

# 냉장고용 증발기의 핀 형상 변화에 따른 착상 열전달 성능특성

이무연\* · 이상현\* · 정해원\* · 김용찬\*† · 박재정\*\*

\* 고려대학교 기계공학부, \*\* 한국 번디㈜ 연구소

## Frosting Heat Transfer Characteristics of Evaporators Used for Household Refrigerators According to Fin Configuration

Mooyeon Lee\*, Sangheon Lee\*, Haewon Jung\*, Yongchan Kim\*† and Jaejung Park\*\*

\* Dept. of Mechanical Engineering, Korea Univ.

\*\* Research and Development Team, Korea Bundy Corporation

(Received May 19, 2010 ; Revised October 1, 2010 ; Accepted October 4, 2010)

**Key Words** : Frosting(착상), Heat Transfer(열전달), Evaporator(증발기), Refrigerator(냉장고)

**초록:** 본 논문은 냉장고용 증발기의 핀 형상을 변화시켜가면서 열전달 성능을 실험적으로 규명하는 것을 목적으로 하고 있다. 냉장고용 핀-튜브 증발기에 나선형 원형핀, 개별 평판핀 및 연속 평판핀을 적용하여 무착상 및 착상 열전달 성능과 제상성능을 측정하고 특성변화를 고찰하였다. 무착상조건에서 나선형 원형핀 증발기의 총괄열전달계수가 개별 평판핀 증발기에 비하여 22.3% 우수하고, 연속 평판핀 증발기에 비하여 40.2% 우수함을 알 수 있었다. 착상조건에서 나선형 원형핀 증발기의 총괄열전달계수가 개별 평판핀 증발기에 비하여 27.0% 우수하고, 연속 평판핀 증발기에 비하여 46.3% 우수함을 알 수 있었다. 또한, 나선형 원형핀 증발기의 제수량은 개별 평판핀 증발기에 비하여 3.2% 적고, 연속 평판핀 증발기에 비하여 9.4% 적었다.

**Abstract:** The objective of this study is to investigate the heat transfer characteristics of evaporators that have various fin configurations and are used in household refrigerators. The frosting and defrosting characteristics of a spirally coiled circular fin-tube evaporator, a discrete-plate fin-tube evaporator, and a continuous-plate fin-tube evaporator were measured and compared. Under non-frosting conditions, the heat transfer coefficient of the spirally coiled circular fin-tube evaporator was 22.3% and 40.2% higher than the coefficients of the discrete- and continuous-plate fin-tube evaporators, respectively. Under frosting conditions, the heat transfer coefficient of the spirally coiled circular fin-tube evaporator was 27.0% and 46.3% higher than the coefficients of the discrete- and continuous-plate fin-tube evaporators, respectively. In addition, the defrosting water amount of the spirally coiled circular fin-tube evaporator was 3.2% and 9.4% lower than the amounts in the case of the discrete- and continuous-plate fin-tube evaporators, respectively.

- 기호설명 -

$A$  : 전열면적 ( $m^2$ )  
 $C$  : 비열 ( $J/kg K$ )  
 $D$  : 튜브 직경 ( $mm$ )  
 $F_p$  : 핀피치 ( $mm$ )  
 $i$  : 엔탈피 ( $kJ/kg$ )  
 $\dot{m}$  : 질량유량 ( $kg/s$ )  
 $\dot{Q}$  : 열전달량 ( $W$ )  
 $Re$  : Reynolds number

$T$  : 온도 ( $^{\circ}C$ )  
 $U$  : 총괄열전달계수 ( $W/m^2^{\circ}C$ )  
 $V$  : 공기유속 ( $m/s$ )

그리스문자

$\rho$  : 밀도 ( $kg/m^3$ )  
 $\Delta T$  : 온도차 ( $^{\circ}C$ )  
 $\mu$  : 점성 ( $kg/ms$ )

하첨자

$a$  : 공기  
 $fr$  : 착상 (frosting)

† Corresponding Author, yongckim@korea.ac.kr  
© 2010 The Korean Society of Mechanical Engineers

<i>i</i>	: 입구
<i>l</i>	: 손실 (loss)
<i>LMTD</i>	: 대수평균 온도차
<i>non-fr</i>	: 무착상 (non-frosting)
<i>o</i>	: 출구, 튜브 외부
<i>p</i>	: 압력
<i>r or ref</i>	: 냉매 (refrigerant)
<i>rev</i>	: 수정

## 1. 서 론

근래에 들어 친환경, 고효율 제품에 대한 국제적인 관심이 증가함에 따라 냉장고를 포함한 냉동시스템 산업에서도 에너지효율이 중요한 관심 과제로 대두되고 있다. 냉장고의 효율을 높이는 방법으로는 냉동사이클 구성요소의 효율을 개선하는 방법, 냉동사이클의 최적화를 통한 에너지효율을 개선하는 방법 그리고 단열성능을 향상시키는 방법 등이 있다.<sup>(1)</sup> 그 중에서 열교환기는 시스템의 에너지효율 관점에서 중요한 구성요소이며, 사용 환경에 따라 다양한 형태로 개발되었다. 특히, 냉동시스템의 증발기는 제상수 처리 문제로 인하여 평판핀-튜브 열교환기를 널리 사용하고 있으며, 2차 유체로는 대부분 공기를 사용하고 있다. 공기 열원은 냉매와 비교하여 현저히 낮은 열전달계수를 나타내므로 증발기 전체 열저항의 70~80% 정도를 차지하고 있어 공기측 열전달 성능의 향상에 관한 연구가 활발히 진행되고 있다.<sup>(2)</sup> 특히, 공기와 직접 접하는 핀의 형상을 개선하여 공기측 열전달 성능을 높이기 위한 연구가 최근까지 많이 이루어지고 있다. Saiz Jabardo 등<sup>(3)</sup>은 루버 및 웨이비핀-튜브 열교환기의 열전달 성능을 핀피치 및 튜브의 열수에 대하여 실험적으로 규명하였고, 그들은 루버핀의 열전달 면적은 웨이비핀에 비하여 30% 까지 저감할 수 있다고 하였다. Tao 등<sup>(4)</sup>은 웨이비핀의 핀효율과 열전달계수에 대하여 해석적으로 연구하였고, 웨이비핀의 핀효율이 평판핀에 비하여 우수함을 입증하였다. Yun 등<sup>(5)</sup>은 습표면 조건에서 슬릿핀 형상을 가지는 핀-튜브 열교환기의 열전달 특성을 실험적으로 연구하였다.

열교환기 핀의 형상을 평판(plate)에서 웨이비(wavy), 슬릿 slit) 그리고 루버(louver)의 형태로 발전시키면서 공기측 열전달 성능은 세 배 이상 향상되었고, 냉매 관경의 세경화와 핀두께 및 핀피치 감소를 통하여 과거와 비교하여 두 배 정도의 고밀도화를 실현할 수 있게 되었다.<sup>(6)</sup> 그러나 이러

한 복잡한 핀의 형상들을 냉장고 및 냉동고의 증발기로 사용할 경우 열교환기 표면에서 착상으로 인한 풍량 감소와 열전달량 저하가 발생하여 슬릿, 웨이비 그리고 루버 형상의 핀 적용으로 인한 공기측 열전달 성능 향상효과는 거의 얻을 수 없다. 오히려 서리성장으로 인한 압력강하 및 제상수 처리측면에서 불리한 단점이 있다. 즉 획기적인 저착상 실현 기술 및 효율적인 제상수 처리방법이 개발되지 않는 한 이러한 고효율 핀 형상들을 냉장고용 증발기로 사용하는 것은 상당한 어려움이 있다.

따라서 본 연구에서는 평판핀-튜브 증발기의 장점인 제상수 처리의 용이함을 그대로 유지하고 공기측 열전달 성능을 향상시키기 위하여 평판핀 대신 기울어진 원형핀을 적용하여 무착상 및 착상조건에서 열전달 성능 그리고 제상 성능 시험을 수행하였다. Kang 등<sup>(2)</sup>은 나선형 원형핀-튜브 열교환기의 핀피치 및 튜브 열수의 변화에 따른 열전달 성능 및 평판핀과의 핀효율을 비교하였다. 본 논문에서는 실제 냉장고에 적용될 수 있는 개별 및 연속 평판핀-튜브 증발기, 나선형 원형핀-튜브 증발기의 열전달 성능 및 제상 성능을 고찰하였다. 특히, 실제 냉장고용 증발기에 적용되고 있는 2 단 15 열의 핀-튜브 증발기에 핀의 형상을 사각형 평판핀에서 기울어진 원형핀으로 변화시킬 때 얻을 수 있는 열전달 성능 변화와 제상수량을 비교함으로써 실제 냉장고에 나선형 원형핀의 적용 가능성을 고찰하고자 한다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치 및 조건

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 실험장치의 개략도이다. 본 실험장치는 크게 냉매순환부와 공기순환부로 나눌 수 있다. 냉매순환부는 냉매의 온도를 일정하게 유지시켜주는 항온조와 냉매순환펌프, 질량유량계 그리고 시험부 입출구에 장착된 온도센서로 구성하였다. 냉매는 착상 및 무착상 조건을 모두 시험하기 위하여 에틸렌글리콜 수용액(50:50%)을 사용하였고, 실험시간 동안 항온조의 온도는 착상조건에서는 -30 ℃를 유지하고, 무착상조건에서는 30 ℃를 유지하였다. 에틸렌글리콜 수용액의 유량은 오차범위  $\pm 0.2\%$ 을 가진 질량유량계로 측정하였고, 냉매순환펌프의 입력전압을 조절하여 질량유량을 조절하였다. 공기순환부의 경우 공기순환팬, 노즐, 시험부와 입/출구의 온도센서, 습도센서로 구성하였다. 본 실험장치는 온도 및

습도가 일정하게 유지되는 항온항습실 내부에 설치하였고, 시험부는 가정용 및 상업용 냉동/냉장고에 사용되는 열교환기를 두께 10 mm의 아크릴 판으로 깊이 115 mm, 폭 320 mm 그리고 높이 950 mm 사이즈로 제작하였다.

풍량은 개방형 풍동에서 오차 범위  $\pm 3.0\%$ 를 나타내는 노즐을 이용하여 측정하였고, 인버터 드라이버를 이용하여 팬의 주파수를 조절함으로써 제어하였다. 시험부의 입/출구 온도는 편류의 영향을 줄이기 위해 입구와 출구에 설치된 각 3개의 열전대의 평균값을 이용하여 계산하였고, 사용한 열전대의 오차는  $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 이다. 시험부의 압력강하는 오차범위  $\pm 0.2\%$ 의 차압계를 이용하여 측정하였다. 착상시 서리두께는 디지털 카메라를 이용하여 측정하였고, 0.01 mm 단위까지 측정 가능한 측정도구를 이용하여 측정하였다.

Fig. 2는 본 연구에서 사용한 나선형 원형핀 (spirally-coiled circular fin), 개별 평판핀 (discrete plate fin) 및 연속 평판핀 (continuous plate fin)을 적용한 핀-튜브 증발기의 형상 및 배열을 나타내고 있다. 각 증발기는 정렬핀 (inline fin) 및 정렬튜브 (inline tube) 배열을 가지고 있고, 나선형 원형핀과 개별 평판핀은 1개의 튜브 열에 핀들이 개별적으로 결합되어 있으며, 연속 평판핀은 1열을 제외한 2개의 튜브 열에 일체형핀 (continuous fin)이 연속적으로 연결되어 있다. Table 1과 2는 본 연구에서 사용한 증발기의 제원을 나타내고 있다.

Table 3은 본 연구에서 사용한 측정장치 및 계산

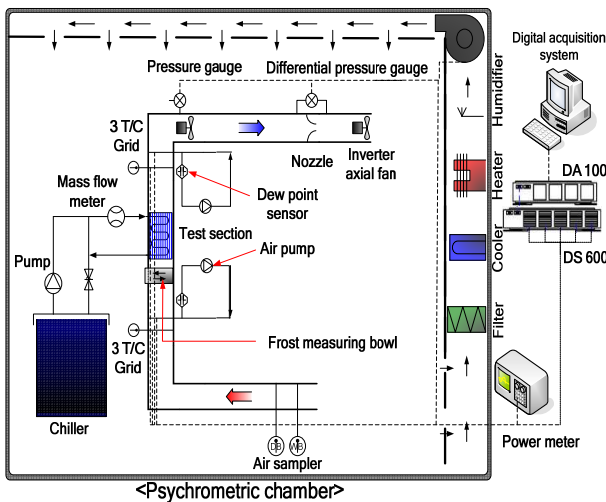
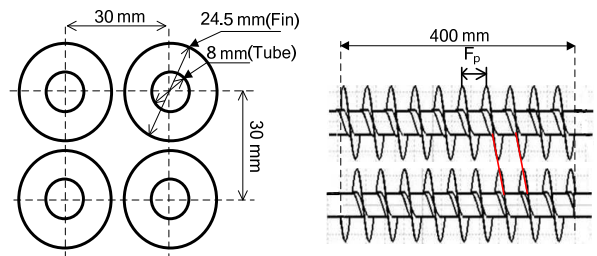


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental setup

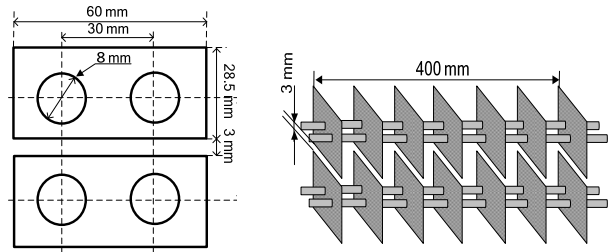
변수들의 불확실도를 나타내며 Moffat<sup>(7)</sup>이 제시한 방법을 이용하였다. Table 4는 본 연구에서 사용한 실험조건으로 냉장고의 냉장/냉동실 조건을 최대한 반영하였다. 착상조건은 냉장고에서 증발기가 운전되는 조건을 기준으로 설정하였고, 무착상 조건에서 냉장실 조건을 반영하여 냉매온도 ( $30^\circ\text{C}$ ) 및 상대습도 ( $70\% \sim 90\%$ )를 설정하였다. 풍량조건은 냉장고의 냉장/냉동실의 실제 풍량을 반영하여 설정하였다.

2.2 실험결과 계산

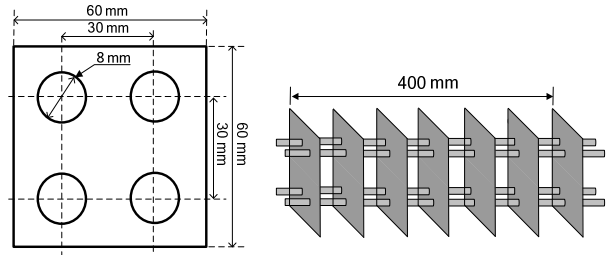
시험용 열교환기의 공기측 열전달량은 열교환기 입구와 출구의 엔탈피 차이 및 질량유량을 이용하여 식 (1)과 같이 계산하였다. 본 연구에서 사용한 시험부에서 주위로의 열전달 손실은 보정실험을



(a) Circular fin-tube evaporator



(b) Discrete plate fin-tube evaporator



(c) Continuous plate fin-tube evaporator

Fig. 2 Schematic diagram and fin-tube alignment of the tested fin-tube heat exchangers

**Table 1** Comparisons of the fin-tube evaporators

Parameters		Specifications		
		Spirally-coiled circular fin	Discrete plate fin	Continuous plate fin
Fin pitch (mm)	1st row	10.0	10.0	10.0
	2~3rd rows	7.0	7.0	5.0
	4~8th rows	7.0	7.0	7.0 (4~7 rows)
	9~12th rows	10.0	10.0	7.0 (8~11 rows)
	13~14th rows	15.0	15.0	15.0 (12~13 rows)
	15th row	25.0	25.0	30.0 (14~15 rows)
Surface heat transfer area (m <sup>2</sup> , non-frosting)		0.878	1.291	1.401
Frontal heat transfer area (m <sup>2</sup> )		0.0270	0.0270	0.0270

**Table 2** Specifications of the fin-tube evaporators

Parameters	Specifications
Evaporator types	Spirally-coiled circular fin
	Discrete plate fin
	Continuous plate fin
Tube/fin alignments	Inline/inline (All)
Columns/rows	2/15
Circular fin diameter (mm)	24.5
Fin thickness (mm)	0.2
Tube pitch (mm)	30
Tube outer diameter (mm)	7.0
Tube thickness (mm)	0.5

**Table 3** Uncertainties of the experimental parameters

Items	Accuracy
Thermocouples (T-type)	±0.1 °C
Differential pressure gauge	±1.0%
Mass flow meter	±0.2%
Air flow rate	±3.0%
Reynolds number	±2.0%
Overall heat transfer coefficient (Non-frosting/Frosting)	±4.4%/ ±6.6%

**Table 4** Test conditions

Parameters	Conditions	
	Non-frosting	Frosting
Inlet air temperature (°C, db)	3	3.3
Inlet air relative humidity (%)	70/80/90	80
Inlet temperature of the refrigerant (°C)	30 (db)	-30
Air flow rate (m <sup>3</sup> /min)	0.7/1.1/1.3/1.8	1.32
Refrigerant flow rate (kg/h) (Ethylene glycol-water mixture: 50:50%)	150	100

통하여 얻은 식 (2)를 사용하여 계산하였다.<sup>(8)</sup> 최종적으로 공기측 열전달량은 식 (3)을 이용하여 계산하였으며, 냉매측 열전달량은 식 (4)를 이용하여 계산하였다. 냉매측과 공기측의 열전달량은 ± 5% 오차범위 내에서 서로 일치하였다.

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a (i_{a,i} - i_{a,o}) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_l = -2.24 + 2.39T + 0.15T^2 \quad (2)$$

$$\dot{Q}_{a,rev} = \dot{m}_a (i_{a,i} - i_{a,o}) + \dot{Q}_l \quad (3)$$

$$\dot{Q}_r = \dot{m}_r C_{p,r} (T_{r,o} - T_{r,i}) \quad (4)$$

무착상조건에서 총괄열전달계수(U)는 식 (5)와

같이 계산하였다.

$$U_{non-fr} = \frac{\dot{Q}_{a,rev}}{A_{non-fr} \Delta T_{LMTD}} \quad (5)$$

여기서 열전달량은 공기측을 기준으로 계산하였고, 전열면적 ( $A_{non-fr}$ )은 무착상조건에서 증발기의 핀과 튜브의 전열면적을 모두 합한 것이다.

착상조건에서 총괄열전달계수(U)는 Yan 등<sup>(9)</sup>이 제시한 방법을 이용하여 식 (6)과 같이 계산하였다.

$$U_{fr} = \frac{\dot{Q}_r}{A_{non-fr} \Delta T_{LMTD}} \quad (6)$$

여기서 열전달량은 냉매측을 기준으로 계산하였으며, 전열면적 ( $A_{non-fr}$ )은 착상이 존재하지 않을 때의 열교환기 전면부 (frontal)의 면적을 나타낸다. 착상조건에서는 증발기 표면에서 서리가 성장하여 전열면적이 시간에 따라 변하기 때문에 전면부 면적을 기준으로 열전달계수를 계산하였다. 서리의 성장은 8 번째 열의 중간핀에서 시간에 따라 서리의 두께를 측정하였다. 공기측 레이놀즈수는 식 (7)과 같이 계산하였다.

$$Re = \frac{\rho V D_o}{\mu} \quad (7)$$

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 무착상조건에서 열전달 성능

Fig. 3 은 증발기 핀의 종류에 따른 총괄열전달 계수의 변화를 레이놀즈의 함수로 나타내고 있다. 모든 증발기에서 레이놀즈수가 증가함에 따라 증발기를 통과하는 공기유속이 증가하여 총괄열전달 계수가 증가하는 것을 알 수 있다. 나선형 원형핀-튜브 증발기의 총괄열전달계수는 개별핀-튜브 증발기에 비하여 22.3% 우수하고, 연속 평판핀-튜브 증발기에 비하여 40.2% 우수함을 알 수 있다. 이는 Lee 등<sup>(10)</sup>이 제시한 공기측 열전달계수의 경향과 서로 일치한다. 나선형 원형핀-튜브 열교환기는 핀-튜브 접합부에서 보텍스(vortices)의 형성을 용이하기 때문에 평판핀에 비하여 열전달계수가 향상된다.

Fig. 4 는 개별 평판핀-튜브 증발기에서 상대습도

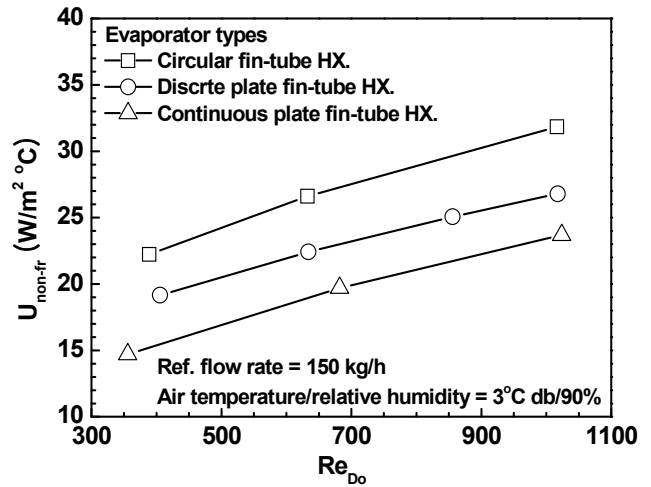


Fig. 3 Effect of Reynolds number on overall heat transfer coefficient

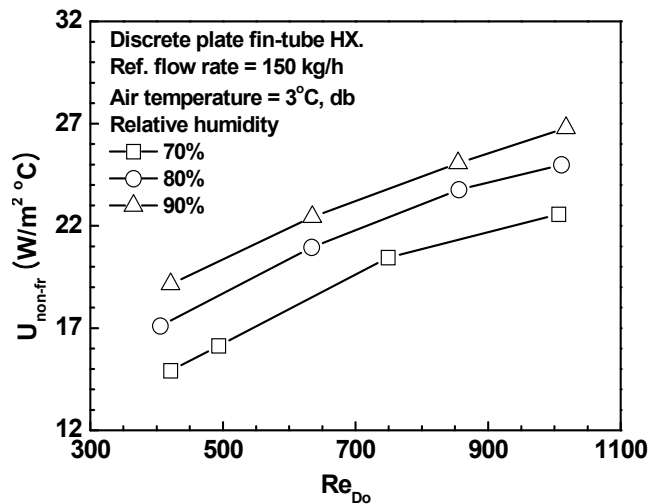
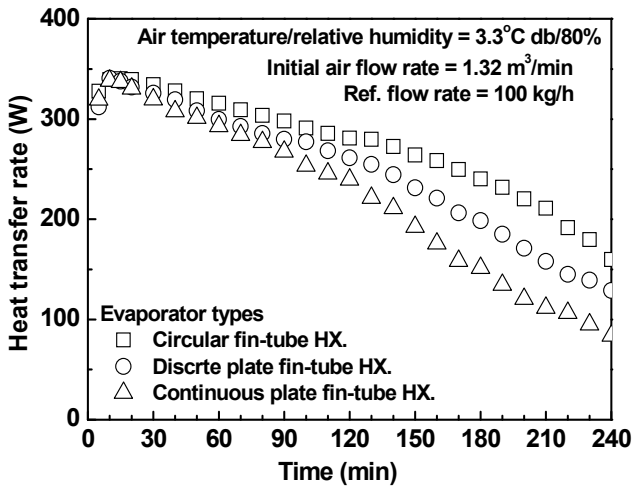


Fig. 4 Effect of Reynolds number on overall heat transfer coefficient according to the relative humidity

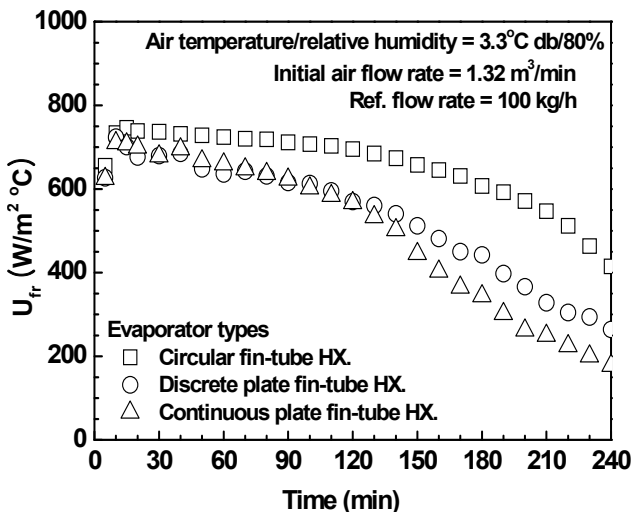
변화에 따른 총괄열전달계수 변화를 나타낸다. 상대습도가 70% 에서 90%로 증가할 때 총괄열전달 계수는 모든 영역에서 평균 22.4% 증가하였다. 이는 상대습도가 증가함에 따라 공기의 잠열 열전달량이 크게 증가하기 때문이다.

#### 3.2 착상조건에서 열전달 성능

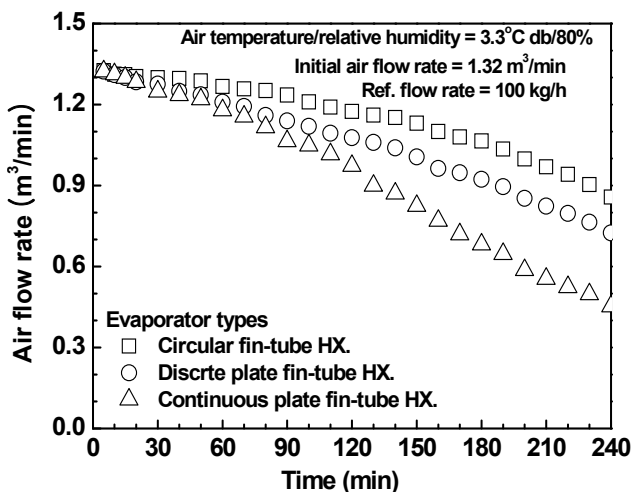
Fig. 5 는 착상조건에서 시간에 따른 증발기의 열전달량, 총괄열전달계수 및 풍량 변화를 나타내고 있다. Fig. 5(a)에 나타난 바와 같이 착상초기에 총 열전달량은 짧은 시간 동안 증가를 보이는데, 이는 착상초기에 생성된 서리핵이 소형 핀으로 작용하여 유동의 난류성분을 증가시키기 때문이다.<sup>(11,12)</sup>



(a) Heat transfer rate



(b) Overall heat transfer coefficient



(c) Air flow rate reduction

Fig. 5 Effect of evaporator types on (a) the heat transfer rate, (b) overall heat transfer coefficient, (c) air flow rate

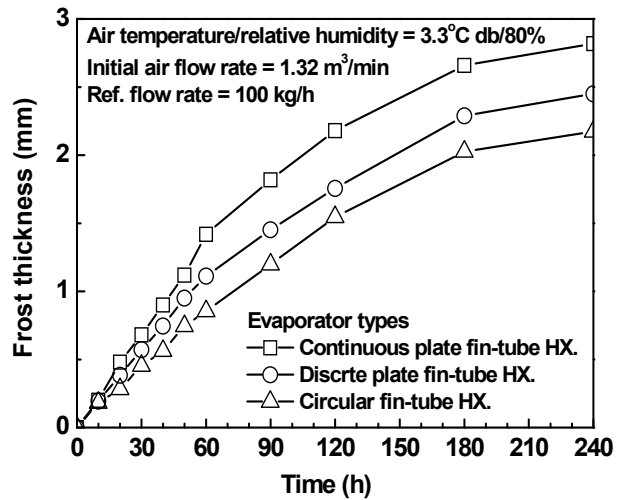


Fig. 6 Effect of evaporator types on the frost thickness

이후 착상이 진행됨에 따라 착상 열전달량은 감소하는데, 이는 시간에 따라 서리가 성장하면서 핀 사이의 열저항을 증가시키고 유로가 막히면서 나타나는 결과이다.<sup>(13)</sup> 나선형 원형핀-튜브 증발기의 열전달량을 4 시간 평균하였을 때, 개별 평판핀-튜브 증발기에 비하여 12.6% 우수하고 연속 평판핀-튜브 증발기에 비하여 33.5% 우수하였다. 이러한 특성은 Fig. 5(b)에 나타난 시간에 따른 총괄열전달 계수의 경향에서도 확인할 수 있다. 나선형 원형핀-튜브 증발기의 총괄열전달계수를 4 시간 평균을 하였을 때, 개별 평판핀-튜브 증발기에 비하여 27.0% 우수하고 연속 평판핀-튜브 증발기에 비하여 46.3% 우수하게 나타났다.

Fig. 5(c)는 시간에 따른 증발기의 풍량이 감소하는 것을 나타내고 있다. 착상이 진행됨에 따라 증발기에서 서리가 성장하여 유로를 막게 되고 증발기를 통과하는 풍량이 감소하게 된다. 나선형 원형핀-튜브 증발기의 풍량 감소를 4 시간 평균을 하였을 때, 개별 평판핀-튜브 증발기에 비하여 9.5% 적고 연속 평판핀-튜브 증발기에 비하여 31.5% 적게 나타났다. 이는 착상과정 동안 열교환기에 축적된 착상량이 적음을 의미하고 증발기를 통과하는 공기측 압력강하가 상대적으로 작음을 나타낸다. 나선형 원형핀-튜브 증발기는 평판핀-튜브 증발기 보다 무착상 및 착상 열전달 성능은 물론 풍량 감소(압력강하)측면에서도 모두 우수하게 나타났다.

Fig. 6 은 시간에 따른 서리두께의 변화를 나타내고 있다. 증발기마다 조금씩 형상 차이가 존재하기 때문에 정확한 상대적인 비교는 어렵지만 나선형 원형핀-튜브 증발기에서의 서리성장량이 개별 및

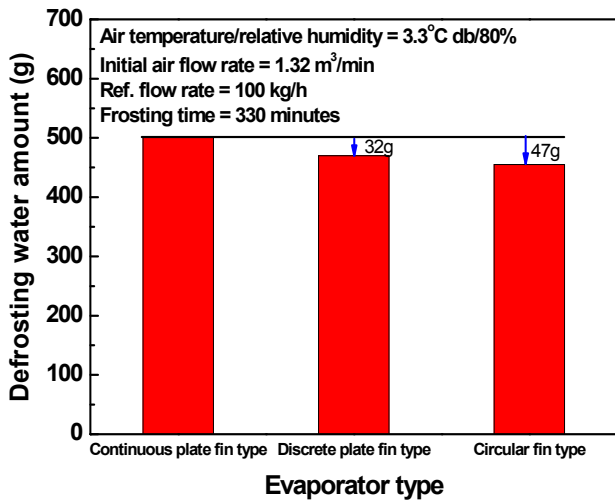


Fig. 7 Comparison of the existing data with the predictions

연속 평판핀-튜브 증발기에 비하여 상대적으로 완만하게 성장하고 있으며, 서리두께도 얇음을 확인할 수 있었다. 나선형 원형핀-튜브 증발기의 서리 두께를 4 시간 평균을 하였을 때, 개별 평판핀-튜브 증발기에 비하여 17.5% 적고 연속 평판핀-튜브 증발기에 비하여 30.3% 적었다. 이는 Fig. 5 (c)에서도 나타낸 바와 같이 나선형 원형핀-튜브 증발기의 풍량 감소율이 가장 적은 것과는 일치한다.

### 3.3 제상 성능특성

일반적으로 가정용 냉장고는 증발기 표면의 서리를 제상히터를 이용하여 제거하는 강제제상방식을 선택하고 있다. 제상히터를 사용할 경우 히터에서 발생하는 고온의 열로 인하여 제상과 동시에 증발이 발생되어 정확한 제상량 측정이 어렵게 된다. 따라서 본 연구에서는 5 시간 30 분 동안 착상 실험 후 제상히터를 사용하지 않고 자연제상을 통하여 제상수를 측정하였다.

Fig. 7 은 증발기 형상에 따른 제상량의 변화를 나타내고 있다. 나선형 원형핀-튜브 증발기의 제상량은 개별 평판핀-튜브 증발기에 비하여 3.2% 적고, 연속 평판핀-튜브 증발기에 비하여 9.4% 적게 나타나고 있다. 이는 나선형 원형핀-튜브 증발기가 착상과정 동안 다른 증발기에 비하여 핀과 튜브 표면에 착상이 더 적게 형성되었음을 의미하며, Fig. 6 의 서리두께 결과와도 일치한다. 즉 나선형 원형핀-튜브 증발기가 다른 증발기에 비하여 제상시간이 단축될 수 있음을 의미한다. 결과적으로 나선형 원형핀-튜브 증발기는 평판핀-튜브 증발기에 비하여 무착상, 착상 및 제상 측면에서 모두 우수한 성능을 나타냈으므로 향후 냉장고용 증

발기로 적용할 경우 냉장고의 성능향상에 기여할 수 있을 것으로 판단된다.

## 4. 결론

본 연구에서는 나선형 원형핀, 개별 평판핀 및 연속 평판핀을 냉장고용 증발기에 적용하여 착상 및 무착상조건에서 열전달 성능 및 풍량 특성을 평가하고 제상량을 서로 비교하였다. 다음은 본 연구를 통하여 얻은 결론이다.

(1) 무착상조건에서 나선형 원형핀-튜브 증발기의 총괄열전달계수가 개별 평판핀-튜브 증발기에 비하여 22.3% 우수하고, 연속 평판핀-튜브 증발기에 비하여 40.2% 우수하였다.

(2) 착상조건에서 나선형 원형핀-튜브 증발기의 총괄열전달계수가 개별 평판핀-튜브 증발기에 비하여 27.0% 우수하고, 연속 평판핀-튜브 증발기에 비하여 46.3% 우수하였다.

(3) 착상조건에서 나선형 원형핀-튜브 증발기의 풍량감소는 개별 평판핀-튜브 증발기에 비하여 9.5% 적고, 연속 평판핀-튜브 증발기에 비하여 31.5% 적게 나타났다.

(4) 제상량은 나선형 원형핀-튜브 증발기가 개별 평판핀-튜브 증발기에 비하여 3.2% 적고, 연속 평판핀-튜브 증발기에 비하여 9.4% 적게 나타났다.

## 참고문헌

- (1) Lee, M., Kim, S. and Kim, Y., 2007, "Performance Evaluations of a Residential Small Multi-Refrigeration System Considering the Adiabatic Characteristics," *Trans. of the KSME, B*, Vol. 31, No. 10, pp. 868-875.
- (2) Kang, T., Lee, M., Kim, Y. and Yun, S., 2010, "Experimental Study on the Air-side Heat Transfer Characteristics of a Spirally-coiled Circular Fin-tube Heat Exchanger with the Variation of Geometric Parameters," *Trans. of the KSME, B*, In press.
- (3) Saiz Jabardo, J. M., Bastos Zoghbi Filho, J. R. and Salamanca, A., 2006, "Experimental Study of the Air Side Performance of Louver and Wave Fin-and-tube Coils," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 30, pp. 621-631.
- (4) Tao, Y. B., He, Y. L., Huang, J., Wu, Z. G. and Tao, W. Q., 2007, "Numerical Study of Local Heat Transfer Coefficient and Fin Efficiency of Wavy Fin-and-tube Heat Exchangers," *Int. J. of Thermal Sciences*, Vol. 46, pp. 768-778.
- (5) Yun, R., Kim, Y. and Kim, Y., 2009, "Air Side Heat Transfer Characteristics of Plate Finned Tube Heat

- Exchangers with Slit Fin Configuration Under Wet Conditions," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 3014~3020.
- (6) Kim, Y. H., 2004, Study on the Frosting and Defrosting Performance of Fin-Tube Heat Exchangers, Ph. D. Thesis, Korea University.
- (7) Moffat, R.J., 1985, "Uncertainty Analysis in the Planning of an Experiment," *J. Fluids Engineering*, Vol. 107, 173~178.
- (8) Lee, M., 2010, Heat and Mass Transfer Characteristics of a Spirally-coiled Circular Fin-tube Heat Exchanger, Ph. D. Thesis, Korea University.
- (9) Yan, W. M., Li, H. Y., Wu, Y. J., Lin, J. Y. and Chang, W. R., 2003, "Performance of Finned Tube Heat Exchanger Under Frosting Condition," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 46, 871~877.
- (10) Lee, M., Kang, T. and Kim, Y., 2010, "Air-Side Heat Transfer Characteristics of Spiral-Type Circular Fin-tube Heat Exchangers," *Int. J. of Refrigeration*, Vol. 33, pp. 313~320.
- (11) Hayashi, Y., Aoki, A., Adachi, S. and Hori, K., 1977, "Study of Frost Properties Correlating with Frost Formation Types," *Int. J. Heat Transfer*, Vol. 99, pp. 239~245.
- (12) Lee, K. S., Lee T. H. and Kim W. S. 1995, "An Experimental Study on the Effects of Design Factors for the Performance of Fin-tube Heat Exchanger under Frosting Conditions," *Trans. of the KSME A*, Vol. 19, No. 10, pp. 2657~2666.
- (13) Lee, M., Kim, Y., Lee, H. and Kim, Y., 2010, "Air-side Heat Transfer Characteristics of Flat Plate Finned-tube Heat Exchangers with Large Fin Pitches under Frosting Conditions," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 53, pp. 2655~2661.