

서리성장에 따른 이산화탄소용 마이크로채널 증발기의 성능에 관한 해석적 연구

신 은 성, 조 홍 현^{*†}

조선대학교 기계공학과 대학원, *조선대학교 기계공학과

Analysis Study of Performance of CO₂ Microchannel Evaporator According to Frost Growth

Eunsung Shin, Honghyun Cho^{*†}

Graduate School of Mechanical Engineering, Chosun University, Gwangju 501-759, Korea

**Department of Mechanical Engineering, Chosun University, Gwangju 501-759, Korea*

(Received August 16, 2012; revision received September 6, 2012)

ABSTRACT: The microchannel evaporator with louver fin using carbon dioxide are analyzed according to the frost growth. To predict the performance of microchannel evaporator with the frost growth under low temperature, the simulation condition of previous studies was applied. As a result, the frost thickness increases and its increasing rate is reduced when the operating time increases. Frost thickness increases gradually below the quality of 0.74, and then it decreases rapidly. In addition, the frost growth of present model under same surface temperature is very similar trends with Moallem's test results. In case of low temperature application, the dimensionless frost thickness increases dramatically and it is about 0.86 after 10 minutes.

Key words: Frost(서리), Evaporator(증발기), Heat transfer(열전달), Louver fin(루버핀)

기 호 설 명

<p>A : 면적 [m²] D : 수력직경 [m] f : 마찰계수 F : 핀 G : 질량유속 [kg/m²s] h : 열전달계수 [W/m²K] j : Colburn factor k : 열전도도 [W/mK] L : 루버</p>	<p>\dot{m} : 질량유량 [kg/s] Pr : Prandtl 수 Re : Reynolds 수 S : 핵비등 억제계수 T : 온도 [°C] x : 건도 Y : 보정계수</p> <p style="text-align: right;">그리스 문자</p> <p>Γ : 무차원 서리두께 Δp : 압력강하 [Pa] α : 흡수보정계수 δ : 서리두께 [m] ε : 단면의 증기 공극률</p>
--	---

† Corresponding author

Tel.: +82-62-230-7050; fax: +82-62-230-7055

E-mail address: hhcho@chosun.ac.kr

θ	: 관 둘레 각도 [rad]
ρ	: 밀도 [kg/m ³]
τ	: 시험시간 [s]

하첨자

<i>0</i>	: 초기
<i>a</i>	: 각도 [°]
<i>air</i>	: 공기
<i>cb</i>	: 대류비등
<i>de</i>	: 드라이아웃 완료
<i>di</i>	: 드라이아웃 시작
<i>dry</i>	: 드라이 조건
<i>dryout</i>	: 드라이아웃 영역
<i>eq</i>	: 등가
<i>f</i>	: 서리
<i>fric</i>	: 마찰
<i>fs</i>	: 서리표면
<i>h</i>	: 뜨거운 유체
<i>in</i>	: 입구
<i>H</i>	: 균질상태(homogeneous)
<i>he</i>	: 높이
<i>L</i>	: 액체
<i>m</i>	: 운동량
<i>M</i>	: 분무류
<i>nb</i>	: 핵비등
<i>out</i>	: 출구
<i>p</i>	: 피치
<i>pass</i>	: 통과
<i>static</i>	: 고정
<i>tp</i>	: 이상(two-phase) 유동
<i>V</i>	: 증기
<i>wet</i>	: 젖은 조건

1. 서 론

인구가 기하급수적으로 증가함에 따라 인간 활동에 의해 유발되는 각종 환경오염이 심각해지고 있는 실정이다. 특히, 지구온난화 및 오존층 파괴 등의 환경오염이 대두되고 있으며 이에 따라 각종 규약 및 제재가 가속화 되고 있다. 현재 냉동공조 시스템의 작동유체로 사용 중인 HCFC 및 HFC 계열 합성냉매의 경우 몰트리올 의정서 및 교토의정서에 의해 규제대상으로 포함되어 있으므로 대체냉매 개

발의 필요성이 절실하다. 대체냉매를 개발하여 시스템의 작동유체로 사용할 수 있지만 궁극적인 해결책은 자연냉매를 이용하는 것이다. 자연냉매에는 여러 종류가 있지만 그중 이산화탄소는 비가연성에 독성이 없고, 기존의 시스템과 호환성이 우수하며, 작은 체적열용량을 갖기 때문에 시스템 소형화에 유리하다. 따라서 여러 가지 장점이 존재하여 이산화탄소용 냉공조 기기에 적용이 가능한 마이크로채널 이산화탄소용 열교환기에 대한 연구가 필수적이다.

마이크로채널을 이용한 열교환기는 이산화탄소 시스템이 요구하는 고압에서의 안정성을 보장해줄 뿐만 아니라 고효율, 고집적의 열교환기를 가능케 한다. 한편 쇼케이스 및 냉동시스템의 경우 서리성장에 따라 열교환기의 용량이 급격히 감소하고 이에 시스템 성능이 크게 저하되기 때문에 적절한 순간에 제상운전을 실시해야 시스템 성능을 유지할 수 있다. 기존의 연구를 살펴보면 Lee et al.⁽¹⁾은 서리층으로부터 승화된 열발생과 수증기 분자확산을 고려한 모델을 이용하여 전체적인 서리성장 현상들의 정확한 예측을 통해 개선된 해석방법을 제공하였다. 또한 Xia et al.⁽²⁾은 공기측 착상과 제상조건에서 루버핀을 적용한 마이크로채널 열교환기의 열수력 거동을 실험적으로 연구하였으며 Hermes et al.⁽³⁾은 평평한 표면에서 서리 생성과정에 중요한 요소인 공기 온도, 습도, 속도, 표면온도에 초점을 맞추어 시간에 따라 이론 및 실험적 연구를 수행하였다. 실험 결과, 표면온도가 다른 요소에 비해 서리성장물에 큰 영향을 주는 것을 확인하였다. Xia and Jacobi⁽⁴⁾는 실험적 연구를 통하여 루버핀을 적용한 마이크로채널 열교환기의 상관식을 개발하였으며 시간에 따른 열교환기의 열전달 성능을 예측하였다.

하지만 이전의 연구에서는 이산화탄소를 적용한 마이크로채널 증발기의 서리성장에 따른 성능해석에 대한 연구는 진행된 적이 없다. 특히 냉동기의 경우 매우 낮은 온도에서 증발기가 작동함으로 저온조건에서의 서리성장에 관한 연구를 기초로 하여 성능을 예측할 수 있는 모델의 개발은 매우 필요하다. 이에 본 연구에서는 저온영역에서 루버핀을 적용한 이산화탄소 마이크로채널 증발기의 서리성장에 따른 성능을 예측할 수 있는 해석적 모델을 개발하고 시간과 온도조건에 따른 서리성장 및 성능변화를 해석적 연구를 통하여 진행하였다. 본 연구를 통하여 자연냉매인 이산화탄소를 적용한 저온영역 증발기의 서리성장에 따른 기초적인 성능 데이터를 제공할 수 있을 것으로 기대된다.

2. 모델링 및 해석 조건

본 연구에서 설계한 이산화탄소용 증발기는 Fig. 1과 같이 루버핀을 적용한 마이크로채널 열교환기로 세로는 210.8 mm, 가로는 293 mm이다. 총 20개의 관으로 구성되었으며, 5개씩 나누어 냉매의 유동 방향을 반대로 흐를 수 있게 설계하였다. 마이크로채널 증발기의 포트 단면은 Fig. 2와 같이 설계하였으며 냉매는 균일하게 분배된다고 가정하였다. 본 연구에서 설계된 열교환기의 자세한 사양은 Table 1에 나타내었다.

일반적으로 열교환기 표면은 시간이 경과함에 따라 서리가 성장하면서 열저항이 증가하고 이에 따라 냉매와의 열전달이 감소하게 된다. 감소된 열전달량은 시스템의 냉동용량에 큰 영향을 미치기 때문에 이에 대한 정확한 해석은 매우 중요하다. 따라서 본 연구에서는 루버핀에서 서리 성장에 따른 열전달을 예측한 Xia and Jacobi⁽⁴⁾의 상관식을 이용하여 서리 성장에 따른 열교환기의 성능을 예측해 보았다. 본 연구에서 사용된 각 미소체적에 대한

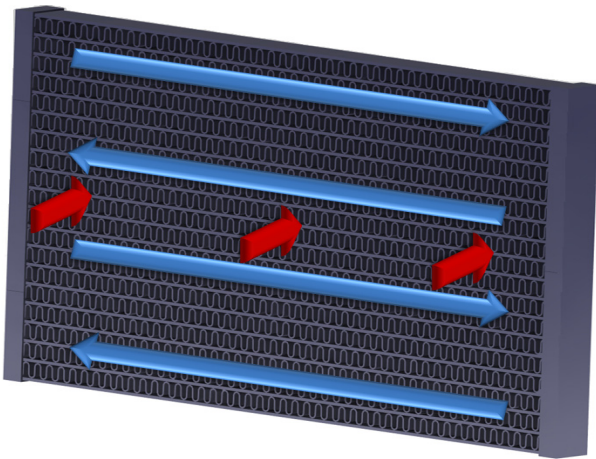


Fig. 1 Schematic diagram of an evaporator.

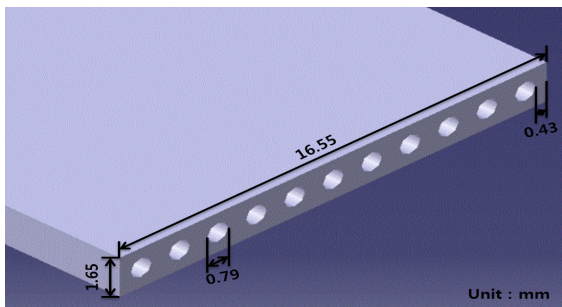


Fig. 2 Cross sectional view of a microchannel tube.

Table 1 Specifications of an evaporator

Item	Parameter	Specification
Total heat exchanger	Height(mm)	210.8
	Width(mm)	293
Tube	Port number	11
	Diameter(mm)	0.79
	Depth(mm)	16.55
	Pitch(mm)	10.54
	Thickness(mm)	1.65
Fin	Depth(mm)	1.65
	Height(mm)	8.89
	Pitch(mm)	16.55
	Thickness(mm)	0.1
Louver	Height(mm)	7.16
	Pitch(mm)	1.7
	Angle(°)	23
Material		AL

j-factor와 f-factor 상관식은 다음과 같이 표현된다.

$$j/j_0 = 1.0 - 2.804\Gamma + 4.233\Gamma^2 \tag{1}$$

$$f = 5.47 Re_{L_p}^{-0.72} \times (L_p \sin(L_\alpha))^{0.37} (F_{he})^{0.23} (L_p)^{0.2} \left(\frac{L_{he}}{F_{he}} \right)^{0.89} \tag{2}$$

시간이 경과함에 따라 서리두께도 점차 증가하게 되는데 이를 모델링하기 위한 서리두께에 대한 상관식은 다음과 같다.

$$\delta_f = \int_0^\tau (1 - \alpha) \dot{m}_f / (A_h \rho_{fs}) dt \tag{3}$$

여기서, ρ_{fs} 는 서리표면의 밀도로 Hayashi et al.⁽⁵⁾이 제안한 상관식을 사용하였으며 이는 다음과 같이 표현된다.

$$\rho_{fs} = 650 \exp(0.277 T_{fs}) \tag{4}$$

또한 공기와 열교환하는 이산화탄소 냉매의 비등 열전달(boiling heat transfer)을 계산하기 위해 Cheng et al.^(6,7)이 제안한 상관식을 사용하였다. 일반적으로 수평관에서 드라이아웃(dryout) 영역 이전의 비등 열전달계수는 식(5)~식(7)과 같이 표현된다.

$$h_{tp} = \frac{\theta_{dry} h_V + (2\pi - \theta_{dry}) h_{wet}}{2\pi} \quad (5)$$

$$h_V = 0.023 Re_V^{0.8} Pr_V^{0.4} \frac{k_V}{D_{eq}} \quad (6)$$

$$h_{wet} = [(Sh_{nb})^3 + h_{cb}^3]^{1/3} \quad (7)$$

증발기에서 드라이아웃이 발생하면 열전달계수는 급격히 감소함으로 일반적인 열전달계수 상관식을 적용할 경우 정확한 값을 예측할 수 없다. 따라서 본 연구에서는 식(8)과 식(9)을 적용하여 증발기 해석을 수행하였다.

$$h_{dryout} = h_{tp}(x_{di}) - \frac{x - x_{di}}{x_{de} - x_{di}} [h_{tp}(x_{di}) - h_M(x_{de})] \quad (8)$$

$$h_M = 2 \times 10^{-8} Re_H^{1.97} Pr_V^{1.06} Y^{-1.83} \frac{k_V}{D_{eq}} \quad (9)$$

이산화탄소 냉매가 관을 유동하면서 발생하는 압력강하에는 총 3가지가 있는데 이는 중력에 의한 압력강하, 운동량(momentum)에 의한 압력강하, 마찰(friction)에 의한 압력강하이며 이들은 다음과 같이 표현된다.

$$\Delta p_{total} = \Delta p_{static} + \Delta p_m + \Delta p_{fric} \quad (10)$$

여기서, 중력에 대한 압력강하는 무시하였으며, 운동량에 의한 압력강하 상관식은 다음과 같다.

$$\Delta p_m = G^2 \left\{ \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_L(1-\varepsilon)} + \frac{x^2}{\rho_V \varepsilon} \right]_{out} - \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_L(1-\varepsilon)} + \frac{x^2}{\rho_V \varepsilon} \right]_{in} \right\} \quad (11)$$

또한, 마찰에 의한 압력강하 상관식은 각각의 전이 경계 조건에 따라 달라지므로 이를 반영한 Cheng et al.⁽⁸⁾의 상관식을 이용하여 마이크로채널 증발기 입·출구에서의 압력변화를 해석하였다. 서리성장에 따른 마이크로채널 증발기를 해석하기 위해 Xia and Jacobi⁽⁴⁾가 제안한 조건과 동일한 운전조건을 적용하여 해석을 수행하였다. Xia and Jacobi⁽⁴⁾가 제안한 조건은 총 4가지가 있으며, 그중 본 연구에서는 두 가지 조건을 선택하여 해석을 진행하였다. 또한, 실험 데이터를 통한 해석모델의 검증에 위해 Moallem

Table 2 Simulation conditions with frost growth

Condition	Ref. inlet temp.(°C)	Air inlet temp.(°C)	Air inlet humidity (%)	Air inlet velocity (m/s)
A (Xia and Jacobi)	-10	-1	80	1.0
B (Xia and Jacobi)	-15	-1	80	2.0
C (Mallem et al.)	-12	1.67	82	1.5
D (Present model)	-20	-12	80	2.0

et al.⁽⁹⁾이 실험한 냉매 및 공기측 입구조건을 적용하여 비교·검증을 실시하였다. 해석과 검증을 위해 설정된 자세한 해석조건들을 Table 2에 나타내었다.

서리성장에 따른 열교환기 성능 해석은 EES(Engineering Equation Solver)를 이용하였으며 열교환기 전체를 같은 단위 길이로 나누어 한 구간의 입구조건으로 열교환 관계식을 풀어 출구조건을 구한 후 출구조건을 다음 구간의 입구조건으로 해석하여 순차적으로 열교환기의 최종 출구조건을 구하는 관순법⁽¹⁰⁾을 사용하였다.

3. 해석 결과 및 고찰

3.1 서리성장 조건에서 증발기의 성능 해석

루버핀을 적용한 마이크로채널 증발기가 낮은 온도에서 작동되면 서리가 생성되고 이에 열전달이 감소하여 증발기의 성능이 저하되는데 공기측 서리성장을 모델링하기 위해서 Xia and Jacobi⁽⁴⁾가 제안한 상관식을 이용하여 본 연구에서 설계된 증발기의 성능해석을 진행하였다. 또한 본 연구에서 설계된 이산화탄소를 냉매로한 증발기의 성능과 부동액을 냉매로한 X&J 모델의 성능을 비교하였다. Xia and Jacobi⁽⁴⁾이 제안한 7개의 열교환기는 수직관형 열교환기이며 그중 본 연구에서 설계한 증발기와 가장 유사한 사양을 가지는 열교환기를 비교의 대상으로 선정하였다. 본 연구에서 선정된 열교환기와 X&J가 제안한 모델의 자세한 사양을 Table 3에 나타냈

Table 3 Heat exchanger geometric parameters

Parameter	X&J model	Present model
Heat exchanger width(mm)	330	293
Heat exchanger height(mm)	356	210.8
Fin depth(mm)	27.9	16.55
Fin pitch(mm)	2.12	1.65
Fin height(mm)	8.3	8.89
Fin thickness(mm)	0.2	0.1
Louver length(mm)	5.9	7.16
Louver angle(°)	27	23
Louver pitch(mm)	1.4	1.7

으며 Table 2의 조건 A와 동일한 냉매의 온도 및 공기측 상태량을 적용하여 증발기의 성능비교를 진행하였다.

Fig. 3는 본 연구에서 설계한 열교환기에 Xia and Jacobi⁽⁴⁾의 서리성장 상관식을 적용한 이상(two-phase)상태에서 건도에 따른 이산화탄소의 열전달 계수 변화를 나타내고 있다. 본 연구에서는 증발기 입구의 냉매 건도를 0.1로 유입되도록 설정하여 해석을 수행하였다. 냉매의 질량유속이 222.6 kg/m²s로 일정할 때 건도가 증가함에 따라 간헐류(intermitent flow)와 환상류(annular flow)에서 열전달계수가 증가하는 것을 볼 수 있다. 하지만 성층-파형류(stratified-wavy flow)와 드라이아웃이 발생하면서 열전달계수는 급격히 감소하며, 분무류(mist flow)에서는 약 0.3 kW/m²K로 매우 낮은 열전달계수 값을 나타내는 것을 볼 수 있다.

Fig. 4는 본 연구에서 설계한 증발기에서 시간에 따른 핀과 관 표면에서 서리두께의 변화를 보여주고 있다. 시간이 경과함에 따라 서리의 두께가 점점 증가하였으며, 서리의 성장률은 점차 감소하는 것을 확인할 수 있다. 주어진 운전조건에서 증발기 냉매의 건도가 약 0.74 이후에서 서리두께가 감소하기 시작하여 0.8 이후 급격히 감소한다. 이는 이산화탄소 냉매가 환상류에서 성층-파형류로 변화하고 드라이아웃이 발생하면서 공기와의 열전달이 감소하여 공기측 입·출구의 습도비 차가 크게 감소하기 때문이다. 또한 건도가 약 0.88일 때 시간에 상관없이 서리두께가 거의 0이 되는데 이는 증발기로 유입되는 냉매의 입구조건을 변화시키지 않고 일정한

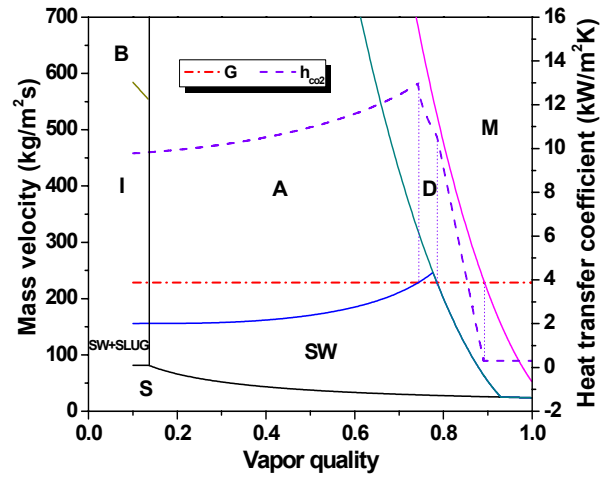


Fig. 3 The CO₂ flow pattern map for the present mode(Chen et al.⁽⁸⁾).

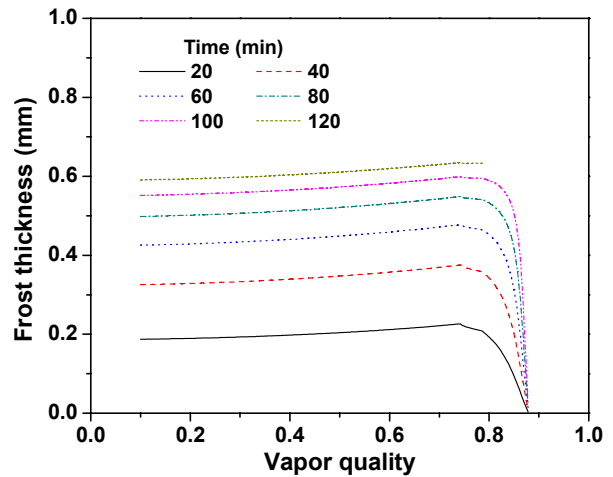


Fig. 4 Comparison of frost thickness with vapor quality.

값으로 해석하였기 때문이다. 그러나 서리성장에 따른 증발기에서의 드라이아웃은 시간이 지날수록 열교환기 출구 부분으로 점점 이동하게 되고 본 연구에서 운전 시간이 120분인 경우 열교환기 전체에서 서리성장이 급격히 증가하여 드라이아웃 현상이 발생하지 않고 증발기를 빠져나가는 것으로 해석되었다.

Fig. 5는 시간에 따른 공기측 유동면적의 통과비(passage ratio)의 변화를 보여주고 있다. 통과비는 전체 공기측 유동면적과 서리성장에 의해 감소한 유동면적을 제외하고 공기가 통과할 수 있는 면적의 비로 식(12)와 같이 표현된다.

$$Passage\ ratio = \frac{A_{air, pass}}{A_{total}} \quad (12)$$

시간이 경과함에 따라 통과비는 감소하는 경향을 보이는데 이는 Fig. 4에서 볼 수 있듯이 시간이 지날수록 서리두께가 증가하고 이에 유동면적이 점점 감소하기 때문이다. 또한 건도가 0.1에서 점점 증가할수록 증발기에서 공기측 통과비가 조금씩 감소하는데 이는 냉매측 압력강하에 의해 공기와의 열교환하는 냉매의 온도가 점점 감소하여 서리의 성장이 촉진되고 이에 열전달량이 저하되었기 때문이다.

Fig. 6은 본 연구에서 설계한 열교환기의 성능과 X&J 모델의 냉방용량 변화를 시간에 따라 비교하여 보여주고 있다. 시간이 120분 경과함에 따라 본 연구에서 설계한 모델과 X&J 모델의 냉방용량은 각각 27.9%와 21.8%씩 감소하였다. 또한, 두 모델의 냉방용량이 평균 약 0.67 kW정도 차이가 나는데 이는 열교환기 체적이 약 3.2배 정도 차이가 날 뿐

만 아니라 X&J 모델은 관 안쪽의 냉매를 에틸알코올(ethyl alcohol)을 사용한 것에 반해 본 연구에서 설계한 모델의 경우 이산화탄소를 사용하여 관 내부에서 두 냉매의 열전달계수 값의 차이로 인한 것으로 판단된다. 그러나 Fig. 6에서 볼 수 있듯이 두 모델의 냉방용량을 제외하고 시간이 경과함에 따라 냉방용량의 감소율과 서리성장의 경향성이 유사하게 나타나는 것을 확인할 수 있었다.

3.2 실험을 통한 증발기 모델 검증

Xia and Jacobi⁽⁴⁾의 서리 성장식을 적용하여 본 연구에서 설계된 증발기에 대하여 Moallem et al.⁽⁹⁾이 수행한 증발기 성능 실험과의 비교 연구를 진행하였으며 이때 각각의 열교환기에 대한 자세한 사양을 Table 4에 나타내었다. 또한 Table 2에 제시한 운전조건 B(Xia and Jacobi)와 조건 C(Moallem)의 냉매 및 공기측 운전조건을 적용하여 서리성장에 따른 성능을 비교하였다. Moallem 증발기 모델은 X&J 모델과 동일하게 수직관형 열교환기를 사용하였으며 Moallem 모델의 경우 본 연구에서 설계된 열교환기에 비하여 체적이 약 2.3배 크다. 이 때 중요한 성능요소인 열교환기 표면온도는 Table 2에 나타낸 조건을 기준으로 유사한 표면온도를 선정하여 비교하였다.

Fig. 7은 시간에 따른 무차원 서리두께의 변화를 각각의 표면온도 조건에서 비교하여 보여주고 있다. 여기서 무차원 서리두께는 핀 피치에 대한 서리두께로 다음과 같이 표현된다.

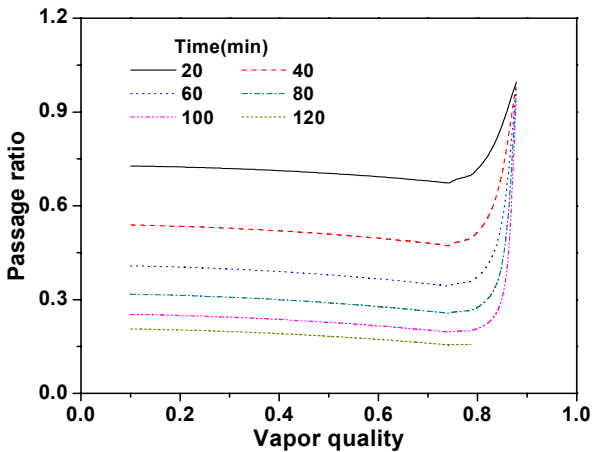


Fig. 5 Comparison of passage ratio with vapor quality.

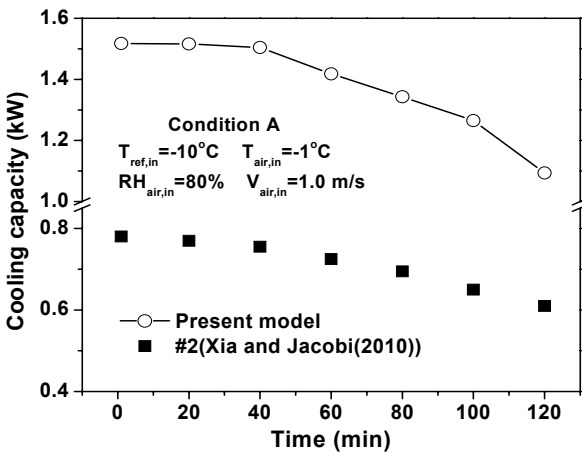


Fig. 6 Comparison of cooling capacity with time.

Table 4 Heat exchanger geometric parameters

Parameter	Moallem model	X&J model	Present model
Heat exchanger width(mm)	305	330	293
Heat exchanger height(mm)	305	356	210.8
Fin depth(mm)	25.4	27.9	16.55
Fin pitch(mm)	1.25	2.12	1.65
Fin height(mm)	9.3	8.3	8.89
Fin thickness(mm)	0.1	0.2	0.1
Louver length(mm)	7.7	5.9	7.16
Louver angle(°)	-	27	23
Louver pitch(mm)	1.1	1.4	1.7

$$\Gamma = \frac{\delta_f}{\left(\frac{F_p}{2}\right)} \quad (13)$$

시간이 15분 경과하였을 때 Moallem의 실험결과 서리층 표면온도가 -9°C 인 경우 무차원 서리 두께가 약 0.74정도 증가하였으며, 20분 경과하였을 때 서리층 표면온도가 -7°C 인 경우 약 0.5정도 증가하는 것으로 나타났다. 본 연구에서 설계한 이산화탄소 증발기 모델에 Moallem의 운전조건인 조건 C를 적용하였을 경우 서리층 표면온도는 각각 -11°C 와 -7.5°C 로 나타났다. Fig. 7에서 볼 수 있듯이 Moallem 실험결과는 서리층 표면온도가 -9°C 와 -7°C 이며 본 연구에서 설계한 이산화탄소 증발기 모델의 서리층 표면온도인 -11°C 와 -7.5°C 인 조건과 비교하였을 때 무차원 서리두께의 크기와 변화가 거의 유사하게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 또한, 본 연구에서 설계된 증발기 모델의 서리층 표면온도가 Moallem 모델의 서리층 표면온도보다 각각 0.5°C 와 2°C 낮기 때문에 무차원 서리두께가 실험값에 비하여 약간 크게 예측하는 것으로 나타났다. 유사한 조건에서의 실험결과와의 비교를 통하여 본 연구에서 개발된 해석모델로 예측된 증발기에서의 서리성장이나 성능변화 정도가 실험값과 유사함을 확인할 수 있다.

해석결과를 바탕으로 -20°C 정도의 저온영역에서 루버핀을 적용한 마이크로채널 증발기의 서리성장 변화를 예측하기 위해 KS C 9305-96⁽¹¹⁾을 기준으로 공기측 입구조건인 조건 D를 적용하여 성능을 예측해 보았다. 냉동기용 이산화탄소 증발기로 사용하기 위해서는 증발기 안쪽에 흐르는 냉매의 온도가 -20°C 이하가 되어야 함으로 본 연구에서는 -20°C 에 유사한 온도조건을 조건 D로 선정하였다. 본 연구에서 냉매의 온도가 -20°C 인 경우 관의 표면온도 -17.8°C 로 나타났으며 서리의 성장은 운전 초기부터 약 7분까지 급격히 증가하여 무차원 서리 두께가 0.8에 가까워지고 그 후 서리의 성장 정도는 크게 감소하는 경향을 보였다. 또한 운전 시간이 10분 경과하였을 때 무차원 서리두께는 약 0.86로 거의 대부분의 열교환기에 서리가 생성되는 것으로 예측되었다. 무차원 서리의 두께가 0.5가 되는 시간을 비교하여 보면 관의 표면온도가 -7.5°C , -11°C , -17.5°C 인 경우 각각 27분, 12분, 3분 정도 소요되는 것으로 예측되었다.

Fig. 8는 시간에 따른 증발기의 냉방용량비의 변화를 비교하여 보여주고 있다. 여기서 냉방용량비

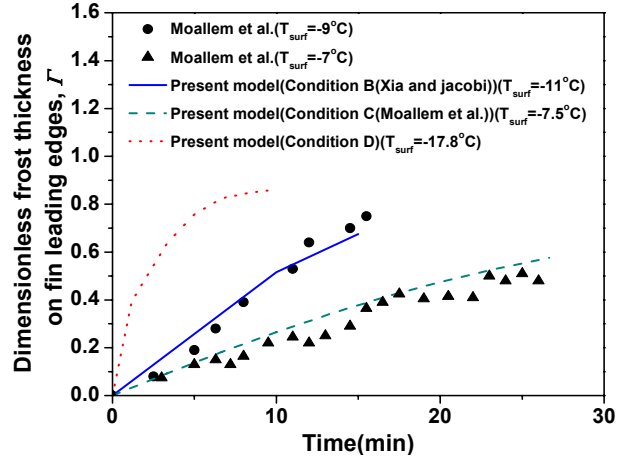


Fig. 7 Comparison of dimensionless frost thickness with time.

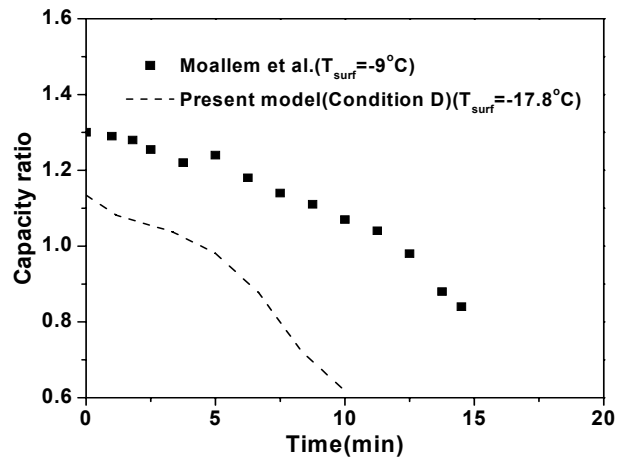


Fig. 8 Comparison of capacity ratio with time.

는 Moallem et al.⁽⁹⁾이 제안한 수식을 이용하였으며 이는 다음과 같이 표시된다.

$$\begin{aligned} \text{Capacity ratio} &= \frac{\dot{Q}_{time}}{\dot{Q}_{0, @ T_{surf} = -7^{\circ}\text{C}}} \\ &= \frac{\dot{Q}_{time}}{(1,320 \text{ W})} \end{aligned} \quad (14)$$

시간이 15분 경과하였을 때 서리층 표면온도가 -9°C 인 Moallem의 실험결과의 냉방용량비는 약 38.5% 감소하였다. 반면, 본 연구에서 설계한 모델이 저온영역 조건인 조건 D의 냉매 및 공기측 상태량을 적용하여 증발기 성능해석을 수행하였을 경우 시간이 10분 경과하였을 때 냉방용량비는 약 45% 감소하는 것으로 나타났다. 이는 본 연구에서 설계한 증발기 모델의 관의 표면온도가 Moallem 모델의 표

면온도보다 약 8.8°C 낮기 때문에 서리의 성장이 급하고 이에 열저항이 크게 증가하여 냉동용량의 감소정도가 크게 나타나기 때문이다. 따라서 이산화탄소 시스템에서 마이크로채널 증발기를 -20°C 이하의 저온조건에서 사용하기 위해서는 제상 시스템의 장착이 필수적이며 열교환기의 설계가 서리성장을 방지할 수 있도록 설계되어야 함을 확인하였다.

4. 결 론

본 연구에서는 서리성장 조건에서 루버핀을 적용한 이산화탄소 마이크로채널 증발기의 성능을 시간에 따라 예측하였으며 이를 X&J와 Moallem 모델과 비교하여 각각의 운전특성을 고찰하였다. 또한 저온영역에서의 서리성장의 변화를 예측하고 냉방용량의 감소정도를 고찰하였다. 이를 통하여 얻은 결과는 다음과 같다.

(1) 본 연구에서 설계된 이산화탄소용 마이크로채널 증발기에서 시간이 경과함에 따라 서리두께는 점점 증가하였으며 서리의 성장률은 점차 감소하는 것을 확인할 수 있었으며, 증발기에서 냉매의 건도가 약 0.8이후에서 서리두께가 급격히 감소하였다.

(2) Moallem 실험결과와의 비교를 통하여 유사한 표면온도에서 시간이 경과함에 따라 서리의 크기 및 성장 경향성이 비슷하게 나타났으며, 저온 운전조건에서 시간이 10분 경과하였을 때 무차원 서리두께가 약 0.86로 빠르게 증가하는 것을 예측하였다.

(3) 운전시간이 10분 경과 후 서리층 표면온도가 -9°C 인 Moallem 증발기의 냉방용량비는 약 38.5% 감소한 반면 본 연구에서 설계한 모델이 저온영역에서 작동될 경우 서리층 표면 온도가 -17.8°C 이고 냉방용량비는 약 45% 감소함을 예측하였다.

참고문헌

1. Lee, K. S., Kim, W. S., and Lee, T. H., 1997, A one-dimensional model for frost formation on a cold flat surface, *International Journal of Heat Mass Transfer*, Vol. 40, No. 18, pp. 4359-4365.
2. Xia, Y., Zhong, Y., Hrnjak, P. S., and Jacobi, A. M., 2006, Frost, defrost, and refrost and its impact on the air-side thermal-hydraulic performance of louvered-fin, flat-tube heat exchanger, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 29, pp. 1066-1079.
3. Hermes, C. J. L., Piucco, R. O., Barbosa Jr, J. R., and Melo C., 2009, A study of frost growth and densification on flat surfaces, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 33, pp. 371-379.
4. Xia, Y. and Jacobi, A. M., 2010, A model for predicting the thermal-hydraulic performance of louver-fin, flat-tube heat exchangers under frosting conditions, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 33, pp. 321-333.
5. Hayashi, Y., Aoki, A., and Adachi, S., 1977, Study of frost properties correlating with frost formation types, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 99, pp. 239-245.
6. Cheng, L., Ribatski, G., Wojtan, L., and Thome, J. R., 2006, New flow boiling heat transfer model and flow pattern map for carbon dioxide evaporating inside horizontal tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 49, pp. 4082-4094.
7. Cheng, L., Ribatski, G., and Thome, J. R., 2008, New prediction methods for CO_2 evaporation inside tubes : Part II-An updated general flow boiling heat transfer model based on flow patterns, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 51, pp. 125-135.
8. Cheng, L., Ribatski, G., Quiben, J. M., and Thome, J. R., 2008, New prediction methods for CO_2 evaporation inside tubes : Part I-A two-stage flow pattern map and a flow pattern based phenomenological model for two-phase flow frictional pressure drops, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 51, pp. 111-124.
9. Moallem, E., Padhmanabhan, S., Cremaschi, L., and Fisher, D. E., 2012, Experimental investigation of the surface temperature and water retention effects on the frosting performance of a compact microchannel heat exchanger for heat pump systems, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 35, pp. 171-186.

10. Domanski, P. A., 1989, EVSIM-An evaporator simulation model accounting for refrigerant and one dimensional air, NISTIR-89-4133, NIST, Washington, DC.
11. Mahlia, T. M. I. and Saidur, R., 2010, A review on test procedure, energy efficiency standards and energy labels for room air conditioners and refrigerator-freezers, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 14, pp. 1888-1900.