

저속 2행정 디젤엔진의 과도 비틀림 진동에 의한 축계 피로 강도에 관한 연구

A Study on Shaft Fatigue Strength due to Torsional Vibrations in Two Stroke Low Speed Diesel Engines

이돈출† · 김상환*

D. C. Lee and S. H. Kim

Key Words : Palmgren-Miner Damage Rule(Palmgren-Miner 손상 규칙), Shaft Fatigue Strength(축 피로 강도), Torsional Vibration(비틀림 진동), Two Stroke Low Speed Diesel Engines(저속 2행정 디젤엔진)

ABSTRACT

Two stroke low speed diesel engines are mainly used for marine propulsion or power plant prime mover. These have many merits such as higher thermal efficiency, mobility and durability. However various annoying vibrations sometimes occur in ships or at the plant itself. Of these vibrations, torsional vibration is very important and it should be carefully investigated during the initial design stage for engine's safe operation. In this paper authors suggest a new estimation method of for shaft's can be calculated equivalently from accumulated fatigue cycles number due to torsional vibration. The 6S70MC-C(25,320ps × 91rpm) engine for ship propulsion was selected as a case study, and the accumulated fatigue cycles numbers for shafting life time converted from the measured angular velocity and torsional vibration stress was calculated. This new method can be realized and confirmed in test model ship with two stroke low speed diesel engine.

기 호 설 명

b : 재질에 대한 상수

C_K : 축의 설계 인자

d_o : 축의 외경(mm)

r : 축의 회전속도(rpm)

$n_1, n_2 \dots$: $S_{a1}, S_{a2} \dots$ 에서 사이클 수

$N_{f1}, N_{f2} \dots$: $S_{a1}, S_{a2} \dots$ 에서 피로 수명 사이클 수

r_o : 엔진의 최대출력에서 축의 회전속도(rpm)

N_C : 누적된 사이클 수

$S_{a1}, S_{a2} \dots$: a_1, a_2 에서 응력 진폭

$S_b (= \frac{\Delta S}{2})$: N_f 피로 사이클에서 피로 수명

S'_f : 사이클 1에서 절편 값

τ_C : 비틀림 진동에 의한 연속운전의 허용응력(N/mm²)

τ_T : 운전 금지구역의 준 정상상태에서 비틀림 진동에 의한 허용응력(N/mm²)

σ_B : 축의 최소 극한 인장 강도(N/mm²)

λ : 속도비($\frac{r}{r_o}$)

1. 서 론

저속 2행정 디젤엔진은 열효율과 기동성이 뛰어나 선박의 추진기관 또는 육상 발전용으로 대부분 이용되고 있으며, 이러한 장점에도 불구하고 진동에 대한 기진력이 타 열기관보다 크다. 따라서 엔진에서는 축계 비틀림진동을 포함한 각종진동들이 문제가⁽¹⁻²⁾ 되고 있다. 디젤엔진에서 비틀림진동을 고려한 축계설계를 위하여 각 선급⁽³⁾과 IACS(International Association of Classification Societies)⁽⁴⁾ 등에

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

* 목포해양대학교 기관시스템공학부 대학원

서 엄격하게 규정하고 있으나 아직도 축계절손사고⁽⁵⁻⁷⁾가 종종 일어나고 있다. 안전을 최우선시 하는 선박에서 이러한 사고의 재발을 방지하기 위하여 축의 피로강도에 대한 평가 방법이 필요하다.

본 연구에서는 축계의 비틀림진동과 관련된 선급 및 IACS 규정의 단점을 보완하기 위하여 Palmgren-Miner식⁽⁸⁾을 이용한 피로 누적 사이클을 고려하여 선박용 추진축계에 적합한 새로운 피로수명을 평가할 수 있는 방법을 제시하고자 한다.

실험 모델로 6S70MC-C엔진을 갖는 추진축계를 중심으로 한 이론해석과 시운전⁽⁹⁾을 통해서 얻은 결과들을 중심으로 현업에서 적합하게 사용할 수 있는지를 평가하였다.

2. 축의 피로강도 평가방법에 대한 고찰

선급⁽³⁾ 및 IACS M68⁽⁴⁾에서는 일반적으로 동력으로 전달되는 평균전달토크와 피로 응력을 동시에 고려하여 식(1)~(3)과 같이 비틀림진동에 관한 규정을 정하고 있다. 이 규정은 비교적 잘되어 있고 최근 수정 보완작업들을 거쳐서 지난 30여년간 추진축계의 설계를 위하여 유용하게 사용되어 왔다. 이러한 완벽함에도 불구하고 축계절손사고가 종종 일어나고 있는데 그 원인을 분석하여 보면 약간씩 차이는 있지만 선박의 운전특성에 따라서 축의 비틀림응력에 의한 피로누적이 대부분이다. 따라서 최근 DNV(노르웨이 선급협회)는 피로누적에 대한 설계 가이드라인⁽¹⁰⁾을 제시한 적이 있다. 주 저자의 경험에 의하면 설계 및 운전상 비틀림진동에 의한 피로누적, 가공 제작에 있어 불만족스러운 공정 등이 단독 또는 서로 복합되어 축의 절손사고를 일으킨 적이 많았다. 특히 이 확률이 높은 엔진타입과 원인은 다음과 같다. 10실린더를 갖는 저속 2행정 디젤엔진에서는 크랭크축의 2절 5차의 비틀림응력이 엔진을 많이 운전하는 상용연속출력(Normal Continuous Rating)에서 비교적 상당 응력이 커서 피로 누적횟수가 높게 된다. 또한 5, 6실린더를 갖는 엔진에서는 공진점인 1절 5차, 6차의 임계속도의 비틀림진동과 상용연속운전영역에서 1절 5차, 또는 3차 비틀림진동이 서로 결합될 경우 취약하기 쉽다.

$$\pm \tau_C = \frac{\sigma_B + 160}{18} \cdot C_K \cdot C_D \cdot (3 - 2 \cdot \lambda^2) \text{ for } \lambda < 0.9 \quad (1)$$

$$\pm \tau_C = \frac{\sigma_B + 160}{18} \cdot C_K \cdot C_D \cdot 1.38 \text{ for } 0.9 \leq \lambda < 1.05 \quad (2)$$

$$\pm \tau_T = 1.7 \cdot \tau_C / \sqrt{C_K} \quad (3)$$

Fig. 1에서 Basquin 타입의 피로 수명(S-N)곡선은 식(4)와 같으며 그리고 전달토크를 고려하여 수정된 Goodman의 식은 식(5)와 같이 표시할 수 있다. 축의 가공 상태, 노치, 플랜지, 형상 등에 따라 응력이 집중되므로 식(5)에 응

력집중계수를 적용하면 식(6)과 같다.

$$S_u = \frac{\Delta S}{2} = S_f^i (N_f)^b \quad (4)$$

$$\frac{S_u}{S_f} + \frac{S_m}{S_u} = \frac{1}{n} \quad (5)$$

$$\frac{K_f S_u}{S_f} + \frac{K_f S_m}{S_u} = \frac{1}{n} \quad (6)$$

선박의 추진용 디젤엔진은 운항여건에 따라 다양하게 사용되며 비틀림진동에 의해서 축계에 받는 피로 부하는 엔진의 회전속도에 따라 변하게 된다. 그리고 운전금지구역을 통과할 때 계속된 과도 비틀림진동에 대한 피로 누적을 계산하여 평가하는 것이 바람직하다. 따라서 Fig. 1과 같이 Palmgren에 의해 제안된 누적된 피로 선형 피로파손 이론⁽⁸⁾(Palmgren-Miner식)을 적용하여 정리하면 식(7)과 같다.

$$\sum \frac{n_i}{N_{fi}} = \frac{n_1}{N_{f1}} + \frac{n_2}{N_{f2}} + \dots = 1 \text{ (or } D) \quad (7)$$

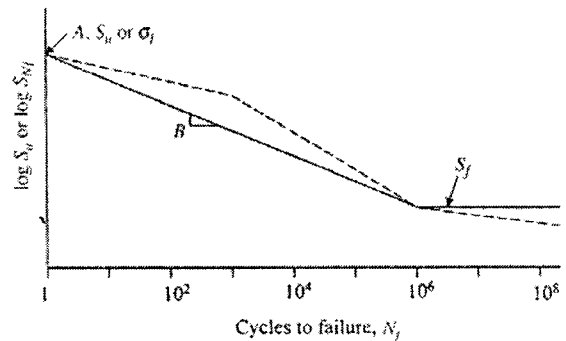


Fig. 1 Basquin type S-N curve

식(3)에서 공진점인 임계회전속도의 운전금지구역 통과를 위한 저 사이클의 허용응력 값을 τ_m , 허용누적 사이클을 10^5 이라 하고, 식(1)~(2)에서 한 실린더 착화실패시 운전을 포함하여 연속운전을 할 수 있는 고 사이클의 허용응력 값을 τ_{ch} , 허용누적 사이클을 10^7 이라 하면 이들을 식(7)에 적용하여 정리하면 식(8)과 같다.

$$\sum \frac{n_i}{N_{fi}} = \frac{\sum n_m}{10^5} + \frac{\sum n_{ch}}{10^7} = 1 \quad (8)$$

임계회전속도를 통과할 때(과도진동 상태)와 엔진을 항상 사용하는 상용회전수에서 실제 비틀림 응력을 각각 τ_m , τ_{ch} 라 하면 $\tau_m(10^5 \text{ cycles})$ 와 $\tau_{ch}(10^7 \text{ cycles})$ 을 기준으로 하여 상당 사이클을 계산하여 식(8)에 적용하면 식(9)와 같다. 여기서 저 사이클과 고 사이클은 약간 유동적이며 주저자의

경험에 의한 것으로 필요시 변경하여 사용할 수 있다. 상당 사이클은 식 (4)~(7)에서 $S'_a(\tau_m, \tau_{Cl})$ 를 구하고 이를 식(4)에 대입하여 S'_f 와 b 를 구하여 적용할 수 있다. 이외에도 DNV의 규정 또는 실험과 관련된 각종 문헌들⁽⁸⁾을 참고하여 사용할 수 있으며, Fig. 2는 평균응력과 함께 피로-수명 선도의 한 예를 보인다. 그 외에도 Crash astern(10^3 cycles)과 같이 다른 요소들도 적용해야만 한다.

$$\sum \frac{n_a}{N_f} = \frac{\sum n_n}{10^5} + \frac{\sum n_a}{10^7} = 1 \quad (9)$$

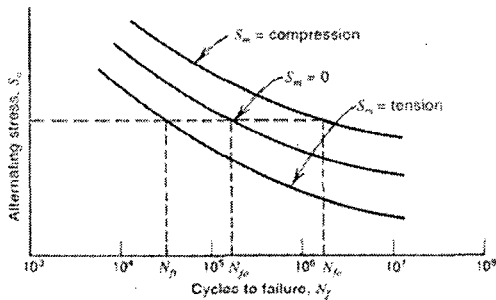


Fig. 2 Effect of mean stress on fatigue life

3. 실험 대상 엔진의 비틀림진동 특성

실험 대상 선박은 일반 화물선으로 탑재된 엔진의 요목은 Table 1과 같다. 선급에서 요구하는 준 정상상태에서 계산한 중간축의 비틀림진동 응력은 Fig. 3에 보이며 이때 터닝 휠(엔진에 전자식 실린더주유기 설치로 비틀림진동 계측을 크랭크축 선단에서 하지 못하고 터닝 휠에서 수행하여야 함)의 각속도 변동을 계산한 결과를 Fig. 4에 보인다. 과도 비틀림 계산은 5 Sec 동안에 운전금지지역을 통

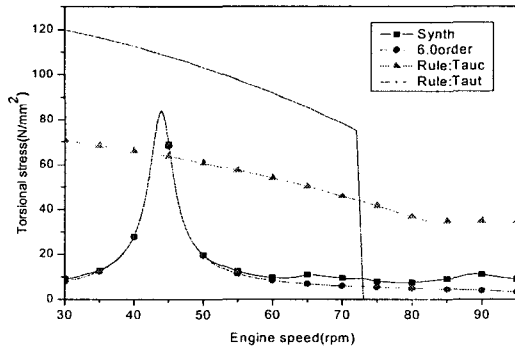


Fig. 3 The torsional stress of intermediate shaft for steady state condition

과하는 것으로 가정하여 계산하였으며, 이때 중간축에 걸리는 응력은 Fig. 5에 그리고 엔진속도 변동(각속도 변동)은 Fig. 6에 보인다. 주파수 및 시간 영역⁽¹¹⁾에서 계산을 위한 소프트웨어는 자체 개발 프로그램을 이용하였다.

Table 1 Specification of 6S70MC-C propulsion engine

Engine	Type	6S70MC-C
	Cyl.bore×stroke	700 × 2,800 mm
	Power at MCR	25,320 bhp× 91 rpm
	Pmi at MCR	20.3 bar
	Recipro. mass	7,972 kg/cyl
	Firing order	1-5-3-4-2-6
	Conn. ratio(r/l)	0.488
	M.O.I(en. total)	206,865 kg · m ² (55 %)
	Minimum speed	25 rpm
Propeller	Type	Fixed pitch propeller
	Dia	8,200 mm
	Dia of shaft	550 mm
	No. of blade	4 ea
	M.O.I(in water)	170,493 kg · m ² (45 %)
	Weight	47 ton

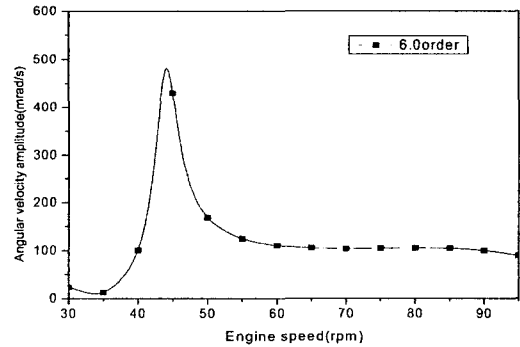


Fig. 4 The angular velocity amplitude of turning wheel for steady state condition

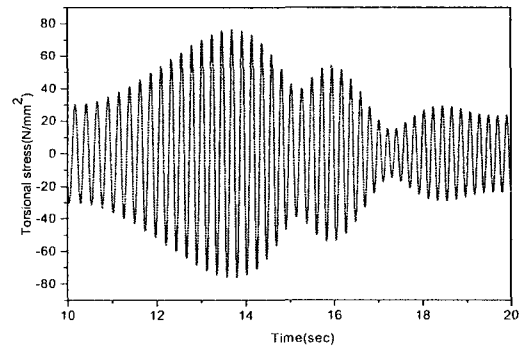


Fig. 5 The torsional stress of intermediate shaft for transient condition

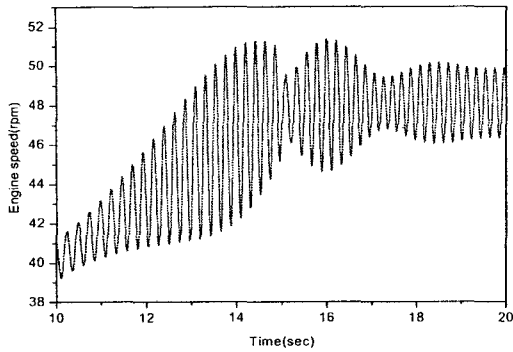


Fig. 6 Engine speed variation(The angular velocity amplitude) of turning wheel for transient condition

4. 비틀림진동 계측 및 피로강도의 평가

비틀림진동 계측을 위한 장비는 Fig. 7과 같이 배치하였으며 추진축계의 각속도변동을 측정하기 위하여 터닝 휠에 갭 센서를 부착하였고, Fig. 8과 같이 응력이 가장 큰 중간축에 스트레인 게이지를 부착한 원격장치를 설치하여 비틀림응력에 관련된 진동신호를 축으로부터 직접 얻었다. 선급규정에 의한 준 정상상태에서 계측한 비틀림 응력결과는 Fig. 9에 보이며 비틀림진동이 가장 큰 임계회전속도인 44rpm에서 계산 및 계측된 값을 Table 2에 보인다.

Table 2 Torsional vibration stresses amplitude of intermediate shaft at 6th order resonance peak 44 rpm

Description	Calculation (N/mm ²)	Measurement (N/mm ²)	rule(τ_T) (N/mm ²)
Crank shaft	± 28.6	± 32.5	About ± 37.5
Intermediate shaft	± 89.7	± 102.0	About ± 109.3
Propeller shaft	± 65.4	± 74.4	About ± 81.4

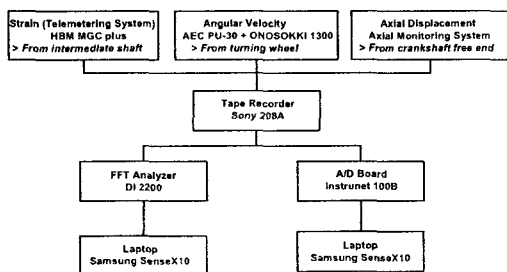


Fig. 7 Schematic diagram for T/V measurement



Fig. 8 Telemetry system at intermediate shaft

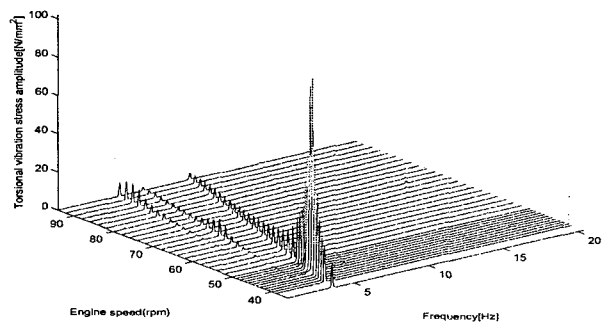


Fig. 9 Torsional stress of intermediate shaft in steady state condition

일반적인 비틀림진동계측방법은 두 가지가 있는데 비교적 각속도 진동이 크고 계측이 편리한 지점에서 각속도를 측정하여 이론해석결과와 비교하여 비틀림 응력을 환산하는 방법과 축에 스트레인 게이지를 직접 부착하여 응력을 측정하는 방법이 있다. 대부분은 전자의 방법을 선호하고 있고 후자는 실패할 확률이 높고 많은 비용과 노력이 뒤따라야 하므로 엔진제작사 입장에서는 이를 꺼려하고 있다. 그러나 특정 선급에서는 후자를 권장하고 있으며, 그 이유는 보다 정확성과 함께 선급 내부 자료 취득의 목적이 강한 것으로 판단되며 강제사항은 아니다. 본 연구에서는 두 가지 방법을 병행하였으며 운전금지구역을 통과할 때 (Speed up) 갭 센서와 F-V 변환기에서 얻은 진동신호를 Fig. 10에 보이고 있으나, 이 자료만으로 과도 비틀림 진동을 구하기가 어렵다. 따라서 시간변화에 따라 커브 피팅 (Curve fitting) 작업이 필요하며 시간에 의존된 신호의 중심선을 지나는 곡선을 고차(9차) 함수로 가정하여 함수를 구하고 진동신호에서 이 함수 값을 감한 곡선을 Fig. 11에 보인다. 여기서 모든 신호는 중심선에 수렴되므로 편리하게

사용할 수 있다. 일단 저회전수에서 운전금지구역을 통과할 경우 엔진에 전달되는 전달토크는 준 정상상태보다 증가하므로 Table 2의 엔진 및 프로펠러의 관성모멘트와 운전금지구역 통과 시간을 고려하여 소요동력과 평균토크를 계산하여 적용할 수 있다. 이 값은 임계속도 통과시간 및 선박 특성에 따라 차이가 나지만 주 저자의 경험에 의하면 준 정상상태보다 10~15%정도 증가한다. 따라서 임계회전속도는 44 rpm이지만 이보다 높은 평균 전달 토크에 해당하는 47 rpm에서 선급규정의 허용 값을 적용해서 계산해야 한다. Fig. 12는 Fig. 11을 중심으로 운전금지구역과 함께 선급 규정의 허용 값을 100%로하여 상대 비교를 한 결과를 보인다. 등가 누적 사이클 계산을 위하여 식(1)에서 S_j 와 b 를 계산하고 10^5 사이클을 기준으로 한 계산결과를 Fig. 13에 보이며 누적회수는 0.88(87.8%)로써 이러한 운전조건이라면 113,895회 정도 운전금지구역을 통과할 수 있다는 것을 의미한다. 이 실험은 선박 건조 후 실시한 편의상 빈도수가 가장 높은 전진시 운전금지구역 통과 실험이며 비틀림응력 값이 선급규정보다 낮아 안전한 편이다. 그러나 실제로 비틀림응력 값이 선급규정에 근접하고 선박이 노후화되어 운전금지구역의 통과시간이 수분만 되어도 통과 횟수는 수 백회로 줄어 들고 선박이 후진에 의한 역회전 등에 의해서 과도한(주 저자의 경험에 의하면 전진시보다 10~30% 증가) 비틀림응력의 영향을 받아 축계절손 사고로 이어질 수 있다. Fig. 14는 스트레인게이지로 부터 계측된 비틀림응력으로 Fig. 12, 13과 같은 과정을 통해서 등가 누적 사이클을 계산할 수 있다. 여기서 엔진회전수가 변하더라도 '비교적 진동신호가 안정적이며 비틀림응력의 환산절차가 없기 때문에 등가 누적 사이클 계산은 간편하다. 계측방법으로 두 방법을 비교하여 보면 각속도 측정 방법이 약간 높았으며 오차는 크지 않아 어느 방법을 사용하더라도 문제가 없음을 확인할 수 있었다.

Fig. 10 Angular velocity amplitude gained directly from gap sensor and F-V converter at turning wheel

Fig. 11 Angular velocity amplitude filtered from gap sensor and F-V converter at turning wheel

Fig. 12 Relative comparison value of angular velocity amplitude of turning wheel for rule requirement

Fig. 13 Equivalent cycles of angular velocity amplitude of turning wheel for rule requirement

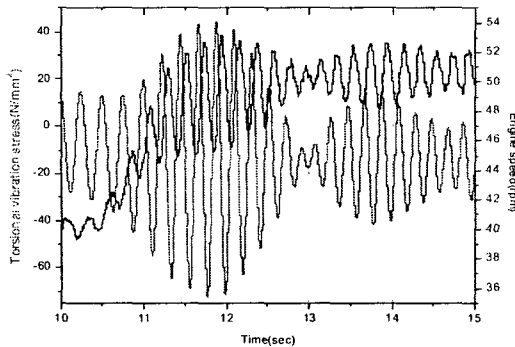


Fig. 14 Torsional stress of intermediate shaft

5. 결론

최근 디젤엔진의 출력증가와 함께 선박에서 주기관의 과부하에 의한 운전금지구역의 통과지연, 추진축계의 제작상 부주위로 인한 응력집중, 비틀림진동에 대한 부적절한 설계 등으로 인하여 축계절손 사고가 종종 일어나고 있다. 본 연구에서는 이러한 사고를 미연에 방지하기 위하여 누적된 응력에 대한 피로강도를 평가하는 방법을 제안하였으며 실험 대상으로 6S70MC-C엔진을 모델로 선정하여 이론 해석 및 계측을 수행하여 타당성을 조사하였으며 이들을 정리 요약하면 다음과 같다.

- 1) 현재 IACS 및 선급규정만으로 비틀림진동에 의한 축계 사고를 방지하기는 현실적으로 어려울 것으로 판단된다. 따라서 디젤엔진의 운전조건에 따른 축의 피로 누적 계산에 의해 축의 피로강도 및 수명을 평가할 수 있는 방법을 개발하여 제안하였으며 실제 엔진에 적용하여 검토한 결과 적합하게 사용할 수 있는 가능성을 확인하였다.
- 2) 과도 비틀림진동 측정을 위하여 종전에 주로 사용하여 왔던 스트레인 게이지에 의한 응력 측정방법 대신 각속도 측정법도 진동 신호를 커브 피팅하면 사용가능하며 이를 이용하면 손쉽게 축의 피로누적에 의한 축의 강도를 평가할 수 있을 것으로 기대한다.
- 3) 축의 피로 누적에 대한 평가는 신조선의 해상 시운전보다는 초기 선박의 설계 마진, 선박의 종류, 실제 선박의 운항조건, 선주와 운전자의 엔진 운전 취향, 운항 항로 등의 외부 여건에 좌우되므로 보다 정확한 평가를 위하여 충분한 시간을 가지고 이러한 요소들을 정량적으로 평가할 수 있도록 운항자료를 모아서 개선할 예정이다.

참 고 문 헌

- (1) MAN B&W, 1998, Vibration Characteristics of Two stroke Low Speed Diesel Engines, MAN B&W.
- (2) J. Jenzer, 1997, Vibration Aspect (Some vibration aspects of modern ship installations, Wärtsilä NSD.
- (3) Korean Register of Shipping, 2005, "Torsional vibration of shaftings", Rule book part 5 chapter 4.
- (4) International Association of Classification Societies, Feb. 2005, "Dimensions of Propulsion shafts and their permissible torsional vibration stresses", IACS UR M68.
- (5) Peter D. Davies, 2002, "Torsional vibration - Case study of a shaft failure", Lloyd's Register.
- (6) Germanischer Lloyd, 2002, "Harmonisation of rules regarding vibration analysis and shafting layout", CIMAC (International Council on Combustion engines) Meeting of 2003-05-15 in Copenhagen.
- (7) 佐佐木千一; 2005, "最近の振動問題と動向", Journal of the Japan Institution of Marine Engineering.
- (8) Ralph I. Stephens, Ali Fatemi, R. R. Stephens and H. O. Fuchs, 2001, Metal Fatigue in Engineering, Jon Wiley Sons. Inc.
- (9) Dynamics Lab. of Mokpo National Maritime University, 2006, Torsional vibration measurement of Hyundai-Samho Ship, Document No. MDL-06062.
- (10) Det Norske Veritas, 2001, Calculation of shafting in marine application, Classification notes No. 41.4.
- (11) D. C. Lee, J. D. Yu and H. J. Jeon, 2002, "Theoretical Analysis about Transient Torsional Vibrations of Two Stroke Low Speed Diesel Engines", 2002 Spring conference of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering.