

〈論 文〉

풍력과 지진하중을 고려한 압력용기의 피로해석

박진용* · 황운봉** · 한경섭** · 박상철*** · 김희진*** · 박동환***

(1990년 8월 20일 접수)

Fatigue Analysis of Pressure Vessel in View of Wind and Seismic Loads

J.Y. Park, W. Hwang, K.S. Han, S.C. Park, H.J. Kim and D.H. Park

Key Words : Fatigue Life Prediction(수명예측), Cumulative Damage Model(누적손상모형), FEM(유한요소법), Fatigue Modulus(피로계수), Stress Level(응력수위)

Abstract

Fatigue life prediction of pressure vessel is studied analytically using cumulative damage models and linear elastic fracture mechanics method. The stresses are analyzed by finite element method. During operation, the maximum stress occurs at the outside of neck region while fatigue analysis indicates that the bottom of nozzle part has the shortest fatigue life. Previously proposed fatigue life prediction equation and cumulative damage model are modified successfully by introducing reference fatigue modulus. It is found that the modified life prediction equation and damage model are useful for lower stress level application.

1. 서 론

Miner가 1945년에 선형 누적 손상모형⁽¹⁾을 제안한 이래로 많은 누적 손상 모형^(2,4)이 제안되었지만 ASME(American Society of Mechanical Engineers)표준설계⁽⁶⁾는 여러가지 응력 진폭 조건에서의 압력용기 피로 수명을 해석하기 위해 Miner의 법칙을 써 왔다. 그러나 Miner의 법칙이 하중이력(load history)의 효과를 예상하는데 실패했다는 사실은 잘 알려져 있다. 현재까지의 연구결과에 의하면 다양한 응력수위(stress level)의 적용된 순서에 따라 피로수명이 변하는 등 하중이력이 재료의 피로거동에 중요한 영향을 미친다고 알려져 있다.

본 연구에서는 이미 제안된 H & H누적손상모형⁽⁴⁾을 낮은 응력수위($S_a/S_{au}=0.01-0.05$)에 적용하기 위해 새로이 수정하였다. 3단계의 반복하중하에서 압력용기의 피로수명이 제안된 모형과 Miner의 법칙(ASME방법), Hashin & Rotem의 모형⁽²⁾, 그리고 선형 탄성파괴역학법 등을 이용하여 연구하였다.

연구된 용기는 지지대가 달려있고 용접된 압력용기로써 ASME 표준설계의 기준으로 맞추어 설계되고 제작된 것이다. 지지대가 포함된 총 높이는 13.4m이며 용기만의 높이는 8.75m이다. 내경은 3.2m이고 용기의 평균두께는 12.7mm이다. 화학공장의 반응기로 쓰여진 이 용기의 재료는 ASTM(American Society for Testing and Materials) A 516 Grade 70인데 화학조성과 기계적 물성은 Table 1에 명시되어 있다. 또한 이 압력용기는 외부에 설치되어 풍력과 지진 등의 자연영향을 직접적으로 받게된다. 본 연구에서는 실제 용기를 작동할 때 외력조건으로 풍력과 지진하중을 고려하였

* 정회원, 포항공과대학 대학원

** 정회원, 포항공과대학 기계공학과

*** 현대중공업주식회사

Table 1 Chemical composition and mechanical properties

(a) Chemical composition, weight percent

C	Si	Mn	P	S	Cu	Ni	Cr	Mo
0.19	0.23	1.08	0.008	0.003	0.17	0.18	0.25	0.01

(b) Mechanical properties

Yield strength MPa (ksi)	Tensile strength MPa (ksi)	Shear strength MPa (ksi)	Elongation in 200mm (8 in)	Hardness HB	Modulus MPa (ksi)
339(49.2)	523(75.8)	367(53.2)	32%	144.8	$1.924 \times 10^5 (2.79 \times 10^4)$

다. 이 압력용기의 사용수명은 다음과 같이 예측되었다. 먼저 유한요소법을 이용하여 응력을 해석하고 나서 일반적인 누적 손상이론에 따라 다응력수위(multi-stress level)의 피로수명을 예측한다. 손상함수의 구조에 대한 토의는 참고문헌 (3)에 나타나있다.

2. 제안된 누적손상모형

피로중 재료의 손상에 기초한 피로계수의 개념은 참고문헌 (4)에 제시되어 있다. Fig. 1은 n번째 반복하중의 피로계수를 보여준다. 하중의 반복횟수에 따른 피로계수의 저하비율 dF/dn 은 다음과 같이 피로계수, F와 피로반복수 n의 함수로 나타낼 수 있다. 즉,

$$\frac{dF}{dn} = -\frac{A}{nBF^{B-1}} \tag{1}$$

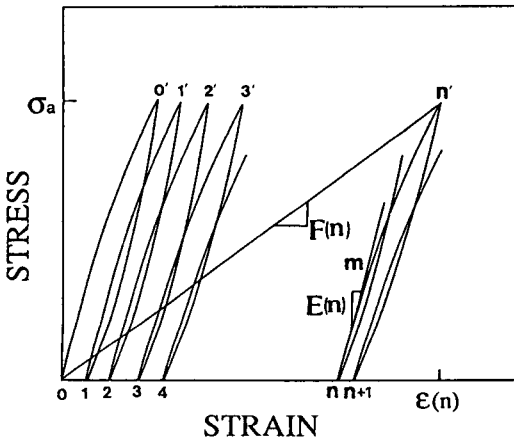


Fig. 1 Failure modulus concept

윗식을 n_1 에서 n_2 구간으로 적분하면 :

$$F^B(n_2) - F^B(n_1) = -A \ln(n_2/n_1) \tag{2}$$

$n_2 = N$ 과 $n_1 = 1$ 을 위의 식에 대입하면 :

$$F_0^B - F_f^B = A \ln N \tag{3}$$

여기서

N : 파괴까지의 반복횟수

F_0 : 초기 피로계수

F_f : 파괴시의 피로계수

다음과 같은 관계를 갖는 참고피로계수(reference fatigue modulus), F_R 이 존재한다고 가정한다.

$$F_0/F_R = p \tag{4.a}$$

$$F_f/F_R = f(q) = q \tag{4.b}$$

여기서 p와 q는 각각 물질상수와 적용된 응력수위이다. 위의 관계를 식 (3)에 대입하면 :

$$p^B - q^B = (A/F_R^B) \ln N \tag{5}$$

그러므로 파괴까지의 반복회수는 다음과 같이 표시된다.

$$N = \exp[M(p^B - q^B)] \tag{6.a}$$

$$\text{또는 } q^B = q^B + k \ln N \tag{6.b}$$

윗식을 이용하여 적용된 응력수위 q와 물질상수 M, p 그리고 B를 알면 재료의 피로수명을 예측할 수 있다. B가 1일때 위의 피로수명에측식은 많이 쓰이고 있는 기존의 S-N곡선(semi-log 척도하에서 직선)과 같아진다. 이전에 제안된 H & H 누적 손상 모형중에 본 연구에서 쓰여진 손상모형은 합 변형률(resultant strain)로 정의된 손상모형으로 다음과 같다.

$$D = \frac{\epsilon(n) - \epsilon_0}{\epsilon_f - \epsilon_0} \tag{7}$$

여기서,

ϵ_0 : 초기 변형률

$\epsilon(n)$: n번째 하중반복시 변형률

ϵ_f : 파괴시 최종변형률

참고문헌 (4)의 과정과 식 (2)에서 식 (5)까지의 관계를 따르면, 손상모형은 피로 반복과 적용된 응력수준의 함수로 유도될 수 있으며 그 결과는 다음과 같다.

$$D = \frac{q}{p-q} \left[\frac{p}{(p^B + k \ln n)^{1/B} - 1} \right] \quad (8)$$

Miner의 법칙과 Hashin과 Rotem의 손상 모형은 다음과 같이 표현된다.

Miner의 법칙

$$D = \frac{n}{N} \quad (9)$$

Hashin과 Rotem의 모형

$$D = \frac{\ln n}{\ln N} \quad (10)$$

식 (8)에서 k 와 B 그리고 p 는 물질상수이고 일정 응력 수위 피로 실험 결과로 구할 수 있다. 일반적인 누적 손상 이론의 과정을 따르면 다응력수위의 피로 수명은 위의 누적 손상 모형으로 예상될 수 있다.

선형 탄성 파괴 역학(LEFM)의 접근 방법은 압력용기의 피로 수명을 예상하기 위해 보고되었다. 본 연구에서 다른 압력 용기의 피로 균열 성장률(fatigue crack growth rate)은 다음과 같이 표시된다⁽⁸⁾.

$$\frac{da}{dn} = 3.6 \times 10^{-10} (\Delta K_I)^{3.0} \quad (11)$$

여기서,

a : 균열길이 (in)

ΔK_I : 응력 강도계수(stress intensity factor)의 변동량 (ksi $\sqrt{\text{in}}$)

유한 길이와 깊이에 대한 비율의 균열을 가진 평판에 대한 응력강도계수는 참고문헌 (8)에 주어졌다.

$$K_I = 1.12 \sigma \sqrt{\pi a} \quad (12)$$

3단계의 반복하중에 의한 압력용기의 피로해석은 초기 및 임계 균열의 길이를 알고 있는 한 윗 식의 적분으로 예상할 수 있다.

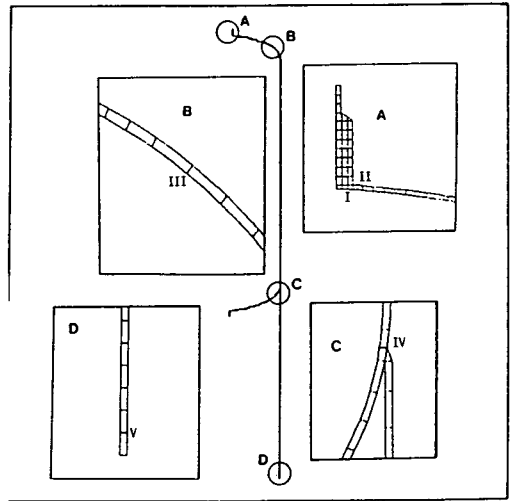


Fig. 2 Overall finite element model of the vessel

3. 하중조건

용기가 받는 응력을 계산하기 위해 유한요소해석 컴퓨터 프로그램인 ANSYS⁽¹⁾를 사용하였다. Fig. 2는 연구된 압력용기의 전체 유한요소 모델을 보여 준다. 이 용기의 유한요소 모델은 ANSYS형 STIF838절, 비축대칭 하중을 받는 축대칭구조 요소(axisymmetric structural solid with nonaxisymmetric loading)를 사용했다. 비축대칭 하중조건은 압력용기의 가동시 노즐에 걸리는 노즐 모멘트 M_z 의 영향을 고려해야 하기 때문이다. 또한 1개의 유한요소는 비축대칭 하중조건시 U_x, U_y, U_z 즉 3개의 자유도를 갖는 8개의 절로 정해진다. 그러나 축대칭 하중시에는 U_x, U_y 의 2자유도를 갖게 된다. 경계조건은 Fig. 2에서 볼 때 지지대의 아래부분, 즉 지반과 접촉한 부분의 절은 변형자유도(U_x, U_y, U_z)가 0이다.

선적하기전에 이용기는 안정성을 위한 2000번의

Table 2 Load conditions

	Load step	Pressure MPa (ksi)	Temperature °C	Fatigue cycle
Shop test	1	1.0301 (0.1494)	21.11	2000
Field test	2	0.9565 (0.1387)	21.11	500
Operation	3	-0.1035 (-0.0150)	105.	
	4	0.4705 (0.0683)	125.	

반복피로실험을 하는데 이를 shop test (load step 1)라고 한다. 도착후 이용기는 또 다시 field test (load step 2)를 거쳐게 되는데 500회의 반복하중에 의한 피로시험을 받게 된다. 이 압력용기의 가동시 (load step 3-4) 내부압력과 온도의 변화 그리고 노즐에 걸리는 하중 등을 받게된다. 노즐에 걸리는 하중은 위에서 누르는 수직하중 $-P_3$ 와 굽힘 모멘트 M_x 로 구성된다. 이 반복 테스트의 하중조건을 Table 2에 나타내었다. 또한 이 압력용기는 외부에 설치되므로 풍력이나 지진 등과 같은 자연력에 노출되게 된다. 풍력이나 지진의 설계하중을 결정하기 위해 ANSI(American National Standards Institute) A58.1과 ASA(American Standards Association)A58.1의 기준을 따랐다. 이에 대한 해석은 다음과 같다.

3.1 풍력에 의한 하중

ASA A58.1에 의하여 풍력에 의한 하중은 아래와 같이 해석한다.

$$W_i = B \times D_e \times P_i \tag{13}$$

여기서,

B : 곡선형상요소

D_e : 용기의 직경 (effective diameter)

$$[D_e = K_d \times D_o]$$

K_d : 직경에 관한 계수

D_o : 용기의 총직경

P_i : 설계압력

풍력에 의한 설계압력은 지면으로부터 고도 9.1 m를 기준으로 다른 값을 갖게 된다. 이 값들은 다음과 같다.

$$P_1 = 0.00176 \text{ kgf/mm}^2 \quad 0 \sim 9.1 \text{ m}$$

$$P_2 = 0.00234 \text{ kgf/mm}^2 \quad 9.1 \sim 12.25 \text{ m}$$

본 연구에서 다루어진 용기는 Fig. 3에 나타난 것과 같이 두 부분으로 구분 되어진다. 따라서 풍력에 의한 하중은 위의 두식에 의해 압력 하중 W_1 과 W_2 로 계산된다. 또한 서로 반대방향과 풍력하중을 +방향과 -방향으로 구별하여 해석하였다. Fig. 3은 +방향의 하중을 나타내고 있다.

3.2 지진에 의한 하중

지진에 의한 하중은 ANSI A58.1의 해석방법을 따랐다. 지반력, V 는 다음과 같다.

$$V = ZKCW \tag{14}$$

여기서,

Z : 지진지역 요소 (seismic zone factor)

K : 구조계수

C : 유연성 요소 (flexibility factor)

W : 작동시 하중

T : Period $[(1/0.560)\sqrt{(WH^4)/(gEI)}]$

I : Moment of inertia $[(1/2)pd^3t/8]$

지반력 V 는 다음과 같이도도 표현된다.

$$V = F_i + \sum_{i=1}^n F_i \tag{15}$$

식 (15)에서 F_i 는 지진에 의해 압력용기의 맨 윗

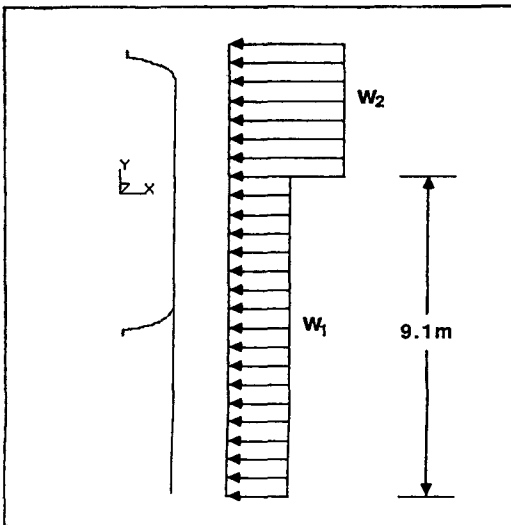


Fig. 3 Wind load

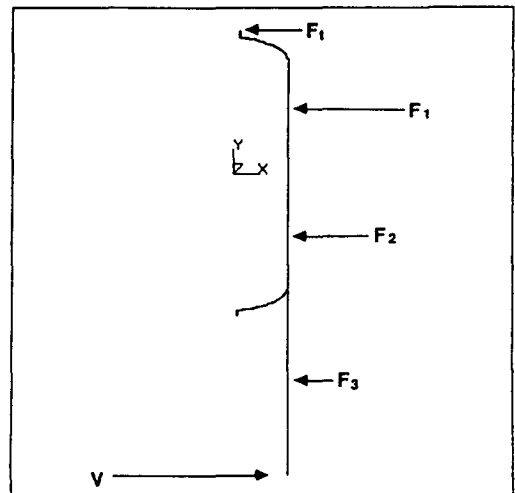


Fig. 4 Seismic load

부분에 적용되는 힘이고 F_i 는 용기의 각 부분에 적용되는 힘이다. F_i 는 Fig. 4에 나타난 것과 같이 세부분으로 나뉘어서 용기에 가해진다. F_i 는 다음과 같다.

$$F_i = 0.004 V (h_n / D_s)^2 \leq 0.15 V \quad (16)$$

여기서,

h_n : 압력용기의 최고 고도

D_s : 용기의 직경

각 부분의 중심에 작용하느 힘 F_i 는 다음의 식으로 계산된다.

$$F_i = (V - F_i) w_x h_x / \sum_{i=1}^n w_i h_i \quad (17)$$

풍력에 의한 하중의 경우와 마찬가지로 +방향의 지진하중과 반대방향인 -방향인 경우로 나누어서 해석하였다. Fig. 4는 +방향의 지진하중 방향을 나타낸다.

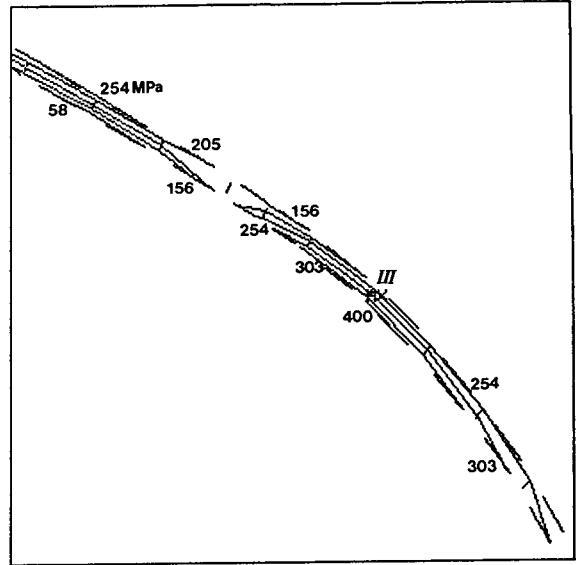


Fig. 5 Stress intensity contour around region III

4. 결과 및 토의

응력해석결과 5부분이 비교적 높은 응력분포를 갖게 되어 이 부분을 중점적으로 분석하였다. Fig. 2에 추가적으로 나타나 있는 I, II, III, IV 그리고 V는 선택된 5부위를 표시해 주고 있다. 중점적으로 5부위는 다음과 같다.

- Region I : 노즐의 밑부분으로 압력용기의 내벽[작동중 최대 상대응력 (relative stress)이 걸림]
- Region II : 노즐과 용기의 연결부분으로 용기의 외벽[작동시와 지진하중하에서 최대응력 발생]
- Region III : Top shell 부분[shop test와 field test에서 최대응력 발생]
- Region IV : 압력용기와 지지대의 연결부분[연결부위]
- Region V : 지지대의 밑부분[풍력 하중하에서 최대응력 발생]

Shop test와 field test의 하중조건을 고려한 load step 1과 2에서 최대응력은 region III 근처의 바깥 표면에 걸린 원환응력 (hoop stress)이지만 최대 응력강도 (stress intensity)는 같은 부위의 안쪽 표면에서 일어난다. 이 부근의 응력강도 윤곽선 (stress intensity contour)을 Fig. 5에 나타내었다. 실제 작동중의 외력조건을 고려한 load step 3과 4에서 노즐 모멘트의 영향으로 노즐 연결부분 (region II)에 걸린 반경방향 응력이 가장 높은 응력이다. 최대 응력강도도 이 부근에서 일어난다. Fig. 6은 이

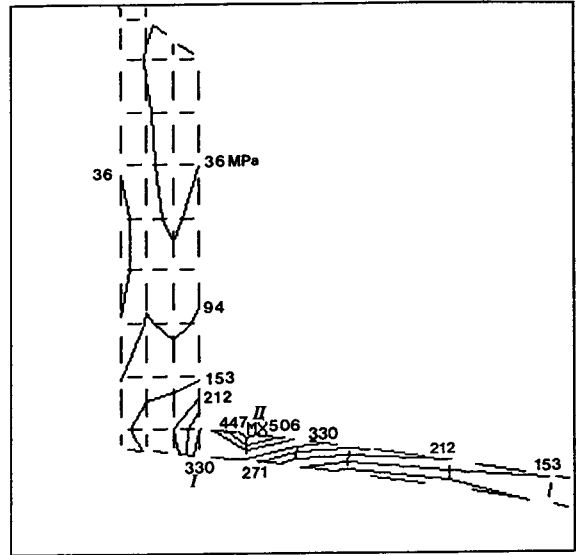


Fig. 6 Stress intensity contour around region I & II

부근의 응력강도 윤곽선을 보여준다. 그러나 실제 작동중에 +방향의 응력과 -방향의 응력이 교대로 걸리는 현상이 region I에서 발생하게 되어 최대 상대응력 (max. relative stress)을 갖게 된다. 순수한 풍력에 의한 하중해석결과, 최대 응력 강도는 region V에서 일어나지만 그 값이 작다. 따라서 풍력하중이 압력용기 작동시에 가해졌다고 가정하

였다. 순수한 지진하중을 용기가 받을때에도 region II에 최대 응력 강도가 일어나지만 그 값은 작동시의 응력강도에 비해 그 값이 미비하다. 역시 마찬가지로 작동중에 지진하중이 용기에 가해졌을 때를 고려하였다. 이 결과를 기초로 region I, II 그리고 III가 피로해석을 위해 선택되었다.

응력해석 결과로 얻어지는 응력강도값에서 피로 수명을 구할 때 실제적으로 계산에 이용되는 응력 수위(stress level)를 구하기 위해 응력강도의 변화 즉 상대응력강도(relative stress intensity)와 교환의 응력강도(alternating stress intensity)등을 구하

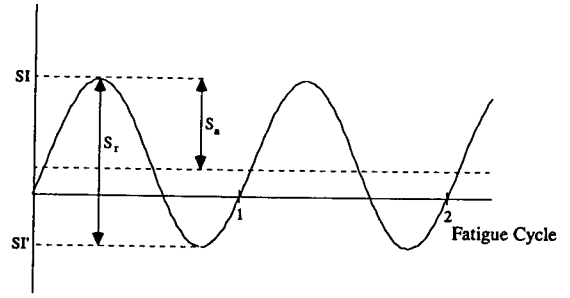


Fig. 7 Maximum and minimum stress intensity, relative stress intensity and alternating stress intensity

Table 3 Stress intensity and fatigue life at the stress amplitude

	Load step	SI	S_r	S_a MPa (ksi)	S_a^*	$S_a'/S_{au}(q)^{**}$	N number of cycles
Region I							
Shop test	1	209.9 (30.4)	209.9 (30.4)	105.0 (15.2)	112.9 (16.4)	0.0283	205630
Field test	2	195.2 (28.3)	195.2 (28.3)	98.1 (14.2)	105.5 (15.3)	0.0264	282335
Operation with wind & seismic load	3	-91.2 (-13.2)	255.1	127.6 (18.5)	139.0 (20.2)	0.0348	96362
	4	163.9 (23.8)					
Region II							
Shop test	1	208.0 (30.2)	208.0 (30.2)	104.0 (15.1)	111.8 (16.2)	0.0277	216257
Field test	2	193.3 (28.0)	193.3 (28.0)	96.6 (14.0)	104.0 (15.1)	0.0260	299818
Operation with wind & seismic load	3	383.6 (55.6)	181.2	90.6 (13.3)	99.3 (14.4)	0.0248	374751
	4	564.8 (81.9)					
Region III							
Shop test	1	405.2 (58.8)	405.2 (58.8)	202.6 (29.4)	217.8 (31.6)	0.0545	18736
Field test	2	376.7 (54.6)	376.7 (54.6)	188.4 (27.3)	202.6 (29.4)	0.0507	23533
Operation with wind & seismic load	3	-63.3 (-9.2)	129.8	64.9 (9.4)	70.7 (10.3)	0.0177	10 ⁶
	4	-193.1 (-28.0)					

* $S_a' = S_a [E(\text{given in chart}) / E(\text{used material})]$ [ref. (9)]

** $S_{au} = 3999\text{MPa (580ksi)}$

Table 4 Comparison of predicted service life(number of cycles)

	Miner	Hashin & Rotein	Proposed	LEFM
Region I	95254	94881	94457	95368
Region II	370660	371355	371050	310722
Region III	872006	943895	777094	850941

여야 하며 이 응력강도들의 관계가 Fig. 7에 나타나 있다 계산과정은 다음과 같다.

$$S_r = SI - SI' \quad (18)$$

$$S_a = 1/2 S_r \quad (19)$$

$$S_a' = S_a [E(\text{given in chart})/E \text{ (used material)}] \text{ [ref. (9)]} \quad (20)$$

$$q(\text{stress level}) = S_a' / S_{au} \quad (21)$$

여기서 SI 는 Fig. 7에서와 같이 피로반복하중에 따른 최대응력강도를 나타내고 SI' 는 최소응력강도를 나타낸다. S_r 은 상대응력강도(relative stress intensity)를 나타낸다. S_a 는 교환의 응력강도(alternating stress intensity)을 말하며 S_a' 은 외력으로 압력용기에 가해진 온도에 따라 보정된 S_a 값이다. 또한 S_{au} 는 압력용기 재료의 극한강도(ultimate strength)이므로 q 는 적용된 응력 수위(applied stress level)가 된다. 계산된 결과를 Table 3에 정리하였다.

Shop test와 field test, 그리고 작동시의 하중조건에 의한 대응력 수위로서 피로해석을 하였다. 피로해석 결과 region I이 가장 위험한 부분으로 밝혀졌다. 그 이유는 region II에서 최대 응력강도가 일어나지만 Table 3에 나타난것과 같이 region I에서는 작동중 인장력과 압축력을 교대로 받는 현상이 벌어지기 때문이다.

피로수명 예측식 (6)의 상수값들은 Bio-Medical Computer Program(BMDP)을 이용한 비선형 최소자승법과 $S-N$ 결과치에 의해 결정되었다. 여기서 계산된 결과, 상수 M 과 b 그리고 B 는 각각 39.7, 0.389 그리고 0.177 이다. Table 4에는 가장 위험한 것으로 평가된 3부분의 예상결과를 나타내었다.

LEFM해석에서 초기균열의 길이는 1mm로 가정을 했고 임계균열길이는 식 (12)로 부터 곧바로 유도된다. 반복하중의 크기변화가 균열의 진행속도를 늦추거나 가속시킨다는 사실은 잘알려져 있지만, 여기서의 LEFM해석에서는 실험결과치가 없으므로 무시하기도 한다.

4가지 서로 다른 계산의 결과는 Table 4에 있

다. Table 4에서의 비교결과는 4가지 다른 해석에 의한 피로수명 예측이 각 부위에 거의 같음을 보여준다. 예측된 결과중 노즐의 걸부분이 피로수명 95,000사이클로서 가장 약한 부분으로 판명되었다. 따라서 이 압력용기는 30,000사이클의 사용을 목적으로 만들어졌기 때문에 안전하다고 말할 수 있다.

5. 결 론

(1) 유한요소법에 의한 해석결과에서는 가동중의 최대응력과 최대응력강도가 노즐의 연결부분(region II)에서 일어났지만 피로해석결과 노즐의 밑부분(region I)이 주어진 조건하에서 가장 약한 부분으로 예상된다.

(2) 비교결과는 4가지 피로해석결과가 별차이가 없음을 보여준다.

(3) 제안된 누적손상 모형은 압력용기 피로수명 예측에 사용될 수 있다.

(4) 풍력, 지진하중등 모든 외력조건을 고려하여 해석한 결과, 본 연구에서 다른 압력용기는 안전하게 만들어졌다고 결론지워 진다.

후 기

이 논문은 아산사회복지사업재단의 1988년도 연구비지원에 의하여 이루어졌으며 이에 깊이 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Miner, M.A., 1945, "Cumulative Damage in Fatigue", J. of Applied Mechanics, pp. A159~164.
- (2) Hashin, Z. and Rotem, A., 1978, "A Cumulative Damage Theory of Fatigue Failure", Materials Science and Engineering, Vo.34, pp. 147~160.
- (3) Hwang, W. and Han K.S., 1986, "Cumulative Damage Models and Multi-Stress Fatigue Life Prediction", J. of Composite Materials, Vol.20, pp. 125~153.

- (4) Hwang, W. and Han, K.S., 1987, "Fatigue of Composite Materials-Damage Model and Life Prediction", Symposium on Composite Materials: Fatigue and Fracture", ASTM, April 27~28, Cincinnati, Ohio, U.S.A.
- (5) American Society of Mechanical Engineers, 1986, "Alternative Rules for Pressure Vessel", ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 2.
- (6) Brockenbraugh, R.L., 1987, "Fatigue Life of Seamless Steel Pressure Vessels", J. of Pressure Vessel Technology, Vol.109, pp. 323~328
- (7) De Salvo, G.J., and Gorman, R.W., 1987, "ANSYS Engineering Analysis System User's Manual," Swanson Analysis Systems, Inc., Houston, Pa., U.S.A.
- (8) Rolfe, S.T., and Barson, J.M., 1977, Fracture and Fatigue Control in Structures-Applications of Fracture Mechanics, Prentie-Hall, Inc.,
- (9) Bednar, H.H., 1986, "Pressure Vessel Design Handbook", Van Nostrand Reinhold Co., Inc.
- (10) Dixon, W.J., et al., 1985, BMDP Statistical Software Manual, Bio-Medical Computer Program, University of California.
- (11) ANSI A58.1-1955, 1972, Requirements for Minimum Design Loads in Buildings and other Structures. ANSI, New York.
- (12) Czerniak, E., 1969, "Foundation Design Guide for Stacks and Towers", Hydrocabon Processing.