

착상조건하에서 핀-관 열교환기 성능에 관한 실험적 연구

An Experimental Study on the Performance of Fin-Tube Heat Exchanger under Frosting Condition

이 관 수*, 박 희 용*, 이 태 희**, 이 남 교**, 이 수 엽***, 이 명 렬***
 K. S. Lee, H. Y. Pak, T. H. Lee, N. G. Lee, S. Y. Lee, M. R. Lee

Key words : Fin-tube heat exchanger(핀-관 열교환기), Forst(서리), Frost formation(착상), Forced convection(강제대류)

Abstract

In this study, the experiment with 2rows-2columns fin-tube heat exchanger under forced convection and frosting condition is performed. The influence of each operating condition(the temperature of air, the humidity of air, the velocity of air, the temperature of coolant) on the growth of frost layer, air-side pressure drop, and characteristics of heat transfer is investigated.

The experimental results show that the frost thickness increases rapidly in the early stage of frost formation and increases linearly after sometime. The frost thickness increases with the increase of the inlet air humidity and velocity and the decrease of inlet air temperature and coolant temperature. It is also found that the total energy transfer rate increases with the increase of inlet air temperature and velocity and with the decrease of inlet air humidity and coolant temperature.

기호설명

A : 열전달 면적 [m^2]
 a : 유동 면적 [m^2]
 c_p : 정압 비열 [$kJ/kg \cdot K$]
 d : 직경 [m]
 i : 비엔탈피 [kJ/kg]
 L_H : 승화 잠열 [kJ/kg]
 m : 질량 [kg]
 \dot{m} : 질량 유량 [kg/s]

P : 압력 [mmH_2O]
 q : 에너지 전달률 [kW]
 R : 에너지 전달 저항 [$^{\circ}C/W$]
 T : 온도 [$^{\circ}C$]
 U_o : 총합 열전달 계수 [$kW/m^2 \cdot K$]
 V : 체적 [m^3]
 w : 절대 습도 [kg/kg']
 X : 두께 [m]

그리스 문자

* 정희원, 한양대학교 기계공학과
 ** 한양대학교 기계공학과 대학원
 *** LG전자(주)

Δ : 차이 (difference)
 ρ : 밀도 [kg/m^3]

상 첨 자

· : 시간 변화율

하 첨 자

a : 공기측(air side)

f : 서리층

F : 핀

i : 입구(inlet), 안쪽(inner)

l : latent

min: 최소(minimum)

o : 출구, 바깥쪽, 무착상

s : sensible, surface

t : 관(tube)

T : 전체(total)

v : 수증기(vapor)

1. 서 론

냉장고의 증발기, 냉동 장치, 열펌프 등의 작동에 있어서 가장 큰 문제중의 하나는 차가운 열교환기 표면 위에 형성되는 서리층, 이것은 습공기가 노점(dew point)보다 낮고 0°C 이하의 표면과 접하게 될 때 습공기 중에 포함되어 있는 수증기가 기체상태에서 고체상태로 상변화를 하면서 다공성 구조의 서리층으로 열교환기 표면에 부착하게 된다. 이러한 현상을 착상이라고 한다.

착상으로 인한 열저항의 증가와 공기유량의 감소는 결국 열교환기의 냉동성능을 크게 감소시키게 되어 제상(defrosting)이라는 작업이 필요하게 되는데, 제상작업 동안에 증발기의 불연속 운전으로 인한 온도상승으로 냉동장치의 연속적인 냉동효과를 얻을 수 없을 뿐만 아니라, 제상작업을 위한 부가적 열량공급과 다시 냉동 사이클 수행시 제상열을 제거해야 하는 에너지를 소비하게 된다. 그럼에도 불구하고 기존의 열교환기는 착상되지 않은 상태를 기초로 하여 설계되어 왔다. 따라서 설계자는 착상으로 인한 열교환기 성능 감소를 보상하기 위해서 추가되는 냉각용량을 얼마로 할 것인지, 경제적인 측면에서 제상시기는 언제로 할 것인지를 결

정해야 한다. 이용 가능한 제상시기의 결정인자로써 공기측 압력강하, 송풍기의 소비동력 상승, 증발기 입·출구 온도차 등을 꼽을 수 있으나 현재로써는 증발기 운전시간이 사용되고 있는 실정이다. 그러므로 열교환기의 설계조건이나 소비자의 사용 운전조건등의 변화에 따른 적절한 제상시기의 결정이 냉장고 소비동력의 절감을 위해 반드시 필요하다.

핀-관 열교환기에 대한 기존의 연구결과를 정리하면 다음과 같다. 착상초기에는 얇고 거친 서리층 형성으로 인하여 총합 열전달계수가 증가하고, 일정시간이 경과한 후에는 두꺼운 서리층으로 인한 단열효과 때문에 총합 열전달계수가 감소하는 것으로 보고되어 있다.^(1,2) 반면 Aoki 등^(3,4)은 총합 열전달계수가 서리층 성장에 따른 핀사이 유속의 증가에 의한 열전달계수의 증가와 서리층이 갖는 열저항의 복합적인 영향으로, 착상초기에는 서리층 열저항 효과가 상대적으로 크기 때문에 총합 열전달계수는 감소하지만, 그 이후에는 서리층 밀도의 증가에 의한 열전도계수의 증가와 유속의 증가로 인하여 총합 열전달계수가 증가한다고 주장하였다. Barrow⁽⁵⁾는 착상과 관련된 여러가지 효과중 서리층 단열효과는 사실상 존재하지 않는다고 보고하였으며, 그는 총합 열전달계수가 감소하는 이유를 차단효과에 따른 공기측 대류저항의 증가 때문이라고 하였다. 또한 Rite 등⁽⁶⁾은 서리층의 조도의 영향과 꾸준한 공기 유속의 증가로 총합 열전달계수는 계속적으로 증가한다고 주장하였다.

이 연구에서는 강제대류 착상조건하에서 2단 2열 핀-관 열교환기에 대한 실험을 수행하여 각각의 운전인자가 서리층의 성장과 공기측 압력강하, 그리고 열전달 특성에 미치는 영향을 조사하여, 고효율 핀-관 열교환기의 설계와 최적의 운전조건을 설정할 수 있는 기초를 마련하고자 한다.

2. 실 험

2.1 실험 장치

착상 실험 장치는 Fig.1에서 보는 바와 같이 폐회로 풍동장치로서 각 부분을 독립적으로 제어하여 다양한 실험 조건에 부합될 수 있도록 제작하였다. 장치는 의기로부터의 열전달이 실험 조건에 미치는

영향을 줄이기 위하여 장치의 각 부분은 외부와 단열이 될 수 있도록 유의하여 제작하였다. 이 실험 장치는 실험 목적에 따라 여러가지의 열교환기를 장착하여 착상현상을 관찰할 수 있는 시험부, 송풍기의 회전수를 변화시켜 공기의 유량을 조절할 수 있는 회로부, 유동공기의 온도와 습도를 제어할 수 있는 항온항습실, 그리고 시험 열교환기의 온도를 조절하는 냉각부의 내부분으로 구성되어 있다.

시험부는 핀-관 열교환기에서 일어나는 착상 현상을 관찰할 수 있는 부분으로 시험부의 측정위치와 측정장비의 계통도를 Fig.2에 나타내었다. 이 시험부는 착상 현상을 시각적으로 관찰하고 서리층의 두께를 사진기로 측정할 수 있도록 두께 20mm 투명한 아크릴수지판을 사용하여 제작하였다. 그리고 시험부와 외부를 단열시키기 위하여 시험부의 모든 부분에 두께 40mm의 스티로폼을 부착하였는데, 서리층 두께를 측정하기 위한 사진 촬영시에는 분리시킬 수 있도록 하였다. 또한 열교환기의 공기 입구와 출구에 T-type 열전대(직경 5mm)를 각각 5개씩 설치하여 열교환기 입구와 출구에서의 온도를 각각 측정하였고, 세라믹 센서의 일종인 C-83-N 습도센서를 설치하여 시험부 입·출구의 공기의 습도를 각각 측정하였다.

회로부는 항온항습실에서 온·습도가 제어된 송풍기를 시험부로 유입시키고, 시험부로부터 유출되는 공기를 항온항습실로 귀환시키는 부분으로 0.5마력의 팬(fan)을 포함하고 있다. 회로부의 내부에 길이 400mm, 폭 80mm의 하니콤(honeycomb)을 시험부로부터 450mm 전에 설치하여 시험부로 유입되는 공기의 유동을 균일하게 만들었다. 그리고 0.5마력의 팬에 인버터(inverter)를 설치하여 팬의 회전수를 변화시켜 회로부를 순환하는 공기의 유량을 조절하였고, 노즐형 유량계로 차압을 측정하여 공기 유량을 계산하였다.

항온항습실은 시험부로 유입되는 공기의 온도와 습도를 조절하는 곳으로 항온항습실 내의 공기의 온·습도 변화는 건·습구 온도계로 감지되어 각각의 온도 제어장치로 보내어진다. 온도 제어장치는 3kW의 건구온도 조절용 전기 히터, 1.5kW의 습구온도 조절용 전기히터, 1마력의 냉각기를 작동 및 제동시켜 항온항습실 내의 공기의 온도와 습도를 실험 조건과 동일한 상태의 온·습도로 유지시

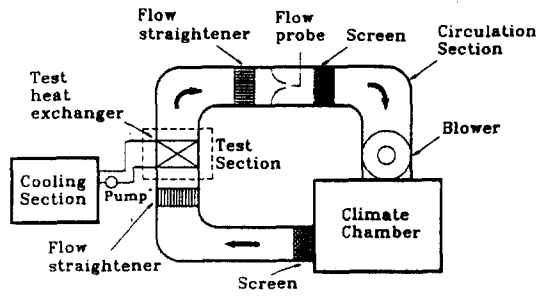


Fig.1 Experimental apparatus

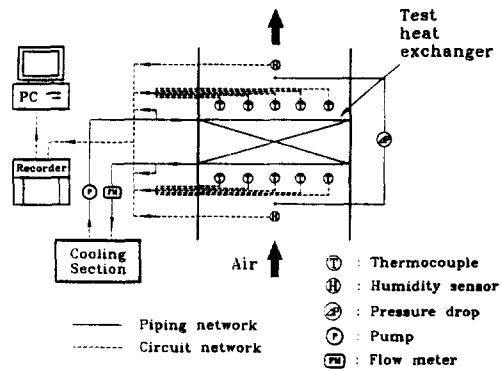


Fig.2 Schematic diagram of measuring system for test section

킨다.

냉각부는 시험부내에 있는 핀-관 열교환기의 온도를 설정온도로 유지하기 위하여 냉매를 냉각시키는 냉동기와 냉매를 순환시키는 펌프로 구성되어 있다. 이때 냉매는 에틸렌글리콜과 증류수를 7:3으로 혼합한 에틸렌글리콜 수용액을 사용하였다. 냉매 수조 전체의 온도를 균일하게 만들기 위하여 90W의 모터로 교반기(agitator)을 회전시켰다. 냉매의 유량은 냉매유로의 출구에 설치된 터빈유량계에서 보낸 신호를 제어기(controller)가 받아서 인버터로 피드백(feedback)하여 저온용 펌프의 회전수를 변화시킴으로써 일정하게 유지시켰다.

2.2 실험 방법

매 15초마다 시험부 입·출구에서 공기 온도와 상대습도, 유동노즐에서 측정된 공기 유량, 냉매 입·출구 온도, 냉매 유량, 열교환기의 관의 온도

그리고 핀의 온도를 측정하여 데이터 기록장치 (data recorder)를 통해 PC로 기록한다. 그리고 15분 간격으로 서리 두께 측정을 위한 사진촬영과 정밀 압력계를 이용하여 시험부 사이에서 일어나는 압력강하를 각각 측정한다.

2.3 실험적 해석

2.3.1 에너지 전달

열교환기를 지나는 공기의 총 에너지전달은 온도 변화에 의한 현열전달과 습공기중에 포함된 수증기에 의한 잠열전달의 합으로 나타낼 수 있다. Fig.3에 열교환기를 지나는 습공기의 열 및 물질전달 현상을 도식적으로 나타냈고, 잔류 수증기의 현열전달을 무시하면 식(1)과 같이 수식화할 수 있다.

$$q_T = q_s + q_l \approx \dot{m}_a (i_{a,i} - i_{a,o}) \quad (1)$$

2.3.2 에너지전달 저항

공기와 서리층 표면 사이에 에너지 평형과 서리층 표면과 착상면 사이의 에너지 평형을 적용하면 총 에너지전달에 대한 대류 에너지전달 저항과 전도 에너지전달 저항은 다음과 같이 계산된다.

$$R_{e, conv} = \left(\frac{i_a - i_{f, min}}{c_{p,a}} \right) \cdot \frac{1}{q_T} \quad (2a)$$

$$R_{e, cond} = \left(\frac{i_{f, min} - i_{t,o}}{c_{p,a}} \right) \cdot \frac{1}{q_T} \quad (2b)$$

식(2a)와 식(2b)를 더하면 다음과 같이 공기와 착상면 사이의 총 에너지전달저항을 얻을 수 있다.

$$R_{e, \tau} = \left(\frac{i_a - i_{t,o}}{c_{p,a}} \right) \cdot \frac{1}{q_T} \quad (2c)$$

2.3.3 압력강하

열교환기의 입구와 출구에서의 압력 강하는 초기 유로면적 a_0 에 대한 변화하는 최소 유로면적 a 의 비의 함수로 표현한다.

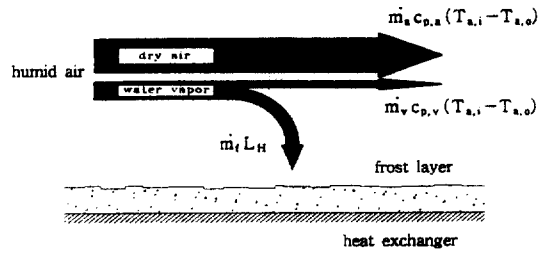


Fig.3 Illustration of heat and mass transfer of humid air passing through the fin-tube heat exchanger

$$\frac{\Delta P}{\Delta P_0} = f \left(\frac{a_0}{a} \right) \quad (3)$$

2.3.4 서리층 밀도

사진을 이용하여 구한 서리층의 두께와 착상량을 이용하여 서리층의 밀도를 다음과 같이 계산한다.

$$\rho_f = \frac{m_f}{V_f} \quad (4)$$

이때, 서리층의 부피는 다음과 같이 구한다.

$$V_f = X_{f,F} \cdot \left[A_{F,0} \frac{\pi \{ (d_0 + 2X_{f,t})^2 - d_0^2 \}}{4} \right] + X_{f,t} \cdot A_{F,0}$$

3. 결과 및 고찰

이 장에서는 Table 1과 같은 실험조건하에서 공기의 온도와 습도, 공기의 유속 등의 운전조건에 따라 핀-관 열교환기의 성능에 대한 실험의 결과를 정리하여 도시한다. 서리층의 두께와 밀도 등의 서리층의 성장, 공기측의 압력강하, 그리고 에너지 전달 저항 등의 열전달 특성 등을 측정 또는 계산하여 핀-관 열교환기의 성능을 파악하고 착상현상이 핀-관 열교환기의 성능에 미치는 영향을 조사

Table 1 Experimental conditions for this study

	Component	Spec.	Component	Spec.	
Design Conditions	Number of columns	2	Number of rows	2	
	Tube material	Aluminium	Fin material	Aluminium	
	Transverse tube spacing	27(mm)	Longitudinal tube spacing	30 (mm)	
	Tube ID	6(mm)	Tube OD	8 (mm)	
	Tube length	370(mm)	Fin pitch	20 (mm)	
	Fin type	Flat type	Fin thickness	0.2(mm)	
Operating Conditions	Symbols	Air inlet temperature	Air inlet humidity	Air inlet velocity	Coolant mean temperature
	● (baseline)	6°C	70.0%	1.00m/s	-30°C
	○	6°C	70.0%	0.50m/s	-30°C
	⊙	6°C	70.0%	0.75m/s	-30°C
	⊕	6°C	70.0%	1.50m/s	-30°C
	□	10°C	53.3%	1.00m/s	-30°C
	⊕	8°C	61.0%	1.00m/s	-30°C
	■	4°C	80.5%	1.00m/s	-30°C
	+	6°C	55.0%	1.00m/s	-30°C
	×	6°C	63.0%	1.00m/s	-30°C
	*	6°C	77.0%	1.00m/s	-30°C
	△	6°C	70.0%	1.00m/s	-10°C
	◇	6°C	70.0%	1.00m/s	-24°C

한다.

3.1 서리층의 성장

3.1.1 서리층의 두께

기준조건의 경우에 대한 서리층 두께의 시간에 따른 변화를 사진법으로 측정하여 Fig.4에 나타내었다. 이 그림은 관 위에 발생한 서리층의 두께, 핀위에 발생한 서리층의 두께, 그리고 다음 식과 같이 서리층의 부피를 무착상상태의 열전달 표면의 넓이로 나누어 구한 서리층의 평균 두께를 각각 도시한 것이다.

$$X_f = \frac{X_{f,F} \cdot A_{F,O} + X_{f,I} \cdot A_{F,O}}{A_{T,O}} \quad (5)$$

이 그림으로부터 서리층의 두께는 초기에 비교적

빠른 성장을 보이고 있으며, 일정 시간이 흐른 후에는 선형적으로 증가하고 있음을 알 수 있다. 초기에 서리층의 두께가 빠르게 증가하는 것은 큰 값의 착상율로 인한 것이다.

그리고 관의 표면에 발생한 서리층과 핀의 표면에 발생한 서리층은 그 두께가 다르게 나타났는데, 관에는 핀에 비하여 비교적 두꺼운 서리층이 발생하였으며 그 차이는 점차 증가하고 있다. 이것은 관이 핀에 비하여 그 표면 온도가 낮아 물질전달의 추진력이 크기 때문에 이러한 결과가 나타난 것으로 판단된다.

3.1.2 서리층의 밀도

Fig.5를 살펴보면 서리층의 밀도는 초기에 빠른 증가를 보이며 시간과 함께 그 증가율은 둔화되고 있다. 이러한 현상은 초기에는 물질전달량이 크고 시간과 함께 물질전달량이 감소하기 때문으로 생각된다. 관과 핀위에 발생하는 서리는 각각 다른 두

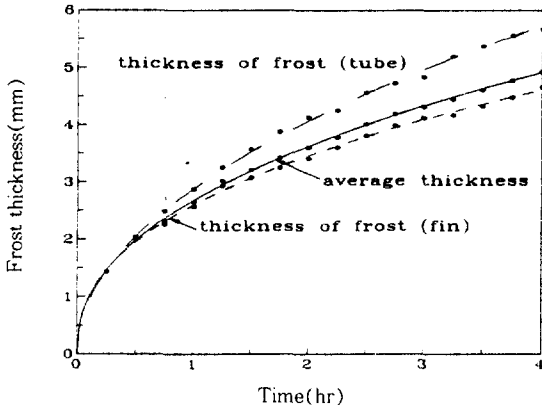


Fig.4 The variation of frost thickness with time

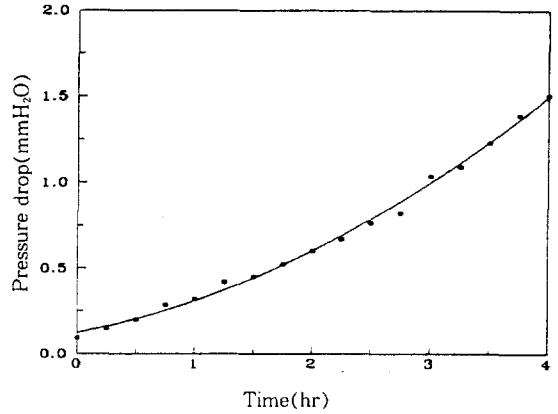


Fig.6 The variation of airside pressure drop with time

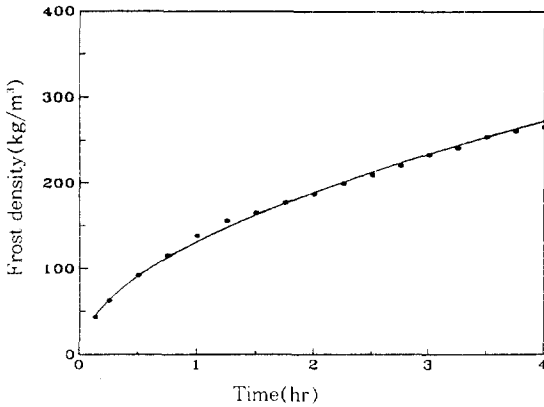


Fig.5 The variation of frost density with time

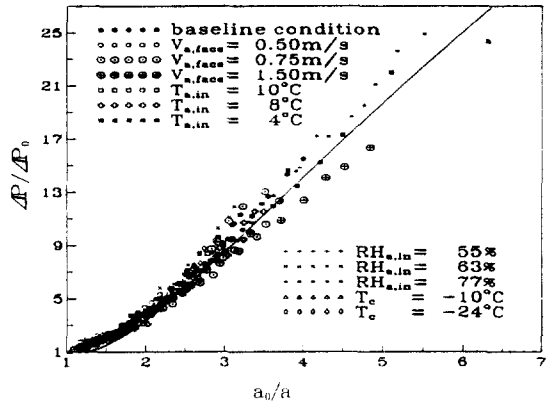


Fig.7 The variation of airside pressure drop with free flow area

계와 밀도를 가지는 것을 실험 수행 중 시각적 관찰로 알 수 있었다. 또한 관의 전방에는 밀도가 높고 두께가 작은 서리층이 생성된 반면 관의 후방에는 밀도가 낮고 두께가 큰 서리층이 생성되었고, 관이 공기의 유동에 미치는 영향으로 인하여 관의 뒷부분에 위치하는 핀 위에는 두께가 얇고 밀도가 매우 낮은 서리층이 발생하였다.

3.2 공기측 압력강하

공기측의 압력강하는 서리층의 성장으로 인한 공기유동에 대한 차단 효과를 나타내는 것이다. 압력강하량의 증가는 팬 부하의 증가를 야기하고, 이로 인하여 팬의 특성에 따른 공기 유량의 감소를 유발

한다. 공기 유량의 감소는 열교환기의 성능을 감소시키는 원인이므로 압력강하량은 열교환기의 성능의 변화를 직접적으로 나타내는 인자이다. Fig.6는 공기측 압력 강하의 시간에 따른 변화를 보이고 있다. 이 그림을 보면 알 수 있듯이 압력강하는 시간에 따라 지수함수적으로 증가하고, 4시간 경과후 무착상 상태보다 약 1400%의 증가를 보였다.

Fig.7은 공기측 압력강하를 무착상시 공기의 최소 자유 유동면적에 대한 착상시 유동면적의 비로 나타낸 것이다. 실험결과, 압력강하는 공기의 최소 자유 유동면적이 감소할 수록 증가하는 경향을 보였다.

3.3 열교환기의 성능

3.3.1 에너지전달

기준조건의 경우에 대한 총 에너지전달, 현열에 의한 열전달, 그리고 잠열에 의한 열전달을 각각 구분하여 Fig.8에 도시하였다. 이 그림에 나타낸 바와 같이 총 에너지전달률은 착상의 초기에 비교적 빠른 속도로 감소하며, 초기 상태를 지나면 거의 일정한 경향을 갖는 것으로 나타났다. 총 에너지전달률이 초기에 큰 폭으로 감소하는 것은 착상 초기에는 낮은 밀도의 서리층이 비교적 빠른 속도로 성장하여 서리층의 표면 온도가 급격히 상승하기 때문이다. 그리고 초기 상태를 지난 후 총 에너지전달률이 일정해지는 것은 서리층 밀도의 증가로 인하여 서리층 표면 온도의 증가가 둔화되고, 서리층의 성장으로 인한 열전달 표면에서의 공기의 유속 증가에 따른 결과로 생각된다. 그리고 수증기의 상변화에 따른 잠열에 의한 열전달은 총 에너지전달의 약 4분의 1을 차지하는 것으로 나타나 열전달에 대한 해석에 있어 잠열을 무시할 수 없다는 것을 보여 준다.

3.3.2 에너지전달 저항

Fig.9에 서리층의 전도 에너지전달 저항과 공기와 서리층 표면 사이의 대류 에너지전달 저항, 그리고 총 에너지전달 저항의 시간에 따른 변화를 도시하였다. 착상초기 서리층의 빠른 성장과 그 이후에 일어나는 밀도의 증가와 서리층 성장의 둔화로 인하여 전도 에너지전달 저항은 초기에 급격히 증가하고, 그 이후에 비교적 작은 증가율로 선형적으로 증가하였다. 그리고 착상초기에 얇고 거친 서리층이 생성됨에 따른 에너지전달계수의 급격한 증가와 서리층의 성장에 따른 서리층 표면에서의 공기 유속의 지속적인 증가로 인하여 대류 에너지전달 저항은 초기에 비교적 큰 폭으로 감소한 후, 지속적으로 완만한 감소를 보인다. 따라서, 총 에너지전달 저항은 초기에 비교적 큰 증가를 보인 후 거의 일정한 값에 수렴한다.

3.4 운전조건의 영향

3.4.1 공기온도의 영향

열교환기로 유입되는 공기의 온도변화가 서리층 두께와 에너지전달에 미치는 영향을 조사하기 위하

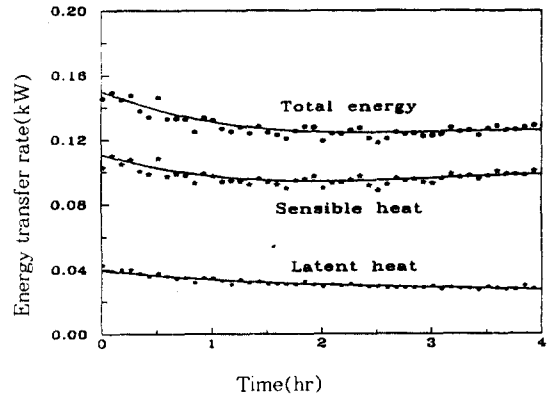


Fig.8 The variation of energy transfer rate with time

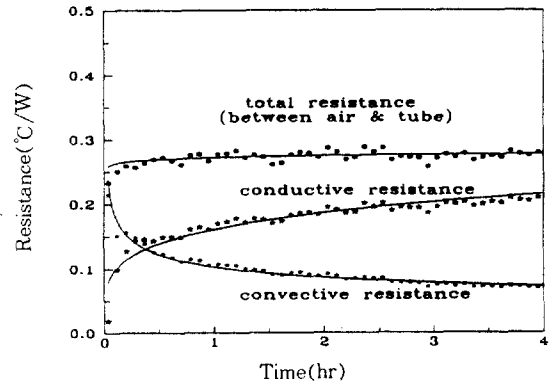


Fig.9 The variation of energy transfer resistance with time

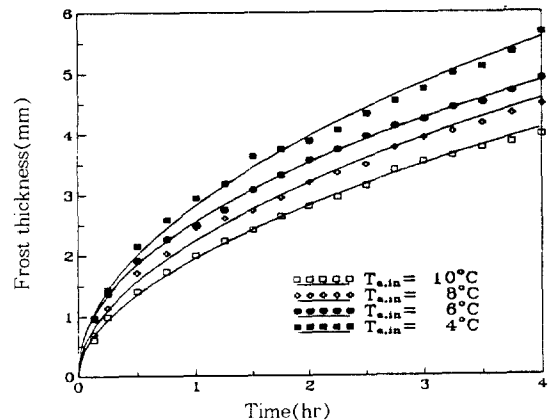


Fig.10 Effect of air temperature on frost thickness

여 입구의 공기온도를 기준조건 외에 4°C, 8°C, 그리고 10°C에 대하여 각각 실험을 수행하였다. 이 실험을 수행하는 동안 각 조건의 절대습도는 기준 조건의 $4.037 \times 10^{-3} \text{kg}_w/\text{kg}_a$ 로 유지시켰다.

Fig.10은 공기의 온도변화가 서리층 두께에 미치는 영향을 보여주고 있다. 입구 공기온도가 증가할수록 밀도가 크고 두께가 작은 서리층이 생성되었는데, 이는 높은 공기온도로 인하여 서리층 내부의 온도구배와 수증기압구배의 증가로 인하여 밀도가 증가하였기 때문에 두께는 상대적으로 작아진 것으로 판단된다.

Fig.11은 공기의 온도변화가 4시간 동안의 평균 총 에너지전달에 미치는 영향을 공기와 냉매사이의 엔탈피차에 대하여 나타낸 것이다. 실험결과, 공기온도가 증가할수록 총 에너지전달은 증가하였는데, 이는 공기온도가 증가할수록 얇고 밀도가 높은 서리층의 생성으로 서리층의 단열효과가 감소하였기 때문이다.

3.4.2 공기습도의 영향

열교환기로 유입되는 공기의 습도변화의 영향을 조사하기 위하여 입구공기의 상대습도를 기준조건 외에 55%, 63%, 그리고 77%에 대하여 각각 실험을 수행하였다.

Fig.12는 공기의 습도변화가 서리층 두께에 미치는 영향을 보여준다. 습도가 높을수록 밀도가 낮고 두꺼운 서리층이 생성되었다. 이것은 서리 표면온도에서의 포화 절대습도와 공기의 절대습도간의 차가 증가할수록 물질전달 추진력이 커지기 때문이다.

Fig.13은 공기중의 습도가 총 에너지전달에 미치는 영향을 도시한 것인데, 습도가 높을수록 에너지전달은 감소하고 있다. 이는 습도가 증가할수록 밀도가 낮고 두꺼운 서리층이 생성되어 서리층의 전도 에너지전달 저항이 증가하고, 이에 따라 서리층 표면온도의 증가로 인한 열전달 추진력의 감소 때문인 것으로 생각된다.

3.4.3 공기유속의 영향

열교환기를 통과하는 공기의 속변화가 착상에 미치는 영향을 규명하기 위해 열교환기 입구에서 공기유속을 0.5m/s, 0.75m/s, 그리고 1.5m/s로 변화시켜 가면서 실험을 수행하였다. Fig.14에서 볼

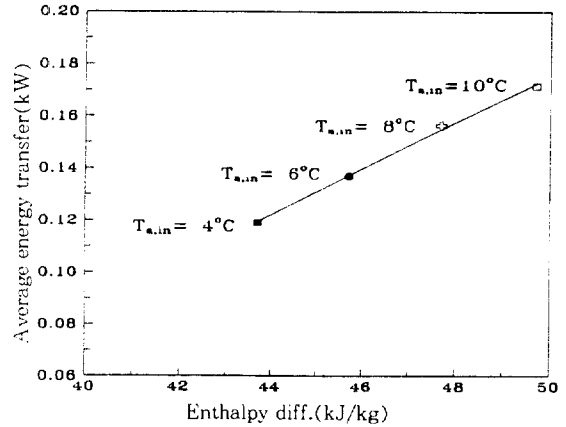


Fig.11 Effect of air temperature on average total energy transfer rate

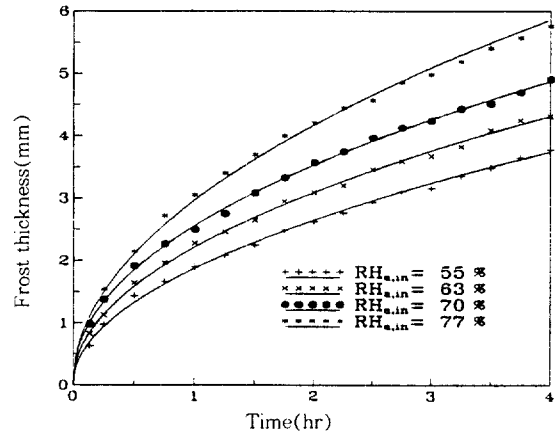


Fig.12 Effect of air humidity on frost thickness

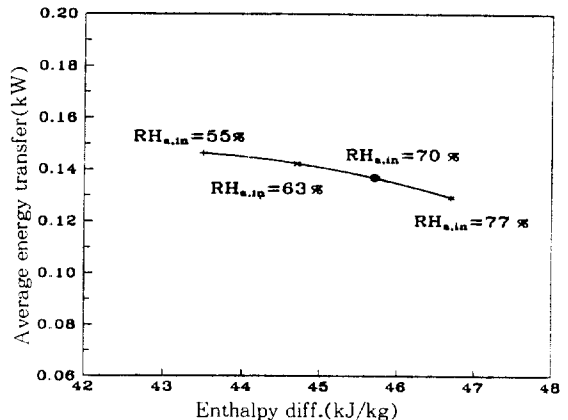


Fig.13 Effect of air humidity on average total energy transfer rate

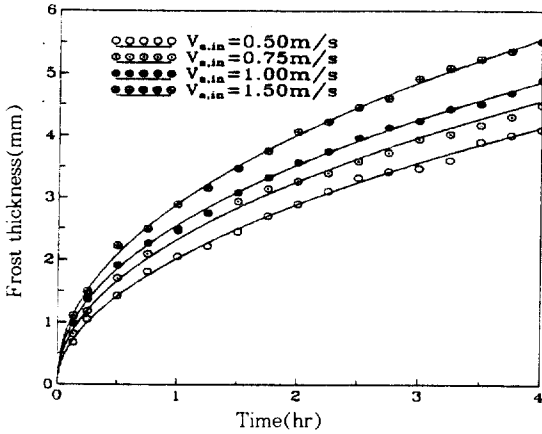


Fig.14 Effect of air velocity on frost thickness

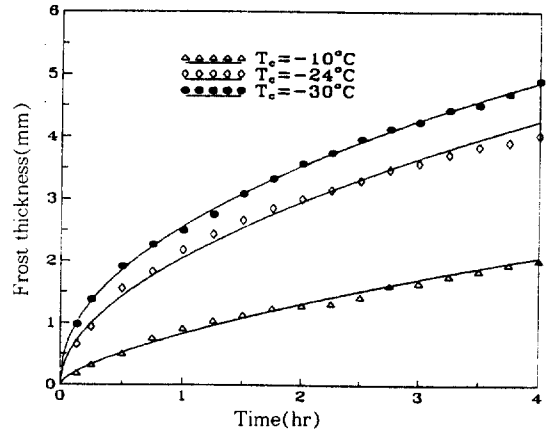


Fig.16 Effect of coolant temperature on frost thickness

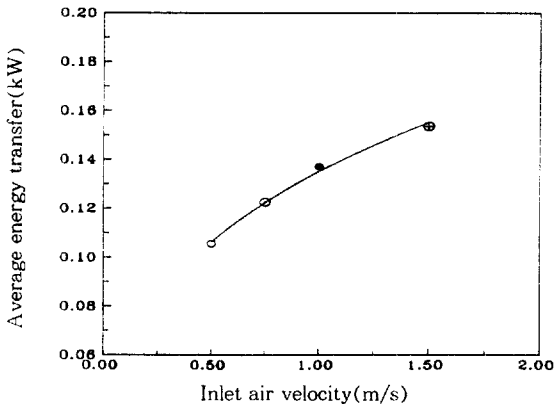


Fig.15 Effect of air velocity on average total energy transfer rate

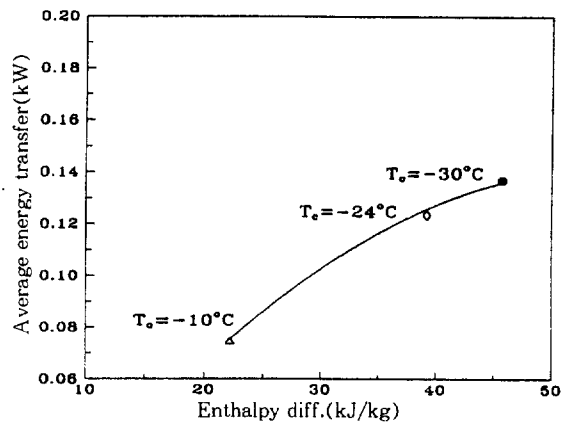


Fig.17 Effect of coolant temperature on average total energy transfer rate

수 있듯이 공기유속이 증가할 수록 단위 시간당 열교환기 입구로 유입되는 수증기의 양이 증대되므로 서리층의 두께는 증가하였다.

입구 공기의 유속의 변화에 따른 총 에너지전달의 평균값의 변화를 Fig.15에 도시하였다. 이 그림으로부터 알 수 있듯이 유속의 증가와 함께 총 에너지전달의 평균값은 증가하였다. 유속이 증가할 수록 서리층의 두께와 밀도가 함께 증가하는 것으로 나타났기 때문에 서리층 단열효과의 증가보다는 유속증가에 따른 대류저항의 감소가 크게 일어나고, 따라서 총 에너지전달은 증가한 것으로 추측된다.

3.4.4 냉매 온도의 영향

냉매 온도가 착상에 미치는 영향을 알아보기 위해서 냉매의 온도를 기준조건 이외에 -10°C 와 -24°C 로 일정하게 유지시켜 실험을 수행하였다. Fig.16에서 서리층 두께는 냉매의 온도에 따라 상당히 큰 차이를 보이고 있고 그차는 계속 증가하고 있다. 냉매의 온도가 낮을 수록 서리표면의 온도도 낮아지므로 공기와 서리표면사이의 습도차가 커져서 물질전달 추진력이 증가된 것으로 풀이할 수 있다.

냉매온도가 낮아질 수록 서리층 단열효과와 증대로 총 에너지전달 저항은 증가함에도 불구하고

Fig.17에 나타난 바와 같이 총 에너지전달률이 증가한 것은 공기와 착상면 사이의 열 및 물질전달 추진력의 증가폭이 저항의 증가폭보다 더 크기 때문에 나타난 현상으로 해석되어 진다.

4. 결 론

강제대류 착상조건하에서의 2단 2열 핀-관 열교환기 성능평가 실험을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 공기측의 압력 강하는 시간에 대해 지수함수적인 증가를 보였고, 유동면적의 함수이다.
- 2) 총 에너지전달률은 초기에 크게 감소한 후, 일정한 값에 수렴한다.
- 3) 공기와 착상면 사이의 에너지전달저항은 초기에 빠르게 증가한 후 일정한 값에 수렴한다.
- 4) 서리층 두께는 입구 공기의 온도가 감소할 수록, 입구 공기의 습도 및 유속이 증가할 수록, 그리고 냉매의 온도가 낮아질 수록 증가한다.
- 5) 총 에너지전달률은 입구 공기의 온도와 속도가 증가할 수록, 그리고 입구 공기의 습도와 냉매의 온도가 감소할 수록 증가한다.

참 고 문 헌

1. Stoecker, W.F., 1957, "How Frost Formation on Coils affects Refrigeration Systems", Refrigeration Engineering, Vol. 65, No. 2, pp. 42-46.
2. Hosoda, T. and Uzuhashi, H., 1967, "Effects of Frost on the Heat Transfer Coefficient", Hitachi Review, Vol. 16, No. 6, pp. 254-259.
3. Aoki, K. and Hattori, M. and Hayashi, Y., 1985, "A Study of Extended Surface Heat Exchanger with Frosting; 1st Report, Overall Heat Transfer Characteristics", JSME Trans., Ser. B, Vol. 51, No. 469, pp.3048-3054.
4. Aoki, K. and Hattori, M. and Akita, K., 1990, "A Study of Extended Surface Heat Exchanger with Frosting; 2nd Report, Heat Transfer and Pressure Drop for Each Row", JSME Trans., Ser. B Vol. 56, No. 521, pp.133-139.
5. Barrow, H., 1985, "A Note on the Frosting of Heat Pump Evaporator Surfaces", Journal of Heat Recovery Systems, Vol. 5, No.3, pp. 195-201.
6. Rite, R.W., and Crasford, R.R., 1991, "The Effect of Frost Accumulation on the Performance of Domestic Refrigerator-freezer Finned-tube Evaporator Coils", ASHRAE Transactions, Vol. 97, Pt. 2, pp.428-437.

1. Stoecker, W.F., 1957, "How Frost Formation