

研究論文

고온 수직형 압력용기 Skirt 부의 열응력에 관한 연구

한 명 수* · 한 종 만* · 조 용 관*

Thermal Stress at the Junction of Skirt to Head in Hot Pressure Vessel

M. S. Han*, J. M. Han* and Y. K. Cho*

Key words : Junction of Skirt to Head, Thermal Stress, Temperature Gradient, Air Pocket, Finite Element Method, Combined effective film coefficient

Abstract

It is well recognized that a excessive temperature gradient from the junction of head to skirt in axial direction in a hot pressure vessel can cause unpredicted high thermal stress at the junction and/or in axial direction of a skirt. This thermal stress resulting from axial thermal gradient may be a major cause of unsoundness of structural integrity. In case of cyclic operation of hot pressure vessels, the thermal stress becomes one of the primary design consideration because of the possibility of fracture as a result of cyclic thermal fatigue and progressively incremental plastic deformation. To perform thermal stress analysis of the junction and cylindrical skirt of a vessel, or, at least, to inspect quantitatively the magnitude and effect of thermal stress, the temperature profile of the vessel and skirt must be known.

This paper demonstrated the temperature distribution and thermal stress analysis for the junction of skirt to head using F. E. analysis. Effect of air pocket in crotch space was quantitatively investigated to minimize the temperature gradient causing the thermal stress in axial direction. Effect of the skirt height on thermal stresses was also studied. Analysis results were compared with theoretical formulas to verify the applicability to the strength calculation in design field.

※ 1997년 12월 11일 접수

* 정회원, 대우중공업(주) 선박해양기술연구소

1. 서론

직경에 비해 길이가 긴 원통형 수직 압력용기 (tall cylindrical vessel)는 원통형 (cylindrical) 또는 원추형 (conical)의 skirt로서 base에 고정되는 self-supporting 형이 가장 일반적이며 구조적으로 외팔보 (cantilever beam)에 가깝다. 이러한 형상의 압력용기에서는 사용하중에 대한 종강도가 매우 중요하며 skirt 또한 종강도의 측면에서 그 형상 및 치수가 결정된다¹⁾. 그러나 가동 조건이 고온인 압력용기의 skirt에서는 skirt 길이방향으로의 온도 편차로 인한 열응력이 발생되기 때문에 이를 적절히 조절하지 않을 경우 기계적 하중에 대한 종강도 안전성이 확보되었다 하더라도 skirt 구조적 불연속부에서는 열응력의 중첩으로 허용응력을 초과하는 높은 응력이 발생할 수 있다. 또한 용기의 운전 조건이 빈번한 열교환을 동반하는 경우에는 skirt에서 열 피로 및 점진적 소성변형에 의한 손상이 발생할 수 있기 때문에 설계 단계에서 열응력 과대 발생의 방지를 위한 대책 수립이 요구된다.²⁾ 단열재를 시공하는 수직 압력용기 skirt 부에서의 열응력을 완화시키기 위한 설계 방법 중 가장 일반적인 것은 용기와 skirt를 head에서 결합하고 결합부 근방의 crotch 영역의 일부에 단열재를 시공하지 않는 빈 공간인 air pocket을 두는 것이며 skirt 두께, 단열재의 두께 및 종류 등도 열응력 완화를 위해 병행하여 검토된다³⁾. 그러나 이들은 보통 이전의 사용 경험을 토대로 결정된 것으로서 큰 직경의 용기를 가혹한 열적 조건에서 사용하는 경우에는 보통 이들의 적용성에 대한 역학적 검토가 요구된다. 이 때에는 air pocket 내에서의 열전달 현상 및 다양한 실 시공 조건에 대한 이론적 접근이 어렵고 계산에 이용할 수 있는 이론식의 적용범위도 제한적이기 때문에 일반적으로 F. E. M 등의 수치 해석적인 방법을 사용하고 있다.

본 연구에서는 고온용 수직 압력용기의 skirt와 head 결합부에 대한 열전달 및 열응력 해석에 F. E. 해석법을 적용하여 skirt에서의 온도분포 및 열응력에 미치는 air pocket의 영향, skirt의 높이의 영향을 정량적으로 평가하였다. 또한 설계 단계에서 설계 적합성 검토를 위한 열응력의 계산에 적용하는 이론식의 결과와 F. E. 해석 결과를 비교하

여 설계 실무에의 적용의 타당성에 대한 검토도 아울러 행하였다.

2. 해석 용기

Fig. 1은 본 해석에 적용한 압력 용기 경관과 skirt 결합부 주변의 주요치수를 나타낸 것이다. Skirt 형상은 Vessel I이 apex angle이 약 5°인 flared type이며 Vessel II는 straight type이다. 경관 형상은 모두 2:1 타원형이며 skirt와 경관과의 결합부는 skirt의 외경 (outside diameter)과 동관 (cylinder)의 외경이 일치하는 위치에서 편면 맞대기 용접으로 제작된다.

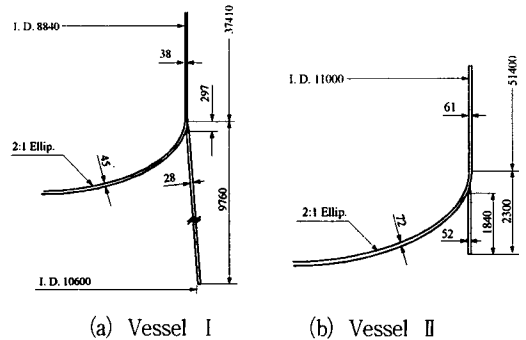


Fig. 1 Configuration and dimension of analyzed vessels

Table 1은 해석된 압력용기의 주요 설계 조건을 나타낸 것이다. 설계 압력 (design pressure)은 모두 3.5 kgf/cm²으로서 그리 높지 않지만 설계 온도 (design temperature) 및 최대 가동 온도 (maximum operating temperature)가 높은 고온용 압력용기이다.

Fig. 2는 Vessel I, II에 대한 skirt 근방의 단열재 (insulation) 및 방화재 (fireproofing) 설치 조건을 도식적으로 나타내고 있다. 압력용기와 외기와의 단열을 위한 단열재는 rock wool이며 압력용기 본체의 외면 및 skirt 내, 외면 일부에 걸쳐 설치된다. 또한 skirt base로부터 높이 방향으로 Vessel I은 8267 mm, Vessel II는 877 mm에 걸친 skirt 양면에 75 mm 두께의 방화재가 각기 설치된다. Skirt 결합부에서의 열응력 완화를 위해 skirt crotch 부

Table 1. Principal design specification for analyzed vessels

Specifications		Vessel Item	
		Vessel I	Vessel II
Design pressure, kg/Cm ²		3.5	3.5
Design temperature, ℃		477	565
Maximum operating temperature, ℃		477	507
Mean ambient temperature, ℃		43	43
Design wind speed, m/sec.		50	50
Materials	Shell & Head	SA516 Gr. 70	SA387 Gr. 22 CL. 2
	Skirt	SA516 Gr. 70/SA285 C	SA387 Gr. 22 CL. 2
Insulation	Material	Rock wool vlanket	
	Thickness, mm	165.0	
Fireproofing	Material	Concrete	
	Thickness, mm	75.0	

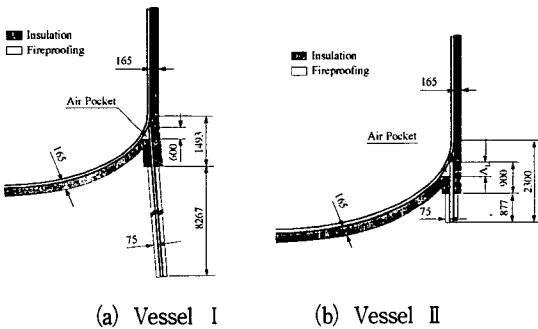


Fig. 2 Installation of insulation and fireproofing materials for analyzed vessels

에 설치되는 air pocket의 길이는 Vessel I 이 600 mm이고 Vessel II는 본 해석에서 검토해야 할 해석 변수로서 AL로 표기되어 있으며 설치 가능한 최대 길이는 600 mm이었다.

3. 해석 방법

3.1 열전달 해석 방법

용기 금속 벽에서의 온도분포를 구하기 위해 정상 상태 (steady state)를 가정한 열전달 해석을 수행하였다. 용기 내부의 경계조건으로서 내부 표면 온도를 해석 용기에 따라 설계온도 (Vessel I) 또는 운전온도 (Vessel II)로 설정하였다. 압력용기

외면에 설치된 단열재의 표면과 대기간에는 강제 대류를 skirt 내면과 skirt 내부의 공간간에는 자연 대류를 가정하였으며 고체간에는 전도에 의한 열 전달을 가정하였다. 한편 skirt의 crotch 공간을 밀폐시켜 air pocket을 설치한 모델에서의 밀폐된 공간과 접한 부분에서는 복사 열전달이 발생한다고 가정하였다.

한편 압력용기의 가동 온도 변동 범위 내에서 단열재의 열전도 계수의 변화가 아주 작거나 운전 온도의 변동폭이 작은 경우에는 단열재의 평균 온도에서의 열전도 계수와 대류 열전달 계수를 고려한 유효 열전달 계수 (combined effective film coefficient)를 열전달 해석에 적용할 수 있다²⁾. 단열재가 포함된 구조물의 열전달 해석에 유효 열전달 계수를 적용하면 단열재를 모델링하지 않고 열전달 해석을 행할 수 있기 때문에 해석 구조물이 3 차원이거나 그 형상이 복잡한 경우의 열전달 해석에서는 해석의 정도를 떨어뜨리지 않으면서도 전체 해석 시간을 줄일 수 있음과 더불어 기학적 모델이 단순해지는 장점이 있다. 유효 열전달 계수, H_i 는 식 (1)로 구하였다²⁾.

$$H_i = \left(\frac{t_i}{k_i} + \frac{1}{h_i} \right)^{-1} \quad (1)$$

식 (1)에서 t_i = 단열재 또는 방화재의 두께, k_i = 단열재 또는 방화재의 열전도 계수, h_i = 대류 열전

달 계수이다. 본 해석에 적용한 단열재의 열전도 계수는 0~750(°C)의 온도범위에서 0.036~0.095(W/m°C)이었으며, 방화재는 20~500(°C)의 온도범위에서 0.17~0.19(W/m°C)이었다.

Fig.3은 식 (1)을 적용하여 구해진 Hi의 온도에 따른 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 H₁은 skirt로 둘러싸인 자연대류 영역에서의 단열재 및 방화재에 대한 유효 열전달 계수이며 H₂는 외기와 접한 강제대류 영역에서의 유효 열전달 계수이다. 또한 그림에는 Vessel I 및 Vessel II의 용기 재료인 A516 Gr.70 및 A387 Gr.22의 열전도 계수(k_m)의 온도에 따른 변화도 함께 나타나 있다. 경판, 동판, skirt 재료의 온도에 따른 k_m은 ASME SEC. II Part D⁵⁾에 따라 결정하였다.

Air pocket을 가정한 해석 모델에 대해 air pocket 내에서의 cavity radiation에 의한 열전달을 고려하기 위해 아래의 두 가지 변수 값을 가정하였다⁴⁾.

- 1) Stefan-boltzmann 상수, $\sigma = 5.6697 \times 10^{-8}$ (W/m² K⁴)
- 2) Surface emissivity, $\varepsilon = 0.9$

3.2 열응력 해석방법

열응력은 온도에 따른 재료 특성의 변화에 의존하기 때문에 정도 높은 해석결과를 얻기 위해서는 구조 내에서의 정확한 온도분포 및 경계조건의 설정은 물론 재료의 온도 의존성을 고려한 해석을

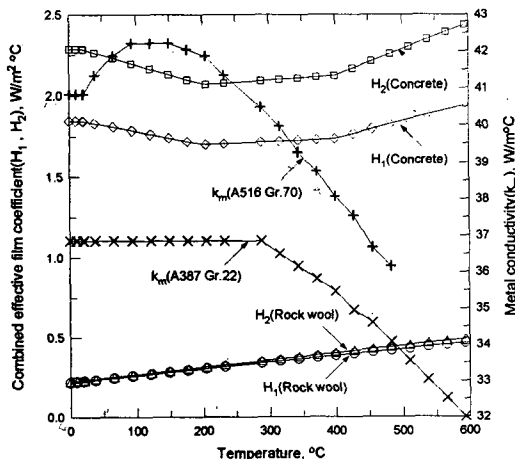


Fig. 3 Combined effective film coefficient and metal conductivity

행하여야 한다. 본 연구에서는 재료특성의 온도의존성을 고려한 열 탄성 해석을 행하여 각 해석 case에 대한 열응력을 구하였다.

Fig.4는 본 해석에서 고려한 해석 용기 재료의 선 팽창 계수, α 및 탄성계수, E의 온도에 따른 변화를 나타내고 있다⁵⁾.

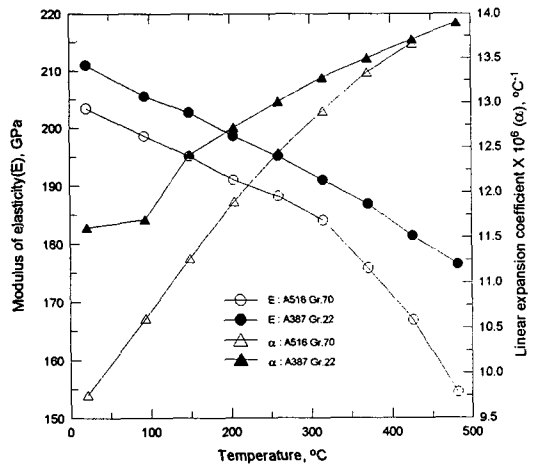


Fig. 4 Temperature dependent material properties

3.3 구조해석을 위한 modeling

해석 용기는 축대칭 형상이므로 구조해석 model로서 2 차원 축대칭 model을 사용하였다.

Fig.5는 열전달 해석에 적용한 해석 용기의 유한 요소 model의 두 가지 예를 나타낸 것이다. Fig.5 (a)는 Vessel I의 열전달 해석에 Hi를 적용하여 단열재 및 방화재의 유한요소를 생략한 model로서 air pocket 내에서의 cavity radiation을 고려하기 위해 air pocket 근방의 한정된 영역에 한해 단열재의 유한요소를 구성하였다. Fig.5 (b)는 Vessel II에 air pocket을 설치하지 않은 model로서 모든 insulation 재료를 유한 요소로 구성하여 열전달 해석을 수행한 것이다. 열전달 해석에 사용한 유한 요소는 2 차원 축대칭 8-node rectangular heat transfer element와 6-node triangular heat transfer element이었다⁶⁾.

열응력 해석에서는 Fig.5에 나타낸 구조해석 model에서 단열재 및 방화재의 유한요소를 제외한 금속 부재만으로 구성된 model을 사용하였으며 이

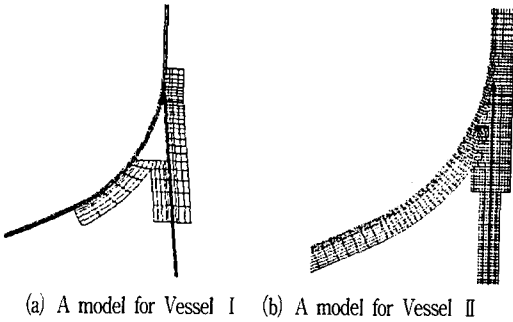


Fig. 5 F. E. mesh models for heat transfer analysis

때 사용한 요소는 2 차원 축대칭 8-node rectangular structural element이었다⁶⁾.

열응력 해석에는 skirt base에서의 반경 방향, 길이 방향, 원주방향의 변위를 모두 고정된 경계조건을 적용하였으며 열전달 해석에서 얻은 압력용기 및 skirt의 절점 온도를 하중 조건으로 대입하였다. 해석 도구는 유한요소 범용 code인 ABAQUS ver. 5. 66)을 이용하였다.

4. 결과 및 고찰

4. 1 해석 변수에 따른 결과 비교

4. 1. 1 Air pocket의 영향

Skirt crotch 부에 대한 air pocket 설치의 영향을 고찰하기 위해 Vessel I에 air pocket (AL=600 mm)을 설치한 해석 model (With air pocket model)과 air pocket을 설치하지 않고 단일재로 채운 해석 model (Without air pocket model)에 대해 열전달 및 열응력 해석을 수행하였다. 열전달 해석에서 용기 내면의 온도는 Table 1에 나타난 Vessel I의 설계 온도 (477℃)였으며 압력용기의 외면, skirt의 내, 외면은 Fig. 3에 나타난 H1, H2를 경계조건으로 대입하였다. With air pocket model에 대해서는 air pocket 내부에 열복사 상수를 경계조건으로 대입하였다.

Fig. 6은 각 해석 모델로부터 얻어진 skirt 외면에서의 높이 (x) 방향 온도분포를 나타낸 것이다. 해석 결과 skirt 두께 방향으로의 온도차는 거의 없었기 때문에 skirt 외면에서의 온도분포만을 Fig. 6에 나타내었다.

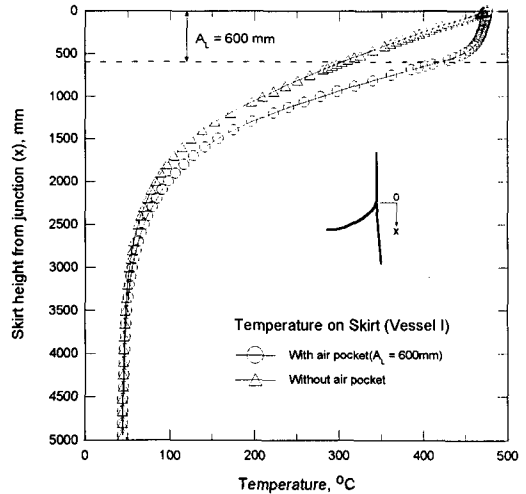


Fig. 6 Effect of air pocket on temperature distribution along skirt

Without air pocket model의 skirt 결합부에서는 설계 온도보다 약간 낮은 온도 (471.5℃)를 보였으며 skirt 결합부로부터 x 방향으로의 거리에 대해 거의 지수적으로 감소하여 결합부로부터 약 5000 mm 떨어진 위치 이하에서는 외기 온도인 43℃로 되었다. 반면 With air pocket model에서의 skirt 결합부 온도는 설계온도인 477℃이었으며 air pocket 내에서 온도 감소량 및 x 방향으로의 온도 경사도는 Without air pocket model에 비해 상당히 낮았다. Air pocket을 벗어난 영역에서는 Without air pocket model과 같이 지수적인 온도 감소를 보였으며 결합부로부터 x 방향으로 약 5000 mm 떨어진 위치 이하에서는 외기 온도인 43℃로 되었다. 즉 skirt crotch 부에 air pocket을 설치함으로써 나타나는 온도분포의 주된 변화는 air pocket 내에서의 x 방향 온도 경사도의 감소 및 이에 따른 skirt 결합부 근방의 온도 감소량의 둔화이며 이것은 air pocket 내에서의 cavity radiation에 의한 열전달에 기인한다⁹⁾.

Fig. 7은 Fig. 6에 나타난 온도 분포를 적용한 열응력 해석을 통해 얻어진 x 방향 주응력(σ_x)의 x 방향으로의 변화를 나타내고 있다.

해석 결과에서 σ_x 최대값은 air pocket (AL=600mm) 설치에 의해 상당히 감소한다는 것을 알 수 있다. σ_x 최대값의 발생 위치는 Without air pocket model에서는 skirt 결합부였으며 With air

pocket model에서는 air pocket이 끝나는 지점으로부터 약 175 mm 상부인 지점이였다. Air pocket 설치 유무에 따른 최대 열응력 발생 위치의 변화는 Fig. 6에 나타낸 온도분포의 변화와 연관된다. 즉 skirt 결합부에서 온도 경사도가 큰 Without air pocket model에서는 skirt 결합부에서 최대 열응력이 발생하였고 결합부에서 온도 경사도가 작은 With air pocket model에서는 skirt 결합부에서의 열응력은 작은 반면 온도 경사도가 최대로 되는 air pocket 하단부에서 최대 열응력이 발생하였다.

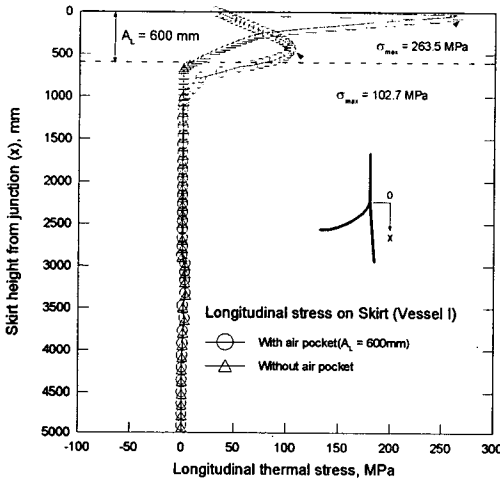


Fig. 7 Effect of air pocket on longitudinal stress along skirt

4. 1. 2 Air pocket 치수의 영향

Fig. 8은 Vessel II의 model에 air pocket의 길이, AL = 300 mm, 560 mm, 600 mm인 조건으로 최대 운전 온도인 507°C로 열전달 해석을 행하여 얻은 x 방향을 따른 온도분포의 변화를 나타낸 것이다. AL이 길수록 air pocket 내에서의 온도 경사도는 둔화되었으며 온도 경사도가 둔화되는 영역도 AL의 길이에 비례하는 경향을 보였다. 한편 air pocket 영역을 벗어난 skirt 표면에서의 x 방향으로의 온도 경사도는 반대로 AL이 길수록 커지는 경향을 나타내었다.

Fig. 9는 Vessel II의 AL의 변화에 대한 skirt 내면 및 외면의 축방향 주응력(σ_x)의 변화를 나타낸 것이다. AL의 증가에 따라 σ_x 는 전반적으로 감소하고 있음을 보이고 있다. Table 2는 AL에 따른 σ_x 의 인장(외면) 및 압축(내면) 최대값 및 발생 위

치를 나타낸 것으로서 AL의 증가에 따라 σ_x 의 최대값은 감소하였으나 발생 위치는 AL에 따라 각기 변하였다.

아래에서 고찰할 $\sigma_x(x)$ 의 이론식인 식 (3)에 의하면 skirt 내면(압축) 및 외면(인장)의 (σ_x)max 절대값 및 발생 위치는 항상 같아야 하지만 AL=300mm, 560mm의 (σ_x)max는 식 (3)과 대응하지 않는 결과를 나타내었다. 이는 AL=300mm,

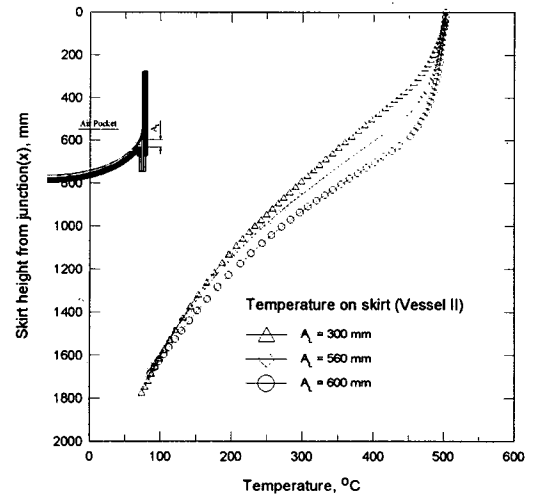


Fig. 8 Effect of air pocket on length on temperature distribution along skirt (Vessel II)

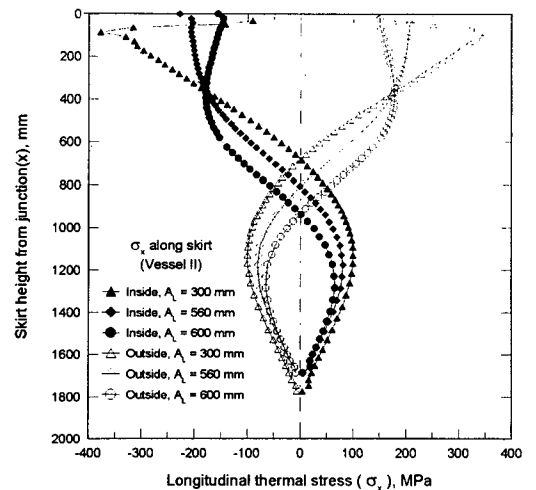


Fig. 9 Effect of air pocket length on longitudinal stress (Vessel II)

Table 2. Maximum and minimum σ_x and occurrence location with A_s

A_s , mm	Inside of skirt		Outside of skirt	
	Compressive (σ_x) _{max} MPa	Location (X) mm	Tensile (σ_x) _{max} MPa	Location (X) mm
300	-377.7	85.5	344.2	107.4
560	-228.4	0	214.1	21.5
600	-178	395	178	395

560mm인 model의 $(\sigma_x)_{max}$ 가 결합부 ($AL=560mm$) 또는 결합부에 인접 ($AL=300mm$) 한 skirt 내면에서 발생하기 때문에 결합부 내면의 형상으로 인한 응력 집중의 효과가 구조해석에 반영된 때문으로 생각된다. 반면 $AL=600mm$ 에서의 $(\sigma_x)_{max}$ 는 skirt 내면 및 외면에서 skirt 결합부와 상당히 떨어진 동일 위치에서 발생하였으며 $(\sigma_x)_{max}$ 절대값도 상대적으로 가장 작았다.

4. 1. 3 Skirt 높이에 따른 σ_x 의 변화

Fig. 10은 Vessel I의 skirt 높이 (H_s)의 변화에 따른 $(\sigma_x)_{max}$ 및 $(\sigma_x)_{min}$ 의 발생위치 (H_{max})의 변화를 나타내고 있다. 그림에서 H_s 는 해석용기의 $\sqrt{R_m t_s}$ (R_m = 결합부에서의 skirt 두께중앙 반지름, t_s = skirt 두께)로 나눈 무차원의 값으로 가로축에 나타내져있다. H_s 가 극단적으로 짧은 경우 ($H_s/\sqrt{R_m t_s} < 2$)에는

skirt 결합부 근방에 상당히 큰 $(\sigma_x)_{max}$ 가 발생하여 air pocket의 효과가 거의 나타나지 않았다. 반면 ($H_s/\sqrt{R_m t_s} > 2$)에서는 H_s 의 증가에 따라 H_{max} 가 결합부로부터 급격히 멀어졌으며 이에 따라 $(\sigma_x)_{max}$ 도 선형적 급감하였다. 또한

($H_s/\sqrt{R_m t_s} > 5.11$ ($H_s > 1800mm$))에서는 $(\sigma_x)_{max}$ 및 H_{max} 값이 H_s 에 무관한 일정 값으로 되었으며 그 때의 $(\sigma_x)_{max} = 101.7$ MPa이었고 $H_{max}/\sqrt{R_m t_s} = 1.383$ 이었다.

해석 결과에서 용기의 직경 및 skirt의 두께에 따라 열응력이 skirt 높이에 영향을 받지 않는 skirt 최소 높이가 존재하며 그 최소 높이 이하에서는 큰 열응력이 발생하고 최대 열응력의 발생 위치도 결합부로 급속히 이동한다는 것을 알 수 있다. 따라서 열적 경계 조건의 영향으로 인한 과도한 열응력의 발생을 피하기 위해 skirt의 설계 시에 skirt의 최소 높이에 대한 고려가 있어야 한다는 것을 알 수 있다.

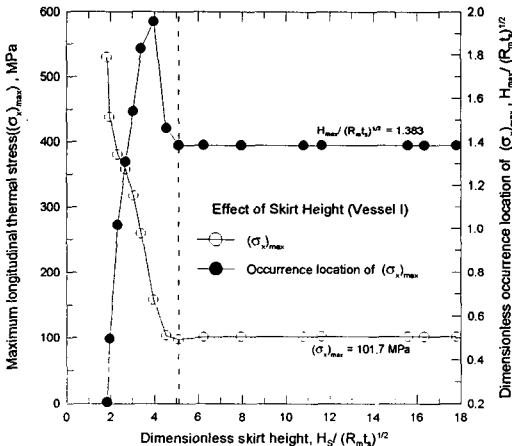


Fig. 10 Effect of skirt height on $(\sigma_x)_{max}$ and H_{max}

4. 2 해석 결과의 이론해와의 비교

4. 2. 1 Skirt 축방향 온도분포

Fig. 11에 나타낸 것과 같이 한쪽 단의 온도가 T_0 인 양면이 단열된 반무한 길이의 실린더 축(x)방향으로의 온도분포 $T(x)$ 의 이론해는 식 (2)와 같다.

$$T(x) = Ae^{-mx} + B$$

$$A = T_0 - B, \quad B = \frac{H_1 T_1 + H_2 T_2}{H_1 + H_2}, \quad m = \left[\frac{H_1 + H_2}{k_m t_m} \right]^{1/2} \quad (2)$$

식 (2)에서 t_m 은 실린더의 두께이고 k_m 은 실린더 금속의 열전도 계수, H_1 , H_2 는 식 (1)로 계산되

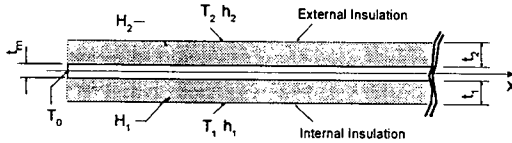


Fig. 11 Insulated semi-infinite cylinder subject to heat flow

는 실린더 내면과 외면에서의 유효 열전달 계수이다. 식 (2)에서 $T_1 = T_2$ 인 경우 계수 B는 외기의 온도가 된다.

Table 3은 Vessel I의 단열재와 방화재 설치 영역에 대한 식 (2)에서의 각 계수 값의 계산 결과를 나타내고 있으며 이 값은 Vessel I의 설계온도 (477℃)와 외기 온도 (43℃)와의 평균온도인 260℃에서의 결과이다. Table 3에 나타난 계산 결과를 식 (2)의 이론 온도 분포식에 대입하여 Vessel I의 단열재 및 방화재 설치 영역에 대한 온도분포, $T(x)$ 를 추정하면 다음의 식 (3), (4)로 된다.

$$T(x) = 434e^{-0.00076406x} + 43 \text{ (단열재 설치 영역)} \quad (3)$$

$$T(x) = 434e^{-0.0018175x} + 43 \text{ (방화재 설치 영역)} \quad (4)$$

이론식과의 비교를 위해 Vessel I의 금속 표면에 대하여

1) CASE I : 단열재 균일 설치 + air pocket 미설치 조건

2) CASE II : 단열재 및 방화재 (skirt 하단부) 복합 설치 조건 + air pocket 미설치 조건

3) CASE III : 단열재 및 방화재 (skirt 하단부) + air pocket (AL=600mm) 설치 조건 (설계 조건) 으로 단열재 및 방화재를 설치한 경우의 구조해석 model에 대한 해석 결과를 이용하였다.

Fig. 12는 위의 3가지 CASE에 대한 온도분포의

해석 결과와 식 (3), (4)로서 계산되는 이론 온도 분포를 함께 나타낸 것이다. 단열재 설치 영역에 대한 식 (3)의 온도 분포식은 CASE I의 해석 결과와 거의 일치하고 있으며 이는 압력용기의 표면을 단열재만으로 시공하고 air pocket을 설치하지 않는 경우의 skirt 온도분포는 이론식을 사용하여 추정할 수 있다는 것을 나타내고 있다. 한편 CASE II의 온도분포는 CASE I의 온도분포에 비해 온도 경사도가 상대적으로 커서 동일 지점에서의 온도는 CASE II가 CASE I보다 상당히 낮았다. 이것은 단열재의 열전도 계수보다 큰 열전도 계수를 갖는 방화재를 skirt 하단부에 설치한 CASE II가 CASE I보다 skirt 하단부에서 외부와의 열전달이 더욱 활발하게 일어나기 때문이다. CASE II의 온도분포는 단열재에 대한 이론 온도 분포와 skirt 용접 이음부 근방을 제외한 skirt 전반에 걸쳐 큰 차

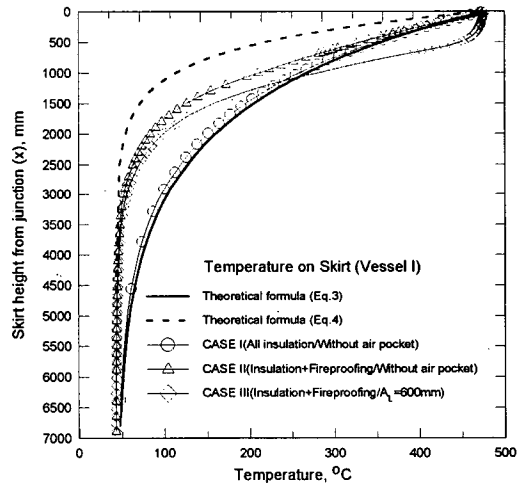


Fig. 12 Prediction of temperature distribution along skirt

Table 3. Coefficients for temperature distribution in the skirt of VESSEL I (260℃)

Material	$H_i (\times 10^{-6}), \text{ W/mm}^2\text{ }^\circ\text{C}$		$K_m (\times 10^{-3}), \text{ mm}$	$t_m, \text{ mm}$	$m (\times 10^{-4}) \text{ mm}^{-1}$	A, $^\circ\text{C}$	B, $^\circ\text{C}$
	H_1	H_2					
Rock wool (Insulation)	0.3293	0.3411	41.01	28	7.6406	434	43
Concrete (Fireproofing)	1.7096	2.0834	41.01	28	18.175		

이를 보이고 있으며 방화재에 대한 이론 온도 분포 식과는 skirt의 변온영역 전반에 걸쳐 큰 차이를 보이고 있다. CASE II의 조건에 air pocket을 추가로 설치한 CASE III의 온도분포 해석 결과는 air pocket에서의 열전달 효과로 인해 타 조건의 온도 분포와 많은 차이를 나타내었으며 이론식과의 상관성은 거의 찾을 수 없었다.

이상의 결과를 요약하면 이론식에 의한 온도 분포의 추정은 CASE I과 같은 극히 이상적인 조건에 대해서만 가능하며 실 시공 조건에 대한 온도 분포의 추정은 현재까지 불가능하기 때문에 이와 같은 경우의 온도 분포를 얻기 위해서는 FEM 등의 수치 해석법을 적용하는 것이 유용하다고 판단된다.

4. 2. 2 Skirt 축방향 열응력 분포

축(x) 방향으로 온도 편차가 존재하는 원통 형상 skirt에서의 열응력은 온도 변화에 따른 반경 방향으로의 자유 변형이 용기와의 결합부에서 구속되어 발생한다. Skirt 결합부로부터 떨어진 거리에 따른 축방향 주응력, $\sigma_x(x)$ 는

$$\sigma_x(x) = \pm \frac{[3(1-\nu^2)]^{\frac{1}{4}}}{1-\nu^2} E\alpha\sqrt{R_m t_s} g(x) (l_{11} f_3(\beta x) - k_{11} f_4(\beta x)) \quad (5)$$

로 된다. 식 (5)의 기호 ±의 상단 기호는 skirt의 내면, 하단 기호는 외면에 대한 것이다. 식 (5)에서 l_{11} , k_{11} 는 skirt, 동판, 경판의 두께 비에 따라 계산되는 계수이다³⁾. β 및 $f_i(\beta x)$ 는

$$\beta = \frac{[3(1-\nu^2)]^{\frac{1}{4}}}{(R_m t_s)^{\frac{1}{2}}} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} f_1(\beta x) &= e^{-\beta x} \cos \beta x \\ f_2(\beta x) &= e^{-\beta x} (\cos \beta x - \sin \beta x) \\ f_3(\beta x) &= e^{-\beta x} (\cos \beta x + \sin \beta x) \\ f_4(\beta x) &= e^{-\beta x} \sin \beta x \end{aligned} \quad (7)$$

로 되고³⁾ g(x)는 skirt 축방향으로의 온도 경사도 (temperature gradient)이다. 식 (5)에 Vessel I의 설계 치수를 대입하고 $\nu = 0.3$ 으로 두면

$$\begin{aligned} \sigma_x(x) &= \pm 1.4125 (0.7896 f_3(\beta x) \\ &- 0.7074 \cdot f_4 \cdot (\beta x)) E\alpha\sqrt{R_m t_s} g(x) \end{aligned} \quad (8)$$

로 되고 x 방향으로의 온도 경사도, g(x)를 알면 식 (8)의 이론식을 이용하여 결합부를 포함한 skirt 모든 점에서의 열응력을 추정할 수 있다.

Weil & Cheng⁷⁾은 원통 길이방향으로의 온도 분포가 식 (2)에 나타낸 지수 분포인 경우 그 분포는 아래에 나타낸 식 (9)로 선형 근사하여 추정할 수 있다고 가정하였다.

$$\begin{aligned} T(x) &= A(1 - mx) + B, \quad (0 \leq x \leq \frac{1}{m}) \\ T(x) &= B, \quad (\frac{1}{m} \leq x \leq \infty) \end{aligned} \quad (9)$$

Fig. 13은 Vessel I의 Without air pocket model에 대한 온도 분포의 F. E. 해석 결과와 식 (9)를 적용하여 얻어진 선형 근사 온도 분포를 각각 나타내고 있다. 그림에서 식 (9)를 적용한 선형 근사 온도 분포는 Without air pocket model에 대한 F. E. 해석 결과와 skirt 결합부 근방에서 상당히 좋은 대응을 나타내고 있다.

Without air pocket model의 온도분포를 식 (9)로서 선형 근사하는 경우 skirt 축방향으로의 온도 경사도, g(x)는

$$\begin{aligned} g(x) &= \frac{dT}{dx} = -mA, \quad (0 \leq x \leq \frac{1}{m}) \\ g(x) &= \frac{dT}{dx} = 0, \quad (\frac{1}{m} \leq x \leq \infty) \end{aligned} \quad (10)$$

와 같이 x에 관계없는 상수로 표시된다. 식 (10)을 식 (8)에 대입하고 Vessel I에 대한 응력 추정을 위해 Table 3에 나타낸 단열재의 m, A 값을 적용하면 식 (8)은 식 (11)로 된다.

$$\begin{aligned} \sigma_x(x) &= \mp 0.3316 \cdot C_x(\beta x) \cdot E\alpha\sqrt{R_m t_s} \\ & \quad , \quad (0 \leq x \leq \frac{1}{m}) \\ &= 0 \quad , \quad (\frac{1}{m} \leq x \leq \infty) \end{aligned} \quad (11)$$

Fig. 14는 Vessel I의 Without air pocket model에 대한 $\sigma_x(x)$ 의 F. E. 해석 결과와 식 (11)로서 추정

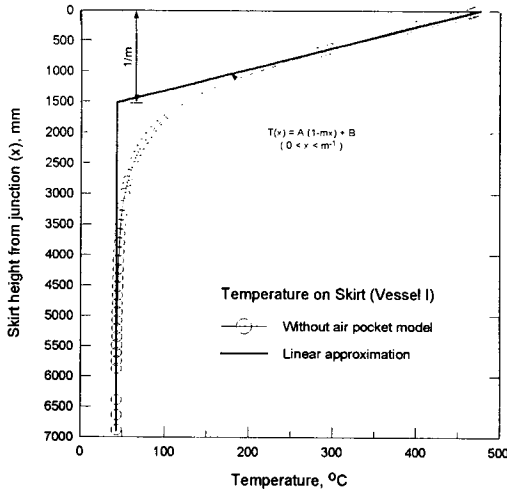


Fig. 13 Temperature distribution along skirt by FEM and linear approximation (Without air pocket model)

한 결과를 비교하여 나타낸 것이다. 식 (11)을 적용한 Without air pocket model의 $\sigma_x(x)$ 는 skirt 결합부 근방에서 F. E. 해석 결과와 거의 일치하였으며 이 결과로부터 air pocket을 설치하지 않은 skirt에서의 축방향 열응력은 위의 식 (11)을 사용하여 추정할 수 있음을 알 수 있다. 즉 축방향 열응력, $\sigma_x(x)$ 는 결합부 근방에서의 온도 경사도, $g(x)$ 에 좌우되기 때문에 Without air pocket model의 skirt 결합부에서의 온도 분포를 잘 표현하고 있는 선형 근사 온도 분포식을 사용하여 $\sigma_x(x)$ 를 유효하게 추정할 수 있게 된다.

압력용기 설계와 관련한 engineering practice에서는 air pocket을 설치한 skirt에서의 $\sigma_x(x)$ 를 구하기 위해 아래의 식 (12)에 나타낸 공학적 경험식이 일반적으로 적용되고 있다¹⁰⁾. 이는 축방향을 따른 균일한 열전달 조건의 가정으로부터 구해진 식 (5)에 나타낸 이론식이 air pocket을 설치한 경우에는 적용될 수 없기 때문이다.

$$\begin{aligned} \sigma_x(x) &= \mp 1.4125 \cdot E \alpha \sqrt{R_m t_s} |g(0)|, & (\text{for } x = 0) \\ &= \mp 0.3530 \cdot E \alpha \sqrt{R_m t_s} |g(x)|, & (\text{for } x = 0) \end{aligned} \quad (12)$$

식 (12)에 나타낸 $g(0)$, $g(x)$ 는 유사 구조물에서

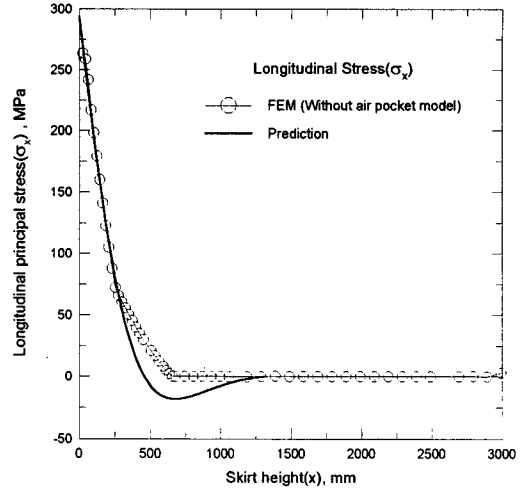


Fig. 14 Prediction of longitudinal thermal stress along skirt (Without air pocket model)

계측된 data 또는 F. E. M. 등에 의한 해석 결과를 이용한다.

Fig. 15는 Vessel I의 With air pocket model에 대한 $\sigma_x(x)$ 의 F. E. 해석 결과와 식 (12)를 적용하여 얻은 결과를 함께 나타내고 있다. 식 (12)를 적용할 때 Fig. 7에 나타낸 Vessel I의 With air pocket model에 대한 온도분포를 사용하여 $g(x)$ 를 구하였다. 식 (12)를 사용하여 구한 $\sigma_x(x)$ 는 전반적으로 F. E. 해석 결과와 일치하지 않으며 $\sigma_x(x)$ 의 최대

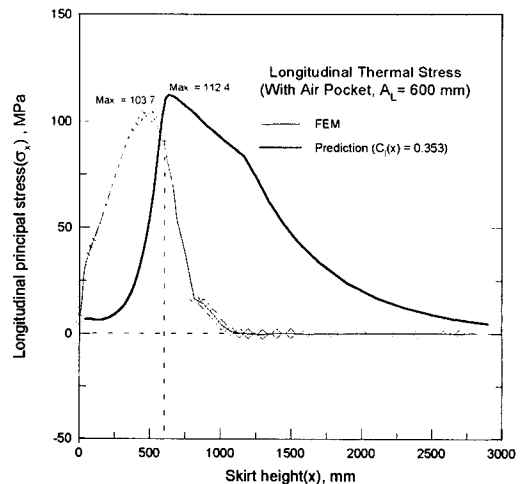


Fig. 15 Prediction of longitudinal stress along skirt

값의 발생 위치도 해석 결과와 다르게 나타났지만 $\sigma_x(x)$ 최대값의 크기는 해석 결과에 가까운 값을 보였다. 따라서 skirt에서의 엄밀한 열응력의 추정 이 필요한 경우 식 (12)를 적용하는 데는 문제가 있다고 판단되나 $\sigma_x(x)$ 의 최대값의 허용 응력의 만족 여부를 확인하기 위한 초기 강도 계산에는 식 (12)의 적용이 가능하다고 판단된다.

5. 결 론

본 연구에서는 고온용 수직 압력용기 skirt에서의 열응력에 미치는 air pocket의 영향 및 skirt 높이의 영향을 F. E. 해석에 의해 검토하였다. 또한 skirt에서의 열응력 계산을 위한 이론식의 고찰과 이를 이용한 온도 분포, 열응력 계산 및 F. E. 해석 결과와의 비교를 통해 설계 계산에의 적용성을 검토하였다. 본 연구를 통하여 얻어진 결론은 다음과 같다.

1) Air pocket은 skirt 결합부에서의 열응력의 크기를 줄이고 열응력 최대값의 발생 위치도 결합부에서 멀어지게 함으로서 열응력 집중을 완화하는 효과가 있었다. 또한 air pocket의 축방향 길이가 길어질수록 열응력 완화의 효과는 증가하였다. 따라서 고온의 가동조건이 주기적으로 반복되는 압력용기 skirt에서의 열응력 반복 발생에 의한 열 피로 및 고온에서의 2차 응력에 의한 점진적 소성변형을 방지하기 위한 air pocket의 설치는 설계 관점에서 적절한 것이라고 판단된다.

2) Skirt 높이(HS)에 따른 최대 열응력의 크기 및 발생 위치를 검토한 결과 HS가 극단적으로 짧은 경우 ($H_s/\sqrt{R_m t_s} < 2$)에는 air pocket을 설치하더라도 상당히 큰 열응력이 skirt 결합부 근방에서 발생하였다. 반면 $H_s/\sqrt{R_m t_s} > 2$ 이면 열응력이 급격히 감소하였으며 발생 위치도 결합부로부터 멀어졌고 $H_s/\sqrt{R_m t_s} > 5.11$ 이면 열응력의 크기 및 발생 위치는 HS에 무관한 일정 값으로 유지되었다. 이는 용기의 직경 및 skirt의 두께에 따라 열적 경계조건의 영향을 피하기 위한 skirt의 최소 높이가 skirt의 설계에서 고려되어야 한다는 것을 의미한다.

3) Air pocket을 설치하지 않은 skirt에서의 온도 분포 및 열응력은 이론식을 사용하여 정도 있는 계산을 행할 수 있다. 반면 air pocket을 설치한 skirt에서의 온도분포 및 열응력 계산을 위한 이론식은 주어지지 않았으며 공학적 경험에 의한 식을 이용하여 계산한 결과도 정도 있는 값을 나타내지 않았기 때문에 이런 경우에는 F. E. M. 등의 수치해석법을 적용하는 것이 타당한 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

1. Henry H. Bednar : Pressure Vessel Design Handbook (2nd Ed.), Van Nostrand Reinhold Company, (1985), pp. 80~89
2. Eliahu Zahavi, Jesah. Kreiner : Fatigue Design (Life Expectancy of Machine Part), CRC Press, (1996), pp. 283~288
3. N. A. Weil, J. J. Murphy: Design and Analysis of Welded Pressure Vessel Skirt Supports, ASME Paper No. 58-A-153, (1959), pp. 1~13
4. M. Necati Ozisik, Yildiz Boyazitoglu : Element of Heat Transfer, MacGrow-Hill, (1988)
5. ASME : ASME Boiler & Pressure Vessel Code Sec. II Part D. Properties, (1995)
6. HKS : ABAQUS/Standard User s Manual Version 5.6, (1997)
7. N. A. Weil, D. H. Cheng : On the Accuracy of Approximate Solutions for Thermal Stress in Thin Cylinders, Transactions of the New York Academy of Sciences, Vol. 24, (1962), pp. 291~305
8. ASME : ASME Boiler & Pressure Vessel Code Sec. VIII Div. 2, (198pp. 519~523)
9. D. J. Bergman : Temperature Gradient in Skirt Support of Hot Vessels, ASME Paper 62-PET-41, (1963), pp. 1~8
10. F. W. U. S. A. : Document for Design Calculation, (1997)