

## 관 내부 냉매비등이 있는 수직관 외부 얼음 형성 연구<sup>§</sup>

Nguyen Minh Phu\* · 이근식<sup>\*†</sup>

\* 울산대학교 기계자동차공학부

### Ice Formation on the Outer Surface of a Vertical Tube with Inside Refrigerant Boiling

Minh Phu Nguyen\* and Geun Sik Lee<sup>\*†</sup>

\* School of Mechanical and Automotive Engineering, Univ. of Ulsan.

(Received May 25, 2010; Revised December 29, 2010; Accepted December 30, 2010)

**Key Words** : Ice Making(얼음 제조), Latent Thermal Energy Storage(잠열저장), Boiling Heat Transfer(비등열전달), Ice Thermal Resistance(얼음열저항)

**초록**: 얼음 제조와 잠열 저장 등에서 수직관 내부를 저온의 냉매를 흘려, 관 외부의 물을 얼리는 과정에서 내부 냉매의 비등열저항과 외부 얼음열저항이 얼음형성에 미치는 영향에 대하여 조사되었다. 상변화 및 비등열전달 관계식들이 도입되어 얼음두께와 관련변수들이 해석되었으며, 작동유체로는 냉매 22 와 냉매 134a 가 사용되었다. 이들의 건도는 0-0.8 범위이다. 해석결과, 최초 약 30 분까지는 내부냉매의 대류저항이 얼음의 전도저항에 비하여 높으나, 그 이후 얼음의 두께 증가에 따른 얼음전도저항의 현저한 증가로 인하여 냉매에 공급되는 열플럭스가 감소되므로 냉매 측 건도와 비등 및 대류열전달계수도 현저히 감소함을 알 수 있었다. 냉매 22 는 대류열전달계수가 냉매 134a 보다 높아서 단위 면적 당 더 많은 얼음을 생성할 수 있음을 알 수 있었다.

**Abstract**: An ice-making model has been developed and analyzed in this study. The effects of the following on the ice formation on the outer surface of a tube in which a refrigerant flows and boils are numerically investigated: thermal resistance of the refrigerant and thermal resistance of the ice formed on the outer surface of the tube. The ice thickness and related variables are analyzed in the case of the refrigerants R22 and R134a by using the expressions for phase-change heat transfer and boiling heat transfer coefficient. Vapor qualities of the refrigerants range from 0 to 0.8. As a result, up to the first 30 min, the internal convection resistance is higher than the thermal resistance of the ice on the external surface of the tube. However, after about 30 min, the thermal resistance of the ice increases remarkably due to the increase in the ice thickness. Thus, the heat flux to the refrigerant decreases, and further, the refrigerant quality and the boiling heat transfer coefficient also decrease. As the heat transfer coefficient of R22 is higher than that of R134a, the mass of the ice formed when R22 is used is higher than that formed when R134a is used.

- 기호설명 -

Bo : 비등 수  
Co : 대류 수  
C<sub>1</sub>-C<sub>4</sub> : 상수  
F<sub>n</sub> : 유동의준매개변수  
G : 질량플럭스 (kg/m<sup>2</sup>s)  
 $\dot{G}$  : 질량유량 (kg/s)  
h : 엔탈피 (J/kg)

h<sub>l</sub> : 액상냉매열전달계수 (W/m<sup>2</sup>K)  
h<sub>lg</sub> : 증발잠열 (J/kg)  
h<sub>sf</sub> : 용해잠열 (J/kg)  
h<sub>TP</sub> : 비등열전달계수 (W/m<sup>2</sup>K)  
k<sub>i</sub> : 얼음열전도계수 (W/mK)  
k<sub>l</sub> : 액상냉매열전도계수 (W/mK)  
k<sub>w</sub> : 벽면열전도계수 (W/mK)  
L : 관의 길이 (m)  
m : 얼음질량 (kg)  
Pr<sub>l</sub> : 액체냉매 Prandtl 수  
q : 열플럭스 (W/m<sup>2</sup>)  
r : 경계면의 반경방향 위치 (m)  
R : 관 내측반경 (m)

§ 이 논문은 2010년도 대한기계학회 열공학부문 춘계학술대회 (2010. 5. 13.-14., 전북대) 발표논문임.

† Corresponding Author, gslee@ulsan.ac.kr

© 2011 The Korean Society of Mechanical Engineers

- $Re_l$  : 액 Reynolds 수
- $R_o$  : 관 외측반경 (m)
- $t$  : 시간
- $T_m$  : 융해점 ( $^{\circ}C$ )
- $T_{sat}$  : 냉매의 포화온도 ( $^{\circ}C$ )
- $x$  : 건도
- $z$  : 축방향거리
- $\mu_l$  : 액체냉매 절대점도 (Pa.s)
- $\rho$  : 얼음밀도 ( $kg/m^3$ )
- $\rho_g$  : 기상냉매 밀도 ( $kg/m^3$ )
- $\rho_l$  : 액상냉매 밀도 ( $kg/m^3$ )

### 1. 서 론

제빙과 잠열축열은 저장성이 높아서 최근 수십 년간 관심이 되고 있다. 특히 얼음은 열대지방에서 음료 냉각용과 어선의 해산물 보관용으로 널리 사용되고 있다. 종래의 연구에서는 상변화물질의 응고는 단상 열전달물질을 사용하였다. 이는 글리콜용액이나 브라인과 같은 중간 냉각제를 사용함에 따르는 냉동기의 저효율성을 초래하게 된다. Lee and Jones<sup>(1)</sup>은 ice-on-coil 에너지 저장시스템을 축열 및 방열 모드에 대하여 개발하였다. 상변화 열전달물질이 이들 모델에서 사용되었으며 결과는 실험으로 확인되었다. Sasaguchi 등<sup>(2)</sup>은 원통 주위의 상변화열전달을 해석하기 위하여 수치해석을 제안하였다. 여기서 벽면온도는 일정하게 유지하였다. 초기 물의 온도가 다른 변수에 미치는 영향이 제시되었다. 최근 Buyruk 등<sup>(3)</sup>은 Sasaguchi 등과 유사한 원통형상에 대하여 FLUENT 를 사용하여 응고를 조사하였다.

Ismail and Jesus<sup>(4)</sup>는 실린더 주위의 응고에 대하여 연구하였으나, 에틸렌 글리콜이 내부를 흐르는 작동유체이다. Ismail and Henríquez<sup>(5)</sup>는 에틸렌 글리콜이 캡슐 주위를 흐르는 구형캡슐 내부의 잠열축열을 모사하였다. 구형캡슐이 단상의 열전달유체(이하 HTF) 속에 잠겨있는 유사한 상황에 대하여 Ismail, Henríquez and Silva<sup>(6)</sup>가 연구하였다. 응고완료시간에 대한 캡슐 크기와 재질, 상변화물질(이하 PCM)의 초기온도, HTF 의 온도들이 위의 두 연구에서 고려되었다.

Mohamed<sup>(7)</sup>는 수직 실린더 표면에 대한 응고를 실험적으로 연구하였다. 공기방울들이 PCM 내에 생성되었으며 관은 에틸렌 글리콜 용액으로 냉각되었다. 얼음층 성장률은 공기방울에 의해 약 20-45% 증가하였다.

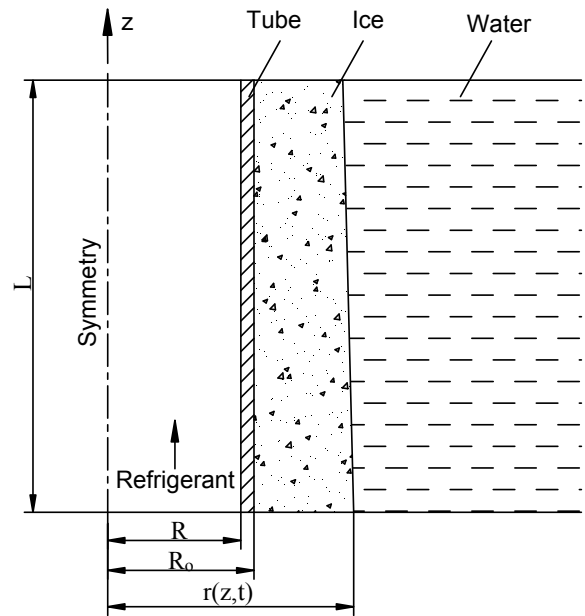


Fig. 1 Configuration of the problem

제빙의 최적문제는 Chie and Lacroix<sup>(8)</sup> 그리고 Zhao, Liu and Kang<sup>(9)</sup>에 의해 조사되었다. 수거시간에 대한 최적의 얼음두께가 평판에 대하여 제시되었다. 최적화를 통하여 동일량의 얼음이 보다 짧은 시간에 생성될 수 있었다. 상변화문제는 과도기 문제를 다루므로 동온벽면온도 조건도 아니며 일정 열유속 조건의 벽면<sup>(4)</sup>도 아니다. 상변화와 연관된 현상은 보다 더 실제적이다. 본 연구에서는 2차 냉각제 없이, 관 내부를 흐르는 냉매가 관 외부 물로부터 열을 흡수하여 비등하는 상황에서 관 표면에 얼음이 형성되는 현상에 대하여 조사되었다.

### 2. 외부 얼음 형성 모델

Fig. 1 에 높이 L 인 수직 실린더가 제시되어 있다. 내부를 흐르는 냉매는 관 외측의 물로부터 열을 받아서 비등하게 되며, 관 외부 표면으로부터 얼음이 형성되어 반경방향으로 성장하게 된다. 냉매로부터 경계면까지의 열전달 식은 Vargas and Bejan<sup>(10)</sup>에 의해 다음과 같다.

$$\frac{T_m - T_{sat}}{\frac{1}{2\pi k_i} \ln \frac{r}{R_o} + \frac{1}{2\pi k_w} \ln \frac{R_o}{R} + \frac{1}{2\pi R h_{TP}}} = \rho h_{sf} \frac{dr}{dt} 2\pi r \quad (1)$$

여기서 식 (1)의 좌변의 분모는 열저항을 표시

한다. 첫째 항은 얼음의 전도 열저항, 둘째 항은 관의 전도 열저항, 셋째 항은 관 내부 냉매의 대류열저항을 표시한다.

식 (1)을  $t=0$  일 때  $r=R_0$  임을 적용하여 적분하면 다음으로 된다.

$$t \frac{k_i(T_m - T_{sat})}{\rho h_{sf} R_0^2} = \frac{r^2}{2R_0^2} \ln \frac{r}{R_0} - \frac{r^2}{4R_0^2} + \frac{1}{4} + \frac{k_i}{2k_w R_0^2} (r^2 - R_0^2) \ln \frac{R_0}{R} + \frac{k_i}{2h_{TP} R R_0^2} (r^2 - R_0^2) \quad \therefore f(t, r, h_{TP}) = 0 \quad (1a)$$

식 (1)은 단위길이 당 열전달 (W/m)이므로 열플럭스  $q(W/m^2)$ 는 다음으로 정의된다.

$$q = \frac{T_m - T_{sat}}{2\pi R \left( \frac{1}{2\pi k_i} \ln \frac{r}{R_0} + \frac{1}{2\pi k_w} \ln \frac{R_0}{R} + \frac{1}{2\pi R h_{TP}} \right)} \quad (1b)$$

비등열전달계수  $h_{TP}$  는 널리 적용되었던 Kandlikar 상관식<sup>(11)</sup>으로부터 얻어졌다.

$$\frac{h_{TP}}{h_1} = C_1 Co^{C_2} + C_3 Bo^{C_4} F_{fl} \quad (2)$$

단상 액의 열전달계수  $h_1$  은 다음으로 주어진다.

$$h_1 = 0.023 Re_1^{0.8} Pr_1^{0.4} \frac{k_l}{2R} \quad (3)$$

대류 수  $Co$ , 비등 수  $Bo$ , 액에 대한 Reynolds 수  $Re_1$ 는 아래와 같이 정의된다.

$$Co = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \quad Bo = \frac{q}{G h_{lg}}, \quad Re_1 = \frac{2RG(1-x)}{\mu_l}$$

상수  $C_1-C_4$  는 Table 1 에 주어져 있다. 흐름 건도가 0 일 때 이상유동 포화비등 열전달계수는 다음과 같다.<sup>(12,13)</sup>

$$h_{TP} = 1058 Bo^{0.7} F_{fl} h_1 \quad (4)$$

에너지 식을 적용하면, 관외부 얼음으로부터 관 내부 냉매에 공급되는 열은 관의 입구와 출구를 출입하는 냉매의 엔탈피 차와 같으므로 관의 축방향 건도를  $x$  라 할 때 다음과 같다.

$$2\pi R \int_0^L q dz = \dot{G} \int_0^x dh \quad (5)$$

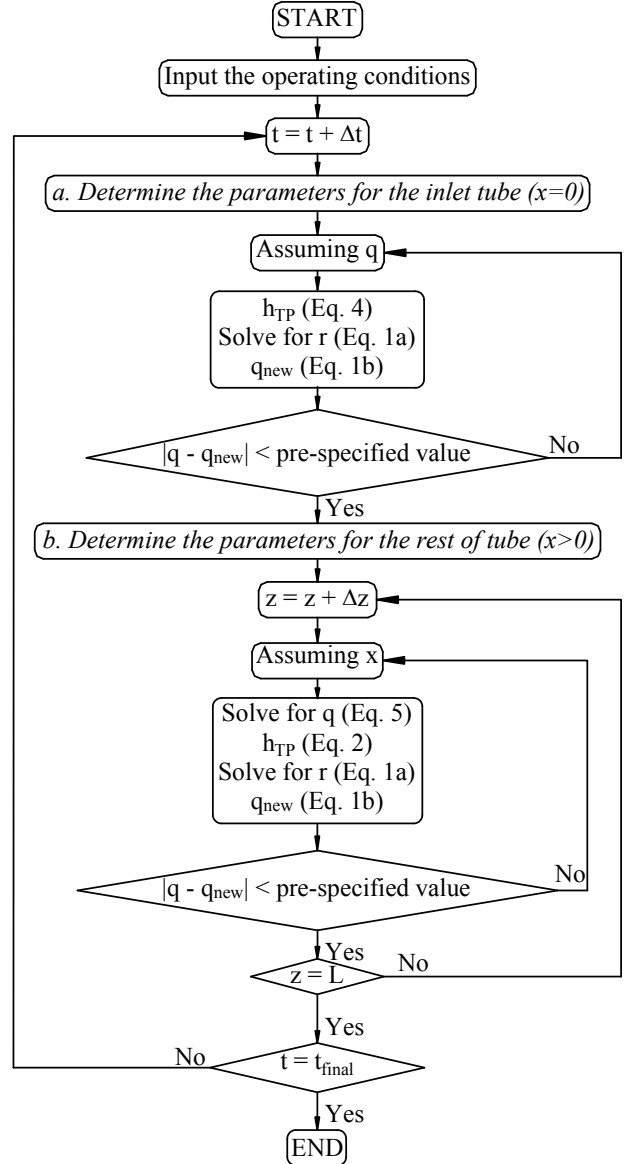


Fig. 2 Calculation procedure of the present ice making model

관외부에 축적된 얼음의 질량은 관의 길이에 연하여 적분하면 다음과 같다.

$$m(t) = \rho \pi \int_0^L (r^2(z, t) - R_0^2) dz \quad (6)$$

위의 식 (1)-(6)을 적용하여 계산하는 과정은 Fig. 2 에 표시하였으며, 계산결과는 다음의 ‘결과 및 토의’ 부분에 제시되었다.

### 3. 결과 및 토의

수직관의 길이방향에 대한 얼음두께, 건도, 비등 열전달계수와 열플럭스의 변화가 시간을 곡선군으로 하

여 조사되었다. 내부의 열전달 유체는 R22 와 R134a 이며 Figs. 3-6 은 R22 에 대한 결과를, Figs. 7-10 은 R134a 에 대한 결과를 각각 제시하고 있다.

**Table 1** Constants in equation (2)

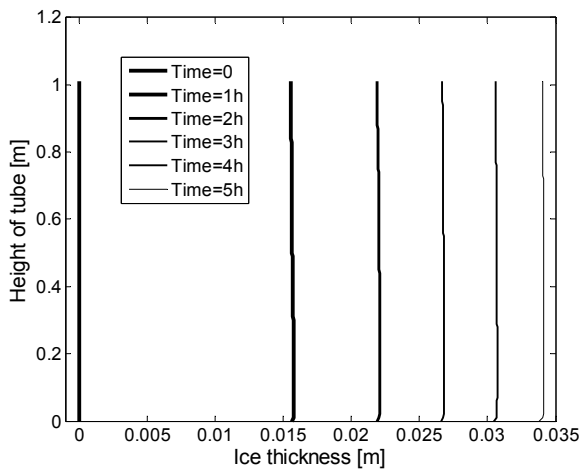
Constant	Convective region	Nucleate boiling region
$C_1$	1.136	0.6683
$C_2$	-0.9	-0.2
$C_3$	667.2	1058
$C_4$	0.7	0.7

**Table 2** Operating conditions

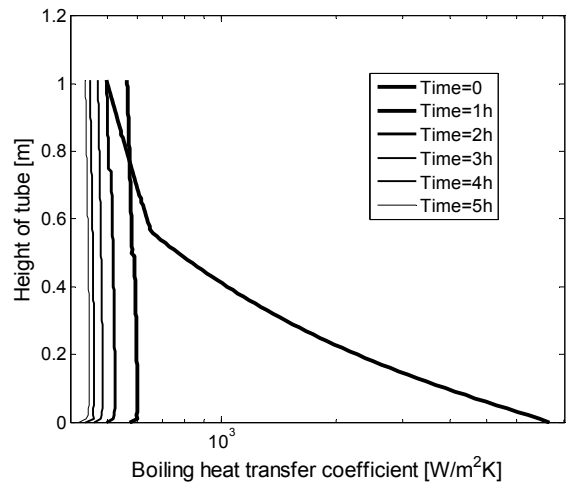
$G = 13 \text{ kg/m}^2\text{s}$	$R = 0.01303 \text{ m}$
$h_{sf} = 3.34 \times 10^5 \text{ J/kg}$	$R_o = 0.0143 \text{ m}$
$k_i = 2.24 \text{ W/mK}$	$T_{sat} = -10^\circ\text{C}$
$k_w = 52 \text{ W/mK}$	$\rho = 920 \text{ kg/m}^3$

관련 매개변수들은 비등 공식의 제한범위 때문에 건도 0 에서 0.8 까지의 범위에서 제시하고 있다. 냉매의 물성치는 EES<sup>(14)</sup>로부터 얻어졌으며, 재료의 물성치는 일정한 것으로 가정하였다. 작동조건은 Table 2 에 제시되어 있다.

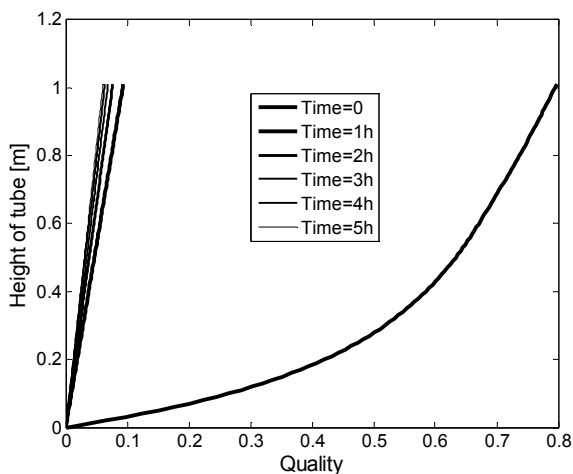
결과에 대한 일반적인 특징은, 시간이 경과함에 따라 얼음이 형성되었을 때, 관련 변수들의 시간에 대한 증감율이 둔화된다는 점이다. 얼음두께는, Fig. 3 와 Fig. 5 를 함께 살펴보면, 열전달계수가 수직관을 따라 감소하기 때문에, 축방향으로 약간 감소한다. 최초에 냉매는 활발하게 비등하게 된다. Fig. 4 에서 볼 수 있듯이 냉매 22 에 대하여 축방향거리가 1m 일 때 건도는 0.8 이다. 시간이 1 시간 경과하여 얼음 축적량이 증가하면 얼음열저항이 증가되기 시작하며, 이에 따라 시간에 따른 건도 차이는 작아진다. Fig. 5 에서 볼 수 있듯이 비등열



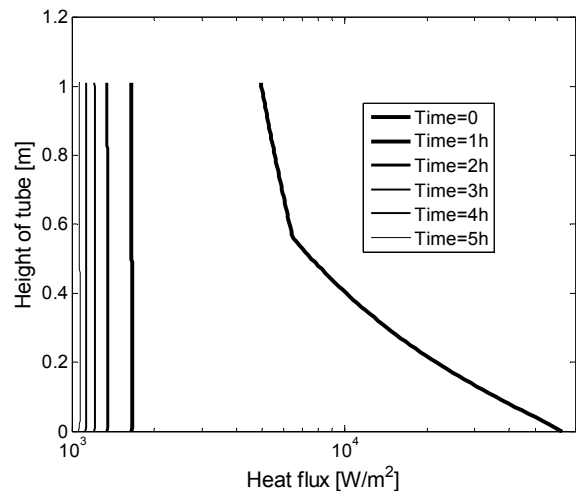
**Fig. 3** Ice thickness for inner fluid R22



**Fig. 5** Boiling heat transfer coefficient for R22



**Fig. 4** Quality along vertical tube for R22



**Fig. 6** Heat flux for R22

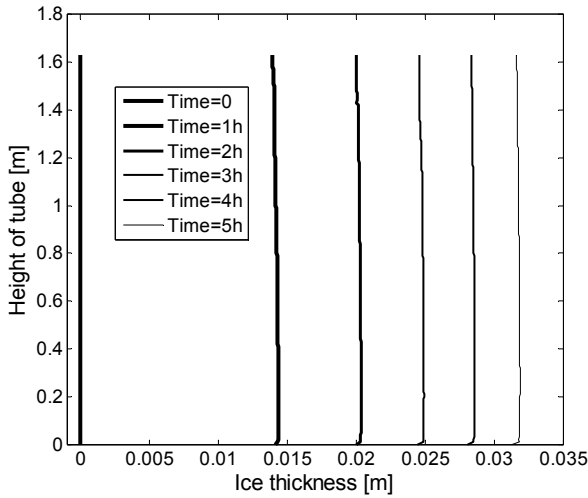


Fig. 7 Ice thickness for inner fluid R134a

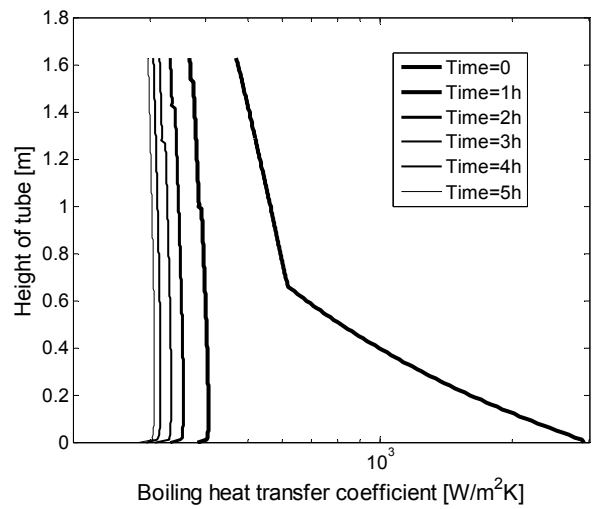


Fig. 9 Boiling heat transfer coefficient for R134a

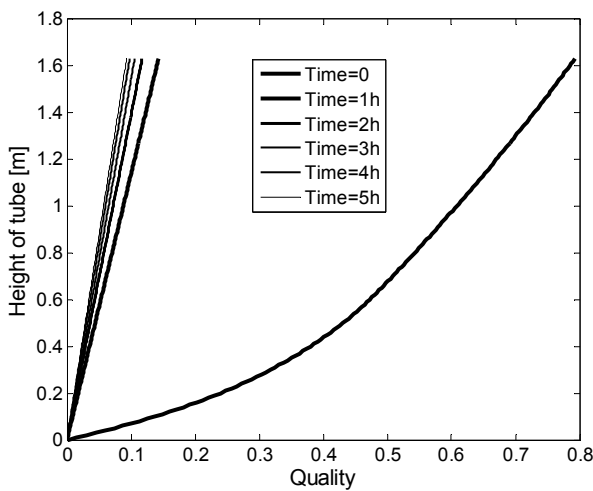


Fig. 8 Quality along vertical tube for R134a

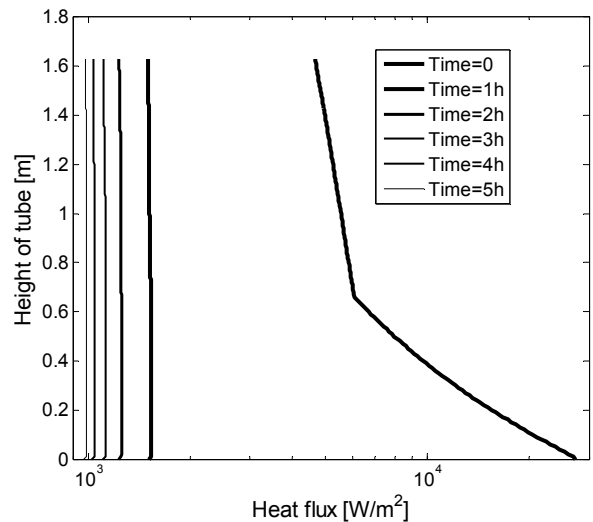


Fig. 10 Heat flux for R134a

전달계수는 시간이 경과함에 따라 얼음축적에 따른 열저항의 증가 때문에 감소한다. 그러나, Fig. 5에서 볼 수 있는 흥미로운 사실은, 냉매입구로부터 멀리 떨어진 하류 구간에서 1-2 시간 경과 후의 비등열전달계수는 최초의 비등열전달계수 보다 높다는 것이다. 이는, Fig. 4의 건도 변화를 참조하면 알 수 있듯이, 건도가 증가함에 따라 비등열전달계수가 감소하기 때문이다. 이로부터 얼음이 형성되기 전 초기의 비등열전달계수의 감소는 냉매의 건도 증가에 크게 의존함을 알 수 있으며, 얼음축적에 따른 열저항의 증가로 인한 비등열전달계수의 감소량 보다 훨씬 큼을 알 수 있다.

Fig. 6에 축방향 열플럭스 변화가 제시되어 있다. 이로부터 본 연구의 모델은 등열유속 조건이나 등온조건이 아닌 과도기 상변화 문제의 모델임을

확인할 수 있다. Fig. 5와 Fig. 6에서 Time=0 선상을 살펴보면, 서로 다른 두 기울기는 핵비등영역에서 대류비등영역으로 천이현상임을 짐작할 수 있다. 이후의 다른 시간을 나타내는 선상들에서는 대류비등영역이 지배적임을 알 수 있다.

R134a에서도, Fig. 7-10에 제시된 바와 같이, 얼음두께, 건도, 비등열전달계수와 열플럭스의 거동이 R22의 경우와 유사한 것으로 관찰되었다. 그러나, R134a의 비등열전달계수가 R22보다 낮았다. 따라서 R22에 비하여 R134a의 경우, 동일 질량 플럭스에 대하여 반경방향의 얼음 두께가 작으며, 출구 건도가 동일하다면 더 큰 열전달면적이 필요함을 알 수 있다. 이는 Fig. 8에서 보듯이, 출구 건도를 R22의 경우와 동일하게 0.8로 한다면 축방향 관의 길이가 1.6m로 늘어남을 알 수 있다.

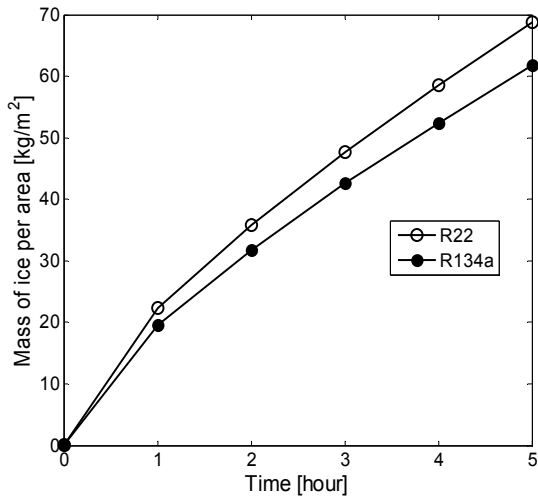


Fig. 11 Comparison of ratio of the solidified mass to heat transfer area.

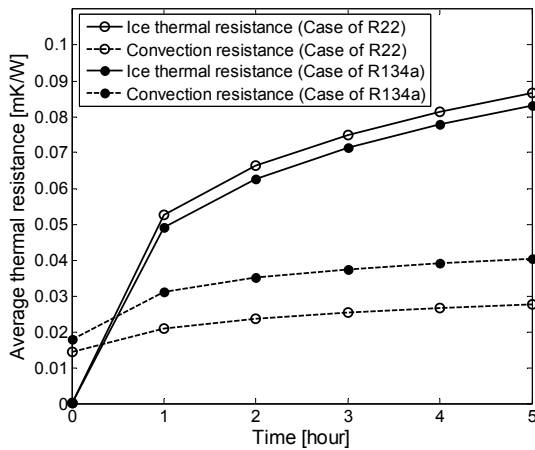


Fig. 12 Thermal resistances

단위 열전달면적 당 얼음 질량의 비는 시간의 함수로 Fig. 11 에 제시되어 있다. 시간에 따라 얼음의 양은 단조적으로 증가하고 있다. 동일 시간에 대하여 R22 가 R134a 보다 높은 값을 나타내며 시간이 경과함에 따라 이들 차이는 커짐을 볼 수 있다.

Fig. 12 은 관 길이에 대하여 평균한 축적된 얼음의 평균열저항과 평균대류비등열저항의 거동을 시간의 함수로 제시하고 있다. 얼음의 두께와 대류비등열저항이 시간에 따라 증가하므로 얼음의 열저항과 대류비등열저항이 시간에 따라 증가함을 예측할 수 있다. 주요한 특징은 다음과 같다. 약 1 시간 경과 이후 얼음의 열저항이 R134a 의 경우 대류비등열저항보다 1.7 배 이상 높으며, 시간에 따라 이들 두 저항의 비는 증가하고 있다. R22 의 경우 R134a 의 경우에 비하여 (동일 시간에 대하

여 얼음의 두께가 두꺼워서) 얼음의 열저항이 약간 크나, 대류비등열저항이 더 작기 때문에 이들 두 저항의 비는 더 큰 값을 가짐을 알 수 있다. 또한 최초 약 30 분을 제외하면 얼음의 열저항이 대류비등열저항보다 큰 값을 가짐을 알 수 있다

#### 4. 결론

관 내부를 흐르는 냉매를 사용하여 수직관 주위의 물을 얼리는 경우, 물의 응고 현상을 조사하기 위하여 이상유동 및 상변화 관련 식들을 기초로 하여 모델이 제시되었다. 이로부터 도출된 결론들은 다음과 같다.

얼음이 형성되기 전 초기의 비등열전달계수는 핵비등과 대류비등과 같은 물리적 기작뿐만 아니라 건도에도 크게 의존한다. 총 5 시간의 제빙시간 중 최초 2 시간 이내에 형성된 얼음의 양이 총 얼음의 약 45% 이상을 차지한다. 관 외부 표면에 축적된 얼음의 열저항은 비등관련 변수들에 매우 큰 영향을 준다. 대부분의 제빙시간 동안 외부의 얼음 열저항이 내부의 비등열저항보다 2 배 이상 높으므로 비등열저항을 낮추는 것은 큰 효과가 없으며, 얼음의 열저항을 획기적으로 낮추어야 열플럭스가 증가하여 제빙율이 높아진다. 만일 증기압축식 냉동기를 사용하는 경우, 증발기 출구에 해당하는 제빙관의 출구건도가 매우 낮으므로, 과열증기가 유입되어야 원활하게 작동하게 되는 압축기에 무리가 따른다. 이에 대한 해결책이 도입되어야 한다. 비등열전달계수는 R22 의 경우가 R134a 의 경우보다 높다. 따라서 R22 가 사용되면, 동일 냉매의 질량유량에 대하여 더 작은 열전달 면적이 소요되며, 동일 열전달 면적에 대하여 더 많은 얼음을 얻을 수 있다.

#### 참고문헌

- (1) Lee, A. H. W. and Jones, J. W., 1996, "Modeling of an Ice-on-coil Thermal Energy Storage System," *Energy Conversion and Management*, Vol. 37, No. 10, pp. 1493~1507.
- (2) Sasaguchi, K., Kusano, K. and Viskanta, R., 1997, "A Numerical Analysis of Solid-liquid Phase Change Heat Transfer around a Single and Two Horizontal, Vertically Spaced Cylinders in a Rectangular Cavity," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 40, No.6, pp. 1343~1354.
- (3) Buyruk, E., Fertelli, A. and Sonmez, N., 2009, "Numerical Investigation for Solidification around

- Various Cylinder Geometries," *Journal of Scientific and Industrial Research*, Vol. 68, pp. 122~129.
- (4) Ismail, K. A. R. and de Jesus, A. B., 2001, "Parametric Study of Solidification of PCM around a Cylinder for Ice-bank Applications," *International Journal of Refrigeration*, Vol. 24, No. 8, pp. 809~822.
- (5) Ismail, K. A. R. and Henríquez, J. R., 2002, "Numerical and Experimental Study of Spherical Capsules Packed Bed Latent Heat Storage System," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 22, No. 15, pp. 1705~1716.
- (6) Ismail, K. A. R., Henríquez, J. R. and da Silva, T. M., 2003, "A Parametric Study on Ice Formation inside a Spherical Capsule," *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 42, No. 9, pp. 881~887.
- (7) Mohamed, M. M., 2005, "Solidification of Phase Change Material on Vertical Cylindrical Surface in Holdup Air Bubbles," *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, No. 3, pp. 403~411.
- (8) Cliche, A. and Lacroix, M., 2006, "Optimization of Ice Making in Laminar Falling Films," *Energy Conversion and Management*, Vol. 47, No. 15-16, pp. 2260~2270.
- (9) Zhao, J. D., Liu, N. and Kang, Y. M., 2008, "Optimization of Ice Making Period for Ice Storage System with Flake Ice Maker," *Energy and Buildings*, Vol. 40, No. 9, pp. 1623~1627.
- (10) Vargas, J. V. C. and Bejan, A., 1995, "Fundamentals of Ice Making by Convection Cooling Followed by Contact Melting," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 38, No. 15, pp. 2833~2841.
- (11) Kandlikar, S. G., 1990, "A General Correlation for Saturated Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer Inside Horizontal and Vertical Tubes," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 112, No. 1, pp. 219~228.
- (12) Zambrana, J., Leo, T. J. and Perez-del-Notario, P., 2008, "Vertical Tube Length Calculation Based on Available Heat Transfer Coefficient Expressions for the Subcooled Flow Boiling Region," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, No. 5-6, pp. 499~513.
- (13) Lienhard IV, J. H. and Lienhard V, J. H., 2006, *A Heat Transfer Textbook*, Phlogiston Press, pp. 422~457.
- (14) Klein, S.A., 2003, *Engineering Equation Solver*, Commercial version 6.883-3D.