

< 논문 >

참조응력법에 입각한 T-배관 국부 크리프 파단 평가를 위한 응력해석 사례연구

신규인* · 김윤재† · 윤기봉**
(2005년 8월 4일 접수, 2006년 5월 23일 심사완료)

Reference Stress Based Stress Analysis for Local Creep Rupture of a T-pipe

Kyu In Shin, Yun Jae Kim and Kee Bong Yoon

Key Words: Elastic Creep Analysis(탄성-크리프 해석), Limit Load(한계 하중), Reference Stress(참조응력), Rupture Reference Stress(국부참조응력), T-pipe(T-배관)

Abstract

To investigate applicability of the reference stress approach as simplified inelastic stress analysis to estimate local creep rupture, detailed finite element stress analyses of a T-piece pipe with different inner pressure and system loading levels are performed. The reference stresses are obtained from the finite element (FE) limit analysis based on elastic-perfectly-plastic materials, from which the local reference stress for creep rupture is determined from R5. The resulting inelastic stresses are compared with elastic stresses resulting from linear elastic FE calculations. Furthermore they are also compared with the stresses from full elastic-creep FE analyses. It shows that the stresses estimated from the reference stress approach compare well with those from full elastic-creep FE analysis, which are significantly lower than the elastic stress results. Considering time and efforts for full inelastic creep analysis of structures, the reference stress approach is shown to be a powerful tool for creep rupture estimates and also to reduce conservatism of elastic stress analysis significantly.

1. 서론

최근 전력수요가 급증함에 따라 수시로 변하는 전력수요를 충족하기 위하여 발전설비들의 기동, 정지 횟수가 점차 빈번해지고 있다. 이러한 빈번한 기동, 정지 및 빠른 부하변동의 반복은 설비 내에 크리프(creep)와 피로 손상(fatigue damage) 등이 누적되어 수명이 단축되게 되며 이러한 노

후 화력발전소의 수명연장을 위해선 발전설비 부품에 대한 수명예측이 이루어져야한다. 특히 고온·고압에 운용되는 설비에 대한 정확한 수명예측을 하기 위해서는 응력해석이 매우 중요하며, 응력해석 결과로부터 파손 부위를 미리 예측함과 동시에 보다 정확한 수명예측 수행과 보수시기를 결정할 수 있다.

일반적으로 파손 원인이 크리프에 의한 손상원인이 아닌 경우에는 탄성응력해석을 수행하여 구조물의 피로 수명을 평가하게 된다. 그러나 고온에서 사용되는 구조물의 파손 원인 중에서 크리프의 영향이 클 경우에는 장기간 사용됨에 따라 응력이완 현상이 발생되고, 탄성응력이 크리프에

† 책임저자, 회원, 고려대학교 기계공학부
E-mail : kimy0308@korea.ac.kr
TEL : (02)3290-3372 FAX : (02)926-9290
* 회원, 중앙대학교 미래신기술연구소
** 회원, 중앙대학교 기계공학부

의해 재분배되어, 탄성응력을 사용하여 크리프 파단해석(creep rupture analysis)을 수행하면 재료 특성의 영향을 받기 때문에 해석에 어려운 단점이 있으며, 시간이 많이 들고, 보수적인 결과를 얻게 된다. 이를 보완하기 위하여 R5에서는 참조응력(reference stress)기반의 간략응력해석 기법을 제시하고 있다.^(1,2)

Patel⁽³⁾은 1/2CrMoV 강으로 된 T-배관과 T-형 압력 용기에 대하여 크리프 수명평가 시험을 수행하였으며, R5에서 제시된 간략응력해석 기법을 이용하여 시험 결과와 비교 및 평가하였다. 이형일 등⁽⁴⁾은 셸(shell) 모델을 이용하여 반타원 표면 균열이 존재하는 T-배관에 대하여 J-값을 구하였으며, 잔여 수명을 예측하였다. 송기욱 등⁽⁵⁾은 노후 화력발전소 주증기관의 손상을 평가하기 위한 구조해석을 수행하였으며, Wang 등⁽⁶⁾은 T-형, K-형 그리고 KK-형 배관에 대하여 균열진전력, J-값 그리고 소성불안정 하중 등에 대하여 살펴보았다. Miroshnik 등⁽⁷⁾은 주배관 계통(main steam pipe system)에서의 하중과 모멘트의 영향을 살펴보고, 이로부터 T-배관에서의 열응력, 압력 등을 고려하여 크리프와 피로 수명평가를 수행하였다.

이에 본 논문에서는 R5에서 제시된 간략응력해석 기법의 타당성을 검증하기 위하여 고온 화력 발전소에서 운용되는 T-배관에 대하여 사례연구를 통한 응력해석을 수행하였다. 해석 시 내압만 고려한 경우와 내압과 시스템하중 즉 설비의 자중, 열확산계수 등을 함께 고려한 경우의 두 가지 경우에 대하여 탄성해석을 하였으며, 탄성-완전소성해석을 통하여 T-배관의 한계하중(limit load)을 구하고, 이로부터 R5에서 제시된 참조응력을 계산하였다. 또한 탄성해석 결과로부터 응력이 높은 지점에서의 탄성-크리프해석을 수행하여 간략응력해석 기법과 비교하였다.

2. 국부크리프 파단평가를 위한 응력해석

일반적으로 구조물의 하중 상태, 운전조건, 보수 및 유지 등의 설계 또는 건전성 평가는 탄성해석을 통하여 결정되지만 매우 보수적인 결과를 얻게 된다. 또한 탄소성 해석결과로부터 평가하는 경우 탄성해석 결과보다는 정확하지만 복잡한

구조물인 경우에는 적용하기가 어려운 한계가 있다.

특히 고온에서 운용되는 구조물의 경우 일정한 하중 하에서 계속 유지되면 시간이 경과함에 따라 소성변형 즉 크리프가 일어나게 되며 크리프 값은 건전성 평가에 중요한 인자가 되고 있다. 일반적으로 고온에서 상용되는 재료의 멱급수(power-law) 크리프 식은 다음과 같이 제안된다.

$$\epsilon_{cr} = A\sigma^n t^m \quad (1)$$

여기서 ϵ_{cr} 은 크리프 변형률(creep strain), t 는 시간, A , n 그리고 m 은 크리프 재료 상수이다.

또한 크리프에 의한 손상 평가를 행하는 경우 탄성해석으로부터 구한 응력은 크리프 해석 시 응력완화 현상이 발생되어 탄성해석으로부터 얻은 응력보다 낮은 응력에서 크리프 평형상태에 도달하게 된다.

이에 본 논문에서는 탄성-크리프해석 시 기준의 데이터로부터 1/2CrMoV 강에 대하여 A 는 $3.2 \times 10^{-15} \text{ MPa}^{-n}$, n 은 4 그리고 m 은 1을 이용하였으며,⁽¹⁾ 크리프 기간은 150,000 h로 충분히 크리프 평형 상태에 도달하도록 하여, 이로부터 시간에 따른 크리프 응력을 구하였다.

크리프 해석으로부터 구한 응력은 다음의 Manson-Hafnerd 방법을 이용하여 파단 시간을 대략적으로 얻을 수 있다.⁽⁸⁾

$$\log t_R = \log t_a + [(T + 273.15) - T_a] \times [b_0 + b_1(\log S) + b_2(\log S)^2 + b_3(\log S)^3 + b_4(\log S)^4] \quad (2)$$

여기서 t_R 은 파단 시간, T_a 는 370.0, T 는 가동운전 온도, S 는 응력, t_a , b_0 , b_1 , b_2 , b_3 그리고 b_4 는 계수이다.

R5에서 제시하는 참조응력법을 통한 한계하중은 소성불안정 해석을 통하여 구하게 된다. 본 논문에서는 수치해석 상용프로그램인 ABAQUS (V.6.5)⁽⁹⁾을 이용하여 소규모 변형(small deformation), 탄성-완전소성해석(elastic perfectly plastic analysis)을 이용하여 한계하중을 구하였으며, 해석 시 RIKS 옵션을 사용하였다. R5에서 제시된 참조응력(reference stress)은 다음 식으로 정의된

다.

$$\sigma_{ref} = \frac{P}{P_L} \sigma_{ys} \quad (3)$$

여기서 P_L 은 한계하중이고, σ_{ys} 는 재료의 항복강도이다.

2차 크리프 응력 지수가 7보다 작은 연성 재료의 국부참조응력(rupture reference stress)은 다음의 식 (4)로부터 구해진다.

$$\sigma_{ref}^R = [1 + 0.13(x - 1)]\sigma_{ref} \quad (4)$$

여기서 σ_{ref} 는 식 (3)으로부터 구한 참조응력이고 x 는 응력집중계수(stress concentration factor)로써 다음과 같이 정의된다.

$$x = \frac{\overline{\sigma}_{E, max}}{\sigma_{ref}} \quad (5)$$

여기서 $\overline{\sigma}_{E, max}$ 는 탄성적으로 계산된 최대 등가응력(maximum equivalent stress)이다.

이에 본 해석에서는 R5에서 제시하는 참조응력법을 이용하여 탄성-크리프해석 결과와 비교 및 평가하였다.

3. T-배관 유한요소해석

3.1 T-배관 모델

본 논문에 이용된 T-배관은 화력발전소 재열보일러(hot reheat boiler)에 연결된 배관으로 재질은 1/2CrMoV 강이며 T-배관의 기계적 성질은 Table 1에 나타내었다. T-배관의 형상은 Fig. 1에서와 같이 메인 배관(main pipe)의 외경은 520.7 mm, 두께는 31.75 mm이고, 브랜치 배관(branch pipe)의 외경은 323.85 mm, 두께는 15.875 mm으로 메인 배관과 브랜치 배관은 용접으로 연결되어 있다.

T-배관의 유한요소 모델은 Fig. 2에서와 같이 20 절점, 3 차원 구조용 요소를 사용하였으며, 축방향 대칭(symmetric) 조건을 이용하여 전체의 1/2를 모델링 하였고, 두께를 따라 4개의 요소를 형성시켰다. 또한 용접부의 경우 용접조건을 따른

형상을 구현하였으며,⁽¹⁰⁾ Fig. 2(b)에서와 같이 용접부의 요소는 4개로 이루어지도록 하였다.

일반적으로 발전소의 배관 계통은 가동압력 뿐만 아니라 시스템 하중 즉 배관의 자중, 배관 온도의 증가에 따른 열팽창, 배관 지지장치로 인한 구속조건 그리고 진동 등을 받게 되며, T-배관에서의 파손 부위는 주로 메인 배관과 브랜치 배관의 연결부분인 용접부에서 발생하는 것으로 알려져 있다.

이에 본 논문에서는 탄성해석 시 용접부와 브랜치 배관과 접하는 상단부분(upper part), 용접부 중간부분(middle part) 그리고 메인 배관이 접하는 하단부분(lower part)의 세 부분으로 나누고, Fig. 1(b)에서와 같이 A점인 새들(saddle)부터 메인 배관과 브랜치 배관이 직각을 이루는 크러치(crotch)

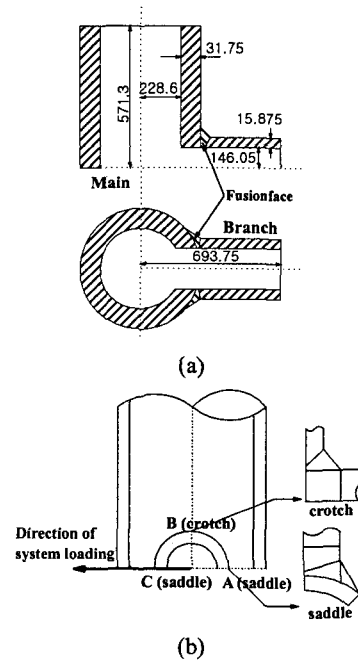


Fig. 1 Schematic diagram of T-pipe and considered system loading in branch pipe

Table 1 Material properties of T-pipe

(1/2CrMov steel)

Temperature (°C)	σ_{ys} (MPa)	σ_{ut} (MPa)	E (GPa)	ν
585	175.7	351.25	170	0.3

부위(B점) 그리고 C점을 따라서 두께의 안쪽과 바깥쪽 표면에서의 응력변화를 살펴보았다.

하중을 작용시키는 경우 내압(pressure, P)만을 고려한 경우와 시스템하중(system load, SL)을 함께 고려한 경우에 대하여 다음과 같이 세 가지 조건으로 하여 용접부의 응력상태를 살펴보았다.

첫 번째는 가동압력만을 고려한 경우로 내압으로 3.59 MPa이 작용하였으며, 이때 배관 두께에 작용하는 축방향 하중 또한 함께 고려하였다. 두 번째는 내압과 시스템 하중을 함께 고려한 경우로 내압은 3.59 MPa, 시스템하중은 Fig. 1(b)에서와 같이 브랜치 배관에서 15.2 kN·m의 시스템하중이 작용되도록 하였다. 이때 시스템 하중은 모멘트로 표현되며 축방향 하중이 작용되는 브랜치 배관의 끝 부위에서 브랜치 배관의 반경 중심에 참조 절점(reference node)을 형성시킨 후, 브랜치 배관의 두께방향 절점들과 연결하여 참조 절점에서 시스템 하중을 가하면 브랜치 배관에서 시스템 하중을 받는 것과 같은 효과가 되도록 하였다. 그리고 세 번째는 내압은 3.59 MPa 그리고 시스템하중은 30.4 kN·m이 작용되도록 하였다.

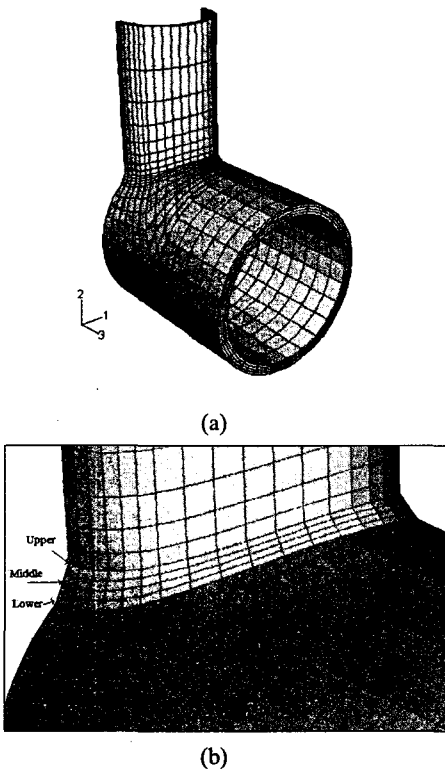


Fig. 2 Finite element model of a T-pipe

3.2 T-배관 해석 결과

T-배관에서 메인 배관과 브랜치 배관 사이의 용접부에서 탄성응력해석 결과를 살펴보았다.

Fig. 3은 첫 번째 경우의 내압(P , 3.59 MPa)만 고려한 경우로써 용접부의 안쪽과 바깥쪽 표면을 상부, 중간부 그리고 하부로 나타낸 응력분포이다. 그림에서 보면 용접부 안쪽 표면에서의 응력이 가장 높게 나타났고, 세 부위 중에서 하단 부분 즉 용접부와 메인 배관이 접하는 크러치 부위에서 응력이 가장 높게 나타났다. 바깥쪽 표면에서의 응력분포는 이와는 반대로 크러치 부위보다는 새들 부위에서 응력이 높게 나타남을 알 수 있다.

Fig. 4(a)는 내압(3.59 MPa)과 시스템 하중(15.2 kN·m)을 함께 고려한 두 번째 경우로써 Fig. 3의 경우와 마찬가지로 용접부의 안쪽과 바깥쪽 표면의 응력분포를 상부, 중간부 그리고 하부의 세 부분으로 나누어 나타낸 그림이다. 그림에서 바깥쪽 표면에서의 응력분포를 살펴보면 시스템 하중에 의하여 용접부와 브랜치 배관이 접하는 상부 새들(A)에서의 응력이 가장 높게 나타났고 B, C로 가면서 응력이 급격히 떨어진 후 다시 올라감을 알 수 있다. 중간부와 하부 또한 상부와 같은 경향이 보이지만 상부보다는 응력이 낮음을 알 수 있다. 두께의 안쪽 표면은 바깥쪽 표면과는 다르게 새들(A)과 크러치(B) 사이의 45° 정도 되는 지점에서 세 부위 모두 응력이 높게 나타남을 알 수 있다.

Fig. 4(b)는 새들(A)과 크러치(B) 사이의 용접부 안쪽 표면에서 응력이 가장 높은 지점(45°)에서 두께에 따른 응력상태를 살펴본 그림으로, 안쪽 표면으로부터 응력이 감소하다가 바깥 표면에 가까워질수록 다시 증가하는 경향을 보였다.

Fig. 5(a)는 내압(P , 3.59 MPa)과 시스템 하중(SL , 30.4 kN·m)을 함께 고려한 경우의 세 번째 경우로써, 첫 번째와 두 번째 경우와 동일한 부분에서 응력상태를 살펴본 그림이다. 그림에서 보면 시스템 하중의 영향으로 Fig. 4(a)의 결과보다는 응력은 높게 나타났지만, 응력분포는 동일하게 바깥쪽 표면의 용접부와 브랜치 배관이 접하는 상부 새들(A)에서의 응력이 가장 높게 나타났고 B, C로 가면서 응력이 급격히 떨어진 후 다시 올라갔다. 용접부의 안쪽 표면 또한 새들 A 지점과 크러치 B 지점 사이인 45°(degree) 정도 되는

지점에서 세 부위 모두 응력이 높게 나타났다.
 Fig. 5(b)는 Fig. 4(b)의 경우와 같은 경향을 보

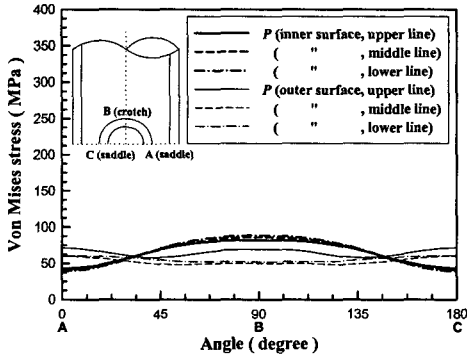
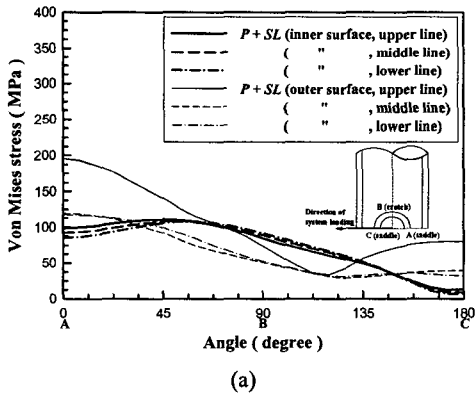
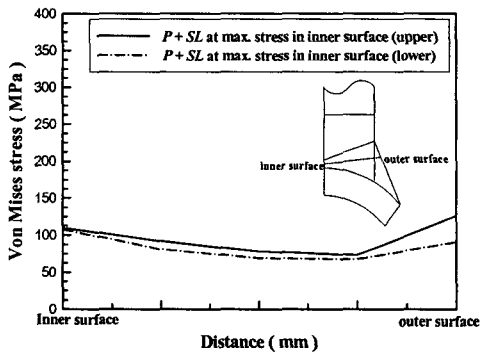


Fig. 3 Stress distribution from elastic analysis in T-pipe considering inner pressure only



(a)



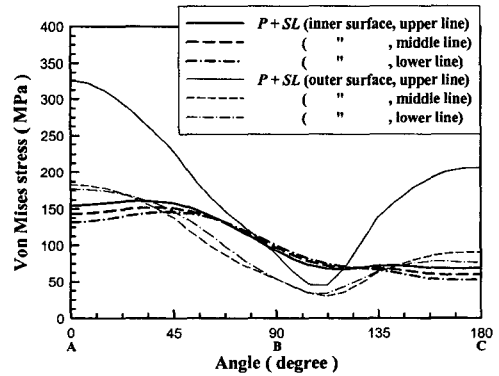
(b)

Fig. 4 Stress distribution from elastic analysis in T-pipe considering inner pressure(P , 3.59 MPa) and system load(SL , 15.2 kN·m)

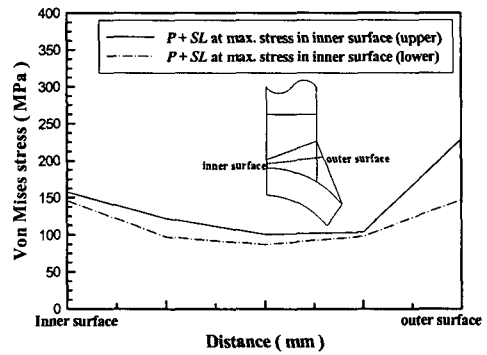
임을 알 수 있다.

Fig. 6은 탄성-크리프해석을 수행한 결과로써 시간에 따른 초기상태에서 평형상태에 도달할 때까지의 크리프 응력을 나타낸 그림이다. Fig. 6(a)는 Fig. 3의 결과에서 가장 높은 응력에서의 탄성-크리프해석 결과로 초기에는 응력이 급격히 감소하지만 시간이 흐를수록 평형 상태에 이르는 것을 알 수 있다. Fig. 6(b)와 (c)는 내압과 시스템 하중을 고려한 경우 즉 Fig. 4(a)와 Fig. 5(a)의 결과로부터 가장 높은 응력을 나타낸 상부 새들(A)에서의 탄성-크리프해석 결과로 Fig. 6(a)와 같은 경향을 보이는 것을 알 수 있다.

Table 2는 위의 세 조건에서 고려된 용접부로부터 최대 응력에서의 탄성해석, 탄성-크리프해석, (3)의 참조응력 그리고 식 (4)의 국부참조응력 결과를 비교한 것이다.



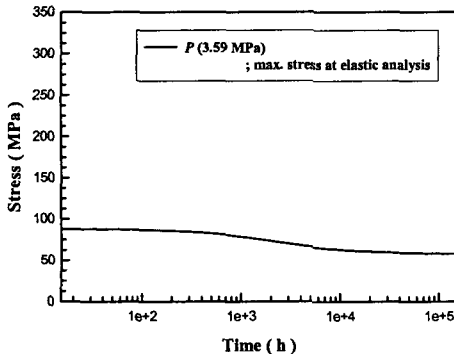
(a)



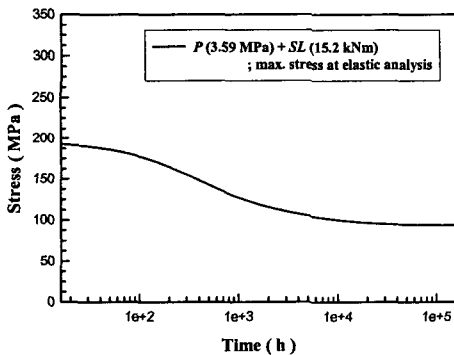
(b)

Fig. 5 Stress distribution from elastic analysis in T-pipe considering inner pressure(P , 3.59 MPa) and system load(SL , 30.4 kN·m)

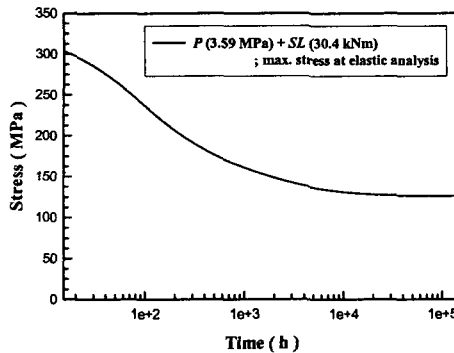
크리프 수명을 구하기 위해서는 정확한 응력을 결정해야 하며, 이를 위해서는 탄성-크리프해석을 수행해야 하고 이러한 탄성-크리프해석에서 나온 응력이 가장 정확한 응력이 된다.



(a)



(b)



(c)

Fig. 6 Stress variation for elastic-creep analysis in T-pipe

Table 2에서 보면 탄성응력과 탄성-크리프해석 응력의 비로 비교할 때 탄성해석이 탄성-크리프해석보다 높은 것을 알 수 있으며, 국부참조응력 결과와 탄성-크리프해석을 비교할 경우 국부참조 응력 결과가 탄성-크리프해석 결과보다 약간 높게 나타나지만 탄성응력과 탄성-크리프해석 응력의 비보다는 낮게 나타남을 알 수 있다.

이러한 결과로부터 국부참조응력은 탄성-크리프해석의 응력에 가까운 응력을 보여주고 있으며, 탄성-크리프해석보다 보수성과 시간을 줄일 수 있고, 비선형해석 없이 크리프 파단응력을 계산하는데 유용함을 알 수 있다.

Table 3은 Table 2의 결과로부터 식 (2)를 이용하여 응력에 따른 파단시간을 나타낸 것이다.

일반적으로 용접부에서의 크리프 손상은 모재 부 수명의 1/5 정도 계상하는 것으로 알려져 있다.⁽¹¹⁾ 이에 실제 가동 조건인 세 번째 경우를 비교해보면 탄성 해석으로부터 구한 파단 시간은 1.77e2 h (0.02 년)로 과도하게 짧게 나타났지만, 탄성-크리프 해석 결과로부터의 파단 시간은 2.49 e5 h(28 년)로 수명이 길게 나타났다. 그러나 국부참조응력해석으로부터 얻은 파단시간은 6.54 e 4 h(7.6 년)로써 국내 화력발전소에서 실제 측정된 수명(5~8년)과 유사하게 나타났다.^(11,12)

또한 탄성해석 결과와 국부참조응력해석으로부터의 파단시간을 탄성-크리프해석 결과로부터 구한 파단시간의 비로 비교할 경우, 국부참조응력 해석으로부터의 파단시간이 탄성-크리프해석 결과로부터 구한 파단시간과 유사하게 나타남을 알 수 있다. 이로부터 파단 시간의 결과에서도 Table

Table 2 Results of rupture reference stress

	²⁾ σ_{max} (MPa)	³⁾ σ_{EC} (MPa)	$\frac{\sigma_{max}}{\sigma_{EC}}$	σ_{ref} (MPa)	σ_{ref}^R (MPa)	$\frac{\sigma_{ref}^R}{\sigma_{EC}}$
¹⁾ Case 1	88.2	57.9	1.52	54.9	59.23	1.02
¹⁾ Case 2	195.2	93.8	2.08	82.80	100.94	1.08
¹⁾ Case 3	326.1	125.0	2.61	154.1	176.5	1.4

¹⁾Case 1 is considered inner pressure (3.59 MPa) only, case 2 is considered inner pressure and system load (15.2 kN · m) and case 3 is considered inner pressure and system load (30.4 kN · m).

²⁾The results of maximum stress in elastic analysis.

³⁾The results of elastic creep analysis from 4).

Table 3 Results of time to creep rupture

	σ_{max} (h)	σ_{ref}^R (h)	σ_{EC} (h)	$\frac{\sigma_{max}}{\sigma_{EC}}$	$\frac{\sigma_{ref}^R}{\sigma_{EC}}$
Case 1	5.88e5	1.37e6	1.43e6	0.41	0.96
Case 2	3.69e4	4.33e5	5.13e5	0.07	0.84
Case 3	1.77e2	6.54e4	2.49e5	0.0007	0.26

2의 결과와 유사하게 탄성-크리프해석 없이 크리프 파단시간을 계산하는데 유용함을 알 수 있다.

4. 결 론

T-배관의 탄성응력해석을 수행하였으며, 해석시 내압만 고려한 경우와 내압과 시스템하중을 함께 고려한 경우의 세 가지 경우에 대하여 해석을 수행하였다. 또한 탄성-크리프해석을 수행하여 R5에서 제시된 간략응력해석 기법의 타당성을 검증하였다.

(1) 탄성응력해석 결과 내압만을 고려한 경우에는 크리치 부위에서 응력이 가장 높게 나타났지만, 시스템 하중을 함께 고려한 경우에는 새들과 크리치 사이의 45°(degree) 정도 되는 부위에서 응력이 높게 나타났다. 이에 파손 부위 예측과 정확한 수명 평가를 수행하기 위해서는 단순히 내압만을 고려하여 해석을 수행하는 것보다는 시스템 하중을 함께 고려해야 한다.

(2) 탄성응력해석 결과로부터 가장 높은 응력 지점에서의 탄성-크리프해석을 수행하였으며 크리프 파단응력과 간략응력해석 기법과 비교한 결과 간략응력해석 기법은 보수성과 시간을 줄일 수 있으며, 탄성-크리프해석 없이 크리프 파단응력을 계산하는데 유용하였다.

(3) 실제 가동 조건인 세 번째 경우로부터 파단시간을 계산한 결과 국부참조응력해석으로부터 얻은 파단시간은 실제 측정된 수명인 5~8년과 유사하게 나타남을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 전력연구원 전력산업연구개발사업의 위탁 연구인 “화력발전소 위험도 기반 진단 절차 개발”과제의 연구비 지원으로 수행되었으며 관계

자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Al Laham, S., 1999, “Large Bore Branch test Creep Analysis,” EPD/GEN/REP/0371/98.
- (2) Shard, P. a., Hurst, A. M. and Jagger, M., 1998, “Hartlepool Power Station Defect Assessment of the Hot Reheat Crossover Branch Weld B2C/SR98F,” Task 34627.
- (3) Patel, R. D., 2003, “Creep Life Assessment of Welded Trunnion and Branch Components Using the R5 Procedure,” Int. J. Pres. Ves. & Piping, Vol. 80, pp. 695~704.
- (4) Lee, H. Y., Soo, T. S. and Chong, C. H., 2000, “Life Assessment of High Temperature T-joint with Semi-elliptical Surface Crack,” *Annuals Conference of KSME*, pp. 33~40.
- (5) Song, K. W., You, K. B., Hyun, S. H., Jang, S. H. and Ha, J. S., 2001, “Damage Evaluation Technology of Main Steam Pipe Using 14MoV63,” *Annuals Conference of KSME*, pp. 146~151.
- (6) Wang, B., Hu, N., Kurobane, Y., Makino Y. and Lie, S. T., 2000, “Damage Criterion and Safety Assessment Approach to Tubular Joints,” *Engineering Fracture*, Vol. 22, pp. 424~434.
- (7) Miroshnik, R., Shaked, Y. and Elmakis, D., 1997, “Life Assessment Evaluation of Piping Branch Connection under Creep and Fatigue,” Int. J. Pres. Ves. & Piping, Vol. 71, pp. 147~154.
- (8) NRI Creep Data Sheet, 1972, National Research Insitute for Mrtals.
- (9) ABAQUS Version 6.5, 2005, Hibbitt, Karlsson & Sorensen Inc.
- (10) Welding Handbook Vol. 1, 1987, American Welding Society.
- (11) Yoon, K. B., Lee, H. M., Nahm, S. H., Park, C. S., and Kim, S. C., 1994, “Development of a Portable Metallographic Analysis System,” KRIS-94-133-IR.
- (12) Yoon, K. B., Lee, H. M., Nahm, S. H., Kim, S. C. and Park, C. S., “Precise Diagnosis and Life Assessment for Aged Power Plant : Youngwol Station 1,” KRIS-93-171-HR.