

<학술논문>

DOI:10.3795/KSME-B.2010.34.11.965

ISSN 1226-4881

# 입구영향 및 주름높이의 변화를 고려한 판형열교환기의 유동 및 열전달 특성

모 정 하\*†

\* 원광대학교 기계자동차공학부

## Investigation of Flow and Heat Transfer Characteristics of Plate Heat Exchanger Taking into Account Entrance Effects and Variation in Corrugation Height

Jeong Hah Moh\*\*

\* Division of Mechanical & Automotive Engineering, Wonkwang Univ.

(Received November 17, 2009 ; Revised September 13, 2010 ; Accepted September 13, 2010)

**Key Words:** Plate Heat Exchanger(판형열교환기), Chevron Angle(쉐브론각), Corrugation Angle(주름각), Corrugation Pitch(주름피치), Corrugation Height(주름높이)

**초록:** 본 연구에서는 입구영향과 주름높이가 고려된 판형열교환기의 유동 및 열전달특성을 수치적으로 해석하였다. 여러 개의 단위셀을 연결한 다중셀에 입구부와 출구부가 부착된 모델을 기본으로 입구부의 길이변화( $L_{cell} \sim 5L_{cell}$ )에 따른 모델과 P/H비 변화( $2 \leq P/H \leq 4$ )에 따른 모델에 대하여 수치해석을 수행하였다. 수치조건은 쉐브론각  $15^\circ$ , 주름피치 24mm이며,  $1,000 \leq Re \leq 10,000$ 이다. 마찰인자는  $f = CRe^m$ 의 형태로, Colburn j 계수는  $j = CRe^m$ 의 형태로 상관관계식을 제시하였다. 이러한 상관관계식은 향후 판형열교환기 설계시에 기초자료로 활용될 수 있을 것으로 판단된다.

**Abstract:** Numerical analysis has been carried out to investigate the heat transfer characteristics of a plate heat exchanger. The multi-cell models with inlet part and outlet part are used for performing numerical simulation. The plate heat exchanger is characterized by chevron angle of  $15^\circ$ , corrugation pitch of 24mm and corrugation height 6~12mm. The length of the inlet-part considered in the analysis ranges from 24.8 to 124mm and Reynolds numbers range from 1,000 to 10,000. The correlations such as friction factor and Colburn factor are compared with previous experimental data. The results can be utilized for designing the plate heat exchanger.

- 기호설명 -

- $C$  : 상관관계식의 상수
- $c_p$  : 정압비열
- $D_h$  : 수력직경
- $f$  : 마찰인자
- $h$  : 대류열전달계수
- $H$  : 주름높이
- $k$  : 열전도율
- $j$  : Colburn 계수
- $L$  : 다중셀의 x방향 길이
- $\dot{m}$  : 질량유량

- $Nu$  : Nusselt 수
- $P$  : 주름피치
- $\Delta p$  : 압력차
- $Pr$  : Prandtl 수
- $q$  : 열전달률
- $Re$  : Reynolds 수
- $T$  : 유체온도
- $U$  : 유체속도
- $W$  : 다중셀의 z방향 길이

그리스문자

- $\alpha$  : 쉐브론각
- $\theta$  : 주름각
- $\mu$  : 점성계수

† Corresponding Author, jhmoh@wonkwang.ac.kr

$\rho$  : 밀도

하첨자

*cell* : 단위셀

*in* : 열교환기 입구

*max* : 최대

*out* : 열교환기 출구

*wall* : 벽

## 1. 서 론

판형열교환기(plate heat exchanger)는 1930년대에 최초로 제작되어 실용화되기 시작했다. 초창기의 판형열교환기는 식품산업에서 열처리, 즉 우유의 저온살균 등과 같은 용도로 사용되었으며 열전달 효율도 낮고 판의 두께도 상당히 두꺼웠다. 오늘날과 같은 형태의 주름진 열판(corrugated thermal plate) 모양을 갖추게 된 것은 1950년대 후반이었다. 주름진 무늬의 열판을 엇갈리게 교대로 배치함으로써 열판 전체 면적에 걸쳐 금속과 금속이 접촉하게 됨으로써 조립체의 강도가 대폭 향상되었고 비교적 얇은 두께(0.5-0.9mm)의 열판 사용으로 허용압력을 약 16bar 정도까지 증가시킬 수 있었다. 최근에는 용접식 판형열교환기가 개발되어 판과 판 사이를 필러(filler)를 사용하여 용접함으로써 열판 두께를 0.4mm까지 감소시키고 사용압력은 약 30bar 까지, 온도는 185℃ 까지 높일 수 있게 되었다.

현재까지 많은 분야에서 판형열교환기에 대한 연구가 실험적으로 또는 수치적인 방법으로 다양하게 이루어져 왔다. Focke 등<sup>(1)</sup>은 다양한 주름각도에 대하여 DLCT (diffusion limited current technique)를 이용한 유동가시화를 통해 성능실험을 수행하였으며, Gaiser와 Kottke<sup>(2)</sup>는 주름진 유로에서 물질전달과 열전달의 상사성을 이용한 유동가시화 실험을 통하여 국소 및 평균열전달계수와 압력강하 등을 조사하였다. Stasiak 등<sup>(3,4)</sup>은 판형열교환기의 한 전열판에 대해 열전달과 압력강하에 관한 실험결과를 제시하고 유한체적법(FVM)을 이용한 3차원 해석을 시도하였다. 그리고 Gut와 Pinto<sup>(5)</sup>는 판형열교환기의 설계시에 필요한 여섯 개의 변수(채널수, 유동의 형태 등)를 고려하여 최적의 형상 설계가 가능한 조건을 제시하였다. 한편 Muley 등<sup>(6)</sup>은 세 종류의 쉘브론 각도에

다른 실험을 통하여 열전달 및 압력강하 관계식을 도출하였으며 Jain 등<sup>(7)</sup>은 소형 판형열교환기 내부의 속도 및 온도분포 등을 수치적으로 해석하였다.

국내의 연구로 모정하 등<sup>(8)</sup>은 용접식 판형열교환기를 사용하여 스케일(scale)이 있는 유체와 없는 유체에 대한 열전달계수의 변화를 실험적으로 조사하였고, 김윤호와 이규정<sup>(9)</sup>은 쉘브론각에 따른 증발 열전달과 압력강하의 특성을 실험적으로 연구하였으며, 김종하 등<sup>(10)</sup>은 국내에서 개발된 판형열교환기의 성능평가를 위하여 쉘브론각 25°인 열교환기에 대한 응축 및 증발시에 나타나는 열전달 특성을 실험적으로 고찰하였다. 한편 정종윤 등<sup>(11)</sup>은 여러 가지 형상의 전열판으로 구성된 용접형 판형열교환기의 열전달 및 압력강하 특성을 수치적으로 해석하였으며, 최근에 권오경 등<sup>(12)</sup>은 실험을 통하여 쉘브론 각도변화에 따른 판형열교환기의 성능평가를 고찰하였다.

지금까지의 판형열교환기에 대한 연구동향을 살펴보면, 주로 실험에 의존한 연구가 수행되어 왔으며 수치적인 해석(주로 단위 셀에 대하여)은 거의 없었다. 이는 열교환기의 형상 및 열교환기 내의 유동이 복잡하여 수치해석적 접근보다는 실험적 접근이 용이하였기 때문이다.

본 연구에서는 단위 셀(unitary cell)이 아닌 입구부와 출구부가 부착된 다중 셀(multi cell)을 기본으로 수치해석을 수행하여 단위 셀에 대한 마찰인자 및 Colburn 계수의 변화를 고찰하고자 한다. 단위 셀에 대한 결과를 얻기 위해서는 셀 입구에서 완전발달된 유동조건을 만족시켜야 하므로 본 연구에서는 입구부의 길이를 변화시켜 입구부의 길이에 따른 유동 특성을 파악하였다. 그리고 주름높이의 변화에 따른 유동 및 열전달 특성을 고찰하였다. 이와 함께 수치모델에서 얻은 예측된 결과를 기존의 실험 결과와 비교한 검증 작업을 통하여 수치해의 타당성을 검토하고 판형열교환기의 설계시에 적용할 수 있는 열전달 상관관계식을 제시하고자 한다.

## 2. 이 론

### 2.1 판형열교환기의 구조

판형열교환기의 열전달 특성을 수치적으로 해석하기 위해서는 열교환기의 형상 및 구조 등의 정보가 필요하다. Fig. 1은 판형열교환기의 조립

에 사용되는 주름진 모양의 열판을 나타낸 것이다. 판형열교환기의 특성을 좌우하는 기하학적 요소는 Fig. 1에 표시된 주름피치(P), 주름높이(H) 및 주름각( $\theta$ ) 또는 쉼브론각( $\alpha$ )이다. 주름각과 쉼브론각의 관계는  $\alpha = (180 - \theta)/2$ 이다.

Fig. 2는 열판이 주름각도로 교차된 2차원 형상을 나타낸 것이다. 그림에서 유동은 x방향이며 굵은 점선은 계산영역을, 굵은 실선은 단위 셀을 표시한 것이다.

2.2 판형 열교환기의 모델화

본 논문에서는 기존의 문헌<sup>(1,4)</sup> 결과와 비교하기 위하여  $P=24\text{mm}$ ,  $\alpha = 15^\circ$  (또는  $\theta = 150^\circ$ )의 값을 사용하였으며 세 개의 단위셀이 연결된 다중셀을 수치해석의 기본 모델로 선정하였다. 다중셀의 구조를 세 개의 2차원 좌표를 이용하여 표현하면 Fig. 3과 같으며 값은 Table 1과 같다. x-y 좌표계 그림은 대칭형인 측면을, y-z 좌표계 그림

은 입구와 출구의 모양을 나타낸 것이다. x-y 좌표계 그림에서 대칭 측면에 나타나는 주름진 형상은 일반적으로 sine 함수의 형태로 표현된다. Fig. 3에 표시된 단위 셀을 기준으로 주요한 기하학적 양을 표현하면 Table 2와 같다.

Table 1 Dimensions of multi cell(Unit; mm)

Symbol	P	L	L <sub>cell</sub>	W <sub>cell</sub>
Dimension	24	99.4	24.8	92.7

Table 2 Main geometrical quantities of unitary cell

Quantity	Symbol	Expression
Internal volume	V	$P^2H/\sin\theta$
Lateral surface	A <sub>s</sub>	$Pl_s/(\cos\alpha\cos\theta/2)$
Hydraulic diameter	D <sub>h</sub>	$4V/A_s$
Flow cross-section	A <sub>c,flow</sub>	$PH\tan(\theta/2)/\cos\alpha$

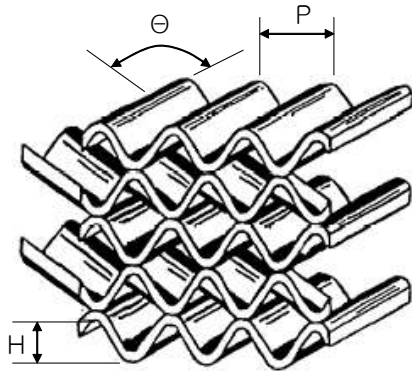


Fig. 1 Crossed-corrugated thermal plates

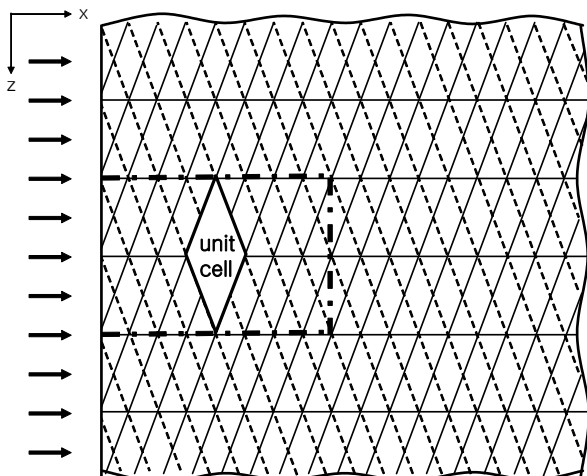


Fig. 2 Computational domain for multi-cell

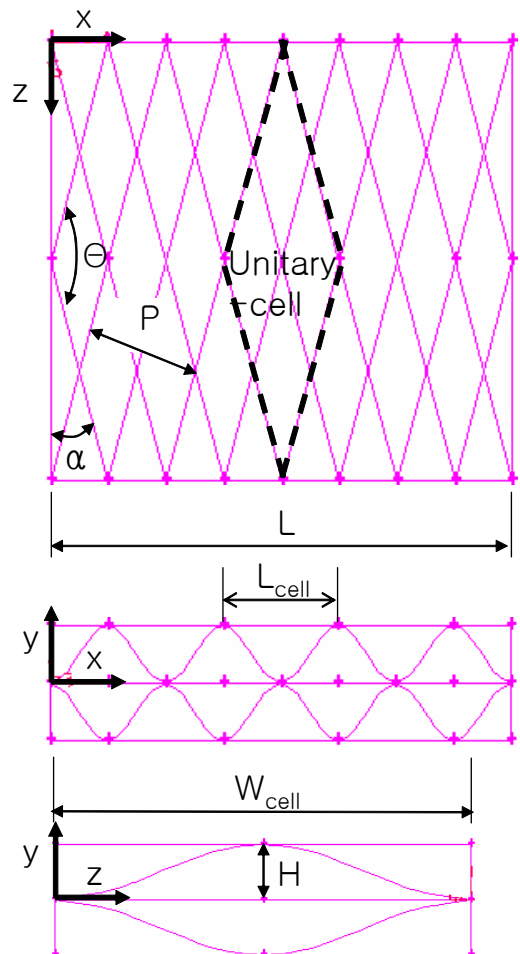


Fig. 3 Two dimensional shape of multi cell

**Table 3** Corrugation height and hydraulic diameter

P/H 비	2.0	3.0	4.0
H[mm]	12	8	6
$D_h$ [mm]	16.4	13.0	10.5

본 연구에서는 입구부 길이와 주름높이의 변화에 따른 유동 및 열전달특성을 고찰하기 위하여 입구부의 길이를 단위셀의 길이( $L_{cell} = 24.8mm$ )를 기준으로  $L_{cell} < L_{in} < 5L_{cell}$ 로 선정하였으며, 출구부의 길이는  $1.5L_{cell} = 37.2mm$ 로 정하였다. 그리고 주름높이는  $H = 6, 8, 12mm$ 의 세 종류로 결정하였다. 따라서 주름피치/주름높이비, 즉 P/H 비는 2, 3, 4가 된다. 각각의 P/H비에 대한 수력 직경은 Table 3과 같다.

### 3. 이론

#### 3.1 지배방정식

물성치가 일정한 3차원 정상상태, 비압축성 난류유동이며, 난류모델로서 표준  $k-\epsilon$ 모델을 사용하는 경우 연속방정식, 운동량방정식, 난류운동량 에너지방정식( $k$ ), 난류운동량 에너지 소산율 방정식( $\epsilon$ ) 및 에너지 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u_i' u_j'})$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \epsilon \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} G_k \frac{\epsilon}{k} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} [u_i (\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (5)$$

여기서

$$-\rho \overline{u_i' u_j'} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \delta_{ij} \quad (6)$$

**Table 4** Inlet velocity with Reynolds number for three P/H ratios(Unit; m/s)

	Re/10 <sup>3</sup>	1	2	4	6	8	10
P/H	2	1.01	2.02	4.04	6.06	8.08	10.1
	3	1.27	2.55	5.08	7.62	10.2	12.7
	4	1.58	3.15	6.32	9.48	12.6	15.8

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}, \quad k_{eff} = k + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \quad (7)$$

$$G_k = 2\mu_t S_{ij} S_{ij}, \quad S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (8)$$

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{u_i^2}{2} \quad (9)$$

$$C_{1\epsilon} = 1.44, \quad C_{2\epsilon} = 1.92, \quad C_\mu = 0.09 \quad (10)$$

$$\sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\epsilon = 1.3, \quad Pr_t = 0.85 \quad (11)$$

#### 3.2 경계조건

입구에는 일정한 속도조건을, 출구에는 유출(outflow) 경계조건을 부여하였다. 그리고 양쪽 측면( $z=0mm$ ,  $z=92.7mm$ )에 대해서는 대칭조건을 적용하였다. 속도의 범위는 Reynolds수를 기준으로  $1,000 \leq Re \leq 10,000$ 이며, 각각의 P/H비에 대한 입구속도는 Table 4와 같다.

온도 경계조건은 기존 문헌과의 비교를 위하여 입구의 공기온도는  $T_{in} = 45^\circ C (318K)$ 로, 벽표면온도는  $T_{wall} = 27^\circ C (300K)$ 의 값을 적용하였다. 그리고 기본 모델에 부착된 입구부와 출구부의 상단벽 및 하단벽, 양쪽 측면( $z=0mm$ ,  $z=92.7mm$ )에 대해서는 단열조건을 부여하였다.

비교 대상인 기존의 문헌에서는 공기를 사용하여 열전달 특성을 고찰하였다. 본 연구의 수치해석에 사용된 공기의 물성치는 대기압,  $36^\circ C$ 를 기준으로 밀도는  $\rho = 1.143 kg/m^3$ , 열전도율은  $k = 0.0268 W/mK$ , 정압비열은  $c_p = 1005 J/kgK$ , 점성계수는  $\mu = 1.892 \times 10^{-5} Pa \cdot s$ , 그리고 Prandtl 수는  $Pr = 0.71$ 이다.

#### 3.3 성능 매개변수

관형 열교환기의 성능 조사에 필요한 매개변수를 Fig. 3에 표시된 단위셀을 기준으로 기술하면 다음과 같다.

식 (12)와 같이 정의되는 평균속도의 개념을 사

용하면 Reynolds 수는 식 (13)과 같이 정의된다.

$$U_{mean} = \frac{\dot{m}_{cell}}{\rho A_{c,flow}} \quad (12)$$

$$Re = \frac{\rho U_{mean} D_h}{\mu} = \frac{\rho U_{in} D_h}{\mu} \quad (13)$$

여기서  $\dot{m}_{cell}$ 은 단위셀 내를 통과하는 질량유량을,  $A_{c,flow}$ 는 유동을 가로지르는 z방향의 단면적이며 계산식은 Table 2와 같다.  $U_m$ 은 입구속도를 나타낸다. 그리고 마찰인자,  $f$ 는 식 (14)와 같이 정의된다.

$$f = \frac{|\Delta p|}{\rho U_{in}^2 / 2} \frac{D_h}{L_{cell}} \quad (14)$$

여기서  $|\Delta p|$ 는 단위 셀에서 압력강하를,  $L_{cell}$ 은 단위셀의 길이를 의미하며,  $\Delta l = P/\cos\alpha$ 로 계산된다. Colburn 인자  $j$ 는 식 (15)와 같이 정의된다.

$$j = \frac{\overline{Nu}}{Re \cdot Pr^{1/3}} = \left( \frac{h}{\rho c_p U_{in}} \right) Pr^{2/3} \quad (15)$$

### 3.4 수치해석 방법 및 격자계

해석 모델이 복잡한 형태이기 때문에 직육면체가 아닌 사면체(tetrahedron)를 사용하여 격자계를 구성하였다. P/H비 세 종류의 모델에 대하여 동일한 크기의 셀로 구성하였을 때 모델에 사용된 셀수는 Table 5와 같다. Fig. 4는 P/H비=3이며, 입구부 길이가 124mm( $L_{in} = 5L_{cell}$ )인 수치 모델에 대한 격자계를 나타낸 것이다.

본 수치해석을 위하여 열·유체분야의 상용코드인 FLUENT<sup>(13)</sup>를 사용하였고 SIMPLE 알고리즘<sup>(14)</sup>이 포함된 유한체적법을 적용하였으며 대류항 보간법으로 2차 상류차분법을 사용하였다. 지배방정식의 모든 변수들에 대하여 식 (16)과 같은 수렴조건을 적용하였고, 만족되는 경우 수렴이 완

료되는 것으로 판단하여 계산을 종료하였다.

$$\left| \frac{\Phi^{n+1} - \Phi^n}{\Phi^n} \right| < 10^{-4} \quad (16)$$

## 4. 결과 및 고찰

### 4.1 수치결과의 타당성 검토

수치결과를 고찰하기 위해 앞서 셀수의 변화에 따른 수치해의 값들을 비교한다. Table 6은 입구부 길이=5 $L_{cell}$ , P/H=3, Re=2,000( $U_{in} = 2.55m/s$ )인 조건에서 셀수의 변화에 대하여 단위셀의 전열판에 대한 대류열전달계수의 값을 나타낸 것이다. 선택된 조건에서 셀수에 따른 열전달계수는 최대 약 4.2%의 차이를 보이고 있다. 따라서 본 논문에서는 입구부길이=5 $L_{cell}$  P/H=3, 셀수=377,346 모델에 사용된 셀크기와 동일한 값을 기준으로 모든 경우에 대한 수치해석을 수행하였다. 타당성 검토를 위한 참고문헌의 모델은 쉘브론각,  $\alpha = 15^\circ$ , P/H비  $\approx 2.0$ , Re=2,000(이 경우에 입구속도=2.02m/s)이다.

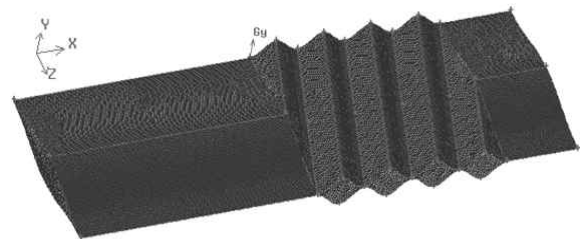
마찰인자  $f$ 는 식 (14)를 이용하여, Colburn 계수  $j$ 는 식 (15)를 이용하여 계산할 수 있다. 식 (15)에서 평균대류계수  $h$ 는 식 (17)과 식 (18)로부터 구할 수 있다. 단위 셀의 전열판에 대한 열전달률  $q$ 는 수치해의 결과로부터 얻을 수 있다.

**Table 6** Comparison of heat transfer coefficients according to the number of cells in case of  $L_{in} = 5L_{cell}$ , P/H=3 and Re=2000

no. of cells	377,346	495,808	598,460
$h [W/m^2K]$	73.4	75.4	76.6

**Table 5** Number of cells for model of three P/H ratios with length of inlet-part, 5 $L_{cell}$

P/H ratios	2.0	3.0	4.0
no. of cells	557,480	377,346	291,321



**Fig. 4** Numerical grid system for the model of P/H=3 and  $L_{in} = 5L_{cell}$

**Table 7** Comparison of  $f$  and  $j$  between numerical predictions and previous results for  $\alpha = 15^\circ$  and  $Re=2000$

	Predictions	Ref. [1]	Ref. [4]
P/H	2	2.2	2
$f$	9.4	7	6
$j$	0.027	0.034	0.028

$$q = hA_s \Delta T_{lm} \tag{17}$$

$$q = \dot{m} c_p (T_{out} - T_{in}) \tag{18}$$

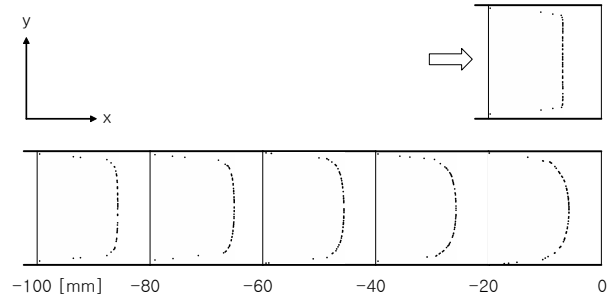
여기서  $\Delta T_{lm}$ 은 로그평균온도차이며 식 (19)와 같이 표현된다. 그리고  $T_{in}$ 은 입구온도,  $T_{out}$ 는 출구온도를 의미하며,  $T_{wall}$ 은 단위셀의 전열판 온도를 나타낸다.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{wall} - T_{out}) - (T_{wall} - T_{in})}{\ln[(T_{wall} - T_{out}) / (T_{wall} - T_{in})]} \tag{19}$$

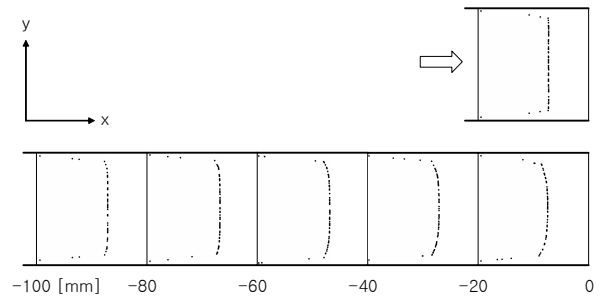
앞에서 설명한 해석과정을 통하여 계산된 본 수치결과와 기존의 문헌 결과를 비교하면 Table 7과 같다. 표에서 마찰인자( $f$ )인 경우 문헌에 따라 값의 차이가 발생하고 있으며 예측된 수치결과가 가장 높은 값을 보이고 있다. Colburn 계수인 경우 본 수치결과와 참고문헌의 결과는 최대 약 20%의 차이를 보임으로써 비교적 일치된 결과임을 알 수 있다. 특히 참고문헌<sup>(4)</sup>의 결과와 비교하면 거의 동일한 값으로 나타나고 있다.

#### 4.2 입구부에서의 속도분포

입구부의 길이 변화에 따른 유동 특성을 조사하기 위하여 입구부의 길이가  $L_{cell}$  및  $5L_{cell}$ 인 두 개의 모델을 중심으로 x-성분의 속도분포를 도시하였다. Fig. 5는 입구속도 2.02m/s에 대하여 유동방향의 중심선인  $z=46.4\text{mm}$  위치에서 y 방향 ( $-12 < y < 12\text{mm}$ )으로 x-성분의 속도분포를 나타낸 것이다. 입구길이가  $L_{cell}$ 인 경우 속도분포는 입구 속도의 형태와 거의 유사한 평평한 속도분포의 모습을 보이고 있으나, 입구길이가  $5L_{cell}$ 로 증가하면 완전발달유동의 특성을 나타내는 포물선 형태의 속도로 변해가는 과정을 관찰할 수 있다.



**Fig. 5** X-velocity distributions along the y-direction at  $z=46.36\text{mm}$  for  $U_{in}=2.02\text{m/s}$  in case of  $P/H=2$  and  $\alpha = 15^\circ$



**Fig. 6** X-velocity distributions along the y-direction at  $z=46.36\text{mm}$  for  $U_{in}=10.1\text{m/s}$  in case of  $P/H=2$  and  $\alpha = 15^\circ$

입구속도가 10.1m/s로 증가하는 경우에도 완전 발달유동의 형태로 변화하는 현상이 나타남을 Fig. 6을 통하여 알 수 있다. 입구길이가  $L_{cell}$ 인 경우 속도분포 형상은 앞에서 기술한 모습과 매우 유사하지만  $5L_{cell}$ 인 경우 난류의 전형적인 완전발달유동의 특성(중앙 부분이 약간 평평한 형태)을 보여주고 있다.

이상의 결과로부터 다중셀의 입구 부분에서 완전발달유동의 특성을 나타내는 입구길이가 가장 긴 모델을 기준으로 마찰인자 및 Colburn 계수의 상관관계식을 제시하는 것이 타당할 것으로 사료되었다.

#### 4.3 대류열전달계수

P/H비 세 모델에 대하여 대류열전달계수의 변화 형태를 고찰하면 다음과 같다. Fig. 7은 세 개의 P/H비 모델에 대하여 Reynolds 수 변화에 따른 열전달계수의 값을 도시한 것이다.

열전달계수는 Reynolds 수의 증가에 비례하여 선형적으로 증가하였으며, P/H비의 감소, 즉 주름 높이(H)가 증가할수록 높게 나타났다. 특히 P/H

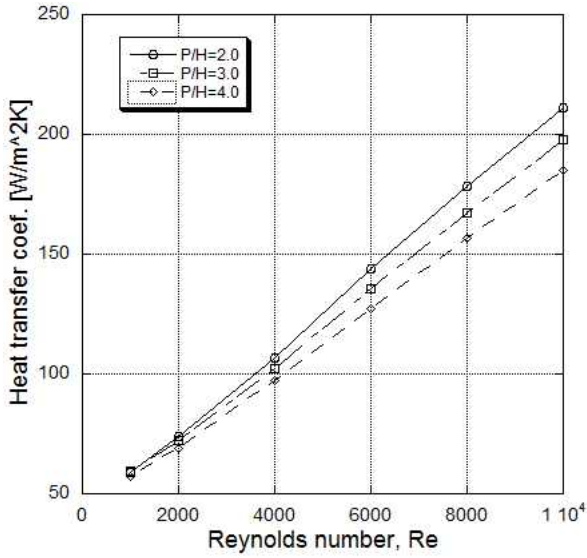


Fig. 7 Heat transfer coefficients for three P/H ratio models in case of  $L_{in} = 5L_{cell}$  and  $\alpha = 15^\circ$

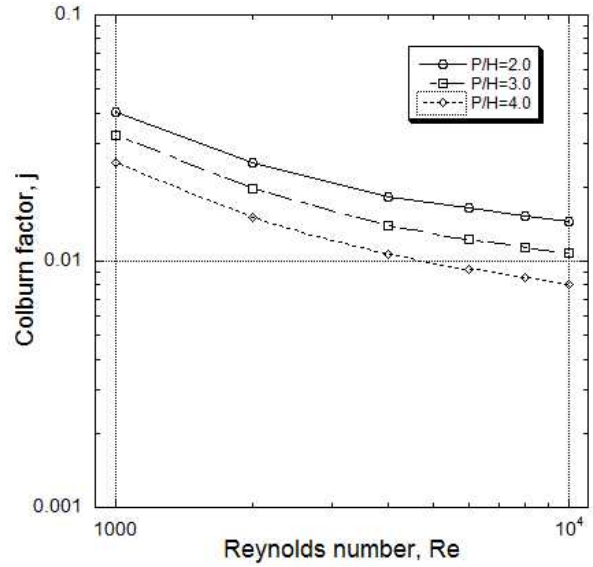


Fig. 9 Colburn  $j$  factor with Reynolds number in case of  $L_{in} = 5L_{cell}$  and  $\alpha = 15^\circ$

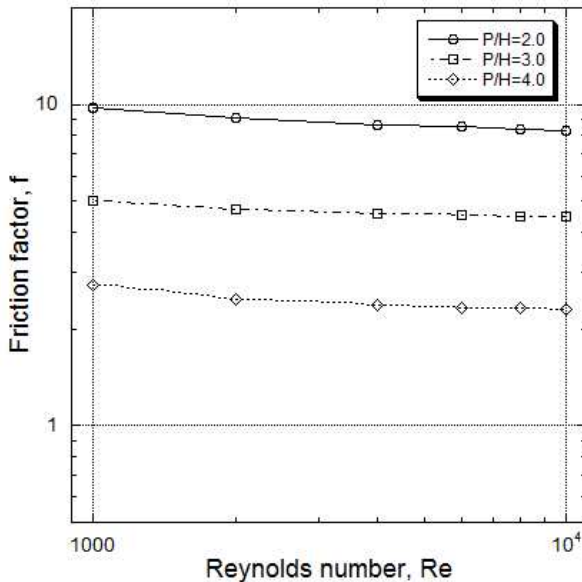


Fig. 8 Friction  $f$  factor with Reynolds number in case of  $L_{in} = 5L_{cell}$  and  $\alpha = 15^\circ$

비 사이에서 발생하는 차이는 Reynolds 수가 증가할수록 점점 증가하는 경향을 보였다.

4.4 마찰인자의 상관관계식

본론에서는 앞장에서 검토된 결과를 바탕으로 Reynolds 수의 범위 1,000 ~ 10,000에 대하여 관형 열교환기에 적용할 수 있는 마찰인자의 상관관계식을 제시하고자 한다.

수치해에서 얻은 압력차( $\Delta p$ ) 자료와 식 (14)

를 이용하면 마찰인자 값을 계산할 수 있다. Fig. 8은 세 개의 P/H비 모델에서 계산된 마찰인자( $f$ )를  $1,000 \leq Re \leq 10,000$ 의 범위에 대하여 도시한 것이다. 수치해석기법을 적용하여 세 개의 곡선을 P/H비가 고려된 한 개의 식으로 정립하면 마찰인자는 식 (20)과 같이 표현할 수 있다.

$$f = C \cdot Re^m \tag{20}$$

( $1,000 \leq Re \leq 10,000$ ,  $Pr=0.71$ ,  $\alpha = 15^\circ$ ,  
 $2 \leq P/H \leq 4$ )

여기서

$$C = 48.951 - 22.697(P/H) + 2.8828(P/H)^2$$

$$m = -0.2294 + 0.1239(P/H) - 0.021(P/H)^2$$

4.5 Colburn 계수의 상관관계식

앞에서 얻은 결과를 바탕으로 Reynolds 수의 범위 1,000 ~ 10,000에 대하여 Colburn  $j$ 계수의 상관식을 제시하면 다음과 같다.

수치해에서 얻은 자료와 식 (15), 식 (17) 및 식 (18)을 이용하면  $j$  계수값을 계산할 수 있다. Fig. 9는 P/H비 세 모델에 대하여 Reynolds수의 변화에 따른 Colburn  $j$ 계수의 값을 표시한 것이다. 그림에 도시된 세 개의 곡선을 수치해석 기법을 적용하여 하나의 식으로 정리하면 식 (21)과 같이 표현할 수 있다.

$$j = C \cdot Re^m \quad (21)$$

(1,000 ≤ Re ≤ 10,000, Pr=0.71, α = 15°,  
2 ≤ P/H ≤ 4)

여기서

$$C = 0.3603 + 0.3142(P/H) - 0.0614(P/H)^2$$

$$m = -0.3047 - 0.0863(P/H) + 0.0105(P/H)^2$$

## 5. 결 론

본 연구에서는 입구영향과 주름높이가 고려된 판형열교환기의 유동 및 열전달특성을 수치적으로 해석하였다. 여러 개의 단위셀을 연결한 다중셀에 입구부와 출구부가 부착된 모델을 기본으로 입구부의 길이변화( $L_{cell} \sim 5L_{cell}$ )에 따른 모델과 P/H비 변화( $2 < P/H < 4$ )에 따른 모델에 대하여 수치해석을 수행하였다. 쉘브론각  $\alpha = 15^\circ$ , 주름피치  $P = 24\text{mm}$ , 입구부길이  $L_{in} = 5L_{cell}$ 의 형상을 갖는 판형 열교환기에 대한 수치해석을 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 판형열교환기를 구성하는 요소인 단위셀에 대하여 P/H비를 고려한 마찰인자  $f$ 는  $1,000 \leq Re \leq 10,000$ ,  $Pr=0.71$ ,  $\alpha = 15^\circ$  및  $2 \leq P/H \leq 4$ 의 조건에서 식 (20)과 같이 표현할 수 있다.

(2) 판형열교환기를 구성하는 요소인 단위셀에 대하여 P/H비를 고려한 Colburn  $j$ 계수는  $1,000 \leq Re \leq 10,000$ ,  $Pr=0.71$ ,  $\alpha = 15^\circ$  및  $2 \leq P/H \leq 4$ 의 조건에서 식 (21)과 같이 표현할 수 있다.

## 후 기

이 논문은 2009년도 원광대학교의 교비 지원에 의해서 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

## 참고문헌

(1) Focke, W. W., Zachariades, J. and Oliver, I., 1985, "The Effect of the Corrugation Inclination Angle on the Thermohydraulic Performance of Plate Heat Exchanger," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 28, No. 8, pp. 1469~1479.

(2) Gaiser, G. and Kottke, V., 1989, "Flow Phenomena and Local Heat and Mass Transfer in Corrugated Passages," *Int. Chem. Eng. Tech.*,

Vol. 12, pp. 400~405.

- (3) Stasiek, J., Collins, M. W., Ciofalo, M. and Chew, P. E., 1996, "Investigation of Flow and Heat Transfer in Corrugated Passages- I. Experimental Results," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 39, No. 1, pp. 149~164.
- (4) Ciofalo, M., Stasiek, J. and Collins, M. W., 1996, "Investigation of Flow and Heat Transfer in Corrugated Passages-II. Numerical Simulations," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 39, No. 1, pp. 165~192.
- (5) Gut, J. A. W. and Pinto, J. M., 2004, "Optimal Configuration Design for Plate Heat Exchangers," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 47, pp. 4833~4848.
- (6) Muley, A., Manglik, R. M. and Metwally, H. M., 1999, "Enhanced Heat Transfer Characteristics of Viscous Liquid Flows in a Chevron Plate Heat Exchanger," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 121, pp. 1011~1017.
- (7) Jain, S., Joshi, A. and Bansal, P. K., 2007, "A New Approach to Numerical Simulation of Small Sized Plate Heat Exchanger with Chevron Plates," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 129, pp. 291~297.
- (8) Shin, S. C., Kim, K. W. and Moh, J. H., 2001, "Performance Evaluation of Scale Mitigation Unit for Heat Exchangers," *Trans. of KSME B*, Vol. 25, No. 9, pp. 1149~1156.
- (9) Kim, Y. H. and Lee, K. J., 2002, "An Experimental Study on Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop in Plated Heat Exchangers with Different Chevron Angles," *Trans. of KSME B*, Vol. 26, No. 2, pp. 269~277.
- (10) Kim, J. H., Kwon, O. K., Yun, J. H. and Lee, C. S., 2002, "An Experimental Study on the Performance of a Brazed Plate Heat Exchangers," *Journal of SAREK*, Vol. 14, No. 1, pp. 83~90.
- (11) Jeong, J. Y., Nam, S. C. and Kang, Y. T., 2008, "A Numerical Analysis on the Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Welding Type Plate Heat Exchangers," *Trans. of KSME B*, Vol. 32, No. 9, pp. 676~682.
- (12) Kwon, L. K., Cha, D. A., Yun, J. H. and



Kim, H. S., 2008, "Performance Evaluation of Plate Heat Exchanger with Chevron Angle Variation," *Proceedings of the KSME Autumn Annual Conference*, pp. 2363 ~ 2368.

(13) *FLUENT User's Guide Volume*, Version 6.1, Fluent Inc.

(14) Patankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw Hill.