

주름형상 판형열교환기 채널에서의 열전달 특성 수치해석적 연구

김태용[†], 이재용, 김남진, 김종보^{*}
인하대학교 대학원 기계공학과, *인하대학교 기계공학과

Numerical Analysis of Heat Transfer Characteristics in Corrugated Plate Type Heat Exchanger Channel

Tae-Yong Kim[†], Nam-Jin Kim, Jea-Yong Lee, Chong-Bo Kim^{*}
Department of Mechanical Engineering, Inha Graduate University, Incheon 402-751, Korea
^{*}Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea

(Received July 19, 2000; revision received May 7, 2001)

ABSTRACT: The purpose of this study is to investigate the thermal and hydrodynamic characteristics of the channel in corrugated plate type heat exchangers numerically. Numerical work has been conducted using the Reynolds Stress Model (RSM) by utilizing the commercial finite-volume code, FLUENT. Based on this model, the dependence of heat transfer and friction factor on geometrical parameters have been investigated. It is found that larger corrugation angle give higher values of heat transfer coefficients and friction factors. As the Reynolds number increases, the heat transfer coefficient also increases. It is also observed that the heat transfer coefficient reaches maximum while the friction factor stays relatively low at same corrugation angle. Through the analysis, it is found that the optimum corrugation angle for the heat exchanger performance exists. It is noted that the flow repulsions at the contact point of the two fluid streams make the flow mixing more active for larger corrugation angle and high Reynolds number.

Key words: Plate heat exchanger(판형열교환기), Corrugation angle(주름각도), Heat transfer(열전달), Nusselt number(누셀트수), RSM(Reynolds stress model)

기 호 설 명

A	: 면적 [m ²]	\dot{m}	: 질량유량 [kg/s]
D_h	: 수력직경 [m]	P	: 주름의 피치 [m]
H	: 주름의 높이 [m]	h	: 열전달계수 [W/m ² · k]
k	: 난류에너지 [m ² /s ²]	Re	: Reynolds 수, $\frac{UL}{\nu}$
		U	: 평균 속도 [m/s]
		u'	: 난류변동 속도성분 [m/s]
		u_i, u_j	: Reynolds 응력
		V	: 단위 셀의 내부 부피 [m ³]
		θ	: 주름각도(Corrugation angle) [°]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-32-860-7313; fax: +82-32-862-7313

E-mail address: cbkim@inha.ac.kr

그리스 문자

- ν : 동점도 [m^2/s]
- μ : 점도 [$kg/m \cdot s$]
- λ : 열전도도 [$W/m \cdot K$]
- ρ : 밀도 [kg/m^3]

하첨자

- c : 단면(cross-section)
- f : 유체
- s : 표면
- i, j : 방향을 표시하는 성분
- w : 벽면
- av : 평균

1. 서론

현재까지 많은 분야에서 판형열교환기에 대한 연구가 실험적으로나 수치해석적인 방법으로 다양하게 이루어져 왔다. Savostin and Tikhonov⁽¹⁾는 넓은 범위의 주름각도(Corrugation angle)와 무차원화된 단면형상계수를 레이놀즈수에 관한 함수로 표시하여 열전달과 압력강하를 조사하였으며 Edwards⁽²⁾는 수력직경과 열전달, 압력과의 상관관계를 연구하였고, 또한 일반적인 판형열교환기의 특성에 관해 고찰하였다. Shah⁽³⁾는 주어진 열전달 표면에서의 열·수력학적 성능해석과 다양한 형태의 전열판을 이용하여, 판의 형상이 열전달 향상에 어떠한 영향을 주는가에 관해 실험을 하였다. Focke et al.⁽⁴⁾은 다양한 주름각도에 대하여 DLCT(Diffusion limited current technique)를 이용한 유동가시화를 통해 성능실험을 수행하였다.

90년대 들어와서도 판형열교환기에 대한 연구는 활발하게 이루어졌다. Kandlikar and Shah^(5,6)는 다양한 유로에 따른 Effectiveness를 구하고 표로 제시하였다.

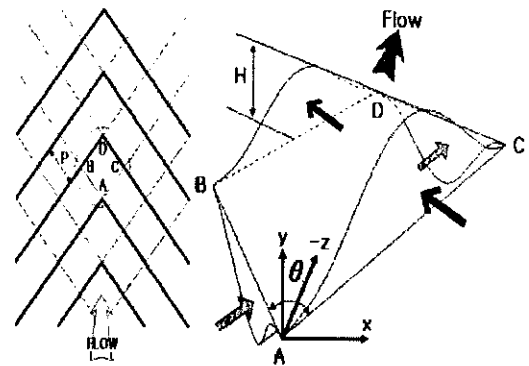
Gaiser⁽⁷⁾는 주름진 유로(Corrugated passage)에 있어 물질전달과 열전달의 상사성을 이용하여 유동을 가시화하였으며 국소 열전달계수 및 평균 열·물질열전달계수와 압력강하 등을 제시하였다. Bogaert et al.⁽⁸⁾은 판형열교환기의 열·수력

학적 성능을 수력직경을 기준으로 나타내었으며, 층류와 난류구간으로 구분하여 각각에 대한 상관관계식을 도출해내었다. 또한, Heggs et al.⁽⁹⁾은 전해물질전달방법(Electrochemical mass transfer technique)을 이용하여 각기 다른 레이놀즈수에 대해 국소 열전달계수의 분포를 도시하여 유동을 설명하였다. Patankar et al.⁽¹⁰⁾은 레이놀즈수와 주름의 각도, 마찰계수에 대해 이론적 관계식을 도출하여, 실험결과와 비교하였으며, Stasiek et al.⁽¹¹⁾에 의해 판형열교환기의 한 전열판에 대해 열전달과 압력강하에 관한 일반적 실험결과가 제시되었으며 유한체적법(FVM)을 이용한 3차원 해석이 시도되었다.

일반적으로 판형열교환기를 해석함에 있어 복잡한 유로에 대한 전체적인 해석은 실험적 접근이 유리하다. 그러나 대부분의 연구가 실험의 특성상 다양한 경우에 대한 적용이 어렵고 판형열교환기 내부에서의 유동이나 열전달특성에 관한 해석을 하기가 쉽지 않다. 따라서 본 연구에서는 수치해석을 통하여 판형열교환기의 요소셀을 해석함에 있어 판형열교환기의 특성을 합리적으로 파악하는 난류모델을 제안하고 특유의 내부유동으로 발생하는 열전달 현상 및 수력학적 특성을 밝힘으로써 전체판에서의 현상을 유추하고자 함에 목적이 있다.

2. 모델링 형상 및 무차원 계수

본 연구에서 사용된 형상을 Fig. 1에서 나타내었다. 판형열교환기는 실제로 전 부분에 걸쳐 거



(a) A plain view of plate heat exchanger (b) Unit cell arrangement

Fig. 1 Model test section.

의 같은 모양의 작은 구성요소(cell)의 집합체라 말할 수 있다. Fig. 1(a)는 두 판이 서로 뒤바뀐 주름의 형태로 접촉되는 모양을 단순화하여 나타내었으며, 아래의 큰 화살표가 판형열교환기 전체의 유동방향이다. Fig. 1(b)는 요소셀을 확대한 것으로 계속 반복되어 판형열교환기를 구성하는 요소로 해석에 직접 사용된 형상이다. 유체는 화살표로 표시된 것과 같이 두 입구를 통해 들어오며, 다시 두 출구를 통해 나간다. 대각선 \overline{AD} 방향이 판형열교환기 전체의 유동방향이 된다. H 는 사인곡선의 높이, P 는 굴곡과 굴곡 사이의 길이인 피치, θ 는 주름각도를 나타낸다.

단면의 형상은 사인파형태를 사용하였으며, 수력직경(Hydraulic diameter)은 3차원적으로 해석하여 부피와 벽면의 넓이의 비로 정의된다.

$$D_h = \frac{4V}{A_s} \quad (1)$$

레이놀즈수는 다음과 같다.

$$Re = \frac{UD_h}{\nu} = \frac{\dot{m}D_h}{A_c \mu} \quad (2)$$

평균 누셀트수와 마찰계수는 다음과 같이 정의된다.

$$Nu = \frac{hD_h}{\lambda_f} = \frac{q_w D_h}{\lambda_f (T_w - T_f)} \quad (3)$$

$$Nu_{av} = \frac{1}{S} \int_s Nu \, dS \quad (4)$$

$$f = \frac{|\Delta p| D_h}{\rho l U^2 / 2} \quad (5)$$

여기서, λ_f 는 유체의 열전도도, ρ 는 유체밀도, S 는 전열판의 표면적, Δp 는 입·출구 압력차, l 은 전체유동방향으로의 요소셀 길이를 나타낸다.

3. 연구방법 및 이론

본 연구에서는 공기를 작동유체로 사용하였으며 두 쌍의 입출구에 대해 각각 주기적 경계조건⁽¹⁰⁾을 사용하여 완전히 발달된 유동에서의 값을

계산하였다. 또한 경계조건으로는 일정한 온도경계조건을 사용하여 해석하였다.

판형열교환기의 유동현상을 파악하기 위하여 상용코드인 FLUENT를 사용하였으며 압력·속도 커플링 알고리즘(Pressure velocity coupling algorithm)인 SIMPLEC를 사용하였다.

3.1 The Reynolds Stress Model(RSM)

본 연구에서는 판형열교환기의 형태상 발생하는 선회·재순환유동과 같은 현상파악에 긍정적으로 기대되는 Time averaged Navier Stokes 모델인 Second order Reynolds stress model(Launder et al., 1972)을 사용하였다. Reynolds stress model은 individual stress에 대하여 Differential transport equation을 적용하며 High rates of strain을 가진 Complex nonisotropic flows의 예측을 증진시킨다.

RSM을 사용한 지배방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \overline{u_i u_j}) + \frac{\partial}{\partial t}(\rho U_k \overline{u_i u_j}) = D_{ij}^T + D_{ij}^L - P_{ij} - G_{ij} + \phi_{ij} - \varepsilon_{ij} - F_{ij} \quad (6)$$

[Local Time Derivative + ($C_{ij} \equiv$ Convection)] = [($D_{ij}^T \equiv$ Turbulent Diffusion) + ($D_{ij}^L \equiv$ Molecular Diffusion) - ($P_{ij} \equiv$ Stress Production) - ($G_{ij} \equiv$ Buoyancy Production) + ($\phi_{ij} \equiv$ Pressure Strain) - ($\varepsilon_{ij} \equiv$ Dissipation) - ($F_{ij} \equiv$ Production by System Rotation)]

4. 실험결과 및 고찰

4.1 RSM의 적용 가능성 확인

본 연구에서 해석 모델로 사용된 RSM이 기존의 실험결과⁽¹¹⁾ 및 다른 난류모델의 예측결과⁽¹¹⁾와 비교하여 적절한 결과를 얻을 수 있는가의 타당성을 우선 검토하였다. 해석조건은 기존 LCT(Liquid Crystal Thermography) 실험⁽¹¹⁾과의 비교를 위하여 유체의 종류를 공기로 하였으며, 레이놀즈수는 3000, P/H 비는 4로 정하였다.

Fig. 2는 주름각도의 변화에 따른 평균 누셀트 값을 나타낸다. 해석결과 전반적으로 30°~60°에서는 실험결과⁽¹¹⁾에 비해 높은 값을, 75°에서는 실험치보다 예측값이 낮게 나오는 것을 관찰할 수 있었다. 하지만 다른 난류모델과 비교하여 상대적으로 주름각도의 변화에 따라 실험결과에 매우 근접하는 형태를 보여주며, 또한 평균 누셀트 수의 경향을 잘 예측하고 있는 것을 관찰할 수 있었다.

Fig. 3은 같은 조건에서의 평균마찰계수를 주름각도의 변화에 따라 도시한 것으로 압력강하의 특성을 보여주며 전체 구간에서 실험결과⁽¹¹⁾에 매우 근접하는 특성을 보여주고 있다.

이와 같이 평균 누셀트와 평균 마찰계수의 값을 비교하였을 때 사인과 형태의 비교적 복잡한 형태의 판형열교환기를 해석하는 데 있어서 RSM

은 비교적 다른 난류모델에 비해 만족한 결과를 얻을 수 있었으며, 판형열교환기의 특성을 파악하는 데 있어 적합한 난류모델임을 확인할 수 있었다.

따라서 본 논문에서는 RSM을 적용하여 판형 열교환기의 특성을 파악하고자 한다.

4.2 주름각도의 영향

Fig. 4~Fig. 6은 P/H 비가 4일 때 평균 누셀트수와 평균 마찰계수에 있어서의 주름각도의 영향을 나타낸다. 주름각도의 증가에 따라 평균 누셀트수와 평균 마찰계수가 증가함을 볼 수 있으며 평균 마찰계수의 증가율이 평균 누셀트수의 증가율보다 매우 큰 것을 관찰할 수 있다. 이는 주름의 영향으로 유로 내에서 난류와 와류가 많

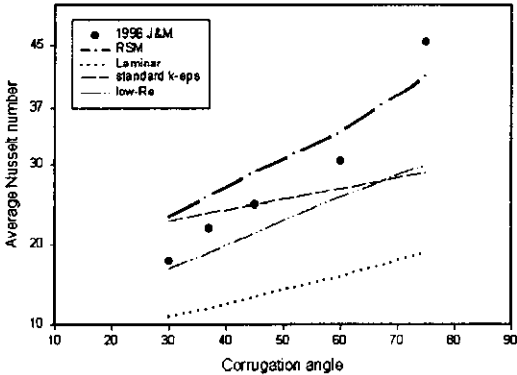


Fig. 2 Average nusselt number of various turbulent models vs. corrugation angle.

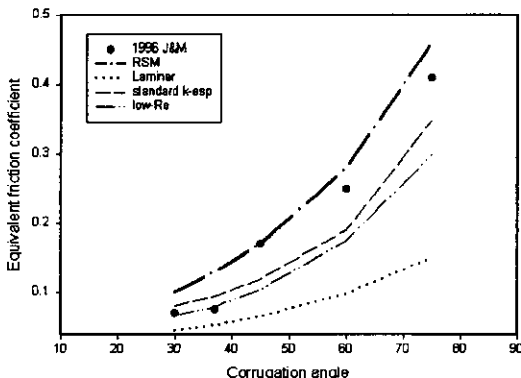


Fig. 3 Friction factor of various turbulence models vs. corrugation angle.

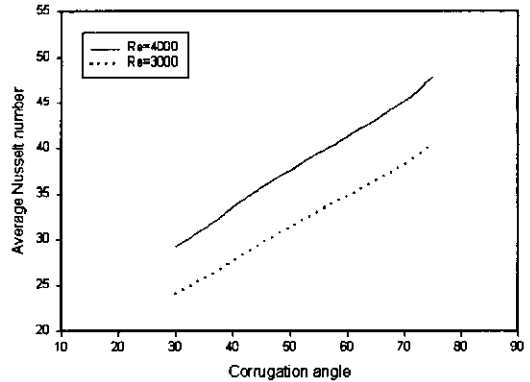


Fig. 4 Average nusselt number vs. corrugation angle for two Reynolds numbers.

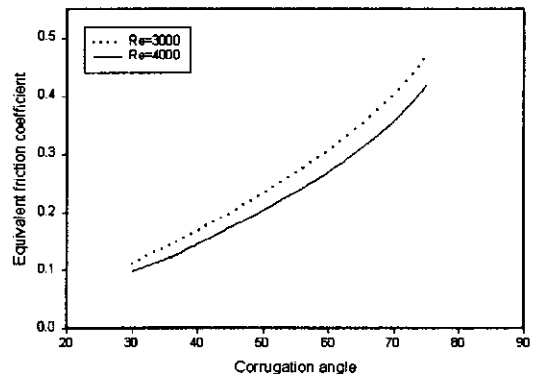


Fig. 5 Friction factor vs. corrugation angle for two Reynolds numbers.

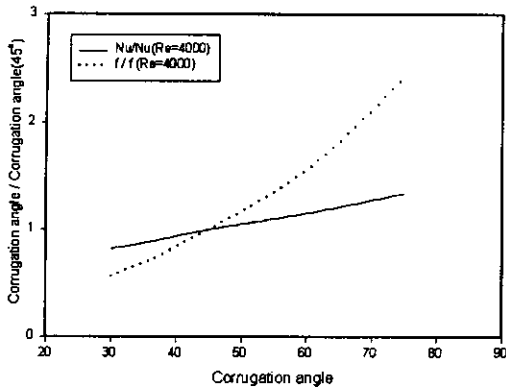


Fig. 6 Normalized average nusselt number and friction factor vs. corrugation angle for 45°.

이 생성되기 때문이며, 동일한 종횡비(P/H), 주름 사이의 거리(P), 주름 사이의 높이(H)에 대해서 주름각도가 증가함에 따라 전열면적이 감소하기 때문이다. 따라서 주름각도가 증가하면 단위면적당 열전달률이 증가하게 된다.

4.3 레이놀즈수(Reynolds number)의 영향

Fig. 7~Fig. 8은 P/H 비가 4일 때 주름각도를 고정하고, 레이놀즈수를 변화시켜 주었을 때, 판형열교환기의 평균 누셀트수와 평균 마찰계수의 변화를 나타내었다.

Fig. 7은 레이놀즈수가 증가함에 따라 평균 누셀트수가 증가하고 그 증가량은 점차적으로 감소함을 보인다.

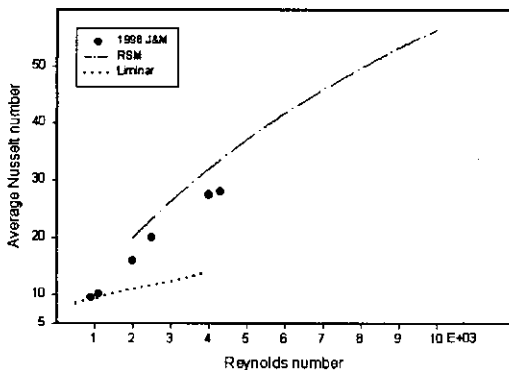


Fig. 7 Average nusselt number vs reynolds number for 37°.

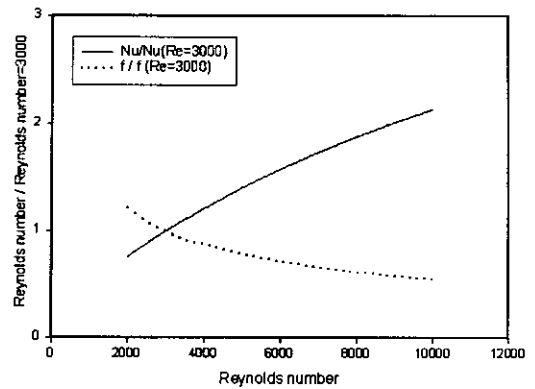


Fig. 8 Normalized average nusselt number and friction factor vs. reynolds number for 37°.

Fig. 8은 레이놀즈수가 3000일 경우를 기준으로 하여 평균 누셀트수와 평균 마찰계수를 도시하였으며, 레이놀즈수가 증가할수록 평균 마찰계수의 감소율보다 평균 누셀트수의 증가율이 보다 큰 값을 가짐을 알 수 있다.

4.4 형상의 영향

Fig. 9에서는 P/H 비가 5.333, 4, 3.2인 경우의 평균 누셀트수와 평균 마찰계수의 변화율을 나타내었다. 형상의 피치(P)를 고정하고 높이(H)를 증가시키기에 따른 변화율을 관찰해 볼 때, 평균 누셀트수는 증가를 하며 평균 마찰계수는 $P/H = 4$ 에서 최소값을 나타내었다.

요소셀의 높이가 증가할 경우 평균 누셀트수는

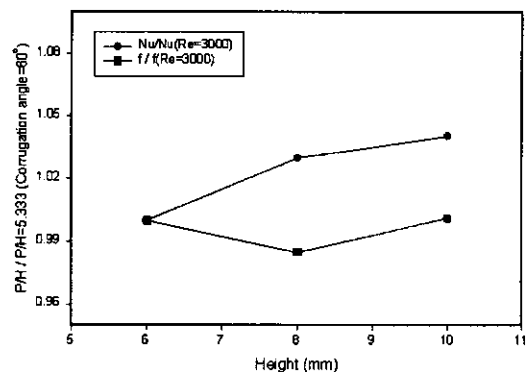


Fig. 9 Normalized average nusselt number and friction factor vs. height for 60°.

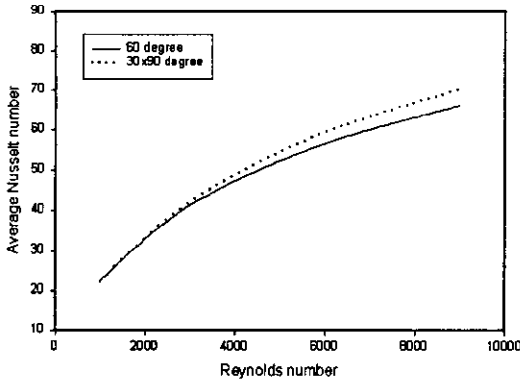


Fig. 10 Average nusselt number for 60° vs. 30°×90°.

증가를 하지만, 결국 전체 판형열교환기에서의 단위부피당 요소셀의 개수는 줄어들기 때문에 전체 열교환기 내에서의 열교환량의 증대는 기대하기 힘들다. 따라서 단위부피 내에 최대의 열교환량을 가지는 최적의 요소셀 개수를 배치하기 위해 적합한 요소셀의 높이를 찾는 것이 중요하다.

Fig. 10에서는 서로 다른 주름각도를 가진 전 열판이 겹쳐 사용되는 혼합채널에 관하여 그 특성을 알아보았다. 주름각도 60°와 30°×90°와의 비교를 하였을 때 혼합채널인 30°×90°는 레이놀즈수가 3000 이상에서 60°에 비하여 평균 누셀트수의 증가율이 점차 증가함을 알 수 있다. 따라서 혼합채널은 높은 레이놀즈수 범위에서 기존의 동일한 주름각도를 채용한 채널보다는 향상된 열전달 성능을 보임을 예측할 수 있다.

4.5 내부 유동 및 열전달 특성

Fig. 11은 기존의 LCT 실험⁽¹¹⁾과 수치해석적으로 얻은 누셀트수의 분포를 비교하였다. 전체적으로 점점 부근에서의 누셀트수의 분포가 정확히 예측되고 있음을 알 수 있다.

Fig. 12는 단면 $\overline{CC'}$ 에서의 내부 유동의 특성을 나타낸다. 입구 \overline{AC} 로 유입된 유체의 흐름이 입구 \overline{AB} 로 유입된 유체의 간섭으로 와류를 형성하는 것을 관찰할 수 있으며, 발생한 와류는 주름각도와 레이놀즈수의 증가에 의해 더욱 강해지는 경향을 보인다. 이로 인하여 판형열교환기는 동일 레이놀즈수 범위에서 다른 열교환기에 비하여 향상된 열전달 효과를 나타낸다.

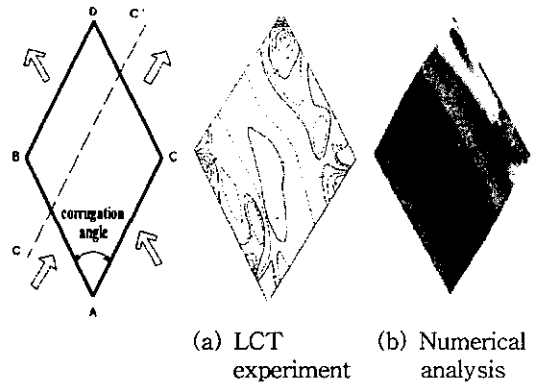


Fig. 11 Nusselt number profile for wall1 for 60°, Re=2400.



Fig. 12 Flow pattern of cross section(C-C') for P/H=4, corrugation angle=75°, Re=4000.

5. 결 론

본 연구에서는 주름형상 판형열교환기 채널에 대한 수치해석을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) RSM 모델은 판형열교환기의 해석에 있어 실험결과⁽¹¹⁾와 비교하였을 때 평균 누셀트수는 주름각도 60°의 경우 10% 범위에서, 평균 마찰계수는 주름각도 45°에서 일치하는 것으로 보아 다른 난류모델에 비하여 잘 맞음을 알 수 있다.
- (2) 주름각도가 커짐에 따라 평균 누셀트수는 증가하지만 그에 따라 커지는 평균 마찰계수의 증가율이 보다 큰 값을 가짐을 알 수 있다.
- (3) 레이놀즈수가 증가함에 따라 평균 누셀트수의 증가율과 평균 마찰계수의 감소율이 감소하는 경향을 보인다. 또한 레이놀즈수의 증가에 의한 평균 마찰계수의 감소율보다 평균 누셀트수의 증가율이 보다 큰 값을 가짐을 알 수 있다.
- (4) 종횡비의 변화를 주었을 때, 높이가 증가함

에 따라 평균 누셀트수는 증가를, 평균 마찰계수는 $P/H=4$ 에서 최소값을 보였다. 따라서 단위부피 내에 최대의 열교환량을 가지는 최적의 요소셀 갯수를 선택하기 위해 적절한 요소셀의 높이를 찾는 것이 중요하다.

(5) 혼합채널은 높은 레이놀즈수 범위에서 기존의 동일한 주름각도를 채용한 채널보다 향상된 열전달 성능을 보임을 예측할 수 있다.

참고문헌

1. Savostin, A. F. and Tikhonov, A. M., 1989, Investigation of the characteristics of plate type heating surfaces, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 28, pp. 1469-1479.
2. Edwards, M. F., 1974, Heat transfer and pressure drop characteristics of a plate heat exchanger using newtonian and non-newtonian liquids, *The Chemical Engineer*, Vol. 259, No. 1, pp. 286-288.
3. Shah, R. K., 1978, Compact heat exchanger selection methods, *J. Heat Transfer*, Vol. 4, pp. 185-191.
4. Focke, W. W., J. Zachariades 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.
5. Kandlikar, S. G. and Shah, R. K., 1989, Multipass plate heat exchanger effectiveness NTU results and guidelines for selecting pass arrangements, *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 111, pp. 300-313.
6. Kandlikar, S. G. and Shah, R. K., 1989, Asymptotic effectiveness NTU formulas for multipass plate heat exchangers, *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 111, pp. 314-321.
7. Gaiser, G. and Kottke, V., 1989, Flow phenomena and local heat and mass transfer in corrugated passages, *Chem. Eng. Tech.*, No. 12, pp. 400-405.
8. Bogaert, R. and Bóics, A., 1995, Global performance of a prototype brazed plate heat exchanger in a large Reynolds number range, *Experimental Heat Transfer*, Taylor & Francis, No. 8, pp. 293-311.
9. Heggs, P. J., Sandham, P., Hallam, R. A. and Walton, C., 1997, Local transfer coefficients in corrugated plate heat exchanger channel, *Trans. IChemE.*, Vol. 75, Part A, pp. 641-645.
10. Patankar, S. V., Liu, C. H. and Sparrow, E. M., 1977, Fully developed flow and heat transfer in ducts having streamwise periodic variations of cross sectional area, *J. Heat Transfer*, Vol. 99, pp. 180-186.
11. Stasiek, J., Ciofalo, M. and Collins, M. W., 1996, Investigation of flow and heat transfer in corrugated passages - I. Experimental results, II. Numerical simulations, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 39, No. 1, pp. 149-192.