

〈論 文〉

공랭형 수직평판 흡수기 액막에서의 열 및 물질전달에 관한 수치적 연구

김선창* · 오명도* · 이재현**

(1994년 8월 13일 접수)

A Numerical Study on Heat and Mass Transfer in a Falling Film of Vertical Plate Absorber Cooled by Air

Seon-Chang Kim, Myung-Do Oh and Jae-Heon Lee

Key Words : Absorption Heat Pump(흡수식 열펌프), LiBr Aqueous Solution(리튬브로마이드 수용액), Convective Boundary Condition(대류경계조건), Absorption Mass Transfer Rate(흡수 물질전달량)

Abstract

Numerical analyses have been performed to obtain the absorption heat and mass transfer coefficients and the absorption mass flux from a falling film of the LiBr aqueous solution which is cooled by cooling air. Heat flux at the wall is specified in terms of the heat transfer coefficient of cooling air and the cooling air temperature. Effects of operating conditions, such as the heat transfer coefficient, the cooling air temperature, the system pressure and the solution inlet concentration have been investigated in view of the local absorption mass flux and the total mass transfer rate. Effects of film thickness and film Reynolds number on the heat and mass transfer coefficients have been also estimated. Analyses for the constant wall temperature condition have been also carried out to examine the reliability of present numerical method by comparing with previous investigations.

기 호 설 명

C : 농도 [%/100]
 c_p : 정압비열 [J/(kg·K)]
 D : 물질확산계수 [m²/s]
 g : 중력가속도 [m/s²]
 h : 엔탈피 [J/kg]
 H_{abs} : 흡수열 [J/kg]
 $H_{dissolution}$: LiBr의 희석열 [J/kg]
 h_i : LiBr수용액의 대류열전달계수 [W/(m²·K)]

H_{latent} : 물의 증발잠열 [J/kg]
 h_m : LiBr 수용액의 물질전달계수 [m/s]
 h_o : 공기의 대류열전달계수 [W/(m²·K)]
 k : LiBr수용액의 열전도계수 [W/(m²·K)]
 L : 평판의 길이 [m]
 Le : Lewis수
 m : LiBr의 몰랄농도
 \dot{m} : 냉매증기 흡수량 [kg/(m²·s)]
 M : 총 냉매증기 흡수량 [kg/(m²·s)]
 M_{LiBr} : LiBr의 분자량
 Nu_x : 국소 Nusselt수
 \bar{Nu} : 평균 Nusselt수

*정회원, 생산기술연구원 생산설비개발센터

**정회원, 한양대학교 기계공학과

P	: 시스템의 압력 [kPa]
Q	: 단위 시간당 총 열전달량 [W/m]
\dot{q}	: 열유속 [W/m ²]
Re_r	: 막 Reynolds수
Sh_x	: 국소 Sherwood수
\overline{Sh}	: 평균 Sherwood수
T	: 온도 [°C]
u	: x 방향의 속도 [m/s]
v	: y 방향의 속도 [m/s]

그리스문자

α	: LiBr수용액의 열확산계수 [m ² /s]
Γ	: 액막유량 [kg/(m·s)]
δ	: 액막두께 [mm]
μ	: 점성계수 [N·s/m ²]
ρ	: 밀도 [kg/m ³]

하첨자

<i>air</i>	: 공기
<i>mean</i>	: 평균 값
<i>o</i>	: 초기조건
<i>surf</i>	: 기/액 경계면
<i>wall</i>	: 평판의 벽면
1	: LiBr
2	: H ₂ O

1. 서 론

최근 냉방에 의한 하절기 전력수요가 급증함에 따라 전기를 사용하지 않고 냉방이 가능한 흡수식 열펌프의 보급이 확대되면서, 이에 대한 연구에도 많은 관심이 주목되고 있다. 지금까지 국내에 보급된 흡수식 열펌프는 주로 대용량의 수냉형 시스템이며, 소형 공랭형 흡수식 열펌프는 아직까지 개발이 이루어지지 않은 실정이다. 근래에 와서 일부 기업과 대학, 그리고 연구소 등에서 공랭형 흡수식 열펌프에 대한 연구가 진행되고 있으며, 그 중에서도 특히 고효율 공랭형 흡수기의 개발에 큰 관심이 집중되고 있다.

흡수식 열펌프의 기본적인 작동원리인 흡수현상은 흡수기에서 일어난다. 이 현상은 압력과 온도에 따른 냉매인 수증기와 흡수용액의 증발압력의 차를 이용하여 수증기를 흡수용액내로 빨아드리는 것이다. 냉각된 물의 표면에 수증기가 응축하는 현상에

서는 물의 온도에 의해 증기압이 결정되는 것에 비해, 흡수현상에서는 LiBr수용액의 온도와 농도에 의해 증기압이 결정되는 것으로, 본질적으로 응축과 흡수는 같은 현상으로 생각하는 것도 가능하다. 그러나 흡수과정에서는 흡수용액중에 냉매증기가 흡수될 때 방출되는 잠열뿐 만 아니라 LiBr의 희석열에 의한 열유동이 추가되고 물질이동에 의한 농도분포도 공존하기 때문에 좀더 복잡한 현상이 된다. 따라서 흡수기는 흡수식 열펌프에 있어서 가장 중요한 핵심 부품이며, 흡수기의 성능이 전체 열펌프의 성능을 좌우한다고도 할 수 있다. 그러므로 흡수기에서의 열전달과 물질전달 특성의 규명이 중요한 연구 과제이다.

현재까지 상용화되어 있는 대부분의 수냉형 흡수기는 흡수용액이 수평관외를 흘러내리는 형상을 채용하고 있는데 비해, 새로이 개발되고 있는 공랭형 흡수기의 형상으로는 흡수용액이 수직관내를 흘러내리는 액막식 흡수기가 가장 많이 제시되고 있으며, 이에 대한 연구도 많이 이루어지고 있다. Kurosawa⁽¹⁾는 수직관형 흡수기의 관내측의 열전달계수와 물질전달계수를 실험적으로 구하였으며, 엄기찬^(2,3) 등도 실험적 연구를 통하여 열 및 물질전달계수의 상관관계를 구한 바 있다. Grossman⁽⁴⁾은 벽면이 균일한 온도와 균일한 열유속인 조건에서의 층류 액막유동의 냉매증기 흡수과정을 이론 및 수치적으로 해석하였다. Kishishita 등⁽⁵⁾은 온도가 균일한 수직평판 위를 흘러내리는 LiBr수용액의 흡수과정에 대한 수치해석을 통하여 냉매증기 흡수량에 관한 관계식을 발표하였다. Kawae 등⁽⁶⁾은 흡수식 열펌프의 실제 작동조건을 고려한 연구를 수행하여 액막 두께에 따른 냉매증기 흡수량의 변화를 비교하였다.

앞에서 기술한 연구중 수치적 연구는 흡수기 벽면의 온도경계조건이 균일한 온도, 혹은 균일 열유속인 경우에 대해서만 이루어졌다. 그러나 실제의 공랭형 흡수식 열펌프는 흡수기 벽면의 경계조건이 임의의 냉각공기 온도와 공기 측의 대류열전달계수로 주어지는 조건에서 운전된다.

이러한 관점에서 본 연구에서는 수직평판을 흘러내리는 LiBr수용액의 증기 흡수과정에서 일어나는 열 및 물질전달 현상을 좀더 실제 현상에 유사하도록 해석하기 위하여, 흡수기 벽면에서의 열유속이 주위 공기의 온도와 대류열전달계수에 의해 결정되는 대류경계조건을 도입하였다. 또한, 본 연구에서

는 기존에 발표된 연구결과들에서 중점적으로 다루고 있는 냉매증기의 흡수량 뿐만 아니라 열 및 물질전달계수를 구하여 공랭형 흡수기의 설계시에 활용할 수 있는 기초자료로 제공하고자 하였다.

2. 흡수메카니즘 및 계산모델

2.1 흡수메카니즘

앞서 설명한 바와 같이 흡수현상은 LiBr수용액 내에 존재하는 냉매(H₂O)의 증기압과 수용액 외부에 기체상태로 존재하는 냉매의 증기압과의 차이에 의해서 이루어지는 것이다. 이 때 LiBr수용액 내의 증기압은 수용액의 온도와 농도에 의해서 결정되어지며, 수용액내의 증기압이 기체상태로 존재하는 냉매의 증기압보다 낮을 경우에 기/액 경계면을 통하여 수용액내로 냉매증기가 흡수된다. LiBr수용액 내부로 냉매증기가 흡수될 때에는 냉매증기의 잠열과 LiBr의 희석열로 인하여 용액 내부의 온도가 상승하게 되며, 이로 인하여 LiBr수용액 내에 존재하는 냉매증기의 증기압이 상승하게 된다. 결과적으로 흡수현상의 구동력이라고 할 수 있는 LiBr수용액 외부에 존재하는 냉매의 증기압과 LiBr수용액 내의 증기압과의 차이가 감소하여 흡수능력이 떨어지게 된다. 따라서 흡수열을 효과적으로 외부로 방출하여야만 흡수율을 증가시킬 수 있다.

2.2 계산모델

냉매증기 흡수과정에서 일어나는 열 및 물질전달 현상을 수치적으로 해석하기 위하여 Fig.1과 같이 대류열전달계수 h_o , 온도 T_{air} 인 공기로 냉각되는 길이 L 의 횡단이 수직 평판의 내부 벽면을 두께 δ 로 흘러내리는 LiBr수용액의 액막 내부를 해석영역으로 정하였다. Fig.1에서의 시스템의 압력 P 는 액막 내부의 압력이 아니고 흡수기 내부의 압력을 의미하는 것으로, 증발기에서 냉매인 물의 증발온도에 의해서 결정된다. 입구 온도와 농도가 각각 T_o , C_o 인 LiBr수용액은 액막두께로 유지되면서 수직(x 방향)으로 흘러내리며 냉매인 수증기를 흡수한다. 실제의 흡수과정에서는 흡수된 냉매증기량으로 인하여 액막의 두께가 유동방향(x 방향)으로 점차 증가하게 되지만, 그 증가량은 극히 미소하므로⁽⁶⁾ 본 연구에서는 액막의 두께가 일정하게 유지된다고 가정하였다. 이때의 액막 두께는 유입되는

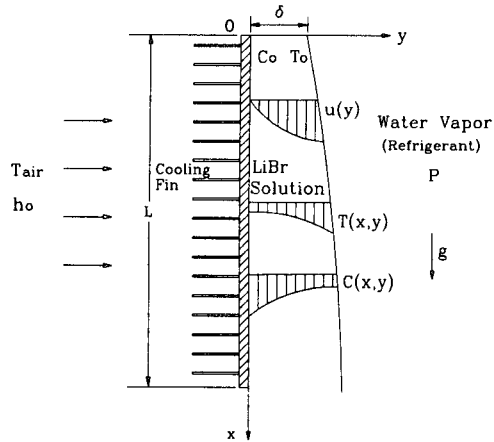


Fig. 1 Typical model of absorption process in a vertical plate absorber

LiBr수용액의 유량과 수용액의 점도, 밀도 그리고 증력가속도 등에 따라 결정될 것이다. 따라서 LiBr수용액 내부의 속도분포 $u(y)$ 도 해석영역에서 계속 일정한 것으로 가정하였다. 그러나 LiBr수용액의 온도분포와 농도분포는 유동방향에 따라 변화된다.

3. 지배방정식 및 경계조건

3.1 지배방정식

본 연구에서는 수직평판을 흘러내리는 LiBr수용액의 냉매증기 흡수과정을 수치계산하기 위하여 다음과 같은 가정들을 도입하였다.

- (1) 유입되는 액막의 속도분포는 완전히 발달되었으며, 유동방향을 따라 액막의 두께는 일정하게 유지된다.
- (2) 냉매증기와 LiBr수용액의 경계면에서의 전단력은 없다.
- (3) 냉매증기와 LiBr수용액으로 이루어지는 시스템내의 압력은 일정하다.
- (4) 냉매증기와 LiBr수용액의 경계면은 열적 평형상태에 있다.
- (5) 수직평판에서의 열저항은 무시한다.

본 연구에서 LiBr수용액의 농도 C 와 온도 T 를 구하기 위해 사용된 방정식들은 다음과 같다.

물질확산방정식

$$u \frac{\partial C_1}{\partial x} + v \frac{\partial C_1}{\partial y} = D_1 \left(\frac{\partial^2 C_1}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 C_1}{\partial y^2} \right) \quad (1)$$

에너지방정식

$$\begin{aligned} & \rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) \\ & = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\sum_{i=1}^2 \rho D_i \frac{\partial C_i}{\partial y} h_i \right) \quad (2) \end{aligned}$$

여기서, D 및 h 는 각각 물질확산계수 및 엔탈피를 뜻하며, 하첨자 1과 2는 각각 LiBr과 H₂O를 의미한다. 각 물리량간의 관계는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$h_1 = c_{p1} T, \quad h_2 = c_{p2} T, \quad C_2 = 1 - C_1, \quad D_1 = D_2 \quad (3)$$

식(3)을 식(2)에 대입하여 정리하면 식(4)와 같은 형태의 에너지방정식으로 표현된다.

$$\begin{aligned} & u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \\ & = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \left(\frac{\partial^2 C_1}{\partial y^2} T + \frac{\partial C_1}{\partial y} \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \right) \\ & \quad \frac{D_1 (c_{p1} - c_{p2})}{c_p} \quad (4) \end{aligned}$$

식(2)와 (4)에서의 마지막 항은 물질확산에 의한 열전달을 의미하고 있다. 일반적으로 물질확산이 열전달에 미치는 영향은 미소하므로 대부분의 연구에서는 이 영향을 무시하고 있으나 본 연구에서는 이를 고려하여 해석하였다.

유동방향에 따라 액막두께가 일정하다는 가정에 의하여 벽에 수직방향 속도성분 v 가 존재하지 않으므로 $v=0$ 으로 간주하며, 유동방향의 속도분포 $u(y)$ 는 포물선형 속도분포로서 아래와 같은 식으로 기술될 수 있다.

$$u(y) = \frac{3}{2} u_{mean} \left[2 \left(\frac{y}{\delta} \right) - \left(\frac{y}{\delta} \right)^2 \right] \quad (5)$$

여기서,

$$u_{mean} = \frac{Re_r \cdot \mu}{4\rho\delta} \quad (6)$$

$$Re_r = \frac{4\Gamma}{\mu} \quad (7)$$

$$\delta = \left(\frac{3\Gamma\mu}{\rho^2 g} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (8)$$

3.2 경계조건

위에 기술한 지배방정식들에 대한 경계조건은 다음과 같으며, 편의상 농도 C 와 물질확산계수 D 의 표현에서 본 연구의 주관심 매질인 LiBr을 뜻

하는 하첨자 1을 생략하기로 한다.

$$x=0 \text{에서 } T = T_0, \quad C = C_0 \quad (9)$$

$$y=0 \text{에서 } \dot{q}_{wall} = h_o (T_{wall} - T_{air}), \quad \frac{\partial C}{\partial y} = 0 \quad (10)$$

$y = \delta$ 에서

$$T = T(P, C) \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \dot{q}_{surf} & = k \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=\delta} - (c_{pe} - c_{p1}) T \rho D \left(\frac{\partial C}{\partial y} \right)_{y=\delta} \\ & = H_{abs} \dot{m}_{surf} \quad (12) \end{aligned}$$

여기서, \dot{m}_{surf} 는 단위시간당, 단위면적당 LiBr 수용액에 흡수되는 냉매증기의 양을 나타낸다. H_{abs} 는 LiBr수용액의 단위질량당 흡수열로서 LiBr의 희석열 $H_{dilution}$ 과 흡수된 물의 증발잠열 H_{latent} 의 합으로 표시된다. 상기 두 양의 표현은 아래와 같다.

$$\dot{m}_{surf} = -\rho D \left(\frac{\partial C}{\partial y} \right)_{y=\delta} \quad (13)$$

$$H_{abs} = H_{latent} + H_{dilution} \quad (14)$$

4. 수치해석방법

방정식 (1)과 (4)는 Patankar⁽⁷⁾의 유한체적방법에 의하여 이산화시켜 풀었으며, 제어체적의 배열에서는 x 방향으로는 302개의 비균일격자계를, y 방향으로는 32개의 균일격자계를 사용하였다. 본 연구에서의 지배방정식의 형태인 타원형 방정식은 4개의 경계조건이 주어지야만 해를 얻을 수 있다. 그러나 수직평판을 흘려내리는 LiBr수용액의 흡수 과정에 대한 해석에서는 유동의 입구, 냉각벽면 및 기/액 경계면에서의 조건만 주어지고 유동의 출구 조건은 주어지지 않는다. 그러므로, 본 연구에서는 유동의 출구쪽에 유출경계조건을 설정한 후 수치계산을 수행하였다. 즉, 수치계산을 위하여 유동방향으로 1/2 정도의 계산영역을 추가시키고 이 영역의 출구에서 $\partial C/\partial x = 0$, $\partial T/\partial x = 0$ 인 경계조건을 도입하였다. 단, 이 추가된 영역에 포함되는 벽면 및 기/액 경계면에서는 열전달 및 물질전달이 일어나지 않는 것으로 간주하였다.

흡수과정에서의 열전달과 물질전달은 동시에 일어나므로, 해를 얻기 위하여 에너지방정식과 물질확산 방정식을 서로 연관시켜 계산을 수행하였다. 수렴해는 약 4000회의 반복계산 후 얻을 수 있었으며, 수렴기준은 다음과 같다.

$$\text{MAX} \left| \frac{\phi^i - \phi^{i-1}}{\phi^i} \right| \leq 10^{-5} \quad (15)$$

여기서, ϕ 는 온도 및 농도를 나타내며, i 는 반복 회수를 나타낸다. 기호 MAX는 계산영역내의 모든 격자위치에서의 값중 최대치를 뜻한다.

5. 결과 및 고찰

본 연구는 실제 공랭형 흡수식 냉방기의 작동조건과 유사한 조건에서 수행되었으며, 본 연구에서 설정한 기준 운전조건과 이에 따른 LiBr수용액의 물성치를 각각 Table 1과 Table 2에 나타내었다.

Table 2에서의 물질확산계수 D 는 다음의 식으로부터 구할 수 있다.

$$D(T) \mu(T) / T = (D\mu / T)_{ref} = \text{constant}^{(9)} \quad (16)$$

이 때, 하첨자 ref 는 이미 알고 있는 기준값을

의미한다. Kashiwagi⁽¹⁰⁾의 데이터를 이용하여 온도가 25°C일 때, LiBr수용액 내에서의 물의 물질확산계수를 구한 상관 관계식은 다음과 같다.

$$D(25^\circ\text{C}) = (1.3528 + 0.19881m - 0.036382m^2 + 0.0020299m^3 - 0.000039375m^4) \times 10^{-9} \quad (17)$$

$$m = 1000 \frac{C_{LiBr}}{M_{LiBr}(100 - C_{LiBr})} \quad (18)$$

$$M_{LiBr} = 86.845 \quad (19)$$

여기서, m 과 M_{LiBr} 은 각각 용질인 LiBr의 몰랄농도(molality)와 분자량을 나타낸다. 기준온도인 25°C에 대하여 식(16)을 다시 정리하면, 임의의 온도에서의 물질확산계수 $D(T)$ 는 식(20)과 같이 표현된다.

$$D(T) = D(25^\circ\text{C}) \left(\frac{T + 273.15}{298.15} \right)^2 \left(\frac{\mu(25^\circ\text{C})}{\mu(T)} \right) \quad (20)$$

Table 1 Nominal operating conditions of absorber

Length of vertical plate, L	2.0 m
System pressure, P	1.0 kPa
Inlet concentration, C_0	60.0%
Inlet temperature, T_0	45.6°C
Cooling air temperature, T_{air}	35.0°C
Convective heat transfer Coefficient at air side, h_0	350 W/(m ² · K)
Film thickness, δ	0.349 mm
Film flow rate, Γ	0.070938 kg/(m · s)
Film reynolds number, Re_r	50.0

Table 2 Physical properties of LiBr aqueous solution at nominal operating conditions⁽⁸⁾

Density, ρ	1701.62 kg/m ³
Viscosity, μ	5.6751×10^{-3} N · s/m ²
Thermal conductivity, k	0.43003 W/(m · K)
Specific heat, c_p	1925.0 J/(kg · K)
Thermal diffusivity, α	1.3128×10^{-7} m ² /s
Diffusion coefficient, D	5.1779×10^{-10} m ² /s
Heat of absorption, H	2863.78 J/kg

5.1 계산모델의 신뢰성에 대한 검증

본 연구에서 사용된 계산모델의 격자계에 관한 신뢰성을 검증하기 위하여, y방향의 격자수가 32, 42개인 경우에 대하여 기/액 경계면에서의 국소 열유속의 변화를 비교하여 보았다. y방향의 격자수가 32개인 경우와 42개인 경우의 국소 열유속을 매우 잘 일치하였으며, 이들의 평균 절대오차는 0.39%로 극히 미소하므로, 본 연구에서 채택한 격자수에 대한 신뢰성을 입증할 수 있었다. 또한 본 연구에서 사용하고 있는 수치해석기법의 타당성을 검증하기 위해서 Kawae 등⁽⁶⁾의 연구에서 적용한 조건과 동일한 조건하에서의 계산 결과를 비교하였다. Kawae 등이 사용한 계산조건은 수직평판의 길이가 10 m이었으며, 유동방향으로 벽면온도가 35°C로 일정하게 유지되게 하였다. Fig. 2는 Kawae 등의 연구 및 본 연구에서 구한 유동방향에 따른 기/액 경계면에서의 LiBr수용액의 농도분포를 나타내고 있다. Fig. 2에 나타난 바와 같이 Kawae 등의 연구결과와 본 연구결과는 매우 잘 일치하고 있으며, 이 때의 최대 절대오차는 0.74%이다. 따라서 본 연구에서 사용된 수치해석방법의 타당성을 검증할 수 있었다.

5.2 열전달계수 및 물질전달계수의 계산

본 연구에서는 수직평판의 벽면을 흘러내리는 LiBr수용액의 냉매증기 흡수량 뿐만 아니라 벽면에서의 열전달계수 및 기/액 경계면에서의 물질전달계수를 구하였으며, 이에 따른 Nusselt수와 Sherwood수를 검토하였다. 실제로 흡수기를 설계할 때에는 증기흡수량 보다는 열전달계수와 물질전달계수가 더 중요한 인자이므로 이들에 대한 검토

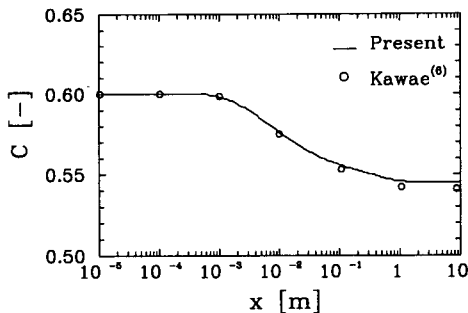


Fig. 2 Comparison of concentration between Kawae's⁽⁶⁾ and the present study. ($T_w=35^\circ\text{C}$, $P=1.0\text{ kPa}$, $C_o=0.6$)

가 반드시 이루어져야 할 것이다. 수직평판 벽면에서의 LiBr수용액의 대류열전달계수 h_i 및 기/액 경계면에서의 물질전달계수 H_m , 국소 및 평균 Nusselt수 Nu_x , \overline{Nu} 그리고 국소 및 평균 Sherwood수 Sh_x , \overline{Sh} 는 아래의 식으로부터 계산하였다.

$$h_i = \frac{k[\partial T/\partial y]_{y=0}}{T(\delta) - T(0)} = \frac{\dot{q}_{wall}}{T_{surf} - T_{wall}} \quad (21)$$

$$h_m = \frac{-D[\partial C/\partial y]_{y=\delta}}{C(0) - C(\delta)} = \frac{\dot{m}_{surf}}{\rho(C_{wall} - C_{surf})} \quad (22)$$

여기서, 하첨자 *surf* 및 *wall*은 각각 기/액 경계면과 수직평판의 내벽면을 나타낸다.

$$Nu_x = \frac{h_i \delta}{k}, \quad \overline{Nu} = \frac{1}{L} \int_0^L Nu_x dx \quad (23)$$

$$Sh_x = \frac{h_m \delta}{D}, \quad \overline{Sh} = \frac{1}{L} \int_0^L Sh_x dx \quad (24)$$

5.3 기준 운전조건에서의 열 및 물질전달

Fig. 3과 Fig. 4는 LiBr수용액의 유동방향에 따른 수직평판 흡수기의 벽면(하첨자 *wall*)과 기/액

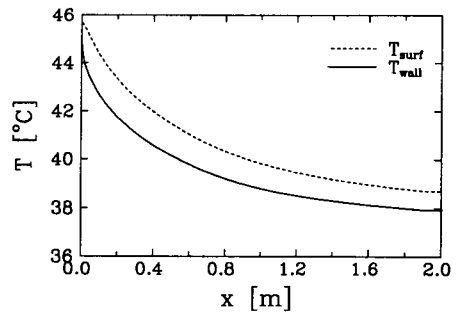


Fig. 3 Temperature profile along the plate. ($h_o=350\text{ W/m}^2\text{K}$, $T_{air}=35^\circ\text{C}$, $P=1.0\text{ kPa}$, $C_o=0.6$)

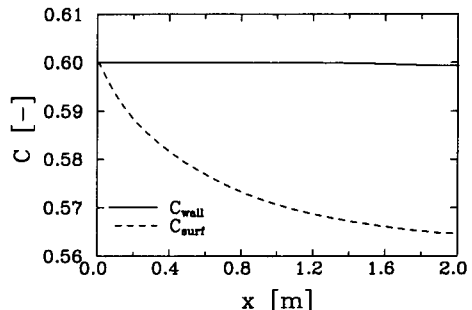


Fig. 4 Concentration profile along the plate. ($h_o=350\text{ W/m}^2\text{K}$, $T_{air}=25^\circ\text{C}$, $P=1.0\text{ kPa}$, $C_o=0.6$)

경계면(하첨자 *surf*)에서의 온도와 농도분포를 보여주고 있다. Fig. 3에 나타난 바와 같이 흡수기 입구 부분에서 벽면과 기/액 경계면에서의 온도강하가 급격하고 하류방향으로 갈수록 온도강하율이 완만해짐을 알 수 있다. 또한 벽면과 기/액 경계면에서의 온도차는 유동의 상류에서 크고 하류방향으로 진행할수록 감소하는 경향을 보여주고 있다. 그러나 Fig. 4에서 보이고 있는 농도의 경우에는 벽면에서의 농도분포는 유동방향으로 거의 직선적으로 완만하게 감소하는 반면에 기/액 경계면에서의 농도분포는 유동의 상류인 입구영역에서는 급격히 감소한 후 하류로 갈수록 그 감소율이 점차 완만해지는 포물선의 형태를 보이고 있다.

기준조건에서 유동방향에 따른 벽면 열유속 \dot{q}_{wall} 과 기/액 경계면에서의 냉매증기 흡수량 \dot{m}_{surf} 의 분포를 Fig. 5에 나타내었다. 벽면 열유속은 유동방향으로 진행할수록 지속적으로 감소하며 일반적인 열교환기의 내부 유체의 온도분포와 유사하다. 즉, 입구에서의 높은 용액온도는 유동방향으로 진행되면서 계속적으로 낮아지기 때문에 이와 관련된 벽면온도 T_{wall} 도 같은 거동을 보이며, 이에 따라 냉각공기와 온도가 감소하게 되므로 인하여 식 (10)에 나타난 바와 같이 벽면 열유속이 감소하게 된다. 냉매증기의 흡수량은 입구영역에서 급격히 증가한 후 유동방향을 따라 점차 감소하는 경향을 보이고 있다. 이것은 평판의 입구영역에서 흡수능력이 최대로 되었다가 점차 유동방향에 따라 감소하는 것을 의미한다. 그림에 나타난 바와 같이 입구에서는 벽면 열유속이 최대이므로 LiBr수용액내의 흡수열이 벽면을 통하여 빨리 제거되며, 이에 따라 액막내의 냉매증기압이 낮아지게 된다. 그러

므로 입구영역에서 냉매증기의 흡수량이 최대가 된 후, 유동방향으로 진행할수록 벽면을 통하여 제거되는 열량이 적어지며, 이에 따라 액막내의 냉매증기압이 상승하며 결과적으로 흡수능력이 감소하게 되어, 냉매증기의 흡수량이 감소하게 된다.

Fig. 6은 기준 운전조건에서 유동방향에 따른 국소 Nusselt수 Nu_x 와 국소 Sherwood수 Sh_x 의 변화를 나타내고 있다. 국소 Nusselt수와 국소 Sherwood수는 모두 유동의 입구쪽에서 급격히 감소한 후 평판의 하류로 진행할수록 점차 완만히 감소하는 경향을 보이고 있다. 그 이유를 살펴보면, 먼저 국소 Nusselt수의 경우에는 Fig. 5에서 알 수 있듯이 벽면에서의 국소 열유속 \dot{q}_{wall} 이 유동의 입구영역 이후에 급격히 감소하며, 또한 Fig. 3에서와 같이 벽면과 기/액 경계면에서의 온도차가 입구쪽에서 더 크기 때문에 식 (21)과 (23)의 정의에 의하여 유동의 입구영역에서 급격한 감소현상을 보이게 된다. Sherwood수의 경우, 유동의 입구영역에서는 기/액 경계면에서의 냉매증기 흡수량 \dot{m}_{surf} 와 벽면과 기/액 경계면과의 농도차가 모두 증가하지만 농도차가 냉매증기 흡수량 보다 상대적으로 더 크게 증가하기 때문에, 식 (22)과 식 (24)의 정의에 의해서 유동의 입구영역에서는 Sherwood수가 급격히 감소한다. 예를 들어 $x=0.1941$ m인 경우와 $x=0.2132$ m인 경우를 비교하여 보면, \dot{m}_{surf} 는 16.96% 증가하는 반면에 벽면과 기/액 경계면과의 농도차는 73.86% 증가하여 결과적으로 물질전달계수와 Sherwood수는 37.73% 감소한다.

Table 3에 기준조건에서의 주요 결과를 나타내었다. 여기서, Q_{wall} 은 수직평판의 전체길이 L 을 통하여 외부로 방출된 단위폭당의 총 열량이며,

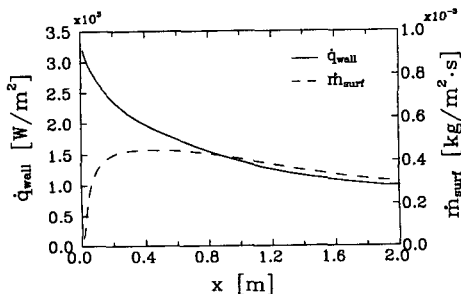


Fig. 5 Variation of local heat and mass fluxes along the plate. ($h_o=350$ W/m²K, $T_{air}=35^\circ\text{C}$, $P=1.0$ kPa, $C_o=0.6$)

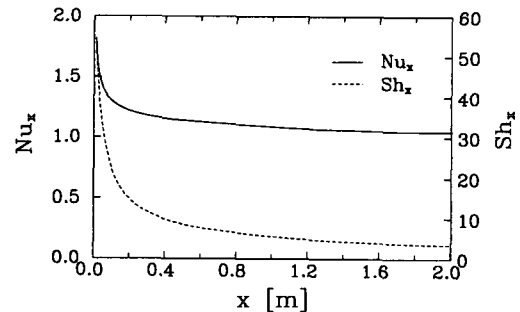


Fig. 6 Variation of local Nusselt and Sherwood numbers along the plate. ($h_o=350$ W/m²K, $T_{air}=35^\circ\text{C}$, $P=1.0$ kPa, $C_o=0.6$)

Table 3 Major results at nominal operating conditions

Total heat transfer rate, Q_{wall}	3048.9 W/m
Total mass transfer rate, M_{surf}	7.6579×10^{-4} kg/(m · s)
Averaged heat transfer coefficient, \bar{h}_i	1380.36 W/(m ² · K)
Averaged mass transfer coefficient, \bar{h}_m	1.1602×10^{-5} m/s
Averaged Nusselt number, \bar{Nu}	1.120
Averaged Sherwood numbr, \bar{Sh}	7.82
Lewis number, Le	253.54

M_{surf} 는 기/액 경계면을 통해 LiBr수용액의 액막 내부로 흡수되는 단위 폭당의 총 흡수량이다. 본 연구의 기준조건인 $Re_r=50$ 인 경우, 평균 Nusselt 수와 평균 Sherwood수는 각각 1.12와 7.82이며, 참고로 西山教之 등⁽¹¹⁾은 실험을 통하여 $Re_r=10\sim 100$ 일 때 평균 Nusselt수 0.5~1.0, 평균 Sherwood수는 5~10으로 보고한 바 있다.

5.4 냉각공기의 대류열전달계수에 의한 영향

일반적으로 공기층의 대류열전달계수는 약 24 W/(m² · K) 정도 이지만 공랭형 열교환기의 경우관의 외측에 환이 부착되므로 총 전열면적이 약 15 배 정도 증가하게 된다. 따라서 본 연구에서는 환 부착에 의한 전열면적 증가를 고려하여 기준조건에서의 공기층의 대류열전달계수를 350 W/(m² · K)로 설정한 후, 냉각공기의 대류열전달계수가 냉매 증기 흡수량에 미치는 영향을 알아보기 위하여 공기의 대류열전달계수 h_0 를 기준 운전조건인 경우 및 기준 운전조건에서 $\pm 10\%$ 증감된 세가지 경우

에 유동방향에 따른 냉매증기 흡수량 \dot{m}_{surf} 를 Fig. 7에 나타내었다. 공기의 대류열전달계수는 냉각공기의 풍량 및 흡수기의 외부 형상에 의해 변하는 인자이므로 공기의 대류열전달계수의 변화에 의한 연구결과로 냉각공기의 풍량과 흡수기의 외부 형상에 의한 영향까지도 고려할 수 있다.

Fig. 7에 나타난 바와 같이 공기의 열전달계수가 클수록 유동방향의 모든 위치에서 냉매증기의 흡수량도 커진다. 이것은 공기의 열전달계수가 크면 벽면 열유속이 커지며, 따라서 액막내부에서 발생하는 흡수열이 벽면을 통하여 더 많이 제거되기 때문이다. 수직평판의 전체길이에서의 단위폭당, 단위 시간당 냉매증기의 총 흡수량 M_{surf} 를 비교하여 보면, 기준조건에서 냉매증기의 총 흡수량 M_{surf} 는 7.6579×10^{-4} kg/(m · s)이며, 공기층의 열전달계수를 10% 증가시켰을 경우에는 총 흡수량이 7.8920×10^{-4} kg/(m · s)로 3.06% 증가하였다. 반대로 공기층의 열전달계수를 10% 감소시켰을 경우에는 총 흡수량이 7.3630×10^{-4} kg/(m · s)로 기준 운전조건에 비해 3.85% 감소하였다. 이때 냉매증기의 총 흡수량 M_{surf} 는 다음과 같이 유동방향으로 국소값들을 수직평판의 전체길이 L 에 대하여 적분하여 구하였다.

$$M_{surf} = \int_0^L \dot{m}_{surf}(x) dx \tag{25}$$

5.5 냉각공기의 온도에 의한 영향

냉각공기의 온도가 냉매증기 흡수량 \dot{m}_{surf} 에 미치는 영향을 Fig. 8에 나타내었다. 냉각공기의 온도가 낮을수록 유동방향 전체 구간에서 냉매증기의 흡수량이 크게 나타난다. 이러한 이유는 공기의 열전달계수가 일정한 조건에서 냉각공기의 온도가 낮

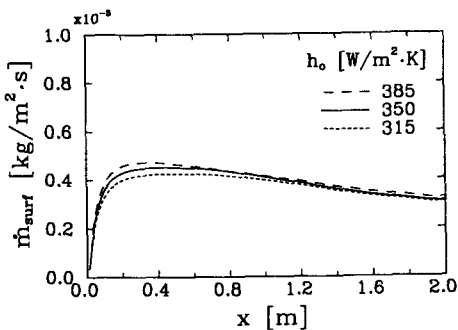


Fig. 7 Effect of convective heat transfer coefficient on local absorption mass flux. ($T_{air}=35^\circ\text{C}$, $P=1.0$ kPa, $C_o=0.6$)

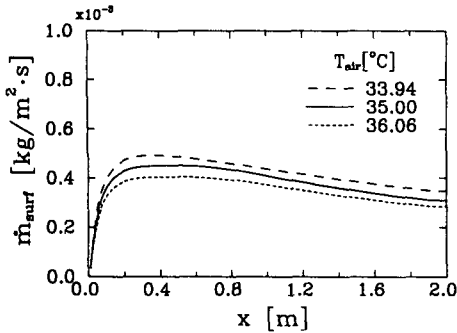


Fig. 8 Effect of cooling air temperature on local absorption mass flux. ($h_o=350 \text{ W/m}^2\text{K}$, $P=1.0 \text{ kPa}$, $C_o=0.6$)

으면 벽면과의 온도차가 커지므로 벽면에서의 열전달량이 증가하기 때문이다. 기준운전 상태에서의 입구 용액과 냉각공기의 온도차의 10%를 증가시킨 냉각공기 온도 36.06°C의 경우, 증기의 총 흡수량은 약 9.18% 정도 감소하였으며, 10%를 감소시킨 33.94°C일 때에는 약 8.96% 정도 증가하였다.

5.6 시스템의 압력에 의한 영향

시스템압력 P 를 변화시켰을 때 유동방향에 따른 냉매증기의 흡수량 \dot{m}_{surr} 의 변화를 Fig. 9에 나타내었다. LiBr수용액의 입구농도가 동일한 경우, 시스템의 압력이 높을수록 LiBr수용액의 평형온도는 증가한다. 이에 따라 LiBr수용액과 벽면의 온도차가 증가하게 되므로, 벽면에서 외부로 방출되는 열량이 증가하여 LiBr수용액 내부의 온도가 낮아지고 냉매증기압이 감소한다. 즉, 흡수현상의 구동력인 LiBr수용액 내부와 외부의 증기압차가 커지므로 냉매증기의 흡수량이 증가한다. 시스템압력이 높을수록 유동방향 전체 구간에서 냉매증기의 흡수량이 크며, 시스템압력을 10% 증가시킨 1.1 kPa인 경우, 냉매증기의 총 흡수량 M_{surr} 는 $8.9082 \times 10^{-4} \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$ 로 기준조건보다 16.33% 증가하였으며, 10% 감소시켰을 경우에는 증기의 총 흡수량이 $6.2721 \times 10^{-4} \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$ 로 기준 조건보다 18.10% 감소하였다.

5.7 LiBr수용액의 입구농도에 의한 영향

시스템의 압력이 일정하면 용액의 농도가 높을수록 평형온도가 높아지게 되어 흡수량이 증가하게 된다. 기준운전조건인 입구농도 값에서 $\pm 5\%$ 가감된 입구농도의 경우 유동방향에 따른 증기흡수량의

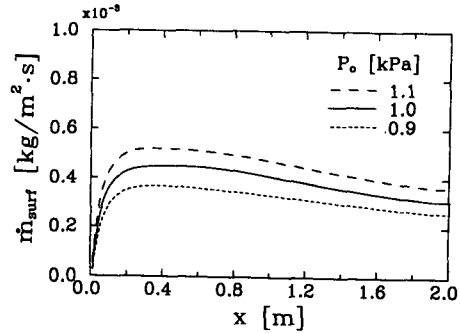


Fig. 9 Effect of system pressure on local absorption mass flux. ($h_o=350 \text{ W/m}^2\text{K}$, $T_{air}=35^\circ\text{C}$, $C_o=0.6$)

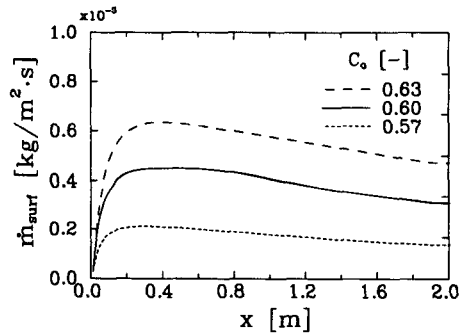


Fig. 10 Effect of inlet concentration on local absorption mass flux. ($h_o=350 \text{ W/m}^2\text{K}$, $T_{air}=35^\circ\text{C}$, $P=1.0 \text{ kPa}$)

변화를 Fig. 10에 나타내었다. 용액의 입구농도를 $\pm 10\%$ 변화시켰을 경우 실제 흡수식 열펌프의 운전조건을 벗어나며, 특히 농도가 10% 증가되어 66%가 될 경우에는 수용액내의 LiBr가 결정화될 우려가 있기 때문에 용액 입구농도의 경우에는 변화폭을 $\pm 5\%$ 로 하였다. 입구농도의 증가는 모든 유동방향 구간에서 큰 증기흡수량을 나타내고 있다. 용액의 농도를 5%만 증가시켰을 경우에도 총 흡수량은 44.08%나 증가하여 위에서 언급한 다른 운전조건들 보다 용액 입구농도의 변화가 흡수량에 미치는 영향이 가장 큼을 알 수 있었다. 그 이유는 시스템내의 압력이 일정하다면 용액의 농도차 1%에 해당하는 평형온도의 차이는 약 2°C로서 용액의 농도가 조금만 증가하여도 용액 내부의 온도는 크게 증가하게 되어 벽면 열유속이 더욱 커지기 때문이다. Fig. 11은 수용액의 입구농도가 국소 Nusselt수 및 국소 Sherwood수에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 수용액의 입구농도는 위에서 언급

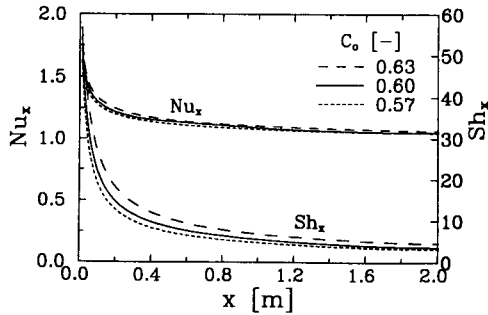


Fig. 11 Effect of inlet concentration on local Nusselt and sherwood numbers. ($h_o=350 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, $T_{\text{air}}=35^\circ\text{C}$, $P=1.0 \text{ kPa}$)

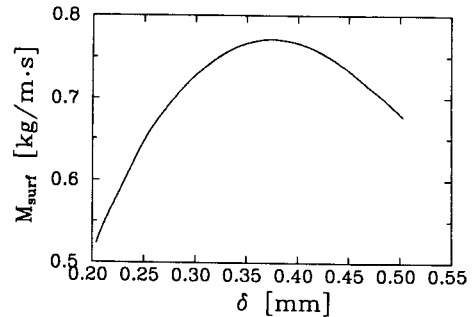


Fig. 13 Total mass transfer rate versus film thickness. ($h_o=350 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, $T_{\text{air}}=35^\circ\text{C}$, $P=1.0 \text{ kPa}$, $C_o=0.6$)

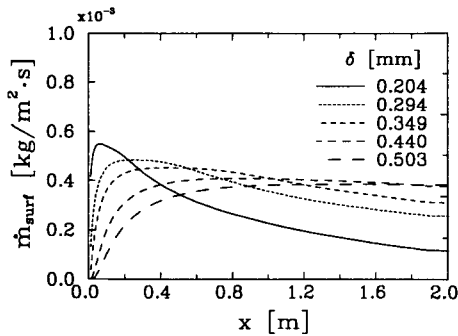


Fig. 12 Effect of film thickness on local absorption mass flux. ($h_o=35 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, $T_{\text{air}}=35^\circ\text{C}$, $P=1.0 \text{ kPa}$, $C_o=0.6$)

유동의 하류방향으로 진행할 수록 급격히 감소하는 경향을 보이고 있다. 그러나 액막의 두께가 증가할 수록 냉매증기 흡수량의 최대값은 감소하며, 그 임계점이 유동의 하류방향으로 옮겨가는 것을 알 수 있다.

LiBr수용액의 액막두께와 냉매증기의 총 흡수량과의 관계를 Fig. 13에 나타내었다. 액막의 두께를 0.204mm에서 0.503mm까지 변화시킨 결과 액막두께의 증가에 따라 냉매증기의 총 흡수량이 최대가 되는 임계점이 존재함을 알 수 있었으며, 본 연구의 경우에는 냉매증기의 총 흡수량이 최대가 되는 임계 액막두께는 0.371mm이며, 이 때의 총 흡수량은 $7.7147 \times 10^{-4} \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$ 로 나타났다.

LiBr수용액의 액막두께의 증가에 따른 평균 열전달계수 및 평균 물질전달계수의 변화를 Fig. 14에 나타내었다. 평균 열전달계수는 액막두께가 증가할수록 감소하는 경향을 보이고 있는데, 이러한 이유는 액막두께가 증가함에 따라 벽면과 기/액 경계면과의 온도 차이가 더욱 커지기 때문이다. 그러나, 액막두께가 증가할수록 평균 물질전달계수는 증가하고 있다.

막 Reynolds수의 증가는 LiBr수용액의 액막 두께의 증가를 의미한다. 본 연구에서의 기준운전조건에서 막 Reynolds수는 50이지만 막 Reynolds수 범위가 10에서 150까지 변화함에 따른 평균 Nusselt수 및 평균 Sherwood수와와의 관계를 Fig. 15에 나타내었다. 막 Reynolds수의 증가에 따라 평균 Nusselt수는 완만한 증가를 보이고 있으며, 평균 Sherwood수의 증가율은 평균 Nusselt수의 증가율보다 상대적으로 큼을 알 수 있다. Fig. 14에 나타난 바와 같이 액막 두께의 증가에 따라 평

한 다른 조건들의 경우보다 국소 Nusselt수 및 국소 Sherwood수에 미치는 영향이 크게 나타났다. 수용액의 입구농도가 5% 증가하였을 경우, 평판 전체에서의 평균 Nusselt수는 1.137이며 평균 Sherwood수는 9.60으로, Table 3에 기술된 기준 조건에서 계산결과로 얻어진 평균 Nusselt수와 평균 Sherwood수 보다 각각 1.52%와 22.76% 씩 증가하였음을 알 수 있다.

5.8 LiBr수용액의 액막두께에 의한 영향

LiBr수용액의 액막두께가 냉매증기의 흡수과정에 미치는 영향을 알아보기 위하여 기준 운전조건 하에서 액막의 두께만을 변화시켜 가며 수치계산을 수행하였다. Fig. 12는 액막두께의 변화에 따른 유동방향으로의 냉매증기 흡수량의 분포를 나타내고 있다. 액막두께가 가장 얇은 0.204mm인 경우에는 냉매증기 흡수량이 유동의 입구영역에서 급격히 증가한 후 그 값이 최대가 되는 임계점에 도달한 후

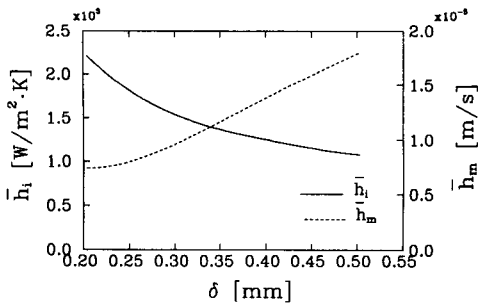


Fig. 14 Effect of film thickness on averaged heat and mass transfer coefficients. ($h_o=350$ W/m² K, $T_{air}=35^\circ\text{C}$, $P=1.0$ kPa, $C_o=0.6$)

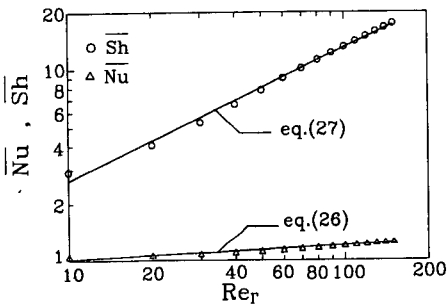


Fig. 15 Effect of film thickness on averaged Nusselt and Sherwood numbers. ($h_o=350$ W/m² K, $T_{air}=35^\circ\text{C}$, $P=1.0$ kPa, $C_o=0.6$)

균 열전달계수는 감소하는 경향을 보이고 있는 반면에 Fig. 15에 나타난 평균 Nusselt수는 막 Reynolds수의 증가, 즉 액막두께의 증가에 따라 증가하고 있다. 이러한 이유는 평균 열전달계수의 감소율보다 액막두께의 증가율이 더 크기 때문에서 식(23)의 정의에 의해서 평균 Nusselt수는 증가하게 된다. Fig. 15에서 직선들은 평균 Nusselt수 및 평균 Sherwood수와 막 Reynolds수와의 상관관계선이며 아래 식으로 표현된다.

$$\bar{Nu}=0.858052 Re_R^{0.0724264} \quad (26)$$

$$\bar{Sh}=0.530924 Re_R^{0.694421} \quad (27)$$

6. 결 론

수직평판 위를 흘러내리는 액막식 흡수기에서 공기로 냉각되는 벽면의 조건이 대류열전달계수로 주어질 경우에 대하여 LiBr수용액의 냉매증기 흡수 과정을 수치해석을 통하여 연구한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 벽면을 통하여 외부로 방출되는 국소 열유속은 평판의 길이방향을 따라 지수적으로 감소하며, 기/액 계면에서의 냉매증기 흡수량은 유동방향을 따라 그 값이 최대가 되는 임계점이 존재한다.

(2) LiBr수용액의 액막두께가 냉매증기 흡수량에 미치는 영향에 대한 연구를 수행한 결과, 액막두께가 두꺼울수록 냉매증기 흡수량의 최대값은 감소하며, 또한 냉매증기의 흡수량이 최대가 되는 임계점의 위치는 유동의 하류 방향으로 이동한다.

(3) 공기의 대류열전달계수를 기준 운전조건에 비해 10% 증감한 경우, 냉매증기의 총 흡수량은 각각 3.06% 증가, 3.85% 감소하였으며, 시스템의 압력이 기준 운전조건보다 $\pm 10\%$ 증감하였을 경우에는 냉매증기의 총 흡수량이 각각 16.33% 증가, 18.10% 감소하였다.

(4) 냉각공기의 온도를 기준조건에 비해 냉각공기 온도와 용액입구의 온도차의 10% 만큼 증가하였을 경우, 냉매증기의 흡수량은 9.18% 감소하였으며, 용액의 입구농도가 기준조건보다 5%가 높을 경우 냉매증기 흡수량은 약 44.086% 증가하였다. 따라서 본 연구에서 설정한 운전조건중에서 LiBr수용액의 입구농도가 냉매증기의 흡수량에 가장 큰 영향을 미침을 알 수 있다.

(5) 유동방향에 따른 국소 Nusselt수와 국소 Sherwood수는 액막유동의 입구 영역에서 급격히 감소한 후 하류로 진행할수록 점차 완만히 감소하는 경향을 나타낸다.

(6) LiBr수용액의 액막두께와 냉매증기의 총 흡수량의 관계를 검토한 결과, 증기의 총 흡수량이 최대가 되는 임계 액막두께가 존재함을 알았으며, 본 연구에서 채택한 흡수기 모델에서의 임계 액막두께는 0.371 mm이며, 이 때의 냉매증기의 총흡수량은 7.7147×10^{-4} kg/(m·s)이다.

(7) 액막두께가 증가할 수록 LiBr수용액내의 평균 열전달계수는 감소하며, 평균 물질전달계수는 증가한다.

(8) 막 Reynolds수가 증가함에 따라 평균 Nusselt수와 평균 Sherwood수는 모두 증가하며, 본 연구에서 이들의 관계는 식(26) 및 식(27)과 같이 얻어졌다.

참고문헌

- (1) Shigekichi Kurosawa, 1989, "Development of

- Air-Cooled Double-Effect Gas-Fired Absorption Water Chiller-Heater," *Refrigeration*, Vol. 64, No. 739, pp. 39~49.
- (2) 엄기찬, 柏木孝夫, 서정윤, 1993, "垂直管内를 흘러내리는 液膜式 吸收器의 吸收 및 熱傳達特性 (第1報, 吸收特性)," 空氣調和冷凍工學論文集, 第5卷, 第1號, pp. 1~9.
- (3) 엄기찬, 이동호, 최국광, 柏木孝夫, 서정윤, 1993, "垂直管内를 흘러내리는 液膜式 吸收器의 吸收 및 熱傳達特性 (第2報, 熱傳達特性)," 空氣調和冷凍工學論文集, 第5卷, 第4號, pp. 257~264.
- (4) Grossman, G., 1983, "Simultaneous Heat and Mass Transfer in Film Absorption under Laminar Flow," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 28, No. 4, pp. 357~371.
- (5) Kishishita, K., Morioka, I. and Kiyota, M., 1992, "Correlation of Steam Absorption by a Falling Film of Aqueous Solution of LiBr," *Proceedings of Second JSME-KSME Thermal Engineering Conference*, pp. 3-1~3-6.
- (6) Kawae, N., Shigehi, T., Kanemaru, K and Yamada, T., 1989, *Water Vapor Absorption into Laminar Film Flow of a Lithium Bromide-Water Solution (Influence of Variable Properties and Inlet Film Thickness on Absorption Mass Transfer Rate)*, Scripta Technica, Inc., pp. 58~70.
- (7) Patankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw-Hill, New York.
- (8) McNeely, L. A., 1979, "Thermodynamic Properties of Aqueous Solutions of Lithium Bromide," *ASHRAE Trans.*, PH-79-3, No. 3., pp. 413~434.
- (9) Reid, R. C., Prausnitz, J. and Sherwood, T., 1977, *The Properties of Gases and Liquids*, McGraw-Hill, New York.
- (10) Kashiwagi, T., 1984, "Heat and Mass Diffusion in the Absorption of Water Vapor by Aqueous Solution of Lithium Bromide," *Transactions of the Japanese Association of Refrigeration*, Vol. 1, pp. 89~98.
- (11) 西山教之 外 3人, 1990, "吸收器의 傳熱評價에 關する 研究," 日本冷凍協會學術講演會 講演論文集, pp. 33~36.