

착상조건하에서 평행 평판 열교환기의 열 및 물질전달

Heat and Mass Transfer of Parallel Plate Heat Exchanger under Frosting Condition

이 관 수*, 이 태 희**, 김 우 승*
K. S. Lee, T. H. Lee, W. S. Kim

Key words : Frost(서리), Frost Formation(착상), Frost Layer(서리층), Heat and Mass Transfer(열 및 물질전달), Vertical Parallel Plate Heat Exchanger(수직 평행 평판 열교환기), Refrigeration(냉동)

Abstract

In this study, the following factors are investigated from experiments for a vertical parallel plate heat exchanger under the frosting condition ; the growth of frost layer, the characteristics of heat and mass transfer, the change of mass flow rate of the air passing through the heat exchanger, and the pressure drop of the air in the heat exchanger. The amount of heat and mass flux of water vapor transferred from the air stream to the heat exchanger surface is large at the early stage of frosting and then decreases dramatically, and the extent of decreasing rate becomes moderate with time.

The frost layer formed near the inlet of the heat exchanger is thicker and denser than that formed near the outlet. It is found that the gradient of the amount of frost along the flow direction increases with time. In the early period of frost formation, the thermal resistance between the air and the cooling plate increases dramatically and then the extent of change decreases with time. Initially the convective thermal resistance is dominant. Then, while the convective thermal resistance decreases with time, the conductive thermal resistance continues to increase with time and finally the conductive thermal resistance becomes dominant.

기 호 설 명

<p>A : 열교환기의 표면적[m²] C_p : 정압 비열[kJ/kg°C] h : 열전달계수[W/m²°C] h_{s0} : 수증기의 승화잠열[kJ/kg] i : 엔탈피[kJ/kg] k : 열전도계수[W/m°C]</p>	<p>L : 열교환기의 길이[m] m : 질량[kg] \dot{m} : 질량유량, 물질전달률[kg/sec] \dot{m}'' : 질량유속[kg/sec m²] P : 압력[N/m²] Pr : Prandtl수 Q : 열전달률[W] Q'' : 열유속[W/m²] Re : Reynolds수 R_n : 열저항[°C/W]</p>
--	---

* 정회원, 한양대학교 기계공학과
 ** 정회원, 한양대학교 대학원

T	: 온도[°C]
t	: 시간[$\sigma\epsilon\psi$]
x	: 두께[μ]
W	: 열교환기의 폭[m]
ω	: 절대습도[kg _a /kg _s]
Z	: 열교환기 내에서의 유동방향 좌표[m]

하 첨 자

a	: 공기
b	: bakelite
c	: 열전도
d	: 수증기의 확산
eff	: 유효
f	: 서리
in	: 열교환기 입구
l	: 잠열에 의한 열전달
m	: 질량
out	: 열교환기 출구
p	: 열교환기 표면
s	: 표면, 현열에 의한 열전달
t	: total 열전달

그리스 문자

δ	: 서리층표면에서 아크릴판까지의 거리
ρ	: 밀도

1. 서 론

저온에서 이루어지는 공기 조화와 냉동 산업이 직면하고 있는 가장 큰 문제는 열교환기 표면에서 일어나는 착상 현상이다. 착상 현상은 저온에서 운전되는 열교환기의 운전 특성을 결정짓는데 있어 매우 중요한 인자이다. 열교환기의 표면 온도가 0°C 이하이면서 노점보다 낮은 온도로 유지될 경우 공기 중에 포함되어 있는 수증기는 기체 상태에서 고체 상태로 상변화를 하면서 증발기 표면에 다공성의 서리로서 부착된다. 증발기의 표면에 생성된 서리층은 증발기의 성능을 크게 저하시키는 요인이 된다. 이것은 서리층이 갖는 단열 효과 뿐만 아니라,

열교환기를 통과하는 공기의 흐름을 방해하기 때문이다. 그러므로 고효율 열교환기의 설계와 열교환기의 최적 운전 조건의 설정을 위하여 착상이 열교환기의 성능에 미치는 영향에 대한 지식이 절실히 요구된다.

기존의 연구 결과에 따르면 서리 밀도는 공기 유속과 냉각면 온도가 높을수록 증가하며 서리의 밀도가 커질수록 열전도계수는 증가한다.¹⁻⁵⁾ 서리 성장률은 냉각면 온도가 낮고 상대 습도가 커질수록 증가하는 것으로 알려져 있으나, 서리 성장률에 대한 공기 유속의 영향은 정확하게 밝혀지지 않고 있다.²⁻⁶⁻¹⁰⁾ 일반적으로 착상 초기에 총합 열전달 계수가 증가하는 현상의 원인이 표면 조도에 있다고 보았다.^{1, 11-14)} Barrow¹⁵⁾는 서리층의 단열 효과로 인한 영향에 비하여 서리층이 공기의 유동 면적을 감소시킴으로써 열 및 물질 전달에 미치는 영향이 더 크다는 결론을 얻었다. 기존의 많은 연구자들에 의해 여러 가지의 열교환기와 유동 형태에 대한 연구가 있었으나, 수직 평행 평판 열교환기에서 강제 대류 조건하에서 착상이 일어나는 경우에 대한 연구가 매우 미비한 상태이다.

이 연구에서는 핀·관 열교환기의 핀을 수직 평판으로 가정하여, 수직 평판 열교환기에서의 강제 대류 하에서 착상에 대한 실험을 수행하여 고효율의 핀·관 열교환기의 설계와 그 열교환기의 최적 운전 조건의 설정에 대한 기초적 자료를 제시하고자 한다. 이를 위하여 수직 평행 평판 열교환기에 발생하는 서리층의 두께와 밀도, 그리고 질량을 관찰하고 서리층이 갖는 열저항을 계산하였다. 또한, 착상으로 인한 공기의 질량유량 변화를 관찰하고, 착상에 따른 열 및 물질전달량의 변화를 조사하였다.

2. 실험

2.1 실험 장치

본 연구의 착상 실험을 위하여 사용된 실험 장치의 개략도는 Fig.1과 같다. 이 실험 장치는 시험부, 냉각부, 순환부, 그리고 항온항습실의 네부분으로 구성되어 있다.

시험부에는 수직 평행 열교환기가 장착되어 있고,

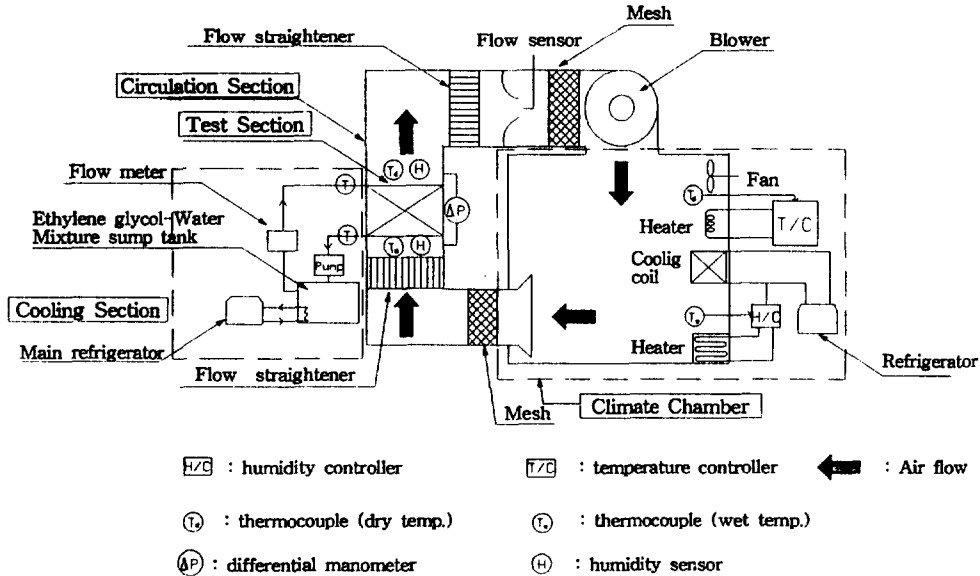


Fig.1 Schematic diagram of the experimental apparatus

착상 현상을 시각적으로 관찰할 수 있도록 20mm 두께의 아크릴 판을 사용하여 500mm×500mm×120mm의 크기로 제작되었다. 또한 수직 평판 열교환기의 냉각면에 발생한 서리층의 두께를 측정할 수 있도록 수직 평판 열교환기와 마주보고 있는 부분의 아크릴 판의 각 위치에 micrometer의 탐침이 들어갈 수 있는 구멍을 뚫어 놓았다. 수직 평판 열교환기는 공기와 직접 접촉하는 부분인 착상면을 제외한 모든 부분이 스티로폼으로 단열되어 있다. 그리고, 수직 평판 열교환기의 착상 면인 알루미늄 평판의 크기(A)는 400mm(W)×300mm(L)이고, 냉각면으로부터 아크릴 판까지의 거리(즉, 초기의 공기 유로의 깊이)는 18mm이다. 열교환기 내부의 냉매 유로는 착상면 온도를 균일하게 유지하기 위하여 Fig2와 같이 미로 형태로 제작되었다.

냉각부는 착상면의 온도를 설정 온도로 유지시키기 위한 부분인데, 이 부분은 냉매를 냉각시키는 냉동기와 냉매를 순환시키는 펌프로 구성되어 있다. 냉매는 에틸렌글리콜과 증류수를 7:3의 비율로 혼합한 에틸렌글리콜 수용액을 사용하였다. 이 때, 에틸렌글리콜 수용액은 R13b를 이용한 3kW의 주 냉동기를 이용하여 냉각시킨다.

순환부는 향온향습실에서 제어된 공기를 시험부로 유입시키고, 시험부에서 토출되는 공기를 다시

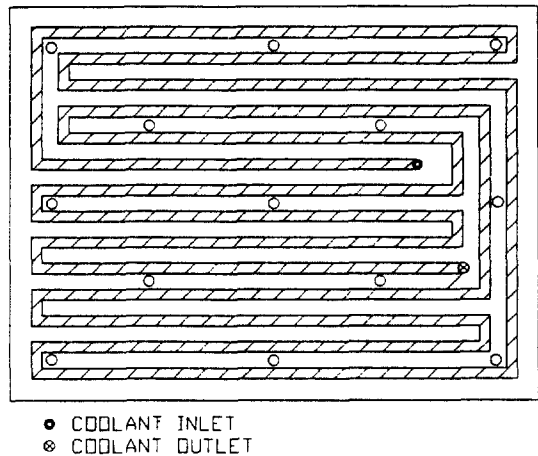


Fig.2 The path of coolant flow through the test plate

향온향습실로 돌려보내는 역할을 한다.

순환부에는 0.5마력의 송풍기와 송풍기의 입력 주파수를 조절하는 인버터가 장착되어 있다. 인버터를 이용하여 송풍기의 입력 주파수를 조절함으로써 시험부로 유입되는 공기의 유량을 제어한다.

향온향습실은 시험부로 유입되는 공기의 온도와 습도를 조절하는 곳으로 내용적은 252ℓ(600mm×600mm×700mm)이다. 향온향습실이 제어할 수 있는 공기온도의 범위는 0~70°C이고, 상대습도의

범위는 30~98%이다.

2.2 실험방법

수직 평판 열교환기의 냉각면의 온도와 시험부로 유입되는 공기의 온·습도가 정상 상태에 도달하였을 때 실험을 시작한다. 정상 상태에 도달하기 전에 수직 평판 열교환기의 표면에 착상이 되는 것을 막기 위하여 열교환기의 냉각면에 vinyl wrap을 씌워 둔다. 수직 평판 열교환기의 냉각면의 온도와 시험부로 유입되는 공기의 온·습도가 정상 상태에 도달하였을 때 wrap를 제거하고, 실험을 시작한다.

공기와 열교환기 사이의 열 및 물질전달량을 측정하기 위해서는 시험부의 입구와 출구에서의 온도와 습도, 그리고 시험부로 유입되는 공기의 유량을 알아야 한다. 시험부의 입구와 출구에서의 공기의 온도와 습도를 측정하기 위하여 Pt 100Ω의 RTD와 세라믹 습도 센서를 시험부의 입·출구에 각각 설치하였다. 그리고 순환부에 노즐형 유량계를 설치하여 이 노즐형 유량계에서 나타나는 차압을 압력계를 이용하여 측정하고, 이 차압으로부터 시험부를 통과하는 공기의 유량을 측정하였다. 열교환기의 냉각면과 공기 사이에서 이루어진 열전달량과 물질전달량은 다음의 식으로 표현된다.

$$\dot{Q} = \dot{m}_a \cdot C_{p,a} \cdot (T_{a,in} - T_{a,out}) + \dot{m}_a \cdot h_{sv} \cdot (w_{a,in} - w_{a,out}) \quad (1)$$

$$\dot{m}_f = \dot{m}_a \cdot (w_{a,in} - w_{a,out}) = A \cdot h_m \cdot (w_a - w_{f,s}) \quad (2)$$

여기서, w_a 는 $w_{a,in}$ 과 $w_{a,out}$ 의 평균 값이다. 식(1)의 우변의 첫번째항은 현열에 의한 열전달량이고, 두 번째항은 잠열에 의한 열전달량이다. 그리고, 식(2)의 서리층 표면의 습도 $w_{f,s}$ 는 서리층 표면온도 T_f 에서의 포화 습도이다.

수직 평행 평판 열교환기의 표면에 발생한 서리의 질량을 위치에 따라 측정하기 위하여 열교환기의 표면에 얇은 알루미늄 테이프(두께 50μm, 너비 10mm)를 선단으로부터의 거리 45, 115, 180, 235mm의 위치에 각각 부착하고, 실험 종료 후에 이 알루미늄 테이프 위에 착상된 서리의 질량을 정밀저울로

측정하였다. 또한 각 위치의 서리층의 두께는 아크릴판에 나있는 구멍에 micrometer의 탐침을 삽입하여 측정하였고, 서리의 질량과 두께를 이용하여 서리층의 밀도를 계산하였다.

서리층으로 전달되는 열유속을 각 위치에 따라 측정할 수 있도록 Fig.3과 같이 bakelite(두께 1.4mm)의 양쪽면에 T-type 열전대(두께 1/100mm)를 심어 bakelite 판을 통하여 일어나는 온도의 변화를 측정하였다. 이 온도 변화를 이용하여 다음과 같이 열유속을 계산하였다.

$$\dot{Q}/A = k_b \frac{\Delta T_b}{x_b} \quad (3)$$

이 때 사용된 bakelite의 열전도 계수(k_b)는 항온항습실에서 열전도계수기를 이용하여 측정된 값으로써, $k_b = 0.4413W/m^\circ C$ 이다. 그리고, ΔT_b 는 bakelite의 양쪽면의 온도의 차이이고, x_b 는 bakelite의 두께이다. 또한 서리층이 열전달에 미치는 영향을 규명하고, 서리층의 열전도 계수를 측정하기 위해서는 서리층의 표면 온도와 열교환기 표면의 온도를 알아야 한다. 이 실험에서는 적외선 복사 온도계를 이용하여 각 위치에서의 서리층의 표면의 온도를 측정하였고, 열교환기 표면의 각 위치에 T-type 열전대를 부착하여 열교환기의 표면온도를 측정하였다. 각 위치에서의 서리층의 열전도계수는 다음과 같이 계산된다.

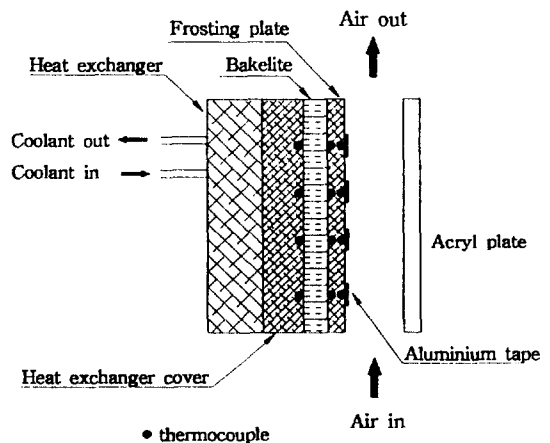


Fig.3 Side view of heat exchanger in the test section

$$k_{f,eff} = k_b \left(\frac{\Delta T_b}{\Delta T_f} \cdot \frac{x_f}{x_b} \right) \quad (4)$$

이 때, ΔT_f 는 서리층의 표면 온도와 냉각면의 온도의 차, ΔT_b 는 bakelite 양쪽면의 온도 차, 그리고, x_f 는 서리층의 두께이다.

서리층이 성장함에 따라 시험부를 통과하는 공기의 압력 강하량의 변화를 측정하기 위하여 시험부의 입·출구에서의 압력을 정밀 차압계로 일정 시간 간격마다 측정하였다. 또한, 공기의 질량 유량의 변화는 순환부의 유동노즐을 이용하여 측정하였다.

3. 결과 및 고찰

이 연구에서는 착상현상이 수직 평행 평판 열교환기의 성능에 미치는 영향을 규명하기 위해서 Table 1과 같은 조건하에서 착상량과 서리층의 열적특성, 그리고 열교환기내의 공기의 유동 및 열적 특성을 조사하였다. 이를 위하여 수직 평판 열교환기에서의 서리층의 성장을 관찰하고, 서리층의 열전달 특성을 지배하는 서리층의 두께와 열전도계수, 그리고 서리층의 밀도와 서리층의 성장에 따른 유동 통로 간격의 감소로 인한 공기의 질량 유량 및 압력 강하의 변화 등을 측정하였다.

Table 1 Experimental condition

Initial Inlet Air Velocity	Inlet Air Humidity	Inlet Air Temperature	Plate Temperature
3.9m/s	70% (4.636×10 ⁻³ kg _a /kg _d)	8°C	-15.2°C

서리층이 열교환기에 악영향을 끼치는 것은 서리층이 갖는 열저항과 서리층의 성장에 따른 유동저항의 증가로 인한 열교환기를 통과하는 공기의 질량 유량의 감소 때문이다. 서리층이 갖는 열저항은 서리층의 두께와 서리층의 열전도 계수(서리층의 내부에서 일어나는 전도와 확산에 의한 열저항), 그리고 서리층의 표면의 상태(공기와 서리층의 표면사이의 대류로 인한 열저항)에 따라 좌우된다. 일반적으로 서리층의 열전도계수는 서리층의 밀도의 함수로 알려져 있다. 또한, 서리층의

밀도는 시간의 함수이며 공기의 유속, 공기중의 절대 습도, 그리고 착상 표면의 온도에 크게 좌우된다. 서리층의 열전도계수와 함께 서리층이 갖는 열저항의 양을 정의하는 또 하나의 인자인 서리층의 두께도 시간의 함수이며 공기의 유속, 공기중의 절대습도, 그리고 착상표면의 온도의 함수이다. 그리고, 열교환기를 통과하는 공기와 서리층의 표면과의 대류열전달계수는 서리층 표면의 상태와 공기의 질량유속의 함수이며, 서리층 표면의 상태는 시간, 공기의 유속, 공기중의 절대 습도, 그리고 착상 표면의 온도에 대한 함수이다. 또한 서리층의 성장으로 인한 열교환기 효율의 감소를 줄이기 위해서 일정 시간 마다 제상(defrosting)이 요구되는데 제상에 필요한 열량 산정등을 위하여 서리 질량의 시간과 위치에 따른 변화도 함께 고찰하였다.

3.1 물질전달과 서리층의 성장

Fig4와 Fig5는 열교환기를 통과하는 공기로부터 냉각면으로 전달되는 수증기의 질량 유속과 물질 전달계수의 시간에 따른 변화를 각각 나타낸 것이다. 이 때, 수증기의 질량 유속과 물질전달계수는 착상면 전체에 대한 평균값이다. 수증기의 질량 유속은 초기에 비교적 큰 폭의 변화를 보이지만 시간이 경과함에 따라 그 변화폭은 줄어들고 있다. 반면, 물질전달계수가 계속적으로 증가하는 것은 서리가 성장함에 따라 유로가 좁아짐과 동시에, 열교환기를 통과하는 공기의 속도가 계속적으로 증가하기 때문이다. 물질전달계수가 계속 증가함에도 불구하고 수증기의 질량유속이 계속 감소하는 것은 $w_{f,s}$ 가 증가함에 따른 물질전달의 추진력인 $w_a - w_{f,s}$ 의 감소 폭이 물질전달계수의 증가 속도보다 크기 때문이다. 특히, 수증기의 질량유속이 초기에 비교적 큰 폭의 변화를 보이는 것은 착상 초기에는 서리층의 성장속도가 매우 크고, 열전도계수가 매우 낮은 서리층이 형성되어 서리층의 표면 온도가 급격히 상승하기 때문이다.

Fig6은 위치에 따른 단위 면적당 서리 질량의 변화를 나타낸 것이다. 시간이 지남에 따라 열교환기의 입구와 출구 부근의 착상량의 차가 증가하고 있다. 착상이 50분 진행되었을 때 열교환기의 선단과 출구의 착상량의 차가 0.10kg/m²인데 비해 200분이 경과한 후에는 그 차이가 0.28kg/m²의 값을 갖

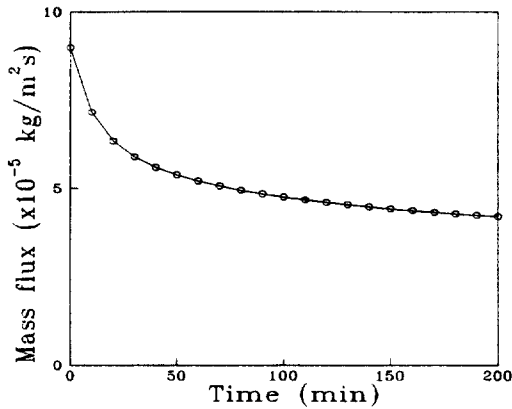


Fig.4 The variation of mass flux with respect to time

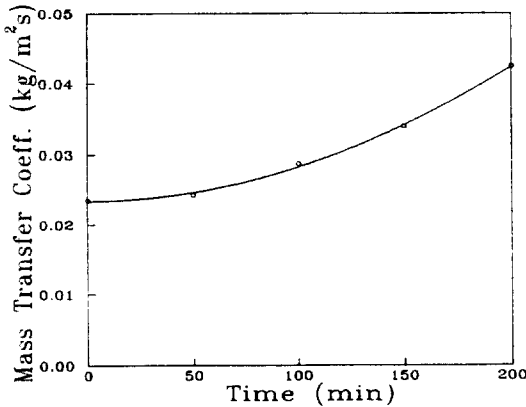


Fig.5 The variation of mass transfer coefficient with respect to time

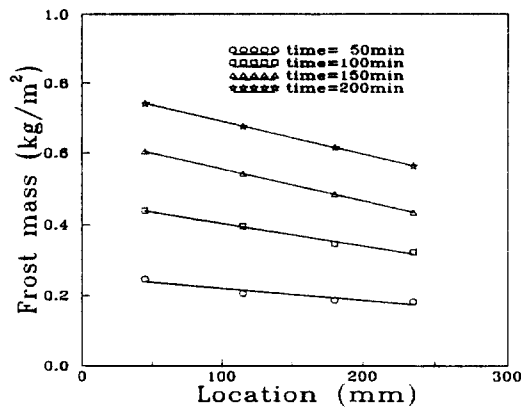


Fig.6 The variation of frost mass per unit area with respect to location at different times

는다. 이것은 전 시간에 걸쳐 열교환기의 선단에서 공기로부터 서리층으로 전달되는 수증기의 질량유속이 출구에 비해 크기 때문이다. 수증기의 질량유속이 선단에서 큰 값을 나타내는 것은 선단에서는 공기의 절대 습도가 출구의 경우보다 큰 값을 가지므로 물질전달의 추진력 $w_a - w_i$ 가 크고, 서리층의 성장이 빨라 유로가 좁으므로 공기의 속도 또한 크기 때문이다.

Fig.7은 시간에 따른 열교환기 표면에 부착된 착상량의 변화를 보여 주고 있다. 착상량은 시간에 따라 증가하지만, 그 증가율은 미소하게 감소하고 있다. 이는 시간에 지남에 따라 질량유속이 감소 (Fig.4 참조)하기 때문이다.

공기로부터 서리층의 표면으로 전달되는 수증기의 질량유속은 서리층의 두께 증가와 서리층의 밀도의 증가에 동시에 기여하고 있다. 즉, 서리층의 질량은 $m_f = A \cdot \rho_f \cdot x_f$ 이므로 공기로부터 서리층으로 전달되는 질량유속은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\dot{m}_f = \frac{d(m_f/A)}{dt} = x_f \frac{d\rho_f}{dt} + \rho_f \frac{dx_f}{dt} \quad (5)$$

식(5)의 우변의 첫번째 항은 질량유속 증 서리의 밀도 증가에 기여하는 부분이고, 두번째 항은 서리의 두께 증가에 기여하는 부분으로써 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\dot{m}_f'' = \dot{m}_f' + \dot{m}_f'' \quad (6)$$

식(6)에서 나타낸 각 질량유속을 Fig.8에 나타내었다. White등¹⁶⁾은 \dot{m}_f' 와 \dot{m}_f'' 가 같은 값을 갖는다고 가정하여 수치해석을 하였으나, 이 그림을 통하여 알 수 있듯이 White의 주장은 이 연구의 실험 결과와 차이를 갖는다.

Fig.9와 Fig.10은 수직 평판 열교환기의 입구와 출구 근방에서의 서리층의 두께와 밀도를 각각 도시한 것이다. 이 두 그림에서 볼 수 있듯이 열교환기의 입구에서 서리층의 두께가 두껍고 밀도가 높은 서리가 발생하며, 뒤로 갈수록 그 두께가 얇고 밀도가 낮은 서리가 발생하며, 시간이 지남에 따라 그 차이는 증가한다. 그 이유는 앞에서 설명한 바와 같이 선단에서 멀어 질수록 질량유속이 감소하기

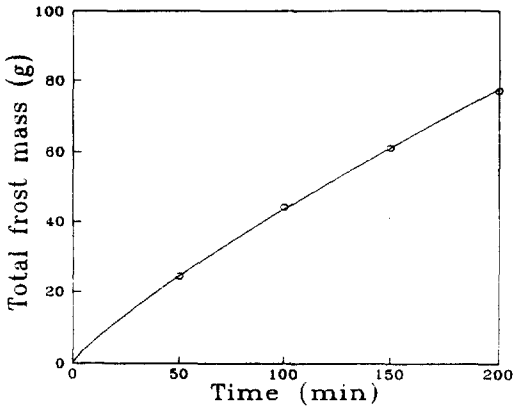


Fig.7 The variation of total frost mass with time

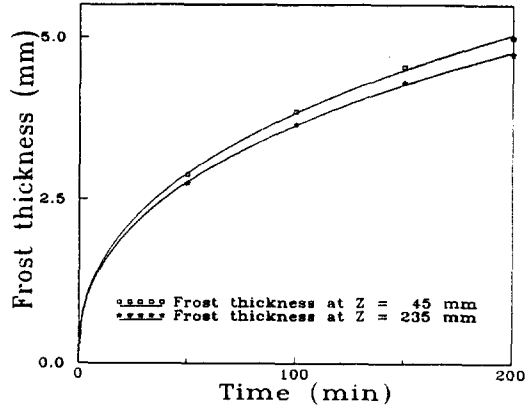


Fig.9 The variation of frost height with respect to time

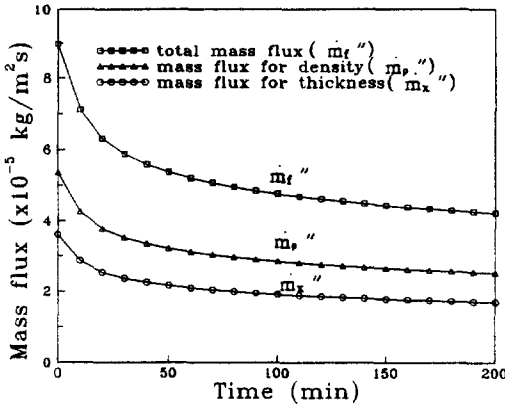


Fig.8 The variation of the frost deposition rate with time

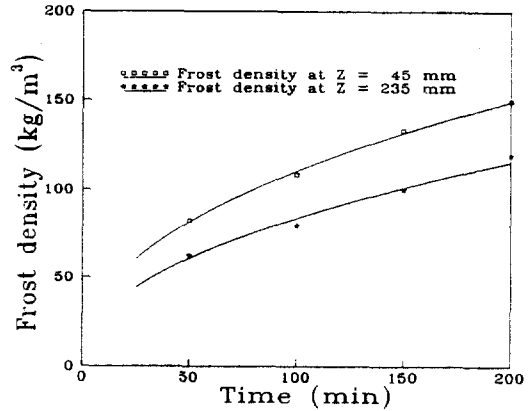


Fig.10 The variation of frost density with respect to time

때문이다. 또한, 두께와 밀도 모두 시간이 경과함에 따라 그 증가율이 감소하고 있는데, 이것은 Fig.7에서 알 수 있듯이 m_t'' 와 m_x'' 가 시간에 따라 감소하고 있기 때문이다. 이 연구의 결과를 정리하여 서리의 두께와 밀도를 시간과 위치의 함수로 나타내면, 각각 다음의 식으로 표현된다.

$$\rho_f = (16.05 - 7.81 \frac{Z}{L}) \cdot t^{0.45} \quad (7)$$

$$x_f = (0.65 - 0.056 \frac{Z}{L}) \cdot t^{0.39} \quad (8)$$

x_f 와 ρ_f 는 각각 서리층의 두께와 밀도로써 단위는 각각 mm, kg/m³이며, t는 시간으로써 단위는 min이다.(이 식의 적용은 Table 1의 조건에 한 함) 이 연구를 수행하며 서리층의 성장을 관찰한 결과 서리층의 밀도 및 두께는 위치에 대하여 선형 함수로 나타났으며, 그 크기와 공기의 유동 방향에 대한 구배는 시간과 함께 증가하였다. 식(7)과 (8)은 10% 이내의 오차범위에서 실험 결과와 일치한다. 이 때 식(7)과 식(8)의 지수는 Reynolds수의 함수로 알려져 있으며⁶⁾, 선단에서의 거리에 거의 독립적이다.

3.2 냉각판 사이의 공기의 유동

이 연구에서 수행된 실험은 공기 순환 팬의 모터에 입력되는 전류의 주파수를 일정한 값으로 유지하면서 실행되었다. Fig.11은 시간에 따른 시험부를 통할 때 발생하는 공기의 압력 강하의 변화를 도시한 것이다. 이 그림을 보면 착상이 200분 동안 진행된 결과 압력강하가 $0.07\text{mmH}_2\text{O}$ 이하에서 $0.32\text{mmH}_2\text{O}$ 이상의 값으로 증가하였다. 이 때 압력 강하량은 시간에 따라 선형적으로 증가한다. 또한 압력 강하에 의한 공기의 질량 유량의 감소를 Fig.12에 나타내었다. 열교환기를 통과하는 공기의 질량 유량이 초기에 비하여 200분이 경과한 후에는 13% 이상 감소하였으며, 감소의 형태는 선형적이다. 압력강하는 시간이 경과함에 따라 증가(Fig.11)하였고, 이에 따른 공기의 질량 유량은 시간에 따라 감소(Fig.12)하였다. 이것은 냉각면에서 발생한 서리의 성장에 따른 유동 단면적의 감소로 인한 유동 저항의 증가에 기인한 것이다. 이러한 질량 유량의 감소는 열교환기의 성능 감소를 유발하며, 압력 강하량의 증가는 fan 입력 동력의 증가를 야기시킨다.

3.3 서리층의 열전도 계수

공기로부터 서리층의 표면으로 전달되는 에너지는 서리층을 통하여 냉각면으로 전달된다. 서리층 내부의 에너지 방정식을 풀이하여 열전도계수에 대한 수식을 유도할 때 공기로부터 서리층의 표면으로 전달된 수증기는 서리층의 내부에서 열원(熱源)으로 작용하므로, 서리층 내부의 온도는 선형적인 분포를 갖지 않는다. 이러한 온도 분포를 고려하여 서리층의 열전도계수를 측정하기 위해서는 서리층 내부의 온도 분포와 밀도 분포를 알아야 하는 문제를 가지고 있다. 그러나, 잠열 유속이 서리층 표면 온도의 변화 및 열전도계수의 계산치에 큰 영향을 미치지 않는 않기 때문에, 서리층 내부의 온도 분포를 선형으로 가정하고, 서리층의 열전도 계수(k_c)를 다음의 식과 같이 구한다.

$$k_c = \frac{x_f \cdot \dot{Q}_s''}{T_{f,s} - T_p} \quad (9)$$

Fig.13은 시간의 변화에 따른 서리의 열전도계수

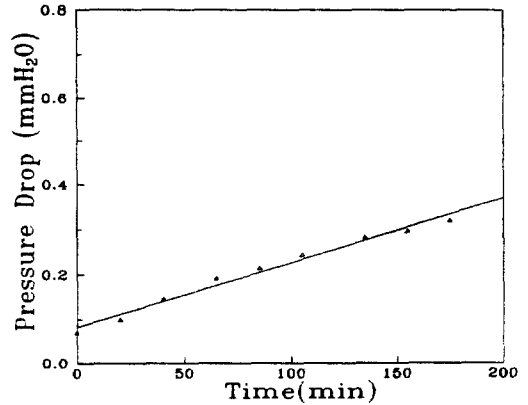


Fig.11 Pressure drop over the vertical flat plate heat exchanger

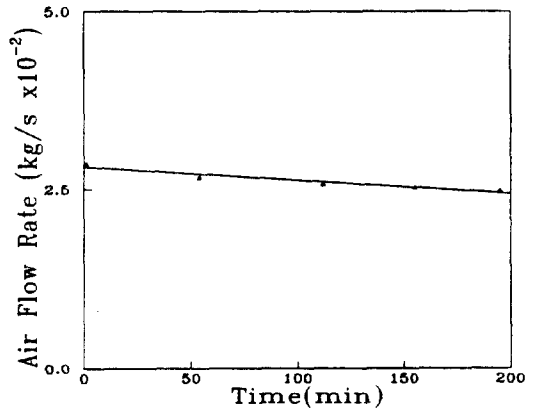


Fig.12 The variation of air flow rate with respect to time

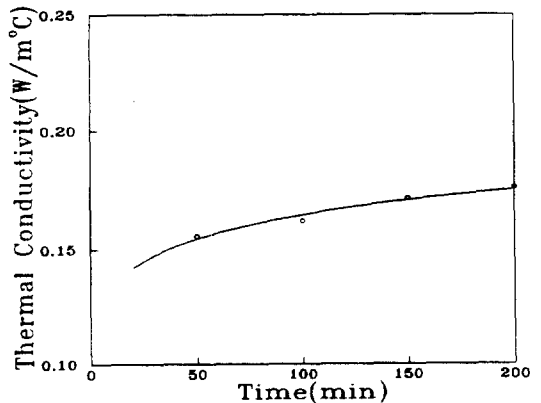


Fig.13 The variation of thermal conductivity of frost layer with respect to time

를 보여주고 있다. 이 그림에서 알 수 있듯이 시간이 경과함에 따라 서리층의 열전도계수도 증가하고 있다. 이것은 서리층의 밀도가 시간에 따라 증가하고 있기 때문이다. 서리층의 밀도와 서리층의 열전도계수의 관계를 Fig.14에 도시하였다. 이를 수식으로 표현하면 다음과 같다.

$$k_c = 0.132 + 3.13 \cdot 10^{-4} \cdot \rho_f + 1.60 \cdot 10^{-7} \cdot \rho_f^2 \quad (10)$$

여기서, k_c 의 단위는 $W/m^{\circ}C$ 이고, ρ_f 의 단위는 kg/m^3 이다. 이 식의 적용범위는 $50 < \rho_f < 150$ 이다.

3.4 열전달

Fig.15에는 공기로부터 냉각면으로 전달되는 열유속을 나타내었다. 이 그림에서 보는 바와 같이 시간이 지날수록 현열 및 잠열로 구성되는 열전달량이 감소하고 있다. 이것은 공기와 냉각판 사이의 에너지전달(현열 및 잠열의 전달)에 대한 저항의 증가에 기인한다. Lewis수가 1이라는 가정을 도입하면, 에너지 전달에 관한 식은 다음과 같다.

$$Q'' = \frac{h_{eff}}{C_{p,a}} \cdot (i_a - i_{f,s}) = \frac{k_{f,eff}}{x_f} \cdot \frac{i_{f,s} - i_p}{C_{p,a}} = \frac{i_a - i_p}{A \cdot C_{p,a} \cdot R_{th}} \quad (11)$$

R_{th} 는 공기와 냉각면 사이의 열저항으로써,

$$R_{th} = \frac{1}{h_{eff} \cdot A} + \frac{x_f}{k_{f,eff} \cdot A} \quad (12)$$

이다. 이 때 $k_{f,eff}$ 는 유효 열전도계수로서, 서리층의 표면과 냉각면사이의 열전도와 수증기의 확산을 포함하는 인자이다.⁷⁾

$$k_{f,eff} = k_c + k_d \quad (13)$$

여기서, k_c 는 수증기의 확산이 없을 경우의 순수한 전도에 대한 항이며 (식(9)와 (10)의 k_c), k_d 는 수증기의 확산에 대한 항이다. Fig.15를 살펴보면 착상

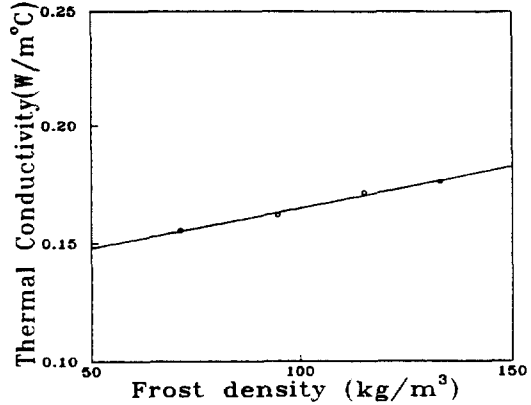


Fig.14 The variation of thermal conductivity of frost layer with respect to frost density

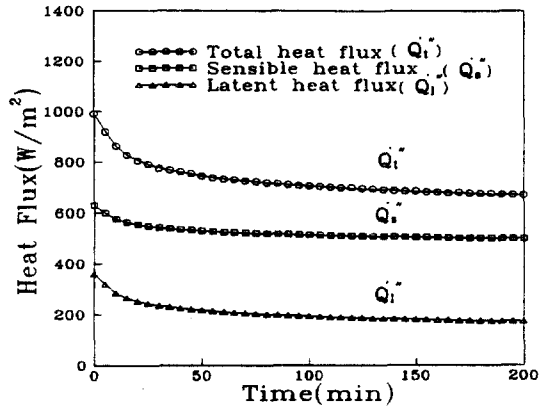


Fig.15 The variation of heat flux with respect to time

초기에 에너지 전달량이 비교적 급격히 감소하다가, 어느 정도의 시간이 경과한 후에는 그 감소의 폭이 줄어든다. 이는 Fig.16에 나타낸 공기와 냉각면 사이의 열저항과 깊은 관계를 가지고 있다(Fig.16은 열저항과 열교환기의 면적(A)를 곱한 값을 도시한 것이다). 총합 에너지 전달 계수의 역수와 같은 $A \cdot R_{th}$ 는 공기와 서리층의 표면 사이에서의 열저항과 서리층 내부의 열저항의 합으로 나타나며, 이것은 각각 식(12)의 우변의 첫번째 항과 두번째 항이다. 초기에는 서리층의 두께가 매우 작아 대부분의 열저항은 대류에 의한 항으로 나타나지만, 시간이 어느 정도 경과한 후에는 서리층이 갖는 열저항이 더 큰 값을 갖게 되며 200분이 경과하였을 때는 전도에 의한 열저항이 대류에 의한 열저항에 비해

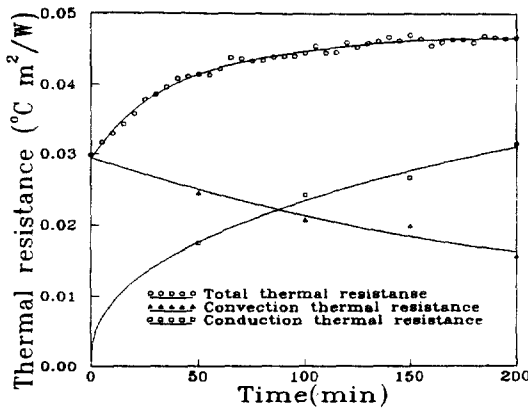


Fig.16 The variation of thermal resistance with time

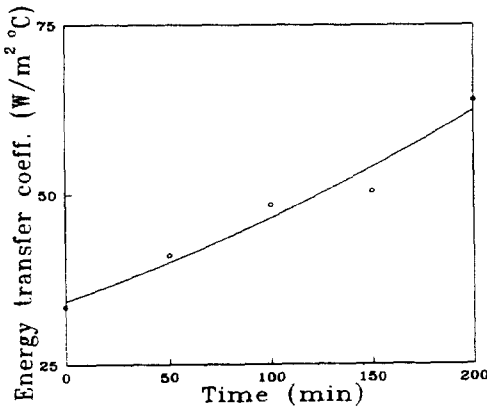


Fig.17 The variation of heat transfer coefficient with respect to time

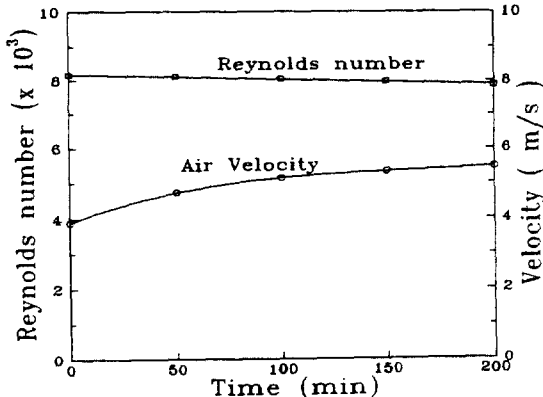


Fig.18 The variation of velocity and Reynolds number with respect to time

2배에 달하여 전체 열저항의 약 67%를 차지한다. Fig.16을 살펴보면, 대류에 의한 열저항은 계속적으로 감소하고 있는데, 이것은 Fig.17에 나타난 유효 열전달계수가 계속적으로 증가하는 것과 같은 의미이다. 이러한 현상은 Fig.5에 나타난 물질전달계수의 증가와 같은 현상이다. 유효 열전달계수가 계속적으로 증가하는 것은 다음의 식(완전히 발달된 관내 유동에서의 열전달 계수)에서 수력반지름의 감소와 속도항의 증가로 인한 것으로 판단된다.

$$h = C \cdot V^m \cdot D_h^{n-1} \tag{14}$$

여기서, m 은 1보다 작다. 이 때 D_h 는

$$D_h = 4 \frac{A}{P} = 4 \frac{W \cdot \delta}{2(W + \delta)} \tag{15}$$

이다. 즉, Fig.18에 나타난 바와 같이 공기의 유동 속도가 계속 증가하고 있으며, 유동 단면적의 계속적인 감소로 인하여 식(14)의 열전달계수는 계속적으로 증가한 것이다. 시간이 경과 함에 따라 유속은 증가하지만 Reynolds수가 감소하는 것은 유동 단면적의 감소에 따른 유속의 증가보다 식(15)의 수력학적 지름이 더 빠른 속도로 감소하기 때문이며, Reynolds수가 감소함에도 유효 열전달계수가 증가하는 것도 마찬가지로의 이유로 인한 것이다.

4. 결 론

열교환기를 통과하는 공기를 순환시키는 Fan의 입력 전류의 주파수를 일정하게하는 조건하에서, 수직 평행 평판 열교환기의 착상현상을 관찰한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 공기로부터 냉각면으로 전달되는 수증기의 질량 및 열 유속은 초기에 빠른 속도로 감소하지만, 시간이 어느 정도 경과한 후에는 그 감소 폭은 작아진다.
- 2) 열교환기의 표면에 부착된 서리의 질량, 두께, 그리고 밀도는 초기에는 큰 폭으로 증가하지만 시간이 지남에 따라 그 증가 폭은 둔화된다.
- 3) 서리층의 두께와 밀도는 상류에서 하류 방향

으로 선형적 감소를 하며, 시간이 지남에 따라 그 구배는 커진다.

4) 착상시 물질 및 대류 열전달 계수는 시간이 경과함에 따라 증가한다.

5) 착상 현상이 진행됨에 따라, 열교환기를 통하여 일어나는 공기의 압력강하는 선형적으로 증가하며, 공기의 질량 유량은 선형적으로 감소한다.

6) 공기와 냉각면 사이의 열저항은 초기에 매우 빠른 속도로 증가하지만, 일정한 시간이 경과한 후에는 그 증가 폭은 미미하다.

7) 공기와 냉각면 사이의 열저항은 착상초기에는 대부분 대류 열저항에 의한 것이지만, 시간이 지남에 따라 서리층에 의한 전도 열저항이 지배적이 된다.

후 기

이 논문은 1993년도 한국 학술진흥재단의 자유공모과제 연구비에 의하여 연구되었으며, 동 재단의 관계제위께 감사의 뜻을 표한다.

참 고 문 헌

1. Hayashi, Y., Aoki, A., and Yuhana, H., 1977, "Study of Frost Formation Based on a Theoretical Model of the Frost Layer", Heat Transfer, Jap. Res., Vol.6, No.3, pp.79-94.
2. Hayashi, Y., Aoki, K., Adachi, S., and Hori, K., 1977, "Study of Frost Properties Correlating with Frost Formation Types", ASME, J. Heat Transfer, Vol.99, No.2, pp.239-245.
3. Reid, R.C., Brian, P.L.T., and Weher, M.E., 1966, "Heat Transfer and Frost Formation Inside a Liquid Nitrogen-Cooled Tube", A.I.Ch.E.-J., Vol.11, pp.1190-1195.
4. Hosoda, T. and Uzuhashi, H., 1967, "Effects of Frost on the Heat Transfer Coefficient", Hitachi Review, Vol.16, No.6, pp.254-259.
5. Trammel, G.J., Little, D.C., and Killgore, E.M., 1968, "A Study of Frost Formed on a Flat Plate Held at Sub-Freezing Temperature", ASHRAE-J., Vol.10, No.7, pp.42-47.
6. O'Neal, D.L., 1983, "The Effects of Frost Formation on the Performance of a Parallel Plate Heat Exchanger", Ph.D. Thesis, Purdue University.
7. Kamei, S., Mizushima, T., Kifune, S. and Koto, T., 1952, "Research on the Frost Formation in a Low Temperature Cooler Condense", Japanese Science Review, Vol.2, No.3, pp.317-326.
8. Niederer, D.H., 1976, "Frosting and Defrosting Effects on Coil Heat Transfer", ASHRAE Trans., Vol.92, No.1, pp.467-473.
9. Yamakawa, N., Takahashi, N., and Ohtani, S., 1972, "Forced Convection Heat and Mass Transfer under Frost Conditions", Heat Transfer Jap.-Res., Vol.1, No.2, pp.1-10.
10. Betty, K. O., Finch, B. B., and Schoenborn, K. M., 1951, "Heat Transfer from Humid Air to Metal Under Frosting Conditions", Refrig. Eng., pp. 1203-1207.
11. Chen, M.M. and Rohsenow, W., 1964, "Heat Mass, and Momentum Transfer Inside Frosted Tubes-Experiment and Theory", ASME, J. Heat Transfer, pp.334-340.
12. Gatchilov, T. S. and Ivanova, V. S., 1979, "Characteristics of Extended Surface Air Coolers during Operation under Frosting Conditions", Int. J. Fefrig., Vol.2, No.4, pp.233-236.
13. Stoecker, W. F., 1957, "How Frost Formation on Coils affects Refrigeration Systems", Refrigeration Engineering, Vol.65, No.2, pp.42-46.
14. Stoecker, W. F., 1960, "Frost Formation on Refrigeration Coils", ASHRAE Trans., Vol.66, pp.91-105.
15. Barrow, H., 1986, "Heat and Mass Transfer in Frosting, Seminar on Fouling and Cleaning of Heat Exchanger", Liverpool Univ., Liverpool U.K., ImechE, Paper No.3.
16. J. E. White and C. J. Cremers, 1974, "Prediction of Growth Parameters of Frost Deposits in Forced Convection", AIAA/ASME Thermophysics and Heat Transfer Conference, No.74-HT-53, Boston, Massachusetts, July 15-17, 1974.