

[논문] 한국태양에너지학회 논문집  
*Journal of the Korean Solar Energy Society*  
Vol. 22, No. 2, 2002

## 판형열교환기의 열전달특성 및 압력강하에 관한 해석적 연구

### Numerical Analysis on Heat Transfer Characteristics and Pressure Drop in Plate Heat Exchanger

김광렬\*, 김일겸\*, 임장순\*\*  
K. R. Kim\*, I. G. Kim\*, C. S. Yim\*\*

**Key words** : Plate heat exchanger(판형열교환기), Numerical analysis(수치해석), Heat transfer characteristics  
(열전달특성), Pressure drop(압력강하)

#### Abstract

This study aims at numerically analyzing on heat transfer the characteristics and pressure drop of plate heat exchanger(PHE) using the Phoenics 3.1 VR Editor for the standard  $k-\epsilon$  model. Computations have been carried out for a range of chevron angle from  $30^\circ$  to  $60^\circ$ , inlet velocity from 0.03m/s to 0.63m/s and the height of corrugation from 0.0045m to 0.0060m. The results show that both of heat transfer performance and pressure drop increase as chevron angle increases. This is because higher troughs produce higher turbulence and a higher heat transfer coefficient in the liquids flowing between the plates. As inlet velocity from 0.03m/s to 0.63m/s increases, heat transfer performance and pressure drop increase parabolically. As the height of corrugation increases, both of heat transfer performance and pressure drop decrease with the decrease of velocity. And the pressure drop decreases and the friction factor increases as the height of corrugation increases.

\* 인하대학교 대학원

\* Graduate School, In-ha University

\*\* 인하대학교 기계공학과

\*\* Dept. of Mechanical Eng., In-ha University

**기호설명**

- $A_u$  : Heat transfer area unfolding corrugation of plate [m<sup>2</sup>]
- $A_s$  : Sectional area in X-Y plane [m<sup>2</sup>]
- $C_{1\mu}, C_{2\mu}, C_{3\mu}$ : Closure coefficient
- $D_h$  : Hydraulic diameter [m]
- $f$  : Friction factor
- $H$  : Height of corrugation [m]
- $q$  : Heat flow rate [W/m<sup>2</sup>]
- $k$  : Turbulent kinetic energy
- $k_f$  : Conductivity [W/m°C]
- $\dot{m}$  : Mass flow [kg/s]
- $\overline{Nu}$  : Average Nusselt number
- $\Delta p$  : Pressure drop [Pa]
- $T$  : Temperature [°C]
- $\overline{U}$  : Overall heat transfer coefficient [W/m<sup>2</sup>°C]
- $u_i, u_j, u_l$  : Fluctuating velocity [m/s]
- $\overline{u_i u_j}$  : Reynolds stress

**그리스 문자**

- $\delta_{ii}$  : Kronecker delta
- $\epsilon$  : Dissipation rate of turbulent kinetic energy
- $\beta$  : Chevron angle [deg]
- $\mu$  : Viscosity [kg/ms]
- $\mu_t$  : Turbulent eddy viscosity [kg/ms]
- $\rho$  : Density [kg/m<sup>3</sup>]
- $\sigma_k, \sigma_\epsilon, \sigma_t$  : Closure coefficient
- $\psi$  : Independent variable

**하첨자**

- $i, j$  : Direction

**1. 서론**

최근 열교환기의 소형화와 고성능화 추세에 따라 단위부피당 전열면적을 극대화시킨 고밀도 열교환기의 개발이 요구되고 있다.

판형열교환기의 사용은 약 100여년의 오랜 역사를 가지고 있지만, 최근 사용되고 있는 판형열교환기의 전열판 모양을 갖추게 된 것은 1950년대 후반 헤링본(herring bone)패턴개념이 도입되면서 부터이다. 그림 1과 같이 청어뼈 무늬의 전열판을 위아래로 엇갈리게 배치하여 열교환기 내의 모든 전열면적에 점접촉을 하여 강도를 크게 향상시켜서, 사용온도 및 압력한계를 높이고 상대적으로 얇은 전열판의 두께가 가능하게 되었다. 하지만 개스킷 형태의 열교환기는 그 재질과 누설로 인해 더 이상 사용압력을 높일 수 없었다.<sup>1,2)</sup> 이에 1990년대에 이르러 개스킷을 사용하지 않고 판과 판을 진공로에서 용접시키는 용접형 판형열교환기가 개발되었다. 기존의 개스킷을 전열

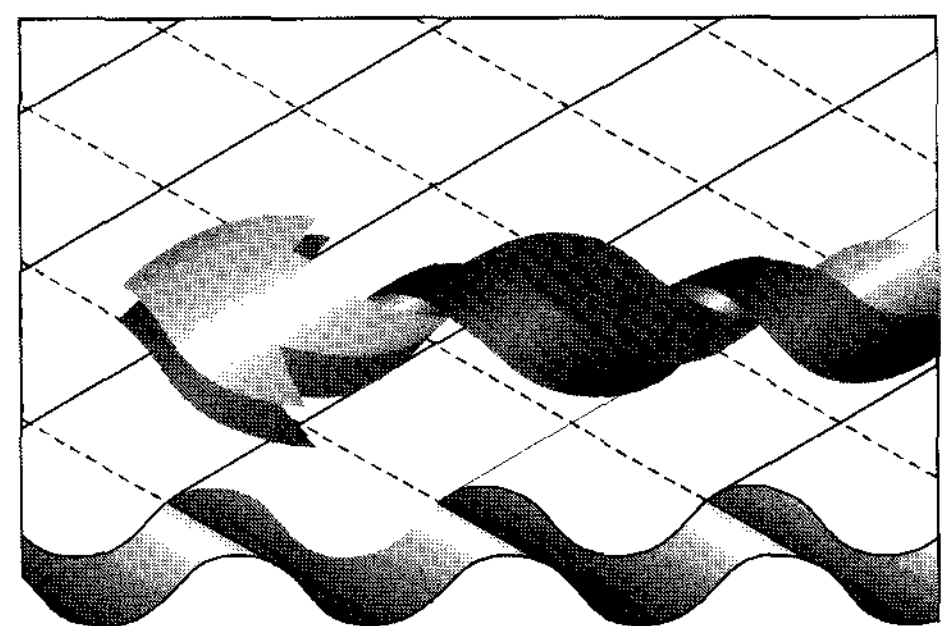


그림 1. 3-dimensional flow in plate heat exchanger.

판 사이에 넣고 조이는 방식에서 각 전열판 사이에 용접용 동판을 삽입한 다음 고온에서 동시에 용접시킨 용접형 판형열교환기의 개발로 허용한

계가 40bar로 증가하였다. Bogaert등<sup>3)</sup>은 판형 열교환기의 열·수력학적 성능을 수력직경을 기준으로 나타내었으며, 층류와 난류구간으로 구분하여 각각에 대한 상관관계식을 도출해 내었으며, Martin<sup>4)</sup>은 레이놀즈 수와 주름의 각도(corrugation angle), 그리고 마찰계수(friction factor)에 대해 이론적으로 관계식을 도출하여, 실험결과와 비교하였다. Stasiek등<sup>5)</sup>은 용접형 판형열교환기의 한 전열판에 대해 열전달과 압력강하에 관한 일반적 실험결과를 제시하였으며 유한체적법을 이용한 3차원해석을 시도하였다.

그러나 이러한 연구는 대부분 실험을 통하여 이루어졌으며, 많은 시간과 연구비를 투자하여야 한다. 또한 실험을 통해서 판형열교환기 내에서의 유체 유동분포와 유동양상, 온도 분포, 압력 분포등을 측정하기 매우 어려우며, 이에 대한 연구실적은 거의 없는 실정이다. 따라서 본 연구에서는 판형열교환기의 형상을 모델링하여 세브론 각도, 유속 및 주름높이의 변화에 따른 열전달특성과 압력강하특성에 대하여 수치해석적으로 분석하였다.

## 2. 이론

### 2.1 기본 방정식

다음과 같은 가정을 하였다.

- ① 유체의 열역학적 물성치(밀도, 점성계수, 열전도계수)는 온도에 대하여 일정하다.
- ② 오염계수(fouling factor)에 의한 총괄열전달 계수에 대한 영향은 무시한다.
- ③ 유로에서의 유동분산은 모든 채널에서 동일하다.
- ④ 열교환기 주변의 열손실은 없다고 가정한다.
- ⑤ 완전한 대향류(counter flow)이다.
- ⑥ 단일 패스과정이다.
- ⑦ 중력에 의한 영향은 무시한다.

### (1) 연속 방정식

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = S_m \approx 0 \quad (1)$$

### (2) 운동량 방정식

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = \\ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \left( \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] \\ - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(-\rho \overline{u'_i u'_j}) \end{aligned} \quad (2)$$

여기서  $-\rho \overline{u'_i u'_j} =$

$$\mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left( \rho k + \mu_t \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \delta_{ij}, \quad (3)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

### (3) 에너지 방정식

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i h) = \\ \frac{\partial}{\partial x_i} \left( (k + k_t) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) - \sum_j h_j J_j + \frac{Dp}{dt} + \\ (\tau_{ik})_{eff} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} + S_h \approx \frac{\partial}{\partial x_i} \left( (k + k_t) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) - \\ \sum_j h_j J_j + \frac{Dp}{dt} + (\tau_{ik})_{eff} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \end{aligned} \quad (4)$$

윗 식에서 엔탈피  $h$ 는 다음과 같다.

$$h = \sum_i m_i h_i, \quad h_j = \int_{T_{ref}}^T c_{p,j} dT \quad (5)$$

### (4) 표준 $k-\varepsilon$ 난류모델

#### ① $k$ 방정식

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \\ \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon \approx \\ \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k - \rho \varepsilon \end{aligned} \quad (6)$$

②  $\epsilon$  방정식

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho\epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \epsilon) = & \\ \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} \{ G_k + (1 - C_{3\epsilon}) & (7) \\ G_b \} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \approx \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) + & \\ C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} G_k - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} & \end{aligned}$$

여기서  $\sigma_k$  및  $\sigma_\epsilon$ 은 각각  $k$  및  $\epsilon$ 의 난류확산에 관한 프란틀수이다.  $G_k$ 는 난류 운동에너지에 의한 생성항,  $G_b$ 는 부력에 의한 생성항을 의미한다. 즉

$$G_k = \mu_t \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (8)$$

$$G_b = -g_i \frac{\mu_t}{\rho \sigma_t} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad (9)$$

여기서 부력항을 고려하지 않으면  $G_b$ 항은 0이다.

$$\begin{aligned} C_{1\epsilon} &= 1.44, C_{2\epsilon} = 1.92, C_{3\epsilon} = 1.0, \\ C_\mu &= 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.3, \sigma_t = 0.7 \end{aligned}$$

2.2 경계조건

1) 입구 조건

저온유체는  $Z=0m$ , 고온유체는  $Z=0.034m$ 인 곳이 입구측이 된다. 모든 경우에 대하여 고온유체는 입구측 온도가  $90^\circ C$ 이고, 저온 유체는 입구측 온도를  $10^\circ C$ 로 하였다.

$$u = v = 0, w = V_i \quad (10)$$

$$l = 0.07L, k = \frac{3}{2} (u_i D)^2, \epsilon = C_\mu^{\frac{3}{4}} \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l} \quad (11)$$

여기서  $l$ 은 난류 특성길이,  $L$ 은 전열판의 특성길이( $D_h$ ),  $u_i$ 는 유체의 유입속도,  $I$ 는 난류 강도를 각각 의미한다.

2) 벽면의 경계 조건

$$u = v = w = 0 \quad (12)$$

$$\frac{\partial T}{\partial n} = \frac{\partial k}{\partial n} = \frac{\partial \epsilon}{\partial n} = 0 \quad (13)$$

3) 출구조건

$$\frac{\partial \psi}{\partial n} = 0 \quad (14)$$

여기서  $\psi$ 는  $u, v, w, p, T, k, \epsilon$ 이다.

2.3 해석과정

본 연구의 격자수는  $96 \times 33 \times 48$ 로 실제 판형 열교환기는 판과 판이 점접촉을 하는 형상이나, 유로 내에서의 격자를 넣기 위해서 2mm의 간격을 두어 계산하였다. 실제 판형열교환기의 채널단면형상은 사인파형(sine wave)이 위아래로 겹쳐있는 형상이 되나, 본 계산에서는 사다리꼴로 모델링하여 계산하였다. 그림 2 ~ 그림 4는 모델링 형상을 나타낸 것이다.

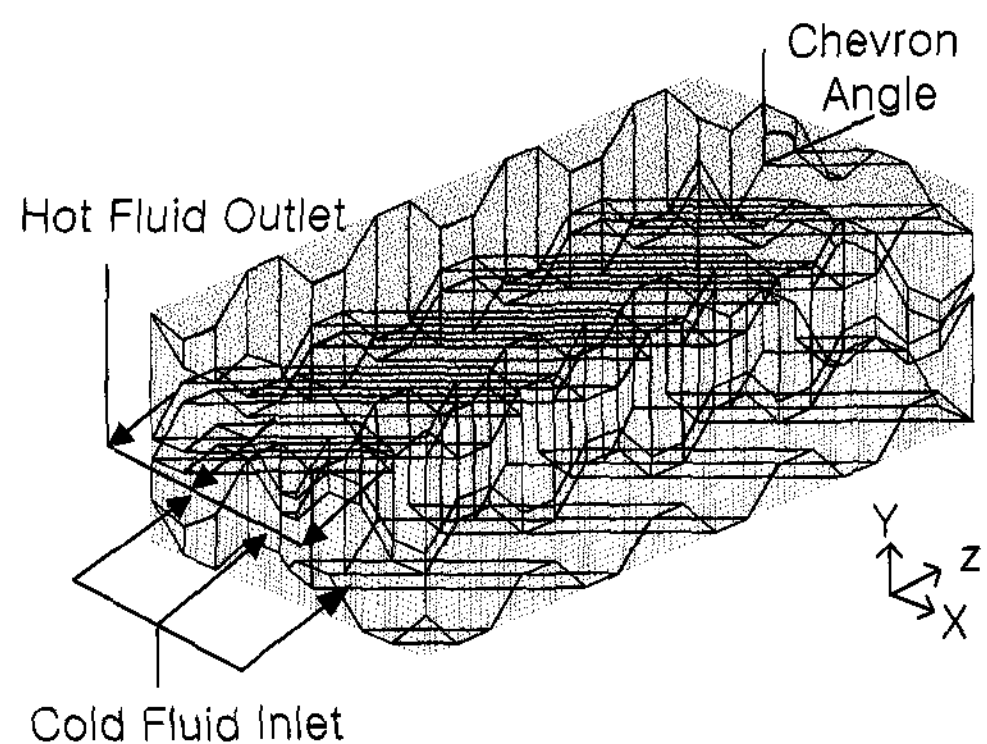


그림 2. Modeling of plate heat exchanger of chevron

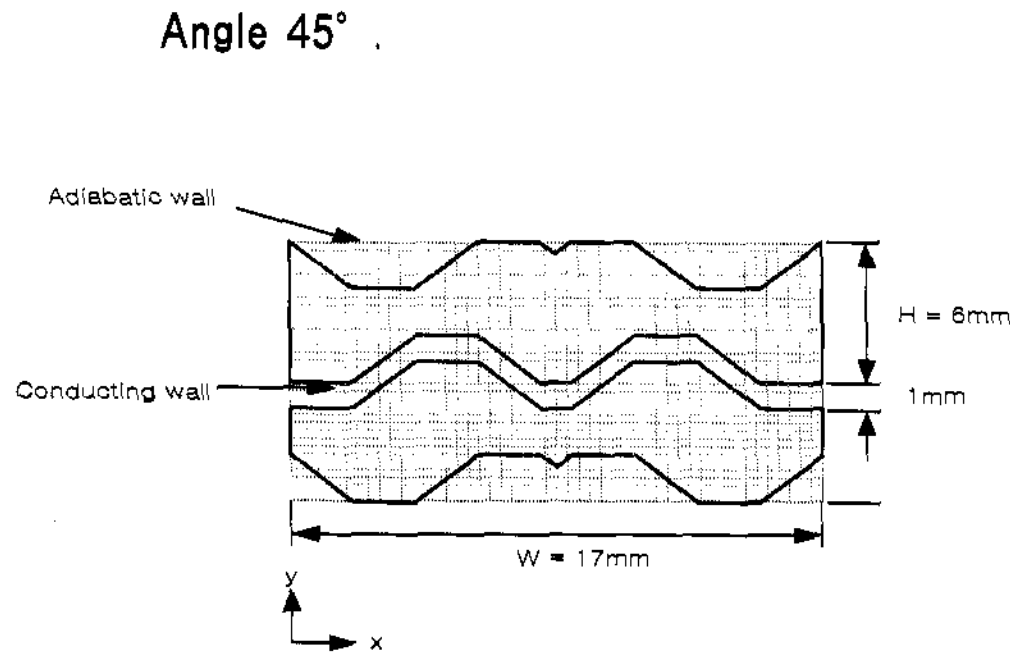


그림 3. Section of plate heat exchanger modeling of chevron angle 45° in X-Y plane.

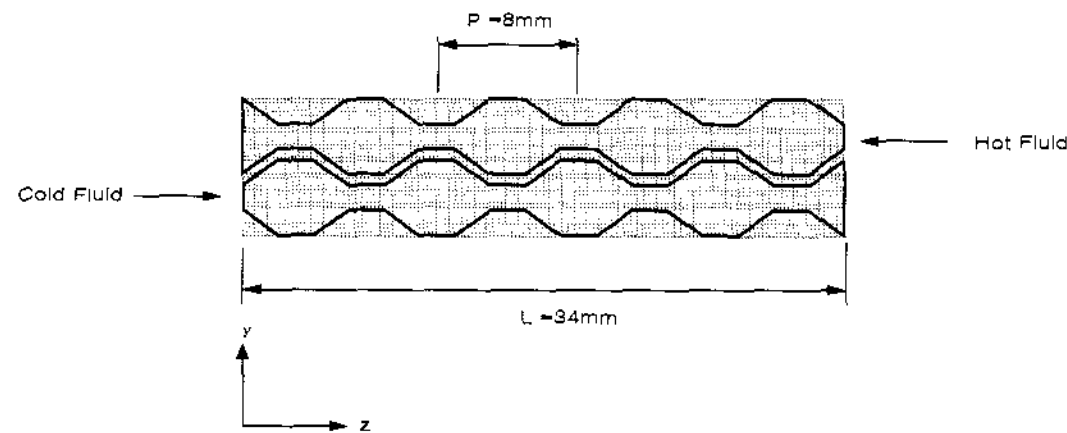


그림 4. Section of plate heat exchanger modeling of chevron angle 45° in Y-Z plane.

유한 차분 방정식을 풀기 위하여 SIMPLE-C(SIMPLE-Consistent)알고리즘<sup>6)</sup>을 이용하였다. 해석에는 상업용 해석코드인 Phoenics 3.1 VR Editor를 이용하였고 수렴되기까지 평균 약 72시간이 걸렸다.

### 3. 결과 및 고찰

3가지 경우를 변수로 하여 수치해석을 실시하였다.

(1) 경우 1 : 세브론각도를 변수로 했을 경우. 판형열교환기의 종횡비(W=0.017m, L=0.034m), 주름사이의 거리(P=8mm) 그리고 주름사이의 높이(H=0.006mm)를 같게 하고 변수는 세브론각도를 다섯가지(30°, 37.5°, 45°, 52.5°, 60°)로 하였다.

(2) 경우 2 : 유속을 변수로 했을 경우.

경우 1에서 세브론각도가 45° 인 경우에 대해서 유체의 유입속도를 다르게 하여 Re수를 변수로 하였다.

(3) 경우 3 : 주름의 높이(H)가 변수일 경우.

판형열교환기의 종횡비는 경우 1의 세브론 각이 45° 인 경우와 같다. 기하학적인 특성인 주름 판사이의 높이를 세가지 경우(H=0.0045 mm, H=0.0060mm, H=0.0075mm)로 하였다.

#### 3.1. 열전달 특성

본 연구에서는 열교환기 해석방법 중 대수평균온도차(LMTD, Log Mean Temperature Difference)방법을 이용하여 총합열전달계수를 구하고 이를 이용하여 각각의 세브론각도에 대한  $\overline{Nu}$ 를 구하여 각 경우의 열전달특성을 비교하였다.

$$Q = m_h(i_{h,i} - i_{h,o}) = m_c(i_{c,o} - i_{c,i}) \quad (15)$$

$$Q = \overline{UA}_u \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)} \quad (16)$$

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{U}D_h}{k_f} \quad (16)$$

여기서  $\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o}$ ,  $\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i}$ ,  $D_h = 4A_s/P$  이다.

일반적으로 판형열교환기의  $\overline{Nu}$ 수는  $Re$ 수와  $Pr$ 수의 함수로 표현된다. Ackers<sup>7)</sup>는 실험적인 방법을 통해 중력의 영향을 무시하여 다음과 같은 실험식을 제시하였다.

$$\overline{Nu} = C Re^n Pr^{1/3} \quad (17)$$

$$Re > 50000 \quad C = 0.0265 \quad n = 0.8$$

$$Re < 50000 \quad C = 5.03 \quad n = 1/3$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k_f}$$

그림 5에서  $\overline{Nu}$ 는 세브론각도가 증가함에 따라 증가하는 경향을 보이고 있다.  $\overline{Nu}$ 는  $30^\circ$ 와  $37.5^\circ$  사이에서 작은 변화량을 보이고 있는데, 세브론각도  $30^\circ$ 에서 수력직경과 총괄열전달계수의 변화량이 가장 작기 때문이며, 그 이후로는 큰 변화량을 가지면서 증가함을 보이고 있다. 실험값과 수치해석값을 비교했을 때 수치해석값이  $45^\circ$  이상에서는 크게 나타났으며,  $45^\circ$  이하에서는 작게 나타났다. 실험식에서는 열전달특성이 세브론각도보다는  $Re$ 수에 더 영향을 받는 것을 알 수 있다.

그림 6에서  $Re$ 수가 증가함에 따라  $\overline{Nu}$ 수가 증가하고,  $\overline{Nu}$ 수의 증가량은 점차적으로 감소함을 보인다. 또한  $Re$ 수를 계속 증가시키면 어떠한 값으로 수렴하는 경향을 보인다. 입구측의 단면적이 같을 때 유량을 어떤 값 이상으로 하는 것은 열전달에 크게 영향을 미치지 않음을 알 수 있다.

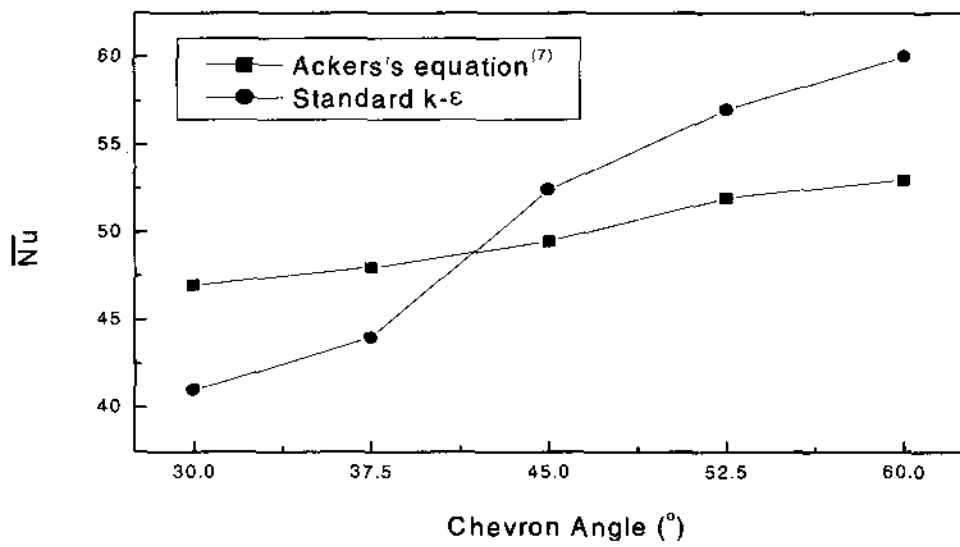


그림 5. Nusselt number vs. chevron angle.

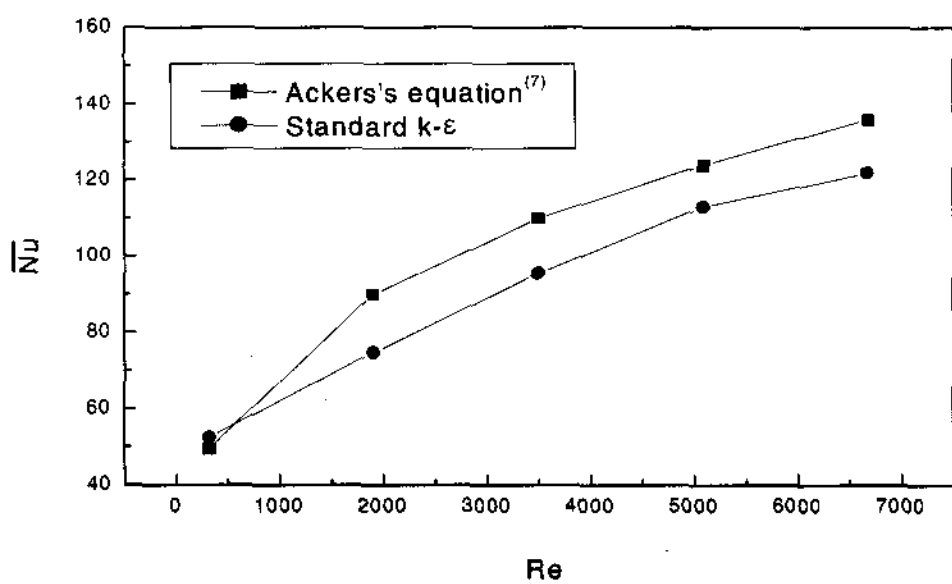


그림 6. Nusselt number vs. Reynolds number.

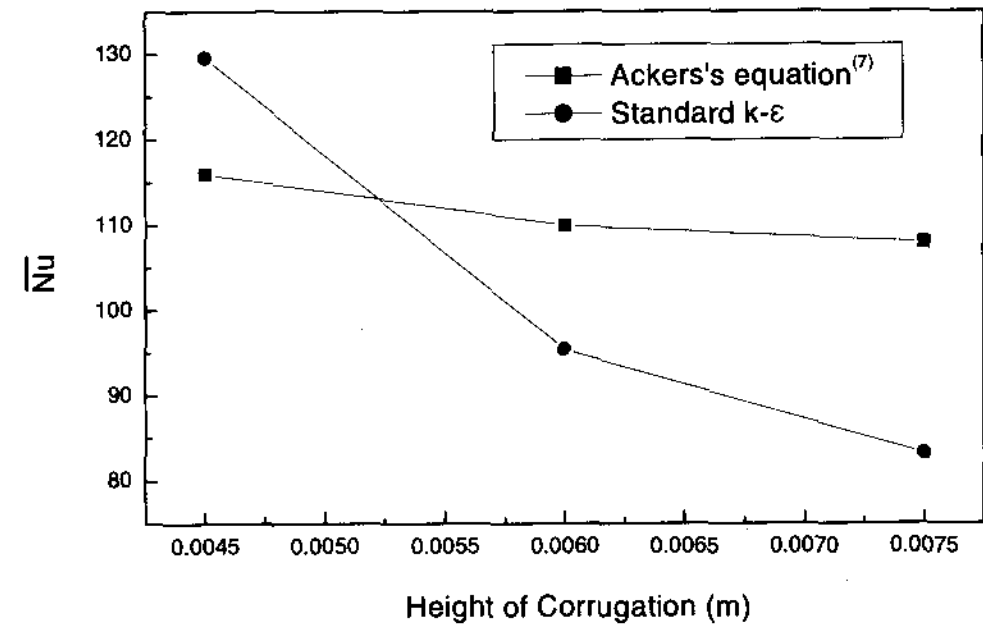


그림 7. Nusselt number vs. height of corrugation.

판사이의 높이가 커질수록 전열판의 넓이는 커진다. 그러나 입구측의 유량이 같으므로 유속은 작아져 면적당 열전달량은 판사이의 거리가 멀어질수록 작아지게 된다. 물론 판사이의 거리가 멀어지게 되면 주름의 굴곡이 더 심하게 되어 난류생성이 더 많아 질 것으로 판단된다. 그러나 이러한 난류의 생성의 인자보다는 주름사이의 높이가 더 높아져서 열 전달량을 적어지게 하는 인자가 더 큰 영향을 미친 것으로 판단된다. 그림 7에서 이러한 영향으로 인해서 판사이의 거리가 멀어질수록 유속의 감소로 인하여  $Re$ 수가 감소하여  $\overline{Nu}$ 수는 작아지는 경향을 보인다. 이와 같이 판사이의 높이가 커질수록 열전달 특성은 감소됨을 알 수 있다.

그림 5 ~ 그림 7에서 실험값과 수치해석값의 차이는 여러가지 가정을 도입하여 수치해석을 수행하였기 때문이라 판단되며 세브론각도,  $Re$ 수, 판사이의 높이 등에 따른 열전달특성의 경향은 유사하게 나타났다.

### 3.2 압력강하 특성

본 연구에서는 포트부분을 뺀 전열판 부분만 해석을 했으므로 포트의 축소, 확대로 발생하는 압력손실은 무시하였다.

그림 8에서 압력강하량과 마찰계수는 세브론각도가 증가할수록 증가하였다. 이는 전열판의 주

름형태가 세브론각도가 증가할수록 유동에 대해 저항이 커지는 방향으로 나타나기 때문이다. 단, 세브론각도 30° 가 37.5° 보다 압력강하량이 큰 이유는 전열판의 수력직경이 나머지 변수 중 가장 작기 때문이다.

그림 9에서  $Re$  수가 증가함에 따라 압력차는 증가하나, 마찰계수는 감소함을 알 수 있다.

그림 10에 의하면 판사이의 높이가 멀어질수록 마찰계수가 크게 나타난다. 그러나 압력강하량은 판사이의 높이가 커질수록 작은 값을 가진다. 그 원인은 판사이의 높이가 커질수록 유체가 흐르는 단면적은 커지게 되어 유속이 느려지므로 압력강하량은 감소하나, 마찰계수는 증가하게 된다.

### 3.3 열전달특성과 압력강하특성 비교

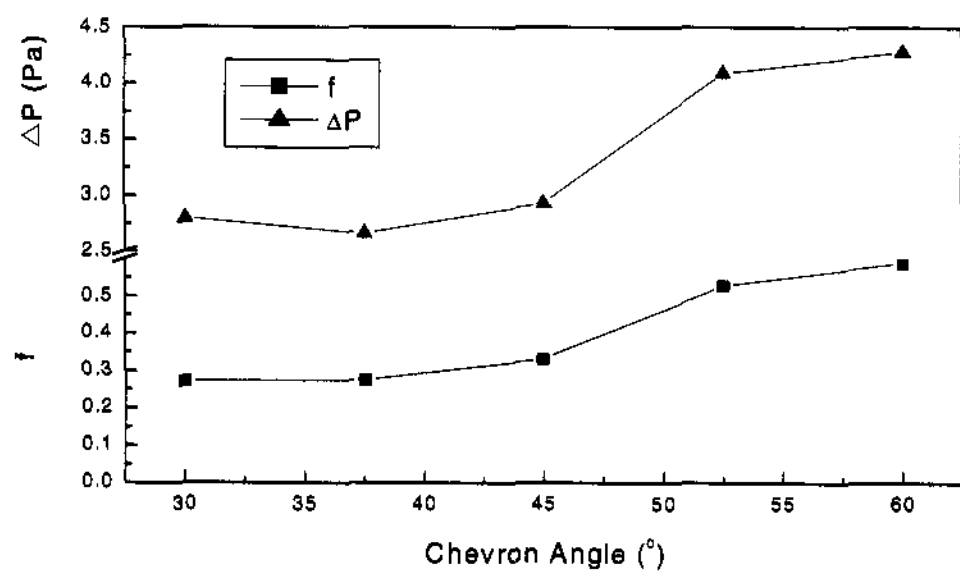


그림 8. Friction factor and pressure drop vs. chevron angle.

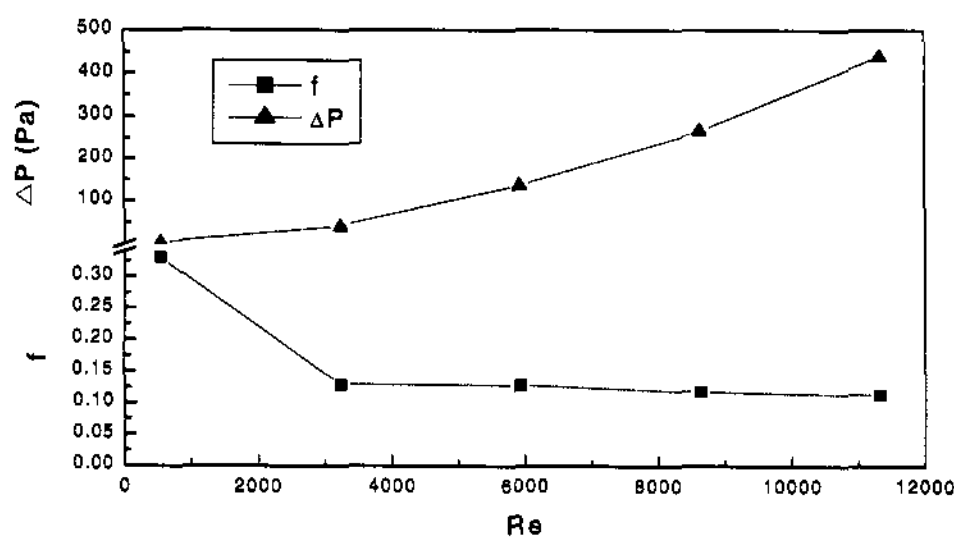


그림 9. Friction factor and pressure drop vs. Reynolds number.

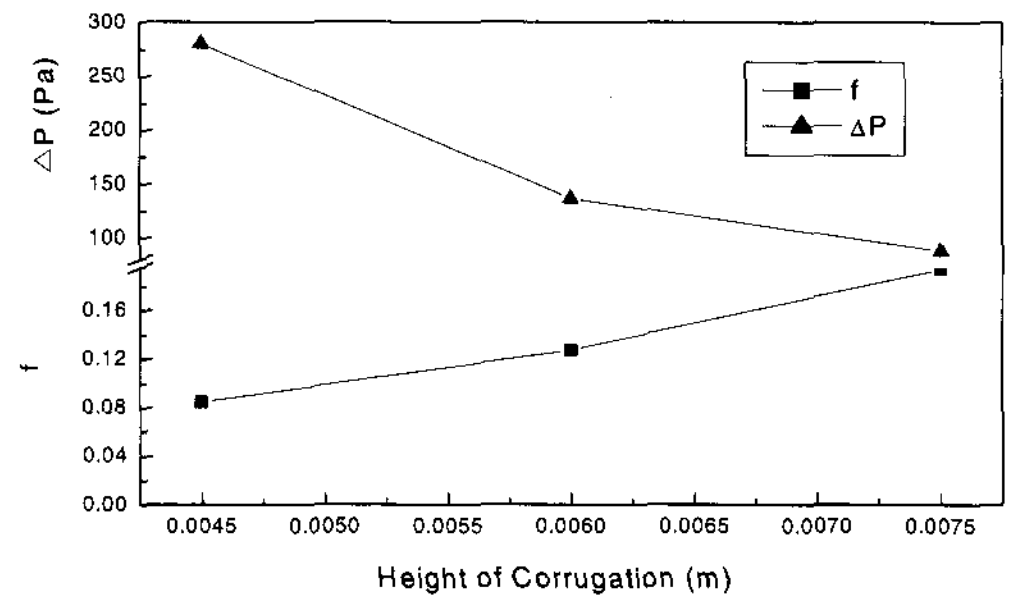


그림 10. Friction factor and pressure drop vs. height of corrugation.

그림 11은 세브론각도 45° 를 기준으로 Nu 비와 마찰계수비를 보여주고 있다. 세브론각도 45° 이전에서는 Nu비가 마찰계수비보다 크지만 그 이후로는 마찰계수비가 Nu비 보다 더 커짐을

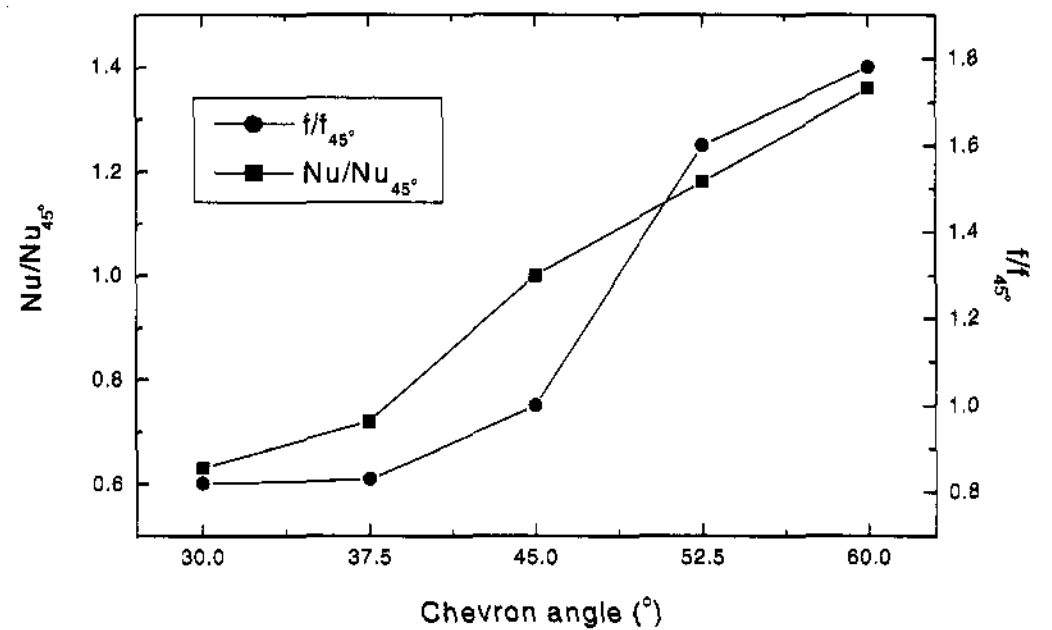


그림 11. Ratio of Nusselt number and friction factor vs. chevron angle.

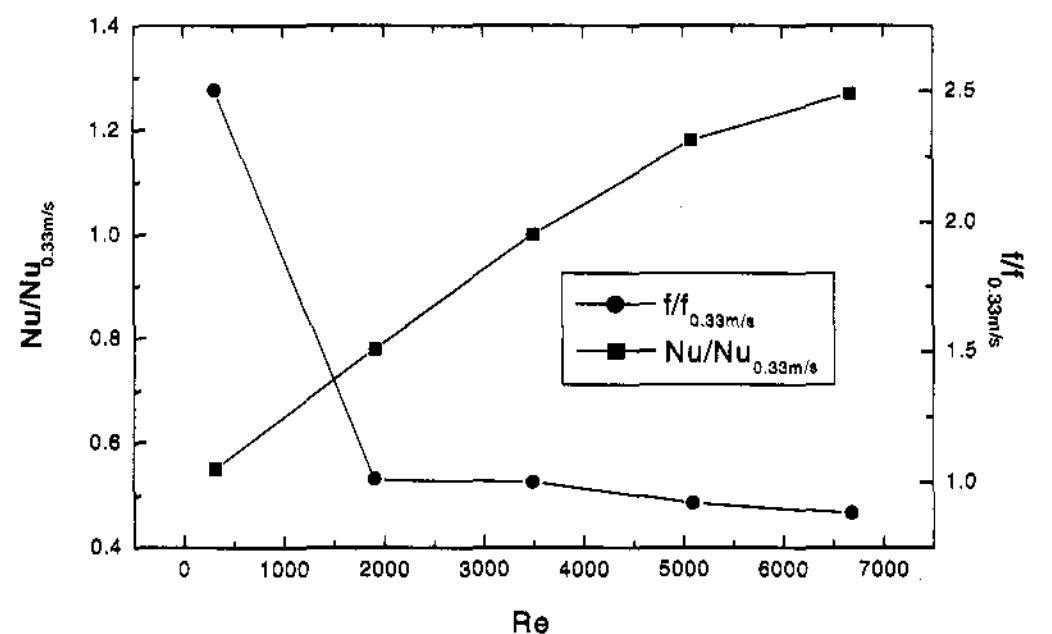


그림 12. Ratio of Nusselt number and friction factor vs. Reynolds number.



나타내고 있다. 그림 12에서는 유속 0.33m/s ( $Re=3498$ )를 기준으로 한 Nu비와 마찰계수비를 보여주고 있다. 유속 0.33m/s 이후로는 Nu비의 증가량이 감소하면서 일정한 값으로 수렴하고 있음을 나타내고 있다. 결론적으로 세브론각도가  $45^\circ$ , 유속 0.33m/s에서 상대적으로 높은 열전달 성능과 낮은 마찰계수를 보여주고 있다.

#### 4. 결 론

1. 판형열교환기의 열전달 성능은 세브론각도가 증가함에 따라 증가한다. 그리고 세브론각도가 증가함에 따라 압력강하량과 마찰계수도 증가함을 보였다.
2. 판형열교환기의 열전달 성능은 입구측 유속을 증가시키면 증가한다. 그 증가량은 유속이 증가함에 따라 감소하며, 입구 측의 유속을 증가시키면 열교환기의 압력강하량은 증가하지만 마찰계수는 감소하게 된다.
3. 판형열교환기의 열전달 성능은 주름사이의 높이가 증가함에 따라 감소하게 된다. 같은 유량조건에서 주름사이의 높이를 증가시키면 열교환기의 압력강하량은 감소하나 마찰계수는 증가하게 된다. 따라서 판형열교환기 설계시 판사이의 높이는 이 두 가지를 고려함으로써 적당한 높이를 구해야 한다.
4. 본 연구에서는 세브론각도가  $45^\circ$ , 유속 0.33m/s에서 상대적으로 높은 열전달 성능과 낮은 압력강하량을 나타내었다.

#### 참고문헌

1. 민의동, "열교환기의 이론 및 설계(III)", 1996, pp. 255~352.
2. 류해성, "판형열교환기", 대한기계학회지, Vol. 35, No. 9, 1995, pp. 794~804.
3. Bogaert, R. and Bolcs, A., "Global performance of a prototype brazed plate heat exchanger in a large Reynolds number range", Experimental Heat Transfer, Taylor & Francis, No. 8, 1995, pp. 293~311.
4. Martin, H., "A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchanger", Chemical Engineering and processing, 35, 1996, pp. 301~310.
5. Stasiek, J., Collins, M. W., Clofalo, M. and Chew, P. E., "Investigation of flow and heat transfer in corrugated passages-I" Experimental results. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 39, No. 1, 1996, pp. 149~164.
6. Vandoormal, J. P. and Raithby, G. D., "Enhancements of the SIMPLE Method for Predicting Incompressible Fluid Flows", Numerical Heat Transfer, Vol. 7, 1984, pp. 147-163.
7. Ackers, W. W., Deans, H. A., and Crosser, O. K., 1959, "Condensing Heat Transfer Within Horizontal Tubes", Chemical Engineer Progress Symposium Series, Vol, pp.171-176.