고 있어 이중으로 된 카르단(Cardan) 축이 중간축과 함께 엔진 및 프로펠러축에 근접하게 설치되어 있다. 그리고 엔진과 중간축 사이는 Fig.4와 같이 탄성 커플링이 설치되어 있다. 이 탄성 커플링은 중·고속 디젤엔진에서 감속기 사이는 비틀림진동의 고유진동수를 낮추어 디젤엔진에서 발생하는 진동토크 또는 외부로부터 오는 충격적인 과도한 토크 변동을 감속기로 또는 엔진으로 전달되는 것을 감소/차단할 목적으로 설치되어 있다. 디젤엔진과 프로펠러의 요목은 Table 1에 보이며 이론적 해석 결과와 비틀림진동 계측을 통해서 확인한 고유진동수를 Table 2에 보인다.

† 이돈출; 목포해양대학교  
E-mail : ldcvib@mmu.ac.kr  
Tel : (061) 240-7219, Fax : (061) 240-7201

\* 한국생산기술연구원

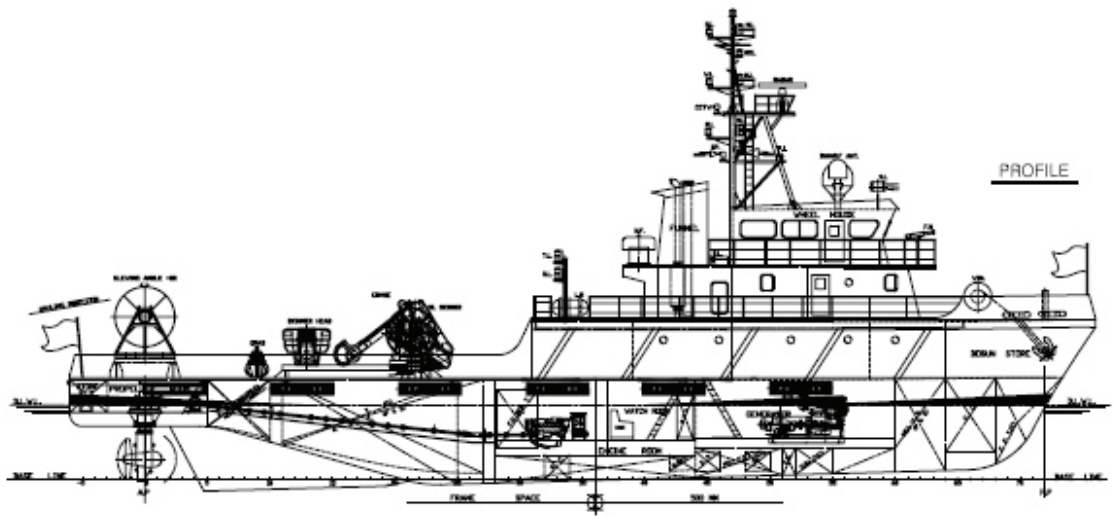


Fig. 1 The general arrangement for oil skimmer(recovery) vessel

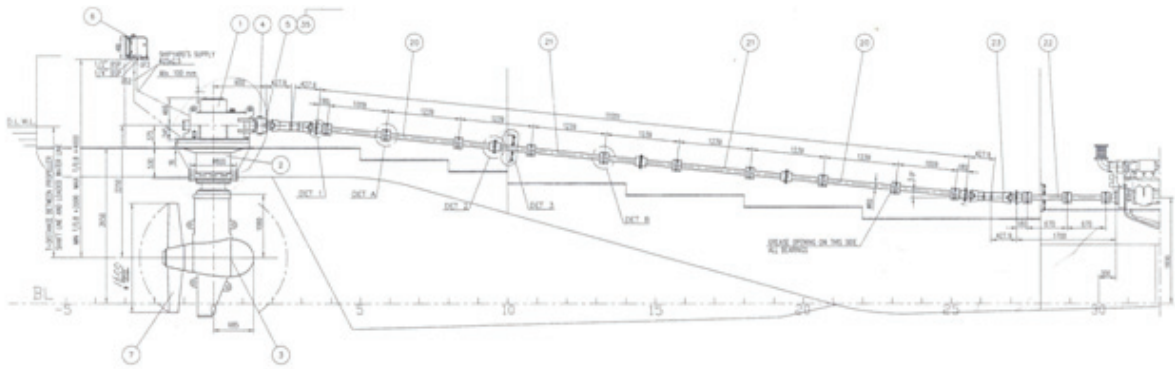


Fig. 2 The shaft arrangement for oil skimmer vessel

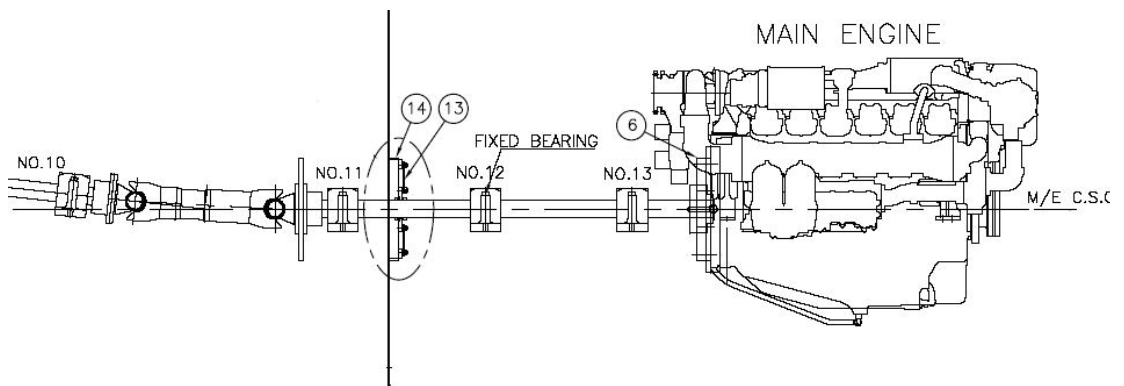


Fig. 3 Cardan shaft with intermediate shaft bearings on the marine propulsion shaft system

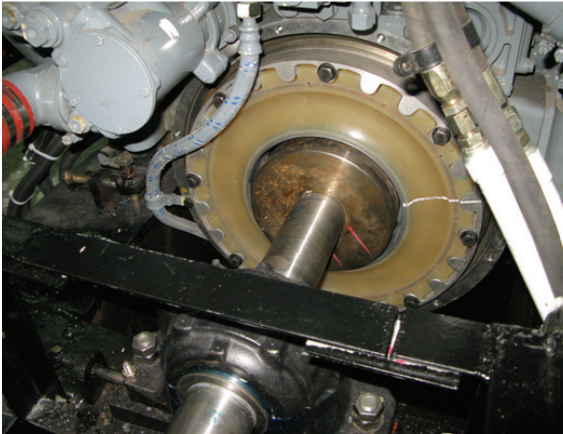


Fig. 4 Elastic coupling between engine and intermediate shaft

Table 1 Specification of propulsion system with D2842 LE405 diesel engine

Damper	Type	Viscous
	Dia×Width	330 × 51 mm
	Effective inertia	0.2372 kg·m <sup>2</sup>
	Ring inertia	0.2344 kg·m <sup>2</sup>
	Weight	22
Flexible coupling	Type	VULASTIK L2611S
	Torsional stiffness (0~100% load)	6.9~19.5 kN·m/rad.
	Permissible max. & vibratory torque	3.95 and 1.0 kN·m
	Constant kappa	0.18
	Nominal torque	3,015 N·m
Engine	Type	MAN D2842 LE405
	Cyl.bore×stroke	128 × 142 mm
	Power at MCR	662 kW× 2,100 rpm
	Pmi at full load	20.4 bar
	Nominal torque	3,010 N·m
	Recipro. mass	4.66 kg/cyl
	Firing order	1-12-5-8-3-10-6-7 -2-11-4-9
	Dia. of crank shaft	90 mm
	Conn. ratio(r/l)	0.277
	Minimum speed	600 rpm
	Weight	1.79 ton
Propeller	Type	Azimuth thruster
	Reduction ratio	4,7143 : 1
	Dia	1,850 mm
	No. of blade	4 ea
	M.O.I	52.0 kg·m <sup>2</sup> (in air)

Table 2 Natural frequencies of torsional vibration and engine structural vibration of transverse direction (Unit : cycle per min)

Description	Calculation	Measurement	Remarks
Torsional 1 <sup>st</sup> Node	550~615	561~abt 580 (1,122 rpm resonance)	By 0.5 <sup>th</sup> order
Torsional 2 <sup>nd</sup> Node	1,946~2,048	1,980 (660 rpm resonance)	By 3 <sup>rd</sup> order
Engine structural vibration of trans. direction	-	2,721 (907 rpm resonance)	By 3 <sup>rd</sup> order

### 3. 진동 계측을 통한 축계사고의 고찰

선박 시운전시 엔진회전수가 600~700rpm 사이에서 종종 일어나는 예측할 수 없는 공진에 의해서 Fig. 5와 같이 탄성커플링이 손상되는 사고가 반복해서 일어났다. 초기 이 사고는 과도한 진동 또는 전달토크에 의한 파손으로 간주하여 프로펠러의 과도한 전달 토크가 그 원인으로 생각하고, 마력을 측정하려고 하였으나, 엔진이 고속으로 회전하고 있어 현장에서 원격측정장치의 설치가 곤란하여 포기하였다. 이어 디젤 엔진을 선박으로부터 분해하여 공장에서 동력계로 출력을 측정하였으며 정상적이었다. 따라서 파손의 원인을 과도한 비틀림진동이라고 판단하여 Fig. 6~7과 같이 장비와 분석 시스템을 구축해서 비틀림진동을 포함하여 엔진과 베어링의 구조진동을 동시에 계측하였다. 분석결과에 의하면 고유진동수는 Table 1의 계산결과와 유사하였으며 초기 계산에 의한 예상과는 달리 0.5차의 각속도 변동이 Fig. 8과 같이 증가하였고 두 지점의 위상각을 고려하여 환산한 결과 제작사의 진동토크의 허용치를 초과하였다. Fig. 9는 3차 진동으로 각속도 진폭은 크지만 각으로 환산하면 0.5차보다 작아 이 회전수에서 엔진을 연속 운전 하더라도 문제가 없을 것으로 판단되었고 이를 추천하게 되었다. Fig. 9는 베어링에서 계측한 구조진동으로 실제로는 엔진이 660 rpm으로 회전한다 할지라도 엔진회전수에 1차 성분인 11Hz 보다는 8.5 Hz와 17 Hz성분이 우세하고 스펙트럼 상으로 원인에 대하여 규명하기가 쉽지 않았다. 계속해서 600rpm 근처에서 원인을 알 수 없는 진동이 일어난다고 현장에서 보고되어 종합적인 2차 계측을 통해서 확인한 결과 비틀림진동과 엔진구조진동은 1차계측과 동일하였다. 그러나 장비가 없는 상태에서 갑자기 축이 좌우로 진동하면서 탄성커플링에 온도가 상승하여 손상되는 것을 육안으로 확인하였다.

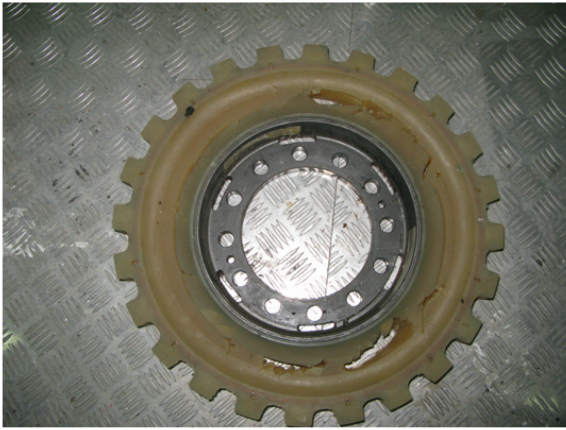


Fig. 5 Broken rubber element of flexible coupling by vibration

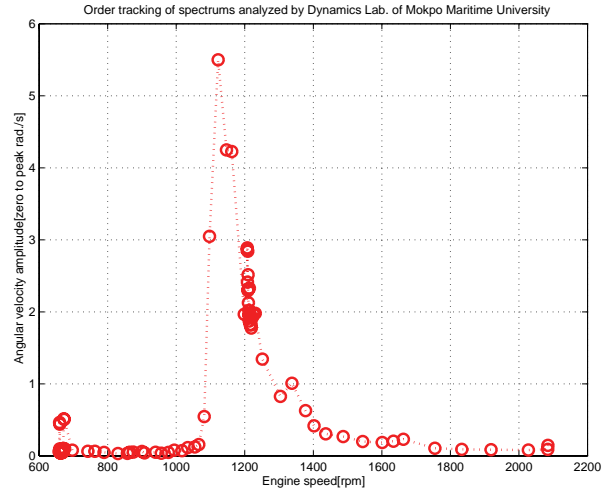


Fig. 8 0.5th order angular velocity amplitude of flexible coupling engine side during run down

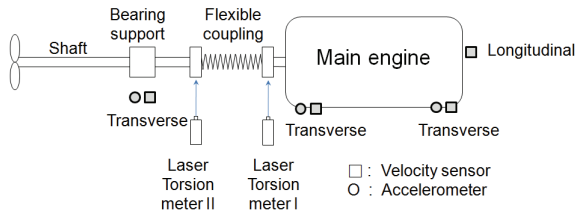


Fig. 6 Sensor position for vibration measurement

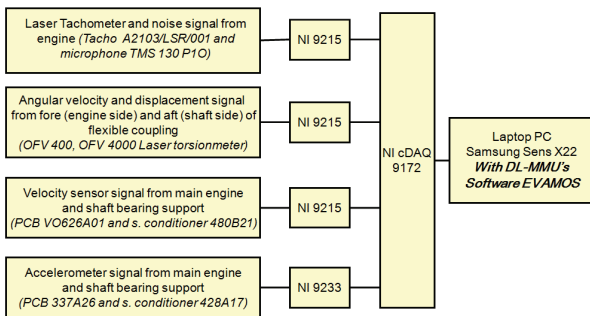


Fig. 7 Schematic diagram of equipment arrangement for vibration and noise measurement

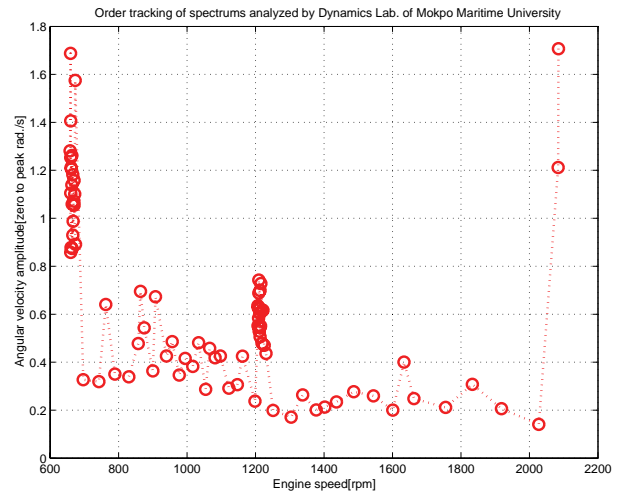


Fig. 9 0.5th order angular velocity amplitude of flexible coupling engine side during run down

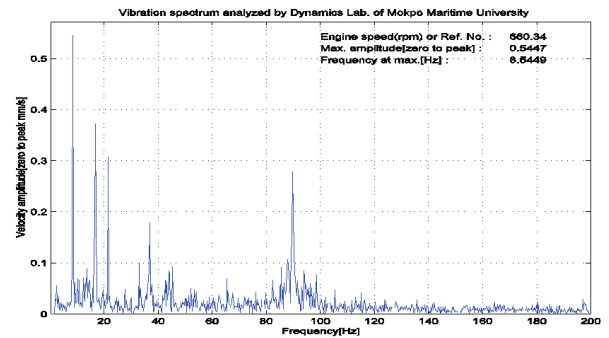


Fig. 10 The velocity amplitude on the bearing support at engine speed 660 rpm



Fig. 11 Overview of Centa company's flexible coupling with flexible link

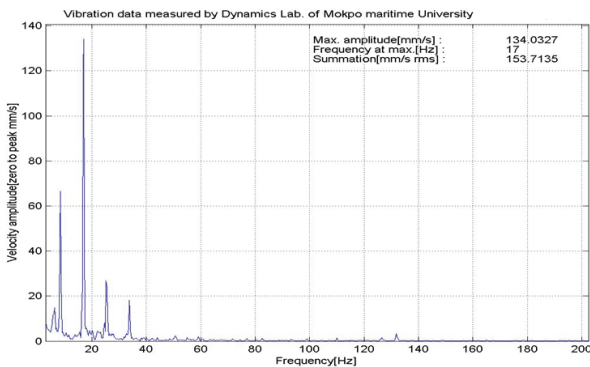


Fig. 12 The velocity amplitude of outer diameter of inter shaft side of the Centa elastic coupling at 660 rpm

따라서 이러한 축의 횡 진동(좌우, 상하)을 흡수할 수 있는 구조로 탄성 커플링을 재설계하였으며 개선된 탄성 커플링을 Fig.11에 보인다. 이 커플링은 그림에 보는바와 같이 2 개의 고무 요소가 직렬로 연결되어 비틀림 진동의 고유진동수를 낮추어 축계와 감속기어 및 프로펠러를 보호할 수 있다. 또한 바로 옆에 플렉시블 링크가 설치되어 축으로부터 오는 횡진동을 최대  $\pm 6$  mm까지 흡수할 수 있어 횡진동이 일어나더라도 탄성커플링의 손상을 방지할 수 있었다.

3차 진동 계측은 레이저 진동계를 이용해서 횡진동이 가장 심할 경우를 선별하여 탄성커플링에서 계측한 결과를 Fig. 12에 보이며 주 진동차수는 17Hz이었다. Fig. 12는 동일한 위치에서 엔진을 Run-up하면서 계측한 결과로 1차 성분이 900rpm에서 우세하게 나타난다. 이 카르단 축에서 전달되는 진동은 중간 베어링 3개를 지나서 전달되지만 Fig. 9에 보인바와 같이 엔진회전수와 관계없이 여러 성분이 동시에 발생하는 것을 확인하였고 비틀림진동에 의해서 발생하는 진동 진폭을 상대 비교한 결과 큰 차이가 없었다. 문헌을 조사한 결과 카르단 축에서 Fig. 14와 같이 횡진동의 고유진동수에서 낮은 회전수의 분지차수에서 횡진동이

일어날 수 있다고 보고되고 있다.<sup>(4-5)</sup> 또한 다른 원인으로 횡진동의 고유진동수가 800 ~ 1000 cpm (cycles/min) 이라고 하면 베어링 또는 고무의 강성이 비선형적으로 변하여 1.5차 진동이 660 rpm에서 엔진의 Guide force moment에 의해 공진하여 발생한 것이라고 추정할 수도 있다. 연구 당시 현장여건으로 진동에 대한 정확한 원인규명보다는 선박의 인도가 주목적인 관계로 계측에 의해서 840 rpm 이하는 운전을 피할 것을 권고하였다. 또한 설계에 대한 상세한 도면과 자료가 제공되지 않았고 문제가 되는 Cardan 축의 근처에서 추가적인 계측을 수행할 수 없었다.

아무튼 이 축계의 횡 진동으로 인하여 비틀림진동을 줄이기 위한 탄성커플링이 손상되어 선박의 안전에 지대한 영향을 미치고 있어, 본선이나 유사 선박에서 좀 더 추가적인 연구를 계획하고 있지만 관련 프로펠러 제작사와 엔진 제작사와의 적극적인 협조 없이는 현실적으로 어렵다. 대책으로 탄성커플링과 한 점에서 플렉시블 링크를 갖는 일체형 탄성 커플링으로 개선하여 설치하였다. 그러나 초기 설계 단계라고 하면 Fig. 16과 같이 두 점의 플렉시블 링크를 설치할 경우 횡진동을 전달하는 차단 시스템을 근원적이고 획기적으로 개선할 수 있을 것으로 기대한다.

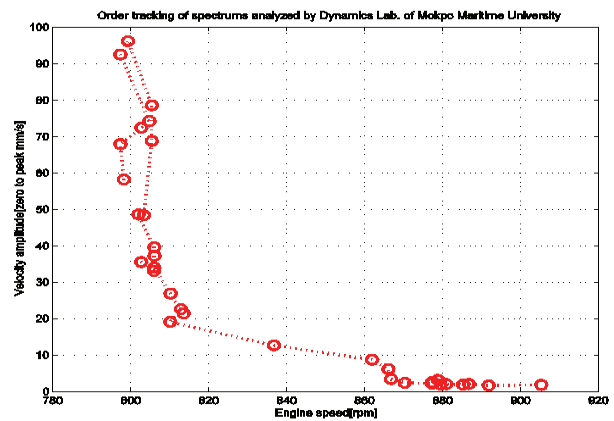


Fig. 13 The velocity amplitude of outer diameter of inter shaft side of the Centa flexible coupling at 660 rpm

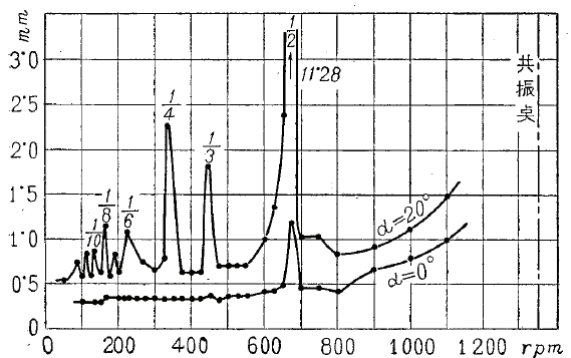


Fig. 14 The critical speed of automobile propeller shaft with Cardan shaft

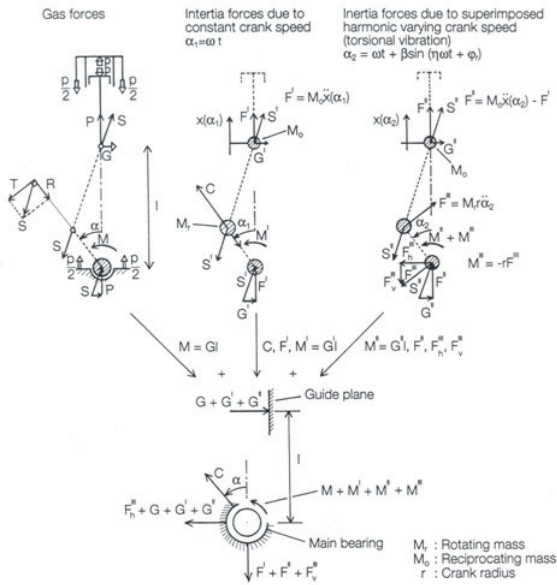


Fig. 15 The guide force moment on the diesel engine

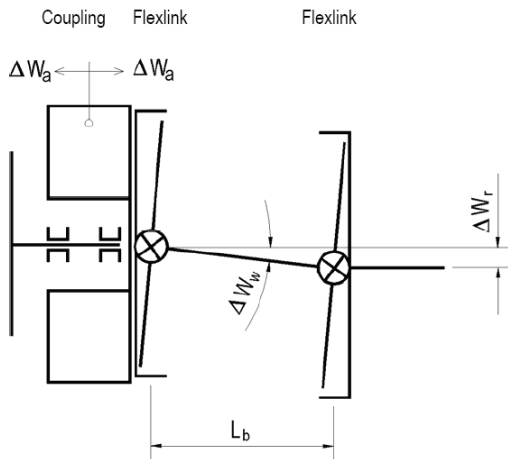


Fig. 16 The elastic coupling with two point flexible links

#### 4. 결론

디젤엔진을 주기로 감속기어가 프로펠러와 일체형인 특수한 선박의 추진축에서 카르단 축의 경사와 함께 예상치 못한 횡진동이 비교적 낮은 회전수 (엔진의 최소 회전수)에서 발생하였으며 이로 인하여 탄성 커플링이 반복된 손상이 일어났으며 이론해석 보다는 주로 진동계측을 통해서 고찰한 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 횡진동의 고유진동수가 이론해석(관련 제작사로부터 상세도면이 제공되지 않아 대략적인 계산)에 의한 예측

과는 달리 1차 진동은 800rpm 그리고 1.5차 진동은 660rpm에서 발생하였으며 진동의 유발 원인은 Cardon 축, 엔진의 Guide force moment 및 불평형력이라고 생각하지만 정확한 이론 해석과 계측을 통해서 검증되어야 한다.

2) 횡진동에 의해서 반복되는 탄성커플링의 손상을 방지하기 위하여 한 점의 플렉시블 링크를 갖는 탄성 커플링으로 교체한 결과 공진점에서 심한 횡진동이 일어나더라도 이를 충분히 흡수 할 수 있어 안전과 기능상으로 만족할 수 있었다.

3) 횡진동의 메커니즘은 관련 제작사의 도면입수와 함께 이론적인 해석 및 유사 선박의 계측을 통해서 추가적으로 규명할 예정이다.

#### 참 고 문 헌

- (1) 이돈출, 2003, “고무탄성커플링을 갖는 선박 추진축계비틀림의 동특성 개선”, 한국소음진동공학회 제 13권 제 12호, pp923~929.
- (2) D. C. Lee, J. D. Yu, 2003, "Transient and Unstable Torsional Vibrations on a 4-Stroke Marine Diesel Engine", Proceeding of ICES03 2003 Spring Technical Conference of The ASME Internal Combustion Engine Division Salzburg, Austria, May 11-14,
- (3) DonChool Lee, TaekKun Nam, M. J. Brennan and B. R. Mace "Optimum Design of Marine Propulsion Shafting System with Elastic Coupling on High Speed Diesel Engine by Experimental Method", Proceeding of 3rd PAAMES and AMEC2008, Oct.20-22, 2008.
- (4) Sumiji Fujii, 1956, “Whirling of an automotive propeller shaft at lower speeds(1st report)”,The Japan Society of Mechanical Engineers, Vol. 22 No. 115, pp.178-181.
- (5) Sumiji Fujii, Heki Shibata and Tatsuda Shigeta, 1956, “Whirling of an automotive propeller shaft at lower speeds(1st report)”,The Japan Society of Mechanical Engineers, Vol. 22 No. 119, pp.489-491.