

용접구조물의 피로설계를 위한 유한요소 해석 및 통합 피로선도 초안 개발

김종성[†] · 진태은* · 홍정균** · P. Dong**
(2002년 4월 17일 접수, 2003년 3월 21일 심사완료)

Finite Element Analysis and Development of Interim Consolidated S-N Curve for Fatigue Design of Welded Structure

Jong-Sung Kim, Tae-Eun Jin, Jeong-Kyun Hong and P. Dong

Key Words: Fatigue Design(피로 설계), Finite Element Analysis(유한요소해석), Welded Structure
(용접구조물), S-N Curve(응력-수명선도)

Abstract

Fatigue design rules for welds in the ASME Boiler and Pressure Vessels Code are based on the use of Fatigue Strength Reduction Factors(FSRF) against a code specified fatigue design curve generated from smooth base metal specimens without the presence of welds. Similarly, stress intensification factors that are used in the ASME B31.1 Piping Code are based on component S-N curves with a reference fatigue strength based on straight pipe girth welds. But the determination of either the FSRF or stress intensification factor requires extensive fatigue testing to take into account the stress concentration effects associated with various types of component geometry, weld configuration and loading conditions. As the fatigue behavior of welded joints is being better understood, it has been generally accepted that the difference in fatigue lives from one type of weld to another is dominated by the difference in stress concentration. However, general finite element procedures are currently not available for effective determination of such stress concentration effects. In this paper, a mesh-insensitive structural stress method is used to re-evaluate the S-N test data, and then more effective method is proposed for pressure vessel and piping fatigue design.

1. 서론

압력용기 및 배관 등 용접 구조물에서 피로파괴는 주로 응력이 집중되는 용접 연결부에서 발생된다고 보고^(1~4)되고 있다. 그러나 ASME B&PV Code, Sec.III⁽⁵⁾ 및 Sec.VIII⁽⁶⁾에서는 피로설계시 용접 연결부를 직접적으로 고려하지 않고 있으며, 용접부가 포함되지 않은 모재 시편에 대한

30여년 이전의 피로실험을 통해 개발된 S-N 설계 선도를 사용하고 있다. 용접 연결부의 특성을 간접적으로 고려하기 위해 Class 1 압력기기 경우 모재 시편으로 구해진 S-N 설계선도와의 비교를 통해 적절히 결정된 피로강도 감소 계수(FSRF : fatigue strength reduction factor)를 도입하여 용접 연결부의 피로강도를 평가하고 있다.^(7,8) 또한 Class 1 배관에 대해서는, Jaske,⁽⁹⁾ Hechmer와 Kuhn⁽¹⁰⁾에 의해 논의된 바와 같이 피로설계를 위한 응력세기(stress intensities)를 계산할 때 용접부의 응력집중 효과를 설명하기 위해 응력지수(stress indices)를 이용한다. 그러나 용접 연결부의 기하학적 구속조건 때문에 구조응력(structural stress)을 계산하기 위한 유한요소 해석시 유한요소 형상이나 분포에 민감한 결과를 초래하며 용

† 책임저자, 회원, 한국전력기술(주) 재료기술그룹

E-mail : kimjs@kopec.co.kr

TEL : (031)289-4278 FAX : (031)289-3189

* 회원, 한국전력기술(주) 재료기술그룹

** Battelle Memorial Institute

접부에 대한 피로실험 결과 매우 큰 산포도를 보인다. 이러한 이유로 용접 구조물에 대한 피로평가 절차를 개선하고자 하는 관심이 높아지고 있다.^(2,9,10)

따라서 본 논문에서는 압력용기/배관 용접부 피로평가가 개선되어야 할 절차를 제시하고 개선된 절차에 따라 평가하였다. 평가결과를 토대로 통합 피로선도 초안을 개발하였고 향후 원전설비 용접부의 피로수명을 신뢰성 있게 결정할 수 있는 통합 피로선도 접근 절차를 도출하였다.

2. 본 론

2.1 유한요소 망 크기에 둔감한 해석 절차개발

최근들어 유한요소 망(mesh) 크기에 영향을 받지 않는 구조적 응력 해석절차를 개발하는 연구가 많은 연구자들에 의해 수행되고 있다. Barsom⁽²⁾ 및 Jaske⁽⁹⁾에 따르면 용접 토우(toe)부에서는 고유 응력 특이성으로 인해 기존의 유한요소 해석절차로는 응력집중계수(SCF: stress concentration factor)를 직접적으로 계산할 수 없다고 제시하고 있다. 그 대신에 국제 용접 기구(IIW)에서 권장하는 핫 스팟 응력(hot-spot stress) 또는 구조응력 외삽(extrapolation) 절차가 수년 동안 사용되고 있다.⁽¹¹⁾ 이러한 외삽 절차는 유럽 압력용기 코드에서 채택되어 압력용기 및 배관의 용접부 설계시 사용되고 있다.⁽¹²⁾ 그러나 최근의 Dong 등의 연구⁽¹³⁻¹⁵⁾에 따르면, 핫 스팟 응력 외삽절차를 사용해 결정된 응력값은 유한요소 망 크기에 따라 매우 민감하게 변화하는 문제가 발생한다. 따라서 구조응력 계산치가 유한요소 망 크기에 민감하지 않도록 새로운 구조응력 개념을 도입한 범용적인 구조응력 해석절차를 아래와 같이 개발하였다.

2.1.1 솔리드(solid) 모델

Fig. 1과 같이, T형 플랫 용접 토우부에서의 응력분포는 용접 토우부 끝단에서 최대이며 두께 방향으로 단순 감소하는 분포를 보인다.

기존 유한요소 해석절차에 의하면, 용접 토우부로부터 일정거리 내의 구조응력 분포는 유한요소 망 크기에 따라 급격히 변화될 수 있다. Fig. 2는 기존 해석절차에 따른 구조응력의 정적 평형 분포를 나타낸 것으로 식 (1)과 같이 막응력(membrane stress) σ_m 과 굽힘응력(bending stress)

σ_b 로 구분된다. 이때 횡단응력(transverse shear stress) τ_m 을 고려하지 않았으며, 원격 하중에 의해 매우 큰 횡단응력이 용접 토우부에 발생된다면 횡단응력은 균열전파 경로를 결정하는데 매우 중요한 역할을 수행할 것이다.

$$\sigma_s = \sigma_m + \sigma_b \quad (1)$$

여기서 수직 구조응력 성분 σ_s 는 Fig. 1의 단면 A-A와 같은 관심 영역에서의 응력을 의미한다.

Fig. 1의 단면 B-B는 두 번째 참조평면(second reference plane)으로 단면 B-B에서의 국부적 수직/전단응력은 유한요소해석을 통해 직접 계산할 수 있다. 거리 δ 는 단면 A-A와 B-B간의 이격거리를 의미한다. 편의상 행 방향으로 동일 길이 δ 를 갖는 유한요소 모델을 사용하였다. 단면 A-A와 B-B 사이에 평형조건을 부여하면 구조응력인 σ_b 및 σ_m 는 다음 조건을 만족하여야 한다.

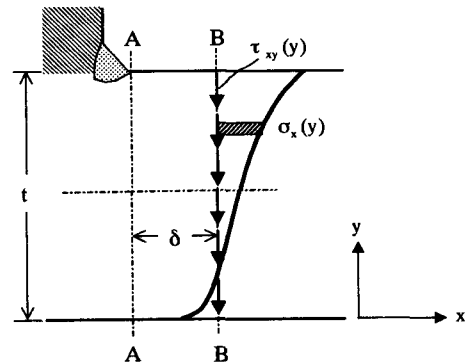


Fig. 1 Structural stress distribution at weld toe

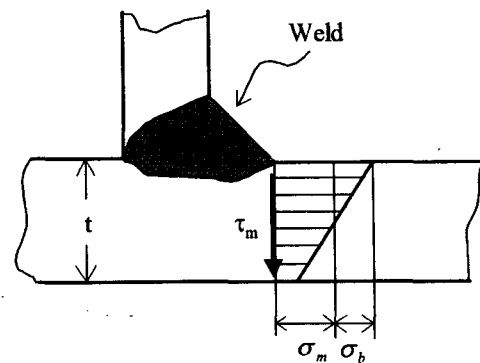


Fig. 2 Through-thickness structural stress definition

$$\sigma_m = \frac{1}{t} \int_0^t \sigma_x(y) dy \quad (2)$$

$$\sigma_m \frac{t}{2} + \sigma_b \frac{t^2}{6} = \int_0^t \sigma_x(y) y dy + \delta \int_0^t \tau_{yx}(y) dy \quad (3)$$

여기서 식 (2)는 x 방향으로의 힘 평형을 의미하며 식 (3)은 모멘트 평형을 의미한다.

만약 유한요소 망 크기가 매우 작다면 식 (3)의 횡전단력 항목이 무시될 수 있어서 식 (2)와 (3)에서의 σ_b 및 σ_m 는 Fig. 1의 단면 A-A에서 직접 평가될 수 있다. 또한, 이격거리 δ 의 이용으로 인해 유한요소 망 크기가 두께 방향으로 한 개의 요소만을 가질 정도로 커져도 수식 상으로는 이격거리가 작은 경우와 동일하게 구조적 응력을 결정할 수 있다. 그러나 유한요소 망 크기가 커지면 전단 구속(shear locking)이 발생하므로 유한요소 해석시 감소 적분법(reduced integration method)을 사용하여 계산하여야 한다.

ASME B&PV Code, Sec.III⁽⁵⁾에 따른 피로평가 시 피크응력(peak stress)이 고려될 뿐만 아니라 파손기준(failure criteria)이 완전 파단이나 누설이 아닌 특정한 크기의 짧은 피로균열이기 때문에 Fig. 3에서 제시된 바와 같이 식 (2)와 (3)은 매우 작은 영역 내에서 평형조건이 부가된 식 (4)와 (5)로 수정되어야 한다.

$$\sigma_m = \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \sigma_x(y) dy + \frac{1}{t_1} \int_0^\delta \tau_{yx}(x) dx \quad (4)$$

$$\sigma_m \frac{t_1}{2} + \sigma_b \frac{t_1^2}{6} = \int_0^{t_1} \sigma_x(y) y dy + \delta \int_0^{t_1} \tau_{yx}(y) dy + \int_0^\delta \sigma_y(x) x dx \quad (5)$$

여기서 t_1 은 파손기준인 특정한 피로균열 크기이며 실제적으로 매우 작은 값을 가지기 때문에 식 (4)와 (5)에 따라 선형화된 구조응력은 피크응력이 고려된 값과 큰 차이를 보이지 않을 것이다.

2.1.2 겹침 이음부(lap fillet joint) 해석

상술한 구조응력 해석절차를 사용하여 Fig. 4와 같은 6가지 유형의 겹침 이음부 모델에 대해 상용 유한요소 프로그램인 ABAQUS⁽¹⁶⁾를 이용하여 유한요소 해석을 수행하였다. Fig. 5는 본 형상에 대하여 유한요소 망 크기에 따른 SCF를

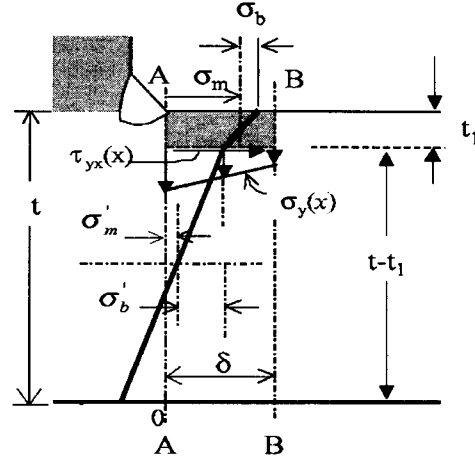


Fig. 3 Structural stress definition for partial thickness fatigue crack at weld toe

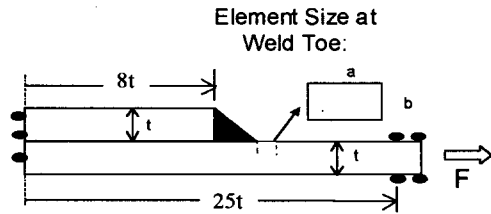


Fig. 4 Lap fillet joint configuration

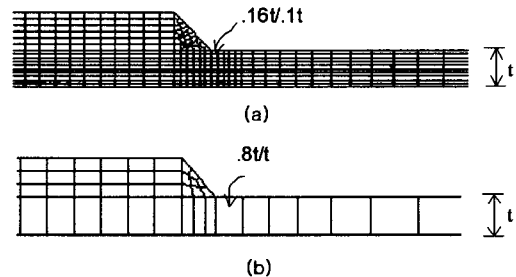


Fig. 5 FEM models for lap fillet joint

비교하기 위해 작성된 8 절점 유한요소모델들 중 2가지를 나타낸 것이다.

또한, 용접 토우에서의 유한요소 망 크기에 따라 수행한 해석결과를 Fig. 6에 제시하였다. Fig. 6에서 보듯이 요소크기 a/b가 0.16t/0.1t($\delta=0.16t$)에서 2t/1t($\delta=2t$)까지 변화하여도 용접 토우부에서의 SCF는 거의 동일하다. Fig. 6으로부터 유한요소망 크기에 구조응력 값이 민감하지 않음을 알 수 있

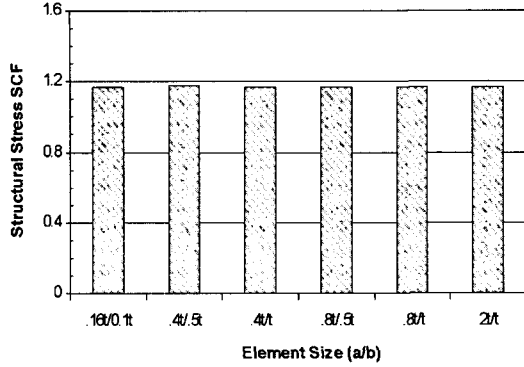


Fig. 6 Analysis results according to models

으며, 이를 토대로 본 절차를 통해 계산된 구조 응력은 주어진 형상 및 경계조건에 대해 고유 응력 매개변수로 사용되어질 수 있다. 또한, 형상이 유사한 조인트에 대한 셸(shell)/판(plate) 유한요소 모델에 대해서도 유사한 구조응력이 예상된다.

2.1.3 셸/판 유한요소 모델

솔리드 모델에서와 동일한 방법으로 Fig. 7의 단면 B-B에서의 힘과 모멘트가 단면 A-A에서의 구조응력을 계산하기 위해 사용되었다.

각 절점에서는 6개의 자유도를 갖는 식 (6)과 같은 구조응력 계산식을 이용하였다.

$$\sigma_s = \sigma_m + \sigma_b = \frac{f_x}{t} + \frac{6(m_y + \delta f_z)}{t^2} \quad (6)$$

여기서 글로벌(global) 좌표계(x,y,z)를 사용했다면, 구조응력을 계산하기 위해서는 식 (6)을 사용하기 전에 국부 좌표계(x',y',z')로 변환하여야 한다.

Fig. 8은 셸 및 솔리드 모델에 따른 SCF의 차이, 2차원 및 3차원 모델에 따른 SCF 차이를 계산한 결과이다. Fig. 8에서 보듯이 각 방법에 무관하게 거의 일정한 값을 보이고 있다. 2차원 모델의 경우 자유단 효과(free edge effect)가 고려되지 않기 때문에 다른 방법에 의한 것보다 약간 작은 경향을 보인다.

2.2 S-N 데이터의 통합

서로 다른 하중 조건하에서 다양한 연결부 형상, 용접 형상, 두께에 따라 다수의 S-N 데이터가 존재한다. 이러한 S-N 데이터의 산포도를 줄이고

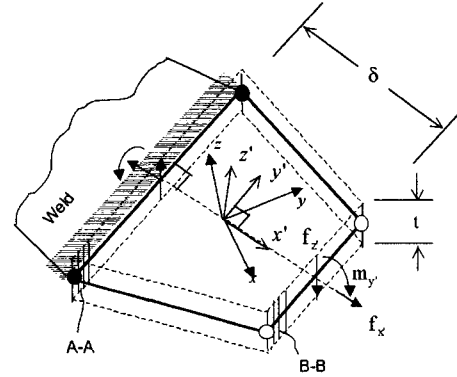


Fig. 7 Structural stress procedures for a shell/plate element

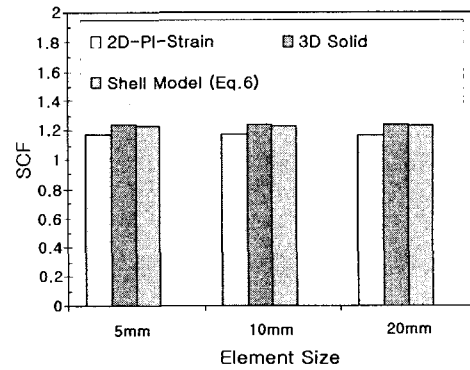
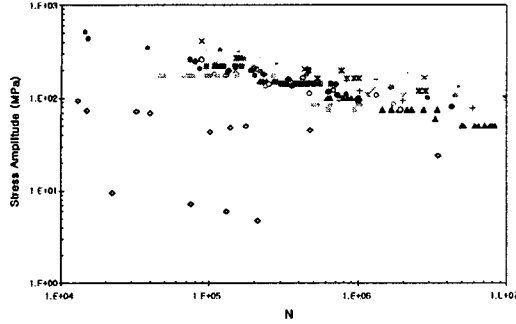


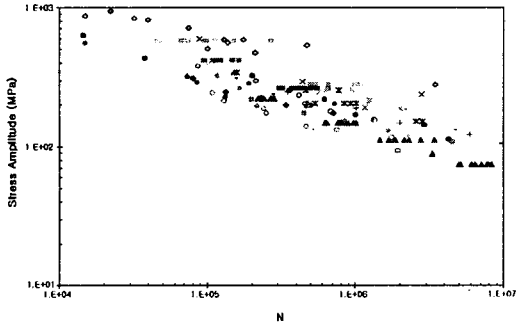
Fig. 8 Comparison of structural stress based on SCFs for the lap joint

통합시키기 위해 2.1절에서 제시한 구조응력 해석절차를 이용하고자 한다. 이의 일환으로서 기존 연구들로부터 취합한 다양한 용접부에 대한 S-N 선도 데이터(17-27)를 각각 공칭응력(nominal stress) 진폭과 구조응력 진폭을 이용하여 Fig. 9(a)와 (b)에 각각 제시하였다. Fig. 9로부터 공칭 응력의 경우에 비하여 구조응력의 경우가 산포도가 훨씬 줄어드나 아직 통합 S-N 선도로서 사용하기에는 충분치 못함을 알 수 있다.

이러한 기존의 용접부 S-N 선도 데이터는 균열 발생이 아니라 최종 파단 또는 누설을 파손기준으로 설정하여 도출되었을 뿐만 아니라 두께 및 하중조건(순수전단 및 순수굽힘)에 따라 균열 성장 거동에 큰 차이를 보이므로 유한요소 망에 둔 감한 구조응력 해석절차를 사용하여도 응력 근거 매개변수(stress based parameter)인 구조응력은 용접부 피로거동을 효과적으로 설명할 수 없다.



(a) Nominal stress amplitude vs. N



(b) Structural stress amplitude vs. N

Fig. 9 Weld S-N data from open literatures^(17~27)

따라서 균열 성장 거동을 효과적으로 묘사할 수 있는 응력확대계수(SIF: stress intensity factor) 진폭인 ΔK 를 유한요소 망에 둔감한 구조응력을 사용하여 계산한다면 S-N 데이터를 효과적으로 통합시킬 수 있을 것이다.

이러한 균열 성장에 대해 수정된 Paris law는 다음과 같다.

$$\frac{da}{dN} = C(M_{kn})^n(\Delta K)^m \quad (7)$$

$$M_{kn} = \frac{K_{Notch}(\text{with local notch effects})}{K_n(\text{based on } \sigma_m \text{ and } \sigma_b)} \quad (8)$$

$$\Delta K = \Delta\sigma_m f_m\left(\frac{a}{t}\right) + \Delta\sigma_b f_b\left(\frac{a}{t}\right) \quad (9)$$

$$f_m\left(\frac{a}{t}\right) = \left[0.752 + 2.02\left(\frac{a}{t}\right) + 0.37\left(1 - \sin\frac{\pi a}{2t}\right)^3\right]$$

$$\cdot \frac{\sqrt{2 \tan \frac{\pi a}{2t}}}{\cos \frac{\pi a}{2t}} \quad (\text{load control})$$

$$= 1.12 \sqrt{\frac{\pi a}{t}} \quad (\text{displacement control}) \quad (10)$$

$$f_b\left(\frac{a}{t}\right) = \left[0.923 + 0.199\left(1 - \sin\frac{\pi a}{2t}\right)^4\right]$$

$$\cdot \frac{\sqrt{2 \tan \frac{\pi a}{2t}}}{\cos \frac{\pi a}{2t}} \quad (\text{load control})$$

$$= 1.12 \sqrt{\frac{\pi a}{t}} \left(1 - \frac{4a}{\pi t}\right) \quad (\text{displacement control}) \quad (11)$$

여기서 m 은 피로균열 노치(notch) 시편에 대해 3.6의 값을 가지는 Paris law 상의 지수, n 은 짧은 균열($a/t < 0.1$)의 성장 거동을 특징짓는 지수, M_{kn} 은 노치효과를 나타내며 a/t 가 0.1에 도달하면 급격히 사라지는 a/t 의 무차원 함수, a 는 균열길이, $f_m\left(\frac{a}{t}\right)$ 와 $f_b\left(\frac{a}{t}\right)$ 는 각각 막응력 진폭 $\Delta\sigma_m$ 과 굽힘응력 진폭 $\Delta\sigma_b$ 에 의한 기하학적 변수들의 무차원 영향함수로서 하중 제어조건(load controlled condition)의 경우⁽²⁸⁾와 변위 제어조건(displacement controlled conditions)의 경우⁽²⁹⁾ 서로 다른 함수꼴을 나타낸다.

파괴기구에 근거하여 최종 파단에 도달하는 수명의 예측은 식 (12)에 의해 표시된다.

$$N = \int_{a=0}^{a=a_f} \frac{da}{C(M_{kn})^n(\Delta K)^m} \quad (12)$$

용접부에 대한 기존의 S-N 선도 데이터^(17~27)는 최종 파단 또는 누설을 파손기준으로 설정하여 도출되었기 때문에 식 (12)는 식 (13)과 같이 나타낼 수 있다.

$$N = \int_{a=0}^{a=a_f} \frac{td(a/t)}{C(\Delta\sigma_b \sqrt{t})^m [f_m\left(\frac{a}{t}\right) - \lambda f_m\left(\frac{a}{t}\right) - f_b\left(\frac{a}{t}\right)]^m} \quad (13)$$

$$= \frac{1}{C} t^{1-\frac{m}{2}} (\Delta\sigma_b)^{-m} I(r)$$

여기서 r 은 구조응력 진폭에 대한 굽힘응력 진폭의 비($\Delta\sigma_b/\Delta\sigma$)이고 $I(r)$ 은 r 에 대한 무차원 함수이며 식 (14)와 같이 표현된다.

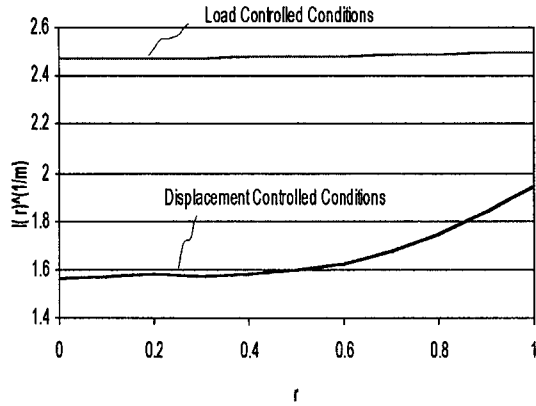


Fig. 10 I(r) function

$$I(r) = \int_{a/t=0}^{a/t=1} \frac{d(a/t)}{[f_m(\frac{a}{t}) - r(f_m(\frac{a}{t}) - f_b(\frac{a}{t}))]^m} \quad (14)$$

Fig. 10은 $I(r)$ 함수 분포를 나타낸 것으로 하중 제어조건과 변위 제어조건에 대한 각각의 무차원 영향함수들인 식 (10)과 (11)을 식 (14)에 대입하여 계산한 것이다.

식 (14)의 $I(r)$ 을 알고 있다면 식 (13)은 $\Delta\sigma_s$ 에 대해 식 (15)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta\sigma_s = C \frac{-\frac{1}{m} t^{\frac{2-m}{2m}} I(r)^{\frac{1}{m}} N^{-\frac{1}{m}}}{(15)}$$

또한 식 (15)를 등가 구조응력 진폭(equivalent structural stress amplitude)으로 식 (16)과 같이 변환하여 S-N 선도의 형태를 취할 수 있다.

$$\Delta S_s = \frac{\Delta\sigma_s}{t^{\frac{2-m}{2m}} I(r)^{\frac{1}{m}}} = C \frac{-\frac{1}{m} N^{-\frac{1}{m}}}{(16)}$$

Fig. 11은 Fig. 9의 S-N 데이터를 식 (16)을 통해 나타낸 것으로 구조응력 진폭을 이용한 Fig. 9(b)의 경우보다 산포도가 대폭 줄어들었음을 알 수 있다. 여기서 $m=3.6$ 은 단일 모서리 노치 시편 (SEN: single edge notched specimen), 양단 모서리 노치 시편 (DEN: double edge notched specimen), 중앙 노치 시편 (CN: center notched specimen) 등 다양한 형상의 피로균열 시편의 균열 성장 데이터로부터 결정되어진 것이다.

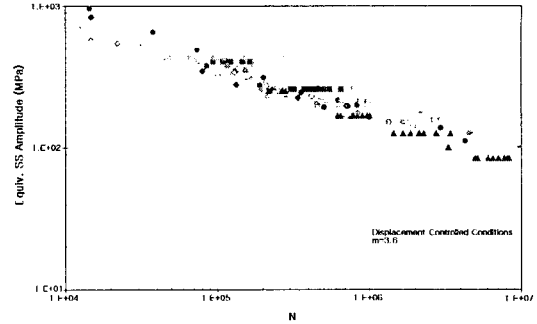


Fig. 11 Equivalent structural stress amplitude vs. N for all S-N data in Fig. 9

Fig. 11로부터 유한요소 망에 둔감한 구조응력 해석 절차와 응력확대계수 진폭을 이용한다면 두께, 용접부 형상 및 하중조건 등에 무관한 통합 S-N 선도 초안을 도출할 수 있음을 알 수 있다.

식 (16)의 등가 구조응력 진폭을 공칭응력 진폭 $\Delta\sigma_n$ 과 SCF를 이용 변환하면 식 (17)과 같이 표현된다.

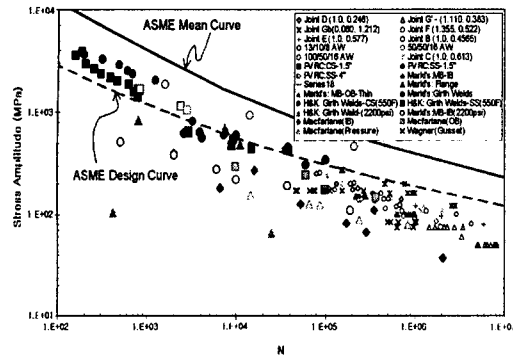
$$\Delta S_s = \frac{SCF_{ss} \Delta\sigma_n}{t^{\frac{2-m}{2m}} I(r)^{\frac{1}{m}}} \quad (17)$$

여기서 SCF_{ss} 는 구조응력에 근거한 SCF이다.

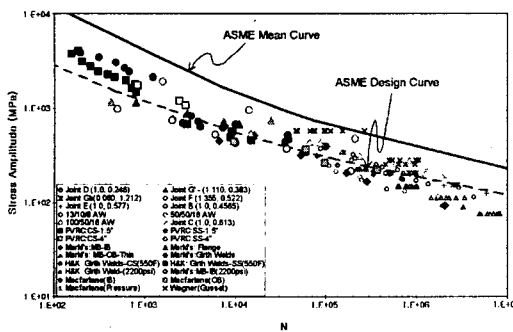
2.3 통합 S-N 선도 초안 및 ASME Code와의 비교

통합 S-N 선도를 도출하는데 있어서 유한요소 망에 둔감한 유한요소 해석절차와 통합 S-N 선도 접근 절차를 이용한다면, ASME B&PV Code의 FSRF 규칙과 관련된 용접부 S-N 데이터를 아래와 같이 재평가할 수 있다.

공칭응력 진폭을 이용한 배관 용접부의 S-N 데이터가 Fig. 12(a)에 제시되고 있다. Fig. 12에는 Fig. 9와 11에 제시된 판 용접부에 대한 몇몇 S-N 선도 데이터가 포함되어지고 있다. 속 빈 기호들은 다양한 용접부 연결부와 하중조건들에서의 판 용접부 데이터를 나타내는 반면, 속 찬 기호들은 ASME 피로설계규칙과 직접적으로 관련되는 배관 용접부 데이터^(9,30-36)를 의미한다. 예측했던 바와 같이 폭 넓은 산포도를 보임을 알 수 있다. 또한, Fig. 12(b)는 Fig. 12(a)와 동일한 데이터에 대해 구조응력 진폭을 이용하여 제시한 것으로서 $10^2 \sim 10^7$ 사이클 사이에서 폭 좁은 산포도를 보인다.



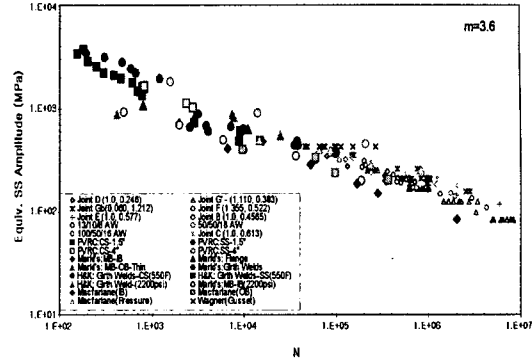
(a) Nominal stress amplitude vs. N



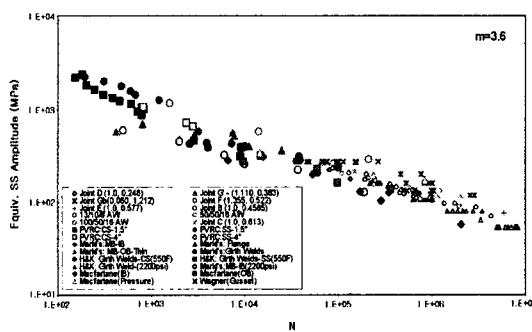
(b) Structural stress amplitude vs. N

Fig. 12 ASME pipe weld S-N data and plate weld S-N data

Fig. 13은 등가 구조응력 진폭과 $m=3.6$ 을 이용하여 변위 제어 및 하중 제어 조건에 대해 S-N 데이터를 정리 제시한 것이다. Fig. 12(b)와 Fig. 13 사이의 차이가 Fig. 9(b)와 Fig. 11 사이의 차이만큼 크지는 않지만, S-N 데이터의 향상된 통합화를 보여준다. Fig. 13에서 제시된 S-N 데이터의 폭 좁은 산포도로부터 응력 집중 효과를 내재시킨 등가 구조응력은 데이터를 잘 통합시켜 파손기준이 완전 파단 또는 누설인 통합 S-N 선도 초안을 도출할 수 있음을 알 수 있다. 그러나 ASME B&PV Code, Sec.III의 피로평가 절차와 통합 S-N 선도 초안의 파손기준이 다르기 때문에 원전설비 용접부에 대해 통합 S-N 선도 초안을 바로 적용하는 것은 문제점이 있다. 따라서, 원전설비 용접부 피로설계에 적용할 수 있는 최종적인 통합 S-N 선도를 도출하기 위해서는 향후 파손기준을 특정 크기의 짧은 피로균열로 설정하고 본 논문에서 제시한 구조응력 해석결과를 이용하여 재해



(a) Displacement control



(b) Load control

Fig. 13 ASME pipe weld S-N data and plate weld S-N data using equivalent SS amplitude

석한 후 기존 방법에 의한 해석결과와 비교하고 검증실험을 수행한 후 최종적으로 안전계수를 결정 적용하여야 할 것이다. ASME B&PV Code에 제시된 탄소강/저합금강의 설계 피로선도에 대한 안전계수는 저주기 피로영역에서 수명에 대해 20, 고주기 피로영역에서 응력에 대해 2를 적용하고 있다.⁽²⁾ 이러한 안전계수는 공학적 판단에 근거한 것으로 수명에 대한 20의 안전계수는 데이터 산포도 2, 크기 효과 2.5와 표면처리/대기 효과 등 4로 구성되어 있다.⁽³⁷⁾ 안전계수를 결정하기 위해서는 상기 내용과 같이 다양한 변수들의 복합적인 효과를 고려한 공학적 판단을 통해 결정되어야 할 것이다.

ASME B&PV Code에 제시된 FSRF는 용접부의 제작/검사 요구조건들에 따라 다른 값을 가지는 경험적인 매개변수⁽⁹⁾이다. 또한, ASME B&PV Code에 FSRF가 제시되지 않는 용접부에 대해 피로평가시 탄성 해석, 실험 또는 유한요소해석을

통해 도출된 SCF(저주기/고주기 피로 영역 모두에서 실제 FSRF 보다 큰 값임.)를 FSRF로 가정하여 사용하기 때문에 ASME B&PV Code의 용접부 피로평가 절차는 과도한 보수성을 가질 수 있다.⁽⁹⁾

보수성이 과도한 경험적인 ASME B&PV Code의 용접부 피로절차에 비하여 본 논문에서 제시한 접근법은 FSRF를 고려할 필요가 없는 보수성이 완화된 효율적인 방법이다. 즉, 식 (17)의 증가구조응력 매개변수를 안다면 경험적인 응력증대계수(stress intensification factor) 또는 FSRF를 사용하지 않고 통합 S-N 선도로부터 피로수명을 예측할 수 있다.

굳이 FSRF를 정량화하고자 한다면, 식 (17)을 이용하여 특정 연결부 형태 및 하중 조건에 대한 FSRF를 식 (18)과 같이 표현할 수 있다.

$$FSRF_{ss} = \frac{SCF_{ss}}{t^{\frac{2-m}{2m}} I(r)^{\frac{1}{m}}} \quad (18)$$

여기서 $FSRF_{ss}$ 는 구조응력 정의에 근거한 피로강도 감소계수이다.

3. 결론

본 논문에서는 유한요소 망 크기에 둔감하고 파괴역학에 근거한 구조응력 매개변수를 이용한 통합 S-N 선도 접근절차를 제시하였고 다양한 용접부에 대해 적용하였다. 도출된 결론은 다음과 같다.

(1) 유한요소 망 크기에 둔감한 구조응력 해석 절차는 용접 연결부의 피로거동에 미치는 응력집중 효과를 효과적으로 고려할 수 있다.

(2) 파괴역학에 근거한 구조응력 매개변수를 이용함으로써 다양한 용접부들에 대해 통합 S-N 선도를 도출할 수 있다.

(3) 통합 S-N 선도를 도출함으로써 과도한 보수성을 가지는 ASME B&PV Code 상의 경험적 FSRF를 이용할 필요가 없어지며 본 접근절차를 통해 보다 보편적이고 일관되게 FSRF를 정의할 수 있다.

참고문헌

- (1) Korea Power Engineering Company, 2001, *Summary Report: Lifetime Evaluation of Major Components and Analysis for Aging Management Activities*, PLIM TR 01-037.
- (2) Barsom, J.M and Vecchio, R.S., 1997, *Fatigue of Welded Structures*, WRC Bulletin 422.
- (3) ASME Sec.XI Task Group on Fatigue Operating Plants, 1992, *Metal Fatigue in Operating Nuclear Power Plants*, WRC Bulletin 376.
- (4) Han, S.H., Lee, T.K. and Shin, B.C., 2002, "A Quantitative Estimation of Welding Residual Stress Relaxation for Fatigue Strength Analysis," *Trans. of KSME A*, Vol. 26, No. 10, pp. 2018~2025.
- (5) ASME B&PV Committee, 1999, *ASME B&PV Code, Sec.III*, American Society of Mechanical Engineers.
- (6) ASME B&PV Committee, 1999, *ASME B&PV Code, Sec.VIII*, American Society of Mechanical Engineers.
- (7) ASME B&PV Committee, 1969, *ASME Criteria of the ASME Boiler and Pressure Vessel Code for Design by Analysis in Sections III and VIII, Division 2*, American Society of Mechanical Engineers.
- (8) ASME B&PV Committee, 1997, *ASME B&PV Code, Sec.III, Subsec.NB and Sec.VIII, Division 2*, American Society of Mechanical Engineers.
- (9) Jaske, C.E., 1998, *Interpretive Review of Weld Fatigue-Strength-Reduction and Stress-Concentration Factors, Report No. 1, in Fatigue Strength Reduction and Stress Concentration Factors for Welds in Pressure Vessels and Piping*, WRC Bulletin 432.
- (10) Hechmer, J.L. and Kuhn, E.J., 1998, *Fatigue-Strength-Reduction Factors for Welds Based on NDE, Report No.2, in Fatigue Strength Reduction and Stress Concentration Factors for Welds in Pressure Vessels and Piping*, WRC Bulletin 432.
- (11) Niemi, E., 1993, *Stress Determination for Fatigue Analysis of Welded Components*, IIS/IIW 1221-93, Abington Publishing, Abington Cambridge.

- (12) CEN, 1998, *Fatigue Verification of Welded Joints*, European Pressure Vessel Code, prEN 13445-3.
- (13) Dong, P., 2001, "A Structural Stress Definition and Numerical Implementation for Fatigue Analysis of Welded Joints," *International Journal of Fatigue*, Vol. 23, No. 10, pp. 865~876.
- (14) Dong, P., Hong, J.K., Cao, Z., 2001, "A New Mesh-Insensitive Procedure for Characterizing Stress Concentration at Welds," *Proceedings of ASME PVP Conference, Service Experience, Fabrication, Residual Stress and Performance*, PVP Vol. 427, Atlanta, Georgia, July 22-26, 2001.
- (15) Dong, P., Hong, J.K., Cao, Z., 2001, *A Mesh-Insensitive Structural Stress Procedure for Fatigue Evaluation of Welded Structures*, IIW Doc. No. XIII-1902-01/XV-1089-01, International Institute of Welding.
- (16) HKS Inc., 1998, *ABAQUS User's Manual*, Ver. 5.8.
- (17) Mantaghi, S. and Maddox, S.J., 1993, *The Application of Fatigue Design Rules to Large Welded Structures*, Technical Report, TWI.
- (18) Maddox, S.J., 1982, "Influence of Tensile Residual Stresses on the Fatigue Behavior of Welded Joints in Steel," *Residual Stress Effects in Fatigue*, ASTM STP 776, ASTM, pp. 63~96.
- (19) Huther, I., Lieurade, H.P., Sayhi, N., and Buisson, R., 1998, "Fatigue Strength of Longitudinal Non-Load-Carrying Welded Joints," *Welding in the World*, Vol. 41, pp. 298~313.
- (20) Kihl, D.P., and Sarkani, S., 1997, "Thickness Effects on the Fatigue Strength of Welded Steel Cruciforms," *International Journal of Fatigue*, Vol. 19 Supp. No. 1, pp. S311~S316.
- (21) Rorup, J., and Petershagen, H., 2000, "The Effect of Compression Mean Stresses on the Fatigue Strength of Welded Structures," *Welding in the World*, Vol. 44(5), pp. 20~25.
- (22) Maddox, S.J., 1987, *The Effect of Plate Thickness on the Fatigue Strength of Fillet Welded Joints*, Technical Report, TWI.
- (23) Booth, G.S., and Wylde, J.G., 1990, "Procedural Considerations Relating to the Fatigue Testing of Steel Weldments," *Fatigue and Fracture Testing of Weldments*, ASTM STP 1058, McHenry, H.I. and Potter, J.M., Eds., ASTM, pp. 3~15.
- (24) Pook, L.P., 1982, "Fatigue Crack Growth in Cruciform-Welded Joints under Nonstationary Narrow-Band Random Loading," *Residual Stress Effects in Fatigue*, ASTM STP 776, ASTM, pp. 97~114.
- (25) Bell, R., and Vosikovsky, O., 1993, "Fatigue Life Prediction of Welded Joints for Offshore Structures under Various Amplitude Loading," *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, Vol. 115, pp. 123~130.
- (26) Wagner, M., 1998, *Fatigue Strength of Structural Members with In-Plane Notches*, IIW Doc. No. XIII-1730-98, International Institute of Welding.
- (27) Zhang, J., Dong, P., and Gao, Y., 2001, "Evaluation of Stress Intensity Factor-Based Predictive Technique for Fatigue Life of Resistance Spot Welds," *SAE paper #2001-01-0830*.
- (28) Tada, H., Paris, P., and Irwin, G., 1985, *The Stress Analysis of Cracks Handbook*, 2nd Edition, St Louis, MO: Paris Productions.
- (29) Owen, J. and Fawkes, A.J., 1983, *Engineering Fracture Mechanics: Numerical Methods and Applications*, Pineridge Press Ltd., pp. 23~25.
- (30) Scavuzzo, R.J., et al., 1998, *Fatigue of Butt-Welded Pipe, Report 1, in Fatigue of Butt-Welded Pipe and Effect of Testing Methods*, WRC Bulletin 433.
- (31) Heald, J.D. and Kiss, E., 1974, "Low cycle Fatigue of Nuclear Pipe Components," *Trans. of ASME, Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 96, No. 3, pp. 171~176.
- (32) Rodabaugh, E.C. and Scavuzzo, R.J., 1998, *Effect of Testing Methods on Stress Intensification Factors, Report 2, in Fatigue of Butt-Welded Pipe and Effect of Testing Methods*, WRC Bulletin 433.
- (33) Markl, A.R.C., 1952, "Fatigue Testing of Piping Components," *Trans. ASME*, Vol. 74, pp. 287~303.

- (34) Markl, A.R.C. and George, H.H., 1950, "Fatigue Tests on Flanged Assemblies," *Trans. ASME*, Vol. 72, pp. 77~87.
- (35) Markl, A.R.C., 1947, "Fatigue Tests of Welding Elbows and Comparable Double-Mitre Bends," *Trans. ASME*, Vol. 69, pp. 869~879.
- (36) Macfarlane, D.S., 1962, "Fatigue Strength of Gusseted Pipe Bends," *British Welding Journal*, December, pp. 659~669.
- (37) Cooper, W.E., 1992, "The Initial Scope and Intent of the Section III Fatigue Design Procedures," *Proceedings of PVRC Workshop on Cyclic Life and Environmental Effects in Nuclear Power Plants*, Clearwater Beach, FL, January 1992.