

## 수직벽에서 과열증기의 막응축에 대한 열물성의 영향

김 경 훈\*, 성 현 찬\*

금오공과대학교 기계공학부, \* 금오공과대학교 기계공학과 대학원

### The Influence of Variable Thermophysical Properties for Filmwise Condensation of Superheated Vapor on a Vertical Wall

Kyung-Hun Kim<sup>†</sup>, Hyeon-Chan Sung<sup>\*</sup>

School of Mech. Eng., Kumoh National Univ. of Tech., Kumi 730-701, Korea

<sup>\*</sup> Graduate School, Dept. of Mech. Eng., Kumoh National Univ. of Tech., Kumi 730-701, Korea

(Received July 23, 1999; received November 12, 1999)

**ABSTRACT:** A theoretical model for laminar filmwise condensation along an isothermal vertical wall at constant pressure has been formulated on the basis of conservation laws and other fundamental physical principles. The model was applied to the prediction of the influences of variable thermophysical properties of liquid and vapor layers in the filmwise condensation of superheated vapor of R12, R134a, R142b and R152a. The dimensionless velocity component method was employed in the transformation of the governing equations and their boundary conditions, and the polynomial method was used for treating variable thermophysical properties of liquid and vapor. Physical quantities, such as the dimensionless thickness of the liquid layer, local heat transfer rate and mean heat transfer coefficient, were investigated for different values of the superheated temperature of the stagnant vapor far from the wall. It was found that the value of mean heat transfer coefficient of R134a was higher than other refrigerants for the change of the superheated temperature.

**Key words:** Filmwise condensation(막응축), Thermophysical properties(열물성), Superheated temperature(과열온도), Dimensionless velocity component method(무차원 속도 성분법)

#### 기 호 설 명

$c_p$  : 정압비열 [kJ/kg°C]  
 $g$  : 중력가속도 [m/s<sup>2</sup>]

$Gr_{xl,s}$  : 액체층의 국소 Grashof 수  
 $g(\rho_{l,w} - \rho_{v,\infty})x^3 / \nu_{l,s}^2 \rho_{l,s}$

$Gr_{xv,s}$  : 증기층의 국소 Grashof 수  
 $g(\rho_{v,s} / \rho_{v,\infty} - 1)x^3 / \nu_{v,\infty}^2$

$h_x$  : 국소 열전달 계수 [W/m<sup>2</sup> °C]

$h_m$  : 평균 열전달 계수 [W/m<sup>2</sup> °C]

$h_{fg}$  : 응축잠열 [kJ/kg]

$k$  : 열전도계수 [W/m°C]

Pr : Prandtl 수,  $\mu c_p / k$

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-546-467-4202; fax: +82-546-467-4200

E-mail address: khkim@kmut.kumoh.ac.kr

$q_x$	: 국소 열전달율 [ $W/m^2$ ]
$t$	: 온도 [ $^{\circ}C$ ]
$t_w$	: 벽온도 [ $^{\circ}C$ ]
$t_s$	: 포화온도 [ $^{\circ}C$ ]
$\Delta t_{\infty}$	: 과열온도, $t_{\infty} - t_s$ [ $^{\circ}C$ ]
$w_x, w_y$	: x와 y방향의 속도 성분 [m/s]
$W_x, W_y$	: x와 y방향의 무차원 속도 성분

### 그리스문자

$\delta_l, \delta_v$	: 액체층과 증기층의 경계층 두께[m]
$\eta_l, \eta_v$	: 액체층과 증기층의 무차원 좌표 변수
$\eta_{ls}$	: 무차원 액막 두께
$\theta_l$	: 액막의 무차원온도, $(t - t_s)/(t_w - t_s)$
$\theta_v$	: 증기층의 무차원온도, $(t - t_{\infty})/(t_s - t_{\infty})$
$\rho$	: 밀도 [ $kg/m^3$ ]
$\Gamma_x$	: 단위 길이당 질량유량 [ $kg/m \cdot s$ ]
$\mu$	: 점성계수 [ $\mu Pa \cdot s$ ]
$\nu$	: 동점성계수 [ $m^2/s$ ], $\mu/\rho$

### 하첨자

$l$	: 액체
$m$	: 평균값
$x$	: 국소값
$s$	: 기액계면
$v$	: 증기
$w$	: 벽
$\infty$	: 주류에서의 값

## 1. 서론

응축(condensation)이란 증기가 주어진 압력에서 포화온도보다 낮은 고체 벽면에 접촉하면서 기상(vapor phase)에서 액상(liquid phase)으로 변화하여 잠열을 방출하는 현상을 말한다. 응축은 방울응축(dropwise condensation)과 막응축(filmwise condensation)으로 나눌 수 있다. 예를 들어, 방울응축이란 고도로 연마된 표면에서 증기가 응축될 때 기름흔적이 있으면 응축된 막이 표면장력의 영향으로 방울로 깨어지는 응축현상

을 말하며, 막응축이란 냉각 표면에서 응축이 연속적으로 일어나면 응축액은 중력의 영향으로 아래로 흘러내려 가면서 얇은 액체층을 형성하는 현상을 말한다. 응축액막의 존재는 증기로부터 냉각 표면으로의 열전달에 대한 저항으로 작용하며, 막응축에 비해 증기와 냉각 표면의 직접 접촉 면적이 넓은 방울응축의 경우가 열유동의 저항이 보다 작다. 이러한 이유로 방울응축이 막응축에 비하여 열전달 성능이 훨씬 좋은 것으로 알려져 있지만 장기간의 운전에서는 열교환기 배관의 부식이나 오염으로 인하여 막응축 하에서 운전되고 있는 경우가 많기 때문에 대부분의 경우 응축 열전달은 막응축을 기준으로 해석 또는 설계하고 있다<sup>(1-5)</sup>.

1916년 Nusselt가 등은 수직벽에서 정지하고 있는 포화 수증기의 층류 자연대류 막응축 열전달에 대해 이론적으로 해석한 이래 많은 연구자들에 의해서 여러 형상과 조건의 응축 문제에 대해서 연구가 진행되어 왔다. 순수 수증기의 자연대류 경계층에서 무차원 속도 성분법(dimensionless velocity component method)을 사용하여 열물성(thermophysical properties)의 변화를 고려한 연구가 진행되었으며<sup>(6-8)</sup>, Poots와 Miles<sup>(9)</sup>는 기액 계면의 표면장력을 무시한 수직 평판에서 열물성의 변화를 고려한 액체 금속의 층류 막응축을 상사해법으로 해석하였고, Minkowycz와 Sparrow<sup>(10)</sup>는 과열상태의 수증기를 고려한 응축 열전달을 해석하여 과열 온도의 영향으로 순수수증기의 열전달을 다소 증가시킬 수 있음을 밝혔다. 또한 Shang과 Wang<sup>(11)</sup>은 등은 수직 평판 상에서 과열 수증기의 2상 경계층에 대해 열물성의 변화를 고려한 층류 막응축에 대해 무차원 속도 성분법을 사용하여 해석하여 벽온도와 과열온도가 열전달 계수와 질량유량에 영향을 미친다는 것을 밝힌바 있다.

본 연구에서는 등은 수직 평판상의 정체된 과열 냉매 증기의 자연대류 막응축을 액체층과 증기층의 2상 경계층 모델에 대하여 무차원 속도 성분법을 이용한 상사변환을 통하여 무차원 지배방정식과 경계조건을 유도한다. 그리고 일정압력 조건하에서 냉매 R12, R134a, R142b 그리고 R152a에 대해 열물성의 변화를 고려한 과열 냉매 증기의 응축과정의 해를 수치적으로 구하여, 물리량들의 변화를 냉매간에 서로 비교함으로써

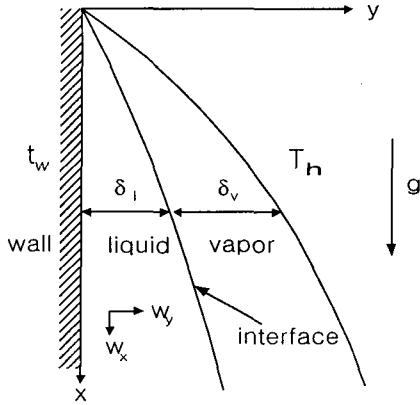


Fig. 1 Physical model and coordinates.

각 냉매의 과열온도 변화에 따른 열전달 특성을 조사하고자 한다.

## 2. 기본 이론과 수치해석

### 2.1 물리적 모델

정체된 과열 증기가 수직벽에서 막응축 되는 과정에 대한 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 포화 온도 보다 낮은 수직벽을 냉매 증기가 접촉할 때 응축으로 인해 형성된 액체는 얇은 막을 형성하게 되며 중력의 영향으로 수직 평판을 따라 하강하면서 증기의 운동을 유도하게 된다. 액체에 의해 유도된 증기운동은 액체의 속도에 영향을 주게 되며 이와 같은 증기와 액체의 상호작용으로 인해 2상(two phases) 경계층이 형성된다. 본 모델에 사용된 좌표계는 기액계면에서 계면의 온도와 주류측의 온도가 같아지는 위치인 수직벽 상단에서 표면을 따라 쥘 길이 x와 수직벽 표면으로부터 쥘 수직거리를 y로 하였다.

### 2.2 기본 가정

본 연구에서 냉매의 과열 증기가 수직벽에서 막응축되는 과정을 해석하기 위하여 2상 경계층 모델을 사용하면서 다음과 같은 가정을 도입하였다.

- (1) 벽온도는 등온이며, 압력은 1MPa로 일정하다.
- (2) 경계층내의 유동은 2차원이며, 액체층내의 유동은 자연대류에 의한 층류유동이다.

- (3) 기액 경계면에서 멀리 떨어진 곳에서 증기는 정체되었으며 과열상태이다.
- (4) 액체의 경계층 두께는 증기 경계층 두께에 비하여 매우 얇다.

### 2.3 지배방정식과 경계조건

위에서 설명한 가정하에서 2상 경계층 층류 막응축에 대한 액체층과 증기층에서의 지배방정식과 경계조건을 정리하면 다음과 같다.

액체층 지배방정식 :

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho_l w_{xl}) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho_l w_{yl}) = 0 \quad (1)$$

$$\rho_l(w_{xl} \frac{\partial w_{xl}}{\partial x} + w_{yl} \frac{\partial w_{xl}}{\partial y}) = \frac{\partial}{\partial y}(\mu_l \frac{\partial w_{xl}}{\partial y}) + g(\rho_l - \rho_{v,\infty}) \quad (2)$$

$$\rho_l c_{pl}(w_{xl} \frac{\partial t_l}{\partial x} + w_{yl} \frac{\partial t_l}{\partial y}) = \frac{\partial}{\partial y}(k_l \frac{\partial t_l}{\partial y}) \quad (3)$$

증기층 지배방정식 :

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho_v w_{xv}) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho_v w_{yv}) = 0 \quad (4)$$

$$\rho_v(w_{xv} \frac{\partial w_{xv}}{\partial x} + w_{yv} \frac{\partial w_{xv}}{\partial y}) = \frac{\partial}{\partial y}(\mu_v \frac{\partial w_{xv}}{\partial y}) + g(\rho_v - \rho_{v,\infty}) \quad (5)$$

$$\rho_v c_{pv}(w_{xv} \frac{\partial t_v}{\partial x} + w_{yv} \frac{\partial t_v}{\partial y}) = \frac{\partial}{\partial y}(k_v \frac{\partial t_v}{\partial y}) \quad (6)$$

경계조건 :

$$y = 0 : w_{xl} = 0, w_{yl} = 0, t = t_w \quad (7)$$

$$y = \delta_l (\delta_v = 0) : w_{xl,s} = w_{xv,s} \quad (8)$$

$$\rho_{l,s} \left( w_{xl} \frac{\partial \delta_l}{\partial x} - w_{yl} \right)_s = \rho_{v,s} \left( w_{xv} \frac{\partial \delta_v}{\partial x} - w_{yv} \right)_s \quad (9)$$

$$\mu_{l,s} \left( \frac{\partial w_{xl}}{\partial y} \right)_s = \mu_{v,s} \left( \frac{\partial w_{xv}}{\partial y} \right)_s \quad (10)$$

$$k_{l,s} \left( \frac{\partial t_l}{\partial y} \right)_{y=\delta_l} = h_{fg} \rho_{l,s} \left( w_{xl} \frac{\partial \delta_l}{\partial x} - w_{yl} \right)_s + k_{v,s} \left( \frac{\partial t_v}{\partial y} \right)_{y=\delta_l} \quad (11)$$

$$t = t_s \quad (12)$$

$$y \rightarrow \infty : w_{xv} \rightarrow 0, t_v \rightarrow t_{\infty} \quad (13)$$

식(7), 식(8)~(12) 그리고 식(13)은 각각 액체층, 기액계면 그리고 주류에서의 경계조건을 나타낸다.

## 2.4 상사 변환(Similarity Transformation)

액체층과 증기층에 대한 지배방정식과 경계조건을 무차원화하고 무차원 속도 성분법<sup>(11)</sup>을 이용하기 위하여 다음과 같은 무차원 변수<sup>(11)</sup>들을 가정한다.

액체층에 대하여 :

$$\eta_l = \left( \frac{1}{4} Gr_{xl,s} \right)^{1/4} \frac{y}{x} \quad (14)$$

$$\theta_l = \frac{t - t_s}{t_w - t_s} \quad (15)$$

$$W_{xl} = (Z\sqrt{x})^{-1} w_{xl} \quad (16)$$

$$W_{yl} = \left( Z\sqrt{x} \left( \frac{1}{4} Gr_{xl,s} \right)^{-1/4} \right)^{-1} w_{yl} \quad (17)$$

여기에서,  $Z = 2\sqrt{g} \left( \frac{\rho_{l,w} - \rho_{v,\infty}}{\rho_{l,s}} \right)^{1/2}$  이다.

증기층에 대하여 :

$$\eta_v = \left( \frac{1}{4} Gr_{xv,\infty} \right)^{1/4} \frac{y}{x} \quad (18)$$

$$\theta_v = \frac{t - t_{\infty}}{t_s - t_{\infty}} \quad (19)$$

$$W_{xv} = (R\sqrt{x})^{-1} w_{xv} \quad (20)$$

$$W_{yv} = \left( \sqrt{x} \left( \frac{1}{4} Gr_{xv,\infty} \right)^{-1/4} \right)^{-1} w_{yv} \quad (21)$$

여기에서,  $R = 2\sqrt{g} (\rho_{v,s} / \rho_{v,\infty} - 1)^{1/2}$  이다.

위와 같이 무차원 변수들을 이용하여 상사변환을 하면 액체층과 증기층에 대한 지배방정식 (1)~(6)과 경계조건 (7)~(13)은 각각 다음과 같은 무차원 지배 방정식과 경계조건으로 변환된다.

액체층에 대하여 :

$$2W_{xl} - \eta_l \frac{dW_{xl}}{d\eta_l} + 4 \frac{dW_{yl}}{d\eta_l} + \frac{1}{\rho_l} \frac{d\rho_l}{d\eta_l} (4W_{yl} - \eta_l W_{xl}) = 0 \quad (22)$$

$$\frac{\nu_{l,s}}{\nu_l} \left( W_{xl} \left( 2W_{xl} - \eta_l \frac{dW_{xl}}{d\eta_l} \right) + 4W_{yl} \frac{dW_{xl}}{d\eta_l} \right) = \frac{d^2 W_{xl}}{d\eta_l^2} + \frac{1}{\mu_l} \frac{d\mu_l}{d\eta_l} \frac{dW_{xl}}{d\eta_l} + \frac{\mu_{l,s}}{\mu_l} \frac{\rho_l - \rho_{v,\infty}}{\rho_{l,w} - \rho_{v,\infty}} \quad (23)$$

$$Pr_l \frac{\nu_{l,s}}{\nu_l} (-\eta_l W_{xl} + 4W_{yl}) \frac{d\theta_l}{d\eta_l} = \frac{d^2 \theta_l}{d\eta_l^2} + \frac{1}{k_l} \frac{dk_l}{d\eta_l} \frac{d\theta_l}{d\eta_l} \quad (24)$$

증기층에 대하여 :

$$2W_{xv} = \eta_v \frac{dW_{xv}}{d\eta_v} - 4 \frac{dW_{yv}}{d\eta_v} - \frac{1}{\rho_v} \frac{d\rho_v}{d\eta_v} (4W_{yv} - \eta_v W_{xv}) \quad (25)$$

$$\frac{\nu_{v,\infty}}{\nu_v} \left( W_{xv} \left( 2W_{xv} - \eta_v \frac{dW_{xv}}{d\eta_v} \right) + 4W_{yv} \frac{dW_{xv}}{d\eta_v} \right) = \frac{d^2 W_{xv}}{d\eta_v^2} + \frac{1}{\mu_v} \frac{d\mu_v}{d\eta_v} \frac{dW_{xv}}{d\eta_v} + \frac{\mu_{v,\infty}}{\mu_v} \frac{\rho_v - \rho_{v,\infty}}{\rho_{v,s} - \rho_{v,\infty}} \quad (26)$$

$$Pr_v \frac{\nu_{v,\infty}}{\nu_v} (-\eta_v W_{xv} + 4W_{yv}) \frac{d\theta_v}{d\eta_v} = \frac{d^2 \theta_v}{d\eta_v^2} + \frac{1}{k_v} \frac{dk_v}{d\eta_v} \frac{d\theta_v}{d\eta_v} \quad (27)$$

경계조건 :

$$\eta_l = 0 : W_{xl} = 0, W_{yl} = 0, \theta_l = 1 \quad (28)$$

$$\eta_l = \eta_{l\delta} (\eta_v = 0) :$$

$$W_{xv,s} = \left( \frac{\rho_{l,w} - \rho_{v,\infty}}{\rho_{l,s}} \right)^{1/2} \left( \frac{\rho_{v,s} - \rho_{v,\infty}}{\rho_{v,\infty}} \right)^{1/2} W_{xl,s} \quad (29)$$

$$W_{yv,s} = -0.25 \frac{\rho_{l,s}}{\rho_{v,s}} \left( \frac{\nu_{l,s}}{\nu_{v,\infty}} \right)^{1/2} \left( \frac{\rho_{l,w} - \rho_{v,\infty}}{\rho_{l,s}} \right)^{1/4} \times \left( \frac{\rho_{v,s} - \rho_{v,\infty}}{\rho_{v,\infty}} \right)^{-1/4} (\eta_{l\delta} W_{xl,s} - 4W_{yl,s}) \quad (30)$$

$$\left( \frac{dW_{xv}}{d\eta_v} \right)_{\eta_v=0} = \frac{\mu_{l,s}}{\mu_{v,s}} \left( \frac{\nu_{v,\infty}}{\nu_{l,s}} \right)^{1/2} \left( \frac{\rho_{l,w} - \rho_{v,\infty}}{\rho_{l,s}} \right)^{3/4} \times \left( \frac{\rho_{v,s} - \rho_{v,\infty}}{\rho_{v,\infty}} \right)^{-3/4} \left( \frac{dW_{xl}}{d\eta_l} \right)_{\eta_l=\eta_{l\delta}} \quad (31)$$

$$\left( \frac{d\theta_v}{d\eta_v} \right)_{\eta_v=0} = \left( \frac{\rho_{l,w} - \rho_{v,\infty}}{\rho_{l,s}} \right)^{1/4} \times \frac{C}{D} \quad (32)$$

$$\theta_l = 0 \quad (33)$$

$$\theta_{v,\infty} = 1 \quad (34)$$

$$\eta_v \rightarrow \infty : W_{xv} \rightarrow 0, \theta_v \rightarrow 0 \quad (35)$$

여기에서,  $C$ 와  $D$ 는 각각 아래와 같다.

$$C = -h_{fg} \mu_{l,s} (\eta_{l8} W_{xl,s} - 4W_{yl,s}) + k_{l,s} (T_w - T_s) (d\theta_l / d\eta_l)_{\eta_l = \eta_{l8}}$$

$$D = \left( \frac{\rho_{v,s}}{\rho_{v,\infty}} - 1 \right)^{1/4} \left( \frac{\nu_{l,s}}{\nu_{v,\infty}} \right)^{1/2} k_{v,s} (T_s - T_\infty)$$

## 2.5 수치해석 방법

본 연구에서 사용된 2상 경계층의 이론적 모델에 대한 지배방정식 (22)-(24)와 (25)-(27)은 경계조건(28)-(35)과 함께 3점 경계문제(three point boundary problem)로 되며, 수치적으로 해를 구하기 위하여 다음과 같은 방법을 사용하였다. 경계조건 (33)과 (35)를 만족하는 무차원 액막 두께  $\eta_{l8}$ 와  $\eta_l = 0$ 에서의 x방향의 무차원 속도구배  $dW_{xl}/d\eta_l$ 와 무차원 온도 구배  $d\theta_l/d\eta_l$ 을 결정하기 위한 식은 다음과 같다.

$$f_1 = (\eta_{l8}, dW_{xl}/d\eta_l, d\theta_l/d\eta_l) = \theta_l(\eta_{l8}) = 0 \quad (36)$$

$$f_2 = (\eta_{l8}, dW_{xl}/d\eta_l, d\theta_l/d\eta_l) = W_{xv}(\infty) = 0 \quad (37)$$

$$f_3 = (\eta_{l8}, dW_{xl}/d\eta_l, d\theta_l/d\eta_l) = \theta_v(\infty) = 0 \quad (38)$$

무차원 액막 두께  $\eta_{l8}$ ,  $\eta_l = 0$ 에서  $dW_{xl}/d\eta_l$ 와  $d\theta_l/d\eta_l$ 의 값이 결정되면, 각 냉매에 대하여 벽온도  $t_w$ 는 -20, 10, 20 그리고 30°C, 과열온도  $\Delta t_\infty$ 는 0°C 부터 90°C의 구간을 3°C씩 증가시키면서 액막과 증기층에 대한 연립 상미분방정식에 대한 해를 수치적으로 구하였다. 식(36)-(38)을 풀기 위하여 IMSL(Inter national Mathematics and Statics Library)Math/Library에 수록되어 있는 DNEQNF를 이용하였으며, 액체층과 증기층에 대한 상미분 방정식을 풀기 위하여 5차 Runge-Kutta Method를 사용하였다.

## 3. 물성치 및 물리량 계산

### 3.1 물성치

본 연구의 대상으로 선정된 냉매 R12, R134a,

R142b 그리고 R152a에 대한 모든 열물성은 NIST(National Institute of Standards and Technology)에서 제공한 REFPROP Ver. 6.01<sup>(12)</sup>을 활용하여 계산하였다. 압력은 일정 압력으로 1 MPa 로 고정하였으며 그 압력에 대한 각 냉매의 포화온도를 Table 1에 나타내었다. 액체층과 증기층에 대한 열물성들은 온도만의 함수로 가정하여 열물성의 변화를 고려하고자 3차 다항식으로 표현하였으며 식은 다음과 같다.

액체층에 대하여 :

$$\rho_l = a_3 t^3 + a_2 t^2 + a_1 t + a_0 \quad (39)$$

$$\mu_l = b_3 t^3 + b_2 t^2 + b_1 t + b_0 \quad (40)$$

$$k_l = c_3 t^3 + c_2 t^2 + c_1 t + c_0 \quad (41)$$

따라서, 액막에 대한 지배방정식 (22)-(24)에서 온도에 의존하는 열물성 인자들은 다음과 같은 식으로 표현된다.

$$\frac{d\rho_l}{d\eta_l} = (3a_3 t^2 + 2a_2 t + a_1)(t_w - t_s)(d\theta_l/d\eta_l) \quad (42)$$

$$\frac{d\mu_l}{d\eta_l} = (3b_3 t^2 + 2b_2 t + b_1)(t_w - t_s)(d\theta_l/d\eta_l) \quad (43)$$

$$\frac{dk_l}{d\eta_l} = (3c_3 t^2 + 2c_2 t + c_1)(t_w - t_s)(d\theta_l/d\eta_l) \quad (44)$$

증기층에 대하여 :

$$\rho_v = a_3 t^3 + a_2 t^2 + a_1 t + a_0 \quad (45)$$

$$\mu_v = b_3 t^3 + b_2 t^2 + b_1 t + b_0 \quad (46)$$

$$k_v = c_3 t^3 + c_2 t^2 + c_1 t + c_0 \quad (47)$$

Table 1 Saturation temperature of refrigerants at 1 MPa

Refrigerant Numer	R12	R134a	R142b	R152a
Saturation Temp.(°C)	41.72	39.9	65.37	43.61

따라서, 증기층에 대한 지배방정식 (25)-(27)에서 온도에 의존하는 열물성 인자들은 다음과 같은 식으로 표현된다.

$$\frac{d\rho_v}{d\eta_v} = (3a_3 t^2 + 2a_2 t + a_1)(t_s - t_\infty)(d\theta_v/d\eta_v) \quad (48)$$

$$\frac{d\mu_v}{d\eta_v} = (3b_3 t^2 + 2b_2 t + b_1)(t_s - t_\infty)(d\theta_v/d\eta_v) \quad (49)$$

$$\frac{dk_v}{d\eta_v} = (3c_3 t^2 + 2c_2 t + c_1)(t_s - t_\infty)(d\theta_v/d\eta_v) \quad (50)$$

액체층과 증기층의 열물성을 표현하는 다항식에서 계수  $a$ 와  $b$  그리고  $c$ 에 대한 값들을 Table 2에 수록하였다.

3.2 물리량 계산

본 연구에서 계산한 각 냉매의 과열증기의 응축에 대한 물리량들은 다음과 같이 정의된다.

(1) 응축수의 질량유량

$$\Gamma_x = \frac{4}{3} \mu_{l,s} \left( \frac{1}{4} Gr_{xl,s} \right)^{1/4} (\eta_{is} W_{xl,s} - 4 W_{yl,s}) \quad (51)$$

(2) 국소 열전달율

$$q_x = -k_{l,w} (t_w - t_s) \left( \frac{1}{4} Gr_{xl,s} \right)^{1/4} x^{-1} \left( \frac{d\theta_l}{d\eta_l} \right)_{\eta_l=0} \quad (52)$$

(3) 국소 열전달 계수

$$h_x = -k_{l,w} \left( \frac{1}{4} Gr_{xl,s} \right)^{1/4} x^{-1} \left( \frac{d\theta_l}{d\eta_l} \right)_{\eta_l=0} \quad (53)$$

(4) 국소 Nusselt 수

$$Nu_x = - \left( \frac{1}{4} Gr_{xl,s} \right)^{1/4} \left( \frac{d\theta_l}{d\eta_l} \right)_{\eta_l=0} \quad (54)$$

(5) 평균 열전달 계수

$$h_m = (4/3) h_x \quad (55)$$

(6) 평균 Nusselt 수

$$Nu_m = (4/3) Nu_x \quad (56)$$

4. 결과 및 고찰

Fig. 2는  $t_w$ 가  $-20^\circ\text{C}$ 와  $30^\circ\text{C}$ 일 때 각 냉매의 과열온도 변화에 따른 무차원 액막 두께  $\eta_{is}$ 의 변화를 보여준다. 무차원 액막 두께는 증기층의 속도에 따라 기액계면에서 작용하는 전단력이나 액막에 작용하는 체적력에 따라 정해지는데 과열온도가 증가할수록 증기층에서의 속도가 증가하기 때문에 액막 두께는 모든 대상 냉매에 대하여 감소하는 경향을 보여주며  $\Delta t_\infty = 0$ 일 때, 즉 주류가 포화상태일 때 가장 크게 나타난다. 벽온도가 상승함에 따라, 즉 포화온도와 벽온도의 차이가 작을수록 각 냉매에 대하여 무차원 액막의 두

Table 2 Values for  $a$ ,  $b$  and  $c$

	R12		R134a		R142b		R152a		
	liquid	vapor	liquid	vapor	liquid	vapor	liquid	vapor	
$\rho$	$a_0$	$0.1396 \times 10^4$	$0.1799 \times 10^2$	$0.1295 \times 10^{-3}$	$0.1466 \times 10^2$	$0.1171 \times 10^4$	$0.7153 \times 10$	$0.9590 \times 10^3$	$0.8426 \times 10$
	$a_1$	$-0.3167 \times 10$	$0.0511 \times 10$	$-0.3219 \times 10$	$0.0422 \times 10$	$-0.2268 \times 10$	$0.0246 \times 10$	$-0.2225 \times 10$	$0.02571 \times 10$
	$a_2$	$-0.6113 \times 10^{-2}$	$0.6585 \times 10^{-2}$	$-0.6864 \times 10^{-2}$	$0.6532 \times 10^{-2}$	$-0.2159 \times 10^{-2}$	$0.1374 \times 10^{-2}$	$-0.4249 \times 10^{-2}$	$0.3797 \times 10^{-2}$
	$a_3$	$-0.7772 \times 10^{-4}$	$0.8126 \times 10^{-4}$	$-0.1184 \times 10^{-3}$	$0.1184 \times 10^{-3}$	$-0.5161 \times 10^{-4}$	$0.5585 \times 10^{-4}$	$-0.5319 \times 10^{-4}$	$0.5225 \times 10^{-4}$
$\mu$	$b_0$	$0.2486 \times 10^3$	$0.1075 \times 10^2$	$0.2707 \times 10^3$	$0.1074 \times 10^2$	$0.3180 \times 10^3$	$0.9057 \times 10$	$0.2102 \times 10^3$	$0.9353 \times 10$
	$b_1$	$-0.2685 \times 10$	$0.3871 \times 10^{-1}$	$-0.0356 \times 10$	$0.3814 \times 10^{-1}$	$-0.3788 \times 10$	$0.3426 \times 10^{-1}$	$-0.3021 \times 10$	$0.3606 \times 10^{-1}$
	$b_2$	$0.1679 \times 10^{-1}$	$0.3014 \times 10^{-4}$	$0.2842 \times 10^{-1}$	$0.2989 \times 10^{-4}$	$0.2581 \times 10^{-1}$	$-0.5939 \times 10^{-4}$	$0.4734 \times 10^{-1}$	$-0.1321 \times 10^{-4}$
	$b_3$	$-0.8494 \times 10^{-4}$	$0.1965 \times 10^{-5}$	$-0.1575 \times 10^{-3}$	$0.3319 \times 10^{-5}$	$-0.9969 \times 10^{-4}$	$0.1554 \times 10^{-5}$	$-0.3858 \times 10^{-3}$	$0.1849 \times 10^{-5}$
$k$	$c_0$	$0.7586 \times 10^{-2}$	$0.8846 \times 10^{-2}$	$0.9201 \times 10^{-1}$	$0.1155 \times 10^{-1}$	$0.9078 \times 10^{-1}$	$0.9905 \times 10^{-2}$	$0.01089 \times 10$	$0.1196 \times 10^{-1}$
	$c_1$	$-0.3556 \times 10^{-3}$	$0.5060 \times 10^{-4}$	$-0.4424 \times 10^{-3}$	$0.7732 \times 10^{-4}$	$-0.3902 \times 10^{-3}$	$0.6453 \times 10^{-4}$	$-0.4503 \times 10^{-3}$	$0.1029 \times 10^{-3}$
	$c_2$	$0.3250 \times 10^{-6}$	$0.1157 \times 10^{-6}$	$0.4048 \times 10^{-6}$	$0.5939 \times 10^{-7}$	$0.5460 \times 10^{-6}$	$-0.1342 \times 10^{-6}$	$0.6527 \times 10^{-6}$	$0.1729 \times 10^{-6}$
	$c_3$	$-0.1608 \times 10^{-8}$	$0.3913 \times 10^{-8}$	$-0.3983 \times 10^{-8}$	$0.9824 \times 10^{-8}$	$-0.7469 \times 10^{-9}$	$0.5284 \times 10^{-8}$	$-0.3054 \times 10^{-8}$	$0.7471 \times 10^{-8}$

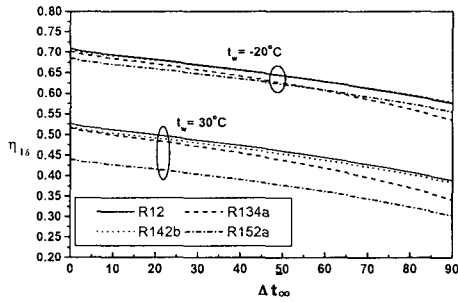


Fig. 2 Variations of dimensionless liquid film thickness.

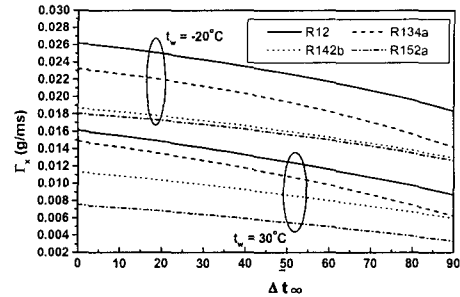


Fig. 3 Variations of mass flow rate.

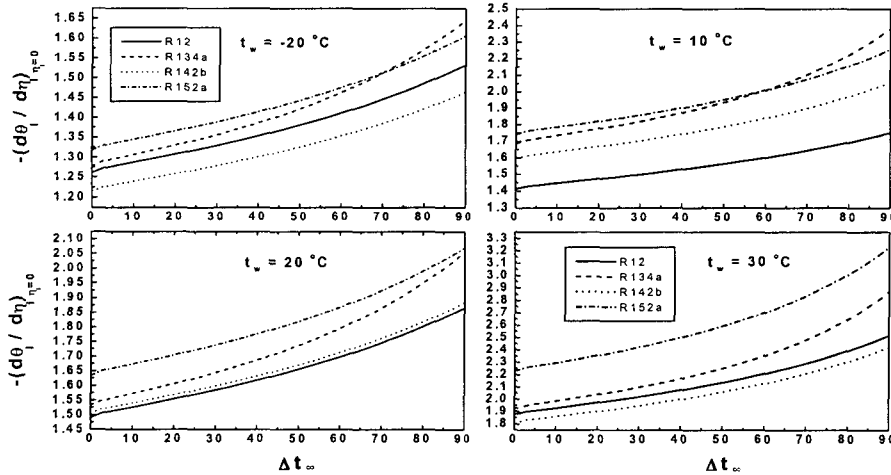


Fig. 4 Dimensionless temperature gradient at wall.

께는 얇아지고 있음을 보여준다. 벽온도가 -20°C 일 때는 모든 냉매가 비슷한 무차원 액막 두께를 가지는데 비하여 30°C일 때는 R152a의 무차원 액막 두께가 가장 현저하게 얇아지는 것을 알 수 있다.

Fig. 3은 과열온도의 변화에 따른 단위 길이당 질량 유량  $\Gamma_x$ 의 변화를 나타내고 있다. 질량유량은 각 냉매에 대하여 과열온도가 증가함에 따라 감소하는 경향을 보이고 있다. 질량유량은 Fig. 2에서와 같이 무차원 액막두께의 감소로 인하여 질량유량은 함께 감소한다. 또한 식(51)로부터 결정되는 질량유량은 기액 계면에서의 Grashof 수와  $\eta_{ls} W_{xl,s} - 4 W_{yl,s}$ 에 비례하게 되므로  $Gr_{xl,s}$ 의

증가율보다  $\eta_{ls} W_{xl,s} - 4 W_{yl,s}$ 의 과열온도에 따른 감소율이 더 크기 때문에 질량유량은 감소하게 된다.

Fig. 4는 과열온도의 변화에 따른 수직벽에서의 무차원 온도구배  $(d\theta_1/d\eta)_{\eta=0}$ 의 분포를 보여주고 있다. 과열온도가 증가함에 따라 각 냉매의 무차원 온도구배는 증가하는 경향을 보이고 있으며, 또한 벽의 온도가 높아짐에 따라 약간의 온도구배의 증가를 보이고 있다. 모든 벽 온도에 대하여 R134a의 온도구배의 증가가 다른 냉매보다 급격함을 알 수 있다.

Fig. 5는  $t_w$ 가 -20°C와 30°C일 때 액막에서의 국소 열전달율의 변화를 과열온도의 함수로 보여

준다. 각 냉매의 증기가 과열됨에 따라 증기로부터 기액 계면으로의 열전달의 증가로 인하여 액막에서의 국소 열전달율은 증가한다. 또한, 벽온도가 증가할수록 각 냉매의 물성치 변화의 특성에 따라서 열전달율의 변화에 차이를 보여주고 있다. 과열온도가 증가할수록 R152a의 경우 -20°C인 경우에는 열전달율이 가장 높지만 벽온도가 30°C인 경우에는 가장 낮게 나타난다.

Fig. 6은 주류에서 냉매 증기가 포화되었을 때 즉,  $\Delta t_{\infty} = 0$  일 때의 평균 열전달 계수  $(h_m)_{sat}$ 와 과열되었을 때의 평균 열전달 계수  $(h_m)_{sup}$ 의 비를 나타내고 있다. 과열온도가 증가함에 따라 R12, R134a, R142b 그리고 R152a에 대한  $(h_m)_{sup}/(h_m)_{sat}$ 가 모두 증가함을 보이고 있으며 이는 포화상태에서의 평균 열전달 계수보다 과열상태에서의 평균 열전달 계수가 크다는 것을 의미한다. Fig. 2와 같이 액막의 두께가 얇을수록 열전달의 주요한 방해요인으로 작용하는 응축수의 유량이 감소하므로 열전달은 향상되고 과열온도가 낮은 영역에서는 벽온도의 영향은 거의 없으며, 높은 영역에서는 벽온도가 -20°C인 경우 R12, R142b 그리고 R152a는 열전달 특성이 거의 같으며, R134a의 열전달 특성이 다른 냉매에 비하여 높음을 알 수 있다.

Fig. 7은 벽온도  $t_w$ 가 -20°C와 30°C일 때 과열온도의 변화에 따른 평균 Nusselt 수의 변화를 보여준다. 식(56)로 결정되는 평균 Nusselt 수는 각 냉매에 대하여 과열온도가 증가할수록 증가하는 경향을 보이고 있다. 이는 국소 Nusselt 수는 식(54)와 같이 벽에서의 무차원 온도구배에 비례하게 되는데 과열온도가 증가할수록 Fig. 4에서

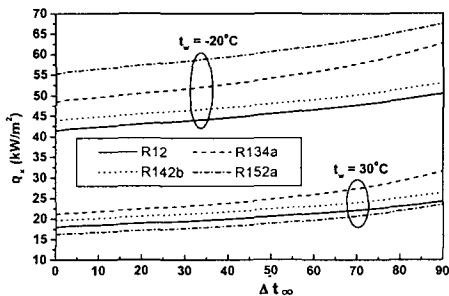


Fig. 5 Variations of local heat transfer rate.

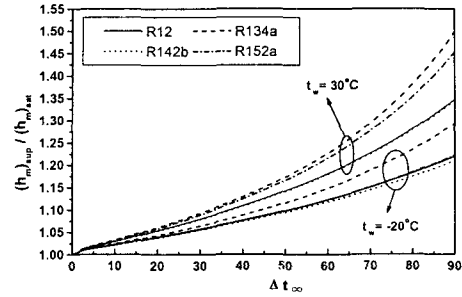


Fig. 6 Variations of  $(h_m)_{sup}/(h_m)_{sat}$ .

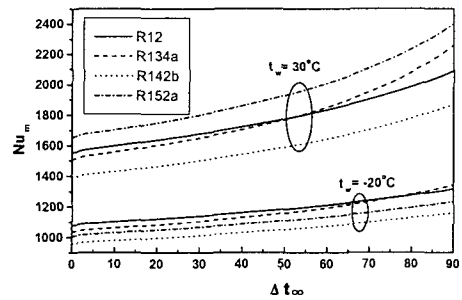


Fig. 7 Variations of mean Nusselt number.

보는 바와 같이 벽에서의 온도구배가 증가하기 때문이다.

### 5. 결론

본 연구에서는 일정한 압력 조건에서 냉매 R12, R134a, R142b 그리고 R152a의 2상 경계층류 막응축에 대하여 열물성치의 변화를 고려한 등온 수직벽에서 과열증기의 응축열전달을 이론적으로 해석하기 위하여 벽온도  $t_w = -20, 10, 20$  그리고 30°C와 과열온도  $\Delta t_{\infty}$ 는 0°C에서 90°C의 구간을 3°C씩 증가시키면서 수치적으로 해를 구한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 여러 가지 냉매(R12, R134a, R142b 그리고 R152a)에 대하여 일정 압력 조건의 등온 수직벽의 층류 자연대류 막응축 과정에서 액체층과 증기층의 온도 변화에 따른 열물



성의 변화를 고려할 수 있는 이론적 모델을 제시하였다.

(2) 국소 열전달율, 국소 열전달 계수 그리고 국소 Nusselt 수는 기액계면에서 액체층의 국소 Grashof 수와 벽에서의 무차원 온도 구배에 비례함을 알았다.

(3) 고려된 벽온도와 과열온도에 대하여 R134a의 응축 열전달계수가 다른 대상 냉매보다 높게 나타났다.

### 참고문헌

1. Sung, H. C., and Kim, K. H., 1999, The influence of variable thermophysical properties on laminar film condensation on an isothermal vertical wall," Proceedings of the SAREK'99 Annual Summer Conference(I), pp. 151-157.
2. Mills, A. F., 1995, Heat and mass transfer, Irwin, pp. 596-625.
3. Incropera, F. P., and DeWitt, D. P., 1996, Fundamentals of heat and mass transfer, Wiley, pp. 554-568.
4. Cengel, Y. A., 1998, Heat transfer, McGraw-Hill, pp. 468-475.
5. Carey, V. P., 1992, Liquid-vapor phase-change phenomena : An introduction to the thermophysics of vaporization and condensation processes in heat transfer equipment, Hemisphere, pp. 337-360.
6. Shang, D. Y., Wang, B. X., Wang, Y., and Quan, Y., 1993, Study on liquid laminar free convection with consideration of variable thermophysical properties, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 36, No. 14, pp. 3411-3419.
7. Shang, D. Y., and Wang, B. X., 1990, Effect of variable thermophysical properties on laminar free convection of gas, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 33, No. 7, pp. 1387-1395.
8. Shang, D. Y., and Wang, B. X., 1991, Effect of variable thermophysical properties on laminar free convection of polyatomic gas, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 34, No. 3, pp. 749-755.
9. Poots, G., and Miles, R. G., 1967, Effect of variable physical properties on laminar film condensation of saturated steam on a vertical flat plate, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 10, pp. 1677-1692.
10. Minkowcs, W. J., and Sparrow, E. M., 1966, Condensation heat transfer in the presence of noncondensable, interface resistance, superheating, variable properties, and diffusion, Int. J. Heat Mass Transfer 9, pp. 1125-1144.
11. Shang, D. Y., and Wang, B. X., 1997, An extended study on steady-state laminar film condensation of a superheated vapour on an isothermal vertical plate, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 40, No. 4, pp. 931-941.
12. McLinden, M. O., Klein, S. A., Lemmon, E. W. and Peskin, A. P., 1998, NIST Thermodynamic properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures Database (REFPROP), Version 6.01, NIST, Boulder CO.