
 論 文

大韓造船學會論文集
 제 30 卷 第 4 號 1993 年 11 月
 Transactions of the Society of
 Naval Architects of Korea
 Vol. 30, No. 4, November 1993

선체의 스펙트럼 피로해석에 대한 효율적인 계산방법

김정제*, 윤범상*, 양 박달치*

An Efficient Algorithm in Spectral Fatigue Analysis of Ship Structures

by

Jeung je Kim*, Bum sang Yoon* and Park Dal Chi Yang*

요 약

본 논문에서는 최근에 개발된 선박의 스펙트럼 피로해석의 효율적인 방법을 다루었다.

본 연구에서는 Strip Method를 사용하여 운동해석 및 과량하중을 추정한 결과로부터 응력 스펙트럼을 구하기 위해 단위하중성분에 대한 구조응답으로써 응력영향계수의 개념을 도입하였고 이를 구하기 위해 유한요소법을 적용하였다. 이와 같은 새로운 개념의 스펙트럼 해석방법은 많은 수의 파 주파수와 배의 전진각에 대하여 구조해석을 각각 수행하여야 하는 종래의 방법을 크게 개선한 것으로 본 연구에서는 이 개념을 종합화하여 피로손상을 추정하는 새로운 이론과 알고리즘을 제시하였다.

Abstract

This paper deals with an efficient algorithm in spectral fatigue analysis of ship structures. The concept of stress influence coefficients is suggested in order to obtain stress transfer functions efficiently which are the structural responses for unit load components. Strip method is applied to obtain the motion response and pressure distributions exerted on the hull. Since a number of the structural analysis should be performed for the various wave frequencies and heading angles in the spectral analysis, the algorithm developed in this study improves the efficiency of the analysis. Finally, the calculation example with application to this concept is shown in this paper.

발 표 : 1993년도 대한조선학회 춘계연구발표회('93. 4. 16.)

접수일자 : 1993년 4월 30일, 재접수일자 : 1993년 7월 19일

* 정회원, 울산대학교 조선해양공학과

1. 서 론

선박해양구조물은 정하중 뿐만 아니라 파랑에 의한 반복하중도 받게 되어 그로인해 피로현상에 발생하는 피로에 파괴가 빈번히 일어난다. 특히 최근에 건조되는 선박은 고강도재료의 사용비율을 높여 경량구조로 설계되는 경향이 있으므로 적절한 피로강도해석법의 개발이 합리적인 구조설계를 위하여 필요하다. 선박해양구조물의 피로강도해석은 파랑하중의 불확실성과 피로강도모델 설정의 불확실성으로 인해 그 해석결과의 신뢰성이 문제시 되어 있다. 본 연구에서는 파랑하중으로부터 구조해석을 수행하여 응력범위를 구하는 과정에서 해석의 불확실성을 줄일 수 있는 방법에 관해 다룬다.

구조물의 확정적인 내구성의 극한을 추정하는 종래의 접근방법에 의한 피로강도해석법은 파랑하중의 극한값에 대한 응력값과 그의 통계적인 분포를 기존의 자료들로부터 추정하여 사용한다[1-5]. 이러한 접근방법에 의해 검토되는 피로강도는 응력범위의 장기분포를 추정하는 Weibull 분포의 계수를 선박의 종류와 운항해역을 고려하여 경험적인 방법으로 추정하는 것이어서 그 결과는 상대적인 비교값에 대한 것이고 그 검토결과에 의해 구체적인 부재치수의 변경 등 설계에 반영하여야 하는 불합리한 점을 내포하고 있다. 이러한 종래방법의 문제점을 개선하기 위하여 선박의 운동을 고려하여 파랑하중을 추정하고 이를 토대로 하여 통계해석을 수행한 결과를 이용하는, 즉 동하중 계산결과를 이용하는 방법이 제시되었다[6-9]. 선박의 운항 실패역의 파도에 대한 통계적 자료로부터 운동해석과 파랑하중추정을 수행하고 이를 사용하여 구조해석을 수행한 결과를 이용하는 스펙트럼 피로강도해석법은 앞의 방법보다는 합리적인 것으로 최근에 해양구조물과 선박에 대하여 적용하도록 선급협회(ABS)에서도 개발된 바 있다[9][10]. 그러나 이러한 기존의 스펙트럼 피로강도해석법을 선박에 적용하는 경우에는 선박전체를 모델로 하여 많은 파 주파수의 운동응답과 파랑하중 추정결과에 대한 구조해석을 수행하여야 하는 결점이 있다. 이러한 문제점을 극복하기 위하여 파랑하중 해석결과인 하중전달함수에서 최대 하중값에 대한 응력을 구하고 응력의 분포를 하중전달함수의 분포와 동일하게 가정하는 방법이 제안된 바 있는데[4][7] 이러한 방법은 그 타당성의 검토가 필요하다. 본 논문에서는 이러한 종래의 제시된 방법을 개선하기 위하여 응력

영향계수라는 새로운 개념을 도입하여 파랑하중 추정결과를 효율적으로 구조해석에 적용하는 방법과 이를 이용한 일관된 피로강도해석법을 제시하였다.

2. 피로손상추정과정

선박해양구조물의 피로손상추정은 응력범위의 추정방법에 따라 파의 분포를 직접 이용하는 방법과 스펙트럼해석을 수행하는 방법으로 나눌 수 있다[3]. 첫 번째 방법은 응력의 크기가 파고에 비례한다는 가정하에 파의 분포자료(Wave Exceedance Diagram)를 이용하거나 파의 분포를 Log-normal 또는 Weibull 분포로 가정하여 응력범위의 분포를 추정하는 방법으로 해석의 간이성으로 폭넓게 사용되고 있다. 이에 대하여 두 번째 방법은 파의 산포도(Wave scatter diagram)를 토대로 하여 각 해상상태에 대한 응력범위의 분포를 구하고 이에 대한 장기해석을 수행하여 피로손상을 구한다. 이 방법은 구조전체의 거동해석이 용이한 해양구조물의 경우에 사용되어 왔고[8], 선체구조에 대해서는 비교적 최근에 적용되고 있다[6][7][9]. 본 논문에서 사용한 피로손상추정은 Fig. 1에서 보인 것과 같은 과정을 따른다. 이 방법은 해양구조물의 스펙트럼 피로해석과정과 개념적으로 같은 것이나 선체구조에 적용하는데 있어서의 문제점인 응력범위 전달함수를 구하는 과정을 효율적으로 개선한 것이다. 선박의 전 범위에 걸쳐 분포하는 파랑

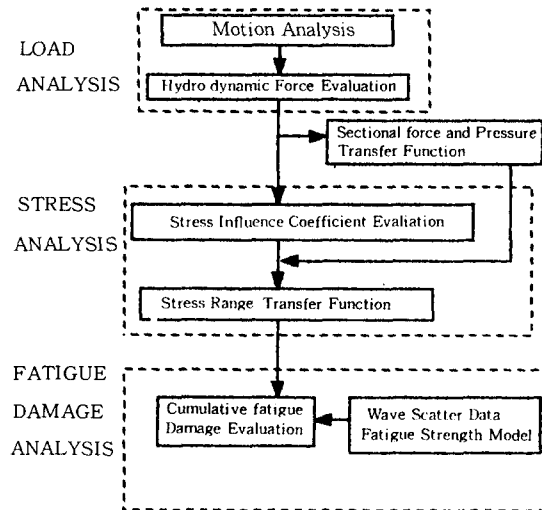


Fig. 1 Schematic representation of spectral fatigue analysis

하중에 대한 구조응답으로 국부부위의 응력을 구하는 구조해석을 많은 수의 파 주파수와 파도에 대한 선박의 진행각에 대하여 수행하여야 하므로 이러한 과정은 실제로 수행하기에는 대단히 많은 계산시간이 요구된다. 본 연구에서는 뒤에 설명되는 바와 같이 이 과정을 효율적으로 수행하는 방법을 개발하였다

3. 파랑하중해석 및 응력전달함수의 계산

해상을 항해하는 선박의 운동응답 및 파랑하중의 추정에는 불규칙파랑을 조화파들의 선형중첩으로 표현할 수 있다는 가정하에 규칙파에 대한 해석을 토대로 하는 주파수영역해석법이 널리 사용되고 있다. 규칙파중 선체의 운동응답 및 파랑하중과 외판에 작용하는 유체동압력을 구하기 위하여 세장선에 대해 추정정도가 높은 것으로 이미 잘 알려진 Strip Method를 도입하였다.

3.1 파랑하중해석

규칙파 중에서 일정속도와 일정한 선수각을 유지하며 진행할 때 선체단면상의 임의점에 작용하는 유체동 압력은 다음과 같이 표현된다.

$$P = -\rho \frac{\partial \Phi}{\partial t} \tag{1}$$

여기에서 ρ 는 물의 밀도이고 속도포텐셜 $\Phi = \Phi_0 + \Phi_1$ 으로 표시되고 Φ_0 는 입사파의 포텐셜이다. 또한 Φ_1 은 분산포텐셜과 운동에 의한 포텐셜의 합으로 표시되고 여러가지 방법으로 구할 수 있으나 본 논문에서는 Close-fit 방법을 사용하였다. 유체동압력에 대한 단면적분치 및 단면복원력 그리고 단면의 관성력 등을 묶어 선체의 길이방향으로 적분하면 운동방정식의 해는 다음과 같이 표시된다.

$$r_i = r_{oi} \cos(\omega_e t - \epsilon_i) \tag{2}$$

여기에서

- r_i : i번째 운동응답성분
- (i=1 : heave, i=2 : pitch i=3 : sway
- i=4 : roll, i=5 : yaw)
- r_{oi}, ϵ_i : i번째 운동응답성분의 진폭과 위상각

식 (2)의 운동방정식의 해로부터 선박의 임의 단면에 작용하는 힘과 압력분포를 구하면 다음과 같이 표현된다.

$$\text{단면하중 } R_i = R_{oi} \cos(\omega_e t - \epsilon_{fi}) \tag{3}$$

여기에서 R_i : 단면에 작용하는 i번째 하중성분
 R_{oi}, ϵ_{fi} : i번째 단면하중성분의 진폭과 위상각

압력분포

$$p(y, z) = P_o(y, z) \cos[\omega_e t - \epsilon_p(y, z)] \tag{4}$$

여기에서 $p(y, z)$: 단면의 압력분포
 P_o, ϵ_p : 압력분포의 진폭과 위상각

(4)식의 압력분포는 선체의 거이드(girth) 방향으로 각각의 위치에 대해서 서로 다른 진폭과 위상차를 가진다. 이러한 압력분포는 파의 입사각과 주파수에 대해서 달라지게 되고 이에 대한 구조해석은 방대한 양이 되므로 본 연구에서는 거이드 방향의 압력분포를 다음과 같이 이상화시켜 사용하였다.

$$p(s) = \sum_{j=1}^n P_{oj} q_j(s) \tag{5}$$

$$\epsilon(s) = \sum_{j=1}^n \epsilon_{pj} q_j(s) \tag{6}$$

여기에서 $q_j(s)$: Interpolating function
 n : Order of interpolation+1

(4)식의 단면하중은 압력분포를 포함하여 다음과 같이 간단히 표시된다.

$$R_i = R_{oi} \cos(\omega_e t - \epsilon_{fi}), (i=1 \sim 2n+5) \tag{7}$$

일반적으로 (2), (7)식으로 표시되는 운동응답 및 하중추정의 결과는 단위파고, 주어진 파 입사각에 대하여 파 주파수를 변화시켜서 해석하여 전달함수(Transfer Function)로서 나타내어 진다.

3.2 응력범위 전달함수(Stress Range Transfer Function)

응력범위 전달함수는 단위파고에 대하여 주어진 파 주파수에 대한 응력범위의 값으로 정의한다. 이러

한 응력범위 전달함수는 주어진 하중전달함수로 부터 적절한 구조해석을 수행하여 얻어질 수 있고, 대부분의 경우에는 정적 유한요소해석법을 적용한다.

근래에 개발되고 있는 전-후처리 기능을 갖춘 유한요소해석 프로그램을 적용하여 큰 어려움 없이 구조해석을 수행할 수 있으나, 파 주파수의 변화에 따른 많은 횡수의 구조해석을 수행해야 하므로, 보다 효율적인 구조해석방법이 요구된다.

최근에 발표된 스펙트럼 피로해석방법[7], [9]에서는 최대하중이 나타나는 파 주파수에 대하여 응력범위를 구하고 나머지 주파수에 대해서는 하중전달함수의 형상을 따라 응력범위 전달함수를 구하는 방법을 제안하고 있다. 그러나 이와 같이 단순화된 과정으로 얻어지는 응력범위 전달함수는 여러 하중을 조합하여야 한다는 점에서 실제와는 차이가 있다. 본 연구에서는 선박 종방향으로의 부분구조를 해석모델로 정하고 모델구조의 한단면에서는 운동응답해석 결과로 주어지는 단면하중을 가하고, 다른 단 까지 연결되는 압력분포를 분포하중으로 가해 단면내의 국부위치에의 응력을 구하는 방법을 사용한다. 이때 다른 단의 지지조건은 고정단으로 취하면 정적인 평형상태를 이루게 된다. 이 개념을 식으로 표시하면 다음과 같다.

$$\sigma_i = \sum_{j=1}^{n+5} K_{ij} R_j = \sum_{j=1}^{n+5} K_{ij} R_{0j} \cos(\omega_e t - \epsilon_{ij}) \quad (8)$$

where $i=1 : \sigma_x, i=2 : \sigma_y, i=3 : \tau_{xy}$

여기에서 σ_i 는 응력성분이고, K_{ij} 는 j 번째 단위하중성분에 대한 응력값으로서, 이를 응력영향계수(stress influence coefficient)라고 정의한다. 이와 같은 개념을 적용하면 응력범위 전달함수를 구하기 위해 여러 주파수에 대한 구조해석을 수행할 필요가 없고, 응력영향계수를 구하기 위하여 단위하중성분 각각에 대한 구조해석을 수행하고, 이를 식(8)에 적용하기만 하면 되므로 매우 효율적으로 응력범위 전달함수를 구할 수 있다. 또한 한번의 구조해석으로 응력영향계수가 구해지면, 여러 전진각에 대해서도 되풀이 해서 구조해석을 수행할 필요가 없이 그대로 적용이 된다. 또한 구조해석과정이 별도로 수행되어 그 결과만 피로해석과정에 적용하면 되는 잇점이 있다.

다축응력상태에서 피로해석을 위한 유효응력범위

는 일반적으로 최대주응력범위, $\Delta\sigma_p$ 가 사용되고 있다[9][11].

$$\frac{\Delta\sigma_p}{2} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}\right)^2 + \sigma_3^2} \quad (9)$$

이 식의 좌변의 1/2은 구조해석결과와 응력의 크기를 응력범위로 바꾸기 위해서 곱하는 계수이다. 근래에 수행된 실험연구[12]에 의하면 범선응력 σ_x, σ_y 와 전단응력 τ_{xy} 가 비례하는 반복하중의 경우에는 (9)식의 최대주응력범위가 일축응력하의 S-N 곡선과 잘 일치하나, 선박 및 해양구조물이 해상에서 받는 하중과 같이 비례하지 않는 반복하중의 경우(non-proportional loading)에는 (9)식의 유효응력범위가 S-N 곡선의 결과와 일치하지 않는다. 다축응력상태의 비례하지 않는 반복하중의 경우 S-N 곡선의 결과와 일치할 수 있는 유효응력의 제안을 위해 실험적인 연구가 필요한 부분이고, 본 연구에서는 잠정적으로 (9)식의 최대주응력범위를 유효응력범위로 사용하였다.

$$\sigma(\omega) = (\sigma_1 + \sigma_2) + 2\sqrt{\{(\sigma_1 - \sigma_2)/2\}^2 + \sigma_3^2} \quad (10)$$

이 식으로 표시되는 응력범위는 주어진 하나의 파 주파수에 대한 것으로 전 파 주파수에 대하여 구하면 응력범위 전달함수가 된다.

4. 응력범위의 분포 및 피로손상의 추정

선박이 단기간 동안 불규칙파 중에서 일정한 평균속도와 평균전진각을 가지고 움직일 때 응력범위의 통계적인 분포를 구한다. 단파정파(short-crested wave)에 대한 스펙트럼 $S(\omega, \gamma)$ 를 적용하면 응력범위 스펙트럼은 아래의 식으로 표시된다.

$$S_f(\omega, \gamma) = S(\omega, \gamma) \sigma^2(\omega, \gamma) \quad (11)$$

여기에서 $\sigma(\omega, \gamma)$: 응력범위 전달함수
 γ : 평균파방향과 파성분방향 사이의 각

스펙트럼의 면적으로 표시되는 응력범위의 분산은

다음과 같다.

$$V_{\sigma}^2 = \frac{2}{\pi} \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \int_0^{\infty} S(\omega) \sigma^2(\omega, \gamma) \cos^2 \gamma d\omega d\gamma \quad (12)$$

여기에서 V_{σ}^2 : variance of stress spectrum

주어진 해상조건에 대한 단기응력범위의 분포는 응답이 Rayleigh 분포를 따른다는 가정하고 파산포도(Wave scatter diagram)의 매 격자에 대한 유의파와 파주기를 각각 H_{ij} , T_{ij} 라 하고, 이의 교차분포확률을 g_{ij} 라 하면, 응력 범위의 장기분포는 아래의 식으로 표시될 수 있다[10][13].

$$P(\sigma > \sigma^*) = \frac{\sum_i \sum_j n_{ij}^* \exp[-\sigma^{*2}/(2V_{\sigma}^2)] g_{ij}}{\sum_i \sum_j n_{ij}^* g_{ij}} \quad (13)$$

이 식에서 n_{ij}^* 는 유의파고 H_{ij} 와 평균파주기 T_{ij} 에 대한 단위시간당의 파사이클수로서

$$n_{ij}^* = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{m_2}{m_0}} \quad (14)$$

으로 표시되고 이 식에서 m_0 와 m_2 는 응력범위 스펙트럼의 0차와 2차 모멘트를 의미한다. (13)식의 분모는 응력범위의 평균 파사이클수로서

$$f_0 = \sum_i \sum_j n_{ij}^* g_{ij} \quad (15)$$

로 표시하면 선박의 수명동안에 받는 하중의 전체사이클수를 N_T 라 하면 응력의 크기가 특정응력 σ^* 의 크기를 넘는 사이클수 n_{σ^*} 는 아래 식으로 표시된다.

$$n_{\sigma^*} = P(\sigma > \sigma^*) N_T \quad (16)$$

용접구조부의 기본피로특성의 규명은 과거의 경험적인 자료에 기초한 방법(S-N 곡선)과 선형과괴역학을 이용하는 방법이 있는데 본 연구에서는 DEN의 S-N 곡선을 이용하였다.

$$NS^m = A \quad (17)$$

N : 일정진폭응력범위의 반복횟수

S : 응력 범위

m, A : S-N 곡선의 상수

변동진폭하에서의 피로손상은 일반적으로 Palmgren-Miner의 법칙을 따라 수행하는데, 이에 대한 피로손상률, D 는 아래와 같이 정의된다.

$$D = \sum_{i=1}^b \frac{n_i}{N_i} \quad (18)$$

여기에서 n_i : no. of stress cycles in stress block i with constant stress range S_i

N_i : no. of cycles to failure at constant stress range S i.e. from eq.(17)

$$N_i = A/S_i^m \quad (19)$$

b : no. stress range blocks

(19)식을 (18)식에 대입하면

$$D = \frac{\sum n_i S_i^m}{A} = \frac{N_T}{A} E(S^m) \quad (20)$$

이 되고 이식에서 $E(S^m)$ 은 S^m 의 평균기대치이다. (13)식으로 주어지는 응력범위에 대한 확률밀도함수를 (20)식에 대입하면 피로손상률은 다음과 같이 된다.

$$D = \frac{N_T}{A f_0} 2^{m/2} \Gamma(m/2+1) \sum_i \sum_j n_{ij}^* g_{ij} V_{\sigma}^m \quad (21)$$

여기에서 $\Gamma(-)$: Gamma function

Wirshing[3], [14]과 Zao[15]는 응력범위의 단기 분포로서 Rayleigh 분포를 사용하는 것은 너무 안전한 결과를 준다는 결론을 얻었고, 그로부터 rain-flow 수정계수 $\lambda(m, \epsilon_{ij})$ 를 사용하기를 제안하였다. 여기서 ϵ_{ij} 는 응력범위 스펙트럼의 폭계수로서

$$\varepsilon_{ij} = \sqrt{1 - m_2^2 / (m_0 m_4)} \quad (22)$$

로 표시된다. Wirshing의 수정계수 $\lambda(m, \varepsilon_{ij})$ 를 사용하면 피로손상률은 다음식과 같이 된다.

$$D = \frac{N^T}{Af_0} 2^{m/2} \Gamma(m/2+1) \prod_i \sum_j \lambda(m, \varepsilon_{ij}) \cdot n_{ij} g_{ij} V^m \quad (23)$$

5. 계산 예

본 연구에서 채택한 계산에는 $L \times B \times D$ 가 $78m \times 20.8m \times 6.2m$ 인 중형고속 쌍동선이다. 운동해석을 통한 파랑하중의 추정치는 파 주파수 $w = 0.4 \sim 1.8 \text{ rad/sec}$ 의 범위에 대하여 40개의 간격으로 나누어 계산하였고, 그 결과는 Fig. 2에 구조해석모델의 단면에 작용하는 무차원화된 하중을 보였는데 이 그림에서 L, B, a 는 각각 배의 길이, 폭과 파고이다. 또한 해석모델부위에 작용하는 대표적인 압력분포의 형상은 Fig. 3에 보였다. Fig. 3에서 같이 보인 압력분포의 진폭과 위상차에 대한 식은 실제해석결과를 회귀분석하여 얻은 것으로 이를 구조해석에 적용하여 응력영향계수를 구하면 해석과정이 매우 단순해지게 된다. 이 방법은 본 연구에서 처음 제안한 것으로 앞으로 운동응답 및 파랑하중의 추정결과를 구조해석에 적용하는 간편한 방법으로 활용이 기대된다.

응력영향계수를 구하기 위하여 Fig. 4와 Fig. 5에서 보인 것과 같은 유한요소분할을 사용하였다. 본 연구에서의 피로강도 검토위치는 Fig. 5에서 보인 B-1, B-2의 쌍동선 연결구조의 갑판부위와 E-1, E-2의 Web Frame에서 각각 2군대를 택하였다.

이러한 구조해석모델에 대한 하중은 (7)식으로 표시된 각 항의 하중에 대한 단위크기로 모두 $(n+5)$ 개의 하중 경우에 대한 구조해석을 수행하였다. 구조해석 프로그램으로는 MS/NASTRAN을 사용하였다. (7)식으로 표시되는 하중계산결과와 구조해석으로 얻어진 응력영향계수를 (8)식에 대입하여 응력의 크기를 구하고, 그 결과를 (10)식에 대입하여 얻은 주응력범위의 전달함수를 Fig. 6에 보였다.

또한 응력범위의 장기분포해석은 BMT의 파산포도[16]를 사용하고 선박의 전 수명을 20년으로 하였을 때 B-1이 받는 전 응력사이클수는 1.02×10^8 으로 계산되었고 이에 대한 응력범위는 장기분포를 Fig. 7

에 보였다.

이 Fig.에서는 Weibull shape factor $h = 1.0$ 인 Weibull 분포곡선도 같이 보여주고 있는데 이 비교의 결과 응력범위에 대한 Weibull 분포의 가정이 응력의 크기가 큰 범위에서는 횡수가 과소평가된다는 것을 보여준다.

(21)식을 사용하여 구조부위 B-1, B-2, E-1, E-2에 대해 피로수명과 피로손상률을 식 (23)으로 부터 계산한 결과를 Table 1에 보였다. 이 결과는 전체적으로 피로손상률이 1.0을 크게 초과하여 안전하다는 것을 나타낸다.

Table 1 Fatigue damage ratio

	Damage Ratio	Fatigue life(year)
B-1	0.25066	80
B-2	0.03327	601
E-1	0.29441	68
E-2	0.28636	70

6. 결 론

본 연구에서는 기존의 피로강도해석방법의 단점을 보완하여 보다 정확하고 효율적인 스펙트럼 피로강도해석법을 제안하였다. 파랑하중해석을 위하여 Strip Method를 적용하였고 개발된 해석프로그램은 선체 각 단면에 걸리는 단면하중 및 압력분포를 구할 수 있도록 하였다. 본 연구에서 적용한 압력분포의 이상화 방법과 응력영향계수의 도입은 이 분야에서 처음 시도한 것으로 피로해석과정을 크게 단순화 될 수 있다는 것을 확인하였다. 또한 이 개념은 피로해석 뿐만 아니라 실제역상태에 대하여 선박이 받는 하중으로부터 구조해석을 통한 합리적인 구조설계에 적용될 수 있다고 본다.

후 기

본 논문은 한국과학재단 육성지정과제(과제번호 : 91-07-02-2)로 수행된 연구의 일부임을 밝힙니다. 이 기회에 한국과학재단의 지원에 대하여 사의를 표하고, 또한 구조해석을 수행해준 현대중공업(주)의 박진수, 김병주 연구원에게 감사드립니다.

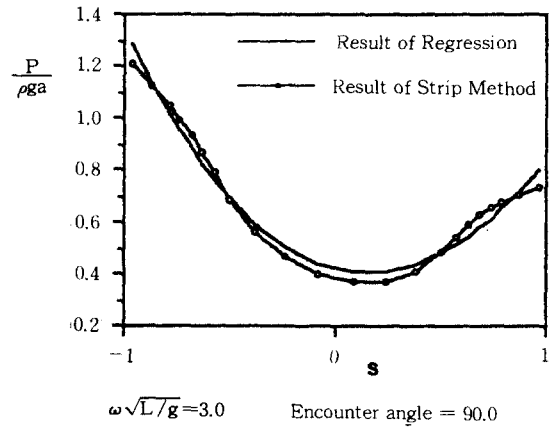
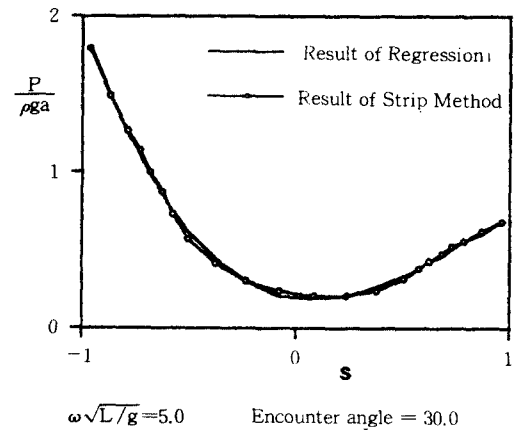
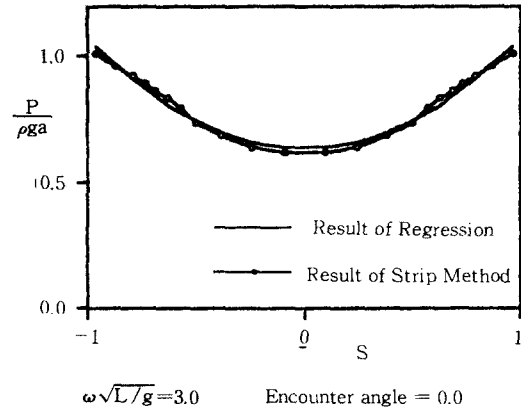
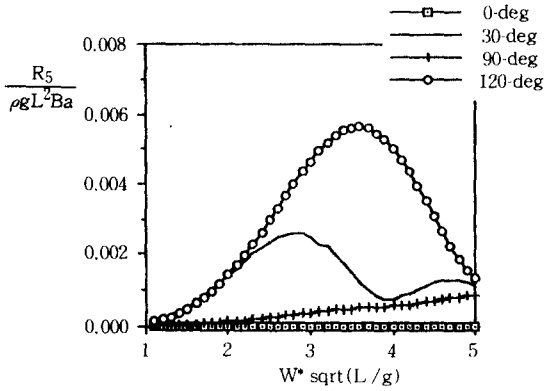
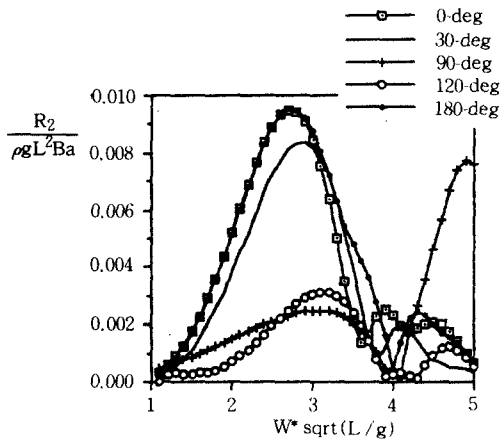
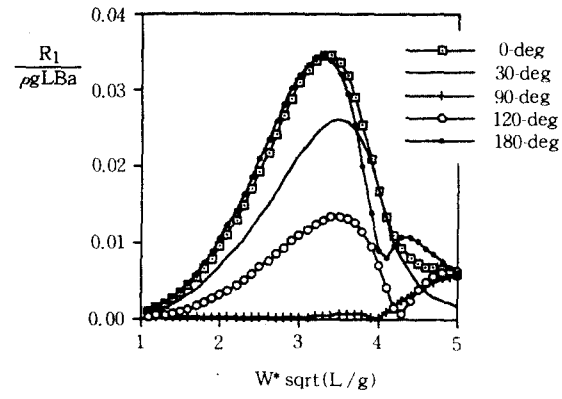


Fig. 2 Hydrodynamic forces at the left-end section of analysis model($F_n = 0.0$)

Fig. 3 Amplitude of pressure at the model section

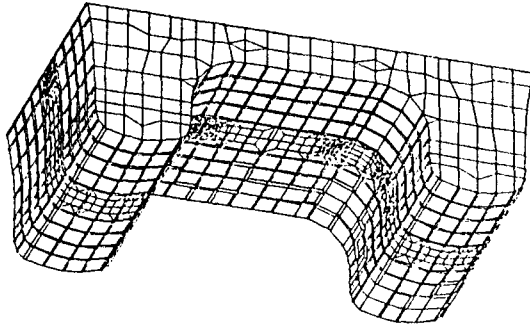


Fig. 4 Finite mesh model

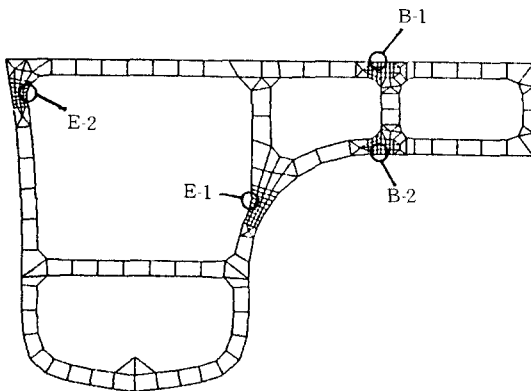


Fig. 5 Finite mesh model-web frame

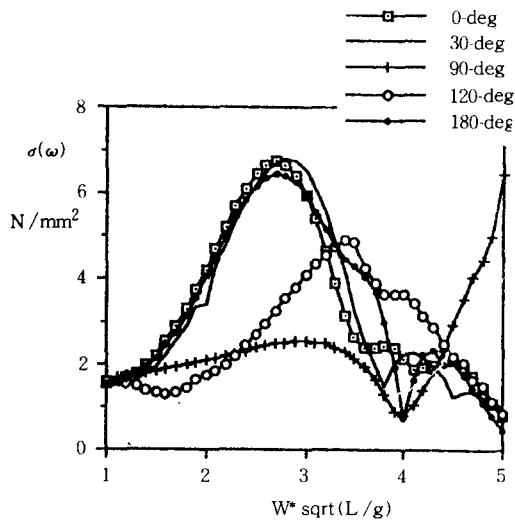


Fig. 6 Stress transfer function for point B-1

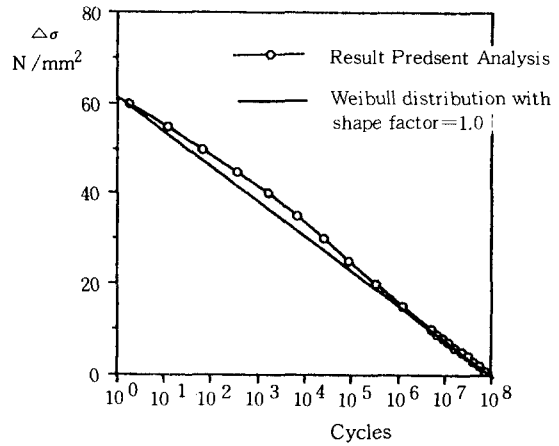


Fig. 7 Stress range exceedance diagram at stress point B-1

참 고 문 헌

- [1] Munse, W.H., "Fatigue Criteria for Ship Structural Details", Proc. Extreme Loads Response Symp., *SNAME*, Oct. 1981, pp. 231-247
- [2] Dn. V., "Fatigue Strength Analysis for Mobile Offshore Units", *Classification Notes* No. 30.2, August, 1984.
- [3] Wirshing, p.H., "Fatigue Reliability for Offshore Structures", *J. Structural Engineering ASCE*, Vol. 110, No. 10, 1984.
- [4] 김외현, "선체구조 피로수명예측을 위한 약산법", *기술현대* Vol. 8 No. 4 Dec. 1988.
- [5] 김창욱, 이광수, "95K Crude Oil Tanker의 피로강도해석", *삼성중공업조선기보*, Vol. 4 No. 1, 1992.
- [6] Kim, J.H., Chon, Y.K., Chung, K.T., Ha, T. B. and Kim, Y.B., "The Evaluation of Stress and Hull Girder Fatigue Strength under Dynamic Wave Loading", *K.R. Technical Report*, Vol. 16, Report No. 10074, 1990.
- [7] Liu, D., Spencer, J., Itoh, T., Kawachi, S. and Snigematsu, K., "Dynamic Load Approach in Tanker Design", presented at the annual meeting *SNAME, Paper No.*, 5, Oct. 1992.
- [8] Kirkemo, F., "Applications of Probabilistic

- Fracture Mechanics to Offshore Structures”, *Applied Mechanics Reviews*, Vol. 41, No. 2, Feb., 1988.
- [9] Thayamballi, A.K., “Fatigue Analysis of Tankers”, Fas East Technical Seminar, ABS, Nov. -Dec. 1989.
- [10] Chen, C.Y. and Mavrakis, S.A., “Closed-form Spectral fatigue Analysis for Compliant Offshore Structures”, *J. of Ship Research*, Vol. 32 No. 4, 1988.
- [11] Almar-Nass, A., “Fatigue Handbook-Offshore Steel Structures”, Tapir 1985
- [12] Siljander, A., Kurath, P. and Lawrence, Jr. F.V., “Multiaxial Nonproportional Fatigue of Weldments”, *Proc. of 9th Int. Conf. on OMAE*, Vol. III part A, 1990
- [13] Ochi, M.K., “Wave Statistics for the Design of Ships and Ocean Structures”, *Trans. SNAME*, Vol.86, pp47~76, 1978
- [14] Wirshing, P.H. and Chen, Y.N., “Fatigue Design for Marine Structures”, *J. Marine Structures*, Vol. 1, no. 1, pp.23-45 1988
- [15] Zhao, W., “Reliability Analysis of Fatigue and Fracture under Random Loading”, ph.D. Thesis, Imperial College, Univ. of London, 1989
- [16] BMT, “Global Wave Statistics”, Urwin Brothers Ltd., England, 1985