

공냉식 수직 흡수기의 열전달에 미치는 계면활성제의 영향

Influence of surfactant on heat transfer of air-cooled vertical absorber

윤 정 인*, 권 오 경**, 문 춘 근**

J. I. Yoon, O. K. Kwon, C. G. Moon

Key words: Absorption chiller/heater(흡수식 냉온수기), Enhancement of heat transfer(열전달 촉진), Air-cooled absorber(공냉식 흡수기), Surfactant(계면활성제)

ABSTRACT

This research was concerned with the enhancement of heat transfer by surfactant added to the aqueous solution of LiBr. Different vertical tubes were tested with and without an additive of normal octyl alcohol. The test tubes were a bare inner surface, groove inner surface, corrugated inner surface and spring inserted inner surface tubes. The additive concentration was about 0.08 mass%. The heat transfer coefficient was measured as a function of film Reynolds number in the range of 20~200. Experiments were carried out at higher cooling water temperature of 35°C to simulate an air cooling condition for several kinds of absorber testing tubes. The experimental results were compared with cases without surfactant. The enhancement of heat transfer by Marangoni convection effect which was generated by addition of the surfactant is observed in each test tube. Especially, it is clarified that the tube with an inserted spring has the highest enhancement effect.

기 호 설 명

A : 전열면적 [m^2]
 C_p : 정압비열 [$J/kg \cdot K$]
 d_a : 흡수기 바깥튜브의 내경 [m]
 d_i : 흡수기의 내경 [m]
 d_o : 흡수기의 외경 [m]
 g : 중력가속도 [m/s^2]
 G : 질량유량 [kg/s]
 G_R : 냉매증기 흡수량 [kg/s]
 h : 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]
 U : 총괄열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]

L : 흡수기 전열관 길이 [m]
 L_s : 흡수용액 대표길이 [m]
 Nu : Nusselt수
 P : 압력 [$mmHg$]
 Pr : Prandtl수
 Q : 열량 [W]
 Re : Reynolds수
 Re_f : 막 Reynolds수
 T : 온도 [$^{\circ}C$]
 ΔT_m : 대수평균온도차 [$^{\circ}C$]

그리스 문자

λ : 열전도율 [$W/m \cdot K$]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]
 μ : 점성계수 [$Pa \cdot s$]

* 정회원, 부경대학교 냉동공조공학과

** 부경대학교 대학원

- Γ : 단위 원주당 액막유량 [kg/m · s]
 ξ : 농도 [wt%]

하첨자

- A : 흡수기
 E : 증발기
 i : 입구
 CL : 냉수
 CO : 냉각수
 m : 평균
 o : 출구
 s : 흡수용액

1. 서론

최근 냉방에 의한 하절기 전력수요가 급증함에 따라 전기를 사용하지 않고 냉방이 가능한 흡수식 냉온수기의 보급이 확대되면서, 이에 대한 연구에도 많은 관심이 주목되고 있다. 지금까지 국내에서는 H₂O/LiBr를 작동매체로 사용하는 50 RT 급이상의 대용량 수냉형 흡수식 냉온수기가 주로 보급되어 왔으며, 소형 공냉형 흡수식 냉온수기는 아직까지 개발이 이루어지지 않은 실정이다. 근래에 와서 일부 기업과 대학 및 연구소 등에서 공냉형 흡수식 냉온수기에 대한 연구가 진행되고 있으며, 그 중에서도 특히 고효율 공냉형 흡수기의 개발에 큰 관심이 집중되고 있다.

현재까지 상용화되어 있는 대부분의 수냉형 흡수기는 흡수용액이 수평관외를 흘러내리는 형상을 채용하고 있는데 비해, 공냉형 흡수기는 흡수용액이 수직관내를 흘러내리는 액막식 흡수기가 가장 많이 제시되고 있으며, 이에 대한 연구도 많이 이루어지고 있다.

윤 등⁽¹⁾은 수직관내에 스프링을 삽입한 경우에 대하여 전열관의 내경, 길이, 내면형상의 차이에 따른 흡수관 내 열전달과 물질전달특성과 증기유동에 따른 압력강하 등 일련의 실험결과를 분석하였다. 또한 윤 등⁽²⁾은 수직관 흡수기의 관경, 관내면 형상, 흡수용액의 유하속도를 변화시키면서 흡수기용 전열관의 열 및 물질전달에 관해 실험을 수행하였다. 김 등⁽³⁾은 수직 원관 내면에서 리튬브로마이드 수용액 유하액막의 수증기 흡수과정중 열 및 물질전달에 대

한 비흡수가스의 영향을 실험적으로 연구하였다. 또한 Kim 등⁽⁴⁾은 액막 Reynolds수 30~200의 범위에서 흡수과정에 대한 시스템의 압력과 수용액의 온도의 영향을 실험적으로 연구하였으며, 이들은 액막 Reynolds수에 따라 액막의 형성과 계면파동의 특성이 변화하므로 액막 Reynolds수가 130일 때 흡수율이 최대가 된다고 주장하였다. 엄 등⁽⁵⁻⁶⁾은 수직관내에서의 증기흡수에 관한 실험을 수행하였으며, 액막 Reynolds수가 35~130일 때 수용액의 상태가 과냉인 경우와 과열상태에 대하여 열 및 물질전달의 상관식을 제시하였다. 조 등⁽⁷⁾은 LiBr-CaCl₂ 혼합흡수제(혼합비 LiBr:CaCl₂=2:1)를 사용한 수직관 흡수기의 열 및 물질전달특성에 대한 실험을 수행하였다. 혼합흡수제는 LiBr에 비해 전열성능은 떨어지나 용해도를 상승시켜서 결정석출의 위험을 줄일 수 있으므로 흡수기의 공냉화에 유리할 것이라고 제시하였다. 김 등⁽⁸⁾은 수직평판 위를 흘러내리는 액막식 흡수기에서 공기로 냉각되는 벽면의 조건이 대류열전달계수로 주어진 경우에 대하여 LiBr 수용액의 냉매증기 흡수과정을 수치해석을 통하여 연구하였다. Kim 등⁽⁹⁾은 수직관 외면에 형성된 50~63 wt%의 리튬브로마이드 수용액막에 대하여 2-ethyl-1-hexanol을 3~6 ppm 첨가하였을 때 흡수율은 증가하기 시작하여 20~30 ppm이 첨가되었을 때 흡수율의 증가폭이 최대가 되며 50%의 수용액의 경우 흡수율은 3배 증가한다고 주장하였다. 또한 공냉화를 위한 수직관내 평활관과 각종 전열촉진관에 관한 비교연구 등⁽¹⁰⁻¹²⁾이 많이 이루어지고 있다.

그러나 아직 이 분야의 연구는 매우 부족하며, 특히 본 연구에서와 같이 각종 흡수촉진관을 이용한 수직관내 흡수기에 관한 연구는 비교적 드물고, 흡수촉진관에 계면활성제를 첨가한 연구는 거의 보고되지 않고 있다. 따라서 본 연구에서는 공냉식을 가정하여 관내로 리튬브로마이드 수용액을 액막상으로 흘리고, 관외로 35°C의 냉각수를 흘리면서 냉매증기를 흡수시켜 흡수열전달 특성을 실험적으로 파악하였다. 특히, 본 연구에서는 전열관의 관경, 길이, 내면형상의 변화에 따른 흡수기의 열전달 특성을 파악하여 고성능 수직 흡수기 개발을 위한 기초 데이터를 얻음과 동시에 공냉화를 위

한 유익한 자료를 제공하고자 한다. 또한, 실제 흡수기에는 흡수축진에 유효한 계면활성제를 경험적으로 사용하고 있으므로 계면활성제가 열전달 성능에 미치는 영향을 계면활성제 무첨가시와 비교하여 파악하였다.

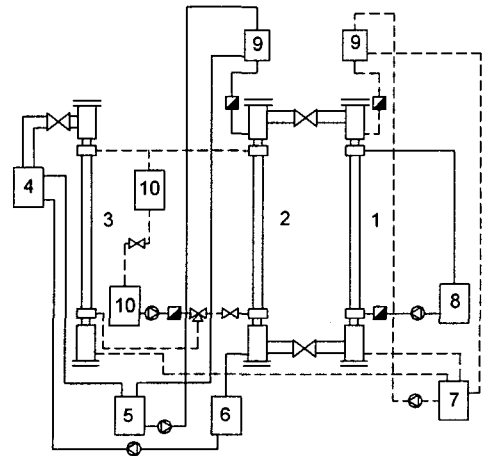
2. 실험장치 및 실험방법

본 실험에서는 계면활성제가 흡수기 성능에 미치는 영향을 파악하고자 흡수기의 관경, 관내면 형상, 흡수 용액의 유하속도를 변화시키면서 흡수기용 전열관의 열전달에 관해 검토하였다. 실험에 사용된 계면활성제는 n-octanol이며 물성치는 Table 1과 같다. 계면활성제의 첨가농도는 0.08 wt%이다.

Fig. 1은 실험 장치의 개략도를 나타낸 것이다. 장치는 흡수기(2), 증발기(1), 응축기(3), 재생기(4) 등의 각종 열교환기, 회·농용액 탱크(6, 5), 냉각수 탱크(10), 냉수 탱크(8), 냉매 탱크(7) 및 용액과 냉매의 흐름을 원활히 하기 위한 정압탱크(9) 등의 각종 탱크와 순환 펌프, 제어기기, 계

측기 등으로 구성되어 있다. 장치의 각 부분은 배관으로 연결되어 있으며, 단일재로 충분히 단열되어 있다. 흡수기는 스테인레스 외관에 시험 전열관을 내관으로 하는 2중관 구조로써 실험용 전열관 내를 흡수용액이 흐르고, 관외의 환상부를 냉각수가 흐르는 대향류 열교환기이다.

시험전열관에는 평활관, 액막교란 효과가 있는 콜게이트관, 내면흡관과 스프링삽입관을 사용하였다. Table 2에는 이들 전열관들의 주요사양 및 형



- 1. Evaporator
- 2. Absorber
- 3. Condenser
- 4. Generator
- 5. Strong solution tank
- 6. Weak solution tank
- 7. Refrigerant tank
- 8. Chilled water tank
- 9. Constant pressure tank
- 10. Cooling water tank
- ⊙ Pump
- ⊠ Flow meter

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

Table 1 Property of surfactant

Molecule name	n-octanol(octyl alcohol)
Molecule equation	C ₈ H ₁₇ OH
Characteristics	Molecular weight : 130.23 Colorless solution Boiling range : 190~198°C Fusing point : -16.7°C Flash point : 81°C

Table 2 Specification of test tubes

Test tube	Diameter	Length	Configurations	
Bare	14.35 [mm]	1,419 [mm]		Smooth Surface
	23.80 [mm]	1,419 [mm]		Smooth Surface
Grooved	14.35 [mm]	1,419 [mm]		Helix angle 18°, 80 Grooves
Corrugated	14.35 [mm]	1,419 [mm]		Pitch 10 [mm], Depth 1.0 [mm]
Spring	14.35 [mm]	1,419 [mm]		Spring Dia. 1.0 [mm], Pitch 10 [mm]
	17.60 [mm]	1,119 [mm]		Spring Dia. 1.0 [mm], Pitch 10 [mm]
	17.60 [mm]	1,119 [mm]		Spring Dia. 0.5 [mm], Pitch 10 [mm]

상을 나타내었다. 모든 전열관은 동관이며 전열관 길이는 1,419 mm와 1,119 mm의 2종류이다. 스프링 삽입관에 삽입하는 스프링은 스테인레스제로 스프링 직경은 1 mm와 0.5 mm, 피치는 10 mm이다.

실험방법은 배치식으로 흡수용액의 재생과정과 흡수과정으로 나누어진다. 재생과정에서는 우선 계 전체를 진공펌프(1/2 HP, 200 l/min)로 충분히 진공시키고, 회용액 탱크내의 흡수용액을 재생기, 농용액 탱크, 회용액 탱크로 용액순환펌프로 순환시켜 설정농도 60 wt%가 될 때까지 농축하였다. 이때 발생한 수증기는 응축기에서 응축기 내 전열관으로 흐르는 냉각수에 의해 응축되어 냉매탱크로 보내진다. 계내의 압력을 측정하기 위해 진공측정용 디지털 압력계(MKS Instruments, 0~760 mmHg)를 설치하였다.

흡수과정은 재생되어 농축된 리튬브로마이드 수용액 60 wt%의 용액을 농용액 탱크에서 흡수기 상부로 보내어 시험전열관내에 액막상으로 흘러, 냉각수를 관외로 흡수용액과 대향류로 흘러 증발기에서 발생한 냉매증기를 흡수한다. 흡수용액의 실험유량은 배관 내에 설치한 니들 밸브를 조정하여 흡수기 상부 헤드부에 공급하였으며, 흡수기 출구의 용액 취출 밸브에서 용액을 취출하여 플로트식 비중계를 이용하여 비중을 측정하였다. 또한 각 열교환기의 용액, 냉각수, 냉수 입출구에 C-C 열전대를 부착하여 각각의 온도를 온도기록계(Yokogawa HR-2300)로 읽어 들여 PC로 저장하여 그 결과를 처리하였다.

실험은 흡수용액 유량을 변화시켜가며 실시하였다. 흡수실험 개시후 흡수용액의 흡수기 입구 온도가 흡수기내 평형온도가 되도록 조정하였으며, 각 부의 온도 및 압력이 안정된 정상상태에 도달한 후 계측하였다. Table 3에 본 실험에서의 각 실험조건을 나타내었다.

3. 열전달계수의 산출

흡수과정에서의 열전달 특성을 평가하기 위하여 Fig. 2에 나타낸 것과 같은 흡수 모델을 설정하여 다음과 같은 식들에 의해 실험 결과를 정리하였다. 증발기에서의 단위시간당 교환열량 Q_E 는 냉수의 현열변화량이며, 식(1)과 같이 정의하였다.

$$Q_E = G_{CL} \cdot C_{PCL} \cdot (T_{ECLi} - T_{ECLo}) \quad (1)$$

Table 3 Experimental conditions

Strong solution	Film Reynolds number	20~180[-]
	Temperature	45±0.5[°C]
	Concentration	60±0.5[wt%]
Cooling water	Flow rate	2.8×10 ⁻⁵ [m ³ /s]
	Temperature	35.0±0.5[°C]
Chilled water	Flow rate	3×10 ⁻⁵ [m ³ /s]
	Temperature	18.0±0.5[°C]
Pressure of absorber		7±1[mmHg]
Concentration of surfactant		0.08[wt%]

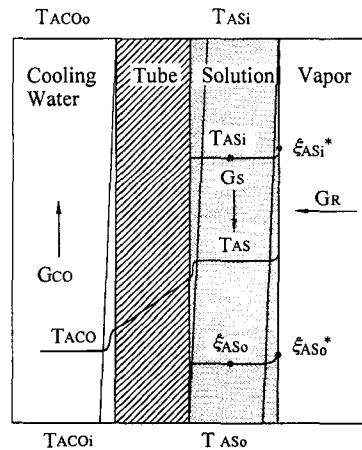


Fig. 2 Physical model of falling film absorption.

흡수기에서의 단위시간당 흡수열량 Q_A 는 냉각수측에서 냉각수의 현열변화량으로부터 식(2)와 같이 구하였다. 그리고 열평형을 계산하기 위한 열량은 흡수열량에서 흡수용액이 흡수기 내에서 변화하는 현열량을 뺀 식(3)과 같다. 여기서, 증발잠열과 응축잠열의 차 및 응축된 냉매 증기의 현열량이 극히 미소하므로 무시하였다.

$$Q_A = G_{CO} \cdot C_{PCO} \cdot (T_{ACOo} - T_{ACO}) \quad (2)$$

$$Q_A' = Q_A - G_S \cdot C_{PS} \cdot (T_{Asi} - T_{Aso}) \quad (3)$$

증발기에서의 증발잠열 식(1)과 흡수기에서 냉매증기의 응축잠열 식(3)으로부터 실험장치의 열

평형을 구하였다. 측정된 흡수기 입구용액은도 T_{ASi} [°C], 출구온도 T_{ASo} [°C], 냉각수 입구온도 T_{ACOi} [°C] 및 출구온도 T_{ACOo} [°C]로부터 전열관에서의 대수평균온도차 ΔT_{lm} [°C]를 식(4)와 같이 정의하였으며, 총괄열전달계수 U [W/(m²·K)]는 식(5)로부터 구하였다.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\{(T_{ASi} - T_{ACOo}) - (T_{ASo} - T_{ACOi})\}}{\ln\{(T_{ASi} - T_{ACOo}) / (T_{ASo} - T_{ACOi})\}} \quad (4)$$

$$U = Q / \{\Delta T_{lm} \cdot A\} \quad (5)$$

관의 냉각수측 열전달계수 h_o [W/(m²·K)]는 동심원상에서의 식(6)⁽⁷⁾으로부터 구하였다.

$$Nu_{co} = \frac{h_o \cdot d_h}{\lambda} \quad (6)$$

여기서, $d_h = d_a - d_i$ 이다.

$$Nu_1 = 3.66 + 1.2(d_i/d_a)^{-0.8} \quad (7)$$

$$Nu_2 = f_g [Re \cdot Pr \cdot d_h/L]^{1/3} \quad (8)$$

여기서, $f_g = 1.615[1 + 0.14(d_i/d_a)^{-1/2}]$ 이다.

$$Nu_3 = [2/(1 + 22Pr)]^{1/6} (Re \cdot Pr \cdot d_h/L)^{1/2} \quad (9)$$

$$Nu_{co} = (Nu_1^3 + Nu_2^3 + Nu_3^3)^{1/3} \quad (10)$$

수직관 내를 액막으로 흐르는 흡수용액측 열전달계수 h_i 는 전열관 벽 열저항을 무시하여 식(11)로 구하였으며 Nusselt수는 식(12)와 같이 정의하였다.

$$h_i = 1 / \{ 1/U - d_i / (d_o \cdot h_o) \} \quad (11)$$

$$Nu = h_i \cdot L_s / \lambda \quad (12)$$

$$L_s = \{ (\mu_s / \rho_s)^2 / g \}^{1/4} \quad (13)$$

액막 Reynolds수 Re_f 는 식(14)와 같이 정의하였다.

$$Re_f = 4 \cdot \Gamma_s / \mu_s \quad (14)$$

실험에 사용된 LiBr 물성치는 McNeely⁽¹³⁾의 값을 사용하였다.

4. 실험결과 및 고찰

Fig. 3은 증발기와 흡수기에서의 열평형, 즉 식(1)에 의한 증발기에서의 단위 시간당 증발잠열과 식(3)에 의한 흡수기에서의 단위 시간당 응축잠열을 나타낸 것이다. 오차범위가 큰 경우도 있었으나 대부분의 실험에 있어서 열평형은 $\pm 20\%$ 범위에서 일치하였다.

Fig. 4는 평활관에서의 열전달 특성을 나타낸 것이다. Nusselt수를 산출할 때의 교환열량은 증발기로부터의 잠열이동량에 흡수용액의 현열변화를 더한 열량, 즉 흡수기에서의 냉각수 효율 변화량이다. 전열관은 길이 1,419 mm, 직경이 각각 14.35 mm와 23.80 mm인 2가지 평활관을 사용하였다. 그림으로부터 Nusselt수는 전열관 내경이 14.35 mm보다 관경이 23.80 mm로 크게 되면 향상하고 있다. 이것은 관경의 증가에 의한 액막두께가 감소한 것과 냉매증기의 유동손실이 저하한

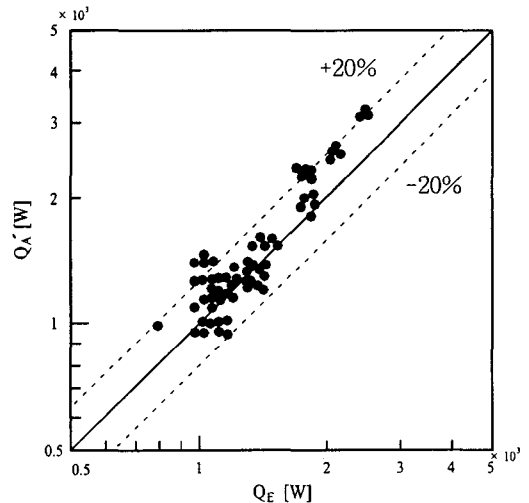


Fig. 3 Heat balance of the test section.

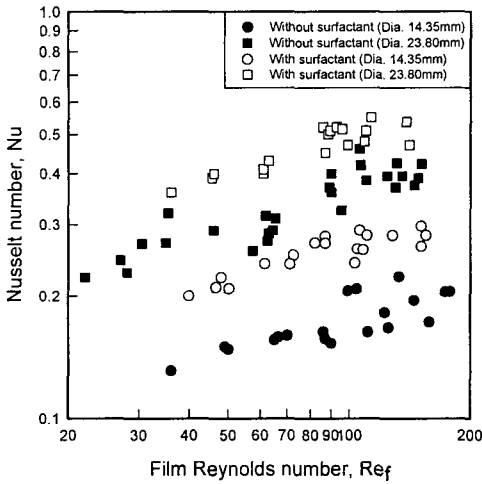


Fig. 4 Effect of film Reynolds number on the Nusselt number with bare tube.

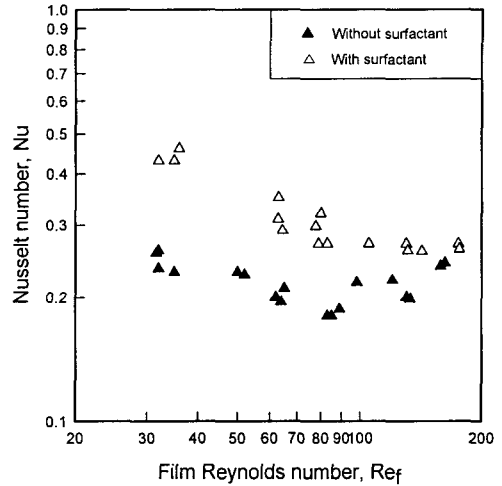


Fig. 5 Effect of film Reynolds number on the Nusselt number with grooved tube.

것 등에 의한 열이동의 향상이라 생각된다. 그리고 액막 Reynolds수가 작은 영역에서 Nusselt수가 가장 낮은 것은 적은 수용액 범위이기 때문에 액막구성이 제대로 되지 못하고 있기 때문이라 생각되며, 높은 액막 Reynolds수 영역에서 열전달저항의 증가로 인한 Nusselt수의 감소를 보고⁽¹⁴⁾한 결과가 있으나 본 실험범위인 액막 Reynolds수 180까지는 그와 같은 현상은 나타나지 않았는데 이는 액막 Reynolds 수의 증가에 따라 액막파동 등 표면근처에서의 미소 교란이 증가하여 흡수가 촉진되어 열이동이 향상된 것으로 생각된다.

한편, 계면활성제 유·무 첨가시 모두 Nusselt수는 액막 Reynolds수의 증가에 따라 증가하고 있는데, 이것은 액막 Reynolds수의 증대에 따른 표면근처에서의 액막이 충분히 형성됨으로써 흡수가 촉진되어 열이동이 향상되었다고 생각된다. 계면활성제 첨가시와 무첨가시의 실험결과를 비교해보면 열전달의 향상률은 액막 Reynolds수에 따라 차이는 있으나 대략 30%~50%였다. 이와같이 계면활성제 첨가시가 무첨가시보다 열전달이 향상되는 이유는 냉매증기가 흡수될 때 흡수용액의 표면장력을 감소시켜 액막에 계면교란을 발생시키는 마랑고니대류의 효과 때문이라 생각된다.

Fig. 5, 6, 7은 각종 전열관에서의 흡수전열 특성을 나타낸 것이다. 각종 흡수축진관은 관내경이 14.35 mm, 길이가 1,419 mm인 내면흡관(grooved

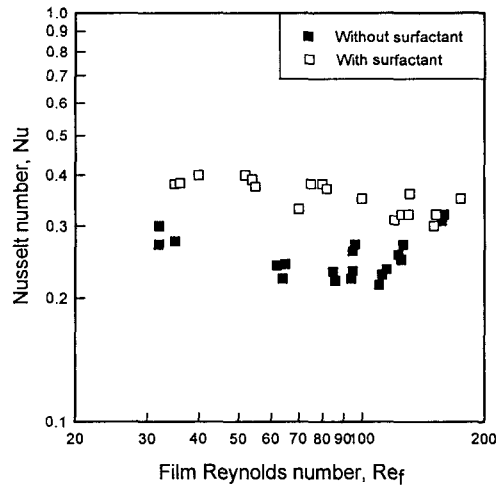


Fig. 6 Effect of film Reynolds number on the Nusselt number with corrugated tube.

tube), 콜게이트관(corrugated tube) 및 스프링삽입관(spring insert tube)이다. 스프링 삽입관의 스프링 직경은 1.0 mm, 피치는 10 mm이다.

계면활성제를 첨가하지 않았을 때의 열전달은 3종류의 흡수축진관 모두 같은 관경의 평활관 보다 높은 값을 보여주고 있으며, 특히 낮은 용액 유량에서 평활관 보다 향상효과가 크게 나타났다. 축진관의 경우 낮은 용액유량 범위에서도 액

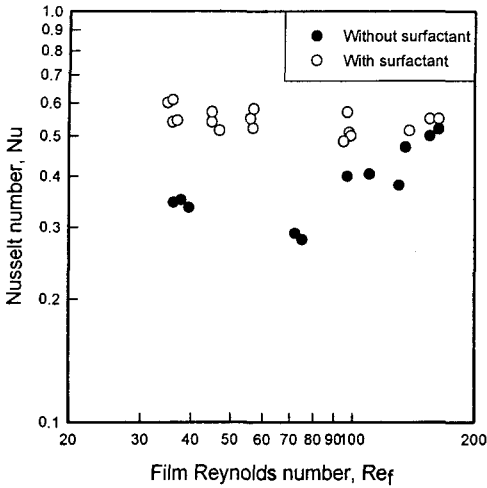


Fig. 7 Effect of film Reynolds number on the Nusselt number with spring inserted tube.

막구성이 용이하여 실질적으로 액막과 관벽간의 열전달면적을 증대시켰기 때문이라 생각된다. 스프링삽입관의 경우는 평활관보다 최대 2.5배정도 높은 값을 나타내고 있는데, 스프링효과에 의해 일정한 난류가 발생하고 있기 때문이라 생각된다. 계면활성제를 첨가하지 않았을 때 평활관에서는 액막 Reynolds수의 증가에 대해 Nusselt수가 증가하고 있지만 그 외의 흡수촉진관에서는 어느 액막 Reynolds수를 경계로 감소하다가 증가하고 있음을 알 수 있다. 이와 같은 경계 액막 Reynolds수를 임계액막 Reynolds수라 정의하면 각 관의 임계액막 Reynolds수는 내면흡관 80, 콜게이트관 110, 스프링삽입관 70 정도이다.

각종 촉진관에 있어서 임계액막 Reynolds수가 나타나는 것은 낮은 용액유량에서 액막구성이 용이하여 높은 열전달효과를 보이다가 어느정도의 용액유량이 되면 액막두께가 두꺼워지면서 촉진관들의 장점중 하나인 표면효과에 의한 촉진효과가 액막두께와 거의 같아지는 영역이 나타남으로써 이와 같은 용액표면근처의 교란효과가 없어지는 결과를 초래한 것이 아닌가 생각된다. 그러나 임계액막 Reynolds수 영역을 지나면 전열촉진관 자체의 효과는 없어지고 평활관과 동일하게 난류영역으로 천이하여 액막의 교란효과가 활발히 나타나지만 높은 액막 Reynolds수에서는 스프링삽입관을 제외하고는 평활관에 비해 그 효과가 그다지 크게 나타나고 있지는 않다. 평활관의 경

우도 높은 용액유량범위에서는 액막의 형성 및 액막 파동이 발달하여 흡수가 충분히 일어나고 있기 때문이라 생각된다. 스프링삽입관의 경우가 열전달특성이 가장 높게 나타나고 있는데 이는 스프링을 삽입하므로써 액막의 난류, 즉 스프링에 따른 회전운동에 기초한 원심력 및 스프링에 의한 열저항의 저하에 의해 열이동이 촉진된 것으로 생각된다.

계면활성제를 첨가하였을 경우에는 임계액막 Reynolds수가 존재하지 않고 낮은 액막 Reynolds수에서는 무첨가때보다 높은 Nusselt수를 나타내다가 높은 액막 Reynolds수에서는 무첨가때와 거의 같은 Nusselt수를 나타내고 있다. 낮은 액막 Reynolds수 영역에서 계면활성제로 인하여 무첨가때보다 용액의 표면장력의 감소 및 계면교란으로 액막의 혼합과 계면의 난류특성이 증가하여 높은 값을 나타내었다고 생각된다. 그러나 액막두께가 점점 두꺼워지면서 액막 내부의 열전달 저항은 증가하지만 계면활성제에 의한 계면교란은 기액계면에서만 일어나고 있어⁽¹⁵⁾ Nusselt수는 감소하고 있음을 알 수 있다.

앞에서 사용한 각종 흡수촉진관 가운데 스프링삽입관이 가장 양호한 열전달효과가 있음이 밝혀졌으므로 Fig. 8에서는 삽입하는 스프링의 직경을 변화시켜 열전달에 미치는 영향을 파악하였다.

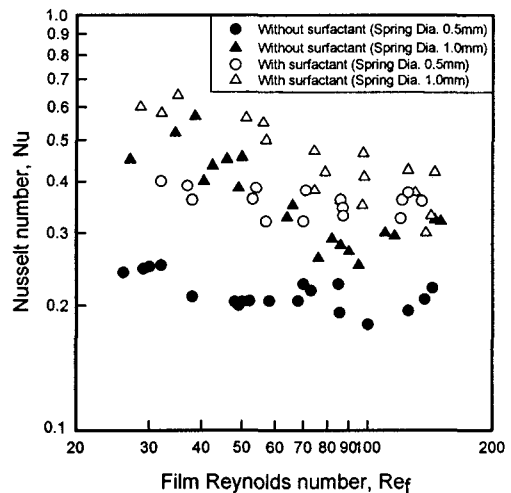


Fig. 8 Effect of film Reynolds number on the Nusselt number for different spring diameters.

관내경이 17.6 mm, 길이가 1,119 mm인 전열관에 피치는 10 mm로 일정하지만 스프링 직경은 0.5 mm와 1.0 mm 2종류의 스프링삽입관에 대해 실험을 하였다. 그림으로부터 삽입스프링의 직경이 1.0 mm인 경우의 Nusselt수가 직경 0.5 mm인 경우보다 높은 값을 나타내고 있으나 점차 그 차이는 적어지는 것을 알 수 있다. 이것은 스프링 직경이 1.0 mm인 경우가 상대적으로 낮은 용액 유량범위에서 액막 교란효과가 크기 때문이라 생각되며, 높은 유량범위에서는 스프링 직경의 차이가 액막교란에 미치는 효과가 미미하기 때문이라 생각된다. 스프링 직경에 관계없이 계면활성제를 첨가하였을 경우가 무첨가 때보다 높은 Nusselt수를 나타내고 있지만 직경 1.0 mm인 경우는 큰 차이가 없음을 알 수 있다. 이것은 스프링 삽입에 의해 액막의 교란이 이미 충분히 활발하여 계면활성제 첨가에 의한 교란 향상 효과가 그다지 크게 나타나지 않은 것이 원인이라 생각된다.

5. 결 론

공냉식 수직 흡수기의 열전달 특성에 미치는 계면활성제의 효과를 파악하기 위하여 관내면 형상을 변화시킨 각종 흡수 촉진관을 사용한 수증기 흡수실험을 통해 본 실험의 범위에서 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 평활관은 내경이 클수록 열전달이 향상되었으며, 계면활성제 유·무 첨가시 모두 Nusselt수는 액막 Reynolds수의 증가에 따라 증가함을 알 수 있었다. 계면활성제 첨가시와 무첨가시의 실험결과를 비교해 보면 열전달의 향상율은 액막 Reynolds수에 따라 차이는 있으나 30%~50%였다.

(2) 계면활성제 무첨가시 흡수촉진관에서는 어느 액막 Reynolds수를 경계로 Nusselt수는 감소하다가 증가하고 있음을 알 수 있었으며, 이때의 임계액막 Reynolds수는 내면흡관 80, 콜게이트관 110, 스프링삽입관 70 정도였다. 따라서 시스템 설계시 관의 종류에 따라 적절한 용액유량범위를 선정하는 것이 중요하다.

(3) 계면활성제 유·무 첨가시에 흡수촉진관은 스프링삽입관, 콜게이트관, 내면흡관, 평활관의 순으로 열전달이 향상됨을 알 수 있었으며, 스프링삽입관의 경우는 평활관보다 최대 2.5배정도

높은 값을 나타내었다.

(4) 스프링삽입관의 열전달특성은 스프링의 직경에 영향을 받음을 알 수 있었으며, 스프링삽입관중 스프링 직경이 큰 1.0 mm인 것이 가장 양호한 열전달효과를 나타내었다.

후 기

본 연구는 산업자원부 에너지절약기술개발사업 및 한국가스공사의 지원으로 수행되었으며 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

1. 윤정인, 柏木孝夫, 1994, 스프링 삽입형 유하액막식 흡수기의 열 및 물질전달 특성, 대한기계학회논문집, 제19권, 제1호, pp. 1501-1509.
2. 윤정인, 권오경, 문춘근, 1998, 수직 흡수기의 열 및 물질전달촉진, 한국박용기관학회지, 제22권, 제3호, pp. 96-104.
3. 김병주, 이찬우, 1998, 수직관내 리튬브로마이드 수용액막의 흡수과정에 대한 비흡수가스의 영향(1) -실험적 연구-, 대한기계학회논문집 B권, 제22권, 제4호, pp. 489-498.
4. Kim, B. J. and Kang I. S., 1995, Absorption of water vapor into wavy-laminar falling film of aqueous Lithium-Bromide, KSME Journal, Vol. 9, No. 1, pp. 115-122.
5. 엄기찬, 柏木孝夫, 서정윤, 1993, 수직관내를 흘러내리는 액막식흡수기의 흡수 및 열전달 특성(제1보, 흡수특성), 공기조화·냉동공학 논문집, 제5권, 제1호, pp. 1-9.
6. 엄기찬, 柏木孝夫, 서정윤, 1993, 수직관내를 흘러내리는 액막식흡수기의 흡수 및 열전달 특성(제2보, 열전달특성), 공기조화·냉동공학 논문집, 제5권, 제4호, pp. 257-264.
7. 조현철, 김종보, 정시영, 강상우, 이춘식, 1995, LiBr계 용액을 사용한 수직관 흡수기의 열 및 물질 전달에 관한 연구, 공기조화·냉동공학 논문집, 제7권, 제2호, pp. 196-206.
8. 김선창, 오명도, 이재현, 1995, 공랭형 수직평판 흡수기 액막에서의 열 및 물질전달에 관한 수치적 연구, 대한기계학회논문집 B권, 제19권, 제4호, pp. 1071-1082.

9. Kim K. J., Neil S. B., and Byard D. W., 1993, Experimental investigation of enhanced heat and mass transfer mechanisms using additives for vertical falling film absorber, International Absorption Heat Pump Conference, ASME, pp. 41-47.
10. Kiyota, M, Morioka, I, and Ousaka, A, 1995, Effect of surface geometry on steam absorption into falling film of aqueous solution of LiBr, Transactions of JSME (part B), Vol. 61, No. 584, pp. 220-225.
11. 西山教之, 岡 雅博, 八橋 元, 井上修行, 1990, 吸收器の傳熱評價に關する研究(第2報), 日本冷凍協會學術講演會講演論文集, pp. 33-36.
12. William, A. M. and Horacio, P. B., 1993, Vertical-tube aqueous LiBr falling film absorption using advanced surfaces, International Absorption Heat Pump Conference, ASME, pp. 185-207.
13. McNeely, L. A. 1979, Thermodynamic properties of aqueous solution of Lithium Bromide, ASHRAE Transactions, Vol.85, Pt.1, pp. 413-434.
14. 김병주, 신광섭, 문형석, 1998, 수직관내 삼입 기구에 의한 흡수특성의 향상, 공기조화·냉동공학논문집, 제10권 4호, pp. 466-474.
15. Kashiwagi, T. 1985, The activity of surfactant in high-performance absorber and absorption enhancement, Refrigeration, Vol. 60, No. 687, pp. 72-79.