한국소음진동공학회논문집 제 13 권 제 12 호, pp. 923~929, 2003.

고무 탄성커플링을 갖는 선박 추진축계 비틀림의 동특성 개선

Improvement of Dynamic Characteristics of Torsion on the Marine Propulsion Shafting System with Elastic Rubber Coupling

이 돈 출†

D. C. Lee

(2003년 8월 20일 접수 : 2003년 10월 30일 심사완료)

Key Words : Propulsion Shafting System(추진축계 시스템), Elastic Rubber Coupling(고무 탄성커플링), Torsional Vibration(비틀림 진동), Dynamic Characteristics(동특성)

ABSTRACT

As for the marine propulsion shafting system using 4 stroke diesel engine, it is common to apply a reduction gear box between diesel engine and shafting to increase propulsion efficiency, which requires inevitably a certain elastic coupling to avoid chattering and hammering inside of gear box. In this study, the optimum method of rectifying propulsion shafting system in case of 750 ton fishing vessel is theoretically studied in a view of dynamic characteristics of torsion. After the replacement of diesel engine and gear box, the torsional vibration get worse and so some countermeasures are needed. The elastic coupling is modified from a present rubber coupling of block type having relatively high torsional stiffness to a rubber coupling having two serially connected elements. Torsional vibration damper was installed at crankshaft free end additionally and moment of inertia of flywheel was adjusted. The dynamic characteristics of shafting system was improved by these modification. The theoretical analysis of torsional vibration are compared to measurement results using two laser torsion meters during the sea trial.

1. 서 론

4행정 디젤엔진을 이용한 추진 시스템에서는 일반적으로 추진기의 효율을 증가시키기 위하여 엔진과 축 사이에 감속기어를 설치하고 있으며, 비틀림 진동에 의한 감속 기어의 채터링(chattering)과 햄머링(hammering)을 방지하기 위하여 탄성커플링을 설치하고 있다.[1~4]

본 연구에서는 750 ton 급 대형 어선의 엔진과 감속기 교체를 대상으로 하여 추진축계의 비틀림 동특성을 개선하여 보다 안전하고 신뢰성 있는 축계를 설계하였다. 우선 엔진의 크랭크축에 걸리는 부가응력을 줄이기 위하여 엔진 제작사에서 제작 공급한 엔진의 기본설계를 변경하여 엔진 앞쪽에 축을 연장하고 점성 비틀림진동 댐퍼를 추가로 설치하였으며, 기어에 전달되는 진동토크를 줄이기 위하여 플라이휠의 2차 관성 모멘트를 적합하게 감소시켰다.

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 탄성커플링의 동적 거동을 확인하기 위하여 제작 설치 후 종합적인 비틀림 진동 계측을 수행하였으며, 이를 초기 이론해석결과 서로 비교 검토하였다.

† 책임저자 : 정회원, 목포해양대학교 기관시스템공학부
E-mail : Ldcvib@mmu.ac.kr
Tel : (061) 240-7089, Fax : (091) 240-7282

2. 추진축계의 동특성 개선

대상 선박은 기존 엔진(SKL 8NVD48D, 1170 bhp × 600 rpm)이 노화되어 출력이 부족하고, 잦은 고장으로 인하여 안전이 문제시되어 기존엔진 대신에 새로운 엔진의 교체작업이 필요하였다. 새로 탑재된 엔진은 일본 D사 제품으로 상세 요목과 비틀림 진동계는 각각 Table 1 및 Fig. 1에 보이며, 엔진의 교체시간과 선박 수리공정을 단축하기 위하여 기존 선박의 축계와 프로펠러는 그대로 사용하였고, 엔진과 감속기어는 기 제작되어 판매를 위해 보관된 엔진을 이용하였다. 비틀림진동 계산은 전달매트릭스법을 이용한 강제감쇠진동계산법을 그리고 소프트웨어는 저자가 기 개발하여 사용하고 있는 패케이지를 이용하여 수행하였다.

실린더 4, 5번 사이 크랭크축에 걸리는 부가응력은 Fig. 2 에서와 같이 선박이 등록되어 있는 러시아 규정을 초과하였다.(IACS규정[5~6] 보다 엄격) 이를 해결하기 위하여 축을 연장하고 Table 1의 점성 비틀림 진동 댐퍼를 부착하였으며, 이때 크랭크축의 부가응력은 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.[7] 본 연구용 엔진은 실린더 배치각이 등 간격이고 엔진의 장기 보관에 따른 각 실린더간의 튜닝이 쉽지 않을 것으로 예상하여, 한 실린더만 정상부하의 80 %, 그리고 나머지 실린더는 정상적인 부하로 가정하여 이론 해석을 수행하였다.

Table 1 Specification of 6DLM28FS propulsion system

Damper	Type	STE 560/113
	Dia×Width	560 × 113 mm
	Damping coeffi.	1.95 kN · m · s/rad
	Ring inertia	4.34 kg · m^2
	Weight	150 kg
Elastic coupling	Type	RATO 2527
	Torsional stiffness	80 kN · m/rad.
	Permissible max. & vibratory torque	37.5 and 7.5 kN · m
	Constant kappa	0.143
	Nominal torque	25 kN · m
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)

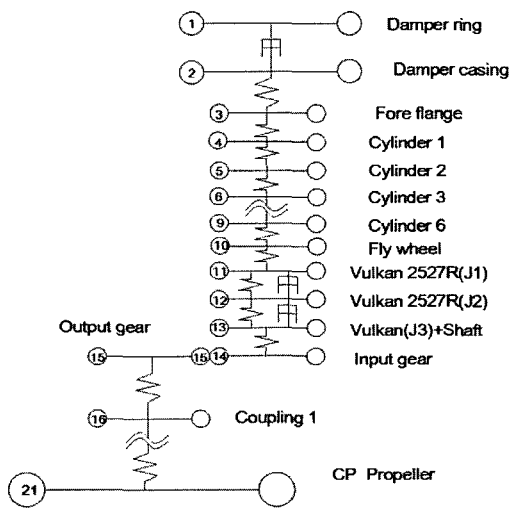

Fig. 1 Mass elastic model for torsional vibration

감속기의 채터링과 햄머링에 가장 민감하게 영향을 주는 고무 블록형의 탄성커플링에서 걸리는 진동토크는 Fig. 4와 같다. 엔진 상용회전수는 아니지만 245 rpm에서 진동토크가 8 kN·m로 상당히 크고, 탄성커플링의 성능이 점차 떨어져 비틀림 강성이 증가하면 Fig. 5와 같이 3차(진동 주기가 엔진회전수 주기의 3배수) 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(진동 주기가 엔진회전수 주기와 동일) 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(절점(node)이 한개 존재) 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

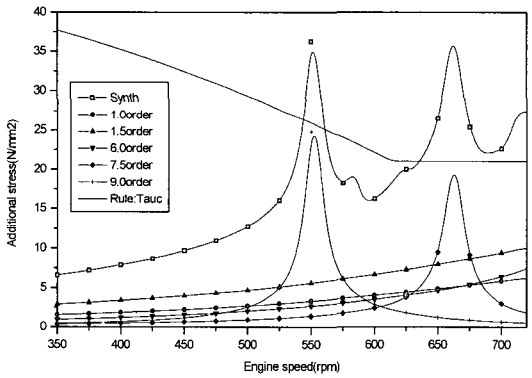

Fig. 2 Additional stresses on crankshaft(between cyl. No. 4 and 5) without Viscous damper

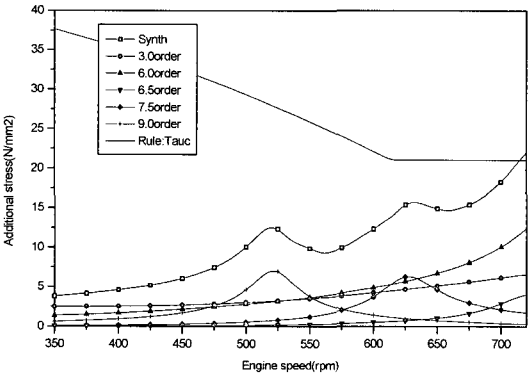

Fig. 3 Additional stresses on crankshaft(between cyl. No. 4 and 5) with Viscous damper

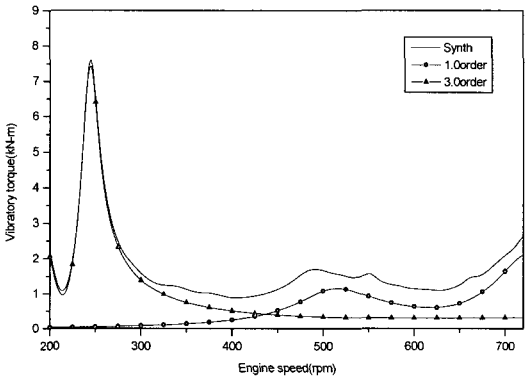

Fig. 4 Vibratory torque on rubber block type elastic coupling in normal condition

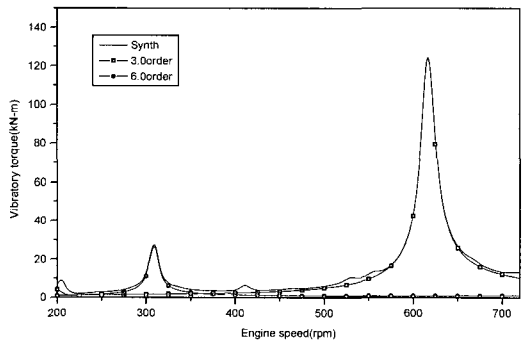

Fig. 5 Vibratory torque on rubber block type elastic coupling in rubber hardening condition

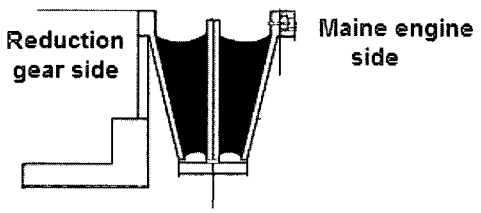

Fig. 6 RATO 2527 elastic rubber coupling

있으며, 이를 해결하기 위하여 플라이휠의 질량 관성 모멘트를 줄여 고유진동수를 상승시키는 것이 바람직하며, 기존 436.8 kg·m^{2}이던 플라이휠의 관성을 245. 2 kg·m^{2}로 56 %까지 적합하게 감소시켰다.

최종적으로 이 세 가지 설계 변경에 의해서 개선된 고유진동수와 진동모드는 각각 Table 2 와 Fig. 7에

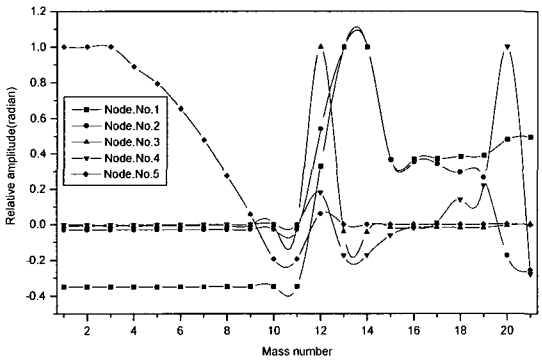

Fig. 7 Mode shapes of torsional vibration

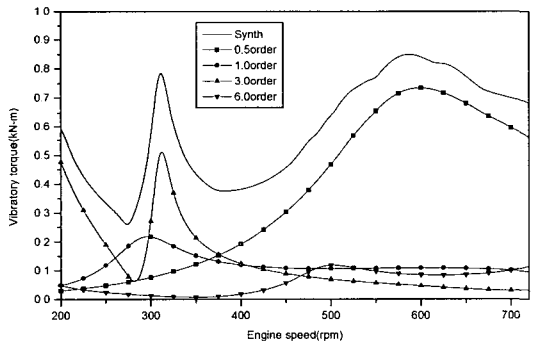

Fig. 8 Vibratory torque on RATO 2527 elastic coupling in normal condition

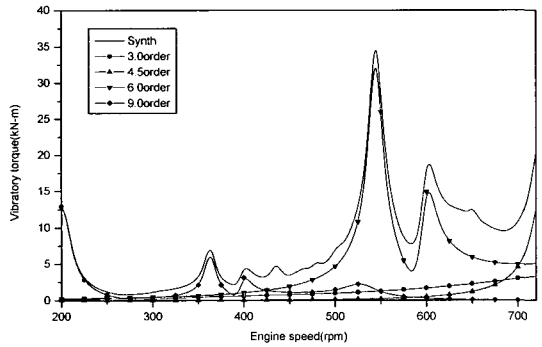

Fig. 9 Vibratory torque on RATO 2527 elastic coupling in rubber hardening condition

보이며, 정상 상태에서 탄성커플링에 걸리는 진동토크는 Fig. 8과 같다. 플라이휠 관성모멘트 변경으로 인하여, 1절 3차 공진점은 320 rpm 으로 다소 증가하였지만 탄성커플링에 걸리는 진동토크는 0.8 kN·m로 기존 탄성커플링 적용시의 10 %까지 감소하였다. 또한 MCR(최대연속출력)인 682 rpm에서의 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 인명의 안전을 고려한 단시간 운전은 가능할 것으로 판단된다.

3. 진동계측 및 고찰

추진축계 전체의 비틀림진동 계측을 위한 장비 배치는 Fig. 10과 같으며 탄성커플링 전, 후에서 비틀림각을 동시에 계측하기 위하여 Fig. 11과 같이 독일 Polytec 사의 레이저 토숀메터 2대를 이용하였다. 또한 과도 비틀림 진동을 확인하기 위하여 플라이휠에서 갭센서 이용한 신호를 변환하여 토숀메터에서의 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. 12 는 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 판단된다. 계측된 비틀림각을 사용하여 탄성커플링에 걸리는 진동토크를 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. 그리고 이를 좀더 상세하게 분석하면 한 실린더 기준으로 20 % 정도 불균등한 부하와 탄성커플링의 감쇠도 50 %정도 저하된 것으

로 판단된다. 그리고 0.5차 공진도 고무의 비선형적인 특성에 따라 넓은 범위하게 일어나고 있다.

2절 진동과 관련하여 1.5차 진동을 계측하였으며, 이는 Fig. 14, 15에 보이며 계측결과는 계산결과보다

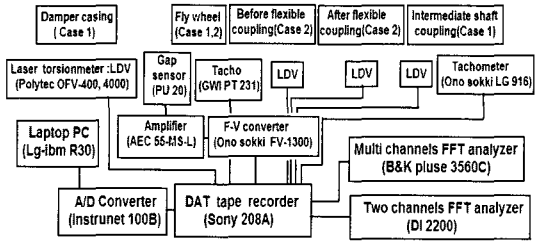

Fig. 10 Instrument set-up and measuring positions for torsional vibration test

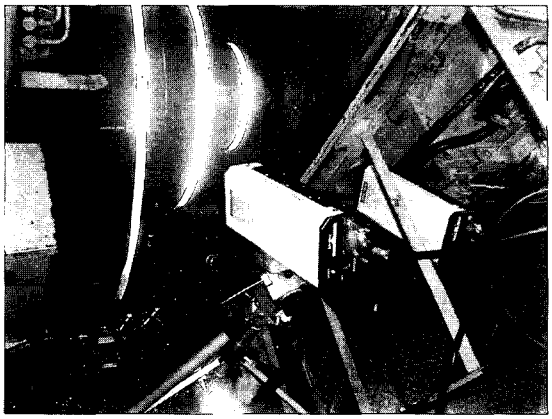

Fig. 11 Two laser torsionmeters for torsional vibration measurement

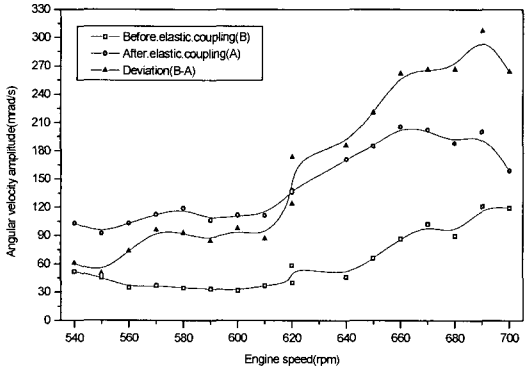

Fig. 12 0.5th angular velocity amplitude on elastic coupling with minimum(zero) pitch propeller

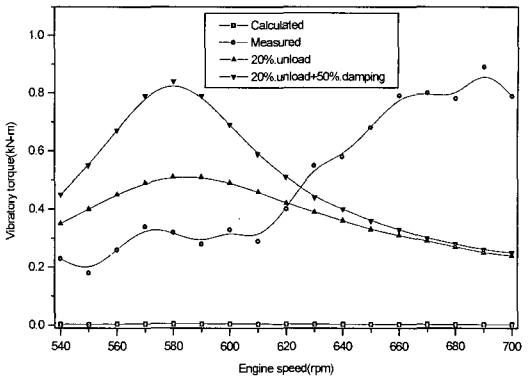

Fig. 13 0.5th vibratory torque on elastic coupling with minimum(zero) pitch propeller

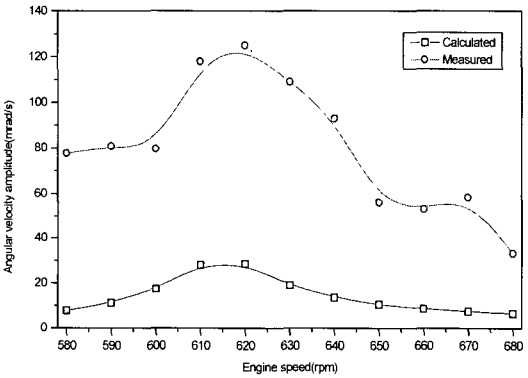

Fig. 14 1.5th angular velocity amplitude on elastic coupling(mass. No. 13) with zero pitch propeller

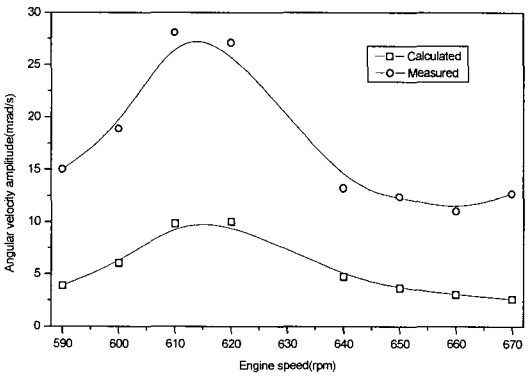

Fig. 15 1.5th angular velocity amplitude on inter shaft (mass No. 16) with zero pitch propeller

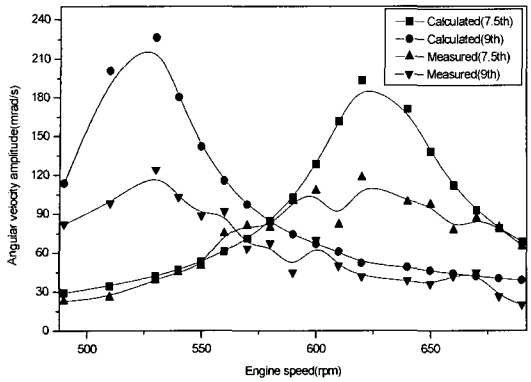

Fig. 16 7.5th and 9th angular velocity amplitude on damper casing(mass. No. 2) with zero pitch propeller

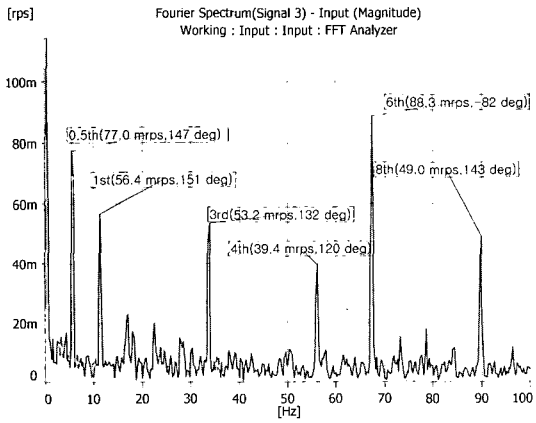

Fig. 17 Angular velocity amplitude on elastic coupling of engine side(mass. No.11) with full pitch propeller

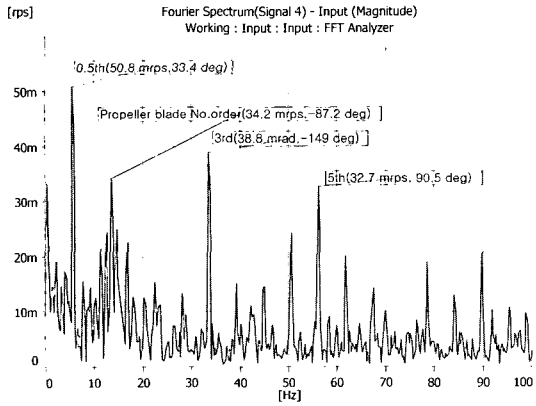

Fig. 18 Angular velocity amplitude of elastic coupling of gear side(mass. No.13) with full pitch propeller

현저하게 높다. 원인으로 기진력이 높은 것으로 판단되지만 진폭에 비해 축의 부가응력이 크지 않으므로 시스템은 안전하다. 또한 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 미치지는 않는다. 5절 진동은 크랭크축에 절점이 있는 진동 모드로서, 댐퍼 케이싱에서 측정하였으며 이는 Fig. 16에 보인다. 이 계측결과에 의하면 비공진 영역에서는 계산결과와 유사하나 공진점에서는 이론해석결과보다 현저하게 낮으며 고유진동수는 이론해석과 거의 일치하고 있다.

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.

Table 3 Detailed T/V calculation of all cylinders normal condition at 682 rpm and full load

682.0 RPM			0.5 ORDER				
Mass	Amplitude mrad	Phase deg.	Torque kN-m	Phase deg.	Stress N/mm**2	Exc. torque & Phase kN-m deg.	
1	0.4251	86.7	0.00	-92.3			
2	0.4273	81.8	0.00	-94.2			
3	0.4273	81.8	0.01	-95.4	0.01		
4	0.4270	81.8	7.89	131.0	3.77	7.88	-131.1
5	0.3112	96.9	7.89	-71.1	3.78	7.88	-11.1
6	0.1671	86.1	0.02	-92.7	0.01	7.88	108.9
7	0.1667	86.1	7.90	-71.1	3.78	7.88	-71.1
8	0.0649	21.6	7.90	131.0	3.78	7.88	168.9
9	0.0976	-113.0	0.02	-93.7	0.01	7.88	48.9
10	0.0981	-112.9	0.01	31.7	0.01		
11	0.0981	-112.9	0.01	33.5			
12	0.0435	-65.3	0.01	34.4			
13	0.0749	9.4	0.01	35.9	0.02		
14	0.0750	9.5	0.01	41.5			
15	0.0275	9.5	0.02	43.9	0.01		
16	0.0279	10.0	0.02	44.1	0.01		
17	0.0281	10.4	0.02	44.3	0.01		
18	0.0293	11.9	0.02	44.5	0.02		
19	0.0300	12.8	0.02	45.5	0.02		
20	0.0404	21.8	0.02	51.2	0.00		
21	0.0423	23.3	0.00	0.0			

Table 4 Detailed T/V calculation of Cylinder No. 1 5 % unload at 682 rpm and full load

682.0 RPM			0.5 ORDER				
Mass	Amplitude mrad	Phase deg.	Torque kN-m	Phase deg.	Stress N/mm**2	Exc. torque & Phase kN-m deg.	
1	1.5032	45.3	0.01	-133.7			
2	1.5110	40.4	0.01	-135.6			
3	1.5110	40.4	0.02	-136.9	0.02		
4	1.5099	40.4	7.51	-130.7	3.59		
5	1.3687	39.4	7.75	-68.7	3.71	7.46	-130.6
6	1.3305	33.3	0.33	41.1	0.16	7.88	-11.1
7	1.3367	33.4	7.76	-69.0	3.71	7.88	108.9
8	1.3132	27.1	7.59	-130.8	3.63	7.88	-71.1
9	1.1805	24.4	0.27	43.6	0.13	7.88	168.9
10	1.1860	24.5	0.14	169.1	0.07	7.88	48.9
11	1.1860	24.5	0.15	170.9			
12	0.5266	72.1	0.15	171.8			
13	0.9057	146.8	0.14	173.3	0.26		
14	0.9076	146.9	0.12	178.9			
15	0.3326	146.9	0.30	-178.7	0.13		
16	0.3371	147.4	0.30	-178.5	0.14		
17	0.3404	147.8	0.30	-178.3	0.16		
18	0.3543	149.3	0.29	-178.1	0.19		
19	0.3633	150.2	0.29	-177.1	0.18		
20	0.4882	159.2	0.23	-171.4	0.06		
21	0.5111	160.7	0.00	0.0			

여기서 위상을 고려한 0.5차 각진폭은 2.05 mrad 이고, 이를 진동토크로 환산하면 0.16 kN·m이다. 이 결과를 좀더 정확하게 분석하기 위하여 이론적인 시뮬레이션을 수행하였으며 Table 3은 정상적인 상태, 그리고 Table 4는 실린더 No. 1에서 5 % 불균등한 부하의 계산결과이다. 이론적으로 0.5차 진동은 무시할 정도로 작지만 각 실린더 간에 불균등한 부하에 의해서 진동이 증가하며 탄성커플링의 전후의 진동위상각은 계측결과 113.6°와 Table 4의 이론상 계산결과 122.3°로 유사하다. 이 결과로부터 비교적 엔진이 잘 튜닝되어 있는 것으로 판단된다. 그러나 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.

4. 결 론

본 연구에서는 탄성커플링을 갖는 교체 엔진 선박을 대상으로 추진축계 시스템의 비틀림 동특성을 개선하였으며 이를 요약하면 다음과 같다.

(1) 동특성 개선 대책으로 비틀림 진동댐퍼를 추가로 설치하고, 비틀림 강성이 높은 고무 블록형 탄성커플링 대신 비틀림 강성이 낮은 유연한 탄성커플링으로 교체하였다. 그리고 플라이휠의 2차 관성모멘트를 적합하게 줄인 결과 해당 선급에서(RS) 요구하는 규정 내에서 만족할만한 결과를 얻을 수 있었다.

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

(3) 무 부하상태에서 감속기어 전, 후의 비틀림 진동을 동시에 계측한 결과하여 진동모드를 이론해석결과와 상당한 차이를 보였다. 특히 중간축의 진동모드가 이론해석보다 상대적으로 적었으며 이는 기어 자체의 백래시(Backlash) 영향을 받은 것으로 판단된다. 따라서 전체 시스템의 동특성을 확인하기 위해서 다 질점의 비틀림진동 계측이 바람직할 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

(1) 한국선급, 1997, 선박 진동·소음 제어지침, pp. 544~561.

(2) Vulkan, 2002, RATO Highly Flexible Couplings, Vulkan Catalogue.

(3) Renold, 2000, General Catalogue DCB, RB, PM and LKB Couplings, Renold Catalogue.

(4) 이돈출, 1999, "디젤엔진 구동 발전기를 갖는 추진축계의 불안정한 비틀림진동," 한국소음진동공학회지, 제 9 권, 제 5 호 pp. 936~942.

(5) IACS(International Association of Classification Societies), 1984, "Permissible Limits of Stresses Due to Torsional Vibration for Intermediate, Thrust and Propeller Shaft," IACS Rule Book M48.

(6) IACS, 1986, "Calculation of Crankshafts for I. C. Engines," IACS Rule Book M53.

(7) 이돈출·유정대·김정렬, 2000, "부등간격 크랭크 배치각에 의한 디젤발전소 축계의 비틀림진동 제어," 한국소음진동공학회논문집, 제 10 권, 제 4 호 pp. 665~661.