다양한 형상의 판형 열교환기 열전달 성능에 관한 해석적 연구

오 재 경, 안 성 국*, 남 상 철**, 조 홍 현***†

조선대학교 기계공학과 대학원, *삼일산업(주), ** (주)LG 전자, *** 조선대학교 기계공학과

Theoretical Study on the Heat Transfer Performance in the Various Type Plate Heat Exchanger

Jaekyeong Oh, Sungkook An*, Snagchul Nam**, Honghyun Cho***†

Graduate School of Mechanical Engineering, Chosun University, Kwangju 501-759, Korea

*R&D Center, Samil co. Ltd., JeonJu, Jeonlabuk-do 330-31, Korea

** Air conditioning and Energy solution R&D, LG Electronics, Jeollabuk-Do 565-904, Korea

*** Department of Mechanical Engineering, Chosun University, Kwangju 501-759, Korea

(Received May 4, 2012; revision received July 4, 2012)

ABSTRACT: The performance of various type plate exchangers with different chevron angle, dimple size and arrangement was analysed by using Ansys v13.0. Heat transfer performance, pressure drop and flow patten of plate heat exchanger were investigated according to mass flow ratio investigated and compared. As a result, the 60°-chevron type plate heat exchanger showed the highest heat transfer performance but pressure drop was relatively high. The efficiency of 45°-chevron type plate heat exchanger showed the best performance in considering of heat transfer performance and pressure drop simultaneously. Among dimple type plate heat exchangers, the highest heat transfer performance was shown in a dim_zigzag type plate heat exchanger but pressure drop was very high. Besides, the dim_upsize plate heat exchanger showed very low pressure drop.

Key words: Heat transfer(열전달), PHE(판형 열교환기), Heat flux(열유속) Pressure drop(압력강하)

기 호 설 명

b	: 주름높이 [mm]
d	: 지름 [mm]
f	: 마찰계수
h	: 유로높이 [mm]
L	: 길이 [mm]
P_c	: 주름길이 [mm]
p	: 주름피치 [mm]
t	: 두께 [mm]
u	: 유속 [m/s]

그리스 문자

α	: 쉘브론각 [°]
β	: 딴플각 [°]
θ	: 주름각 [°]
μ	: 점성계수 [N sec/m ²]
ρ	: 밀도 [kg/m ³]
τ_{ij}	: 점성전단응력 [kPa/m ²]

하첨자

d	: 딴플간 중심거리
p	: 가로
w	: 세로

† Corresponding author

Tel.: +82-62-230-7050; fax: +82-62-230-7055

E-mail address: hhcho@chosun.ac.kr

1. 서 론

판형 열교환기는 1920년대 개발되었지만 다른 열교환기에 비해 열전달 성능이 좋지 못해 식품가공 및 의약품 제조 등 일부 산업에서만 주로 사용되었다. 하지만 1950년대 헤링본 패턴과 쉼브론 형상의 판형 열교환기가 개발됨에 따라 여러 분야에서 판형 열교환기의 적용이 증가하고 있는 추세이다. 따라서 이러한 판형 열교환기의 압력강하, 전열면적, 내부유동 및 열전달특성을 분석하는 것은 매우 중요한 연구이다. 또한 판형 열교환기는 복잡한 유로 형상으로 내부의 난류유동 발생 및 열전달 특성 해석 시 많은 시간이 소요되며, 실험을 통해 열교환기의 성능을 파악하기 위하여 다양한 운전조건에 대한 실험을 수행하는 것은 수치해석에 비해 비능률적이고 어려운 것이 사실이다. 따라서 이러한 문제를 해결하기 위해 전산유체역학(CFD)을 이용한 3D 해석을 진행하여 내부의 난류유동 및 열전달 특성을 분석하는 연구가 활발히 진행 중에 있다.

기존의 판형 열교환기에 대한 연구로는 Martin⁽¹⁾은 쉼브론 형상 판형 열교환기의 실험 데이터를 바탕으로 Re수를 층류와 난류로 구분하여 마찰계수와 Nu수에 대한 상관식을 제안하였으며, Fernandes et al.⁽²⁾은 요구르트 제조 과정에서 사용되는 판형 열교환기 특징을 분석하기 위해 작동유체인 요구르트에 대한 물성치를 분석하고 이를 CFD 해석 프로그램에 이용하여 해석적 연구를 수행하였다. Metally and Manglik⁽³⁾은 쉼브론 형상비와 Re수에 따른 판형 열교환기 유동형태를 분석하기 위해 CFD 해석 프로그램을 이용하여 2차원 모델의 수치해석적 연구를 진행하였다.

하지만 기존 연구는 층류모델 해석에 대한 이론적인 연구가 대부분을 차지하고 있다. 이에 반해 판형 열교환기의 내부에서 난류유동이 발생하는 경우의 유체유동 및 열전달 특성에 대한 연구는 아직 부족하며, 특히 판형 열교환기 모델을 산업에 적용하기 위한 열전달계수, Re, Nu 및 압력강하에 대한 수치해석 및 실험데이터에 대한 연구가 많이 미진한 실정이다. 따라서 본 연구에서는 상용 CFD 소프트웨어인 Ansys v13.0을 이용하여 산업에서 실제로 사용되는 대형 판형 열교환기를 3D 모델로 해석하였으며 여러 가지 형태에 따른 특성을 고찰하였다. 이를 통하여 실제 판형 열교환기에 적용 가능한 모델을 디자인하여 설계 시 필요한 기초 데이터를 제공하려 한다.

2. 모델링 및 운전조건

2.1 모델링

본 연구에서는 흡수식 냉온수기에 사용되어지는 대형 판형 열교환기의 성능특성 및 내부유동을 분석하기 위해 여러 가지 쉼브론 형상과 딴플 형상의 판형 열교환기를 설계하였다. 판형 열교환기의 크기는 $1180 \times 280 \times 1.2 \text{ mm}^3$ 이며, 판형 열교환기 전체 형상을 설계하여 해석하려면 메쉬(mesh)가 커지게 되고 해석시간이 길어져 해석의 정확성이 떨어지게 된다. 따라서 본 논문에서는 메쉬를 고밀도화하고 해석시간을 줄이기 위해 판형 열교환기의 대칭형상을 기준으로 2등분하고 입구와 출구의 형상을 고려하지 않고 수치해석을 진행하였다. 쉼브론 형상의 판형 열교환기는 쉼브론 각도에 따른 내부유동 및 성능특성의 변화가 심하므로 본 연구에서는 쉼브론 각도를 각각 30° , 45° , 60° 인 판형 열교환기를 설계하여 해석을 진행하였다. 쉼브론 형상을 설계하기 위한 사인곡선에 대해서는 Fernandes et al.⁽⁴⁾이 제안한 식(1)을 이용하여 모델링하였다.

$$y(x) = \frac{b}{2} \sin\left(\frac{2\pi}{p_c}\left(x - \frac{p_c}{4}\right)\right) + \frac{b}{2} \quad (1)$$

딴플 형상의 판형 열교환기를 쉼브론 형상의 판형 열교환기와 비교하기 위해 동일한 전열면적을 가지는 여러 가지 형태의 딴플형 판형 열교환기를 설계하였으며 딴플의 크기에 따른 성능특성 및 내부유동을 해석하기 위해 딴플 형상 밑면의 지름을 각각 7 mm, 14 mm로 변경하여 설계하였다. 또한 딴플의 배열에 따른 유동특성을 분석하기 위해 딴플 형상의 지름을 7 mm로 고정하고 딴플의 배열을 다르게 설계하여 성능특성 해석을 수행하였다.

Fig. 1은 본 연구에서 설계된 쉼브론 형상 판형 열교환기의 기하학적 형상을 보여주고 있다. 또한 쉼브론 형상에 따른 판형 열교환기의 자세한 사항을 Table 1에 나타내었다. 쉼브론 형상의 판형 열교환기는 주름의 방향이 반대방향으로 엇갈리게 적층되고 각각의 전열판 사이에 고온측과 저온측의 유로가 형성되게 설계되어 있다. 본 논문에서는 하나의 전열판을 기준으로 대향류로 흐르는 저온과 고온 유체에 대하여 수치해석을 수행하였다.

Fig. 2는 쉼브론 형상과 동일한 전열면적을 갖도

Fig. 1 Design of a chevron type plate heat exchanger.

Fig. 2 Design of a dimple type plate heat exchanger.

Table 1 Geometry of a chevron type PHE

Contents	Value
$L_p(\text{mm})$	1180
$L_w(\text{mm})$	280
$h(\text{mm})$	1.2
$p(\text{mm})$	10
$t(\text{mm})$	0.8
$\alpha(^{\circ})$	30, 45, 60
Heat transfer area(m^2)	0.323

록 설계된 덤플 형상의 판형 열교환기의 모습을 보여주고 있다. 덤플 형상은 지름과 높이가 동일한 원뿔 형상이 규칙적으로 요철을 형성하고 지름 7 mm, 덤플중심간 거리 10 mm, 높이 1.2 mm, 덤플 각도 45° 를 기준으로 선정하였으며, 기준 모델에서 덤플의 지름을 14 mm로 두 배 크게 설계된 모델인 덤플 업사이즈, 기준 모델에서 덤플 형상의 배열을 엇갈리게 설계한 덤플지그재그 모델을 추가로 설계하여 성능해석을 진행하였다. 덤플의 지름에 따른 전열면적과 이와 관련된 자세한 사양을 Table 2에 나타내었다. 덤플 형상 판형 열교환기의 경우 덤플 요철의 산과 산이 서로 마주보는 모습으로 접촉하여 고온측과 저온측의 유로를 형성하고 그 사이로 생성되는 유로를 통하여 유체가 흐르도록 설계하였으며 유체의 흐름은 대항류로 해석하였다.

2.2 해석방법

본 연구에서 수치해석에 사용된 난류모델은 유선의 휨에 의한 효과를 보다 잘 예측 하는 SSG Reynolds Stress 모델을 이용하였다. 고온측과 저온측 유체의 입구조건은 질량유량(mass flow rate) 조건을 사용하였으며, 출구는 압력(pressure)을 0 kPa로 설정하였다. 또한 전열판과 유체가 접하는 부분인 접점(interface)을 제외한 부분은 벽(wall)으로 설정한 후 수치해석을 진행하였다.

Fig. 3은 해석에 사용된 웨브론 형상 판형 열교환기의 메쉬격자를 보여주고 있다. 저온측과 고온측의 작동유체와 중앙의 고체 전열판으로 구성되며 테트

Table 2 Geometry of a dimple type PHE

Contents	Value
$L_p(\text{mm})$	1180
$L_w(\text{mm})$	280
$L_d(\text{mm})$	10*, 20**
$h(\text{mm})$	1.2
$d(\text{mm})$	7*, 14**
$t(\text{mm})$	0.8
$\beta(^{\circ})$	45
Form	dimple, dim_zigzag, dim_up
Heat transfer area(m^2)	0.324*, 0.361**

Note) * dimple, dim_zigzag, ** dim_up.

Fig. 3 Meshes of a plate heat exchanger.

라헤드론(Tetraheadron) 형상을 가지는 270만개의 메쉬로 구성되어 있다. 유체와 유체 사이의 열교환은 중앙의 전열판에서 일어나며 판의 외부는 단열된 것으로 가정하였다. 본 연구에서 작동유체는 물로 설정하고 난류영역에서 해석을 수행하였다. 또한 판형 열교환기에 대한 수치 해석연구를 진행하기 위해 내부유동은 다음과 같이 가정하였다.

1. 작동유체는 비압축성 뉴턴유체이다.
2. 작동중 압축에 의한 점성소산, 중력, 그리고 체적력은 무시한다.
3. 작동유체의 물성치는 항상 일정하다.
4. 오염에 의한 열전달 변화는 고려하지 않는다.
5. 각 유체의 입구온도는 일정하다.

이와 같은 가정으로부터 유도된 지배방정식 중 연속 방정식과 모멘트 방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho f_i \quad (3)$$

여기서 τ_{ij} 는 점성전단응력으로써 식(4)와 같이 표현된다.

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \quad (4)$$

또한 에너지보존 방정식은 아래 식(5)과 같이 나타낼 수 있다.

Table 3 Inlet conditions for simulation

Contents	Value	
Mass flow rate ratio(%)	60, 80, 100*, 120, 140	
Inlet temperature(℃)	Cold fluid	12
	Hot fluid	36

Note) * Base mass flow rate : cold = 0.05878 kg/s, hot = 0.06082 kg/s.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho h_s) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j h_s) - \frac{\partial p}{\partial t} = \\ - \frac{\partial q_j}{\partial x_j} + u_j \frac{\partial p}{\partial x_j} + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_{ji}} \end{aligned} \quad (5)$$

2.3 해석 조건

수치해석에 사용된 유체의 고온부와 저온부의 입구온도는 각각 12℃와 36℃로 고정시켰으며, 질량유량비의 변화에 따른 성능변화를 고찰하기 위해 저온부와 고온부의 질량유량을 0.05878 kg/s와 0.06082 kg/s를 100% 기준으로 20%씩 증가 또는 감소시켜 60%, 80%, 100%, 120%, 140% 등 총 5가지 조건에 대하여 수치해석을 진행하였다. 본 연구에서 판형 열교환기의 성능 고찰을 위하여 설정된 판형 열교환기 해석조건을 Table 3에 나타내었다.

3. 결과 및 고찰

3.1 웨브론 각도에 따른 성능특성 비교

본 논문의 수치해석 검증을 위하여 웨브론 각도가 60°인 판형 열교환기에 대해 성능실험을 실시하였다. 일정한 온도를 유지할 수 있도록 고온과 저온측 축열조를 이용하였으며 고온과 저온측의 판형열교환기 입·출구에 T-type 열전대와 압력계를 설치하여 온도 및 압력을 측정하였다. 실험에 이용된 T-type 열전대와 압력계의 오차는 각각 ±0.75%와 0.1%이다. 유체의 유량은 인버터 펌프와 밸브를 이용하여 조절하였으며 유량계(오차 : ±0.2%)를 이용하여 측정하였다. 이때 판형용액 열교환기의 작동 유체로는 물을 이용하였으며 고온과 저온측 입구의 운전조건은 Libr-물 혼합액과 물을 Pr수와 Re수의 상사를 이용하여 각각의 입구에서의 상태량을 결정하였다. 또한 실험결과를 CFD를 이용한 해석값과 비교하였다. 그러나 CFD 해석의 특성상 한 개의 채

널에 대하여 해석을 수행하였으며 판형 열교환기의 입구와 출구의 형상 및 분배에 대한 영향을 제외한 전열면만을 해석의 대상으로 선정하였기 때문에 실험값과 직접 비교하기에는 차이가 존재한다. 따라서 웨브론 각도가 60°인 판형 열교환기의 실험과 해석 결과를 질량유량비 100%를 기준으로 열교환 용량과 압력비의 변화를 비교·검증하였다.

Fig. 4는 CFD 해석과 실험을 통한 웨브론 각도가 60°인 판형 열교환기의 질량유량비에 따른 열용량과 압력강하의 증가비를 비교하여 보여주고 있다. 질량유량비 변화에 따른 실험의 열용량과 CFD의 열용량의 증가비의 오차는 평균 약 2.8% 정도이며, 최대 4.5%로 나타났다. 또한 압력강하의 경우 실험값과 CFD를 이용한 해석값의 차이는 평균 8.8% 정도로 나타났다. 압력강하의 경우 오차가 더 큰 이유

Fig. 4 Comparison of capacity ratio and pressure drop ratio with mass flow ratio.

Fig. 5 Comparison of outlet temperature with mass flow ratio.

는 CFD를 이용한 성능 해석에서 웨브론 형상 판형 열교환기의 입구와 출구의 형상을 제외하고 전열면만을 해석하기 때문으로 판단된다. 검증결과 CFD를 이용한 해석모델이 실험값의 증가정도와 그 경향성을 비교적 정확하게 예측하고 있음을 확인할 수 있었다.

Fig. 5는 웨브론 각도가 각각 30°, 45°, 60°인 판형 열교환기의 고온측과 저온측 출구온도의 변화를 질량유량비에 따라 비교하여 보여주고 있다. 질량유량비가 증가함에 따라 저온측 유체의 온도는 감소하고 고온측 유체의 온도는 증가하는 것을 확인할 수 있다. 질량유량비가 100%일 때, 웨브론 각도가 60°인 판형 열교환기의 저온측과 고온측 평균 입·출구 온도차는 13.89°C로 웨브론 각도가 45°와 30°인 판형 열교환기에 비하여 각각 3.5%, 21.4% 큰 입·출구 온도차를 보였다. 웨브론 각도가 45°인 판형 열교환기가 30°인 판형 열교환기에 비해 매우 큰 입·출구 온도 차이를 보이는 이유는 웨브론 각도가 30°에서 45°로 커질 때 유로 내의 유체교란 효과에 의한 열전달 성능 향상이 크게 나타났기 때문이다. 반면, 웨브론 각도가 45°에서 60°로 커질 때 열전달 향상정도는 다소 감소하는 것으로 나타났다.

Fig. 6은 웨브론 각도의 증가에 따른 압력강하량의 변화를 질량유량비에 따라 비교하여 보여주고 있다. 모든 웨브론 각도에서 판형 열교환기의 압력강하량은 질량유량비가 증가할수록 커지는 것으로 나타났다. 질량유량비가 60%에서 140%로 증가함에 따라 웨브론 각도가 60°인 판형 열교환기의 저온측과 고온측의 평균 압력강하량은 2.48 kPa에서 8.89 kPa로 약 260% 증가하였으며 웨브론 각도가

Fig. 6 Comparison of pressure drop with mass flow ratio.

45°와 30°인 판형 열교환기에 비하여 각각 109%, 443% 높은 압력강하량을 보이는 것으로 확인되었다. 또한 웨브론 각도가 커질수록 질량유량비 증가에 따른 압력강하의 증가량이 커지는 것으로 나타났다. 이는 웨브론 형상의 기하학적 특성인 유동왜곡 현상과 웨브론 형태에 의한 유체분산 효과가 웨브론 각도가 커질수록, 그리고 질량유속이 빠를수록 더 크게 나타나는 현상에 기인한 것으로 판단된다.

Fig. 7은 웨브론 각도가 30°, 45°, 60°인 판형 열교환기의 총괄열전달계수의 변화를 질량유량비 증가에 따라 비교하여 보여주고 있다. 웨브론 각도가 커질수록 총괄열전달계수는 증가하는 것으로 나타났다. 질량유량비가 60%에서 140%로 증가할 때, 웨브론 각도간 총괄열전달계수의 차이는 점차 커지며, 총괄열전달계수의 증가정도는 점점 감소하는 것으로 나타났다. 웨브론 각도가 60°인 판형 열교환기의 총괄열전달계수는 30°와 45°인 판형 열교환기에 비해 각각 21%와 1.5%씩 증가하는 것으로 나타났다. 웨브론 각도가 30°에서 45°로 증가할 때 웨브론 형상에 의한 유로내의 직진성 감소와 함께 난류의 형성이 활발하게 되어 유체의 분산 및 교란효과가 증가하고 이에 총괄열전달계수가 크게 향상되는 것으로 나타났다. 하지만 웨브론 각도가 45°에서 60°로 증가할 때는 웨브론 각도 증가에 의한 유체의 난류 형성의 증가 정도가 줄어들게 되어 웨브론 각도가 45°인 판형 열교환기에 비해 미미한 열전달 성능 증가를 보였다.

Fig. 8은 질량유량비가 100%일 때 웨브론 각도 변화에 따른 판형 열교환기의 저온측과 고온측 전 열면적에서의 온도변화를 보여주고 있다. 웨브론

Fig. 7 Comparison of overall heat transfer coefficient with mass flow ratio.

(a) Cold fluid side

(b) Hot fluid side

Fig. 8 Contour of static temperature on 100% mass flow ratio of chevron type PHE.

Fig. 9 Velocity streamline on chevron type PHE.

각도가 60°인 판형 열교환기에서 가장 큰 입·출구 온도변화를 보여주고 있으며, 이는 다른웨브론 각도의 판형 열교환기에 비해 열교환이 가장 활발하게 일어났기 때문이다. 웨브론 각도가 45°와 60°인 판형 열교환기는 전체적으로 비슷한 온도분포를 보이지만 유체의 흐름이 출구 방향으로 진행함에 따라 온도차이가 점차 커지는 것을 확인할 수 있다. 웨브론 각도가 30°인 판형 열교환기의 경우 웨브론 각도가 45°와 60°인 판형 열교환기와 동일한 입구 온도를 가지지만 작은 열전달량으로 인해 작은 입·출구 온도차를 나타내는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 9는 질량유량비가 100%일 때 판형 열교환기의 유선(streamline)을 웨브론 각도 변화에 따라 비교하여 보여주고 있다. 웨브론 각도가 30°와 45°인 판형 열교환기에서는 웨브론 각도에 따라 형성되는 유로를 통해 유체가 흐르는 것을 확인할 수 있으며, 웨브론 각도가 30°인 판형 열교환기에서 유체의 유속이 가장 낮게 나타나는 것으로 나타났다. 반면에 웨브론 각도가 60°인 판형 열교환기의 경우 생성된 유로를 통해 유체가 흐르지 않고 유체가 지그재그(zigzag)형상으로 흐르는 것을 확인할 수 있다. Ciofalo et al.⁽⁵⁾의 연구에 의하면 주름진 정도 α 는 웨브론 주름사이의 내부각 θ 와 $\alpha = (180 - \theta)/2$ 의 관계가 성립되며, $\alpha \leq 20^\circ$ 인 경우 유체의 유동이 지그재그 형태로 흐른다고 보고한 것과 동일한 현상을 보임을 확인할 수 있다. 본 연구에서 웨브론 각도가 60°인 판형 열교환기의 경우 $\alpha = 30^\circ$ 로 완전히 발달되지 않은 지그재그 유선형상을 보이고 있으며 웨브론 각도가 30°와 45°인 판형 열교환기에 비해 상대적으로 작은 직진성을 가지며 높은 유속을 보이는 것을 확인할 수 있다.

웨브론 각도에 따른 판형 열교환기에 대한 수치 해석을 수행한 결과 웨브론 각도가 60°인 판형 열교환기에서 가장 높은 열전달 성능이 나타났지만 웨브론 각도가 45°와 비교하여 열전달 성능의 증가정도가 크게 감소하고 이에 반하여 큰 압력강하를 보였다. 본 논문에서 해석의 대상으로 한 판형 열교환기는 흡수식 고온재생기에 적용되는 고온 용액 열교환기로 압력강하가 중요한 성능요소 중에 하나이며 열교환량과 압력강하를 동시에 만족하는 웨브론 각도 45°를 우수한 성능을 가지는 판형 열교환기로 선정하고 이를 기준으로 하여 딴플형태의 판형 열교환기의 성능을 비교 및 고찰하였다.

3.2 웨브론과 딴플 형상의 판형 열교환기의 성능 비교

Fig. 10은 딴플(dimple), 딴플업사이즈(dimple_upsize), 딴플지그재그(dim_zigzag) 형상을 가지는 판형 열교환기의 용량을 질량유량비 변화에 따라 비교하여 보여주고 있다. 딴플지그재그 형상의 판형 열교환기는 질량유량비가 100%일 때의 용량이 3.3 kW로 웨브론 각도가 45°인 판형 열교환기와 유사한 용량을 가지는 것으로 확인되었다. 그에 비해 딴플형상과 딴플업사이즈 형상의 판형 열교환기의 용량은 각각 2.98 kW와 1.89 kW로 웨브론 각도가 45°인 판형 열교환기에 비해 약 12%와 76% 작은 용량을 보였다. 전체적으로 딴플 형상의 판형 열교환기는 웨브론 형상의 판형 열교환기에 비하여 질량유량비 증가에 따른 용량의 증가정도는 작은 것으로 나타났다. 이는 웨브론 형상의 유체교란 효과에 의한 열전달 성능향상이 딴플 형상에 의한 유체교란 효과보다 우수하기 때문으로 판단된다.

Fig. 11은 다양한 딴플 형상의 판형 열교환기와 웨브론 각도가 45°인 판형 열교환기의 압력강하를 질량유량비 변화에 따라 비교하여 보여주고 있다. 딴플지그재그 형상의 판형 열교환기는 웨브론 각도가 45°인 판형 열교환기와 비슷한 용량을 보였지만 질량유량비 140%에서 저온측과 고온측의 평균 압력강하량은 48.3 kPa로 웨브론 각도가 45°인 판형 열교환기에 비해 9배 정도 높은 압력강하량을 보였다. 이는 딴플지그재그 형상 판형 열교환기의 유로가 입구에서 출구방향으로 진행되지 않고 주로 대각선으로 진행되며, 딴플로 인해 생기는 큰 유로가

Fig. 10 Comparison of Capacity with mass flow ratio.

좁은 유로로 연결되어 그 사이에서 생기는 높은 질량유속으로 인한 것으로 판단된다. 이에 반하여 딴플업사이즈 형상의 판형 열교환기는 큰 딴플 형상으로 인한 넓은 유로의 형성으로 질량유량비가 60%에서 100%로 커질 때의 압력강하량이 평균 0.09 kPa 증가하여 매우 작은 압력강하의 변화를 보였다.

딴플 형상은 딴플의 산과 산이 접촉하는 부분에서 열교환이 일어나지 않는 데드존(dead zone)이 발생한다. 따라서 일반적으로 실제 전열면적에 비해 좁은 면적에서 열교환이 일어나 열교환 성능이 감소하게 된다. 본 연구에서 설계한 딴플 형상과 딴플지그재그 형상 판형 열교환기는 약 0.055 m^2 의 데드존이 존재하며 딴플업사이즈 형상 판형 열교환기의 경우 약 0.042 m^2 의 데드존이 존재한다. Fig.

Fig. 11 Comparison of pressure drop with mass flow ratio.

Fig. 12 Comparison of heat flux with mass flow ratio.

12는 데드존을 제외한 딴플 형상의 판형 열교환기와 쉘브론 각도가 45° 인 판형열교환기의 열유속(heat flux)의 변화를 질량유량비 변화에 따라 비교하여 보여주고 있다. 100% 질량유량비에서 딴플 형상의 판형 열교환기의 열유속은 11.09 kW/m^2 로 쉘브론 각도가 45° 인 판형 열교환기의 열유속인 10.4 kW/m^2 와 약 7%의 차이를 보이는 것으로 나타났다. 또한 딴플지그재그 형상 판형 열교환기는 쉘브론 각도가 45° 인 판형 열교환기에 비해 약 18% 높은 열유속을 보여주고 있다. 이는 데드존을 제외한 좁은 전열면적에서 큰 압력강하와 함께 빠른 유속으로 인해 활발한 열전달이 일어나기 때문이다. 하지만 딴플업사이즈 형상의 판형 열교환기의 열유속은 100% 질량유량비에서 5.94 kW/m^2 로 쉘브론 각도가 45° 인 판형 열교환기에 비해 약 69.8% 작은 열유속을 보였으며, 질량유량비 증가에도 열유속 증가율이 크지 않은 것으로 나타났다. 이는 딴플업사이즈 형상의 판형 열교환기에서 유체의 유로가 다른 형상에 비하여 크고 직선의 유로구조 때문으로 판단된다.

Fig. 13은 질량유량비가 100%일 때 딴플의 크기와 배치에 따른 딴플 형상의 판형 열교환기의 저온측과 고온측의 온도변화를 보여주고 있다. 모든 형상에서 열교환이 일어나지 않는 데드존이 관찰되었으며, 저온측과 고온측의 유체의 온도는 열전달에 의하여 서로 점진적으로 상승 또는 하강하는 모습을 보인다. 딴플지그재그 형상의 판형 열교환기에서 가장 큰 온도변화를 보였으며, 대각선의 유선을 가지며 유체가 흐르는 것을 확인할 수 있다. 딴플 형상의 판형 열교환기의 경우 딴플지그재그 형상 판형 열교환기와 비슷한 온도변화를 보이지만 출구측에 가까워질수록 온도차이가 커지는 것을 확인할 수 있다. 또한 딴플지그재그 형상과 달리 직진성이 강한 유로를 통해 유체가 흐르는 것을 확인할 수 있다. 이와 달리 딴플업사이즈 형상의 판형 열교환기에서는 매우 작은 정도의 온도변화를 보였다.

Fig. 14는 질량유량비가 100%일 때 딴플 형상 판형 열교환기의 유로를 흐르는 유체의 유선을 보여주고 있다. 모든 형상에서 딴플의 산이 접하면서 생기는 데드존으로 유체가 흐르지 않는 것을 확인할 수 있다. 또한 딴플 형상의 판형 열교환기는 형성된 직선 형태의 유로를 통해 유체가 빠르게 흐르며 유로와 유로사이에 와류(vortex)가 형성되는 것을 확인할 수 있었다. 반면 딴플업사이즈 형상의 판형열

(a) Cold fluid side

(b) Hot fluid side

Fig. 13 Contour of static temperature of 100% mass flow ratio for dimple type PHE.

Fig. 14 Velocity streamline on dimple type PHE.

교환기의 경우 유로의 크기가 커짐에 따라 유체가 매우 낮은 속도로 흐르는 것이 확인되었다. 또한 덤플지그재그 형상의 판형 열교환기는 유로가 대각선으로 진행됨에 따라 유로와 유로 사이에 매우 높은 질량유속이 관찰되고 있으며, 이로 인해 상대적으로 큰 압력강하가 나타났다. 원뿔 형상을 가지는 판형 열교환기의 경우 웨브론 형상을 가지는 판형 열교환기와 달리 원뿔의 산과 산이 접촉하는 형상에 의하여 발생하는 데드존으로 인해 전체적으로 낮은 열전달 성능을 보이는 것으로 확인되었다.

4. 결 론

본 연구에서는 다양한 형상을 가지는 판형 열교환기에서 질량유량비에 따른 성능특성을 알아보기 위하여 웨브론의 각도, 덤플의 지름, 배치를 변화시켜 수치해석을 수행하였으며, 이를 통하여 얻은 결과는 다음과 같다.

(1) 웨브론 각도가 60°인 판형 열교환기에서 높은 열전달 성능을 보였지만 다른 웨브론 각도를 가지는 판형 열교환기에 비해 압력강하가 크게 나타났으며 열교환 성능과 압력강하를 동시에 고려하였을 때 웨브론 각도가 45°인 판형 열교환기가 가장 높은 효율과 적용성을 가지는 것으로 나타났다.

(2) 웨브론 각도가 60°인 판형 열교환기는 유선의 형태가 웨브론 굴곡의 유로를 통해 흐르지 않고 지그재그 형태로 흐르는 것을 확인할 수 있었으며 이에 큰 압력강하를 가지는 것을 확인하였다.

(3) 원뿔 형상 판형 열교환기 중 덤플지그재그 형상 판형 열교환기에서 가장 높은 열전달 성능을 보였으며, 덤플업사이즈 형상 판형 열교환기에서 가장 낮은 압력강하를 나타냈다. 또한 원뿔 형상 판형 열교환기에서 원뿔의 산과 산이 접촉하는 부분에서 열교환이 일어나지 않는 데드존이 발생하여 열교환 성능을 저하시키는 것으로 나타났으나 데드존을 제외한 부분의 열유속은 웨브론 형상 판형 열교환기에 비하여 큰 것으로 나타났다.

후 기

본 연구는 지식경제부 중소기업개발사업(S1078486)에 의해 수행되었으며 이에 감사드립니다. 또한 본 논문은 한국지열에너지학회 2012년 춘계학술발표대회에 일부 발표 되었습니다.

참고문헌

1. Martin, H., 1996, A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers, *Chemical Engineering and Processing*, Vol. 35, pp. 301-310.
2. Fernandes, C. S., Dias, R. P., Nobrega, J. M., and Maia, J. M., 2007, Laminar flow in chevron-type plate heat exchanger : CFD analysis of tortuosity shape factor and friction factor, *Chemical Engineering and Processing*, Vol. 46, pp. 825-833.
3. Metally, H. M. and Manglik, R. M., 2004, Enhanced heat transfer due to curvature-induced lateral vortices in laminar flows in sinusoidal corrugated-plate channels, *Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, pp. 2283-2292.
4. Fernandes, C. S., Dies, P. R., Nobrega, J. M., and Maia, J. M., 2007, Laminar flow in chevron-type plate heat exchanger : CFD analysis of tortuosity shape factor and friction factor, *Chemical Engineering and Processing*, Vol. 46, pp. 825-833.
5. Ciofalo, M., Straszek, J., and Collins, M. W., 1996, Investigation of flow and heat transfer in corrugated passages-II. numerical simulations, *Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, pp. 165-192.