대한기계학회 2001년도 춘계학술대회논문집 A pp. 788~793 KSME 01S124

해상 운송을 위한 보일러 모듈의 구조 해석

전윤철* • 김태완* • 정동관*

Structural Analysis of Boiler Module for Sea-Transportation

Y.C. Jeon, T.W. Kim and D.G. Jeong

Key Words : Boiler Module(보일러 모듈), Sea Transportation(해상운송), Steel Structure(철 구조물), Orthotropic Plate(직교 이방성 판재), Equivalent Modeling(등가 모델링)

Abstract

Finite element analysis was carried out to investigate the integrity and reliability of boiler module during sea transportation. The boiler module was supported by steel structure to relieve the instantaneous shock from oceanic wave and its primary parts were strengthened with several reinforcements. Finned tube walls which were used in the furnace wall were assumed as orthotropic plates having equivalent material properties. The bank tubes were also equivalently modeled in accordance with ASME B31.1 for the convenience of finite element modeling.

The calculation results were compared with the yield stress of the material. In particular, the bank tube stress, which was evaluated by converting the calculated stresses in equivalent tubes into those in original tubes by using the ratio of diameter, was also examined with yield stress.

1. 서 론

중동 UAE Project 의 V60 보일러는 기본 설계 구조가 Field Assembly 이지만, 당사에서는 기존 보다 짧은 넙기를 준수하기 위해 Shop Assembly 로 출하하는 것으로 결정하였다. 이에 따라 Shop Assembly 하여 해상 운송 중 (한국 → UAE) 선박에 발생하는 하중 조건을 유한 요소 해석에 적용하여 보일러 모듈에 발생하는 응력을 계산하고 계산된 응력에 따른 대응 설계를 위해 본 연구가 수행되었다.

보일러 모듈을 Shop Assembly 하여 해상 운송한 사례로 일본의 MHI[1]와 이탈리아의 Franco Tosi[2]가 수행한 경험이 있다. MHI 의 경우 1981년 1기당 용량이 330ton/hr 인 총 5기의 담수 보일러를 Nagasaki 항구에서 Saudi Arabia, Yanbu 까지 운송하였으며, Franco Tosi 의 경우 1기당 300ton/hr 용량(1기당 중량 약 700ton)의 V60 보일러 6기를 이탈리아에서 Saudi Arabia, Al Jobail 까지 해상 운송하였다. 당 Project 의 경우 용량이 315ton/hr 이며 1기당 중량이 약 830ton 인 V60 보일러를 중동 UAE 까지 해상 운송하며, MHI 와 유사한 항로를 경유하게 된다.

보일러를 모듈화하여 안전하게 해상 운송하는 방법으로 보일러 주위에 철 구조물로써 보강하는 외적 방법(external method)과 보일러 내부의 각각의 부재에 대한 보강을 하는 내적 방법(internal method)을 들 수 있는데, MHI[1]의 경우 내적 방법을 적용하였으며, Franco Tosi 의 경우 보일러 주변의 철 구조물에 대한 보강을 강조한 외적 방법을 적용하였다. 당사의 경우 MHI 의 내적 방법과 Franco Tosi 의 외적 방법을 동시에 적용하는 방법을 채택하였다.

본 논문에서는 보일러의 안전한 해상 운송을 위해 보일러 주변에 설치한 철 구조물과 각종 보강재를 포함한 보일러 모듈에 대해 피항 상황의

* 두산중공업 기술연구원 시스템 진단/제어연구팀

해상 조건을 유한 요소 해석에 적용하여 보일러 모듈에 발생하는 응력을 계산하였다. 한편, 유한 요소 모델링의 편의를 위해 Fin-tube wall 구조물은 등가 물성치를 갖는 직교 이방성 판재(orthotropic plate)로 고려하였으며[3,4], bank tube는 ASME B31.1[5]에 따라 등가 모델링을 통해 실제 모델 튜브보다 개수를 줄여 해석에 적용하였다.

철 구조물이 보일러 모듈에 미치는 영향을 고려하기 위해 보일러 모듈이 Base Frame에만 지지되어 있을 때 보일러 모듈에서 발생하는 응력을 해석하였으며, 철 구조물을 고려한 경우와 비교, 분석하였다.

2. 이론적 배경

2.1 Fin-tube Wall

Furnace Wall은 Fin과 tube로 구성되는데, 모델링의 편의를 위해 등가의 물성치와 두께를 갖는 직교 이방성 판재(orthotropic plate)로 고려하였으며, 등방성(isotropic) 재질인 Fin-tube의 물성치를 직교 이방성 재질에 적용하기 위해서는 식(1)과 같이 강성 행렬(stiffness matrix)이 구성된다.

$$\begin{Bmatrix}\sigma_x\\ \sigma_y\\ \tau_{xy}\end{Bmatrix}=\begin{bmatrix}E_x & E' & 0\\ E' & E_y & 0\\ 0 & 0 & G\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}\varepsilon_x\\ \varepsilon_y\\ \gamma_{xy}\end{Bmatrix} \tag{1}$$

Fin-Tube를 등가의 직교 이방성 판재로 고려할 때 상당 두께(equivalent thickness)와 상당 기계적 물성치는 다음과 같은 과정에 의해 구할 수 있다. 우선 상당 두께 t_{eq}는 다음과 같은 과정에 의해 구해진다[3].

$$F_y = t_{eq} = \frac{2\times l\times t_f + 2\pi\times r_m t}{p} \tag{2}$$

또한, Ex, Ey 및 E′을 구하는 과정은 다음과 같다.

$$E_x = \frac{F_x}{F_y - \nu^2 F_x}E \tag{3}$$

$$E_y = \frac{F_y}{F_y - \nu^2 F_x}E \tag{4}$$

$$\left[\begin{array}{l} F_x = \dfrac{p}{\dfrac{r_m}{t}\left(\dfrac{1}{\kappa+1}-\dfrac{\sin\varphi}{\kappa}\right)\dfrac{\varphi}{\sin\varphi}+\dfrac{\varphi+\dfrac{\sin 2\varphi}{2}}{2\kappa}+\dfrac{2l}{t_f}} \\ \varphi = \cos^{-1}\left[1.27\left(\dfrac{t_f}{2r_o}\right)^2+0.433\left(\dfrac{t_f}{2r_o}\right)\right] \\ \kappa = \dfrac{r_m-\dfrac{t}{\ln\frac{r_o}{r_i}}}{\dfrac{t}{\ln\frac{r_o}{r_i}}} \end{array}\right.$$

$$E' = \nu \times E_x \tag{5}$$

2.2 Bank Tube

Bank tube 역시 개수가 많기 때문에 모델링의 편의를 위해 ASME B31.1[5]에 따라 등가 모델링을 수행하였다.

ASME B31.1[5]에 의하면 Bend나 Elbow의 경우 Stress intensification Factor i와 Flexibility Characteristic h는 다음과 같이 정의된다.

$$i = \frac{0.9}{h^{2/3}} \tag{6}$$

$$h = \frac{tR}{r^2} \tag{7}$$

$$i = \frac{0.9}{\left(\frac{tR}{r^2}\right)^{2/3}} = \frac{0.9r^{4/3}}{t^{2/3}R^{2/3}} \tag{8}$$

여기서 t는 튜브의 두께, R는 튜브의 곡률 반경, r는 튜브의 평균 반경을 나타낸다. 또한 첨자 E는 상당 튜브에 해당하며, 첨자 O는 실제 튜브에 해당한다. 상당 튜브에 대한 두께, 곡률 반경 등의 비가 실제 튜브와 같다면, 상당 튜브의 Flexibility Characteristic h_E와 Stress intensification Factor i_E는 실제 튜브의 Flexibility Characteristic h_O와 Stress intensification Factor i_O와 같다. 따라서, 상당 튜브와 실제 튜브에서 발생하는 응력은 지름의 비를 이용하여 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$i_E S_E\left(\frac{D_o}{D_E}\right)=S_o i_o \tag{9}$$

여기서 S는 응력은 나타내며, D는 튜브의 지름을 나타낸다.

상당 튜브는 n개의 실제 튜브를 대신하기 때문에 상당 튜브에 작용하는 모멘트 역시 nMo가 작용한다. 즉,

$$S_E=\frac{nM_o}{\frac{I_E}{D_E/2}},\quad S_o=\frac{M_o}{\frac{I_o}{D_o/2}} \tag{10}$$

여기서 I는 단면 2차 모멘트를 나타낸다.

위의 관계를 식(9)에 대입하면 다음과 같은 관계를 얻을 수 있다.

$$i_E\left(\frac{\frac{nM_o}{\frac{I_E}{D_E/2}}}{\left(\frac{D_o}{D_E}\right)}\right)=\left(\frac{\frac{M_o}{\frac{I_o}{D_o/2}}}{i_o}\right) \tag{11}$$

$i_o = i_E$를 적용하고 윗식을 정리하면 다음의 관계를 얻을 수 있다.

$$nI_o = I_E \tag{12}$$

한편, $i_o = i_E$이므로 상당 튜브와 실제 튜브의 관계는 다음과 같다.

$$\frac{0.9r_o^{4/3}}{t_o^{2/3}R_o^{2/3}}=\frac{0.9r_E^{4/3}}{t_E^{2/3}R_E^{2/3}} \tag{13}$$

실제 튜브와 상당 튜브의 곡률 반경은 서로 같으므로 식 (13)은 다음과 같다.

$$\frac{r_o^2}{t_o}=\frac{r_E^2}{t_E} \tag{14}$$

식 (12)와 (14)를 이용하여 다음의 관계를 구할 수 있다.

$$nI_o = I_E$$
$$n\left(r_o^3t_o+0.25r_ot_o^3\right)=r_E^3t_E+0.25r_Et_E^3 \tag{15}$$
$$n\left(r_o^3t_o+0.25r_ot_o^3\right)=r_E^3\left(t_o\frac{r_E^2}{r_o^2}\right)+0.25r_E\left(t_o\frac{r_E^2}{r_o^2}\right)^3$$

$\frac{t_o}{r_o^2}=C$라 놓으면 r_E에 대한 7차 방정식이 얻어진다.

$$r_E^7\frac{C^3}{4}+r_E^5C-n\left(r_o^3t_o+0.25r_ot_o^3\right)=0 \tag{16}$$

위의 (16)식을 풀면 상당 튜브의 평균 반경을 구할 수 있다.

3. 유한 요소 모델링

3.1 유한 요소 격자와 경계 조건

보일러 노벽(furnace wall)은 Fin-tube 구조이며, 모델링의 편의를 위해 직교 이방성(orthotropic) 판재로 등가 모델링하였다[3]. 또한, Bank tube의 경우 역시 개수가 많기 때문에 모델링의 편의를 위해 ASME B31.1[5]에 따라 등가 모델링을 수행하였다.

Fig. 1은 보일러와 이를 지지하고 있는 철 구조물에 대한 유한 요소 격자와 경계 조건을 나타낸다. 지면과 닿는 부분에 대해서는 모두 $u_x=u_y=u_z=\phi_x=\phi_y=\phi_z=0$ 으로 구속하였다. 또한, Fig. 2는 철 구조물의 보일러에 대한 지지 효과를 조사하기 위해 Base frame만 있는 경우의 해석을 위한 유한 요소 격자와 경계 조건을 나타내며, 경계 조건은 Fig.1과 동일하다.

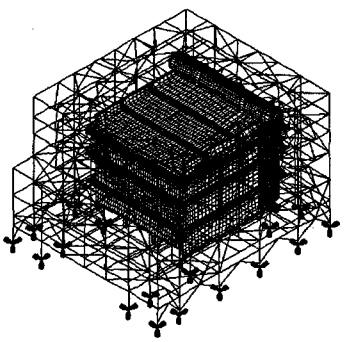


Fig. 1 Finite element meshes and boundary conditions for the stress analysis of boiler module with steel structure

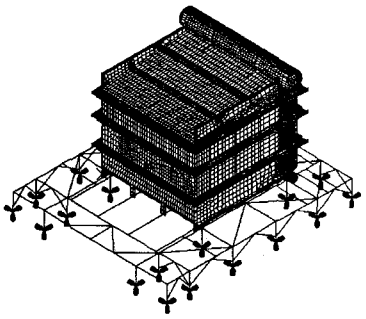


Fig. 2 Finite element meshes and boundary conditions for the stress analysis of boiler module without steel structure

3.2 하중 조건

해상 운송 시 폭 23m 이상, 길이 76m 이상의 barge(이를 larger barge 라 함)를 이용할 경우 10 초 동안 pitching, rolling 및 heaving 방향으로 움직이는 최대 각 변화량과 각가속도 및 치환가속도는 다음과 같다[6,7].

Table 1 Motion Criteria of Barge

	Rolling	Pitching	Heaving
Amplitude, deg	20°	12.5°	-
Period, sec	10	10	10
각가속도	0.18rad/s^2	0.09rad/s^2	1.96rad/s^2
치환가속도	V : 0.086g H : 0.178g	V : 0.527g H : 0.112g	V : 0.2g

해상 운송 시 보일러 모듈에 가해지는 가속도는 Table 2 와 같은 조합으로 고려할 수 있으며, 이 중 보일러 모듈에 가해지는 가장 가혹한 조건에 대해서만 해석을 수행하였다. rolling 의 경우 보일러 모듈이 놓여져 있는 위치가 좌우 대칭이므로 +rolling 조건(Case 1)에 대해서만 해석을 수행하였으며, pitching 의 경우 전후 비대칭이므로 +pitching 과 –pitching (Case 5 & 6)에 대해서 해석을 수행하였다.

Table 2 Combination of Loading Conditions

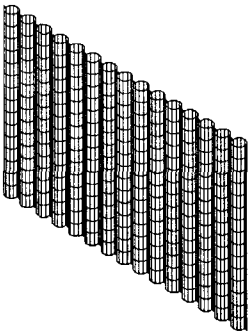
	Acceleration			Analysis
	Pitching	Rolling	Heaving	
1	0	0.178g	1.286g	√
2	0	-0.178g	1.286g	
3	0	0.178g	0.886g	
4	0	-0.178g	0.886g	
5	0.112g	0	1.727g	√
6	-0.112g	0	1.727g	√
7	0.112g	0	1.327g	
8	-0.112g	0	1.327g	

4. 결과 및 고찰

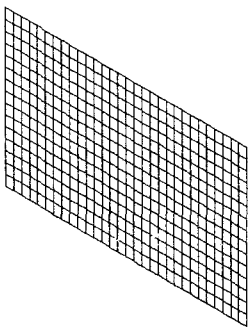
4.1 등가 모델링의 적합성 검토

등가 모델링된 직교 이방성 판재가 실제 Fin-tube 구조물의 변형 거동을 제대로 모사하는 지를 검토하기 위해 Fin-tube 구조물과 직교 이방성 판재에 동일한 하중을 가한 경우에 대해 발생하는 응력과 변형량을 비교하였다.

Fig. 3(a)와(b)는 각각 Fin-tube 구조물과 직교 이방성 판재의 비교를 위한 유한 요소 격자이며, Table 3 은 각각에서 발생한 최대 Mises 응력과 최대 변위의 비교를 나타낸다[8].



(a)



(b)

Fig. 3 Finite element meshes for the verification of equivalent modeling between fin-tube structure and orthotropic plate

Table 3 Comparison of selected variables between fin tube structure and equivalent orthotropic plate

	Von-Mises Stress	Displacement
Fin tube	390.7 MPa	2.367 mm
Orthotropic	334.3 MPa	1.942 mm

4.2. 보일러 모듈에서의 응력 해석

보일러 모듈의 각 부재에서 항복이 발생하는지 여부를 평가하기 위해 각 부재에서의 Von-

Mises 응력을 항복 응력과 비교하였다. 또한, Bank tube 에서는 등가 모델링을 통해 응력 해석을 수행했기 때문에 상당 튜브에 대한 해석 결과를 실제 튜브에 적용하기 위해서는 다음과 같은 식을 사용한다. 식(9)의 관계로부터 실제 튜브에서 발생하는 응력은 식 (17)을 이용하여 구할 수 있다.

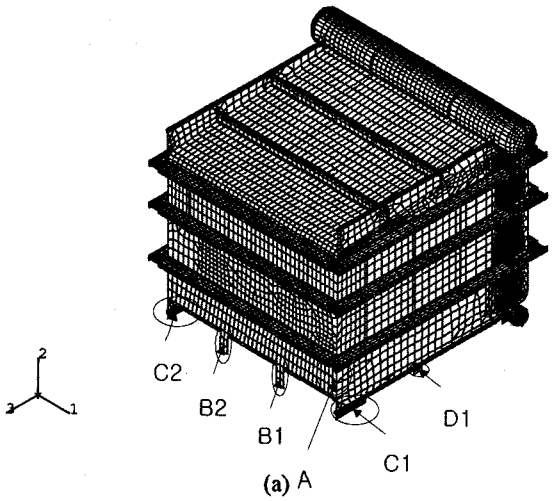
$$S_o = S_E\left(\frac{D_o}{D_E}\right) \tag{17}$$

보일러 모듈의 건전성 평가를 위한 응력 해석은 Table 4 와 같은 경우에 대해 해석을 수행하였다.

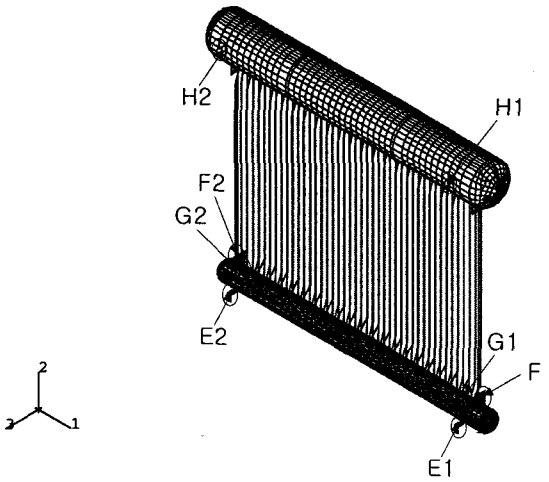
Table 4 Analysis type according to the consideration of steel structure

Case	Loading Condition
Case I –1	Case 1 with Steel Structure
Case I –5	Case 5 with Steel Structure
Case I –6	Case 6 with Steel Structure
Case II –1	Case 1 without Steel Structure
Case II –5	Case 5 without Steel Structure
Case II –6	Case 6 without Steel Structure

Fig. 4 에서 나타내는 부위에 대해 계산된 응력 결과를 항복응력과 비교하였으며, 결과는 Table 5 와 같다.



(a) A



(b)

Fig. 4 Positions were chosen and given letters

Table 5 Selected results from the stress analysis of boiler module

Condition	Case	Location	Mises Stress
With Steel Structure	I-1	A	19.83 MPa
		E2	30.14 MPa
		Steel Structure	73.21 MPa
		Bank Tube	3.54 MPa
	I-5	Wall	12.76 MPa
		E2	19.70 MPa
		Steel Structure	23.24 MPa
		Bank Tube	1.10 MPa
	I-6	Wall	12.76 MPa
		E2	19.70 MPa
		Steel Structure	23.24 MPa
		Bank Tube	1.10 MPa
Without Steel Structure	II-1	Wall	19.21 MPa
		E2	31.62 MPa
		Steel Structure	34.93 MPa
		Bank Tube	3.64 MPa
	II-5	Wall	16.44 MPa
		E2	27.36 MPa
		Steel Structure	26.29 MPa
		Bank Tube	1.24 MPa
	II-6	Wall	16.44 MPa
		E2	27.36 MPa
		Steel Structure	26.29 MPa
		Bank Tube	1.24 MPa
Yield Stress			**179.1** MPa

Table 5 에서 보는 바와 같이 보일러 모듈의 각 부에서 발생하는 응력은 항복 응력보다 매우 작은 값을 나타내었으며, 해석에 고려된 보강 방법을 적용할 경우 해상 운송 시 안전할 것으로 판단된다. 또한, Base Frame 만 있고 그 밖의 철 구조물이 없는 경우에 대한 해석 결과로부터 철 구조물이 없을 경우에도 보일러 모듈에 발생하는 응력은 철 구조물에 의해 지지되는 경우에 비해 응력 값의 차이가 크지 않음을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 보일러 모듈을 해상 운송할 때 발생하는 rolling, pitching, heaving 등의 하중 조건을 유한 요소 해석에 적용하여 보일러 모듈에 발생하는 응력을 해석하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 각 하중 조건에 따른 보일러 모듈에서의 응력 해석 결과 해상 운송 시 안전할 것으로 판단된다.

(2) Pitching 에 의한 하중은 rolling 에 의한 하중에 비해 보일러 모듈의 응력 상태에 큰 영향을 주지 않으며, +pitching 에 의한 해석 결과와 -pitching 에 의한 해석 결과의 차이는 없었다.

(3) 보일러 모듈을 철 구조물에 지지할 경우와 단지 Base Frame 에 의해서만 지지되는 경우와 비교할 때 발생하는 최대 Von-Mises 응력 값은 큰 차이를 보이지 않았으며, 이 결과로부터 철 구조물에 의한 지지 효과는 매우 적음을 알 수 있었다.

(4) 철 구조물을 고려한 경우와 고려하지 않은 경우의 해석 결과로부터 보일러 모듈에 발생하는 응력이 큰 차이가 나지 않기 때문에 철 구조물이 없이 보일러 모듈이 운송될 경우에도 무리가 없을 것으로 판단된다.

참고문헌

(1) K. Yasukouchi, K. Setoguchi, "Transportation of 330 ton/hr Steam Generator Module," Mitsubishi Heavy Industries, LTD.

(2) L. Guidi, 1981, "Boiler Modulization Criteria," *Combustion*, pp. 38 – 42

(3) K. Setoguchi, H. Wada, and M. Miyazoe, 1974, "Structural Analysis of Welded Wall for Boiler Furnace," Mitsubishi Heavy Industries, LTD.

(4) Y. Saiho and K. Terada, 1966, "The Strength of Welded Panels for Boiler Furnaces," Mitsubishi Heavy Industries, LTD.

(5) ASME B31.1, APPENDIX D, ASME, New York, 1998.

(6) F.P. Beer and E.R. Johnston, Jr., 1990, *Vector Mechanics for Engineers – Dynamics*, McGraw Hill Inc.

(7) Report – General Guidelines for Marine Transportations, 1986, Noble Denton International LTD.

(8) S.P. Timoshenko and S.W. Krieger, 1959, *Theory of Plates and Shells*, Second Edition, McGraw Hill Inc.