

해수냉난방용 판형 열교환기의 최적설계를 위한 수치적 연구 Numerical Study for the Optimal Design of Plate Heat Exchanger Using at Seawater Air Conditioning

김현주* · 정영권**† · 이호생* · 윤정인** · 손창효**
 Hyeon-Ju Kim*, Young-Kwon Jung**†, Ho-Saeng Lee*,
 Jung-In Yoon** and Chang-Hyo Son**

(접수일 : 2014년 05월 09일, 수정일 : 2014년 06월 10일, 채택확정 : 2014년 06월 10일)

Abstract: Plate heat exchanger are being applied in the field of OTEC (ocean thermal energy conversion) and SWAC (seawater air conditioning) system. This study is to analyze numerically the heat transfer and pressure drop characteristics by using solid works flow simulation in order to offer optimum design data of plate heat exchanger. Plater heat exchanger proposed in this study is four types. The geometric design parameters of plate heat exchanger are a channel space, a flow orientation, a plate array, the flowrate of working fluid and so on. The main results for numerical analysis of plate heat exchangers are summarized as follows. Heat transfer performance for the channel space of 2.4 mm shows the highest value compared to other spaces. And, the Type 4 plate heat exchanger in Table 2 is the highest performance. From the pressure drop characteristics of plate heat exchanger, the channel space of 3.2 mm shows the lowest value. And Type 1 plate heat exchanger in Table 2 is the lowest pressure drop.

Key Words : Plate Heat Exchanger, Air Conditioning System Using Seawater, j factor, f factor, Numerical Analysis

— 기 호 설 명 —

c_p : 비열
 D_h : 수력학적 직경
 G : 질량유속
 L : 유로길이
 Nu : Nusselt 수

Re : Reynolds 수
 Pr : Prandtl 수, ν/α

그리스 문자
 ρ : 밀도 [kg/m^3]
 u : 평균 속도
 Δp : 입출구 압력차

** 정영권(교신저자) : 한국해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소 해수플랜트연구센터
 E-mail : ykjung@kriso.re.kr, Tel : 033-630-5024
 *김현주, 이호생 : 한국해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소 해수플랜트연구센터
 **윤정인, 손창효 : 부경대학교 냉동공조공학과

**† Young-Kwon Jung(corresponding author) : Korea Research of Ships and Ocean Engineering, Seawater Utilization Plant Research Center
 E-mail : ykjung@kriso.re.kr, Tel : 033-630-5024
 *Kim Hyeon-Ju, Ho-Saeng Lee : Korea Research of Ships and Ocean Engineering, Seawater Utilization Plant Research Center
 **Yoon Jung-In, Chang-Hyo Son : Department of Refrigeration and Air Conditioning Engineering, Pukyong University.

1. 서 론

지금까지 다양한 용도를 가지는 에너지 변환기 기로서의 열교환기는 성능개선을 위한 연구와 개발이 활발히 진행되어 왔다. 그러나, 아직까지도 그 성능과 효율 개선의 여지가 많이 남아 있다. 세계적으로도 고성능의 열교환기를 개발하기 위한 연구가 활발히 진행되고 있으며, 국내에서도 이에 대한 연구가 진행 중에 있다. 일반적으로 냉난방시스템에 사용되고 있는 열교환기의 종류로는 셸 앤 튜브 방식, 이중관 방식 등 여러 가지가 있다. 그러나 이러한 방식은 사용방법이 광범위함에도 불구하고, 열전달 성능의 한계, 통로(pass)수의 제한, 압력 증가에 따른 두께 증가 등으로 인하여, 그 크기가 크고 길이가 증가되어 배관이나 구성이 매우 복잡해지는 경향이 있다. 이러한 문제점을 해결하기 위해서 개발된 것이 판형 열교환기(Plate Heat Exchanger)이다.¹⁾

1950년대에 판형 열교환기가 최초로 개발되어, 식품산업 뿐 아니라, 해수플랜트, 화학공업, 발전 설비 등의 중공업분야에까지 널리 사용되어 왔다. 또한 해양온도차발전(Ocean Thermal Energy Conversion, OTEC) 및 해수냉난방(Seawater Air Conditioning, SWAC) 설비와 같은 해수플랜트에도 적용되고 있다. 해수냉난방시스템에서는 판형 열교환기를 이용하여 물을 해수와 열교환시킨 후, 고온과 저온의 물을 만들어 건물의 냉난방에 사용되고 있다. 이때 물과 해수의 높은 열교환 효율을 얻기 위해서는 판형 열교환기의 채널 간격, 유로 형성, 판 배치 등이 매우 중요한 설계 변수이다.

지금까지 발표된 판형 열교환기의 종래 연구를 살펴보면, 우선 Focke 등²⁾은 다양한 주름각도에 대하여 열전달 성능을 실험하였다.

Dwivedi 등³⁾은 판형 열교환기의 입구 유동 변화가 성능 변화에 미치는 영향에 대해서 실험적으로 연구하였다. 그리고 Zhang과 Tian⁴⁾은 판형 열교환기의 세브론(Chevron) 각도가 열교환기 열특성에 미치는 영향을 수치해석적으로 연구하였다. 또한, Vera 등⁵⁾은 다층 및 대향류 유동을 가지는 판형 열교환기의 열전달 특성을 수치해석적으

로 분석하였다.

국내에서는 Park⁶⁾이 오블롱 셸 플레이트 열교환기에 대해서 채널간격 변화에 따른 열전달 특성을 수치적으로 연구하였다. Kwon 등⁷⁾은 세브론 각도변화에 따른 판형열교환기의 성능평가를 실험적으로 고찰하였다. Moh⁸⁾는 입구영향과 주름높이가 고려된 판형열교환기의 유동 및 열전달특성을 수치적으로 해석하였다. 이상의 연구들은 판형 열교환기 주름각도, 유동변화 등 몇몇 변수에 초점이 맞추어져 있다. 그러나 판형 열교환기의 연구는 대부분이 종횡비, 세브론 각, 판 사이 간격 등의 기하학적 설계 변수에 대한 열역학적 및 압력강하 특성을 해석하는 것이 일반적이다. 그러나 열교환기의 성능은 이러한 변수들 외에 다양한 변수들 즉, 채널간격, 판의 배치 등에 의해서도 열전달 성능이 영향을 받는데, 이에 관한 연구는 미미한 실정이다.

따라서, 본 연구에서는 4가지 종류의 판형 열교환기의 형상을 Solid works를 이용하여 모델링한다. 이를 통해 유체의 유로, 판의 배치, 채널간격 등에 따른 열전달과 압력강하 특성이 어떠한지를 수치해석적으로 분석하여 최적설계에 도움이 되는 기초자료를 제공하고자 한다.

2. CFD 해석

2.1 해석조건

Table 1은 본 연구에서 수치적으로 연구하고자 하는 판형열교환기의 설계조건이다. 이는 현재 해양심층수연구센터(강원도 고성)에 설치되어 있는 해수냉난방시스템용 열교환기의 설계조건과 동일하다. Table 1에서 물의 유량은 0.8kg/s를 기준으로 $\pm 10\%$ 씩 변화를 주었으며, 판형열교환기의 채널간격은 2.4~3.2 mm이다. 판형열교환기의 수치적 해석을 위한 가정조건으로는 우선 열교환기의 입구 측으로부터 유입되는 유량은 모두 출구측으로 유출되어 전체 해석영역을 통하여 질량보전 법칙이 유지되도록 하였다. 물과 해수를작동유체로 사용하며 완전 발달된 난류유동이며, 상변화는 발생하지 않는다고 가정하였다.

Table 1 Numerical analysis conditions

Parameter	Conditions
Water inlet temperature (°C)	14.5
Seawater inlet temperature (°C)	7
Seawater inlet flow rate (kg/s)	0.77
Water inlet flow rate (kg/s)	0.65, 0.72, 0.8, 0.88, 0.97
Channel space (mm)	2.4, 2.8, 3.2
Plate material	Titanium

2.2 모델링 및 수치해석 방법

판형 열교환기를 모델링하기 위하여 Solid Works 2010을 사용하였으며, 수치해석에는 Solid Works flow simulation을 사용하였다. Fig. 1은 Solid Works 2010을 사용하여 모델링한 판형열교환기의 형상 및 치수를 나타낸 것으로, 판의 치수는 가로×세로 80.1×165.1 mm, 포트 직경 22.2 mm, 웨브론 각도 116.42 ° 이다.

Fig. 2는 수치해석에 사용된 해석모델로서 Fig. 1과 같은 판(plate)을 총 9장 겹쳐, 물과 해수측의 유로가 각각 4개씩 형성되게 하였다. 그리고, Table 2와 같이 총 4가지의 유동흐름과 판 배열이 되도록 하였다. Table 2에서 Type 1은 유동방향이 대각선 유동이며, 앞 판과 뒷판의 배열이 동일한 형상의 판으로 구성된 형태이다.

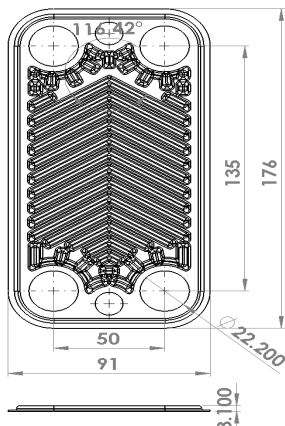


Fig. 1 Schematic diagram of plate heat exchanger(PHE)

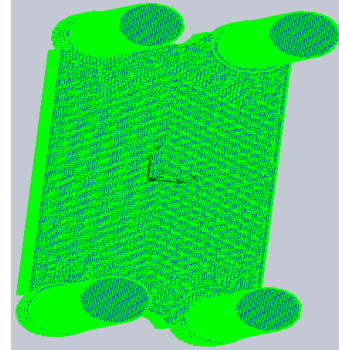


Fig. 2 Schematic modeling of plate heat exchanger (PHE)

Type 3은 유동방향은 Type 1과 동일하나, 앞 판과 뒷 판의 모양이 180°다른 형태이다. Type 2는 유동방향이 상하 유동이며, 앞 판과 뒷 판의 배열이 동일한 형상의 판으로 구성된 형태이다. Type 4는 유동방향은 Type 2와 동일하나, 앞 판과 뒷 판의 배열이 180°다른 형태이다.

Table 2 Flow and array of 4-type plate heat exchanger

	Type 1	Type 2	Type 3	Type 4
Flow				
Array				

유체의 유동은 Navier-Stokes 방정식을 이용하여 해석하였으며, 본 연구의 수치해석에 사용된 유체

흐름에 대한 질량, 운동량, 에너지 보존 방정식은 다음의 식 (1)~(3)과 같다.

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

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i u_j) = \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \overline{(\rho u_i u_j)} \right] \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho c_p T u_i) = - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(-k \frac{\partial T}{\partial x_i} + \overline{\rho c_p u_i T} \right) \quad (3)$$

판형열교환기에서 중요한 변수인 열전달 특성과 압력강하 특성을 분석하기 위해서 무차원 수인 j factor와 f factor를 이용하였다. 우선 j factor는 아래의 식과 같이 정의된다.

$$j = \frac{h}{G \cdot c_p} Pr^{2/3} = \frac{Nu \cdot Pr^{-1/3}}{Re} \quad (4)$$

그리고 f factor는 아래의 식과 같다.

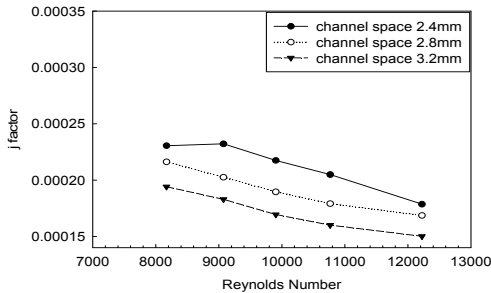
위의 식 (4)에서 j factor가 크다는 것은 열전달 성능이 우수함을 의미한다.

$$f = \frac{\Delta p}{\frac{4L}{D_h} \frac{1}{2} \rho u^2} \quad (5)$$

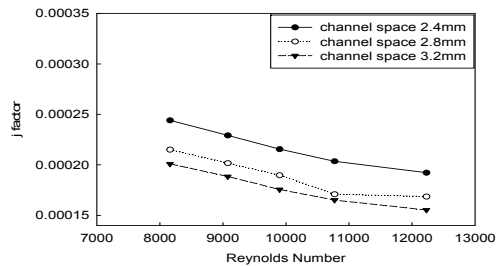
그리고, 식 (5)에서 f factor가 작다라는 것은 압력강하가 낮다라는 의미이며, 동일한 열전달 성능을 내는데 필요한 열교환기의 부피가 적어짐을 나타낸다.

3. 수치해석 결과 및 고찰

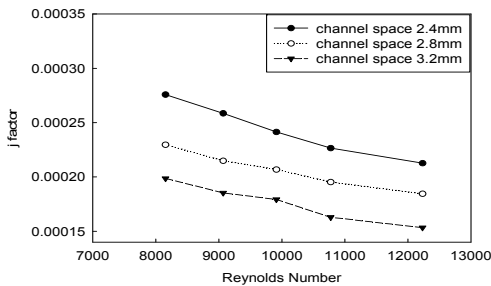
Fig. 3은 Table 2에서 나타낸 4가지 판형열교환기에 대한 물측의 j factor를 비교한 그래프이다. Fig. 3으로부터, j factor는 타 논문의 연구결과와 동일한 것으로, 선형적으로 변화함을 알 수 있다.⁶⁾ 그리고, 4가지의 판형열교환기 모두 채널간



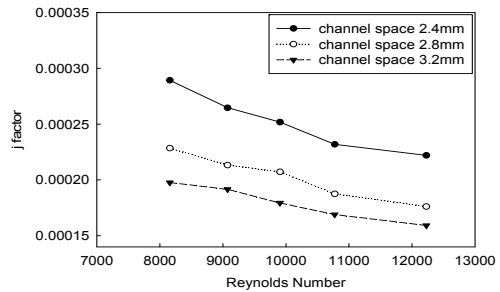
(a) Type 1



(b) Type 2



(c) Type 3



(d) Type 4

Fig. 3 j factor vs. channel space according to Reynolds number

격별로 유량이 증가할수록 j 수치는 감소함을 보였으며, 채널간격 2.4 mm일 때 가장 높은 j 값을 나타냈다. 또한 채널간격이 좁아질수록 j 값은 향상되었다. 이는 채널간격이 좁아지면서 난류가 더 많이 생성되었기 때문이라고 판단된다. 그리고 채널 간격별로 유량이 증가함에 따라 j factor 값이 선형적으로 감소함을 알 수 있었는데, 이는 유량을 증가시킬수록 난류를 촉진시켜 레이놀즈 (Reynolds number, 이하 Re) 값이 증가하기 때문이라 판단할 수 있다.

Fig. 3 (a)는 Type 1의 j factor 변화를 나타낸 것이다. Fig. 3 (a)로부터, 채널간격이 2.4 mm일 때 가장 높은 수치를 나타내었다. 이는 j factor 인자인 Re 값이 2.4 mm 기준으로 2.8 mm의 경우에는 평균 13%, 3.2 mm 경우에는 32% 크게 증가하였으나, Nu 값은 2.8 mm와 3.2 mm 각각 2%, 7% 증가폭이 작기 때문이다.

Fig. 3 (b)는 type 2의 j factor 변화를 나타낸 것이다. 채널 간격별로 유량이 증가함에 따라 j factor 값이 선형적으로 감소함을 알 수 있다. 채널간격 2.4 mm일 때 가장 높은 수치를 나타내었다. 이는 j factor 인자인 Re 값이 2.4 mm 기준으로 2.8 mm의 경우에는 평균 13%, 3.2 mm 경우에는 33% 크게 증가하였으나, Nu 값은 2.8 mm와 3.2 mm 각각 0%, 8% 증가폭이 Re 값의 증가폭보다 작기 때문이다. Fig. 3 (c)와 (d)는 type 3과 type 4의 j factor 변화를 나타낸 것이다. 위의 두 경우와 마찬가지로 동일한 열전달 경향을 보이고 있음을 알 수 있다.

Fig. 4는 Fig. 3의 결과 중 j factor 값이 우수한 채널간격인 2.4 mm에 대해서 Table 2의 4가지 열교환기의 j factor 값을 서로 비교한 것이다.

Fig. 4로부터 유량이 증가할수록 j factor 값은 선형적으로 감소하였다. 이는 유량을 증가시킬수록 Re 값이 크게 증가한 반면에, Nu 값과 Pr 값이 크게 증가하지 않았기 때문이다. 4가지 종류의 판형 열교환기 중에서 Type 4가 가장 높은 j factor 값을 나타내었다. 즉, 유동방향이 상하 유동이고, 앞판과 뒷판이 180° 다른 판의 배열을 가진 판형 열교환기가 가장 우수한 열전달 성능을 나타낼 수 있었다.

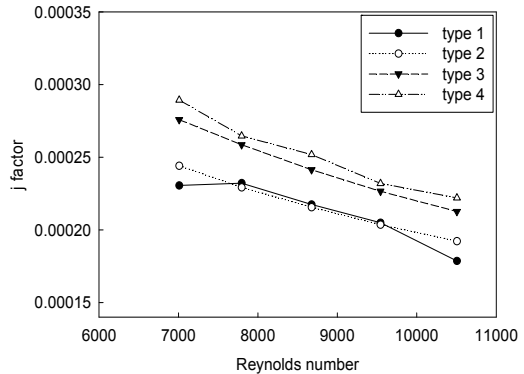
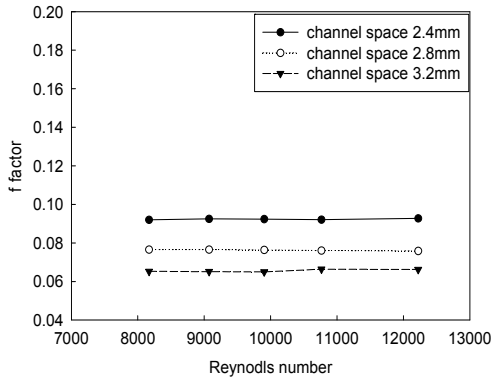


Fig. 4 j factor vs. Reynolds number according to analysis type(channel space=2.4mm)

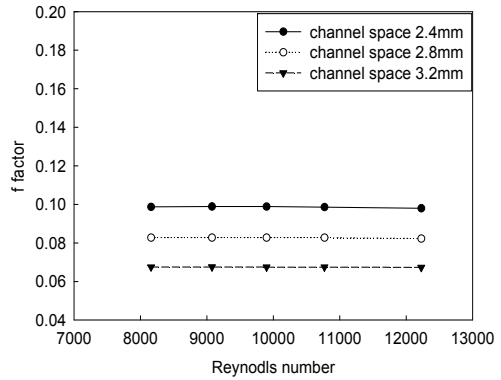
Fig. 5는 4가지 종류의 판형열교환기에 대해서 채널간격 별로 물층의 압력강하 특성을 살펴보기 위해서 f factor 변화를 비교한 것이다.

Fig. 5로부터, f factor 변화는 관련 논문과 동일한 경향을 보였다. 즉, f factor가 미소하게 감소하거나 거의 변화가 없음을 알 수 있었다.⁶⁾ 이는 f factor가 유체의 속도 즉, Re 수와 반비례 관계에 있기 때문이다. 그리고, 채널간격이 넓을수록 작아짐을 알 수 있었다. 이는 식 (5)로부터 알 수 있듯이, 채널간격이 넓을수록 압력강하가 감소하기 때문이다. 채널간격 2.4 mm일 때 가장 높은 수치를 나타내었고, 3.2 mm일 때 가장 작은 수치를 나타내었다. 이는 물층의 채널간격이 작을수록 입출구의 압력차이가 크게 나타났기 때문이며, j factor와는 정반대의 결과이다. 이러한 결과는 열전달 성능을 나타내는 j factor가 증가할수록 압력강하 특성을 나타내는 f factor가 감소하기 때문이다.

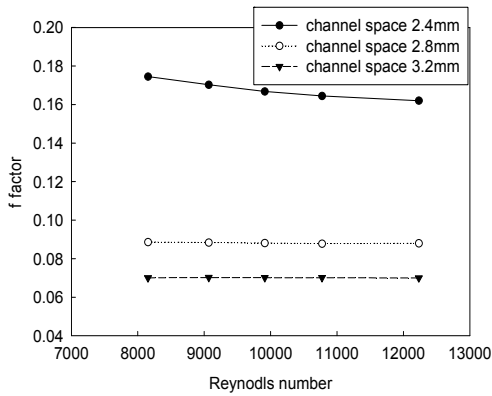
일반적으로 판형열교환기 내 작동유체의 압력강하가 크면, 열교환기의 마모, 소음, 펌프동력 등 시스템에 다양한 영향을 미치게 된다. 즉 압력강하와 열전달은 서로 상반된 결과를 나타내므로 어느 정도의 허용 압력강하를 기준으로 정할지에 따라 설계자가 적절히 두 값을 참조하여 판단하여야 한다.



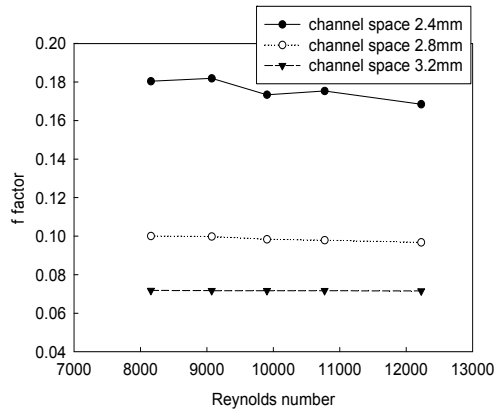
(a) Type 1



(b) Type 2



(c) Type 3



(d) Type 4

Fig. 5 f factor vs. channel space according to Reynolds number

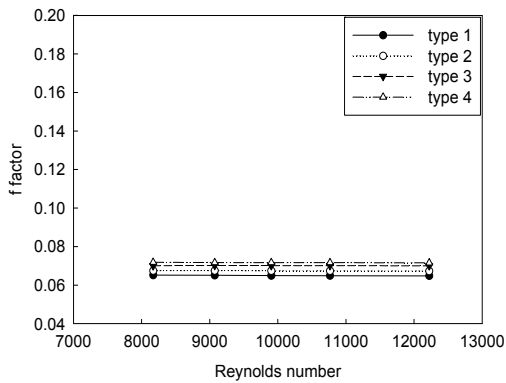


Fig. 6 f factor vs. Reynolds number according to analysis type(channel space=3.2mm)

Fig. 6은 Fig. 5의 결과 중 f factor가 낮게 나타난 채널간격 3.2 mm일 때의 4가지 종류의 판형열교환기에 대해서 f factor 값을 비교한 것이다.

Fig. 6으로부터, 유량이 증가할수록 f factor 값은 선형적으로 감소하거나 거의 변화가 없었다. 모든 해석 형태에서 Type 1이 가장 낮은 f factor 값을 나타내었다. 그리고, 가장 높은 f factor 값을 나타낸 Type 4에 비해 평균 10% 정도 작게 나타났다. 압력강하 특성은 유동방향이 대각선 유동이고, 앞 판과 뒷 판이 같은 판의 배열을 가진 판형열교환기가 가장 낮은 압력강하 성능을 나타냄을 알 수 있었다.

4. 결 론

지금까지 판형열교환기의 해수냉난방시스템 적용 시 유체의 유로방향 및 판의 배치에 따른 전열 성능과 압력강하 특성을 알아보고자 4가지 모델에 대한 수치해석을 실시하였다. 본 연구결과는 해수냉난방용 판형 열교환기의 최적설계를 위한 수치해석적 연구에 대한 것으로, 다음과 같은 주요 결론을 얻을 수 있었다.

우선, 열전달 성능 값인 j factor는 모든 해석 모델별로 유량이 증가함에 따라 선형적으로 감소하였다. 그리고 채널간격이 2.4 mm일 때 가장 우수한 열전달 성능을 나타내었으며, 채널간격이 3.2 mm일 때 가장 낮은 값을 나타내었다. 또한 판 배열이 앞 판과 뒷 판이 180 ° 다르고, 유체의 유로가 상하 유동일 때 가장 우수한 열전달성능(j factor)을 나타냄을 알 수 있었다.

압력강하 특성을 나타내는 f factor 값은 모든 해석 모델별로 유량이 증가함에 따라 선형적으로 감소하였다. 채널간격 2.4 mm일 때 가장 높은 값을 나타내었고, 3.2 mm일 때 가장 작은 값을 나타내었다. 그리고 유동방향이 대각선 유동이고, 앞 판과 뒷 판이 같은 판의 배열을 가진 것에서 가장 낮은 압력강하 성능을 나타냄을 알 수 있었다. 향후 판형열교환기의 열전달과 압력강하 특성을 파악하기 위한 실험장치를 제작하여 본 수치해석 연구 결과를 실제 실험 결과와 비교·검증하여, 해수냉난방용 판형 열교환기 최적설계에 대한 기초 자료를 제공하고자 한다.

후 기

본 연구는 해양수산부가 지원하는 “해양심층수의 에너지 이용기술 개발” 성과 중 일부이며, 지원에 감사드립니다.

Reference

1. S. Y. Kim, 1995, “Heat exchanger design handbook”, Hanmi. Korea.

2. W. W. Focke, J. Zachariades and I. Oliver, 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.

3. A. K. Dwivedi, S. K. Das, 2007, "Dynamics of plate heat exchangers subject to flow variations", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol 50, No. 13, pp. 2733-2743.

4. G. M. Zhang, M. C. Tian, 2006, "Simulation and analysis of flow pattern in cross-corrugated plate heat exchangers", *Journal of Hydrodynamics*, Vol. 18, No. 5, pp. 547-551.

5. M. Vera, A. Linan, 2010, "Laminar counterflow parallel-plate heat exchangers: Exact and approximate solutions", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 53, No. 21, pp. 4885-4898.

6. J. H. Park, 2005, "Heat transfer characteristics of R-134a, R-407C, and R-410A in the oblong shell and plate heat exchanger", Pukyong national University doctor's thesis, Korea.

7. L. K. Kwon, D. A. Cha, J. H. Yun and H. S. Kim, 2008, "Performance Evaluation of Plate Heat Exchanger with Chevron Angle Variation," *Proceedings of the Korean society of mechanical engineers Autumn Annual Conference*, pp. 2363-2368.

8. J. H. Moh, 2010, "Investigation of Flow and Heat Transfer Characteristics of Plate Heat Exchanger Taking into Account Entrance Effects and Variation in Corrugation Height", *The Korean society of mechanical engineers*, Vol. 34, No. 11, pp.965-973.