

필릿용접부의 응력확대계수와 피로노치계수 추정에 관한 연구

A Study of Determining Stress Intensity Factor and Fatigue Notch Factor for Fillet Welded Joints

강성원, 김명현, 김형래, 편장훈
 부산대학교 조선해양공학과

1. 서 론

선박은 항해중에 반복적인 파랑과 풍랑에 의해 구조적으로 피로하중을 받고, 정밀한 피로강도기법이 요구된다.

용접부의 피로강도는 부재의 형상에 기인하는 응력집중계수에 의해서 지배를 받는다. 최근의 선박의 대형화, 복잡화 추세에 따라 이에 적합한 피로강도평가기법이 요구된다¹⁾.

노치응력법은 복잡한 구조물의 노치효과를 정확하게 표현할 수 있으며, 피로노치계수로 부터 쉽게 피로강도를 계산할 수 있는 것으로 알려져 있다. 또한, 토우부 뿐만 아니라 루트부의 피로강도 평가를 용이하게 할 수 있다. 유효노치응력법을 이용하면 IIW (International Institute of welding) 에서 제시하는 단일 S-N선도(FAT225)에 의해 쉽게 피로수명을 예측할 수 있다⁴⁾. 본 연구에서는 IIW에서 추천하고 있는 가상반경 1mm를 적용하여 피로수명을 예측 하였다. 한편, 균열재 및 초기 균열을 가지는 금속구조물의 파괴특성은 응력확대계수(stress intensity factor)에 의하여 규정된다. 이러한 응력확대계수의 값은 작용응력의 크기와 방향, 구조물의 크기와 형상, 균열의 길이 등에 의해서 달라진다. 평면응력상태에서 판 및 금속구조물에 작용하는 응력에 따라 응력확대계수는 대개 인장모드인 모드 I 과 면내전단모드인 모드 II의 혼합형태인 혼합모드(mixed mode)로 나타난다.

본 연구에서는 인장응력이 작용할때 혼합모드의 거동을 보이는 불용입부를 가지는 필릿용접부에 대해서 루트부와 토우부에서의 모드 I 파괴형태의 영향을 알아보려고 하였다. 응력확대계수를 계산하기 위한 방법으로는 응력법을 사용하여 균열선단부 요소의 크기와 개수에 따라 계산된 응력확대계수의 값의 차이를 비교 검토하고, 높은 정도를 가지는 응력확대계수를 결정하는 방안을 제시하고자 하였다.

2. 장 이론 해석

2.1 유효노치응력

용접부의 피로강도를 평가하기 위한 한 방법으로는 용접부에 가상의 노치반경 1mm를 삽입하는 유효노치응력법이 있다. 유효노치응력은 Neuber가 제시한 미세조직지원설⁶⁾ (Micro-structure support hypothesis)을 바탕으로 가상의 노치반경에 의해 계산된 최대응력으로부터 얻어진다.

가상의 노치반경은 식(1)에 의해서 정의된다.

$$\rho_f = \rho + s\rho^* \quad (1)$$

식(1)에서 ρ_f 는 가상의 노치반경이고, ρ 는 실제 노치부의 노치반경이다. s 는 다축성계수로 인장이나 압축하중이 작용하면 2~3이고, 면내전단하중일 경우 0.074, 0.5의 값을 가진다. 인장이나 압축을 받는 용접부는 $s=2.5$ 로 일정하게 사용된다. ρ^* 는 미세조직 길이이며, 인장강도 혹은 항복강도에 따라 ρ^* 가 결정된다. 저장도강의 용접부는 주강과 같은 미세조직 길이인 0.4mm를 가진다.

식(1)을 바탕으로 보수적인 측면에서 $\rho=0$ 로 가정하면, 인장하중을 받는 저장도강의 가상의 노치반경 $\rho_f=1mm$ 가 된다.

Neuber의 가설을 바탕으로 피로노치계수⁶⁾를 유효요소법을 이용하여 직접적으로 계산할 수 있다

$$K_f = \frac{\bar{\sigma}_k}{\sigma_n} \quad (2)$$

$$K_{fmax} = K_t(\rho_f = 1mm) \quad (3)$$

식(3)에서 $\bar{\sigma}_k$ 는 유효노치응력이고, K_t 는 노치계수이다. σ_n 는 노치부의 영향을 받지 않는 범위의 공칭응력이다.

2.2 모드 I 의 응력확대계수 계산

균열을 가지는 탄성재료에 응력이 작용하면 균열의 놓여진 방향에 따라 균열선단부근의 응력과 변위는 응력확대계수와 관련하여 표현이 가능하다. 모드 I 형태의 균열에 대한 응력확대계수 값은 균열선단부의 절점에서 응력을 이용한 방법인 응력법을 사용하여 구할 수 있다. 일반적으로 알려져 있는 균열선단의 응력분포식³⁾에서 제 1항 중에서 응력작용 방향에 수직인 균열 선단의 응력은 모델의 단순화 과정을 거쳐서 식 (4)과 같이 나타낼 수 있다. 또한 일반적인 응력확대계수는 식 (5)와 같이 나타난다.

$$\sigma_y = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \quad (4)$$

$$K_I = \sigma_o \sqrt{\pi a} \cdot F_I(a/W) \quad (5)$$

여기서 r은 균열선단에서 절점까지의 거리, a는 균열길이, σ_o 는 공칭응력, σ_y 는 절점에서의 응력이다. 식 (4)과 식 (5)를 K_I 에 대해 연립하여, 식 (5)에 대입하면 응력확대계수를 구할 수 있다.

유한요소법에 의해서 구해진 응력이나 변위의 정밀도는 분할된 요소의 크기를 조밀하게 할수록 높은 정도를 보인다. 하지만 과도한 세분화로 인해 요소의 모양이 지나치게 일그러지게 되면 일반적인 유한요소법 원리에 맞지 않게 된다. 따라서 요소의 크기를 조절할 경우, 정확도가 높은 응력확대계수를 얻기 위해서는 적절한 크기의 요소를 찾는 작업이 필수적으로 수행되어야 한다.⁷⁾

3. 장 피로시험

본 실험은 두께 25mm인 연강판을 사용하여 용접다리길이 18mm인 시험편을 제작하였다. 시험편의 치수는 Fig. 1에 나타내었다. 재료의 기계적성질과 화학적 조성은 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Mechanical Properties and Chemical Compositions

Y.S.(MPa)	T.S.(MPa)	Elong.(%)
254	425	34

(a) Mechanical properties

C	Si	Mn	P	S
0.16	0.16	0.69	0.16	0.08

(b) Chemical compositions

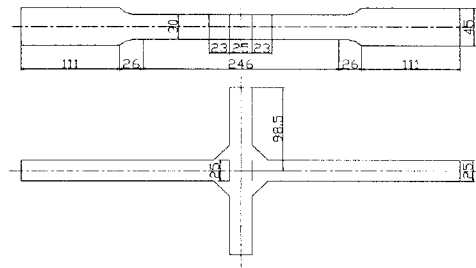


Fig. 1 Dimension of Cruciform Joints

3.1 피로시험 방법

본 연구에 사용된 피로시험기는 ±20ton의 축인장압축 유압 서브 피로시험기이며, 피로하중의 파형은 정현파를 채택하였다. 하중반복 속도는 1~1.5Hz의 범위 내에서 시험하중의 크기에 따라 변화시켰다. 최종파단이 될 때까지 피로시험을 수행하였다.

3.2 피로시험 결과

용접다리길이 18mm인 십자형필릿조인트의 피로시험 결과는 Table 2에 나타내었다.

Table 2 Fatigue Test Results of S-18

Spe.No	Δσ(MPa)	N _f (cycles)
18-1	294	1.94×10 ⁴
18-2	264.9	2.24×10 ⁴
18-3	215.8	1.13×10 ⁵
18-4	196.2	2.24×10 ⁵
18-5	137.3	2.27×10 ⁶

Δσ는 공칭응력범위이며, N_f는 최종파단시의 반복수를 나타내었고, 피로한도는 2×10⁶cycles로 고려하였다.

4. 장 유한요소 모델링 및 해석결과

4.1 요소분할 및 피로노치계수

용접다리길이가 18mm인 시험편을 토우부와 루트부에 각각 노치반경 1mm을 삽입하여 모델링 하였다. 모델링은 평면변형상태로 가정하여 시험편의 단면을 모델링하였고 노치부의 최소 요소크기는 0.1mm 이하로 하였다. 경계조건은 1/4대칭조건을 사용하였고, 하중전달방식으로 하중을 주판 끝단에 주었다. Fig. 2은 용접다리길이 18mm인 시험편의 1/4 모델링한 것이다. 피로노치계수는 식(3)에서 유한요소방법으로 직접적으로 계산 할 수 있다.

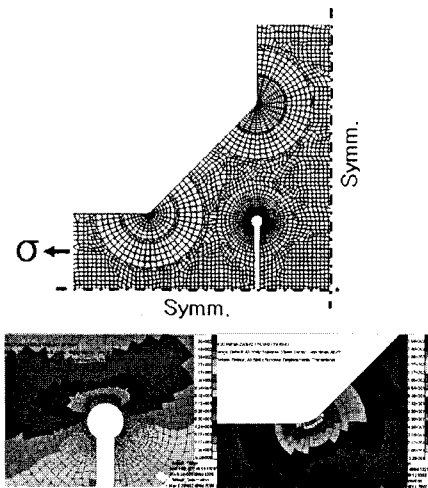


Fig. 2 Modeling of S-18

Table 3 Fatigue Notch Factor of S-18

		$\bar{\sigma}_k$	σ_n	K_f
S-18	Toe	122.7	25	4.91
	Root	158.2	25	6.33

Table 3은 용접다리길이 18mm인 시험편의 피로노치계수를 나타내었다. $\bar{\sigma}_k$ 는 유효노치응력, σ_n 은 노치부의 영향을 받지 않는 주판의 공칭응력이다.

4.2 피로수명 예상

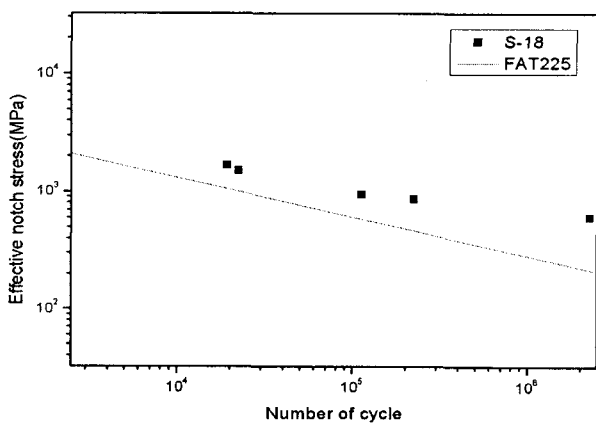


Fig. 3 S-N curve

피로노치계수로부터 유효노치응력을 계산할 수 있다. IIW에서는 유효노치응력의 설계선도를 FAT225로 정하고 있다.

Fig. 3은 본 연구에서 피로시험을 통해서 얻은 결과를 바탕으로 S-N선도를 나타내었다.

피로시험 결과는 설계선도(FAT225)위에 일정한 경향을 보였다.

4.3 요소분할 및 응력확대계수

유한요소법을 활용하여 불용입부를 가지고 있는 필릿용접부의 응력확대계수를 계산하기 위해서 모델의 요소는 삼각형요소 또는 사각형 요소로 분할이 가능하다. 본 연구에서는 요소의 크기에 따른 응력확대계수간의 차이를 알아보기 위해 Table 4와 같이 사각형 요소를 사용하여 균열선단 부근의 요소 크기를 조절해가며 균열비(a/W)에 따라 해석을 수행하였다. 요소분할을 실시하고 해석을 수행한 후의 루트부와 토우부의 예는 Fig. 4와 같다.

Table 4. Element Size and No. of Fillet Welded Joint

No.	Element size (mm)	Element No. (EA)
1	0.25	90974
2	0.50	33384
3	1.00	19292

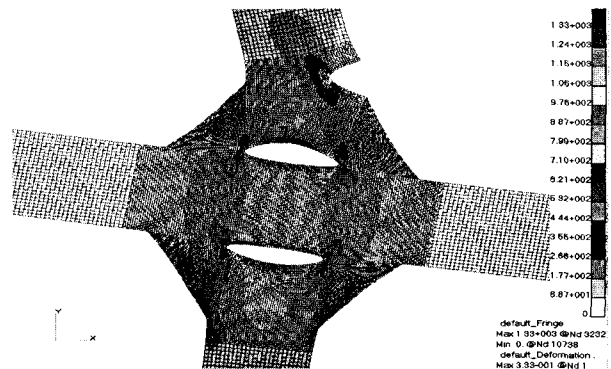


Fig. 4 Fillet Welded Joints divided by Quad Elements and Deformed Toe Crack Shape

필릿용접부의 혼합모드에서의 응력확대계수 추정식²⁾은 식 (6)과 같다.

$$K = \sigma \sqrt{\pi a \cdot \sec(\pi a / 2 T_P)} \cdot \lambda \quad (6)$$

식 (6)을 통해 얻어진 응력확대계수와 모드 I의 응력확대계수를 비교해본 결과는 다음과 같았다. 루트부의 균열만 진전하는 경우가 불용입부를 가지고 있는 시험편의 토우부 균열이 진전하는 경우보다 모드 I 파괴형태의 지배를 더 크게 받는 것을 Fig. 5, Fig. 6를 통해 알 수 있다. 또한, 두 경우 모두에서 균열비가 증가할수록 모드 II형태의 응력확대계수의 증분이 커짐을 알 수 있다. 한편, Fig. 5와 Fig. 6에서 알 수 있듯이 요소의 크기를 조절해가며 얻어진 응력확

대계수는 수렴하는 경향을 보이고 있다. 루트와 토우부에 걸쳐 각 경우별 얻어진 응력확대계수간의 오차는 3% 미만이었다.

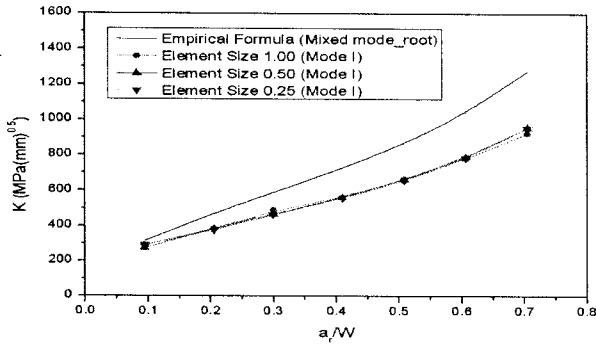


Fig. 5 Comparison of S.I.F.(Root Crack) between Mode I and Mixed Mode

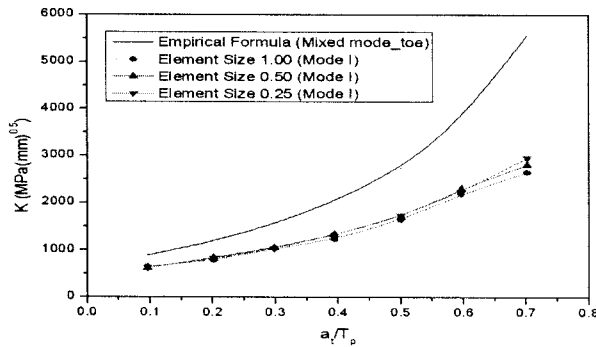


Fig. 6 Comparison of S.I.F.(Toe Crack) between Mode I and Mixed Mode

5. 결 론

피로노치계수를 이용하여 용접다리길이 18mm인 십자형시험편의 피로강도평가를 수행하였다. 또한, 불용입부를 가지는 필릿용접부에 인장응력이 작용하는 혼합모드 형태의 응력확대계수 해석에서 모드 I 형태의 영향과 요소의 크기에 따른 응력확대계수 값의 차이를 알아보기 위해 범용 프로그램인 MSC Nastran을 활용하여 계산을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 가상의 노치반경 1mm를 적용한 십자형필릿용접부의 피로강도해석을 수행하였으며, 유한요소법을 바탕으로 비교적 쉽게 피로강도를 평가할 수 있었다.
- 2) 용접다리길이 18mm인 십자형시험편의 피로시험결과를 바탕으로 유한요소법으로부터 계산된 피로노치계수를 계산할 수 있었으며, 그 결과

유효노치응력에 대한 수명선도는 FAT225를 적용한 경우 실험결과와 일치하는 것으로 나타났다.

4) 인장응력이 작용하는 필릿용접부의 경우, 전체 혼합모드에서 모드 I 형태가 미치는 영향의 정도는 토우부 균열이 진전하는 경우보다 루트부에서만 균열이 진전하는 경우가 더 크게 나타났다. 이러한 이유는 균열을 포함하는 필릿용접부의 기하학적 형상과 구조적 강성의 차이로 인해 발생한다.

5) 불용입부를 포함하고 있는 시험편의 토우부 균열이 진전하는 경우와 루트부에서만 균열이 진전하는 경우 모두 균열비가 증가할수록 모드 II 형태의 응력확대계수의 증분은 커진다. 하지만 토우부 균열의 경우에는 그 증분의 크기가 루트부 균열보다 상대적으로 더 크게 나타났다.

6) 높은 정도의 응력확대계수를 구하기 위해서는 혼합모드에서 모드 I의 결과값 사이의 비교를 하는 이러한 접근보다는 전체 혼합모드에서 모드 I과 모드 II 형태에 대한 응력확대계수를 구하고, 두 모드의 조합된 결과에 대해서 요소의 크기 조절에 따라 나타나는 혼합모드 전체의 결과간의 차이 비교와 기존 실험식과의 비교가 요구된다.

참 고 문 헌

1. 김민건, 민태국 : 노치응력접근법을 이용한 차량구조재 용접이음부의 피로내구성 해석, 2004, 대한용접학회지, 제22권2호, pp.28-32
2. 신종석 : 십자형 필릿용접이음부의 피로파괴특성에 관한 연구, 1997, 부산대학교 석사논문
3. 김상철 : 破壊力學, 民音社, 1985, 24-42 159-168 (in Korean)
4. Recommendation for Fatigue Design of Welded Joints and Components, 2004, IIW documents XIII-1965-03/XV-1127-03
5. D. Radaj and C. M. Sonsino : Fatigue Assessment of Weld Joints by Local Approaches, ABINGTON PUBLISHING, Woodhead Publishing Limited, Cambridge CB16AH, England, 1998, 117-198
6. Neuber H. : Theory of Notch Stress, Ann Arbor Mi, 1946, Edwards
7. 배원호 : 혼합모드 균열의 응력확대계수 해석과 정도 개선에 대한 고찰, 2004, 韓國産業應用學會論文集, 제7권4호, pp.355-361