

공냉식 수직평판형 흡수기의 흡수과정에 대한 근사해법

Approximate Solution of Absorption Process in an Air-Cooled Vertical Plate Absorber

정 은 수*
E. S. Jeong

Key words : Absorption Process(흡수과정), Absorber(흡수기), Air-Cooled(공냉식), Heat and Mass Transfer (열 및 물질전달), Vertical Plate(수직평판), Approximate Solution(근사해)

Abstract

An unsteady quasi one-dimensional model of momentum, heat and mass transfer in a falling film of a vertical plate absorber which is cooled by air was developed using the integral method. Energy conservation of the absorber wall is considered in the model. The model can predict absorption rate, film thickness and mean velocity as well as concentration and temperature profiles. Predictions of steady state temperature and concentration profiles for LiBr/water system for constant wall temperature condition are in good agreement with the two-dimensional finite difference method solutions. Effects of operating conditions, such as convective heat transfer coefficient between the cooling air and the absorber wall, cooling air temperature and film thickness at inlet, on absorption rate of water vapor into LiBr/water solution were shown.

———— 기 호 설 명 ————

- C_p : 정압비열
- D : 물질확산계수
- g : 중력가속도
- k : 열전도도
- \dot{m} : 액막 경계에서의 질량유속
- p : 압력
- t : 시간
- T : 온도
- u : 흡수기 벽에 평행한 방향으로의 속도
- w : 리튬브로마이드의 질량분율

그리스 문자

- δ : 리튬브로마이드 수용액막의 두께
- Δ : 수증기 침투깊이
- $4h$: 흡수열
- ν : 동점성계수
- ρ : 밀도

하 첨 자

- b : 수증기 침투깊이 외부
- in : 흡수기 입구
- s : 리튬브로마이드 수용액막 표면
- w : 흡수기 벽

* 홍익대학교 기계공학과

1. 서 론

흡수식 열펌프는 하절기의 전력수요를 경감시킬 수 있고 오존층 파괴의 주요인인 CFC를 사용하지 않는 장점이 있어서 대형 건물의 냉/난방에 널리 사용되고 있으며, 최근에는 가정용으로 소형 공냉식 흡수식 열펌프를 개발하려는 노력이 활발하게 진행되고 있다.¹⁻³⁾ 흡수기는 흡수식 열펌프의 효율과 크기에 직접적인 영향을 미치는 가장 중요한 부품이나 흡수기에서 일어나는 흡수과정은 잘 알려져 있지 않다.⁴⁾ 그러므로 흡수식 열펌프의 성능 향상이나 소형화를 위하여는 흡수기 내부에서 일어나는 운동량, 열, 물질의 복합적인 전달현상을 이해하고 정량적으로 예측하는 것이 필요하다.

지금까지 발표된 흡수기에 관한 이론적인 연구들은 대부분 경사지거나 수직인 평판을 흘러 내리는 액막 내부의 열 및 물질전달 현상에 관한 모델들이다.⁵⁻⁸⁾ 이 모델들은 운동량방정식은 고려하지 않았고 속도분포는 경사진 평판을 흘러 내리는 액막의 속도분포⁹⁾로 가정하였다. Urakawa 등⁸⁾은 흡수기 벽의 온도가 일정한 수직 평판형 흡수기의 정상상태 온도 및 질량분율의 분포를 이차원 유한차분법과 적분방법을 이용하여 구하였으며, Patnaik 등¹⁰⁾은 여러 문헌에서 발췌된 열 및 물질전달 관계식을 사용하여 수직원판형 흡수기의 열 및 물질전달에 관한 일차원모델을 제시하였다. 흡수기 내부에서 일어나는 열 및 물질전달의 동적 모델은 Wassenaar와 Westra¹¹⁾의 모델이 유일한데 이 모델은 흡수기 벽에 수직한 방향으로의 속도, 온도와 질량분율의 변화를 고려하지 않은 일차원모델로 속도, 온도 그리고 질량분율의 액막 평균값들을 구하도록 되어 있다. 액막의 두께는 정상상태의 관계식을 사용하여 구하였으며, 열전달과 물질전달을 결부시키기 위하여 액막과 증기의 경계에서 선형화된 온도, 질량분율, 증기압 사이의 열역학적 평형식을 사용하였다. 김선창 등¹²⁾은 공냉식 수직평판형 흡수기를 수치적인 방법으로 해석하였는데 벽면에서의 열유속이 주위 공기의 온도와 대류열전달계수에 의해 결정되는 대류경계조건을 도입하였다. Jeong 등¹³⁾은 흡수기 벽의 온도가 일정한 경우에 대하여 LiBr 수용액의 운동량, 열, 물질전달에 관한 준일차원 동적 모델을 제시하였다.

본 연구의 목적은 공냉식 수직평판형 흡수기의 운동량, 열, 물질전달에 관한 준일차원 모델을 제시하는 것이다. 지금까지의 흡수기 해석 모델들은 대부분 벽면의 온도가 일정하거나 벽에서의 열유속이 일정하다고 가정하였으나, 본 연구에서는 흡수기 벽의 에너지보존을 고려하여 실제의 공냉식 흡수기의 작동조건과 유사하도록 하였다. 이 모델은 적절한 속도, 온도, 질량분율의 분포를 가정하여 적분법을 사용하였으므로 이차원 특성을 갖고 있으나, 지배방정식들의 형태는 일차원이므로 계산 속도가 이차원 모델들에 비하여 매우 짧은 장점을 갖고 있다.

2. 운동량, 열, 물질전달의 해석 모델

Fig.1은 공냉식 수직평판형 흡수기의 개략적인 구조를 보여준다. LiBr 수용액이 수직평판을 따라 액막을 이루어 흐르며 정지 상태의 수증기와 접하고 있다. 수증기는 액막과 수증기의 경계면에서 흡수되고 액막 내부로 확산된다. 액막의 경계면에서 발생하는 수증기의 흡수열은 액막의 내부로 전달되며, 액막은 수직평판을 통하여 수직평판 외부로 흐르는 공기에 의하여 냉각된다.

본 연구에서는 다음과 같은 가정들을 사용하여 운동량, 열, 물질전달의 지배방정식들을 유도하였다.

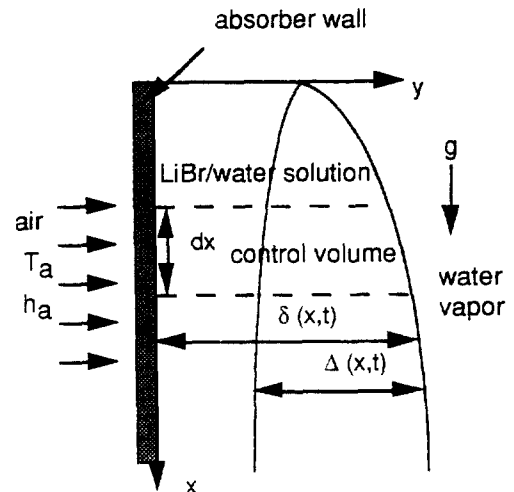


Fig.1 Schematic diagram of a vertical plate absorber

1) LiBr 수용액은 Newton 유체이고 유동은 층류이다.

2) LiBr 수용액의 물성은 일정하다.

3) 액막 내부의 열, 운동량, 물질의 전달은 평판에 수직인 방향으로의 확산과 평판에 평행한 방향으로의 대류에 의하여 일어난다.

4) LiBr 수용액은 액막과 수증기의 경계면에서 열역학적 평형상태에 있다.

5) 수증기 내부의 열전달은 무시한다.

6) 냉각 공기의 온도와 대류열전달계수는 일정하다.

2.1 적분형 지배방정식

LiBr 수용액막 표면에서 전단응력은 무시할 수 있으므로 Fig.1의 검사체적에 운동량보존법칙을 적용하고 LiBr 수용액의 밀도가 일정하다는 가정을 사용하여 정리하면 다음 식과 같은 적분형 운동량보존식을 얻을 수 있다.¹³⁾

$$\frac{\partial}{\partial t} [\bar{u}\delta] + \frac{\partial}{\partial x} \int_0^\delta u^2 dy = -\nu \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_{y=0} + g\delta \quad (1)$$

δ 는 LiBr 수용액막의 두께, ρ 는 밀도, ν 는 동점성계수이고, u 와 \bar{u} 는 각각 평판에 평행한 방향으로의 속도와 액막평균속도를 나타낸다.

수증기가 액막표면에서 흡수되며 발생하는 흡수열은 LiBr 수용액으로 전달되고, 또한 LiBr 수용액에서 흡수기 벽으로 열이 전달되므로 Fig.1의 검사체적에 대한 에너지보존은 다음 식으로 표현된다.¹³⁾

$$\frac{\partial}{\partial t} [\bar{T}\delta] + \frac{\partial}{\partial x} \int_0^\delta uT dy = \frac{\dot{m}\Delta h}{\rho C_p} - \frac{k}{\rho C_p} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (2)$$

여기서 k 는 LiBr 수용액의 열전도도, \dot{m} 은 액막 표면에서 흡수되는 수증기의 질량유속, C_p 는 정압 비열, Δh 는 흡수열이며, \bar{T} 는 액막평균온도이다.

LiBr와 물을 모두 포함하는 LiBr 수용액에 관한 질량보존식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial \delta}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} [\bar{u}\delta] = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (3)$$

LiBr의 질량보존은 다음과 같이 표현되는데

$$\frac{\partial}{\partial t} [\bar{w}\delta] + \frac{\partial}{\partial x} \int_0^\delta uwdy = 0 \quad (4)$$

여기서, w 는 LiBr의 질량분율, \bar{w} 는 질량분율의 액막평균값이다.

흡수기 벽과 수증기 침투깊이 사이 ($0 \leq y \leq \delta - \Delta$)에서 LiBr의 질량분율은 균일하므로 확산에 의한 물질전달을 무시할 수 있다. 따라서, 흡수기 벽과 수증기 침투깊이 사이의 LiBr의 질량분율은 다음 식으로 표현된다.

$$\frac{\partial w_b}{\partial t} + u_b \frac{\partial w_b}{\partial x} = 0 \quad (5)$$

w_b 는 흡수기 벽과 수증기 침투깊이 사이의 LiBr의 질량분율을 나타내고, u_b 는 평균속도를 나타내는데 다음 식으로 정의된다.

$$u_b = \frac{1}{\delta - \Delta} \int_0^{\delta - \Delta} u dy \quad (6)$$

흡수기 벽의 열저항은 LiBr 수용액이나 공기의 열저항에 비하여 무시할 수 있을만큼 작으므로 흡수기 벽의 온도가 균일하다고 가정할 수 있다. 흡수기 벽의 에너지보존은 다음 식으로 표현할 수 있다.

$$\rho_w C_w \delta_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = k \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0} - h_a (T_w - T_a) \quad (7)$$

여기서 ρ_w , C_w , δ_w 는 벽의 밀도, 비열, 두께를 나타내고, T_w 와 T_a 는 벽과 냉각 공기의 온도, 그리고 h_a 는 벽과 냉각 공기 사이의 대류열전달계수이다.

2.2 속도, 온도, 질량분율 분포

LiBr 수용액막 내부의 속도 분포는 다음의 경계조건을 만족해야 한다.

$$\begin{aligned} u &= 0 & \text{at } y &= 0 \\ \frac{\partial u}{\partial y} &= 0 & \text{at } y &= \delta \end{aligned}$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = -\frac{\rho g}{\mu} \quad \text{at } y=0 \quad (8)$$

$$u = u_s(x, t) \quad \text{at } y = \delta$$

u_s 는 액막표면에서의 속도이다. 속도 분포를 y 에 관한 다항식으로 가정하고 식 (8)을 이용하여 계수들을 구하고, 액막평균속도의 정의를 이용하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.¹³⁾

$$u = \frac{\rho g \delta^2}{\mu} \left[\frac{1}{5} \frac{y}{\delta} - \frac{1}{2} \left(\frac{y}{\delta} \right)^2 + \frac{4}{15} \left(\frac{y}{\delta} \right)^3 \right] + u_s \left[\frac{12}{5} \frac{y}{\delta} - \frac{4}{5} \left(\frac{y}{\delta} \right)^3 \right] \quad (9)$$

LiBr 수용액막 내부의 온도분포가 만족시켜야 할 경계조건은 다음과 같다.

$$T = T_w \quad \text{at } y=0$$

$$T = T_s(x, t) \quad \text{at } y = \delta \quad (10)$$

$$k \frac{\partial T}{\partial y} = \dot{m} h \quad \text{at } y = \delta$$

T_s 는 액막표면의 온도이다. LiBr 수용액의 열확산은 운동량확산에 비하여 느리고, 흡수기 입구 근처의 온도 분포는 수증기의 흡수율에 큰 영향을 미치므로 온도 분포는 y/δ_T 에 관한 지수함수로 가정하는데, δ_T 는 온도경계층의 두께로 비정상상태의 열전도문제¹⁴⁾의 침투깊이를 이용하여 다음 식과 같이 정의한다.

$$\delta_T = \sqrt{12\alpha x/u} \quad (11)$$

α 는 LiBr 수용액의 열확산계수이다. 식 (10)을 이용하여 계수들을 구하고, 액막평균온도와 액막표면온도의 관계를 이용하면 액막 내부의 온도 분포를 액막평균온도 \bar{T} , 흡수기 벽온도 T_w , 그리고 흡수되는 수증기의 질량유속 \dot{m} 으로 표현할 수 있다.

$$T = T_w + (\bar{T} - T_w) \frac{2[(2\xi - 1) - 2\xi e^{-y/\delta_T} + e^{-2y/\delta_T}]}{2(2\xi - 1) + (1 - 4\xi + 3\xi^2)\delta_T/\delta}$$

$$+ \frac{\dot{m} \Delta h \delta_T}{k} \left[- (1 - \xi)^2 \frac{\delta_T}{\delta} + \left\{ 2 - (1 - \xi^2) \frac{\delta_T}{\delta} \right\} e^{-y/\delta_T} - 2 \left\{ 1 - (1 - \xi) \frac{\delta_T}{\delta} \right\} e^{-2y/\delta_T} \right] \left[2(2\xi - 1) + (1 - 4\xi + 3\xi^2) \frac{\delta_T}{\delta} \right] \quad (12)$$

여기서 ξ 는 다음 식으로 정의된다.

$$\xi \equiv e^{-\delta_T/\delta} \quad (13)$$

LiBr 수용액막 내부에서 수증기의 확산은 매우 느리게 일어나므로 일반적인 흡수기 작동조건에서 수증기는 흡수기 벽까지 침투하지 않는다. 수증기가 침투한 영역에서 LiBr의 질량분율에 대한 경계조건은 다음과 같이 주어진다.

$$w = w_s(x, t) \quad \text{at } y = \delta$$

$$x = w_b(x, t) \quad \text{at } y = \delta - \Delta \quad (14)$$

$$\frac{\partial w}{\partial y} = 0 \quad \text{at } y = \delta - \Delta$$

Δ 는 수증기의 침투깊이이고 w_s 는 액막표면에서의 LiBr의 질량분율이다. 식 (14)의 경계조건들을 만족하는 질량분율의 분포를 구하고, 질량분율의 액막평균 \bar{w} 와 w_s 와의 관계를 사용하여 다음 식과 같이 질량분율의 분포를 \bar{w} , w_b , δ 그리고 Δ 로 표현할 수 있다.¹³⁾

$$w = \begin{cases} w_b(x, t) & \text{for } 0 \leq y \leq \delta - \Delta \\ w_s(x, t) - \frac{4\delta(w_b - \bar{w})}{\Delta^2} [y - (\delta - \Delta)]^2 & \text{for } \delta - \Delta < y \leq \delta \end{cases} \quad (15)$$

2.3 입구조건과 액막표면에서의 경계조건

수직평판형 흡수기에서 LiBr 수용액의 온도와 질량분율은 입구, 흡수기벽, 그리고 수증기와의 경계면에서의 조건에 영향을 받는다. 흡수기 벽에서의 경계조건은 속도, 온도, 질량분율의 분포를 구하는

데 이미 사용되었으므로 입구 조건과 액막표면에서의 경계조건만 고려하면 된다.

흡수기 입구에서 속도, 온도, 질량분율은 균일하다고 가정할 수 있고, 입구에서의 LiBr 수용액 두께는 작동조건이므로 입구조건은 다음과 같이 표현된다.

$$\left. \begin{aligned} u &= u_m \\ T &= T_m \\ w &= w_m \end{aligned} \right\} \text{at } x=0, 0 \leq y \leq \delta_m \quad (16)$$

$$\delta = \delta_m \text{ at } x=0 \quad (17)$$

가정 (4)에 의하여 액막표면에서의 온도 T_s 는 다음 식과 같이 수증기 압력 p 와 액막표면에서의 LiBr의 질량분율 w_s 에 의하여 결정된다.

$$T_s = f(p, w_s) \quad (18)$$

본 연구에서는 McNeely의 온도, 질량분율 그리고 압력간의 관계식¹⁵⁾을 사용하였다.

LiBr 수용액과 수증기의 경계면에서 수증기만 흡수되므로 액막표면에서 흡수되는 수증기의 질량 유속은 다음 식과 같이 표현된다.¹⁴⁾

$$\dot{m} = -\frac{\rho D}{w_s} \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)_{y=\delta} \quad (19)$$

수증기의 열전도도는 LiBr 수용액에 비하여 매우 작으므로 액막표면에서 발산되는 흡수열은 모두 액막으로 전달된다고 가정할 수 있고, 다음 식과 같이 표현된다.

$$k \frac{dT}{dy} \Big|_{y=\delta} = \dot{m} \Delta h \quad (20)$$

3. 수치해석 방법

적분형 지배방정식들의 해는 유한차분법을 이용하여 구하였다. 속도, 온도, 질량분율의 분포 식 (9), (12), (15)를 적분형 지배방정식 (1)-(5), (7)에 대입하고 시간에 대한 전향차분과 x -방향에 대한

후향차분법(Forward Time Backward Space Scheme)을 사용하였다.¹³⁾

열전달과 물질전달은 액막표면의 경계조건들에 의하여 매우 복잡하게 결부되어 있다. 액막표면에서 흡수되는 수증기의 질량유속은 식 (19)와 (20)을 만족해야 하며, 액막표면의 온도와 LiBr의 질량분율은 열역학적 평형식 (18)을 만족시켜야 한다. 따라서, 수증기의 질량유속을 결정하기 위하여 반복법을 사용하여야 하는데 그 순서는 Jeong 등¹³⁾에 자세히 기술되어 있다.

매 시간스텝마다 입구에서 출구쪽으로 계산이 수행된다. x -방향의 격자마다 먼저 액막의 두께가 계산되고, 이것을 이용하여 평균온도, 질량분율, 속도 등이 계산된다. 평균온도, 평균질량분율의 $(n+1)$ 스텝의 값과 (n) 스텝의 값들의 오차가 10^{-5} 보다 작으면 정상상태에 도달하였다고 판단하였다.

4. 결과 및 고찰

Table 1은 계산에 사용된 흡수기의 기준작동조건과 제원, 그리고 LiBr 수용액과 흡수기 벽의 물성치를 보여준다. 흡수기는 수직방향으로 50 등분 ($\Delta x = 20\text{mm}$)하였고, $\Delta t = 0.005\text{sec}$ 를 사용하였다.

Table 1 Physical properties and reference operating conditions

Absorber length	1m
Concentration at inlet	60%
Temperature at inlet	50°C
Film thickness at inlet	0.5mm
Pressure	9.2mmHg
Density of LiBr/water	1700kg/m ³
Specific heat of LiBr/water	1570J/kg-K
Conductivity of LiBr/water	0.487W/m-K
Latent heat of water	2721000J/kg
Diffusivity of LiBr/water	1.6×10 ⁻⁹ m ² /sec
Kinematic viscosity of LiBr/water	3.0×10 ⁻⁶ m ² /sec
Density of wall	7817kg/m ³
Specific heat of wall	460J/kg-K
Thickness of wall	1.0×10 ⁻³ m
Cooling air temperature	30°C
Heat transfer coefficient	300W/m ² -K

4.1 모델의 신뢰성 검증

본 연구에서 제시된 흡수기 해석모델의 신뢰성을 검증하기 위하여 Fig.2와 3에 흡수기 벽의 온도가 30°C로 일정한 경우의 액막표면온도와 평균질량분율의 계산값과 Urakawa 등⁸⁾에 의한 이차원 유한차분법의 결과를 비교하였다. Table 1에 보여준 흡수기의 길이, 액막두께, 압력, 입구의 질량분율 등은 Urakawa 등이 사용한 값들과 동일하나, LiBr 수용액의 열전도도는 그들의 논문에 명시되어 있지 않다. Fig.2와 3은 본 연구의 계산결과와 이차원 유한차분법의 계산결과가 비교적 잘 일치하는 것을 보여준다.

Fig.2는 흡수기 벽의 온도가 일정한 경우의 액막표면온도와 평균온도의 변화를 보여준다. 입구 근처에서는 온도가 급격히 감소하다가 출구쪽으로 갈수록 온도변화가 작아지는 것을 알 수 있는데, 이것은 출구쪽으로 갈수록 벽과 액막의 온도차가 적어지기 때문이다.

LiBr의 평균질량분율과 액막표면에서의 질량분율을 Fig.3에 나타내었다. 액막표면의 질량분율은 입구 가까이에서 급격히 감소하다 출구쪽으로 가면서 서서히 감소하나, 평균질량분율의 기울기는 거의 일정하다.

4.2 기준 작동조건에서의 온도 및 질량분율의 변화

Fig.4는 $x=20, 100, 500, 1000\text{mm}$ 에서 벽에 수직인 방향으로의 LiBr 질량분율 분포를 보여준다. 입구에서 출구로 진행하면서 액막표면의 질량분율은 감소하고 수증기의 침투깊이는 증가하는 것을 볼 수 있다. LiBr 수용액막의 두께가 0.5mm로 매우 작지만 수증기의 흡수가 매우 느리게 진행하여 흡수기 출구에서 수증기 침투깊이는 액막두께의 40%에 미치지 못하며, 나머지 벽에 가까운 부분에서는 질량분율의 변화가 없다.

온도분포의 변화를 Fig.5에 나타내었다. 입구 근처에서는 온도분포가 포물선 모양을 갖으나 입구에서 멀어질수록 선형이 되는 것을 볼 수 있다. 입구에서 출구로 진행할수록 액막표면의 온도와 흡수기 벽의 온도가 낮아진다.

Fig.6은 평균온도, 액막표면의 온도, 그리고 흡수기벽 온도의 길이방향 변화를 보여준다. 입구에서

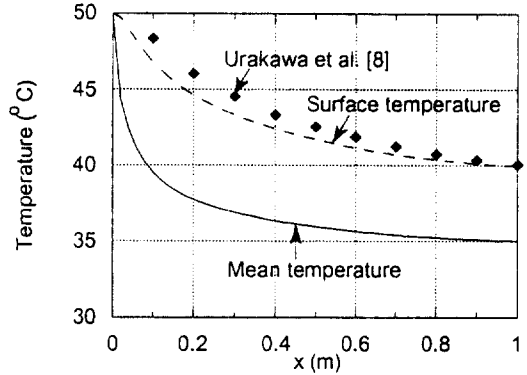


Fig.2 Mean and surface temperature variations along the wall for constant wall temperature ($T_w=30^\circ\text{C}$, $\delta_{in}=0.5\text{mm}$)

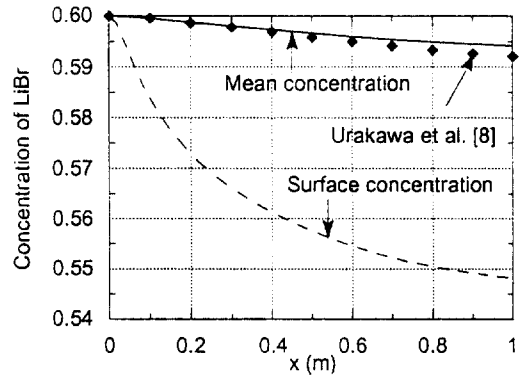


Fig.3 Mean and surface concentration variations along the wall for constant wall temperature ($T_w=30^\circ\text{C}$, $\delta_{in}=0.5\text{mm}$)

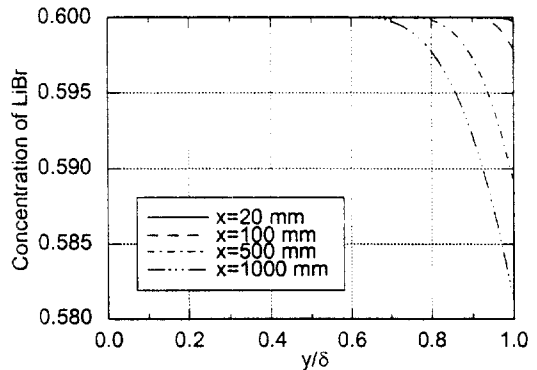


Fig.4 Variation of concentration profiles ($h_s=300\text{W}/\text{m}^2\text{-K}$, $T_s=30^\circ\text{C}$, $\delta_{in}=0.5\text{mm}$)

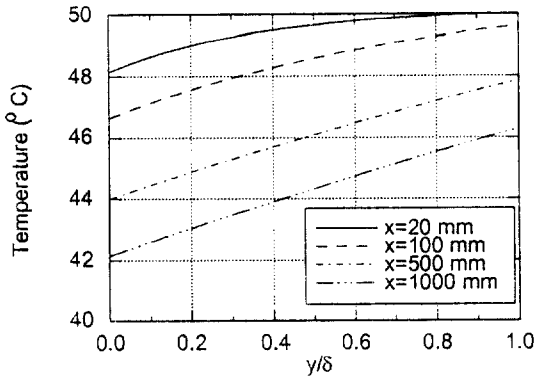


Fig.5 Variation of temperature profiles($h_a=300\text{W}/\text{m}^2\text{-K}$, $T_a=30^\circ\text{C}$, $\delta_{in}=0.5\text{mm}$)

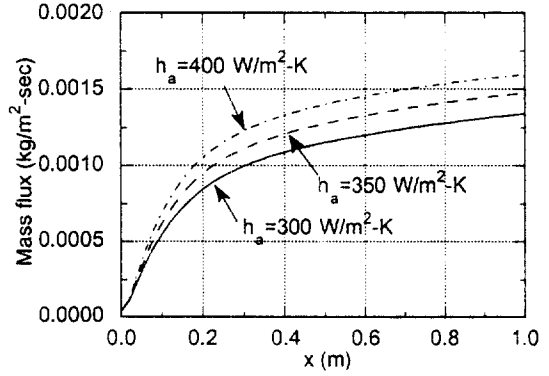


Fig.8 Effect of convective heat transfer coefficient on mass flux of water vapor($T_a=30^\circ\text{C}$, $\delta_{in}=0.5\text{mm}$)

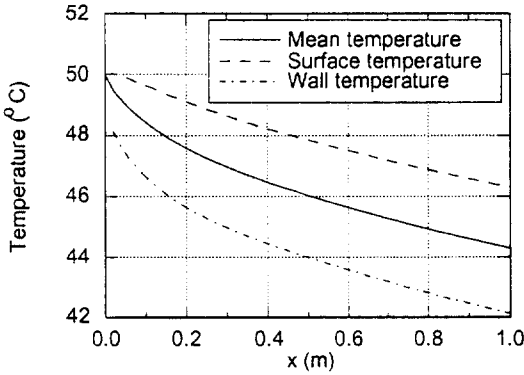


Fig.6 Temperature variation along the wall($h_a=300\text{W}/\text{m}^2\text{-K}$, $T_a=30^\circ\text{C}$, $\delta_{in}=0.5\text{mm}$)

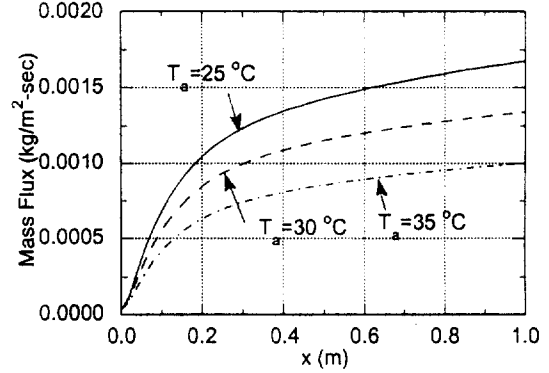


Fig.9 Effect of cooling air temperature on mass flux of water vapor($h_a=300\text{W}/\text{m}^2\text{-K}$, $\delta_{in}=0.5\text{mm}$)

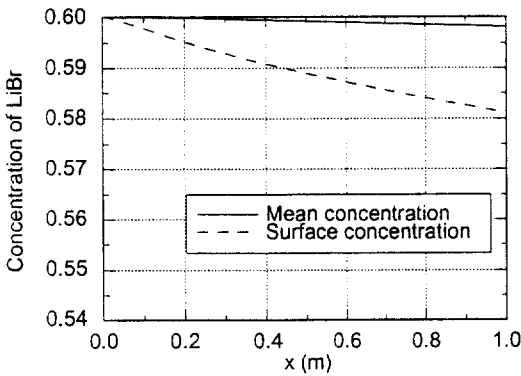


Fig.7 Concentration variation along the wall($h_a=300\text{W}/\text{m}^2\text{-K}$, $T_a=30^\circ\text{C}$, $\delta_{in}=0.5\text{mm}$)

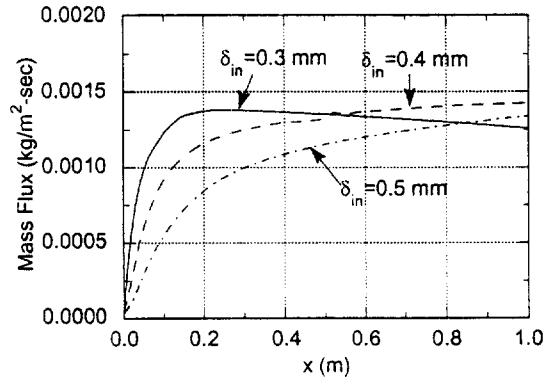


Fig.10 Effect of film thickness on mass flux of water vapor($h_a=300\text{W}/\text{m}^2\text{-K}$, $T_a=30^\circ\text{C}$)

멀어질수록 액막표면과 벽의 온도차가 커지는 것을 알 수 있다. 흡수기 벽의 온도가 일정하다고 가정했을 때의 결과인 Fig.2와 비교하면 냉각 공기와 흡수기 벽 사이의 대류열전달 때문에 벽에 수직인 방향으로의 열저항이 증가하므로 입구와 출구 사이의 온도차가 작으며, 입구 근처의 급격한 온도강하가 매우 완만해 지는 것을 볼 수 있다.

평균질량분율과 액막표면의 질량분율의 길이방향 변화를 Fig.7에 나타내었다. Fig.3과 비교하면 온도변화와 같이 입구 근처의 급격한 액막표면 질량분율의 저하가 완만하여지며, 전체적으로 흡수기의 길이 방향으로 선형적인 변화를 하는 것을 볼 수 있다. 벽의 온도가 일정한 경우보다 질량분율의 변화가 매우 작는데, 평균질량분율은 0.2% 정도 낮아진다.

4.3 흡수량에 대한 작동조건의 영향

Fig.8은 다른 조건은 기준작동조건과 같도록 유지하면서 냉각 공기와 흡수기 벽 사이의 대류열전달계수를 변화시켰을 때 LiBr 수용액막에 흡수되는 수증기의 질량유속의 변화를 보여준다. 대류열전달계수가 커질수록 LiBr 수용액과 냉각공기 사이의 열저항이 감소하여 열전달율이 증가하므로 수증기의 질량유속은 증가한다. 수증기의 질량유속은 입구에서 멀어질수록 증가한다.

냉각 공기의 온도가 수증기 흡수율에 미치는 영향을 Fig.9에 나타내었다. 냉각 공기의 온도가 감소할수록 LiBr 수용액과 냉각 공기 사이의 온도차가 증가하므로 열전달율이 증가하고, 따라서 흡수되는 수증기의 질량유속이 증가한다.

Fig.10은 입구에서의 LiBr 수용액막 두께가 수증기 흡수율에 미치는 영향을 보여준다. 입구 근처에서 액막의 두께가 얇아질수록 흡수되는 수증기의 질량 유속이 증가하는 것을 볼 수 있다. 이것은 액막의 두께가 얇을수록 벽에 수직인 방향으로의 열저항이 감소하여 열전달이 증가하기 때문이다. 액막의 두께가 0.3mm일 때의 전체적인 질량유속의 변화는 액막의 두께가 0.4mm나 0.5mm일 때의 질량유속과 다른 경향을 보여준다. 즉, 액막의 두께가 0.4mm나 0.5mm일 때의 질량유속은 입구 근처에서 급격히 증가하다가 출구로 진행하면서 완만하게 증가하는데, 0.3mm일 때는 입구 가까이에서의 기

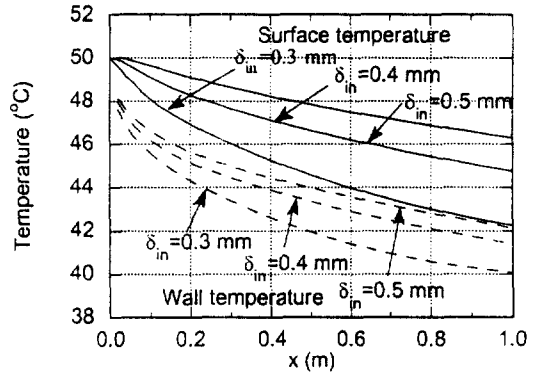


Fig.11 Effect of film thickness on surface and wall temperatures ($h_a=300W/m^2-K$, $T_a=30^{\circ}C$)

울기는 커지나 입구에서 0.2m 이후에는 질량유속이 감소한다. 액막의 두께가 0.3mm의 경우와 같이 입구 근처에서 액막에 흡수되는 수증기의 질량유속이 최대가 되는 임계점이 존재하고, 임계점 이후로는 질량유속이 감소하는 경향은 참고문헌 (8), (12), (13)에서도 볼 수 있는데, 김선창 등¹²⁾은 액막의 두께를 0.1mm로 하였고, Jeong 등¹³⁾과 Urakawa 등⁸⁾은 흡수기 벽의 온도가 $30^{\circ}C$ 로 일정하다고 가정하였다.

액막의 두께와 흡수기 벽의 경계조건에 따라 질량유속의 길이방향 변화가 다른 경향을 보이는 이유를 알아보기 위하여 Fig.11에 입구의 액막두께가 0.3mm, 0.4mm, 0.5mm일 때의 액막표면온도와 흡수기 벽온도의 길이방향 변화를 나타내었다. 액막의 두께가 얇을수록 냉각공기와 액막 사이의 열저항이 감소하므로 액막에서 벽으로 전달되는 열전달량은 증가하고, 또 액막의 두께가 얇을수록 액막의 열용량은 작아지므로 액막표면온도와 흡수기 벽온도는 낮아진다. 따라서, 액막이 얇을 경우에는 입구 근처에서 액막에서 냉각 공기로 전달되는 열전달량이 액막이 두꺼울 경우보다 크므로 수증기의 흡수율이 급속히 증가하여 최고점에 이르나 그 이후에는 액막과 냉각 공기 사이의 온도차가 액막이 두꺼울 경우보다 작아지기 때문에 수증기의 흡수율이 감소하게 된다. 또한, 흡수기 벽의 온도가 일정하다고 가정한 경우는 냉각 공기와 벽 사이의 대류열전달을 고려한 경우보다 열저항이 매우 작으므로 액막의 두께가 얇을 경우와 같이 입구 근처에서 수증기의 흡수율은 급속히 증가하나 입

구에서 멀어질수록 액막과 벽 사이의 온도차가 감소하므로 수증기의 흡수율이 감소한다고 생각된다.

본 논문에서는 흡수기의 길이를 1m로 하였으므로 액막두께가 0.4mm, 0.5mm의 경우 흡수되는 수증기의 질량유속이 흡수기 출구까지 증가하나, 흡수기의 길이가 길면 출구쪽으로 갈수록 액막과 냉각공기의 온도차가 작아지므로 수증기의 질량유속이 최대가 되고 그 이후로는 감소하는 임계점이 존재할 것이다. 즉, 다른 조건들이 일정할 때 LiBr 수용액막의 두께가 얇을수록 임계점이 입구 가까이 생긴다.

5. 결 론

수직평판형 흡수기 내부에서 일어나는 운동량, 열, 물질전달 현상을 냉각공기와 흡수기 벽 사이의 대류열전달을 포함하여 해석하는 준일차원 모델을 제시하였다. 이 모델을 이용하여 LiBr 수용액막 내부의 온도와 질량분율 변화를 보였고, 공기와 벽 사이의 대류열전달계수, 냉각 공기의 온도, 액막의 두께가 LiBr 수용액에 흡수되는 수증기의 질량유속에 미치는 영향을 보였다. 대류열전달계수가 커질수록 수증기의 질량유속은 증가하며, 냉각 공기의 온도는 낮을수록 수증기의 흡수율은 커졌다. LiBr 수용액막의 두께가 얇을수록 흡수되는 수증기의 질량유속이 입구 근처에서 증가하며, 액막이 얇을수록 수증기의 질량유속이 최대가 되고 그 이후로는 감소하는 임계점이 입구 가까이에 생긴다. 그러므로 흡수기의 총체적이 주어졌을 경우 액막의 두께가 매우 작으면 흡수기 길이는 짧게하고 흡수기의 수를 늘리는 것이 효율적이고, 액막이 두꺼우면 흡수기의 수를 줄이고 흡수기의 길이는 길게하는 것이 바람직하다.

후 기

본 논문은 금성사 생활시스템연구소의 지원을 받아 수행된 연구의 결과이다.

참 고 문 헌

1. Kurosawa, S. and Fujimaki, S., 1989, "Development of Air-Cooled Double-Effect Gas-Fired Absorption Water Chiller-Heater", ASHRAE Trans., Vol.95, Part, 1.
2. Oh, M.D., Kim, S.C., Kim, Y.L., and Kim, Y.I., 1993, "Cycle Analysis of Air-Cooled, Double-Effect Absorption Heat Pump with Parallel-Flow Type", Proceedings of the International Absorption Heat Pump Conference, Vol.31, pp.117-123.
3. Tongu, S., Makino, Y., Ohnishi, K. and Nakatsugawa, S., 1993, "Practical Operating of Small-Sized Air-Cooled Double-Effect Absorption Chiller-Heater by Using Lithium Bromide and Aqueous", Proceedings of the International Absorption Heat Pump Conference, Vol.31, pp.125-132.
4. Grossman, G., 1991, "Absorption Phenomena in Water-Lithium Bromide Films", Proceedings of the Japanese Absorption Heat Pump Conference, Tokyo, October, pp.43-52.
5. Grossman, G., 1983, "Simultaneous Heat and Mass Transfer in Film Absorption under Laminar Flow", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.26, No.3, pp.357-371.
6. Grossman, G. and Heath, M.T., 1984, "Simultaneous Heat and Mass Transfer in Absorption of Gases in Turbulent Liquid Film", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.27, No.12, pp.2365-2376.
7. Yang, R. and Wood, D., 1992, "A Numerical Modeling of an Absorption Process on a Liquid Falling Film", Solar Energy, Vol.48, No.3, pp.195-198.
8. Urakawa, K., Morioka, I. and Kiyota, M., 1986, "Absorption of Water Vapor into Lithium Bromide-Water Solution Film Falling along a Vertical Plate", Bulletin of JSME, Vol.25, No.258, pp.4218-4222.
9. Bird, E.B., Stewart, W.E. and Lightfoot, E.N., 1960, Transport Phenomena, Wiley, New York, pp.37-40.
10. Patnaik, V., Perez-Blanco, H., and Ryan, W.A., 1993, "A Simple Analytical Model for the Design of Vertical Tube Absorber", ASHRAE Trans., Vol. 99, Part 2, pp.3696-3707.

11. Wassenaar, R.H. and Westra, J.J. W., 1991, "Dynamic Model of a Film Absorber with Coupled Heat and Mass Transfer", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.35, No.1, pp.87-99.
12. 김선창, 윤인철, 오명도, 이재현, 1994, "수직 평판을 흘러내리는 LiBr 수용액의 증기 흡수 과정에 대한 열 및 물질전달", *대한기계학회 춘계학술대회 논문집*, pp.463-467.
13. Jeong, E.S., Lee, D.J., and Kim, T., J., 1994, "Analysis of Momentum, Heat, and Mass Transfer in a Falling Film of a Vertical Plate Absorber", *Proceedings of the Third JSME-KSME Fluids Engineering Conference*, Sendai, Japan, pp.379-384.
14. Eckert, E.R.G. and Drake, Jr., R.M., 1972, *Analysis of Heat and Mass Transfer*, McGraw-Hill, pp.183-187, 715-720.
15. McNeeley, L.A., 1979, "Thermodynamic Properties of Aqueous Solutions of Lithium-Bromide", *ASHRAE Trans.*, Vol.85, Part 1, pp.413-434.