

수평관 외벽에서 친수성 표면처리가 응축열전달에 미치는 영향

황 규 대, 박 노 성, 강 병 하*

한국과학기술연구원 열유동제어연구센터

Effects of Hydrophilic Surface Treatment on Condensation Heat Transfer at the Outside Wall of Horizontal Tube

K. D. Hwang, N. S. Park, B. H. Kang*

Thermal/Flow Control Research Center, KIST, Seoul 136-791, Korea

(Received September 7, 1999; revision received March 30, 2000)

ABSTRACT: Condensation heat transfer characteristics have been investigated experimentally when a water vapor is condensed on the outside of a horizontal copper tube in a condenser. This problem is of particular interest in the design of a LiBr-water absorption system. Hydrophilic surface modification was performed to increase the wettability on the copper tube. The optimum hydrophilic treatment condition using acetylene and nitrogen as reaction gas is also studied in detail. The results obtained indicate that the optimum reaction gas ratio of acetylene to nitrogen for hydrophilic surface modification was found to be 7 : 3 for the best condensation heat transfer. In the wide ranges of coolant inlet temperatures, and coolant mass flow rates, both the condensation heat transfer rate and the condensation heat transfer coefficient of a hydrophilic copper tube are increased substantially, compared with those of a conventional copper tube used in a condenser. It is also found that the condensation heat transfer enhancement by the hydrophilic surface modification still remains even after a hundred cycles of wet/dry processes.

Key words: Hydrophilic surface treatment(친수성 표면처리), Absorption refrigerator(흡수식 냉동기), Condensation heat transfer(응축열전달), Heat transfer coefficient(열전달계수), Condenser(응축기)

기 호 설 명

C_p : 비열 [J/kg · °C]

d : 관 직경 [m]

h_{fg} : 잠열 [J/kg]

h : 열전달계수 [W/m²°C]

h_o : 응축열전달계수 [W/m²°C]

k : 열전도계수 [W/m °C]

L : 관 길이 [m]

† Corresponding author

Tel. : +82-2-958-5673; fax : +82-2-958-5689

E-mail address: bhkang@kist.re.kr

- \dot{m} : 질량 유량 [kg/s]
 Nu : Nusselt 수 $\frac{h_i d_i}{k}$
 Pr : Prandtl 수 ν/α
 Q : 열전달량 [W]
 Q_w : 냉각수측 열전달량 [W]
 Q_c : 응축수측 열전달량 [W]
 Re : Reynolds 수 $\frac{\rho V D_i}{\mu}$
 ΔT_{lm} : 대수평균 온도차 [°C]
 U : 총괄 열전달 계수 [$W/m^2°C$]

하첨자

- b : 평활관
 c : 응축수
 co : 냉각수
 i : 입구
 o : 출구

1. 서론

냉방부하로 인해 발생하는 하절기 최대전력수요를 줄이기 위한 방안으로서 대형건물을 중심으로 가스 구동방식의 흡수식 냉동기의 사용이 점점 증가하는 추세이다. 흡수식 냉동기는 재생기, 응축기, 증발기, 흡수기 및 용액열교환기 등 5개의 주요 열교환기로 구성되어 있으며, 이들 열교환기에서의 열 및 물질전달의 향상은 흡수식 냉동기의 성능에 직결된다. 또한, 시스템의 소형, 경량화에 따른 설치면적의 감소 및 제조원가절감 등의 부가적인 효과도 기대할 수 있다. 이와 관련하여 각 열교환기에서의 열전달 촉진을 향상시키기 위한 연구가 활발히 진행되고 있다.

응축열전달을 촉진시키기 위한 기존의 연구로서는 Woodruff and Westwater⁽¹⁾가 동관표면을 금으로 도금하여 액적응축이 액막응축에 비해 열유속이 15배 크다는 실험결과를 얻었으나, 실용성의 문제로 인해 주로 관외부에 핀을 부착하여 핀의 형상과 크기, 피치 등을 변수로 한 실험이 수행되고 있다. 이와 관련하여 Nozu et al.⁽²⁾은 전열면의 경사도의 영향을 실험하여 평활관에 비해 로우핀 튜브의 응축성능이 2.5~12배정도 큰 결과를 얻었다. 그리고, Renken and Raich⁽³⁾은

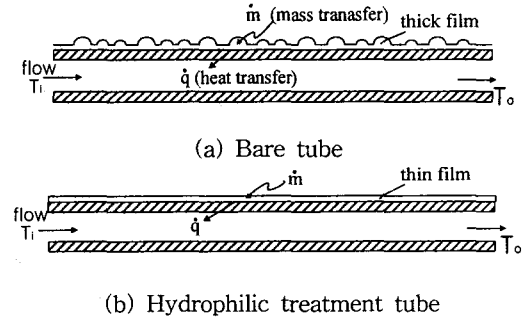


Fig. 1 Schematic shapes of condensation phenomena on tube surface.

다공성물질을 동관에 코팅처리하여 2.5배 향상된 응축성능을 얻었고, Marto et al.⁽⁴⁾은 동관 외벽에 와이어를 감아서 와이어의 지름과 간격, 피치의 영향을 실험하였으며 실험결과로부터 평활관에 비해 응축열전달 성능이 1.5~1.8배 증가함을 알 수 있었다.

일반적인 응축열전달 성능향상을 위한 방법은 기계적 가공으로 관의 형상을 변형시킴으로써 전열면적을 증가시키는 방법이 사용되고 있지만 높은 가공비와 신규 설비 투자를 수반하게 되므로 경제적인 측면에서 활용도가 떨어진다. 따라서, 같은 크기 및 동일 형상을 가진 열교환기의 표면이 간단한 표면처리를 통해 우수한 전열성능을 가진다면 에너지 효율의 극대화 및 장치의 소형화를 도모할 수 있다. 일반적으로 흡수식 냉동기의 응축기에서는 전열관으로서 동관을 주로 사용하고 있으며, 평활관의 경우 Fig. 1(a)에서와 같이 동관의 표면에서 수증기의 응축시 두꺼운 액막과 불규칙적인 수적이 함께 존재하는 형태를 가진다. 그러나 동관의 표면을 친수성처리를 하면 Fig. 1(b)에서와 같이 관외벽에서 표면장력의 증가로 동관 표면과 응축수의 접촉각이 작아져서 얇은 액막만 존재한다. 따라서 친수성 처리된 관에서는 수증기가 상변화할 때 응축수가 얇은 필름형태로 발생하므로 열저항 감소에 의한 응축열전달이 촉진될 것으로 기대된다.

이와 관련된 최근 연구로 Wang and Chang⁽⁵⁾은 이중코팅처리와 화학용액에 의한 친수성 처리 방법을 이용하여 핀-관 열교환기에서 루버핀의 제습특성과 압력손실에 대한 실험을 하였다. 실험결과, 제습 성능은 차이가 거의 없었으나 압력손실은 15~40% 감소되는 결과를 얻었다.

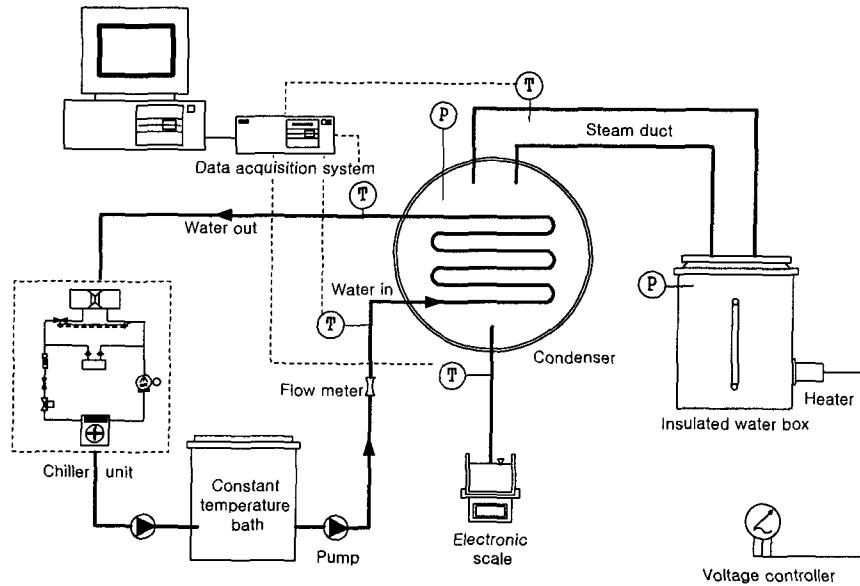


Fig. 2 Schematic diagram of experimental set up.

본 연구에서 사용된 친수성 표면개질 방법은 Koh et al.⁽⁶⁾에 의해 개발된 플라즈마에 의한 친수성 처리 방법으로 진공조 내부에 처리하고자 하는 금속재료를 위치시킨 후 진공펌프를 이용하여 비교적 저진공상태(10^{-3} mmHg이하)의 진공상태를 만들고 고분자 중합기체와 반응성 기체를 혼합하여 주입시킨다. 가스주입이 완료된 후, 금속재료의 양 전극에 전압을 인가하여 DC방전이나 RF방전을 통해 생성된 플라즈마로 금속표면에 친수성을 갖는 고분자 중합막을 형성시키는 방법이다. 형성된 플라즈마 고분자층은 동적 접촉각(dynamic contact angle) 측정시 30° 이하의 후퇴 접촉각(receding contact angle)값을 지니는 우수한 친수 특성을 가지게 되는데 친수특성을 유발하는 높은 표면에너지는 표면층의 친수성 작용기(C-N, C-O, N-H)의 형성으로부터 기인된다. 따라서 단순히 계면활성제나 표면 코팅에 의해 처리된 재료에 비해 우수한 열 및 물질전달 성능과 물리적·화학적으로 안정된 기능성 표면을 반영구적으로 유지하게 된다. 이러한 신기술을 응용하여 Ha et al.⁽⁷⁾은 플라즈마 친수성 처리된 핀-관 열교환기에서 관외측 알루미늄핀에서의 응축수 생성 및 배수 특성에 관한 실험적 연구를 수행하여, 플라즈마 친수성 처리방법은 계면활성제 코팅처리방법에 비해 일정시간이 경과되어도 열

교환기 성능이 지속적으로 유지됨을 입증하였다.

본 연구에서는 새로 개발된 플라즈마 표면개질 기술을 동관에 적용하였을 때, 친수성 표면개질에 사용되는 아세틸렌과 질소의 조성비 및 열처리 조건을 비교 실험하여 최적의 조성비와 처리방법을 제시하였다. 그리고 기존 평활관과의 비교 실험을 통하여 동관의 친수성 표면개질이 응축열전달에 미치는 영향을 규명하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

본 연구의 실험장치는 평활관과 친수성 표면개질된 평활관의 응축열전달 특성을 비교 시험하기 위한 장치이며, 대기압 상태에서 수증기 공급에 의한 응축성능을 평가하기 위해 제작하였다. 실험장치의 개략도는 Fig. 2와 같다. 실험에 사용된 평활관은 직경 $3/8$ " , 길이 300 mm인 동관으로, 0.3 Torr의 진공용기내부에 동관을 설치한 후 반응성가스를 일정비율로 주입하고 80 mA 전류로 90초간 바이어스를 걸어 생성된 플라즈마에 의해 고분자 중합막을 동관표면에 형성시켜 친수 성질을 갖게 만든다. 친수성 표면개질을 위한 가스조성조건이 응축에 미치는 영향을 규명하기 위하여 여러 가지 방법으로 표면처리 하였다. 아세틸렌과 질소의 혼합조성비에 따라 동관을 5가지로

Table 1 Hydrophilic treatment conditions
(0.3 Torr, 800 mA, 90 sec)

Type	C ₂ H ₂ : N ₂	Heat treatment
HPT 1	1:9	annealing of 200 °C during 20 min
HPT 2	3:7	
HPT 3	5:5	
HPT 4	7:3	
HPT 5	9:1	
HPT 6	7:3	without annealing

만들었고, 일정시간 경과후의 성능변화를 비교하기 위해 열처리 여부에 의한 2가지의 동관(HPT4, HPT6)을 별도로 제작하였다. 본 연구에서 사용한 친수성 처리조건은 Table 1과 같다.

실험장치는 시험체적으로 동관이 삽입된 응축기, 일정온도의 냉각수를 시험체적에 공급하는 냉각순환장치, 응축기 전면에 균일한 증기공급을 위해 제작된 덕트와 항온조, 그리고 시험체적의 냉각수 입·출구 및 응축수 온도측정장치와 유량 측정장치 등으로 구성되어 있다. 그리고 응축기와 배관 및 증기공급장치는 외부로의 열손실을 막기 위해 외벽을 단열처리 하였다.

증기공급장치는 전기히터(3.5 kW)가 내장된 항온조(40 l)와 발생수증기의 원활한 이송을 위한 덕트로 구성되어 있으며 일정량의 수증기 발생을 위해 전기 히터에 공급되는 전원은 슬라이드스(0~240 V)와 연결시켜 일정한 전압(208 V)을 유지하였으며 발생된 포화수증기는 단열처리된 덕트를 통해 응축기로 공급된다.

냉각수 순환장치는 냉각수 공급원인 냉각기(3 RT), 냉각수 입구온도를 일정하게 유지하기 위한 항온조(80 l), 응축기 내로 냉각수 공급을 위한 순환펌프, 냉각수의 유량 측정을 위한 유량계(0.18~0.96 m³/h)등으로 구성되며 관내로 유입되는 냉각수는 항온조에서 교반기를 구동시킴으로써 항상 일정한 온도가 유지되며 유량계를 통과한 후 응축기로 유입되어 증기에 의해 가열된 냉각수는 다시 냉각기로 유입되어 재순환한다.

응축기에서 생성된 응축수는 실험장치 하단부에 설치된 배수덕트를 통해 모아지고 전자저울(정밀도 0.01 g)을 사용하여 매분당 응축수의 유량을 측정하였다. 응축기 입·출구에서의 냉각수 온도는 입출구 상대온도 오차를 0.1°C로 보정한

Table 2 Experimental conditions

Component	Parameter	Value
Condenser	Inlet temperature (°C)	15 ± 0.1
	Flow rate (l/min)	3.9 ± 0.1
	Heat exchange area (cm ²)	90
Heater	Electric heater (kW)	3.5

T형 열전대를 설치하여 측정하였다.

본 실험의 기본실험조건은 Table 2와 같으며 조성비에 따른 친수성 처리 방법과 냉각수 순환 유량 및 입구온도 등을 변화시키면서 실험을 수행하였다. 실험은 먼저 증기발생 장치인 항온조에 전기히터와 슬라이드스를 연결하여 일정하게 전원을 공급시킨다. 항온조내의 물은 포화온도에 도달함으로써 수증기가 발생되는데 포화수증기는 단열처리된 덕트를 지나 분배기에 의해 시험체적으로 공급되며 냉각기에 의해 일정한 온도로 유지되어 있는 냉각수를 펌프에 의해 열교환기로 순환시킨다. 냉각수 유량을 일정하게 유입시키기 위해 항온조에 설치된 바이패스를 조절하면서 유량계를 육안으로 검사한다. 또한 실험시편의 교체시에도 매번 전자저울을 이용한 매분당 유량 측정과 유량계의 지시눈금 비교로 항상 일정한 냉각수 유입을 확인한다. 시험체적으로 공급된 수증기는 응축기 내부의 냉각수에 의해 응축되며 방출되는 응축수의 온도와 유량을 정상상태에 도달하면 1초 간격으로 10분간 측정하여 데이터 취득 시스템(Yokogawa, DR 230)과 컴퓨터를 이용하여 취득 저장하였다.

3. 결과 및 검토

유하액막 응축에 영향을 미치는 변수로는 전열관의 친수성 처리를 위한 아세틸렌과 질소의 조성비, 냉각수 입구온도, 냉각수 유량을 나타내는 레이놀즈 수 등을 들 수 있으며, 이와 같은 실험 조건을 변수로 하여 실험을 수행하였다.

3.1 실험결과와 해석

냉각수의 입·출구온도 및 유량의 측정값으로부터 냉각수측 열량은 식(1)과 같이 계산된다.

$$Q_w = \dot{m}_{co} C_p (T_{coo} - T_{coi}) \quad (1)$$

여기서, \dot{m}_{co} 는 냉각수량이고 T_{coi} 와 T_{coo} 는 각각 냉각수 입구와 출구의 온도이다. 응축수측 열량은 응축수 수집부에서 측정된 응축수량이 상변화로부터 얻어진 응축잠열 값과 응축수와 전열관 표면간의 열교환에 의한 온도감소분인 현열값을 더한 총열량으로 식(2)와 같이 계산하였다.

$$Q_c = \dot{m}_c h_{fg} + \dot{m}_c C_p (T_{sat} - T_c) \quad (2)$$

여기서, \dot{m}_c 는 응축수 유량이고 T_c 는 응축수 온도이다.

총괄열전달 계수 U 는 Q_w 값을 사용하여 다음과 같이 계산하였다.

$$U = \frac{Q_w}{(\pi \cdot d_o \cdot L) \Delta T_{lm}} \quad (3)$$

여기서, d_o 는 관외경, L 은 전열관길이, ΔT_{lm} 은 대수평균온도차(LMTD)로서 다음과 같이 계산된다.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{sat} - T_{coo}) - (T_c - T_{coi})}{\ln \left[\frac{(T_{sat} - T_{coo})}{(T_c - T_{coi})} \right]} \quad (4)$$

한편, 관내 열전달계수 h_i 는 Dittus-Boelter식 (5)를 사용하였으며,

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} = \frac{h_i d_i}{k} \quad (5)$$

식(3)과 식(5)로부터 응축열전달계수 h_o 를 구하였다.

$$h_o = \frac{1}{\left\{ \frac{1}{U} - \left(\frac{d_o}{d_i \cdot h_i} \right) \right\}} \quad (6)$$

수행된 실험결과의 타당성을 검증하기 위하여 냉각수가 얻은 열량(Q_w)과 증기가 잃은 열량(Q_c)

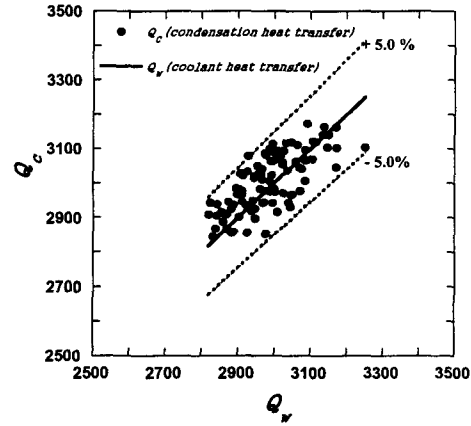


Fig. 3 Energy balance between Q_c and Q_w .

을 각각 계산하고, 식(7)와 같이 표현되는 에너지 평형 오차를 구하였다.

$$\varepsilon (\%) = \left| \frac{(Q_w - Q_c)}{Q_w} \right| \times 100 \quad (7)$$

3.2 실험결과 및 토의

본 연구에서 수행한 실험의 냉각수측 열량 Q_w 와 응축수측 열량 Q_c 의 값을 Fig. 3에 나타내었다. Fig. 3으로부터 본 실험에서 얻은 열량값의 에너지 평형 오차(ε)가 $\pm 5\%$ 이내임을 확인하였다.

친수성 처리조건, 즉 반응성가스인 아세틸렌과 질소의 조성비에 따른 실험결과로부터 응축열유속(q)을 계산하여 Fig. 4에 평활관에 대한 비로 나타내었다. 모든 친수성 처리조건에서 평활관($3.22 \times 10^5 \text{ W/m}^2$)보다 높은 열전달 성능을 나타내었고 아세틸렌의 조성비가 증가할수록 완만하게 증가함을 볼 수 있으며 특히 7:3의 조성비를 가질 때 가장 우수한 응축특성을 보여 주었다. 이는 튜브표면의 접촉각과 연관된 것으로 조성비 7:3에서 가장 작은 접촉각이 형성됨을 육안검사로 확인하였으며, XPS(X-ray photoelectron spectroscopy) 분석으로도 단위면적당 친수성 작용기(C-N, C-O, N-H)가 고밀도임이 확인되었다.

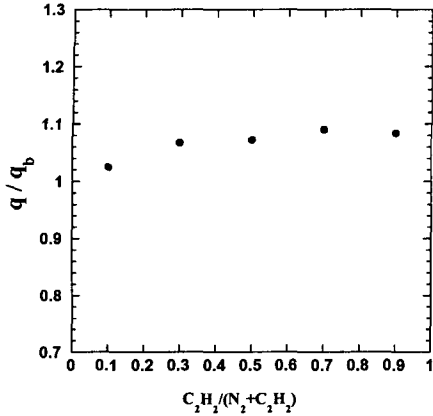


Fig. 4 Effect of the reaction gas ratio (C_2H_2 to N_2) for hydrophilic surface modification on the condensation heat flux ($q_b = 3.22 \times 10^5 \text{ W/m}^2$).

Fig. 5는 식(3)을 이용하여 계산된 응축열전달 계수(h_o)값을 조성비에 따라 나타낸 그림으로 평활관의 경우인 $17.39 \text{ kW/m}^2\text{C}$ 보다 모두 높은 값을 가짐을 알 수 있으며, 열유속의 경우와 마찬가지로 조성비가 7:3인 경우에서 가장 우수한 성능을 나타내었다. Fig. 4와 Fig. 5로부터 응축열전달계수 값이 응축열유속에 비해 전체적으로

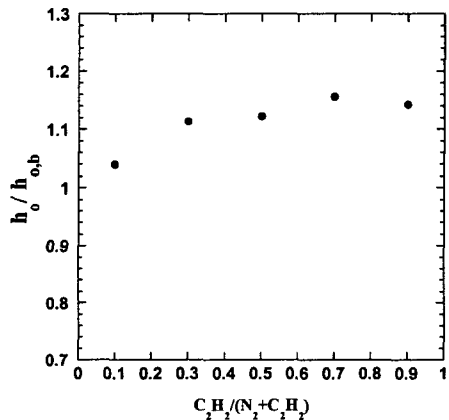


Fig. 5 Effect of the reaction gas ratio on condensation heat transfer coefficient ($h_{o,b} = 17.39 \text{ kW/m}^2\text{C}$).

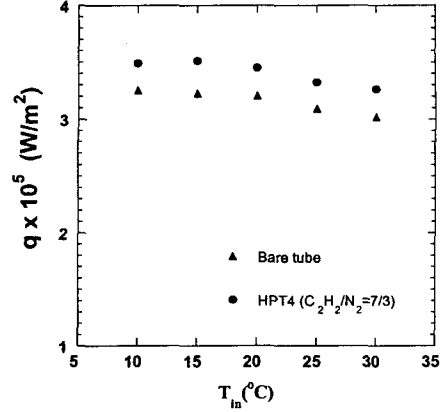


Fig. 6 Effect of coolant inlet temperature on condensation heat flux.

더 큰 증가폭을 보임을 알 수 있다. 응축열유속 및 응축열전달계수는 각각 아세틸렌과 질소의 조성비가 7:3인 경우(HPT4) 약 9%와 16%정도 우수한 성능을 나타내었다. 이러한 결과는 친수성 처리에 사용되는 아세틸렌과 질소의 조성비가 전열 성능에 영향을 미치며 적절한 조성비의 선택을 통해 열전달 성능을 극대화시킬 수 있음을 의미한다.

Fig. 6은 냉각수 입구 온도 조건에 따른 응축열유속의 변화를 나타낸 것으로 입구온도의 범위는 10°C 에서 30°C 까지이며 5°C 간격으로 변화시키면서 실험하였고, 친수성 처리조건 실험 결과로부터 가장 우수한 성능을 보인 아세틸렌과 질소의 조성비가 7:3인 경우(HPT4)와 평활관인 경우를 비교하였다. 그림에서 알 수 있듯이 냉각수 입구온도가 증가함에 따라 응축열유속은 점점 감소하는 경향을 보이나, 친수성 처리관이 모든 영역에서 약 8% 정도 응축성능이 향상되었다.

냉각수 입구온도가 증가하게 되면 튜브표면의 온도도 전도에 의해 상승하게 되는데 이때 관주위의 상변화 온도와 동관 표면의 온도차 변화에 대한 응축열전달계수를 Fig. 7에 나타내었다. 또한 이 그림에는 기존 평활관에서의 실험결과 및 Nusselt의 이론식⁽⁸⁾에서 환산되는 결과를 비교 검토하기 위하여 함께 도시하였다. 평활관의 경우 모든 실험결과는 이상화된 가정에 의해 유도된 Nusselt의 이론값보다 높게 나타났으나, 이것

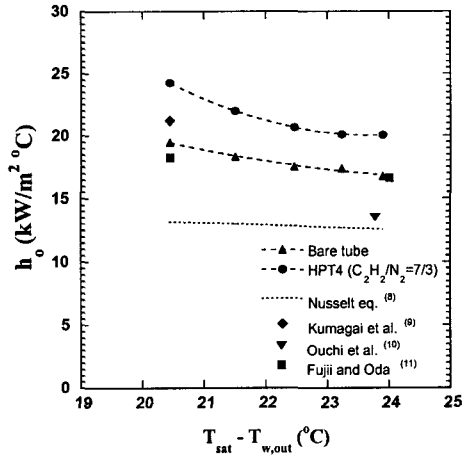


Fig. 7 Effect of subcooled temperature on condensation heat transfer coefficient.

은 Nusselt 이론에서 수평관 외벽의 응축수 유동이 층류 상태를 유지한다는 것과 외벽 온도가 일정하다는 가정으로부터 차이가 발생한 것으로 실제의 응축수 유동은 교란을 동반하며 응축수의 열전달계수가 냉각측 보다도 크고 원주방향으로 변화하기 때문에 이론치 보다 높은 열전달계수를 갖게 되는 것이다. 한편, 온도차가 증가할수록 응축열전달계수가 완만하게 감소하는 경향은 일치하고 있다. 본 실험결과는 Kumagai et al.⁽⁹⁾ 및 Ouchi et al.⁽¹⁰⁾ 결과와 약간의 차이를 보이고 있으나 이것은 각각 수직 동관에 액적과 액막이 공존하는 경우와 산화피막을 가진 수평동관에서의 액적 및 액막응축의 천이과정을 연구한 결과를 실험조건이 일치하는 과냉도 온도범위에서 단순히 정량적으로 비교하였기 때문에 차이가 발생한 것으로 추정된다. 반면, Fujii and Oda⁽¹¹⁾의 결과와는 비교적 잘 일치하고 있다. 친수성 처리시 응축열전달계수도 모든 영역에서 기존 평활관 보다 약 19% 정도 증가하였다.

친수성 처리관의 시간경과에 따른 응축열전달 성능변화 여부를 시험하기 위해 10분 동안 튜브 표면을 충분히 적셨다가 10분간 완전히 건조시키는 것을 하나의 사이클로 하여 100사이클의 반복 실험(aging test)을 실시하였으며 그 결과를 Fig. 8에 도시하였다. 아세틸렌과 질소의 조성비가 7:3 이고 동일한 조성비에서 풀림처리(annealing)가

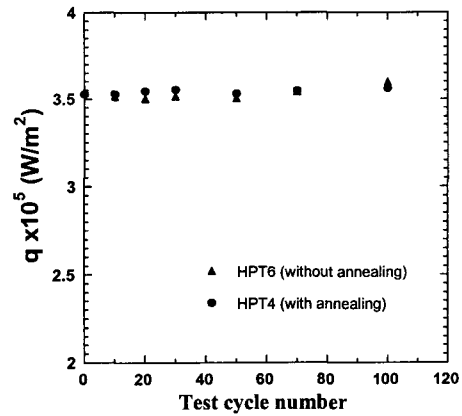


Fig. 8 Wet-to-dry cycle and annealing treatment effect on heat flux.

수명에 미치는 영향을 규명하기 위하여 풀림처리를 한 동관(HPT4)과 풀림처리를 하지 않은 동관(HPT6)에 대해 함께 실험을 하였는데, 풀림처리(annealing)여부에 상관없이 거의 비슷한 값을 가졌으며 100사이클 반복실험 후에도 동관표면의 친수성 성질이 유지되어 응축열전달 특성이 저하되지 않음을 알 수 있다. 이로부터 플라즈마로 금속 표면에 친수성을 갖는 고분자 중합막을 형성시키는 방법이 다른 표면처리 방법보다 친수성능 유지가 안정적으로 지속됨을 알 수 있다.

4. 결론

본 연구는 평활관과 친수성 처리관을 이용한 응축기를 각각 제작하여 아세틸렌과 질소의 조성비, 냉각수 입구온도, 냉각수 유량 등을 변화시키면서 응축열전달 특성을 비교 실험하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 친수성 처리조건 중 반응성가스인 아세틸렌과 질소의 조성비를 7:3으로 한 동관에서 가장 우수한 전열성능을 보였으며, 평활관과 비교했을 때 응축열유속은 9%, 응축열전달계수는 16%정도 향상되었다.

(2) 응축기 입구 온도가 증가함에 따라 응축열량이 감소하였고, 포화온도와 동관표면온도의 차

이가 증가함에 따라 응축열전달계수도 완만하게 감소하였다. 응축기 입구온도가 변화하여도 친수성처리된 평활관의 경우, 기존 평활관보다 응축열유속 및 응축열전달계수가 각각 8% 와 19% 정도 증가하였다.

(3) 시간경과에 따른 응축열전달 성능변화 시험으로서 aging test를 실시하였고 100 cycle의 반복실험 후에도 향상된 응축특성이 유지되었으며, 플립 처리의 효과는 성능시효에 영향을 미치지 않았다.

참고문헌

1. Woodruff, D. W. and Westwater, J. W., 1981, Steam condensation on various gold surfaces, *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 103, pp. 685-692.
2. Nozu, S., Honda, H., Kobayashi, T. and Inaba, H., 1991, Experimental study of condensation heat transfer from downward-facing inclined surfaces, *JSME J. Series B*, Vol. 57, No. 533, pp. 195-201.
3. Renken, K. J. and Raich, M. R., 1996, Forced convection steam condensation experiments within thin porous coatings, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 39, pp. 2937-2945.
4. Marto, P. J., Mitrou, E., Wanniarachchi A. S. and Katsuta, M., 1987, Film condensation of steam on a horizontal wire-wrapped tube, *Proceedings, 2nd ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference*, Vol. 1, pp. 509-516.
5. Wang, C. -C. and Chang, C. -T., 1998, Heat and mass transfer for plate fin-and-tube heat exchangers with and without hydrophilic coating, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 41, pp. 3109-3120.
6. Koh, S. K., Kim, K. H., Choi, W. K., Choi, S. C. and Ha, S. C., 1998, Wettability hydrophilic surface formation by ion assisted reaction, *Proceedings, Int. Conference and Exhibit, Heat exchangers for sustainable development*, Lisbon, Portugal, pp. 593-612.
7. Ha, S. C., Kim, C. H., Ahn, S. P. and Dreitser, G. A., 1998, Condensate drainage characteristics of plate fin-and-tube heat exchanger, *Int. Conference and Exhibit, Heat exchangers for sustainable development*, Lisbon, portugal, pp. 423-430.
8. Carey, V. P., 1992, *Liquid-vapor phase change phenomena*, Hemisphere Publishing Corporation, pp. 337-397.
9. Kumagai, S., Fukushima, H., Katsuda, H., Shimada, R. and Takeyama, T., 1989, Dropwise-filmwise coexisting condensation heat transfer, *JSME J. Series B*, Vol. 55, No. 520, pp. 3739-3745.
10. Ouchi, M., Yoneya, M., Izumi, M., Yamakawa, N. and Takeyama, T., 1989, Transition from film to drop and drop to film condensation occuring on a horizontal tube at subatmospheric pressure, *JSME J. Series B*, Vol. 55, No. 519, pp. 3467-3471.
11. Fujii, T. and Oda, K., 1984, Condensation of low pressure steam flowing through tube banks, *JSME J. Series B*, Vol. 48, No. 436, pp. 2580-2588.