

굽힘피로 하중을 받는 배관의 피로균열 발생수명 예측

곽상록* · 이준성† · 김영진** · 박윤원***
(2000년 10월 23일 접수, 2001년 7월 5일 심사완료)

Crack Initiation Life Analysis in Notched Pipe Under Cyclic Bending Loads

Sang-Log Kwak, Joon-Seong Lee, Young-Jin Kim and Youn-Won Park

Key Words: Four Point Bending(4점 굽힘하중), Leak-Before-Break(파단전누설), Cyclic-Curve(피로 곡선), Strain-life Curve(변위-수명 선도)

Abstract

In order to improve Leak-Before-Break methodology, more precisely the crack growth evaluation, a round robin analysis was proposed by the CEA Saclay. The aim of this analysis was to evaluate the crack initiation life, penetration life and shape of through wall crack under cyclic bending loads. The proposed round robin analysis is composed of three main topic; fatigue crack initiation, crack propagation and crack penetration. This paper deals with the first topic, crack initiation in a notched pipe under four point bending. Both elastic-plastic finite element analysis and Neuber's rule were used to estimate the crack initiation life and the finite element models were verified by mesh-refinement, stress distribution and global deflection. In elastic-plastic finite element analysis, crack initiation life was determined by strain amplitude at the notch tip and strain-life curve of the material. In the analytical method, Neuber's rule with the consideration of load history and mean stress effect, was used for the life estimation. The effect of notch tip radius, strain range, cyclic hardening rule were examined in this study. When these results were compared with the experimental ones, the global deformation was a good agreement but the crack initiation cycle was higher than the experimental result.

1. 서론

가동중인 원자력발전소의 배관에서 파단사고가 일어나는 경우 파손된 배관이 주변의 구조물들에 손상을 주지 않고 제 기능을 유지하도록 하기 위해 양단순간파단을 고려하여 구조물 및 지지물을 설계하였다. 그러나 이러한 설계에는 유체충돌 차단벽 및 배관파단 구속장치 등을 필요로 하여

구조물의 보수성, 설치비용, 보수 작업자의 방사능 피폭량 증가로 연결된다. 많은 연구자들의 연구결과에서 연성재료 배관에서는 급격한 파단 보다는 파단전누설(Leak-Before-Break, LBB)이 발생할 확률이 높음이 입증되었다.⁽¹⁾ LBB개념은 배관의 파단전 내부에서 누출된 유체의 누설을 감지함으로써 배관에 발생한 균열을 미리 발견할 수 있고 이에 대한 적절한 조치를 취함으로써 극단적인 상황을 방지할 수 있다는 개념이다. 구조물의 표면에 존재하는 결함에 대하여 파단전누설개념에 근거한 해석을 위해서는 관통균열의 형상 및 누설량의 예측이 필요하며, 이를 위해서는 관통균열의 발생 및 반복적으로 작용하는 하중에 의한 피로균열 성장량을 계산하여야 한다. CEA Saclay⁽²⁾는 반복적으로 발생하는 피로하중에 의한 균열진전 및 관통균열의 형상을 정확히 예측하기

* 회원, 성균관대학교 대학원 기계공학과
† 책임저자, 회원, 경기대학교 전자기계공학부
E-mail : jslee1@kuic.kyonggi.ac.kr
TEL : (031)249-9813 FAX : (031)249-9796
** 회원, 성균관대학교 기계공학부
*** 회원, 한국원자력안전기술원

위해 1997년 평판에 대한 공동연구를 OECD/NEA PWG-3 멤버들과 수행하였다. 공동연구에 참여한 연구자들의 결과와 실증실험 결과를 비교한 결과 구조물의 해석에 사용된 모델의 검증방법 및 해석결과의 실제 구조물 적용에 따른 문제점이 발견되었다. 이러한 평판에 대한 기초연구를 바탕으로 하여 1998년 프랑스 CEA 에서는 11개 국가 13개 연구팀을 대상으로 신뢰성 있는 균열성장해석 및 실제배관에 적용할 수 있는 해석 방법을 개발하기 위하여 본 공동연구를 제안하였다.⁽³⁾ 피로해석 공동연구는 균열발생 수명예측, 균열진전량 계산 및 관통균열 형상에측의 3단계로 구분되며, 본 연구는 3단계 연구 중 균열발생 수명예측에 대하여 다루고 있다.

본 연구에서는 노치가 있는 배관의 균열발생 수명예측을 위해 Neuber 식⁽⁴⁾ 및 탄소성 유한요소해석을 함께 사용하여 서로 비교하였다. 해석의 변수로는 노치부 곡률반경, 노치 길이, 재료의 변형을 범위 및 반복경화 효과가 있으며, 해석결과의 검증을 위해 노치부의 응력분포, 배관의 축방향 변위 및 CEA에서 실시한 실험결과와 비교하였다.

2. 문제 정의

본 연구 제안에 선행하여 CEA에서는 실증실험을 수행하여, 그 결과를 문제와 함께 제공하였다. 전위차법(Electric Drop Potential Method)을 실험시 사용하였으며, 측정된 균열발생 수명은 2,157회였다.⁽³⁾ 시편의 형상, 하중조건 및 재료물성치 등 해석 조건을 다음에 나타내었다.

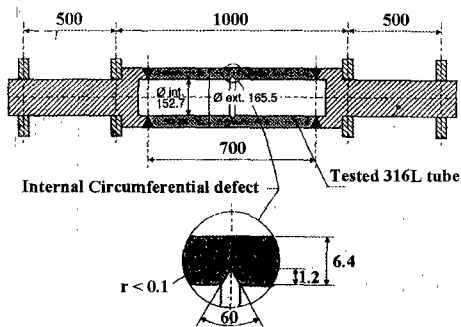


Fig. 1 Four point bending test specimen

2.1 시편의 형상 및 하중조건

시편은 Fig. 1과 같이 중앙에 원주방향의 360° 노치가 있는 배관형상으로 치수는 Table 1과 같다. 시험배관이 받는 하중은 상온에서 4점 굽힘 반복하중으로 중앙에서의 최대 굽힘모멘트가 38,250 Nm, 최소 굽힘모멘트가 0으로 작용하도록 하중을 가하였다. 또한 시편의 중앙에서 175 mm 떨어진 지점에서 회전각은 최대하중 작용시 0.212°, 최소하중 작용시 0°로 측정되었다.

2.2. 재료 특성

시편의 재질은 316L 강으로 본 공동연구에서는 RCC-MR A3.3S⁽⁵⁾에 주어진 값을 사용하였다. 또한 Table 2와 같은 재료물성치와 변형률-수명 선도, 하중-변형률 선도가 주어졌으며, 제시된 변형률-수명선도는 Fig. 2와 같다.

Table 1 Geometry of 4 point bending specimen

Inner dia.	152.7 mm	Notch radius	less than 0.1 mm
Pipe thick.	6.4 mm	Notch depth	1.2 mm
Pipe length	700 mm	Notch angle	60°

Table 2 Material properties of 316L steel⁽⁵⁾

Young's modulus (E)	187.8 GPa
Yield stress (σ_y)	235.0 MPa
Ultimate stress (σ_u)	530.0 MPa
Poisson's ratio (ν)	0.3

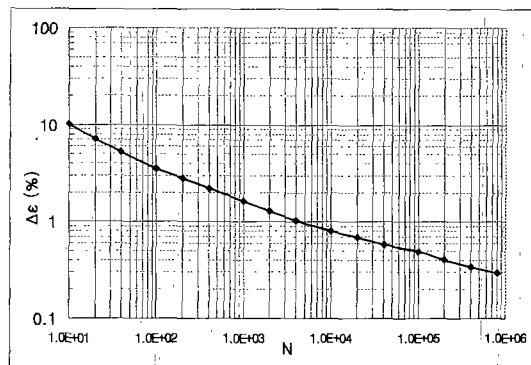


Fig. 2 Strain-life curve of 316L steel⁽⁵⁾

식 (1)에 상온에서의 반복응력-변형률⁽⁵⁾의 관계를, 식 (2)에 Paris 식⁽⁷⁾ 적용을 위한 상수를 나타내었으며, 이 값은 316L 강으로 제작된 폭 19mm의 CT시편에 대하여 하중비 0.1의 반복하중을 작용하여 얻은 값이다.⁽³⁾

$$\Delta\epsilon(\%) = 100 \frac{\Delta\sigma}{E} + \left(\frac{\Delta\sigma}{K'} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (1)$$

$$\frac{da}{dN} = C (\Delta K)^m \quad (mm/cycle) \quad (2)$$

여기서, $K' = 712$, $n = 0.351$, $C = 1.2 \times 10^{-8}$, $m = 2.84$ 로 주어진 값이며, $\Delta\epsilon$ 은 변형률 범위, $\Delta\sigma$ 은 응력 범위(MPa), E 는 탄성계수(MPa), ΔK 는 응력 확대계수 범위(MPa√m)이다.

3. 균열발생 수명 예측

노치부의 균열발생수명 예측을 위해 유한요소 해석을 이용한 방법과 Neuber 법칙⁽⁴⁾을 이용한 해석적 방법을 함께 사용하였다. 반복 굽힘하중에 의한 응력은 항복강도 이상의 값으로 소성변형을 고려한 해석이 필요하다. 본 연구에서는 ABAQUS 범용 해석코드⁽⁷⁾를 이용하여 탄소성 유한요소해석을 수행하였다. 특히 노치의 형상, 가공경화의 고려방법, 변형률 범위를 고려한 해석을 수행하여 균열발생 수명을 결정하였다.

Neuber 법칙을 이용한 연구에서는 하중이력과 평균응력을 고려하여 균열발생 수명을 결정하였다. 두 가지 해석중 탄소성 유한요소해석을 이용한 방법은 중심에서 175mm 떨어진 지점에서의 변형각의 계산이 가능하여 결과의 검증이 가능하며 이 값을 균열발생 수명으로 결정하였다.

3.1 유한요소해석 모델의 구성

해석에 사용될 요소망의 최적화를 위해 2차원 요소망을 구성하여 노치선단에서의 요소수 변화에 따른 응력변화를 관찰하였다. 노치선단의 요소수를 Fig. 3와 같이 증가시키면서 요소내의 응력변화 및 응력분포를 조사하여 최대응력의 차이가 1% 미만으로 수렴하는 요소망을 결정하였으며, 이를 기준으로 3차원 요소망을 생성하였다. 3

차원 요소망 구성에는 20절점 등매개변수요소를 사용하였으며, 해석에 사용된 요소수는 1,500개, 노드수는 7,400개이다. 대칭조건을 이용하여 1/4 모델링을 하였으며 해석에 사용된 형상은 Fig. 4와 같다.

3.2 유한요소 해석의 조건

반복경화 효과로 항복응력이 소성변형에 따라 선형적으로 변하는 이동성경화(kinematic hardening)와 히스테리시스 폐곡선이 일정하게 유지되는 등방성경화(isotropic hardening)에 대한 해석을 수행하였다. 특히, 이동성경화에 대해서는 반복변형에 의한 응력-변형률 곡선을 Fig. 5와 같은 2개의 기울기를 갖는 곡선(bilinear curve)으로 이상화시켜 해석하였다.

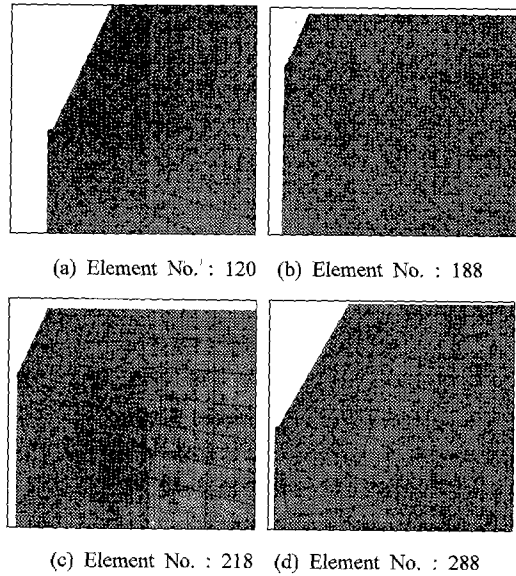


Fig. 3 2-D Finite element analysis model around notch tip

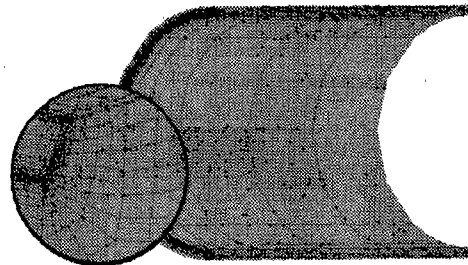


Fig. 4 Sample of 3-D analysis model

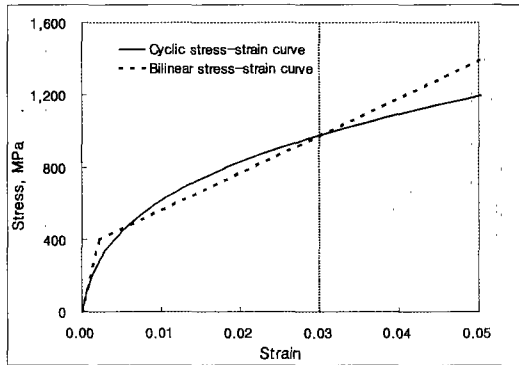


Fig. 5 Bilinear stress-strain curve used in finite element analysis

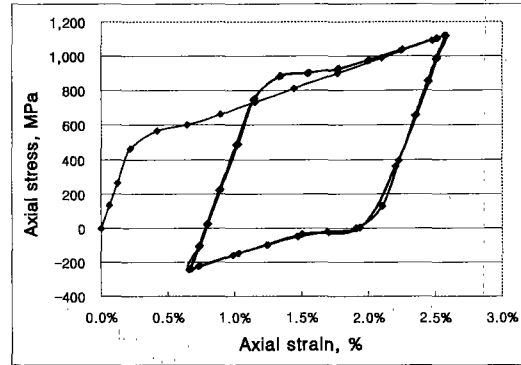


Fig. 6 Cyclic stress-strain behavior at notch tip (3% strain range, kinematic hardening)

이동성 경화에 대한 해석은 일반적인 금속재료의 해석에 많이 사용되며, 변형률 범위가 5% 이하인 경우 신뢰성이 높고 Bauschinger⁽⁸⁾ 효과를 보다 정확히 고려할 수 있어 해석 결과에서는 이 값을 제시하였다.⁽⁷⁾ 저주기피로(low-cycle fatigue) 해석인 본 문제에서 반복하중 하의 항복강도는 0.2% offset 방법을 사용하여 결정하였으며, 이상화된 곡선의 기울기 결정에는 변형률범위(strain range)는 3%와 5%에서 만나는 점을 각각 사용하였다. Fig. 5는 3% 변형률을 기준으로 곡선의 기울기를 결정한 예이다. 하중 작용횟수는 노치선단에서의 변형률의 변화가 전 단계의 값과 비교하여 1%미만의 차이로 수렴하는 시점까지 해석하도록 하였으며, 노치반경에 대해서는 50 μm , 75 μm 및 100 μm 에 대하여 해석하였다. 계산된 값은 변형률-수명평가에 의한 해석시, 응력집중계수(K_t)의 결정에 사용하였다.

3.3. 유한요소 해석 결과

탄소성 유한요소해석 결과 4회의 반복하중 작용 이후 노치선단에서의 변형률 변화가 이전 반복하중에서의 값과 1% 미만의 차이로 수렴하여 4회의 반복하중 시의 값을 사용하였다. 해석의 결과로는 노치선단 및 리가멘트(ligament)에서의 응력 및 변형률, 중앙에서 175 mm 되는 지점에서의 변형각, 평균응력을 계산하였다. 노치선단에서의 변형률 범위 3%와 5%에 대한 해석결과를 Table 3 및 Table 4에 나타내었다. 또한 노치반경 100 μm , 변형률 범위 3%인 경우에 대한 해석결

Table 3 Results of cyclic elastic-plastic finite element analysis (3% strain range)

Notch radius (μm)	100	75	50
$\Delta \epsilon$ (%)	1.90	2.14	2.53
σ_{mean} (MPa)	438	490	630
σ_{min} (MPa)	-241	-235	-218
σ_{max} (MPa)	1,118	1,214	1,424
β_{max} (Degree)	0.19		
Initiation cycle	710	460	230

Table 4 Results of cyclic elastic-plastic finite element analysis (5% strain range)

Notch radius (μm)	100	75	50
$\Delta \epsilon$ (%)	1.96	2.23	2.63
σ_{mean} (MPa)	383	430	452
σ_{min} (MPa)	-263	-257	-239
σ_{max} (MPa)	1,030	1,118	1,144
β_{max} (Degree)	0.19		
Initiation cycle	660	389	252

과중 노치선단에서 축방향의 응력-변형률 변화는 Fig. 6과 같다. 그림에서 알 수 있듯이, 노치선단에서의 변형률 변화는 1.9%로 Fig. 2를 이용한 균열발생 수명은 710회로 계산되었다. 중심에서 175mm 떨어진 지점에서의 변형각은 Fig. 7에 나타난 축방향 길이에 대한 변위로부터 0.19°로 계산되었다. Fig. 7에 나타난 처짐은 4회의 반복하중 작용시의 값으로 변형각은 반복하중 횟수에 따라 큰 변화는 없었다.

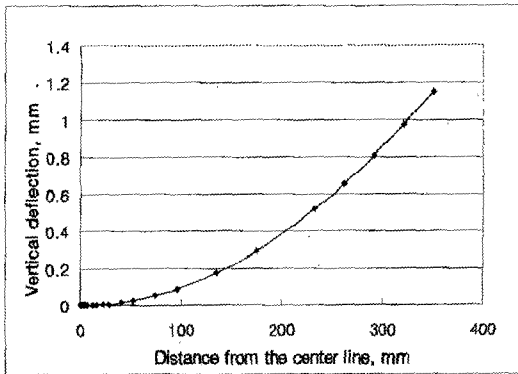


Fig. 7 Deflection of the specimen along pipe length (3% strain range)

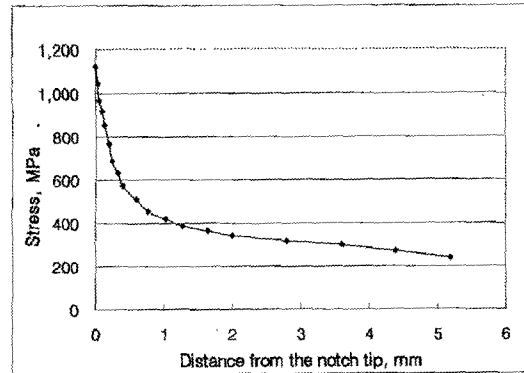


Fig. 8 Stress distribution along the ligament (3% strain range)

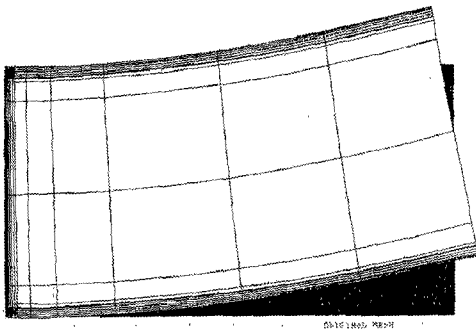


Fig. 9 Deformed shape under 4 point bending load

Table 5 Results of cyclic elastic-plastic finite element analysis (30 μm from notch tip)

Notch radius (μm)	Strain range (%)	$\Delta \epsilon$ (%)	Initiation cycles
50	5	1.58	1157
	3	1.52	1342
75	5	1.48	1457
	3	1.42	1605
100	5	1.39	1700
	3	1.35	1823

노치부의 원주방향에 대한 응력변화를 Fig. 8에, 변형후의 형상을 Fig. 9에 나타내었다. 특히 노치 선단에서는 변형을 집중현상이 발생하는 것을 고려하여 선단에서 임의의 거리 떨어진 지점에서 계산된 응력값을 사용하여 수명을 결정하였다.⁽⁹⁾ 노치선단에서 30 μm 떨어진 지점에서의 변형률

Table 6 Results of elastic finite element analysis

Notch radius (μm)	100	75	50
σ_{max} (MPa)	2642	2916	3268
$\sigma_{nominal}$ (MPa)	352.3		
K_t	7.5	8.3	9.3

변화를 이용하여 계산된 피로균열 발생수명은 Table 5와 같다. 이 결과 노치반경이 100 μm, 변형률 범위가 3%인 해석결과가 실험을 통하여 측정된 균열발생 수명과 15%이내의 차이를 보였다. 또한 중앙에서 175mm 떨어진 지점의 변형각은 실험 값이 0.212° 로 본 연구에서 얻어진 값인 0.190° 와는 10%의 차이로 비교적 일치하였다.

3.4 Neuber 식을 이용한 해석

노치선단에서의 응력집중계수는 handbook⁽¹⁰⁾을 참조하여 결정하나, 본 문제에 적용이 가능한 자료가 없어 탄성 유한요소해석을 통하여 결정하였으며, 그 값을 Table 6에 나타내었다. 해석에 사용된 모델은 탄소성 유한요소해석의 모델과 동일하다. 또한, 재료의 거동을 탄성으로 가정하였으며, 반복하중을 받는 동안 노치가 둔화되는 것은 고려하지 않았다. 위에서 계산된 응력집중계수, Neuber 식을 이용해 계산된 응력-변형률의 관계, Basquin⁽¹¹⁾식, Coffin⁽¹²⁾과 Manson⁽¹³⁾식을 이용하여 하중이력 및 평균응력이 고려된 균열발생 수명을 결정하였다. Fig. 10은 해석에 사용된 하중이력을 나타내었으며, 초기 작용하중에 대해서는 식 (3)

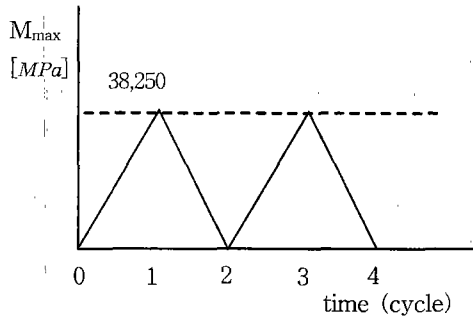


Fig. 10 Cyclic loading history

을, 이후의 작용하중에 대해서는 식 (1)과 (4)를, 균열 발생수명 계산에는 식 (5)을 사용하였다.

$$e = \frac{S}{E} + \frac{1}{100} \left(\frac{S}{K'} \right)^{(1/m)} \quad (3)$$

$$\Delta \epsilon = \frac{\Delta \sigma}{2E} + \frac{1}{50} \left(\frac{\Delta \sigma}{2K'} \right)^{(1/m)} \quad (4)$$

$$\frac{\Delta \epsilon}{2} = \frac{(\sigma_f - \sigma_0)}{E} (2N_f)^b + \epsilon_f (2N_f)^c \quad (5)$$

여기서, e 는 초기하중에 대한 변형률, S 는 초기 하중에 대한 응력, $2N_f$ 는 균열발생 수명, σ_0 는 평균응력이다. 수명계산에 필요한 피로강도 및 연성계수인 σ_f 와 ϵ_f , b , c 는 변위-수명선도와 반복응력-변형률관계를 이용한 곡선 접합을 통해서 계산하였으며, 그 값은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \sigma_f &= 1035 \text{ MPa} \\ \epsilon_f &= 0.105 \\ b &= -0.1430 \\ c &= -0.4075 \end{aligned}$$

노치반경 변화에 따른 변형률진폭, 응력진폭, 평균응력, 최대 및 최소 응력, 균열 발생 수명을 Table 7에 나타내었다. 응력값은 탄소성 유한요소 해석결과와 유사하나 균열 발생수명에는 큰 차이를 보였다. 유한요소해석 및 Neuber 식을 이용한 해석 모두 노치반경이 가장 큰 영향을 미쳤으나 공동연구에 제시된 문제에서는 노치반경에 대한

Table 7 Results of analytical approach

Notch radius (μm)	100	75	50
$\Delta \epsilon$ (%)	2.65	3.06	3.59
$\Delta \sigma$ (MPa)	1400	1488	1591
σ_{mean} (MPa)	516	542	611
σ_{max} (MPa)	1216	1286	1407
σ_{min} (MPa)	-184	-202	-184
Initiation cycle	210	140	90

최대값만 주어져, 노치반경 0.1mm를에 대한 결과를 타 연구참여자들과 결과 비교시 사용하였다.

3.5 타 연구참여자들과의 결과 비교⁽¹⁴⁾

본 국제공동연구는 균열발생 수명의 예측 방법론에 중점을 두어 OECD/NEA에서 결과를 비교하였으며, 8개 연구팀이 결과를 제출하였다. 각 연구팀의 방법론은 유한요소 해석을 이용한 경우와 Neuber 식을 이용한 경우로 나누어지며, 각각은 다음과 같이 구분이 가능하다.

- (1) 노치효과와 고려 : 유한요소해석, Handbook
- (2) 노치부 최대응력 : 노치선단의 값, 특정 거리 (100 μm 이내)의 값
- (3) 소성변형의 고려 : Neuber 식(또는 수정된 Neuber 식), 탄소성 유한요소해석
- (4) 평균응력의 고려 여부

각 연구 참여자들이 제시한 균열발생 수명의 범위는 다음과 같다.

- (1) 노치선단의 최대응력과 Neuber 식을 이용한 해석 결과 범위 : 78 ~ 263회
- (2) 노치선단 또는 특정거리 만큼 떨어진 지점에서의 응력과 Neuber 식을 이용한 해석 결과 범위 : 600 ~ 3300회
- (3) 유한요소해석을 결과 범위 : 188 ~ 2574회

4. 결론

본 연구에서는 균열발생 수명예측을 위해 탄소성 유한요소해석과 Neuber 식을 이용하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 탄소성 유한요소해석 결과 노치선단에서의 값을 이용하여 계산된 균열발생수명은 노치반경이 $0.1mm$ 인 경우 실험값과 3배의 큰 차이를 보였으나, 노치선단에서 $30\mu m$ 떨어진 지점에서의 값을 사용한 결과 실험값과 잘 일치하였다. 타 연구자들의 결과에서도 노치선단으로부터 특정거리 만큼 떨어진 지점의 응력값을 이용한 해석이 실험결과와 잘 일치하였다.

(2) 노치선단에 발생하는 큰 소성변형 영향을 보다 정확히 고려할 수 있는 탄소성 유한요소해석결과가 Neuber 식을 이용한 결과보다 더 타당하다고 할 수 있으며, 탄소성 유한요소해석 결과를 이용하여 얻어진 중앙에서 175 mm 되는 지점의 변형각은 실험결과와 10% 이내의 오차범위에서 일치하였다.

후 기

본 논문은 한국원자력안전기술원과 한국과학기술원 산하 성균관대학교 산업설비 안전성평가 연구센터의 연구비 지원으로 이루어진 것으로서, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) USNRC, 1984, "Evaluation of Potential for Pipe Break," NUREG 1061, Vol. 3.
- (2) OECD/NEA, 1997, "Report of the Benchmark on the Fatigue Propagation of a Semi-Elliptical Crack in Plate Subjected to Cyclic Bending," NEA/CSNI/R(97)8.
- (3) Chapuliot, S., 1998, "Benchmark Proposition on a Cracked Pipe Subjected to a Cyclic Four Point Bending," CEA Scalay-SEMT /LISN.
- (4) Neuber, H., 1961, "Theory of Stress Concentration for Shear-Strained Prismatical Bodies with Arbitrary Nonlinear Stress Strain Laws," *J. Appl. Mech. Trans. ASME*, Vol E28, Neuber Equation.
- (5) RCC-MR, 1985, "Design and Construction Rules for Mechanical Components of FBR Islands," Subsection Z : Technical appendix A3.
- (6) Paris, P.C. and Erdogan, F., 1963, "A Critical Analysis of Crack Propagation Laws," *J. of Basic Eng., Trans. of ASME*, Vol. D85.
- (7) ABAQUS, 1999, "Theory Manual - Metal Plasticity Model," ABAQUS Ver. 5.8, Hibbit, Karlsson & Sorensen, Inc.
- (8) Bauschinger, J., 1886, "Mitt. tech., Lab Munchen," No. 1, Vol. 13.
- (9) Bensussan, P., Mass, E., Pellous, R. and Pineau, A., 1988, "Creep Crack Initiation and Propagation : Fracture Mechanics and Local Approach," *J. of Pressure Vessel Technology*, Vol 110.
- (10) Peterson, R.E., 1974, *Stress concentration factors*, John Wiley and Sons
- (11) Basquin, O.H., 1910, "The Exponential Law of Endurance Tests," ASTM, Vol. 10.
- (12) Coffin, L.F., 1954, "A Study of the Effects of Cyclic Thermal Stresses on a Ductile Material," *Trans. ASME*, Vol. 76.
- (13) Manson, S.S., 1953, "Behavior of Materials Under Conditions of Thermal Stress," *Heat Transfer Symposium*, Univ. of Michigan Engineering Research Institute.
- (14) 산업설비 안전성평가 연구센터, 1999, "굽힘 피로 하중을 받는 배관의 피로균열 발생수명 예측을 위한 Round-Robin 해석," SAFE 99-19.