

Plate and Shell 열교환기 내의 R-22 응축열전달 특성에 관한 실험적 연구

서무교[†] · 박재홍* · 김영수**
(2000년 11월 2일 접수, 2001년 5월 8일 심사완료)

Experimental Study on R-22 Condensation Heat Transfer Characteristic in Plate and Shell Heat Exchanger

Moo-Gyo Seo, Jae-Hong Park and Young-Soo Kim

Key Words: Plate and Shell Heat Exchanger(Plate and Shell 열교환기), Refrigerant(냉매), Heat Transfer Coefficient(열전달계수), Vapor Quality(건도), Pre-Condenser(예냉기)

Abstract

In this study, condensation heat transfer experiments were conducted with plate and shell heat exchangers(P&SHE) using R-22. An experimental refrigerant loop has been established to measure the condensation heat transfer coefficient of R-22 in a vertical P&SHE. Two vertical counter flow channels were formed in the P&SHE by three plates of geometry with a corrugated trapezoid shape of a chevron angle of 45°. Downflow of the condensing R-22 in one channel releases heat to the cold upflow of water in the other channel. The effect of the refrigerant mass flux, average heat flux, system pressure and vapor quality of R-22 on the measured data were explored in detail. The results indicate that at a higher vapor quality the condensation heat transfer coefficients are significantly higher. A rise in the refrigerant mass flux causes an increase in the h_c . Also, a rise in the average heat flux causes an increase in the h_c . Finally, at a higher system pressure the h_c is found to be slightly lower. Correlation is also provided for the measured heat transfer coefficients in terms of the Nusselt number.

기호설명

A : 전열면적 [m^2]
C_p : 비열 [J/kgK]
D_h : 수력직경 [m]
G : 질량유속 [kg/m^2s]
h : 열전달계수 [W/m^2K]
h_{fg} : 증발잠열 [J/kg]
k : 열전도도 [W/mK]
m : 질량유량 [kg/s]
Nu : Nusselt수 [$h \cdot D_h/k_f$]

Pr : Prandtl수 [$c_p \mu / k$]
Q : 전열량 [W]
Re : Reynolds수
Re_{eq} : 등가 Reynolds수
U : 총괄열전달계수 [W/m^2K]
x : 건도
q" : 열유속 [kW/m^2]

그리스문자

ΔT : 온도차 [K]
 μ : 점도 [Ns/m^2]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]

* 회원, 부경대학교 대학원
** 회원, 부경대학교 냉동공조공학과
† 책임저자, 회원, 부경대학교 대학원
E-mail : mkseo@mail1.pknu.ac.kr
TEL : (051)620-6443 FAX : (051)620-6443

하첨자
ave : 평균

- c : 냉수
- eq : 등가
- h : 온수
- i : 입구
- l : 액체
- lat : 잠열
- o : 출구
- p : 예냉기
- r : 냉매
- sat : 포화
- sens : 현열
- s.heat : 과열
- t : 시험부
- v : 기체
- w : 냉각수
- wall : 판벽

1. 서론

판형 열교환기는 많은 세월동안 식품공정, 화학반응 과정 그리고 다른 산업응용분야에서 널리 사용되어져 왔다. 특히 지난 20년 동안 판형 열교환기는 그들의 고효율과 고밀도로 인해 증발기 내지는 응축기로 냉동·공조분야에서 사용되어져 왔다. 그러나 갈수록 심화되고 있는 사용공간의 제약성으로 인해 단위 부피당 전열면적을 극대화시킨 경제적이며 효율적인 최적의 냉동시스템 설계가 필수적이다.

고밀도 열교환기의 하나인 plate and shell 열교환기(이하 P&SHE)는 높은 효율과 고밀도로 인해 냉동·공조 시스템에서의 이용 전망은 매우 높다. 그러나 P&SHE는 판형 열교환기와 유사하나 그에 대한 연구는 이루어지지 않은 상태이다. 이에 비해 판형 열교환기에 대해서는 많은 분야에서 연구가 이루어져 왔다. Focke⁽¹⁾ 등은 세브론각에 따른 성능수치를 나타내는데 있어 길이가 고정된 경우, 압력강하가 고정된 경우 등으로 세분화하여 각각의 경우에 대하여 무차원항으로 표시하였다. Cooper⁽²⁾는 판형 열교환기와 관류형 열교환기의 성능 및 장단점을 비교하여 판형 열교환기에서 열전달계수식과 마찰계수식을 제시하였으며, Bounopane⁽³⁾ 등은 단상 유동에서 LMTD방법을 이용하여 판형 열교환기의 설계방법을 제시하였다. Bogaert⁽⁴⁾ 등은 판형 열교환기의 열수력학적

성능을 수력직경을 기준으로 나타내었으며, 층류와 난류구간으로 구분하여 각각에 대한 상관관계식을 도출해 내었다. 그러나 판형 열교환기에 관한 대부분의 연구는 단상 액-액 열전달에 초점을 두고 있다(Kandlikar and Shah⁽⁵⁾). 따라서 증발기와 응축기로 사용되는 판형 열교환기의 설계에 대해서는 다소 제한적인 데이터들이다.

본 연구에서는 응축기로 사용되는 P&SHE의 설계자료를 확립하기 위해 R-22에 대한 전열특성을 실험적으로 연구하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 연구에 사용된 시험부 전열판의 형상, 치수 및 재원은 Fig. 1과 Table 1에 각각 나타나 있다.

P&SHE는 모두 3장의 전열판을 가지며 외부의 치수나 형태는 모두 같다. 이들 전열판들은 P&SHE 내에서 서로 반대 방향으로 주름이 교차되도록

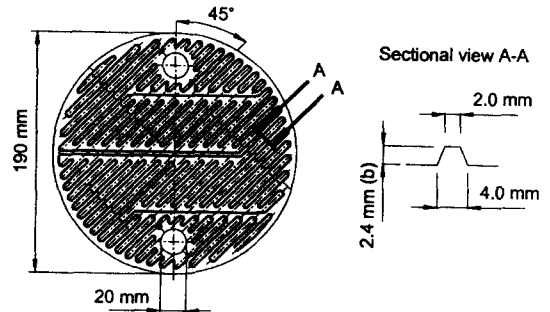


Fig. 1 Schematic diagram of plate and shell heat exchanger

Table 1 Configuration of the P&SHE

| | |
|-------------------------------------|---------------------|
| Plate material | SUS 304 |
| Shell material | Steel |
| Plate diameter [m] | 0.19 |
| Port diameter [m] | 0.02 |
| Plate thickness [m] | 0.007 |
| Working pressure [bar] | Max. 100 |
| Working temperature[°C] | Max. 400, Min. -196 |
| Number of plate | 3 |
| Surface per plate [m ²] | 0.0325 |
| Chevron angle [°] | 45 |

되어 있다.

실험장치의 구성은 시험부, 냉각수 및 냉매 순환 조절장치, 온도 및 압력 측정 그리고 데이터 취득에 필요한 장치로 되어 있다. Fig. 2와 3에 본 실험에 대한 실험장치의 개략도 및 P&SHE 내의 순환형식을 나타내었다.

2.1.1 냉매 순환회로

냉매는 압축기(LG, Scroll Compressor 2.3 HP)를 통과하여 예냉기(삼화에이스, SHM15-30 3RT급 판형 열교환기)에서 냉각수와 열교환 후 원하는 입구 건도로 조절된다. 일정 건도로 조절된 냉매는 시험부의 판측으로 유입되어 셀측으로 흐르는 냉각수에 의해 일부 응축된다. 시험부 입구에서의 압력은 냉각수의 온도를 이용하여 조절하였다. 냉각수는 항온조를 사용하여 일정한 온도로 유지시킨 후 냉매와 열교환이 이루어지도록 하였다. 시험부의 입·출구에 온도와 시스템 압력 그리고 시험부에서의 압력손실을 측정하기 위해 온도센서(T-type Thermocouple, accuracy $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$)와 압력트랜스듀서(DRUK, PMP1400, accuracy $\pm 0.25\%$) 그리고 차압트랜스듀서(DRUK, PMP4170, accuracy $\pm 0.2\%$)를 설치하였다. 시험부에서 나온 응축되지 않은 냉매증기는 sub-cooler(삼화에이스, SHM15-20 1RT급 판형 열교환기)를 통과하여 완전히 응축된 후 여과기를 거쳐 이물질들을 제거하고 질량유량계(Oval, D040S-SS-322, 용량 : 0~18 kg/min, accuracy $\pm 0.2\%$)로 보내져 냉매 유량을 측정하였다. 유량계를 나온 냉매는 드라이어와 수동식 팽창밸브를 통과하여 증발기(삼화에이스, SHM15-20 2RT급 판형 열교환기)를 거친 후 다시 압축기로 재유입된다. 냉매량은 압축기 출구에 설치한 바이패스라인(bypass line)과 수동식 팽창밸브를 조작하여 조절하였다. 바이패스(bypass)되는 냉매는 sub-cooler 2에서 냉각수와 열교환 후 Fig. 2에 나타나 있는 것과 같이 순환하게 된다.

2.1.2 냉각수 순환회로

냉각수는 시험부의 셀측과 예냉기 그리고 각 sub-cooler로 보내지도록 설계되었다. 항온조에서 나온 냉각수는 각각의 순환펌프를 사용하여 시험부의 셀측과 예냉기 그리고 sub-cooler 1로 보내지며 sub-cooler 1을 통과하여 열교환한 냉각수는 sub-cooler 2로 보내어져 압축기의 출구에서 바이패스

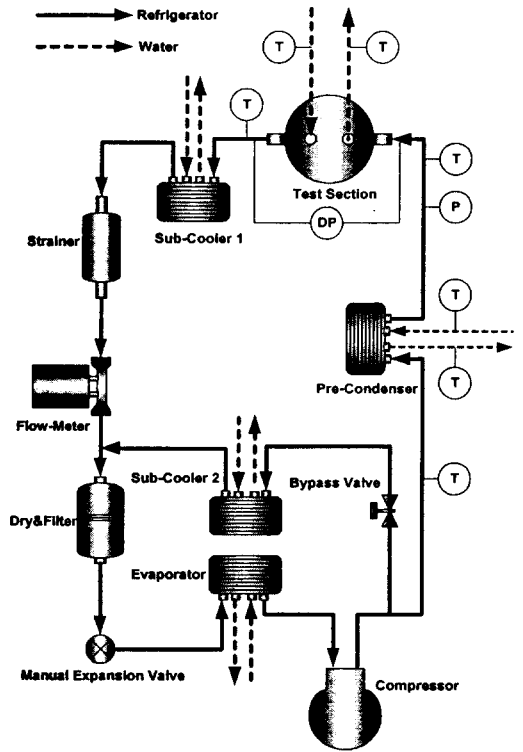


Fig. 2 Schematic diagram of the experimental System

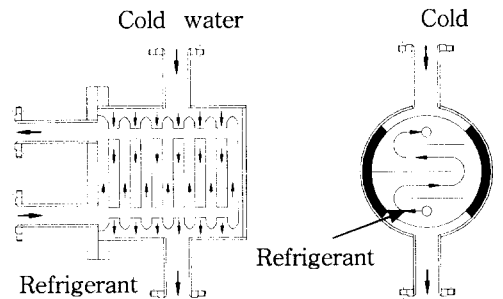


Fig. 3 Details of flow pattern in plate & shell heat exchanger

(bypass)되는 냉매와 다시 열교환하고 마지막으로 증발기로 보내어져 증발부하로 사용된다. 항온조는 5 kW 액침식 히터와 3RT급 냉동기를 설치하여 냉각 및 가열이 이루어지도록 제작하였으며, 일정한 온도를 유지하기 위하여 디지털 온도 제어기를 설치하였다.

Table 2 Test conditions

| | |
|---|---------------|
| Refrigerant mass flux [kg/m ² s] | 90, 114 |
| Heat flux [kW/m ²] | 8, 10 |
| System pressure [MPa] | 1.3, 1.4, 1.5 |

시험부의 셀측으로 들어가는 유량은 판측으로 흐르는 냉매와 열교환 후 다시 항온조로 재유입된다. 이 때 냉각수 입구와 출구에 온도센서(T-type Thermocouple)를 설치하여 온도를 측정하였다. 시험부로 흐르는 냉각수 유량은 펌프와 시험부 사이에 설치된 질량유량계(Oval, D040S-SS-322)로 측정하였다. 그리고 냉각수 유량의 조절을 위해 시험부 출구측에 밸브를 설치하였다.

예냉기로 흐르는 냉각수 또한 입구와 출구에 온도센서(T-type Thermocouple)를 설치하여 온도를 측정하였으며, 냉각수 유량은 펌프와 예냉기 사이에 설치된 초음파유량계(Controlotron, 1010WD1, accuracy $\pm 1\%$)로 측정하였다. 그리고 냉각수 유량의 조절을 위해 예냉기 출구측에 밸브를 설치하였다.

시험부의 냉매에 대하여 원하는 건도, 시스템 압력, 열유속 등을 얻기 위해 냉각수 순환회로에서 온도와 유량을 조절하였다.

2.1.3 계측기와 데이터 취득

시험부와 예냉기의 입·출구에 온도센서를 설치하여 온도를 측정하였다. 냉매 유량과 시험부의 냉각수 유량은 질량유량계를 사용하였으며, 예냉기로 흐르는 냉각수 유량은 초음파유량계로 측정하였다. 시스템의 압력을 측정하기 위해 압력트랜스듀서를 시험부의 판측 입구에 설치하였으며 시험부 내에서의 압력손실을 측정하기 위해 차압트랜스듀서를 설치하였다.

모든 데이터는 Fluke사의 NetDAQ 2645A를 사용하여 처리하였으며, PC와 연결하여 데이터를 모니터링하고 저장하였다. 데이터 취득은 질량유속의 변화가 3% 이하, 열유속의 변화가 5% 이하, 시스템 압력의 변화가 1% 이하인 정상상태 후 5분간 5초 간격으로 하였다.

2.2 실험방법

R-22 응축실험 전에 단상 열전달 실험을 수행하였다. 우선 시스템을 1시간 이상 가동하여 정상상태로 유지시킨 후 냉매건도에 따라 실험을

수행하였다. Table 2는 본 실험에서의 실험조건들을 나타내고 있다.

3. 데이터 처리

수력학적 직경의 정의로부터, Shah와 Wanniarachchi⁽⁶⁾는 판의 폭(w)이 채널의 간격(b)보다 훨씬 클 때 판형 열교환기의 수력학적 직경으로 채널간격의 두 배를 제안하였다. 따라서 본 연구에서도 이와 같이 사용하였다.

$$D_h = \frac{4 \times \text{단면적}}{\text{접수길이}} = \frac{4 \times w \times b}{2w + 2b} \cong 2b \quad (1)$$

여기서 b 는 판의 피치와 바닥까지의 높이로 정의된다. 따라서 Reynolds수는 다음과 같이 정의된다.

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

여기서 G 는 단위 채널당의 질량유속을 나타낸다.

3.1 단상 열전달

P&SHE의 단상열전달 실험에서 유체의 물성치들은 입·출구온도의 체적평균온도에 의해 계산되어졌다. 온수측과 냉수측 사이에서의 에너지 밸런스는 모든 경우에 3% 이내로 나타났다. 즉,

$$\frac{Q_{w,h} - Q_{w,c}}{Q_{ave}} \leq 3\% \quad (3)$$

$$Q_{w,h} = m_{w,h} C_{p,w} (T_{w,h,i} - T_{w,h,o}) \quad (4)$$

$$Q_{w,c} = m_{w,c} C_{p,w} (T_{w,c,o} - T_{w,c,i}) \quad (5)$$

$$Q_{ave} = \frac{Q_{w,h} + Q_{w,c}}{2} \quad (6)$$

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

$$U = \frac{Q_{ave}}{A \cdot LMTD} \quad (7)$$

여기에서 A 는 판의 실제 주름진 표면을 차지하고 있는 열전달 면적이다. 대수평균온도차(LMTD)는 두 개의 대향류 채널의 입·출구온도로부터 정의되어진다.

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (8)$$

$$\Delta T_1 = T_{w,h,i} - T_{w,c,o} \quad (9)$$

$$\Delta T_2 = T_{w,h,o} - T_{w,c,i} \quad (10)$$

온수측과 냉수측의 동일한 열전달 면적의 관점에서 양 측면에서의 총괄열전달계수와 대류열전달계수 사이의 관계는 다음과 같이 표현된다.

$$\left(\frac{1}{h_{w,h}}\right) = \left(\frac{1}{U}\right) - \left(\frac{1}{h_{w,c}}\right) - R_{wall}A \quad (11)$$

셀측 열전달계수 $h_{w,c}$ 를 구하기 위해 Wilson plot을 사용하였다. Wilson plot은 총괄열전달계수로부터 판측과 셀측의 열전달계수를 도식적으로 구하는 방법으로 판측온도를 측정하지 않고도 열전달계수를 구할 수 있어 판측온도의 측정이 어려운 경우에 널리 사용되고 있다. 본 연구에서는 Farrell⁽⁷⁾ 등이 제안한 수정된 Wilson plot을 사용하여 셀측 열전달계수를 구하였다. 실험은 판측의 유량과 온도를 일정하게 유지하고, 셀측의 유량을 바꿔가며 수행되는데 기존의 Wilson plot에 비하여 적은 실험 횟수로 상관식을 구할 수 있는 장점이 있다.

3.2 이상 응축 열전달

시험부 내의 전열량은 셀측의 냉각수 전열량에 따라 다음의 식으로 구해진다.

$$Q_t = m_{w,c}C_{p,w}(T_{w,c,o} - T_{w,c,i}) \quad (12)$$

시험부 판측의 입구 냉매건도 x_{in} 은 예냉기에서의 전열량에 의해 구해진다. 냉매 증기에서 예냉기의 냉각수로 공급된 열량은 과열증기온도에서 포화온도까지의 현열열전달과 일정 건도의 잠열열전달로 구성된다.

$$Q_p = Q_{sens} + Q_{lat} \quad (13)$$

$$Q_{sens} = m_r C_{p,r}(T_{s,heat} - T_{sat}) \quad (14)$$

$$Q_{lat} = m_r h_{fg}(1 - x_{in}) \quad (15)$$

위 식들로부터 냉매입구건도 x_{in} 은 다음과 같다.

$$x_{in} = 1 - \frac{1}{h_{fg}} \left[\frac{Q_p}{m_r} - C_{p,r}(T_{s,heat} - T_{sat}) \right] \quad (16)$$

시험부의 판측을 지나는 동안 건도변화는 다음

과 같다.

$$\Delta x = \frac{Q_t}{m_r h_{fg}} \quad (17)$$

따라서 시험부에서의 평균건도는 다음과 같다.

$$x_{ave} = x_m = x_{in} - \frac{\Delta x}{2} \quad (18)$$

P&SHE에서 R-22의 유동에 대한 응축 열전달계수의 측정은 단상 열전달과 비슷하며 다음의 식에 의해 계산되어진다.

$$\left(\frac{1}{h_r}\right) = \left(\frac{1}{U}\right) - \left(\frac{1}{h_{w,c}}\right) - R_{wall}A \quad (19)$$

여기에서 $h_{w,c}$ 는 단상 열전달에서 구한 상관식으로 결정된다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 셀측 열전달계수

본 연구에서는 전술한 바와 같이 수정된 Wilson plot을 사용하여 시험부의 셀측 열전달계수를 Reynolds수의 함수로 도출하였다. 실험은 시험부 판측의 물의 온도와 유량을 각각 26°C, 21 kg/min으로 일정하게 하고, 셀측의 유량을 변화시키며 수행하였다. 이 때 셀측 물의 온도는 40°C로 일정하게 유지하였다. Fig. 4에 시험부 셀측의 Wilson plot 결과가 나타나 있다.

여기서 X_1 과 Y_1 은 실험자료로부터 Reynolds수의 지수와 비례상수를 구하기 위한 매개변수들로 다음의 식으로 표현된다.

$$X_1 = \frac{1}{\left(\frac{k_f}{D_h}\right) Re^m Pr^{1/3}} \quad (20)$$

$$Y_1 = \left(\frac{1}{UA} - R_{wall}\right)A \quad (21)$$

수정된 Wilson plot으로 구한 시험부 셀측의 열전달 상관식은 다음과 같다.

$$Nu_s = 0.063 Re^{0.82} Pr^{1/3} \quad (22)$$

실험시 판측과 셀측의 열평형은 3% 내에서 일치

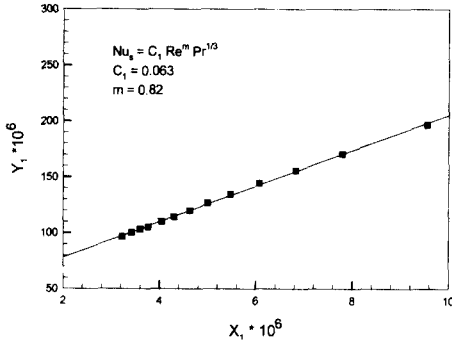


Fig. 4 Modified Wilson plot results in a shell side

하였다.

4.2 응축 열전달 특성

R-22 응축실험은 P&SHE에 대하여 질량유속 90, 114 kg/m²s, 열유속 8, 10 kW/m², 시스템 압력 1.3~1.5 MPa 범위에서 수행되었다. 질량유속은 시스템에 흐르는 냉매의 일부를 바이패스시켜 조절하였고, 열유속은 냉각수의 유량을 조절하여 변화시켰다. 그리고 시스템 압력은 냉각수의 온도로 조절하였다. 각 시험 조건에서의 냉매 건도에 따른 열전달계수의 변화를 Fig. 5~7에 나타내었다.

Fig. 5는 질량유속이 90, 114 kg/m²s로 변할 때 평균건도에 따른 응축 열전달계수를 보여주고 있다. 이 때 시스템 압력은 1.4 MPa이고, 평균 부과된 열유속은 8 kW/m²이다. 평균건도는 0.32에서 0.72까지 변화한다. Fig. 5에 질량유속과 건도가 증가할수록 열전달계수가 증가함을 알 수 있다. 특히 질량유속이 114 kg/m²s일 때, 응축 열전달계수는 건도가 0.32일 때보다 0.72일 때가 약 23% 높게 나온다. 이는 건도증가에 따라 관내 증기의 속도가 커지기 때문이다. 또한 낮은 증기건도에서는 전열판 표면이 응축액으로 거의 적셔지기 때문에 표면장력에 의한 응축액 배출이 일어날 수 있는 표면이 매우 적고 따라서 이러한 경우에는 증기 전단력만이 열전달 향상에 중요하게 된다. 그러나 증기건도가 커지면 증기전단력에 의한 효과와 더불어 표면장력에 의한 응축액 배출이 열전달에 효과적으로 작용한다.⁽⁸⁾

Fig. 6은 시스템 압력이 1.4 MPa, 질량유속이 114 kg/m²s에서 열유속이 8, 10 kW/m²로 변할 때

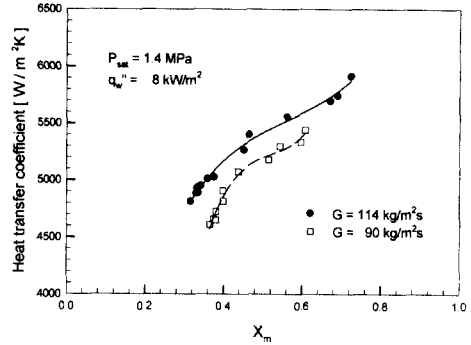


Fig. 5 Condensation heat transfer coefficient with mean vapor quality for two mass fluxes at $P_{sat} = 1.4 \text{ MPa}$ and $q_w'' = 8 \text{ kW/m}^2$

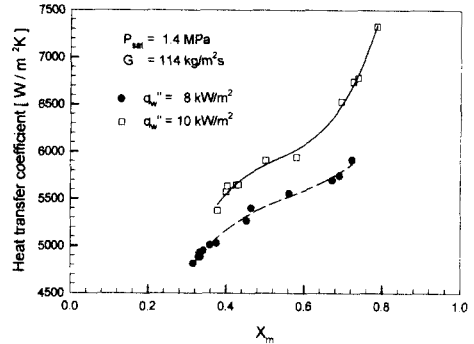


Fig. 6 Condensation heat transfer coefficient with mean vapor quality for two heat fluxes at $G = 114 \text{ kg/m}^2\text{s}$ and $P_{sat} = 1.4 \text{ MPa}$

평균건도에 따른 응축 열전달계수의 변화를 보여주고 있다. 일반적으로 응축 열전달계수는 열유속에 비례한다고 알려져 있다. Fig. 6 또한 전체적으로 열유속이 커질수록 열전달계수가 증가함을 보여준다. 건도에 따른 평균 응축 열전달계수는 열유속이 10 kW/m²일 때가 8 kW/m²일 때보다 약 10% 정도 높다.

Fig. 7은 시스템 압력이 1.3, 1.4, 1.5 MPa로 변할 때 평균건도에 따른 응축 열전달계수를 보여주고 있다. 이 때 냉매의 질량유속은 114 kg/m²s이고, 평균 부과된 열유속은 8 kW/m²이다. Fig. 7의 저건도 영역($X_m < 0.4$)에서는 압력의 영향이 작지만 고건도 영역에서는 높은 시스템 압력의 응축 열전달계수가 다소 감소하는 것을 알 수 있다. 이것은 주로 압력이 증가할수록 R-22의 액막의 진도도 감소와 응축잠열의 감소 때문이라고 할 수 있다.

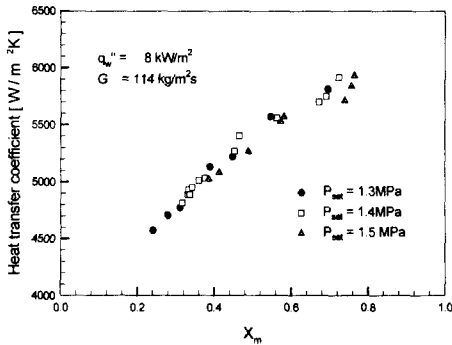


Fig. 7 Condensation heat transfer coefficient with mean vapor quality for various system pressure at $G = 114 \text{ kg/m}^2\text{s}$ and $q_w'' = 8 \text{ kW/m}^2$

Fig. 8은 Yan⁽⁹⁾의 상관식과 본 실험결과를 비교한 것으로 Yan의 상관식은 실험결과를 과대예측하고 있다. 그러나 이것은 Yan이 냉매로 R-134a를 사용하였고 수력학적 직경 차이 등으로 인해 정확한 비교를 할 수는 없지만 P&SHE이 관형 열교환기에 비해 높은 열전달 성능을 나타내고 있음을 알 수 있다.

따라서 본 실험결과로부터 Yan이 제안한 상관식을 수정하여 다음과 같이 응축 열전달계수의 상관식을 제안하고자 한다.

$$Nu = 3.223 Re_{eq}^{0.4916} Pr^{1/3} \quad (23)$$

여기서 Re_{eq} 는 등가 Reynolds수로 다음과 같이 정의된다.

$$Re_{eq} = \frac{G_{eq} D_h}{\mu_l} \quad (24)$$

여기에서 G_{eq} 는 Akers⁽¹⁰⁾ 등에 의해 제안된 식으로 아래와 같다.

$$G_{eq} = G \left[1 - X_m + X_m \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} \right] \quad (25)$$

Fig. 9는 식 (23)은 대부분의 실험자료를 $\pm 10\%$ 이내에서 잘 예측하고 있음을 보여주고 있다.

5. 결론

P&SHE에서 R-22를 사용하여 질량유속 90, 114

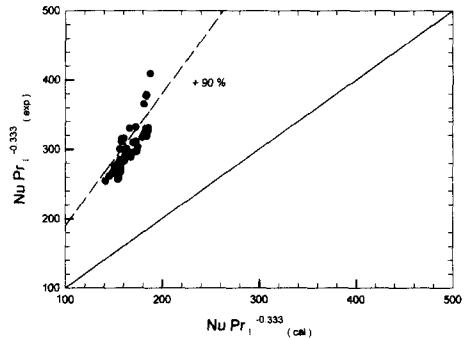


Fig. 8 Comparison of the present heat transfer data with those for plate heat exchanger from Yan et al⁽⁹⁾

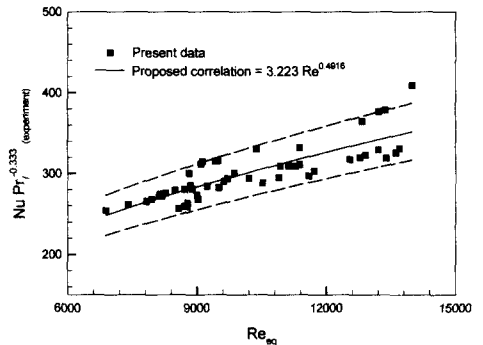


Fig. 9 Comparison of the proposed correlation for Nusselt number with the present data

$\text{kg/m}^2\text{s}$, 열유속 8, 10 kW/m^2 , 시스템 압력 1.3~1.5 MPa 범위에서 수행된 응축전열 성능실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 동일 압력, 동일 열유속의 경우 건도 및 질량유속이 증가할수록 열전달계수는 증가하였다. 특히 질량유속이 114 $\text{kg/m}^2\text{s}$ 일 때, 응축 열전달계수는 건도가 0.32일 때보다 0.72일 때가 약 23% 정도 증가하였다.

(2) 동일 질량유속, 동일 압력의 경우 건도에 따라 열유속이 8 kW/m^2 에서 10 kW/m^2 로 증가하면 응축열전달계수는 평균 10% 정도 증가하였다.

(3) 동일 질량유속, 동일 열유속의 경우 건도가 증가할수록 열전달계수는 증가하였다. 그러나 시스템 압력이 증가할수록 고건도 영역에서는 낮은 열전달계수를 나타내었다.

- (1) Focke, W. W., Zachariades, J. and Oliver, I., 1985, "The Effect of the Corrugation Inclination Angle on the Thermohydraulic Performance of Plate Heat Exchangers," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 28, No. 8, pp. 1469~1479.
- (2) Cooper, A. and Usher, J. D., 1983, *Heat Exchanger Design Handbook*, Chap. 3.7, Hemisphere Publishing, New York.
- (3) Bounpane, R. A., and Troupe, R. A., 1987, "A Study of the Effects of Internal Rib and Channel Geometry in Rectangular Channels," *AIChE Journal*, Vol. 15, No. 4, pp. 585~596.
- (4) Bogaert, R. and Bolcs, A., "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.
- (5) Kandlikar, S. G. and Shah, R. K., 1989, "Multipass Plate Heat Exchangers Effectiveness-NTU Results and Guidelines for Selecting Pass Arrangements," *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 111, pp. 300~313.
- (6) Shah, S. G. and Wanniarachchi, A. S., 1992, "Plate Heat Exchanger Design Theory in Industry Heat Exchanger," in : J. M. Buchlin (Ed), Lecture Series, No. 1991-04, Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Belgium.
- (7) Farrell, P., Wert, K. and Ralph, W., 1991, "Heat Transfer and Friction Characteristics Turbulator Radiator Tubes," SAE Technical Paper Series, 91017.
- (8) Webb, R. L. and Yang, C. Y., 1996, "Condensation of R-12 in Small Hydraulic Diameter Extruded Aluminum Tubes with and without Micro-fins," *International J. of Heat & Mass Transfer*, Vol. 39, No. 4, pp. 791~800.
- (9) Yi-Yie Yan, Hsiang-Chao Lio and Tsing-Fa Lin, 1999, "Condensation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Plate Heat Exchanger," *Int. J. Heat Mass Transfer* 42, pp. 993~1006.
- (10) Akers, W. W., Dean, H. A. and Crosser, O., 1958, "Condensation Heat Transfer Within Horizontal Tubes," *Chem. Eng. Prog.* 54, pp. 89~90.
- (11) Shah, R. K., 1978, "Compact Heat Exchanger Selection Methods," *Heat Transfer*, Vol. 4, pp. 185~191.
- (12) 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.
- (13) Yi-Yie Yan and Tsing-Fa Lin, 1999, "Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Plate Heat Exchanger," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 121, pp. 118~127.
- (14) Nae Hyun Kim and Jin Pyo Cho, 1999, "Experimental Investigation of R-22 Condensation in Tubes with Small Inner Diameter," *Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, Volume 7, pp. 45~54.
- (15) J. H. Byun and K. J. Lee, 2000, "An Experimental Study of Condensation in Plate Heat Exchangers with R-410A," *Proceedings of the KSME 2000 Spring Annual Meeting B*, pp. 304~310.