

착상을 고려한 가정용 냉동/냉장고 증발기의 열전달 성능

이 장 석, 이 관 수[†]

한양대학교 대학원 기계공학과, 한양대학교 기계공학부

Heat Transfer Performance of Evaporator Used in a Domestic Refrigerator/Freezer Under Frosting Condition

Jang-Seok Lee, Kwan-Soo Lee[†]

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

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

(Received August 3, 2004; revision received November 23, 2004)

ABSTRACT: In this study, the air-side heat transfer coefficients of several types of evaporators in the household freezer/refrigerators are investigated. The types considered in this work are: discrete flat plate fin-and-tube type(in-lined tube array), continuous flat plate fin-and-tube type(staggered tube array), and spine fin-and-tube type(in-lined tube array). The heat transfer correlations obtained from this study for each heat exchangers could expect heat transfer coefficients less than 5% of errors. The result indicates that the air-side heat transfer performance of spine fin-and-tube type evaporator shows the highest value under dry conditions, but discrete flat plate fin-and-tube type evaporator shows the highest value among these three evaporators under frosting conditions.

Key words: Heat transfer(열전달), Discrete flat plate fin-and-tube type(단속 평판 환관형), Continuous flat plate fin-and-tube type(연속 평판 환관형), Spine fin-and-tube type(침상 환관형), Frosting(착상)

기 호 설 명

A : 열전달 면적 [m²]
 A_c : 횡단면적 [m²]
 AH : After heater 가열량 [W]
 C : 열용적비
 C_p : 정압 비열 [kJ/kg·K]
 Do : 수력지름 [mm]
 h : 열전달계수 [W/m²·K]
 \bar{h} : 엔탈피 [J/kg]

k : 열전도계수 [W/m·K]
 L : 길이 [mm]
 \dot{m} : 질량유속 [kg/s]
 NTU : 전달단위수
 Nu : Nusselt 수
 P : 경계 [m]
 PH : 예열기 가열량 [W]
 Q : 열전달량 [W]
 R : 열저항 [m²·K/W]
 r : 반지름 [mm]
 Re : Reynolds 수
 T : 온도 [K]
 U : 총괄 열전달계수 [W/m²·K]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-2290-0426; fax: +82-2-2295-9021

E-mail address : ksleehy@hanyang.ac.kr

V : 공기의 속도 [m/s]
 x : 건도

그리스 문자

ϵ : 열교환기의 유용도
 η : 효율
 μ : 점성계수 [kg/m·s]
 ρ : 밀도 [kg/m³]

하첨자

1 : 열교환기 1번
 2 : 열교환기 2번
 3 : 열교환기 3번
 a : 공기층
 app : 접근속도
 b : 브라인
 cor : 상호작용에 의한 값
 exp : 실험값
 f : 액체
 fin : 흰
 g : 기체
 i : 입구
 max : 최대
 min : 최소
 o : 출구
 T : 전체 면적
 t : 판

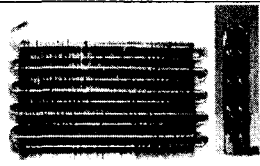
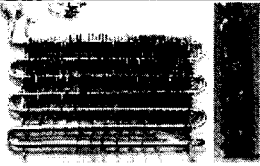

1. 서론

전세계적으로 매년 약 8천만대의 가정용 냉장고가 생산되고 있으며, 이중 약 40%가 흰-관형(fin-and-tube type)의 증발기를 사용하는 간접냉각 방식을 채택하고 있다. 일반적으로 열교환기의 열전달을 촉진시키기 위하여 파형흰(wavy fin)⁽¹⁾, 슬릿흰(slit fin)⁽²⁾, 루버흰(louvered fin)⁽³⁾ 등 여러가지 형상의 흰이 연구 개발되고 있으나, 냉동/냉장고의 경우와 같이 착상이 발생하는 환경에서의 열전달 성능 향상에 대한 연구는 많지 않다. 착상 조건 하에 대한 연구로는 열교환기 자체의 열전달 촉진보다는 착상 지연을 통한 평균 열전달 성능 향상을 목적으로 수행되고 있다.⁽⁴⁾

Table 1에는 현재 전세계적으로 냉동/냉장고용 증발기로 이용되고 있는 몇 가지 형태의 열교환기를 보여 주고 있다. 제조사 중 상당수가 관을 정렬 배열한 단속 평판 흰-관형(discrete flat plate fin-and-tube type) 열교환기나 관을 엇갈리게 배열한 연속 평판 흰-관형(continuous flat plate fin-and-tube type) 열교환기, 혹은 침상(針狀) 흰-관형(spine fin-and-tube형 열교환기를 사용하고 있다. 그러나 이들 각 열교환기의 성능 특성을 냉장고 조건과 같은 저 유량범위에서 정량적으로 비교한 연구결과는 거의 찾아 볼 수 없으며, 특히 실제 운전 조건인 착상을 수반하는 경우에 대한 정보는 전무한 실정이다.

본 연구의 목적은 앞서 언급한 세가지 형태의 열교환기들의 무착상 및 착상 상태의 열전달 성능을 비교 분석하는 것이다. 일반적으로 흰-관 열교환기의 공기층 열전달계수 측정은 모형 제작을 이용하는 상사실험방법^(5,6)과 실제 열교환기를 이용하는 방법이 있다. 본 연구에서는 동등 사용조건인 실물 크기인 열교환기에 대하여 열적 성능 실험을 통해 열전달량을 측정하여 착상 및 무착상 상태의 열전달 성능을 비교 분석하고자 한다.

Table 1 Heat Exchangers used in a domestic refrigerator

No.	Type	Structure
1	Discrete flat plate fin-and-tube	
2	Continuous flat plate fin-and-tube	
3	Spine fin-and-tube	

2. 실험

2.1 실험 장치

이 연구에서 사용된 실험 장치는 두가지 형태로써, 무착상 상태의 열전달 성능을 평가하는 장치와 R-134a를 사용하여 실제 냉장고 조건을 구현함으로써 착상 상태의 열교환기 성능을 평가하는 장치로 구성되어 있다.

무착상 조건의 실험 장치는 열전달 계수를 측정하기 위한 개방형 풍동으로써 열교환기의 작동 유체로 브라인을 사용하도록 제작되었으며, 그 개략적인형상은 Fig. 1과 같다. 공기 유량은 인버터가 있는 원심형 펌으로 조절하였고, 유동노즐(flow nozzle)을 사용하여 측정하였다. 열교환기의 입구와 출구에서의 공기 온도는 $\pm 0.05^\circ\text{C}$ 의 정밀도를 갖는 Pt 100 Ω 저항 온도계(RTD)를 각각 5개씩 설치하여 측정하였다.

입구 공기의 온도는 실험 범위에서 일정하게 유지하였고, 출구 공기의 온도의 정확한 측정을 위해 축소비 9:1의 축소부(contraction section)를 설치하고, 온·습도의 측정위치 앞에 무동력 췌(air mixer)을 장착하여 온도와 습도를 균일하게 하였다. 항온 수조에 저장되어 일정 온도를 유지하고 있는 브라인의 질량유량은 인버터가 있는 기어 펌프에 의해 조절하였으며, 모든 실험에서 그 값은 50 kg/h로 유지하였다. 또 브라인의 열교환기입구 온도는 수분이 열교환기 표면에 응축되는 것을 피하기 위해 브라인의 온도가 공기 온도보다 높게 35 $^\circ\text{C}$ 또는 40 $^\circ\text{C}$ 로 설정하여 유지하였다. 시험부는 두께 30mm의 아크릴판으로 제

작하였고, 두께 80mm의 스티렌폼(styrene foam)으로 단열하였다.

시험 열교환기의 열전달량은 공기측과 브라인측의 평균값으로 하였으며, 전체 실험에서 공기측과 브라인측의 차이는 ASHRAE standard 33-78에서 제시한 바와 같이 5% 이내를 유지하였다.

$$Q = \frac{Q_a + Q_b}{2} \quad (1)$$

여기서

$$Q_a = (\dot{m}C_p)_a(T_{a,o} - T_{a,i}) \quad (2a)$$

$$Q_b = (\dot{m}C_p)_b(T_{b,i} - T_{b,o}) \quad (2b)$$

착상 조건의 열전달 성능실험 장치는 냉동/냉장고의 장착조건을 모사할 수 있도록 실제 사용 냉매인 R-134a를 사용하였으며, 작동조건의 냉매 입구조건 구현을 위한 냉매공급 장치는 Fig. 2와 같다. 착상조건 실험 장치는 냉매를 사용하는 장치용 응축기, 과냉각기, 교축장치(팽창 valve), 냉매 입구 건도 조절을 위한 예열기, 열교환기 시료를 장착할 수 있는 시험부, 열교환기 출구부의 냉매 상태를 단상 상태에 도달하도록 가열하는 after heater, 그리고 suction unit와 압축기로 구성되어 있다. 시험부는 항온항습실 내에 위치한 흡입형 풍동에 연결되어 그 입구공기의 온도와 습도를 제어할 수 있도록 하였고, 시험 장치의 각 부분은 독립적으로 제어할 수 있다. 풍동은 인버

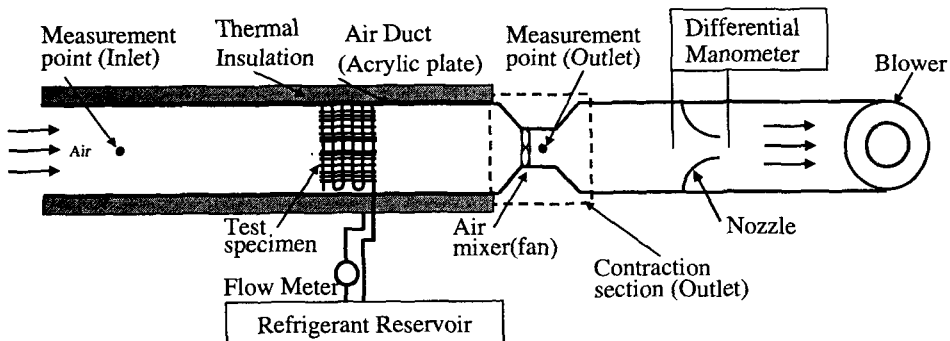


Fig. 1 Schematic of experimental apparatus.

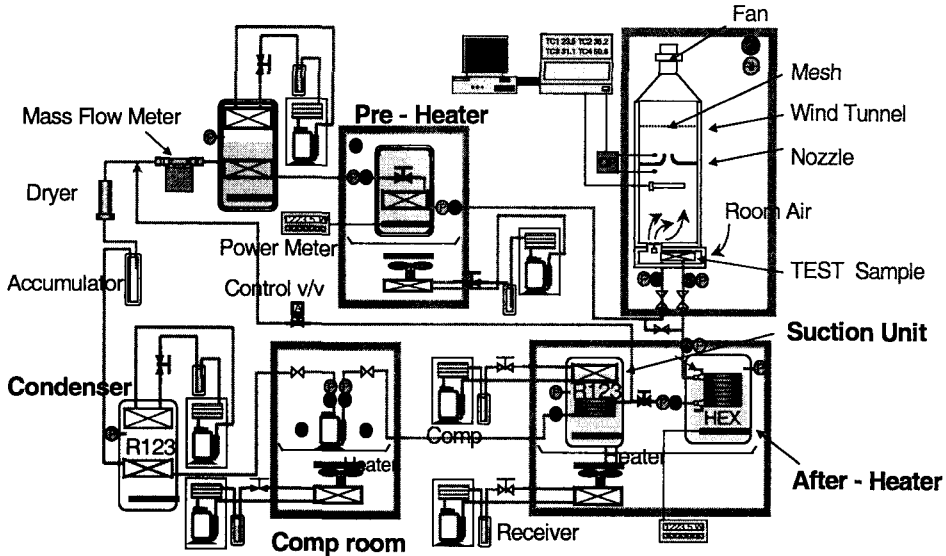


Fig. 2 Refrigerant supply unit.

터가 부착된 0.5 마력의 송풍기를 설치하여 시험 부내 열교환기를 통과하는 공기의 유량을 조절하였다. 풍동내 시험부 입출구에는 스크린을 설치하고 시험부 입구측에 하니컴을 설치하여 공기의 유동을 균일하게 하였다. 항온항습실은 시험부로 유입되는 공기의 온도와 습도를 조절하는 곳으로 내용적은 22,770 l (3000×3300×2300)이며, 시험부가 장착된 풍동을 수용할 수 있는 규모이다.

각 시험의 열교환량 제어정도는 ±1.0% 또는 ±2.3 W이며 최대 열교환량 측정범위는 1,500 W이다. 냉매 유량계는 OVAL社의 질량 유량계를 사용하였고 측정범위는 0~12 kg/hr이며, 본 장치의 유량 제어 정도는 ±0.4%이다. 응축압력의 조절범위는 0.77~1.71 MPa이며(30~65℃ 응축온도 상당) 제어 정도는 ±9.8 kPa이다.

Table 2에는 이 연구에서 사용된 알루미늄 열교환기들의 기하학적 인자를 정리하여 나타내었다.

2.2 실험 결과 해석

이 연구에서는 무착상 조건의 실험으로부터 얻어진 열전달량으로부터 열전달계수를 구하기 위해 Domanski⁽⁷⁾의 관순법(tube-by-tube)과 유사

한 단면 분할법(section-by-section method)을 이용하였다.

관순법에서는 하나의 관과 그 관에 할당되어 있는 환으로 구성된 열교환기를 해석의 단위로 정의한 반면, 단면 분할법에서는 이 관을 여러 개의 소형 열교환기로 다시 분할하여 해석의 단위로 정의한다. 입력값은 실험조건과 실험 결과로 얻어진 열전달량 그리고 실험 열교환기의 기하학적 형상이고, 출력값은 공기측의 열전달계수이다. 단위열교환기의 열적 성능 해석에는 ε-NTU법을 적용하였고, 관내측 혼합, 공기측 비혼합 조건에서의 ε-NTU 관계식은 다음과 같다

$$\epsilon = \frac{1}{C} [1 - e^{-\alpha(1 - e^{-NTU})}] \quad (3)$$

여기서

$$C = \frac{(\dot{m}C_p)_b}{(\dot{m}C_p)_a} \quad (4)$$

이고,

$$NTU = \frac{UA}{(\dot{m}C_p)_a} \quad (5)$$

Table 2 Geometric sizes of testing heat exchangers

Heat Exchanger No.	1	2	3
Type	Discrete flat plate	Continuous flat plate	Spine
Tube array	In-lined	Staggered	In-lined
No. of tube rows	7	10	5
No. of tube steps	2	2	2
Tube outer diameter	8.5 mm	7.9 mm	9.4 mm
Fin thickness	0.2 mm	0.2 mm	0.15 mm
Size of heat exchanger (mm)	Width	258	320
	Depth	60	50
	Height	210	190
Air-side heat transfer area(m ²)	Tube	0.398	0.615
	Fin	0.779	0.535
	Total	1.177	1.150

$$UA = \left[\frac{1}{h_w A_w} + R_t + \frac{1}{\eta_s h_a A_T} \right]^{-1} \quad (6)$$

여기서 h_w 는 브라인으로 사용한 물측의 열전달계수이며 Dittus-Boelter의 상관 관계식을 이용하여 계산하였다. A_w 는 물측 전열 면적이고, R_t , η_s , h_a 과 A_T 는 각각 관 벽면의 열저항, 공기측 원의 표면 효율, 공기측 열전달계수, 그리고 공기측 전열 면적이다. 원의 표면효율 η_s 는 다음과 같다.

$$\eta_s = \frac{(A_t - A_{fin}) + \eta_{fin} A_{fin}}{A_T} \quad (7)$$

식(7)의 원 효율, η_{fin} 는 평판 원의 경우에는 Schmidt⁽⁸⁾의 방법을 이용하여 다음과 같이 계산하였다.

$$\eta_{fin} = \frac{\tanh(m_{fin} r \phi)}{m_{fin} r \phi} \quad (8)$$

$$m_{fin} = \sqrt{\frac{2h_a}{k_{fin} t_{fin}}} \quad (9)$$

$$\phi = \left(\frac{R_{eq}}{r} - 1 \right) \left[1 + 0.35 \ln \left(\frac{R_{eq}}{r} \right) \right] \quad (10)$$

엇갈린 관 배열에서는

$$\frac{R_{eq}}{r} = 1.27 \frac{X_M}{r} \sqrt{\frac{X_L}{X_M}} - 0.3 \quad (11)$$

이고, 정열 관 배열에서는

$$\frac{R_{eq}}{r} = 1.28 \frac{X_M}{r} \sqrt{\frac{X_L}{X_M}} - 0.2 \quad (12)$$

이다. 여기서 R_{eq} , X_L , X_M 은 Schmidt⁽⁸⁾에 의하여 정의된 기하학적 인자이다.

침상 원에서 효율은 다음과 같이 계산한다.

$$\eta_{fin} = \frac{\tanh(m_p L)}{m_p L} \quad (13)$$

$$m_{fin} = \sqrt{\frac{h_a P}{k_{fin} A_c}} \quad (14)$$

여기서 L 은 침상 원의 길이이다. 식 (14)에서 P 와 A_c 은 각각 침상 원의 접수길이(perimeter)와 단면적을 나타낸다.

실험에서 얻어진 데이터로부터 공기측의 열전달계수를 구하는 과정을 정리하면 다음과 같다.

- ① 프로그램에 실험 조건과 실험결과로 얻은 열전달량을 입력한다.
- ② 프로그램에서 공기측의 열전달계수를 상수로 가정한다.
- ③ 입력된 실험조건과 가정한 공기측 열전달계수를 사용하여 열전달량을 계산한다.
- ④ secant 법을 이용하여 새로운 공기측 열전달계수를 계산한다

$$h_a^{n+1} = h_a^n - (Q^n - Q_{exp}) \frac{h_a^n - h_a^{n-1}}{Q^n - Q^{n-1}} \quad (15)$$

⑤ 계산해서 구한 열전달량과 측정된 열전달량이 주어진 오차범위 안에 있도록 과정 ③과④를 반복한다.

착상 조건에 대한 실험 결과는 Fig. 3에서 보

는 바와 같이 냉매공급장치에 대한 P-h 선도로서 해석할 수 있다. 실험에서 열교환기 시료의 열교환 부분은 그림의 5, 6지점이다. 그림의 5지점은 이상 영역이고 실험시 열교환기 입구의 증발압력과 건도를 제어하므로 엔탈피는 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$\bar{h}_5 = (1-x)\bar{h}_f + x\bar{h}_g \quad (16)$$

4지점을 제어하기 위하여 예열기(pre heater)에서 공급하는 열량은 다음과 같이 된다.

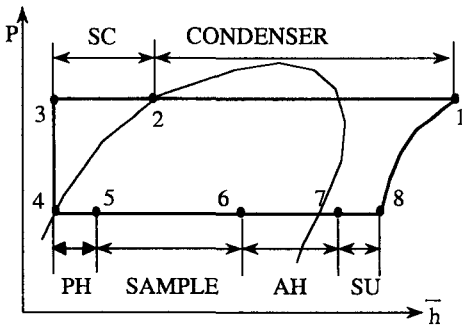
$$PH(W) = (\bar{h}_5 - \bar{h}_4) \times \dot{m} \quad (17)$$

6지점의 열량은 과열된 7지점의 엔탈피에서 실험 장치에서 측정된 AH 열량값을 빼서 계산한다. 계산식은 다음과 같다.

$$\bar{h}_6 = \bar{h}_7 - AH / \dot{m} \quad (18)$$

시험 열교환기의 전열량(Q_e)은 5지점과 6지점과 열량차로 계산한다.

$$Q_e = \dot{m}(\bar{h}_6 - \bar{h}_5) \quad (19)$$



- | | |
|------------------|-------------------|
| 12 : CONDENSER | 56 : SAMPLE HEX. |
| 23 : SUB-COOLING | 67 : AFTER HEATER |
| 34 : TEV | 78 : SUCTION UNIT |
| 45 : PRE HEATER | 81 : COMPRESSOR |

Fig. 3 P-h Diagram on Refrigerant supply unit for heat exchanger test.

3. 결과 및 고찰

3.1 무착상 열전달 성능

Fig. 4는 Re 수에 대한 열교환기의 공기측 압력 강하량을 비교한 것이다. 동일 Re 수에서 균일한 원 간격으로 많은 원을 배치한 연속 평판 환관형이 단속형에 비해 2.5배의 높은 압력 강하량을 나타내었다. 침상 환관형 열교환기는 열교환기 유동방향에 고르게 원이 분포하므로 가장 적은 압력강하량을 나타내었다.

Fig. 5는 각 열교환기별 Re 수에 따른 공기측 Nu 수의 값을 보여주고 있다. 이 때, Re 수와 Nu 수는 다음과 같이 정의하였다.

$$N = \frac{h_a D_o}{k_a} \quad (20)$$

$$Re = \frac{\rho V_{a,max} D_o}{\mu_a} \quad (21)$$

$$N = \frac{h_a D_o}{k_a} \quad (20)$$

$$Re = \frac{\rho V_{a,max} D_o}{\mu_a} \quad (21)$$

여기서 공기의 최대 속도는 다음과 같이 계산하였다.

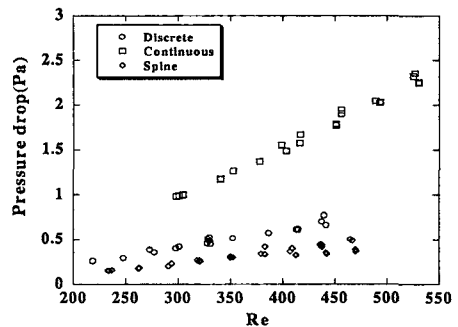


Fig. 4 Air-side pressure drop of heat exchangers with Reynolds number.

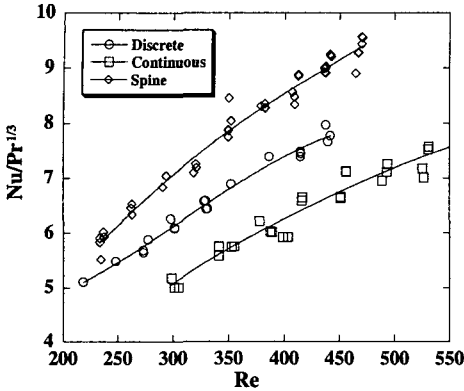


Fig. 5 Air-side heat transfer rate of heat exchangers with Reynolds number.

$$V_{a, \max} = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a A_{\min}} \quad (22)$$

Fig. 5의 결과에서 동일 Re 수에서 열교환기의 환 형태가 가장 복잡하고 유동의 교란을 발생시키는 침상 환관형 열교환기의 Nu 수가 가장 크다. 한편 작업성을 고려하여 일체형으로 제작하여 환에서의 선단 효과가 상대적으로 작은 연속 평판 환관형의 Nu수가 가장 작았다. 따라서 건표면 상태의 성능은 열전달 성능이 우수하고 압력강하량이 적은 침상 환관형 열교환기가 가장 우수하였다. 열교환기의 무착상 상태의 공기측 열전달계수와 Re 수와의 관계는 다음과 같다.

$$N_1 = \frac{h_{a,1} D_o}{k_a} = 0.148 \text{Re}_{D_o}^{0.67} \text{Pr}^{1/3} \quad (23)$$

$$N_2 = \frac{h_{a,2} D_o}{k_a} = 0.162 \text{Re}_{D_o}^{0.61} \text{Pr}^{1/3} \quad (24)$$

$$N_3 = \frac{h_{a,3} D_o}{k_a} = 0.170 \text{Re}_{D_o}^{0.63} \text{Pr}^{1/3} \quad (25)$$

Fig. 6은 본 연구에서 유도한 열전달 성능의 상관 관계를 나타내는 식(23), (24), (25)를 실험 결과와 비교한 것이다. 이 관계식들은 $\pm 5\%$ 의 오

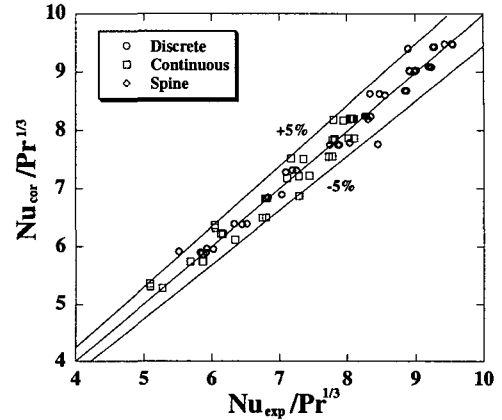


Fig. 6 Comparison of Nu between correlation and experimental data.

차범위에서 95%의 열전달계수를 예측하고 있다.

3.2 착상시 열전달 성능

Fig. 7은 착상을 수반하는 열교환기 운전 조건에서의 열전달 변화량을 도시한 것이다. 착상 초기에는 세가지 형태 모두에 대하여 열전달량이 상승하는 경향을 보이지만, 시간이 경과함에 따라 침상 환관형 열교환기의 경우는 다른 2가지 시료들과는 열전달 감소량이 다른 것을 볼 수 있다. 이는 서리층의 열저항, 공기측의 열전달 계수, 압력강하량에 따른 공기유량의 감소 등 여러 가지 인자가 복합적으로 작용하기 때문이다. 착상현상은 서리층에 의한 단열효과와 공기유량의 감소로 인한 열전달 감소의 원인이 되지만, 환사이의 공기 유동면적이 감소되어 공기유속을 증가시켜 열전달 계수와 열전달이 커지게 하는 효과도 있다. 따라서 초기 약간 상승하는 경향을 보인 것이라 판단된다. 착상이 계속 일어나면서 공기측 열전달계수의 증가 보다는 서리에 의한 단열효과나 공기유량의 감소가 더욱 크게 작용하여 결국에는 급격한 열전달 성능 저하를 보인다. 특히, 침상 환관형의 경우는 원주방향으로 침상 환이 나있는 구조이므로 다른 두가지 시료에 비하여 유로폐색이 더 큰 구조이다. 따라서, 침상 환관형 열교환기의 열전달 성능 감소 폭이 가장 크다.

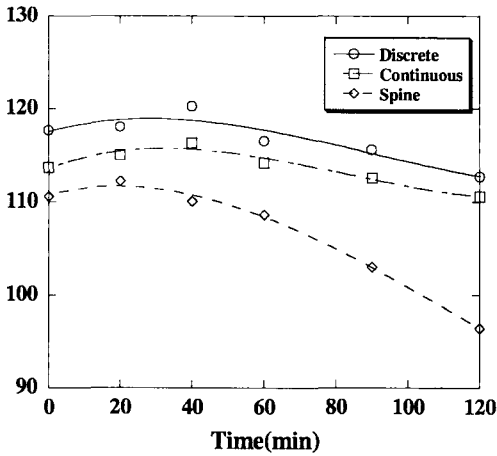


Fig. 7 Heat transfer variation of testing heat exchanger during frosting.

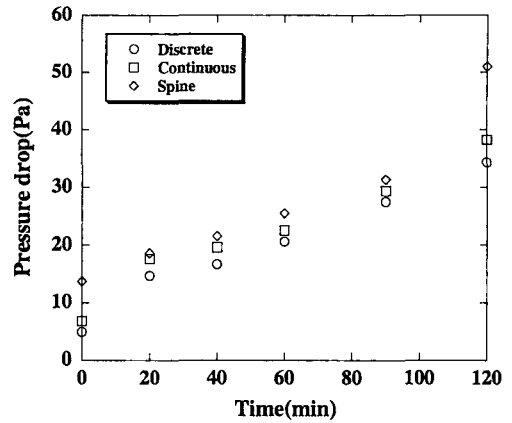


Fig. 8 Pressure drop variation of testing heat exchanger during frosting.

Fig. 8은 공기측 압력강하량을 착상시간에 따라 도시한 것이다. 공기측 압력강하량은 초기에는 세가지 형태의 열교환기에 있어서 큰 차이를 나타내지 않았지만, 점차로 침상 환관형 열교환기의 압력강하량이 급증하며, 유로가 완전히 폐색됨을 알 수 있다. 이는 무착상 상태의 결과와는 상반되는 것이며, 착상효과를 무시한 냉동/냉장고용 증발기의 성능 비교는 무의미함을 알 수 있다.

4. 결론

본 연구에서는 가정용 냉장고와 냉동고에서 증발기로 사용되는 세가지 형태의 열교환기에 대해 열전달 성능을 무착상 조건과 착상조건으로 나누어 각각의 조건에 대한 실험을 수행하였고 이를 비교, 분석하여 다음과 같은 결론을 도출하였다.

(1) 무착상 조건 하에서 침상 환관형 열교환기의 열전달 성능이 가장 우수하다.

(2) 본 논문에서 제시한 세가지 형태의 환-관 열교환기의 열전달 상관관계를 기술한 식은 ±5%의 오차 범위 안에서 95%의 실험값을 예측할 수 있다.

(3) 착상조건에서는 단속 평판 환관형 열교환기의 열전달 성능이 가장 우수하였으며, 냉동/냉장고용 열교환기의 성능비교에 있어서 착상조건을 무시할 수 없다.

후 기

이 연구는 한국과학재단 지정 한양대학교 최적설계신기술연구센터(iDOT)의 지원에 의해 수행되었습니다.

참고문헌

- Kim, N-H., Youn, J-H., and R. L. Webb, 1997, Heat transfer and friction correlations for wavy plate fin-and-tube heat exchangers, J. Heat Transfer, Vol. 119, pp. 560-567.
- Wang, C. C., Lee, W. S., Sheu, W. J., and Chang, Y. J., 2001, Parametric study of air-side performance of slit fin-and-tube heat exchangers in wet conditions, J. Mechanical Engineering Science(Part C), Vol. 214, No. 9, pp. 1111-1121.
- Wang, C. C., Lee, C. J., Chang, C. T., and Lin, S. P., 1999, Heat transfer and friction correlation for compact louvered fin-and-tube heat exchangers, J. Heat Mass Transfer, Vol. 42, pp. 1945-1956.
- Jhee, S., Lee, K. S. and Kim, W. S., 2002, Effect of surface treatments on the frosting/defrosting behavior of a fin-tube heat exchanger, Int. J. Refrigeration, Vol. 25, No. 8,

- pp. 1047-1053.
5. Yun., J. Y. and Lee, K. S., 1999, Investigation of heat transfer characteristics on various kinds of fin-and-tube heat exchangers with-interrupted surfaces, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, No. 13, pp. 2375-2385.
 6. Cheong, A. S., 1989, Prediction of heat transfer performance of a heat exchanger based on test of a small sample, SAE Paper No. 890227.
 7. Domanski, P. A., 1991, Simulation of an evaporator with nonuniform one-dimensional air distribution, *ASHRAE Transactions : Symposia*, pp. 793-802.
 8. Schmidt, T. E., 1949, Heat transfer calculations for extended surfaces, *Refrigerating Engineering*, Vol. 57, pp. 351-357.
 9. Rich. D. G., 1973, The effect of fin spacing on the heat transfer and friction performance of multi-row, smooth plate fin-and-tube heat exchangers, *ASHRAE Transactions*, Vol. 79. No. 2, pp. 137-145.