

## CAE를 활용한 증기발생기카세트 부품 피로해석

### Fatigue Analysis of Steam Generator Cassette Parts Based on CAE

김용완, 이환수, 박진석, 김종인, 장문희

한국원자력연구소  
대전광역시 유성구 덕진동 150번지

#### 요 약

CAE를 활용하여 증기발생기카세트의 핵심부품인 노즐헤더 및 전열관에 대한 피로해석을 수행하였다. 상용 CAE프로그램인 IDEAS로 3차원 모델링을 생성한 후 이를 유한요소해석프로그램 ABAQUS입력으로 전환하여 응력해석을 수행하고 그 결과로부터 피로해석을 수행하였다. 형상이 복잡한 구조물에 대해 3차원 모델링을 한 경우 2차원을 주요 대상으로 정의되어 있는 ASME의 기술기준을 직접 적용하여 응력강도를 계산하고 피로수명을 계산하는 것이 힘들다. 본 연구에서는 형상이 복잡한 카세트 노즐에 대해서 응력강도를 계산하지 않고 3차원모델의 열해석과 응력해석 결과로부터 직접 피로해석을 수행하는 시도를 하였다. 전열관은 2차원으로 모델링 할 수 있으므로 ASME에 준해 응력강도를 계산하고 평가를 하는 것이 가능하다. 전열관은 ABAQUS로 열 및 응력해석을 수행하고 반복응력강도를 계산하여 피로해석을 수행하였다. 그러나 전열관 소재인 티타늄합금은 ASME에 등재되어 있지 않으므로 별도의 시험으로 S-N곡선을 구하여 사용하였다. 해석 결과 두 가지 부품이 증기발생기의 수명을 만족함을 보였다. 3차원모델을 이용하여 열해석과 응력해석을 수행하고 이를 활용하여 바로 피로해석을 수행하는 방법이 원자로의 기기설계에 정립되어야 한다.

#### Abstract

Fatigue analysis has been performed for steam generator nozzle header and tube based on CAE. Three dimensional model was produced using the commercial CAD program, IDEAS and the geometry and boundary condition informations have been transformed into input format of ABAQUS for thermal analysis, stress analysis, and fatigue analysis. Cassette nozzle, which has a complex geometry, has been analysed by using the three dimensional model. But steam generator tube has been analysed according to ASME procedure since it can be modelled as a two dimensional finite element model. S-N curve for the titanium alloy of the steam generator tube material was obtained from the material tests. From the analysis, it has been confirmed that these parts of the steam generator cassette satisfy the lifetime of the steam generator cassette. Three dimensional modelling strategy from the thermal analysis to fatigue analysis should be implemented into the design of reactor major components to enhance the efficiency of design procedure.

## 1. 서론

기거나 부품의 피로수명을 평가하는 것은 많은 계산과 노력을 필요로 하므로 최근에는 3차원 CAE를 이용한 피로해석이 자동차를 비롯한 여러 분야에서 많이 활용되고 있다. 원자력산업에 사용되는 주요 기기는 ASME NB에 준해 설계되고 제작되므로 상대적으로 CAE를 활용한 피로해석이 낮은 상황이다. CAE를 활용하는 자체가 3차원이고 형상이 복잡한 경우에 장점이 있으므로 2차원모델이 사용되는 ASME에 직접 적용이 안 되는 것이 주된 이유라고 할 수 있다. 최근에 3차원 해석결과로부터 응력강도(Stress Intensity)를 계산하려는 다양한 방안이 모색되고 있는 실정이다[1~4]. 그러나 SMART의 경우 개발되고 있는 원자로이므로 적절한 최신 도구를 적용하여 효율성을 높이는 것이 바람직하다고 판단된다. 따라서 시범적인 경우로 증기발생기 카세트의 제한된 일부 부품에 CAE를 적용한 피로평가를 시도하였다.

일체형원자로 SMART의 증기발생기는 12개의 증기발생기 카세트로 구성되어 있다. 증기발생기 카세트는 노즐급수헤더, 카세트노즐, 모듈급수관, 이중급속결합부, 모듈급수헤더, 전열관, 모듈증기헤더, 모듈증기관, 노즐증기헤더 등 대부분의 부품이 일차측 압력경계를 형성하고 있다[5,6]. 원자로 전체에서 일차측 경계에 해당하는 면적이 가장 넓은 기기가 증기발생기이다. 증기발생기의 특성 상 일차냉각재와 이차냉각재의 경계를 형성하게 되고 열과도하중을 많이 받으므로 피로평가가 매우 중요하다[7~10]. 증기발생기의 카세트 부품 중에서 카세트 노즐은 형상이 매우 복잡하다. 형상이 복잡한 구조물은 ASME의 기술기준에 준해 응력강도를 계산하고 피로수명을 계산하는 것이 힘들고 오랜 시간을 필요로 한다. 따라서, 본 연구에서는 3차원모델로 열해석과 응력해석을 수행하고 이를 이용하여 피로해석을 수행하는 시도를 하였다[11]. 3차원 모델링이 용이한 IDEAS[12]로 모델을 작성하고 ABAQUS[13]에서 열해석과 응력해석을 수행한 다음 ABAQUS/Safe[14]로 피로해석을 수행하였다. 이에 비해 전열관은 2차원으로 모델링 할 수 있으므로 ASME에 준한 평가가 가능하다. 따라서, ABAQUS로 열 및 응력해석을 수행하고 반복응력강도를 계산하여 피로해석을 수행하였다.

## 2. 노즐헤더 해석

### 2.1 노즐헤더 열해석

증기발생기 부품인 노즐헤더는 노즐급수헤더와 노즐증기헤더의 역할을 동시에 하고 있어, Fig. 1에서 보는 것과 같이 저온의 이차냉각재가 급수되는 동시에 급수된 냉각재가 전열관을 지나 고온의 증기가 되어 다시 노즐헤더를 통해 배출되는 구조를 가지고 있다. 따라서 이차냉각재의 입·출구 역할을 하는 노즐헤더는 원자로내에서 극심한 열구배를 받고 있으며, 운전조건에 따라 다양한 열과도하중을 받는 부품이다. 원자로압력용기에 증기발생기 카세트가 장착될 때 노즐헤더는 STS321 재질로 피복된 원자로압력용기와 용접에 의해 조립된다. 내부의 노즐헤더는 STS321 스테인리스, 외부의 원자로압력용기는 SA508 탄소강으로 설계되었다. 증기발생기 노즐헤더는 형상이 복잡하므로 노즐헤더 전체의 온도분포와 열응력 분포를 구하기 위하여 유한요소해석을 수행하였다. 노즐헤더의 과도상태 열응력 해석에 앞서 노즐헤더의 온도분포를 구하였다. IDEAS로 3차원 모델을 만들고 ABAQUS 입력으로 전환한 다음 ABAQUS에서 열해석을 수행하였다.

정상상태에 대한 해석과 성능관련 설계기준사건 중에 대해 과도해석을 수행하였다. 정상운전상태의 노즐헤더 부위의 온도분포를 Fig. 2와 Fig. 3에서 보여준다. 일차측과 접하는 붉은 색 고온영역, 그리고 급수가 통과하는 노즐급수헤더 녹색영역의 온도차가 명확함을 알 수 있다.

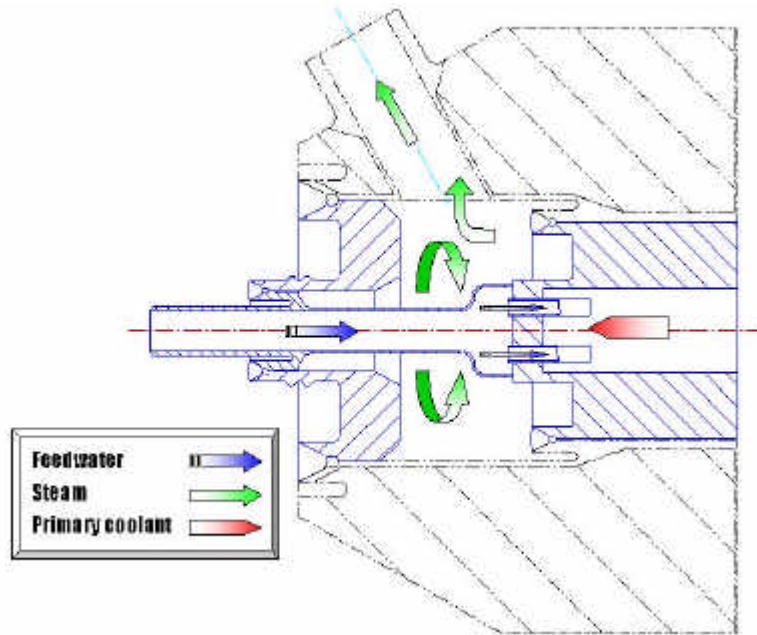


Fig. 1 노즐헤더 단면도

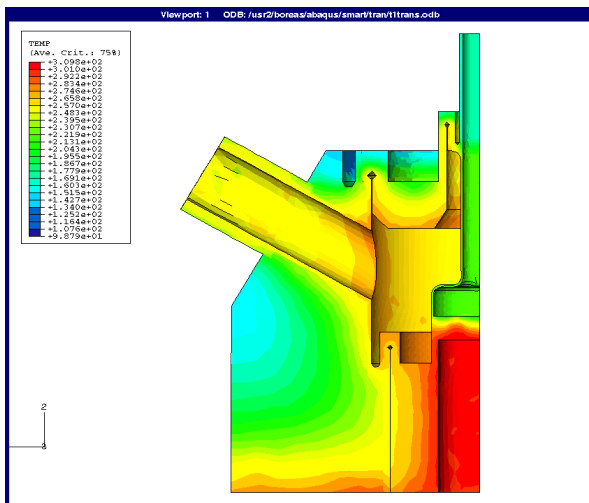


Fig. 2 정상상태에서 수직단면의 온도분포

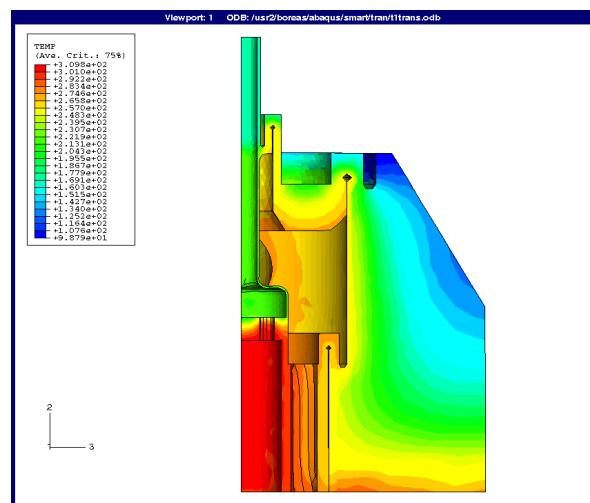


Fig. 3 정상상태에서 수평단면의 온도분포

## 2.2 노즐헤더 응력해석

일반적으로 열응력은 구조물 내에 비선형적인 온도구배를 갖거나 혹은 변형을 구속하는 외부조건에 의해 발생한다. 변형과 온도분포는 상호의존적 관계를 갖고 있지만 급속한 급속가공과 같이 변형과 온도분포가 밀접히 연계되는 일부 경우를 제외하고는 열전달 해석과 열응력 해석을 분리하여 수행하여도 공학적으로 큰 오차가 없는 것으로 알려져 있다. 일반 고체에서는 열의 전달속도가 응력과의 전달 속도에 비해 훨씬 느리기 때문이다. SMART 증기발생기 노즐헤더의 열응력 해석은 앞서 계산한 열전달 해석결과를 이용하여 열하중과 압력하중을 받고 있는 구조물의 응력분포를 계산하였다.

해석모델은 구조물의 온도분포를 이용하기 위하여 앞서 열해석에 사용한 모델을 그대로 사용하였다. 노즐헤더의 해석모델은 1/4이므로 각 대칭단면에 대해 면대칭조건을 부여하였다.

$$\begin{aligned}
 \text{X-Y면 대칭 : } & U_z = 0 \\
 & R_x = R_y = 0 \\
 \text{Y-Z면 대칭 : } & U_x = 0 \\
 & R_y = R_z = 0
 \end{aligned}$$

여기서 U는 변위를 의미하며 R은 회전을 의미한다. 그리고 노즐헤더는 압력용기에 고정되므로 해석모델하부의 축방향 변위를 고정하였다. 정상운전상태에서 이차냉각재의 공급압력은 5MPa이고 생산된 증기의 배출압력은 3.55MPa이다. 또한 일차냉각재가 원자로 내부를 순환하는 압력은 14.5MPa이다. 노즐헤더의 각 부품은 용접에 의해 조립되는데 이 용접부에는 조립을 위한 틈새가 존재하게 된다. 이 틈새에도 냉각재에 의해 외압이 작용하는 것으로 간주해서 해석하였다. 수압시험의 하중은 일·이차 계통의 설계압력이 17MPa이므로 설계하중의 1.25배인 21.25MPa로 설정하였다. 노즐헤더는 구조적으로 일차 냉각재가 접하는 부분보다 이차냉각재가 접하는 부분이 많으므로 이차 계통의 수압시험에 대하여 계산하였고 설계기준사건에 대한 응력해석을 수행하였다. 응력해석은 앞서 수행한 열해석에 의해 얻어진 각 사건별 노즐헤더의 온도구배를 적용하였으며, 과도과정에 따른 압력변화를 고려하였다.

노즐헤더에서 용접에 의한 구속과 온도분포로 인해 상대적으로 큰 응력분포를 나타내는 네 부분-(A)주급수 배관내측, (B)노즐급수헤더덮개, (C)노즐급수헤더 튜브시트, (D)원자로 압력용기에서 노즐증기헤더덮개와의 용접부에 대하여 발생하는 응력을 평가하였다. 실제 유한요소해석을 ASME 코드에 적용하기 위해서는 2D해석을 수행하여야 하나, 노즐헤더의 경우 축대칭모델의 구성이 용이하지 않아 3D 유한요소해석을 수행하였다. 해석결과는 1차응력, 2차응력, 피크응력이 모두 고려된 것으로 가정하였으며, 설계응력강도의 3배를 초과하지 않는 것으로 평가하였다. Table 1의 응력강도  $S_m$ 은 310°C에서 STS 321과 SA508 Class4의 응력강도 값으로 각각 113 MPa, 200.6 MPa이다.

Fig. 4~Fig. 7은 기동 및 정지모드의 열침이 과정중 100%출력에서 정상상태의 열하중과 압력하중을 모두 고려한 해석결과이다. ASME를 적용하기 위해서는 이 단계에서 응력강도를 분리해야한다. 그러나 3차원모델로부터 응력강도를 분리하는 방법론에 대한 것은 아직 개발 중인 상황이다. 따라서, 응력강도와 밀접한 관련이 있는 Tresca 응력을 도시하였다. 기동 및 정지모드에서 Tresca 응력은 Table 1에서 보는 것과 같이 응력강도의 3배 이하를 유지하였다. 온도가 증가하면서 축방향 변형이 발생하나 주급수 배관이 상대적으로 두꺼운 노즐증기헤더덮개에 용접되면서 축방향으로 구속된다. 이것은 노즐급수헤더덮개에 압축응력으로 작용하면서 큰 응력이 발생된다.

수압시험조건에서 응력을 마찬가지로 계산하였다. 이차측의 수압시험은 전열관파단과 같은 사고가 발생하였을 때 이차계통으로 일차냉각재가 유입되면서 일차측의 압력경계가 이차측까지 확장이 된다. 이런 상황을 상정하여 노즐헤더의 구조적인 건진성을 검증하고자 이차측 수압시험을 실시하게 된다. 수압시험 하중에 대하여는 노즐급수헤더덮개에서 230MPa의 최대하중을 보여 STS321 재질의  $3S_m$ 보다 낮은 값을 나타내었다. 각 설계기준사건에 대해 열하중과 압력하중을 고려하여 시간에 따라 변화하는 Tresca 응력분포를 계산하고 이 응력해석결과는 피로해석의 입력자료로 사용하였다.

Table 1 노즐헤더 응력해석 결과

위치	정상운전조건	수압시험	$3S_m$
A	270.0	61.97	339.2
B	532.9	230.4	
C	272.8	65.0	
D	283.3	124.4	601.8

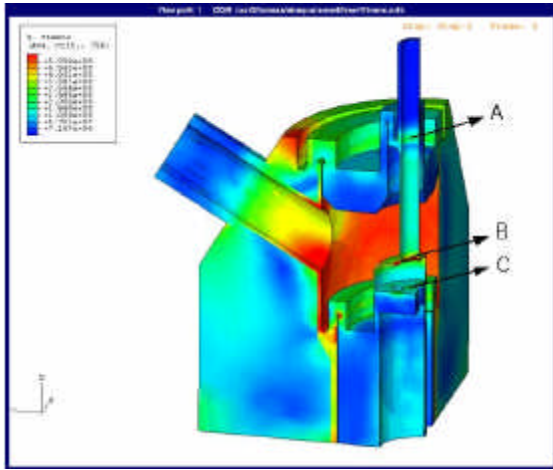


Fig. 4 정상운전 시 노즐헤더부위의 Tresca응력 분포

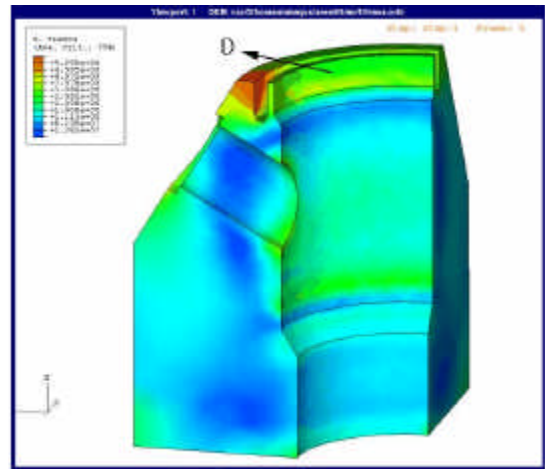


Fig. 5 정상운전 시 압력용기부위의 Tresca응력 분포

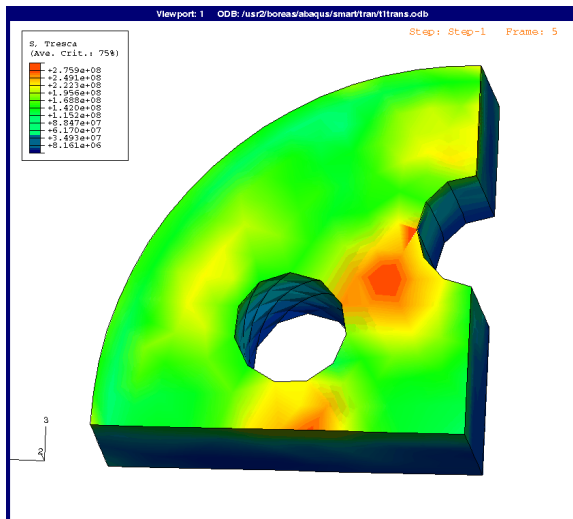


Fig. 6 정상운전 시 노즐급수헤더 튜브시트부위의 Tresca응력 분포

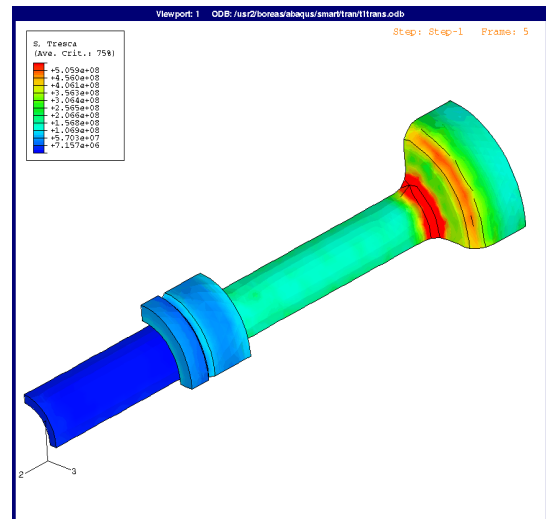


Fig. 7 정상운전 시 노즐급수헤더 덮개부위의 Tresca응력 분포

### 2.3 피로해석

노즐헤더의 피로수명을 계산하기 위하여 ABAQUS의 모듈 중 하나인 ABAQUS/Safe를 이용하여 피로해석을 수행하였다. ABAQUS/Safe에서는 구조해석을 통하여 얻은 해석결과에서 6개의 응력텐서로 주응력과 방향을 계산하고 여기에 연속되는 하중의 조합을 곱해서 응력이력을 구성하게 된다. 여기에 Rainflow cycle counting으로 피로반복 수를 결정하고, Critical Plane Procedure를 사용하여 절점에서 가장 위험한 평면축의 방향을 결정한다. 여기서 Critical Plane algorithm은 응력과 변형율을 10도 간격으로 스윙핑하여 각 평면에서 피로사이클을 추출하고, 평균응력 수정 후, S-N선도로부터 내구수명을 계산하는 방법이다. 이곳에서 ASME방법과 차이가 있다. ASME에서는 응력해석결과에서 주응력방향이 변하는 경우와 변하지 않는 경우로 구분하고 응력강도 최대값에서 반복응력강도를 구해서 S-N곡선에 대입하면 된다.

피로해석은 응력을 기준으로 수행하는 방법과 변형율을 이용하여 수행하는 방법이 있는데 노즐헤

더의 경우 고반복피로에 해당하므로 응력을 기준으로 평가하였다. 실제 구조물에 작용하는 응력은 제로평균응력에서 일정진폭의 사인파형으로 나오는 경우는 거의 없으므로 평균응력의 효과를 고려하여야 한다. 본 계산서에서는 Goodman이 제안한 모델을 이용하여 피로수명을 계산하였다. Goodman 모델의 응력과 수명의 관계는 다음과 같다.

$$\frac{\Delta\sigma}{2} = (S_u - S_m) \frac{\sigma_f}{S_u} (N_f)^b \quad (1)$$

여기서,  $\sigma_f$ 와  $b$ 는 실험을 통해 얻은 값이며,  $S_u$ 는 인장강도이다.

노즐헤더의 피로해석을 위해 ASME sec III. Div. 1-Appendix 1을 참조하여 STS321과 SA508의 물성치를 입력하였다. Fig. 8에 두 재료의 S-N선도를 도시하였다.

노즐헤더의 피로해석은 안전해석결과에서 제공된 PRDBE와 SRDBE 경우에 대하여 수행하였다. 이 중 피로수명에 비교적 큰 영향을 미치는 PRDBE 7에서의 ABAQUS/Safe로 계산한 해석결과를 Fig. 9~Fig. 11에 도시하였다. 각 부위에서의 피로수명을 등고선으로 나타내었는데 이는 한가지 하중조건에 대한 수명을 나타낸다. 피로해석결과는 구조적으로 취약할 것으로 예측되는 곳과 피로수명이 전체적으로 낮은 부분에 대하여 평가하였고, Table 2에 나타냈다. Minor's rule에 의하여 사용계수의 합을 계산한 결과 노즐헤더의 각 부분에서 사용계수의 합은 1보다 작았으므로 노즐헤더는 증기발생기의 피로수명을 만족함을 알 수 있다.

Table 2 노즐헤더 피로해석 결과

하중조건	발생회수	Feedwater tubesheet		Expansion joint 1		Expansion joint 2		Header	
		피로수명	사용계수	피로수명	사용계수	피로수명	사용계수	피로수명	사용계수
PRDBE 1	1,600,000	-	0	-	0	-	0	-	0
PRDBE 2	20,000	6.03E+13	3.32E-10	1.97E+08	1.01E-04	-	0	-	0
PRDBE 7	60	9.55E+12	6.28E-12	1.47E+09	4.09E-08	1.29E+11	4.88E-23	1.11E+09	3.68E-17
PRDBE 8	60	-	0	-	0	-	0	-	0
PRDBE 9	60	-	0	1.35E+14	4.45E-13	-	0	-	0
PRDBE 10	60	-	0	-	0	-	0	-	0
PRDBE 25	3,000	6.31E+10	4.75E-08	8.24E+08	3.64E-06	6.03E+12	7.89E-21	2.89E+09	1.26E-15
SRDBE 3	30	9.46E+09	3.17E-09	1.17E+08	2.56E-07	1.26E+10	2.52E-19	3.22E+06	7.95E-14
SRDBE 10	15	5.13E+08	2.92E-08	3.53E+05	4.25E-05	5.61E+09	5.21E-18	3.08E+04	1.38E-09
SRDBE 16	30	2.19E+12	1.37E-11	5.20E+07	5.77E-07	5.75E+11	2.38E-23	3.85E+08	1.50E-15
SRDBE 20	15	4.47E+12	3.36E-12	3.22E+09	4.66E-09	3.72E+11	9.04E-24	7.73E+08	6.03E-18
수압시험	30	7.96E+07	3.77E-07	1.03E+07	2.92E-06	1.66E+13	2.27E-20	1.16E+06	2.51E-12
사용계수 합	-	-	4.57E-07	-	1.51E-04	-	5.50E-18	-	1.38E-09

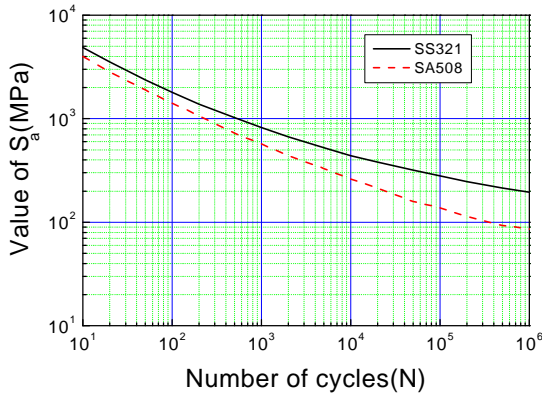


Fig. 8 노즐헤더 재료의 S-N 선도

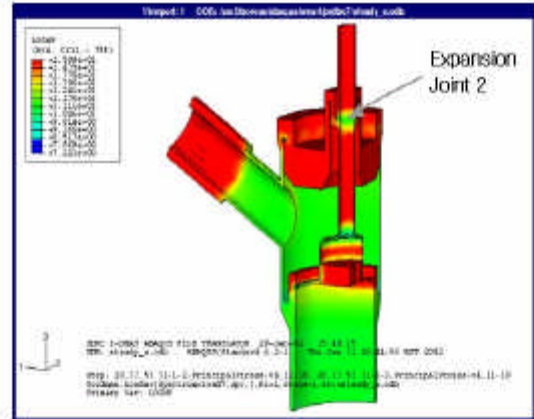


Fig. 9 STS321 부위의 피로수명선도

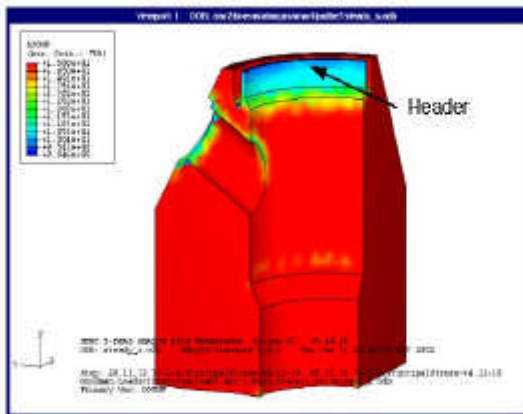


Fig. 10 SA508 부위의 피로수명선도

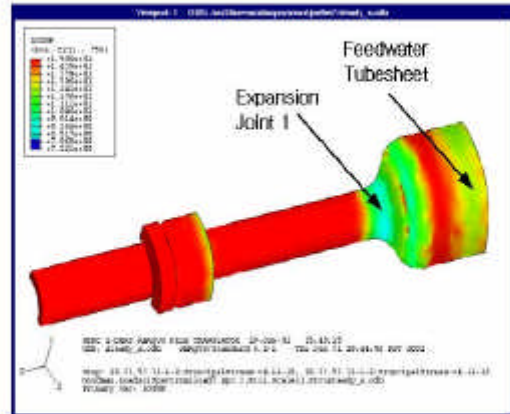


Fig. 11 노즐급수헤더 부위 피로수명선도

### 3. 전열관 해석

#### 3.1 전열관 열해석

상변화에 따른 전열관 내부의 영역을 보면 Fig. 12와 같이 과냉각영역, 비등영역, 과열증기영역으로 나뉜다. 과냉각영역은 이차 냉각재가 액상으로 존재하고, 비등영역에서는 증기가 발생하기 시작하면서 액상과 증기가 공존하며, 과열증기영역은 과열증기가 되는 영역이다. 정상운전 상태에서는 전열관영역을 세 가지로 구분하여 해석을 수행하였다. 그러나 성능관련 및 안전관련 설계기준사건에 대해서는 중앙의 한 영역에 대한 해석을 수행하였다.

#### 3.2 전열관 응력해석

과도운전조건에 대한 피로해석을 수행하기 위해서 응력강도를 계산하였다. ABAQUS에서 열해석을 수행하면 .fil 파일이 생성된다. 이 파일은 온도분포를 시간의 함수로 내장하고 있으며 이 값은 응력해석 입력으로 사용된다. 시간의 함수에 따른 열해석결과와 시간에 따른 압력변동을 입력하여 응력을 시간의 함수로 계산하였다. ABAQUS에서는 Version 6.1부터 ASME응력강도를 계산해주는 기능이 추가되었다. 이를 이용하여 전열관의 응력강도 값을 계산하였다.

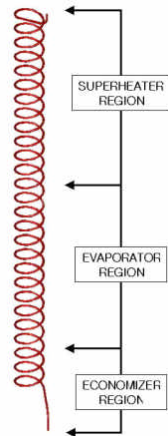


Fig. 12 해석 영역구분

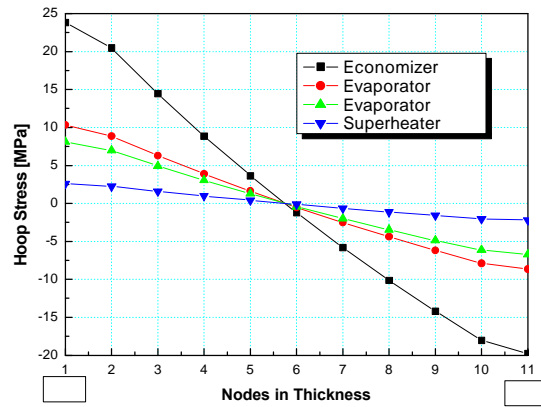


Fig. 13 열응력만 고려했을 때 각 영역의 응력상태

PRDBE 2에 대한 최종 응력강도 값을 Fig. 14에서 보여 준다. 최대로 작용하고 있는 응력강도 값은 약 50MPa 전 후임을 알 수 있다. 따라서, 항복응력과 인장강도 값으로 허용응력강도 값을 산정하였다. SRDBE 16에 대한 최종 응력강도 값을 Fig. 15에서 보여준다. 전열관에 대해 수압시험을 하는 경우 응력강도값은 Fig. 16과 같은데 100MPa이상이 작용한다. 이 값은 허용응력강도값 이하이다. 또한, 정상운전 시 전열관의 과냉각 지역의 응력강도값을 Fig. 17에서 보여주는데 허용응력강도보다 매우 낮다.

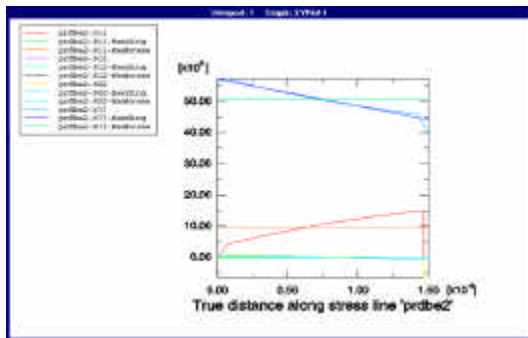


Fig. 14 PRDBE 2의 응력강도 두께방향 분포

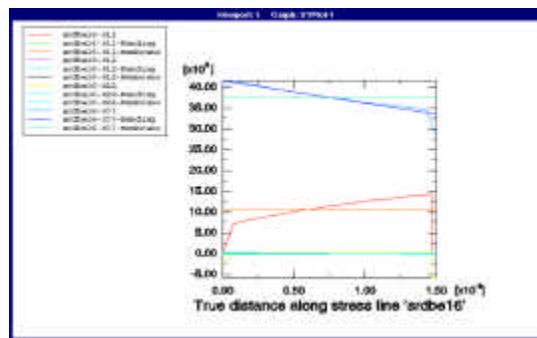


Fig. 15 SRDBE 16의 응력강도 두께방향 분포

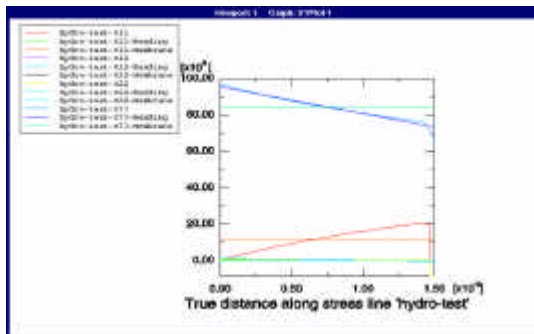


Fig. 16 수압시험 상태의 응력강도 두께방향 분포

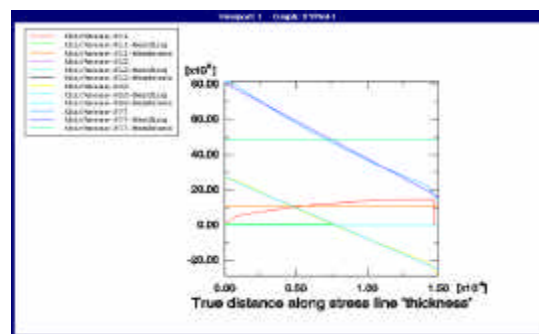


Fig. 17 정상운전 시 과냉각 지역의 응력강도



전열관 소재인 PT-7M의 허용응력강도(PT-7M은 ASME에 등재된 소재가 아니므로 ASME부록에 허용 응력강도 값이 없다. 따라서 ASME에서 허용응력강도를 결정하는 방법에 준해 항복응력과 인장강도 값으로부터 결정하여 사용하였다.

### 3.3 전열관 피로해석

각각의 운전과도에 대해 한 사이클동안의 응력차를 계산하고 이에 대한 극소와 극대값을 계산하였다. 이 변동범위의 절대범위로부터 반복응력강도(alternating stress intensity)를 구한다. Fig. 18과 Fig. 19에서는 PRDBE2 와 SRDBE 16에 대해 응력강도 값을 시간의 함수로 표현한 것이다. 이 응력강도 값의 최대차가 피로해석에 사용되는 반복응력강도가 된다. 각각의 그래프에서 반복응력강도를 구한 다음 S-N곡선을 사용하여 누적손상계수를 구한 결과로서  $4.2 \times 10^{-11}$ 로서 1보다 매우 작은 값으로서 설계요건을 만족한다. 전열관 소재인 PT-7M은 ASME에 등재된 소재가 아니므로 S-N곡선은 Fig. 20과 같이 실험으로 구하여 사용하였다.

관류식 증기발생기에서는 저유량에서 전열관내의 안정성이 매우 중요하다. 압력의 변화가 크게 올 수 있고 급수가 비등되는 경계가 전열관에서 오르내릴 수 있다. 이 문제에 대한 피로해석과 강도해석모델은 개발되어야 할 분야이다.

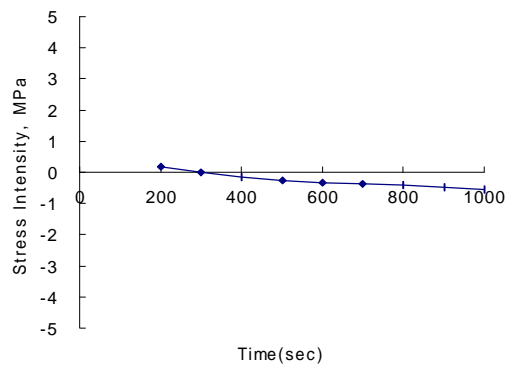
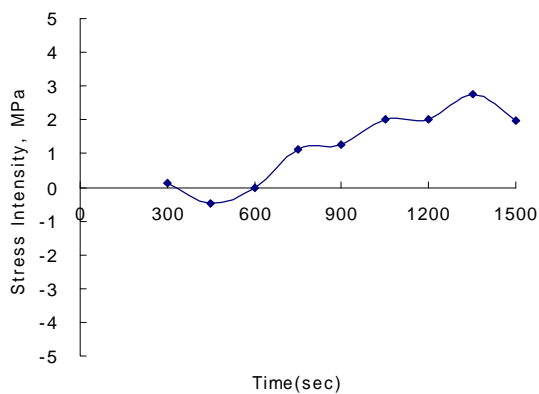


Fig. 18 PRDBE 2의 시간에 따른 응력강도 진폭      Fig. 19 SRDBE 16의 시간에 따른 응력강도 진폭

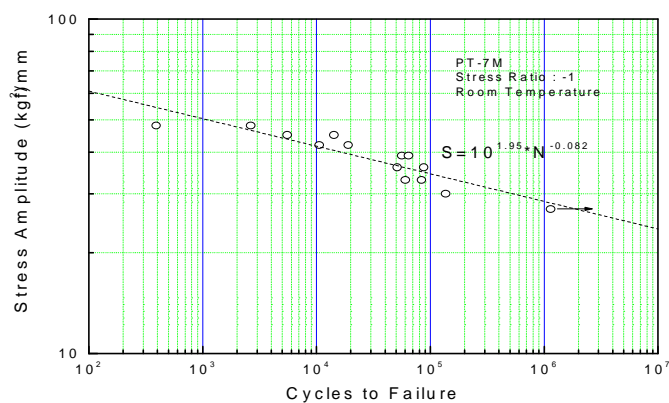


Fig. 20 전열관 티타늄 소재의 S-N선도

#### 4. 결론

증기발생기 카세트노즐과 전열관에 대한 피로해석을 수행하였다. 전열관은 ASME의 절차에 준해 해석을 수행하였고 형상이 복잡한 카세트노즐은 별도의 모듈을 사용하였다. 해석결과 두 가지 부품이 증기발생기의 수명을 만족함을 보였다. 3차원 CAE모델로부터 열해석과 응력해석을 수행하고 이를 활용하여 바로 피로해석을 수행하는 방법을 원자로의 기기설계에 적용하기 위한 벤치마킹 연구가 많이 수행되어 규정이 수립되어야 한다. 관류식 증기발생기에서는 저유량에서 전열관의 안정성문제로 인한 강도 및 피로평가가 수행되어야 한다.

#### 후기

본 연구는 과학기술부의 원자력연구개발사업의 일환으로 수행되었습니다.

#### 참고문헌

1. G. Hollinger and J. Hechmer, "Three Dimensional Stress Criteria-Summary PVRC Project," *Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol.122, 2000.
2. T.P. Paster and J. Hechmer, "ASME Task Group Report in the Primary Stress," *Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol.119, 1997.
3. 김태완 외, ASME 응력기준 적용을 위한 유한요소 응력성분의 선형화 방안 연구, KAERI/TR-2057/2002.
4. European Commission Joint Research Center, The Design by Analysis Manual, EPERC, 1999.
5. 김종인 외, 일체형원자로 주기기개발 및 검증시험, KAERI/RR-1889/98, 1999.
6. 김용완 외, SMART 증기발생기 개념설계, KAERI/TR-1446/99, 1999.
7. 김용완 외, CAE를 활용한 증기발생기 모듈급수헤더의 설계 및 해석, KAERI/TR-1812/2001.
8. 김용완, 김종인, 장문희, A Comparative Study for SMART Steam Generator Sizing Based on ASME and Russian Standard, 2000 한국원자력학회 춘계학술발표회, 대전, 2000.10.27.
9. 김용완, 김종인, 김충관, A Thermo-Mechanical Stress Analysis for Module Feedwater Header of SMART Steam Generator Using I-DEAS, *Proceedings of 2000 SDRC Users Conference*, 경주, 2000.11.3.
10. 김용완, 김종인, 장문희, Fatigue Analysis of SMART Steam Generator Module FW Header, 2001 한국원자력학회 춘계학술발표회, 제주, 2001.5.25.
11. 김용완, 외, 증기발생기 기본설계보고서, KAERI/TR-2127/2002.
12. I-DEAS Master series, Version 8.3, SDRC
13. ABAQUS/Standard User's Manual, Version 6.1, HKS
14. Introduction to ABAQUS/Explicit, HKS