

대체 냉매 R410A를 적용한 판형열교환기의 응축열전달 특성 및 압력강하에 대한 실험적 연구

김 윤 호*, 한 등 혁*, 이 규 정**

An Experimental Study on Condensation Heat Transfer Characteristics and Pressure Drop of Plate Heat Exchangers using the Alternative Refrigerant R410A

Y.H. Kim, D.H. Han and K.J. Lee

Key Words : Plate Heat Exchanger(판형 열교환기), Condensation Heat Transfer(응축 열전달), Pressure Drop(압력강하), R410A

Abstract

The plate heat exchanger is characterized by low pressure drop and high heat transfer coefficient. The experimental study has been performed on the condensation heat transfer and pressure drop characteristics of the plate heat exchangers in this study. In the present study, a brazed type plate heat exchanger was investigated at a chevron angle of 45°, 55° and 70° with R410A. Condensation temperatures were varied from 20°C and 30°C, and mass flux was ranged from 13~34 kg/m²s with constant heat flux (= 5 kw/m²). The heat transfer coefficient and pressure drop increased with the chevron angle. Average condensation heat transfer coefficients and pressure drops are decreased with increasing condensation teperature.

기호설명

A : 전열면적 [m²]
 cp : 정압비열 [kJ/kgK]
 G : 질량유속 [kg/m²s]
 h : 열전달계수 [W/m²K]
 m : 질량유량 [kg/s]
 Nu : Nusselt 수 [hD/k]
 ΔP : Pressure drop [kPa]
 Pr : Prandtl 수 [ν / α]
 q' : 열유속 [W/m²]

Q : 열전달량 [W]
 Re : Reynolds 수 [UL/ ν]
 ΔT : 온도차 [°C]
 U : 총괄 열전달 계수 [W/m²K]

그리스 문자

β : 세브론 각 [rad]

하첨자

i : 입구
 o : 출구
 LMTD: 대수평균온도차
 r : 냉매
 w : 물

* 고려대학교 기계공학과 대학원

** 고려대학교 기계공학과

1. 서 론

고효율 열교환기는 최근 시장 경쟁이 치열해짐에 따라 점점 그 열전달 성능이 뛰어나면서도 압력 손실이 적고, 크기와 무게가 작아지면서도 가격 경쟁력이 있는 한편, 소음, 먼지 등을 제거하는 환경 친화적인 요소를 두루 갖춘 것이 요구되고 있다. 이러한 모든 요구에 부응하는 것으로 최근에 판형 열교환기가 각광 받고 있다. 특히 1990년대에 이르러 기존의 개스킷형 판형 열교환기를 개량한 용접형 판형 열교환기가 도입되면서 고압 냉매가 적용 가능하게 되어 연구가 활발해 지고 있으나, 용접형 판형 열교환기에 대한 이론, 열전달 상관식, 설계 기술, 제조 기술 등에 대한 자료 조사, 기초 연구, 제작 기술등은 아직도 미비한 실정이다. 더욱이 갈수록 심화되고 있는 지구 온난화 및 오존층 파괴를 막기 위하여 CFC 및 HCFC 물질의 사용규제가 이루어 지고 있으므로 대체 냉매 적용 연구 결과가 시급히 필요한 실정이다. 따라서 본 연구는 R22의 대체냉매로 가장 유력시 되고 있는 R410A를 적용한 판형 열교환기의 열전달 특성 및 압력 강하 특성을 실험적으로 파악하는 데 목적을 두었다.

Savostin 과 Tikhonov⁽¹⁾는 넓은 범위의 주름 각도와 무차원화된 단면형상계수를 레이놀즈 수에 관한 함수로 표시하여 열전달 및 압력 강하에 관하여 연구하였으며, Edwards⁽²⁾는 수력직경과 열전달 및 압력과의 상관관계를 연구하였고 일반적인 판형 열교환기의 특성에 관해 고찰하였다. Bounopan과 Troupe⁽³⁾등은 단상유동에서 LMTD 해석 방법을 이용하여 판형 열교환기의 설계 방법을 제시하였다. Jackson과 Troupe⁽⁴⁾는 레이놀즈 수가 400 이하일 때 가열 및 냉각식 총합 열전달 계수 상관식을 제시하였고 이를 실험적으로 검증하였다. Cooper와 Usher⁽⁵⁾는 판형 열교환기와 관류형 열교환기의 성능 및 장단점을 비교하여 판형 열교환기에서 열전달계수식과 마찰계수식을 제시하였고 Kandlikar와 Shah⁽⁶⁾ 등은 다양한 유로의 개수 및 배열에 대한 끝단 효과를 연구하였고 LMTD 보정계수와 유용도를 표로 제시하였다. Focke와 Knibbe⁽⁷⁾는 세브론각에 따른 수력학적 성능치의 변화에 대한 실험을 수행하였고 Heggs등⁽⁸⁾은 전해물질전달방법을 이용하여 각기 다른 레이놀즈 수에 대해 국소열전달 계수의 분

포를 도시하여 유동을 설명하였다. Martin⁽⁹⁾는 레이놀즈 수와 주름 각도, 마찰계수에 대해 이론적으로 관계식을 도출하여, 실험 결과와 비교하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구에 사용된 실험장치를 나타내고 있다. 실험장치는 크게 냉매 순환부와 냉각수 순환부로 나뉜다. 냉매 순환부에서는 마그네틱 기어 펌프를 이용하여 과냉 상태의 냉매를 순환시키며 펌프 자체에 장착된 DC 모터에 의해 유량이 조절된다. 펌프를 지나 질량 유량계를 통하여 유량이 측정되고, 냉매의 압력 및 온도가 측정된다. 유량계를 지난 냉매는 건도 조절기에 의해 시험부 입구에 맞는 건도로 조정되며 시험부에서 대향류의 냉각수에 의해 응축이 이루어진다. 시험부를 지난 냉매는 이중관식 열교환기에서 과냉되어 다시 펌프로 순환된다. 시험부 및 이중관식 열교환기에는 각기 항온조가 설치되어 일정한 온도의 물로 시스템의 열량을 제거한다.

Table 1에는 실험에 사용된 판형 열교환기의 사양이 나타나있다. 본 연구에 사용된 시험부는 독일 GAE-ECOFLEX 사가 제작한 세브론각 45°, 55°, 70°의 세가지 판형 열교환기가 사용되었다. 냉매는 상부로 유입되고, 냉각수는 하부에서 유입되는 대향류 형태를 띈다.

2.2 실험방법

본 실험에서는 냉매 R410A를 이용하여 세브론각을 45°, 55°, 70°로 변화시키며 세브론각의 변화에 따른 특성을 고찰하였다. 질량유속은 1.3~3.4 kg/m²s로 변화 시켰고, 응축 온도에 따른 특성을 보기 위하여 응축 온도를 20~30°C로 변화시키며 실험하였다. 모든 실험에서 열유속은 5 kw/m²으로 고정하였고, 입구 건도는 대략 90%로, 출구 건도는 10%로 조정하였다.

실험에 사용된 T형 열전대의 정확도는 ±0.2°C이며, 압력계의 정확도는 ±0.13%이다. 냉매측 유량계는 1.5%, 물측 유량계는 2.5%이다.

2.3 실험 결과 처리 방법

시험부에서 제거되는 열전달량은 시험부 입출구의 물의 온도를 측정하여 식 (1)에 의해 결정된다.

$$Q = m_w c_{p,w} (T_{w,o} - T_{w,i}) \quad (1)$$

비교적 작은 열전도 항을 무시하면 냉매측 열전달 계수는 식 (2)에서 계산된다.

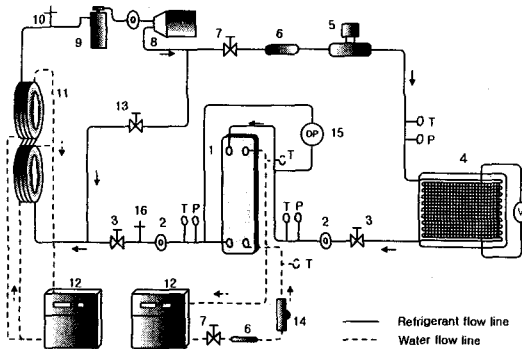
$$\frac{1}{h_r} = \frac{1}{U} - \frac{1}{h_w} \quad (2)$$

이때 총합 열전달계수는 대수평균 온도차 방법에 의해 식 (3)으로부터 결정된다.

$$U = \frac{Q}{A \Delta T_{LMTD}} \quad (3)$$

물측 열전달 계수는 Kang과 Lee⁽¹⁰⁾가 제시한 식 (4)에서 계산된다.

$$h_w = 0.239 (k_w / D_h) Re^{0.665} Pr^{0.38} \beta^{-0.398} \quad (4)$$



1. Plate heat exchanger	9. Liquid receiver
2. Sight glass	10. Charging port
3. On-off valve	11. Double-pipe heat exchanger
4. Pre-heater	12. Chiller
5. Mass flowmeter	13. By-pass valve
6. Filter & dryer	14. Volumetric flowmeter
7. Check valve	15. Differential pressure transducer
8. Magnetic gear pump	16. Discharge port

Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus

Table. 1 Configuration of brazed PHE

Characteristics	Plate Heat Exchanger
Manufacture	GEA-ECOFLEX
Brazing	Copper 99.9%
Working Pressure	Max. 30bar
Working Temperature	Max. 200°C, Min. -160°C
Number of Plates	6
Number of Thermal Plate	4
Number of Cold Channel	3
Number of Hot Fluid channel	2
Thermal area per plate	0.07m ²
Chevron angle	70°, 55°, 45°

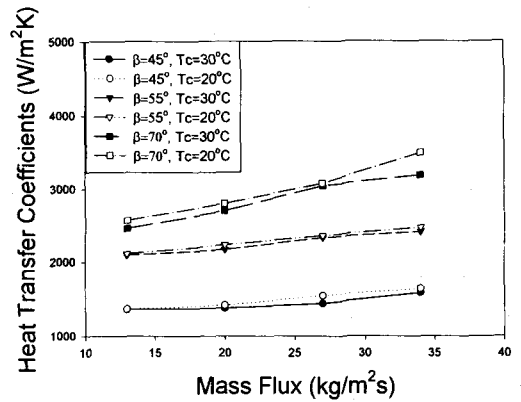


Fig. 2 Heat transfer coefficients vs. Mass Flux

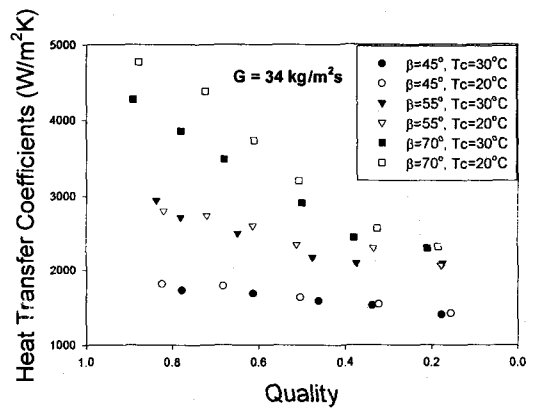


Fig. 3 Heat transfer coefficients vs. Quality

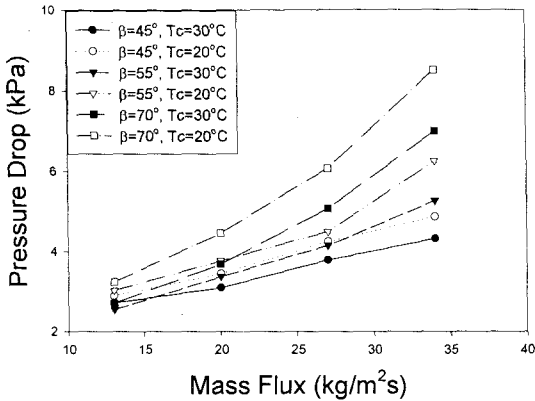


Fig. 4 Pressure drop vs. Mass Flux

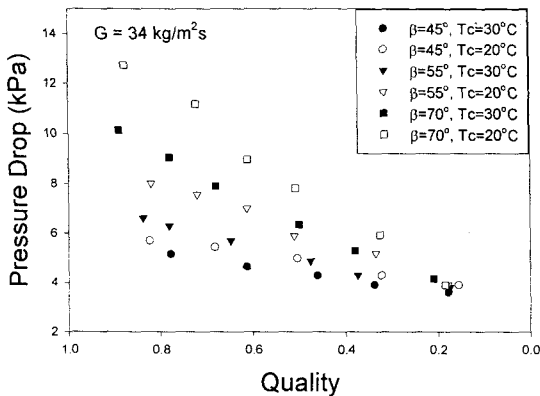


Fig. 5 Pressure drop vs. Quality

3. 실험결과 및 고찰

3.1 열전달 실험결과

Fig. 2는 질량 유속과 열전달 계수와의 관계를 각각의 세브론각과 응축 온도에 따라 나타내고 있다. 세브론각과 응축 온도에 관계없이 모두 질량 유속이 증가함에 따라 대체로 증가하는 경향을 보여주고 있다. 또한 세브론각이 증가함에 따라 열전달계수는 증가하였는데 이는 세브론각이 증가함에 따라 유로 길이가 길어져 열전달면적의

증가가 이루어지고, 난류 발생이 촉진되었기 때문이다. 또한 세브론각이 45°에서 55°로 10° 증가함에 따른 열전달 계수의 향상 정도는 세브론각이 55°에서 70°로 증가함에 따른 향상 정도에 비해 크게 나타났다. 또한 응축온도가 증가하면 열전달계수는 약간 감소하는 경향을 보였다. 이는 응축 온도가 증가함에 따라 응축액의 밀도가 낮아지고 이는 응축막의 두께를 증가시켜 열전달을 방해하기 때문으로 예측된다.

Fig. 5는 질량 유속이 34 kg/m²s일 때 건도에 따른 열전달계수의 변화를 나타내 주고 있다. 건도가 감소할수록 열전달계수는 감소하는 경향이 나타나며 이는 모든 세브론각에서 응축 온도에 관계없이 나타났다. 건도가 감소하면 증기가 차지하는 비율이 작아지며 관내 증기의 속도가 감소하고, 응축 액막이 두꺼워져 열저항이 증가하므로 열전달계수는 감소하게 된다. 또한 건도에 따른 열전달계수 역시 응축 온도가 증가하면 감소하는 경향을 보였다.

3.2 압력강하 실험결과

Fig. 4는 질량유속에 따른 압력 강하량을 각 세브론각과 응축 온도에 따라 나타내고 있다. 모든 세브론각에 대하여 질량유속의 증가에 따른 압력 강하량의 증가는 열전달계수의 증가폭에 비해 컸다. 압력강하량은 세브론각의 증가에 따라 증가하였으며 저질량유속에서 보다 고질량유속에서 세브론각에 따른 압력 강하량의 차이가 크게 나타났다. 또한 응축온도가 증가하면 압력강하량은 감소하였다. 이는 증기의 속도가 액막의 속도에 비하여 훨씬 크므로 압력강하량은 증기의 속도에 의해 지배되고 응축 온도가 높아지면 비체적은 감소하여 증기의 속도가 감소하므로 압력강하량은 감소하는 것으로 생각된다.

Fig. 5는 질량유속이 34 kg/m²s일 때 건도에 따른 압력강하량을 보여주고 있다. 고건도 영역에서의 증기가 차지하고 있는 비율이 높기 때문에 증기의 속도가 빠르고 이로 인해 저건도 영역에 비해 압력 강하량이 높게 나타나고 있다. 또한 세브론각의 영향과 응축 온도에 의한 영향은 질량유속에 따른 경향과 동일하게 나타났다.

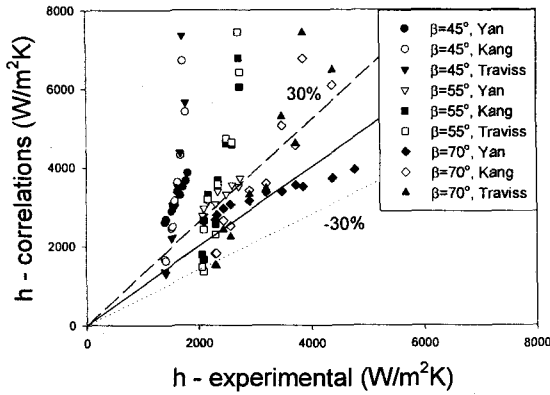


Fig. 6 The comparison of heat transfer coefficients between correlations and experimental results

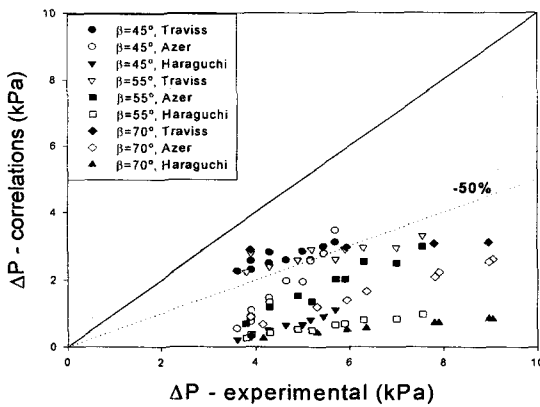


Fig. 7 The comparison of pressure drop between correlations and experimental results

3.3 기존 상관식과의 비교

Fig. 6은 기존의 상관식과 본 실험 결과를 비교하여 보여주고 있다. Yan⁽¹¹⁾ 등의 상관식은 세브론각 55°와 70°에서 가장 우수하게 예측하였으며 대부분의 값이 ±30% 내에서 일치하였다. 이는 Yan 등의 상관식이 세브론각 60° 실험값을 근거로 산출되었기 때문으로 생각된다. Kang과 Lee⁽¹⁰⁾의 상관식은 저건도 영역에서는 대체로 일

치하나 고건도 영역에서는 큰 차이를 나타냈다. 평활관에서 널리 사용되는 Traviss⁽¹²⁾ 등의 상관식은 판형 열교환기의 열전달 상관식으로 적합하지 않은 것으로 나타났다.

Fig. 7은 압력강하에 대해 발표된 기존의 상관식과 실험결과를 비교하여 보여주고 있다. 세브론각에 상관없이 Traviss 등의 상관식이 50% 정도 낮게 예측하였으며, Azer⁽¹³⁾ 등과 Haraguchi⁽¹⁴⁾ 등의 상관식은 실험결과에 비해 전영역에서 낮게 예측하였다.

4. 결론

대체냉매 R410A를 이용하여 세브론각 및 질량 유속, 응축 온도를 변화 시키며 응축열전달계수 및 압력강하량을 조사하였으며 다음과 같은 결과를 얻었다.

- (1) 세브론각의 증가에 따라 열전달계수와 압력강하는 증가하였다.
- (2) 응축온도의 증가에 따라 열전달계수와 압력강하는 감소하였다.
- (3) 응축 열전달계수는 Yan 등의 상관식이 가장 우수하게 예측하였으며 압력강하량은 기존의 상관식과 비교하여 전영역에서 낮게 예측하였다.

후 기

본 연구는 학술진흥재단 지원 1997~1999년도 대학 부설연구과제 “열펌프 고효율 열교환기 설계기술 연구”로 수행되었습니다.

참고문헌

1. Savostin, A.F. and Tikhonov, A.M., 1989, "Investigation of the Characteristics of a Plate type Heat Surface," Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 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. Buonopane, R.A. and Troupe, R.A., 1965, "A study of the effects of internal rib and channel

- geometry in rectangular channels," *AICHE Journal*, Vol. 15, No. 4, pp. 118-126
4. Jackson, B.W. and Troupe, R.A., 1966, "Plate heat exchanger design by ϵ -NTU method," *Chem. Eng. Prog. Symp. Series*, Vol. 62, No. 64, pp. 185-196
 5. Cooper, A. and Usher, J.D., 1983, *Heat exchanger design handbook*, Chap. 3.7, Hemisphere publishing, New York
 6. Kandlikar, S.G. and Shah, R.K., 1989, "Multipass plate heat exchangers effectiveness-NTU results and guidelines for selecting pass arrangements," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 111, pp. 300-313
 7. Fock, W.W. and Knibbe, P.G., 1986, "Flow Visualization in Parallel Plate Ducts with Corrugated Walls," *J. Fluid Mech.*, Vol. 165, pp. 73-77
 8. 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
 9. Martin, H., 1996, "A Theoretical Approach to predict the performance of chevron type plate heat exchangers," *Chemical Engineering and Processing*, Vol. 35, pp. 301-310
 10. Kang, J.S. and Lee, J.H., 1998, "An experimental study on heat transfer characteristics and pressure drop in a plate heat exchanger with R404A", *SAREK*, pp. 1417-1423
 11. Yan, Y.Y., Lio, H.C. and Lin, T.F., 1998, "Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R134A in a plate heat exchanger," *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, pp. 993-1006
 12. Traviss, D.P., Rohsenow, W.M. and Baron, A.B., 1972, "Forced Convection Condensation inside tube : A heat transfer equation for condenser design," *ASHRAE*, Vol. 79, pp. 157-165
 13. Azer, N.Z., Abis, L.V. and Soliman, H.M., 1988, "Local Heat Transfer Coefficients during Annular Flow Condensation," *ASHRAE*, No. 2247, pp. 135-143
 14. Haraguchi, H, Koyama, S. and Fujti, T., 1994, "Condensation of R22, R134A, R123 in a Horizontal Smooth Tube," *JSME*, Vol. 60, pp. 239-252
 15. Han, D.H., Cho, Y.J., Lee, K.J., and Park, S.S., 2000, "Experiments on condensation heat transfer characteristics inside a microfin tube with R410A," *KSME*, Vol. 24, pp. 1470-1477