

# 복합발전플랜트 배열회수보일러 분배기의 응력 및 피로 평가

이부윤

계명대학교 기계자동차공학전공

## Stress and Fatigue Evaluation of Distributor for Heat Recovery Steam Generator in Combined Cycle Power Plant

Boo-Youn Lee

Dept. of Mechanical & Automotive Engineering, Keimyung University

**요약** 복합발전플랜트 배열회수보일러 고압증발기의 기기인 분배기에 대하여 설계조건과 과도운전조건을 고려하여 응력 및 피로에 관한 안전성을 평가하였다. 먼저, 배열회수보일러 튜브군 모델의 해석결과로부터 분배기의 상부에 연결되는 수직 강수관, 하부에 연결되는 수직 급수배관, 열교환기의 입구헤더로 향하는 수평방향의 방사형 배관들에 대하여 노즐하중을 도출하였다. 이와 같이 구한 노즐하중은 분배기의 상세모델에 대한 설계조건과 과도운전조건의 해석 시에 노즐 단면에 가해지는 하중으로 사용하였다. 분배기의 상세한 해석모델을 만들고 설계조건의 내압과 노즐하중에 대한 정적구조해석을 수행하였다. 설계조건에서 최대응력은 수평방향 배관의 노즐 보어에서 발생하였다. 최대응력 위치의 국부 1차 막응력이 쉘과 노즐에서 허용기준보다 작으므로 ASME Code의 허용기준을 만족하는 것으로 나타났다. 배열회수보일러에 주어진 8가지 과도운전 조건을 고려하여, 분배기의 상세모델에 대하여 열해석을 수행하고, 과도운전 시의 내압, 노즐하중, 열하중에 대한 과도구조해석을 수행하였다. 과도운전조건에서 최대응력은 분배기 상부의 수직 강수관 노즐 부위에서 발생하였다. ASME Code에 의거하여 수직 강수관 노즐 부위의 피로수명을 평가하였다. 결과적으로 계산된 누적피로사용계수가 허용기준보다 작으므로 기대 수명 동안에 피로파손에 관하여 안전한 것으로 나타났다.

**Abstract** Stress and fatigue of the distributor, an equipment of the high-pressure evaporator for the HRSG, were evaluated according to ASME Boiler & Pressure Vessel Code Section VIII Division 2. First, from the results of the piping system analysis model, reaction forces of the tubes connected to the distributor were derived and used as the nozzle load applied to the detailed analysis model of the distributor afterward. Next, the detailed model to analyze the distributor was constructed, the distributor being statically analyzed for the design condition with the steam pressure and the nozzle load. As a result, the maximum stress occurred at the bore of the horizontal nozzle, and the primary membrane stress at the shell and nozzle was found to be less than the allowable. Next, for the transient operating conditions given for the distributor, thermal analysis was performed and the structural analysis was carried out with the steam pressure, nozzle load, and thermal load. Under the transient conditions, the maximum stress occurred at the vertical downcomer nozzle, and of which fatigue life was evaluated. As a result, the cumulative usage factor was less than the allowable and hence the distributor was found to be safe from fatigue failure.

**Keywords** : Distributor, Fatigue Life, Finite Element Analysis, HRSG, Thermal Stress

### 1. 서론

복합발전플랜트(combined cycle power plant)는 천연

가스나 경유 등의 연료를 사용하여 1차로 가스터빈을 돌려 발전하고, 가스터빈에서 나오는 배기가스를 배열회수보일러(HRSG: Heat Recovery Steam Generator)에 통

\*Corresponding Author : Boo-Youn Lee(Keimyung Univ.)

Tel: +82-53-580-5922 email: bylee@kmu.ac.kr

Received May 3, 2018

Revised June 11, 2018

Accepted August 3, 2018

Published August 31, 2018

과시커 만들어지는 증기를 사용하여 2차로 증기터빈을 돌려 발전하는 발전소이다. 복합발전플랜트는 화력발전소에 비해 열효율이 높고, 공해가 적고, 운전을 정지(shutdown)했다가 다시 기동(startup)하는 시간이 짧고, 전력수요의 변동에 대응하기 위한 부하변화(load change)가 용이하고, 건설에 소요되는 기간이 짧다. 이러한 다양한 장점으로 인하여 근래에 들어서 복합발전플랜트의 건설이 크게 증가하고 있는 추세이다[1].

복합발전플랜트의 기대수명은 보통 25~30년으로 설계되는데, 이 기간 동안에 기동, 정지, 부하변화 등의 과도운전조건(transient operating condition)이 반복하여 발생한다. 복합발전플랜트를 구성하는 핵심 설비 중의 하나인 배열회수보일러는 가스터빈 배기가스의 열에너지를 회수하여 고온고압의 증기를 생산하는 역할을 담당한다. 그러므로 배열회수보일러를 구성하는 각종 기기들은 운전형태에 따른 과도운전조건에 직접적으로 노출되므로 고온고압의 반복하중 하에서 응력과 피로에 의해 파손되지 않도록 설계해야 한다[2]. 배열회수보일러 기기의 설계 검증을 위한 구조건전성 평가에 적용되는 대표적 기술기준은 미국기준 ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII Division 2[3](ASME Code)와 유럽기준 EN 13445-3[4](EN Code) 등이 있다.

배열회수보일러 관련 기기에 대한 응력 및 피로 평가 분야의 국내의 연구동향은 다음과 같이 요약할 수 있다. Kim 등[5]은 배열회수보일러와 증기터빈 사이에 설치되어 증기의 흐름을 제어하는 게이트밸브에 대하여 ASME Code를 적용하여 피로수명을 평가하였다. Chong 등[6]은 배열회수보일러의 부하변화 운전에 따른 과열기(superheater) 튜브군의 응력 거동을 연구하였다. Kim 등[7]은 배열회수보일러 내부 튜브군의 진동방지용 범퍼(bumper)의 랜덤진동에 의한 피로수명 평가를 위한 유동장 해석을 연구하였다. Choi 등[8]은 배열회수보일러 케이싱의 파손방지를 위한 열응력 저감용 히트싱크의 설치 효과를 연구하였다. Chong 등[9]은 배열회수보일러 기기에 대하여 피로파손을 야기할 수 있는 운전 형태와 기술표준을 조사하고 손상계산 방법을 제시하였다. Hwang 등[10]과 Lee[11]는 EN Code를 적용하여 배열회수보일러 고압(HP: high pressure)드럼(drum)의 응력 및 피로를 평가하였다. Lee[12]는 배열회수보일러 고압드럼에 대하여 EN Code를 적용하여 과도열응력해석의 결과로부터 물 접촉 표면에서의 부식피로에 관한 안전성

을 평가하였다. 최근에 Lee[13]는 배열회수보일러 고압증발기(evaporator)의 튜브군과 고압헤더(header)에 대하여 ASME Code를 적용하여 응력 및 피로에 관한 안전성을 평가하였다.

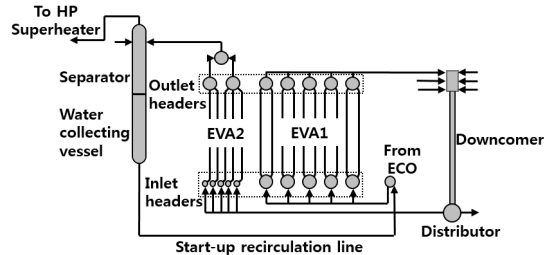


Fig. 1. Flow diagram of HP evaporator of Benson-type HRSG

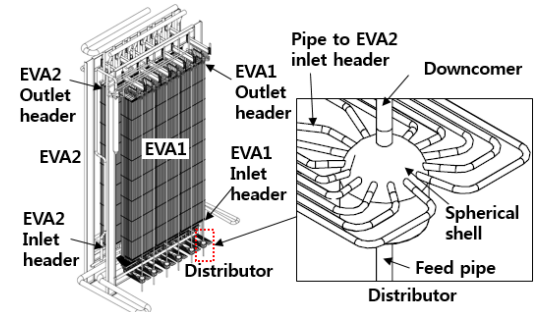


Fig. 2. Configuration of distributor in HP evaporator of Benson-type HRSG

Fig. 1은 본 연구에서 다루고자 하는 복합발전플랜트의 Benson형 배열회수보일러[2] 고압증발기의 간략한 흐름도[14]를 나타내는데, 고압증발기는 크게 EVA1, EVA2의 2개의 증발기로 구성된다. 이 중에서 분배기(distributor)는 EVA1에서 증기를 생성하고 남은 물이 강수관(downcomer)을 타고 하강하면 이를 모아서 EVA2 입구헤더(inlet header)들로 분배하는 역할을 한다.

본 연구에서는 이 Benson형 배열회수보일러 고압증발기의 분배기에 대하여 구조건전성 평가 방법과 결과를 제시하고자 한다. Fig. 2에 나타난 바와 같이 분배기는 구형상 압력용기로서 고압증발기의 전면 하단부에 총 6개가 설치되는데, 각 분배기에는 상부의 수직 강수관, 하부의 수직 급수배관(feed pipe), EVA2 입구헤더로 향하는 방사형 수평 배관 등의 많은 튜브가 연결된다. 따라서 운전 시에 분배기 셸(shell)과 이러한 튜브들이 교차하는 위치에서는 필연적으로 압력하중과 열하중에 의하여 응

력집중이 발생하게 되므로, 분배기의 설계 과정에서 기술기준에 의거하여 구조건전성을 입증해야 한다.

본 연구에서는 이 분배기에 대하여 설계조건(design condition)과 과도운전조건을 고려하여 응력 및 피로에 관한 안전성을 ASME Code에 의거하여 평가하였다. 이를 위하여 상용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS[15]를 사용하여 분배기의 설계조건에 대한 정적구조해석을 수행하고, 과도운전조건에 대한 열전도해석과 열응력해석을 수행하였다. 그리고 설계조건과 과도운전조건의 해석결과로부터 응력 및 피로에 관한 안전성을 평가하였다.

## 2. 응력 및 피로 평가 방법

이 장에서는 본 연구 주제와 관련하여 ASME Code에서 규정하고 있는 응력 및 피로에 대한 구조건전성 평가 기준과 적용 방법을 요약하여 설명하고자 한다[3]. ASME Code에서 설계조건에 대한 응력 평가 기준은 압력과 같은 기계적 하중(1차 하중)에 의한 등가응력  $P_m$ ,  $P_L$ ,  $P_b$ 의 허용한계를 식 (1)과 같이 규정하고 있다.  $P_m$ 은 불연속과 응력집중의 영향을 제외한 일반 1차 막응력(general primary membrane stress)을,  $P_L$ 은 큰 불연속은 고려하지만 응력집중의 영향을 제외한 국부(local) 1차 막응력을,  $P_b$ 는 불연속과 응력집중의 영향을 제외한 굽힘응력(bending stress)을 의미한다.

$$\begin{aligned} P_m &\leq S & (1) \\ P_L &\leq 1.5S \\ P_L + P_b &\leq 1.5S \end{aligned}$$

여기서  $S$ 는 소재의 허용응력을 나타낸다. 설계조건의 평가 시에 허용응력  $S$ 는 설계온도(design temperature)에서의 값을 적용해야 한다. 허용응력은 재질별 온도에 따라 변하는 값이 ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section II Part D[16]에 수록되어 있다.

식 (1)과 같은 ASME Code에 의거한 안전성 평가 시 필요한 막응력( $P_m$  또는  $P_L$ )과 굽힘응력( $P_b$ )은 ANSYS 후처리기의 응력선형화(stress linearization) 기능을 이용하여 구할 수 있다. 압력용기 쉘의 두께를 수직으로 가로 지르는 경로(path)를 정의하고 응력을 선형화하면, 경로를 따라 응력을 수치적분하여 계산되는 막응력(쉘 두께에서의 평균응력), 그리고 응력의 모멘트를 수치적분한

결과와 등가인 선형 굽힘응력을 얻을 수 있다.

Table 1. Cycles of transient operating conditions

Type of transient operation	Cycles for 25 years
CS (cold start)	75
W1 (warm start, type 1)	40
W2 (warm start, type 2)	159
H1 (hot start, type 1)	159
H2 (hot start, type 2)	634
L5 (load change, 50%)	6,000
L2 (load change, 20%)	6,000
L1 (load change, 10%)	8,000
Sum	21,067

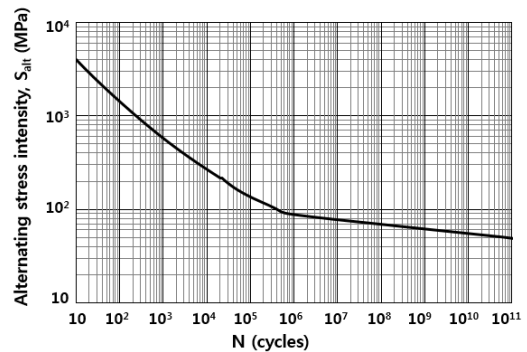


Fig. 3. Fatigue curve for carbon, low alloy, series 4XX, high alloy steels and high tensile steels for temperature not exceeding 371 °C ( $E_T=200$  GPa) in ASME Code

한편, 식 (1)에서 사용하는 등가응력은 Tresca 또는 von Mises 등가응력을 사용할 수 있으며, 본 연구에서는 식 (2)와 같이 최대주응력( $\sigma_1$ )과 최소주응력( $\sigma_3$ )의 차로 정의되는 Tresca 등가응력( $\sigma_{eq}$ )을 사용하고자 한다. ASME Code에서는 이 Tresca 등가응력을 응력강도(stress intensity)라고 부르며, ANSYS에서는 이를 SINT로 표기한다.

$$\sigma_{eq} = |\sigma_1 - \sigma_3| \quad (2)$$

일반적으로 압력용기의 초기설계 단계에서 일반 1차 막응력과 굽힘응력의 허용한도를 만족하도록 쉘과 튜브의 두께를 결정하므로 식 (1)의 첫 번째와 세 번째 기준은 만족된다. 따라서 설계조건에 대한 유한요소해석 결과를 평가할 때, 보수적으로 노즐부와 같이 응력집중이 발생하는 위치에서 막응력을 계산하여 식 (1)의 두 번째 기준인  $P_L \leq 1.5S$ 의 만족여부를 평가하면 충분하다고

할 수 있다[11].

다음은 본 연구와 관련된 사항을 위주로 하여 ASME Code에 따른 피로 평가 기준을 요약하여 기술하고자 한다. 배열회수보일러용 압력용기에서 피로수명을 평가하려면 과도운전조건 종류 및 과도운전조건별 연간 사이클 수가 미리 정의되어야 한다. 본 연구에서 다루는 배열회수보일러는 복합발전플랜트의 발주처에 의하여 기대수명이 25년으로 제시되어 있다. 과도운전조건의 종류 및 연간 사이클 수 역시 발주처가 정하며, 연간 사이클 수는 주간·야간, 평일·주말에 걸쳐 변동되는 전력수요를 감안하여 1년에 겪게 되는 기동, 정지, 부하변화 등의 여러 가지 과도운전조건의 횟수이다. 본 연구에서 다루는 복합발전플랜트에서 과도운전조건의 종류는 Table 1에 정리된 바와 같이 총 8가지로서 냉간기동(cold start)(CS), 2가지 형태의 난간기동(warm start)(W1, W2), 2가지 형태의 열간기동(hot start)(H1, H2), 3가지 형태의 부하변화(load change)(L5, L2, L1)로 정의되는데, 기대수명 25년 동안에 가해지는 각 과도운전조건별 사이클 수를 Table 1에 정리하였다.

피로수명 계산에 사용되는 피로곡선은 ASME Code: Annex 3에 제시되어 있으며, 본 연구에서 다루는 분배기는 재질 특성과 설계온도를 고려하여 Fig. 3의 피로곡선을 적용하면 된다. 피로곡선에서 세로축은 교변등가응력(alternating stress intensity)  $S_{alt}$ (이하 교변응력이라 칭함)이고 가로축은 설계피로사이클 수  $N$ 이다. 피로곡선은 사이클평균온도에서의 탄성계수  $E_T$ 에 따라 결정되는데, Fig. 3에 나타난 피로곡선은  $E_T=200$  GPa일 경우를 그린 것이다. 사이클평균온도는 각 과도운전조건에 대한 열전도해석을 수행한 결과로부터 계산되며, 이로부터 사이클평균온도에서의 탄성계수  $E_T$ 가 결정된다.

다음으로는 각 과도운전조건에 대한 압력과 열하중에 대한 열응력해석을 수행하여 과도운전조건별 응력결과로부터 ASME Code: Annex 5.B의 Rainflow 사이클 계산법을 사용하여 하중사이클 수  $n$ , 1차+2차응력( $P_L + P_b + Q$ )의 범위  $\Delta S_n$ , 1차+2차+피크응력( $P_L + P_b + Q + F$ )의 범위  $\Delta S_p$ , 피로벌칙계수(fatigue penalty factor)  $K_e$ 를 계산하게 된다.

피로벌칙계수  $K_e$ 는 ASME Code: 5.5.3에 의거하여 식 (3)과 같이 1차+2차응력( $P_L + P_b + Q$ )의 범위  $\Delta S_n$ 의 크기에 따라서 결정된다.

$$K_e = 1 \quad \text{for } \Delta S_n \leq S_{ps} \quad (3)$$

$$K_e = 1 + \frac{(1-a)}{a(b-1)} \left( \frac{\Delta S_n}{S_{ps}} - 1 \right) \quad \text{for } S_{ps} \leq \Delta S_n < bS_{ps}$$

$$K_e = \frac{1}{a} \quad \text{for } \Delta S_n > bS_{ps}$$

여기서  $S_{ps}(=3S)$ 는 1차+2차 응력범위에 대한 허용응력으로서, 만일 탄성해석의 결과  $\Delta S_n \leq 3S$ 이면 식 (3)의 첫 번째 기준에 의하여  $K_e = 1$ 을 사용하면 된다. 만일 탄성해석의 결과  $\Delta S_n > 3S$ 이면 탄소성해석을 수행하여 식 (3)의 두 번째와 세 번째 기준에 따라  $K_e$ 를 구해야 하는데,  $a$ 와  $b$ 는 탄소성해석 시에 적용되는 피로누다운계수(fatigue knock-down factor)로 사용되는 재료상수이다.

이러한 과정을 거쳐서, 피로곡선에 적용할 수 있는 교변응력  $S_{alt}$ 는 식 (4)와 같이 계산된다.

$$S_{alt} = \frac{K_f K_e \Delta S_p}{2} \quad (4)$$

여기서  $K_f$ 는 국부 노치 및 용접 효과와 관련된 피로강도저하계수(fatigue strength reduction factor)인데, 만일 유한요소모델에서 응력집중이 발생하는 노즐 및 보어(bore)를 실제 형상대로 모델링하였으면  $K_f = 1$ 로 정의된다.

다음으로는 이와 같이 계산된 교변응력  $S_{alt}$ 를 Fig. 3의 피로곡선에 대입하여, 교변응력  $S_{alt}$ 가 반복적으로 가해질 때 피로 파손이 발생하는 사이클 수, 즉 설계피로사이클 수  $N$ 을 결정하게 된다. 그리고, 교변응력  $S_{alt}$ 가 가해지는 하중사이클 수가  $n$ 일 때의 피로사용계수(usage factor)는  $n/N$ 으로 계산된다.

최종적으로 모든 종류의 하중사이클에 의한 누적피로를 평가하게 된다. 식 (5)의 Miner's Rule[17]을 사용하면 누적피로사용계수(cumulative usage factor)  $\Sigma(n/N)$ 을 계산할 수 있으며, 만일  $\Sigma(n/N)$ 이 1 이하이면 기대수명 동안에 피로에 관하여 안전하고  $\Sigma(n/N)$ 이 1보다 크면 피로에 의한 파손이 발생하는 것으로 판정하게 된다.

$$\Sigma \left( \frac{n}{N} \right) \leq 1 \quad (5)$$

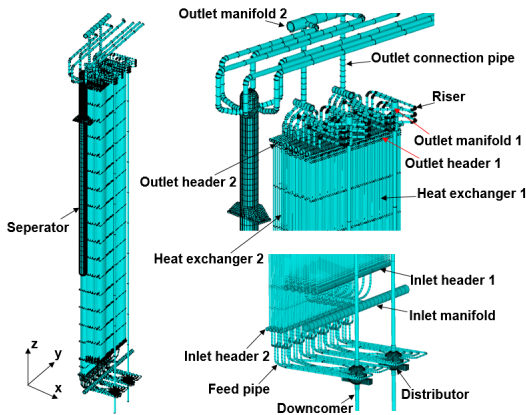


Fig. 4. Finite element model of piping system of HP evaporator of Benson-type HRSG[13]

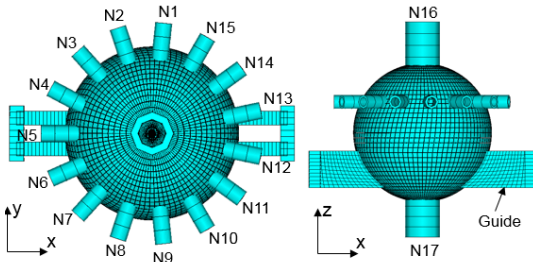


Fig. 5. Location of nozzles of distributor in piping system model

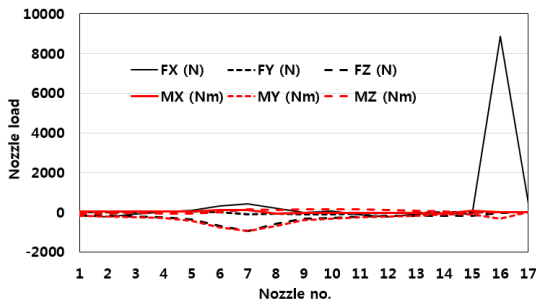


Fig. 6. Results of nozzle loads of distributor

### 3. 노즐하중

이후의 4장과 5장에서는 고압증발기에서 분배기를 분리하여 분배기 해석모델을 만들고 이에 대하여 설계조건과 과도안전조건에 대한 해석과 평가를 수행하게 된다. 따라서 분배기 해석모델에서는 구형 셸에 연결된 튜브들이 제외되므로, 분배기 해석모델에서 튜브가 절단된 노

즐 단면에는 절단된 배관계로 인하여 발생하는 하중을 가해야 한다. 이 하중을 ASME Code에서는 노즐하중 (nozzle load)이라 칭한다. 이 장에서는 분배기 해석모델에 가하게 되는 노즐하중에 관하여 기술하고자 한다.

선행 연구[13]에서 Fig. 4와 같이 고압증발기의 배관계 해석모델을 구성하고 ANSYS를 사용하여 전체하중 (설계압력, 설계온도, 자중)에 대한 정적구조해석을 수행하여 전체 튜브군의 응력에 대한 안전성을 평가한 바 있다. 분배기 해석모델에 적용할 수 있는 노즐하중을 추출할 수 있게 위하여, 배관계 해석모델에서 분배기는 Fig. 5와 같이 구 형상을 반영하여 4절점 셸 요소인 SHELL63으로, 그 외의 배관계는 2절점 파이프 요소인 PIPE16으로 모델링하였다. 그러므로 배관계 해석모델에서 분배기의 구 형상의 셸에는 Fig. 5와 같이 N1~N17의 튜브들이 파이프 요소로 모델링되어 연결되어 있다. Fig. 5에서 N1~N15는 분배기에서 EVA2의 입구헤더로 연결되는 튜브, N16과 N17은 각각 강수관과 연결되는 상부 튜브 및 급수배관과 연결되는 하부튜브를 나타낸다. 따라서 배관계 해석모델의 결과에서 얻어지는 N1~N17의 노즐 단면에 작용하는 힘과 모멘트가 분배기 해석모델에 적용할 수 있는 노즐하중이다.

Fig. 6은 배관계 해석모델의 전체하중에 대한 해석결과로부터 분배기의 노즐하중(x, y, z축방향의 힘성분 FX, FY, FZ와 모멘트성분 MX, MY, MZ)을 추출하여 그래프로 나타낸 것이다. Fig. 6의 분배기 노즐하중을 보면 세 힘 성분 FX, FY, FZ 중에서는 상부노즐인 N16에서 가이드(guide)가 분배기를 지지하는 방향의 FX가 8,848 N으로 최대이고 그 외는 전체적으로 936 N 이하 수준으로 작게 나타났다. 노즐하중의 세 모멘트 성분 MX, MY, MZ는 전체적으로 964 Nm 이하 수준으로 작게 나타났다.

이상과 같이 구한 노즐하중은 이후의 장에서 튜브가 제외된 분배기 해석모델을 사용한 응력해석 시에 노즐 단면에 작용하는 하중으로 작용된다.

### 4. 유한요소모델링과 설계조건 해석 및 응력 평가

구 형상의 분배기 셸은 외경이 610 mm, 두께가 46 mm이다. 응력 및 피로수명 평가를 위한 분배기의 유한요소모델을 Fig. 7에 나타내었는데, 대칭성을 고려하여

1/2 대칭 모델을 사용하였다. 그리고 해석 시간을 단축 하면서 노즐 부위에서의 응력을 정확하게 해석하기 위하여, Fig. 7에 나타낸 바와 같이 대칭 모델의 약 절반은 셸과 노즐의 실제 두께 및 형상을 반영하여 솔리드요소인 SOLID185를 사용하여 자세하게 모델링하고, 나머지는 셸요소인 SHELL181을 사용하여 단순하게 모델링 하였다. 따라서 분배기의 해석결과는 솔리드요소로 자세하게 모델링된 위치만을 평가하였다. 한편 열전도해석 시에는 솔리드요소를 SOLID70, 셸요소를 SHELL131로 지정하였다. Fig. 7의 분배기 해석모델에서 총 요소 수는 39,104 개, 총 절점 수는 33,122 개이다.

앞 장에서 설명한 대로 설계조건과 과도운전조건의 응력해석 시에는 Fig. 6의 노즐하중을 적용하였다. 그리고 이 장과 다음 장에서 응력해석을 위한 경계조건으로는 하부노즐의 바닥면은 수직변위인 z축방향 변위를 구속하고, 가이드의 좌우측 끝은 설치조건을 고려하여 x와 z축방향 변위를 구속하고, 1/2 대칭면에는 대칭경계조건을 지정하였다.

분배기의 설계온도는 355 °C, 설계압력은 15.5 MPa, 운전온도는 334.6 °C, 운전압력은 13.6 MPa이다. 분배기의 재질은 셸은 SA105-70, 노즐은 SA105로서, 설계 온도에서의 허용응력  $S$ 는 셸은 127.0 MPa, 노즐은 121.0 MPa이다. 해석에 필요한 물성치인 탄성계수, 프와송비, 열팽창계수, 열전도도, 비열, 밀도, 열확산율은 ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section II Part D[16]에 수록된 온도에 따라 변화하는 값을 사용하였다.

다음은 설계조건, 즉 설계압력 15.5 MPa이 내면에 균일하게 가해진 상태에 대한 해석결과이다. Fig. 8은 솔리드요소로 모델링된 최대응력 발생 위치 근처에서 Tresca 등가응력(ANSYS의 SINT)의 분포를 나타낸다. 최대등가응력은 EVA2 노즐 보어의 모서리에서 발생하며 183.3 MPa로 나타났다.

2장에서 설명한 바와 같이 ASME Code에 의거하여 설계조건에서 국부 1차 막응력  $P_L \leq 1.5S$ 의 만족여부를 평가해야 한다. Fig. 9에 설계조건에서의 응력 평가를 위해 최대응력이 발생하는 노즐 보어에서 응력선형화를 위해 설정한 경로 A, B도 표시하였다. 경로 A는 셸의 두께로서 설계온도에서 허용응력  $S$ 는 127.0 MPa이다. 경로 B는 EVA2 노즐의 두께로서 설계온도에서 허용응력  $S$ 는 121.0 MPa이다. ANSYS의 후처리를 사용하여 경로 A, B에서의 응력선형화를 한 결과를 Table 2에 정리

하였으며, 1차 막응력  $P_L$  결과를 허용한도 1.5 $S$ 와 비교 하였다. Table 2에서 알 수 있듯이 설계조건에서 셸과 노즐에서 모두  $P_L$ 이 1.5 $S$ 를 초과하지 않으므로 평가기준을 만족하는 것으로 판단된다.

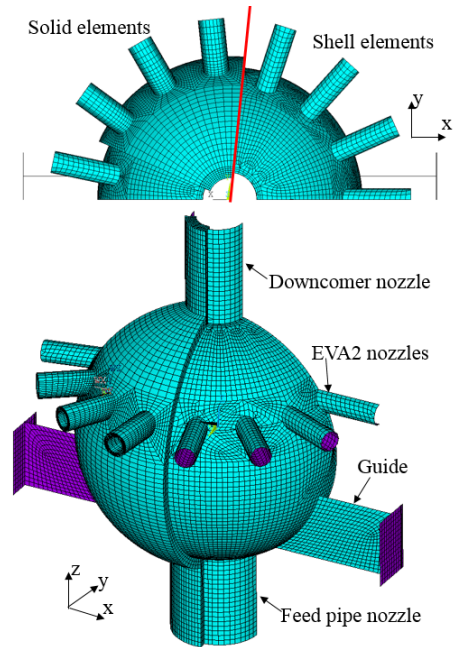


Fig. 7. Finite element model for analysis of distributor

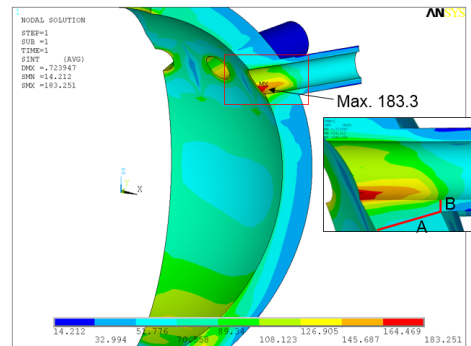
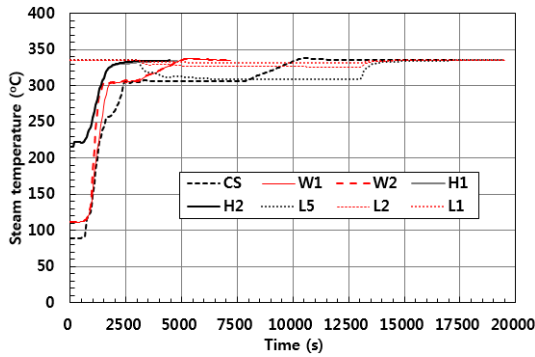


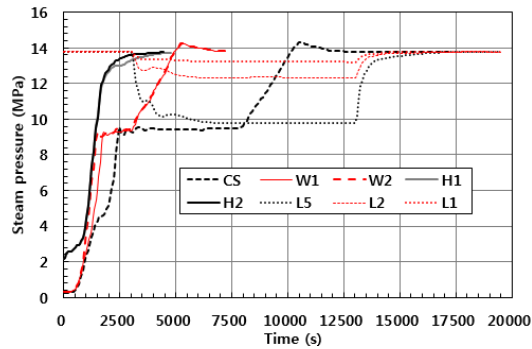
Fig. 8. Distribution of stress intensity of distributor under design condition

Table 2. Summary of evaluation of distributor under design condition (unit: MPa)

Path	$P_L$	1.5 $S$
A (shell)	61.0	190.5
B (nozzle)	80.7	181.5



(a) Steam temperature



(b) Steam pressure

Fig. 9. Time-history of steam temperature and pressure of distributor during transient operation

### 5. 과도운전조건 해석 및 피로 평가

과도운전조건에서의 피로 평가를 위하여 우선 Table 1에 나타낸 8가지의 과도운전조건(CS, W1, W2, H1, H2, L5, L2, L1)에 대하여 분배기의 온도분포를 구하기 위한 열전도해석을 수행하였다.

분배기의 과도열전도해석을 위한 경계조건으로는 내면과 외면에 대류경계조건을 사용하였다. 8가지의 과도운전 동안에 분배기의 증기온도와 증기압력의 시간이력은 동특성 해석을 통하여 Fig. 9와 같이 주어졌다. Fig. 9(a)의 증기온도는 내면의 대류경계조건 설정을 위한 주위온도(surrounding temperature)로 사용되고, Fig. 9(b)의 증기압력은 열전도해석에 이어지는 과도응력해석 시에 내면에 가해지는 압력하중으로 사용된다.

셸과 노즐 내면의 대류열전달계수는 식 (6)과 같은 관내의 액상(liquid phase)유동을 고려한 강제대류 이론 [18]을 적용하여 계산하였다.

$$Nu_D = \frac{(a/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(a/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (6)$$

$$a = \{0.7904 \ln(Re_D) - 1.64\}^{-2}$$

$$Re_D = \frac{\rho v D}{\mu}$$

여기서  $Nu_D$ 는 Nusselt 수,  $Re_D$ 는 Reynolds 수,  $Pr$ 은 Prandtl 수,  $\rho$ 는 밀도,  $v$ 는 평균유속,  $D$ 는 직경,  $\mu$ 는 점성이다. 셸과 노즐 외면의 대류열전달계수는 식 (7)과 같은 구 주위의 자연대류 이론 [19]을 적용하여 계산하였다.

$$Nu_D = 2 + \frac{0.589 Ra_D^{1/4}}{\{1 + (0.469/Pr)^{9/16}\}^{4/9}} \quad (7)$$

여기서  $Ra_D$ 는 Rayleigh 수이다. 이상과 같은 방법으로 계산된 셸, 상부의 강수관노즐, 하부의 급수노즐, EVA2 노즐의 내면과 외면의 대류열전달계수를 Table 3에 수록하였다.

Table 3. Convective heat transfer coefficients of distributor (unit: W/m<sup>2</sup>K)

Temp. (°C)	Shell		Downcomer nozzle	
	In	Out	In	Out
20	302	18	7,599	23
50	405	17	9,914	22
100	517	17	12,321	21
200	625	15	14,634	18
260	675	14	15,844	17
300	737	13	17,426	16
340	914	12	22,035	14
360	1,298	11	32,110	13

Temp. (°C)	Feed pipe nozzle		EVA2 nozzle	
	In	Out	In	Out
20	3,801	29	3,471	21
50	5,105	28	4,552	20
100	6,533	27	5,689	19
200	7,914	24	6,782	17
260	8,547	3	7,338	15
300	9,321	21	8,057	14
340	11,549	19	10,145	13
360	16,372	18	14,699	12

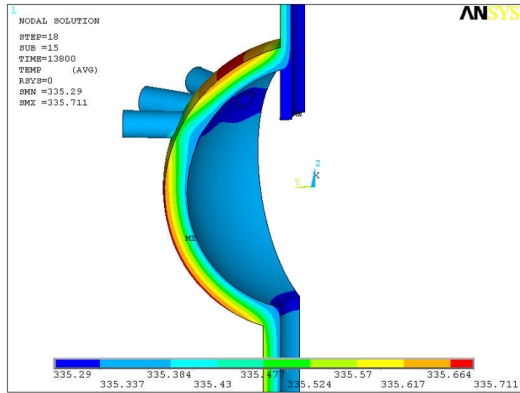


Fig. 10. Distribution of temperature of distributor at the end time of cold start(CS) condition

Table 4. Maximum and minimum temperature of distributor during transient operation

Transient	$T_{max}$ (°C)	$T_{min}$ (°C)
CS	335.7	89.6
W1	338.0	111.7
W2	338.2	111.7
H1	335.3	216.2
H2	328.7	216.2
L5	335.8	309.3
L2	335.4	326.5
L1	335.8	332.0

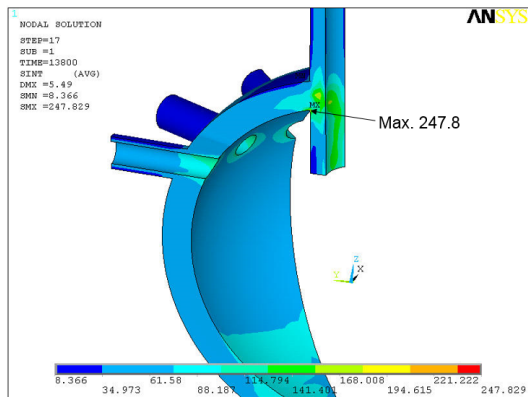


Fig. 11. Distribution of stress intensity of distributor at the end time of cold start(CS) condition

이상에서 설명된 대류경계조건을 사용하여 8가지의 과도운전조건에 대하여 열전도해석을 수행하여 온도분포의 시간이력을 구하였다. 과도운전조건 중 대표적으로 냉간기동(CS)의 종료시간(13,800 s)에서의 온도 분포를

Fig. 10에 나타내었다. 그리고 각 과도운전조건에서 나타난 분배기의 최대온도  $T_{max}$ 와 최소온도  $T_{min}$ 를 Table 4에 정리하였는데, 이 온도는 2장에서 기술한 바와 같이 피로수명 계산 과정에서 필요한 사이클평균온도에서의 탄성계수  $E_T$ 를 결정할 때 사용된다.

열전도해석에 이어서, 8가지의 과도운전조건에 대하여 과도열응력해석을 수행하였다. 하중으로는 Fig. 6의 노즐하중, Fig. 9(b)의 시간에 따른 증기압력, 그리고 과도열전도해석에서 계산된 시간에 따른 분배기의 온도분포를 적용하였다. 과도운전조건 중에서 대표적으로 냉간기동(CS) 종료시간에서의 등가응력 분포를 Fig. 11에 나타내었는데, 최대응력은 분배기의 안쪽으로 돌출된 강수관노즐의 모서리에서 발생하며 247.8 MPa이다. 최대응력이 발생한 강수관노즐 모서리 절점의 위치는 Fig. 12에 따로 표시하였다. 결과적으로 최대응력이 발생한 이 강수관노즐의 모서리 위치에서 피로수명을 평가하면 된다. 이후에는 과도열응력해석의 결과에 의거하여 이 위치에 대하여 피로수명을 평가하였다.

Fig. 13에는 Fig. 12에 표시한 최대응력 위치의 절점에서 8가지 과도운전 시에 발생하는 1차+2차 막+굽힘+피크응력( $P_L + P_b + Q + F$ ), 즉 총응력(total stress)의 시간이력을 추출하여 도시하였다. Table 5는 최대응력 위치의 절점에서  $P_L + P_b + Q + F$ 의 시간별 최대값(peak)과 최소값(valley) 결과를 정리한 것이다. Table 5에서 각 과도운전조건 약어의 첨자 “-max”와 “-min”은 해당 과도운전에서 발생하는 응력의 최대값과 최소값을 나타낸다.

Fig. 12에는 최대응력 위치 근처에서 ANSYS로 응력을 선형화하기 위해 셸의 두께를 가로질러 설정한 경로도 함께 표시되어 있다. 그리고 이 경로에서 응력을 선형화하여, 경로의 내면 끝점인 최대응력 위치의 절점에서 8가지 과도운전 시에 발생하는 1차+2차 막+굽힘응력( $P_L + P_b + Q$ )을 구하였다. Table 6은 최대응력 위치의 절점에서 8가지 과도운전 시에 발생하는  $P_L + P_b + Q$ 의 시간별 최대값과 최소값 결과를 정리한 것이다. Table 6에 수록된  $P_L + P_b + Q$ 는 식 (3)에 의거하여 피로별칙계수  $K_f$ 를 설정할 때 사용된다.

2장에서 설명된 방법을 통하여 강수관노즐의 모서리에서 계산된 피로수명 결과를 Table 7에 정리하였으며, 다음은 Table 7에 관한 이해를 돕기 위한 설명이다.



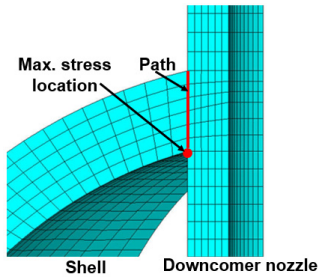


Fig. 12. Location of maximum stress location and path at distributor for fatigue life evaluation

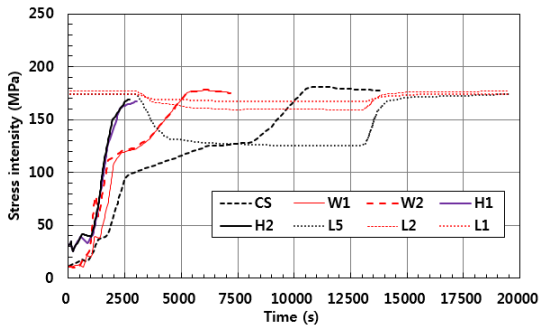


Fig. 13. Time-history of stress intensity( $P_L + P_b + Q + F$ ) at downcomer nozzle during transient operation

Table 5. Summary of  $P_L + P_b + Q + F$  at downcomer nozzle during transient operation (unit: MPa)

Type of transient operation	Peak		Valley		No. of cycles
	Id.	$P_L + P_b + Q + F$	Id.	$P_L + P_b + Q + F$	
CS	CS-max	180.9	CS-min	11.9	75
W1	W1-max	177.3	W1-min	9.8	40
W2	W2-max	177.6	W2-min	9.3	159
H1	H1-max	173.1	H1-min	25.0	159
H2	H2-max	173.9	H2-min	25.0	634
L5	L5-max	174.3	L5-min	125.6	6,000
L2	L2-max	177.3	L2-min	159.1	6,000
L1	L1-max	174.1	L1-min	167.1	8,000

Table 6. Summary of  $P_L + P_b + Q$  at downcomer nozzle during transient operation (unit: MPa)

Id.	Peak		Valley	
	$P_L + P_b + Q$		Id.	$P_L + P_b + Q$
CS-max	105.3		CS-min	11.3
W1-max	94.9		W1-min	9.3
W2-max	95.0		W2-min	9.4
H1-max	92.8		H1-min	16.2
H2-max	93.2		H2-min	16.2
L5-max	93.4		L5-min	67.7
L2-max	103.3		L2-min	92.9
L1-max	93.3		L1-min	99.1

Table 5의 수록된 각 과도운전조건에서의  $P_L + P_b + Q + F$ 의 최대값과 최소값들로부터  $P_L + P_b + Q + F$ 의 범위가 반복적으로 가해지는 하중사이클 수를 결정하기 위하여 ASME Code에 규정된 Rainflow 사이클 계산법을 사용한다.

먼저 Table 7의 첫 번째 행의 하중 명칭, 1차+2차+피크응력범위( $\Delta S_p$ ), 하중사이클 수  $n$ 은 다음과 같이 결정되었다. Table 5의 1차+2차+피크응력( $P_L + P_b + Q + F$ )이 전체 중에서 최대는 CS-max(180.9 MPa, 75 사이클)이고 전체 중에서 최소는 W2-min(9.3 MPa, 159 사이클)이므로 첫 번째 하중은 명칭을 CS-max & W2-min으로 칭한다. 따라서 CS-max와 W2-min 사이에서 1차+2차+피크응력범위( $\Delta S_p$ )는 CS-max와 W2-min의 1차+2차+피크응력( $P_L + P_b + Q + F$ )의 차이므로  $\Delta S_p = 180.9 - 9.3 = 171.6$  MPa으로 계산된다. 이 CS-max & W2-min의 하중사이클 수  $n$ 은 CS-max와 W2-min의 사이클 수 75와 159 중에서 작은 값인 75 사이클이 된다. 이렇게 되면 잔여 사이클 수는 CS-max는 0, W2-min은  $159 - 75 = 84$  사이클가 남는다. 한편, Table 7에서 하중 CS-max & W2-min의  $E_T$ 는 189 GPa인데, 이는 Table 4에 수록된 과도운전조건 CS의 최대온도(335.7 °C)와 W2의 최소온도(111.7 °C)의 평균온도인 223.7 °C에서의 탄성계수이다. 하중 CS-max & W2-min의 1차+2차 응력범위( $\Delta S_n$ )는 CS-max와 W2-min의  $P_L + P_b + Q$  (Table 6 참조)의 차이므로  $\Delta S_n = 105.3 - 9.4 = 95.9$  MPa이 되고,  $\Delta S_n \leq 3S(= 380.1$  MPa)이므로 식 (3)에 의해 피로벌칙계수  $K_e = 1$ 이 되었다. 따라서 하중 CS-max & W2-min의 교변응력  $S_{alt}$ 는 식 (4)를 사용하여  $S_{alt} = (1)(1)171.6 / 2 = 85.8$  MPa로 계산되었다. 다음은 피로곡선에서 하중 CS-max & W2-min의  $S_{alt}$ 에 해당되는 설계피로사이클 수  $N$ 을 결정하면  $N = 10^6$ 이 된다. 끝으로 피로사용계수  $n/N$ 을 계산하면 된다.

Table 7의 두 번째 행 이후는 이상과 같은 방법으로 모든 과도운전조건에서 “-max”와 “-min”의 잔여 사이클 수가 모두 0이 될 때까지 계속 진행한다. 이런 방식으로 Rainflow 사이클 계산법에 의거하여 하중과 하중사이클 수를 모두 계산한 결과, 하중은 Table 7과 같이 총 14 가지가 된다.

**Table 7.** Results of fatigue life evaluation at downcomer nozzle (unit: MPa, cycles)

	Load	$\Delta S_p$	$n$	$E_T$
1	CS-max & W2-min	171.6	75	1.89E5
2	W2-max & W2-min	168.2	84	1.89E5
3	W1-min & W2-max	167.8	40	1.89E5
4	CS-min & W2-max	165.7	35	1.89E5
5	CS-min & W1-max	165.4	40	1.89E5
6	H1-min & L2-max	152.2	159	1.85E5
7	H2-min & L2-max	152.2	634	1.85E5
8	L5-min & L2-max	51.6	5,207	1.80E5
9	L5-max & L5-min	48.6	793	1.80E5
10	L5-max & L2-min	15.1	5,207	1.80E5
11	L2-min & L1-max	15.0	793	1.79E5
12	L1-max & L1-min	7.0	7,207	1.79E5
13	H2-max & L1-min	6.8	634	1.85E5
14	H1-max & L1-min	6.0	159	1.85E5

	$\Delta S_n$	$K_c$	$S_{alt}$	$N$	$n/N$	$\Sigma(n/N)$
1	95.9	1	85.8	1.0E6	0.00007	0.0003
2	85.7	1	84.1	1.4E6	0.00006	
3	85.7	1	83.9	1.5E6	0.00003	
4	83.7	1	82.8	1.9E6	0.00002	
5	83.6	1	82.7	2.0E6	0.00002	
6	87.1	1	76.1	1.1E7	0.00001	
7	87.1	1	76.1	1.1E7	0.00006	
8	35.6	1	25.8	Infinitive	0	
9	25.7	1	24.3	Infinitive	0	
10	0.4	1	7.6	Infinitive	0	
11	0.3	1	7.5	Infinitive	0	
12	5.9	1	3.5	Infinitive	0	
13	6.0	1	3.4	Infinitive	0	
14	6.3	1	3.0	Infinitive	0	

다음은 Table 7에서 14가지 하중에 대한 피로사용계수  $n/N$ 를 다 합하여 누적피로사용계수  $\Sigma(n/N)$ 를 계산한다. 최종적인 결과로서 누적피로사용계수  $\Sigma(n/N)$ 는 0.0003이고, 이는 식 (5)에 주어진 피로파손 기준인 1보다 작다. 그러므로 이 분배기는 기대수명 기간 25년 동안 피로파손에 관하여 안전한 것으로 결론지을 수 있다.

## 6. 결론

본 연구에서는 복합발전플랜트 배열회수보일러를 구성하는 대표적 기기인 구형 셸 형상의 분배기를 선정하여 설계조건과 과도운전조건을 고려하여 응력 및 피로에 관한 안전성을 평가하였다. 본 연구에서 얻은 중요한 연구 결과를 정리하면 다음과 같다.

1. 배열회수보일러의 튜브군 해석결과로부터 분배기에 연결되는 상부의 수직 강수관, 하부의 수직 급

수배관, EVA2 입구헤더로 향하는 방사형 수평 배관의 노즐하중을 도출하였다. 결과적으로 노즐하중은 수직 강수관 노즐에서 가이드가 분배기를 지지하는 방향의 힘이 8,848 N으로 최대이고, 다른 방향의 힘과 모든 장항의 모멘트는 전체적으로 작게 나타났다. 이 노즐하중은 분배기의 상세모델에 대한 해석 시에 노즐 단면에 가해지는 하중으로 사용하였다.

2. 분배기의 상세모델을 만들고 설계조건에 대한 정적구조해석을 수행하였으며, 최대응력은 EVA2 노즐 보어의 모서리에서 발생하였다. 최대응력 위치의 국부 1차 막응력이 셸에서 61.0 MPa, 노즐에서 80.7 MPa로서 각각의 허용기준인 190.5 MPa와 181.5 MPa보다 작으므로 분배기는 ASME Code의 허용기준을 만족하는 것으로 나타났다.
3. 배열회수보일러에 주어진 8가지의 과도운전조건을 고려하여, 분배기의 상세모델에 대하여 열전도해석과 열응력해석을 수행하였다. 과도운전조건에서 최대응력은 분배기 상부의 수직 강수관 노즐부위에서 발생하였으므로, 이 위치에 대하여 ASME Code에 의거하여 피로를 평가하였다. 피로수명 계산 결과, 누적피로사용계수는 0.0003으로 허용기준인 1보다 작으므로 분배기는 기대수명 동안에 피로파손에 관하여 안전한 것으로 나타났다.
4. 본 연구에서 제시된 ASME Code를 따른 배열회수보일러 고압증발기 분배기의 응력 및 피로수명 평가 방법 및 실제 적용 사례는 향후 유사한 기기의 설계검증 과정에서 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

## References

- [1] S. H. Baek, The Monthly Report of Major Electric Power Statistics, Vol. 448, No. 2, Korea Electric Power Corporation, 2016.
- [2] V. R. Eriksen, Heat Recovery Steam Generator Technology, Woodhead Publishing, 2017.
- [3] ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII Division 2: Alternate Rules, Rules for Construction of Pressure Vessels, American Society of Mechanical Engineers, 2010.
- [4] EN 13445-3:2009, Unfired Pressure Vessels - Part 3: Design, European Committee for Standardization, 2009.
- [5] T. H. Kim, J. S. Choi, J. S. Han, "Thermal-structural Analysis and Fatigue Life Evaluation of a Parallel Slide

Gate Valve in Accordance with ASME B&PVC”, *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol.41, No.2, pp.157-164, 2017.

DOI: <https://dx.doi.org/10.3795/KSME-A.2017.41.2.157>

- [6] C. H. Chong, J. I. Song, “Stress Behaviors of Superheater Tubes under Load Change Operation in HRSG,” *Journal of the Korean Solar Energy Society*, Vol.28, No.6, pp.33-39, 2008.
- [7] J. B. Kim, S. H. Hwang, Chung J. C., “The CFD Analysis for the Fatigue Life Evaluation of HRSG Bumper”, *Proc. of KSME Autumn Conference*, pp. 1280-1285, 2015.
- [8] S. M. Choi, S. H. Kim, P. I. Kim, S. H. Ko, H. B. Chung, B. G. Han, H. H. Cho, “Effect of Installing Heat Sink to Reduce Thermal Stress on HRSG Casing”, *Proc. of KSME Autumn Conference*, pp. 12A003, 2014.
- [9] C. H. Chong, H. G. Kim, Y. J. Choi, C. S. Lee, J. W. Ha, “Design Life Analysis for HRSG”, *Proc. of KSME Autumn Conference*, pp. 55-60, 2004.
- [10] S. H. Hwang, H. G. Kim, C. Y. Seon, C. S. Lee, B. Y. Lee, “Fatigue Life Evaluation for HP Drum in HRSG According to EN Code”, *Proc. of KSME Autumn Conference*, pp. 506-511, 2010.
- [11] B. Y. Lee, “Evaluation of Stress and Fatigue of High-Pressure Drum for Heat Recovery Steam Generator According to European Code”, *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Submitted, 2018.
- [12] B. Y. Lee, “Evaluation of Safety of Corrosion Fatigue of High Pressure Drum for Heat Recovery Steam Generator Using Transient Thermal Stress Analysis”, *J. Korean Soc. Precis. Eng.*, Submitted, 2018.
- [13] B. Y. Lee, “Evaluation of Stress and Fatigue Life of Tube Bundle and Header for High-Pressure Evaporator of Heat Recovery Steam Generator,” *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Submitted, 2018.
- [14] G. Volpi, M. Penati, G. Silva, “Heat Recovery Steam Generators for Large Combined Cycle Plants (250 MWe GT Output): Experiences with Different Design Options and Promising Improvements by Once-through Technology Development,” *Proc. of Power Gen Europe 2005*, Milan, 28-30 June, 2005.
- [15] ANSYS User’s Manual Version 11, ANSYS Inc., 2007.
- [16] ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section II Part D: Materials Properties, American Society of Mechanical Engineers, 2010.  
ISBN: 978-0791832349
- [17] G. B. Richard, J. N. Keith, Shigley’s Mechanical Engineering Design, 9th Ed., McGraw-Hill, 2013.
- [18] J. G. Collier, J. R. Thome, Convective Boiling and Condensation, Oxford, 1994.
- [19] S. W. Churchill, “Free Convection Around Immersed Bodies”, in G. F. Hewitt (Ed.), *Heat Exchanger Handbook*, Section 2.5.7, Begell House, 2002.

이 부 윤(Boo-Youn Lee)

[정회원]



- 1984년 2월 : 한국과학기술원 기계공학과 (공학석사)
- 1991년 8월 : 한국과학기술원 기계공학과 (공학박사)
- 1984년 3월 ~ 1998년 2월 : 두산중공업 기술연구원 구조강도연구팀장
- 1998년 3월 ~ 현재 : 계명대학교 기계자동차공학전공 교수

<관심분야>

최적설계, 구조설계, 전산응력해석 등