

등온 수직벽의 자연대류 막응축 모델에 관한 비교분석

성현찬* · 김경훈**
(2000년 3월 28일 접수)

Comparative Analysis of Models for Free Convective Film Condensation on an Isothermal Vertical Wall

Hyun Chan Sung and Kyoung Hoon Kim

Key Words: Laminar Film Condensation(층류 막응축), Variable Properties(물성 변화), Superheated Temperature(과열 온도), Interface Shear Stress(계면 전단력)

Abstract

The existing theoretical models for steady two-dimensional free convective laminar film condensation of pure saturated or superheated vapor under atmospheric pressure on isothermal vertical wall have been reviewed. To investigate the effects such as inertia, thermal convective and liquid-vapor interface shear stress, the models of constant or variable properties in liquid film for condensation of saturated vapor are compared in detail with Nusselt model. Also, for condensation of superheated vapor, the effects of superheated temperature and variable properties in liquid and vapor layers are examined and then a new correlation is proposed to predict the heat transfer. The results are in good agreement with the Shang's correlation within 2% errors.

기호설명

c_p : 정압비열 [kJ/kg°C]

g : 중력가속도 [m/s^2]

Gr_x : Grashof 수

h_{fg} : 응축잠열 [kJ/kg]

h_{fg}^* : $= h_{fg} + 0.68 c_{pl}(t_s - t_w)$ [kJ/kg]

k : 열전도 계수 [W/m°C]

Pr : Prandtl 수 = $\mu c_p / k$

t : 액막 온도 [°C]

t_w : 벽 온도 [°C]

t_s : 포화 온도 [°C]

t_f : 주류에서의 증기 온도 [°C]

Δt_w : 벽 온도차 = $t_s - t_w$ [°C]

Δt_∞ : 과열 온도차 = $t_f - t_s$ [°C]

그리스문자

η : 상사변수

ρ : 밀도 [kg/m^3]

μ : 점성계수 [$kg/m \cdot s$]

θ : 부차원 온도

δ : 막두께 [m]

상첨자

C : Chen

N : Nusselt

R : Rohsenow

하첨자

l : Liquid film

* 회원, 금오공과대학교 대학원 기계공학부

E-mail : hcsung@knut.kumoh.ac.kr

TEL : (054)467-4396 FAX : (054)467-4231

** 회원, 금오공과대학교 기계공학부

- s : Saturation
- sup : Superheating
- v : Vapor film
- w : Wall

1. 서 론

응축기나 증발기 등의 열교환기에서 발생하는 응축열전달 과정에서는 많은 인자(관성력, 표면장력, 대류열전달, 표면전단력 그리고 물성치의 변화 등)들이 열전달 특성에 영향을 주기 때문에 이러한 인자들을 고려한 응축열전달 해석이 매우 중요하게 된다.^(1,4) 주류에서 정제된 포화 수증기의 수직평판과 원관에서의 응축열전달 문제에 대한 최초의 해석은 Nusselt에 의해 이루어졌다. Nusselt의 이론은 응축막에서의 열평형과 단순한 힘으로 구성되며 관성력, 대류 열전달과 액체-증기 계면에서의 전단력 그리고 응축수의 온도 변화에 따른 물성치의 의존성을 무시하였다. 대류 열전달의 효과는 Rohsenow⁽⁵⁾에 의해 조사되었으며, Sparrow와 Gregg⁽⁶⁾는 경계층 이론에 상사변환을 통한 관성효과에 대하여 연구하였고, 전단력의 효과에 대한 연구는 Koh, Sparrow 그리고 Hartnett⁽⁷⁾에 의해 수행되었다. 경계층 해석을 이용하여 Chen⁽⁸⁾은 대류열전달과 관성의 효과를 고려한 연구를 행하였다. 앞의 해석들은 응축수의 물성치들이 온도에 무관하다고 가정하였다.

한편, 액막에서 응축수의 물성치가 변하는 모델에 대하여 Drew⁽⁹⁾는 Nusselt의 모델에 부가적으로 만약 응축수의 온도 분포가 선형이고 응축수의 점성계수가 온도에 반비례로 변한다고 가정한다면 유동에서 점성계수의 변화와 열전달의 효과는 유효기준온도에서 계산된 점성계수를 취한 Nusselt의 일정 유체 물성치의 결과를 사용함으로써 평가될 수 있다는 것을 보였다. 또한 Labuntsov⁽¹⁰⁾는 유동과 열전달 특성은 간단한 수정계수가 사용된다면 포화온도에서 계산된 응축수 물성치 값들로서 Nusselt 공식으로부터 계산되어도 된다는 것을 보였다. Minkowycz와 Sparrow⁽¹¹⁾는 수증기의 응축에서 불응축 가스로서 공기의 효과의 조사에서 계면 저항 또는 기액계

면에서 온도 점프, 과열, 그리고 수증기-공기 혼합물에서 유체 물성치 변화에 따른 효과들을 고려한 해석을 수행하였다. Rose⁽¹²⁾는 포화증기의 자연대류 막응축에 대하여 계면에서의 온도 강하와 전단력, 액막에서 응축수의 관성의 효과 그리고 변하는 벽온도의 영향을 서로 비교하였다. 물성변화를 고려한 과열증기의 막응축에 대한 모델에서 Shang과 Wang⁽¹³⁾은 등온 수직평판 상에서 과열 수증기의 2상 경계층에 대해 액막과 증기막에서 열물성의 변화를 고려한 층류 막응축에 대해 무차원 속도 성분법을 사용하여 해석하였으며, Webb⁽¹⁴⁾는 원관 내에서 과열증기의 막응축에 대하여 과열효과를 고려한 열전달계수를 제시하였다. 이상과 같이 많은 연구들 중에서 막응축 열전달에 영향을 미치는 여러 인자들을 서로 종합적으로 비교 분석한 예는 드물다. 따라서 본 연구에서는 위에서 기술한 모델에 대한 연구들을 검토하고, 표면장력 효과를 제외한 응축 열전달에 영향을 미치는 모든 인자들을 고려한 정제된 과열증기의 응축 열전달을 예측하는 상관식을 제시하고 기존의 모델과 비교분석 하고자 한다.

2. 막응축 모델

2.1 물리적 모델

포화온도 보다 낮은 수직벽을 정제된 수증기가 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 증기와 액체의 상호작용으로 인해 Fig. 1과 같은 2상(two phases) 경계층이 형성된다. 좌표계로서 기액 계면에서 계면의 온도의 주류측의 온도가 같아지는 위치인 수직벽 상단에서 표면을 따라 쥘 길이 x 와 수직벽 표면으로부터 쥘 수직거리 y 로 하였다.

2.2 포화증기의 막응축

포화증기의 막응축은 Fig. 1에서 수직벽 표면은 수증기의 포화온도보다 낮은 온도 t_w 로 일정하고 t_s 는 증기의 포화온도이며, $t_f = t_s$ 이다.

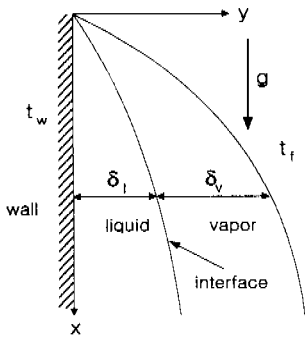


Fig. 1 Physical model and coordinates

Table 1 Properties for water and steam at saturated temperature at 0.1MPa

phase	water		steam
	0°C	100°C	100°C
ρ [kg/m ³]	999.8	958.4	0.598
c_p [kJ/kg · K]	4.217	4.217	2.044
μ [kg/m · s]	1.78×10^{-3}	2.81×10^{-4}	1.23×10^{-5}
k [W/m · K]	0.569	0.607	0.0245
Pr	13	1.75	1
h_{fg} [kJ/kg]			2256.6

2.2.1 물성치 일정 모델

관성력과 대류열전달 그리고 계면전단력을 무시한 Nusselt의 모델에서의 열전달계수의 관계식은 다음과 같이 표현된다.

$$h_x^N = k(Gr_{xl} Pr K)^{1/4} / (x\sqrt{2}) \tag{1}$$

여기에서, $Gr_{xl} = g(\rho_l - \rho_v)x^3 / \rho_l\nu_l^2$ 이며 K 는 응축수의 엔탈피 변화와 증기의 잠열의 비 ($= h_{fg} / c_p(T_s - T_w)$)를 나타내며 응축수의 물성치 값들은 수증기의 포화온도와 벽온도의 산술평균한 온도에서 계산된 값들이며, 대기압에서 포화수와 포화증기의 물성치 값들이 Table 1에 주어져 있다.

그러나, Rohsenow⁽⁵⁾은 실제 냉각에 있어서는 포화온도와 벽온도의 산술 평균온도보다 더 낮은

온도로 냉각되기 때문에 이 효과를 고려하기 위하여 Nusselt 모델에서의 증발잠열 h_{fg} 를 수정 증발 잠열 h_{fg}^* 로 대체되어야 하며 Nusselt 모델에서 계산된 열전달계수를 이용하여 다음과 같은 열전달계수를 예측하는 식을 제시하였다.

$$h_x^R = (1 + 0.68/K)^{1/4} h_x^N \tag{2}$$

또한, Chen⁽⁸⁾은 관성력과 대류항 그리고 계면전단력을 고려하여 다음과 같은 열전달 관계식을 근사식으로 나타내었으며 만약 $Pr \geq 1$ 이고 $K \geq 5$ 이면 Koh 등⁽⁷⁾의 결과와 1%의 오차 범위 내에 있음을 밝혔다.

$$\frac{h_x^C}{h_x^N} = \left\{ \frac{1 + 0.68 \frac{1}{K} + 0.02 \frac{1}{Pr K^2}}{1 + 0.85 \frac{1}{Pr K} - 0.15 \frac{1}{Pr K^2}} \right\}^{1/4} \tag{3}$$

2.2.2 물성치 변화 모델

Drew⁽⁹⁾는 Nusselt의 이론에 액막에서 물성치 변화의 효과를 설명하기 위하여 ρ 와 k 는 온도에 무관하며 점성계수 μ 는 식 (4)와 같이 표현하여 물성치 변화의 효과를 나타내었다.

$$\frac{1}{\mu_l} = \frac{1}{\mu_w} + g \left(\frac{1}{\mu_s} - \frac{1}{\mu_w} \right) \tag{4}$$

$$\frac{h_x}{h_x^N} = \left(1 - \frac{\rho_v}{\rho_s} \right)^{-1/4} \Lambda \tag{5}$$

여기에서, Λ 는 Nusselt 모델에서 물성치 변화의 효과를 나타내는 항이다.

$$\Lambda = \left\{ \frac{k^3 \rho_l (\rho_l - \rho_v)}{k_{l,s}^3 \rho_{l,s}^2} \mu_{l,s} \times Z \right\}^{1/4} \tag{6}$$

여기에서, $Z = \frac{1}{\mu_w} + 0.25 \left(\frac{1}{\mu_{l,s}} - \frac{1}{\mu_w} \right)$ 이다.

Labuntsov⁽¹⁰⁾는 Drew⁽⁹⁾ 모델에 추가적으로 열전

도 계수가 온도에 의존한다고 가정하였으며, 만약 $0.5 \leq k_w/k_{l,s} \leq 2$ 이고 $0.1 \leq \mu_w/\mu_{l,s} \leq 1$ 이면 식 (5)에서 물성치 변화의 효과는 다음과 같이 주어진다.

$$k_l = k_w + g(k_v - k_w) \quad (7)$$

$$\Lambda = \left(k_w^3 \mu_{l,s} / k_{l,s}^3 \mu_w \right)^{1/4} \quad (8)$$

Drew⁽⁹⁾와 Labvuntsov⁽¹⁰⁾ 모델에서 밀도와 열전도계수의 값은 다음과 같은 기준온도를 사용하여 구하였다.

$$t = t_w + 0.25 (t_s - t_w) \quad (9)$$

또한, Minkowycz 등⁽¹¹⁾에서 $1 \leq \Delta t_w \leq 25^\circ\text{C}$ 의 구간에서 밀도와 점성계수 그리고 열전도계수가 다음과 같은 유효기준온도에서 계산된다면 식 (5)에서 물성치의 효과는 다음과 같이 표현된다.

$$t = t_w + 0.31 (t_s - t_w) \quad (10)$$

$$\Lambda = \left\{ \frac{k_l^3 \mu_{l,s} (\rho_l - \rho_v)}{k_{l,s}^3 \mu_l \rho_{l,s}} \right\}^{1/4} \quad (11)$$

본 논문에서는 포화 수증기의 막응축에 대하여 액막에서의 모든 열물성의 변화를 고려한 해석을 위하여 참고문헌[15]에 수록되어 있는 P9HGK 라이브러리 함수를 이용하여 해석하였다.

Fig. 2는 포화 수증기의 막응축에서 물성치가 일정한 모델과 변화를 고려한 모델에 대하여 열전달계수의 변화를 누셀트 모델과의 비로서 나타낸 것이다. 그림에서 보여주는 것과 같이 물성치가 일정한 모델(Nusselt, Rohsenow,⁽⁵⁾ Chen⁽⁸⁾)과 변화를 고려한 모델(Drew,⁽⁹⁾ Labuntsov,⁽¹⁰⁾ Minkowczy⁽¹¹⁾)에서 Δt_w 가 증가할수록 열전달계수의 차이가 증가함을 보여주고 있다. 특히, 점성계수의 변화를 고려한 모델^(9,10)에서는 누셀트 모델에서의 열전달계수에 비해 최대로

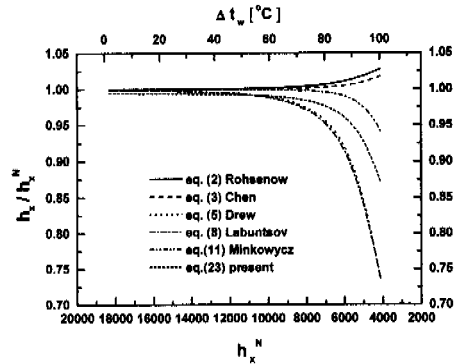


Fig. 2 Comparison of heat transfer coefficient for models of saturated steam

약 25% 정도 감소함을 알 수 있다. 이 결과는 포화 수증기의 응축에서는 열전도계수의 영향은 중요하지 않으며, Δt_w 가 증가할수록 점성계수의 고려가 중요함을 알 수 있다. 또한 물성치 일정 모델은 변화를 고려한 모델에 비하여 열전달계수를 과대평가하고 있음을 알 수 있다.

2.3 과열증기의 막응축

Shang과 Wang⁽¹³⁾은 액체층에서 응축수의 밀도와 열전도계수 그리고 점성계수는 식 (12)~(14)로 표현하고, 액체층과 증기층에 대한 지배방정식과 경계조건을 무차원 속도 성분법을 통한 상사변환하여 액상과 증기상에서 열물성의 변화를 고려한 2차원 층류 과열증기 막응축에 대하여 이론적으로 해석하여 열전달계수를 식 (15)로 나타내었다.

$$\rho_l = -4.48 \times 10^{-3} t^2 + 999.9 \quad (12)$$

$$k_l = -8.01 \times 10^{-6} t^2 + 1.94 \times 10^{-3} t + 0.563 \quad (13)$$

$$\mu_l = \exp \left[-1.6 \frac{-1150}{T} + \left(\frac{690}{T} \right)^2 \right] \times 10^{-3} \quad (14)$$

$$h_x = -k_{l,w} \left(\frac{1}{4} Gr_{x,l,s} \right)^{1/4} x^{-1} \left(\frac{d\theta_l}{d\eta_l} \right)_{\eta_l=0} \quad (15)$$

여기에서 $Gr_{x,l,s}$ 와 θ_l , η_l 은 각각 다음과 같이

Table 2 Values for $-(d\theta_l/d\eta_l)_{\eta_l=0}$ in Eq. (15)

Δt_w	Δt_∞					
	0	27	127	227	327	427
0.1	6.5806	6.6830	7.1003	7.5452	8.0162	8.5201
3	4.1896	4.2408	4.4160	4.5814	4.7409	4.8970
5	3.6760	3.7206	3.8691	4.0059	4.1357	4.2611
10	3.0677	3.1048	3.2270	3.3369	3.4395	3.5372
20	2.5414	2.5722	2.6732	2.7634	2.8468	2.9255
30	2.2634	2.2908	2.3807	2.4609	2.5349	2.6045
40	2.0770	2.1022	2.1844	2.2579	2.3256	2.3893
50	1.9379	1.9613	2.0379	2.1062	2.1692	2.2285
60	1.8275	1.8496	1.9216	1.9859	2.0451	2.1009
70	1.7367	1.7577	1.8259	1.8868	1.9430	1.9958
80	1.6604	1.6804	1.7454	1.8034	1.8570	1.9074
90	1.5954	1.6146	1.6769	1.7326	1.7839	1.8322
100	1.5403	1.5588	1.6188	1.6724	1.7218	1.7684

정의되는 무차원들이며, $-(d\theta_l/d\eta_l)_{\eta_l=0}$ 는 벽에서의 무차원 온도구배를 나타내며 Table 2와 같다.

$$Gr_{x_l,s} = \frac{g(\rho_{l,w} - \rho_{v,\infty})x^3}{\nu_{l,s}^2 \rho_{l,s}} \quad (16)$$

$$\theta_l = \frac{t - t_s}{t_w - t_s} \quad (17)$$

$$\eta_l = \left(\frac{1}{4} Gr_{x_l,s}\right)^{1/4} \frac{y}{x} \quad (18)$$

또한, 과열증기의 효과를 나타내기 위하여 벽에서 무차원 온도구배는 다음과 같은 선형식으로 표현하였으며 이 상관식은 $5^\circ\text{C} \leq \Delta t_w \leq 100^\circ\text{C}$ 의 구간에서 유효하다.

$$-\left(\frac{d\theta_l}{d\eta_l}\right)_{\eta_l=0} = \left[-\left(\frac{d\theta_l}{d\eta_l}\right)_{\eta_l=0}\right]_{\Delta t_\infty=0} + a \frac{\Delta t_\infty}{t_s} \quad (19)$$

여기에서, $\left[-\left(\frac{d\theta_l}{d\eta_l}\right)_{\eta_l=0}\right]_{\Delta t_\infty=0}$ 는 벽에서 포화증기 막응축의 무차원 온도 구배이며 계수 a는 다음과 같다.

$$a = 10^{-2} \times \left(6.92 - 9.45 \frac{\Delta t_w}{t_s} + 5.35 \left(\frac{\Delta t_w}{t_s}\right)^2\right) \quad (20)$$

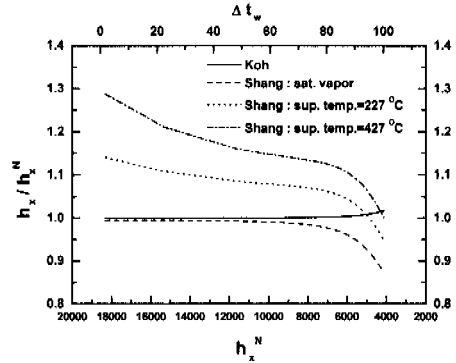


Fig. 3 Heat transfer coefficient for models of saturated and superheated steam

그리고, 식 (5)에서 포화증기의 무차원 온도구배는 $\Delta t_w/t_s$ 의 함수로 표현될 수 있다.

$$\left[-\left(\frac{d\theta_l}{d\eta_l}\right)_{\eta_l=0}\right]_{\Delta t_\infty=0} = \frac{1.74 - 0.19 \frac{\Delta t_w}{t_s}}{\left(\frac{\Delta t_w}{t_s}\right)^{1/4}} \quad (21)$$

따라서, 식 (16)~(18)로부터 열전달계수(12)는 Gr 수와 Δt_w 그리고 Δt_∞ 의 함수로 주어진다.

$$h_x = k_{l,w} \left(\frac{1}{4} Gr_{x_l,s}\right)^{1/4} x^{-1} \frac{1.74 - 0.19 \frac{\Delta t_w}{t_s}}{\left(\frac{\Delta t_w}{t_s}\right)^{1/4}} + a \frac{\Delta t_\infty}{t_s} \quad (22)$$

Fig. 3은 계면전단력을 고려한 포화수증기의 응축에 대한 Koh⁽⁷⁾의 모델과 과열수증기의 응축에 대한 Shang⁽¹³⁾의 모델과 Nusselt 모델과의 열전달 계수의 비를 Δt_w 와 h_x^N 의 함수로 나타낸 것이다. 계면 전단력을 고려한 Koh⁽⁷⁾의 모델은 Nusselt의 결과와는 전체 온도범위에서 큰 차이가 나타나지 않지만, 물성치 변화를 고려한 포화증기의 응축에 있어서 Δt_w 가 작은 범위에서는 열전달계수의 차이는 작으며 Δt_w 가 클수록 차이는 커지는 경향을 보이고 있다. 또한 과열온도가 커질수록 열전달계수는 증가하며, 과열온도가 427°C에 대해서는 Nusselt의 결과에 비하여 Δt_w 가 작은 영역에서는 열전달계수의 차이가 크며 최대 약 1.3배 정도 높게 나타난다. 반대로 Δt_w 가 큰 영역으로 갈수록 그 차이는 작아짐을 보여주고 있다.

2.3.1 열물성 변화의 영향

과열수증기의 막응축에 대하여 액막에서 밀도와 점성계수등과 같은 열물성의 변화가 열전달에 미치는 영향을 조사하였으며 고려된 물성치는 식 (12)와 (13)을 이용하였으며, 일정한 물성치의 값은 액막에서의 평균온도 $t = t_w + 0.5(t_s - t_w)$ 에서 계산된 값으로 하였다.

Fig. 4는 과열온도가 27°C와 427°C일 때 액막에서의 물성치의 변화가 자연대류 막응축 과정에서의 열전달계수에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 밀도의 변화는 전체 벽온도차에 대하여 열전달계수에 대한 효과가 거의 없는 것으로 보이지만 점성계수의 변화는 벽온도차가 커질수록 물성치가 일정한 경우에 비하여 열전달계수를 감소하는 경향이 커짐을 보이고 있다. 이는 벽온도차가 커질수록 액막에서의 밀도의 변화는 거의 없는 반면 점성계수는 온도가 낮을수록 증가하며 열전달계수는 점성계수에 반비례하기 때문에 점성계수가 증가할수록 열전달계수는 감소하기 때문으로 볼 수 있다.

2.3.2 열전달 상관관계식

계면전단력, 판성향, 대류향, 그리고 물성 변화

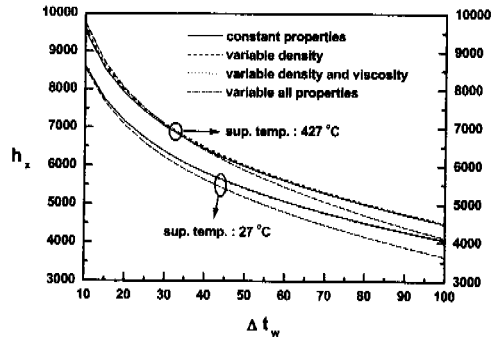


Fig. 4 Effect of variable properties for Δt_w

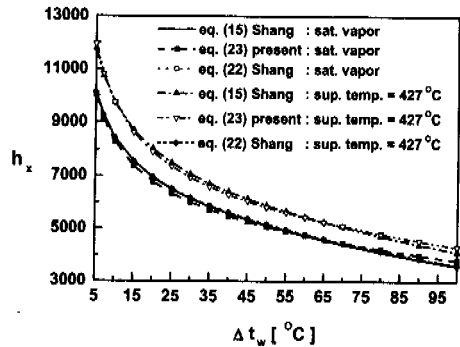


Fig. 5 Comparison of heat transfer coefficient for Shang(21) and present(23)

를 고려한 포화 및 과열증기의 막응축 열전달계수를 예측하고자 본 논문에서는 수치해석의 결과로부터 얻어진 데이터를 토대로 벽온도차에 대하여는 지수회귀법을, 과열온도차에 대하여는 다항식회귀법을 이용하여 막응축 열전달계수에 대한 상관식을 다음과 같이 표현하기로 한다.

$$\frac{h_{x,sup}}{h_x^N} = \alpha (t_s - t_w)^\beta \tag{23}$$

여기에서, h_x^N 은 식 (1)로 표현되는 Nusselt 모델에서 계산된 열전달계수를 나타내며, 벽온도차는 $0.5^\circ\text{C} \leq t_s - t_w \leq 100^\circ\text{C}$, 그리고 과열온도차는 $0^\circ\text{C} \leq \Delta t_\infty \leq 427^\circ\text{C}$ 의 범위이다. 또한 α 와 β 는 다음과 같이 과열온도차의 함수로 표시된다.

$$\alpha = 1.016 + 5.14 \times 10^{-4} \Delta t_{\infty} \quad (24)$$

$$\beta = -2.05 \times 10^{-2} - 3.6 \times 10^{-5} \Delta t_{\infty} \quad (25)$$

Fig. 5는 과열증기의 모델에 대하여 수치계산 결과 (15)와 Shang⁽¹³⁾의 상관식 (22) 그리고 본 연구에서 제안한 상관식 (23)에서 계산된 열전달 계수를 나타낸 것이다. 과열온도가 0인 경우, 즉, 포화증기의 응축에 대하여 전체 벽 온도 범위에서 서로 일치하고 있다. 과열온도가 커질수록 열전달계수가 증가함을 알 수 있으며, 특히 과열온도가 427°C인 경우에 수치결과와 본 연구에서 제안한 관계식과는 큰 오차없이 일치하고 있음을 보이지만, Shang⁽¹³⁾의 상관식에서 계산된 결과와는 약 2% 정도 차이를 보이고 있다.

3. 결 론

본 연구에서는 포화증기의 응축에서 증기층의 효과를 고려하지 않은 모델과 고려한 모델, 물성치가 일정한 모델과 변화를 고려한 모델 그리고 과열증기의 응축 모델을 서로 비교 분석한 결과 다음과 같은 결론을 내릴 수 있었다.

(1) 과열 수증기의 막응축에 대하여 열전달을 예측할 수 있는 관계식(23)을 얻었으며 Shang⁽¹³⁾의 관계식과는 약 2% 정도의 차이를 보였다.

(2) 포화 증기의 응축에서 증기와 수직벽과의 온도차가 증가할수록 물성치가 일정한 모델과 변화를 고려한 모델의 열전달계수의 차이는 증가하며 물성치의 고려가 중요해진다. 그리고 물성치 일정 모델은 변화를 고려한 모델에 비하여 열전달계수를 과대 평가하고 있다.

(3) 계면 전단력을 고려한 Koh의 모델은 Nusselt의 결과와는 큰 차이가 나타나지 않지만 물성치 변화를 고려한 포화증기의 응축에 있어서 Δt_w 가 클수록 열전달계수의 차이는 커지는 경향을 보이고 있다. 또한 과열온도가 427°C인 과열증기의 응축에 대해서는 Nusselt의 결과에 비하여 Δt_w 가 작은 영역에서는 열전달계수의 차이가 크며 반대로 Δt_w 가 큰 영역에서는 작은 차이를 보여준다.

(4) 포화 및 과열증기의 응축에서 Δt_w 가 커질수록 전성계수의 고려가 중요해지며, 고려된 전체 Δt_w 에 있어서 밀도의 영향은 거의 없다.

후 기

본 연구는 1999년도 금오공과대학교 학술연구비 지원에 의해 수행하였습니다. 이에 관계자 여러분들께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Mills, A. F., 1995, *Heat and Mass Transfer*, Irwin, pp. 596-625.
- (2) Incropera, F. P., and DeWitt, D. P., 1996, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Wiley, pp. 554-568.
- (3) 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.
- (4) Cengel, Y. A., 1998, *Heat Transfer*, McGraw-Hill, pp. 468-475.
- (5) Rohsenow, W. M., 1956, "Heat Transfer and temperature distribution in laminar film condensation," *Trans. Am. Soc. Mech. Engrs* 78, pp. 1645-1648..
- (6) Sparrow, E. M., and Gregg, J. L., 1959, "A Boundary-Layer Treatment of Laminar Film Condensation," *J. Heat Trasfer* 81, pp. 13-18.
- (7) Koh, J. C. Y., Sparrow, E. M. and Hartnett, J. P., 1961, "The Two Phase Boundary Layer in Laminar Film Condensation," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 2, pp. 69-82.
- (8) Chen, M. M., 1963, "An Analytical Study of Laminar Film Condensation:Part 1-flat plates," *Transaction of the ASME: J. of Heat Trasfer*, Vol. 81, pp. 48-54.
- (9) McAdams, W. H., 1954, *Heat Transmission*, 3rd edn., McGraw-Hill, pp. 329-338.
- (10) Labuntsov, D.A., 1957, "Effect of Temperature Dependence of Physical Parameters of Condensate on Heat Transfer in Film Condensation of Steam,"

- Teploenergetika* 4(2), 49~51.
- (11) Minkowycz, W. J. and Sparrow, E. M., 1966, "Condensation Heat Transfer in the Presence of Noncondensables, Interfacial Resistance, Superheating, Variable Properties, and Diffusion," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 9, pp. 1125~1144.
- (12) Rose, J. W., 1998, "Condensation Heat Transfer Fundamentals," *Trans. IChemE.*, Vol. 76, Part A, pp. 143~152.
- (13) Shang, D. Y. and Wang, B. X., 1997, "An Extended Study on Steady-State Laminar Film Condensation of a Superheated Vapor on an Isothermal Vertical Plate," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 40, pp. 931~941.
- (14) Webb, R. L., 1998, "Convective Condensation of Superheated Vapor," *Trans. of the ASME: J. Heat Transfer*, Vol. 120, pp. 418~421.
- (15) PROPATH GROUP, 1990, *Program Package for Thermophysical Properties of Fluids (PROPATH)*, ver. 9.1/MS DOS.