

## 인터쿨러용 판형열교환기 내부유로의 유동현상에 관한 전산유체해석

윤 천 석<sup>\*1)</sup> · 한 승 한<sup>2)</sup>

한남대학교 기계공학과<sup>1)</sup> · 한남대학교 대학원<sup>2)</sup>

### CFD Analysis for the Flow Phenomena of the Narrow Channels in Plate Heat Exchanger for Intercooler

Cheon Seog Yoon<sup>\*1)</sup> · Seunghan Han<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup>Department of Mechanical Engineering, Hannam University, Daejeon 306-791, Korea

<sup>2)</sup>Graduate School, Hannam University, Daejeon 306-791, Korea

(Received 4 July 2003 / Accepted 12 January 2004)

**Abstract** : Plate heat exchangers (PHE) have been widely used in different industrial applications, because of high heat transfer efficiency per unit volume. Basic study is performed for PHE to the application of intercooler in automobile. In order to understand the flow phenomena in the plate heat exchanger, a channel which was formed by the upper and lower plate in single plate was considered as calculation domains. Because chevrons attached on the upper plate are brazed with chevrons attached on the lower plate, the flow channel has very complex configuration. This complex geometry was analyzed by Fluent. In order to validate this methodology the proper experimental and theoretical data are collected and compared with numerical results. Finally, due to the lack of experimental values for PHE to the application of intercooler, various chevron angles and air velocities at inlet were tested in terms of physical phenomena. From this point of view, results of velocity vector, path lines, static pressure, heat flux, heat transfer coefficient, and Nusselt number are physically reasonable and accepted for the solutions. From these results, the correlations for pressure drop and Nusselt number with respect to chevron angle and Reynolds number in specific PHE are obtained for the design purpose. Thus, the methodology of the flow analysis in the full geometry of the channel was established for the predictions of performance in plate heat exchanger.

**Key words** : Plate heat exchanger(판형열교환기), Thermal-hydraulic analysis(열수력해석), Corrugated plate(주름판), Channel(유로), Chevron(쉐브론), Intercooler(인터쿨러), CFD (전산유체)

#### Nomenclature

$\beta$  : chevron angle, °

$\rho$  : density, kg/m<sup>3</sup>

$\varepsilon$  : turbulent dissipation rate, m<sup>2</sup>/s<sup>3</sup>

$D_h$  : hydraulic diameter (= 4 H), m

$F_i$  : external body forces, N

$G_k$  : generation of turbulent kinetic energy due to the mean velocity gradients

$G_b$  : generation of turbulent kinetic energy due to buoyancy

$H$  : chevron height, m

$h$  : enthalpy, kJ/kg

$h_{eff}$  : heat transfer coefficient, W/(m<sup>2</sup>K)

$K$  : thermal conductivity, W/m · K

$k$  : turbulent kinetic energy, m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup>

\*To whom correspondence should be addressed.

csyoon@hannam.ac.kr

- $L$  : plate length, m
- $Nu$  : Nusselt number ( $= h_{eff}D_h / k$ )
- $\mu$  : viscosity, kg/m-s
- $\mu_t$  : "eddy" or turbulent viscosity, kg/m-s
- $T$  : temperature, K
- $P$  : pressure, Pa
- $Re$  : Reynold 수 ( $= \rho VD_h / \mu$ )
- $\rho g_i$  : gravitational body forces, N
- $u_i, u_j$  : velocity, m/s
- $t$  : time coordinate, s
- $W$  : plate width, m
- $x_i$  : spatial coordinate, m
- $\tau_{ij}$  : viscous stress tensor
- $Y_m$  : contribution of the fluctuating dilatation in compressible turbulence to the overall dissipation rate

**Subscripts**

- $i, j$  : directional indices ( $x, y, z$ )

**1. 서론**

엔진에 유입되는 공기의 밀도를 증가시켜 엔진출력을 증가하는 터보차저는 압축기로 유입되는 공기를 압축시키지만, 압축에 동반되는 온도증가로 인한 밀도의 감소를 만회하기 위하여 인터쿨러를 함께 사용한다. 가열된 공기를 물 또는 찬 공기로 냉각시키는 기존의 인터쿨러는 관-튜브 또는 플레이트-핀 열교환기를 주로 사용한다. 판형열교환기는 단위부피당 열전달면적을 극대화시킨 고밀도, 고효율 열교환기로 냉동·공조 분야에 많이 사용되기 때문에, 본 논문에서는 기존의 열교환기 보다 크기를 감소시킬 수 있는 장점을 갖는 판형열교환기를 차량에 설계·적용 가능하도록, 판형열교환기 제작사<sup>1)</sup>에 제공할 수 있는 열수력 성능 특성에 관한 기초연구를 수행하였다. 판형열교환기는 상호접촉에 의해 다수의 주름진 (corrugated) 금속판으로 구성되어 있으며, 주름진 판들이 적층되어 용접된 판형열교환기의 한 판 내에 수십 개의 chevron 또는 herringbone 이 각각의 판에 부착되어 있어서, 그 내부의 유로는 너무 복잡하여 전체를 모델링하여 해석하는 것은

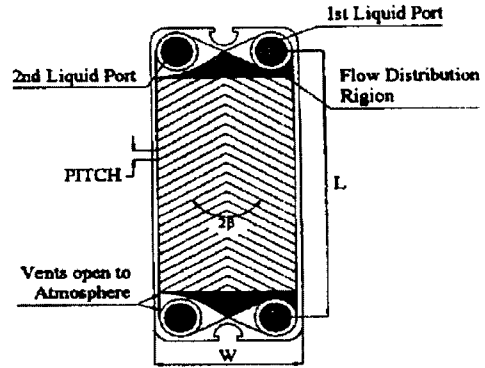


Fig. 1 열판의 형상<sup>2)</sup>

상당히 어려운 일이다. Fig. 1은 열판의 전형적인 형상으로,  $\beta$ 는 chevron 각을 나타낸다. 지금까지의 판형열교환기 성능에 관한 연구는 열역학적 특성 및 압력강하 특성에 대하여 주로 실험에 의존해 왔으며 설계기술의 발달에 따라 chevron의 각도를 최적상태로 변화시켜 압력손실을 감소시키며 열전달계수를 최대로 할 수 있게 되었다.

판형열교환기의 내부유로에 관한 해석은, Ciofalo 등<sup>3)</sup>과 Mehrabian & Poulter 등<sup>4)</sup>에 의해서 연구되었고, 하판과 상판으로 구성된 하나의 유로 내부에서, 하판 위에 부착된 한 개의 chevron과 상판 아래에 부착된 한 개의 chevron이 만드는 한 개의 cell을 추출하여 계산영역으로 생각하고, 경계에서 주기조건을 적용하여 계산하였다. 하지만, 이러한 가정의 타당성은 아직도 논의되고 있는 문제이다. Paras 등<sup>5,6)</sup>은 수직 유로 채널을 갖는 주름진 판형열교환기 형상에 관하여 한판 내부의 유동 가시화 실험과 해석을 수행하였다. 특히 수치적인 모사방법은 single cell 뿐만 아니라, 열교환기 전체의 복잡한 유로내부의 유동을 모사하였다. 계산을 위하여, 단순한 채널을 채택 하였는데, 한쪽 판은 주름진 판과 다른 판은 평판으로 형성된 채널이었다. 국내의 연구를 살펴보면, 이관수 등<sup>7)</sup>은 판형열교환기의 판내측 형상인 돌출물에 관하여 열유체 해석을, 유호선 등<sup>8)</sup>은 판형열교환기의 열역학적 해석을, 김중보 등<sup>9)</sup>은 판형열교환기의 chevron형상에 관하여 전산유체해석을 각각 수행 하였다. 그러나 계산상의 어려움으로 판형열교환기의 형상을 너무 단순화하였다. 이규정 등<sup>10)</sup>은 판형열교환기의 3차원형상에 대하여 수평방향의

채널 단면 형상만을 모델링 하였기 때문에 판과 판을 적층하였을 때 만들어지는 실제유로를 완전히 모사하지 않았다. 실험에 의존하는 판형열교환기의 설계는 형상 변화에 따라 금형을 새로이 제작해야 하거나 작동조건이 변화함에 따라 실험장치의 변화 등에 동반되는 비용과 시간으로 인하여 민첩하게 대응하기 어렵다. 반면에 전산유체해석은 해석방법과 실험값, 그리고 해석값의 차이에 대한 보정을 한번 수립한 후에는 형상의 변화나 작동조건의 변화 등에 손쉽게 대응할 수 있는 장점이 있다. 본 논문에서는, 복잡한 판형열교환기 내부 형상에서 존재하는 유체의 자세한 흐름에 관하여 전산유체해석 방법으로 해석하는 내용을 기술하였다. 판형열교환기 내부의 복잡한 유로형상에 대하여 완전한 기하학적 형상을 모델링하고 범용 CFD S/W 인 Fluent<sup>11)</sup>로 해석하여 압력손실과 열전달계수를 구하였다. 계산결과와 검증에 위하여 Alfa Laval 사의 판형열교환기로 작동유체인 물에 관하여 실험한 Vlasogiannis<sup>12)</sup>, Bellas<sup>13)</sup>의 연구들과 기존 실험 데이터를 기본으로 관계식들을 정리한 Martin<sup>14)</sup>, Wang<sup>15)</sup>의 이론식으로 비교, 검증하였다. 또한, 판형열교환기 선정사<sup>1)</sup>로부터 입수한 인터쿨러용 판형열교환기의 적절한 작동조건을 사용하여 해석하였다. 해석 결과의 검증에 필요한 인터쿨러용 판형열교환기 실험값의 부재로 인하여, chevron 각을 30°, 37.5°, 45°, 52.5°, 60°로 변경하고, 또한 입구공기 속도를 12 m/s, 10.8 m/s, 8 m/s, 6 m/s, 4 m/s로 감소해가며 parametric study를 수행하였으며, 그에 따른 결과를 통하여 물리적인 현상을 고찰하였다. 해석결과를 설계에 사용 가능하도록 특별한 판형열교환기에 대하여 Reynolds 수와 chevron 각을 변수로 압력손실과 Nusselt 수에 관련된 단순식을 만들어서 차량용 인터쿨러로 판형열교환기를 채택예정인 터보차저 설계·제작사<sup>1)</sup>에 제공하였다.

## 2. 수학적 모델

### 2.1 형상

Fig. 2는 본 연구에서 사용한 판형열교환기 한 면의 상판 또는 하판을 CATIA modeling 한 형상을 나타낸다. 한 개의 유로는 상판의 chevron 방향과 반대

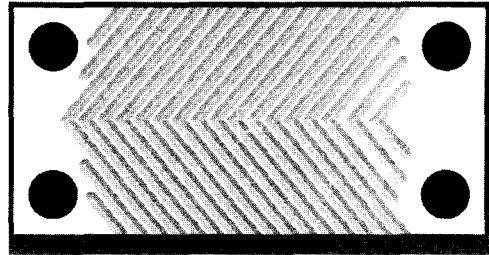


Fig. 2 한판의 CATIA 형상 모델링

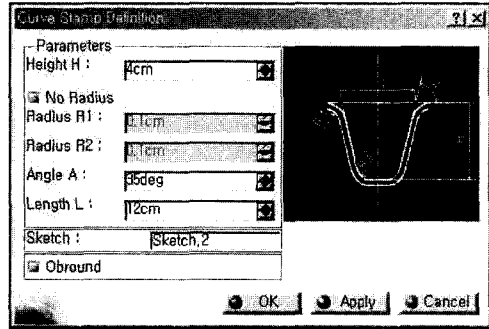


Fig. 3 CATIA에서 Chevron의 상세형상

Table 1 판의 기하학적 제원

판의 폭 (width)	115 mm
판의 길이 (length)	480 mm
chevron pitch	14 mm
chevron 높이 (height)	4 mm
chevron 각	45 °
chevron top의 폭	2 mm
주름 (corrugation)의 폭	12 mm
chevron 갯수	10개

방향인 판으로 구성되며, 주름의 정점에서 서로 용접되어 접촉된다. Fig. 3은 CATIA에서 생성 가능한 chevron의 상세형상으로, chevron의 높이(height)와 pitch에 의하여 정의된다. 인터쿨러용 판형열교환기에 사용한 자세한 판의 기하학적 제원은 Table 1과 같다.

### 2.2 지배방정식

Fig. 2의 상판과 하판으로 구성되는 복잡한 내부 유로의 열유체 특성을 규명하기 위하여, 지배방정식인 연속 방정식, 모멘텀 방정식, 에너지 방정식, standard  $k-\epsilon$  방정식은 다음과 같다.

연속 방정식

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

모멘텀 방정식

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i + F_i \quad (2)$$

에너지 방정식

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i h) = \frac{\partial}{\partial x_i}(K \frac{\partial T}{\partial x_i}) \quad (3)$$

표준  $k-\epsilon$  난류 모델 방정식

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i}[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial x_i}] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M \quad (4)$$

$$\rho \frac{D\epsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i}[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon}) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i}] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (5)$$

여기서, 사용한 계수들은 각각 다음과 같다.

$$C_{1\epsilon} = 1.44, C_{2\epsilon} = 1.92, C_{3\epsilon} = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.3$$

판형열교환기의 내부 유로와 같은 복잡한 형상과 낮은 영역의 Reynolds 수 영역에서, 벽함수(wall function)를 이용하는 표준(standard)  $k-\epsilon$  방정식은 wall shear stress와 wall heat flux를 크게 예측하는 단점이 있지만, 완전히 발달한 난류유동이며 벽면에서의 격자 특성과 관련이 있기 때문에 공학적인 관점에서 기존의 난류모델인 표준  $k-\epsilon$  모델을 사용하였다.

### 2.3 경계조건 및 격자생성

판형열교환기 내부 유로의 경계조건은 Fig. 4와 같이, 입구-속도, 출구-outflow, 상판 벽과 하판 벽의 온도는 일정한 물의 온도를, 상판 벽과 하판 벽의 속도는 no-slip 조건을, 한 판의 반만 고려하였기 때문에 symmetry 조건을 부여하였다. 판형열교환기를 수평으로 해석하였고, 작동유체의 흐름방향을 x축, 입구측 면을 따라서 y축 및 높이방향을 z축으로 좌표를 선정하였다. Fig. 4의 하단 부는 벌집구조 모양인 한 개의 cell을 확대한 형상으로, 각각 유동의 입구와 출구를 나타낸다. 단면 CGJI는 flow inlet 이고, ABDC, EFHG, DHLK로 구성되는 3개의 단면은

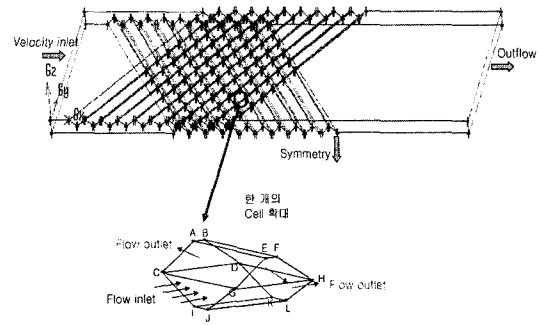


Fig. 4 판형열교환기에서 상판과 하판으로 형성된 내부 유로의 경계조건과 벌집구조 모양의 한 개 cell을 확대한 모습

flow outlet이다. 단면 ABFE, IGLK, GHLJ, CDKI, AEGC, BFHD는 벽면을 나타낸다.

인터쿨러용 판형열교환기의 전산유체해석 시 Fluent 주 계산에 사용된, 공기의 초기 물성 및 난류 값은 Table 2와 같다. 판형열교환기를 인터쿨러 대용으로 사용 예정인 터보차저를 설계·제작하는 회사<sup>1)</sup>에서 제공한 data는 공기의 질량유량, 입·출구 온도, 압력, 냉각수의 질량유량, 입·출구 온도, 압력 등으로, 판의 개수와 판의 입구면적을 고려하여 공기의 속도를 계산하였다. 본 해석에서 입구포트와 출구포트 부분은 제외하였고, 작동유체는 입구부분에서 균일하게 분배되어 채널로 유입하는 것으로 가정하였다. 본 해석에서 사용한 난류강도는 식 (6)으로부터 Reynolds 수에 따라 4.7~5.8% 이므로 5%를, turbulence length scale ( $l$ )은 다음과 같은 식<sup>11)</sup>으로부터 계산하였다.

Table 2 계산에서 사용된 공기의 초기 물성 및 난류값

기호	이름	단위	공기의 물성값
$\rho$	입구밀도	kg/m <sup>3</sup>	2.3611
$C_p$	정압비열	kJ/kg · k	1.0105
$\mu$	점성계수	kg/(m · s)	2.1485*10 <sup>-5</sup>
$k$	열전도계수	W/m · k	31.15*10 <sup>-3</sup>
$Pr$	Prandtl수		0.697
$v$	입구속도	m/s	10.8
$\dot{m}$	질량유량	kg/s	0.0476
$P_i$	입구압력	Pa	291392
$T_i$	입구온도	K	430.51
	난류강도	%	5
	length scale	m	0.007*0.016

$$I = u' / U_{avg} = 0.16(Re)^{-1/8} \quad (6)$$

$$l = 0.007 \times L = 0.007 \times D_h \quad (7)$$

Fig. 4의 하단부와 같이 벌집구조 모양인 한 개의 cell에서 주름과 주름이 만나는 부분은 벽면 (wall) 경계조건을 지정하였고, 주름과 주름이 만나는 작은 cell을 이루는 부분에 automesh 기능을 사용하여 격자생성을 하였다. Fig. 5는 한 개의 cell에 대한 자세한 격자모양을 나타내며, tetrahedral/hybrid mesh로 wall 쪽에 격자를 조밀하게 배치하였다. (Element=Tet/Hybrid, Type=TGrid, Intervalsize=3)

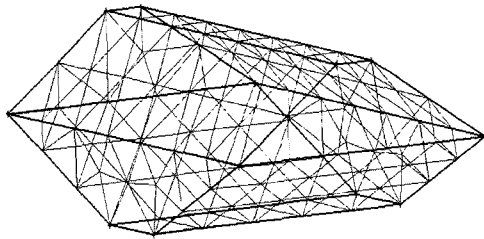


Fig. 5 한 개의 cell에서의 격자 모양 (tetrahedral/hybrid mesh)

### 3. 해석 결과 및 고찰

#### 3.1 수치해석의 타당성 검증

본 연구의 수치해석 방법을 검증하기 위하여 Vlasogiannis<sup>12)</sup>와 Bellas<sup>13)</sup>의 실험결과와 Martin<sup>14)</sup>의 이론값(기존 실험값들의 관계식 정리)으로 압력손실과 Nusselt number를 각각 비교하였다. Fig. 6은 chevron 각이 45°인 Alfa Laval사의 판형열교환기에 대하여 작동유체인 물의 속도 변화에 따른 압력손실의 변화를 나타내는 그래프로, Bellas<sup>13)</sup>의 실험결과, Fluent 해석결과, Martin<sup>14)</sup>의 이론값을 각각 나타낸다. Fluent 해석결과와 Martin<sup>14)</sup>의 이론값은 환관에 관한 데이터이기 때문에 Bellas<sup>12)</sup>의 실험결과와 비교하기 위하여 판의 갯수와 포트에 의한 압력손실을 첨가하여 나타내었다. Fluent 해석결과는 Bellas<sup>13)</sup>의 실험결과와 Martin<sup>14)</sup>의 이론값 사이에 존재함을 알 수 있다. 실험값과 해석값의 차이는 표준  $k-\epsilon$  난류모델의 정확성 문제와 입구와 판형열교환기의 입·출구에 연관된 압력손실<sup>2)</sup>을 고려하지 않은 것에 기인한 것으로 보이며 물의 속도가 증가함

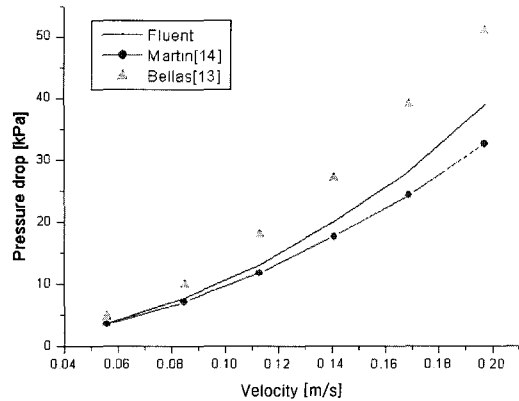


Fig. 6 속도 변화에 대한 압력 강하 비교 (experimental, numerical, and theoretical results)

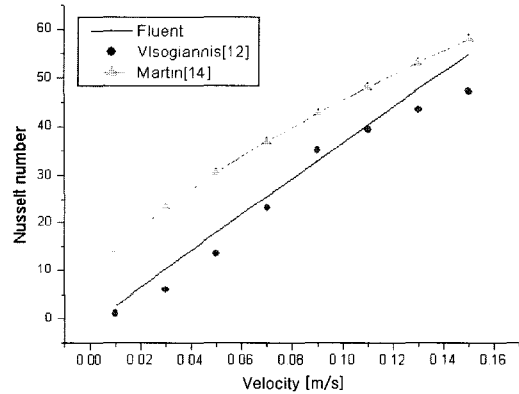


Fig. 7 속도 변화에 대한 Nusselt number 비교 (experimental, numerical, and theoretical results)

에 따라 그 차이가 커짐을 알 수 있다.

Fig. 7은 chevron 각이 60°인 Alfa Laval사의 판형 열교환기에 대하여 작동유체인 물의 속도 변화에 따른 Nusselt number의 변화를 나타내는 그래프로, Vlasogiannis<sup>12)</sup>의 실험결과, Fluent 해석결과, Martin<sup>14)</sup>의 이론값을 각각 나타낸다. Fluent 해석결과는 Vlasogiannis<sup>12)</sup>의 실험결과와 Martin<sup>14)</sup>의 이론값 사이에 존재하며, 압력손실의 비교와는 달리, Vlasogiannis<sup>12)</sup>의 실험결과와 Fluent 해석결과 사이에 그 차이가 10% 이내이며, 속도가 가장 빠를 때, 그 차이가 커진다. 이것은 압력손실에서 기술한 표준  $k-\epsilon$  난류모델의 정확성에 관한 문제와 실제 물리적인 현상과는 다른 벽면온도 조건이 사용되었기 때문으로 생각된다. 판형열교환기는 각 유로마다 상판에

는 차가운 물이 하판에는 뜨거운 공기가 서로 교대하여 흐르기 때문에, 완전히 해석하려면 상판에서의 열유체 해석 결과인 온도를 하판에서 열유체 해석 시 경계조건으로 지정해야 하는 coupling 문제로서 고려하기가 어려운 상황이다. 또, 벽면 두께가 0.24 mm 이하로 매우 얇기 때문에 전도에 의한 값은 무시될 수 있어서 열전도 값을 고려한 열 저항 조건을 지정하지 않고, 차가운 물의 입·출구 온도의 평균값을 벽에서의 온도에 관한 경계조건으로 사용하였다.

### 3.2 인터콜러용 판형열교환기 해석 결과

Chevron 각 45°인 한판의 계산에서 생성된 격자의 수는 180,586 개로 tetrahedral/hybrid mesh의 형태이다. Fig. 8은 한판의 상판과 하판으로 구성되는 내부유로에서의 유체의 궤적 선(flow path line)을 나타낸다. 입구에서 균일하게 유입한 유체는 상판의 chevron과 하판의 chevron의 접촉부가 용접·밀착되어 있기 때문에 유체가 흐르지 못한다. 흐르지 못한 유체는 다음 골의 빈 공간으로 들어가 지그재그 형태로 흘러 유체가 판 전체로 균일하게 분산되어 판의 표면을 적시며 흐르게 된다.

Fig. 9는 한 개의 cell에서 속도벡터의 분포를 나타내며, 판형열교환기의 내부유동은 기하학적으로 밀집한 형상 때문에 복잡한 유동형태를 보인다. 이러한 유동의 근본적인 특성은 2차 와류 운동(secondary swirling motions)을 유발시키며 교차하는 2개의 기류들이다. 골에서 와류(swirl)를 발생하는 구동력(driving force)은 골에 수직방향에서 반대 디트

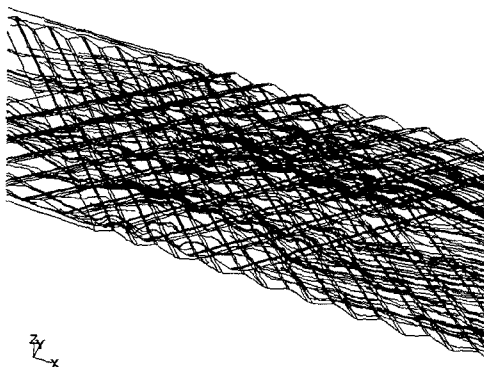


Fig. 8 주름판에서의 유체 궤적 선(flow path line)

를 따라 움직이는 유체의 속도 성분이다.

Fig. 10은 주름 판(corrugated plate)에서의 정압분포를 나타낸다. 상판 주름의 골과 하판 주름의 정점이 서로 용접된 상태이어서 속도는 없기 때문에 높은 정압이 나타나며, 유체의 흐름방향에 따라 정압이 감소하는 것을 알 수 있으며, 정압이 음수인 것은 본 압력이 게이지 압력이기 때문이다.

Fig. 11은 주름 판에서의 유체의 흐름방향인 x-shear stress 분포를 나타낸다. 상판 주름의 골(하판 주름의 정점)에서 더 높은 값이 존재하는 것은,

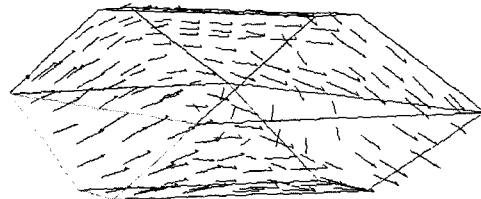


Fig. 9 한 개의 cell에서 속도벡터

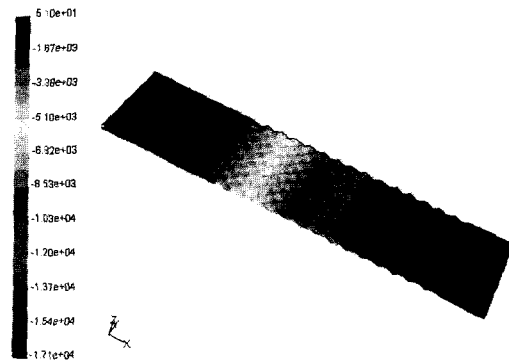


Fig. 10 주름 판(corrugated plate)에서의 정압분포(단위: Pa)

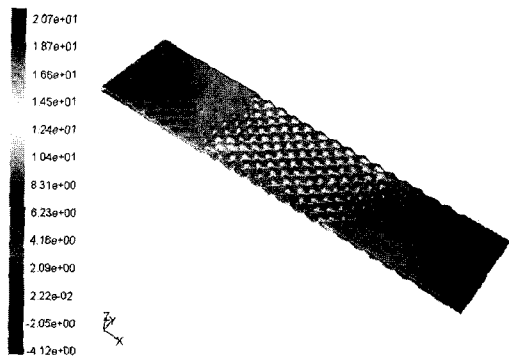


Fig. 11 주름 판(corrugated plate)에서의 x-shear stress 분포(단위: Pa)

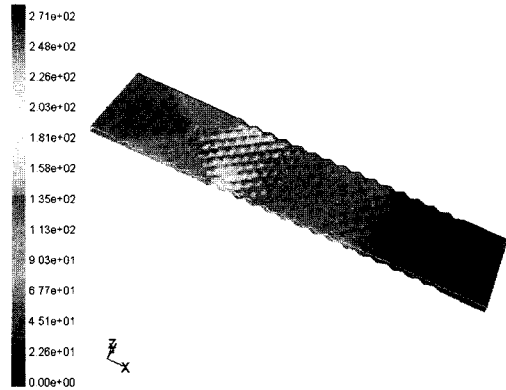


Fig. 12 주름 판(corrugated plate)에서의 Nusselt 수 분포

x-shear stress 분포가 상판 주름의 끝(하판 주름의 정점)에서 떨어져 나가는 액체 층을 방해하며, 끝 내부에 유지시키려는 경향이 있다. Paras 등<sup>[4]</sup>의 가시화 실험에 의해서도 이러한 현상이 확인되었다.

Fig. 12는 주름 판(corrugated plate)에서의 Nusselt 수의 분포를 나타내며, Nusselt 수의 최대값은 상판 주름의 정점(하판 주름의 끝)에서 나타나며, 최소 Nusselt number는 10.7로 출구부분에서 존재한다. 즉, 주 유동에 의해 발생하는 와류에 의하여 유체의 속도가 낮은 영역에서 높은 난류가 촉진되며, 연속적으로 변화하는 유체의 흐름방향과 속도에 의해서도 난류가 증대된다. 높은 난류는 높은 열전달 계수를 일으킨다. 이것은 유체의 흐름 뿐만 아니라 열전달 결과에도 주름의 강한 영향을 보여 주는 것이다.

### 3.3 Chevron 각과 속도변화의 영향

인터쿨러용 판형열교환기에 관한 계산의 결과를 검증하기 위하여 적절한 실험결과와 비교가 필수적이지만, 일반적으로 판형열교환기 제작사들의 실험 결과는 회사 내의 극비사항으로 공표하지 않는 것이 현실이다. 본 계산에서 동일한 판의 체원으로 chevron 갯수가 10개이며, chevron 각을 30°, 37.5°, 45°, 52.5°, 60° 등으로 변경할 때, 그리고 공기의 입구속도를 12 m/s, 10.8 m/s, 8 m/s, 6 m/s, 4 m/s로 변화하며 parametric study를 수행함으로써 물리적인 타당성을 고찰하였다. Fig. 13은 공기의 입구속도에 상당하는 Reynolds 수와 chevron 각의 변화에 따른 압력강하 변화를, Fig. 14는 chevron 각과 Reynolds 수의

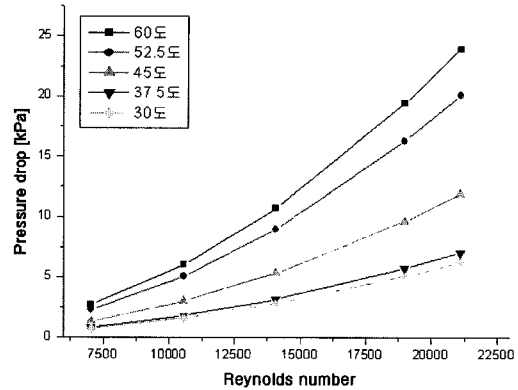


Fig. 13 Chevron 각과 Reynolds 수의 변화에 대한 압력강하 변화

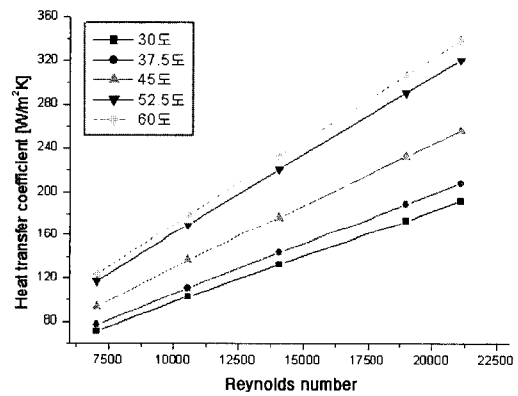


Fig. 14 Chevron 각과 Reynolds 수의 변화에 대한 열전달 계수의 변화

변화에 따른 열전달계수의 변화를 각각 나타낸다. Chevron 각이 증가함에 따라 압력손실, 열전달계수가 증가함을 알 수 있고, 30°와 37.5° 사이, 52.5°와 60° 사이의 증가곡선의 기울기는 완만한 반면 45°와 52.5° 사이의 증가곡선의 기울기는 급격하다. 즉, 45°와 52.5° 사이 최적의 값이 존재함을 알 수 있다. 자세한 속도, 압력, heat flux, 열전달계수, Nusselt 수의 contour들은 chevron 각 45°의 경향과 유사하게 나타남으로 본 논문에서는 생략하였다. 예측한 것과 같이, 같은 크기의 판에 chevron 각을 증가함에 따라 압력손실은 증가하며, 열전달 계수도 증가한다. 즉, chevron 각이 커질수록 plate 표면에서 난류를 증가시켜 열전달을 증가시키지만, 반면에 압력강하도 증가한다. 또한, Reynolds 수가 증가함에 따라 압력손실, 열전달계수가 선형적으로 증가한다.

속도가 증가함에 따라, 압력손실은 증가하며, 열전달계수도 증가함을 알 수 있었다. 속도가 증가함에 따라 난류가 증진되며, 그에 따라 열전달은 촉진되지만 압력손실은 증가한다.

3.4 해석결과를 이용한 관계식의 도입

3.3절의 관형열교환기의 Fluent 해석결과를 바탕으로 터보차저를 설계·제작하는 회사가 설계에 적용할 수 있도록 curve fitting 한 후, 관계식 (correlation)을 도출하였다. Graphic S/W인 Origin<sup>16)</sup>의 option을 사용하여 chevron 과 공기의 속도를 변수로 압력강하와 Nusselt number를 계산할 수 있는 관련

식을 도출하였다. 이 때, 사용한 chevron의 제원은 chevron 개수 10개, 판의 높이 4 mm, 속도는 10.8 m/s 이고, 근사함수로 4차함수를 채택하였다. Fig. 15는 chevron 각의 변화에 대한 압력강하와 Nusselt 수 변화를 curve fitting graph로 나타내었고, 압력강하와 Nusselt 수에 대하여 근사값과 계산결과와의 최대 상대오차는 각각 1.59 %, 0.6 % 이하이다. 일반적인 관계식은 (8)과 (9)로 표현되며, chevron 각(β)와 압력손실의 단위는 degree (°)와 Pa이고, 그에 관련된 계수들은 Table 3에 정리되어 있다.

$$\Delta P = A_0 + A_1\beta + A_2\beta^2 + A_3\beta^3 + A_4\beta^4 \quad (8)$$

$$N = B_0 + B_1\beta + B_2\beta^2 + B_3\beta^3 + B_4\beta^4 \quad (9)$$

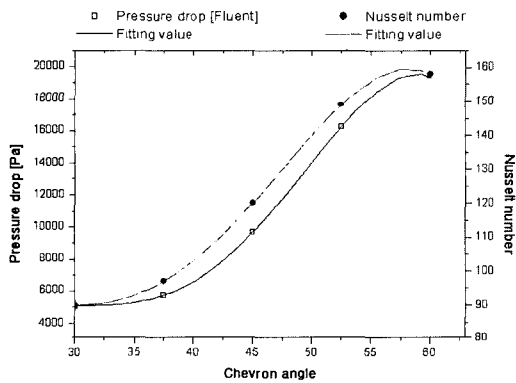


Fig. 15 Chevron 각의 변화에 대한 압력강하와 Nusselt number 변화의 curve fitting graph

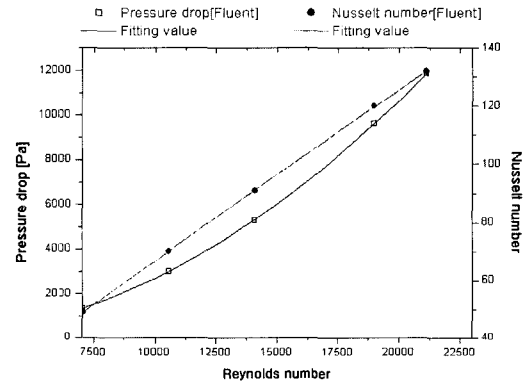


Fig. 16 Reynolds 수의 변화에 대한 압력강하와 Nusselt number 변화의 curve fitting graph

Table 3 Chevron 각의 변화에 따른 압력강하와 Nusselt number 계산에 필요한 curve fitting 다항식 계수들

Reynolds 수	ΔP					Error[%]
	A <sub>0</sub>	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	A <sub>3</sub>	A <sub>4</sub>	
7,034	-20382	2332.14	-94.34	1.64	-0.010	1.59
10,550	-45924	5247.37	-212.18	3.69	-0.023	0.298
14,067	-82012	9355.98	-378.03	6.56	-0.041	0.412
18,990	-150857	17167.82	-692.69	12.01	-0.074	0.09
21,101	-186376	21205.01	-855.53	14.84	-0.092	0.1
Nusselt number						
	B <sub>0</sub>	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>	B <sub>4</sub>	Error[%]
7,034	-45	11.49	-0.56	0.012	-7.90E-5	0.34
10,550	-158	25.9	-1.16	0.022	-1.45E-4	0.201
14,067	-306	43.86	-1.88	0.035	-2.24E-4	0.1
18,990	-138	31.6	-1.53	0.031	-2.11E-4	0.6
21,101	-458	63.51	-2.68	0.045	-3.66E-4	0.414

Table 4 Reynold 수의 변화에 따른 압력강하와 Nusselt number 계산에 필요한 curve fitting 다항식 계수들

Chevron 각	ΔP			Error[%]
	C <sub>0</sub>	C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>	
30	-28.02	0.013	1.34E-5	0.016
37.5	-24.60	0.012	1.53E-5	0.043
45	-31.82	0.013	2.61E-5	0.015
52.5	-33.25	0.014	4.44E-5	0.014
60	-34.17	0.014	5.31E-5	0.0058
Nusselt number				
	D <sub>0</sub>	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	Error[%]
30	2.49	0.005	-2.44E-8	0.23
37.5	5.20	0.005	-8.86E-9	0.18
45	5.93	0.006	-9.73E-9	0.32
52.5	3.89	0.008	-2.56E-8	0.409
60	2.98	0.009	-3.11E-8	0.33



Chevron 각 45°, chevron 개수 10개, 판의 높이 4 mm 이고, 근사함수로 2차 함수를 선택하였다. Fig. 16은 Reynolds 수의 변화에 대한 압력강하와 Nusselt 수 변화를 curve fitting graph로 나타내었고, 압력강하와 Nusselt 수에 대하여 근사값과 계산결과의 상태오차는 각각 0.04 %, 0.4 % 이하로, 일반적인 관계식은 (10)과 (11)로 표현되며, 관련된 계수들은 Table 4에 정리되어 있다.

$$\Delta P = C_0 + C_1 Re + C_2 Re^2 \quad (10)$$

$$N = D_0 + D_1 Re + D_2 Re^2 \quad (11)$$

#### 4. 결론

Chevron을 포함하는 2개의 주름판으로 형성된 판형열교환기의 내부유로에서 발생하는 열유체 현상 규명을 위하여, 상판과 하판으로 구성되는 한 유로를 선정하고, 상판에 부착된 chevron과 하판에 부착된 chevron이 용접되어 있는 복잡한 형상에 관하여 범용 열유체 해석 S/W인 Fluent를 이용하여 해석을 수행하였다. 본 연구로부터 결론을 요약하면 다음과 같다.

- 1) Alfa Laval사의 판형열교환기(chevron 각이 각각 45°, 60°) 실험값, 이론값(기존의 실험값들의 관계식 정리), Fluent 해석결과에 대하여 압력손실과 Nusselt number를 비교하였다. 수치해석결과는 압력손실과 Nusselt number 모두 이론값과 실험값 사이에 존재하였고, 수치해석 결과는 비교적 정확하였다.
- 2) Chevron 각이 증가함에 따라, 압력손실과 열전달 계수가 증가하였다. 열교환기 설계의 기본은 허용 압력강하 내에서 열전달계수를 증가시키는 것으로, chevron 각이 45°와 52.5° 사이에서, 압력손실과 열전달계수의 최적의 값이 존재함을 알 수 있다. 또, 입구공기의 속도가 증가함에 따라, 즉 Reynolds 수가 증가함에 따라 압력손실과 열전달계수가 선형적으로 증가하였다. Chevron 각과 입구공기 속도의 변화에 따른 해석결과는 물리적으로 타당하였다.
- 3) 판형열교환기의 복잡한 내부유로 형상에 관하여 완전한 3차원 모델링을 통하여 자세한 유체의

흐름을 고찰하였고, 판형열교환기를 사용 예정인 설계·제작사가 개발하는 터보차저의 사양에 맞추어 차량용 인터쿨러 설계 시 필요한 열전달과 압력강하에 관한 관계식을 도출하여 제공하였다.

#### 후 기

본 연구는 2002년도 한남대학교 교비연구비에 의해 수행되었으며, 차량용 인터쿨러 판형열교환기의 사양결과와 기술검토에 협력해 주신 (주)한국터보기계의 담당자 여러분께 감사를 포함합니다.

#### References

- 1) Kturbo Inc. (<http://kturbo.kturbo.com>)
- 2) T. Kuppan, Heat Exchanger Design Handbook, Marcel Dekker, Inc., New York, 2000.
- 3) M. Ciofalo, M. W. Collins, J. A. Stasiek, "Flow and Heat Transfer Predictions in Flow Passages of Air Preheaters: Assessment of Alternative Modeling Approaches," Computer Simulations in Compact Heat Exchangers, Editors, B. Sundén, and M. Faghri, Computational Mechanics Publications, United Kingdom, 1998.
- 4) M. A. Mehrabian, R. Poulter, "Hydrodynamics and Thermal Characteristics of Corrugated Channels: Computational Approach," Applied Mathematical Modeling, Vol.24, pp.343-364, 2000.
- 5) S. V. Paras, E. I. P. Drosos, A. J. Karabelas, F. Chopard, "Counter-current Gas/liquid Flow Through Channels with Corrugated Walls-Visual Observations of Liquid Distribution and Flooding," World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics & Thermodynamics, Thessaloniki, September 24-28, 2001.
- 6) S. V. Paras, A. G. Kanaris, A. A. Mouza, A. J. Karabelas, "CFD Code Application to Flow Through Narrow Channels with Corrugated Walls," 15th International Congress of Chemical and Process Engineering, CHISA

- 2002, Prague, August, 2002.
- 7) K. Lee, H. Moon, K. Chung, "The Thermal and Flow Analysis in the Channel of Plate Heat Exchanger with Crossed-Discrete Ribs," Transactions of the KSME (The Korean Society of Mechanical Engineers), Part B, Vol.23, No.5, pp.678-686, 1999.
  - 8) C. M. Lee, K. H. Lee, H. Yoo, "Thermodynamic Analysis on the Multipass Plate Heat Exchangers," SAREK (The Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea), Proceedings of '97 Winter Meeting, Paper No.97-W-012, pp.101-106, 1997.
  - 9) J. Y. Lee, S. M. Yoon, C. B. Kim, "A Study on Modeling of Plate Type Heat Exchanger Performance Analysis," SAREK, Proceedings of '97 Winter Meeting, Paper No. 97-W-011, pp.95-100, 1997.
  - 10) D. Y. Kim, K. J. Lee, "Numerical Simulation on Pressure Drop and Heat Transfer Characteristics of Plate Heat Exchangers," SAREK, Proceedings of '98 Winter Meeting, Paper No.98-W-117, pp.718-723, 1998.
  - 11) Fluent Inc., Fluent5 User's Guide, July 1998.
  - 12) P. Vlasogiannis, G. Karagiannis, P. Argyropoulos, and Bontozoglou, "Air-Water Two-Phase Flow and Heat Transfer in a Plate Heat Exchanger," International Journal of Multiphase Flow, Vol.28, pp.757-772, 2002.
  - 13) J. Bellas, I. Chaer, S. A. Tassou, "Heat Transfer and Pressure Drop of Ice Slurries in Plate Heat Exchanger," Applied Thermal Engineering, Vol.22, pp.721-732, 2002.
  - 14) H. Martin, "A Theoretical Approach to Predict the Performance of Chevron-Type Plate Heat Exchangers," Chemical Engineering and Processing, Vol.35, pp.301-310, 1996.
  - 15) L. Wang, B. Sunden, "Optimal Design of Plate Heat Exchangers with and without Pressure Drop Specifications," Applied Thermal Engineering, Vol.23, pp.295-311, 2003.
  - 16) Micro Software Inc., Origin, Version 5.0, 1998.
  - 17) K. H. Ryu, T. Y. Chung, "A Study on Performance and Exhaust Gas Characteristics of the Diesel Engine with Turbocharger and Intercooler," Transactions of KSAE, Vol.7, No.7, pp.86-93, 1999.