
 論 文

大韓造船學會論文集
 第 35 卷 第 3 號 1998 年 8 月
 Journal of the Society of
 Naval Architects of Korea
 Vol. 35, No. 3, August 1998

선박디젤추진축계 종·비틀연성진동의 확률적 해석

안시영 *

Probabilistic Analysis of Coupled Axial and Torsional Vibration of Marine Diesel Propulsion Shafting System

by

S. Y. Ahn*

요 약

최근 선박의 디젤주기관은, 선박의 에너지 절약을 도모하기 위하여 장행정·소수실린더·저속회전 추세에 있기 때문에 기진력이 커지고 있다. 이러한 결과로 추진축계에 비틀진동이 크게 발생함으로 인하여 축계의 과잉 비틀진동응력과 프로펠러의 추력변동이 크게 야기되면서 추력변동은 축계와 상부구조물의 종진동을 유발시키고 있다. 이와관련하여 추진축계의 기진력이 확정적이라는 가정하에서 확정적 연성강제진동에 관한 연구가 진행되어 왔으며, 또한 축계기진력의 변화성을 고려하여 축계 비틀강제진동에 대한 확률적 해석이 수행되어 왔다.

본 연구에서는 디젤기관 및 프로펠러의 기진력의 확률변수를 동시에 고려하여, 추진축계의 종·비틀연성진동의 확률적 해석에 대한 새로운 방법을 제시하였다. 확률적 해석에 응답면이론과 Monte-Carlo시뮬레이션법이 적용되었다.

본 해석방법의 유용성을 확인하기 위하여 시산대상선의 추진축계에 대한 일련의 확정적 및 확률적 수치계산을 각각 수행하고, 그 계산결과를 서로 비교 검토하여 본 결과, 본 해석방법의 유용성이 확인되었다.

Abstract

Recently, modern long-stroke diesel engines with small number of cylinders have been installed for energy saving and simpler maintenance. These kinds of low speed diesel engine produce large torsional vibration in the shafting, which induces the excessive vibratory stresses in the shafting and large propeller thrust variation. This thrust variation excites vibrations of the shafting and superstructure in the longitudinal direction. Up to now the deterministic analysis of coupled vibration of marine shafting system has been performed.

접수일자 : 1998년 6월 22일. 재접수일자 : 1998년 8월 10일

* 정회원, 울산대학교 수송시스템공학부

In this paper probabilistic analysis method of the marine diesel propulsion shafting system under coupled axial and torsional vibrations is presented. For the purpose of this work, the torsional and axial vibration excitations of engine and propeller are assumed to be probabilistic while the lateral excitation is assumed to be deterministic. The probabilistic analysis is based on a response surface and Monte-Carlo simulation.

Numerical results based on the proposed method are compared with results calculated using the conventional deterministic analysis method. The results obtained make it clear that the proposed method gives a substantial increase in information about shafting behaviour as compared with the deterministic method.

1. 서 언

최근 선박의 디젤주기관은, 선박의 에너지 절약 을 도모하기 위하여 장행정·소수실린더·고출력 화 추세에 있기 때문에 기진력이 증가하고 있다. 이와같은 결과로 추진축계에 과잉 비틀진단응력과 종진동응답이 커지고 있다. 또한 기관비틀진동과 의 연성작용에 의하여 크랭크축 전단의 종변위와 프로펠러의 추력변동이 크게 야기되고 있다. 이러한 종진동의 결과로 기관의 크랭크핀과 크랭크암 이 접속되는 필렛부분의 크랙발생, 및 선체상부 구조의 전후 진동 등이 심하게 종종 발생하곤한다.

지금까지의 축계에 대한 설계 및 연성 진동해석 은 보통 축계의 기진력이 확정적(deterministic)이 란 가정하에서 수행되고 있다. 그러나 디젤기관의 비틀진동 및 종진동 기진력은, 연료펌프, 연료분사 밸브, 과급기등이 불완전하게 작동하거나 실린더 중 하나가 연소 실패할 경우에는 실린더마다, 사 이클마다 불규칙적(random)으로 변하며, 연료의 혼합비에 따라 변한다. 또한 프로펠러가 비정상 반류장에서 작동할 때 프로펠러의 비틀 기진토오 크와 변동추력은 불규칙적으로 변하며 더욱이 선 박이 거친 바다에서 운항할 때는 더욱 그렇다.

이와 관련하여 추진축계의 비틀 기진력의 불규 칙성의 영향을 고려하여 확률적 비틀진동해석에 관한 연구가 일부 이루어지고 있으며, 이 해석결 과는 종래의 확정적 해석결과와 비교할 때 축계의 비틀진동 거동에 대하여 더 많은 실질적인 정보를

제공함을 나타내었다.[1,2]

본 연구에서는 디젤기관 기진력의 확률변수와 프로펠러 기진력의 확률변수를 동시에 고려하여, 디젤 추진축계의 종·비틀연성강제진동에 대한 새 로운 확률적(probabilistic) 해석법을 제시하였다. 이 확률적 해석법은 기관 및 프로펠러 기진력의 확률적 모델링, 응답면(response surface) 및 Monte -Carlo시뮬레이션에 기초를 두고 있다.

본 해석방법의 유용성을 확인하기 위하여 시산 대상선의 추진축계에 대하여 확정적 및 확률적 수 치계산을 진동댐퍼 설치의 유무에 따라 각각 수행 하여 그 결과들을 비교 검토하여 본 결과, 이 확 륵적 해석법이 추진축계의 진동거동에 대한 더 실 질적인 정보를 제공해주고 있음을 미루어보아 본 해석방법의 유용성이 확인되었다.

2. 추진축계의 종·비틀 연성진동해석

2.1 확정적 해석방법

종·비틀 연성진동의 운동방정식은 다음 매트릭 스형으로 표시될 수 있다.

$$\begin{bmatrix} J & M_c \\ M_c^T & M \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta} \\ \ddot{X} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_T & C_c \\ C_c^T & C_X \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta} \\ \dot{X} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} G_T & G_c \\ G_c^T & G_X \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta \\ X \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_T & K_c \\ K_c^T & K_X \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta \\ X \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q \\ F_X \end{bmatrix} \quad (1)$$

여기서 J , M , C , G 및 K 는 진동계의 질량관성 모멘트, 질량, 절대감쇠, 상대감쇠 및 강성에 대한

매트릭스를 각각 표시하며, Q 및 F_x 는 비틀 및 종진동의 기진력 벡터를 각각 표시한다. 또한 질 대감쇠는 질량관성모멘트 및 질량에 작용하는 감쇠이고, 상대감쇠는 축요소에 작용하는 구조감쇠이다. 단 아랫 첨자 τ, x, c 는 비틀, 종 및 연성을 각각 나타낸다.

고유치 문제에 관해서는 Holzer방법[3], QR알고리즘 또는 Yacobi방법[4]등이 사용되고, 중·비틀 연성강제진동해석에 관한 연구는 [5], Parsons[6] 및 Jakobsen[7]에 의하여 각각 수행되어 왔다.

2.2 축계의 기진력

축계의 기진력은 진동 해석 방법에 따라 확정적 기진력과 확률적 기진력으로 구분된다.

(1) 기관 및 프로펠러의 확정적 기진력

일반적으로 축계의 기진력은 디젤기관의 기진력과 프로펠러의 기진력으로 구성된다.

기관의 비틀기진력은 피스톤에 작용하는 가스압력토크와 크랭크 및 실린더기구 등의 왕복질량에 의한 비정상 관성력 기진토크로 구분되며, 기관의 종기진력은 상기 실린더 가스압력과 왕복질량의 관성력에 의한 크랭크 반경방향 기진력으로부터 유기되는 축방향 기진력이다. 또 다른 크랭크축 방향의 기진력은 크랭크축 비틀진동에 의해 발생하는 크랭크축 방향의 연성부분이다. 이 기진토크와 반경기진력은 기관의 가스압력 토크곡선과 가스압력 반경력곡선을 Fourier급수 해석해서 각 조화성분으로부터 구할 수 있다. 단지 크랭크축의 종진동 기진력은 반경기진력에 축력변환률을 적용하여 계산된다[8].

프로펠러의 기진력은 기진토크와 변동추력으로 구성된다. 또한 기관비틀진동에 의해 유기되는 프로펠러의 추력변동이었다. 확정적 기진력은 Parson의 비정상 양력선이론[9] 또는 Kerwin과 Lee의 비정상 양력면이론[10]에 의하여 구해질 수 있다. 또한 프로펠러의 부가수효과는 Parsons의 비정상 양력선이론[11] 또는 Fujino의 비정상 양력면이론[12]에 의해 계산될 수 있다.

(2) 디젤기관의 확률적 기진력

디젤기관의 i 번째 실린더 토크 $Q_i(t)$ 와 실린더반경력에 의한 i 번째 크랭크축의 축방향력(축력) $F_{X_i}(t)$ 는 다음식으로 각각 모델링될 수 있다.

$$Q_i(t) = \alpha(t) [1 + b_i + \beta_i(t)] \times [\bar{Q}_{g1}(t - \Delta t_i) - \bar{Q}_{g2}(t - \Delta t_i)] + 0.5 [1 + b_i + \beta_i(t)] \times [\bar{Q}_{g1}(t - \Delta t_i) - \bar{Q}_{g2}(t - \Delta t_i)] + Q_i(t - \Delta t_i) \quad (2)$$

$$F_{X_i}(t) = \alpha(t) [1 + b_i + \beta_i(t)] \times [F_{g1}(t - \Delta t_i) - F_{g2}(t - \Delta t_i)] + 0.5 [1 + b_i + \beta_i(t)] \times [F_{g1}(t - \Delta t_i) - F_{g2}(t - \Delta t_i)] + F_{X_i}(t - \Delta t_i) \quad (3)$$

여기서, $i = 1, 2, \dots, N_c$

여기서 $\bar{Q}_{g1}(t)$, $\bar{Q}_{g2}(t)$, $F_{g1}(t)$, $F_{g2}(t)$ 는 디젤유 또는 중유를 사용할 때 첫 번째 연소폭발 실린더의 정규가스토크 및 첫 번째 크랭크축에 작용하는 정규축력(정규 축방향력), Q_i 및 F_{X_i} 는 첫 번째 실린더의 관성모멘트 및 첫 번째 크랭크축에 작용하는 관성축력을 각각 나타낸다. 또 $\alpha(t)$, b_i , $\beta_i(t)$ 는 확률변수로서 혼합연료의 혼합비, 정규가스압력에 대한 i 번째 실린더 가스압력의 정상변화량 및 변동변화량을 각각 표시한다. Δt_i 는 첫 번째 실린더의 가스 기진력에 대한 i 번째 실린더 가스기진력의 위상차를 나타내는 시간이다. N_c 는 실린더의 수이다.

(3) 프로펠러의 확률적 기진력

프로펠러의 기진 토크 $Q_P(t)$ 와 추력기진력 $F_{PX}(t)$ 는 다음과 같이 각각 나타낼 수 있다.

$$Q_P(t) = [1 + \gamma(t)] \cdot \bar{Q}_P(t) \quad (4)$$

$$F_{PX}(t) = [1 + \gamma(t)] \cdot \bar{F}_{PX}(t) \quad (5)$$

여기서 $\bar{Q}_P(t)$ 및 $\bar{F}_{PX}(t)$ 는 균일반류장에서 작동하는 프로펠러의 기진토크 및 기진추력이며,

$\gamma(t)$ 는 확률변수로서 프로펠러 기진토크 또는 기진추력의 변동률을 나타낸다.

식(2)~식(5)에서의 3가지 확률변수들, 즉 $\alpha(t)$, $[b_i + \beta_i(t)]$, 및 $\gamma(t)$ 는 각각 일정한 확률정규분포를 가진 것으로 가정하고, 다음의 평균치 (μ)와 표준편차 (σ)를 각각 갖는 것으로 한다.

혼합연료의 비율을 나타내는 확률변수, $\alpha(t)$ 는 만약 디젤연료 또는 중유로 운전될 때에는 각각 +0.5 또는 -0.5로하며, 혼합연료로 운전될 때는 $\alpha(t)=0$ 이다.

$\alpha(t)$ 의 평균치 (μ_1)과 표준편차 (σ_1)는 각각 $\mu_1 = -0.5, 0, +0.5, \sigma_1 = 0.1$ 이고, $[b_i + \beta_i(t)]$ 는 각각 $\mu_2 = 0, \sigma_2 = 0.2$ 이며 $\gamma(t)$ 는 $\mu_3 = 0, \sigma_3 = 0.15$ 로한다. 기타 모든 값은 확정적인 것으로 한다.

2.3 확률적 해석방법

기본확률변수들 x_1, x_2, \dots, x_n 의 어떤 셋트값에 대하여 축계의 야기되는 최대진동응답 R_m 는 종래의 확정적 해석법에 의하여 계산될 수 있으며, 이때 고장률 Pf는 다음식으로 표시될 수 있다.

$$P_f = P(R_m > R_0) \tag{6}$$

여기서 R_0 는 특정운전조건에서 선급 또는 기관제작자가 규정한 허용진동응답치를 나타낸다.

확률적 해석법은 응답면이론과 Monte-Carlo시뮬레이션법에 기초를 두고 있다.

(1) 응답면

응답면은 디젤기관 및 프로펠러 기진력의 기본 확률변수들의 다항식으로 표시되며, 최대 진동응답의 계산 결과치로 구축된다. 즉 확정적 최대 진동응답계산은 기본변수들로 구성된 n 차원 공간내에서 임의의 고정점에서 수행되며, 응답면은 $(n+1)$ 차 공간에서 각 최대 진동응답점을 통과한다. 응답면은 다음의 다항식으로 표시할 수 있다 [15].

$$R(x_1, \dots, x_n) = \sum_{ix1=0}^1 \dots \sum_{ixn=0}^1 K_{ix1 \dots ixn} x_1^{ix1} \dots x_n^{ixn}$$

$$+ \sum_{j=2}^{2k+n} \sum_{i=1}^n K_{ij} x_i \tag{7}$$

여기서 $N=2^n + 2kn$

(2) Monte-Carlo시뮬레이션

응답면이 구축되면 Monte-Carlo시뮬레이션이 수행된다. 모든 기본확률변수들의 확률밀도함수 (Probability density function : PDF)를 정하고서, random number generator를 사용하여 m 개 랜덤 셋트의 기본확률변수, $x_1, \dots, x_n (i=1, \dots, m)$ 를 구한후, 식 (7)을 이용하여 각 랜덤셋트의 기본변수에 대하여 축계의 최대 진동응답치 $R_i (i=1, \dots, m)$ 를 계산하고 이를 이용하여 Pearson곡선군으로 부터 확률밀도함수 $f(R)$ 를 선정한다. 축계의 최초 고장률 Pf는 식 (8)을 이용하여 구한다.

$$P_f = \int_{R_0}^{\infty} f(R) dR \tag{8}$$

3. 수치계산 및 고찰

본 해석방법의 유용성을 확인하기 위하여 시산 대상선의 디젤 추진축계에 대한 일련의 수치계산을 수행하고, 확률적 계산결과와 확정적 계산결과를 비교 검토한다.

Table 1, 2 및 3은 시산대상선 및 그 추진축계의 비틀진동계 및 중진동계의 특성을 각각 나타내고 있다. 추력 베어링강성은 $0.21 \times 10^8 N/m$ 이다.

Table 1 Characteristics of low speed diesel vessel

Vessel type:	Bulk carrier
Deadweight:	73,000 tonnes
Speed:	16.35 knots
Engine:	B & W 5S60MC
Engine rating:	MCR 11,200 bhp×90.0 rpm NCR 10,080 bhp×86.9 rpm
Number of cylinders:	5
Firing order:	1-4-3-2-5
Number of propeller:	4

Table 2 properties of torsional mass elastic system

Mass No.	Mass moment of inertia (kg · m ²)	Stiffness (N · m/rad)	Remark
1	57213	0.9125 × 10 ⁸	Propeller
2	355.10	0.3014 × 10 ⁸	
3	6162.20	0.2058 × 10 ¹⁰	
4	5188.00	0.1488 × 10 ¹⁰	
5	10915.00	0.1139 × 10 ¹⁰	Cylinder 5
6	10227.00	0.1126 × 10 ¹⁰	" 4
7	10227.00	0.1139 × 10 ¹⁰	" 3
8	10915.00	0.1139 × 10 ¹⁰	" 2
9	10227.00	0.1456 × 10 ¹⁰	" 1
10	18104.00		

Table 3 Properties of axial mass elastic system

Mass No.	Mass(kg)	Stiffness (N/m)	Remark
1	40872.7	0.7459 × 10 ¹⁰	Propeller
2	10705.5	0.3438 × 10 ¹⁰	
3	9660.0	0.4257 × 10 ¹¹	
4	15086.0	0.5562 × 10 ⁹	
5	11265.4	0.5562 × 10 ⁹	Cylinder 5
6	11265.4	0.5562 × 10 ⁹	" 4
7	11265.4	0.5562 × 10 ⁹	" 3
8	11265.4	0.5562 × 10 ⁹	" 2
9	3755.1	0.1000 × 10 ¹²	" 1
10	12080.0		

3.1 확정적 수치해석

Holzer방법에 의한 계산결과, 비틀진동계의 고유진동수는 $w_1 = 25.32 \text{ rad/s}$, $w_2 = 136.5 \text{ rad/s}$ 및 $w_3 = 275.51 \text{ rad/s}$ 이고, 종진동계의 고유진동수는 $w_0 = 56.24 \text{ rad/s}$, $w_1 = 138.26 \text{ rad/s}$ 및 $w_2 = 179.24 \text{ rad/s}$ 로 나타났으며, 기관 운전범위 내의 위험속도는 48.34rpm(I-5) 및 60.43rpm(I-4)이다. 여기서 ()의 I는 1절진동, 숫자는 각 차수를 나타낸다. 기관의 최대 연속출력(MCR)에서의 최대 회전수 90rpm(5차)이 참고로 고려되었다. 디젤 기관의 실린더 가스압력토크와 가스압력 반경력을 계산하기 위하여 중유에 대한 가스토오크곡선과 가스반경력 곡선에 대하여 기관제작자의 Fourier급수 해석자료를 이용하였으며, 그 중 4차 및 5차 조화항의 기진력이 강제진동해석에 고려되었다.

이 각각의 위험속도와 최대회전수에서 비틀진동 댐퍼와 종진동 댐퍼의 설치 유무의 경우마다 강제진동 계산을 한 결과, 축계의 최대 진동응답은 Table 4에 나타난바와 같다. 이 경우 연료는 중유가 사용되고 모든 실린더가 연소 폭발한다.

중간축에서의 최대 비틀응력은, 비틀댐퍼를 설치하지 않았을 경우에는 각각 168.5 N/mm^2 , 13.85 N/mm^2 및 10.71 N/mm^2 로 나타났다. 48.34rpm에서의 최대전단응력 168.5 N/mm^2 는 Lloyd선급의 허용부가응력 (간헐운전시) 116 N/mm^2 를

Table 4 Results of deterministic calculation for max. vibration responses

Case	Critical (rpm)	Max. shear stress in intermediate shaft (N/mm ²)	axial vib. amplitude on crankshaft force end (mm)	varying thrust bearing axial force (KN)	Remark
1	48.34	168.5(116)	0.7651	447.5	w/o damper
2	60.43	13.85	0.076	35.87	"
3	90(MCR)	10.71	1.311(1.23)	186.9	"
4	48.34	99.19(66)	0.3585	295.2	with damper
5	60.43	7.98	0.0105	16.13	"
6	90(MCR)	10.65	0.4432(1.23)	65.75	"

() : allowable limit given by Lloyd or maker

초과함에 따라 댐퍼의 설치가 불가피했다. 댐퍼를 설치한 후에 최대전단응력은 $99.19 N/mm^2$, $7.98 N/mm^2$ 및 $10.65 N/mm^2$ 로 각각 감소했으나, 이 위험속도에서의 최대전단응력 $99.19 N/mm^2$ 는 역시 허용부가응력(연속운전시) $66 N/mm^2$ 를 초과하기 때문에 선급의 규정에 따라 위험속도를 중심으로 속도제한구역($43\sim 53rpm$)를 설정하였다.

크랭크축 전단의 최대 종진동 변위는, 종진동 댐퍼를 설치하지 않았을 경우에는 각각 $0.7651 mm$, $0.076 mm$ 및 $1.311 mm$ 로 나타났으나 댐퍼를 설치함으로써 최대 종변위는 0.3585 , $0.0105 mm$ 및 $0.4432 mm$ 로 각각 감소되어 기관 제작자의 허용 요구치($1.23 mm$)를 충족시킬 수 있었다.

추력베어링부에 작용하는 최대 종변동력은, 종 댐퍼가 있을 경우에는 각각 $447.5 KN$, $35.87 KN$ 및 $186.9 KN$ 로 나타난 반면, 댐퍼가 있을 경우에는 $295.2 KN$, $16.13 KN$ 및 $65.75 KN$ 로 각각 감소하였다.

3.2 확률적 수치계산

응답면은 식(7)의 형이라 가정하고, 식(7)에서 $h=1$ 로 하면 응답면은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$R(x_1, x_2, x_3) = K_{000} + K_{100}x_1 + K_{010}x_2 + K_{001}x_3 + K_{110}x_1x_2 + K_{101}x_1x_3 + K_{011}x_2x_3 + K_{111}x_1x_2x_3 + K_{200}x_1^2 + K_{020}x_2^2 + K_{002}x_3^2 + K_{300}x_1^3 + K_{030}x_2^3 + K_{003}x_3^3 \quad (9)$$

14개의 계수 K_{ij} 를 구하기 위하여 확정적 계산이 (x_1, x_2, x_3) 의 3차 공간내 14개 고정점 즉 $(x_1, x_2, x_3) : (\pm 3, \pm 3, \pm 3), (\pm 2, 0, 0), (0, \pm 2, 0), (0, 0, \pm 2)$ 에서 수행된다. 확정적 계산 결과인 최대 진동응답치 $R(x_1, x_2, x_3)$ 은 14개의 선형연립방정식의 우변항에 해당되며, 이 연립방정식을 풀어서 14개의 미지수를 계산하여 각 최대 진동응답에 대한 식(9)형의 응답면을 구한다.

Monte Carlo시뮬레이션의 수행에 따라 5000조의 확률변수 (x_1, x_2, x_3) 가 확정되고, 각 최대 진동응답에 대한 응답면을 이용하여 5000개의 최대 진동응답 $R(x_1, x_2, x_3)$ 의 표본들이 구해진다. 이 표본으로부터 1차~4차 통계적 모멘트들이 각각 구해지며 이 값들을 이용하여 Pearson곡선군으로부터 확률밀도함수인 type 1, 2, 8(정규)곡선, $f(R)$ 이 선정되었다. 축계의 한 사이클 고장률 Pf는 식(8)을 이용하여 구하며, 선박수명기간 동안의 고장률은 극한확률이론(statistical theory of extreme)의 결과를 이용하여 계산될 수 있다[16].

본 계산에는 6종의 운전상태가 고려된다. 즉 댐퍼가 설치되지 않는 경우와 설치된 경우, 및 3종의 회전수($48.34rpm$, $60.43rpm$ 및 $90rpm$)에서 운전되는 상태들이다.

Fig.1은 중간축의 최대 전단응력에 대한 확률밀도함수를 각 운전상태에서 나타내고 있다. 횡선은 비틀전단응력의 확률평균치를, ()의 수치는 확정적 최대 전단응력을 각각 표시한다. 또한 기관의 운전상태(간헐운전 및 연속운전)에 대한 Lloyd선급의 허용부가응력선이 참고로 각각 나타나 있다.

$48.34rpm(I-5)$ 에서 간헐운전시 선급의 허용부가응력은 $R_0 = 116 N/mm^2$ 이며, 계산된 최대 전단응력의 확률적 평균치인 $168.89 N/mm^2$ 는 허용치를 초과하고 있다. 또한 이 허용치에 대하여 식(8)을 이용하여 계산한 결과 고장률 Pf는 0.9804 으로 나타남으로써 축계에 비틀진동댐퍼를 설치하여야 함은 확정적 해석결과와 같다. 댐퍼를 설치하여 계산한 확률평균치는 $99.42 N/mm^2$ 로서 이 값만을 고려한다면 연속운전시 부가응력허용치 $R_0 = 66 N/mm^2$ 를 초과하기 때문에 속도 제한 구역을 $43\sim 53rpm$ 에서 설정만하면 선급의 규정을 충족시키는 결과는 확정적 해석과 같다. 그러나 간헐운전시 허용치 $R_0 = 116 N/mm^2$ 에 대해서 계산한 고장률 Pf는 0.1516 로 나타났다.

Fig.1에서 댐퍼 설치시의 확률밀도함수곡선의 일부가 간헐운전시 허용부가응력선을 초과하고 있음을 보여주고 있다. 이와 같이 확률적 해석법은

종래의 방법으로 감지할 수 없는 부가응력에 대한 정보를 제공해 준다.

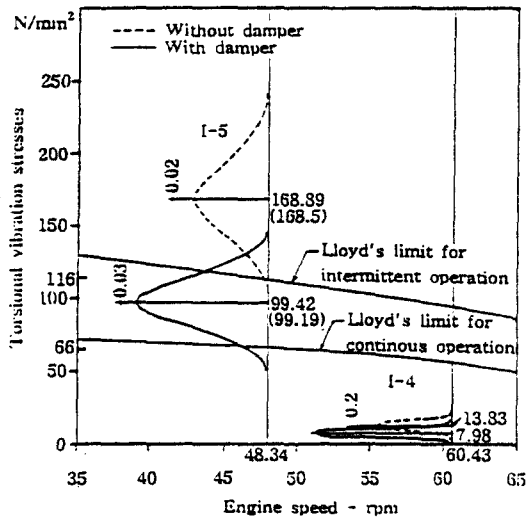


Fig.1 PDF's of shear stresses acting on intermediate shaft

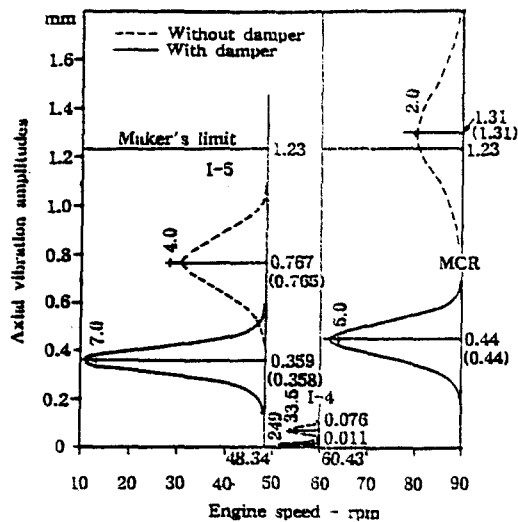


Fig. 2 PDF's of axial vibration amplitudes at crankshaft fore end

Fig.2는 크랭크축 전단의 최대 종변위에 대한 확률밀도함수를 표시하고 있다. 기관 제작자가 시산대상선의 기관에 대해서 요구하는 최대 종변위의 허용치는 $R_0 = 1.23mm$ 로서 횡선으로 표시되

어있다. 최대 종변위의 확률적 평균치는 확정적 계산결과와 잘 일치한다. 위험속도(I-4, I-5)에서는 허용치에 대한 고장률은 $P_f \approx 0$ 이나 90rpm(MCR)에서는 고장률은 $P_f = 0.6628$ 로 나타남에 따라 종댐퍼의 설치 필요성은 확률적 해석에서와 같다. 따라서 댐퍼를 설치함으로써 고장률은 $P_f \approx 0$ 되었다. 종댐퍼는 효과있게 설치되면 축계의 종변위 감소에 크게 영향을 줄을 알 수 있다.

KN 이고 설치되었을때는 295.96 KN 로 나타나 확정적 계산치와 잘 부합한다.

4. 결론

최근의 에너지 절약형 디젤기관은 기진력이 증가하는 추세이며, 그 결과로 추진축계에 과잉 비틀진동응력이 작용하고 종진동응답이 커졌다. 더욱이 축계의 비틀진동과의 연성작용에 의하여 프로펠러의 추력변동이 증대되어 축계 및 선체 상부 구조의 종진동이 현저히 크게 발생하곤 한다.

본 연구에서는 디젤기관 및 프로펠러의 기진력의 불규칙성, 즉 확률변수를 동시에 고려하여, 추진축계 중·비틀 연성진동의 확률적 해석에 대한 새로운 방법을 제시했다. 이 확률적 해석은 축계기진력 즉 디젤기관 기진력 및 프로펠러 기진력의 확률적 모델링화, 응답면이론 및 Monte-Carlo 시뮬레이션에 기초를 두고 있다.

시산 대상선의 추진축계에 대한 일련의 확정적 및 확률적 수치계산을 수행하고, 동 결과를 비교 검토하여, 본 연구의 유용성을 확인하였다.

본 연구를 통하여 얻은 결과는 다음과 같다.

1. 기관기진력과 프로펠러 기진력에 대한 확률 변수를 고려한 확률적 해석 방법은 종래의 확정적 해석법과 비교할 때 종래의 방법으로는 감지할 수 없는 축계의 진동응답거동에 대하여 더 많은 실질적인 자료를 제공해 준다.
2. 확률적 해석법에 의해 구한 최대 진동응답치의 평균치가 기관 제작자 및 선급이 규정한 허용기준치보다 약간 적으나, 진동응답의 변

화성이 큰 경우에는 확정적 해석의 견지에서는 기관 또는 축계가 안전하다고 보지만 확률적 해석으로는 그렇지않음을 나타낸다. 따라서 이러한 위험한 상태를 피하기 위한 적절한 대책이 강구되어야 함을 알 수 있다.

참 고 문 헌

- [1] Nikolaidis, E. Perakis, A.N., Parsons, M.G., "Structural Reliability of Marine Diesel Engine Propulsion Shafting Systems", Trans. SNAME, Vol.93, 1985, pp.189-223.
- [2] S.Y.Ahn, M.B.Krakovski, "Probabilistic Analysis of Forced-Damped Torsional Vibration of Marine Diesel Propulsion Shafting Systems", Trans. of SNAK, Vol.31, No.4, Nov.1994, pp.157-166
- [3] Holzer, H., Analysis of Torsional Vibration, Springer, Berlin, 1921.
- [4] Wilkinson, j.H., The Algebraic Eigenvalue problem, Clarendon Press. Oxford, U.K.,1965.
- [5] 全孝重, "船用往復内燃機軸系縱ねじり連成強 制脈動の理論的解法", 日本船用機軸學會誌 第5 卷 第3號 1970.
- [6] Parsons, M.G., "Mode Coupling in Torsional and Longitudinal Shafting Vibrations", Marine Technology, Vol. 20, No.3, July 1983,
- [7] Jakobsen, S.B., "Coupled Axial and Torsional Vibration Calculations on Long-Stroke Diesel engines", SNAME Transactions, Vol.99, 1991, pp.405-419.
- [8] 한국선급, 선박진동·소음제어지침, 1997.
- [9] Parson's M. and Greenblatt, J., "Optimization of Propeller Skew Distribution to Minimize Forces and Moments Action at the Propeller Hub", The University of Michigan, Report No. 206, 1979.
- [10] Kerwin, J.E., Lee, C.S. "Prediction of Steady and Unsteady Marine Propeller Performance by Numerical Lifting-Surface Theory", Trans. SNAME, Vol. 86, 1978, pp.218-253.
- [11] Parsons, M. G., Vorus, W.S., and Richard, E.M., "Added mass and Damping of Vibrating Propellers", The University of Michigan. Department of Naval Architecture and Marine Engineering., Report No.229, AnnArbor, Michigan, 1980.
- [12] Fujino, R., "Propeller Hydrodynamic Forces Induced by Shaft Vibrations", J. of the Kansai Society of Naval Architects, Japan No. 192, 1984.
- [13] Salzman, R.H. and Ramidi, P.R., "Machinery Vibrations in Marine Systems", Proceedings, ISME. Tokyo 73, MESJ.
- [14] Long, C.L., "Propellers, Shafting and Shafting System Vibration Analysis", in Marine Engineering, R.L. Harrington, Ed. SNAME, 1992, pp.353-411.
- [15] Bucher, C.G., Bourgund, U., "A Fast and Efficient Response Surface Approach for Structural Reliability Problems", Structural Safety, 1990, Vol.7, No.1.
- [16] Thoft-Christensen, P., Baker, M.J., Structural Reliability Theory and its Application, Springer-Verlag, Berlin, Heiderberg, New York, 1982.