

## Plate and Shell 열교환기의 단상유동 열전달 및 압력강하 특성에 관한 실험적 연구

서 무 교\*, 김 영 수\*\*

부경대학교 대학원\* 부경대학교 냉동공조공학과\*\*

### Experimental Study on Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics for Single-Phase Flow in Plate and Shell Heat Exchangers.

Moo-Gyo Seo\*, Young-Soo Kim\*\*

\*Department of Refrigeration Engineering, Graduate School of Pukyong Univ, Pusan 608-737, Korea

\*\*Department of Refrigeration Engineering, Pukyong Univ, Pusan 608-737, Korea

(Received November 15, 1999; revision received January 5, 2000)

**ABSTRACT:** Plate and shell heat exchanger(P&SHE) is widely applied as evaporators or condensers in the refrigeration and air conditioning systems for their high efficiency and compactness. In order to set up the database for the design of the P&SHE, heat transfer and pressure drop characteristics for single phase flow of water in a plate & shell heat exchanger are experimentally investigated in this study. Single phase heat transfer coefficients were measured for turbulent water flow in a plate and shell heat exchangers by Wilson plot method. The shell side heat transfer resistance was varied and the overall heat transfer coefficients were measured. The single-phase heat transfer coefficients in a plate side were obtained by Wilson plot method. Single-phase heat transfer correlations based on projected heat transfer area and friction factor correlations have been proposed for single phase flow in a plate and shell heat exchanger.

**Key words:** Plate and shell heat exchangers(Plate and shell 열교환기), Wilson Plot method (윌슨 플롯법), Nusselt numbers (누셀 수), Prandtl number(프란틀 수), Pressure drop (압력강하)

#### 기 호 설 명

A : 열전달면적 [ $m^2$ ]  
A<sub>c</sub> : 채널의 유동단면적 [ $m^2$ ]  
C<sub>p</sub> : 정압비열 [J/kgK]  
D : 판의 직경 [m]  
d<sub>h</sub> : 수력직경 [m]  
h : 열전달계수 [ $W/m^2K$ ]

f : 마찰계수  
k : 열전도도 [ $W/mK$ ]  
N : 판의 갯수  
Nu : 누셀수 [ $Nu=hd_h/k$ ]  
 $\dot{m}$  : 질량유량 [kg/s]  
P : 접수길이 [m]  
Pr : 프란틀수 [ $Pr= \nu/\alpha$ ]  
Q : 열전달율 [W]  
Re : 레이놀즈수 [ $Re= \rho v d_h/\mu$ ]  
T : 온도 [K]  
t : 판의 두께 [m]  
v : 평균유속 [m/s]

\* Corresponding author

Tel.: +82-51-624-2029; fax: +82-51-624-2029

E-mail address: mkseo@mail1.pknu.ac.kr

U : 총괄 열전달계수, [W/m<sup>2</sup>K]

### 그리스 문자

$\Delta P$  : 압력강하, [kPa]

$\Delta T$  : 온도차, [K]

$\rho$  : 밀도, [kg/m<sup>3</sup>]

### 하 첨 자

h : 1차유체측(온수측)

c : 2차유체측(냉수측)

i : 입구

o : 출구

## 1. 서 론

산업 혁명 이후 인류의 무분별한 에너지 사용으로 인한 에너지원의 고갈문제와 에너지를 사용할 때 발생하는 여러 가지 부산물에 의한 환경오염문제로 인해 에너지의 절약은 물론 에너지를 효율적으로 이용하기 위하여 열교환 문제를 보다 더 잘 이해할 필요가 있다. 그러나 열교환 현상을 이용하는 대표적 기기인 열교환기의 설계나 여러 가지 전열현상에 대해서는 별로 관심을 가지지 않는 경우가 많다. 따라서 단위부피당 전열면적을 극대화 시킨 고밀도 열교환기의 개발과 같은 열교환기와 관련된 고도의 이용기술 개발이 요청되고 있다.<sup>(1)</sup> 최근 들어 냉동·공조분야에서도 갈수록 심화되는 사용공간의 제약성으로 인해 단위부피당 전열면적을 극대화시킨 고밀도, 고효율 열교환기가 관심을 끌고 있다. 또한 설계기술이 발달함에 따라 최적설계로 압력손실은 낮추고 열전달 기술을 극대화시킨 경제적이고 효율적인 최적의 냉동·공조 시스템설계에 노력을 기울이고 있는 실정이다.

Plate and shell 열교환기(P&SHE)와 관련된 국내외의 연구는 거의 전무한 상태이나 이와 유사한 판형열교환기는 식품산업, 화학반응산업이나 다른 산업의 응용분야에 수년간 널리 이용되고 있다.<sup>(2-6)</sup> P&SHE의 높은 효율과 고밀도로 인해 냉동·공조 시스템에서의 이용 전망은 밝다.

냉동공조용 열교환기 모사 실험은 주로 대향류

의 2중관에서 관내 냉매유량, 냉매온도, 환상부의 냉각수 유량, 온도 그리고 관벽온도 등을 직접 측정하거나, 혹은 LMTD방법을 적용하기 위해 냉매 및 응축수의 입·출구온도 및 유량을 측정한다. 관내열전달계수의 측정은 그것이 단상이든, 2상이든 간에 열교환기 설계를 위해 필수적이다. 관벽온도를 정확히 측정할 수 있으면 관내 열전달계수의 측정은 용이하나, 본 연구에서 사용된 P&SHE에서 판 내측 벽온도의 측정은 불가능하다. 따라서 본 연구에서는 판 내측의 열전달계수와 셸 측의 열전달계수를 구하기 위해 Wilson plot법을 사용하여 열전달계수를 구하였다. 따라서 본 연구는 P&SHE에 있어서 단상유동에 대한 열전달특성 및 압력강하특성에 대한 실험적 연구를 통해 최적설계에 필요한 기초자료를 제공하고자 한다.

## 2. Wilson Plot 방법을 이용한 셸 측의 열전달계수 측정

Wilson plot법은 열교환기에서 총괄열전달계수를 측정하고 이를 이용하여 관내, 관외 각각의 개별 열전달계수를 구하는 방법으로서 1915년 Wilson이 제안한 이래로 많이 개발되어 오고 있다.<sup>(7-10)</sup> 본 연구에서는 Wilson plot법을 실험에 이용하여 열전달계수를 구하였다. Fig. 2와 같은 대향류열교환시험부에서 총괄열저항은 아래와 같이 표현된다. 단 여기서 파울링저항, 접촉저항 등은 고려하지 않았다.

$$\left(\frac{1}{UA}\right) = \left(\frac{1}{h_i A}\right) + \left(\frac{1}{h_o A}\right) + \left(\frac{t}{kA}\right) \quad (1)$$

총괄열전달계수는 다음과 같이 계산된다.

$$U = \frac{Q_{ave}}{A \cdot LMTD} \quad (2)$$

여기서 대수평균온도차(LMTD)는 채널의 입구와 출구온도로부터 결정된다.

$$LMTD = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (3)$$

여기서

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} \quad (4)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} \quad (5)$$

$$Q_h = \dot{m}_h C_p (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (6)$$

$$Q_c = \dot{m}_c C_p (T_{c,i} - T_{c,o}) \quad (7)$$

그리고

$$\frac{|Q_h - Q_c|}{Q_{ave}} < 10\% \quad (8)$$

$$Q_{ave} = \frac{(Q_h + Q_c)}{2} \quad (9)$$

식(1)에서 판 내측의 열저항을 유량(혹은 Reynolds 수)의 함수로 미리 알고 있다면 판 내의 유량을 변화시켜가면서 총괄 열저항을 측정하고 이들의 데이터를 Fig. 1처럼 총괄열저항과 판 내의 열저항의 축으로 그리면 직선의 방정식을 구할 수 있다. 이때 세로축의 절편에 해당하는 열저항은 셸측열저항과 판 벽에서의 열저항의 합임을 알 수 있다.

판 벽에서의 열저항은 기하학적 형상과 판 벽의 열전도도만 알면 쉽게 계산되므로 (본 실험에서 사용한 SUS와 같이 열전도도가 매우 큰 경우에는 총괄열저항의 0.5% 미만이므로 무시가능) 셸 측에서의 열저항 혹은 열전달계수를 구할 수 있다.

본 연구에서는 셸 측에서의 열전달계수를 구하기 위해 판 내측으로는 고온의 물이, 셸 측으로는 저온의 물이 대향류로 흐르면서 열교환이 되도록 Fig. 2처럼 실험장치를 구성하고, 셸 측의 열저항을 매개변수(parameter)로 하며, 판 내측의 고온수의 유량을 변수(variable)로하여 총괄 열계수를 측정하였다. 이를 Wilson plot법으로 데이터를 정리하면 Wilson plot에서의 세로축절편은  $b = 1/(h_c A)$ 이므로 셸 측에서의 열전달계수는  $h_c = 1/(bA)$ 로 구하였다.

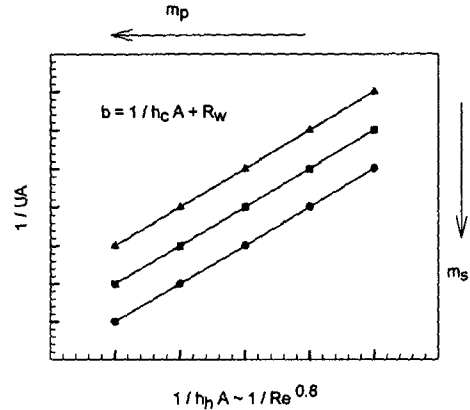


Fig. 1 Concept of Wilson plot method.

### 3. 실험장치 및 방법

Plate and shell 열교환기의 단상유동전열특성을 분석하기 위한 실험장치의 개략도는 Fig. 2와 같다. 시험부(test section)의 판 사이로는 1차유체로 온수, 셸 측에는 2차유체로 냉수가 흐르도록 구성되었다. 1차유체와 2차유체는 각각 항온조를 이용하여 시험부의 입구 온도를 조절할 수 있으며 재순환하도록 구성하였다.

시험부의 양측에서의 열손실을 줄이기 위해, 전체 시험부는 10 cm 두께의 폴리에틸렌 (polyethylene)으로 싸여져 있다. 시험부에서의

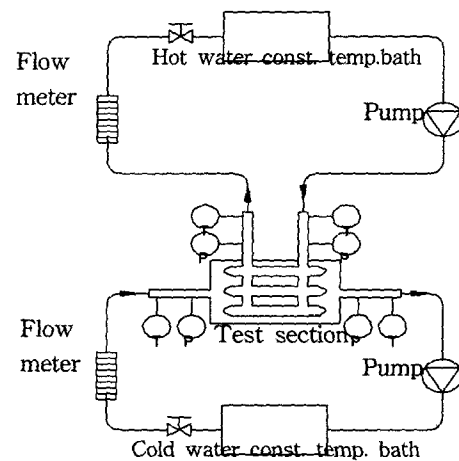


Fig. 2 Schematic diagram of the experimental system.

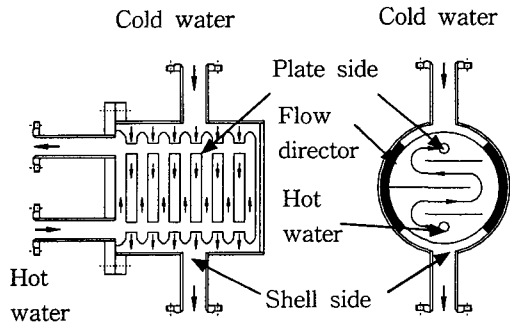


Fig. 3 Details of flow pattern in plate and shell heat exchanger.

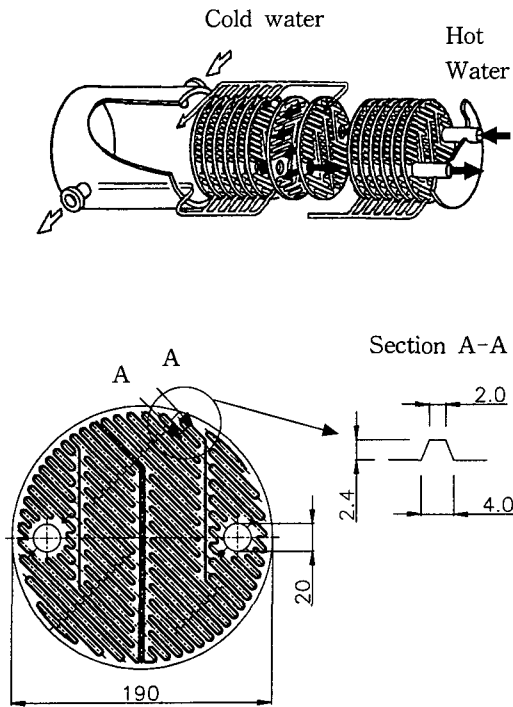


Fig. 4 Schematic diagram of plate and shell heat exchanger.

평균열유속은 채널의 입구와 출구사이에 설치된  $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 의 정확도를 갖는 씨스타입(sheath type) 열전대에 의한 수온도의 측정결과와  $\pm 1\%$ 의 정확도를 갖는 Controlotron사의 초음파유량계(모델

1010WDP1)를 이용한 수유량 측정결과에 의해 계산된다. 또한 채널의 입구와 출구사이에  $\pm 0.2\%$ 의 정확도를 갖는 Keller사의 압력트랜스듀서(모델 PR-23)를 설치하여 압력강하를 측정하였다. 각 센서의 데이터는 Fluke사의 NetDAQ 2645A를 통해서 PC로 실시간으로 처리하였다.

시험부에서의 대향류채널사이의 열전달율은 고온수와 저온수의 유량을 조절하여 변화시켰다. 이때 시스템의 각 변화는 온도의 요동(fluctuation)을 유발한다. 밸브를 이용하여 유량을 적절하게 조절한 다음 각 열전대로부터 10초 간격으로 1분 동안 데이터를 읽은 후 평균을 취한다. 1분 후에 다시 데이터를 읽어서 각 열전대의 평균온도차가  $0.5^\circ\text{C}$ 이하이면 안정상태라고 판단한다. 열전대의 온도차가 하나라도  $0.5^\circ\text{C}$ 이상이면 안정상태에 도달할 때까지 위의 과정을 반복한다. 안정상태에 도달하면 약 3분동안 5초 간격으로 데이터를 읽은 후 평균치를 취하여 데이터를 처리하였다. 본 연구에서는 1차유체의 온도를  $31.0^\circ\text{C}(\pm 0.5^\circ\text{C})$ , 2차유체의 온도를  $25.0^\circ\text{C}(\pm 0.5^\circ\text{C})$ 에서 실험을 행하였으며 전열성능시험에서는 레이놀즈수의 범위는 200 ~ 500이고, 압력강하실험에서는 레이놀즈수의 범위를 150 ~ 1,600으로 실험하였다.

#### 4. 결과 및 고찰

##### 4.1 압력강하특성

판과 판을 겹침으로써 생기는 채널에서의 수력 직경은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$d_h = \frac{4A_c}{P} \quad (10)$$

유량계로부터 읽은 1, 2차유체의 질량유량으로부터 평균유속(bulk velocity)을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho D d_h \frac{N}{2}} \quad (11)$$

판 측에서 측정된 전체압력강하로부터 마찰압

력강하는 다음과 같은 식으로부터 얻어진다.

$$\Delta P_{friction} = \Delta P_{measured} - \Delta P_{port} - \Delta P_{pipe} \quad (12)$$

여기서, 경험적 관계식과 평균포트속도로부터 포트에서의 압력강하는 다음과 같이 추정된다.<sup>(1,11)</sup>

$$\Delta P_{port} = 1.5(\rho V_{port}^2/2) \quad (13)$$

P&SHE의 입구와 출구의 원형관에서의 압력손실은 파이프유동속도와 매끈한 관에서의 마찰계수로부터 추정된다.

셸측에서는 포트부분이 없고 대신 파이프에서 셸로 들어올 때 발생하는 돌연확대(sudden expansion)로 인한 손실과 셸에서 파이프로 나갈 때 발생하는 돌연축소(sudden contraction)로 인한 손실이 있으므로 이로 인한 손실은 다음과 같이 구하였다.

$$\Delta P_{friction} = \Delta P_{measured} - \Delta P_{SE} - \Delta P_{SC} - \Delta P_{pipe} \quad (14)$$

여기서, 돌연축소와 돌연확대에 의한 손실은 다음식으로 구하였다.

$$\Delta P = K \frac{\rho v_{pipe}^2}{2} \quad (15)$$

$$K_{SE} = (1 - \frac{d^2}{D^2})^2, \quad K_{SC} \approx 0.42(1 - \frac{d^2}{D^2})$$

여기서  $d$ 는 파이프 직경이고  $D$ 는 셸의 직경이다. 유동마찰에 의한 압력손실은 무차원수인 마찰계수( $f$ )로 나타내며, 본 연구에서도 실험결과를 바탕으로 마찰계수를 구하여 압력강하 특성을 비교하고자 한다.

$$f = \frac{\Delta P_{friction}}{\frac{4L}{d_h} \frac{1}{2} \rho v^2} \quad (16)$$

여기서 각각의 치수는 Fig. 4와 같고 판은 9장으로 구성되었다.

Fig. 5는 셸 측과 판 측에서의 레이놀즈수에 따

른 단위패스당 마찰압력강하 실험결과로서, 셸 측에서는 레이놀즈수가 150에서 1500으로 변함에 따라 압력강하가 약 1.7에서 19.7 kPa정도 되고 판 측에서는 같은 레이놀즈수 범위에서 1.0에서 30.5 kPa정도 되었다. 여기서 판 측에서의 마찰압력강하가 셸 측보다 높게 나타나고 있는데 이것은 Fig. 3과 같이 셸 측에서의 유동은 판과 셸 사이의 유동이 flow director에 의해 유도되므로 판 내측의 유동과는 차이가 생기므로 판 내측의 마찰압력강하가 셸 측보다 높다고 판단된다.

Fig. 6은 셸 측에서 측정된 마찰계수 실험결과를 최소자승법을 이용하여 다음과 같은 상관식 형태로 제시하였다

$$f = 1.71 \times 10^3 Re^{-1.27} \quad \text{for } 150 < Re < 500 \quad (17)$$

$$f = 36.01 Re^{-0.31} \quad \text{for } 520 < Re < 1600 \quad (18)$$

상관식과 실험결과는 정확도  $\pm 10\%$ 이내이며 적용범위는 레이놀즈수 150에서 1,600사이이다.

Fig. 7은 판 측에서의 압력강하 실험데이터를 바탕으로 마찰계수 상관식을 구하고 그 결과를 나타낸 것이다.

$$f = 2.01 \times 10^3 Re^{-0.90} \quad \text{for } 150 < Re < 500 \quad (19)$$

$$f = 20.33 Re^{-0.16} \quad \text{for } 500 < Re < 1600 \quad (20)$$

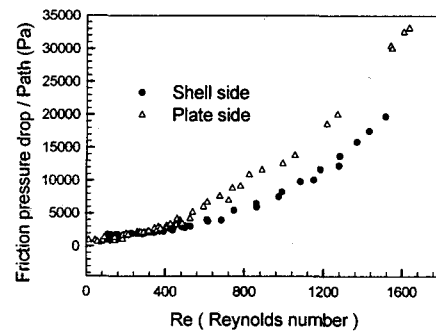


Fig. 5 Friction pressure drop per path in plate and shell side.

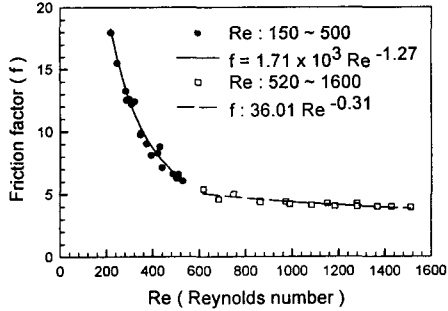


Fig. 6 Comparison of the proposed correlation for the shell side friction factor with present data.

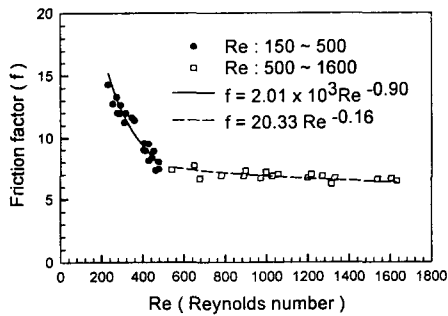


Fig. 7 Comparison of the proposed correlation for the plate side friction factor with present data.

상관식과 실험결과는  $\pm 10\%$  이내로 잘 일치하고 있고, 그 적용범위는 레이놀즈 수 150에서 1,600사이이다.

#### 4. 2 열전달 특성

Fig. 8에서 셸 측에서의 열전달 실험결과와 Wilson plot을 나타내었다. 이 그림의 세로축 절편의 값이 셸 측에서의 열저항에 해당한다. 이 값으로부터 열전달계수를 구하여 Fig. 9에 그 결과를 나타내었다. 본 실험조건의 범위 안에서 Wilson plot법을 적용하여 구한 셸 측에서의 열전달계수 데이터로부터 다음과 같은 상관식을 구하였다.

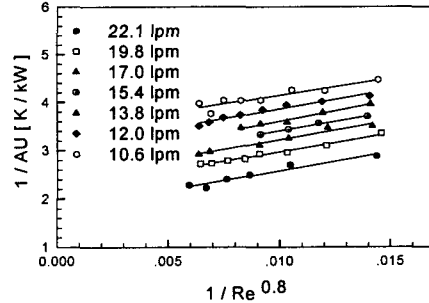


Fig. 8 Wilson plot for shell side heat transfer coefficients.

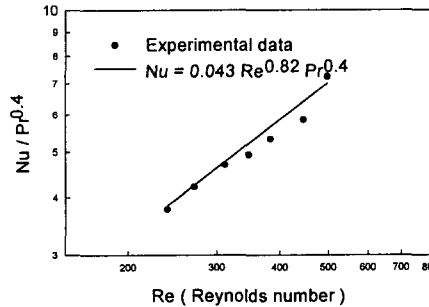


Fig. 9 Heat transfer coefficient in a shell side.

$$Nu = 0.043 Re^{0.82} Pr^{0.4} \quad (21)$$

여기서, 너셀수는 판의 투영면적을 기준으로 계산되었으며 본 상관식은  $\pm 6.1\%$ 의 정확도를 가지며 레이놀즈 수가 200 ~ 500범위에서 적용 가능하다. 판 측에서의 단상유동열전달계수를 구하기 위하여 동일한 실험을 수행하였다.

단, 이 경우에는 열전달계수를 구하고자 하는 판 측의 열저항을 매개변수(parameter)로 하였다. 그리고 셸 측에서의 열저항을 체계적으로 변화시켜가면서 총괄열전달계수를 측정하였다. 측정된 데이터와 앞에서 구한 셸 측에서의 열전달계수 상관식 식(21)을 Wilson plot법에 적용하여 판 측에서의 열전달 계수를 구하였다. Fig. 10에 실험결과를 Wilson plot으로 나타내었다. Fig. 10의 가로축에 나타난 셸 측에서의 열저항은 본 연구에서 먼저 구해 놓은 상관식 식(21)을 이용하

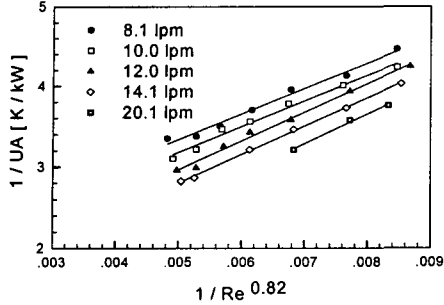


Fig. 10 Wilson plot for heat transfer coefficients in a plate side.

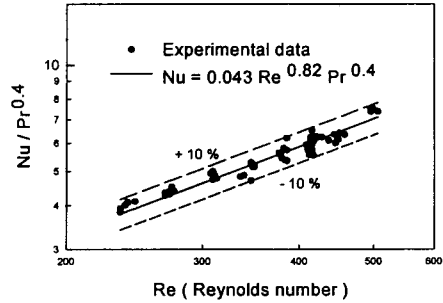


Fig. 12 Comparison between experimental and calculated data using correlation equation of shell side.

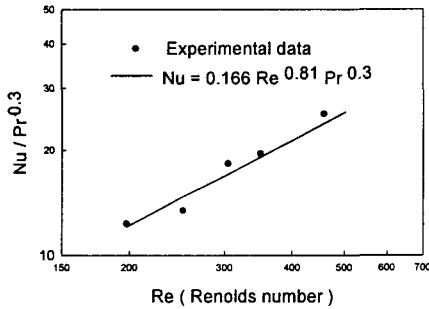


Fig. 11 Heat transfer coefficient in a plate side.

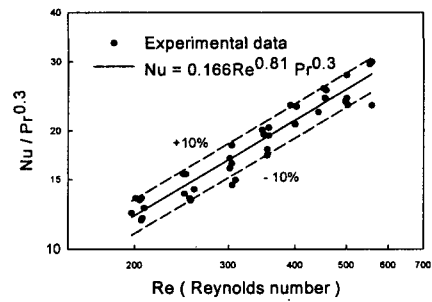


Fig. 13 Comparison between experimental and calculated data using correlation equation of plate side.

여  $1/Re^{0.82}$ 로 하였다.

판 측에서의 열전달계수에 대한 본 실험에서의 레이놀즈수는 200 에서 500까지 되도록 수행하였다. 본 실험에서 구한 판 측에서의 단상유동에 대한 열전달계수 상관식을 다음과 같이 제안하였다.

$$Nu = 0.166Re^{0.81}Pr^{0.3} \quad (22)$$

판 측에서의 레이놀즈 수 범위는 200 ~ 500이며  $\pm 6.8\%$ 의 정확도 범위 안에서 적용이 가능하다.

Fig. 12에서는 본 연구에서 구한 열전달계수 상관식과 실험데이터를 비교한 것으로 오차범위  $\pm 10\%$ 로 잘 일치하고 있다. Fig. 13은 판 측에서의 열전달계수 상관식과 실험데이터를 비교한 것으로 역시 오차범위  $\pm 10\%$ 로 잘 일치하고 있

다. 레이놀즈수가 200~500 사이에서 셸 측에서의 열전달계수는 약  $1,000 \sim 2,200 W/m^2K$ 의 값을 나타내고 있으며 판 측에서는 약  $3,000 \sim 6,500 W/m^2K$ 의 값을 나타낸다.

이상과 같이 판 측과 셸 측의 열전달계수를 비교하여 보면 판 측의 열전달계수가 셸 측에 비해 약 3배정도 높은 값을 가지는 것으로 나타나는데 이는 압력강하에서와 마찬가지로 판 측과 셸 측에서의 유동양상의 차이로 인한 것으로 판단된다.

## 5. 결론

Wilson plot법을 이용하여 Plate & Shell 열교환

기의 단상유동에 대한 열전달 특성에 관한 실험적 연구와 압력강하특성에 관한 연구를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 판 측과 셸 측에서의 단상유동에 대한 마찰계수상관식을 레이놀즈수 150에서 1,600사이에서 식 (17) ~ (20)과 같이 제안하였으며 그 정확도는  $\pm 10\%$  이내이다.

(2) 판 내측의 판벽온도를 측정할 수 없는 Plate & Shell 열교환기에서 Wilson plot법을 이용하여 판 측과 셸 측의 열전달계수를 구할 수 있었다.

(3) 판 측에서의 단상유동에 대한 열전달상관식을 레이놀즈수 200에서 500 사이에서 식 (21)과 같이 제안했으며, 그 정확도는  $\pm 10\%$  이내이다.

(4) 셸 측에서의 단상유동에 대한 열전달상관식을 레이놀즈수 200에서 500 사이에서 식 (22)와 같이 제안했으며, 역시 그 정확도는  $\pm 10\%$  이내이다.

### 참고문헌

1. Kays, W.M. and London, A.L., 1984, Compact Heat Exchangers, 3rd ed., McGraw-Hill.
2. Yan, Y.-Y. Lio, H.-C. and Lin, T.-F., 1999, Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 42 pp. 993-1006.
3. Muley, A. and Manglik, R.M., 1999, Experimental study of turbulent flow heat transfer and pressure drop in a plate heat exchanger with chevron plates, J. Heat Transfer Vol. 121 pp. 110-117.
4. Kandlikar, S.G. and Shah, R.K., 1989, Multipass plate heat exchangers-effectiveness-NTU results and guidelines for selecting pass arrangements, J. Heat Transfer, Vol. 111 pp. 1067-1074.
5. Wilson, E.E., 1915, A basis for rational design of heat transfer apparatus, Trans. ASME, Vol. 37, pp. 47-70.
6. Mayhew, Y.R., 1981, Additional observations on vapour shear and condensate inundation, Power Condenser Heat Transfer Technology, (eds) Marto, P.J. and Nun, R.H., Hemisphere, pp. 243-247.
7. Briggs, D.E. and Young, E.H., 1969, Modified Wilson plot techniques for obtaining heat transfer correlations for shell and tube heat exchangers, Chemical Engineering Progress Symposium series, No. 92, Vol. 65, pp. 35-45.
8. Khartabil, H.F., Christensen, R.N. and Richards, D.E., 1988, A modified Wilson plot technique for determining heat transfer correlations, 2nd U. K. National conference on Heat Transfer, September.
9. Kwon, J.T., Bae, S. and Kim, M.H., 1997, Measurement of Heat Transfer Coefficients by Using Wilson Plot Technique, Proceedings of the SAREK 97, pp. 257-261.
10. Kwon, J.T., Kim, M.H., 1998, Heat transfer coefficients for single-phase flow in a micro-fin tube, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol.10. No.4 pp. 423-430.
11. Kays, W.M., 1950, Loss Coefficients for Abrupt Changes in flow Cross Section with Low Reynolds Number Flow in single and Multiple Tube Systems, Tran. of ASME, Vol. 72, pp. 1067-1074.