

## 부동액 도포에 의한 핀-튜브 열교환기 착상방지

오 상 엽, 장 영 수<sup>†</sup>

한국과학기술연구원 열유동제어연구센터

### Frost Prevention of Fin-Tube Heat Exchanger by Spreading Antifreezing Solution

Sang-Youp Oh, Young-Soo Chang<sup>†</sup>

Thermal/Flow Control Research Center, Korea Institute of Science and Technology, Seoul 136-791, Korea

(Received February 20, 2006; revision received April 12, 2006)

**ABSTRACT:** A study on frost prevention of fin-tube heat exchanger is experimentally performed by spreading antifreezing solution on heat exchanger surface. It is desirable that the antifreezing solution spreads completely on the surface forming thin liquid film to prevent frost nucleation and crystal growth and to reduce the thermal resistance across the liquid film. A small amount of antifreezing solution falls in drops on heat exchanger surface using two types of supplying devices, and a porous layer coating technique is adopted to enhance the wettedness of antifreezing solution on the surface. It is observed that the antifreezing solution liquid film prevents fin-tube heat exchanger from frosting, and heat transfer performance does not degrade through the frosting tests. The concentration of supplied antifreezing solution can be determined by heat transfer analysis of the first row of heat exchanger to avoid antifreezing solution freezing due to dilution by moisture absorption.

**Key words:** Antifreezing solution(부동액), Frost prevention(착상방지), Fin-Tube heat exchanger (핀-튜브 열교환기), Micro liquid film(마이크로 액막)

#### 기 호 설 명

$A$  : 면적 [ $m^2$ ]  
 $C_p$  : 정압비열 [ $J/kgK$ ]  
 $g$  : 중력가속도 [ $m/s^2$ ]  
 $h$  : 열전달계수 [ $W/m^2K$ ]  
 $i$  : 엔탈피 [ $J/kg$ ]  
 $i_b^*$  : 부동액막의 공기측 계면온도에서의 포화 공기 엔탈피 [ $J/kg$ ]

$k$  : 열전도율 [ $W/m K$ ]  
 $m$  : 질량유량 [ $kg/s, g/min$ ]  
 $Q$  : 열전달량 [ $W$ ]  
 $\Delta T_b$  : 부동액막의 단면온도차 [ $^{\circ}C$ ]  
 $V$  : 초기설정 공기풍량 [ $m^3/min$ ]  
 $w$  : 절대습도  
 $w_b^*$  : 부동액막의 공기측 계면온도에서의 포화 공기 절대습도  
 $x$  : 부동액농도

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-2-958-6746; fax: +82-2-958-5598

E-mail address: yschang@kist.re.kr

#### 그리스 문자

$\Gamma$  : 단위길이당 질량유량 [ $kg/ms$ ]

- $\delta$  : 액막두께 [ $\mu\text{m}$ ]  
 $\eta_s$  : 표면효율  
 $\mu$  : 점도 [ $\text{kg/ms}$ ]  
 $\rho$  : 밀도 [ $\text{kg/m}^3$ ]

### 하첨자

- $a$  : 공기  
 $b$  : 부동액  
 $in$  : 입구  
 $out$  : 출구  
 $s$  : 현열  
 $w$  : 응축수

## 1. 서 론

생활수준의 향상으로 냉장고, 에어컨 등의 냉동기와 관련된 제품들의 사용이 보편화되어 가는 추세이다. 대부분의 가정에서 냉장고를 사용하고 있으며, 식품의 신선도 유지를 위해 대형 슈퍼마켓, 식당 등에서 냉동기의 사용이 증가하고 있다. 이렇게 저온에서 이루어지는 공기조화와 냉동산업이 직면하고 있는 가장 큰 문제 중 하나는 증발기 표면에서 일어나는 착상현상이다. 증발기의 표면온도가  $0^\circ\text{C}$  이하이면서, 공기의 노점보다 낮은 온도로 유지될 경우 공기 중에 포함되어 있는 수증기는 기체상태에서 고체상태로 상변화를 하면서 증발기 표면에 다공성의 서리로써 부착된다. 이러한 착상현상은 저온에서 운전되는 증발기의 설계와 냉동기의 운전 특성을 결정짓는 데 있어 매우 중요한 인자이다.

공기열원 냉동기와 히트펌프의 증발기로 주로 사용되는 열교환기는 핀-튜브방식으로, 공기측의 열저항을 줄이기 위해 얇은 알루미늄 핀을 수 mm 간격으로 밀집하여 설치한 형태이다. 고성능 핀-튜브 열교환기의 경우 밀집도를 높이기 위해 핀 간격을 1.2mm 정도까지 줄여서 설계한다. 그러나 열교환기 핀 사이의 유로가 착상으로 인해 좁아지게 되면 압력손실이 증가하고, 이로 인한 공기유량의 감소와 서리에 의한 열저항 증가로 증발기의 성능이 크게 감소하게 된다.

착상이 어느 정도 진행되어 시스템의 성능이 저하하면, 증발기에 생성된 서리를 제거하는 제상과정이 반드시 필요하다. 제상방법에는 외기

사용, 전열기 사용, 물을 살수하는 방법, 고압가스를 이용하는 방법, 역 사이클 운전<sup>(1)</sup> 등 여러 가지가 있으며, 착상된 서리를 빠른 시간 내에 제상하는 방법에 대한 연구가 진행되어 왔다. 최근에는 관 또는 핀의 표면처리를 통해 친수성과 발수성 성질을 가지게 하거나, 어큐레이터 내에 히터를 설치하여 압축기로 유입되는 냉매를 가열함으로써 착상을 지연시켜 냉동기의 성능을 향상시키는 연구도 수행된 바 있다.<sup>(2)</sup> 그러나 현재의 제상방법들은 서리제거를 위한 부가적인 장치와 에너지가 필요하고, 제상작업 동안에 증발기의 불연속 운전으로 인한 온도 상승으로 냉동장치의 연속적인 냉동효과를 얻을 수 없다. 따라서 이러한 증발기에서의 착상문제를 근본적으로 해결할 수 있는 방법이 요구된다.

서리층의 성장과정은 주변조건(냉각면온도, 공기유속, 공기온도와 습도 등)에 따라서 많이 달라지는데, 서리층의 성장과정은 크게 결정 생성기, 서리층 성장기, 서리층 성숙기의 3단계로 진행된다.<sup>(3,4)</sup> 결정 성장기는 공기의 수증기 분압과 표면의 포화수증기 분압차가 상변화의 추진력으로 작용하여 서리의 핵이 형성되고 서로 다른 공간적 형태를 갖는 결정들이 성장하여 처음으로 서리의 얇은 막이 저온 열원면을 덮는다. 이후 수증기는 농도구배가 큰 쪽으로 쉽게 모이므로 일정한 간격으로 생성된 서리결정들 위에 집중적으로 수증기가 착상되어, 서리층 표면과 수직인 방향으로 서리기둥을 형성하면서 서리층은 일차원적으로 성장한다. 서리층의 형성과정을 미시적 관점에서 보면 수증기 분자들이 기체에서 고체상태로의 상변화를 지속적으로 하는 과정인데, 여기에는 과포화라는 필수적인 과정이 존재한다.<sup>(5,6)</sup>

본 연구의 기본 개념은 이러한 착상조건인 핀-튜브 증발기의 표면에 빙점 이하에서도 얼지 않는 부동액을 공급하여, 열교환기 표면에서 서리 생성 핵의 형성을 방지하여 공기 중의 수분동결을 근본적으로 막는 것이다. 따라서 부동액은 얼지 않고 유동성을 지니고 있어야 하며, 물과의 용해성이 우수하여 응축되는 수분을 잘 흡수하여 수분이 동결되는 것을 방지할 수 있어야 한다.

반약 부동액이 증발기 일부 표면을 적시지 못하는 경우 부분적으로 착상이 발생할 수 있으므로, 증발기 전체 표면을 완전히 도포하는 것이 중요하다. 그리고 핀 표면에 공급된 부동액은 착

상을 방지함으로써 착상에 의한 증발기의 성능저하를 방지할 수 있으나, 부동액 자체가 열교환기의 또 하나의 열과 유동저항이 되기 때문에 가능한 얇은 액막을 유지해 주는 것이 좋다. 따라서 표면적이 넓고, 밀집한 형태를 가지는 핀-튜브 증발기의 표면에 부동액을 균일하게 도포하기 위해서는 부동액 분배, 공급장치와 부동액의 표면 퍼짐성을 촉진시킬 수 있는 알루미늄 핀의 표면 처리방법이 필요하다.<sup>(7,8)</sup>

본 연구에서는 소량의 부동액을 열교환기 표면에 공급할 수 있는 부동액 공급장치와 젖음성 향상 표면처리 기술을 적용하여 핀-튜브 열교환기에서 부동액 도포에 의한 착상방지효과를 검증하였다. 착상조건 하에서 부동액 공급유량과 풍량에 따른 열전달량, 압력강하 등을 측정하여 착상시의 열교환기 성능과 비교하였다. 관순법에 의한 핀-튜브 열교환기의 성능 시뮬레이션 모델을 구성하여 부동액 공급유량에 따른 부동액 농도분포를 예측하였다.

2. 착상방지 시스템

Fig.1은 부동액 공급장치 및 분배기의 개략도를 나타내고 있으며, (a)의 경우 고정형 분배기를 나타내고 있다. 부동액이 미소한 액적으로 공급될 경우 비산되어 공기를 타고 외부로 유출될 수도 있으며 노즐의 직경이 매우 작을 경우 작동 중 오염에 의해 노즐이 막힐 위험이 있다.

따라서 열교환기 상부 전체에 액적 형태의 부동액 분사가 가능한 노즐을 고정설치하여 부동액을 공급하였다. 그리고 효과적으로 열교환기 핀

에 부동액을 분배하기 위해 철사를 이용하여 부동액이 타고 흐를 수 있도록 부착핀을 제작하여 열교환기 상부 핀에 설치하였으며, 설치된 부착핀에 부동액을 골고루 배분하기 위해 아크릴로 제작한 가이드라인을 설치하였다. 가이드라인은 V자 형태로 중간에 슬릿이 있으며 슬릿 사이에 철사로 제작한 부착핀이 삽입되며 열교환기 핀 상부에 밀착되어진다. (b)의 경우 이동식 부동액 공급장치의 개략도를 보여주고 있다. DC-Motor의 회전운동을 직선운동으로 변화시켜 액적 노즐을 열교환기 핀의 상부에서 왕복 운동시켜 부동액을 핀 위에 고르게 분배하도록 설계하였다.

동일 유량을 열교환기 핀에 공급한 경우 두 가지 방법 모두 부동액 도포가 잘 이루어졌다. 하지만 고정형 분배기의 경우 열교환기 핀 상부에 가이드라인과 부착핀을 설치하여야 하기 때문에 핀 간격이 좁은 경우보다는 넓은 열교환기에 적용하는 것이 좋다. 이동식 분배기의 경우 핀에 설치하는 기구가 없이 노즐이 이동하는 형태인데, 핀 간격이 넓은 경우 공급된 액적 형태의 부동액이 핀에 부착되지 않고 핀 사이의 공간으로 떨어질 가능성이 있기 때문에 핀 간격이 좁은 경우에 더 효과적으로 분배할 수 있다.

착상방지를 위해 부동액을 상부에 뿌려 줄 경우 부동액은 중력에 의해 하부로 흘러내려 저장조에 고이게 된다. 이를 다시 상부로 이동하여 재활용하게 되는데, 부동액이 열교환기 표면을 흐르면서 수분을 흡수하게 되므로 부동액 농도는 계속해서 묽어지게 되므로, 실제 사이클에서는 적절한 수단(가열, 건조 등)으로 부동액을 고농도로 재생하기 위한 별도의 장치가 필요하다.

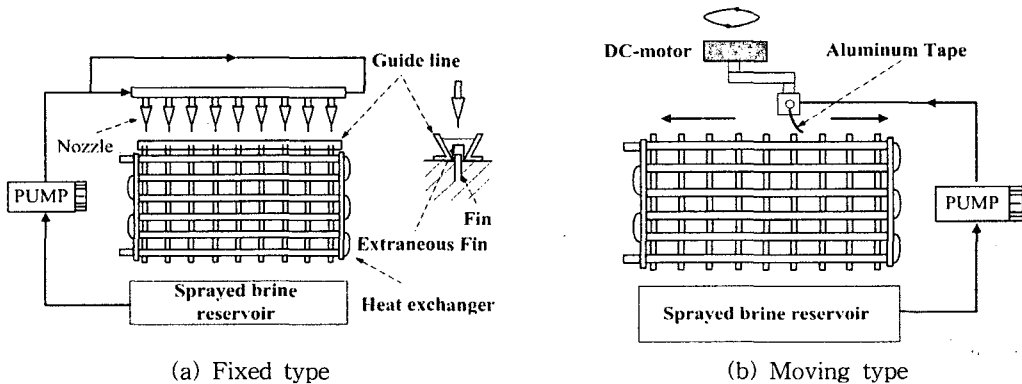


Fig. 1 Schematic diagram of sprayed brine distribution system.

본 실험에 사용된 열교환기의 경우 부동액의 젖음성 향상을 위한 코팅 기술을 적용하였다.<sup>(7,8)</sup> 친수성 표면의 경우 액적이 맺히는 현상은 방지할 수 있으나 수평방향의 퍼짐성은 크지 않다. 그러나 본 연구에서 적용한 젖음성 표면처리기술은 다공물질의 표면에 코팅하는 것으로, 다공물질 사이의 모세관 현상에 의해 액체의 퍼짐성을 획기적으로 개선할 수 있다. 즉, 소량의 부동액이 열교환기 표면에 공급되면 열교환기 전체 면적을 완전히 적셔 부분적인 착상현상을 방지할 수 있도록 해준다.

3. 실험장치 및 방법

부동액 도포에 의한 착상방지효과 검증과 열전달성능의 변화를 관찰하기 위해 Fig.2와 같은 장치를 구성하였다. 실험은 공기의 온도와 습도가 제어되는 열환경 챔버 내에서 이루어졌다. 열교환기의 착상조건 구현을 위해 항온조(chiller)와 펌프를 이용하여 저온의 브라인을 열교환기 관 내부에 공급하였고, 착상방지를 위해 열교환기 표면에 공급되어지는 부동액 또한 항온조와 펌프를 이용하여 일정한 온도로 공급하였다. 분사부동액으로는 프로필렌글리콜과 물을 부피비 50/50 혼합한 것을 사용하였다.

착상조건 구현을 위해 열교환기 관내로 공급되

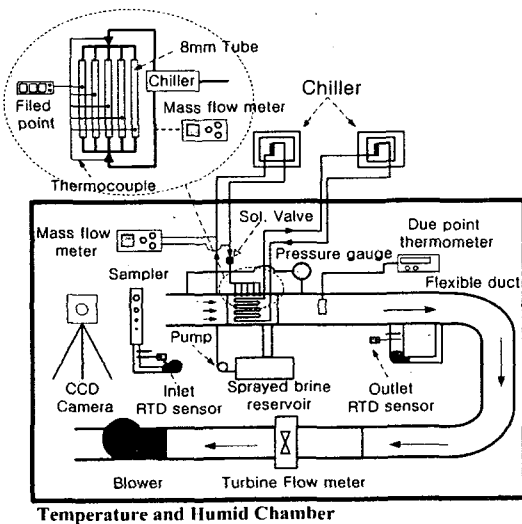


Fig. 2 Schematic diagram of performance test setup.

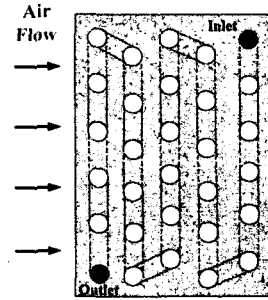


Fig. 3 Schematic diagram of heat exchanger.

는 저온 부동액의 입출구 온도는 정밀 RTD 센서를 설치하여 측정하였으며, 질량유량계를 이용하여 순환유량을 계속하였다.

열교환기 입구와 출구 공기부에 정밀 RTD 센서와 노점온도계를 설치하여, 공기 입출구에서 온도와 습도를 측정하였다. 열교환기 공기풍량은 송풍기의 회전수를 인버터로 조절하여 제어하였으며, Turbine Flow Meter를 이용하여 풍량을 측정하였다.

분사부동액의 공급은 앞 절의 부동액 공급장치를 이용하여 열교환기 상부에서 공급하였으며 부동액의 유량은 솔레노이드 밸브와 NI사의 Field Point를 이용하여 부동액공급량을 제어하였다. 부동액의 유량은 질량유량계를 사용하여 측정하였다. 분사부동액의 입구와 출구부에 부동액을 소량 샘플링할 수 있는 밸브를 설치하여, 실험진행중에 수시로 부동액농도를 측정하여, 농도를 일정하게 유지하였다. 부동액농도 측정은 굴절률계를 이용하여 온도와 굴절률, 농도의 관계식으로부터 측정할 수 있다.<sup>(9)</sup>

Fig.3은 실험에 사용한 열교환기의 구조와 사양을 나타내고 있다. 직-교류형 핀-관 열교환기는 가장 대표적인 공조용 열교환기로서 원형 동

Table 1 Geometric specification

Heat exchanger	A	B
Tube outer diameter (mm)	9.52	9.52
Tube material	Cu	Cu
Column × Row	5 × 6	5 × 6
Fin pitch (mm)	5	3
Height (mm)	150	150
Depth (mm)	110	110
Length (mm)	350	350

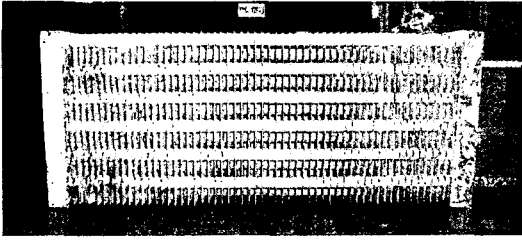


Fig. 4 Photography of heat exchanger.

Table 2 Test conditions

Heat exchanger	A, B
Initial air flow rate (m <sup>3</sup> /min)	3.15, 4.73, 6.3
Air inlet temperature (°C)	7
Air inlet relative humidity (%)	88
Sprayed brine flow rate (g/min)	150, 200, 250
Brine flow rate (kg/min)	5.5
Brine temperature (°C)	-13, -15

관과 알루미늄 핀으로 구성되어 있으며, 동관 내에는 브라인 등이 흐르며 유동과 직각 방향으로 공기가 핀 사이를 흐르게 되어 있다. 핀 간격이 다른 2가지 형태의 열교환기를 사용하였으며, 열교환기의 사양은 Table 1에 정리하였다.

Fig. 4는 젖음성 향상 코팅처리된 실제 열교환기를 보여주고 있다.

착상방지 및 열전달 성능실험을 위한 실험조건은 Table 2에 정리하였다. 공기조건은 온도 7°C, 상대습도 88%로 일정하게 유지한 상태에서 초기 설정풍량을 3.15~6.3 m<sup>3</sup>/min으로 변화시키며 실험을 수행하였다.

#### 4. 해석모델

본 연구에서는 착상방지를 위해 부동액이 도포될 때 공기와 냉매조건 변화에 따른 열교환기 성능을 예측할 수 있는 프로그램을 개발하였다. 비교적 간단하면서도 정확한 결과를 얻을 수 있으며, 부동액의 공급에 따른 튜브 열 사이의 열 및 물 질전달 해석이 가능한 관순법을 사용하여 열교환기의 해석을 수행하였다.<sup>(10)</sup>

열교환기 핀은 얇은 부동액막으로 완전히 덮여져 있고, 공기로부터 부동액막 쪽으로 현열과 잠열 열전달이 동시에 일어나는 경우 열전달량은 단

일포텐셜 모델을 사용하면 아래의 식으로 나타낼 수 있다.

$$Q = \frac{h_a}{C_{P,a}} A_a \eta_s (i_a - i_b^*) \quad (1)$$

부동액막을 통하여 1차원 열전도에 의해 일어나는 것으로 가정하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.<sup>(11)</sup>

$$Q = \left( \frac{k_b}{\delta} \right) \cdot \Delta T_b \cdot A_a \quad (2)$$

여기서 수직 벽에서 얇은 액막을 이루면서 증력에 의해 흐르는 액막유동은 공기유동에 의한 전단력과 부력을 무시하면 다음과 같은 액막두께를 가진다.<sup>(8)</sup>

$$\delta = 3 \sqrt{\frac{3\mu_b \Gamma}{g\rho_b^2}} \quad (3)$$

부동액막과 공기 사이의 물질전달에 대한 관계식으로 부터 공기 출구의 평균 절대습도는 식(4)와 같이 계산할 수 있으며,<sup>(10)</sup> 부동액에 흡수되는 수분 응축량은 식(5)와 같이 계산된다.

$$w_{a,out} = w_{a,in} - (w_{a,in} - w_b^*) e^{-h_a A_a \eta_s / C_{P,a}} \quad (4)$$

$$m_w = m_a (w_{a,in} - w_{a,out}) \quad (5)$$

본 연구의 경우 부동액을 상부에서 뿌려 주어 증력방향으로 핀과 튜브를 따라 흐르게 되므로, 냉매와 공기의 흐름과 수직방향으로 부동액도 흐르게 된다. 관순법의 단위튜브의 입·출구 부동액의 유량과 농도는 식(5)에서 계산된 수증기 응축량에 의해 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$m_{b,out} = m_{b,in} + m_w \quad (6)$$

$$x_{b,out} = \frac{x_{b,in} m_{b,in}}{m_{b,out}} \quad (7)$$

이상의 관계식은 단일관 직-교류 열교환기의 해석을 위한 것으로, 이러한 각각의 단일관 열교환기들을 해석하여 서로 연관관계를 갖도록 함으로써 전체 열교환기를 해석할 수 있다.

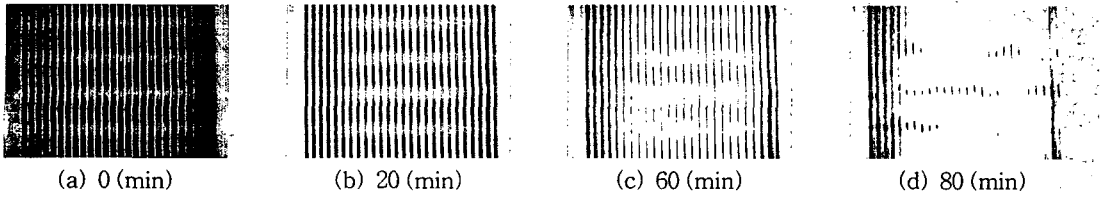


Fig. 5 Photography of type A heat exchanger under frost condition.

5. 실험결과 및 고찰

5.1 착상 실험결과

착상상태에서의 열교환기의 성능실험을 수행하였다. 열교환기에 유입되는 공기의 온도는 7°C, 습도는 88%로 일정하게 유지하였으며, 풍량은 초기에 3.15 m<sup>3</sup>/min으로 설정하였다. 열교환기 관내 튜브에 공급되는 브라인의 온도는 -13°C이다.

Fig. 5는 착상조건 하에서 시간에 따른 A 열교환기의 가시화 결과를 보여주고 있다. 시간에 따라 열교환기 표면에서 착상에 의한 서리층이 발생하는 것을 볼 수 있다. 약 80분이 지난 후 서리층이 두터워져 열교환기 핀과 핀 사이가 거의 완전히 막히는 현상을 관찰할 수 있다.

Fig. 6과 Fig. 7은 착상조건 하에서 시간에 따른 공기측 압력손실과 풍량의 변화를 나타내고 있다. 시간경과에 따라 열교환기에 착상되는 서리량이 증가하고, 이에 따라 공기유로가 감소하므로 압력손실은 시간이 지남에 따라 증가하는 경향을 보이고 있다. A 열교환기에 비해 B 열교환기의 핀 간격이 좁기 때문에, 착상에 의한 유로 폭 감소가 급격하게 이루어지므로 압력손실 또한

급격히 증가함을 알 수 있다. 풍량은 압력손실 변화와는 반대로 시간이 경과함에 따라 열교환기 핀과 핀 사이에 발생한 서리층이 두터워져 점차 감소하는 것을 볼 수 있다.

시간에 따른 열전달량을 Fig. 8에 나타내었다. 착상이 진행됨에 따라 풍량 감소와 서리에 의한 열저항 증가로 열전달 성능이 급격히 나빠짐을 알 수 있다. 그리고 핀 간격이 좁아 열전달 면적이 큰 B 열교환기가 초기 열전달 성능은 우수하나,

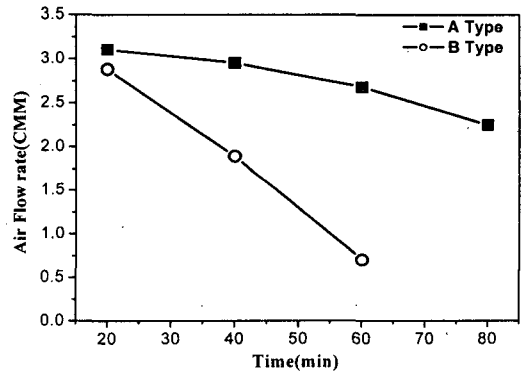


Fig. 7 Time variation of air flow rate at frost condition.

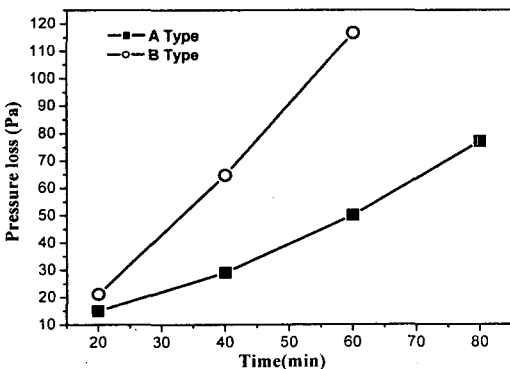


Fig. 6 Time variation of air pressure loss under frost condition.

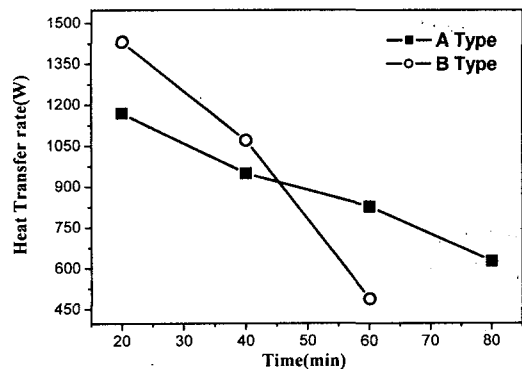


Fig. 8 Time variation of heat transfer rate at frost condition.

착상에 의한 성능 저하가 A 열교환기에 비해 크기 때문에 45분이 경과한 이후에는 오히려 성능이 A 열교환기보다 낮아지게 된다. 즉, 착상이 발생하는 열교환기의 경우, 성능 향상을 위해 핀 간격을 좁힌 고성능 열교환기를 사용하는 대신에 적절한 착·제상 주기를 고려한 핀 간격의 최적화가 필요함을 예상할 수 있다.

5.2 착상방지 실험결과

착상방지 성능실험을 위해 젖음성 향상 코팅처리된 열교환기를 이용하여 풍량 및 분사 부동액 유량변화에 따른 실험을 실시하였다. 분사부동액 유량은 150~250 g/min으로 변화시키면서 실험을 수행하였다. Fig. 9는 착상방지조건에서 A 열교환기의 가시화 결과를 보여주고 있다. 착상실험과는 다르게 시간이 지나도 열교환기 표면에 착상이 일어나지 않음을 볼 수 있다. 즉, 부동액 도포에 의해 착상방지가 가능함을 시각적으로 판단할 수 있다.

공기측 압력손실 변화는 서리층의 성장으로 인한 공기유동에 대한 차단효과를 나타내는 것이다. 압력손실량의 증가는 풍량의 감소를 의미하며 열교환기 성능을 감소시키는 원인이 된다. 따라서

압력손실량은 열교환기 성능의 변화를 직접적으로 나타내는 인자이다. Fig. 10은 초기 설정풍량이 3.15 m<sup>3</sup>/min로 설정한 경우와 분사부동액 유량이 200 g/min으로 일정한 경우, 시간에 따른 공기측 압력손실 변화를 나타낸 그림이다. 시간경과에 따라 압력손실의 변화가 거의 없는 것을 관찰할 수 있다. 부동액 공급량에 따른 압력손실량의 변화도 크지 않으므로 Fig. 10을 통해 최적의 부동액 공급유량을 구할 수는 없지만, 실험범위 안의 풍량과 분사부동액의 유량조건에서 부동액 도포에 의해 착상이 방지됨을 알 수 있다. 부동액 분사량을 지나치게 줄이게 되면 부분적으로 부동액이 도포되지 않은 영역이 발생할 수 있으므로, 어느 정도 이상의 부동액 분사량을 확보하는 것이 필요하며, 지나치게 많이 분사할 경우 공기측 압력손실의 증가와 비산의 문제가 발생할 가능성이 높아진다. 풍량이 증가함에 따라 공기와 열교환기 표면과의 물질전달 증가에 의해 수분유속량이 증가하지만, 부동액 도포에 의해 착상이 방지되어 압력손실 변화가 시간에 따라 크게 변하지 않음을 볼 수 있다. Fig. 11은 착상방지조건에서의 시간에 따른 압력손실과 열전달량을 동일한 조건에서 착상이 일어날 경우와 비교

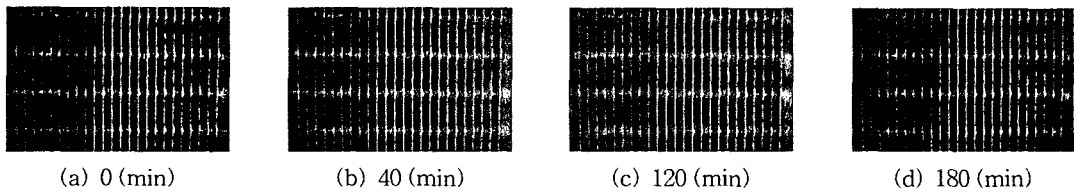
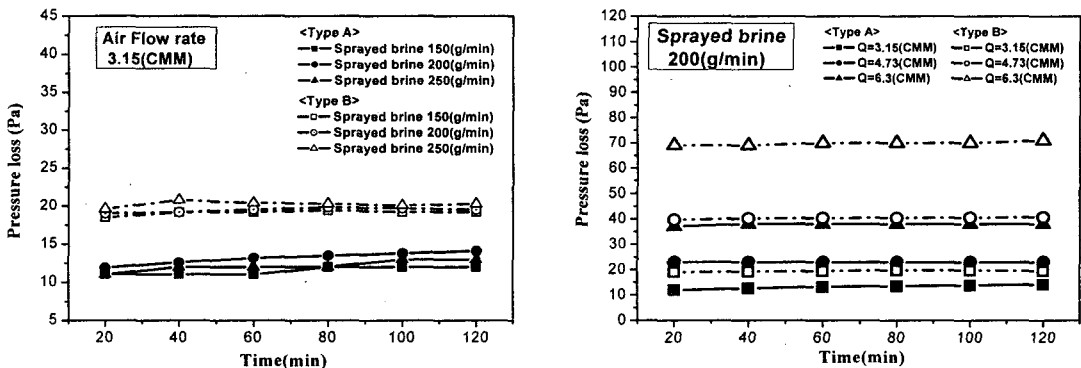


Fig. 9 Photography of type A heat exchanger under frost prevention condition.



(a) Constant initial air flow rate (b) Constant sprayed brine

Fig. 10 Time variation of air pressure loss.

한 것이다. 착상방지조건에서는 Fig. 10에서 관찰한 바와 같이 부동액 도포에 의해 착상방지가 가능하므로 서리층이 형성되지 않아 압력손실량이 일정한 반면, 착상조건인 경우 시간에 따라 압력손실이 급격히 증가함을 볼 수 있다. 시간에 따른 열전달량 변화의 경우에도 착상방지조건인 경우 열전달량의 변화가 크지 않음을 볼 수 있으나, 착상조건에서 앞서 기술한 바와 같이 서리층 증가로 열전달량이 급격히 감소함을 알 수 있다. 착상방지조건에서 핀 간격이 좁은 B 열교환기가 가장 우수한 열전달 성능을 가짐을 알 수 있다. 착상방지를 위해 부동액을 상부에 뿌려 줄 경우 부동액은 중력에 의해 하부로 흘러내리면서 수분을 흡수하게 되므로 부동액 농도는 묽어지게 된다. 하부농도가 지나치게 묽어져 부동액의 빙점

이 열교환기의 표면온도보다 높아지게 되면 착상방지의 효과를 얻을 수 없게 된다. 따라서 적절한 부동액농도와 분사유량이 필요하다. Fig. 12는 부동액 입구농도를 50%로 고정된 상태에서 분사부동액 공급량에 따른 열교환기 하부로 유출되는 분사부동액의 출구농도를 앞서의 성능해석모델을 이용하여 계산한 결과이다. 분사부동액 공급량을 줄일 경우, 부동액 출구농도가 감소하다가, 50 g/min 이하가 되면 급격히 농도가 감소하는 것을 알 수 있다. 부동액의 농도저하는 열교환기 하부에서 부동액의 결빙을 일으킬 수 있으므로, 100~150 g/min 이상으로 충분히 부동액을 공급하는 것이 바람직하다. 즉, 너무 작은 유량은 열교환기에서 불균일한 부동액 도포로 착상이 발생하거나, 부동액 농도의 희석으로 열교환기 하부

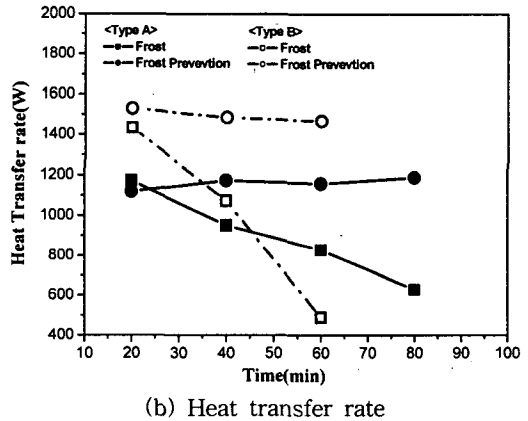
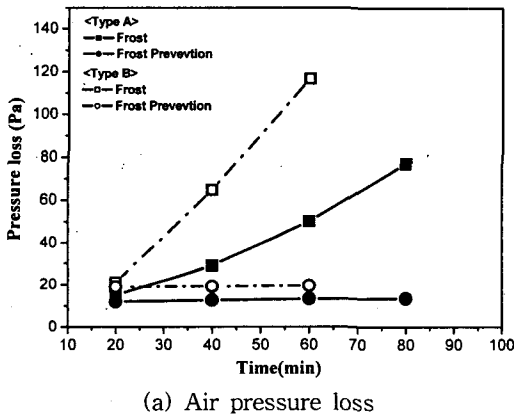


Fig. 11 Time variation of pressure loss and heat transfer rate with frost and frost prevention ( $V=3.15 \text{ m}^3/\text{min}$ ,  $m_b=200 \text{ g/min}$ ).

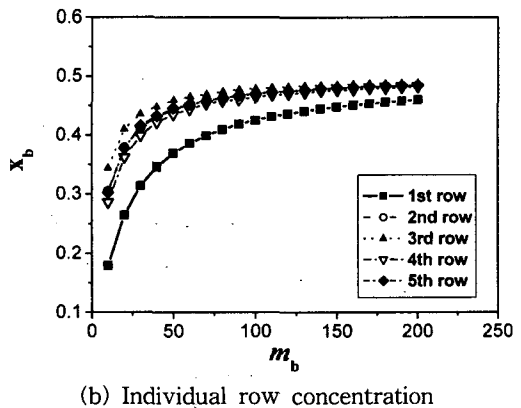
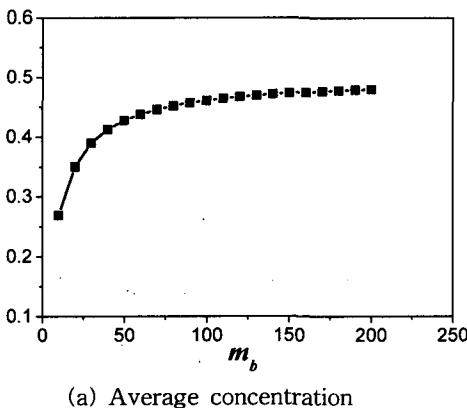


Fig. 12 Sprayed brine concentration of heat exchanger outlet with sprayed brine flow rate.



에서 착상이 발생할 수 있다. 그러나 Fig. 12(a)는 부동액 출구의 평균 농도를 의미하는데, 실제 부동액은 열교환기의 각 열의 상부에서 뿌려지고, 증력에 의해 하부로 흐르는 형태를 가진다. 따라서 열교환기 열에 따라 수분흡수량이 다르므로 각 열에서 부동액의 출구농도도 다를 수 있다. 이를 Fig. 12(b)에 나타내었으며, 수분을 가장 많이 함유하고 있는 공기가 지나가는 1열에서 부동액의 농도 감소가 가장 컸다. 1열의 농도 변화는 평균 농도에 비하여도 큰 값을 가지므로, 부동액의 농도선정이나, 부동액의 공급유량의 선정에 있어서, 열교환기의 열에 따른 편차를 고려하여야 할 것으로 여겨진다.

## 6. 결 론

본 연구에서는 부동액 공급장치와 열교환기 젖음성 표면처리기술을 핀-튜브 열교환기에 적용하여 착상조건에서 성능실험을 수행한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 소량의 부동액을 열교환기 표면에 도포함으로써 착상조건 하에서 서리의 생성을 방지할 수 있음을 가시화 실험과 성능실험 결과로부터 확인하였다.

(2) 착상방지상태의 열교환기가 실험시간 동안 일정한 성능을 보였으며, 착상이 발생하는 열교환기에 비해 우수한 열전달 특성을 가진다.

(3) 착상방지를 위해 열교환기에 공급되어지는 부동액 유량증가에 따른 열교환기 공기압력손실은 큰 변화가 없었으며, 부동액 농도저하에 의한 결빙현상을 방지하기 위해서는 적절한 분사부동액의 유량과 농도를 공급하여야 하며, 이는 열교환기 1 열에서의 열전달해석을 통해 결정할 수 있다.

## 참고문헌

1. Cho, H., Kim, Y., Noh, H.-I., Kim, Y. and Park, Y. C., 2002, Experimental study on the performance characteristics of hot-gas bypass and on-off defrosting cycle in a showcase refrigeration system, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 6, pp. 493-502.
2. Hwang, Y. and Lee, Y., 2002, A frost-less heat pump, Journal of SAREK, Vol. 31, No. 3, pp. 53-58.
3. Hayashi, Y., Aoki, A., Adachi, S. and Hori, K., 1977, Study of frost properties correlating with frost formation types, Journal of Heat Transfer, Vol. 99, pp. 239-245.
4. Han, H. D. and Ro, S. T., 1999, Experiment of frost growth on the parallel plates in the condition of laminar and low humidity, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 11, No. 4, pp. 440-447.
5. Jhee, S. and Lee, K. S., 2000, An experimental study of the surface treatment effect on the frosting/defrosting behavior of a fin-tube heat exchanger, Transaction of the KSME B, Vol. 24, No. 8, pp. 1062-1068.
6. Lee, K. S., Kim, G. W. and Jhee, S., 1998, An experimental study of behavior defrosting on the fin-tube heat exchanger, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 10, No. 6, pp. 649-657.
7. Lee, J. W., Lee, D. Y. and Kang, B. H., 2003, An experimental study on the effects of porous layer treatment on evaporation heat transfer from an inclined surface, Proceedings of the SAREK, pp. 153-158.
8. Chang, Y.-S. and Yun, W.-N., 2005, An experimental study on the frost prevention using micro liquid film of an antifreezing solution, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 17, No. 5, pp. 459-467.
9. Verbeeck, R. M. H., Thun, H. P. and Verbeeck, F., 1976, Refractive index of the propylene glycol-water system from 15 to 50°C, Bull. Soc. Chim. Belg., Vol. 85, No. 8, pp. 531-534.
10. Domanski, P. A., 1989, EVSIM-An evaporator simulation model accounting for refrigerant and one dimensional air distribution, NISTIR 89-4133, U. S. Dept. of Commerce, NIST, Maryland 20899.
11. Collier, J. G. and Thome, J. R., 1994, Convective Boiling and Condensation, Clarendon Press, p. 445.