k_c : 채널 회전 위한 모서리 모멘트 [kg · m^2]
k_s : 쉘 회전 위한 모서리 모멘트 [kg · m^2]
L : 내부튜브 시트 면 사이 튜브 길이 [m]
l_1 : 튜브 시트에 인접한 쉘의 길이 [m]
N_t : 튜브 수
P_e : 튜브 시트에 작용하는 유효압력 [MPa]
P_s : 쉘 측 계산 압력 [MPa]
P_t : 튜브 측 계산 압력 [MPa]
X : 튜브-번들 튜브 시트 강성 계수
X_s : 쉘에 대한 튜브 시트 천공 계수
X_t : 튜브에 대한 튜브 시트천공 계수

그리스 문자

μ : 튜브 시트의 기본 줄무늬 효율
μ^* : 튜브 시트의 유효 줄무늬 효율
v_c : 채널 물질의 푸아송비
v_s : 쉘 물질의 푸아송비
v_t : 튜브 물질의 푸아송비
v^* : 튜브 물질의 유효 푸아송비
σ : 부품에서 계산된 응력 [MPa]
τ : 부품에서 계산된 전단 응력 [MPa]

하첨자

b : 굽힘(bending)
c : 채널(channel)
eq : 등가(equivalent)
p : 둘레(periphery)
s : 쉘(shell)
t : 튜브(tubes)

1. 서 론

원통다관식 열교환기(shell and tube type heat exchanger)는 냉각, 가열, 증발, 응축 등 다양하게 응용할 수 있고, 신뢰도가 높아서 석유정제, 석유화학, 일반화학공업 등 광범위하게 사용되고 있다.

열교환기의 성능을 향상시키기 위해서 재료의 치수와 소재의 물성 치 등을 다양하게 변화시키고 있는데,[1-5] 이때 제품의 안전성을 확보하기 위해서는 각 부분에 작용 분석하여 제품설계에 반영하여야 한다.

현재까지는, 새로운 형태의 원통다관식열교환기를 개발할 때는 개념적인 설계에 따라 시제품을 제작하고 실험을 통하여 취약부분을 검출하여 이를 보완함으로서 많은 시간과 비용이 요구되었다.

본 연구에서는 새롭게 설계한 열교환기의 안전성확보와 신속하게 제품화하기 위하여, 각 부분의 치수 변화에 대하여 열교환기 중요부품인 쉘, 튜브, 채널에 대해서 설계 스트레스를 연구하였다.

2. 관련 방정식

원통다관식 열교환기는 직선 튜브의 번들(bundle)에 연결되고 쉘과 채널에 부착된 두 튜브 시트를 가지고 있는 고정 튜브 시트 열교환기의 안전율을 조사할 때 튜브 시트, 쉘, 튜브와 채널에 따라 다음 응력 공식을 사용하고, Fig. 1의 두 튜브 시트가 고정된 상태에서의 관련된 방정식은 다음과 같다. 본 논문에서 사용되는 방정식은 BS-EN의 13445-3의 방정식을 사용하였다.[6]

튜브 시트 천공(drilling) 계수 :

$$X_s = 1 - N_t \cdot \left(\frac{d_t}{D_e}\right)^2 \tag{1}$$

$$X_t = 1 - N_t \cdot \left(\frac{d_t - 2e_t}{D_e}\right)^2 \tag{2}$$

축강성(rigidity) :

$$K_t = \frac{\pi e_t \cdot (d_t - e_t) \cdot E_t}{L} \tag{3}$$

$$K_s = \frac{\pi e_s \cdot (D_s + e_s) \cdot E_s}{L} \tag{4}$$

$$K_{s,t} = \frac{K_s}{N_t\ K_t} \tag{5}$$

$$K_w = 8N_t \cdot \frac{K_t}{\pi {D_e}^2} \tag{6}$$

$$J = \frac{1}{1 + \frac{K_s}{K_J}} \tag{7}$$

튜브 시트 강성에 대한 튜브 번들 비율 :

$$X = \left(\frac{K_w}{D^*}\right)^{0.25} \cdot \frac{D_e}{2} \tag{8}$$

굽힘 강성 :

$$\text{쉘 : } k_s = \frac{2E_s \cdot (e_s)^{2.5}}{[12(1-v_s^2)]^{0.75} \cdot (D_s + e_s)^{0.5}} \quad (9)$$

$$\text{채널 : } k_c = \frac{2E_c \cdot (e_c)^{2.5}}{[12(1-v_c^2)]^{0.75} \cdot (D_c + e_c)^{0.5}} \quad (10)$$

쉘과 채널의 튜브 시트 모서리 억제 계수 :

$$Z = \frac{k_s + k_c}{(K_w)^{0.25} \cdot (D^*)^{0.75}} \quad (11)$$

튜브 시트에서 최대 지름 굽힘 응력은 식(12)와 같다.

$$\sigma = \left(\frac{1.5F_m}{\mu^*}\right) \cdot \left(\frac{D_e}{e - h_g{}'}\right)^2 \cdot P_e \quad (12)$$

$$F_m = \frac{1}{6H} \quad (13)$$

최소 튜브 시트 굽힘 응력은 모서리 억제계수 (Z)가 0.52에 가까울 때 얻어 진다. 이 값은 튜브 시트 근처에서 쉘 혹은 채널 두께를 수정함으로 얻어 질 수 있다. 튜브 시트에서 최대 전단 응력은 식(14)와 같다.

$$\tau = \left(\frac{1}{4\mu}\right) \cdot \left(\frac{D_0}{e}\right) \cdot P_e \quad (14)$$

튜브는 직선이고 동일한 것이다. 이들은 견고히 튜브 시트에 부착된다. 튜브에서 최대 축성 막 응력은 식(15), 식(16)과 같다.

외부 튜브 열 :

$$\sigma_{t,o} = \frac{1}{X_t - X_s}[(P_s \cdot X_s - P_t \cdot X_t) - P_e \cdot F_q] \quad (15)$$

내부 튜브 열 :

$$\sigma_{t,i} = \frac{1}{X_t - X_s}[(P_s \cdot X_s - P_t \cdot X_t) - P_e \cdot F_i] \quad (16)$$

튜브에서 최대 등가 응력은 식(17)로 주어진다.

$$\sigma_{t,eq} = \max[|\sigma_{t,i} - \sigma_{t,\theta}|; |\sigma_{t,i} - \sigma_{t,r}|; |\sigma_{t,\theta} - \sigma_{t,r}|; |\sigma_{t,o} - \sigma_{t,\theta}|; |\sigma_{t,o} - \sigma_{t,r}|] \quad (17)$$

쉘은 원통형이며 모든 점에서 두께와 직경이 균일하며, 쉘에서 축의 막 응력 및 굽힘 응력은 식(18) 및 식(19)와 같다.

$$\sigma_{s,m} = \frac{D_s{}^2}{4e_s(D_s + e_s)} \cdot P_t \quad (18)$$

$$\sigma_{s,b} = \frac{k_s}{k_s + k_c} \frac{1}{l_1} \left(\frac{D_e}{2e_s}\right)^2 P_e \quad (19)$$

최대 등가 응력은 식(20)으로 구한다.

$$\sigma_{s,eq} = \max[|\sigma_{s,m} - \sigma_{s,\theta}|; |\sigma_{s,m} - \sigma_{s,r}|; |\sigma_{s,\theta} - \sigma_{s,r}|] \quad (20)$$

채널이 튜브 시트를 가진 일체형이며, 튜브에서 축성의 박막 응력은 식(21)과 같다.

$$\sigma_{c,m} = \frac{D_c{}^2}{4e_c(D_c + e_c)} \cdot P_t \quad (21)$$

튜브 시트를 가지고 있는 분기점에서 채널에서의 최대 축성 굽힘 응력은 식(22)처럼 주어진다.

$$\sigma_{c,b} = \frac{k_c}{k_s + k_c} \frac{1}{l_1} \left(\frac{D_e}{2e_c}\right)^2 P_e \quad (22)$$

$$l_1 = H_\infty \left[\left(\frac{2}{X \cdot Z} \cdot F_{q,\infty}\right) + \left(1 - \frac{1 - v^*}{X \cdot Z}\right)\right]$$

H_∞와 $F_{q,\infty}$는 $Z = \infty$에 대해 H와 F_q의 값이

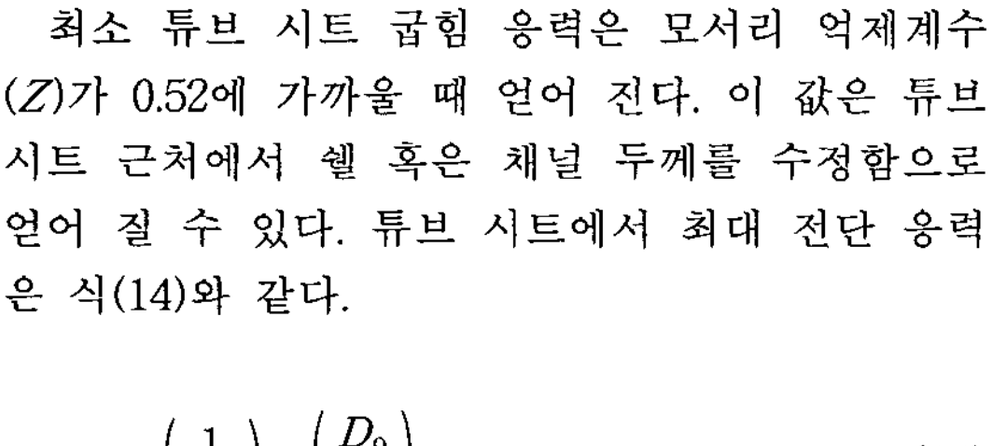

Fig. 1 Diagram of shell and tube heat exchanger of typical fixed tube sheet.

다. 튜브 시트를 가진 분기점에서 채널에서의 최대 등가 응력은 식(23)처럼 주어진다.

$$\sigma_{c,eq} = \max[|\sigma_{c,m} - \sigma_{c,b} + P_t| ; |\sigma_{c,m} + \sigma_{c,b}|] \quad (23)$$

압력 P_t, P_s와 열 팽창에 따라 유효 압력, P_e은 식(24)으로 구한다.

$$P_e = [1 + \frac{2v_s}{K_{s,t}} - \frac{1-J}{2JK_{s,t}} \frac{(D_J + 2w_J)^2 - D_s^2}{D_s^2}] P_s \quad (24)$$

$$- \frac{J \cdot K_{s,t}}{1 + J \cdot K_{s,t} \cdot F_q} [X_t + 2v_t(1 - X_t) + \frac{1}{J \cdot K_{s,t}}] P_t$$

$$+ \frac{J \cdot K_{s,t}}{1 + J \cdot K_{s,t} \cdot F_q} \left[\frac{K_w}{2}\right] \cdot \gamma$$

$$\gamma = [\alpha_{t,m} \cdot (t_{t,m} - 20℃) - \alpha_{s,m} \cdot (t_{s,m} - 20℃)] \cdot L$$

3. 실험결과 및 고찰

튜브시트, 튜브, 쉘, 채널 측에서의 강성 및 응력을 계산하기 위해 Table 1을 사용하여 계산하였다. 쉘 측 최대 압력을 3 MPa, 튜브 측 압력을 1.4 MPa 고정하여, 쉘 직경, 쉘 두께, 채널 두께, 튜브 수, 쉘 측 및 튜브 측 입구온도의 변화에 따른 쉘과 튜브 응력에 대해 고찰하였다. 채널의 두께는 쉘 및 튜브 응력과는 무관하므로 일정하다.

Table 1 Specification of heat exchanger

Item \ Size	75 A	100 A	125 A
D_s [mm]	82.6	107	133
D_c [mm]	75.2	98	130
D [mm]	78.8	138	143
e_c [mm]	12.8	13.5	11
B [mm]	89.1	115	140
C [mm]	113	135	171
d_h [mm]	11	13	13
p [mm]	15	17	16.6
p^* [mm]	7.9	17	16.6
n	6	4	4
N_t	14	22	30
L [mm]	562	652	452

Fig. 2는 N_t의 증가에 따른 튜브시트의 굽힘응력(σ), 전단응력(τ)과 유효압력(P_e)을 나타낸다. 이때, 튜브시트 굽힘응력은 $2f$를 초과해서는 안 되며, 또한 전단응력 $0.8f$를 초과하면 설계를 다시 고려해야 한다. f는 설계온도에서 튜브시트 설계 스트레스이며 235.2 MPa이다. 튜브시트 굽힘응력의 (+), (-)부호는 가정해서 정한 것이므로 (+), (-)의 절대 값의 크기만을 고려한다. 튜브수의 증가에 대한 튜브시트 응력과 유효압력은 감소하며, 이것은 식(1)과 (2)의 튜브시트 천공계수 X_t와 X_s는 튜브 수가 증가할수록 감소하므로, 천공계수와 관련된 튜브시트의 식(12)의 굽힘 응력, 식(14)의 전단응력, 식(24)의 유효압력이 감소한다는 것을 알 수 있다.

Fig. 3은 튜브 수 증가에 따른 튜브 열(row) 응력($\sigma_{t,i}$, $\sigma_{t,o}$)과 등가응력($\sigma_{t,eq}$) 관계를 보여준다. 유효압력과 관련된 γ항을 고려할 때는 등가응력은 $1.5f_t$를 초과해서는 안되며, f_t는 176.4 MPa로 주어지는 설계온도에서 튜브 물질 설계 스트레

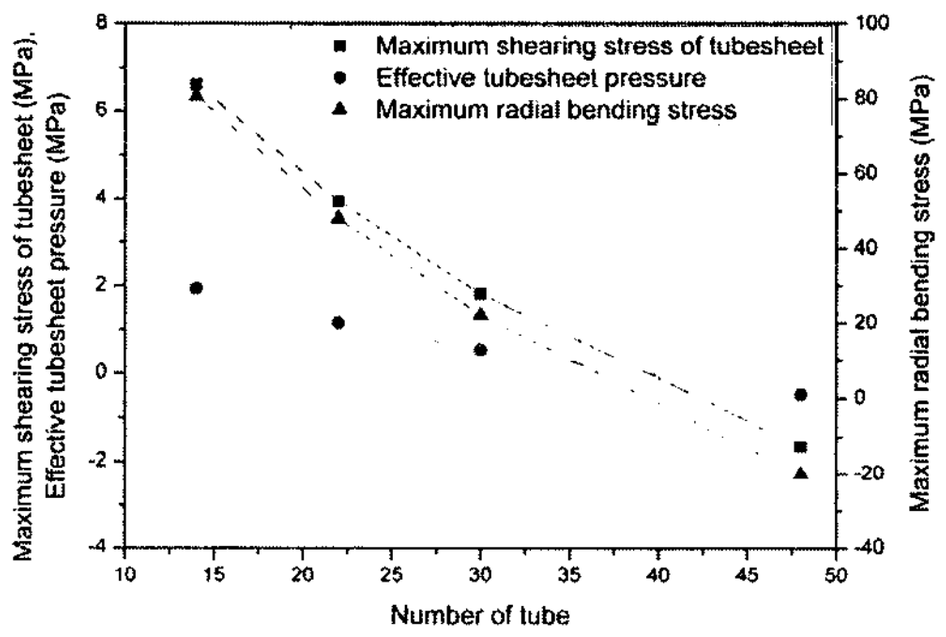

Fig. 2 Pressure and tube sheet stress due to the number of tubes.

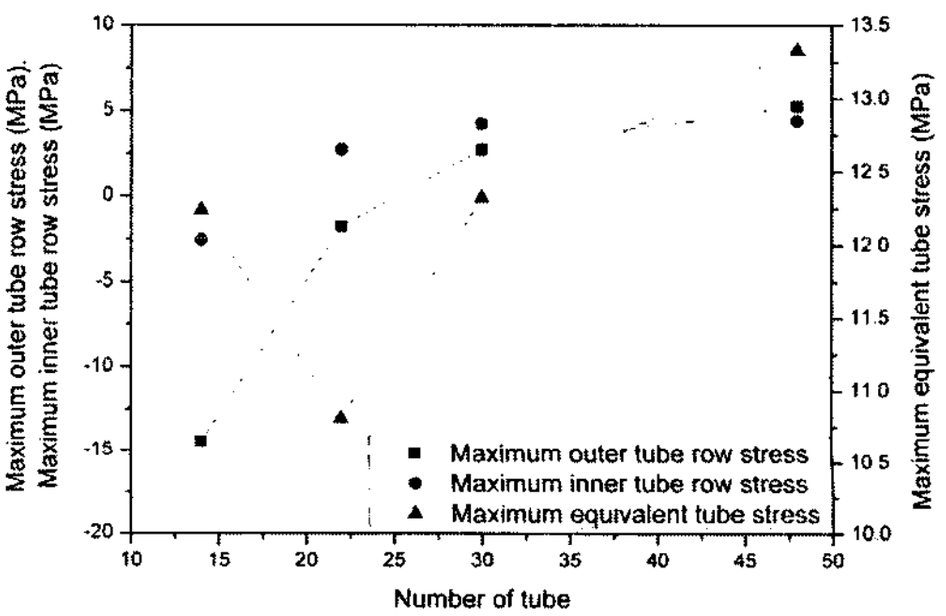

Fig. 3 Tube stress due to the number of tubes.

스이다. 튜브 수가 증가함에 따라 튜브 열 응력과 등가 응력의 증가하는 것은 식(15), 식(16)에서 튜브 수 증가에 따라 감소하는 음의 유효압력 항 때문이다. 이때, 식(1), 식(2)로부터 천공계수 X_t는 X_s보다 약간 큰 값을 가진다. Fig. 3에서 최대 등가 튜브응력의 변곡점의 발생은 식(17)로부터 튜브 측의 응력의 차이 값의 절대 값을 최대로 사용하였기 때문이다.

Fig. 4는 튜브 수의 증가에 따른 쉘의 굽힘응력($\sigma_{s,b}$), 막(membrane) 응력($\sigma_{s,m}$)과 등가응력($\sigma_{s,eq}$)관계를 나타낸다. 절대 값이 가장 큰 값만 취하는 쉘의 등가응력은 식(20)에 의해 쉘 응력곡선에서 변곡점이 발생하였다. 이 변곡점은 식(20)에서 쉘의 막 응력($\sigma_{s,m}$), 원둘레 응력($\sigma_{s,\theta}$) 및 지름 응력($\sigma_{s,r}$)의 차의 절대 값이 튜브 수의 증가에 대해서 얻어지는 최소점이다. 쉘의 막의 응력은 튜브수의 증가와 무관하다는 것을 식(18)에서 알 수 있다. 굽힘 쉘 응력곡선이 감소한다는 사실은 유효압력 P_e을 포함하는 식(19)으로부터 나타난 결과이다. 이때 쉘의 등가응력은 $1.5f_s$를 초과해서는 안된다. f_s는 설계온도에서 쉘 물질 설계 스트레스이며 340 MPa이다.

Fig. 5는 쉘의 직경(D_s) 변화에 대한 튜브 열의 응력 및 등가 응력에 대한 관계를 나타낸다. 튜브의 내부 및 외부 열 응력은 쉘 직경의 증가에 따라 감소하는 반면, 등가 튜브 응력은 증가함을 보여준다. 튜브 열 응력이 감소한다는 의미는 쉘의 직경의 증가에 대해 식(15)과 식(16)에 포함되는 유효 압력이 증가한다는 사실로부터 알 수 있다. 등가 응력은 각 응력의 차이 값의 최대 절대 값이 증가함을 보여준다. Fig. 6은 쉘 직경의 변화에 대한 튜브시트의 전단응력, 굽힘응력및 유효압력에 대한 그래프이다. 쉘 직경에 따라 응력 및 압력 모두가 증가한다.

이것은 유효 압력이 쉘의 직경에 따라 증가하므로 식(12) 및 식(14)에서 전단응력과 굽힘응력

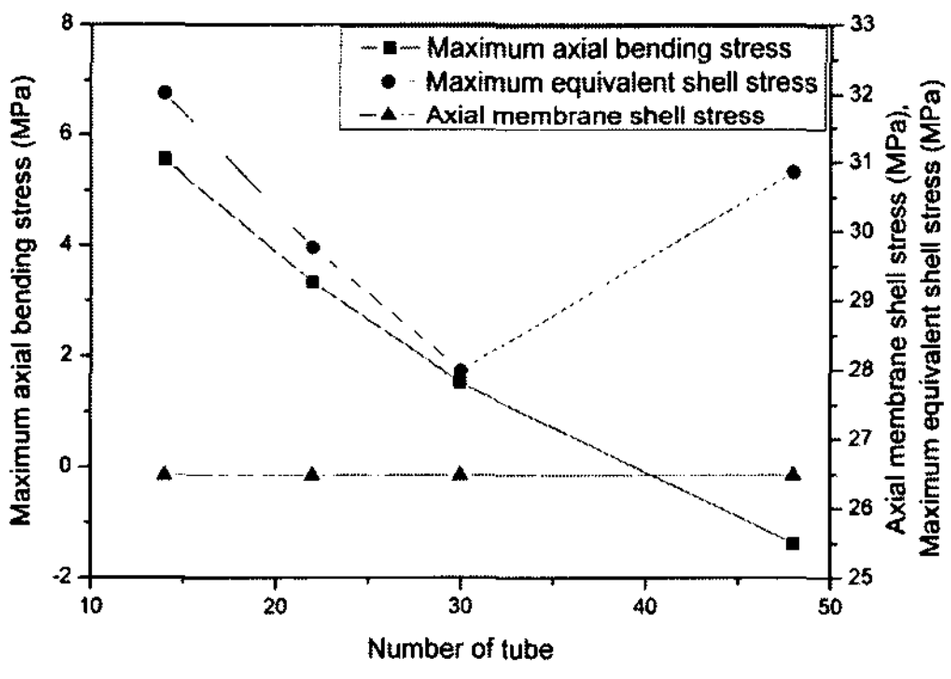

Fig. 4 Shell stress due to the number of tube.

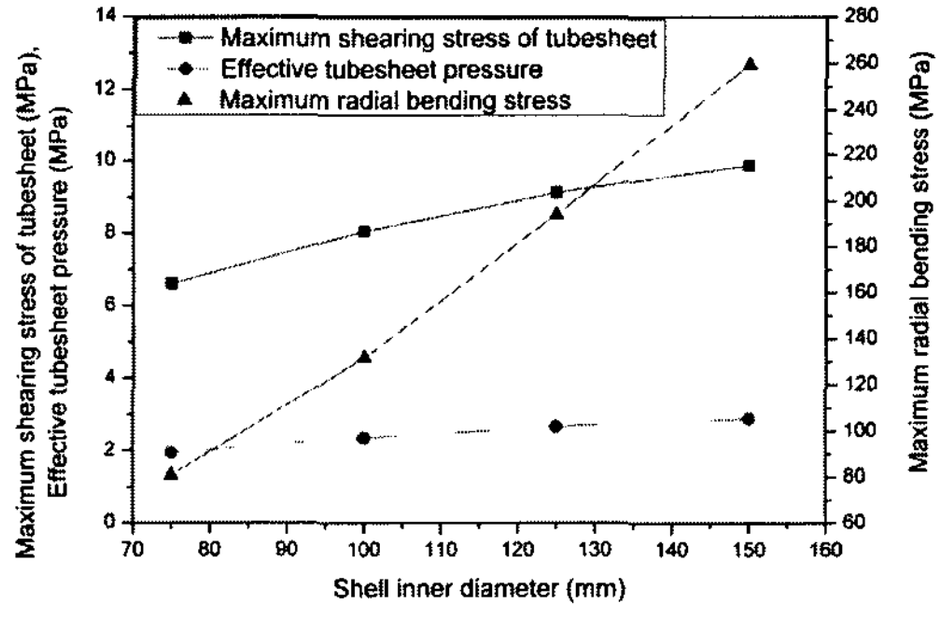

Fig. 6 Tube sheet stress due to variations of shell diameter.

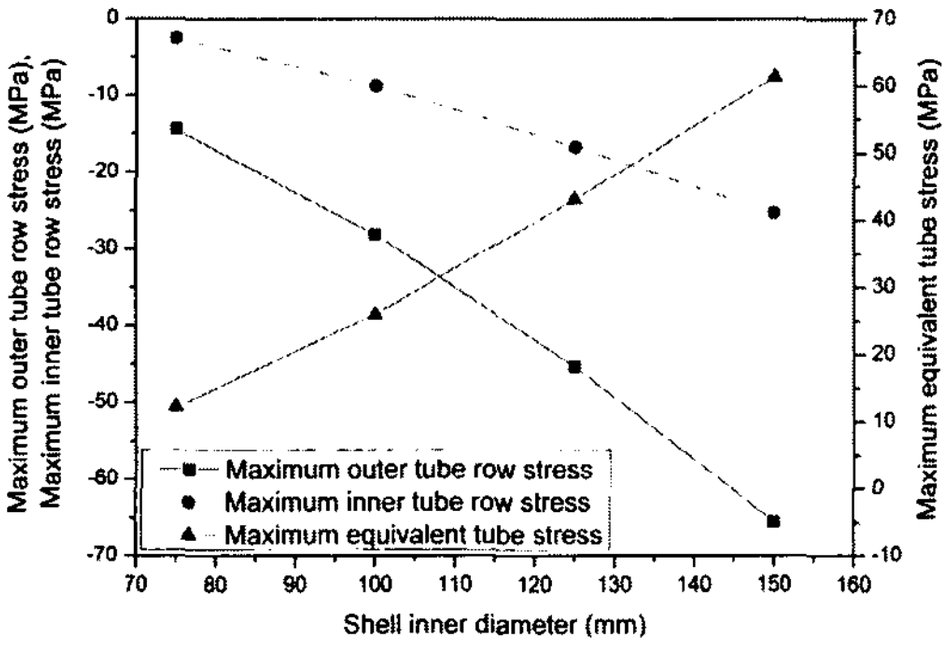

Fig. 5 Tube stress due to variations of shell diameter.

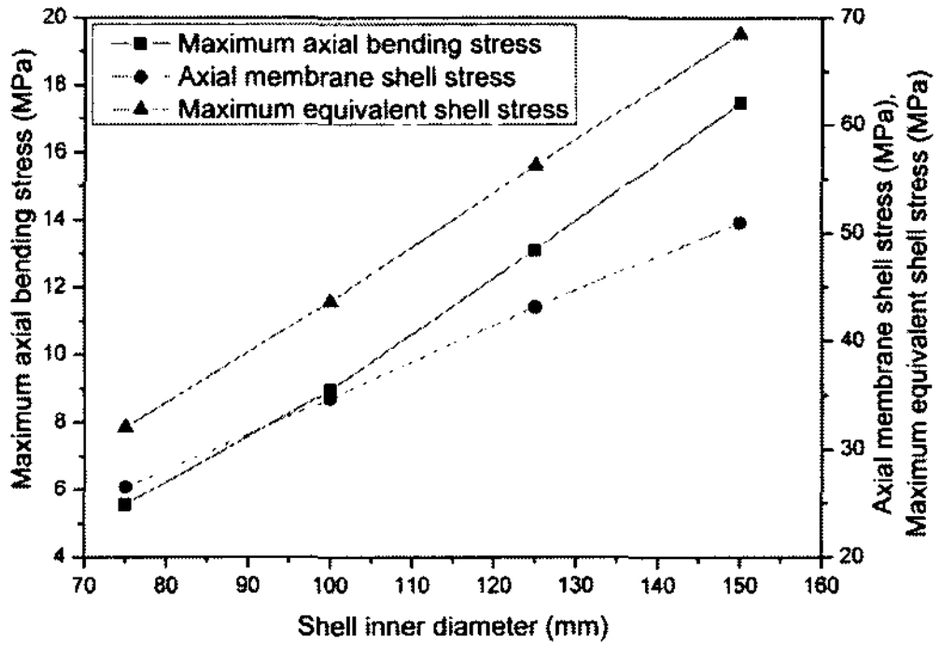

Fig. 7 Shell stress due to variations of shell diameter.

은 유효압력과 비례하므로 증가하기 때문이다. Fig. 7은 쉘의 직경에 대해 쉘의 굽힘 응력, 막 응력, 등가응력에 대한 그래프이다. 쉘 직경에 따라 각각 채널응력과 쉘 응력이 증가됨을 보여준다. 이것은 식(18)에서 쉘의 막 응력은 쉘의 직경에 비례하고, 식(19)에서 굽힘응력은 유효압력에 비례하므로 증가하기 때문이다. 등가 응력은 식(20)로부터 각 응력의 차이 값의 최대 절대 값은 증가한다. Fig. 8은 쉘 두께(e_s)에 대해 튜브시트의 전단응력, 굽힘 응력 및 유효압력에 대한 곡선이다. 쉘 두께가 증가함에 따라 튜브시트의 전단응력, 굽힘응력 지수형태로 감소함을 알 수 있으며, 유효압력은 점차로 감소하다가 더 이상 쉘 두께의 영향을 받지 않음을 알 수 있다. 이것은 식(24)에서 유효압력이 쉘 두께에 따라 감소하므로, Fig. 9는 쉘의 두께에 대해 쉘의 굽힘응력, 막 전단응력과 굽힘응력은 식(12) 및 식(14)으로부터 유효 압력과 비례관계이므로 감소하게 되는 이유이다. 응력 및 등가응력에 대한 그래프이다. 쉘 두께에 따라 쉘의 굽힘 응력, 막 응력 및 등가응력 모두 점차로 감소됨을 보여준다. 이것은 쉘의 막 응력은 식(18)에서 유효압력과 무관하지만 쉘의 두께 제곱에 반비례하므로 감소하기 때문이다. 식(19)로부터 굽힘 응력은 쉘의 두께의 제곱에 반비례하고 유효압력과는 비례한다. 앞에서 설명한 것처럼 유효압력은 쉘의 두께 증가에 따라 감소한다. 따라서 굽힘 응력은 점차로 감소하다가 일정하게 됨을 알 수 있다. 등가응력은 식(20)에서 각각의 응력 차이 값의 최대 절대 값이 감소됨을 그래프로부터 알 수 있다.

Fig. 10~Fig. 12는 식(24)에서 쉘 측 온도($t_{s,m}$)를 60 ℃로 일정하게 유지하여, 단지 튜브측 온도($t_{t,m}$)만 변화시켜 이에 대응되는 응력에 대한 그래프이다. 즉, 튜브 측 온도를 계절별의 온도로 가정하여 15~30 ℃에서 대응되는 응력변화를 나타낸 곡선이다. Fig. 10은 튜브측 온도에 대한 튜브

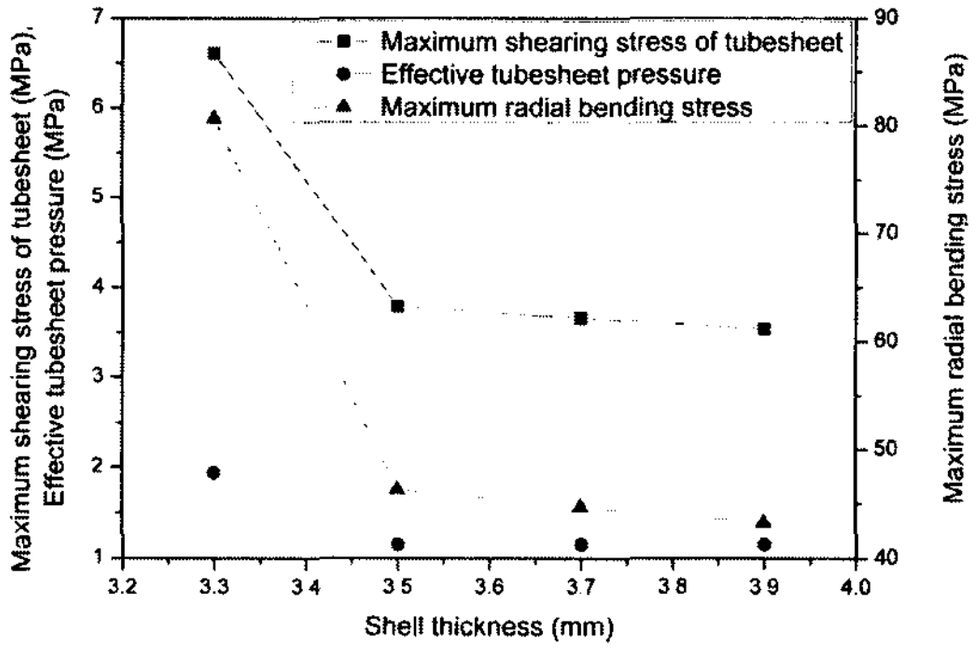

Fig. 8 Pressure and tube sheet stress due to variations of shell thickness.

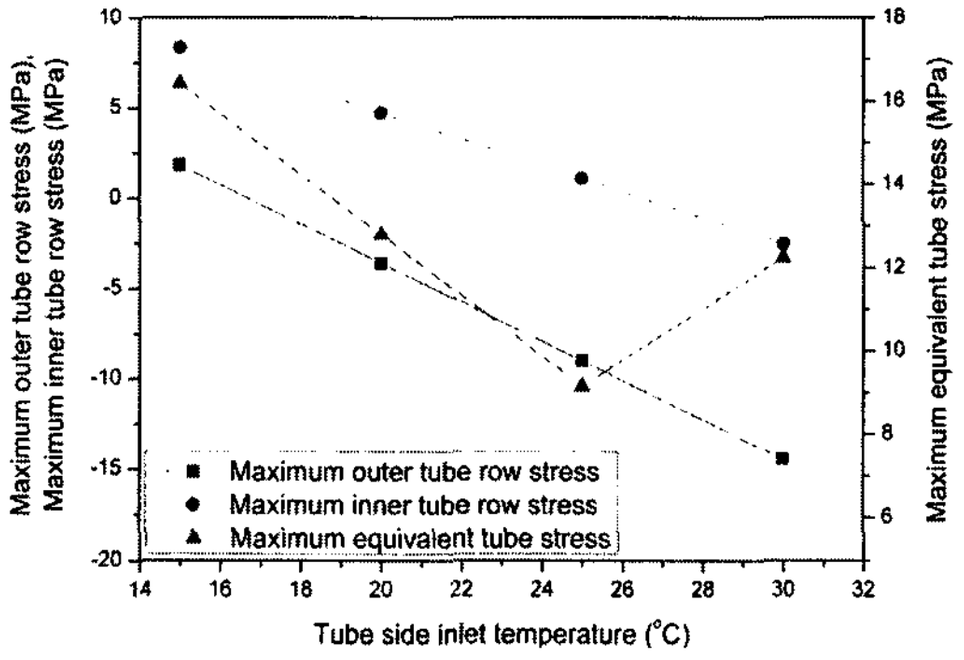

Fig. 10 Tube stress due to tube side temperature.

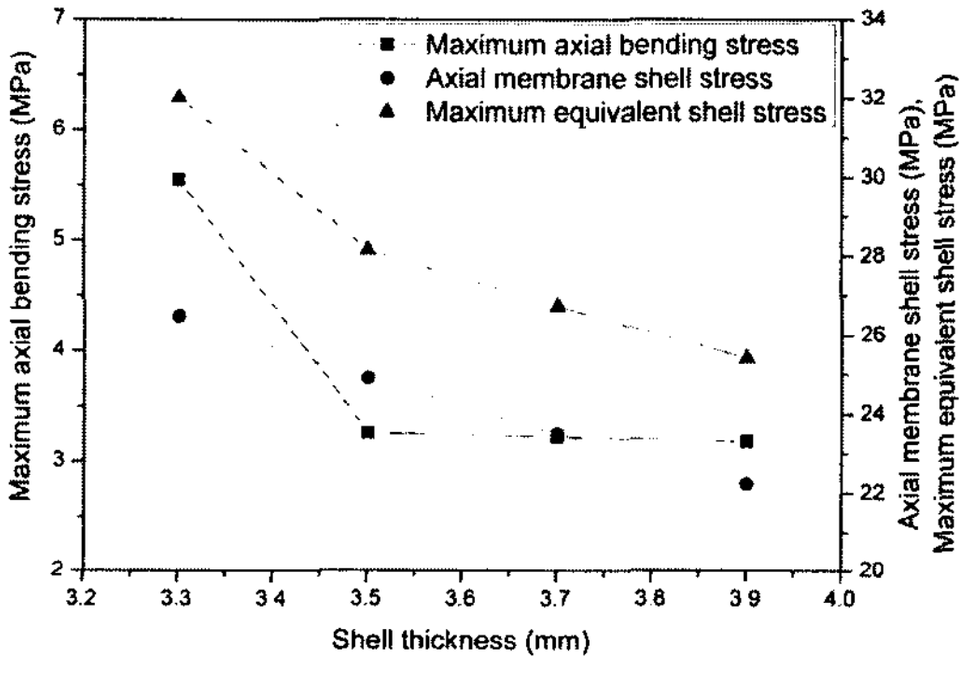

Fig. 9 Shell stress due to variations of shell thickness.

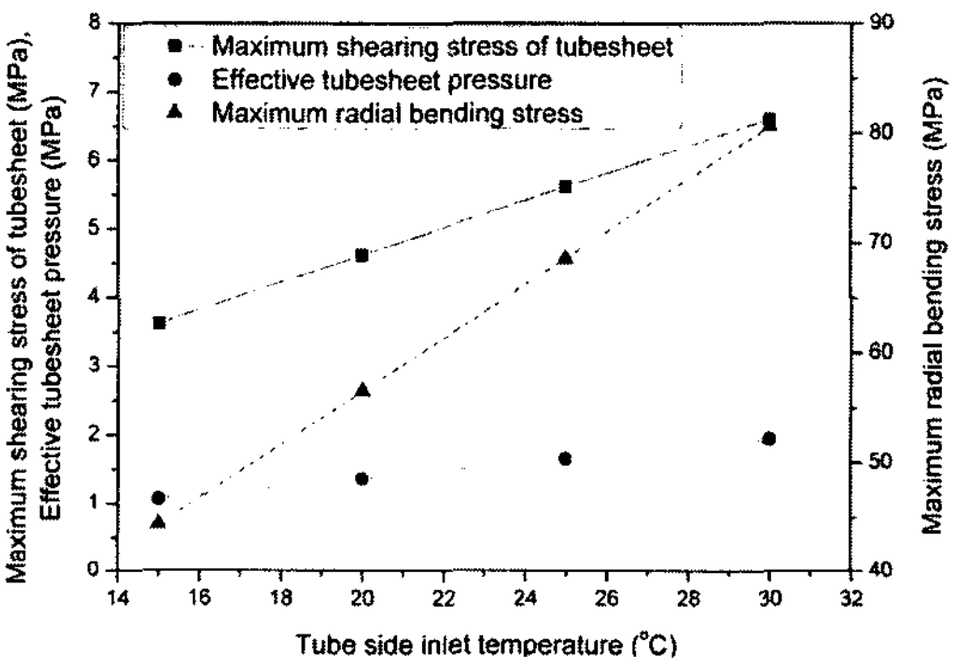

Fig. 11 Pressure and tube sheet stress due to tube side temperature.

의 열 응력 및 등가응력의 관계를 보여준다. 튜브측 온도에 따른 튜브 응력이 감소됨을 알 수 있으며, 등가 튜브 응력에서 변곡점은 식(17)에 의한 것이다. 식(24)에서 유효압력은 온도 항을 포함하는 γ에 비례하므로 증가한다. 따라서 식(15)와 식(16)에서 음의 항인 유효압력을 고려하면 내부 및 외부 튜브 열 응력은 감소한다.

Fig. 11은 튜브측 온도 변화에 대해 튜브시트의 전단응력, 굽힘응력 및 유효압력에 대한 그래프이다. 앞에서 설명한 것처럼 유효압력은 튜브측 온도증가에 따라 증가한다. 유효압력과 비례관계에 있는 굽힘응력 및 전단응력 또한 증가한다. Fig. 12는 튜브측 온도에 따른 쉘 응력 곡선이다. 온도 증가로 인해 유효압력이 커지므로 굽힘 응력이 커짐을 알 수 있다. 등가응력은 각 특성응력 차이 값의 절대 최대가 증가함을 보여준다. 막 응력 곡선은 유효압력과 무관하므로 일정하다. 튜브시트에서 이들 응력은 정적 응력(Static stress)이라 부르며, 각 부분의 재질의 특성과 관련되어 있어 재료 제조자가 실험을 통해 응력 값을 얻을 수 있으며, 이들 값과 비교할 수 있을 것이다.

Fig. 13~Fig. 15는 튜브측 입구온도를 30 ℃로 일정하게 유지하여 단지 쉘측 입구온도(80 ℃~200 ℃) 변화와 유효압력 및 응력에 대한 그래프이다. 식(24)에서 유효압력은 γ항 속에 쉘측 입구온도($t_{s,m}$) 항이 음의 항으로 관련되어있어 유효압력의 부호에 영향을 준다. Fig. 13은 쉘측 온도변화에 대한 튜브시트의 응력 및 압력 곡선이다. 유효압력은 쉘 측 온도가 증가함에 따라 감소한다. 따라서 식(12)와 식(14)에서 튜브시트의 전단응력 및 굽힘응력은 유효압력과 비례하므로 쉘의 온도가 증가 할 때 감소한다. Fig. 14는 쉘측 온도변화에 대한 튜브의 열 응력및 등가응력 곡선이다. 식(15)와 식(16)에서 유효압력은 음의 항으로 관련되어 있기 때문에 튜브의 내부 및 외부 열 응력이 증가한다. 등가응력은 각 응력의 절대값의 최대가 감소하다가 어느 시점에서 증가함을 나타낸다. 이것은 식(17)에서튜브 내부 열 응력($\sigma_{t,i}$), 튜브 원

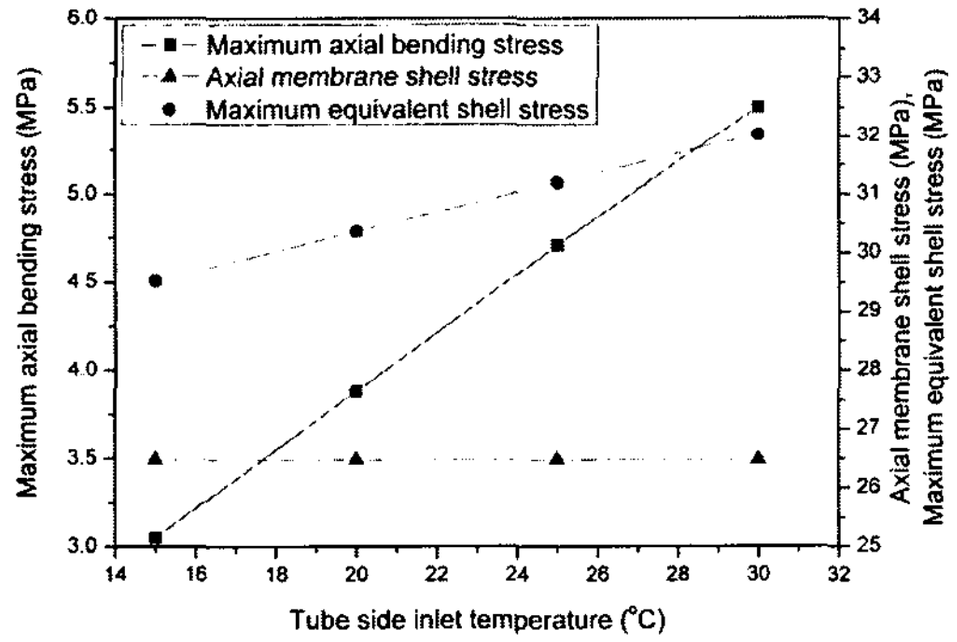

Fig. 12 Shell stress due to tube side temperature.

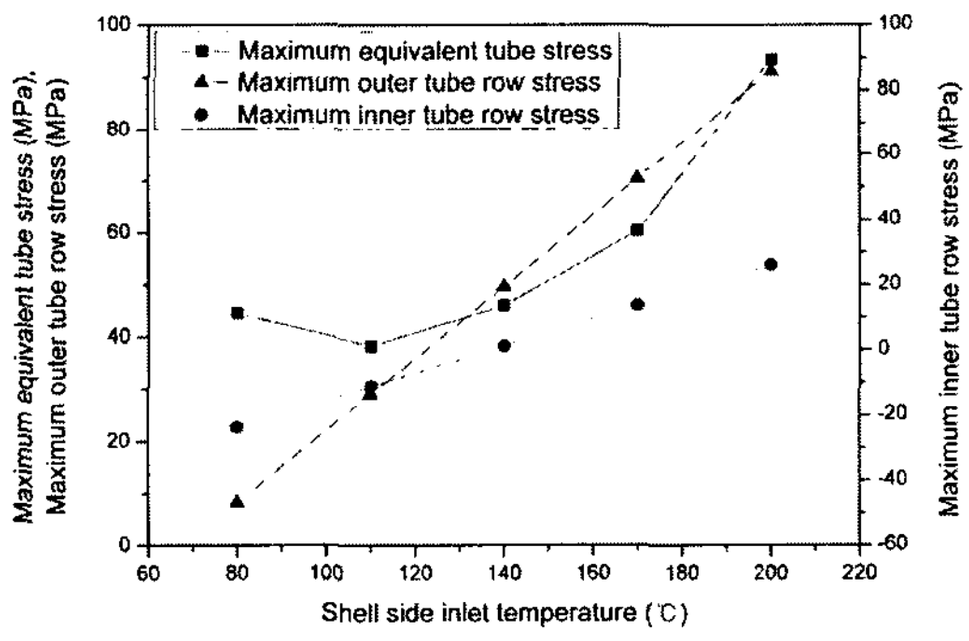

Fig. 14 Tube stress due to shell side temperature.

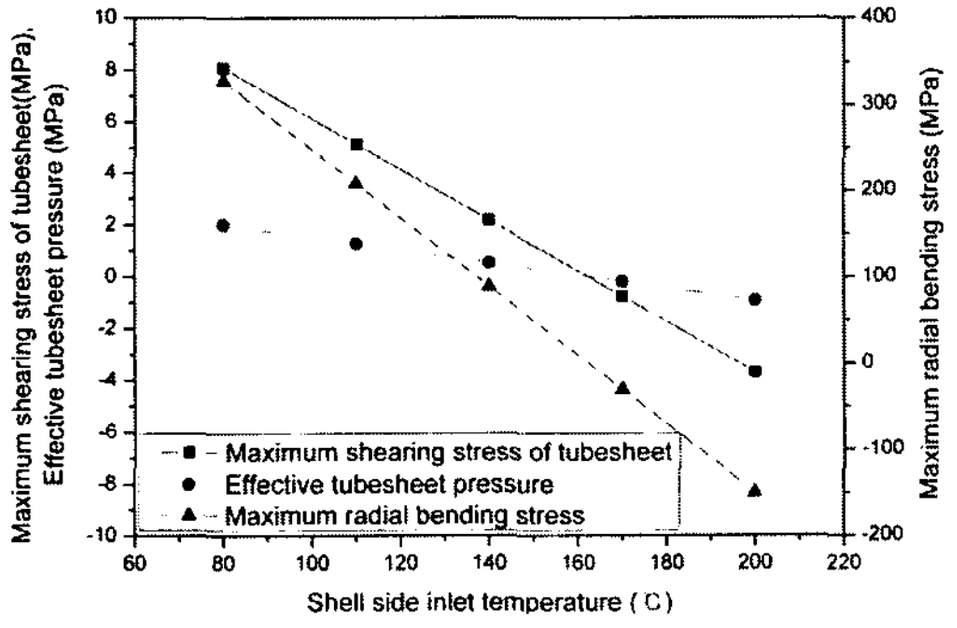

Fig. 13 Pressure and tube sheet stress due to shell side temperature.

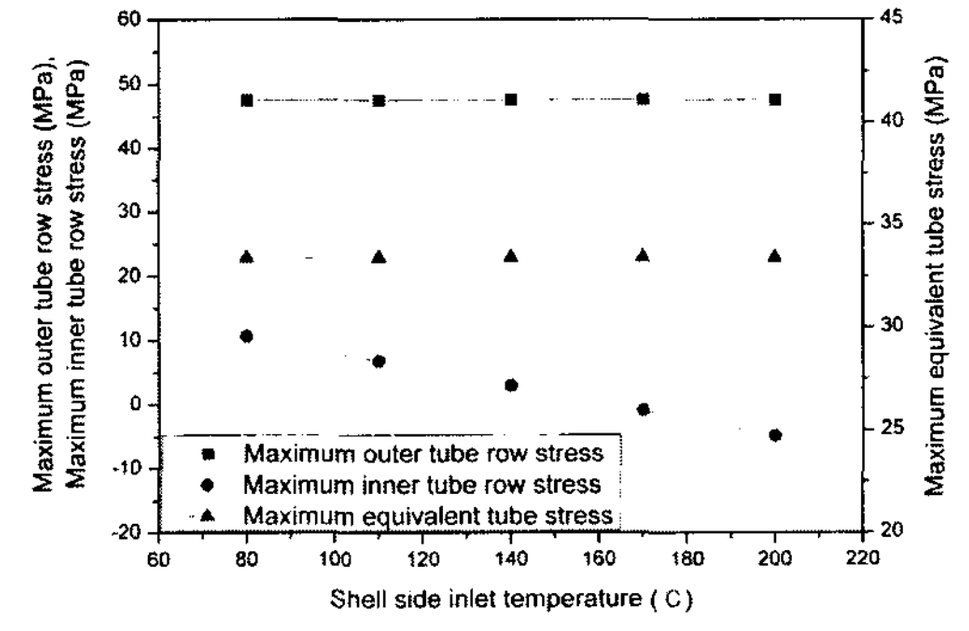

Fig. 15 Shell stress due to shell side temperature.

둘레 응력($\sigma_{t,\theta}$), 튜브 외부 열 응력($\sigma_{t,o}$), 튜브 지름 응력($\sigma_{t,r}$) 차이 값들의 최대 값이 최소 값이 될 때의 점이다. Fig. 10과 비교하면 튜브의 응력 값은 튜브 측 온도보다 쉘 측의 온도에 크게 영향을 받음을 알 수 있다. Fig. 15는 쉘측 온도에 대한 쉘의 응력곡선 그래프이다. 쉘의 굽힘응력만 쉘측의 온도에 의해 영향을 받을 뿐 등가응력 및 막 응력은 일정하다는 것을 알 수있다. 이것은 식(18)의 막 응력은 유효압력과 무관한 반면, 굽힘 응력은 유효압력에 비례하기 때문이다. 등가응력은 굽힘응력과 무관하지만 막 응력과 관련되므로 일정하다는 것을 알 수 있다. 열교환기 안전도와 관련된 응력이외에 고온에서 전열판과 가스킷의 제한조건 또한 고려해야 하며 일반적으로 사용되는 압축 석면 가스킷은 주기적으로 교환해야 하며, 특히 쉘측 온도와 오일이 가스킷 수명을 단축하는 주요원인이 된다.

4. 결 론

원통다관식열교환기의 안전성을 확보하고 신속한 제품개발을 위하여, 이에 작용되는 고정된 압력에 대하여 열교환기 중요부품인 쉘, 튜브 등의 재질, 크기, 길이 및 직경 등에 대해서 응력을 연구 하였다.

본 연구에서는 제품의 안전도를 높이기 위해 작동압력보다 높은 압력을 가하여 해석을 하였으며, 응력 값의 감소 혹은 증가에 영향을 주는 유효압력 값에 따라 다음처럼 요약된다.

(1) 쉘 측 설계압력 3 MPa과 튜브 측 고정 설계압력 1.4 MPa에서 쉘 직경이 증가함에 따라 쉘, 튜브시트 응력은 증가하지만, 튜브응력은 감소한다. 단, 등가 튜브응력은 증가한다.
(2) 쉘 두께의 증가에 따라, 쉘 응력, 튜브시트 응력 및 유효압력은 감소하지만, 튜브 내, 외부 열에서 응력은 증가한다.
(3) 튜브 수의 증가에 따라 튜브시트 응력, 쉘 응력 및 유효 압력은 감소하지만, 튜브 응력은 증가한다. 단 쉘의 막 응력은 일정하다.
(4) 쉘 측 온도가 일정할 때, 튜브 측 온도의 증가에 따라 튜브 응력을 제외한 튜브시트, 쉘 응력은 증가한다.
(5) 튜브 측 온도가 일정할 때, 쉘 측 온도의 증가에 따라 튜브시트의 응력 및 유효압력 그리고 쉘 측의 굽힘 응력은 감소한다. 그러나 튜브 측의 응력은 증가한다.

참고문헌

1. Kim, S. K., 2002, Heat exchanger design and thermal calculation, Newtechnology, pp. 5-15.
2. Resat Selbaş, önder Kizlkan and Marcus Reppich, 2006, A new design approach for shell and tube heat exchangers using genetic algorithms from economic point of view, Chemical Engineering and Processing, Vol. 45, pp. 268-275.
3. Lee, Y. B. and Park, J. H., 2005, Performance test of shell and tube type oil cooler, KASBIR, Vol. 5, No. 2, pp. 111-116.
4. Yusuf ALi Kara and özbilen Güraras, 2004, A computer program for designing of shell and tube heat exchangers, Applied Thermal Engineering, Vol. 24, pp. 1797-1805.
5. E. M. Sparrow and L. G. Reifchneider, 1986, Effect of interbaffle spacing on heat transfer and pressure drop in a shell and tube heat exchanger, Int. J. Heat. Mass. Transfer. Vol. 29, No. 11, pp. 1617-1628.
6. 2002, Unfired Pressured vessels, design, BS-EN 13445-3.