

[논문] 태양에너지  
*Solar Energy*  
Vol. 18, No. 4, 1998

## 수평 평활관 외측의 액막 증발에 관한 연구

김정오\*, 김내현\*\*, 최국광\*\*

\* 인천대학교 대학원

\*\* 정회원, 인천대학교 기계공학과

## Thin Film Evaporation on Horizontal Plain Tubes

J. O. Kim\*, N. H. Kim\*\*, K. K. Choi\*\*

\* *Inchon University Graduate*

\*\* *Dept. of Mechanical Engineering, Incheon University*

### ABSTRACT

In this study, thin film evaporation of water on a horizontal plain tube is experimentally investigated. At a high heat flux, boiling of water is noticed inside the film. Once boiling occurs, evaporation heat transfer coefficient increases as the heat flux increases. In the non-boiling region, however, the heat transfer coefficient remains uniform irrespective of the heat flux. In this region, the heat transfer coefficient increases as the film flow rate increases. Comparison with existing correlations is also provided.

### 기 호 설 명

D : 시험전열관 외경 [m]

g : 중력가속도 [ $m/s^2$ ]

h : 열전달계수 [ $W/m^2K$ ]

H : 물분배상자와 시험전열관 상부사이 거리 [m]

k : 액막의 열전도도 [ $W/mK$ ]

L : 시험전열관의 길이[m]

Nu : 닷셀트수,  $h(\nu^2/gk^3)^{1/3}$

Pr : 프란틀수,  $c_p \mu / k$   
 q : 시험부 열유속 [ $W/m^2$ ]  
 Q : 시험부에 공급된 열량 [W]  
 Re : 레이놀즈수,  $4\Gamma/\mu$   
 Re<sub>cr</sub> : 천이 레이놀즈수  
 T<sub>f</sub> : 액막온도 [K]  
 T<sub>sat</sub> : 포화온도 [K]  
 T<sub>w</sub> : 시험전열관 외벽온도 [K]

### 그 리 스 문 자

$\Gamma$  : 액막유량 [ $kg/ms$ ]  
 $\mu$  : 점도 [ $Ns/m^2$ ]  
 $\nu$  : 동점도 [ $m^2/s$ ]

## 1. 서 론

최근 들어 산업 발달에 따른 공업용수 소비량 증가와 국민 생활 향상에 따른 생활용수의 급증 그리고 수질 오염 등으로 안정된 수자원의 확보가 큰 문제로 대두되고 있다. 또한 다도해인 우리나라에서는 도서 주민들의 생활용수 공급도 중요한 문제가 아닐 수 없다. 이러한 어려움을 극복하기 위하여 최근 해수를 담수화하여 사용하는 방안이 주목을 받게되었다.<sup>[1,2]</sup> 해수 담수화 방식은 크게 막분리법과 증기재압축법으로 구별되는데 증기재압축법은 증발기에서 발생한 증기를 압축기로 압축가열하여 증발기의 가열열원으로 재 활용하는 방법으로 에너지의 효율성이 높고 장치가 간단하여 중소형 담수화 장치에 널리 사용되고 있다.<sup>[1]</sup> 증기 재압축식 장치의 핵심 부분은 해수로부터 수증기 분리가 이루어지는 증발기로 수평관형이 주로 사용된다. 수평관형 증발기에서는 해수가 관외측에서 액막 형태로 흐르며 관내측에서 응축하는 수증기로부터 열을 받아 증발한다.

때로는 수직관형 증발기가 사용되기도하나 수평관형이 경제성이 나은 것으로 검토된 바 있다.<sup>[3]</sup>

수평관형 증발기를 모사하기 위한 실험은 그간 여러 연구자들에 의해 수행되었다. Fletcher 등<sup>[4,5]</sup>은 직경 25.4 mm와 50.8 mm의 동관에 물을 매체로 사용한 실험을 통하여 액막으로 전달되는 열유속이 높으면 액막 내에서 비등이 일어남을 관측하였다. 이러한 비등 영역 (boiling region)에서의 열전달계수는 열유속이 높아질수록 증가하는 경향을 보였는데 이는 열유속이 낮은 비비등 영역 (non-boiling region)에서의 경향과는 달랐다. 비비등 영역에서는 열전달계수가 열유속에 무관하게 일정함을 보였다. 그들은 또한 두 영역 모두에서 포화온도가 증가할수록 그리고 액막유량이 증가할수록 열전달계수가 증가함을 발견하였다. 그들의 실험범위는 난류 액막영역 [ $Re (= 4\Gamma/\mu) \geq 1000$ ]에 속하였다. 난류 영역에서는 액막유량이 증가할수록 액막내 난류 강도가 커져 열전달계수가 증가하는 것으로 알려져 있다. Owens<sup>[6]</sup>와 Conti<sup>[7]</sup>도 암모니아를 매체로 수행한 실험에서 Fletcher 등과 유사한 경향을 얻었다. 하지만 그들은 난류 영역에서 열전달계수가 액막유량과 무관하다고 보고하였다. 최근에 Parken 등<sup>[8]</sup>은 직경 25.4 mm와 50.8 mm의 동관에 물을 매체로 실험을 수행하였다. 그들은 비등과 비비등 영역 모두에서 액막유량이 증가할수록 열전달계수가 증가한다고 보고하였다. 그들의 실험범위는 난류 액막영역에 속하였다.

지금까지의 연구들은 비등 영역과 비비등 영역에서 열전달 특성이 다르고 각 영역에서의 경향도 연구자에 따라 다소 상이함을 보인다. 본 연구에서는 일련의 실험을 통하여 포화온도와 액막유량, 그리고 열유속이 액막증발에 미치는 영향을 고찰하고자 한다. 실험은 난류영역  $0.073 \text{ kg/ms} \leq \Gamma \leq 0.292 \text{ kg/ms}$  ( $1000 \leq Re \leq 4000$ )에서 수행되었고 열유속은  $10 \text{ kW/m}^2 \leq q \leq 80 \text{ kW/m}^2$ 로 비등과 비비등 영

역 모두를 포함하였다. 포화온도는  $70^{\circ}\text{C} \leq T_{\text{sat}} \leq 120^{\circ}\text{C}$ 의 범위에서 변화되었다.

## 2. 실험장치

Fig. 1에 실험장치의 개략도를 나타내었다. 실험장치는 시험부, 응축기, 순환펌프, 저수조 등으로 구성된다. 시험부의 중앙에는 시험전열관이 설치되고 전열관 상부에는 물분배상자가 설치되어 시험전열관에 균일하게 유량을 공급한다. 순환수로는 증류수를 사용하였다. 시험부에서 증발되어 응축기에서 응축된 응축수는 시험부 하단에 모아진 순환수와 합하여져 펌프로 유입된다. 펌프에서 나온 물은 보조히터에서 포화온도로 가열된 후 유량계를 거쳐 시험부로 공급되었다. 순환펌프로는 마그네틱 펌프 (용량 0.5 마력)를 사용하였고 순환수량은 float 형 유량계로 측정하였다. 시험부의 포화온도는 보조히터와 응축기에 흐르는 냉각수량을 변화시켜 조절하였다. 실험은 포화 상태에서 수행되었는데 실험압력이 대기압보다 낮은 경우는 수봉식 진공펌프를 사용하여 진공도를 유지하였다. 저수조에는 증류수를 저장하여 필요시 순환수를 보충하였다.

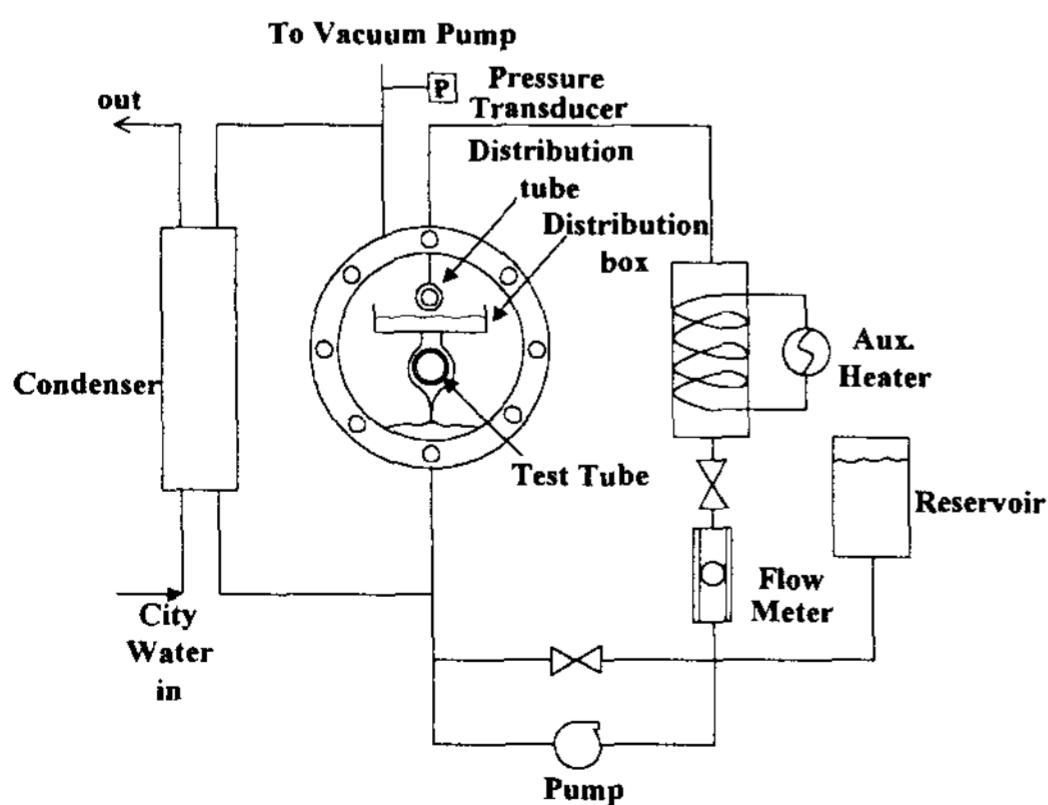


Fig. 1. Schematic drawing of the experimental apparatus

Fig. 2에 시험전열관의 상세도를 나타내었다. 평할관은 동봉을 가공하여 외경 25.4 mm, 내경 16.0 mm 로 제작하였다. 해수담수화 장치의 증발기에는 주로 25.4 mm 직경의 원관이 사용된다. 시험전열관의 내측에는 용량 1 kW 의 카트리리지 히터를 장착하여 열을 공급하였다. 전열관 상부에는 물분배상자를 설치하여 전열관에 균일하게 순환수가 공급되도록 하였다. 물분배상자는 4 mm 두께의 알루미늄판을 용접하여 제작하였는데 하부에는 1.7 mm 폭으로 전열관 길이 (110 mm) 와 같게 홈을 가공하여 이 홈으로 순환수가 공급되도록 하였다. 홈의 상부는 45 도 chamfer 가공하고 홈의 아래에는 5 mm 높이의 안내판을 부착하여 순환수가 매끄럽게 전열관으로 공급되도록 하였다. 홈의 폭 (1.7 mm)은 분배상자내에 순환수가 적정량 유지될 수 있는 값으로 결정되었다. 홈 폭이 너무 작으면 순환수가 홈으로 잘 빠져나가지 못하여 상자 밖으로 넘쳐났고 너무 크면 분배상자 내에 순환수가 말라버리는 현상이 일어났다. 전열관과 분배상자의 사이 간격은 3.0 mm 를 유지하였다. 시험부의 측면에는 관측창을 설치하여 액막의 상태를 관측할 수 있도록 하였다.

관외측 증발 열전달계수를 결정하기 위해서는 관외벽온도를 측정하여야하는데 열전대를 직접 관벽에 붙이면 열전대가 액막을 변형시킨다. 본 연구에서는 관외벽과 내벽 사이에 열전대를 심어 온도를 측정 후 이 온도를 외삽하여 관외벽 온

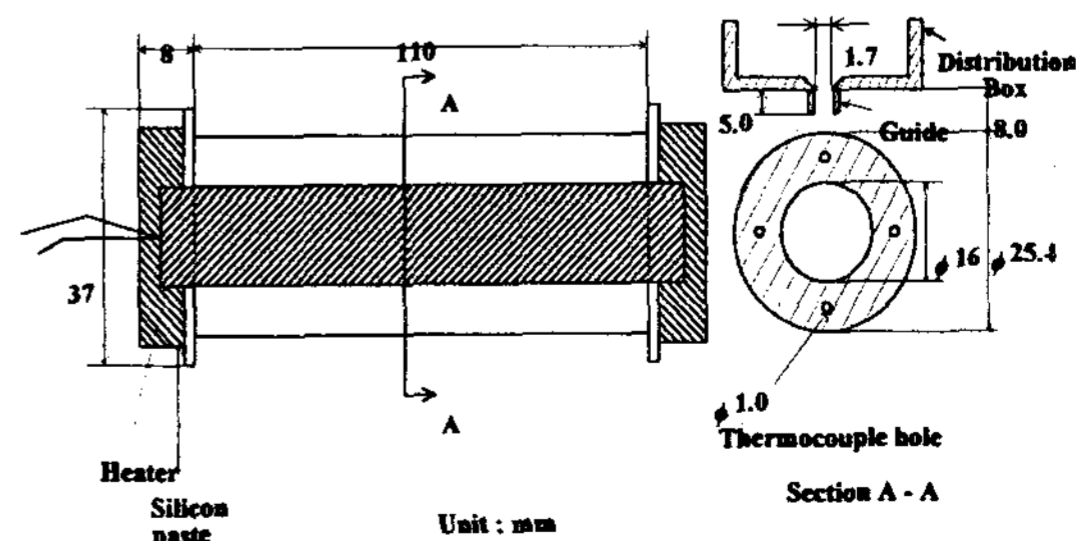


Fig. 2. Schematic details of the test tube

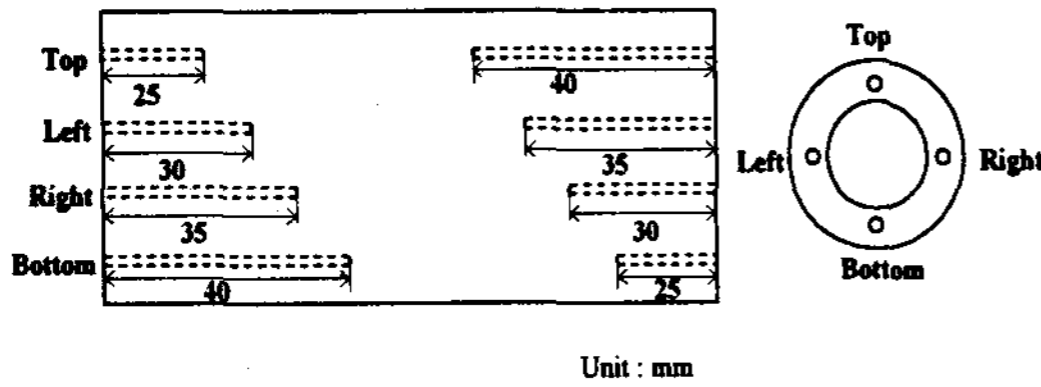


Fig. 3. Development view of the test tube showing thermocouple holes

도를 구하였다. 열전대 구멍은 관 표면에서 2.4 mm 하부에 직경 1.0 mm 구멍을 원주방향으로 90 도 간격으로 좌우 벽면에 4 개씩 8 곳에 가공하였다. 열전대 구멍은 미세드릴로 가공하였는데 가공 깊이를 서로 다르게 하여 전열관의 평균 온도를 측정할 수 있도록 하였다. Fig. 3에 열전대 구멍 가공도를 나타내었다. 전열관 좌우 측면에는 1 mm 두께의 고무 팩킹을 와서로 전열관에 체결하여 측면 열손실을 최소화하고 순환수가 열전대 구멍으로 침입하는 것을 방지하였다. 와서는 순환수가 전열관 외측으로 흐르는 것을 막아주는 기능도 하였다. 히터의 양단에는 제조시 불가피하게 비발열부가 존재하는데 본 실험에 사용된 히터는 발열부의 길이가 110 mm 로 전열관의 길이와 같은 것을 사용하였다. 비발열부의 길이는 대략 20 mm 가량 되는데 실리콘으로 단열 처리하여 측면 열손실을 최소화하였다. 순환수의 온도는 물분배상자내 4 곳에 열전대를 설치하여 측정하였다. 포화증기 온도는 시험부 상부에 열전대를 설치하여 측정하였다. 열전달계수  $h$ 는 아래 식으로 구해진다.

$$h = \frac{Q}{\pi DL(T_w - T_f)} \quad (1)$$

여기서  $Q$  는 전열관에 공급된 열량으로 와트 메타로 측정하고  $D$  는 관의 외경,  $L$  은 관의 길이,  $T_w$  은 관외벽 평균온도,  $T_f$  는 물분배상자에서 측정된 온도를 사용하였다. 이 온도는 포화온

도와  $0.2^\circ\text{C}$  내에서 일치하였다. Kline 과 McClintock<sup>[9]</sup> 의 방법에 따라 오차해석을 수행하였다. 열전달계수의 오차는 열유속  $20\text{kW/m}^2$  인 경우는 3.8%,  $70\text{kW/m}^2$  인 경우는 0.8% 가 되었다.

### 3. 실험결과 및 논의

Fig. 4에 포화온도  $100^\circ\text{C}$ 에서 액막유량을 변화시키며 측정한 실험자료를 나타내었다. 이 그림은 열유속  $50\text{kW/m}^2$  부근에서 열전달계수가 급격히 증가함을 보인다. 이는 전열관 표면에서 비등이 일어나기 때문으로 이러한 비등 현상은 육안으로도 확인할 수 있었다. Fig. 5에 열유속에 따른 전열관 표면 사진이 보인다. 이 사진들은 낮은 열유속에서는 액막만이 형성되지만 열유속이 높아지면 액막 내부에서 기포가 형성됨을 보여준다. 기포의 개수는 열유속의 증가와 함께 증가하였다. 비비등영역에서는 열전달계수 값이 열유속에 관계없이 일정하였다. 이 영역에서는 액막의 강제대류에 의하여 열이 전달되고 강제대류 열전달계수는 일반적으로 열유속에 무관한 것으로 알려져 있다. Fig. 4에는 Stephan과 Abdelsalam<sup>[10]</sup>

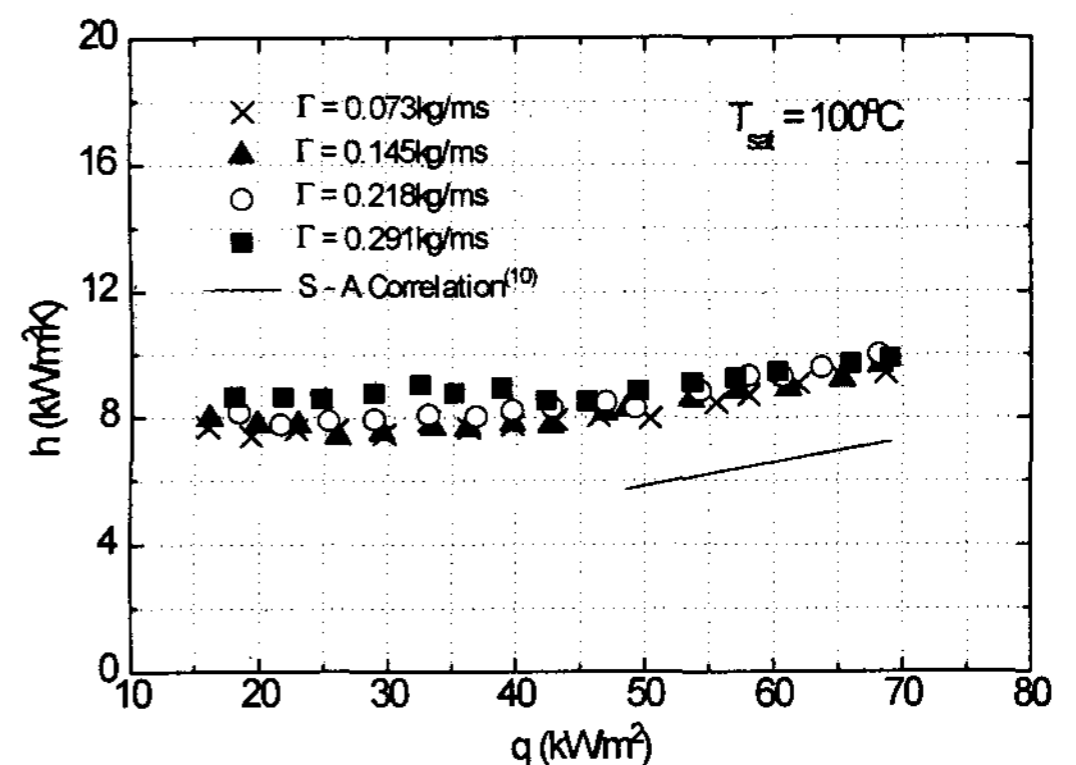


Fig. 4. Heat transfer coefficient showing the effect of film flow rate at  $T_{\text{sat}} = 100^\circ\text{C}$

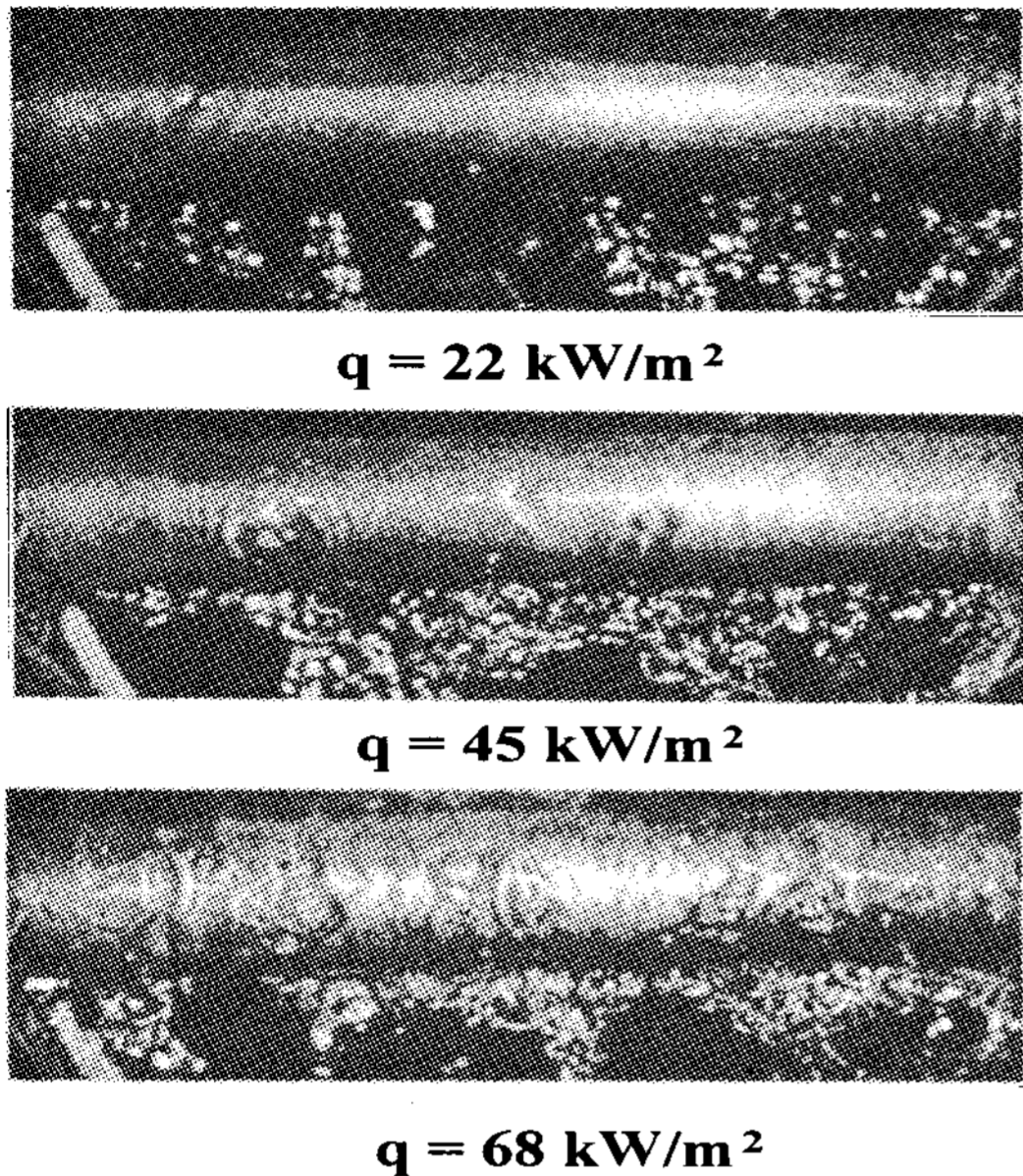


Fig. 5. Photos showing the effect of heat flux (number of bubbles increases as the heat flux increases)

의 풀비등 상관식에 의한 예측치도 나타나 있는데 액막비등 열전달계수가 풀비등보다 월등히 높음을 보여준다. 이는 액막비등의 경우 비등외에도 액막흐름에 의한 열전달이 부가되기 때문으로 판단된다. Fig. 4는 비등영역과 비비등 영역 모두에서 액막 유량의 증가에 따라 열전달계수가 증가함을 보여준다. 이는 두 영역 모두에서 강제대류가 지배적인 열전달 형식이기 때문으로 생각된다. 강제대류에서는 유량의 증가에 따라 열전달계수가 증가하는 것으로 알려져 있다.

Fig. 6은 포화온도 120°C 인 경우의 실험결과이다. 이 그림은 열유속 40kW/m<sup>2</sup> 부근에서 시작하는 비등영역 실험자료의 기울기가 100°C의 경우보다 급하며 열전달계수도 더 큼을 보인다. 물의 경우 포화 증기압 곡선의 기울기 (dP/dT)는 포화온도가 증가할수록 커진다. 또한 비등에 요구되는 열유속은 증기압 곡선의 기울기에 반비례하므로<sup>[11]</sup> 포화온도가 커질수록 비등 요구 열유속이

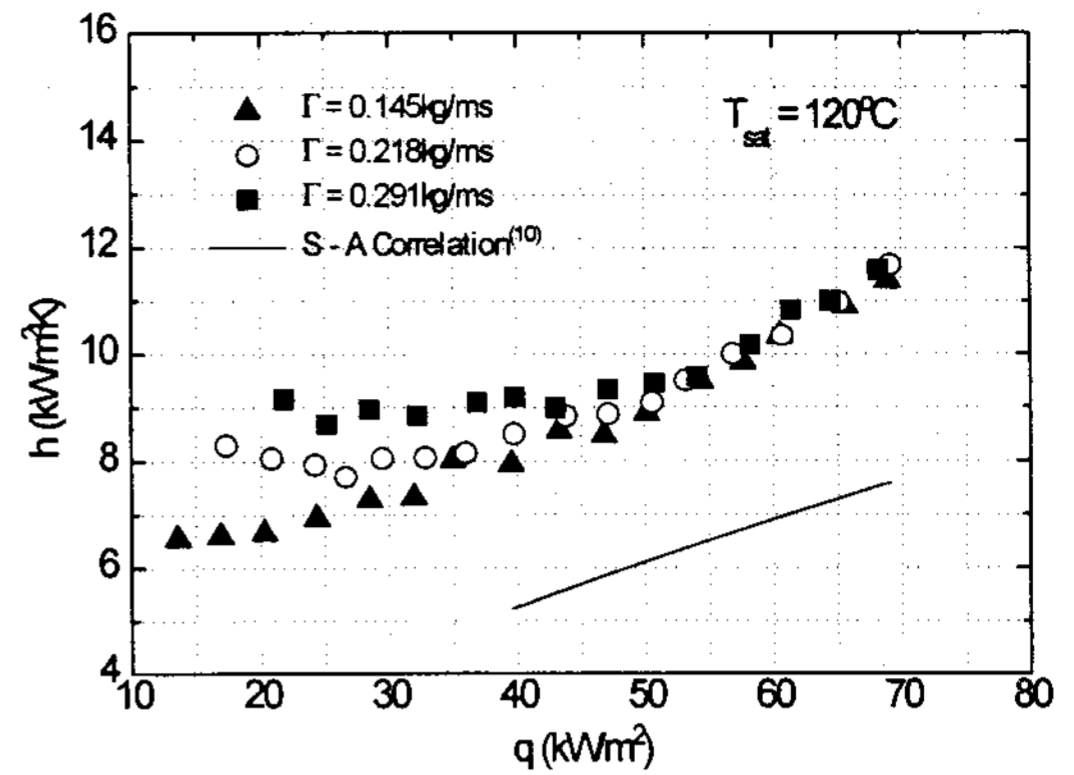


Fig. 6. Heat transfer coefficient showing the effect of film flow rate at  $T_{\text{sat}} = 120^\circ\text{C}$

낮아져 비등이 왕성하리라 예상된다. Fig. 6은 포화온도 100°C의 경우와 마찬가지로 실험자료가 Stephan과 Abdelsalam의 풀비등 예측치보다 월등히 높음을 보여준다. 또한 Fig. 6은 비비등영역에서는 액막유량의 증가에 따라 열전달계수가 증가하나 비등영역에서는 액막유량과 관계없이 일정한 값을 보인다. 비등영역에서의 열전달은 액막흐름에 따른 강제대류 열전달과 비등에 따른 비등 열전달의 합으로 생각할 수 있다. 만일 대류의 영향이 비등의 영향보다 강하다면 대류의 특성인 액막유량의 영향이 나타날 것이고 그렇지 않다면 액막유량과 관계없이 일정한 열전달계수 값을 보이리라 예상된다. 120°C에서는 비등이 대류보다 왕성하여 액막유량의 영향이 없는 것으로 생각된다. 반면 100°C에서는 비등의 영향이 상대적으로 줄어 액막유량의 영향이 나타나는 것으로 판단된다.

Fig. 7에 포화온도 70°C 인 경우의 실험결과를 나타내었다. Fig. 7은 앞의 두 경우와는 달리 비등영역이 나타나지 않음을 보여준다. 포화온도가 낮아지면 포화증기압 곡선의 기울기가 작아지고 따라서 비등 요구 열유속은 커지게 되는데 포화온도 70°C에서는 비등 열유속이 실험 범위를 넘어서는 것으로 판단된다. 비비등영역에서는 다른

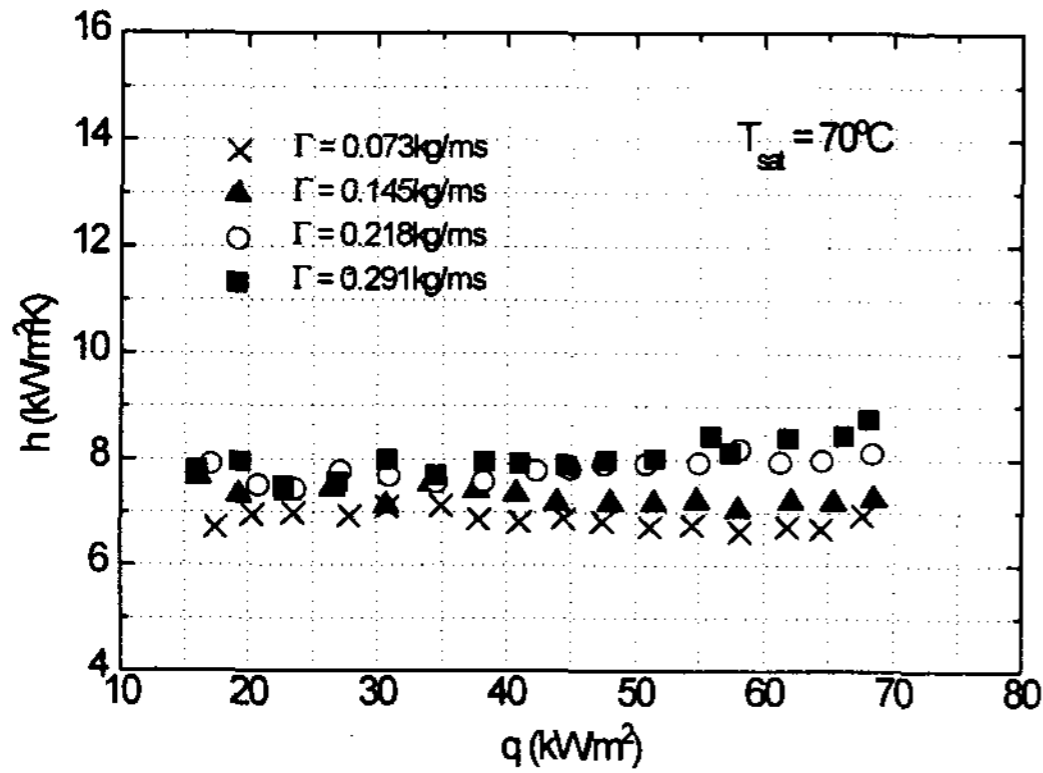


Fig. 7. Heat transfer coefficient showing the effect of film flow rate at  $T_{sat} = 70^{\circ}\text{C}$

경우와 같이 액막 유량의 증가에 따라 열전달계수가 증가하였다.

Fig. 8에는 액막유량 0.291 kg/ms일 때 포화온도의 영향이 보여진다. 열전달계수는 포화온도가 증가할수록 증가하고 비등 개시 열유속도 포화온도에 따라 증가함을 보인다. 비비등 영역에서 열전달계수가 증가하는 이유는 물성치 변화 (온도가 올라가면 열전도도는 증가하고 점성계수는 감소함) 때문으로 생각되고 비등 영역에서 증가하는 이유는 비등 요구 열유속이 낮아지기 때문으로 생각된다. 이러한 경향은 다른 액막 유량에서도 동일하게 나타났다.

평활관의 액막 증발에 대한 이론적 연구는 그간 여러 연구자에 의해 수행되었다. 평활관 증발시 열전달계수는 잘 알려진 Nusselt<sup>[12]</sup> 형태의 응축 열전달계수보다 다소 높는데 이는 관 상부에서의 분류 충돌 (jet impingement), 액막흐름에 따른 대류효과 등 때문으로 알려져 있다. Chyu와 Bergles<sup>[13]</sup>는 평활관에서의 액막흐름을 유동 형태에 따라 분류 충돌 영역, 열적 발달 영역, 완전 발달 영역으로 구분하고 각 영역에 적절한 상관식을 적용하는 해석 모델을 제안하였다. Kocamustafaogullari와 Chen<sup>[14]</sup>은 관련 미분방정식을 수치해석으로 풀어 열전달계수를 구하였

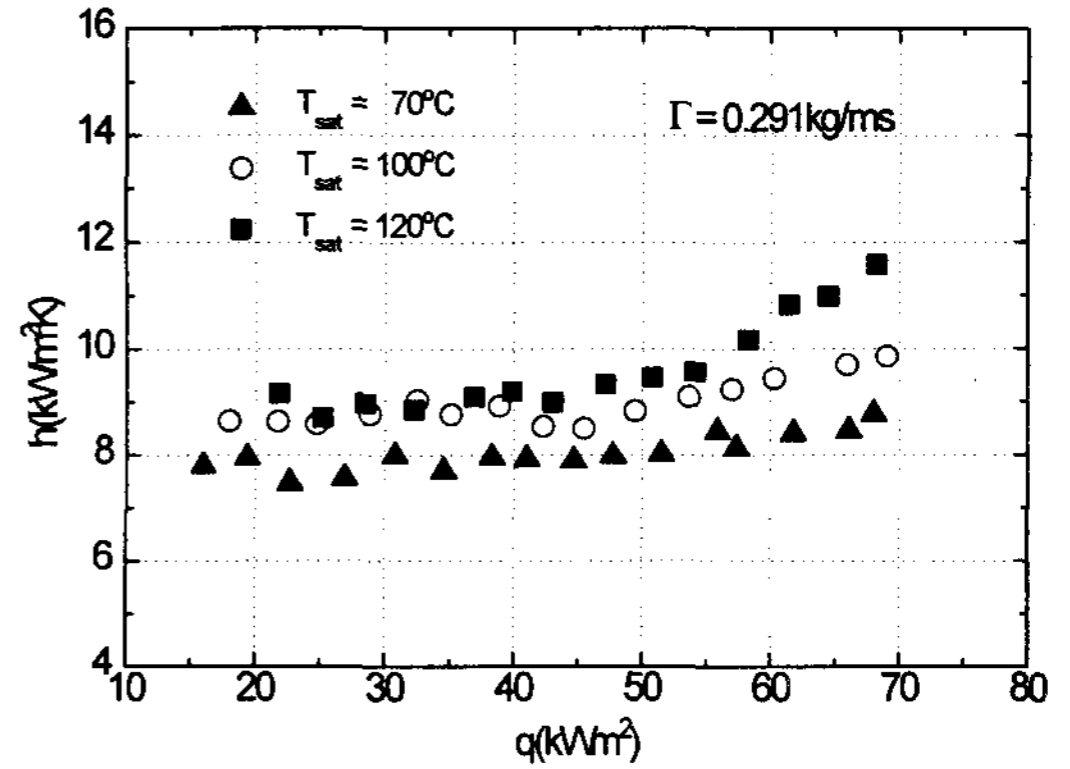


Fig. 8. Heat transfer coefficient showing the effect of saturation temperature at  $\Gamma = 0.291\text{kg/ms}$

고 Cerza와 Sernas<sup>[15]</sup>는 비비등 영역에서의 모델을 기초로 비등영역의 열전달계수를 예측할 수 있는 해석적 모델을 제시하였다. 이러한 이론적 연구외에도 상관식이 다수 존재하는데 그 중 대표적인 Owens<sup>[6]</sup>와 Parken 등<sup>[8]</sup>의 상관식은 다음과 같다.

Owens 상관식 :

비비등 영역 (층류) :

$$\text{Nu} = 2.2 (H/D)^{0.1} \text{Re}^{-1/3} \quad (2)$$

(난류) :

$$\text{Nu} = 0.185 (H/D)^{0.1} \text{Pr}^{0.5} \quad (3)$$

천이 레이놀즈수 :

$$\text{Re}_t = 1,680 \text{Pr}^{-1.5} \quad (4)$$

비등 영역 (난류) :

$$\text{Nu} = 0.0175 (H/D)^{0.1} q^{0.25} \text{Pr}^{0.5} \quad (5)$$

Parken 등 상관식 :

비비등 영역 (난류) :

$$\text{Nu} = 0.042 \text{Re}^{0.15} \text{Pr}^{0.53} \quad (6)$$

비등 영역 (난류) :

$$\text{Nu} = 0.00082 \text{Re}^{0.1} \text{Pr}^{0.65} q^{0.4} \quad (7)$$

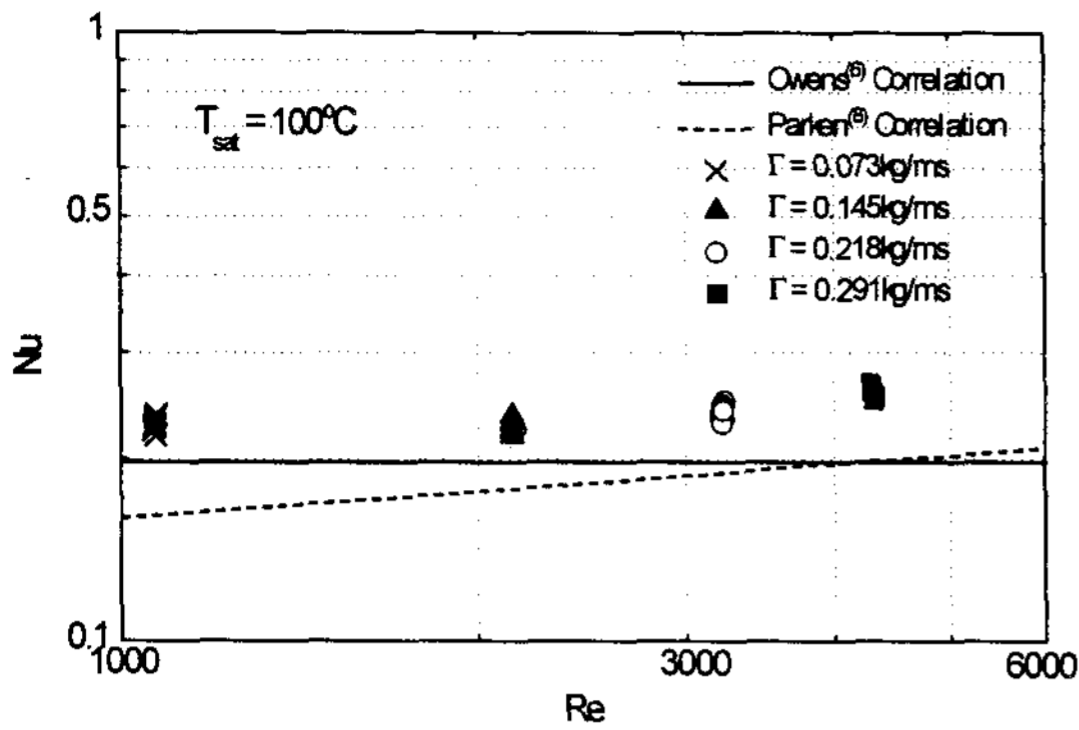


Fig. 9. Present non-boiling data ( $T_{sat} = 100^\circ\text{C}$ ) compared with existing correlations

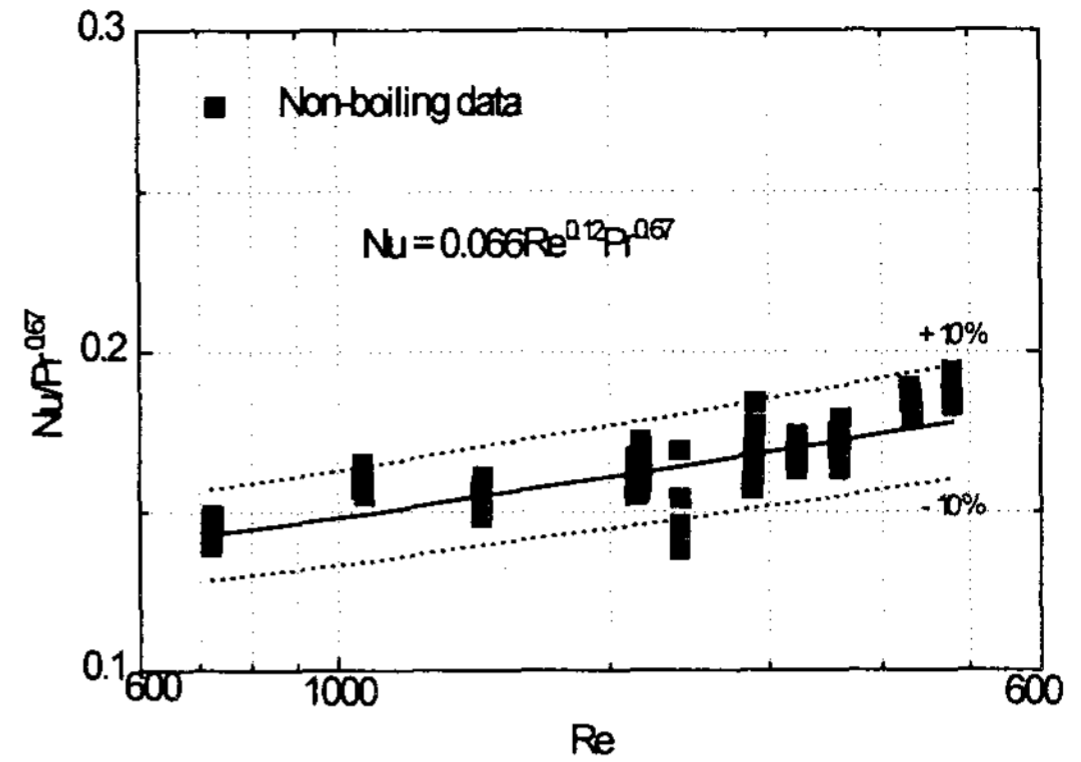


Fig. 11. Present non-boiling data compared with the non-boiling correlation [Eq. (8)]

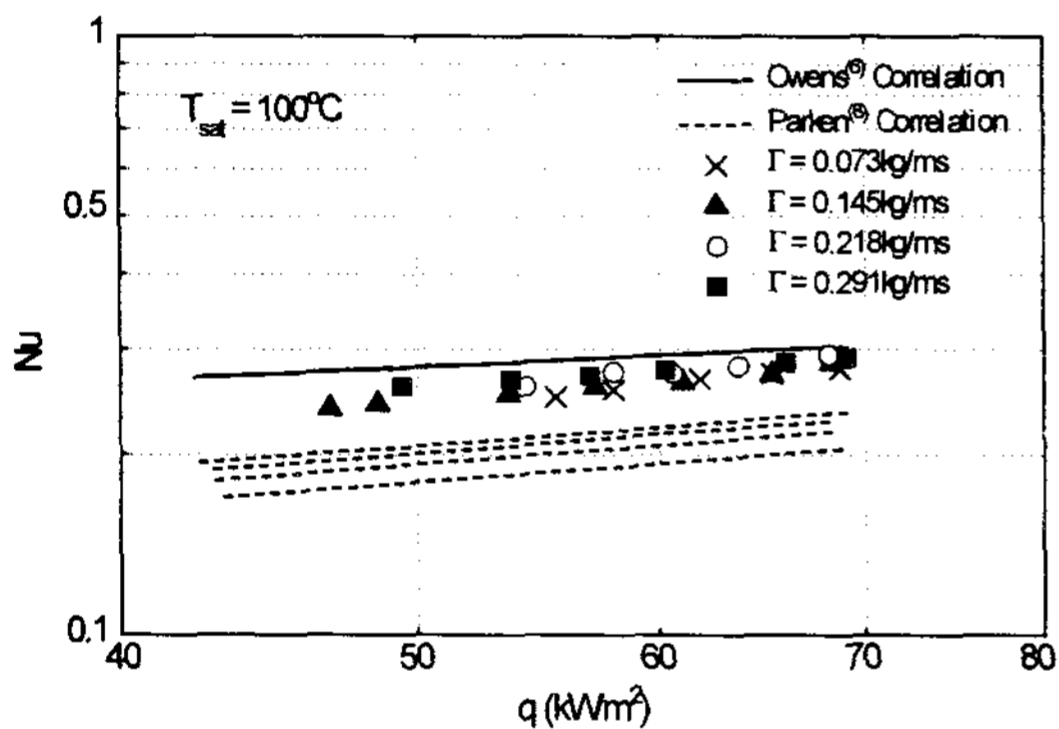


Fig. 10. Present boiling data ( $T_{sat} = 100^\circ\text{C}$ ) compared with existing correlations

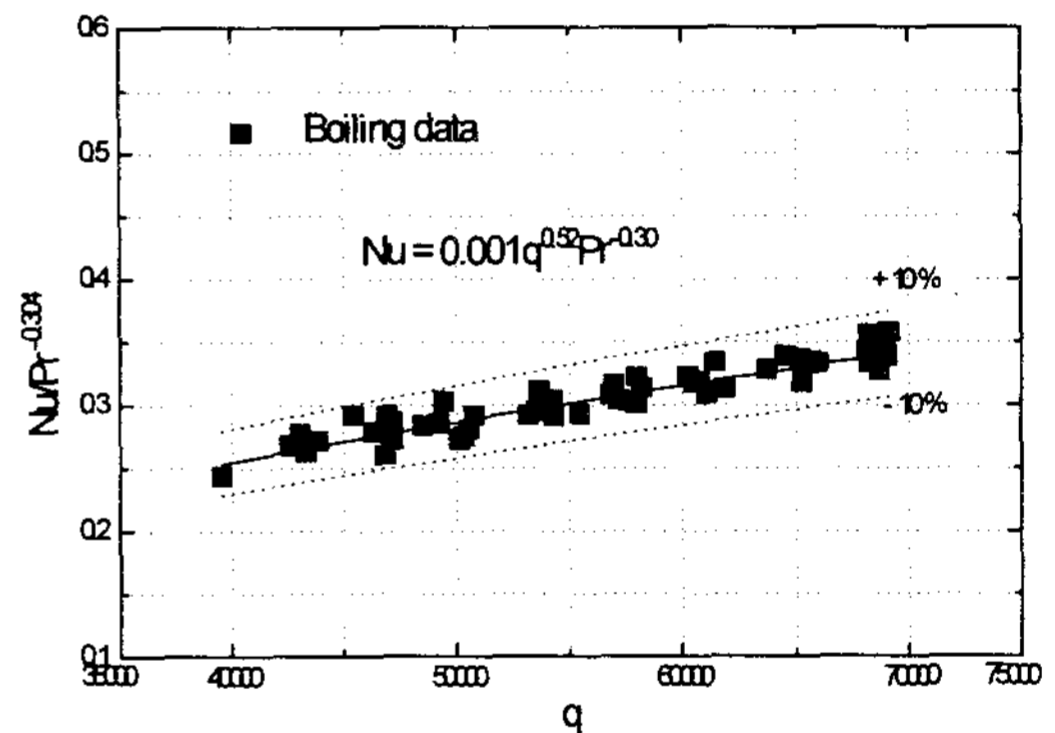


Fig. 12. Present boiling data compared with the boiling correlation [Eq. (9)]

Fig. 9에 포화온도  $100^\circ\text{C}$ 의 비비등영역 실험자료를 상기 두 상관식과 비교한 결과를 나타내었다. Fig. 9는 두 상관식 모두 실험결과를 다소 낮게 예측함을 보인다. 이러한 경향은 다른 포화온도에서도 마찬가지였다. Fig. 10은 포화온도  $100^\circ\text{C}$ 의 비등영역의 실험자료를 비교한 결과로 Owens의 상관식 [식 (5)]이 본 실험결과를 비교적 잘 예측하고 Parken 등의 상관식 [식 (7)]은 과소예측함을 보인다. 이러한 경향은 다른 포화온도에서도 마찬가지였다. Fig. 10에 Parken 등의 상관식이 여러 줄로 나타난 것은 이 상관식

이 식 (7)에 나타나있듯이 레이놀즈 수의 지수 형태를 취하고 있기 때문이다.

본 실험자료가 기존 상관식들의 예측치와 다소 차이가 나므로 새로운 상관식을 개발하였다.

본 실험자료는 비비등영역에서는 열유속에 거의 무관함을 보이고 비등영역에서는 액막유량에 거의 무관함을 보인다. 따라서 비등영역에서는 상관식을 레이놀즈 수와 프란틀 수의 지수 형태로, 비비등영역에서는 열유속과 프란틀의 지수 형태로 구하였다.

비비등영역 :

$$Nu = 0.066Re^{0.12}Pr^{0.67} \quad (8)$$

비등영역 :

$$Nu = 0.001q^{0.52}Pr^{-0.30} \quad (9)$$

식(9)는 프란틀 수의 지수가 -0.3으로 다른 상관식들의 값 [식(5)와 식(7)]보다 작음을 보이는데 이는 본 실험에서 프란틀 수의 변화가 1.45부터 1.74까지로 다른 상관식의 적용범위보다 상대적으로 작기 때문으로 판단된다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 수평 평활관 외측의 난류 액막 유동시 증발·열전달 특성을 실험을 통하여 고찰하였다. 주된 결과는 다음과 같다.

- (1) 액막에 공급되는 열유속이 높아지면 액막내에서 비등이 일어난다. 비비등영역에서의 열전달계수는 열유속에 관계없이 일정하나 비등이 일어나면 열전달계수는 열유속에 따라 증가한다.
- (2) 비등이 시작되는 열유속은 포화온도가 낮아질수록 증가함을 보인다.
- (3) 비비등영역의 열전달계수는 액막유량이 증가할수록 증가하였다.
- (4) 본 실험자료를 활용하여 상관식 [식(8)과 식(9)]을 개발하였다.

#### 후 기

본 연구는 1996년도 교육부 학술연구 조성비 (기계공학 : ME96-A-11)에 의하여 수행되었으며 이에 감사드립니다.

#### 참 고 문 헌

1. 박준택, 홍성호, 1994, "증기 재압축방식을 이용한 해수담수화에 대한 고찰," 공기조화 냉동공학, 제 23 권 제 5 호, pp.403~413.
2. 정이택, 박만홍, 홍성호, 1993, "증기 재압축 증발법을 이용한 해수담수화 설비의 실제," 전력 기술, 제 15 호 (제 4 권 제 4 집) pp.71~81.
3. Sideman, S., 1981, "Film Evaporation and Condensation in Desalination," in Heat Exchangers : Thermal Hydraulic Fundamentals and Design, eds. S. Kakac, A. E. Bergles, and F. Mayinger, Hemisphere Publishing Corporation, pp.357~375.
4. Fletcher, L. S., Sernas, V. and Galowin, L. S., 1974, "Evaporation from Thin Water Films on Horizontal Tubes," Ind. Eng. Chem. - Process Des. Dev., Vol. 13, No. 3, pp.265~269.
5. Fletcher, L. S., Sernas, V. and Parken, W. H., 1975, "Evaporation Heat Transfer Coefficients for Thin Sea Water Films on Horizontal Tubes," Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev., Vol. 14, No. 4, pp.411~416.
6. Owens, W. L., 1978, "Correlation of Thin Film Evaporation Heat Transfer Coefficients for Horizontal Tubes," ASME Publication, 78-WA/HT-67.
7. Conti, R. J., 1978, "Experimental Investigation on Horizontal Tube Ammonia Film Evaporators with Small Temperature Differentials," Proceedings of the fifth annual conference on OTEC, Miami Beach, FL, Feb.



8. Parken, W. H., Fletcher, L. S., Sernas, V. and Han, J. C., 1990, "Heat Transfer through Falling Film Evaporation and Boiling on Horizontal Tubes," *J. Heat Trans.*, Vol. 112, pp.744~750.
9. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, "The Description of Uncertainties in Single Sample Experiments," *Mechanical Engineering*, Vol. 75, pp.3~9.
10. Stephan, K. and Abdelsalam, M., 1978, "Heat-Transfer Correlation for Natural Convection Boiling," *Int. J. Heat Mass Trans.*, Vol. 23, pp.73~87.
11. Collier, J. G. and Thome, J. R., 1996, Ch. 4, *Convective Boiling and Condensation*, Clarendon Press, Oxford, UK.
12. Nusselt, W., 1916, "Die Oberflächenkon- densation des Wasserdampfes," *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*, Vol. 60, pp.541~569.
13. Chyu, M-C. and Bergles, A. E., 1987, "An Analytical and Experimental Study of Falling Film Evaporation on a Horizontal Tube," *J. Heat Trans.*, Vol. 109, pp.983~990.
14. Kocamustafaogullari, G. and Chen, I. Y., 1988, "Falling Film Heat Transfer Analysis on a Bank of Horizontal Tube Evaporator," *AIChE J.*, Vol. 34, No. 9, pp.1539~1549.
15. Cerza, M. and Sernas, V., 1988, "Nucleate Boiling in Thermally Developing and Fully Developed Laminar Falling Films," *J. Heat Transfer*, Vol. 110, pp.221~228.