

플라스틱 판형 열교환기의 유동 및 열전달 특성에 관한 수치해석적 연구

정 민 호[†], 유 성 연, 한 규 현, 윤 흥 익*
충남대학교 BK21 메카트로닉스 사업단, *(주)가교테크

A Numerical Study on the Flow and Heat Transfer Characteristics of Plastic Plate Heat Exchanger

Min-Ho Chung[†], Seong-Yeon Yoo, Kyu-Hyun Han, Hong-Ik Yoon*

ABSTRACT: Four simulation models of plastic plate heat exchangers are designed and simulated. The flat plate type heat exchanger is designed as the reference model in order to evaluate how much thermal performance increases. The turbulence promoter type heat exchanger is fabricated with cylindrical-type vortex generators and rib-type turbulence promoters. The corrugate type is obtained from the conventional stainless steel compact heat exchangers, which are called the herringbone-type compact heat exchangers. The dimple type heat exchanger has a number of dimples on its surface. In this study, the flow and heat transfer characteristics of the plastic plate heat exchanger are investigated using numerical simulation and compared with experimental results. The flows are assumed as a three-dimensional, incompressible and turbulent model. The standard k- ϵ model is used as the turbulent flow modeling, the SIMPLE algorithm is used to treat the coupling between pressure and velocity, and first order upwind scheme is used for discretization of momentum, turbulent and energy. The computational analysis and experimental results both show that the friction coefficient and Nu number is highest in the corrugate type.

Key words: Plastic plate heat exchanger(플라스틱 판형 열교환기), Turbulence promoter type (난류 촉진형), Corrugate type(물결형), Dimple type(딴플형)

1. 서 론

최근에 실내 생활 공간이 고기밀화, 고단열화되고 냉난방기기의 보급 확대 및 성능향상으로 창을 닫고 지내는 시간이 길어짐에 따라 절대적인 환기량이 부족하게 되고, 건축자재와 생활용품 등으로부터 발생한 유해물질로 실내 공기질 악화 등의 문제점이 제기되고 있다. 이러한 문제점을 해결하

기 위해서는 외부로부터 신선한 공기를 유입해야만 한다. 그러나 겨울철 차가운 외부공기의 실내 유입은 고가의 난방 에너지소비가 불가피하며, 여름철 고온의 외부공기 유입 또한 냉방부하를 증가시켜 막대한 에너지손실을 야기시키게 된다. 이를 해결하기 위한 방안으로 적절한 환기 시스템의 설치와 에너지 절약을 위한 급기공기(실외공기)와 배기공기(실내공기)간의 열교환을 적용시킨 배기열 회수 시스템의 개발이 필요하다. 이와 같은 배기열 회수용 열교환기를 설치하면 배기열의 50~70%를 회수할 수 있으므로 겨울철의 난방에너지

[†] Corresponding author

Tel.: +82-42-821-8978; fax: +82-42-860-3133

E-mail address: s_minho@cnu.ac.kr

와 여름철의 냉방에너지를 절약할 수 있다. 배기열 회수용 열교환기로 알루미늄 판형 열교환기, 회전형(rotary) 열교환기, 히트파이프형(heat pipe) 열교환기, 써모사이폰형(thermosyphon) 열교환기 등이 있으나, 이들 열교환기는 유지·관리가 어렵고 고가이기 때문에 일부 상업용 건물에만 적용되고 있다. 최서원 등⁽¹⁾은 편 표면이 조작된 열교환기의 대류열전달을 분석하기 위해 한쪽 면에 덤플이 있는 2차원 채널 유동의 유동장 및 온도장을 전산해석하였다. 유성연 등⁽²⁾은 5개의 플라스틱 판형 열교환기의 성능시험을 실시하여 열전달 성능과 압력손실이 함께 고려된 실제 열교환기 시스템의 성능을 비교해 본 결과 풍속 2.5 m/s에서 물결형은 43%, 난류촉진형은 14%, 덤플형은 33% 증가하였으며, 풍속이 증가함에 따라 상대적인 성능은 계속 증가한다는 것을 보였다.

본 연구에서는 기존의 알루미늄 판형 열교환기에 비해서 가격이 훨씬 저렴하고 열성능이 우수한 공기조화장치 배기열 회수용 플라스틱 판형 열교환기를 개발하기 위하여 전산해석을 수행하였다. 전산해석은 판형 열교환기 내부의 복잡한 유동장과 국부적인 열전달 현상을 이해하고, 판형 열교환기 설계를 위한 기초자료를 제시하는데 그 목적을 두고 있다. 전산해석은 평판형, 난류촉진형, 물결형, 덤플형 등 네가지 모델에 대해 상용열유체 전산해석코드인 FLUENT를 이용하여 수행하였으며, 기존의 실험 결과와 비교 분석 하였다.

2. 지배방정식과 경계조건

플라스틱 판형 열교환기에서 유동과 열전달을 해석하기 위한 연속방정식(1), 운동량방정식(2), 에너지방정식(3)은 다음과 같다.

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

$$U_k \frac{\partial U_i}{\partial x_k} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\nu \frac{\partial U_i}{\partial x_k} - \overline{u_i u_k} \right) \quad (2)$$

$$U_k \frac{\partial T}{\partial x_k} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\alpha \frac{\partial T}{\partial x_k} - \overline{u_k \theta} \right) + \frac{\dot{q}}{\rho c} \quad (3)$$

난류모델은 $k-\epsilon$ 모델을 사용하였으며 난류 운동에너지 k 와 난류 운동에너지 소멸율 ϵ 에 대한 방정식은 다음과 같다.

$$U_k \frac{\partial k}{\partial x_k} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_k} \right] + G_k + G_b - \epsilon \quad (4)$$

$$U_k \frac{\partial \epsilon}{\partial x_k} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_k} \right] + \frac{\epsilon}{k} (C_1 (G_k + G_b) - C_2) \quad (5)$$

$$G_k = \nu_t \left(\frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial U_j}{\partial x_i}, G_b = \beta g_i \frac{\nu_t}{Pr} \frac{\partial T}{\partial x_i}, \nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$$

$$C_1 = 1.44, \quad C_2 = 1.92, \quad C_\mu = 0.09,$$

$$\sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\epsilon = 1.3$$

각각의 플라스틱 판형 열교환기는 차가운 공기가 입구에서 유입되고 위와 아래의 열교환기 판은 입구에서의 공기 온도보다 높은 온도로 일정하게 유지되고 있다고 가정하여 전산해석을 하였으며, 플라스틱 판형 열교환기에 대한 입구와 판 표면에서의 속도와 온도조건은 다음과 같다.

○ 입구에서의 경계조건

$$u = 1.0, 2.5, 5.0 \text{ m/s}, \quad T = 10^\circ\text{C}, \quad T.I = 1\%$$

○ 판 표면에서의 경계조건

$$u = 0.0 \text{ m/s}, \quad T = 50^\circ\text{C}$$

3. 전산해석기법

지배방정식과 난류방정식을 일반형으로 표시하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_k} (\rho U_k \phi) = \frac{\partial}{\partial x_k} (\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_k}) + S_\phi \quad (6)$$

여기서 좌변 항은 대류항이고, 우변의 첫 번째 항은 확산항이며, S_ϕ 는 생성항이다. $\phi = 1$ 인 경우는 연속 방정식을 나타내고, $\phi = U_i$ 인 경우는 운동량 방정식, $\phi = T$ 인 경우는 에너지 방정식을 나타내며, $\phi = k$ 와 ϵ 인 경우는 난류 방정식을 나타낸다. 생성항 S_ϕ 는 각각의 지배방정식에 대해서 다른 형태로 표시된다.

유한체적법(FVM : Finite Volume Method)을 사용하여 검사체적에 대한 지배방정식 (6)에 대한 차분방정식을 구하면 다음과 같다.

$$\phi_p \sum_i (A_i - S_p) = \sum_i (A_i \phi_i) + S_c \quad (7)$$

범용 열유체해석 프로그램인 FLUENT를 사용하여 차분방정식 (7)의 해를 구하였다. 본 연구에서는 power-law scheme, $k-\varepsilon$ 난류모델, SIMPLE algorithm을 사용하여 전산해석을 수행하였다. 각각의 모델에 대한 수렴판정은 전영역 잔류항의 총합이 10^{-5} 이하가 되는 시점으로 하였다.

4. 플라스틱 판형 열교환기 모델링

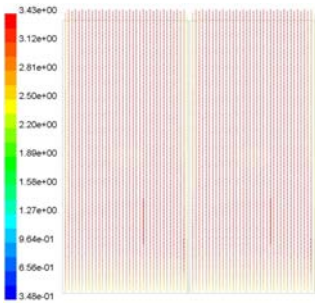
네가지 형상의 플라스틱 판형 열교환기 모델에 대하여 계산격자(grid)를 만들고 전산해석을 수행하여 결과를 비교·검토하였다. 기준 모델로 사용한 형상은 평판형(flat plate type) 열교환기로 전열면의 크기는 160×160 mm이고 판과 판사이의 간격은 4 mm이며, 경계층이 발달하기 시작하는 유동의 입구부근에 집중하여 계산격자를 분포시키고, 열경계층(thermal boundary layer)이 형성되는 위와 아래의 판에 계산격자를 집중시켰다. 두 번째는 난류촉진형(turbulence promoter type) 열교환기로 지름 5 mm의 원통형 와류발생기(vortex generator)와 1.5×1.5 mm 사각기둥 모양의 난류촉진기(turbulence promoter)를 유동방향에 수직으로 위 판과 아래 판에 엇갈리게 설치한 모델이다. 이 모델 역시 유동이 급격히 변하는 와류발생기와 난류촉진기 주위에 격자를 집중시켜 만들었다.⁽³⁾ 세 번째 모델은 물결형(corrugate type) 열교환기로 기존의 산업용 금속 판형 열교환기에서 사용되고 있는 herringbone형 열교환기의 형상을 응용하여 판을 물결모양의 요철로 성형한 열교환기이다. 판과 판이 접촉하는 작은 열전달이 가장 활발한 90° 방향으로 접합하였으며, 골의 간격은 12 mm, 산의 높이는 4 mm이다. 물결형의 경우 유로와 전열면의 형상이 매우 복잡하기 때문에 사면체(tetrahedral) 격자를 사용하여 모델을 만들었다. 앞의 세 가지 모델은 모두 약 20만개 정도의 격자를 사용하여 만들었으며, 물결형은 약 120만개의 계산격자를 사용하여 만들었다. 네 번째 모델은 딩플형(dimple type) 열교환기로 지름 8 mm와 3 mm의 반구형 딩플이 25 mm 간격으로 서로 교차하여 배치되었으며, 열교환기의 위 판과 아래 판

이 서로 엇갈리게 제작되므로 매우 복잡한 유로가 형성되게 된다. 딩플형 열교환기의 경우 반구형 모양의 딩플 앞부분에서 와류가 형성되고, 딩플의 안쪽에서는 2차 유동이 형성되는 매우 복잡한 유동을 나타내기 때문에 모두 180만개의 사면체 격자를 이용하여 계산모델을 만들었다.

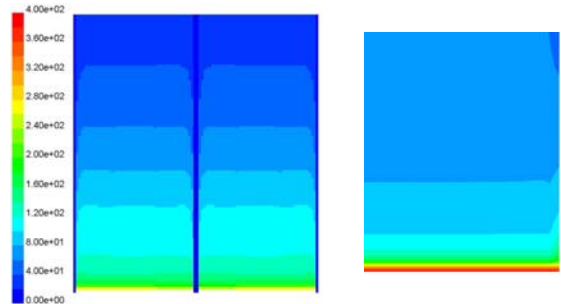
5. 해석결과 및 고찰

Fig. 1(a)는 평판형 열교환기 내부에서의 속도분포로서 공기의 유동은 평판을 따라서 균일한 분포로 출구로 빠져나가고 있으며, 평판의 양쪽 끝에서 벽면의 영향으로 속도가 약간 작은 분포를 보이고 있다. Fig. 1(b)는 난류촉진형 열교환기의 속도분포로서 입구에서 유입된 공기는 첫째열의 원통형 와류발생기에 이르러 정점을 형성하고 원판을 따라 돌며 호의 압력구배에 의해 가속이 되고, 원판의 중앙을 막 지난 유동은 역압력구배의 영향으로 속도가 늦추어지며 마침내 정점으로부터 원판 뒤쪽으로 약 120° 에서 박리현상이 일어나 원판의 뒤쪽에 박리영역을 형성한다. 이때 박리영역, 즉 재순환영역의 길이는 두 번째 열의 난류촉진기까지 이어지고 있는 것을 볼 수 있으며, 이러한 현상은 모든 원통형의 와류발생기에서 나타나고 있다. 또한 사각봉 모양의 난류촉진기가 설치된 부분에서는 유동의 면적이 급격히 감소하게 되어 유동경계층이 파괴되어 빠른 속도분포를 나타내고 있다. Fig. 1(c)는 물결형 열교환기의 속도분포이다. 각각의 입구로부터 유입된 공기는 아래쪽 전열판의 골과 위쪽 전열판의 산을 따라서 복잡한 유동을 전개하고 있으며, 골을 따라간 유동이 옆면의 벽과 만나면 방향을 다시 90° 로 바꾸어 진행하게 된다. Fig. 1(d)는 딩플형 열교환기 내부의 속도분포로서 난류촉진형 열교환기의 와류발생기에서와 같이 딩플의 옆에서는 가속이 되고 뒷부분에서 재순환영역이 발생하는 것을 볼 수 있다.

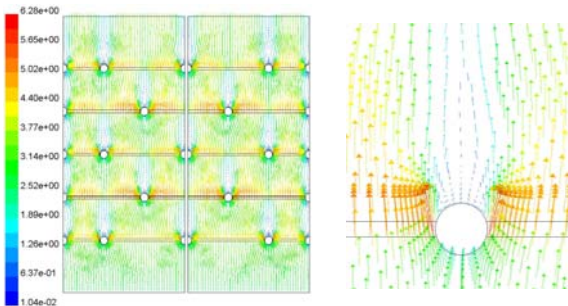
Fig. 2(a)는 평판형 열교환기의 전열면 표면에서 국소열전달계수의 분포를 나타내고 있다. 열전달 계수가 가장 높은 선단으로부터 급격하게 감소하다가 완전히 발달된 유동에 접근하면서 거의 일정한 값을 유지하고 있으며, 선단으로부터 열전달 계수가 감소하는 것은 유동이 진행함에 따라 열경계층이 두꺼워지기 때문이다. Fig. 2(b)는 난류촉진형 열교환기의 열전달계수 분포이다. 경계층 유동



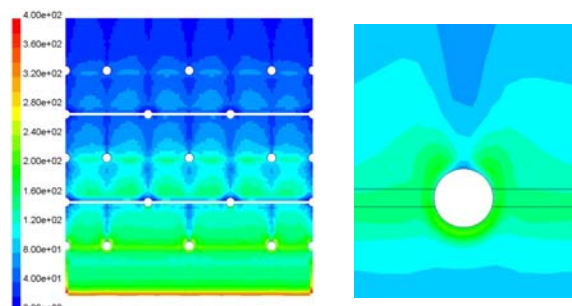
(a) flat plate type



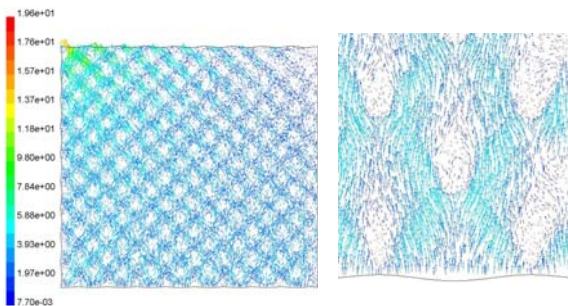
(a) flat plate type



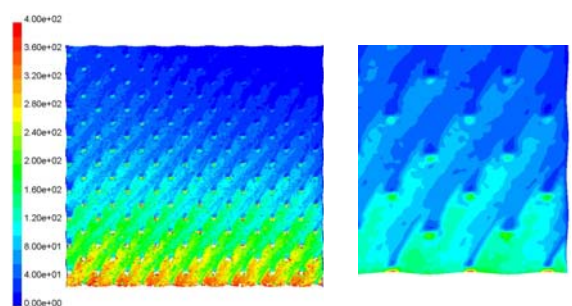
(b) turbulence promoter type



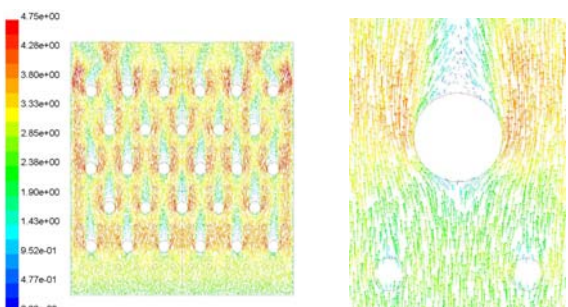
(b) turbulence promoter type



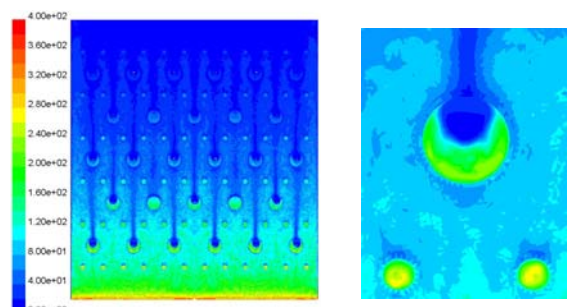
(c) corrugate type



(c) corrugate type



(d) dimple type



(d) dimple type

Fig. 1 Velocity distribution of plastic plate heat exchanger

이 원통형의 와류발생기를 만나면 동압력이 정압력으로 바뀌면서 압력구배가 생기며, 이 압력구배가 판을 향한 유동을 유발하고 이 유동이 판을 만나서 역유동이 되면서 말굽와류를 형성한다. 이 말굽와류가 주유동과 함께 와류발생기 주위를 따

Fig. 2 Heat transfer coefficient of plastic plate heat exchanger

라서 진행하면서 열진달을 촉진시킨다. 와류발생기 앞에서 시작하여 와류발생기 주위를 따라서 말굽와류에 의해 열진달이 촉진된 영역이 뚜렷하게 나타나 있다. 한편 난류촉진기가 설치된 부분에서는 유동 면적이 감소하여 속도가 증가하고 열경계

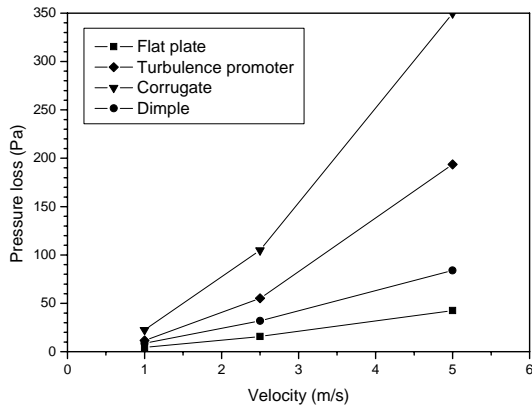


Fig. 3 Comparison of pressure loss for plastic heat exchanger

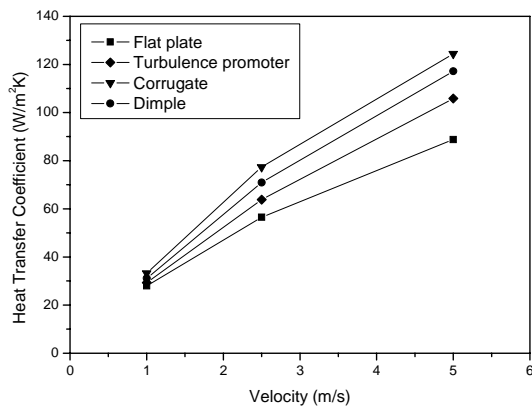


Fig. 4 Comparison of average heat transfer coefficient for plastic heat exchanger

층이 파괴되어 새로운 경계층을 형성하므로 매우 넓은 범위에 걸쳐 열전달계수가 높게 나타나는 것을 알 수 있다. Fig. 2(c)는 물결형 열교환기의 열전달계수 분포로서 물결형 열교환기 역시 유동의 입구에서 높은 열전달계수 분포를 나타내며 출구 쪽으로 유동이 발달하면서 낮아지고 있는 것을 볼 수 있다. 물결형의 경우 아래판의 산과 위판의 골이 만나서 유동면적이 감소하는 영역에서는 높은 열전달계수가 나타나고 있으며, 유동면적이 좁아지는 산을 따라서 비교적 높은 열전달계수가 나타나고 있고 반대로 유동면적이 넓어지는 골을 따라서는 낮은 열전달계수가 나타나고 있는 것을 볼 수 있다. Fig. 2(d)는 딴플형 열교환기의 열전달계수의 분포로서 다른 열교환기와 마찬가지로 선단에서 가장 높은 열전달계수를 보이고 있다. 첫 번

째 열 3 mm 딴플의 앞부분에서 말굽와류에 의한 영향으로 높은 열전달계수를 보이며, 마지막 열까지도 딴플에 의한 말굽와류의 영향으로 주위 평판에 비해 높은 열전달계수 분포를 보이고 있다. 지름 8 mm의 딴플을 보면 말굽와류에 의해 딴플 앞부분에서 열전달이 촉진되고 있는 것을 뚜렷이 볼 수 있으며, 8 mm 딴플의 경우 딴플의 윗부분이 위 평판과 접촉하고 있으므로 유동이 약해지는 딴플의 뒷 부분에서는 비교적 낮은 열전달 계수를 보이고 있다. 8 mm 딴플 두 번째 열의 좌측에서 두 번째와 네 번째 딴플의 경우 딴플의 윗부분이 위 평판과 접촉하지 않고 위 평판 딴플의 오목한 안쪽과 마주하고 있기 때문에 딴플 오목한 부분의 2차 유동에 의한 열전달 촉진으로 딴플 전체에 걸쳐 높은 열전달계수 분포를 보인다.

Fig. 3은 플라스틱 관형 열교환기 입구와 출구에서의 압력손실을 비교한 것이다. 열교환기 전열면을 요철형으로 복잡하게 만들고 유동을 안내하는 산의 각도를 입구유동에 45°방향으로 만든 물결형 열교환기에서 압력손실이 가장 크게 나타나고 있으며, 와류발생기와 난류촉진기가 설치된 난류촉진형 열교환기에서 압력손실이 두번째로 크게 나타났다. 3 mm, 8 mm 지름의 반구형 딴플을 설치한 딴플형 열교환기에서 평판형에 비해 약간 높고 난류촉진형 보다는 낮게 나타나고 있으며, 네 가지 모델 모두 입구에서의 속도가 증가할수록 압력손실이 증가하는 경향은 같으나, 물결형 열교환기의 경우 속도에 따른 증가율이 다른 형상에 비해서 매우 큼을 알 수 있다. Fig. 4는 플라스틱 관형 열교환기 전열면 표면에서의 평균열전달계수를 비교한 것으로 물결형 열교환기에서 가장 크고, 딴플형 열교환기에서 물결형과 거의 유사한 경향으로 높은 값을 보이고 있으며, 난류촉진형 열교환기가 세번째로 높게 나타나고 있다. 평균열전달계수 역시 입구에서의 속도가 증가할수록 증가하지만, 압력손실이 경우와는 달리 속도가 증가할수록 증가율이 감소하는 것을 볼 수 있다. 난류촉진형, 딴플형, 물결형의 열전달계수는 평판형에 비해 약 20%, 30%, 40% 높게 나타났다. Fig. 5는 플라스틱 관형 열교환기의 마찰계수에 대해서 실험결과와 전산해석 결과를 비교한 그래프이다. 마찰계수가 물결형, 난류촉진형, 딴플형, 평판형의 순서로 높은 분포를 보이는 것은 실험 결과나 전산해석 결과가 동일하고 평판형의 경우는 실험결

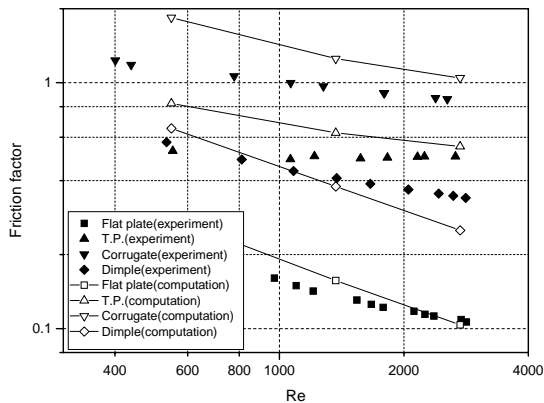


Fig. 5 Comparison of friction factor with Reynolds number between experiment and computation

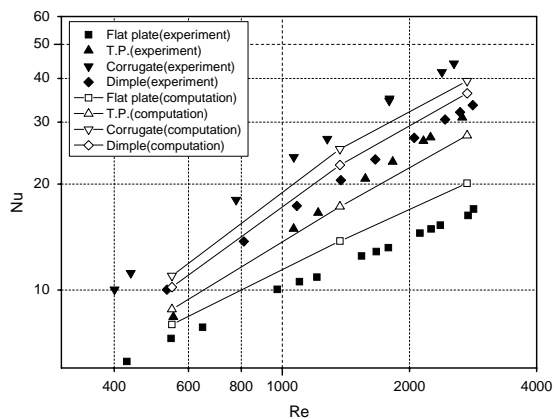


Fig. 6 Comparison of Nusselt number with Reynolds number between experiment and computation

과와 전산해석결과가 잘 일치하고 있다. 딴플형의 경우는 전산해석결과가 약간 낮은 분포를 보이고 있으며, 물결형과 난류촉진형은 전산해석 결과가 실험결과보다 높게 나타나고 있다. 물결형, 딴플형과 난류촉진형의 마찰계수는 풍속 5 m/s의 속도에서 평판형보다 각각 900%, 140%, 430% 가량 증가하였다. Fig. 6은 Nu 수를 비교한 것으로 이 경우에도 Nu 수가 물결형, 딴플형, 난류촉진형, 평판형의 순으로 높은 분포를 보이는 것은 실험결과와 전산해석결과가 동일하지만 그 값에서는 약간 차이를 보이고 있으며, 물결형, 딴플형과 난류촉진형의 Nu 수는 풍속 5 m/s의 속도에서 평판형보다 각각 95%, 80%, 35% 가량 증가하였다.

5. 결론

플라스틱 판형 열교환기 모델에 대해 전산해석을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 물결형, 딴플형과 난류촉진형의 마찰계수는 풍속 5 m/s의 속도에서 평판형보다 각각 900%, 140%, 430% 가량 증가하였다.
- (2) 물결형, 딴플형과 난류촉진형의 Nu 수는 풍속 5 m/s의 속도에서 평판형보다 각각 95%, 80%, 35% 가량 증가하였다.
- (3) 마찰계수 분포를 실험값과 비교한 결과 물결형, 난류촉진형, 딴플형, 평판형의 순서로 높은 분포를 보이는 것은 실험 결과나 전산해석 결과가 동일하고 평판형의 경우는 실험결과와 전산해석결과가 잘 일치하고 있다.
- (4) Nu 수의 경우 물결형, 딴플형, 난류촉진형, 평판형의 순으로 높은 분포를 보이는 것은 실험결과와 전산해석결과가 동일하지만 그 값에서는 약간 차이를 보이고 있다.

후 기

본 연구는 중소기업청의 선도형기술혁신전략과 제지원사업의 일부로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사를 드립니다.

참고문헌

1. Choi, S. W., Paik, Y. H., Kang, H. C. and Kim, D. Y., 1997, Calculation of a 2-D channel flow with a dimple, Trans. of KSME(B), Vol. 21, No. 1, pp. 49-56.
2. Yoo, S. Y., Chung, M. H., Kim, K. H. and Lee, J. M., 2005, An experimental study on the performance of plastic plate heat exchanger, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 17, No. 2, pp. 117-124
3. Fiebig, M., Guntermann, T. and Mitra, M. K., 1995, Numerical analysis of heat transfer and flow loss in a parallel plate heat exchanger element with longitudinal vortex generators as fins, Trans. of ASME, J. of Heat Transfer, Vol. 117, pp. 1064-1067.