

ASME Boiler & Pressure Vessel Code에 따른 배열회수보일러 기수분리기의 피로 평가

이부윤*[#]

*계명대학교 기계자동차공학전공

Fatigue Evaluation of Steam Separators of Heat Recovery Steam Generators According to the ASME Boiler and Pressure Vessel Code

Boo-Youn Lee*[#]

^{*}Dept. of Mechanical & Automotive Engineering, KEIMYUNG UNIV.

(Received 24 May 2018; received in revised form 22 June 2018; accepted 25 June 2018)

ABSTRACT

The present research deals with a finite element analysis and fatigue evaluation of a steam separator of a high-pressure evaporator for the Heat Recovery Steam Generator (HRSG). The fatigue during the expected life of the HRSG was evaluated according to the ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII Division 2 (ASME Code). First, based on the eight transient operating conditions prescribed for the HRSG, temperature distribution of the steam separator was analyzed by a transient thermal analysis. Results of the thermal analysis were used as a thermal load for the structural analysis and used to determine the mean cycle temperature. Next, a structural analysis for the transient conditions was carried out with the thermal load, steam pressure, and nozzle load. The maximum stress location was found to be the riser nozzle bore, and hence fatigue was evaluated at that location, as per ASME Code. As a result, the cumulative usage factor was calculated as 0.00072 (much less than 1). In conclusion, the steam separator was found to be safe from fatigue failure during the expected life.

Key Words : Fatigue(피로), Heat Recovery Steam Generator(배열회수보일러), High Pressure Evaporator(고압 증발기), Steam Separator(기수분리기)

1. 서론

복합발전플랜트는 화력발전소에 비해 열효율이 좋고, 공해가 적고, 기동(startup) 시간이 짧고, 부하변화(load change)가 용이한 장점을 갖고 있으며

로 근래에 들어서 건설이 크게 증가하고 있다^[1]. 이 복합발전플랜트의 핵심 설비 중의 하나인 배열회수보일러(HRSG: Heat Recovery Steam Generator)는 가스터빈 배기가스의 열에너지를 회수하여 증기를 생산하는 역할을 담당한다. 복합발전플랜트의 기대수명은 보통 25~30년으로 설계되는데, 이 기간 동안에 기동, 정지(shutdown), 부하변화 등의

Corresponding Author : bylee@kmu.ac.kr

Tel: +82-53-580-5922, Fax: +82-53-580-5165

과도운전조건(transient operating condition)이 반복하여 발생한다. 따라서 배열회수보일러를 구성하는 각종 기기들은 기대수명 동안 가해지는 반복적인 과도운전조건 하에서 피로파손이 발생하지 않도록 설계되어야 한다^[2]. 배열회수보일러 기기와 같은 비직화식(unfired) 압력용기의 피로 평가에 적용되는 대표적 기술기준은 미국의 ASME Boiler & Pressure Vessel Code Section VIII Division 2^[3](ASME Code)와 유럽의 EN 13445-3^[4](EN Code) 등이 있다. 기기 제조사는 발주처가 지정한 기술 기준을 적용하여 기기의 피로를 평가하여 기대수명 동안에 파손될 가능성이 없음을 입증해야 한다.

국내에서 배열회수보일러의 기기에 대한 응력 및 피로 평가와 관련하여 다음과 같은 연구가 진행되어 왔다. Kim 등^[5]은 배열회수보일러와 증기 터빈 사이에 설치되어 증기의 흐름을 제어하는 게이트 밸브에 대하여 ASME Code를 적용하여 피로를 평가하였다. Chong 등^[6]은 배열회수보일러의 부하변화 운전에서 따른 과열기(superheater) 튜브군의 응력 거동을 연구하였다. Kim 등^[7]은 배열회수보일러 내부 튜브군의 진동방지용 범퍼(bumper)의 랜덤진동에 의한 피로 평가를 위해 유동장을 해석하였다. Chong 등^[8]은 배열회수보일러 기기의 피로파손에 영향을 미치는 운전 형태와 기술기준을 조사하고 손상계산 방법을 제시하였다. Lee^[9]는 EN Code를 적용하여 배열회수보일러 고압(HP: high pressure)드럼(drum)의 응력 및 피로를 평가하였다. Lee^[10]는 배열회수보일러 고압드럼에 대하여 과도운전조건에서의 열응력 해석결과를 이용하여 부식 피로에 관한 안전성을 평가하였다. Lee^[11,12]는 ASME Code를 적용하여 배열회수보일러 고압증발기(EVA: evaporator)의 튜브군, 고압헤더(header), 분배기(distributor)에 대하여 구조건전성을 평가하였다.

한편, 최근에 Lee^[13]는 Benson형 배열회수보일러 고압증발기의 기수분리기(steam separator)에 대하여 설계조건과 정상상태 운전조건에서의 응력을 해석하여 그 결과를 ASME Code에 따라 평가한 바 있다. 이 기수분리기는 Fig. 1과 같이 수직방향으로 길이가 긴 압력용기로서, 두 번째 증발기인 EVA2

의 출구에 설치되어 증기와 수분을 분리하는 역할을 한다. Fig. 1에 나타난 바와 같이 기수분리기의 원통 셸(shell)의 상부 측면에는 EVA2 출구헤더(outlet header)로부터 포화수가 유입되는 6 개의 상승관(riser)튜브들이 방사형으로 연결되며, 원통 셸의 최상단에는 고압과열기로 향하는 증기출구(steam outlet)튜브가 연결된다. 그러므로 과도운전 조건에서 압력 및 열하중이 가해질 때 이 튜브들이 연결되는 노즐 위치에서 응력집중이 발생하게 된다. 이러한 응력집중 위치에 대하여 정상상태에서 발생하는 응력 평가뿐만 아니라 과도운전조건에서 발생할 수 있는 피로파손에 대한 안전성을 검증하는 것도 필요하다.

본 연구는 Lee^[13]가 제시한 기수분리기의 설계 조건과 정상상태 운전조건에서의 응력 평가의 후속 연구로서, 동일한 기수분리기를 대상으로 과도운전 조건 하에서 발생하는 피로파손의 발생 여부를 평가하였다. 이를 위하여 상용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS^[14]를 사용하여 기동과 부하변화 등의 과도운전조건에 대한 열전도해석과 열응력해석을 수행하였다. 그리고 ASME Code를 적용하여, 기대수명 동안 예상되는 반복적인 과도운전조건을 고려하여 피로파손에 관한 안전성을 평가하였다.

2. 과도운전조건 및 열전도해석

기수분리기의 피로를 평가하려면 먼저 과도운전의 종류와 사이클(cycle) 수가 정해져야 한다. 사이클 수는 변동되는 전력수요를 감안하여 기대수명 동안 겪게 되는 과도운전, 즉 냉간기동(cold start), 난간기동(warm start), 열간기동(hot start), 부하변화의 횟수이다.

본 연구에서 다루는 배열회수보일러는 발주처에 의하여 기대수명이 25년으로 제시되었다. 과도운전조건에서의 종류와 기대수명 동안의 사이클 수는 Table 1에 나타내었는데, 총 8가지 과도운전, 즉 냉간기동(CS), 2가지 형태의 난간기동(W1, W2), 2가지 형태의 열간기동(H1, H2), 3가지 형태의 부하변화(L5, L2, L1)에 대하여 기대수명(25년) 동안 예상되는 사이클 수를 정리하였다. 이 중에서 부하변화 L5, L2, L1는 각각 부하를 100%에서 시작

하여 50%, 20%, 10%만큼 감소시켰다가 다시 100%로 복귀시키는 운전이다.

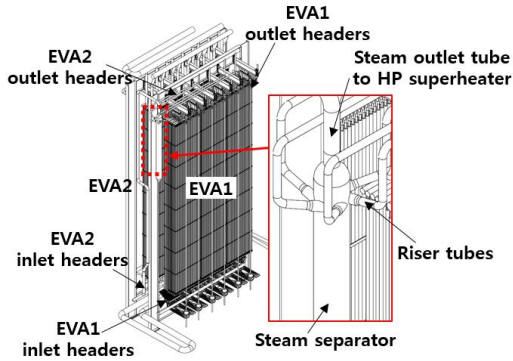


Fig. 1 Configuration of steam separator in HP evaporator assembly

Table 1 Cycles of transient operating conditions

Transient	Id.	Cycles
Cold start	CS	75
Warm start, type 1	W1	40
Warm start, type 2	W2	159
Hot start, type 1	H1	159
Hot start, type 2	H2	634
Load change, 50%	L5	6,000
Load change, 20%	L2	6,000
Load change, 10%	L1	8,000

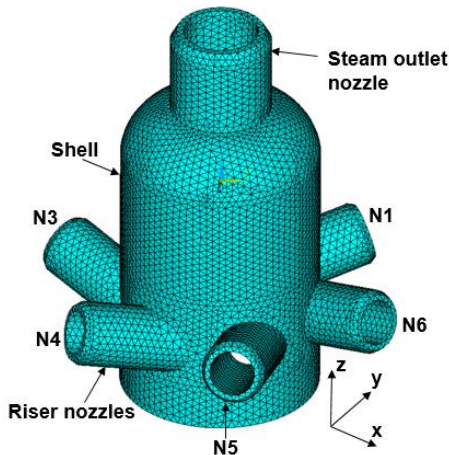


Fig. 2 Finite element model of steam separator

기수분리기의 피로 평가를 위하여 우선 Table 1에 나타난 8가지의 과도운전조건(CS, W1, W2, H1, H2, L5, L2, L1)에 대하여 온도분포를 구하기 위한 과도열전도해석을 수행하였다.

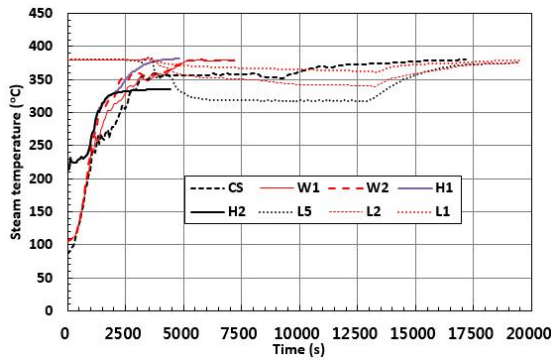
기수분리기의 과도운전조건에 대한 열전도해석 및 다음 장의 열응력해석을 위해 만든 유한요소모델을 Fig. 2에 나타내었는데, 유한요소모델의 총 요소 수는 82,337 개, 총 절점 수는 135,272 개이다. 노즐 부위에서 응력집중으로 인한 피로를 평가하기 위하여 수직방향으로 긴 원통을 노즐이 위치한 부분이 포함되도록 기수분리기의 상부만 분리하여 셸과 증기출구노즐, 상승관노즐을 모델링하였다. Fig. 2의 요소망은 ANSYS의 자동요소생성 기능을 사용하여 생성하였으며, 1차(linear) 사면체요소가 갖는 해석결과의 부정확성을 피하기 위해 2차(quadratic) 사면체요소인 SOLID187을 사용하였다.

기수분리기의 치수는 원통 셸은 외경 610 mm, 두께 52 mm이고, 증기출구노즐은 외경 310 mm, 두께 40 mm, 길이 530 mm이고, 6 개의 상승관노즐은 외경 195 mm, 두께 27.5 mm, 길이 349 mm이다. Fig. 2에서 N1~N6은 셸 측면에 방사형으로 배치된 6개의 상승관노즐 번호를 나타낸다.

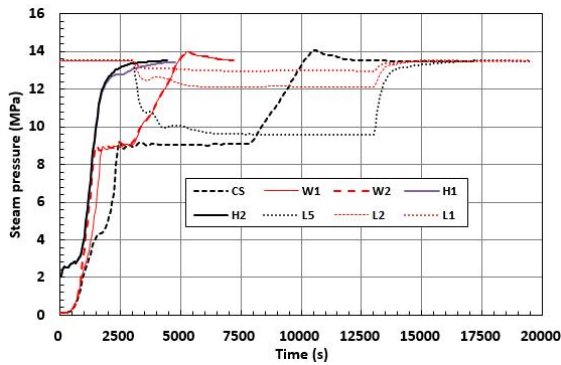
기수분리기의 재질은 원통 셸과 증기출구노즐은 SA335-P22, 상승관노즐은 SA182-F11 CL2이다. 기수분리기의 정상상태 운전온도는 404.4 °C, 정상상태 운전압력은 13.6 MPa이다.

열전도해석 및 다음 장의 열응력해석에 필요한 물성치는 ASME Boiler & Pressure Vessel Code Section II Part D^[15]에 수록된 대로 온도에 따라 변화하는 값을 사용하였다.

기수분리기의 과도열전도해석을 위한 경계조건으로 내면에는 대류경계조건을 사용하였다. 8가지의 과도운전 동안에 기수분리기의 증기온도와 증기압력의 시간이력은 배열회수보일러의 동특성 해석을 통하여 Fig. 3과 같이 주어졌다. Fig. 3(a)의 증기온도는 내면의 대류경계조건 설정을 위한 주위온도(surrounding temperature)로 사용되고, Fig. 3(b)의 증기압력은 다음 장에서 과도열응력해석 시에 내면에 가해지는 압력하중으로 사용된다.



(a) Steam temperature



(b) Steam pressure

Fig. 3 Variation of steam temperature and pressure of steam separator during transient operation

Table 2 Convective heat transfer coefficient on inner surface of steam separator (unit: W/m²K)

Temp. (°C)	Shell	Steam outlet nozzle	Riser nozzle
20	161	1,617	158
50	173	1,745	170
100	184	1,854	181
200	30	1,926	188
260	31	1,991	194
300	32	2,014	197
340	32	1,959	191
360	33	1,833	179
400	34	2,129	208
450	34	2,187	213

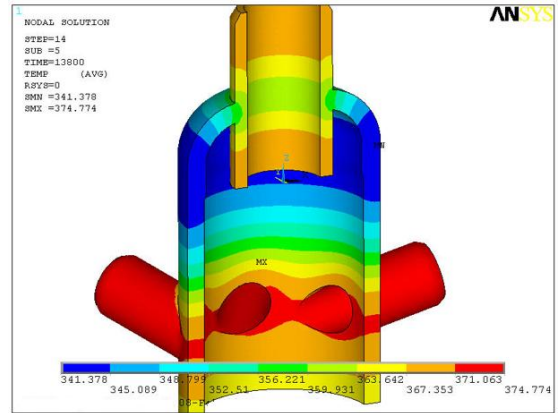


Fig. 4 Distribution of temperature of steam separator at end time of cold start(CS)

Table 3 Maximum and minimum temperature of steam separator during transient operation

Transient	T_{max} (°C)	T_{min} (°C)
CS	374.9	86.6
W1	379.2	104.4
W2	378.6	104.4
H1	381.5	212.2
H2	335.9	212.2
L5	382.4	318.2
L2	382.2	341.0
L1	380.3	361.7

셸과 노즐 내면의 대류열전달계수는 식 (1)과 같은 관 내의 기체상(vapor phase)유동의 강제대류 이론(Dittus-Boelter correlation)^[16]을 적용하여 계산하였다.

$$Nu_D = 0.023Re_D^{0.8}Pr^{0.4} \quad (1)$$

여기서 Nu_D 는 Nusselt 수, Re_D 는 Reynolds 수, Pr 은 Prandtl 수이다. 대류열전달계수 h 는 식 (2)를 사용하여 계산할 수 있다.

$$h = \frac{kNu_D}{D} \quad (2)$$

여기서 k 는 열전도도이고, D 는 관의 직경이다. 이상과 같이 계산된 셸, 증기출구노즐, 상승관노즐 내면의 대류열전달계수를 Table 2에 정리하였다. 한편, 기수분리기의 외면은 단열재가 덮여 있으므로 과도열전도해석을 위한 경계조건으로 셸과 노즐 외면에는 단열조건을 사용하였다.

이상에서 설명된 경계조건을 사용하여 8가지의 과도운전조건에 대하여 열전도해석을 수행하여 온도분포의 시간이력을 구하였다. 과도운전조건 중 대표적으로 냉간기동(CS)의 종료시간(13,800 s)에서의 온도 분포를 Fig. 4에 나타내었다.

그리고 각 과도운전조건에서 나타난 기수분리기의 최대온도 T_{max} 와 최소온도 T_{min} 를 Table 3에 정리하였는데, 이 최대 및 최소온도는 이후의 피로 평가 시에 필요한 사이클평균온도(mean cycle temperature)에서의 탄성계수 E_T 를 결정할 때 사용된다.

Table 4 Nozzle loads applied to riser nozzles (unit: N, Nm)

	FX	FY	FZ	MX	MY	MZ
N1	-20,299	-15,017	5,725	10,010	-8,882	14,466
N2	-37,806	17,619	15,281	-4,751	379	-7,972
N3	-4,011	49,414	17,524	-22,301	13,906	-29,093
N4	19,491	14,111	5,983	-11,145	10,771	-3,713
N5	9,251	-4,378	5,303	-1,106	1,608	5,247
N6	670	-9,286	5,045	-917	1,168	7,787

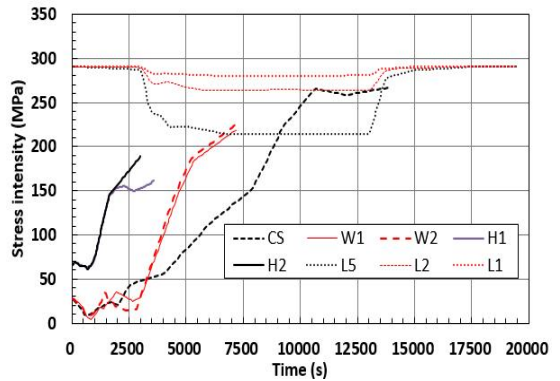


Fig. 7 Time-history of stress intensity at riser nozzle bore during transient operation ($P_L + P_b + Q + F$)

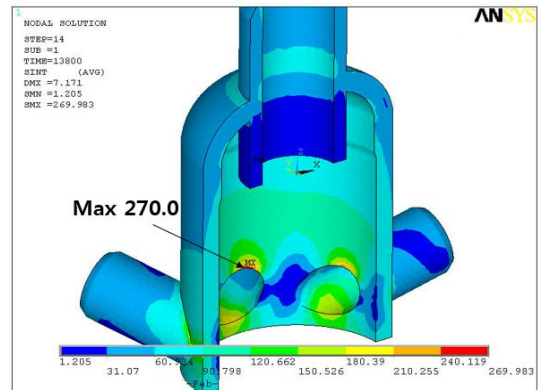


Fig. 5 Distribution of stress intensity of steam separator at end time of cold start (CS) condition

3. 과도열응력해석

과도열전도해석에 이어서, 8가지의 과도운전조건(CS, W1, W2, H1, H2, L5, L2, L1)에 대하여 과도열응력해석을 수행하였다. 하중으로는 노즐하중 (nozzle load), 내면에 가해지는 시간에 따른 증기 압력(Fig. 3(b) 참조), 그리고 열전도해석에서 계산된 시간에 따른 온도분포를 적용하였다. 이 중에서 노즐하중은 Fig. 2의 N1~N6의 상승관노즐 끝에 작용하게 되는데, 상승관노즐이 전체 배관계로부터 분리됨에 따라 가해지는 하중이다. 상승관노

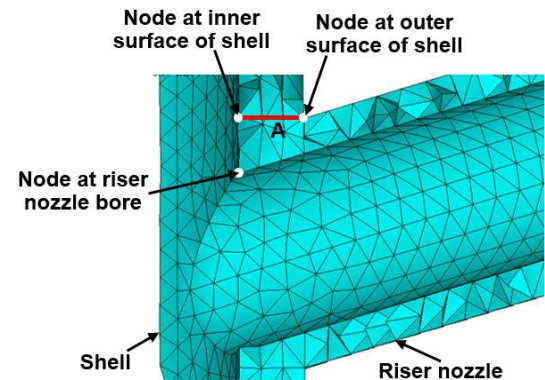


Fig. 6 Location of maximum stress and path across riser nozzle wall for fatigue life evaluation

를 N1~N6에 작용하는 노즐하중(x, y, z축방향의 힘성분 FX, FY, FZ와 모멘트성분 MX, MY, MZ)은 선행 연구^[13]에서 이미 제시한 바 있으며, Table 4에 다시 나타내었다.

열응력해석을 위한 경계조건은 상승관노즐 위치에서 발생하는 응력집중으로 인한 피로를 평가하기 위하여 다음과 같이 설정하였다. Fig. 2의 유한요소모델에서 원통 쉘의 바닥면은 수직방향인 z축방향 변위를 구속하였다. 원통 쉘의 상부에 위치한 반구형 헤드와 증기출구노즐은 수평방향 변위를 구속하였는데, x축에 수직인 단면은 y축방향 변위를 구속하고 y축에 수직인 단면은 x축방향 변위를 구속하였다.

한편, ASME Code에서는 응력 및 피로 평가 시에 최대전단응력이론(maximum shear stress theory)을 따를 경우에는 최대주응력과 최소주응력의 차인 응력강도(stress intensity)를, 최대변형에너지이론(maximum distortion energy theory)을 따를 경우에는 von Mises 등가응력을 사용할 수 있다. 본 연구에서는 최대전단응력이론을 따르고자 하며, ANSYS 해석결과는 응력강도(ANSYS에서는 SINT로 표기)를 추출하였다.

과도열응력해석을 수행하여 그 결과로서 과도운전조건 중에서 대표적으로 냉간기동(CS) 종료시간에서의 응력강도의 분포를 Fig. 5에 나타내었다. 상승관노즐들의 보어(bore) 모서리에서 응력집중이 발생하는 것을 확인할 수 있으며 최대응력은 270.0 MPa로 나타났다. 그리고, 8가지 과도운전조건의 해석결과에서 최대응력은 모두 상승관노즐의 보어 모서리에서 발생하는 것을 확인하였다.

ASME Code에서는 1차(primary)하중인 기계적하중과 2차(secondary)하중인 열하중에 의해 발생하는 응력을 각각 1차응력(primary stress)과 2차응력(secondary stress)으로 구분한다. 그러므로 증기의 압력과 열하중이 수반되는 과도운전조건에서 발생하는 응력은 1차+2차응력에 해당된다. ASME Code에 따르면, 압력용기에서 불연속 위치인 노즐 보어 위치에서의 응력은 1차+2차 막+굽힘+피크응력(primary plus secondary, membrane plus bending plus peak stress)이며 $P_L + P_b + Q + F$ 로 표기한다.

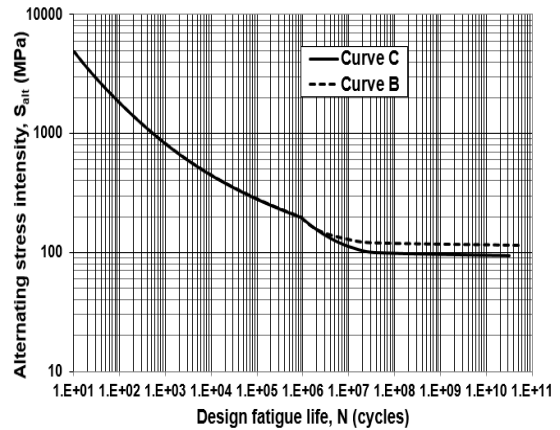


Fig. 8 Fatigue curve for series 3XX high alloy steels, Ni-Cr-iron alloy, Ni-iron-Cr alloy, and Ni-Cu alloy for temperatures not exceeding 427 °C for $E_T=200$ GPa

여기서 P_L 은 1차하중에 의한 국부(local) 막응력, P_b 는 1차하중에 의한 굽힘응력, Q 는 2차하중에 의한 막+굽힘응력, F 는 응력집중에 의한 피크응력을 나타낸다. 다음 장의 피로 평가 과정에서 상승관노즐 보어 위치에서의 교번응력(alternating stress)을 계산할 때 1차+2차 막+굽힘+피크응력, 즉 $P_L + P_b + Q + F$ 가 사용된다.

Fig. 6에는 최대응력이 발생한 상승관노즐 보어 모서리 절점에 가장 가까이 위치한 상승관노즐의 벽 단면을 가로질러 정의한 경로(path) A를 표시하였다. ANSYS 후처리의 응력선형화 기능을 사용하여 경로 A에서 응력을 선형화하면 상승관노즐 벽에서 피크응력 F 가 제거된 1차+2차 막+굽힘응력, 즉 $P_L + P_b + Q$ 를 계산할 수 있다. ANSYS의 응력선형화 기능은 지정한 경로를 따라 응력을 적분한 결과를 경로의 길이로 나누어 평균응력, 즉 막응력을 계산하고, 경로를 따라 응력에 의한 모멘트를 적분한 결과와 등가인 선형 굽힘응력을 경로의 양끝에서 계산한다. 이렇게 계산된 $P_L + P_b + Q$ 는 다음 장의 피로 평가 과정에서 피로벌칙계수(fatigue penalty factor) K_e 를 결정할 때 사용된다.

Table 5 Summary of P_L+P_b+Q+F at riser nozzle bore during transient operation (unit: MPa)

	Peak		Valley		No. of cycles
	Id.	P_L+P_b+Q+F	Id.	P_L+P_b+Q+F	
CS	CS-max	266.5	CS-min	7.3	75
W1	W1-max	219.3	W1-min	4.5	40
W2	W2-max	225.2	W2-min	7.5	159
H1	H1-max	193.8	H1-min	62.8	159
H2	H2-max	227.9	H2-min	60.8	634
L5	L5-max	290.6	L5-min	214.1	6,000
L2	L2-max	290.6	L2-min	263.1	6,000
L1	L1-max	290.6	L1-min	280.2	8,000

Table 6 Summary of P_L+P_b+Q at riser nozzle wall during transient operation (unit: MPa)

	Peak		Valley	
	Id.	P_L+P_b+Q	Id.	P_L+P_b+Q
CS	CS-max	155.1	CS-min	15.2
W1	W1-max	131.3	W1-min	18.1
W2	W2-max	133.8	W2-min	13.4
H1	H1-max	121.9	H1-min	38.7
H2	H2-max	136.6	H2-min	37.0
L5	L5-max	168.2	L5-min	123.4
L2	L2-max	168.2	L2-min	152.1
L1	L1-max	168.1	L1-min	162.0

다음 장에서는 최대응력이 발생한 상승관노즐의 보어 위치에서 피로수명을 평가하면 되므로, 이 최대응력 위치 절점(Fig. 6 참조)에 대하여 8가지 과도운전조건에서의 1차+2차 막+굽힘+피크응력, 즉 P_L+P_b+Q+F 의 시간이력을 추출하여 Fig. 7에 나타내었다. Fig. 7에서 볼 수 있듯이 8가지 과도운전조건 중에서 최대응력은 부하변화(L5, L2, L1)의 시작시간과 종료시간에서 나타났으며 크기는 290.6 MPa이다.

4. ASME Code를 따른 피로 평가

이 장에서는 ASME Code: Part 5(Design by Analysis Requirement)에 의거하여 상승관노즐의 보어 위치의 피로를 평가하였다.

피로 평가시 사용할 수 있는 피로곡선은 ASME Code: Annex 3에서 제시하고 있는데, Fig. 8은 상

승관노즐 소재에 적용할 수 있는 피로곡선이다. 피로곡선에서 세로축은 교변응력강도(alternating stress intensity) S_{alt} , 가로축은 설계피로사이클 수 N 이다. Fig. 8의 피로곡선은 온도 427 °C 이하에서 사용할 수 있는데, 기수분리기의 정상상태 운전온도가 404.4 °C이므로 사용 가능하다. 한편 Fig. 8에는 B와 C의 두 가지 곡선이 나타나 있는데, 만일 앞장에서 설명된 대로 상승관노즐 벽 단면에서 응력선형화를 통하여 계산된 P_L+P_b+Q 의 범위(range)가 188 MPa 이하이면 곡선 B를, 188 MPa보다 크면 곡선 C를 사용해야 한다.

Table 5는 상승관노즐 보어에서 8가지 과도운전 조건(CS, W1, W2, H1, H2, L5, L2, L1)에서 발생하는 P_L+P_b+Q+F 의 최대값(peak)과 최소값(valley)(Fig. 7 참조), 그리고 사이클 수(Table 1 참조)를 요약한 것이다. 그리고 Table 6은 8가지 과도운전조건에 대하여 상승관노즐 벽에서 선형화된 응력인 P_L+P_b+Q 의 최대값과 최소값 결과를 정리한 것이다. Table 5와 6에서 첨자 “-max”와 “-min”은 각각 해당 과도운전에서 발생하는 응력의 최대값과 최소값을 나타낸다.

다음은 Table 5에 수록된 8가지 과도운전조건의 응력 P_L+P_b+Q+F 의 최대값, 최소값, 사이클 수로부터 ASME Code: Annex 5.B의 Rainflow 사이클 계산법을 사용하여 총 16가지의 하중, 그리고 각 하중에 관한 P_L+P_b+Q+F 의 범위 ΔS_p 와 하중 사이클 수 n 을 결정하여 Table 7에 나타내었다. Rainflow 사이클 계산법을 사용하여 Table 7이 만들어진 과정을 설명하면 다음과 같다.

먼저 Table 7의 첫 번째 하중(1행)을 만들게 된다. Table 5에서 응력 P_L+P_b+Q+F 의 최소는 W1-min(4.5 MPa, 40 사이클)이고, 최대는 L2-max(290.6 MPa, 6,000 사이클)로 정해지고, 이에 따라 Table 9의 첫 번째 하중은 명칭이 W1-min & L2-max, 응력범위는 $\Delta S_p = 290.6-4.5=286.1$, 사이클 수는 $n=\text{Min}(40, 6,000)=40$ 이 된다. 그러면 첫 번째 하중을 만들고 난 후에, Table 5에서 잔여 사이클은 W1-min은 $40-40=0$ 으로, L2-max는 $6,000-40=5,960$ 으로 감소한다. 이제 W1-min은 잔여 사이클이 0이 되었으며

로 이후부터 제외된다.

다음은 Table 7의 두 번째 하중(2행)을 만들게 된다. 이제 Table 5에서 응력 $P_L + P_b + Q + F$ 의 최소는 CS-min(7.3 MPa, 75 사이클)이고 최대는 L2-max(290.6 MPa, 5,960 사이클)로 정해지고, 이에 따라 Table 7의 두 번째 하중은 명칭이 CS-min & L2-max, 응력범위는 $\Delta S_p = 290.6 - 7.3 = 283.3$, 사이클 수는 $n = \text{Min}(75, 5,960) = 75$ 사이클이 된다. 그러면 두 번째 하중을 만들고 난 후에, Table 5에서 잔여 사이클은 CS-min은 $75 - 75 = 0$ 으로, L2-max는 $5,960 - 75 = 5,885$ 로 감소한다. 이제 CS-min은 잔여 사이클이 0이 되었으므로 이후부터 제외된다.

이와 같은 방법으로 Table 5에서 모든 잔여 사이클이 0이 될 때까지 계속 동일한 방법으로 진행하면 Table 7을 완성할 수 있으며 결과적으로 하중은 총 16가지가 된다. 그리고 Table 7에서 16가지 하중에 대한 ΔS_n 은 Table 6에 수록된 노즐 벽에서 선형화된 응력 $P_L + P_b + Q$ 의 최대값과 최소값들로부터 계산된 $P_L + P_b + Q$ 의 범위이다.

이제 Table 7의 16가지 하중에 대하여 교변응력 S_{alt} 을 계산하여, Fig. 8의 피로곡선에 대입하여 설계피로사이클 수 N 을 결정해야 한다. ASME Code에서 교변응력 S_{alt} 는 식 (3)을 사용하여 계산하는데, K_f 는 피로강도저하계수(fatigue strength reduction factor), K_e 는 피로별칙계수를 나타낸다.

$$S_{alt} = \frac{K_f K_e \Delta S_p}{2} \quad (3)$$

피로강도저하계수 K_f 는 국부 노치 및 용접 효과와 관련되는데, 본 연구에서는 유한요소모델에서 응력집중이 발생하는 노즐 보어 내면을 실제 형상대로 모델링하였으므로 $K_f = 1$ 로 설정하였다. 그리고 피로별칙계수 K_e 는 ASME Code: 5.5.3에 따라 탄성해석의 결과 계산된 $P_L + P_b + Q$ 의 범위 ΔS_n 과 운전온도에서 소재의 허용응력 S 의 3배인 $3S$ 의 상대적 크기에 따라 결정된다. 기수분리기 소재의 운전온도에서의 허용응력 S 는 Table 8에 수록하였으며, 결과적으로 Table 7의 16가지 하중

모두에서 $\Delta S_n \leq 3S$ 이므로 피로별칙계수는 $K_e = 1$ 이 된다.

Table 7 Results of Rainflow cycle counting at riser nozzle bore (unit: MPa, cycles)

No.	Load	ΔS_p	n	ΔS_n
1	W1-min & L2-max	286.1	40	150.1
2	CS-min & L2-max	283.3	75	153.0
3	W2-min & L2-max	283.2	159	154.8
4	H2-min & L2-max	229.8	634	131.2
5	H1-min & L2-max	227.9	159	129.5
6	H1-max & L2-max	96.9	159	46.3
7	L5-min & L2-max	76.6	4,774	44.8
8	L5-max & L5-min	76.5	1,226	44.8
9	W1-max & L5-max	71.3	40	36.9
10	W2-max & L5-max	65.4	159	34.4
11	H2-max & L5-max	62.7	634	31.6
12	L5-max & L2-min	27.5	3,941	16.1
13	L2-min & L1-max	27.4	2,059	16.0
14	CS-max & L1-max	24.1	75	13.0
15	L1-max & L1-min	10.4	5,866	6.1
16	L1-min & No load	280.2	2,134	162.0

Table 8 Allowable stress S at operating temperature

Part	Material type	S (MPa)
Shell & steam outlet nozzle	SA335-P22	116.0
Riser nozzle	SA182-F11 CL2	135.6

Table 9 Results of fatigue life evaluation at riser nozzle bore

No.	S_{alt} (MPa)	E_T (MPa)	N (cycles)	n/N
1	143.1	1.87E+5	3.04E+6	0.00001
2	141.7	1.88E+5	3.29E+6	0.00002
3	141.6	1.87E+5	3.29E+6	0.00005
4	114.9	1.83E+5	4.35E+9	0.00000
5	113.9	1.83E+5	1.00E+11	0.00000
6	48.4	1.83E+5	1.00E+11	0.00000
7	38.3	1.77E+5	1.00E+11	0.00000
8	38.3	1.77E+5	1.00E+11	0.00000
9	35.7	1.87E+5	1.00E+11	0.00000
10	32.7	1.87E+5	1.00E+11	0.00000
11	31.3	1.83E+5	1.00E+11	0.00000
12	13.8	1.77E+5	1.00E+11	0.00000
13	13.7	1.75E+5	1.00E+11	0.00000
14	12.0	1.88E+5	1.00E+11	0.00000
15	5.2	1.74E+5	1.00E+11	0.00000
16	140.1	1.74E+5	3.33E6	0.00064
			$\Sigma(n/N)$	0.00072

이상과 같이 계산된 교변응력 S_{alt} , 그리고 피로 곡선에 S_{alt} 를 대입하여 구한 설계피로사이클 수 N 을 Table 9에 정리하였다.

한편, Fig. 8에 나타난 피로곡선은 $E_T=200$ GPa 인 경우를 예로 들어 그린 것으로, 16가지 하중에 적용할 수 있는 피로곡선은 각 하중의 사이클평균 온도에서의 탄성계수 E_T 에 따라 결정된다. 따라서 16가지 하중 각각에서의 E_T 를 구해야만 각 하중에 적용할 수 있는 피로곡선을 결정할 수 있다. 과도운전조건에서 해석된 최대온도 T_{max} 와 최소 온도 T_{min} (Table 3 참조)에 의거하여 16가지 하중 각각에서 사이클평균온도를 계산하고 이 온도에서의 E_T 를 구하여 Table 9에 정리하였다.

이어서 16가지 하중 각각에 대하여 피로사용계수(usage factor)를 계산하였는데, 이는 각 하중의 사이클 수 n 을 설계피로사이클 수 N 으로 나누어 계산되며 Table 9에 n/N 으로 표기되어 있다.

그리고 피로수명 계산의 마지막 단계로서, 식 (4)의 Miner's Rule^[3,17]을 사용하여 16가지 하중에 대한 피로사용계수를 모두 더하여 누적피로사용계수(cumulative usage factor)를 계산하였으며, 이는 Table 9에 $\Sigma(n/N)$ 으로 표기되어 있다.

$$\Sigma\left(\frac{n}{N}\right) \leq 1 \quad (4)$$

최종적으로 피로 평가에서는 Miner's Rule에 의하여 누적피로사용계수가 1 이하이면 기대수명 동안에 피로파손에 관하여 안전한 것으로 판정하고, 1보다 크면 피로파손이 발생하는 것으로 판정한다. Table 9에 정리된 바와 같이, 상승관노즐 보어에서 계산된 누적피로사용계수는 0.00072로서 피로파손 기준인 1보다 작다. 그러므로 이 기수분리기는 기대수명 25년 동안 피로파손에 관하여 안전한 것으로 결론지을 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 복합발전플랜트 배열회수보일러 고압증발기의 대표적 기기인 기수분리기에 대하여

과도운전조건에 대한 유한요소해석을 수행하고, ASME Code에 의거하여 피로파손에 관한 안전성을 평가하였다. 본 연구의 중요한 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 배열회수보일러에 주어진 8가지의 과도운전조건을 고려하여, 기수분리기에 대하여 열전도를 해석하였다. 열전도해석의 결과로서, 온도분포는 각 과도운전조건에 열응력해석을 위한 열하중으로 사용하였으며, 각 과도운전조건에서의 최대온도와 최소온도는 피로 평가 시에 필요한 사이클평균온도를 결정하는데 사용하였다.
2. 8가지의 과도운전조건에 대하여 기수분리기에 대하여 열하중, 압력하중, 노즐하중을 가하여 열응력을 해석하였다. 8가지 과도운전조건 모두에서 최대응력은 상승관노즐 보어의 모서리에서 발생하였다. 그리고 8가지 과도운전조건 중에서 최대응력은 부하를 100%에서 시작하여 50%, 20%, 10%만큼 감소시켰다가 다시 100%로 복귀시키는 부하변화의 시작시간과 종료시간에서 가장 크며 290.6 MPa로 나타났다.
3. 과도운전조건에서 최대응력이 상승관노즐의 보어 모서리에서 발생하였으므로, 이 위치에 대하여 ASME Code에 의거하여 피로를 평가하였다. 기대수명 25년 동안에 8가지 과도운전조건 사이클이 조합되어 발생하는 누적피로사용계수는 0.00072로서, 허용기준인 1보다 작으므로 이 기수분리기는 피로파손이 발생하지 않는 것으로 판단된다.
4. 본 연구에서 제시된 ASME Code를 따른 배열회수보일러 고압증발기 기수분리기의 피로 평가 방법과 실제 적용 사례는 향후 유사한 기기의 설계검증 과정에서 효율적으로 응용할 수 있을 것으로 기대된다.

REFERENCES

1. Baek, S. H., The Monthly Report of Major Electric Power Statistics, Vol. 448, No. 2, Korea Electric Power Corporation, 2016.
2. Eriksen, V. R., 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. Kim, T. H., Choi, J. S. and Han, J. S., "Thermal-Structural Analysis and Fatigue Life Evaluation of a Parallel Slide Gate Valve in Accordance with ASME B&PVC," Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers. A, Vol. 41, No. 2, pp. 157-164, 2017.
6. Chong, C. H. and Song, J. I., "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. Kim, J. B., Hwang, S. H. and Chung, J. C., "The CFD Analysis for the Fatigue Life Evaluation of HRSG Bumper," Proc. of KSME Autumn Conference, pp. 1280-1285, 2015.
8. Chong, C. H., Kim, H. G., Choi, Y. J., Lee, C. S. and Ha, J. W., "Design Life Analysis for HRSG," Proc. of KSME Autumn Conference, pp. 55-60, 2004.
9. Lee, B. Y., "Evaluation of Stress and Fatigue of High-Pressure Drum for Heat Recovery Steam Generator According to European Code," Transaction of the Korean Society of Mechanical Engineers A, To be published, Vol. 42, No. 9, 2018.
10. Lee, B. Y., "Evaluation of Safety of Corrosion Fatigue of High Pressure Drum for Heat Recovery Steam Generator Using Transient Thermal Stress Analysis," Journal of the Korean Society of Precision Engineering, To be published, Vol. 35, No. 10, 2018.
11. Lee, B. Y., "Evaluation of Stress and Fatigue Life of Tube Bundle and Header for High-Pressure Evaporator of Heat Recovery Steam Generator," Transaction of the Korean Society of Mechanical Engineers A, Submitted, 2018.
12. Lee, B. Y., "Stress and Fatigue Evaluation of Distributor for Heat Recovery Steam Generator in Combined Cycle Power Plant," Journal of the Korea Academia-Industrial Cooperation Society, Accepted, 2018.
13. Lee, B. Y., "Stress Analysis and Evaluation of Steam Separator of Heat Recovery Steam Generator", Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, To be published, Vol. 17, No. 4, 2018.
14. ANSYS, ANSYS User's Manual Version 11, ANSYS Inc., 2007.
15. ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section II Part D: Materials Properties, American Society of Mechanical Engineers, 2010.
16. Collier, J. G. and Thome, J. R., Convective Boiling and Condensation, Oxford, 1994.
17. Richard, G. B. and Keith, J. N., Shigley's Mechanical Engineering Design, 9th Ed., McGraw-Hill, 2013.