

화력발전용 가스재열기의 응력 해석

황석환*, 최재승*, 이후광*

Stress Analysis of Gas-Gas Heater in Thermal Power Plant

Suk-Hwan Hwang*, Jae-Seung Choi* and Hoo-Gwang Lee*

ABSTRACT

Today's industrialized plants are required to reduce SOx emitted from stacks at factories, utility power stations, etc. For this purpose, flue gas desulfurization(FGD) system is installed in thermal power plant and gas-gas heater(GGH) is used to play a vital role to reheat the wet treated gas from FGD. The sector plates are located at cold and hot sides of gas-gas heater. They serve as sealing to prevent mixing treated and untreated gases. Therefore, the deformation of the sector plate due to its dead weight and gas pressure should be considered as major factor for the sector plate design. And finite element analysis(FEA) for rotor part in GGH is performed with original model and two weight-reduced models with different diaphragm thickness, respectively. Stress concentrations at rotor diaphragm happen due to the dead weight, pressure difference between treated and untreated gas, and thermal distribution in the rotor. As the thickness of diaphragm is decreased, the stress level is increased. The direction of treated gas and untreated gas flow may affect the stress level.

Key Words : Gas-gas heater (가스재열기), Flue gas desulfurization (탈황설비 시스템), Sector plate (섹터 플레이트), Rotor diaphragm (로터 다이어프램), Weight reduction (경량화)

1. 서론

환경 문제가 중요하게 거론됨에 따라 근래의 화력발전소 및 각종 플랜트에는 배출 가스에서 SOx 를 저감하기 위한 탈황설비(flue gas desulfurization, FGD) 시스템을 갖추고 있다. 그러나, 일반적으로 FGD 를 통과한 처리 후 가스는 그 온도가 수분 포화 온도인 40~50°C로 낮아져 연도(stack)와 송풍관(duct) 내면의 부식을 유발할 수 있으며 대기중에서 쉽게 분산되지 않아 주변의 환경을 오염시킬 수 있어 처리 후 가스의 재열 필요성이 제기된다. 가스재열기(gas-gas heater, GGH)는

고온의 처리 전 가스(untreated gas)로부터 열을 회수하여 저온의 처리 후 가스(treated gas)를 재열하는 장치로, 열소자(heating element)를 부착한 로터(rotor)가 처리 전 가스 영역과 처리 후 가스 영역을 회전 이동하면서 열전달을 유도한다.⁽¹⁾

가스재열기의 구조는 크게 열소자가 설치되어 열전달을 수행하는 로터와 처리 전 후 가스의 분리를 담당하는 섹터 플레이트, 그리고 전체 구조를 지지하는 하우징으로 구성되어 있으며, 형태상으로는 화력발전소 보일러에서 고온의 배출 가스를 이용하여 저온의 연소 공기의 가열과 석탄 연료의 건조에 사용되는 공기에열기(air pre-heater,

2001년 8월 14일 접수

* 두산중공업(주) 기술연구원

AH)와 동일하다. 한편, 가스재열기가 받는 하중은 자중, 열과 압력으로 정리되나 현재까지 이와 같은 하중을 상세하게 분석하여 설계에 적용하고 있지 않다. 따라서, 과도 설계된 부분을 검토하여 구조 경량화를 통하여 경제성을 확보하려는 것이 세계적인 추세이다.⁽²⁾

본 논문에서는 화력발전용 가스재열기의 섹터 플레이트와 로터를 대상으로 운전 조건을 고려한 응력 해석과 적용 자재의 치수 변경을 통하여 경량화 모델을 제시하였다.

2. 가스재열기의 구조 및 운전 조건

Fig.1 에 탈황설비 시스템을 나타내었으며, 가스재열기는 보일러로부터 나온 고온의 폐열을 이용하여 탈황 장치(de-SOx system)를 빠져 나온 저온 고압의 가스를 고온 저압의 가스로 바꿔주는 역할을 한다.

가스재열기에 작용하는 압력을 Table 1 에 정리하였고, Table 2 에 압력 강하(pressure drop)와 차압(pressure difference)을 나타내었다. 탈황 장치를 거치기 이전의 가스를 처리 전 가스라 하고, 탈황 장치를 거쳐서 나온 가스를 처리 후 가스라 할 때, 압력 강하는 처리 전 가스의 압력 차(P_1-P_2)와 처리 후 가스의 압력 차(P_3-P_4)를 말한다. 그리고 가스재열기의 윗쪽이 저온부이고, 아래쪽이 고온부라 할 때, 차압은 저온부의 압력 차(P_2-P_3)와 고온부의 압력 차(P_1-P_4)를 말한다.⁽³⁾

Fig.2 는 가스재열기의 형상을 나타내었으며, 열소자를 포함한 로터의 회전 속도는 1 ~ 4 rpm 으로서 저속으로 회전하고 있다. 그리고 가스재열기의 주요 부품 중의 하나인 섹터 플레이트는 저온부와 고온부에 각각 2 개씩 모두 4 개가 있으며, 고압의 처리 전 가스가 저압의 처리 후 가스로 흐르는 것을 막아 주어 탈황 효율을 높여주는 실링 역할을 한다. 그러므로 누설을 최소화하기 위한 편평도 유지가 섹터 플레이트 설계 시 주요 인자가 된다.⁽⁴⁾

본 연구는 섹터 플레이트와 로터에 대한 유한요소 해석을 수행하여 섹터 플레이트의 가스와 직접 접촉하는 플레이트를 부식에 강한 C-276 재질로 바꿔 두께 변화에 따른 변형량을 계산하고 섹터 플레이트의 두께를 줄이고, 로터 다이어프램

(rotor diaphragm)의 두께를 줄임으로써 가스재열기의 경량화에 그 목적이 있다.

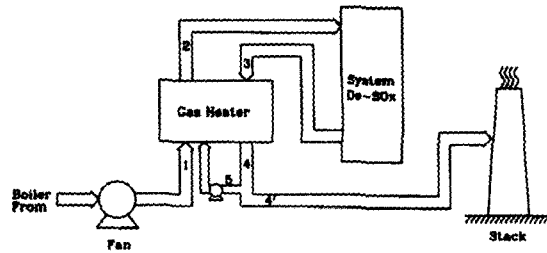


Fig. 1 Flue gas desulfurization(FGD) system

Table 1 Pressure condition in GGH

Unit : mmAq (N/m^2)

Conditions	Pressure
Untreated gas inlet 1	338 (3,312)
Untreated gas outlet 2	278 (2,724)
Treated gas inlet 3	134 (1,313)
Treated gas outlet 4	79 (774)

Table 2 Pressure drop and pressure difference

Unit : mmAq

Pressure drop	Untreated Gas Side(P_1-P_2)	60
	Treated Gas Side(P_3-P_4)	55
Pressure difference	Cold Side(P_2-P_3)	144
	Hot Side(P_1-P_4)	259

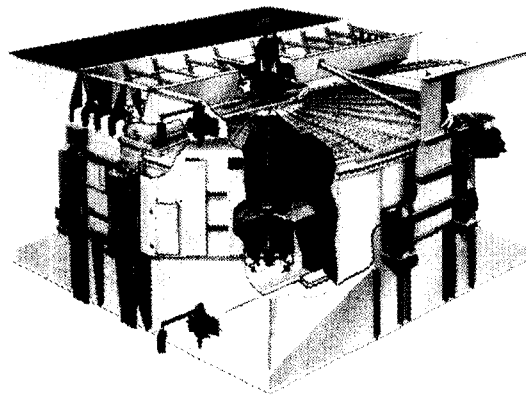


Fig. 2 Gas-gas heater(GGH)

3. 섹터 플레이트의 응력 해석

3.1 섹터 플레이트의 FEA 모델 및 경계조건

섹터 플레이트의 유한요소 해석을 위한 모델링은 범용 해석 소프트웨어인 I-DEAS 를 이용하였다. 섹터 플레이트는 저온부와 고온부의 형상이 다르며, 저온부 섹터 플레이트의 유한요소 모델 및 경계조건을 Fig.3 에 나타내었고, 고온부 섹터 플레이트의 유한요소 모델 및 경계조건을 Fig.4 에 나타내었다. 유한요소 모델의 요소는 두 경우 모두 shell 요소를 사용하였으며, 요소 수와 절점 수는 각각 저온부의 경우는 12,248 개와 11,882 개이고, 고온부의 경우는 5,414 개와 5,194 개이다.

유한요소 모델의 경계조건으로는 변위 경계조건과 하중 조건이 있는데, 변위 경계조건은 Fig.3 과 Fig.4 에 표시되어 있듯이 각각 세 지점에서 모

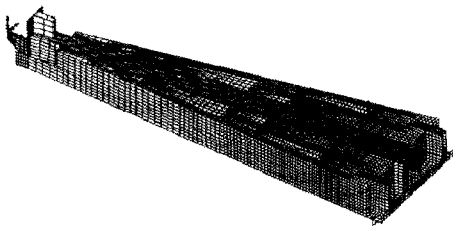


Fig. 3 Finite element model and boundary condition of sector plate (cold side)

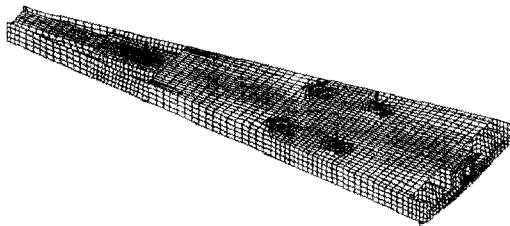


Fig. 4 Finite element model and boundary condition of sector plate (hot side)

든 자유도를 구속하였다. 그리고 하중 조건으로는 자중과 섹터 플레이트에 작용하는 압력이 있으며, 밀도는 $7,850 \text{ kg/m}^3$ 을 사용하였다. 섹터 플레이트에 작용하는 압력은 다음과 같이 저온부와 고온부로 나누어서 생각하기로 한다.

3.1.1 저온부에서의 압력 분포

Fig.5 에 저온부에서의 섹터 플레이트에 작용하는 압력 분포를 나타내었다. 저온부에서의 섹터 플레이트는 센터 섹션(center section)에 매달려 있고 아래에는 로터가 회전하고 있으며, 중양을 기준으로 양쪽에 서로 다른 압력 조건이 형성된다. 즉, 로터가 회전함에 따라 처리 전 가스 압력(P_2)이 작용하는 경우와 처리 후 가스 압력(P_3)이 작용하는 경우가 있다. 그리고 저온부의 경우 섹터 플레이트에 압력이 작용하는 방향과 중력 방향이 서로 반대 방향이다.

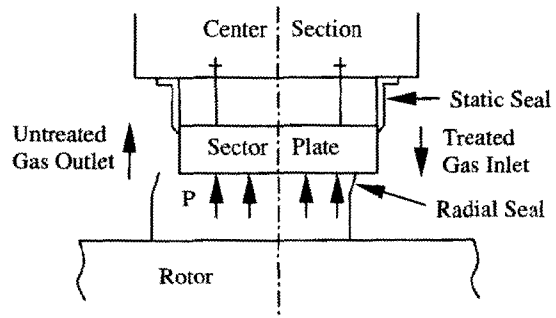


Fig. 5 Pressure distribution of sector plate (cold side)

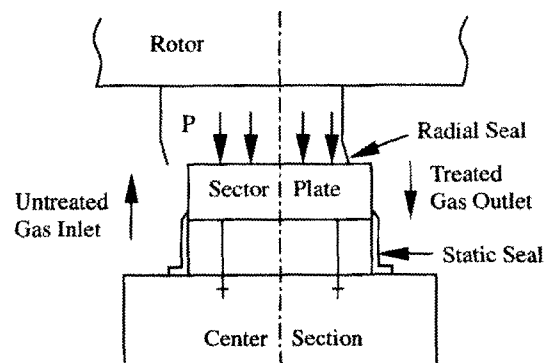


Fig. 6 Pressure distribution of sector plate (hot side)

3.1.2 고온부에서의 압력 분포

Fig.6 에 고온부에서의 섹터 플레이트에 작용하는 압력 분포를 나타내었다. 고온부에서의 섹터 플레이트는 센터 섹션 위에 얹혀 있고 그 위로 로터가 회전하고 있으며, 중앙을 기준으로 양쪽에서 서로 다른 압력 조건이 형성된다. 즉, 로터가 회전함에 따라 처리 전 가스 압력(P_1)이 작용하는 경우와 처리 후 가스 압력(P_4)이 작용하는 경우가 있다. 그리고 고온부의 경우 섹터 플레이트에 압력이 작용하는 방향과 중력 방향이 같은 방향이다.

3.2 섹터 플레이트의 FEA 결과 및 분석

현재 사용하고 있는 섹터 플레이트에 압력이 작용하는 플레이트의 두께가 13mm 이고, 이것을 2mm 씩 줄여가면서 해석을 수행하였다. 해석 결과 중에서 압력이 작용하는 플레이트의 최대 변형이 $\pm 0.76\text{mm}$ 이하다 판정조건이 된다.⁽⁵⁾

3.2.1 저온부에서의 해석 결과

저온부에서의 해석 결과 중에서 섹터 플레이트에 압력이 작용하는 플레이트의 두께가 13mm 인 경우에 대해서 하중 조건이 자중과 압력(P_2)이 함께 작용하는 경우의 변형을 Fig.7 에 나타내었다.

그리고 플레이트의 두께가 13mm, 11mm, 9mm, 7mm 인 경우에 대해서 하중 조건이 자중+압력(P_2), 자중+압력(P_3)인 경우의 해석 결과를 Table 3 에 정리하였다. 저온부의 경우 압력이 작용하는 방향과 중력 방향이 서로 반대 방향이므로 플레이트의 변형이 양 또는 음의 방향으로 발생할 수 있다.

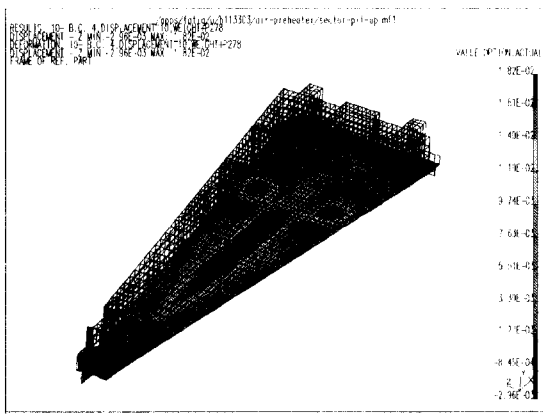


Fig. 7 Deformation of sector plate due to dead weight + P_2 (cold side)

Table 3 Plate thickness vs. deformation (cold side)

Plate thickness	Dead weight + P_3		Dead weight + P_2	
	Max.	Min.	Max.	Min.
13	-0.001	-0.133	0.018	-0.003
11	0.0007	-0.157	0.039	-0.001
9	0.001	-0.186	0.085	-0.001
7	0.0001	-0.217	0.167	-0.001

Unit : mm

Table 3 에서 알 수 있듯이 저온부에서의 해석 결과는 해석에 사용된 모델의 모든 두께에 대해서 최대 변형이 설계 허용치인 $\pm 0.76\text{mm}$ 이하다 되므로 자중과 압력에 의한 변형 측면에서는 건전한 것으로 판단된다.

3.2.2 고온부에서의 해석 결과

고온부에서의 해석 결과 중에서 섹터 플레이트에 압력이 작용하는 플레이트의 두께가 13mm 인 경우에 대해서 하중 조건이 자중과 압력(P_1)이 함께 작용하는 경우의 변형을 Fig.8 에 나타내었다.

그리고 플레이트의 두께가 13mm, 11mm, 10mm, 9mm 인 경우에 대해서 하중 조건이 자중, 압력(P_1), 자중+압력(P_1)인 경우의 해석 결과를 Table 4 에 정리하였다. 고온부의 경우 압력이 작용하는 방향과 중력 방향이 서로 같은 방향이므로 플레이트의 변형의 최대치는 항상 음의 방향으로만 발생한다. Fig.8 과 Table 4 에는 음의 부호는 생략하고 수치만 나타내었다.

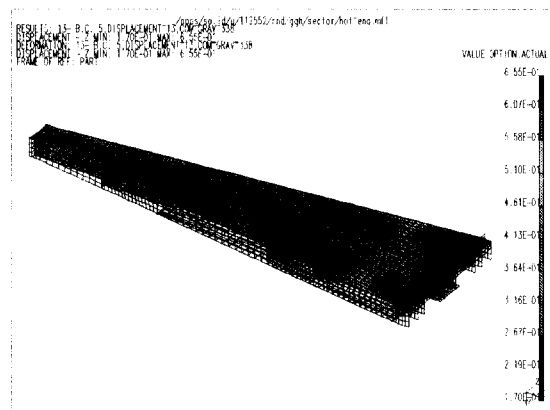


Fig. 8 Deformation of sector plate due to dead weight + P_1 (hot side)

Table 4 Plate thickness vs. deformation (hot side)

Unit : mm

Plate thickness	Dead weight	P_1	Dead weight + P_1
13	0.267	0.388	0.655
11	0.279	0.435	0.714
10	0.286	0.473	0.759
9	0.294	0.525	0.819

Table 4 에서 알 수 있듯이 고온부에서의 해석 결과는 압력이 작용하는 방향과 중력 방향이 서로 같은 방향이므로 P_4 에 의한 결과는 고려할 필요가 없다. 왜냐하면 P_1 이 P_4 보다 크기 때문에 최대 변형도 P_1 에 의해 발생할 것이기 때문이다. 그러므로 자중+ P_1 의 하중 조건일 때 최대 변형이 발생한다. 그리고 자중에 의한 변형과 P_1 에 의한 변형의 합이 자중+ P_1 에 의한 변형과 일치함을 알 수 있다.

플레이트 두께 9mm 일 때 최대 변형이 0.819 mm 로써 설계 허용치인 ± 0.76 mm 를 초과하며, 두께 10mm 일 때 최대 변형이 설계 허용치 이하로 나타났다. 그러므로 고온부의 경우 자중과 압력에 의한 변형 측면에서 볼 때 플레이트의 두께는 10mm 까지 사용 가능한 것으로 판단된다.

4. 로터의 응력 해석

4.1 로터의 구조 및 FEA 모델

가스재열기의 로터는 중심에 지축(trunnion)과 헤더(header)가 위치하고 여기에 스텝 다이아프램(stub diaphragm), 메인 다이아프램(main diaphragm) 등이 부착되어 원주 방향으로 대칭(축대칭, 24 개의 반복 구조)을 이루고 있다. 유한요소 해석의 효율성을 위하여 1/24 부분 모델링(15°)을 하여 Fig.9 에 나타내었다. 로터의 반경은 6,472mm, 메인 다이아프램의 높이는 872mm 이다. 경계조건은 원주 방향으로 반복 구조임을 고려하여 축대칭 구속 조건을 적용하였고, 하부 지축의 바닥면을 지지점으로 설정하였다.⁽⁶⁾

하중 조건은 열 하중과 기계적 하중을 적용하였고 Fig.10 은 처리 전 후 가스의 경계면을 기준으로 열 하중의 분포를 나타낸다. 기계적 하중은

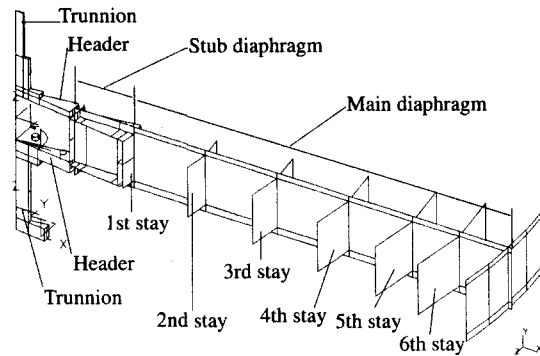


Fig. 9 Rotor structure

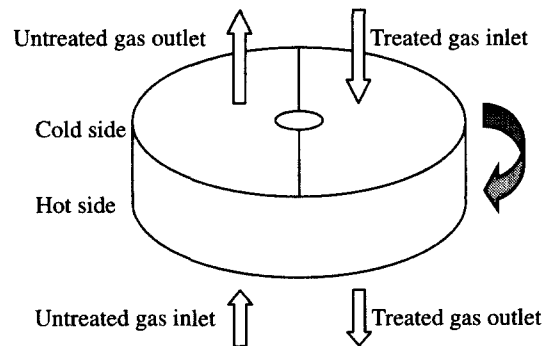


Fig. 10 Gas flow of GGH

로터 전체의 자중에 의한 하중, 각 스테이(stay)에 장착되는 열소자 구조물(heating element, basket)의 중량에 의한 하중과 원주 방향으로 작용하는 처리 후 가스 영역과 처리 전 가스 영역간의 압력 차에서 기인하는 하중 등 3 가지이다. 자중에 의한 하중은 중력 가속도를 이용하였고, 열소자 구조물에 의한 하중은 열소자 구조물의 중량을 분석하여 설치 위치(basket support bar)에 중량에 해당하는 하중을 부과하였으며, 압력 차에 의하여 발생하는 하중은 다이아프램의 하중 작용면에 압력으로 적용하였다. 열 하중의 적용은 로터가 1~4 rpm으로 지속적으로 회전을 하므로 각 영역에서의 분명한 온도 구분이 형성되지 않기 때문에 영역별 평균값을 이용하였다. 그러나, 상하 방향으로의 온도 분포는 회전과는 무관하며 지속적으로 유지되므로 열 응력 유발의 주요 인자이다. 본 가스재열기에서 처리 전 가스는 하부로 입력되어 상부로 출력되며, 처리 후 가스는 상부로 입력되어 하부로 출력되는

구조로 상단이 저온부, 하단이 고온부이다. 따라서, 각 가스 영역의 고온부와 저온부의 온도를 각각 산술 평균 내었고, 각 평균 온도를 로터의 상하 방향으로 선형 변화를 가정하여 가스의 온도를 결정하였다. 또한 열 응력 해석을 위한 열전달 계수의 결정은 실험식 (1)에 따라 결정하였고, 전체적인 하중 조건은 Table 5 에 정리하였다.^(7,8)

$$h = a + b \omega^b \text{ (Kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C)} \dots\dots\dots (1)$$

a, b : Coefficient,
 ω : Fluid velocity

로터의 유한요소 해석 모델은 Fig.11 에 나타내었다. 지축과 헤더에는 3 차원 solid 요소를, 스테이의 하단에 위치한 basket support bar 에서는 beam 요소를 이용하였고, 그 이외의 부분은 3 차원 shell 요소를 이용하여 전체 모델은 8,434 개의 절점과 7,825 개의 요소로 구성하였다. 유한요소 해석은

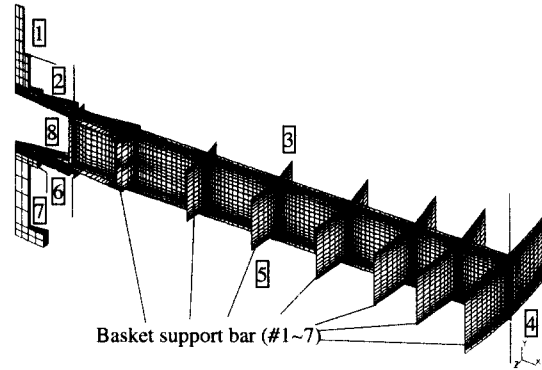


Fig. 11 FEA model and loading locations

Table 6 Difference between original model and modified model

	Original model	Modified model I	Modified model II
Stub diaphragm thickness	22	19	15
Main diaphragm thickness	19	12	10

Unit : mm

다이하프램의 두께를 변경하며 열전달 해석과 선형 구조 해석을 수행하였다. 다이하프램의 치수 선정은 가스재열기 제작에 활용되고 있는 상용 자재에서 3 가지를 선택하여 Table 6 에 나타내었다.

4.2 로터의 FEA 결과 및 분석

유한요소 해석 결과는 응력 측면에서 검토하였고, 각 하중 성분별 영향을 고려하기 위하여 하중 성분별 해석 결과를 Table 7 에 제시하였다. 응력은 등가 응력을 검토하였으며 허용 응력은 항복 응력의 2/3 로 제한하여 14.3 kgf/mm²(150°C)이다.^(9,10)

Fig.12 부터 Fig.14 까지 세 모델의 해석 결과를 나타내었다. 응력 해석 결과 최대 응력의 크기는 다이하프램의 두께 감소에 따라 증가하였다. 최대 응력 발생 위치는 다이하프램 두께 변경에 크게 영향을 받지 않고 일정하며 헤더와 스텝 다이하프램의 상단 접촉부, 1 번 스테이와 메인 다이하프램

Table 5 Thermal and mechanical loading conditions

Thermal load			Mechanical load	
Thermal conductivity	41.1 kcal/mh°C	Density	7.85×10 ⁻⁶ kg/mm ³	
Thermal expansion	12×10 ⁻⁶ /°C	Gravitational acc.	9,800 mm/sec ²	
Loc. #	Temp. (°C)	h (kcal/m ² h°C)	1st basket support bar	0.44293 kgf/mm
1	25	10	2nd basket support bar	0.84725 kgf/mm
2	51	10	3rd basket support bar	0.88011 kgf/mm
3	75.8	25	4th basket support bar	0.84313 kgf/mm
4	76.6	10	5th basket support bar	0.69745 kgf/mm
5	116.3	25	6th basket support bar	0.62393 kgf/mm
6	25	10	7th basket support bar	0.24736 kgf/mm
7	116.3	10	Pressure difference on diaphragm	201.5×10 ⁻⁶ kgf/mm ²
8	92	5		

* Location # : See Fig.11

Table 7 Summary of analysis results

Model #		Original	I	II
Properties				
All loading	Max. stress (kgf/mm ²)	12.2	12.7	14.6
	Max. +Y deform (mm)	0.979	0.967	0.948
	Max. -Y deform (mm)	1.38	3.14	4.09
G loading only	Max. stress (kgf/mm ²)	10.4	11.1	13.4
Thermal loading only	Max. stress (kgf/mm ²)	4.32	4.6	5.09
P diff. loading only	Max. stress (kgf/mm ²)	0.235	0.641	0.950
Weight (kgf)		18,111	11,928	9,860

의 연결 부위에서 최대 응력이 발생하였다. 이는 자중에 의한 처짐 발생과 두께가 변화하는 위치에서의 응력 집중에서 기인하는 것이다. 그리고, 각 하중 성분의 역할 구분을 위하여 기존 모델에 대하여 각 하중 성분별 해석 결과를 분석하였다. 차압 하중에 의한 응력은 자중과 온도 분포에 의한 하중에 비하여 미미하였다. 자중에 의한 응력은

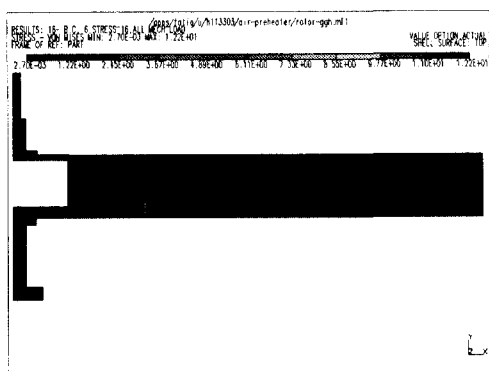


Fig. 12 Equivalent stress distribution for original model

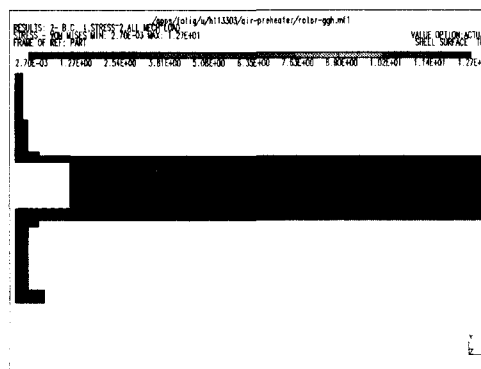


Fig. 13 Equivalent stress distribution for model I

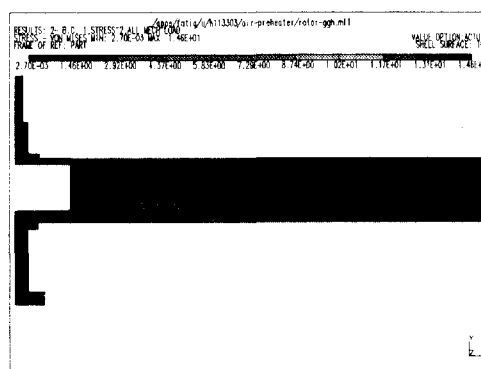


Fig. 14 Equivalent stress distribution for model II

상하 구속 면적이 다른 외팔보 형태 때문에 스텝 다이어프램과 상단 헤더와의 경계부에서 최대 응력이 발생하며, 온도 분포에 의한 응력은 고온부에서 열 팽창이 크고 헤더측 온도와의 차이가 크기 때문에 스텝 다이어프램과 하단 헤더와의 경계부에서 최대 응력이 발생하였다. 이 결과는 처리 전 gas와 처리 후 gas의 유입 방향이 현재의 경우와 반대인 경우 하중 성분별 최대 응력 발생 위치가 겹치게 되어 로터의 구조적 안정성 확보에 어려움이 있을 수 있고 그만큼 경량화가 어려움을 알려준다.

또한, 회전하는 로터의 다이어프램은 주기적으로 하중을 받게 되므로 피로 하중을 받을 수 있다. 그러나, 자중과 열 하중 조건은 로터의 회전과는 무관하므로 피로 수명에 영향을 줄 수 있는 하중 조건은 차압 하중 뿐이다. 그러나, 차압 하중에 의한 응력(Table 7)은 그 크기가 상당히 작아 피로 수명에 영향을 주지 않을 것이다. 다만, 발전소의

기동 및 정지와 같은 짧은 시간의 천이 상태에서 발생하는 온도의 변화 주기는 피로 수명에 영향을 줄 것으로 판단되므로 추가적인 연구가 필요하다.

이상의 종합적인 하중의 영향을 고려한 응력 해석 결과에서는 model I 으로의 로터 경량화가 가능한 것으로 판단되었다.

5. 결론

화력발전용 가스재열기의 주요 부품중의 하나인 섹터 플레이트에 대한 유한요소 해석을 수행하여 가스와 직접 접촉하는 플레이트의 두께 변화에 따른 변형량을 계산하고, 로터에 대하여는 다이아프램 두께 변경을 적용한 응력 해석을 수행하여 경량형 모델의 가능성을 검토한 결론은 다음과 같다.

- 1) 섹터 플레이트의 저온부에서는 압력이 작용하는 방향과 중력 방향이 반대 방향이므로 플레이트의 변형량은 서로 상쇄되어 고온부에 비하여 상대적으로 작은 값이다. 플레이트의 변형량은 해석에 사용된 모델의 모든 두께에 대하여 설계 허용치 이하로 나타났다. 그러나 고온부에서는 압력이 작용하는 방향과 중력 방향이 같으므로 플레이트의 최대 변형이 저온부보다 상대적으로 크며, 플레이트의 두께 10mm 까지 사용 가능한 것으로 판단된다. 그러므로 편평도 유지를 위한 섹터 플레이트 설계 시 저온부보다 고온부에서의 변형량이 더 중요한 인자임을 알 수 있다.
- 2) 제시된 로터의 경량형 모델 중 model I 으로의 경량화가 가능하며, 처리 전 가스와 처리 후 가스의 유입 방향은 로터의 구조적 안정성에 큰 영향을 미친다. 차압 하중은 로터의 피로 수명에 영향을 줄 만큼 큰 응력을 발생시키지 않으나, 보일러 기동 및 정지 시의 과도 하중의 피로 수명에 대한 연구가 추후 필요하다.

참고문헌

1. "Ljungström Gas Gas Heater(GGH) for Flue Gas Desulfurization System (FGD)," Technical Note, HANJUNG.

2. 정재현, 함병훈, 이후광, 김중삼, "화력발전소 공기에열기의 피로손상 해석," 대한기계학회 추계학술대회 논문집, pp. 955~959, 1998.
3. 황석환, 이후광, 최재승, "화력발전용 가스재열기 Sector Plate 의 유한요소 해석," 대한기계학회 추계학술대회 논문집 A pp. 860~864, 2001.
4. "Strength Calculation Methods and Formulas for Major Structural Components of GGH," Technical Note, ABB-KK, 1997.
5. 日本機械學會篇, "傳熱工學資料," 改訂 第3版 1975.
6. 이후광, 황석환, 최재승, "가스재열기 로터 부위의 응력 해석," 한국정밀공학회 추계학술대회 논문집, pp. 639~642, 2001.
7. Incropera, F. P. and Dewitt, D. P., "Introduction to Heat Transfer," 2nd ed., John Wiley & Sons, 1990.
8. Holman, J.P., "Heat Transfer," 5th ed., McGraw-Hill, 1981.
9. HANJUNG R&D Center Material Database, 1998.
10. Shigley, J. E. and Mischke, C. R., "Mechanical Engineering Design," 5th ed., McGraw-Hill Inc., 1989.