

수평 과냉 · 난류액막류의 막비등 열전달에 관한 연구

김 영 찬[†], 서 태 원
안동대학교 기계공학부

Study on Film-Boiling Heat Transfer of Subcooled Turbulent Liquid Film Flow on Horizontal Plate

Yeung-Chan Kim[†], Tae-Won Seo

School of Mechanical Engineering, Andong National University, Andong 760-749, Korea

(Received October 15, 1999; revision received July 18, 2000)

ABSTRACT: Film boiling heat transfer of the subcooled turbulent liquid film flow on a horizontal plate was investigated by theoretical and experimental studies. In the theoretical analysis, by solving the integral energy and momentum equations analytically, some generalized expressions for Nusselt number was deduced. Next, by comparing the deduced equations with the experimental data on the turbulent film boiling heat transfer of the subcooled thin liquid film flow, the semi-empirical relation between the Nusselt number based on the modified heat transfer coefficient and the Reynolds number was obtained. The correlating equation was very similar to that of the turbulent heat transfer in a single phase flow, and it was found that the heat transfer was dissipated to increase the liquid temperature.

Key words: Heat transfer(열전달), Film boiling(막비등), Turbulent(난류), Spray cooling(분무냉각)

기 호 설 명

a : 유로의 단면적 [m^2]
 D^* : 등가직경, $4a/P$ [m]
 C_f : 국소마찰계수
 h_l : 열전달계수 [W/m^2K], $q_l/\Delta T_{sub}$
 h_s : 기액 경계면에서의 열전달계수 [W/m^2K],
 $q_s/\Delta T_{sub}$
 k : 열전도계수 [W/mK]

l_f : 액막류의 두께 [mm]
 Nu_x^* : 수정 Nusselt 수, $h_l x/k$
 P : 유로의 둘레길이 [m]
 Pr : Prandtl 수, ν/α
 q : 열유속 [W/m^2]
 Re_x : Reynolds 수, $u_\infty x/\nu$
 T_l : 액체의 온도 [K]
 T_{sat} : 액체의 포화온도 [K]
 T_w : 전열면의 표면온도 [K]
 u, v : 속도 [m/s]
 x : 전열면 선단에서부터의 거리 [m]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-54-850-6013; fax: +82-54-841-1630

E-mail address: yeung@andong.ac.kr

그리스 문자

- α : 열확산계수
 δ : 속도경계층의 두께
 δv : 증기막의 두께
 Δ : 온도경계층 두께
 ΔT_{sat} : 전열면 표면의 과열도, $T_w - T_{sat}$
 ΔT_{sub} : 액체의 과냉도, $T_{sat} - T_l$
 ϵ_M : 난류 동점성계수
 ϵ_t : 난류 열확산계수
 ν : 동점성계수
 τ : 전단력

하첨자

- l : 액체
 s : 기액 경계면
 v : 증기
 w : 전열면 표면

1. 서 론

압연강재의 열처리에는 일반적으로 물을 냉각 매체로하여 분무냉각(spray cooling) 또는 분류냉각(laminar cooling)이 이용되고 있다. 그러나 이때 냉각영역(cooling zone)의 출구에 있어서 강재의 표면온도에 커다란 분포가 발생하는 냉각불안정현상이 큰 문제점으로 지적되고 있다. 분무냉각에 있어서 이 냉각불안정현상은 주로 피냉각 물체의 표면에 공급되는 액적유량의 불균일과 미증발 액적들로 형성되는 표면액막의 유동 불균일 등에 기인한다고 할 수 있다. 분무냉각에 있어서 강제표면에 액막이 형성될 경우, 액막은 분무액적이 직접 피냉각물체에 충돌되는 것을 방해하며 일정속도로서 피냉각물체의 표면위를 유동하여 냉각속도에 큰 영향을 미칠 것으로 생각된다. 또한 분류냉각에서도 액막의 온도, 속도 등의 인자들이 피냉각물체의 냉각속도에 큰 영향을 미칠 것으로 판단된다. 분무냉각 또는 분류냉각에 있어서 액막이 형성될 경우 고온의 강제표면에서의 액막은 막비등현상, 즉 액체와 강제표면사이에서 생성되는 얇은 증기막을 통해 열전달이 일어

나는 현상이 발생한다. 본 연구에서는 이러한 막비등 열전달현상을 이론적으로 해석하고 또한 실험을 수행하여 최종적으로는 난류상태 액막류에 대한 막비등 열전달이 예측가능한 정리식을 제안하고자 한다. 특히 강재의 냉각시에는 대부분의 경우에 있어서 과냉상태(subcooled liquid)의 물을 사용하는 점과 냉각액체가 난류상태임을 고려하여 본 연구에 있어서도 난류 및 과냉상태의 액체를 대상으로 하였다.

강제대류 막비등 열전달에 대해서는 전열면의 내부 또는 외부를 유동하는 각각의 경우에 대하여 그 연구결과가 다수 보고되고 있으나, 액상류가 난류인 경우에 대해서는 아직 연구결과가 많지 않다고 할 수 있다. 예를 들면 과냉상태의 액체를 대상으로 한 난류막비등 열전달의 외부유동에 대해서는 Wang et al.의 연구결과등 지극히 소수의 연구결과가 발표되고 있을 뿐이다.⁽¹⁻⁴⁾

Wang et al.^(1,2)은 수평 평판위의 강제대류 막비등열전달에 대하여 Fig. 1에 나타낸 것과 같이 전열면위의 증기상 유동층, 액상 유동층 및 증기상과 액상사이의 기액혼합 유동층으로 구분하였다. 그리고 액막의 두께방향으로의 속도분포는 증기상 유동층에만 존재하며 온도분포는 증기상 유동층 및 액상 유동층에도 존재하며 또한 기액혼합 유동층의 온도는 거의 포화온도와 동일하다는 가정하에 이론적 해석을 행하였다.

즉 다음식으로 표현되는 액상층에서의 난류동점성계수(turbulent viscosity) ϵ_M 을 정의하고 이를 액상층의 에너지방정식에 적용하였다.

$$\frac{\epsilon_M}{\nu} = K \cdot Re_x^b \quad (1)$$

여기서 K , b 는 상수이며, u_∞ 는 액체주류의 속도이다.

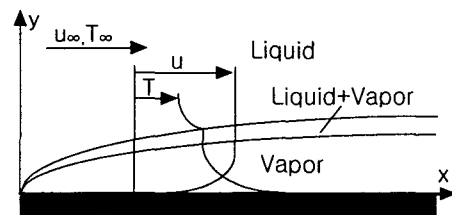


Fig. 1 Schematic of analytical model.⁽¹⁾

그 다음에 과냉 액체(subcooled liquid)의 강제 대류 막비등 열전달에서는 액체의 현열성분, 즉 액체의 온도상승에 소비되는 열유속 q_l 가 표면열 유속과 거의 동일하다고 가정하여 막비등 열전달을 h_l 에 관한 다음과 같은 관계식을 얻고 있다.

$$Nu_x^* = \left[\frac{K(b+1)}{\pi} \right]^{\frac{1}{2}} Re_x^{\frac{b+1}{2}} Pr_l \quad (2)$$

여기서 수정 Nusselt수 $Nu_x^* = h_l x / k$ 로 정의되며 Pr_l 은 액체의 Prandtl 수이다. 최종적으로 강제대류 막비등 열전달에 관한 실험을 통하여 $K = 0.0055$, $b = 0.68$ 의 값을 얻었으며 다음과 같은 정리식을 제안하였다.

$$Nu_x^* = 0.054 Re_x^{0.84} Pr_l \quad (3)$$

Abdallah⁽³⁾의 연구에서는 액체의 온도가 포화 온도와 비교할 때 아주 낮은 상태이고, 또한 액체가 고속으로 유동할 경우에 있어서는 증기막의 존재는 무시할 수 있으며 이 경우 기액 경계면의 속도 u_s 를 거의 0으로 둘 수 있다고 가정하였다. 그의 연구결과에서는 Wang et al.이 제안한 정리식⁽¹⁾은 주로 $Pr_l \approx 1$ 인 경우에 있어서 적용될 수 있는 정리식임을 확인하고 좀더 넓은 범위에 있어서 사용 가능한 정리식을 제안하였다.

이외에도 Filipovic et al.⁽⁴⁾은 냉각면이 이동하고 있는 경우에 있어서 강제대류 막비등 열전달에 관해 주로 상사법과 적분법을 이용한 이론적 해석을 수행하였다.

그러나 상술한 Wang et al.의 실험결과는 관내의 유동을 대상으로 하였으며, 또한 해석에 있어서 액상층의 온도분포를 반무한 고체에 대한 열전도방정식을 도입하는 등(즉 Wang et al.의 해석에서는 액상층의 두께가 충분히 두껍다고 가정하였음), 본 연구가 대상으로 하는 비교적 액막의 두께가 얇고 자유표면을 가진 액막류의 막비등 열전달에 있어서 적용 가능한지는 아직 명확히 밝혀지지 않고 있는 상태이다. 또한 Abdallah, Filipovic et al.은 이론적 해석을 수행하였으며 그 결과에 대한 실험적 검증이 필요하다고 판단된다.

본 연구에서는 상술한 바와 같이 강제의 냉각시 발생하는 액막류의 막비등 열전달 현상을 이

해하기 위한 기초적 연구로서, 액상층의 두께가 비교적 얇고 난류상태인 액막류를 대상으로 한 막비등 열전달에 관해 실험적 및 이론적으로 검토하였으며 그 결과를 간략히 소개하고자 한다.

2. 실험적 연구

2.1 실험장치 및 방법

본 실험에서는 전열면을 적외선 가열장치를 이용하여 약 900°C까지 가열한 후, 액막류를 전열면상에 흐르게 함으로서 전열면을 냉각시키는 비정상실험을 행하였다. Fig. 2에 본 연구에서 사용한 전열면의 개략도를 나타내었다. 전열면은 길이, 폭, 두께가 각각 110, 70, 20 mm이며 스테인레스강(SUS304)으로 제작하였다. 또한 그림에서 알 수 있듯이 전열면의 후면에는 폭 1 mm, 깊이 19 mm의 홈(slit)을 가공하여 전열면 내부의 열전도가 일차원적으로 될 수 있도록 배려하였다. 그림에서 알 수 있듯이 전열면에는 길이방향으로 9개의 열전대를 표면에서부터 약 2 mm의 위치에 설치하여 전열면의 온도이력을 측정하였다. 열전대는 상술한 홈들로 둘러싸인 영역의 중심부(각 블록의 중심부)에 설치하였으며 측정된 각 위치의 온도이력을 일차원 열전도 역산법⁽⁵⁾에 적용하여 전열면 표면에서의 온도, 열유속, 열전달률을 계산하였다.

액막류의 두께는 전열면의 전면에 설치되어 있는 노즐의 높이를 변화시켜 3~10 mm 이내에서 조절이 가능하도록 하였다. 본 실험에서의 액막류의 두께 h 는 3, 5, 7, 10 mm의 4종류를 대상으로 하였다. 액막류의 온도 T_l 은 약 50~90°C, 액막의 유속 u_l 은 약 0.2~1.0 m/sec의 범위에서 실험을 수행하였다.

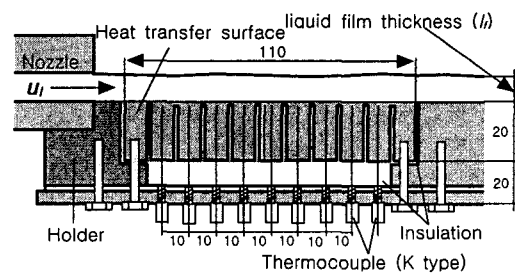


Fig. 2 Schematic of experimental apparatus.

2.2 측정값의 오차추정

상술한 바와 같이 본 연구에서는 측정된 전열면 내부의 온도이력에 기초하여 Beck⁽⁵⁾이 제안한 열전도 역산법(inverse method)과 동일한 방법을 이용하여 전열면 각 위치에서의 표면온도 및 열유속을 계산하였다. 본 연구에서는 참고문헌^(6,7)에 나타난 전열면과 동일한 전열면을 사용하였으며, 여기에 전열면의 구조, 표면온도 및 열유속의 측정방법, 오차추정 등에 대하여 자세히 나타내었다. 본고에서는 오차추정에 대하여 그 방법과 계산결과만을 간략히 나타내기로 한다.

전열면은 수평방향으로의 열전달을 방지하기 위해 깊이 19 mm, 폭 1 mm의 홈을 수직으로 가공하였으나 Fig. 2에 나타난 바와 같이 두께 $t=1$ mm의 스테인레스강에 의해 블록이 상호 연결되어 있는 상태이다. 따라서 이 영역에 있어서는 각 블록 상호간 열전달이 가능하며 이로 인해 측정오차가 발생할 수도 있다. 본 연구에서는 열전도 역산법을 이용한 표면 열유속의 계산과정에서 이러한 전열면의 구조적인 문제로 인해 발생할 수 있는 측정오차를 검토하였다. 즉 표면열유속을 표면온도의 함수로 나타내어지는 일정한 값으로 가정한 후, 전열면 내부에서의 2차원 비정상 열전도계산을 수행하여 전열면 내부의 온도이력을 구한다. 이때 x 방향으로의 열유속분포는 기존 연구결과를 참고하여 결정하였다. 다음에 계산된 온도이력을 상술한 열전도 역산법에 적용하여 표면열유속을 다시 구하였다. Fig. 3에 그 결과를 나타내었으며, 실선으로 나타낸 q_w 는 최초가정한 표면열유속이며 기호는 열전도 역산법을 이용하여 계산된 결과이다. 또한 홈의 폭 t 를 각

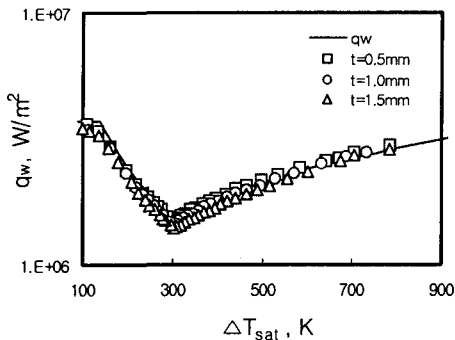


Fig. 3 Error estimation of measured data.

각 0.5, 1.0, 1.5 mm로 변화 시켜 그 결과를 상호 비교하였다. 본 실험에서 추정되는 측정오차는 모든 조건에 있어서 약 $\pm 5\%$ 이내였으며 실제의 전열면은 오차가 가장 적다고 판단되는 $t=1.0$ mm를 적용하여 제작하였다.

2.3 실험결과 및 고찰

본 실험조건에서는 등가직경 D^* 를 대표 길이로 사용한 Reynolds 수 ($Re=uiD^*/\nu$)가 약 $10^4 \sim 5 \times 10^4$ 의 범위이므로 액막류는 난류상태라고 판단된다.

Fig. 4에는 측정결과의 한 예로서 냉각매체로 사용한 물의 포화온도와의 차이를 나타내는 과냉도(subcooled degree) $\Delta T_{sub}=36K$ 이고, 액막류의 유속 $u_l=0.55$ m/sec일 경우에 대한 표면 열유속을 냉각면의 표면 과열도 ΔT_{sat} 에 대하여 나타내었다. 또한 그림중에는 전열면 선단에서의 거리 x 에 대하여 $x=25 \sim 85$ mm에서의 측정값을 함께 나타내어 상호 비교하였다. 그림에서 알 수 있듯이 표면 열유속은 거리 x 가 증가할수록 점차 감소하고 있으며 열유속의 과열도 의존성, 즉 표면온도에 대한 영향은 매우 약한 것으로 나타나고 있다. 이러한 측정결과는 액체의 과냉도가 큰 경우에 있어서 열유속은 과열도에 거의 영향을 받지 않는다고 보고한 Wang et al.의 연구결과와 일치하였다.

Fig. 5는 본 연구에서 얻은 측정결과들을 수정 Nusselt 수 Nu_x^* 를 이용하여 정리한 결과이다. 그림에는 액막류의 두께 $l_f=3, 5, 7, 10$ mm인 경우의 측정결과에 대해 각기 다른 기호로 표시하여

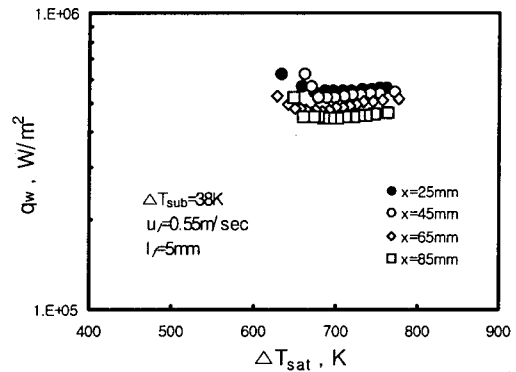


Fig. 4 Film boiling heat flux.

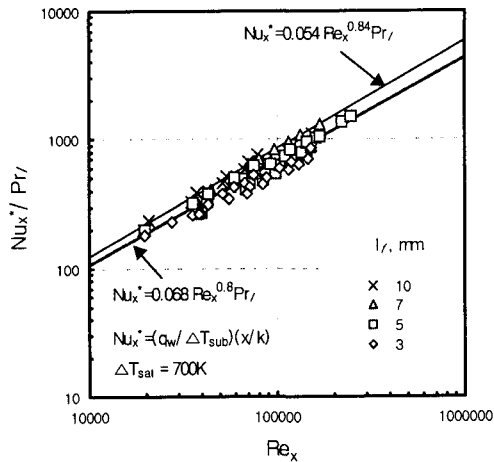


Fig. 5 Plot of experimental results.

상호 비교하였다. 또한 식(2)에서 나타낸 Wang et al.의 정리식과 실험결과를 그림에 함께 나타내어 본 실험결과와 비교할 수 있도록 하였다. 그림에서 알 수 있듯이 본 실험에서의 측정결과는 Wang et al.의 측정결과보다 전반적으로 낮게 나타나고 있으나, 액막류의 두께가 7, 10 mm인 경우의 실험결과에 대해서는 Wang et al.의 실험결과와 비교적 잘 일치하고 있는 경향을 보이고 있다. 이러한 연구결과는 액막류의 두께가 얇을 경우에 있어서는 액막류가 고온의 전열면을 이동하는 동안 액막내의 온도분포가 빠르게 변화하여 막비등 열전달에 영향을 미치는 것으로 생각되어진다. 그러나 현재의 연구가 난류막비등 열전달에 액막류 두께가 미치는 영향을 정량적으로 설명할 수 있는 수준에 도달하지는 못하였으며 향후 지속적인 연구가 필요한 부분이라고 판단된다. 그러나 본 연구에서 얻은 난류상태의 액막류에 관한 막비등 열전달률은 Wang et al.의 식과 유사한 다음의 식으로 잘 정리될 수 있음을 알 수 있다.

$$Nu_x^* = 0.068 Re_x^{0.8} Pr_f \quad (4)$$

즉 식(4)는 과냉도가 비교적 강한 액막류의 막비등 열전달에서는 액체의 온도상승에 소비되는 현열이동이 지배적이며, 단상류의 열전달과 유사한 형태로 나타나고 있음을 알 수 있다.

3. 적분법에 의한 이론해석

3.1 가 정

액체의 온도가 포화온도보다 아주 낮고 액막류가 빠른 속도로 유동하고 있다면 기액 경계면은 평활하며, 증기막과 기액 혼합층의 두께는 매우 얇을 것으로 판단된다.

증기막과 기액 혼합층의 두께는 주로 액상층의 온도, 속도, 전열면의 표면온도 등과 같은 요인에 따라 변화하며 또한 기액 경계면에서 증발 또는 응축되는 액체의 양과 밀접한 관계가 있을 것으로 생각된다. 또한 기액 경계면의 형상과 성질은 막비등 열전달을 지배하는 중요한 요소이며, 막비등과 같은 기액 2상류에서 증기상의 존재는 기액 경계면에서의 마찰계수를 변화시키며, 이는 액체의 동점성계수, 열확산계수 등과 같은 성질을 변화시켜 결과적으로 기액 경계면에서의 열전달에 큰 영향을 미치는 것으로 판단된다. 우선 본 연구에서는 액체의 온도가 포화온도보다 아주 낮고 액막류가 빠른 속도로 유동하고 있을 경우의 막비등 열전달은 난류단상류의 열전달과 매우 유사한 형태로 표현될 수 있음을 나타낸 Fig. 5의 실험결과에 기초하여 기액 경계면에서 액체의 증발에 소모되는 열이동은 매우 적다고 판단하였다. 식(2)에 나타낸 Wang et al.의 해석에서도 액체의 온도가 포화온도보다 아주 낮고 빠른 속도로 유동하고 있다면 기액 경계면에서 액체의 증발에 소모되는 열이동은 무시할 수 있는 것으로 가정하였으며, 실험을 통하여 이러한 가정의 타당성을 증명하고자 하였다. 또한 Shoji et al.⁽⁸⁾는 과냉도가 높은 단일 액적을 이용하여 막비등 열전달실험을 수행하였으며, 그의 연구결과에서도 액체의 과냉도가 높을 경우 액체의 온도상승에 이용되는 현열이동이 지배적임을 보고하였다. 본 해석에서는 이러한 기존의 연구결과들과 식(4)에 나타낸 연구결과에 기초하여 액체의 증발에 소모되는 열이동을 무시 가능한 것으로 가정하였으며, 이 경우에 있어서 증기막과 기액 혼합층의 두께는 비교적 얇을 것으로 판단하였다.

본 해석에서는 속도분포는 액상 및 증기상에 모두 존재하지만 기액 경계면에서의 속도 u_s 는 u_∞ 와 비교해 매우 적다고 가정하였다. 또한 기액경계면의 효과를 나타내는 국소마찰계수를 도입함

으로서 실제 해석시에는 증기막의 존재를 고려하지 않고 단상류에 의한 난류열전달과 동일한 해석을 수행한다. 물론 실제의 현상은 이보다 훨씬 복잡하며 마찰계수의 변화이외에도 막비등 열전달에 미치는 증기막의 효과가 다수 존재할 것으로 생각되나, 현 단계에 있어서는 이러한 마찰계수의 변화가 가장 지배적일 것으로 가정하여 해석을 수행하였다.

Fig. 6에 막비등 열전달의 해석모델을 나타내었으며 (a)는 증기막이 존재하는 경우이며, (b)는 상술한 바와 같이 증기막의 존재를 무시하되 벽면에서의 증기막의 효과를 나타내는 국소마찰계수 C_f^* 를 이용하여 표면 전단력을 나타낸 경우를 나타내었다. 그림에서 δ , δ_v 는 각각 액상에서의 속도경계층 두께 및 증기막 두께를 나타내며, Δ 는 액상의 온도경계층 두께를 나타낸다.

본 해석에서는 Fig. 6 (b)에 나타낸 것과 같이 기액 경계면에서의 증기막의 효과를 나타내는 국소마찰계수 C_f^* 를 도입함으로써 증기막의 존재를 무시하여 단상류에 의한 난류열전달과 동일한 해석을 수행한다. 증기막의 효과를 나타내는 마찰

계수 C_f^* 는 C_f 와 유사한 형태인 다음 식으로 나타낼 수 있다.⁽⁹⁾

$$C_f^* = C_1 / \text{Re}_\delta^{m_1} = C_2 / \text{Re}_x^{m_2} \quad (5)$$

여기서 C_1 및 C_2 는 기액 경계면의 성질에 따라 정해지는 상수이다.

3.2 기초미분방정식 및 경계조건

액상 및 증기상에서의 미분방정식 및 경계조건은 다음과 같다.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (6)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left[(\nu + \epsilon_M) \frac{\partial u}{\partial y} \right] \quad (7)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left[(\alpha + \epsilon_t) \frac{\partial T}{\partial y} \right] \quad (8)$$

$$u_i = u_s, \quad T_i = T_s \quad \text{at } y_i = 0 \quad (9)$$

$$u_i = u_\infty, \quad T_i = T_\infty \quad \text{at } y_i = \infty \quad (10)$$

여기서 u, v, T 는 각각 속도 및 온도를 나타내며 y 는 액체의 두께방향의 좌표이다.

3.3 적분방정식을 이용한 열전달관계식의 유도

Fig. 6 (b)에 나타낸 유동상태에 대하여 식(6), (7), (8)의 좌변을 적분하고 경계조건을 적용하면 아래와 같은 적분방정식을 얻을 수 있다.

$$\frac{d}{dx} \int_0^\delta \rho_l u_l (u_\infty - u_l) dy_l = \tau_s \quad (11)$$

$$\frac{d}{dx} \int_0^\Delta \rho_l c_p u_l (T_\infty - T_l) dy_l = q_s \quad (12)$$

또한 기액 경계면에서의 전단력 τ_s 와 열유속 q_s 는 다음 식으로 표현될 수 있다.

$$\tau_s = \frac{1}{2} C_f^* \rho_l (u_\infty - u_s)^2 = \frac{1}{2} C_{fs}^* \rho_l u_\infty^2 \quad (13)$$

$$q_s = q_l + q_v \doteq h_l (T_{sat} - T_l) \quad (14)$$

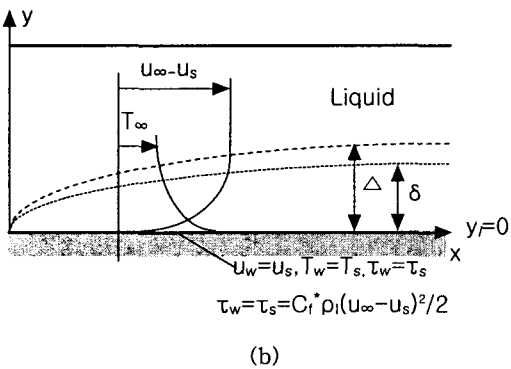
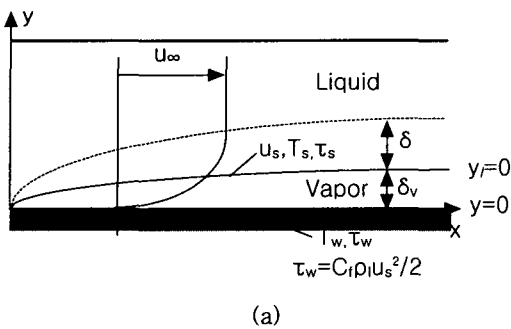


Fig. 6 Schematic of analytical model.

여기서 C_{fs}^* 는 기액 경계면에서의 속도 u_s 의 효과를 고려한 국소마찰계수이며, q_v 는 기액 경계면에서 기체의 증발에 이용되는 열유속이다. 식(14)에서 q_v 는 상술한 바와 같이 아주 적은 값으로 무시할 수 있다고 가정하였다. 일반적으로 $u_\infty \gg u_s$ 일 경우에 있어서는 $C_{fs}^* \approx C_f^*$ 가 성립될 수 있다. 또한 액상흐름이 난류일 경우에 있어서 액상층의 온도분포와 속도분포 및 국소마찰계수는 다음의 식으로 표현할 수 있다.

$$\frac{u_l}{u_\infty} = \left(\frac{y_l}{\delta}\right)^n \quad (15)$$

$$\frac{T_l - T_\infty}{T_s - T_\infty} = 1 - \left(\frac{y_l}{\Delta}\right)^n \quad (16)$$

$$C_{fs}^* = C \left(\frac{u_\infty \delta}{\nu}\right)^{-m}, \quad m = \frac{2n}{n+1} \quad (17)$$

마지막으로 식(13)~(15), (17)을 식(11)에 대입하여 적분하여 속도경계층의 두께의 변화를 나타내는 다음 식을 얻을 수 있다.

$$\frac{\delta}{x} = A \left(\frac{u_\infty x}{\nu}\right)^{\frac{-m}{m+1}} \quad (18)$$

$$A = \left[\frac{C(m+1)(n+1)(2n+1)}{2n}\right]^{\frac{1}{m+1}} \quad (19)$$

식(18)과 식(14), (16)을 식(12)에 대입하여 적분하면 아래와 같은 열전달식을 얻을 수 있다. 단, 난류상태이므로 $\Delta \approx \delta$ 로 가정한다.

$$\frac{nA}{(n+1)(2n+1)} \left(\frac{u_\infty x}{\nu}\right)^{\frac{-m}{m+1}} = \frac{h_s}{\rho_l c_p u_\infty} \quad (20)$$

여기서 h_s 는 기액 경계면에서의 열전달률이다. 단, 본 연구에서는 상술한 바와 같이 기액 경계면에서의 열전달은 액체의 온도상승에 전부 소모되는 것으로 가정하며, 이러한 경우 $h_s \approx h_l$ 로 들 수 있다. 상기식을 수정 Nusselt 수를 이용하여 표시하면 다음과 같다.

$$Nu_x^* = A \cdot B \cdot Re_x^{\frac{1}{m+1}} \cdot Pr_l \quad (21)$$

$$B = \frac{n}{(m+1)(n+1)(2n+1)} \quad (22)$$

액상이 난류일 경우 일반적으로 $n=1/7$ 의 값을 적용할 수 있다.⁽⁹⁾ 이 경우 식(21)은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Nu_x^* = 0.078A \cdot Re_x^{0.8} \cdot Pr_l \quad (23)$$

그러나 식(23)을 완성하기 위해서는 상수 A 를 결정해야 한다. 본 연구에서는 수평 평판위를 유동하는 두께 10 mm 이하의 비교적 얇은 액막류를 대상으로 한 막비등 열전달에 관한 실험결과인 식(4)와 식(23)을 비교함으로써 $A \approx 0.872$ 의 값을 얻을 수 있었다.

4. 난류 동점성계수의 고찰

액상층이 난류상태인 경우의 온도경계층의 두께 Δ 는, Fourier 법칙으로부터 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$h_l = \frac{k + k_t}{\Delta} \quad (24)$$

단, 여기서 하첨자 t 는 난류상태를 의미한다. 식(24)를 난류 동점성계수를 이용하여 표시하면 아래와 같다.

$$\Delta = \frac{k}{h_l} \left(1 + \frac{k_t}{k}\right) = \frac{k}{h_l} \left(1 + \frac{Pr}{Pr_l} \frac{\epsilon_M}{\nu}\right) \quad (25)$$

식(25)는 $\epsilon_M/\nu \gg 1$ 의 조건에서는 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta = \frac{k}{h_l} \left(\frac{Pr}{Pr_l} \frac{\epsilon_M}{\nu}\right) = \frac{k}{h_l} \left(\frac{Pr}{Pr_l}\right) \cdot (K \cdot Re_x^b) \quad (26)$$

또한 $Pr \approx Pr_l \approx 1$ 및 $\Delta \approx \delta$ 의 조건에서 식(26)은 아래와 같이 Nu_x^* 에 대한 식으로 표현할 수 있다.

$$Nu_x^* = \left(\frac{K}{A}\right) Re_x^{b + \frac{m}{m+1}} Pr_l \quad (27)$$

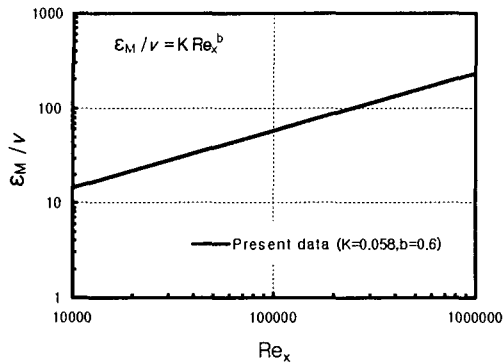


Fig. 7 Dependence of turbulent viscosity on Reynolds number.

식(27)을 식(23)과 비교함으로써 $K=0.058$, $b=0.6$ 의 값을 얻을 수 있다. Fig. 7에 난류 동점성 계수를 액상류의 Reynolds 수에 대하여 나타내었다.

5. 결론

본 연구에서는 압연강관의 열처리과정에서 발생하는 냉각불안정현상을 이해하고 그 대응책을 마련하기 위한 기초적인 연구로서 우선 수평의 고온 강관위를 유동하는 두께가 비교적 얇은 액막류에 대한 난류막비등 열전달에 대해 이론적·실험적으로 검토하였다.

그 결과 비교적 두께가 얇은 액막류의 난류막비등 열전달률의 예측이 가능한 정리식을 제안하였으며, 또한 과냉도가 비교적 큰 경우의 액막류의 막비등 열전달에서는 액체의 온도상승에 소비되는 현열이동이 지배적이며, 단상류의 열전달식과 유사한 형태로 나타나고 있음을 알 수 있었다.

참고문헌

1. Wang, B. X. and Shi, D. H., 1985, A Semi-empirical Theory for Forced-flow Turbulent Film Boiling of Subcooled Liquid along a Horizontal Plate, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 28-8, pp. 1499-1505.
2. Wang, B. X. and Shi, D. H., 1991, Turbulent Film Boiling Heat Transfer for Liquid Flowing with High Velocity through a Horizontal Flat Duct, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 34-4, pp. 1293-1299.
3. Abdallah, A. M., 1990, Analysis of Turbulent Flow Film Boiling of a Subcooled Liquid over a Horizontal Plate, *Kerntechnik*, Vol. 56, pp. 302-305
4. Filipovic, J., Viskanta, R. and Incropera, F. P., 1994, An Analysis of Subcooled Turbulent Film Boiling on Moving Isothermal Surface, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 37-17, pp. 2661-2673.
5. Beck, J. V., 1970, Nonlinear Estimation Applied to the Nonlinear Inverse Heat Conduction Problem, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 13, pp. 703-716.
6. Kim, Y. C., Nishio, S. and Ohkubo, H., 1995, Spray Cooling with Formation of Liquid Film (Distribution of Heat Transfer Coefficient in High Temperature Region), *Trans. JSME (B)*, Vol. 60-574, pp. 2158-2164.
7. Kim, Y. C., Nishio, S. and Ohkubo, H., 1995, Spray Cooling With Formation of Liquid Film, *Pro. 4th ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conf.*, Vol. 4, pp. 135-140.
8. Shoji, S., Wakunaga, K. and Kodama, K., 1984, Heat Transfer between Hot Surface and Impinging Subcooled Droplet, *Trans. JSME, B50*, pp. 716-723.
9. Schlichting, H., 1978, *Boundary Layer Theory*, Pergamon Press.

1. Wang, B. X. and Shi, D. H., 1985, A Semi-