수정 S-N곡선법을 이용한 용접연결부의 피로수명 추정

양박달치* · 김미경**

*울산대학교 조선해양공학부

**현대중공업(주) 선박해양연구소

Modified S-N Curve Method to Estimate Fatigue life of Welded Joints

Park-Dal-Chi Yang* and Mi-Kyeong Kim**

*University of Ulsan School of Naval Architecture and Ocean Engineering, Ulsan, Korea

**Hyundai maritime Research Institute - Hyundai Heavy Industry Co. Ltd., Ulsan, Korea

KEY WORDS: Weld joints 용접연결부, Finite fatigue life 유한피로수명, Multiaxial fatigue 다축피로, Critical plane 임계평면, Critical distance method 임계거리법

ABSTRACT: In this paper, the effects of irregular bead shapes on fatigue life were investigated. A modified S-N curve method was used to estimate the fatigue life, which considered the inherent multiaxiality caused by the geometrical feature produced by the welding process. The point method of the critical distance method was used to determine the fatigue effective stress. Three types of fillet joint models were tested in the fatigue experiments. For each model, real bead shapes were collected using a 3D laser scanner, and finite element analyses were performed. The results of the analyses with actual bead shapes were compared with those using an idealized bead shape model. The results of the present analytical methods showed good agreement with the experimental results.

1. 서 론

선박 및 해양구조물의 높은 안전성을 가지는 설계에 대한 요구에 따라 최근 들어 용접구조의 피로강도해석에 새로운 방법들이 제시되고 있다. 그 중에서 가장 간단한 방법은 공칭응력의 사용에 기반을 두는 것으로 해석 대상구조의 세부 형상에 대응하는 표준 S-N곡선으로부터 피로수명을 산정하는 것이다(Maddox, 1991). 그러나 대부분의 선박 및 해양구조물의 대부분의 용접구조에 대해서는 공칭응력을 직접 산정할 수 없고 실제 용접부의 국부 형상에 대응하는 표준 S-N곡선을 적용하기 어렵다. 이러한 문제점으로 최근 조선 및 해양 분야에서는 핫스팟응력법 또는 국부응력법이 여러 관련 규정들에서 제안되고 있는 추세이다(Niemi et al., 2006; Kim et al., 2008). 그러나 아직까지 이 방법들은 용접 연결부의 국부 형상을 이상화하여 다루는 한계를 지니고 있어 그 방법들에 의한 추정 결과의 분산이 매우 큰 실정이다(Yang and Park, 2009).

용접구조물의 선박 및 해양구조물의 용접 연결부는 외력의 중첩이나 연결부 형상의 기하학적 복잡성으로 인해 다축응력을 경험하게 된다. 다축피로하중을 받는 부재들의 피로거동과 이를 고려한 설계방법에 대한 많은 연구가 진행되었으나, 이에 대한 피로강도 추정은 매우 복잡한 양상을 띠므로 기존 연구의 대부분은 단축하중 상태에서의 응력을 등가응력의 개념으로 도입하여

사용하는 방향으로 이루어졌다(Susmel and Lazzarin, 2002).

근래에 개발된 많은 상용 유한요소 프로그램들을 사용하여 선박 및 해양구조물에 대한 응력-변형률 해석이 설계단계에서부터 가능하기 때문에, 이를 활용한 피로강도 평가 방법들도 보편화되어 있다. 다축응력 상태에 대한 피로 강도해석법인 수정 S-N 곡선법 역시 선형응력해석 결과를 이용하는 후처리 기법의 하나로 균열 발생의 초기 거동이 최대 전단응력이 작용하는 임계 평면에서 발생한다는 가정에 근거하고 있다 (Brown and Miller, 1973). 또한 수정 S-N곡선법은 공칭응력법, 핫스팟 응력법, 임계 거리법 등과 결합되어 적용될 수 있는 잇점을 지니고 있으며, 이 방법들을 사용한 용접 연결부의 피로 강도 추정에 대한 기존의 연구에서는 이상화 된 비드부를 사용하였다. 하지만 피로 균열이 발생하는 실제 용접연결부에서 비드의 크기나 형상, 곡률반경 등은 용접 토우선을 따라 불규칙하게 변하므로 앞서 언급된 방법들의 응용은 한계가 있다. 따라서 실제 용접 비드부를 고려한 피로해석을 위하여 복잡한 비드부 형상을 고려하는 모델링 및 응력해석의 방법이 필요하고, 이를 적용한 용접 연결부 피로평가 방법이 요구되고 있다.

본 연구에서는 용접연결부의 실제 국부 형상에 의한 응력의 다축성을 고려한 피로강도를 해석하기 위해 수정 S-N 곡선법을 도입하고 이를 3가지 용접 연결부에 적용하였다. 이전 연구 (Yang and Song, 2011)에서의 용접 연결 모델과 추가로 십자형

Fig. 1 The modified S-N curve method ; (a) damage model, (b) calculation of stress ratio by using point method

용접연결 모델의 시편을 제작하여 피로시험을 수행하였으며, 각각의 시편에 대하여 실제 용접비드형상을 고려하는 3차원 용접비드모델링과 이를 고려한 국부응력해석을 수행하였다. 유한요소해석 결과에 점응력법을 이용한 수정 S-N곡선법을 적용하여 피로수명을 계산하였다. 이를 피로시험 결과와 비교하여 실제 비드형상을 고려한 효과가 피로강도평가에 미치는 영향이 있음을 확인할 수 있었다.

2. 수정 S-N 곡선법

수정 S-N곡선법은 Fig. 1 (a)에서 보인 것과 같이 최대전단응력이 작용하는 평면(임계평면)에서 피로손상이 최대가 된다는 가정을 도입하고, 다축응력을 받는 부재의 피로수명을 정확하게 추정하기 위하여 임계평면상의 범선응력의 영향을 고려하는 피로손상기준을 적용한다 (Susmel and Lazzarin, 2002). 수정 S-N곡선법을 점응력법에 적용하는 과정은 Fig 1 (b)에서 보인 것과 같이 최대응력점인 노치부에서 주응력에 수직인 방향으로 임계거리 L_M 떨어진 점에서 최대전단응력을 유한요소 해석 결과의 응력 성분들로부터 구하고, 그 면에서의 최대전단응력과 범선응력을 피로손상에 고려한다. 특히, 용접 구조의 피로강도 추정에서는 임계평면에서의 최대전단응력과 범선응력의 비 ρ_w 를 식 (1)과 같이 정의함으로써 두 응력의 복합효과를 고려하여 적용할 수 있다.

$$\rho_w = \frac{\Delta\sigma_n}{\Delta\tau} \quad (1)$$

여기에서 $\Delta\tau$ 와 $\Delta\sigma_n$ 은 각각 임계평면에서의 최대전단응력 범위와 범선응력범위이다. Fig. 2에서는 피로수명 N_f 와 전단응력 범위 $\Delta\tau$ 를 두 축으로 하는 S-N 곡선을 나타내었는데, 응력비 ρ_w 에 따라 각각 다른 피로곡선이 나타난다는 것을 보이고 있다 (Susmel and Tovo, 2004). 이러한 S-N 곡선들은 ρ_w 의 값에 따라 각각 다른 역기울기 k 와 피로한도를 가진다. 편의상 특정 사이클 수 N_A 에서 대한 S-N곡선상의 전단응력범위 $\Delta\tau_A$ 를 참조전단응력 범위로 하고, $\Delta\tau_A$ 와 ρ_w , k 와 ρ_w 의 관계를 식 (2), (3)과 같이 ρ_w 를 변수로 하는 간단한 선형 함수의 형태로 가정한다.

$$k = \alpha \cdot \rho_w + \beta \quad (2)$$

$$\Delta\tau_A = a \cdot \rho_w + b \quad (3)$$

여기서, k 와 $\Delta\tau_A$ 는 각각 S-N곡선의 역기울기와 참조전단응력범위를 나타내며, 이에 대한 참조 사이클 수, N_A 를 본 연구에서는 2×10^6 cycles로 가정하였다. 식(2)와 (3)의 a 와 b , α 와 β 는 모두 재료상수로 적절한 실험을 통해 구해야하는 값이다. 용접 부재에 수정 S-N곡선법을 적용하기 위하여 EUROCODE3(CEN, 2005)에서는 피로곡선으로 일축하중($\rho_w = 1$)의 경우 FAT125, 비틀하중($\rho_w = 0$)의 경우 FAT80의 사용을 권고하고 있으며 (Susmel, 2008), 이를 이용하여 재료상수 a , b 와 α , β 를 구하면 식 (2)와 (3)은 식 (4) 및 (5)와 같이 나타내어진다.

$$k(\rho_w) = -2 \cdot \rho_w + 5 \quad (4)$$

$$\Delta\tau_A(\rho_w) = -32 \cdot \rho_w + 96 \text{ (MPa)} \quad (5)$$

한편, k 와 $\Delta\tau_A$ 에 의해 S-N곡선 형태가 정해지면 부재의 피로수명은 식 (6)을 이용하여 구할 수 있다.

$$N_{f,cal} = N_A \left[\frac{\Delta\tau_A}{\Delta\tau} \right]^k \quad (6)$$

다축응력상태에 놓이는 용접연결부의 피로수명추정이 임계거리법을 적용하는 것은 점응력법이 적당하다(Yang and Song, 2011). 수정 S-N곡선에 적용시켜 사용하기 위한 점응력법은 최대응력지점 즉, 핫스팟 위치로부터 주응력과 수직인 방향으로 일정거리만큼 떨어진 점의 응력을 피로강도를 평가하는 기준응력으로 사용하는 방법이다. 하지만 용접 강구조물의 경우, Susmel

Fig. 2 Modified S-N curve diagram

Fig. 3 Fillet-weld joint models ; (a) CF model, (b) GF model, (c) LF model

Fig. 4 Geometry of the specimens; (a) cruciform model (CF), (b) longitudinal attachment at the edges of the plate (GF), and (c) longitudinal attachment at the center of the plate (LF)

(2008)은 식으로 결정되는 임계거리 대신에 기하학적 형상과는 관계없이 일정한 값인 새로운 임계거리 $L_M = 0.5 \text{ mm}$ 를 사용하도록 제안한 바 있다.

3. 용접연결부 모델과 피로시험

Fig. 3의 사진과 Fig. 4에서의 도면에서 보인 것과 같이 본 연

구에서 고려한 피로시험모델의 종류는 3가지로 횡 보강판이 모재의 양면에 부착된 십자형 연결모델(CF 모델)과 종 보강판이 양 끝단에 부착된 GF모델, 중앙에 부착된 LF 모델을 사용하였다. 시편의 수는 2개 계열의 십자형 용접시험모델을 각각 17개, GF 모델은 15개, 그리고 LF 모델은 17개를 제작하여 실험을 수행하였다.

각 용접연결부 시편은 모두 두께가 10mm인 구조용 강판을 사용하여 제작하였다. 용접작업 환경에 따라서 용접 비드부의 형상이 국부적으로 다르게 생성되었으므로, 비드의 형상에 의한 다축응력의 차이가 피로수명에 미치는 영향을 고찰하고자 하였다. 시편의 용접은 FCAW(Flux core arc welding)로 수행하였으며 비드는 1회 용접으로 생성하였다. 시편 재료에 대한 인장시험을 별도로 수행한 결과, 항복응력은 275MPa이고 인장강도는 388 MPa이었다.

하중속도 10~15Hz, 하중비 $R=P_{min}/P_{max}=0$ 으로 피로시험을 수행하였다. 여기서 P_{min} 과 P_{max} 각각 변동하중의 최소값과 최대값이다. 각 시험모델에 대한 피로시험은 대부분 시편이 완전히 파단 될 때까지 수행하였고, 피로수명은 균열이 판 두께를 관통하여 판의 반대 면에서 균열길이가 5mm까지 성장된 시점으로 하였다.

4. 응력 해석

비드형상의 차이에 따른 응력비 ρ_w 의 비교를 위해 먼저 이상화된 비드형상을 가진 모델에 대하여 유한요소 해석을 수행하였다. 유한요소 모델링은 Patran 2008r1을 사용하고 유한요소 해석은 MD NASTRAN R3를 Patran 2008r1 이용하여 수행하였다. Fig. 5에서 보인 것과 같이 CF모델의 2차원 모델에 대해서는 4절점 사각형 요소를 사용하였고, Fig. 6 (a)와 6 (c)에서의 GF, LF 모델에 대해서는 10절점 사변형 입체요소를 사용하였다. 이상화된 모델의 유한요소 해석결과로 얻은 ρ_w 를 Table 1에 나타내었다.

용접부의 실제 형상을 고려하는 응력해석 모델링을 위하여 3-D 스캐너를 이용하여 용접비드부의 실제 형상을 얻은 후, 용접 비드부의 곡면 데이터를 생성하는 일련의 과정을 이용하였다 (Yang and Park, 2009). 용접연결부 시편의 비드부에서 얻은 곡면 데이터로부터 솔리드 모델을 생성하고 3차원 유한요소를 사용한 해석모델을 생성하였다. 모델의 유한요소 분할정도는 토우부에서 임계거리만큼 떨어진 곳에서의 응력 토우부 근처에 위치한 요소의 크기는 임계거리 0.5mm 보다작은 0.2mm로 생성하였고, 해석시간의 단축을 위해 비드부에서 멀어질수록 큰 크기의 요소를 사용하였다. Fig. 5 (c)와 Fig. 6 (b), (d)에 생성된 솔리드에 대한 유한요소의 해석 모델링 형상들을 보였다.

5. 피로수명의 추정

실제 비드의 형상을 고려한 유한요소해석 결과를 토대로 식 (1)에 의해 계산한 각 모델들의 응력 비를 Table 2와 Table 3에 나타내었다.

CF 모델의 경우 최대 1.854에서 최소 1.216 사이의 응력비 값을 보였으며, GF 모델의 경우는 최대 1.512에서 최소 0.996사이의 값을 보이고 마지막으로 LF 모델의 경우 1.904에서 1.213 사이의 값을 가지는 것으로 나타났다.

Fig. 5 (a) Idealized 2D finite element model of CF, and (b) the 3D finite element analysis model with actual bead shape

Fig. 6 Finite element analysis models of GF model (a), (b) and LF model (c), (d). Idealized fine element models are shown in figures (a) and (c), whereas the finite element models with actual bead shape are (b) and (d)

Table 1 Stress ratios of the idealized bead models

Model	CF Model	GF Model	LF Model
ρ_w	1.852	1.476	1.843

Table. 2 Stress ratios of CF models

Model No.	ρ_w	Model No.	ρ_w
CF102	1.437	CF201	1.854
CF102	1.493	CF202	1.542
CF103	1.532	CF203	1.427
CF104	1.340	CF204	1.446
CF105	1.529	CF205	1.604
CF106	1.469	CF206	1.429
CF107	1.526	CF207	1.661
CF108	1.671	CF208	1.228
CF109	1.582	CF209	1.542
CF110	1.439	CF210	1.519
CF111	1.403	CF211	1.216
CF112	1.740	CF212	1.435
CF113	1.685		

Table. 3 Stress ratios of GF, LF models

Model No.	ρ_w	Model No.	ρ_w
GF01	1.259	LF01	1.432
GF02	1.178	LF02	1.329
GF03	1.184	LF03	1.904
GF04	1.342	LF04	1.576
GF05	1.317	LF05	1.569
GF06	0.996	LF06	1.742
GF07	1.512	LF07	1.538
GF08	1.240	LF08	1.568
GF09	1.282	LF09	1.771
GF10	1.243	LF10	1.705
GF11	1.411	LF11	1.213
GF12	1.207	LF12	1.424
GF13	1.233	LF13	1.324
GF14	1.283	LF14	1.487
GF15	1.069	LF15	1.438
LF16	1.525	LF17	1.265

Table 2와 Table 3에 나타난 응력비 값을 Fig. 7에 그래프로 나타내었다. Fig. 7를 살펴보면 실제 비드 형상을 고려한 시험 시편들의 응력비는 이상화된 비드가 가진 응력비와 실제 비드형상을 고려한 모델의 응력비와는 다른 값들을 가지는 것으로 나타나는데, 이는 당연한 결과로 시편의 부재가 2차원적인 배치로 인한 다축응력 뿐만 아니라 비드부의형상에서 기인한 다축응력의 영향을 받고 있는 것으로 해석될 수 있다. 응력비의 구체적인 값은 모든 시편에 대해서 이상화된 비드의 응력비 값보다 실제 비드의 경우가 낮은 값을 보이는 것으로 나타났다.

각 시편에 대한 피로수명의 추정은 먼저 피로시험 모델들의 유한요소해석 결과를 이용하여 비드 토크부 방향을 따라가면서 노치 각 이등분선에서 임계거리 떨어진 위치에서 응력으로부터 임계평면을 구한 후, 그에 대한 최대 전단응력의 크기와 응력비를 계산하였다. 최대전단응력을 가지는 위치에 서의 응력비로부터 식(4)와 (5)를 이용하여 S-N곡선의 k 와 $\Delta\tau_A$ 를 구하고 식(6)을 사용하여 피로수명을 계산하였다. 각 시험 시편에 대해 계산된 최대전단응력 범위 $\Delta\tau$ 와 피로수명 $N_{f,cal}$ 를 Fig. 8에 나타내었다. 이 그림에서는 각 시험편의 공칭응력범위 $\Delta\sigma_n$ 과 피로수명의 실험 결과 $N_{f,exp}$ 도 같이 나타내었다. 공칭응력범위와 피로수명의 실험 값, 그리고 최대전단응력 범위와 피로수명 추정 값의 평균 S-N 곡선은 각각 식 (7), (8)로 구해졌다.

$$\log(\Delta\sigma_n) = 3.88 - 0.336 \log(N_{f,exp}) \quad (7)$$

$$\log(\Delta\tau) = 3.81 - 0.333 \log(N_{f,cal}) \quad (8)$$

피로수명 실험 값들의 S-N곡선 식 (7)에 대한 응력범위의 표준편차(SD)는 0.1104이고, 식 (8)에 의한 응력범위의 표준편차는 0.0371로 공칭응력에 대한 것보다 66.4%의 낮은 값을 얻었는데, 이는 본 연구의 수정 S-N곡선법의 최대전단응력에 의한 피로수명 추정이 상대적으로 분산이 작다는 것을 보여준다.

위의 표준편차들을 사용하여 일정한 피로수명 N 에 대한 응력 범위의 산포폭 $T_{\sigma,\gamma\%}$ 을 식 (9)와 같이 정의한다.

Fig. 7 Analytical results of the stress ratios for (a) CF model and (b) GF, LF models

$$Prob\left(|\log\Delta\sigma - \log\Delta\bar{\sigma}| < \log\frac{T_{\sigma,\gamma\%}}{2}\right) = \frac{\gamma}{100} \quad (9)$$

식 (9)로 정의되는 $T_{\sigma,\gamma\%}$ 는 일정한 피로수명 N 에 해당하는 응력범위 $\Delta\sigma(N)$ 를 확률변수로 보고 S-N곡선의 응력범위 $\Delta\bar{\sigma}(N)$ 을 기준으로 하는 확률 $\gamma\%$ 에 대한 신뢰구간의 간격으로 볼 수 있다. 응력범위의 분포를 대수 정규분포로 가정하고 $\gamma=95\%$ 에 대한 산포폭 $T_{\sigma,\gamma\%}$ 을 구하면 식(11)과 같다.

$$\begin{aligned} \log(T_{\sigma,95\%}) &= 2[\log(\Delta\sigma_{\max}) - \log(\Delta\bar{\sigma})] \\ &= 2[\log(\Delta\bar{\sigma}) + 1.96\overline{SD} - \log(\Delta\bar{\sigma})] \end{aligned} \quad (10)$$

$$T_{\sigma,95\%} = 10^{3.92\overline{SD}} \quad (11)$$

식(10)에서 1.96은 표준정규분포의 확률 95%에 해당하는 표준 확률변수 값이다. 실험응력 값의 표준편차 0.1104와 계산응력 값의 표준편차 0.0371을 식(11)에 대입하면 확률 95%에 대한 각

Fig. 8 Results of experimental and the predicted fatigue life CF, GF, LF models (S.D. : Standard deviation of logarithm of the stress)

Fig. 9 Comparison of the predicted fatigue life with the experiments of the CF, GF and LF models

Table 4 Comparison of the predicted fatigue life

Model	No. of specimen	$N_{f,cal}/N_{f,exp}$	C.O.V.
CF	25	1.47	0.372
GF	15	1.55	0.560
LF	17	1.30	0.470
Total	57	1.45	0.446

각의 산포폭 $T_{\Delta\sigma,95\%} = 2.71$ 과 $T_{\Delta\tau,95\%} = 1.40$ 을 얻는다.

Fig. 8에 나타난 확률수준 95%의 산포폭을 살펴보면 수정-S-N 곡선법을 적용한 S-N곡선의 산포도가 $T_{\sigma,95\%} = 1.40$ 로 공칭응력 S-N곡선의 산포도 $T_{\sigma,95\%} = 2.70$ 에 비해 48.1% 정도 감소한 것으로 나타났다. 이처럼 수정 S-N곡선법을 적용했을 때 피로손상곡선의 산포폭이 감소한 것은 시험 시편의 실제 비드 형상을 고려한 효과라고 볼 수 있다. 이는 피로수명의 추정에 있어서 통상 사용하고 있는 법선응력 범위를 기준으로 하는 S-N곡선을 사용하는 것에 비해서 수정 S-N곡선법의 최대 전단응력범위를 적용하면 오차가 줄어들 수 있음을 보여주는 것이다.

한편, 계산을 통해 얻은 피로수명의 정확도를 파악하기 위하여 실험결과와 피로수명과 수정 S-N곡선법에 의해 계산된 피로수명을 Fig. 9에 보였다. 계산된 피로수명의 결과가 대부분이 그림에서 실선으로 표시된 대각선의 상부에 위치하는 것을 보이고 있는데 이는 계산된 피로수명이 실험결과에 비해 큰 값을 보여주는 것이다. 각 실험 모델에 대한 피로수명의 비 $N_{f,cal}/N_{f,exp}$ 의 평균과 C.O.V.(Coefficient of variance)의 결과를 나타낸 Table 4의 결과에서도 유사한 경향을 보여주고 있다. GF모델의 평균이 1.55로 가장 큰 값을 보이고, 또한 C.O.V.도 0.560의 큰 값을 보였다.

반면에 가장 작은 평균 피로수명은 LF모델이 1.30이고, C.O.V.는 CF모델이 0.372로 가장 낮았다. 전체 피로수명 비의 평균은 1.45로 추정결과와 피로수명이 실험 결과보다 45% 큰 값을 보였다. Fig. 9에서 $P_{2.5\%}$ 와 $P_{97.5\%}$ 의 확률분포 경계선은 (8)식의 추정 S-N곡선의 응력범위의 표준편차 0.0371에 대한 피로 수명의 95% 확률분포구간을 기준으로 나타낸 것이다. 고 사이클 영역에서 각 모델의 일부를 제외하고는 대부분 95%의 확률구간 내에 포함되는 것을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 수정 S-N 곡선법을 이용하여 3가지 용접 연결부에 대한 피로수명추정을 수행하였다. 실제 비드 형상의 차이가 피로 수명에 미치는 영향을 고찰하기 위하여 3차원 스캐너를 이용하여 비드의 형상데이터를 추출하고 유한요소 해석 모델을 생성하였다. 유한요소 해석 결과의 피로 균열 발생 부위에 대한 응력장으로부터 수정 S-N곡선법을 적용하기 위한 피로해석 후처리 프로그램을 개발하였다. 3가지 종류의 펄스 용접피로시험 시편 57개에 대해 유한요소해석 결과를 이용한 수정 S-N곡선법의 최대전단응력을 기준으로 한 피로수명은 공칭응력으로 나타낸

S-N곡선의 피로수명에 비해 산포폭이 48.1% 감소하는 것으로 나타났다. 또한, 수정 S-N곡선법을 이용하여 추정된 피로수명도 대다수의 경우가 실험을 통한 피로수명과 95%신뢰구간 내에 위치하고 있는 결과를 얻어 본 연구의 방법이 용접구조물의 피로수명 예측에 적용할 수 있음을 확인하였다. 그러나 수정 S-N곡선법의 피로수명이 실험수명의 평균값 보다 전체적으로 45% 정도의 큰 값을 보여 향후 좀 더 다양한 시험모델에 위의 방법을 적용해 봄으로써, 용접 비드나 시편 자체의 기하학적 형상에 의하여 발생하는 다축응력의 영향을 반영하는 수정 S-N곡선법의 유효성을 밝히는 연구가 필요하다. 또한 수정 S-N곡선에 사용한 파라미터들의 적합성 검토를 통해 피로 수명 예측의 정확도를 높이는 추가 연구를 필요하다고 판단된다.

후 기

이 논문은 2012년 울산대학교 연구비에 의하여 연구되었음.

참 고 문 헌

- Brown, M.W. and Miller, K.J. (1973). "A Theory for Fatigue under Multiaxial Stress-strain Conditions", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol 187, pp 745-755.
- European Committee for Standardization (CEN) (2005). "Eurocode 3 : Design of Steel Structures, Part1-9: Fatigue (EN1993-1-9)", Brussels, CEN.
- Kim, M.H., Kang, S.W., Kim, J.H., Kim, S.M., Kim, K.S., Kang, J.K. and Heo, J.H. (2008). "The Application of Structural Stress Method for the Fatigue Strength Assessment of Longi-web Connections", Journal of the Society of Naval Architects of Korea, Vol 45, No 1, pp 81-86.
- Maddox, S.J. (1991). "Fatigue Strength of Welded Structures", Second edition, Abington Publishing. Woodhead Publ.
- Niemi, E., Fricke, W. and Maddox, S.J. (2006). "Fatigue Analysis of Welded Components", IIW-1430-00 Woodhead Publ. International Institute of Welding.
- Susmel, L. and Lazzarin, P. (2002). "A Bi-parametric Wöhler Curve for High Cycle Multiaxial Fatigue Assessment", Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, Vol 25, pp 63-78.
- Susmel, L. and Tovo, R. (2004). "On the Use of Nominal Stresses to Predict the Fatigue Strength of Welded Joints under Biaxial Cyclic Loadings", Fatigue and Fracture of Engineering, Vol 27, pp 1005-1024.
- Susmel, L. (2008). "Modified Wöhler Curve Method, Theory of Critical Distances and EUROCODE 3: A Novel Engineering Procedure to Predict the Lifetime of Steel Welded Joints Subjected to Both Uniaxial and Multiaxial Fatigue Loadings", International Journal of Fatigue, Vol 30, pp 888-907.
- Yang, P.D.C. and Park, C.M. (2009). "Notch Fatigue Analysis Based on the Actual Bead Shape of Welded Joint", Journal of the Society of Naval Architects of Korea, Vol 46, No 4, pp 417-423.
- Yang, P.D.C. and Song, J.K. (2011). "Estimation Fatigue Life of Weldments by Notch Stress Approaches", Journal of Ocean Engineering and Technology, Vol 25, No 5, pp 47-51.

2011년 12월 1일 원고 접수

2012년 3월 18일 심사 완료

2012년 4월 19일 게재 확정