

〈논 문〉

원자력발전소 가압기 밀림관 노즐의 잔존 피로수명평가

이강용* · 김종성* · 배정일** · 진태은*** · 엄학기***

홍승열**** · 정일석**** · 김 유*****

(1996년 9월 20일 접수)

Residual Life Evaluation of Pressurizer Surge Line Nozzle in Nuclear Plant

Kang Yong Lee, Jong Sung Kim, Jung Il Bae, Tae Eun Jin, Hak Ki Youm
Seong Yul Hong, Il Suk Jeong and Yoo Kim

Key Words : Life Evaluation(수명평가), Stress Analysis(응력해석), Pressurizer(가압기),
Surge line Nozzle(밀림관 노즐), Fatigue(피로)

Abstract

The procedure for the determination of the residual life of the pressurizer surge line nozzle in the nuclear plant is developed. The design fatigue life for the 1800 ft³ pressurizer surge line nozzle in cast head design is compared with that of Westinghouse stress report, and the percentage difference between two results is less than 9%. The design fatigue life evaluation of the 1000 ft³ pressurizer surge line nozzle in fabricated head design is carried out, and the consuming rate and residual life are estimated using the operating data.

1. 서 론

원자력발전소의 각종 구조물 및 기기는 일반적으로 균열이 발생할 때까지의 수명을 40년으로 설정하여 설계되어 있으며, 작용하중은 온도, 압력 그리고 외부하중의 형태로 나타난다. 이러한 하중들은 반복적으로 작용하는 피로하중이기 때문에 피로수명을 산정하는 것은 원자력발전소의 건전성 평가에 필수적이다. 원자력발전소를 구성하는 각종 계통, 구조물 및 기기 가운데 가압기는 안전성 측면에서 중요한 기능을 담당하고 있으므로 전 수명기간 동안 가압기의 건전성을 유지하는 것은 원자로

안전성 확보의 요건이 되고 있다. 이러한 가압기의 여러 부위중 밀림관 노즐(surge line nozzle)은 내압에 의한 응력, 운전중 계속되는 온도변화에 의한 열응력과 배관반력(pipe reaction)이 반복적으로 가해지므로 피로손상에 의해 취약하게 된다. 따라서 가압기의 밀림관 노즐에 대한 피로수명평가가 요구된다.

본 논문에서는 원자력발전소의 가압기 밀림관 노즐에 대해 잔존 피로수명을 평가하는 절차를 제시하고자 한다. 대상 원자력발전소는 2-loop, 600 MWe급 가압경수로(PWR)형으로, 1000 ft³ 용량의 가압기를 가지고 있으며, 밀림관 노즐의 양식은 조립경관설계 모델(fabricated head design model)이다. 응력해석은 상용 유한요소법 패키지인 NISA⁽¹⁾를 사용하며, 계산된 응력해석 결과로부터 잔존 피로수명을 평가한다. 우선 본 논문에서는 연구방법의 타당성을 검증하기 위해 1000 ft³ 가압기와 유사한 1800 ft³ 가압기의 밀림관 노즐에 대해 설계 피

*회원, 연세대학교 기계공학과

**만도기계(주)

***회원, 한국전력기술주식회사

****전력연구원

*****회원, 충남대학교 기계공학과

모델이며, 형상은 Fig. 2와 같다. ⁽⁴⁾ 두 노즐의 재료는 Table 1에 제시되어 있으며, ^(2, 5) 해당 재료물성치는 ASME code⁽⁶⁾에서 구할 수 있다.

Table 2에서는 1800 ft³와 1000 ft³ 가압기에 대한 각종 운전조건을 나타내고 있다. ^(2, 5) Table 2에서 각 천이상태 앞에 표시되어 있는 숫자는 각 천이상

Table 1 Materials of cast and fabricated head design nozzles

Nozzle \ Region	Pipe, Cladding, Thermal sleeve and safe end	Nozzle	Vessel
Cast head design nozzle	SA-182 type-F316L	SA-216 type-WCC	SA-216 type-WCC
Fabricated head design nozzle	SA-182 type-F316L	SA-508 class-2	SA-533 grade-A class-2

Table 2 Specification of each transient operating condition for surge line nozzle (1800 ft³ & 1000 ft³)^(2,6)

Operating condition	Spec.	No. of occurrence (1800 ft ³)	No. of occurrence (1000 ft ³)	Vessel ΔP or P (psi)	Nozzle ΔT ($^{\circ}F$)	Vessel ΔT ($^{\circ}F$)	Duration of surge (sec)
Normal	1. Heat up	1500	1200	0-2235	-320	-320	60
	11. Cool down I & II	3000	2400	2235-0	-320	-320	60
	2. Ramp loading/unloading	58000	36600	2235	-125	-55	420
	3. Step load increase/decrease	5000	4000	2235-2305	-75	-10	300
	4. Steam dump	250	200	2235-2335	135	-30	120
	10. Steady state fluctuation	∞	∞	2235	-75	-6	60
Upset	7. Loss of load	100	80	2235-2535	-125	-50	120
	8. Loss of power	50	40	2235-2035	-125	-14	600
	6. Loss of flow	100	80	2235-1640	-170	-50	120
	5. Reactor trip	500	400	2235-1645	-135	-50	120
	9. Auxiliary spray	10	10	2235-1120	-125	-110	300
Test	12. Turbine roll case	10	10	2235	-125	-21	350
	Hydrostatic test	5	5	2235-3107	0	0	-
O.B.E. (Operational Basis Earthquake)		50	50	2235	0	0	-
D.B.E. (Design Basis Earthquake)		10	10	2235	0	0	-

태의 특정번호이다.

3. 최적 유한요소 분할

유한요소 분할시 압력에 의한 응력해석 결과에

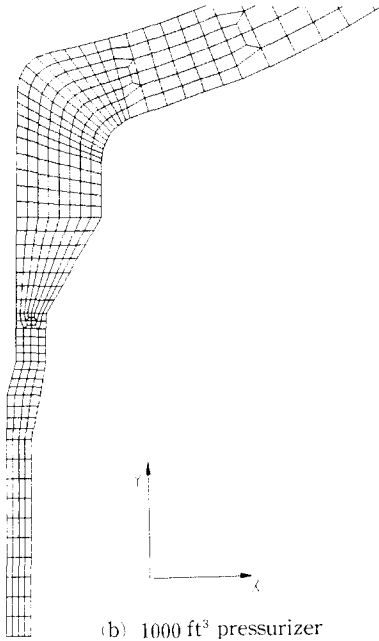
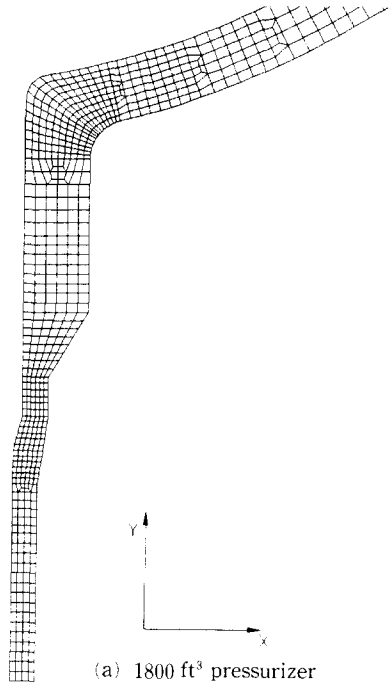
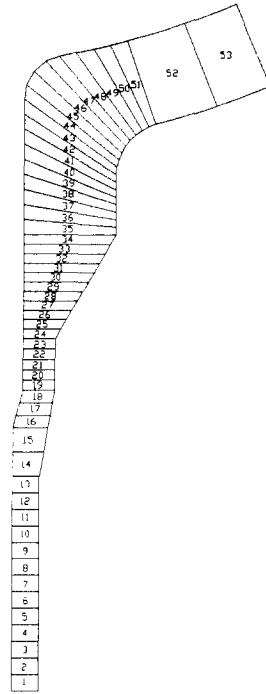
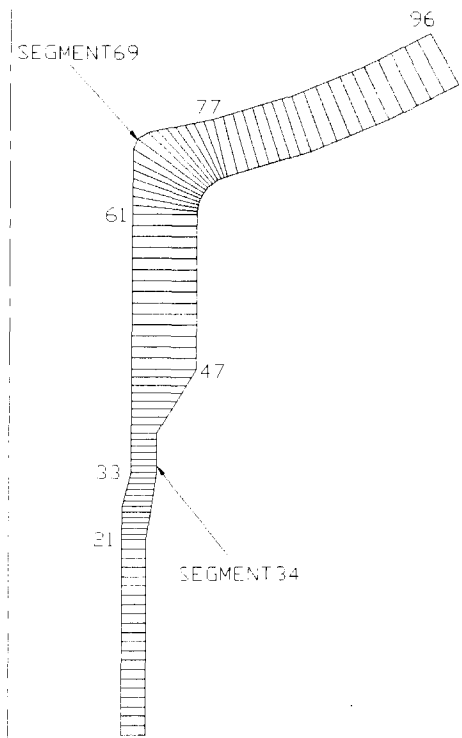


Fig. 3 Finite element model of surge line nozzle



(a) 1800 ft³ pressurizer



(b) 1000 ft³ pressurizer

Fig. 4 Nozzle segment for surge line nozzle

영향을 거의 주지 못하는 클래딩(cladding)과 열-슬리브(thermal sleeve)를 제거시킨 후, 해석 모델을 단순화시켜 유한요소 분할을 하였다. 여기서 요소 분할은 이차원 축대칭 연속체요소(2-dimensional axisymmetric solid element)를 이용하였다.⁽¹⁾ 해석결과의 정확도를 유지하면서 계산시간의 경제성을 위해, 여러가지 요소분할을 한후 압력해석의 결과 비교를 통해 최적 유한요소를 선택하였다. 1800 ft³와 1000 ft³ 가압기 밀림관 노즐의 유한요소 모델은 Fig. 3에 제시되어 있으며, Westinghouse stress report⁽²⁾와의 결과 비교를 위한 노즐의 마디 구분은 Fig. 4에 제시되어 있다.

4. 내압에 의한 응력해석

내압에 의한 응력해석의 타당성 검증을 위해 설계 압력 2485 psi에 대한 해석결과를 Westinghouse stress report 결과⁽²⁾와 비교를 하였다. 내압에 의한 응력해석시 파이프 끝쪽의 변위는 y방향으로만 구속시켰고, 스커트(skirt) 끝단은 x 및 y방향으로 구속시켰다. Fig. 5에서는 1800 ft³ 가압기 밀림관 노즐의 inside, middle, outside 부분에 대해 무차원화된 Tresca 응력을 노즐의 마디에 따라서 Westinghouse stress report⁽²⁾와 비교하고 있다. 거의 동일한 경향을 나타냄을 알 수 있으나, outside 부분의 경우 약간의 차이가 존재한다. 이는 Westinghouse stress report⁽²⁾에서의 응력해석은 유한요소 선정시 표면의 굴곡에 따른 응력집중을 정확히 표현하지 못하는 셸요소(shell element)를 사용하였고, 현 응력해석은 응력집중을 상대적으로 정확히 표현해 주는 연속체요소(solid element)를 사용하였기 때문이다.⁽⁷⁾

5. 온도 및 열응력 해석

온도해석에서는 equivalent film coefficient의 개념을 사용하였는데, 이것은 base metal 부분에 비해 상대적으로 매우 얇은 클래딩이나 열-슬리브는 내압에 의한 해석에서는 영향을 거의 미치지 않지만 온도해석시 열전달에 많은 영향을 미치므로 실제로 모델링은 하지않고 클래딩, 워터-갭(water gap) 및 열-슬리브의 열전도도를 equivalent film coefficient에 포함시키는 것이다. 그리고 실제로 클래딩과 열-슬리브를 모델링하지 않음으로써 절

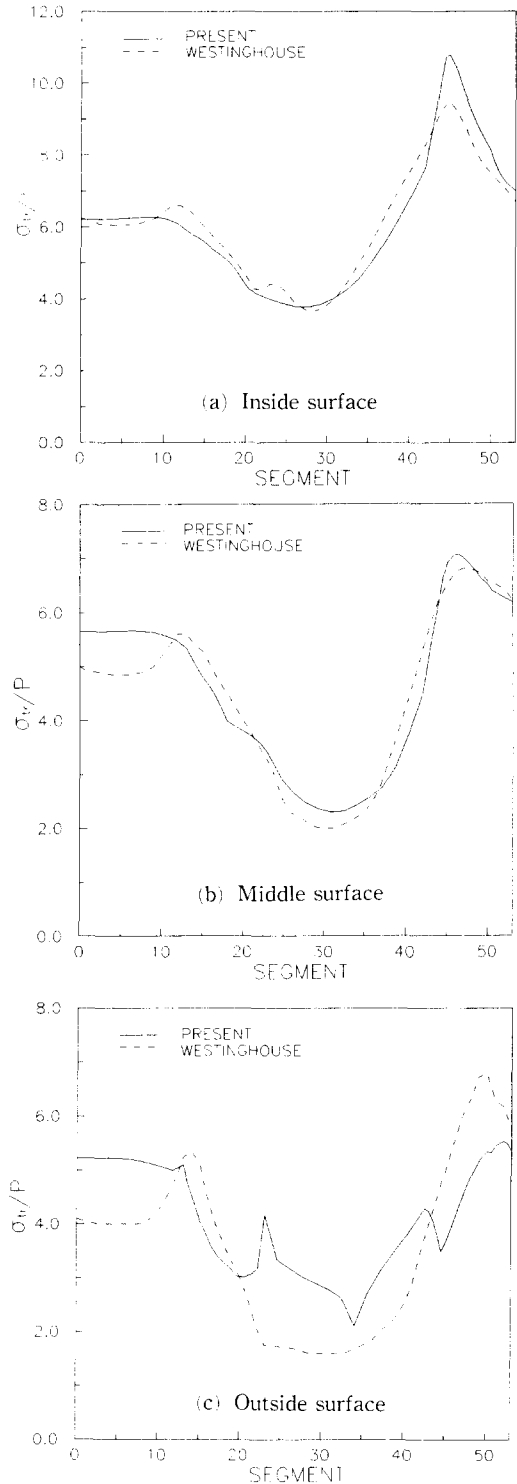


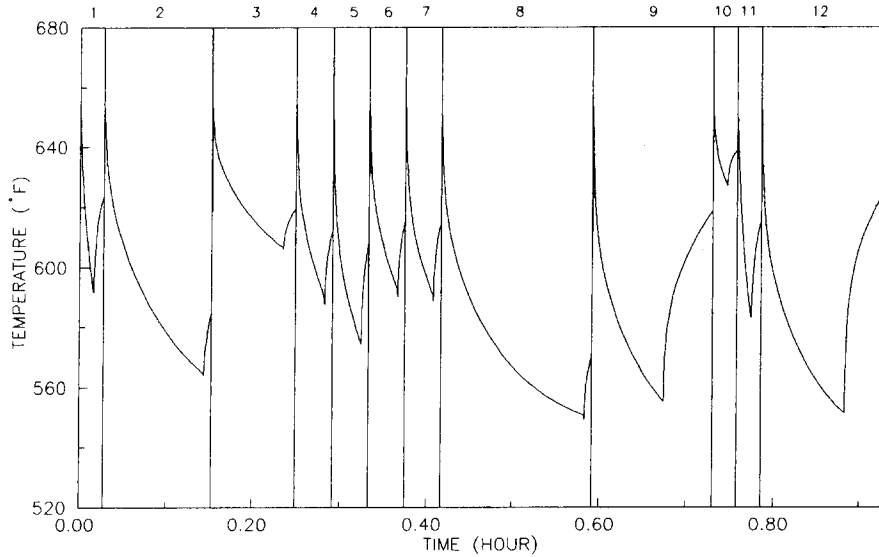
Fig. 5 Comparison between present and Westinghouse stress report results for normalized Tresca stress at design pressure

점과 요소 수의 증가를 막아 해석시간을 줄일 수가 있다. 온도분포 해석결과를 1800 ft³ 가압기 노즐에서는 19마디에 대해 그리고 1000 ft³ 가압기 노즐에서는 69마디에 대해 Fig. 6에서 보여주고 있다. Fig. 6의 상단에 표시되어 있는 숫자는 Table 2에서 제시한 각 천이상태의 특정번호이다.

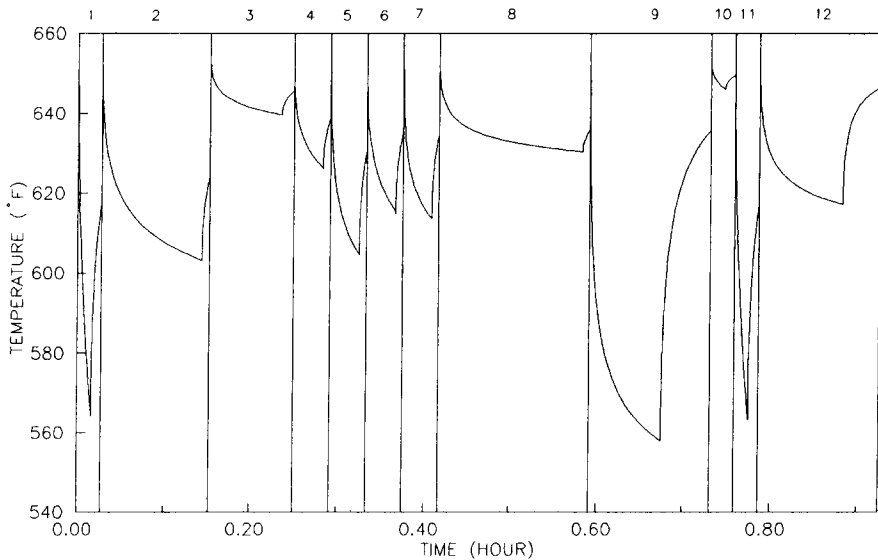
온도해석 결과를 바탕으로 열탄성학적으로 해석을 수행한다. 이 경우 파이프 끝쪽의 변위는 y방

향으로 구속시키고, 스킵트 끝단은 x 및 y방향으로 구속시켰다. 각 천이상태에 대해서 파이프와 노즐의 연결에 의하여 노즐의 끝단에 굽힘모멘트(bending moment)와 비틀림모멘트(torsional moment)가 작용한다. 이러한 배관반력에 의한 응력을 계산한다. Table 3은 각 천이상태에 대한 외부 배관반력을 나타내고 있다.⁽²⁾

내압, 온도변화와 배관반력에 대한 응력해석 결



(a) 1800 ft³ pressurizer (segment 19)

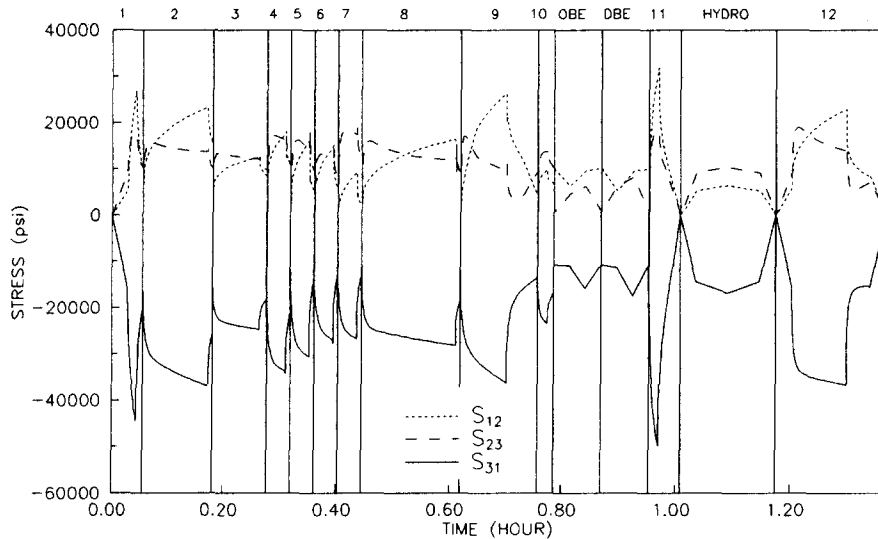
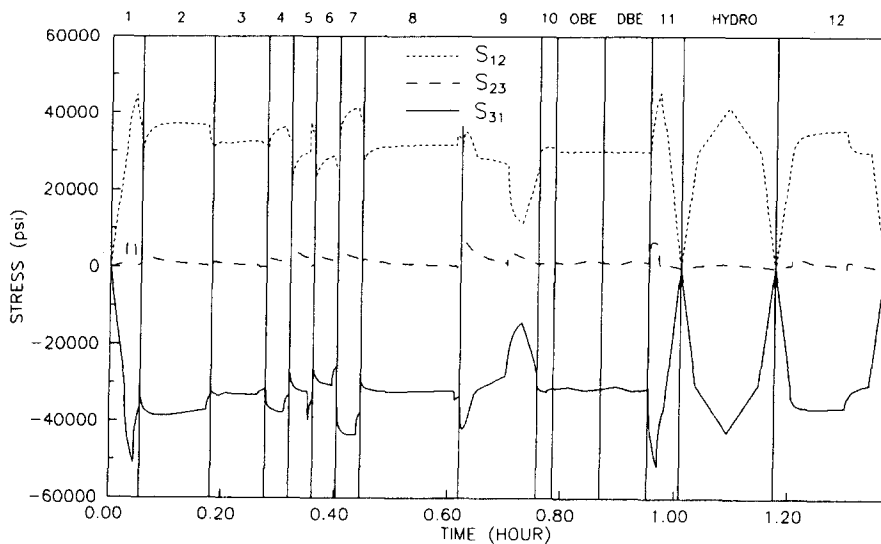


(b) 1000 ft³ pressurizer (segment 69)

Fig. 6 Temperature vs. time for various transients for surge line nozzles

Table 3 External pipe loads for surge line nozzle⁽²⁾

Transient cases	Bending moment (in-lbs)	Torsional moment (in-lbs)
Nomal condition	4,191,700	1,257,500
Upset condition	1,833,300	550,000
Test condition	4,191,700	1,257,500
O.B.E.	$\pm 1,833,300$	550,000
D.B.E.	$\pm 2,438,289$	731,500

(a) 1800 ft³ pressurizer (segment 19)(b) 1000 ft³ pressurizer (segment 69)**Fig. 7** Principal stress differences for surge line nozzle

과를 중첩함으로써 최종적인 응력값을 결정한다. 각 천이상태의 중첩된 응력값으로부터 관심부위의 주응력 σ_1 , σ_2 , σ_3 를 시간별로 구한 후, Fig. 7과 같이 각 천이상태에 대한 시간별 주응력차 S_{12} , S_{23} , S_{31} 을 구한다. 여기서, $S_{12} = \sigma_1 - \sigma_2$, $S_{23} = \sigma_2 - \sigma_3$, $S_{31} = \sigma_3 - \sigma_1$ 이다. Fig. 7에서 지정한 마디들은 피로해석 결과로부터 나타난 가장 취약한 부분이다. Fig. 7의 상단에 표시되어 있는 숫자는 Table 2에서 제시한 각 천이상태의 특정번호이다.

6. 피로해석

15개의 천이상태에 대한 응력해석 결과로부터 노즐의 각 마디에 대해 피로해석을 수행한다. 본 해석결과, 시간에 따른 주응력 크기의 변화에 비하여

방향이 사소하게 변하므로 주응력방향이 변하지 않는 경우로 가정한다. 주응력방향이 변하지 않는 경우에 대한 누적피로사용계수(cumulative usage factor)를 구하는 과정은 다음과 같다.⁽⁶⁾

(1) 각 천이상태에 대해 S_{12} , S_{23} , S_{31} 의 최대값과 최소값을 각각 구한 뒤, 최대값과 최소값의 차이가 가장 큰 값을 나타내는 응력차 값을 선택하고, 이 선택된 응력차에 1/2을 곱하여 S'_a 값을 구한다.

$$S'_a = 0.5 \times |\text{maximum } S_{ij} - \text{minimum } S_{ij}| \quad (1)$$

(2) 탄성계수 효과를 고려하여 ASME code의 설계 피로곡선⁽⁶⁾에서 주어진 탄성계수값(E_{DESIGN})과 본 해석에서 사용된 탄성계수값(E_{PRESENT})과의 비율 S'_a 에 곱한다.

Table 4 Cumulative usage factor for surge line nozzle in cast head design with 40-year design life (segment 19)

No.	Transient cases	S_a (ksi)	N_i	n_i^*	n_i/N_i
1	Heat up	26.675	31721	1500	0.04729
2	Ramp loading/unloading	13.367	546633	58000	0.10610
3	Step load increase/decrease	6.113	∞	5000	0.00000
4	Steam dump	11.472	∞	250	0.00000
5	Reactor trip	12.380	∞	500	0.00000
6	Loss of flow	10.778	∞	100	0.00000
7	Loss of load	9.740	∞	100	0.00000
8	Loss of power	10.918	∞	50	0.00000
9	Auxiliary spray	15.582	259745	10	0.00004
10	Steady state fluctuation	5.302	∞	∞	0.00000
11	Cool down I & II	29.917	22307	3000	0.13449
12	Turbine roll case	22.043	61732	10	0.00016
	O.B.E	3.362	∞	50	0.00000
	D.B.E	4.485	∞	10	0.00000
	Hydrostatic test	10.096	∞	5	0.00000
Cumulative usage factor		$\sum n_i/N_i = 0.28808$			

*Note : n_i is presented on Westinghouse stress report⁽²⁾

$$S_a = S'_a \times (E_{DESIGN}/E_{PRESENT}) \quad (2)$$

(3) 이렇게 구해진 교변응력 S_a 를 이용해 설계 피로곡선으로부터 각 천이상태에 대해 허용 사이클 수 N_i 를 구한다. Westinghouse stress report^(2, 5)에 명기된 각 천이상태의 발생횟수를 n_i 라 하면 누적 피로사용계수 U 는 Miner's rule로부터 구할 수 있다.

$$U = \sum (n_i/N_i) \quad \text{여기서 } i=1 \sim 15 \quad (3)$$

Table 4는 1800 ft³ 가압기 밀림관 노즐의 설계 누적피로사용계수를 나타내고 있다. 여기서, 설계 누적피로사용계수는 설계 수명 40년동안 누적된 피로사용계수를 의미한다. 일반적으로 누적피로사용

계수는 1이 되었을 때 수명이 다한 것으로 본다. 여기서, n_i 는 1800 ft³ 가압기 밀림관 노즐에 대한 설계 수명 40년 동안의 각 천이상태의 발생횟수로서 Westinghouse stress report⁽²⁾에서 제시되고 있다. 또한 steady state fluctuation의 경우 N_i 나 n_i 모두 무한대이나 N_i 의 무한대 값이 훨씬 크기 때문에 n_i/N_i 의 값을 0으로 가정한다.

Westinghouse stress report⁽²⁾에서 1800 ft³ 가압기 밀림관 노즐에 대해 가장 큰 설계 누적피로사용계수는 19마디에서 0.2646이 나왔다. 본 연구결과에서도 설계 누적피로사용계수는 19마디에서 가장 큰 값을 나타내었고, 그 값은 0.28808이다. 해당차이를 계산한 결과가 8.874%이다.

Table 5 Cumulative usage factor for surge line nozzle in fabricated head design with 40-year design life (segment 69)

No.	Transient cases	S_a (ksi)	N_i	n_i^*	n_i/N_i	m_i^*	m_i/N_i
1	Heat up	28.291	26481	1200	0.04532	264	0.00997
2	Ramp loading/unloading	4.454	∞	36600	0.00000	612	0.00000
3	Step load increase/decrease	1.681	∞	4000	0.00000	155	0.00000
4	Steam dump	3.946	∞	200	0.00000	2	0.00000
5	Reactor trip	7.879	∞	400	0.00000	169	0.00000
6	Loss of flow	3.193	∞	80	0.00000	2	0.00000
7	Loss of load	6.424	∞	80	0.00000	2	0.00000
8	Loss of power	3.526	∞	40	0.00000	1	0.00000
9	Auxiliary spray	15.765	246260	10	0.00004	1	0.00000
10	Steady state fluctuation	1.017	∞	∞	0.00000	10000	0.00000
11	Cool down I & II	28.576	25679	2400	0.09346	528	0.02056
12	Turbine roll case	20.700	84315	10	0.00012	1	0.00001
	O.B.E	0.523	∞	50	0.00000	0	0.00000
	D.B.E	0.696	∞	10	0.00000	0	0.00000
	Hydrostatic test	24.783	39759	5	0.00013	1	0.00003
Cumulative usage factor		$\sum n_i/N_i = 0.13907$				$\sum m_i/N_i = 0.03057$	

*Note : n_i is presented on Westinghouse stress report⁽²⁾

m_i is actually measured for 1000 ft³ pressurizer

Table 6 Cumulative usage factor, consuming rate and residual life for surge line nozzle in fabricated head design

Component	Cumulative usage factor			Consuming rate (%)		Residual life (years)	
	Design stress report	Consumed for 16years	Until 40-year design life	Design stress report	1.0	Design stress report	1.0
Surge line nozzle in fabricated head design	0.13907	0.03057	0.07640	21.98	3.06	56.8	507.4

Table 5에서는 1000ft³ 가압기 밀림관 노즐에 대한 설계 누적피로사용계수($\sum n_i/N_i$)와 16년 운전 동안 실측한 운전이력에 의해 계산된 누적피로사용계수($\sum m_i/N_i$)가 제시되어 있다. 여기서, n_i 는 1000 ft³ 가압기 밀림관 노즐에 대한 설계 수명 40년 동안의 각 천이상태의 발생횟수로서 Westinghouse stress report⁽⁶⁾에서 제시되고 있고, m_i 는 16년 운전 동안의 천이상태 발생횟수로서 해석대상 모델인 1000 ft³ 가압기를 가지는 원전으로부터 직접 실측되어졌다. 40년을 기준으로 설계시 가장 큰 설계 누적피로사용계수 값이 69마디에서 0.13907이 나왔다. 1800 ft³ 가압기의 밀림관 노즐은 1000 ft³ 가압기의 밀림관 노즐보다 두께가 두꺼워서 열피로에 취약하다. 따라서 1000 ft³ 가압기 밀림관 노즐의 설계 누적피로사용계수가 더 작게 나와야 하는데, 이러한 요건을 만족시키고 있다. 1800 ft³ 가압기의 경우, 노즐의 safe end 인접영역에서 설계 누적피로사용계수가 가장 크게 나왔으나 1000 ft³ 가압기의 경우 노즐의 모서리부분이 더 크게 나왔다. 이러한 이유는 가압기 용량과 노즐양식의 차이로 인하여 1800 ft³ 가압기의 경우와는 다르게 노즐에 작용하는 교변응력이 모서리부분에서 크게 나오기 때문이다.

단위년당 누적피로사용계수는 16년 운전동안의 운전이력 실측치에 의한 누적피로사용계수를 운전년수 16으로 나눈 값이므로, 0.00191이 된다. 따라서, 매년 0.00191의 누적피로사용계수가 누적되므로 설계 수명인 40년을 사용하면 누적피로사용계수는 0.07640이 되며, 설계 누적피로사용계수인 0.13907에 도달하지 않으므로 안전하다고 볼 수 있

다. 소비율과 잔존 피로수명을 평가시 피로수명의 한계를 누적피로사용계수가 40년 설계치에 대한 설계 누적피로사용계수 0.13907에 도달할 때와 1에 도달할 때 두 가지로 구분한다. 40년 설계치에 대한 설계 누적피로사용계수를 기준으로 한 소비율은 운전이력 실측치에 의한 누적피로사용계수 0.03057을 40년 설계치에 대한 설계 누적피로사용계수 0.13907로 나누어서 백분율로 계산한 값이다. 잔존 피로수명은 누적피로사용계수가 운전 실측치로부터 계산된 단위년당 누적피로사용계수만큼 매년 증가하여 40년 설계치에 대한 설계 누적피로사용계수에 도달할 때까지의 년수를 계산한 뒤, 계산된 년수에서 운전년수 16년을 빼준 값이다. 누적피로사용계수가 일반적으로 수명이 다한 것으로 평가되는 1이 될 때를 기준으로 한 소비율과 잔존 피로수명 계산은 앞의 계산과정과 동일하며, 40년 설계치에 대한 설계 누적피로사용계수대신 1을 사용하여 계산한다. Table 6은 1000 ft³ 가압기 밀림관 노즐에 대한 누적피로사용계수, 소비율과 잔존 피로수명을 나타내고 있다.

7. 결 론

본 연구의 결과는 다음과 같다.

(1) 원자력발전소 가압기의 밀림관 노즐에 대한 잔존 피로수명평가 절차를 제시하였다.

(2) 본 절차에 의해 1800 ft³ 가압기의 주조경관 설계 밀림관 노즐에 대해 설계 피로수명을 평가한 결과, 기존 결과와 9% 이하의 차이를 보였다.

(3) 1000 ft³ 가압기의 조립경관설계 밀림관 노즐

에 대해 설계 피로수명, 피로수명 소비율, 잔존 피로수명 등을 평가하였다.

참고문헌

- (1) *NISA II User's Manual*, 1992, Engineering Mechanics Research Corporation.
- (2) Bertsch, O., 1972, *Pressurizer Surge Nozzle Analysis*, Section 3.1 of the Pressurizer Stress Report, Westinghouse Electric Corporation, Tampa Division.
- (3) *Drawing No. 350895-A, Surge Line Nozzle (Cast Head Design)*, Westinghouse Electric Corporation, Tampa Division, Tampa, Florida.
- (4) *Drawing No. 350894-A, Surge Line Nozzle (Fabricated Head Design)*, Westinghouse Electric Corporation, Tampa Division, Tampa, Florida.
- (5) *Westinghouse Equipment Specification*, Section 2.2, 51 Series Pressurizer Stress Report, 1975.
- (6) *ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Division I*, Section III, Appendices, 1989.
- (7) Zienkiewicz, O. C. and Taylor, R. L., 1991, *The Finite Element Method*, McGraw-Hill Book Company.
- (8) *ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Division I*, Section III, Subsection NB, 1989.