

Oblong 셸 앤 플레이트 열교환기에서의 단상 열전달, 압력강하 특성 및 성능예측 프로그램 개발에 관한 연구

박재홍† · 권용하* · 김영수**

(원고접수일 : 2004년 4월 28일, 심사완료일 : 2004년 8월 27일)

Study on Single-Phase Heat Transfer, Pressure Drop Characteristics and Performance Prediction Program in the Oblong Shell and Plate Heat Exchanger

Jae-Hong Park† · Yong-Ha Kwon* · Young-Soo Kim**

Abstract : In this study, single-phase heat transfer experiments were conducted with Oblong Shell and Plate heat exchanger using water. An experimental water loop has been developed to measure the single-phase heat transfer coefficient and pressure drop in a vertical Oblong Shell and Plate heat exchanger. Downflow of hot water in one channel receives heat from the cold water upflow of water in the other channel. Similar to the case of a plate heat exchanger, even at a very low Reynolds number, the flow in the Oblong Shell and Plate heat exchanger remains turbulent. The present data show that the heat transfer coefficient and pressure drop increase with the Reynolds number. Based on the present data, empirical correlations of the heat transfer coefficient and pressure drop in terms of Nusselt number and friction factor were proposed. Also, performance prediction analyses for Oblong Shell and Plate heat exchanger were executed and compared with experiments. ϵ -NTU method was used in this prediction program. Independent variables are flow rates and inlet temperatures. Compared with experimental data, the accuracy of the program is within the error bounds of $\pm 5\%$ in the heat transfer rate.

Key words : Oblong Shell and Plate heat exchanger(Oblong 셸 앤 플레이트 열교환기), Heat transfer(열전달), Pressure drop(압력강하), Performance prediction(성능예측)

기호설명

	c_p : 비열 [J/kgK]
	D_h : 수력직경 [m]
A : 전열면적 [m^2]	f : 마찰인자

† 책임저자(부경대학교 대학원 냉동공조공학과), E-mail : , T : 017-565-0031

* 부경대학교 대학원 냉동공조공학과

** 부경대학교 기계공학부

- h : 열전달계수 [W/m^2K]
- \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
- Nu : 넛셀수
- Q : 전열량 [W]
- U : 총괄열전달계수 [W/m^2K]
- u : 속도 [m/s]

그리스 문자

- Δp : 압력강하 [Pa]
- μ : 점성계수 [Ns/m^2]
- ρ : 밀도 [kg/m^3]

하첨자

- c, h : 냉수 및 온수
- i, o : 입구 및 출구
- w : 물
- $wall$: 판벽

1. 서 론

최근 냉동사이클을 구성하는 핵심부품들 중 고효율의 압축기, 고효율의 열교환기를 개발함으로써 기존의 시스템보다 1.5 ~ 2배의 성능계수(COP, Coefficient of performance)를 가지는 냉동시스템에 대한 개발이 활발히 이루어지고 있다. 냉동공조 분야뿐만 아니라 모든 분야에서 사용되는 열교환기는 보다 고효율의 열교환기 개발이 요구되고 있으며, 갈수록 심화되는 사용공간의 제한성으로 인해 단위부피당 전열면적을 극대화시킨 고밀도 열교환기(compact heat exchanger)가 점점 많이 사용되고 있다. 대표적인 고밀도 열교환기의 하나인 판형 열교환기(plate heat exchanger)는 이미 오래 전부터 그 열교환 성능의 우수성으로 많은 화학 플랜트와 낙농제품 생산공장에서 물 대 물(water to water), 물 대 기름(water to oil) 등의 열교환에 적용되어 왔으나, 높은 가스압력으로 인한 패키징의 누설, 냉매 중의 냉동유로 인한 가스켓의 부식, 판을 서로 누르기 위한 프레임 적용에 따른 제작원가의 상승

등으로 지금까지 냉동공조용 응축기나 증발기로는 사용하지 못하였다. 그러나 산업기술의 발달과 더불어 판과 판을 진공 건조로에서 용접(brazing)할 수 있는 기술의 개발로 내압성이 향상되어 비로소 냉동시스템에 적용할 수 있는 길이 열리게 되었다. 판형 열교환기에 관한 연구로는 Bounopane 등⁽¹⁾이 1964년 실험적으로 판형 열교환기에서의 흐름 특성과 압력손실에 대한 관련식을 제시하였으며, Marriott⁽²⁾는 1971년 판형 열교환기의 적용에 대한 장단점을 분석하고, 사용할 때의 최적조건을 제시하였다. Focke⁽³⁾는 1986년 판형 열교환기의 홈(groove)의 형상과 배열에 따른 최적 조건을 결정하는 방법에 대해 Colburn j 인자, 마찰계수, Re수의 향으로 나타내어 상기의 조합에 따라 최적의 표면형상을 찾아내어 단위면적당 총괄열전달계수를 높여 전체 전열면적을 감소시키는 방법을 발표하였다. Manglik과 Muley⁽⁴⁾⁻⁽⁵⁾은 판형 열교환기의 열적-수력학적 수행력, 제품개발, 판형 열교환기의 설계 등에 대하여 발표하였으며, 또한 판형 열교환기에서 Nusselt수와 마찰계수와의 상관관계를 상세하게 나타내었다. Yan 등⁽⁶⁾⁻⁽⁷⁾은 용접형 판형 열교환기에 대하여 냉매 R-134a를 사용하여 증발 및 응축에 관한 열전달 실험과 압력강하 실험을 수행하여 그 결과를 열전달계수 상관식과 마찰계수 상관식으로 제시하였다.

본 연구에서 소개될 고밀도 열교환기의 하나인 Oblong Shell and Plate 열교환기도 높은 효율과 고밀도로 인해 냉동·공조 시스템에서의 이용전망은 매우 높다. Oblong Shell and Plate 열교환기는 유로 형식이 판형 열교환기와 유사하며, 전열판을 순서대로 배열, 적층한 형상으로 전열판과 전열판 사이에는 유로가 형성되고 이 유로를 통해 가열유체와 피가열유체가 서로 교대로 흐른다. 또한 Oblong Shell and Plate 열교환기는 셀 앤 튜브 열교환기의 고압성과 판형 열교환기의 고효율성을 따서 제작되었으며, 단위면적당 열전달 효과가 매우 좋을 것으로 예상된다. 그러나 실제 냉동·공조 시스템용으로 Oblong Shell

and Plate 열교환기를 사용할 경우 열교환 작동 유체로 사용되는 물이나 냉매에 대한 연구가 거의 이루어지지 않은 상태이다. 따라서 이에 대한 이론적 해석과 실험을 통한 최적설계를 위한 기초자료의 확립이 시급한 실정이다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 연구에 사용된 시험부(Oblong Shell and Plate 열교환기) 전열관의 형상, 치수 및 제원은 Fig. 1과 Table 1에 각각 나타나 있다. 시험부는 전열관이 4장으로 외부의 치수나 형태는 모두 같으며, 흐름은 대향류가 형성되게 하였다. Fig. 2와 3은 시험부의 단상 열전달 특성을 분석하기 위한 실험장치의 개략도 및 시험부 내부 순환형식을 나타내고 있다. 실험장치는 수펌프를 이용한 강제 순환식 사이클이며, 온수가 순환되는 회로와 냉수가 순환되는 회로로 구성되어 있다. 우선 판측의 열전달 성능을 시험할 경우, 온수는 5 kW급 히터와 2 RT급 냉동 유닛이 부착되어 있는 200 l급 항온조에서 펌프에 의해 시험부의 판측으로 유입된다. 냉수 또한 5 kW급 히터와 2 RT급 냉동 유닛이 부착되어 있는 200 l급 항온조에서 펌프에 의해 시험부의 셸측으로 유입된다. 시험부로 유입된 온수와 냉수는 각각 열교환 후 질량유량계(Oval, accuracy $\pm 0.2\%$)를 통과하여 항온조로 재유입된다. 반면에 셸측의 열전달 성능을 시험하기 위해서는 위와는 반대로 셸측으로 온수가 흐르고 판측으로 냉수가 흐른다. 시험부에서의 열손실을 줄이기 위해서 전체 시험부는 10 cm 두께의 폴리에틸렌(polyethylene)으로 싸여져 있다. 시험부에서의 평균 열유속은 채널의 입구와 출구사이에 설치된 백금저항온도계(RTD)에 의한 수 온도의 측정결과와 질량유량계를 이용한 수 유량 측정결과로 계산하였다. 각 센서의 데이터는 Fluke사의 데이터 로그(NetDAQ 2640A)를 통해서 PC로 실시간으로 획득, 처리하였다.

2.2 실험방법

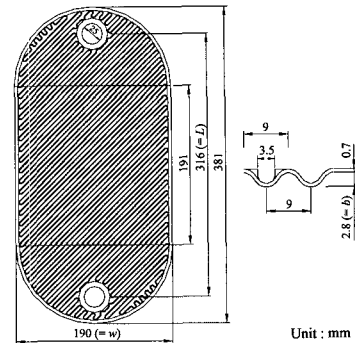


Fig. 1 Schematic diagram of heat transfer plate of Oblong Shell and Plate heat exchanger

Table 1 Configurations of Oblong Shell and Plate heat exchanger

Plate material	SUS 304
Shell material	Steel
Plate thickness [m]	0.0007
Working pressure [MPa]	Max. 10
Working temperature [°C]	-196 ~ 400
Surface per plate [m ²]	0.073
Chevron angle [°]	45

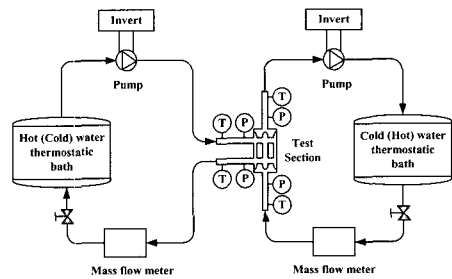


Fig. 2 Schematic diagram of the single-phase heat transfer experimental system

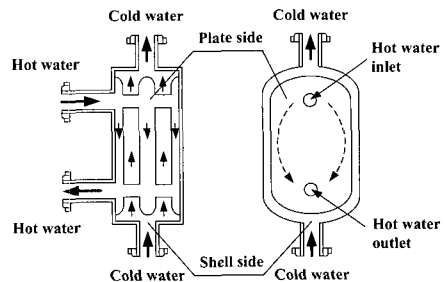


Fig. 3 Details of flow pattern in Oblong Shell and Plate heat exchanger

시험부에서 대향류 채널사이의 열전달율은 온수와 냉수의 유량을 조절하여 변화시켰다. 실험장치에서 실험조건의 변화는 온도의 요동을 야기시킨다. 인버터를 이용하여 유량을 조절한 다음, 각 온도센서들로부터 5초 간격으로 1분 동안 데이터를 읽은 후 평균을 취하였다. 1분 후에 다시 데이터를 읽어서 각 열전대의 평균온도차가 0.2℃ 이하가 되면 정상상태라고 판단하였다. 온도센서의 온도차가 하나라도 0.2℃ 이상이거나 유량의 변화가 3%를 벗어나면 정상상태에 도달할 때까지 위의 과정을 반복하였다. Re수의 범위는 600 ~ 2300으로 하였으며, 판형 열교환기는 일반적으로 Re수가 200 이상이면 난류로 취급한다.

3. 데이터 처리

3.1 단상 열전달

본 연구에서 사용된 Oblong Shell and Plate 열교환기는 직접적인 관벽 온도의 측정이 불가능하기 때문에 Farrell 등^[6]이 제안한 수정된 Wilson plot 방법을 사용하여 관측 및 셀측 열전달계수를 구하였다. Wilson plot 방법은 총괄열전달계수로부터 열전달계수를 도식적으로 구하는 방법으로 관벽 온도를 측정하지 않고도 열전달계수를 구할 수 있어 관벽 온도의 측정이 어려운 경우에 널리 사용되고 있다. 관측의 열전달계수를 구할 경우 셀측의 유량과 온도를 일정하게 유지하고 관측의 유량을 바꿔가며 실험을 하였고, 셀측의 열전달계수를 구할 경우는 반대로 관측의 유량과 온도를 일정하게 유지하고 셀측의 유량을 바꿔가며 실험을 하였다. 이 방법은 기존의 Wilson plot 방법에 비해 적은 실험으로 상관식을 구할 수 있는 장점이 있다.

수력학적 직경의 정의로부터, Shah 등^[9]은 판의 폭(w)이 채널의 간격(b)보다 훨씬 클 때 판형 열교환기의 수력학적 직경으로 채널 간격의 두 배를 제안하였다. 따라서 본 연구에서도 이와 같이 사용하였다.

$$D_h = \frac{4 \times \text{단면적}}{\text{접수길이}} = \frac{4 \times A_c}{P} \quad (1)$$

$$= \frac{4 \times w \times b}{2w + 2b} \approx 2b \quad w \gg b$$

여기서 A_c 는 유로의 단면적, P 는 유로의 접수 길이로 정의된다. 따라서 Re수는 다음과 같이 정의된다.

$$Re = \frac{\rho D_h u}{\mu} = \frac{G D_h}{\mu} \quad (2)$$

여기서, G 는 단위 채널당의 질량유속을 나타내며 다음과 같이 정의된다.

$$G = \frac{\dot{m}}{A_c} \quad (3)$$

질량유량으로부터 평균유속(bulk velocity)을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$u_m = \frac{\dot{m}}{\rho A_c} \quad (4)$$

Oblong Shell and Plate 열교환기의 단상 열전달 실험에서 유체의 물성치들은 입·출구온도의 체적평균온도에 의해 계산되어졌다. 온수측과 냉수측 사이에서의 에너지 밸런스는 모든 경우에 대하여 5% 이내로 나타났다.

$$\frac{|Q_{w,h} - Q_{w,c}|}{Q_{ave}} \leq 5\% \quad (5)$$

$$Q_{w,h} = \dot{m}_{w,h} c_{p,w} (T_{w,h,i} - T_{w,h,o}) \quad (6)$$

$$Q_{w,c} = \dot{m}_{w,c} c_{p,w} (T_{w,c,o} - T_{w,c,i}) \quad (7)$$

$$Q_{ave} = \frac{Q_{w,h} + Q_{w,c}}{2} \quad (8)$$

두 측 사이에서의 총괄열전달계수(overall heat transfer coefficient)는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$U = \frac{Q_{ave}}{A \cdot \Delta T_{LMTD}} \quad (9)$$

여기에서 A 는 판의 실제 주름진 표면의 열전달 면적이다. 대수평균온도차(LMTD)는 두 개의 대향류 채널의 입·출구온도로부터 정의된다.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (10)$$

$$\Delta T_1 = T_{w,h,i} - T_{w,c,o} \quad (11)$$

$$\Delta T_2 = T_{w,h,o} - T_{w,c,i} \quad (12)$$

온수측과 냉수측의 열전달 면적이 동일하기 때문에 총괄열전달계수와 대류열전달계수 사이의 관계는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\left(\frac{1}{h_{w,h}}\right) = \left(\frac{1}{U}\right) - \left(\frac{1}{h_{w,c}}\right) - R_{wall} \cdot A \quad (13)$$

$h_{w,h}$ 와 $h_{w,c}$ 를 구하기 위해 수정된 Wilson plot 방법을 사용하였다.

3.2 단상 압력강하

Oblong Shell and Plate 열교환기의 관측과 셀측에서 측정된 전체 압력강하로부터 마찰압력강하는 다음과 같은 식으로 정의된다.

$$\Delta p_f = \Delta p_{exp} - \Delta p_{port} \quad (14)$$

여기서, Δp_{port} 는 포트에서의 압력강하로 평균 포트유속으로부터 Shah와 Focke⁽¹⁰⁾ 등이 제안한 경험적 관계식인 식 (15)로 계산되어진다.

$$\Delta p_{port} = 1.5 \left(\rho \frac{u_{port}^2}{2} \right) \quad (15)$$

따라서, 유동마찰에 의한 압력손실을 무차원수인 마찰계수 f 로 나타내면 다음과 같다.

$$f = \frac{\Delta p_f}{\frac{4L}{D_h} \frac{1}{2} \rho u^2} \quad (16)$$

4. 실험결과 및 고찰

4.1 단상 열전달 특성

Fig. 4는 수정된 Wilson plot 방법을 적용하

여 구한 시험부 관측과 셀측의 열전달 상관식과 상관식으로부터 역으로 구한 열전달계수를 나타내고 있다. 본 연구의 실험범위는 온수의 온도를 40.0℃ (±0.1℃), 냉수의 온도를 25.0℃ (±0.1℃)로 하였으며, 레이놀즈수의 범위를 600 ~ 2300으로 하였다. 시험부 관측과 셀측의 내부 유로 형상이 같기 때문에 그림에서 보듯이 관측과 셀측의 열전달계수는 거의 같게 나타났다. 수정된 Wilson plot 방법으로부터 구한 시험부 관측과 셀측의 열전달 상관식은 다음과 같다.

$$\text{Plate side : } N_p = 0.123 Re^{0.83} Pr^{1/3} \quad (17)$$

$$\text{Shell side : } N_s = 0.05 Re^{0.95} Pr^{1/3} \quad (18)$$

여기서, Nu수는 전열판의 실제 주름진 표면을 차지하고 있는 열전달 면적으로 계산되었으며, 본 상관식은 Re수가 600~2300 범위에서 적용 가능하다.

본 연구의 결과와 종래의 판형 열교환기에서의 결과들을 비교해 보았다. Bounopane 등⁽¹¹⁾은 판형 열교환기의 열전달 특성을 식 (19)와 같이 제안하였다. Marriott⁽²⁾도 식 (20)과 같이 Nu수를 Re수와 Pr수에 대해 나타내어 식 (20)이 판형 열교환기의 열전달 특성을 알아보는데 일반적인 적용이 가능함을 주장하였다. 또한 Yan 등⁽⁷⁾도 판형 열교환기의 단상 실험을 통해 식 (21)의 상관식을 제안하였다. 그리고 상관식과 실험결과와의 오차범위는 다음의 식 (22)로 계산하였다.

$$N = 0.2536 Re^{0.65} Pr^{0.4} \quad (19)$$

$$N = 0.374 Re^{0.668} Pr^{0.333} \quad (20)$$

$$N = 0.2121 Re^{0.78} Pr^{1/3} \quad (21)$$

$$e_m = \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n \frac{|N_e - N_{cal}|}{N_e} \right) \times 100 \quad (22)$$

Fig. 5는 본 실험결과와 Bounopane 등의 상관식, Marriott의 상관식 그리고 Yan 등의 상관식을 비교하고 있다. 그림에서 알 수 있듯이

Bounopane 등의 상관식은 실험결과와 약 80% 정도 차이가 났다. 그러나 Marriott의 상관식은 $\pm 15\%$ 이내로 실험결과와 잘 일치하였다. 또한 Yan 등의 상관식도 오차범위가 20% 정도로 실험결과를 다소 크게 예측하고는 있으나 전반적으로 잘 일치하였다.

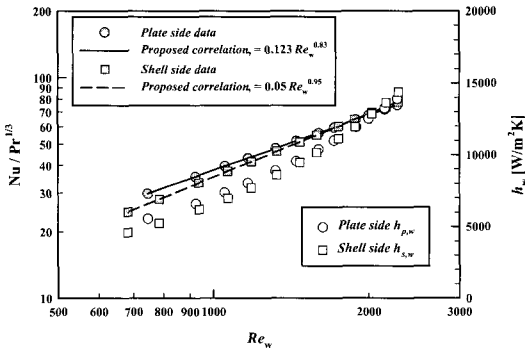


Fig. 4 Heat transfer coefficients with Reynolds number for plate side and shell side in single-phase water-to-water test

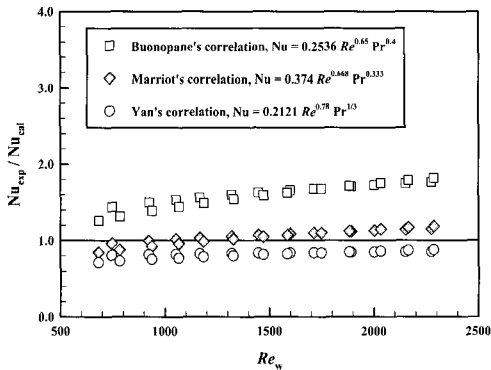


Fig. 5 Comparison of the present data Nu with calculated Nu for plate heat exchanger from Bounopane et al., Marriott, and Yan et al.'s correlation

4.2 단상 압력강하 특성

Fig. 6은 관측과 셀측에서의 Re수에 따른 단위 길이당 마찰압력강하를 나타내고 있다. 시험부 실제 내부 유로의 형상이 같기 때문에 그림에서와 같이 마찰압력강하가 같게 나타났다. 따라서 Fig.

7에 나타난 것과 같이 관측과 셀측의 실험결과를 한꺼번에 최소자승법을 이용하여 다음과 같은 상관식 형태로 제안하였다.

$$f = 1.882 Re^{-0.194} \quad (23)$$

상관식과 실험결과와의 오차는 $\pm 10\%$ 이내이다. 단상 열전달과 마찬가지로 종래의 관형 열교환기에 대한 마찰계수 상관식과 실험결과를 비교해 보았다. Edwards⁽¹¹⁾ 등은 일반적으로 많이 사용되는 관형 열교환기에 대한 마찰계수와 Re수의 관계를 식 (24)와 같이 나타내었다. Cooper⁽¹²⁾는 액체 대 액체의 작동상태에서 관형 열교환기의 마찰계수를 식 (25)와 같이 제안하였다. 그리고 이들 상관식과 실험결과와의 오차는 전술한 식 (22)로 계산하였다.

$$f = \frac{34}{Re} + 0.3 \quad (24)$$

$$f = \frac{2.5}{Re^{0.3}} \quad (25)$$

Fig. 8은 본 실험결과와 Edwards 등의 상관식, Cooper의 상관식을 비교하고 있는데 Edwards 등의 상관식은 저 Re수를 제외하고는 실험결과와 30% 정도 차이가 났다. 그러나 Cooper의 상관식은 최대 85% 정도까지 실험결과와 차이가 났다.

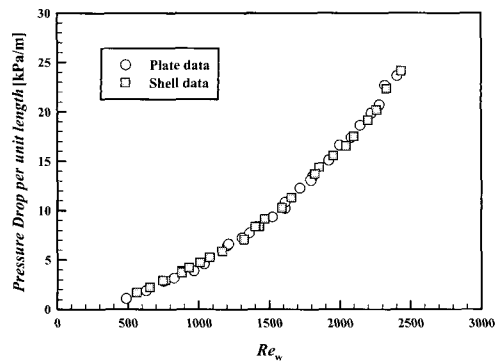


Fig. 6 Friction pressure drops with the Reynolds number for plate side and shell side in single-phase water-to-water test

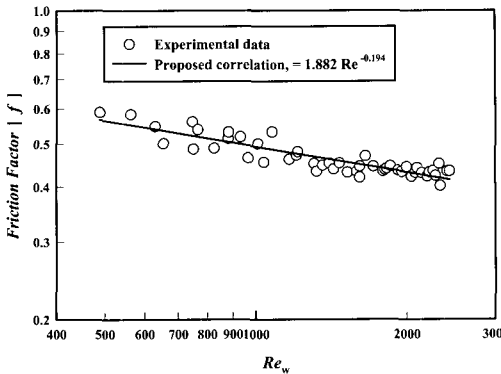


Fig. 7 Friction factor vs. Reynolds number

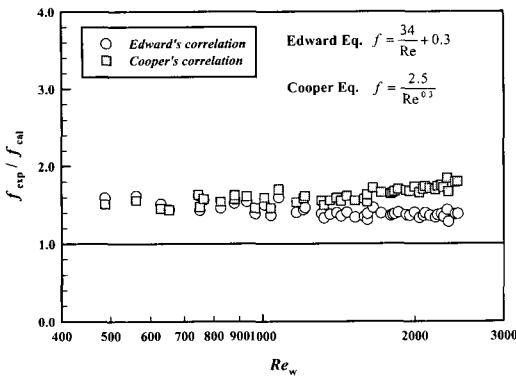


Fig. 8 Comparison of the present data f with calculated f for plate heat exchanger from Edward, and Cooper's correlation

5. 성능예측 프로그램의 열적 설계

5.1 기본 이론

본 연구에서는 Oblong Shell and Plate 열교환기의 기본적인 성능예측을 위하여 다음과 같은 가정을 하였다.

- (1) 유로의 유동분산은 모든 채널에서 동일하게 이루어지고 완전한 대향류이다.
- (2) 유동방향으로의 열전달은 없다.
- (3) 위치에너지, 운동에너지의 변화와 중력은 무시한다.
- (4) 오염이나 채널벽의 열전도도에 의하여 발생하는 전열저항은 무시한다.
- (5) 열교환기는 정상상태 조건하에서 운전된다.
- (6) 열교환기 주변으로의 열손실은 없다.

열교환기의 열적 설계방법으로는 ϵ -NTU, LMTD, P-NTU, Ψ -NTU 방법 등이 있다. 관형 열교환기에서는 관류형 열교환기와는 달리 ϵ -NTU 법이 많이 이용된다. 따라서 본 연구에서는 관형 열교환기와 유사한 형태인 Oblong Shell and Plate 열교환기의 성능예측 프로그램 개발에 있어 실험에서 구한 경험식을 바탕으로 ϵ -NTU 방법을 이용하였다. 여기에서 유용도(ϵ : heat exchanger effectiveness)는 열역학적으로 가능한 최대의 열전달량에 대한 실제의 열전달량의 비를 나타낸 것으로 식 (26)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} \tag{26}$$

식 (26)을 유체가 흐르는 대향류 열교환기에 대하여 적용하면 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \epsilon &= \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \\ &= \frac{C_c(T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \end{aligned} \tag{27}$$

여기에서 C_{\min} 은 열용량률으로써 C_h 와 C_c 중 작은 것과 같다. 만일 Oblong Shell and Plate 열교환기 내에 흐르는 유체(물/물) 중 온 유수량이 많을 경우의 C_{\min} 은 다음과 같다.

$$C_{\min} = C_c = (\dot{m} c_p)_c \tag{28}$$

유용도 ϵ 는 식 (29)와 같다.

$$\epsilon = \frac{\exp[(1 - C_r)NTU_{\min}] - 1}{\exp[(1 - C_r)NTU_{\min}] - C_r} \tag{29}$$

여기서 C_r 은 다음과 같다.

$$C_r = \frac{C_c}{C_h} \tag{30}$$

NTU_{\min} 은 식 (31)로 정의된다.

$$NTU_{\min} = NTU_c = \frac{AU}{C_c} \tag{31}$$

여기서 U 는 총괄열전달계수로서 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{w,h}} + \frac{1}{h_{w,c}}} \quad (32)$$

$h_{w,h}$, $h_{w,c}$ 는 고온유체와 저온유체의 열전달계수로써 실제 실험에서 구한 상관식을 이용하였다. 벽의 전도저항은 그 영향이 총괄열저항의 0.5% 미만이므로 무시하였다. 이와는 반대로 냉수유량이 많을 경우에 C_{min} 은

$$C_{min} = C_h = (\dot{m}c_p)_h \quad (33)$$

가 되고, 유용도 ϵ 는 식 (29)와 동일하다. 그러나 C_r 과 NTU_{min} 은 다음과 같게 된다.

$$C_r = \frac{C_h}{C_c} \quad (34)$$

$$NTU_{min} = NTU_h = \frac{AU}{C_h} \quad (35)$$

위의 식들로부터 구한 유용도를 이용하여 실제 열전달율을 구하면 다음과 같다.

$$Q = \epsilon Q_{max} = \epsilon C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (36)$$

식 (36)으로부터 구한 실제 열전달율에서 냉수·온수 출구온도를 구하면 다음과 같다.

$$T_{c,o} = T_{c,i} + \frac{Q}{C_c} \quad (37)$$

$$T_{h,o} = T_{h,i} - \frac{Q}{C_h} \quad (38)$$

5.2 성능예측 알고리즘

전술한 기본이론을 바탕으로 Oblong Shell and Plate 열교환기의 성능예측을 위하여 초기 1, 2차 유체의 입구온도와 2차 유체의 일정유량 조건하에서 1차 유체의 유량을 변화시켜 Oblong Shell and Plate 열교환기의 열전달율을 예측하였다.

Oblong Shell and Plate 열교환기의 성능예측을 위한 알고리즘은 Fig. 9와 같다.

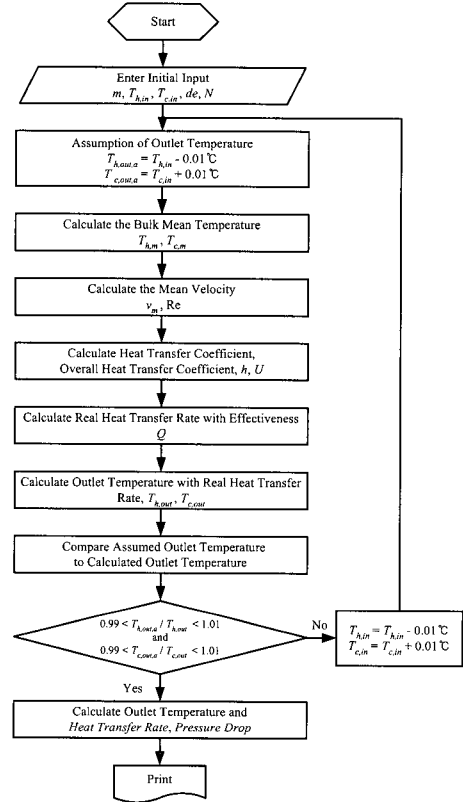


Fig. 9 Flow chart of prediction analyses

5.3 해석결과

Fig. 10과 11은 Oblong Shell and Plate 열교환기의 관측과 셀측의 열전달율에 대한 실험값과 성능예측 프로그램을 이용하여 구한 해석값을 비교하고 있다.

Fig. 10에서 관측의 경우 Re수에 따른 실험값과 해석값의 오차가 5% 이내로 성능해석 프로그램이 잘 예측하고 있음을 알 수 있다. 또한 Fig. 11의 셀측도 Re수에 따른 실험값과 해석값의 오차가 5% 이내로 성능해석 프로그램이 잘 예측하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 12는 관측의 전열관 수와 유량 변화에 따른 열전달율의 변화량 해석을 나타내고 있다. 동일 유량의 경우 관측에서 전열관 수가 4장일 때를

기준으로 하여 판 수가 6장으로 증가하면 열전달율은 약 5.6% 증가하고, 8장으로 증가하면 약 8.5% 증가한다. Fig. 13은 셀측에 대하여 판측의 경우와 동일한 조건에서 해석한 결과를 나타내고 있으며, 셀측에 대해 판 수가 4장일 때를 기준으로 하여 판 수가 6장으로 증가하면 열전달율은 약 5.4% 증가하고, 8장으로 증가하면 8.2% 증가하는 것으로 나타났다.

Fig. 12와 13에서 알 수 있듯이 판 수의 증가에 따른 열전달율의 증가가 거의 동일하게 나타났다. 이는 단상 열전달에 나와 있듯이 이 범위의 Re수에서는 판측과 셀측의 열전달계수의 값이 거의 동일하기 때문이다.

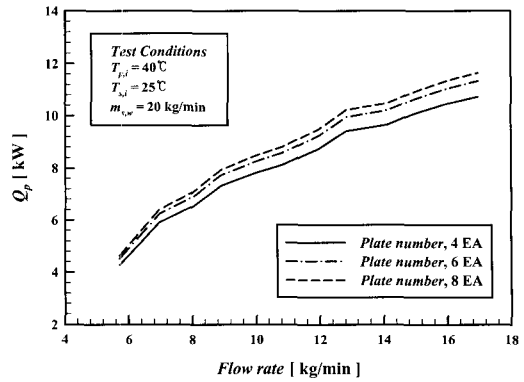


Fig. 12 Effects of plate number and flow rate for heat transfer rate at plate side

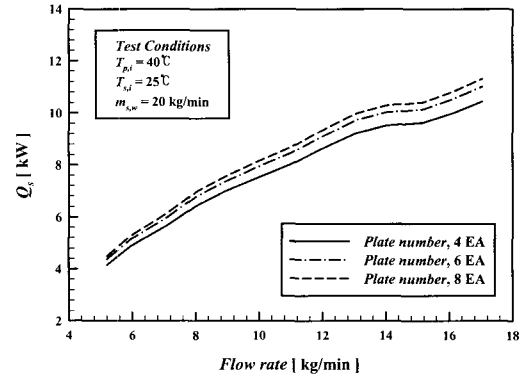


Fig. 13 Effects of plate number and flow rate for heat transfer rate at shell side

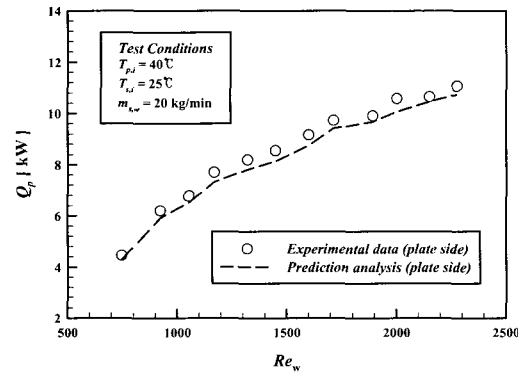


Fig. 10 Comparison of heat transfer rate for the experimental data and prediction analysis in plate side

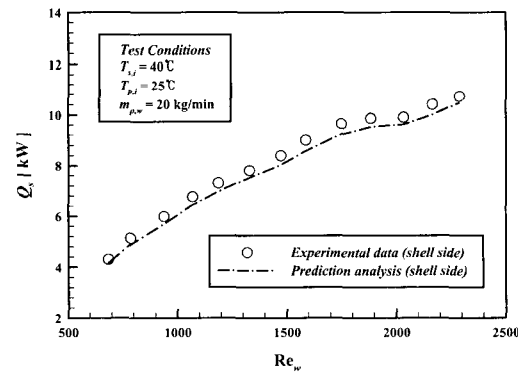


Fig. 11 Comparison of heat transfer rate for the experimental data and prediction analysis in shell side

6. 결 론

냉동·공조 시스템용 Oblong Shell and Plate 열교환기의 전열성능 특성을 규명하기 위하여 수정된 Wilson plot 방법을 사용하여 단상 열전달 실험을 행하였으며, 이를 바탕으로 ϵ -NTU법을 이용한 성능예측 프로그램을 개발하여 실험데이터와 비교해 봄으로써 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 수정된 Wilson plot 방법을 사용하여 Oblong Shell and Plate 열교환기의 판측과 셀측의 단상 열전달 상관식을 구하였으며, 또한 단상 압력강하 실험을 통하여 판측과 셀측의 압력강하 상관식을 구하였다.

(2) 종래의 판형 열교환기에서의 단상 열전달 상관식과 압력강하 상관식을 본 실험결과들과 비교·분석하였으며, 단상 열전달의 경우 여러 상관식 중 Marriott의 상관식과 가장 잘 일치하였고, 압력강하의 경우는 타 상관식들과 상당한 오차를 보였다.

(3) 성능예측 프로그램을 이용한 열전달을 해석에 대하여 판측과 셀측 모두 실험값과 해석값의 오차가 5% 이내의 오차를 보였으며, 이를 통해 Oblong Shell and Plate 열교환기의 선정과 이용에 합리적인 지침을 마련하였다.

본 연구는 부경대학교 RRC 친환경 첨단 에너지기계 연구센터의 지원으로 이루어졌으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

- [1] R. A. Bounopane, R. A. Troupe and J. C. Morgan, "Heat Transfer Design Method for Plate Heat Exchanger", Chemical Engineering Progress, Vol. 59, No. 7, pp. 57-61, 1963.
- [2] J. Marriott, "Where and How to Use Plate Heat Exchangers", Chemical Engineering, Vol. 78, No. 8, pp. 127-134, 1971.
- [3] W. W. Focke, "Selecting Optimum Plate Heat Exchanger Surface Patterns", Journal of Heat Transfer February 1986, Vol. 108, pp. 153-160, 1986.
- [4] R. M. Manglik and A. Muley, "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Plate and Frame Heat Exchangers", A Literature Review, Report No. TFL-Int-1, Thermal-Fluids Laboratory, University of Cincinnati, Cincinnati, OH, Sept, 1993.
- [5] A. Muley and R. M. Manglik, "Experimental Investigation of Heat Transfer Enhancement in a PHE with $\beta=60^\circ$ Chevron Plates", Heat and Mass Transfer 95, Tata McGraw-Hill, New Delhi, pp. 737-744, 1995.
- [6] Y. Y. Yan and T. F. Lin, "Evaporation Heat Transfer and Pressure drop of Refrigerant R-134a in a Plate Heat Exchanger", Trans. of the ASME, Vol. 121, pp. 118-127, 1999.
- [7] Y. Y. Yan, H. C. Lio and T. F. Lin, "Con- densation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Plate Heat Exchanger", Int. J. Heat and Mass Transfer 42, pp. 993-1006, 1999.
- [8] P. Farrell, K. Wert and R. Webb, "Heat Transfer and Friction Characteristics of Turbulent Radiator Tubes", SAE Technical Paper Series, No. 910197, 1991.
- [9] R. K. Shah and A. S. Wanniarachchi, "Plate Heat Exchanger Design Theory", Industrial Heat Exchangers, J. M. Buchlin, ed., Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Belgium, 1992.
- [10] R. K. Shah and W. W. Focke, "Plate Heat Exchangers and Their Design Theory, in: Shah, R. K., Subbarao, E. C. and Mashelkar, R. A.(Eds.), Heat Transfer Equipment Design", Hemisphere, Washington, DC, pp. 227-254, 1988.
- [11] M. F. Edwards, "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of a Plate Heat Exchan- ger Using

Newtonian and Non-Newtonian Liquids", The Chemical Engineer, Vol. 259, No. 1, pp. 286-288, 1974.

- [12] A. Cooper, "Recover More Heat With Plate Heat Exchangers", The Chemical Engineer, Vol. 259, No. 1, pp. 280-285, 1974.

저 자 소 개



박재홍 (朴載弘)

1975년 2월생, 1999년 부경대학교 냉동공학과 졸업, 1999년~현재 동 대학원 냉동공학과 석사과정.



권용하 (權容廈)

1978년 1월 14일생. 2002년 부경대학교 냉동공조공학과 졸업, 2004년 동 대학원 냉동공조공학과 석사 졸업, 2004~현재 동 대학원 냉동공조공학과 박사과정.



김영수 (金永守)

1957년 11월생, 1979년 부산대학교 기계공학과 졸업, 1981년 서울대학교 대학원 기계설계공학과 석사졸업, 1994년 CANADA CONCORDIA UNIV. 대학원 박사졸업, 1981. 9~1982. 2 대우조선 석유시추선 기본설계부, 2000. 10~부경대학교 기계공학부 정교수.