

용접식 판형 열교환기의 성능에 관한 실험적 연구

김 종 하[†], 권 오 경^{*}, 윤 계 호^{*}, 이 창 식^{**}

한양대학교 대학원 기계공학과, ^{*}한국생산기술연구원, ^{**}한양대학교 기계공학과

An Experimental Study on the Performance of a Brazed Plate Heat Exchanger

Jong-Ha Kim[†], Oh-Kyung Kwon^{*}, Jae-Ho Yun^{*}, Chang-Sik Lee^{**}

Department of Mechanical Engineering, Graduate School of Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

^{*}Air-Conditioning & Refrigerating Research Team, Korea Institute of Industrial Tech., Chonan 330-820, Korea

^{**}Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

(Received September 4, 2001; revision received December 20, 2001)

ABSTRACT: An experimental study on the performance evaluation of a brazed plate heat exchanger with 10 USRT of normal cooling capacity has been carried out. In the present study, a brazed plate heat exchanger was tested at a chevron angle 25° with refrigerant R-22. Refrigerant mass flux was ranged from 23 to 58 kg/m²s in condensation, and from 22 to 53 kg/m²s in evaporation. The heat transfer coefficients and pressure drops are increased as the mass flux increases. The water side pressure drop is increased as the cooling water flow rate and chilled water flow rate increase, while mass flux has little effect. It is also shown that the system performance can be improved by enlarging condensation heat transfer area.

Key words: Plate heat exchanger(판형 열교환기), Refrigerant R-22(R-22 냉매), Chevron angle(쉐브론각), Heat transfer coefficient(열전달계수), Pressure drop(압력강하)

기 호 설 명

A : 열교환기 표면적 [m²]
 C_p : 물의 정압비열 [kJ/kg · K]
 h : 냉매의 엔탈피 [kJ/kg]
 h : 열전달계수 [W/m² · K]
 k : 열전도계수 [W/m · K]
 \dot{m} : 시간당 질량유량 [kg/s]
 Nu : Nusselt 수
 Pr : Prandtl 수
 \dot{Q} : 시간당 열량 [kW/h]

Re : Reynolds 수
 t : 열교환기판 두께 [m]
 ΔT : 물의 출구와 입구의 온도차 [K]
 U : 총괄 열전달계수 [W/m² · K]

하첨자

i : 입구
 m : 평균값
 o : 출구
 r : 냉매
 w : 물

[†] Corresponding author

Tel.: +82-41-589-8348; fax: +82-41-589-8330

E-mail address: joungha@kitech.re.kr

1. 서 론

최근 들어 냉동 및 공조시스템을 구성하는 요

소부품의 고성능화가 요구되고 있으며 특히, 갈수록 심화되는 사용공간의 제약성으로 인해 단위 부피당 전열면적을 극대화시킨 고밀도 열교환기의 개발이 요구되고 있다. 고효율 열교환기는 갈수록 시장경쟁이 치열해짐에 따라 열전달 성능이 뛰어나면서도 압력손실이 작고, 외형적인 크기와 무게가 작으면서도 가격 경쟁력이 있는 한편, 소음, 먼지 등을 제거하는 환경 친화적인 요소를 두루 갖춘 것이 요구되고 있다. 지금까지 개발되어 사용되고 있는 열교환기 중에서 이러한 여러 가지 요구에 가장 적합한 열교환기로 판형 열교환기가 있으며 현재까지 그에 대한 많은 연구가 진행되고 있다.⁽¹⁾

Focke⁽²⁾는 1986년 판형 열교환기의 흐름의 형상과 배열에 따른 최적조건을 결정하는 방법에 대하여 Colburn j인자, 마찰계수, Reynolds 수의 항으로 나타내어 상기의 조합에 따라 최적의 표면형상을 찾아내어 단위면적당 총괄 열전달계수를 높여 전체 전열면적을 감소시키는 방법을 발표하였다.

Kandlikar and Shah^(3,4)는 판형 열교환기의 유로에 있어서 배열의 형태와 흐름의 영향에 대하여 온도효율을 용량률비와 NTU의 항으로 표시하였다. 또한 말단효과의 영향에 대해서도 고려하면서 각각의 채널에서 유로의 숫자와 유량의 배분에 의하여 수치해석을 수행하였다.

1990년대에 들어서 Bogaert and Boles⁽⁵⁾은 용접형 판형 열교환기에 대하여 물과 미네랄오일을 적용하여 층류와 난류흐름 영역에서의 유동특성을 확인하고 가장 적절한 수력직경을 찾아내기 위한 실험을 하였다. 또한 열교환기의 특성을 Nusselt 수와 마찰계수와 관계식으로 무차원화하여 특성 매개변수로 나타내었다. Yan et al.^(6,7)은 냉매 R-134a를 이용하여 세브론각이 60°인 플레이트 열교환기의 증발/응축시 열전달 및 압력강하 특성을 건도에 따라 실험하여 그에 대한 결과를 제시하였다.

국내에서는 전창덕 등⁽⁸⁾이 냉매 R-22를 이용하여 세브론각이 20°, 35°, 45°일 때 용접형 판형 열교환기의 응축열전달 특성 및 압력손실에 대한 실험을 수행하였다. 또한 기존 연구자들의 압력강하 및 열전달 특성에 관한 상관관계식과 비교하였다. 변재현 등⁽⁹⁾은 냉매 R-410a를 적용하여 세브론각이 45°, 55°, 70°인 용접형 판형 열교환

기의 응축열전달 특성에 대하여 R-22와 비교하여 실험하여 나타내었다.

이와 같이 판형 열교환기에 대한 많은 연구결과들에도 불구하고 국내에서 생산되고 있는 판형 열교환기는 외국업체 제품에 대한 복제생산 또는 설계 수준에서 벗어나지 못하고 있는 상황이므로 국내에서 이에 대한 독자적인 설계와 제작에 관련된 체계적인 기술력 확보가 시급한 실정이다.

본 연구에서는 최근 국내에서 개발된 용접형 판형 열교환기의 성능평가를 위하여 제품의 성능시험 평가시스템을 구축하고 이에 대한 응축 및 증발 실험을 통하여 독자적인 용접형 판형 열교환기 최적설계를 위한 기초자료를 제공하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

일반적으로 열교환기의 성능을 평가하기 위한 실험장치들은 냉온수를 공급하여 열전달 성능을 평가한다. 그러나 실제로 냉동시스템에 사용되는 증발기나 응축기용 열교환기는 냉온수가 아닌 냉매와 열교환되므로 냉온수를 사용하여 평가한 열교환 능력과는 차이가 있다. 그러므로 본 연구에서는 브레이징(brazing)에 의해 제작된 냉동기용 판형 열교환기의 열교환량 및 압력강하를 측정하고, 열교환기의 성능을 평가하기 위하여 R-22 냉매용 성능시험장치를 Fig. 1과 같이 제작한다. 성능시험장치는 4대의 압축기와 증발기 2대(시험용, 보조용), 응축기 2대(시험용, 보조용), 응축용 냉각수와 증발용 온수 공급시스템 및 제어반으로 구성된다. 먼저 압축기의 경우, 다양한 용량의 열교환기를 시험하기 위하여 2RT, 3RT 용량의 압축기를 각각 2대씩 설치하여 운전조합에 따라 압축기의 능력을 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 10RT로 용량을 조절하면서 시험할 수 있도록 제작하고, 보조 증발기 및 응축기는 10USRT급의 셀-튜브형 열교환기를 선정하였다. 또한 시험용 열교환기의 증발·응축 온도와 압력을 임의의 조건하에 일정하게 유지시키면서 모의 부하를 주기 위한 냉온수 항온조시스템의 용량은 최대 10USRT 이상까지 시험할 수 있도록 조절한다.

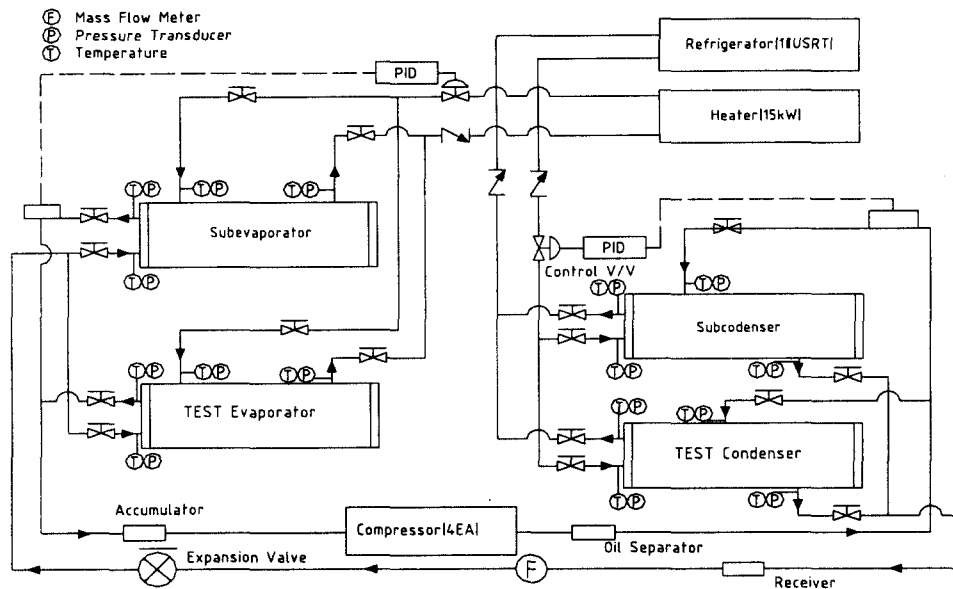


Fig. 1 Schematic of the experimental apparatus.

2.2 측정장치

판형 열교환기 성능시험장치중 가장 중요한 조절장치는 모의 부하를 위한 냉·온수량 조절용 제어밸브로 PID 제어기에 의해 압축기의 저압 및 고압측으로 설정된 압력에 따라 유량을 조절하였다. 이밖에도 냉매측의 유량조절장치는 4대 압축기의 조합에 의해 제어반의 스위치 조작으로 이루어진다.

측정장치로는 온도, 유량 및 압력측정장치와 이들로부터 측정된 데이터를 취득, 기록하는 장치로 나누어지며, 세부사항은 Table 1과 같다.

2.3 성능시험방법

압축기의 용량제어로 냉매의 냉매 변화량에 따

른 판형 열교환기의 성능을 평가하였다. 또한 냉·온수량의 자동제어 밸브를 통하여 냉·온수 유량에 따른 판형 열교환기의 증발성능 및 응축 성능을 평가하였고 냉·온수의 온도에 따른 판형 열교환기의 증발 및 응축 성능을 평가하였다. 본 연구에서는 시험용 응축기와 시험용 증발기를 사용한 시험에 대한 결과를 제시하였다.

2.4 성능시험용 샘플

시제품으로는 국내업체에서 제작한 10USRT급 증발기와 응축기용 판형 열교환기의 성능을 평가하였다. 크기는 증발기 500 mm×250 mm×22매, 응축기 450 mm×152 mm×32매로 제작하였으며, 쉘브론각 25°, 두께 0.4 mm의 SUS 304로 제작하여 실험하였다(Fig. 2, Table 2 참조).

Table 1 Specification of sensors

Measurement	Sensor type	Range	Accuracy	Remark
Flow rate	Mass flow meter	0~20 kg/min	±0.01%	Refrigerant (R-22) circuit Chilled water/hot water circuit
	Magnetic flow meter	0~200 lpm	±1%	
Pressure	Pressure transducer	0~30 kgf/cm ²	±0.05%	Refrigerant and water side
	Differential pressure gauge	0~3000 mmH ₂ O	±1%	
Temperature	RTD (Pt 100Ω)	-200~400℃	±0.1℃	Refrigerant and water side
Data acquisition system	DA-100 Recorder	-	-	Interval of 5 sec

Table 2 Configuration of the brazed plate heat exchanger

Characteristics	Condenser	Evaporator
Brazing material	Copper 99.9%	Copper 99.9%
Operating pressure	Max. 30 bar	Max. 10 bar
Operating temperature	Max. 200°C, Min. -160°C	Max. 200°C, Min. -160°C
Number of plates	32	22
Number of thermal plates	30	20
Number of water fluid channel	15	10
Number of refrigerant channel	14	9
Thermal area per plate	3 m ²	2.463 m ²
Chevron angle	25°	25°

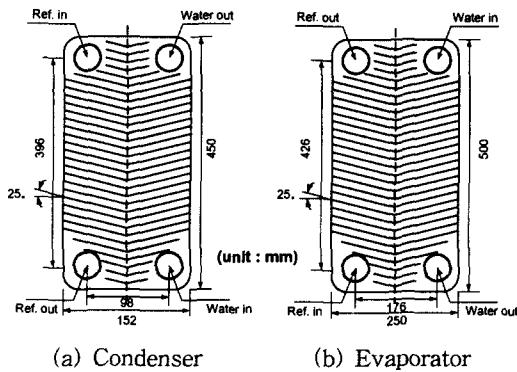


Fig. 2 Thermal plate of brazed plate heat exchanger.

3. 실험관계식

본 실험에서는 열교환기의 냉매측 열전달계수를 구하기 위하여 LMTD 방법을 사용하였다. 먼저 에너지 평형을 이용하여 냉매측과 물측의 열전달량을 식(1)과 식(2)로 구하였다.

$$Q_r = \dot{m}_r (h_{r,i} - h_{r,o}) \quad (1)$$

$$Q_w = \dot{m}_w C_{pw} (T_{w,o} - T_{w,i}) \quad (2)$$

여기서 \dot{m} 와 C_p 는 질량유량과 정압비열을 나타내며, $h_{r,i}$ 및 $h_{r,o}$ 는 시험부 입, 출구에서의 냉매의 엔탈피를 $T_{w,o}$ 및 $T_{w,i}$ 는 시험부 입, 출구에서의 냉각수의 온도를 나타낸다.

열교환기에서 교환되는 열량, Q 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q = UA\Delta T_m \quad (3)$$

관형 열교환기는 일반적으로 대향류 열교환이 이루어지므로 LMTD는 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\Delta T_m = \frac{(T_H - T_C)_o - (T_H - T_C)_i}{\ln \left(\frac{(T_H - T_C)_o}{(T_H - T_C)_i} \right)} \quad (4)$$

따라서 열관류율은 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\frac{1}{UA} = \left(\frac{1}{h_w A_w} + \frac{1}{h_r A_r} + \frac{t}{kA} \right) \quad (5)$$

또한, 물측 열전달계수는 Marriott⁽¹⁰⁾의 상관관계식을 이용하였다.

$$Nu = 0.374 Re^{0.668} Pr^{0.333} \quad (6)$$

여기서 레이놀즈수의 수력직경은 플레이트 사이의 간격으로 하며, 상대적으로 작은 열전도 항을 무시하면 냉매측 열전달계수(h_r)는 다음과 같다.

$$h_r = \left(\frac{1}{U} - \frac{1}{h_w} \right)^{-1} \quad (7)$$

4. 실험결과 및 고찰

Fig. 3은 실험장치의 에너지 평형해석을 위해서 냉매가 응축과정을 거치는 동안에 냉각수측으

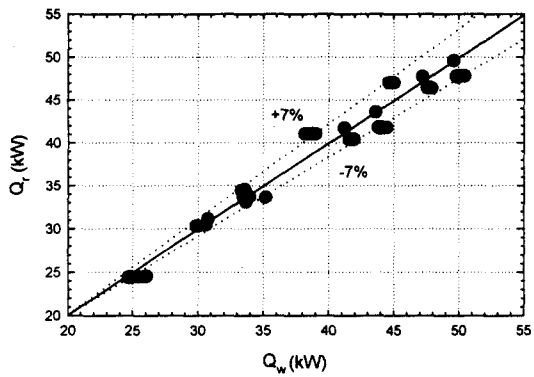
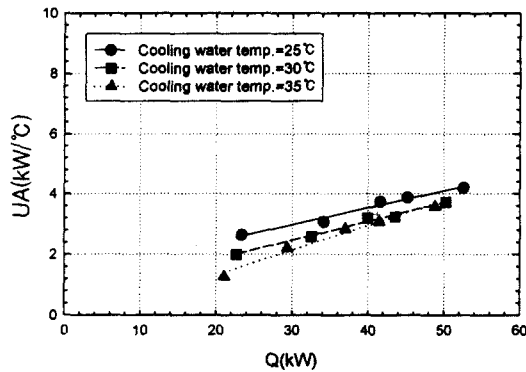


Fig. 3 Energy balance of brazed heat exchanger for refrigerant R-22.

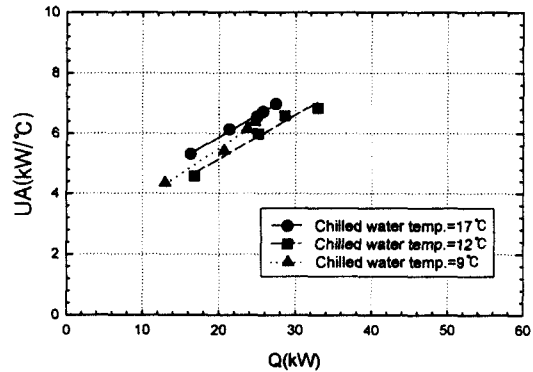
로 방출한 열량과 냉각수가 얻은 열량을 실험결과를 통하여 비교한 것이다. 그 오차는 7% 이내로 본 실험장치의 타당성을 확인할 수 있었다.

Fig. 4는 응축기와 증발기에서 판형 열교환기를 적용한 경우의 열전달 성능을 나타낸 것이다. 응축기와 증발기에 있어서 열전달량이 증가할수록 열전달계수는 증가하였으며, 냉각수온도가 낮고, 냉수온도가 높을수록 열전달 성능은 증가하는 일반적인 경향을 보였다. 또한 응축기의 열전달 성능이 증발기에 비하여 50% 정도밖에 되지 않는 것을 알 수 있다. 이러한 결과는 동일한 온도차의 경우 응축기가 증발기에 비하여 낮은 열전달 성능을 갖게 된다는 것을 뜻하며, 응축기의 열전달면적을 증가시킴으로써 냉동기 시스템 성능을 향상시킬 수 있을 것이다.

Fig. 5는 냉매질량유속에 따른 응축 및 증발 열전달계수의 변화를 나타낸 것이다. 냉매의 질량유속이 증가할수록 응축 및 증발 열전달계수는 증가하였으며, Fig. 4에서와 마찬가지로 응축 열전달계수가 증발 열전달계수보다 50% 가량 작게

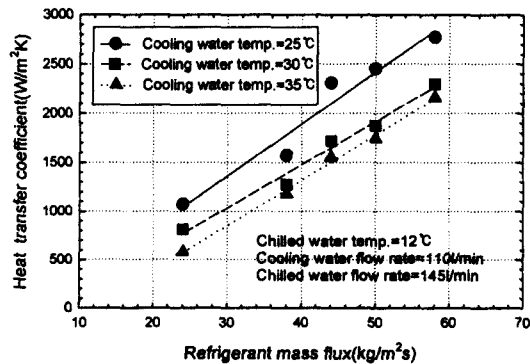


(a) Condenser

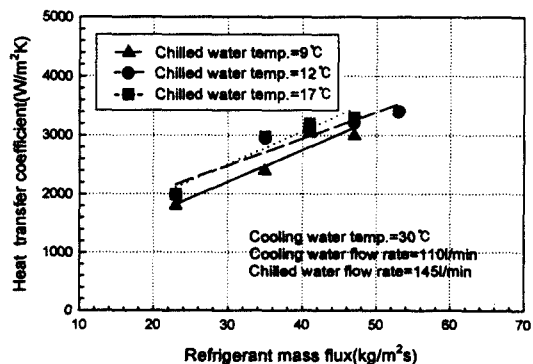


(b) Evaporator

Fig. 4 Comparison of heat transfer performances.



(a) Condensation



(b) Evaporation

Fig. 5 Variation of heat transfer coefficient with refrigerant mass flux.

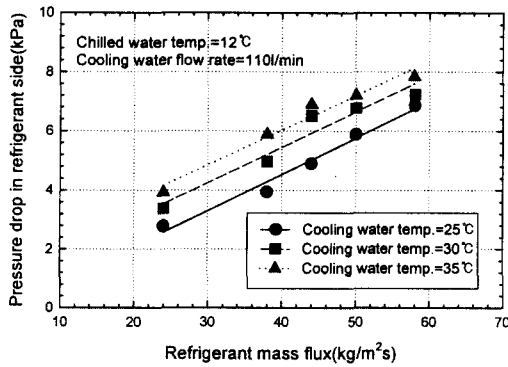
나타남을 알 수 있었다. 냉각수온도 및 냉수온도에 따라 다소 차이가 있지만 응축시 냉매질량유속 24~58 kg/m²s의 범위에서 응축 열전달계수는 대략 600~2,800 W/m²K의 값을, 증발시 냉매질량유속 23~53 kg/m²s의 범위에서 증발 열전달계수는 1,800~3,400 W/m²K의 값을 나타내는 것을 알 수 있었다.

Fig. 6은 냉매질량유속에 따른 응축 및 증발시 냉매압력강하의 변화를 나타낸 것이다. 냉매질량유속이 증가할수록 응축 및 증발시 압력강하는 증가하는 경향을 보였다. 압력강하는 냉각수 및 냉수온도보다는 냉매의 질량유속에 크게 영향을 받는다는 것을 알 수 있다. 또한 증발시의 압력강하가 응축시의 압력강하보다 크게 나타났으며, 응축시에는 냉각수온도가 높고, 증발시에는 냉수온도가 높을수록 압력강하는 증가하였다. 응축시 냉매질량유속 24~58 kg/m²s의 범위에서 압력강

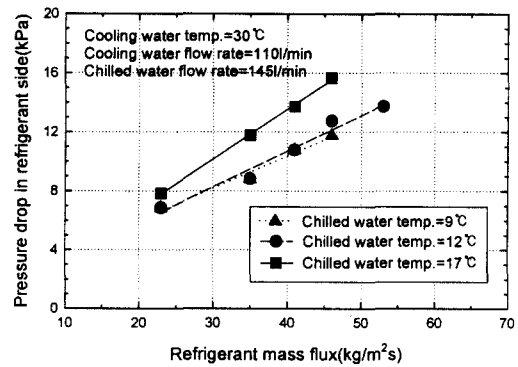
하는 2.88~7.9 kPa의 값을, 증발시 냉매질량유속 23~53 kg/m²s의 값에서 압력강하는 6.84~13.72 kPa의 값을 나타내었다.

Fig. 7은 냉각수 및 냉수유량에 따른 총괄 열전달계수의 변화를 나타낸 것이다. 냉각수 및 냉수유량이 증가할수록 총괄 열전달계수는 증가하는 일반적인 경향을 보였으며, 냉매질량유속이 높을수록 총괄 열전달계수는 크게 나타났다. 냉매질량유속에 따라 차이가 있지만 냉각수유량 50~110 lpm의 범위에서 총괄 열전달계수는 대략 800~1,500 W/m²K의 값을, 냉수유량 55~145 lpm의 범위에서 총괄 열전달계수는 대략 1,250~2,300 W/m²K의 값을 얻을 수 있었다.

Fig. 8은 냉각수 및 냉수유량에 따른 물측 압력강하의 변화를 나타낸 것이다. 냉각수유량 및 냉수유량이 증가할수록 물측 압력강하는 선형적으로 증가하였으며, 냉매질량유속의 변화에 따라

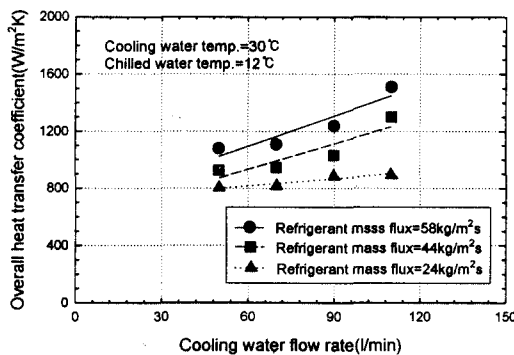


(a) Condensation

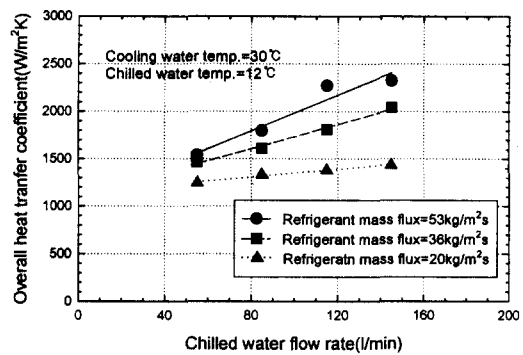


(b) Evaporation

Fig. 6 Variations of pressure drop refrigerant side with refrigerant mass flux.



(a) Cooling water



(b) Chilled water

Fig. 7 Variations of overall heat transfer coefficient with flow rate of water.

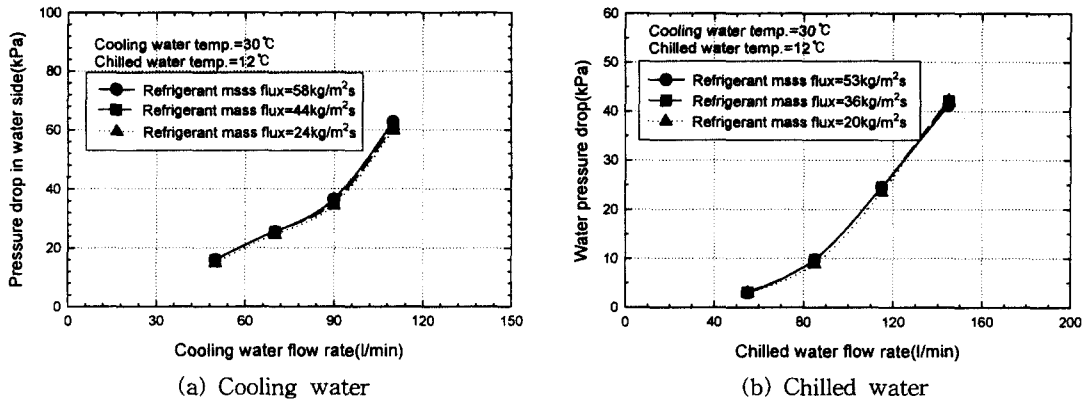


Fig. 8 Variations of pressure drop in water side with water flow rate of water.

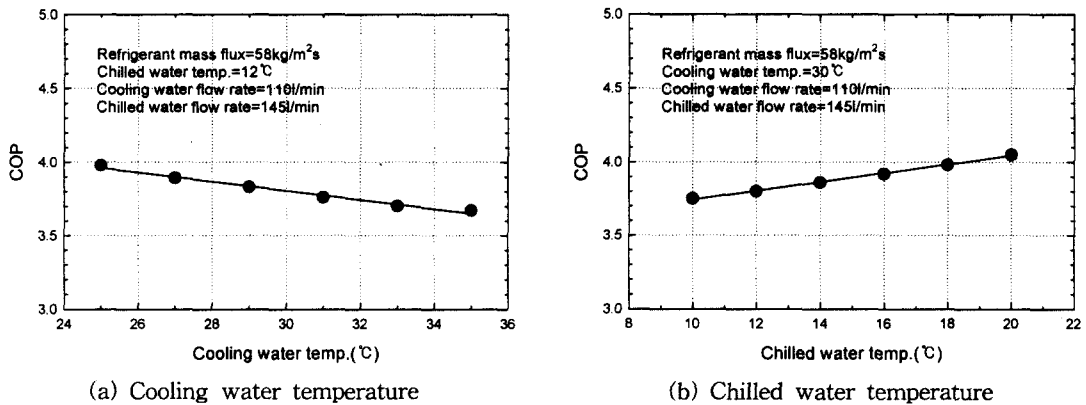


Fig. 9 Variations of COP with cooling and chilled temperature.

서는 물측 압력강하가 거의 변화지 않음을 알 수 있다.

Fig. 9는 냉각수 및 냉수온도 변화에 따른 시스템의 COP 변화를 나타낸 것이다. 이 결과는 냉매질량유속 58 kg/m²s, 냉각수온도 30°C, 냉수온도 12°C, 냉각수유량 110 lpm, 냉수유량 145 lpm에 대한 결과를 나타낸다. 냉각수온도가 증가할수록 COP는 감소하였으며, 냉수온도가 증가할수록 COP는 증가하는 경향을 보였으며, COP는 3.7~4.1 범위를 나타내었다.

5. 결 론

본 연구에서는 국내에서 개발된 용접형 판형 열교환기(쉐브론각 25°)의 성능시험에 대한 연구 결과를 나타낸 것이다. 본 연구에서 사용된 판형 열교환기는 응축시 냉매질량유속 24~58 kg/m²s의

범위에서 응축 열전달계수는 600~2,800 W/m²K, 압력강하는 2.8~7.9 kPa의 범위의 값을, 증발시 냉매질량유속 23~53 kg/m²s의 범위에서 증발 열전달계수는 1,800~3,400 W/m²K, 압력강하 6.9~13.7 kPa의 값을 얻을 수 있었다. 또한 냉각수 및 냉수유량에 따른 물측 압력강하의 변화를 살펴본 결과 냉각수유량 및 냉수유량이 증가할수록 물측 압력강하는 증가하였으며, 냉매질량유속의 변화에 따라서는 물측 압력강하가 거의 변화하지 않음을 알 수 있었다. 증발기와 응축기의 열전달 성능(UA)를 분석한 결과 응축 열전달계수가 증발 열전달계수의 절반 정도밖에 되지 않아, 동일한 온도차를 갖는 경우 응축기 성능이 증발기 성능에 비하여 매우 열등한 것으로 파악되었으며, 응축기와 증발기의 성능 불균형이 큰 것을 알 수 있었다. 본 시스템에서의 COP는 대략 3.67~4.1 정도의 만족할 만한 값을 나타내었다. 차후에는

쉐브론각도의 변화, 냉매종류에 따른 시험을 수행하여 용접형 판형 열교환기의 설계 데이터를 축적하고자 한다.

참고문헌

1. Ryu, H. S. and Yun, J. S., 1998, Application of Plate Heat Exchangers in HVAC System and Air-Conditioning System, Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 27, No. 3, pp. 218-231.
2. Focke, W. W., 1986, Selecting Optimal Plate Heat Exchanger Surface Patterns, ASME J. Heat Transfer, Vol. 108, pp. 153-160.
3. Kandlikar, S. G. and Shah, R. K., 1989, Asymptotic Effectiveness-NTU Formulas for Multipass Plate Heat Exchangers, ASME J. Heat Transfer, Vol. 111, pp. 314-321.
4. 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.
5. Bogaert, R. and Boles, A., 1995, Global Performance of a Prototype Braze Plate Heat Exchanger in a Large Reynolds Number Range, Swiss Federal Institute of Technology, EPFL-LTT, Lausanne, Switzerland, Experimental Heat Transfer, Vol. 8, pp. 293-311.
6. Yan, Y. Y. and Lin, T. F., 1999, Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Plate Heat Exchanger, ASME J. Heat Transfer, Vol. 121, pp. 118-127.
7. 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, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 121, pp. 993-1006.
8. Jeon, C. D., Kwon, O. K. and Lee, J. H., 2001, Study on the Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of R-22 in Braze Plate Heat Exchanger, KSME B, Vol. 25, No. 2, pp. 171-179.
9. Byun, J. H. and Lee, K. J., 2000, An Experimental Study of Condensation in Plate Heat Exchangers with R-410a, Proceedings of KSME B, pp. 304-310.
10. Marriott, J., 1971, Where and How to Use Plate Heat Exchanger, Chemical Engineering, Vol. 5, pp. 201-210.