

# 원통다관식 열교환기의 압력 변화에 따른 설계 응력 연구

## Study upon Design Stress due to Pressure of Shell-and-Tube Type Heat Exchanger

이용범 · 한성건 · 고재명  
Y. B. Lee, S. G. Han and J. M. Ko

**Key Words** : Heat exchanger(열교환기), Tube-sheet(튜브 시트), Stress(응력), Shearing stress (전단응력)

**Abstract**: Shell-and-tube type heat exchangers are generally classified with fixed tube-sheet and floating tube-sheet heat exchangers. In this paper, we employed the fixed tube-sheet heat exchangers. We theoretically investigated the safety evaluation of our shell-tube heat exchanger by axial, bending and equivalent stress of fin tubes, tube plates, channels and shell. Design pressure ranges were chosen pressure(0.6~2 MPa) on tube side and 200 % (3 MPa) of Maximum pressure on shell side for safety evaluation of heat exchangers. This research will be useful for fabrication of heat exchangers to prevent against damage hazard of heat exchangers in operation.

### 기호 설명

- |  |  |
|--|--|
| <p><math>D_c</math> : 내부 채널 직경</p> <p><math>D_e</math> : 튜브시트 유효 직경</p> <p><math>D_s</math> : 내부 셸 직경</p> <p><math>D_0</math> : 외부 튜브 등가 직경</p> <p><math>D^*</math> : 튜브시트 등가 굽힘 강성</p> <p><math>d_t</math> : 튜브의 보통 외경</p> <p><math>E_c</math> : 채널 물질의 탄성 율</p> <p><math>E_s</math> : 셸 물질의 탄성 율</p> <p><math>E_t</math> : 튜브 물질의 탄성 율</p> <p><math>e</math> : 튜브시트 두께</p> <p><math>e_c</math> : 채널 두께</p> <p><math>e_s</math> : 셸 두께</p> <p><math>e_t</math> : 보통 튜브 벽두께</p> <p><math>F_i</math> : Z 대해 X와 대응되는 계수</p> <p><math>F_q</math> : Z 대해 X의 대응되는 계수</p> <p><math>H</math> : Z의 대해 X와 대응되는 계수</p> | <p><math>h'_g</math> : 튜브 측 패스 구획 홈의 깊이</p> <p><math>J</math> : 셸측 강성의 벨로우의 비율</p> <p><math>K_J</math> : 팽창 벨로우의 축의 강성</p> <p><math>K_s</math> : 셸 축의 강성</p> <p><math>K_{s,t}</math> : 튜브-번들 축 강성 셸 비율</p> <p><math>K_t</math> : 튜브 축의 강성</p> <p><math>K_w</math> : 튜브-번들 탄성보강재료 비율</p> <p><math>k_c</math> : 채널 회전 위한 모서리 모멘트</p> <p><math>k_s</math> : 셸 회전 위한 모서리 모멘트</p> <p><math>L</math> : 내부튜브시트 면사이 튜브길이</p> <p><math>N_t</math> : 튜브 수</p> <p><math>P_e</math> : 튜브시트에 작용하는 유효압력</p> <p><math>P_s</math> : 셸측 계산 압력.</p> <p><math>P_t</math> : 튜브측 계산 압력.</p> <p><math>X</math> : 튜브-번들 튜브시트 강성계수</p> <p><math>X_s</math> : 셸에 대한 튜브시트 천공 계수</p> <p><math>X_t</math> : 튜브에 대한 튜브시트천공계수</p> <p><math>\mu</math> : 튜브시트의 기본 줄무늬 효율</p> <p><math>\mu^*</math> : 튜브시트의 유효 줄무늬 효율</p> <p><math>v_c</math> : 채널 물질의 푸아송 비율</p> <p><math>v_s</math> : 셸 물질의 푸아송 비율</p> |
|--|--|

---

접수일 : 2008년 3월 20일  
 이용범(책임저자) : 한국기계연구원  
 E-mail : lyb662@limm.re.kr, Tel : 042-868-7151  
 한성건, 고재명 : 한국기계연구원

- $v_t$  : 튜브 물질의 푸아송 비율
- $v^*$  : 튜브 물질의 유효 푸아송 비율
- $\sigma$  : 부품에서 계산된 응력
- $\tau$  : 부품에서 계산된 전단 응력
- $l_1$  : 튜브시트에 인접한 셸의 길이

### 첨 자

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

## 1. 서 론

원통다관식 열교환기는 유압작동유와 윤활유를 냉각하기 위해 사용되며 열 교환성능이 우수하고 제작이 용이하여 산업기계, 발전설비 및 선박 등 많은 산업분야에서 광범위하게 적용하고 있다<sup>(1)</sup>. 이 열교환기의 성능은 튜브의 크기, 형상, 개수, 길이, 피치, 패스 수와 셸 지름, 배플 판의 간격, 면적, 형태 등에 의해서 차이가 발생한다.<sup>(2)~(5)</sup>

열교환기의 성능을 향상시키기 위해서 다양하게 재료의 크기와 소재의 물성 치를 변화시키고 있는데, 이때 각 부분에 받는 응력을 검토하여 설계에 반영하여야 한다.

또한 현재의 원통다관식열교환기의 개발은 1차로 설계한 다음 제품을 제작하고 시험을 통하여 취약부분을 찾아내고 그분을 보완하여야 함으로서 많은 시간의 소요와 비용이 요구되었다.

본 논문에서는 새롭게 설계한 열교환기의 안전성을 확보하고, 신속하게 제품화하기 위하여, 작용되는 압력의 변화에 대하여 열교환기 중요부품인 셸, 튜브, 채널 등의 재질, 크기, 길이 및 직경 등에 대해서 설계 응력을 연구 하였다.

## 2. 기본내용과 관련 방정식

원통다관식 열교환기는 직선 튜브의 번들(bundle)에 연결되고 셸과 채널에 부착된 두 튜브시트를 가지고 있는 고정 튜브시트 열교환기의 안전율을 조사할 때 튜브시트, 셸, 튜브와 채널에 따라 유럽표준위

원회(CEN)의 규격<sup>(6)</sup>을 다음 응력 공식에 사용하고, Fig. 1의 두 튜브시트는 평평한, 원형 그리고 동일한 형태(즉, 같은 균일한 두께, 같은 재질, 셸과 채널로 같은 연결)일 때 튜브시트에 관련된 방정식들은 다음과 같이 주어진다.

튜브시트 천공(drilling) 계수 :

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

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

축 강성(rigidity) :

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

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

$$K_{s,t} = \frac{K_s}{N_t K_t} \quad (5)$$

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

$$J = \frac{1}{1 + \frac{K_s}{K_J}} \quad (7)$$

튜브시트 강성에 대한 튜브 번들 비율 :

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

굽힘 강성 :

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

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

셸과 채널에 의한 튜브시트 모서리 억제 계수:

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

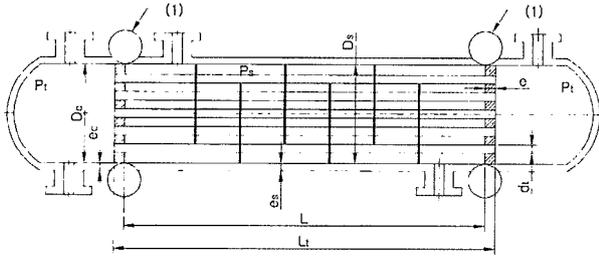


Fig. 1 Diagram of shell & tube heat exchanger of typical fixed tube-sheet

튜브시트에서 최대 지름 굽힘 응력은 다음 식으로 주어진다.

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

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

최소 튜브시트 굽힘 응력은 Z 값은 0.52에 가까울 때 얻어진다. 이 값은 튜브시트 근처에서 셸 혹은 채널 두께를 수정함으로 얻어질 수 있다.

튜브시트에서 최대 전단 응력은 아래처럼 주어진다.

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

튜브는 직선이고 동일한 것이다. 이들은 견고히 튜브시트에 부착된다. 막(membrane)은 셸과 채널을 분리하기 위하여 적용되며, 튜브에서 최대 길이 방향 막 응력은 다음처럼 주어진다.

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 다음 식으로 주어진다.

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

셸은 원통형이며 모든 점에서 두께와 직경이 균일하며, 셸의 막 응력은 아래처럼 주어진다.

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

최대 등가 응력은 다음처럼 주어진다.

$$\sigma_{s,eq} = \max [|\sigma_{s,m} - \sigma_{s,\theta}|; |\sigma_{s,m} - \sigma_{s,r}|; |\sigma_{s,\theta} - \sigma_{s,r}|] \quad (19)$$

채널이 튜브시트를 가진 일체형이며, 튜브에서 채널의 막 응력은 아래처럼 주어진다.

$$\sigma_{c,m} = \frac{D_c^2}{4e_c(D_c + e_c)} \cdot P_t \quad (20)$$

튜브시트를 가지고 있는 분기점에서 채널에서의 최대 축 방향 굽힘 응력은 다음처럼 주어진다.

$$\sigma_{c,b} = \frac{k_c}{k_s + k_c} \frac{1}{l_1} \left( \frac{D_c}{2e_c} \right)^2 P_e \quad (21)$$

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

$H_\infty$ 와  $F_{q,\infty}$ 는  $Z = \infty$ 에 대해  $H$ 와  $F_q$ 의 값이다. 튜브시트를 가진 분기점에서 채널에서의 최대 등가 응력은 다음처럼 주어진다.

$$\sigma_{c,eq} = \max [|\sigma_{c,m} - \sigma_{c,b} + P_t|; |\sigma_{c,m} + \sigma_{c,b}|] \quad (22)$$

압력  $P_t$ ,  $P_s$  와 열 팽창에 따라 유효 압력,  $P_e$ 은 다음 식에 의해 주어진다.

$$P_e = \left[ 1 + \frac{2v_s}{K_{s,t}} - \frac{1 - J}{2JK_{s,t}} \frac{(D_J + 2w_J)^2 - D_s^2}{D_s^2} \right] P_s - \frac{J \cdot K_{s,t}}{1 + J \cdot K_{s,t} \cdot F_q} [X_t + 2v_t(1 - X_t) + \frac{1}{JK_{\{s,t\}}} ] P_t + \frac{J \cdot K_{s,t}}{1 + J \cdot K_{s,t} \cdot F_q} \left[ \frac{K_w}{2} \right] \cdot \gamma$$

$$\gamma = [\alpha_{t,m} \cdot (t_{t,m} - 20^\circ\text{C}) - \alpha_{s,m} \cdot (t_{s,m} - 20^\circ\text{C})] \cdot L \quad (23)$$

### 3. 결과와 분석

튜브시트, 튜브, 셸, 채널 측에서의 강성 및 응력을 계산하기 위해 Table 1을 사용하여 계산하였다.

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

현장에서 사용하는 열교환기의 오일의 사용 압력의 200%를 셸측 최대 압력(3 MPa)으로 고정하여, 튜브측 압력을 냉각수의 사용 압력(0.6 ~ 2 MPa)까지 변화시켜 튜브가 받는 응력을 계산하였다. Fig. 2는 튜브측 압력이 증가함에 따라 튜브 내, 외부 열(row) 응력이 감소하고 있음 보여주고 있으며, 응력의 크기만을 고려하면, 압력의 증가에 따라 튜브 내, 외부 열 응력은 증가함을 알 수 있다. 튜브의 등가 응력은 식(17)으로부터 튜브 내, 외부 열 응력, 튜브에서 평균 원둘레의 응력 및 튜브에서 평균지름 응력의 각각의 차이 값의 최대 절대 값만을 고려하므로 1.4 MPa부터는 증가하게 된다.

Fig. 3은 튜브측 압력을 1.4 MPa를 고정하여 셸측 압력을 변화시켜 응력을 계산한 결과이다. 튜브 내, 외부 열에서 받는 응력은 셸측 압력이 증가함에 따라 곡선이 서로 대각선 방향으로 증가, 감소하지만, 크기만을 고려하면, Fig. 2와 마찬가지로 압력과 함께 증가함을 알 수 있다. 등가 튜브 응력은 셸측 압력 증가와 함께 증가하다가 2.8 MPa부터는 급속히 증가하게 된다.

Fig. 4는 3 MPa로 셸측 압력을 고정하여 단지 튜브측 압력만을 증가시켜 얻은 곡선이며, 튜브 측 설계 최저압력으로부터 최고 설계 압력범위까지에서 굽힘, 막, 등가 응력 범위를 나타낸다.

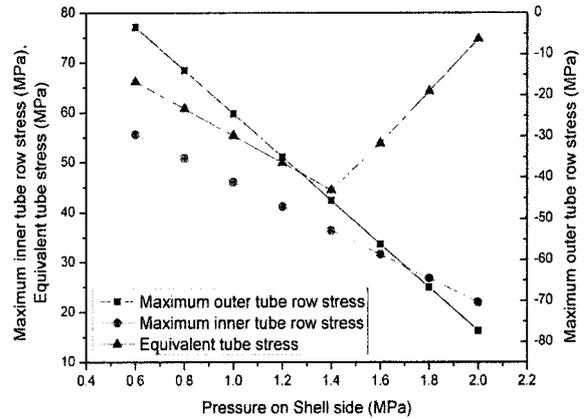


Fig. 2 Tube stress due to pressure variations on tube side

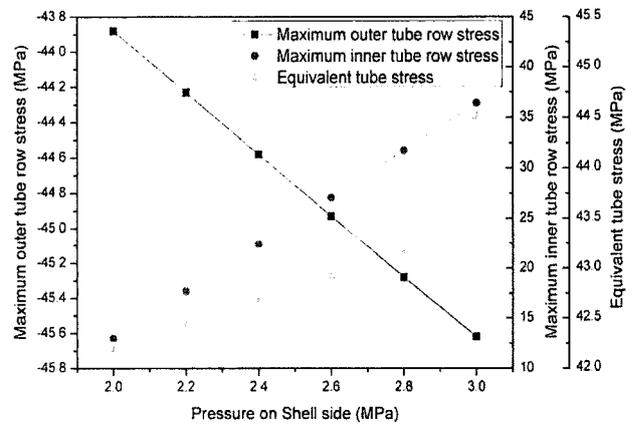


Fig. 3 Tube stress due to pressure variations on shell side

Fig. 5는 1.4 MPa로 튜브측 압력을 고정하여, 셸측 압력을 2 ~ 3 MPa까지 변화시켜 셸측의 각 부분에서의 응력 곡선이다. 셸측 압력증가에 따라 선형적으로 증가함을 알 수 있다.

Fig. 6는 셸측 압력을 고정시켜 튜브측 압력 증가에 따른 채널 측 응력 범위에 대한 곡선이다.

Fig. 7은 튜브측 압력을 고정시켜 셸측 압력증가에 따른 채널측 응력에 범주에 대한 곡선이다. 최대 채널 막 응력은 셸측 압력의 변화에 따라 불변이었으며, 굽힘 채널, 등가 채널 응력은 선형적으로 증가하였다. 이것은 식(20)에서 채널 막 응력은 단지 튜브측 압력에만 관련되어있기 때문이다.

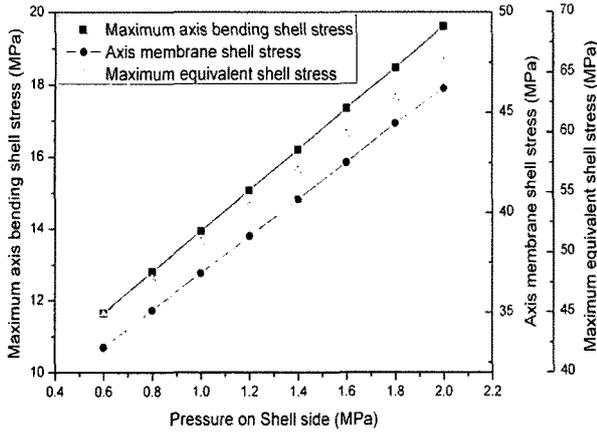


Fig. 4 Shell stress due to pressure variations on tube side

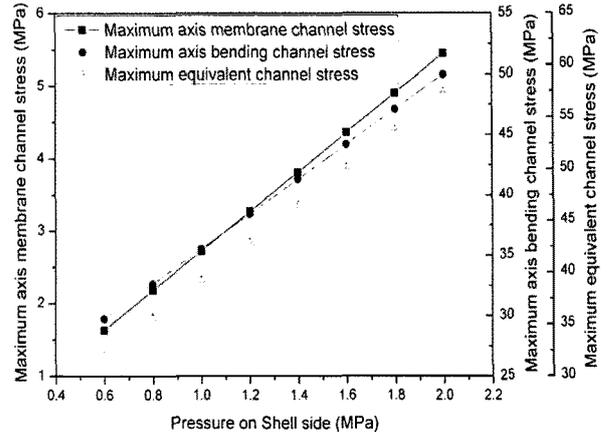


Fig. 6 Channel stress due to pressure variations on tube side

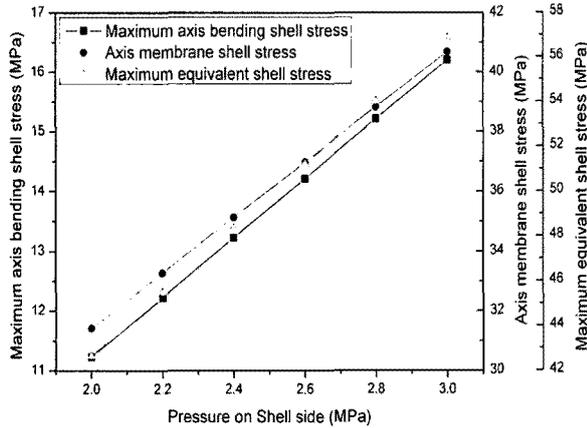


Fig. 5 Shell stress due to pressure variations on shell side

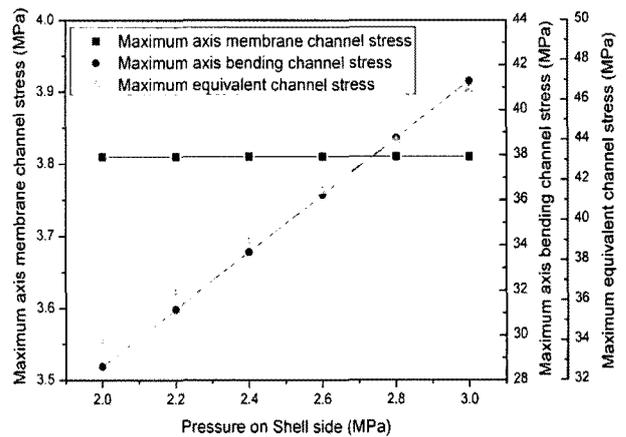


Fig. 7 Channel stress due to pressure variations on shell side

Fig. 8과 9는 각각 튜브측 및 셸측 압력 증가에 따라 튜브시트가 받는 응력, 전단응력 및 유효압력에 대한 곡선이다.

튜브시트에서 이들 응력은 정적 응력(Static stress)라 부르며, 각 부분의 재료의 특성과 관련되어 있어 재료 제조자가 실험을 통해 응력 값을 얻을 수 있으며, 이들 값과 비교할 수 있을 것이다.

요약하면, 다음 두 조건으로 하여, 튜브시트, 셸, 튜브, 채널에서 응력을 계산하였다. 튜브측 고정 설계 압력은 1.4 MPa로 하여, 셸측 설계압력을 2 ~ 3 MPa까지 변화시켰고, 고정 셸측 설계 압력을 3 MPa으로 하였을 경우, 튜브측 설계 압력을 0.6 ~ 2 MPa으로 변화하였다.

본 연구를 통해, 튜브측 설계 압력을 변화시켜 셸측 설계압력을 고정하거나 셸측 설계 압력을 변화시켜 튜브측 설계압력을 고정시켜 열교환기의 각 부분에서 응력 범위 분포를 알 수 있다.

그러므로 설계자 혹은 제조자는 제품에 적절한 재질을 선정할 수 있게 되어 원하는 수준의 안전성을 갖춘 열교환기의 설계 제작이 가능 할 것이고, 설계자는 재료 제조자와 반드시 긴밀한 공조가 필요할 것으로 사려 되며, 이러한 조건이 충족된 후에 제품 제작이 시작되어야 할 것이다

#### 4. 결 론

원통다관식열교환기의 안전성을 확보하고 신속한 제품개발을 위하여, 이에 작용되는 압력의 변화에 대하여 열교환기 중요부품인 셸, 튜브, 채널 등의 재질, 크기, 길이 및 직경 등에 대해서 설계 스트레스를 연구 하였다.

본 연구에서는 제품의 안전도를 높이기 위해 작동 압력보다 높은 압력을 가하여 해석을 하였으며, 다음과 같은 결과를 얻었다.

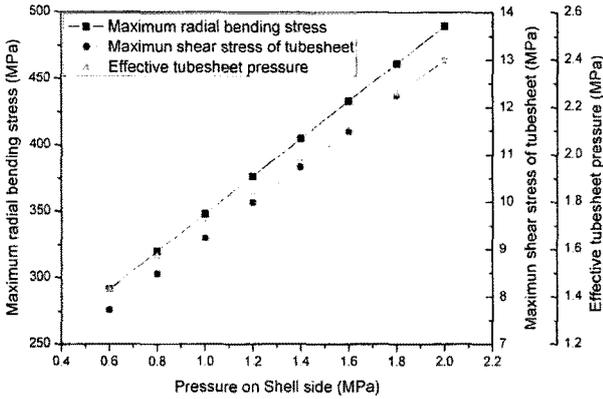


Fig. 8 Tube sheet stress and effective tube sheet pressure due to pressure variations on tube side

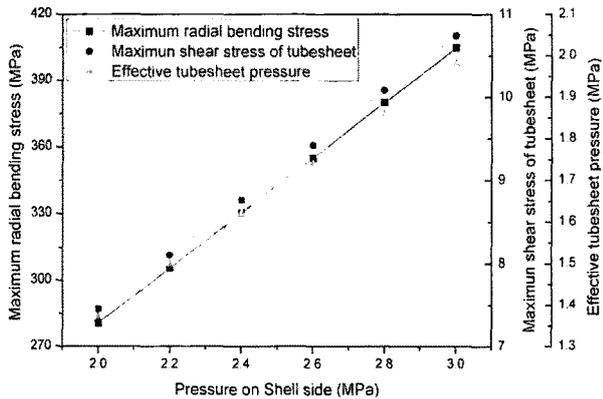


Fig. 9 Tube sheet stress and effective tubesheet pressure due to pressure variations on shell side

(a) 튜브 측 고정 설계 압력 1.4 MPa에서 셸 측 설계 압력 2 ~ 3 MPa 사이에서 셸 응력, 채널 응력, 튜브시트 응력은 선형적으로 증가한다. 단, 최대 막 채널 응력은 일정하다. 튜브 내, 외부 열에서

응력의 실수 값이 아닌 절대 값이 선형적으로 증가한다.

(b) 셸 측 고정 설계 압력 3 MPa에서 튜브 측 설계 압력 0.6 ~ 2 MPa 사이에서 셸 응력, 채널 응력, 튜브시트 응력은 선형적으로 증가한다. 마찬가지로 튜브 내, 외부 열에서 응력의 절대 값이 선형적으로 증가한다.

### 참고 문헌

- 1) E. S. Gaddis and V. Gnielinski, "Pressure drop on the shell-side of shell-and-tube heat exchangers with segmental baffles", *Chemical Engineering and Processing*, Vol. 36, No. 2, pp. 149~159, 1997.
- 2) 이용범, 박종호, "원통다관형 수냉식 오일냉각기의 성능시험", *산학연전국협의회*, Vol. 5, No. 2, pp. 111~116, 2005.
- 3) 이용범, 한성건, 고재명, "패스 수 증가에 따른 오일 냉각기의 특성 연구", *한국동력기계공학회, 추계학술대회지*, pp. 301~304, 2006.
- 4) 고재명 외 3인, "산업발전소용 코일 타입 열교환기의 특성 연구", *대한기계학회, 추계학술대회지*, pp. 1519~1524, 2006.
- 5) V. C. Kapale and S. Chand, "Modeling for shell-side pressure drop for liquid flow in shell-and-tube heat exchanger", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 49, No. 3-4, pp. 601~610, 2006.
- 6) "Unfired Pressured vessels. design", *BS-EN 13445-3*, 2002.