

용접연결부의 실제 비드형상을 고려한 노치피로해석법

양박달치^{†*}, 박치모^{*}

울산대학교 조선해양공학부^{*}

Notch Fatigue Analysis Based on the Actual Bead Shape of Welded Joint

Park Dal Chi Yang^{†*} and Chi Mo Park^{*}

School of Naval Architecture and Ocean Engineering, Ulsan University^{*}

Abstract

This paper is concerned with the fatigue behaviour of welded joints by the notch stress approach. The actual welded shape is complex and 3-dimensional that may influence greatly the fatigue strength. The purpose of the paper is to present a way of modelling the actual weld bead shape by using a 3-D Laser scanner for experimental models of steel plates with longitudinal fillet welds, and applying its results to a proper notch stress method for the fatigue strength. The present approach to assess the fatigue strength is quite promising with application to a variety of welded joints and effects of weld profiling to fatigue strength.

*Keywords: Notch fatigue analysis(노치피로강도), Bead shape modelling(비드형상모델링), Fatigue strength test for longitudinal-gusset plate(종거셋 판모델 피로 강도시험)

1. 서론

용접 연결부의 피로 강도평가는 현장과 관련된 설계 문제로 오랫동안 많은 관심을 받아왔다. 용접부는 응력집중 효과와 재료의 저하로 인해 강도상의 취약부가 된다. 피로강도평가의 높은 불확실성은 부재들의 용접과 열 영향을 통한 재료의 변화에 기인하는 것이지만 보다 근본적인 문제는 용

접부의 형상을 충분히 정밀하게 정의하여 해석에 적용하기 곤란함에 있다. 현재까지 진전된 유한요소해석 도구는 이러한 용접부의 국부적인 응력집중을 고려할 수 있다. 따라서 이와 관련된 실제적인 문제는 피로 수명에 직접 영향을 미치는 용접 비드부의 기하학적 형상을 정확하게 고려할 수 있는냐에 있다. 용접 비드부의 크기, 형상과 곡률반경은 잘 관리되는 공정에서조차 모재와 용접재의 접합부, 즉 용접 토우선을 따라 불규칙하게 변하므로 단순화된 용접부 형상의 이상화, 예를 들면 Radaj et al.(2006)이 도입한 것과 같은 비드부

접수일: 2009년 5월 20일, 승인일: 2009년 7월 26일

† 교신저자: pdcyang@mail.ulsan.ac.kr,

052-259-2159

의 형상을 정의하는 단순한 매개변수로는 실제 형상을 고려하는 효과를 얻을 수 없다. 따라서 현재의 용접부의 피로 평가 방법은 단순화된 용접비드부의 형상에 대한 유한요소해석과 실험 결과에 의존한다고 볼 수 있다. 핫스팟 응력법 또는 구조응력법은 연결부의 종류에 따라 여러 등급으로 나누어 S-N곡선을 적용한다. 이 방법은 같은 등급 내에서 용접부의 연결 형상이 다른 경우의 피로강도 해석에 매우 유용하게 적용될 수 있으나 몇 가지 제한조건을 가진다(Niemi et al. 2006). 예를 들면 Fig. 1에서 보인 것과 같이 핫스팟 응력(구조응력), σ_{hs} 가 용접부로부터 일정거리 떨어진 위치들의 응력 값으로부터 선형 외삽하여 결정되기 때문에 역학적 정의가 명확하지 않다. 또한 피로 균열의 발생에 큰 영향을 끼치는 용접 비드의 국부 형상을 고려할 수 없다.

노치응력법은 노치 부근의 급격한 응력 구배를 고려하여 일정 영역에서의 응력구배 또는 평균응력이 피로 강도에 관련이 있다는 가설하에 피로 강도의 기준응력을 구하는 데 사용한다(Radaj et al. 2006, Taylor et al. 2002). 노치응력법은 용접 비드부, 또는 가상 노치부에 대해 매우 상세한 유한요소를 분할하여야 하는 단점을 가지고 있으나 피로강도에 깊은 영향을 미치는 용접 비드부의 형상을 고려할 수 있다는 점에서 많은 연구자에 의해 활발한 연구가 진행되고 있다. 그러나 보다 자세한 용접 비드부의 응력해석을 위해서는 실제의 복잡한 비드부의 형상에 대한 모델링 방법이 요구된다.

근래에 급속히 발전하고 있는 컴퓨터의 성능, 유한요소 해석 도구와 광학 기법을 적용한 사진술의 3차원 모델링기술은 용접부의 형상을 적용한 피로강도의 국부 접근법인 노치응력법의 실제 문제에 대한 적용 가능성을 보이고 있다. 본 연구에서는 용접부의 국부 형상을 고려한 피로강도해석 연구의 일환으로 용접 연결부에 대한 피로시편에 대한 3차원 형상 모델링, 용접 비드부의 국부응력 해석을 수행하였다. 또한 피로 시험을 수행한 결과와 피로강도를 비교하여 노치응력법의 적용에 대한 가능성을 검토하였다.

2. 노치응력법

노치응력법은 기본적으로 노치부근의 응력장을 고려하여 피로한도(Fatigue limit)라고도 불리는 피로강도(Fatigue strength)를 구한다. Fig. 1에서 보인 바와 같이 용접 토우부의 형상이 주위 부재와 불연속이므로 토우부에 접근할수록 탄성응력 σ_k 의 크기는 증가한다. 식(1)과 같이 정의되는 유효노치응력 σ_f 는 피로강도와 직접 관련되는 것으로 토우부의 최대응력 σ_k 보다는 작은 값이다.

$$\sigma_f = K_f \sigma_n \quad (1)$$

여기에서 σ_n 은 공칭응력의 진폭이고 K_f 는 노치 피로계수(Fatigue notch factor)이다. 용접부에 대한 유효노치응력 σ_f 는 최대응력점 주위의 응력장에 대한 평균응력으로 가정하여 이를 결정하는 다양한 방법이 제안되고 있다(Radaj et al. 2006). 본 연구에서는 실제 용접 비드의 형상의 불규칙성을 고려할 수 있는 체적법(Volume-averaging approach, Bellet et al. 2005, Radaj et al. 2006)을 적용한다. 노치가 있는 부재가 반복하중을 받는 경우 균열의 발생은 짧은 균열과 유사한

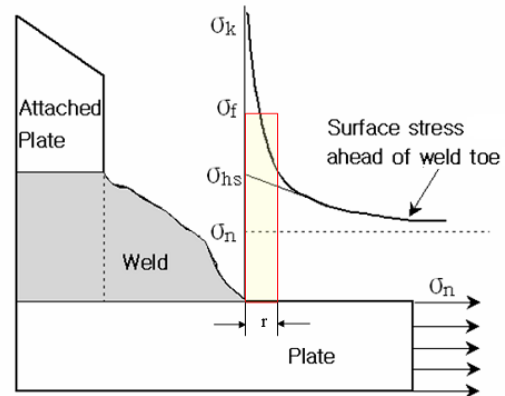


Fig. 1 Stress distributions near weld toe ; nominal stress(σ_n), elastic notch stress(σ_k), hot-spot stress(σ_{hs}) and effective notch stress(σ_f)

거동을 한다는 가정을 적용한 Smith and Miller(1978)과 El Haddad et al.(1980)의 방법을 적용할 수 있다. 이 이론을 적용한 체적법을 다음에 간략히 정리한다.

선형파괴역학에 의한 균열 전단부의 응력장을 Fig. 2에서 보인 구 좌표계 (r, θ, ϕ) 을 사용하여 표시한다. 순수압축응력에 의한 균열전단부의 응력장은 다음 식으로 표시할 수 있다(Zhu et al. 2001).

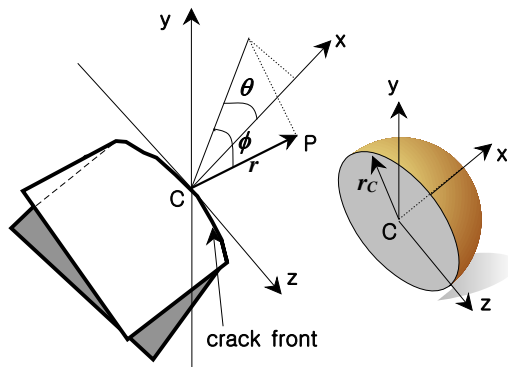


Fig. 2 Polar coordinates of the stress field at crack front and region of the integration

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \frac{K_I \cos \frac{\theta}{2}}{\sqrt{2\pi r \cos \phi}} \left(1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3}{2} \theta\right) \\ \sigma_y &= \frac{K_I \cos \frac{\theta}{2}}{\sqrt{2\pi r \cos \phi}} \left(1 + \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3}{2} \theta\right) \\ \sigma_z &= \frac{2\nu K_I \cos \frac{\theta}{2}}{\sqrt{2\pi r \cos \phi}} \\ \sigma_{xy} &= \frac{K_I \cos \frac{\theta}{2}}{\sqrt{2\pi r \cos \phi}} \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{3}{2} \theta \end{aligned} \quad (2)$$

여기에서 K_I 은 응력확대계수이고 ν 는 Poisson의 비이다. 식(2)의 응력장에 대한 von Mises 응력 σ_i 은 다음 식으로 표시된다.

$$\sigma_i = \frac{K_I \cos \frac{\theta}{2}}{\sqrt{2\pi r \cos \phi}} \sqrt{(1-2\nu)^2 + 3 \sin^2 \frac{\theta}{2}} \quad (3)$$

Fig. 2에서 보인 균열전단부에서 반경 r_c 인 반구의 체적 V 에서의 평균응력, 즉 유효노치피로응력 σ_f 을 구하면 다음과 같다.

$$\sigma_f = \frac{1}{V} \int_V \sigma_i(r, \theta, \phi) dV \cong 0.659 \frac{K_I}{\sqrt{r_c}} \quad (4)$$

여기에서 K_I 대신 피로균열의 발생 조건인 응력확대계수의 한계치(Threshold value), K_{Ih} 을 대입하면 피로한도(Fatigue limit, 또는 피로강도) σ_{f0} 와 r_c 와의 관계를 얻을 수 있다.

$$r_c = 0.434 \left(\frac{K_{Ih}}{\sigma_{f0}} \right)^2 \quad (5)$$

(5)식의 r_c 를 사용한 유효노치피로응력 σ_f 에 대한 피로균열발생 조건은 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\sigma_f = \frac{1}{V_{rc}} \int_{V_{rc}} \sigma_i dV \geq \sigma_{f0} \quad (6)$$

3. 피로시험 모델 및 유한요소 모델

본 연구의 피로시험모델은 Fig. 3에서 보인 것과 같이 인장하중을 받는 종 방향의 거싯판이 양면에 부착된 판이다. 시편의 제작은 Table 1에 보인 것과 같은 용접조건에서 숙련된 작업자에 의해 수동으로 행하여졌으며 비드는 1회의 용접으로 생성하였다. 시편의 재료는 선박용 연강을 사용하여 전체 17개의 모델을 제작하였다. 시편재료에 대한 인장시험 결과는 항복응력 289MPa, 인장강도는 388MPa이다.

용접부의 비드(Welded bead)는 Fig. 4에서 보인 것과 같이 3차원의 복잡한 형상을 지니는데 이들의 자세한 형상이 피로 거동에 큰 영향을 끼치므로 현장 연구자들에게 많은 관심이 되어 왔다.

6(b), (c)는 각각 비드부의 실제 형상이 포함된 2, 3단계의 해석 결과이다. 이 두 단계 해석이 하중 조건은 이전 단계의 경계면 상의 점 대한 변위 결과로부터 얻는다. 세 번째 단계의 해석 결과는 요소 분할이 세분화될수록 최대 응력이 커져 용접토우의 불연속부에서는 응력집중 계수가 극단적으로 커지게 되며 이는 일반적인 예상과 일치한다.

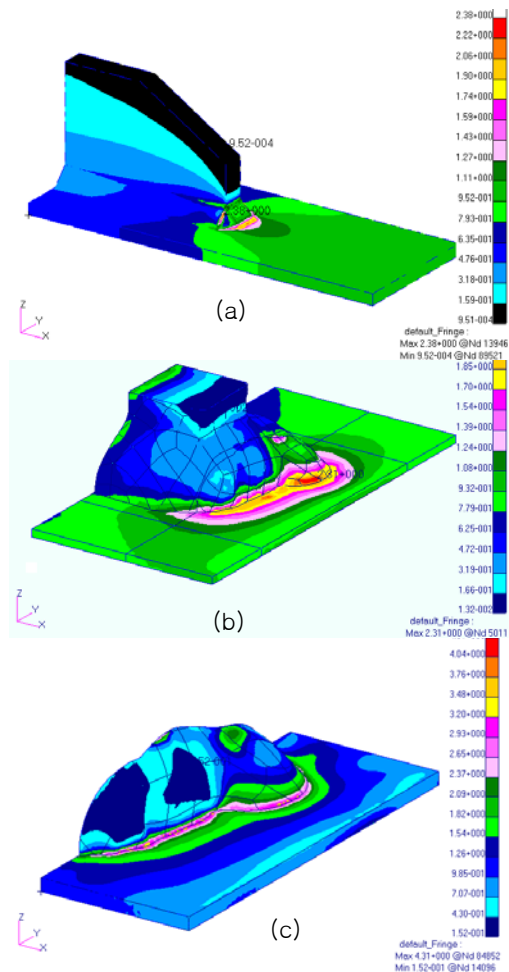


Fig. 6 Results of stress analysis; (a)Coarse mesh model of global model (b)Coarse mesh bead model (c)Fine mesh bead model

4. 피로실험 결과 및 검토

피로시험의 하중속도 10 ~ 15Hz, 하중 비는

$R = 0$ 로 수행하였다. 피로강도는 2×10^6 cycles의 수명에 대응하는 응력으로 정의하여 결정하였다. 응력확대계수 범위의 한계치, K_{th} 와 임계반경 r_c 을 결정하기 위해서 노치가 없는 시편과 노치가 있는 시편에 대한 별도의 피로시험을 수행하였다. 이와 관련된 실험은 Taylor 등(2002)이 제시한 방법에 의해 진행되었으며 그 결과는 피로강도범위 $\sigma_{f0} = 165MPa$, $K_{th} = 6.53MPa\sqrt{m}$ 로 얻었다. 이에 대응하는 피로강도 임계반경은 (5)식에 의해 $r_c = 0.68mm$ 을 구할 수 있다.

Fig. 7에 응력범위-피로수명의 결과에서 시편 LF1~LF10은 유한피로수명을, LF10~LF17은 피로강도를 보였다. 피로 수명은 전 시편에 대하여 완전 파단을 기준으로 측정하였다. 그 중 LF13,14, 15,17의 모델은 2×10^6 cycles를 넘어 파단이 발생하지 않아 실험을 정지하였다. 피로강도 시험 모델 LF10~LF17을 대상으로 비드부의 형상을 포함하는 상세요소 분할 모델에 대한 구조해석을 수행하였다. 응력해석 결과를 이용하여 용접 토우선 상의 각 절점에대해 (4)식의 적분영역 안에 포함되는 요소를 선택하여 유효노치피로응력을 계산하고 노치피로계수 K_f 등의 결과를 Table 2에 보였다. 피로강도는 41.7MPa 계산되었다. 각 시편에 대해 계산된 노치피로계수를 공칭응력에 곱하여 구한 유효노치피로응력을 Table 2의 하단에 보였다. 이들의 평균값은 109MPa이다. 실험 결과의 공칭응력과 노치피로응력을 Fig. 8에 나타내었다.

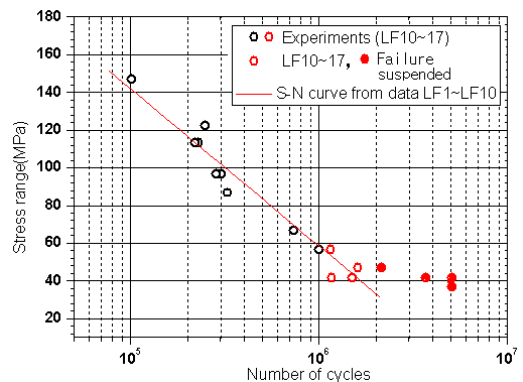


Fig. 7 Result of the fatigue test for plate with double-sided longitudinal gussets

Table 2 Fatigue notch factor K_f

Model	10	11	12	13 ^Δ	14 ^Δ	15 ^Δ	16	17 ^Δ	Mean
K_f	2.13	2.63	2.55	2.58	2.40	2.45	2.62	2.53	2.49
Nominal stress $\bar{\sigma}_n$ (MPa)	56.7	46.7	41.7	36.7	41.7	46.7	41.7	41.7	41.7
Effective notch stress $\bar{\sigma}_f$ (MPa)	121	123	106	95	100	114	109	106	109

^Δ : specimen of life over 2×10^6 cycles

Fig. 8의 맨 상단에는 토우선상의 최대응력의 크기를 표시하였는데 이 값은 피로 파단 즉, 피로 강도와는 관련이 없음을 보여준다. 한편 Table 2의 하단에 보인 각 시편의 토우선상에서의 유효노치피로응력 Fig. 8에 같이 도시하였다. 이 유효노치피로응력은 재료의 피로강도의 한계치 165MPa보다 34%정도 오차를 보이고 있는데 이는 만족스러운 정도는 아니나 참고문헌(Bellet et al. 2005)의 50%정도의 오차와 비교하면 향상된 것이라고 볼 수 있다.

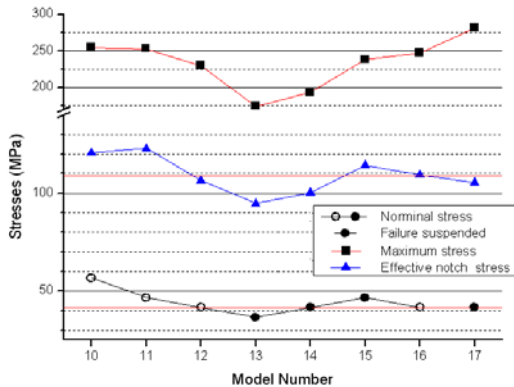


Fig. 8 Various stresses for the specimens : nominal, maximum and average stresses

5. 결론

(1) 종 방향 거셋판이 부착된 피로강도 시험 모델을 제작하고 이 시편이 가지는 3차원 용접 비드부에 대하여 실제 형상을 3D 스캐너를 이용하여 모델링하고 이들에 대한 수치 데이터를 생성하

였다. 이에 대한 응력해석을 수행한 결과 용접부 비드의 형상이 피로강도에 영향을 미치는 것을 확인하였다.

(2) 비드부의 실제 형상을 고려한 응력해석 결과로부터 체적법을 적용하여 피로강도를 추정하였다. 그 추정 값은 피로강도시험 값과 유사한 결과를 나타내었다.

(3) 기존의 피로강도해석의 정도를 향상을 위하여 본 연구에서 시도한 용접비드형상을 고려한 노치응력법을 적용하는 연구를 다양한 용접 모델에 대하여 확장하고 기존의 노치응력법과의 비교, 구조응력 방법을 적용한 결과와 비교뿐만 아니라 용접변형과 잔류응력을 고려하는 연구를 수행할 필요가 있다.

참 고 문 헌

- Bellet, D., Taylor, D., Marco, S., Mazzeo, E., Guillois, J. and Pircher, T., 2005, "The Fatigue Behaviour of Three-dimensional Stress Concentrations," International Journal of Fatigue, Vol. 27 pp. 207-221.
- El Haddad, M.H., Dowling, N.E. and Topper, T.H., 1980, "J Integral Applications for Short Fatigue Cracks at Notches," International Journal of Fracture, Vol. 16, pp. 15-30.
- Fricke, W. and Kahl, A., 2007, "Local Stress Analysis of Welded Ship Structural Details under Consideration of the Real Weld Profile," 10th International Symposium on Practical Design of Ships and Other Floating Structures, Houston, Texas.
- Niemi, E., Fricke, W. and Maddox, S.J., 2006, "Fatigue Analysis of Welded Components," IIW-1430-00 Woodhead Publ.. International Institute of Welding.
- Radaj, D., Sonsico, C.M. and Fricke, W., 2006, "Fatigue Assessment of Welded Joints by Local Approaches," Second Edition, Woodhead Publ.
- Smith, R.A. and Miller, K.J., 1978, "Predic of Fatigue Regimes in Notched Components,"

International Journal of Mechanical Science,
Vol. 20, pp. 201–206.

- Taylor, D., Barrett, N. and Lucano, G., 2002, "Some New Methods for Predicting Fatigue in Welded Joints," International Journal of Fatigue, Vol. 24, pp. 509–518.
- Zhu, X.K., Liu, G.T. and Chao, Y.J., 2001, "Three-dimensional Stress and Displacement Fields near an Elliptical Crack Front," International Journal of Fracture, Vol. 109, pp. 383–401.



< 양 박 달 치 > < 박 치 모 >