

수직원관 외부 유하액막 열전달에 주변 기체유동이 미치는 영향

권 경 민, 정 시 영*, 김 병 주**

서강대학교 기계공학과 대학원, *서강대학교 기계공학과, **홍익대학교 기계시스템디자인공학과

The Effect of Surrounding Gas Flow on the Heat Transfer of the Falling Film Flowing Down the Outside of a Vertical Tube

Kyongmin Kwon, Siyoung Jeong*, Byong Joo Kim**

Graduate School of Mechanical Engineering, Sogang University, Seoul 121-742, Korea

*Department of Mechanical Engineering, Sogang University, Seoul 121-742, Korea

**Department of Mechanical and System Design Engineering, Hongik University, Seoul 121-791, Korea

(Received August 8, 2002; revision received September 24, 2002)

ABSTRACT: Heat transfer characteristics were investigated for the falling film flowing down the outside of an electrically heated vertical tube. Water was used for the falling film, and its Reynolds number was varied in the range of 70~500. Because water is heated and evaporated as it flows down, both sensible and latent heat transfer should be considered. The effect of the surrounding air movement was investigated by changing the direction of the air injection; without air injection, parallel-flow, and counter-flow. For all cases, sensible heat transfer rate was almost linearly increased with the increasing film flow rate. It was found that the film heat transfer coefficient was hardly influenced by the parallel air flow. However, the counter-flow of air reduced the heat transfer coefficient, which might be caused by the uneven distribution or flooding of the film. At high heat flux, a sudden change of the film heat transfer coefficient was detected as the film flow rate reached the transition value. It is supposed that this phenomenon was caused by the change in the film flow pattern.

Key words: Falling film (유하액막), Heat transfer(열전달), Flooding(범람)

기 호 설 명

A : 전열면적 [m^2]
 C : 범람한계 상수
 c_p : 비열 [$J/kg \cdot K$]
 C_∞ : 층류 현열 열전달 관계상수, 1.43
 D : 튜브 직경 [m]
 g : 중력 가속도 [m/s^2]

h : 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]
 k : 열전도도 [$W/m \cdot K$]
 \dot{m} : 유량 [g/s]
Nu : Nusselt 수, $h\delta/k$
 P : 압력 [kPa]
Pr : Prandtl 수, ν/α
 \dot{q} : 단위면적당 열유속 [W/m^2]
 \dot{Q} : 총열전달률 [W]
Re : Reynolds 수, Γ/μ_f
 T : 온도 [K]
 U : 속도 [m/s]

† Corresponding author

Tel.: +82-2-705-8633; fax: +82-2-712-0799

E-mail address: syjeong@sogang.ac.kr

그리스 문자

| | |
|----------|---------------------------------------|
| α | : 기공률 |
| δ | : 액막 두께, $(\nu^2/g)^{1/3}$ [m] |
| Γ | : 액막 유량, $\dot{m}_j/\pi D$ [kg/m · s] |
| μ | : 점성계수 [kg/m · s] |
| ρ | : 밀도 [kg/m ³] |
| ν | : 동점성계수 [m ² /s] |

하첨자

| | |
|---------|----------|
| f | : 액막 |
| G | : 기상 |
| GS | : 기상 결보기 |
| LS | : 액상 결보기 |
| lam | : 층류 |
| sat | : 포화상태 |
| $total$ | : 총열전달량 |
| $trans$ | : 천이영역 |
| $turb$ | : 난류 |
| w | : 벽면 |
| x | : 국부 |

1. 서 론

유하액막식 열교환기는 열전달계수가 높은 반면 압력강하가 적어 냉동기 및 열펌프 응용장치에 널리 이용되고 있다. 유하액막식 열교환기의 형태로는 크게 수직관형, 수평관형, 코일 튜브형이 있으며 필요에 따라 구조적 변화를 주는 경우도 있다. 또한 유하액막식 열교환기는 그 목적에 따라 액막의 증발 및 응축 열교환을 목적으로 하는 경우의 잠열 열교환형과 액막의 온도변화만을 고려하는 현열 열교환을 목적으로 하는 경우로 나눌 수 있다. 전자는 유하액막식 열교환기의 일반적인 응용형태로서 지금까지 많은 연구가 수행되었다. Seban⁽¹⁾은 유하액막에서의 이동현상에 대한 기초적인 연구를 수행하였으며, 유하액막에서의 열전달에 대해서는 Chun and Seban⁽²⁾의 연구가 가장 널리 참조되고 있다. 이들은 대기압상태와 진공상태에서 전기적으로 가열된 수직관에 액막을

흘려보내어 측정된 유하액막의 증발 열전달계수를 바탕으로 상관식을 제시하였다. 이들이 제시한 상관식은 오늘날에도 유하액막식 증발기를 설계하는 데 있어 널리 이용되고 있다.

잠열 교환형 유하액막식 열교환기에서는 증기의 유동이 열 및 물질전달의 변수가 된다. 즉, 잠열 교환형 유하액막식 열교환기에서는 액막과 증기가 평행류나 대향류를 이루며 흐르게 되는데, 이 유동방향에 따라 열교환기의 열 및 물질전달은 다른 경향을 보이게 된다.

이러한 기상/액상 대향류 유동에서의 열 및 물질전달에 중요한 변수가 되는 기상속도에 의한 액막유동의 교란현상은 오랜 연구 주제였다. Cetinbudaklar and Jameson⁽³⁾은 대향류 2상 유동에서 발생하는 범람(flooding)의 메커니즘에 대한 연구결과를 발표하였으며, Karimi and Kawaji⁽⁴⁾는 공기와 대향류 방향으로 수직원관 내부를 흐르는 유하액막의 유동 특성과 이에 따른 물질전달을 실험적으로 고찰하였다.

유하액막식 열교환기를 정확히 설계하기 위해서는 증기의 유동방향 및 열교환기의 기하학적 형태에 따른 열교환기 내부의 열 및 물질전달을 종합적으로 고려해야 한다. 그러나 현재까지 유하액막식 열교환기의 성능에 결정적인 영향을 미치는 이러한 요소들을 종합적으로 고려한 연구결과는 찾아보기 힘들다. 이에 본 연구에서는 유하액막식 열교환기를 설계하기 위한 기초연구로서 물을 이용하여 공기 주입방향에 따른 유하액막의 유동 및 열전달 특성을 고찰하였다.

2. 수직원관 유하액막 열전달 이론

Fig. 1에 층류 유하액막에서 현열 및 잠열 열전달을 도식화한 그림을 나타내었다. Fig. 1(a)에 나타낸 증발이 일어나지 않는 단순가열의 경우 유하액막에서는 온도장 $T(x, y)$ 가 입구온도 T_i 에서부터 출구온도 T_o 까지, $x=0$ 인 지점에서 시작하여 점진적으로 변화함을 알 수 있다. 그럼에서 온도장이 완전히 발달한 하류에서는 그 형태가 포물선(parabolic)으로 나타남을 알 수 있다. 반면 유로의 길이성분인 x 가 작은 부분에서는 온도장이 완전히 발달하지 않기 때문에 액막 벌크(bulk) 부위의 온도변화가 적다.

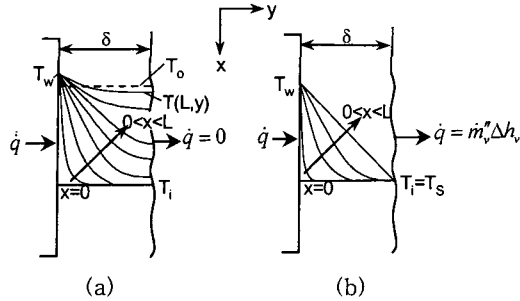


Fig. 1 Typical temperature profiles in a hydrodynamically developed laminar falling film for constant wall temperature: (a) without evaporation, (b) evaporation at the free surface.

증발이 일어나는 경우 액막에서의 온도분포를 나타낸 Fig. 1(b)에서 투입된 열량은 Nusselt의 응축이론에 따라 경계면에 선형적인 온도구배에 의해 상변화를 유발시키는 데 이용된다. 벽면 온도 T_w 이 충분히 높지 않으면 벽면에서 기포가 발생하지 않는다. 또한 온도장이 충분히 발달하지 않은 영역에서는 액막이 초기에 벽 부위에서 과열되지만 증발은 일어나지 않게 된다.

본 실험은 앞서 설명한 두 가지 경우, 즉 투입된 열량이 액막의 온도를 변화시키는 데에만 사용되는 경우(현열 열전달)와 투입된 열량 모두가 상변화를 일으키는 데 사용되는 경우(잠열 열전달)가 동시에 일어나는 복합적 형태이다.

2.1 단순가열(현열 열전달)

Fig. 1(a)의 증발이 일어나지 않는 현열 열전달의 경우 국소 열전달계수는 식(1)과 같이 정의된다.

$$h_x = \frac{\dot{q}}{T_w - T_x} \quad (1)$$

이 경우 수력학적, 열적으로 완전 발달한 층류 유동일 경우 평균 Nusselt 수는 다음과 같다.⁽⁵⁾

$$\overline{Nu}_{lam} = C_\infty \cdot Re^{-1/3} \quad (2)$$

식(2)에서 C_∞ 값은 일정 열유속 조건에서 1.43이다. 천이영역에서 난류유동으로 전환하는 지점

에서 평균 Nusselt 수는 아래 식으로 표현된다.

$$\overline{Nu}_{trans} = 0.0425 Re^{1/5} Pr^{0.344} \quad (3)$$

난류유동에서 평균 Nusselt 수는 아래와 같다.

$$\overline{Nu}_{turb} = 0.0136 Re^{2/5} Pr^{0.344} \quad (4)$$

현열 열전달만 일어나는 경우 주어진 Reynolds 수에서 식(2)~(4) 중 가장 큰 값을 Nusselt 수로 택하게 된다.

2.2 증발(잠열 열전달)

Fig. 1(b)에서 국소 열전달계수는 식(1)에 나타난 T_x 를 액막의 포화온도 T_{sat} 로 대체하여 정의할 수 있으며 그 형태는 식(5)와 같다.

$$h_x = \frac{\dot{q}}{T_w - T_{sat}} \quad (5)$$

3. 실험장치 및 실험방법

3.1 실험장치

Fig. 2에 실험장치의 개략도를 나타내었다. 액막을 형성시키기 위한 유체로는 물을 사용하였고 공기의 유입방향에 따른 액막의 유동과 열전달 특성을 확인하기 위해 방향을 달리하여 공기를 주입하였다. 액막을 형성시키는 물은 관의 위쪽에서 아래쪽으로 흘러내리며, 공기는 평행류일 경우 관의 위쪽에서 아래쪽으로, 대향류일 경우 아래쪽에서 위로 주입된다. 수직원관으로는 외경 25.4 mm, 길이 1 m인 스테레스강을 이용하였다. 관의 안쪽에는 0.9 m 길이의 카트리지 히터를 설치하여 일정 열유속을 가하도록 하였다. 카트리지 히터는 히터 제어기와 연결되어 출력을 조절할 수 있도록 하였다. 국소 열전달계수를 측정하기 위해 수직관의 벽면과 벽면에서 2 mm 바깥으로 열전대를 설치하였다. 열전대는 시험부의 동일한 높이에 한 쌍씩 모두 세 쌍을 설치하였다. 열전대로부터 나오는 전위차 정보는 데이터 수집기(Yokogawa DC 100)와 연결된 PC를 통해 온도 정보로 읽어들이 수 있다.

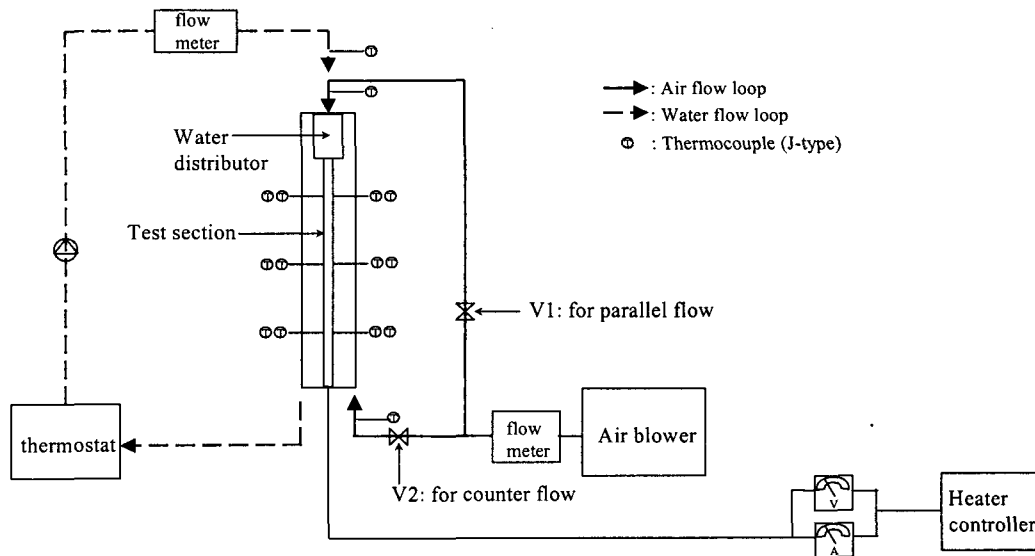


Fig. 2 Schematic diagram of the experimental setup.

원관 외벽의 유하액막을 가시화하고 주입되는 공기의 통로를 형성시키기 위해 원관 외부에 내경 75 mm의 아크릴관을 설치하였다. 물은 항온조(PolyScience Model 9101)를 이용하여 수직관의 위쪽에서 20℃로 주입되도록 하였으며, 열질량형 용액유량계(Weber Flow-captor 9700.30)를 이용해 용액유량을 측정하였다. 압축공기의 유량은 로타미터(Dwyer series RMB)를 통해 조절하였고, 공기주입부의 입구 측에서 측정된 공기의 평균온도는 약 17℃이다. 공기의 유량은 실험조건에 따라 100 L/min, 150 L/min으로 맞추었으며, 이 값은 본 실험장치에서 각각 0.34 m/s, 0.55 m/s의 속도로 환산된다. 또한 수직원관 외벽으로 균일한 유하액막을 형성시키기 위해 적절한 형태의 용액 분배장치를 설계할 수 있었다. 용액 분배장치로 주입된 물은 수직원관과 연결된 장치 아래 부분의 원주방향으로 제작된 홈을 통해 유하액막을 형성시키며 빠져나가게 된다.

3.2 실험방법

열전달 실험을 시작하기에 앞서 히터를 작동시키지 않고 액막의 유량과 공기 주입방향을 변화시킴에 따른 액막유동의 변화양상을 관찰하였다. 이후 시험부 아크릴관을 단열시키고 히터를 작동시켜 열전달 실험을 수행하였다. 실험은 액막 Reynolds 수를 기준으로 약 70~500 범위에서 수행되

었다. 히터 제어부를 통해 60, 160, 420 W의 열유속을 각각 공급하며 액막을 흘려보낸 후 실험장치에 연결된 PC 모니터를 통해 원관 벽면과 액막의 온도를 확인하였다. 각 부위 온도가 정상상태에 도달함을 확인한 후 시험부의 각 부위별 온도 데이터를 수집하였으며, 액막온도에서의 물성치들을 이용하여 열전달계수를 무차원화하였다. 그러나 시험부의 위, 중간, 아래에 각각 2쌍씩 설치된 열전대 중 중간부위의 열전대가 실제 액막의 온도를 읽어들이지 못하는 것으로 판명되어 데이터 처리과정에서 활용하지 않고 참고자료로만 사용하였다. Kline and McClintock⁽⁶⁾이 제안한 방법에 따라 본 실험의 불확실도를 평가해 보았다. 실험결과로 제시된 Nusselt 수와 Reynolds 수에 영향을 미치는 각 인자들의 불확실도를 측정 한 후, 이 값들을 각각의 무차원수에 대해 RMS(root mean square)를 취한 결과 Nusselt 수의 불확실도는 10.3%, Reynolds 수의 불확실도는 5.02%로 판명되었다.

4. 실험결과

4.1 유동 가시화 실험결과⁽⁷⁾

4.1.1 액막과 공기가 평행류를 이루는 경우

냉매증기와 액막이 평행류를 이룰 경우에는 냉매증기에 의해 액막이 가속되며, 이에 의해 얇은

액막이 수직관 외부를 비교적 균일하게 적시며 내려가는 것으로 알려져 있다. 액막과 공기가 평행류를 이루는 유동을 가시화 한 결과는 이에 잘 들어맞는 것으로 나타났으며, 이러한 현상은 액막의 유량이 적을 경우 더욱 두드러졌다.

4.1.2 액막과 공기가 대향류를 이루는 경우

대향류 방향 공기가 액막을 교란시키는 범람이 일어나기 시작하는 액막과 공기의 속도를 범람한계(flooding limit)라 하며, 범람한계에 대한 널리 이용되는 실험식은 Hewitt and Wallis⁽⁸⁾가 제안한 식(6)이다.

$$\left(\frac{U_{GS} \rho_G^{1/2}}{[gD(\rho_L - \rho_G)]^{1/2}} \right)^{1/2} + \left(\frac{U_{LS} \rho_L^{1/2}}{[gD(\rho_L - \rho_G)]^{1/2}} \right)^{1/2} = C \quad (6)$$

위의 식에서 상수 C 는 장치의 크기, 유동의 속도범위 및 유체의 물성치와 입구조건 등에 의해 결정되어지는 값이다. Taitel et al.⁽⁹⁾은 일반적 수직관 내부 유동의 경우 범람한계 데이터들이 25~51 mm의 내경을 가진 수직 원관에 대해 0.8~1.0의 C 값 범위 내에서 잘 들어맞는다고 결론지었다. 위 식에서 U_{GS} 와 U_{LS} 는 각각 공기와 액막의 겉보기속도(superficial velocity)를 나타내며, 액막의 겉보기속도는 식(7)과 같이 정의된다.

$$U_{LS} = \frac{4\dot{m}_f}{\rho_L \pi D^2} \quad (7)$$

본 실험의 경우 수직 원관의 외부로 유하 액막이 형성되므로 D 값으로는 외경치수를 사용하였다. 또한 공기의 겉보기속도인 U_{GS} 와 공기의 평균 속도인 \overline{U}_G 의 관계는 식(8)과 같다.

$$U_{GS} = \alpha \overline{U}_G \quad (8)$$

식(8)에서 α 는 기공률(void fraction)을 나타낸다. Pushkin and Sorokin⁽¹⁰⁾에 의하면 액막유량이 적거나 큰 직경의 원관을 이용할 경우에 α 값은 1로 들 수 있다. 본 가시화 실험의 경우 저유량 범위에서 수행되었으므로 위의 가정($\alpha=1$)을 사

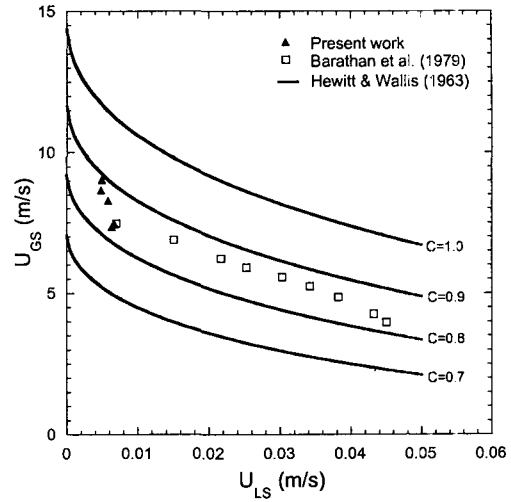


Fig. 3 Comparison of the flooding limit with the reference data ($d=25.4$ mm, 20°C water, 25°C air).

용하여 범람한계를 관찰하였으며 그 결과는 Fig. 3과 같다. Fig. 3에서 알 수 있듯, 수직 원관 외부의 액막과 공기의 속도에 따른 범람한계는 식(6)의 C 값이 0.8~0.9인 범위에 존재하는 것으로 나타났다. 즉, 수직 원관 외부 유하액막에서의 범람한계는 Taitel et al.⁽⁹⁾이 제시한 수직 원관 내부 유동에서의 범람한계나 Bharathan et al.⁽¹¹⁾의 결과에 잘 들어맞는 것으로 나타났다.

4.2 열량평형

외부로 손실되는 열량이 없다면 수직원관 내부에 설치된 히터로부터 투입된 열량은 액막이 끌고 나가는 현열과 증발에 의한 잠열의 합으로 생각될 수 있다.

공기의 유속과 주입방향을 달리하여 시험부 입출구에서 액막의 온도차를 측정하여 계산한 현열량과 총열량 관계를 투입열량이 60 W, 166 W, 425 W인 경우에 대해 도식화하여 Fig. 4에 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯, 모든 경우에 대해 액막의 유량이 증가함에 따라 현열량은 거의 선형적으로 증가하는 것으로 나타났다. 즉, 잠열량은 액막유량이 증가함에 따라 선형적으로 감소하게 된다. 또한 액막유량 약 35 g/s를 전후로 흐른 경우에 대해 가해진 열량의 대부분이 현열량으로 나타나게 됨을 알 수 있다.

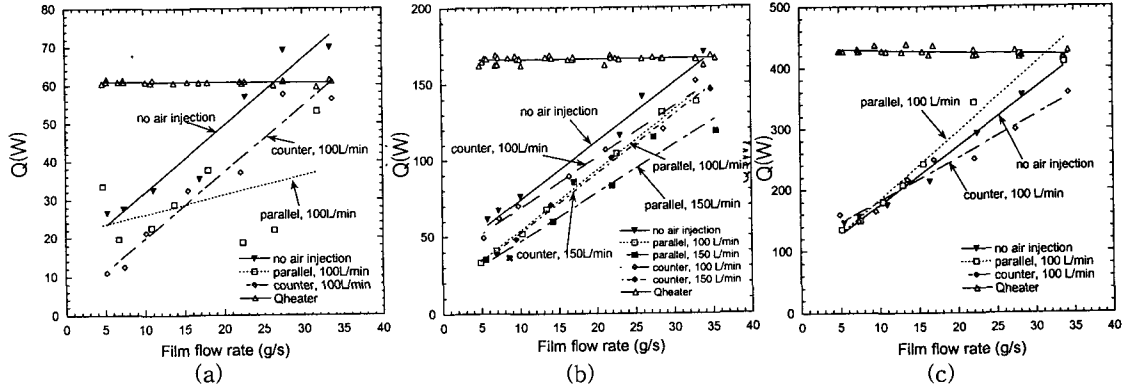


Fig. 4 Sensible and total heat transfer rate to the falling water film: (a) $Q_{total} = 60$ W (b) $Q_{total} = 166$ W (c) $Q_{total} = 425$ W.

투입된 총열량이 각각 60 W와 166 W인 Fig. 4 (a)와 (b)에서는 모든 경우에 대해 공기를 주입하지 않았을 때의 현열량이 가장 큰 것으로 나타났다. 건조한 공기가 주입되면 액막 주위 공기의 수증기 분압이 낮아지게 되며, 이는 액막의 포화압력인 $P_{sat}(T_f)$ 와의 차이가 커짐을 의미하므로 공기를 주입하지 않은 경우에 비해 증발이 활발해지는 것으로 추정된다. 총열량이 166 W일 때 액막과 평행류를 이루도록 공기를 주입한 경우, 대향류 방향으로 공기를 주입한 경우에 비해 현열량이 적게 나타났다. 이러한 현상은 대향류 방향 공기주입이 액막을 편중 혹은 이탈시켜 주어진 한계 이상에서는 액막을 범람시켜 증발에 대한 저항을 더욱 커지게 하므로 발생하는 것으로 추정된다. 또한 공기주입 유량을 증가시키면 현열량은 감소하는 것으로 나타났다. Fig. 4(c)는 투입된 열량이 425 W인 경우에 대한 결과로, 공기주입방향에 따른 현열량의 분포경향이 Fig. 4(a), (b)와 다르게 나타났다. 이 경우, 평행류에서의 현열량이 가장 크며, 대향류일 경우의 현열량이 가장 낮았다. 이러한 현상은 액막의 범람 등으로 대표되는 액막유동의 교란에 의한 영향으로 추정된다. 즉, 425 W의 열량이 액막의 유동형태를 변화시켜 액막을 교란시키고, 극단적으로는 액막의 국부적 드라이아웃(dryout)을 유발시킴으로써 발생하는 현상으로 추정된다.

4.3 국소 현열 열전달계수

대향류 방향 공기주입은 액막유동에 교란을 야

기하여 한계공기 유속 이상에서는 액막의 범람이 발생하게 된다. 수직원관에 일정 열유속을 가하면서 열전달 실험을 수행한 결과로부터 액막의 교란에 의한 열전달계수의 변화양상을 확인할 수 있었다. Fig. 5에 투입된 열량이 166 W인 경우, 공기주입 방향에 따른 국소 현열 열전달계수의 변화를 시험부의 위치(위, 아래)에 따라 나타내었다. 본 실험은 현열 열전달과 증발 열전달이 동시에 일어나는 경우이므로 모든 경우에 대해 현열 열전달관계식인 식(2), (3)의 결과보다 낮은 열전달계수를 나타내었다. 전체적으로 시험부의 상단에서의 열전달계수가 하단에서 보다 높았는데, 이는 상단부에서의 온도장이 발달하는 중에 있기 때문에 나타나는 현상이다.

평행류 방향으로 공기를 주입한 경우 공기를 주입하지 않은 경우와 열전달계수의 분포경향이 거의 동일한 것을 확인할 수 있었다. 또한 대향류 방향으로 공기를 주입한 Fig. 5(c)의 경우 열전달계수가 다른 경우들에 비해 낮게 나타났다. 앞서 가시화 실험에서 살펴본 바와 같이 대향류 방향 공기주입이 액막을 교란시켜 열전달계수가 낮게 나타나는 것으로 판단된다.

Fig. 6에는 총열량이 425 W인 경우에 대한 국소 현열 열전달계수의 분포를 나타내었다. 공기를 주입하지 않은 경우와 평행류 방향으로 공기를 주입한 경우에 대해서는 Fig. 5의 결과와 별다른 차이를 보이지 않았다. 그러나 Fig. 6(c)에서와 같이 대향류 방향으로 공기를 주입한 경우, 공기유량이 100 L/min일 때, 열전달계수가, 천이 영역의 시작점인, 액막 Reynolds 수를 기준으로

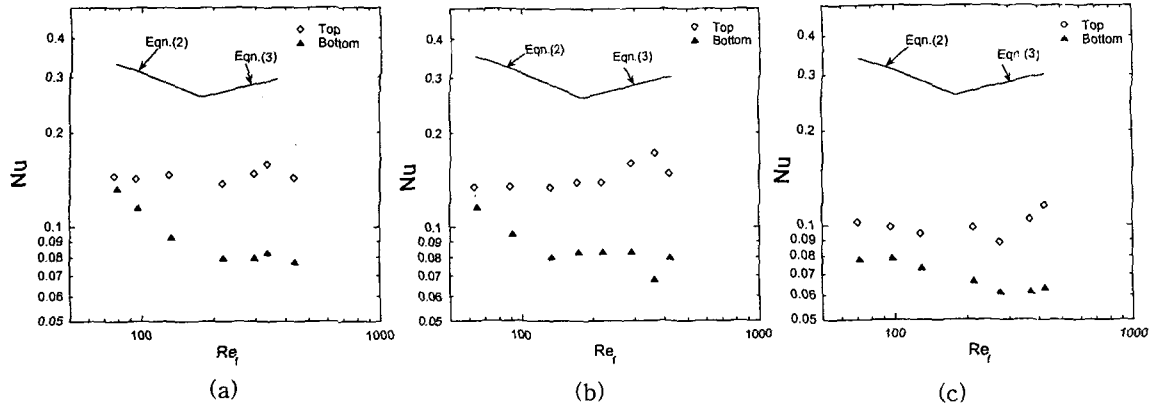


Fig. 5 Non-dimensionalized sensible local heat transfer coefficient (Nu) of falling water film on the heated vertical tube with respect to Re_f ($Q_{total}=166$ W, Air flow rate=100 L/min): (a) No air injection (b) Air/Water parallel flow (c) Air/Water counterflow.

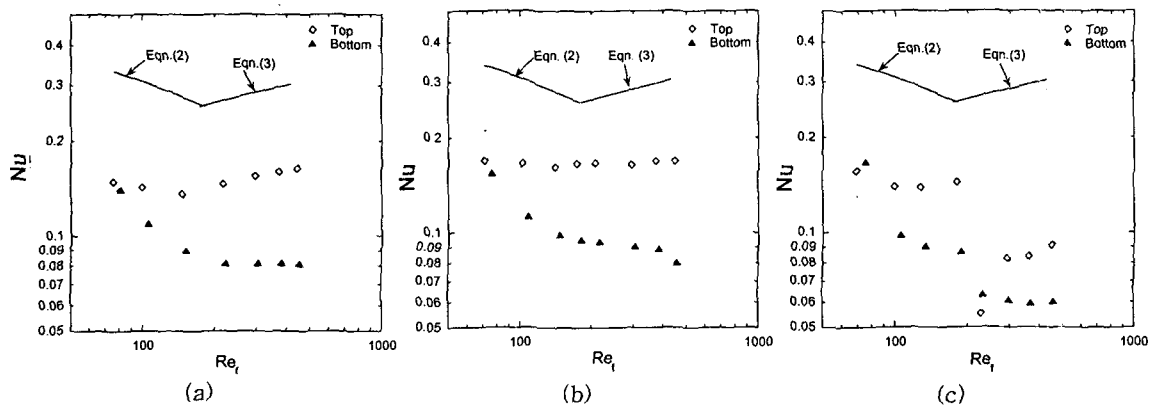


Fig. 6 Non-dimensionalized sensible local heat transfer coefficient (Nu) of falling water film on the heated vertical tube with respect to Re_f ($Q_{total}=425$ W, Air flow rate=100 L/min): (a) No air injection (b) Air/Water parallel flow (c) Air/Water counterflow.

약 250을 전후해서 확연히 감소함을 확인할 수 있다. 이러한 급격한 열전달계수의 감소는 액막으로 유입되는 높은 열유속과 액막유동 형태의 변화로 인해 액막의 교란이 가중되어 보다 낮은 공기유속에서 범람이 일어났기 때문에 발생한 것으로 추정된다. 이러한 결과는 저자들에 의한 다른 형상의 열교환기에서도 확인할 수 있다.⁽¹²⁾ 그러므로 기상과 액상이 직접 접하며 대향류로 흘러가는 유하액막식 열교환기를 효율적으로 설계하기 위해서는 범람 등으로 대표되는 액막의 교란에 의한 열전달계수의 변화를 충분히 고려하여야 한다.

5. 결 론

공기주입 방향에 따른 수직원관 외부 유하액막의 유동 가시화 및 열전달 실험을 수행한 결과로부터 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 액막의 유량이 증가함에 따라 현열량은 선형적으로 증가하며 주입된 공기유량이 커지면 현열량은 감소하게 된다.

(2) 평행류방향 공기주입은 공기를 주입하지 않은 경우와 비교할 때 열전달계수에 큰 영향을 미치지 않았으며, 모든 경우에 대해 시험부 위부분에서의 열전달계수가 아래부분에 비해 높았다.

(3) 고 열유속 조건에서 대향류 방향으로 공기를 주입한 경우 액막의 교란 및 범람현상으로 인해 국소 현열 열전달계수는 범람 한계유량을 기준으로 크게 다른 경향을 나타내며, 전반적으로 공기를 주입하지 않은 경우에 비해 열전달계수가 낮은 것으로 나타났다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 특정기초연구 연구비 지원(1999-2-304-007-3)으로 수행되었으며 이에 감사를 드립니다.

참고문헌

1. Seban, R. A., 1978, Transport to Falling Films, Proceedings of the Sixth International Heat Transfer Conference, Vol. 6, Toronto, Canada (Keynote Paper), pp. 417-428.
2. Chun, K. R. and Seban, R. A., 1971, Heat transfer to evaporating liquid films, Journal of Heat Transfer, Vol. 93, pp. 391-396.
3. Cetinbudaklar, A. G. and Jameson, G. J., 1969, The mechanism of flooding in vertical counter-current two-phase flow, Chemical Engineering Science, Vol. 24, pp. 1669-1680.
4. Karimi, G. and Kawaji, M., 1999, Flow characteristics and circulatory motion in wavy falling films with and without counter-current gas flow, Int. J. Multiphase Flow, Vol. 25, pp. 1305-1319.
5. VDI-GVC, 1994, VDI Heat Atlas, VDI, Md 1-5.
6. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, The description of uncertainties in single sample experiments, Mechanical Engineering, Vol. 75, pp. 3-9.
7. Kwon, K. and Jeong, S., 2000, Flow visualization of a falling film on the outside of vertical circular pipe in terms of the surface conditions and air injection directions, Proceedings of the 1st National Congress on Fluids Engineering, pp. 415-418.
8. Hewitt, G. F. and Wallis, G. B., 1963, Flooding and associated phenomena in falling film flow in a tube, AERE-R 4022.
9. Taitel, Y., Barnea, D. and Dukler, A. E., 1981, A film model for the prediction of flooding and flow reversal for gas-liquid flow in vertical tubes, Int. J. Multiphase Flow, Vol. 8, No. 1, pp. 1-10.
10. Pushkin, O. L. and Sorokin, Y. L., 1969, Breakdown of liquid film motion in vertical tubes, Heat Trans.-Soviet Res., Vol. 1, No. 5, pp. 56-94.
11. Bharathan, D., Wallis, G. B. and Richter, H. J., 1979, Air-water counter-current annular flow in vertical tubes, Electric Power Research Institute Rep., EPRI NP-786.
12. Park, K., Kwon, K., Jeong, S. and Kim, B. J., 2001, Effect of vapor flow direction on falling film heat transfer in a coiled tube absorber (Part 1: Experiments with pure water), Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 13, No. 8, pp. 720-729.