

흡수식 냉온수기용 증발기의 전열성능에 관한 연구

권 오 경^{*}, 차 동 안^{*}, 윤 재 호^{*}, 김 효 상^{**}

^{*}한국생산기술연구원, ^{**}(주)삼중테크

A study on the heat transfer performance of evaporator for absorption chiller

Oh-kyung Kwon^{*}, Dong-an Cha^{*}, Jae-ho Yun^{*}, Hyo-sang Kim^{**}

ABSTRACT: The objectives of this paper are to measure the heat transfer and pressure drop of the heat transfer tube for an evaporator of absorption system applications. Five types of heat transfer tubes with different shape and heat transfer area are tested in the present experiment. Heat transfer and pressure drop performance of heat transfer tubes are measured in various operating conditions, and compared each other. The results show that the heat transfer rate of thermoexcel notch tube and low fin tube increases about 27.6% and 11.6% at the refrigerant flow rate 250 kg/h compared with that of bare tube, respectively. The thermoexcel notch tube is shown the best performance considering pressure drop and heat transfer coefficient.

Key words: Evaporator(증발기), Heat transfer(열전달), Heat transfer tube(전열관), Pressure drop(압력강하)

기 호 설 명

A_o	: 전열관 외표면적	[mm ²]
C_p	: 비열	[J/kg · °C]
D_i	: 전열관 내경	[mm]
D_o	: 전열관 외경	[mm]
L	: 전열관 길이	[mm]
\dot{m}	: 질량유량	[kg/h]
N	: 전열관 본수	
ΔP	: 압력강하	[kPa]
Q	: 열전달률	[kW]
Re	: 레이놀즈수	
T	: 온도	[°C]
ΔT	: 온도차	[°C]
U	: 총괄열전달계수	[kW/m ² · °C]

1. 서 론

흡수식 냉온수기는 개발 이래 지속적인 발전을 거듭하면서 최근에는 국내에서도 고효율 이중효용 흡수식 냉온수기(COP 1.2~1.3)를 개발하여 판매하고 있으며, 일본에서는 삼중효용 흡수식 냉온수기(COP 1.6)를 개발하고 있다.⁽¹⁾ 그러나 흡수식 냉온수기는 압축식 냉동기보다 효율이 낮고, 기기도 대형이기 때문에 흡수식 냉온수기의 고효율, 소형화가 최근의 주요 연구개발과제이다.⁽²⁾

흡수식 냉온수기는 증발기, 흡수기, 재생기 및 응축기의 4가지 열교환기로 구성되어 있고, 각각의 기능에 적합한 각종의 형상을 가지고 있는 전열관이 사용된다.

흡수식 냉온수기의 고효율 소형화에 대해서는 전열관의 고성능화에 의한 효과가 크고, 특히 증발기와 흡수기는 전열관 사용량이 많으므로 고성능 전열관의 연구개발이 시급한 실정이다.⁽³⁾

† Corresponding author

Tel.: +82-41-589-8528; fax: +82-41-589-8330

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

흡수식 냉온수기용 전열관에 관한 연구는 대부분 흡수기에 치중되고 있으며^(4~7) 증발기에 대한 연구자료는 대단히 부족한 실정이다.

흡수식 냉온수기의 증발기용 전열관에는 종래 low fin tube가 많이 사용되고 있지만, 전열면적의 증가를 대비 전열성능 향상율이 낮아, 보다 고성능의 전열관 개발의 필요성이 높아지고 있다.^{(8),(9)} 따라서 본 연구에서는 흡수식 냉온수기에서 중요한 역할을 하는 증발기용 전열관의 고효율 소형화를 위하여 5종류의 Sample(thermoexcel, thermoexcel notch, bare, floral, low fin tube)을 설계·제작하고 냉매의 유량, 냉수의 온도 및 유량변화에 따른 전열량과 압력강하 특성실험을 수행하고 그 성능을 비교 평가하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 전열관 및 실험장치

흡수식 냉온수기의 증발기에서는 전열관을 수평으로 장착하고 유하 액막식으로 윗 방향에서 냉매를 전열관으로 산포하여 전열관상에 냉매의 액막을 형성하여 증발하는 방식으로 이루어져 있다.

Table 1은 본 연구에서는 사용되어진 전열관을 나타낸 것으로 외경이 15.88 mm, 내경이 13.48 ~ 14.68 mm이며, 증발기에 설치 및 교체가 용이하도록 2열 10단 20본 (800 mm/본)을 플랜지 형식으로 제작하였다. 원활한 냉수의 유입을 위해 전열관을 4분씩 5 Pass의 형태를 취했으며, 액막의 형성은 SUS 재질의 Spray tray에 $\varnothing 1.8$ Hole 20개를 일정간격으로 가공하여 전열관에 동일하게 분사되도록 하였다.

Fig. 1은 각 전열관의 세부 형상을 나타낸 것으로 thermoexcel notch tube의 경우 관내부에 돌기가 형성되어있고, thermoexcel tube 상부에 가공을 더함으로서 전열면적을 극대화 하였다.

Fig. 2는 본 연구에 사용된 증발기용 전열관 실험장치를 나타낸 것이다. 실험장치는 크게 증발부와 냉매증기를 응축하기 위한 응축부로 나누어져 있다. 증발 전열관 실험부위에 2열 10단 20본의 튜브를 설치하고, 후면에 냉각수 배관이 설치된 응축기를 설치하였다. 증발부와 응축부 사이에는 엘리미네이터를 설치하여 비산방지 및 냉매증기만 통과할 수 있도록 하였으며, 증발기하

Table 1 Dimension of test tubes

Type	Photo	Dimensions
Thermoexcel tube		D _o : 15.88 mm D _i : 14.68 mm
Thermoexcel notch tube		D _o : 15.88 mm D _i : 13.48 mm
Bare tube		D _o : 15.88 mm D _i : 14.68 mm
Floral tube		D _o : 15.88 mm D _i : 14.68 mm
Low fin tube		D _o : 15.88 mm D _i : 13.48 mm

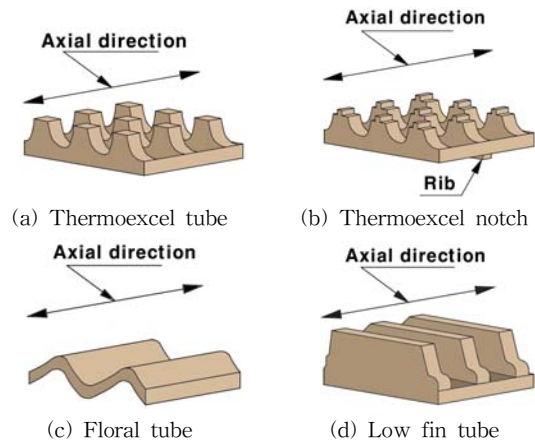


Fig. 1 Schematic detail view of evaporator tube

부의 냉매탱크, 냉매펌프로 전열관 상부의 Spray tray에 냉매를 공급하도록 하였다. 증발기 시험부(Test section)는 각 전열관별로 5종류를 제작하여 튜브교체에 따른 누설이 없도록 하였다. 증발기의 전면에는 가로, 세로 370 × 320 mm의 가시창이 부착되어 전열관 상부 냉매의 액막 형성이나 누설 여부를 관찰할 수 있도록 하였다. 시스템 및 시험부의 열손실을 막기 위해 실험장치 전 구간에 걸쳐 단열처리를 하였다.

2.2 실험방법

실험에 사용된 작동유체로 냉수 및 냉매는 물을 사용하였으며, 냉수의 입구온도는 항온조를 통하여 일정하게 유지시켰다. 냉매의 경우 실험장치 내부를 5 ~ 6 Torr로 유지하도록 5°C로 설정하였고, 냉각수를 -2°C, 3000 kg/h의 조건으로

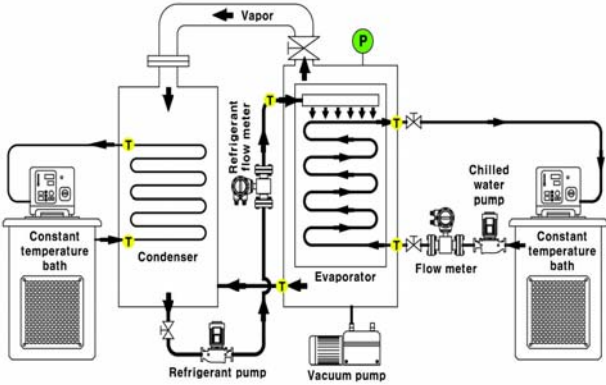


Fig. 2 Schematic view of experimental apparatus

냉매증기를 응축시키도록 하였다.

또한 전열관 입출구의 유량과 온도를 측정하기 위해 질량유량계(Toshiba, LF430EL) 및 열전대(Omega, T-type)를 설치하였다. 또한 냉수 입출구의 차압을 측정하기 위해 차압계(Rosemount, 3051S)를 설치하였다. 각 계측장치는 보정(Calibration)을 수행한 후 유량, 온도 및 차압 등을 데이터 레코더(Yokogawa, MV200)를 이용하여 정상상태에서 모든 결과를 0.5초 간격으로 저장하였다.

계측장비의 오차로써 유량은 $\pm 0.1\%$, 온도는 $\pm 0.15\%$, 압력은 $\pm 0.1\%$ 이다. 실험 데이터에 대한 불확실성 해석을 통해서 열전달률 $\pm 0.76\%$, 총괄 열전달계수는 $\pm 1.07\%$ 의 값을 가진다.

Table 2는 실험에 사용된 실험조건을 나타낸 것으로 5종류의 전열관에 대하여 동일한 실험조건을 실험하였다.

2.3 실험결과 처리

실험에서 냉매 측과 냉수 측 평균 열교환량이 $\pm 15\%$ 내의 오차범위 안에 포함되는 데이터를 유효 값으로 하였고 냉매와 냉수의 열교환량은 식 (1)과 (2)를 이용하여 구하였다.

$$Q_e = \dot{m}_e c_{p,e} (T_{e,o} - T_{e,i}) \quad (1)$$

$$Q_c = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,i} - T_{c,o}) \quad (2)$$

여기서, \dot{m}_e , \dot{m}_c 와 $c_{p,e}$, $c_{p,c}$ 는 냉매와 냉수의 질량유량과 정압비열이다. T_i , T_o 는 냉매와 냉수의 입구, 출구온도를 나타낸다.

Table 2 Evaporator experiment conditions

	Temperature (°C)	Flow rate (kg/h)
Cooling water	-2	3,000
Chilled water	10~18	1,500~3,500
Refrigerant	5	150~350

Heat transfer tube : 2 row 10 column, 800mm × 20 ea

총괄열전달계수는 대수평균온도차(LMTD)와 평균 열전달률(Q_m)을 이용하여 식 (5)와 같이 구하였다.

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

여기서, $\Delta T_1 = T_{e,o} - T_{c,i}$, $\Delta T_2 = T_{e,i} - T_{c,o}$ 이다.

$$Q_m = \frac{Q_e + Q_c}{2} \quad (4)$$

$$U = \frac{Q_m}{A_o \cdot \Delta T_{LMTD}} \quad (5)$$

여기서, A_o 는 관외표면적으로 식 (6)을 이용하여 구할 수 있으며, D_o =전열관외경(m), L =전열관길이(m), N =전열관 본수 이다.

$$A_o = \pi \cdot D_o \cdot L \cdot N \quad (6)$$

관외 열전달계수는 식 (7)을 이용하여 구할 수 있으며 관벽열저항은 무시하였다.

$$h_o = \frac{1}{(1/U - D_o/D_i/h_i)} \quad (7)$$

여기서, h_i 는 관내 열전달계수로서 식 (8)에서 구하였다. λ 는 냉수의 열전도율(kW/mK), D_i 는 전열관내경(m), ν 는 냉수 동점성계수(m^2/s)이다.

$$h_i = 0.023\lambda/D_i \cdot Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (8)$$

$$Re = \frac{V \cdot D_i}{\nu} \quad (9)$$

3. 실험결과 및 고찰

Fig. 3은 냉매의 질량유량에 따른 증발기용 전열관의 열전달률을 나타낸 것이다. 전열관 상부에 분사되는 냉매 온도는 5℃, 전열관 내부로 유입되는 냉수의 온도는 12℃로 일정한 조건에서 동일한 질량유량으로 평균 열전달률을 비교하였다.

냉매의 질량유량이 증가함에 따라 모든 전열관에서 열전달률이 증가하였으며, thermoexcel notch tube가 외부 전열면적 및 내부돌기의 영향으로 가장 높은 열전달률을 나타내었다.

Fig. 4는 냉매의 질량유량에 따른 각 전열관의 총괄열전달계수를 나타낸 것이다. 냉매유량이 증가함에 따라 총괄열전달계수는 증가하는 경향을 보

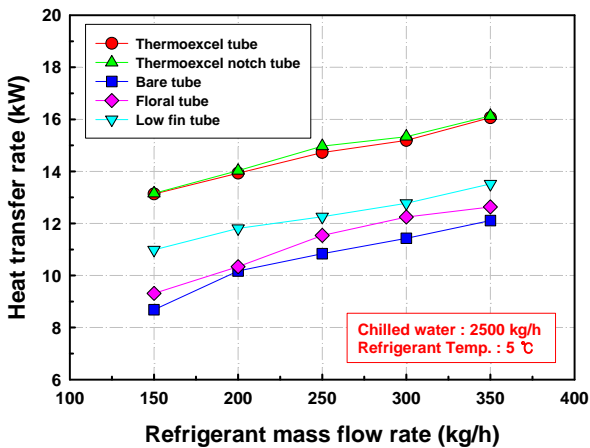


Fig. 3 Variation of heat transfer rate with the refrigerant flow rate.

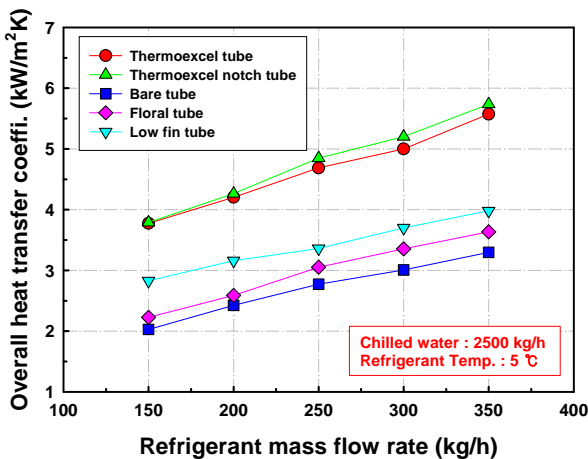


Fig. 4 Variation of overall heat transfer coefficient with the refrigerant flow rate.

였다. 전열관 종류에 따른 총괄열전달계수는 Fig. 3의 열전달률의 경향과 유사하게 나타났다. 기준 유량인 250 kg/h에서 thermoexcel notch tube가 4.85 kW/m²K로 가장 높게 나타났고, bare tube가 2.77 kW/m²K로 가장 낮게 나타났다.

이것은 식 (5)에서 볼 수 있듯이 LMTD는 bare tube가 크지만 열교환량 Q 의 증가 폭이 큰 영향을 미치는 것으로 판단된다.

Fig. 5는 냉매의 질량유량에 따른 각 전열관의 관외 열전달계수를 나타낸 것이다. 냉매유량이 증가함에 따라 관외 열전달계수는 증가하는 경향을 보이며, thermoexcel notch tube가 가장 높고, Bare tube가 가장 낮은 경향을 나타내었다.

Fig. 6과 Fig. 7은 냉수의 유입온도 변화에 따른

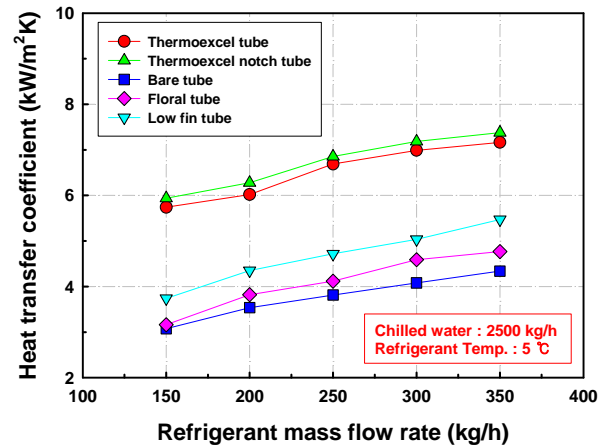


Fig. 5 Variation of Heat transfer coefficient with the refrigerant flow rate.

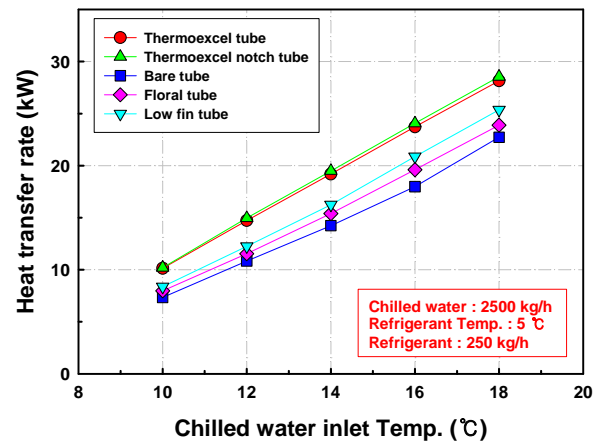


Fig. 6 Variation of heat transfer rate with the chilled water inlet temperature.

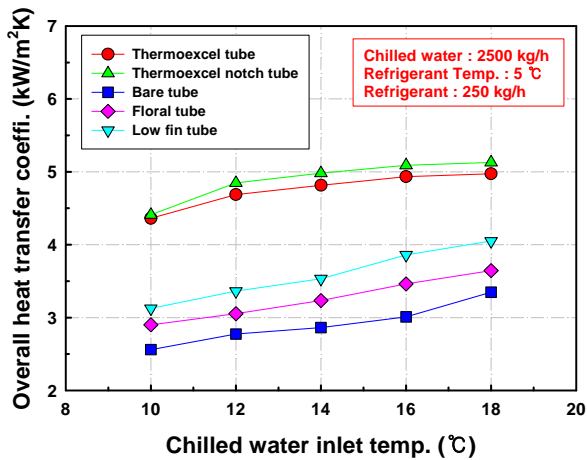


Fig. 7 Variation of overall heat transfer coefficient with the chilled water inlet temp.

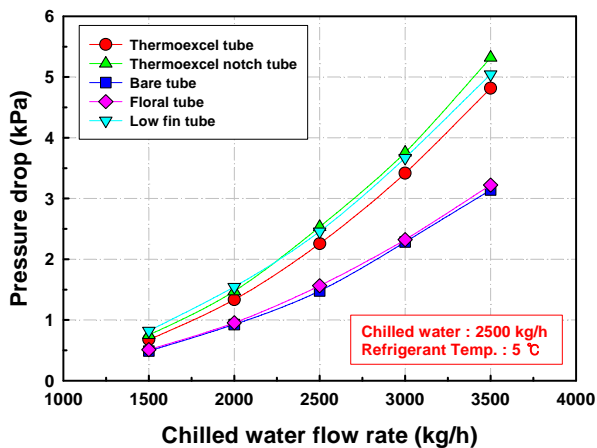


Fig. 8 Variation of pressure drop with the refrigerant flow rate.

열전달률과 총괄열전달계수를 나타낸 것으로 냉수온도가 상승함에 따라 열전달률은 크게 상승하는 경향이 나타났지만 총괄열전달계수의 경우 그 증가 폭이 크지 않게 나타났다.

Fig. 8은 냉수의 질량유량에 따른 증발기용 전열관의 압력강하를 나타낸 것으로 동일한 조건에서 질량유량이 증가함에 따라 압력강하는 증가하는 일반적인 경향을 나타내었다. 열전달률과 총괄열전달계수 경향과는 반대로 thermoexcel notch tube와 Low fin tube의 압력강하가 비슷한 경향으로 가장 크게 나타났으며, floral tube와 bare tube가 낮게 나타났다. 이는 thermoexcel notch tube의 내부 돌기 형성과, low fin tube의 fin 형성으로 전열관 내경의 축소에 의한 영향으

로 판단된다.

4. 결론

5가지 종류의 흡수식 냉온수기 증발기용 전열관의 성능을 실험적으로 평가한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 냉매의 질량유량이 증가함에 따라 실험대상 5종류의 증발기용 전열관에서 열전달률과 압력강하가 증가하는 경향이 나타났으며, thermoexcel notch tube의 열전달률과 압력강하가 가장 높게 나타났다.

(2) 총괄열전달계수는 기준유량인 250 kg/h에서 thermoexcel notch tube가 4.85 kW/m²K로 가장 높게 나타났고, bare tube는 2.77 kW/m²K로 가장 낮게 나타났다.

(3) 전열관의 성능을 나타내는 관외열전달계수는 냉매질량유량이 증가함에 따라 증가하는 경향을 보였다. 각 전열관 형상에 따른 관외열전달계수는 냉매질량유량 250 kg/h에서 thermoexcel notch 6.85, thermoexcel 6.69, low fin 4.72, floral 4.12, bare tube 3.82 kW/m²K의 순서로 나타났다.

(4) 냉수의 유입온도변화에 따른 열전달률은 유입온도가 높아짐에 따라 상승폭이 크게 나타났고, 총괄열전달계수는 thermoexcel notch tube와 thermoexcel tube의 경우 16°C 이상에서는 상승폭이 매우 작음을 확인할 수 있었다.

후 기

본 연구는 지식경제부 신재생 에너지기술개발사업(과제번호 : 07-FN-2-0013)에 의해 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Park, C. W., 2004, Research and development of high efficiency of double effect absorption chiller heater, The Magazine of the SAREK, Vol. 33, No. 3, pp. 24-28.
- (2) Moon, I. S., 2004, High efficiency of absorption chiller heater, The Magazine of the Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea, Vol. 33, No. 3, pp. 29-32.

- (3) Kotraro, T., Toshiyuki, A. and Takeshi, N., 2002, High performance heat exchanged tubes in an absorption chiller, *The Journal of Refrigeration Japan*, Vol. 77, No. 894, pp. 307-311.
- (4) Hoffmann, L., Greiter, I., Wagner, A., Weiss, V. and Alefeld, G., 1996, Experimental investigation of heat transfer in a horizontal tube falling film absorber with aqueous solutions of LiBr with and without surfactants, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 19, No. 5, pp. 331-341.
- (5) Park, C. W., Cho, H. C. and Kanr, Y. T., 2004, The effect of heat transfer additive and surface roughness of micro-scale hatched tubes on absorption performance, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 27, pp. 264-270.
- (6) Kyung, I. S. and Herold, K. E., 2002, Performance of horizontal smooth tube absorber with and without 2-ethyl-hexanol, *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 124, pp. 177-183.
- (7) Yoon, J. I., Kim, E., Choi, K. H. and Seol, W. S. 2002, Heat transfer enhancement with a surfactant on horizontal bundle tubes of an absorber, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 735-741.
- (8) Hideaki, K., Kotraro, T., Takeshi, N., 1998, Development of heat transfer tube for evaporator of absorption chiller, *The Journal of Furukawa Electric*, Vol. 103, pp. 37-40.
- (9) Hiroyuki, T., Chikara, S., 2004, Heat transfer performance of enhanced heat transfer endcross ECHT19fpi tube for absorption chiller evaporators, *Kobe Engineering Reports*, Vol. 54, No. 1, pp. 83-88.