

# 수직 액막형 흡수기의 흡수성능 변화에 미치는 냉각수 유량의 영향

김 정 국, 조 금 남\*\*  
성균관대학교 대학원, \*성균관대학교 기계공학부

## Effect of the Flow Rate of Coolant on the Absorption Performance of a Vertical Absorber

Jungkuk Kim, Keumnam Cho\*\*

Graduate School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon 440-746, Korea

\*School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon 440-746, Korea

(Received September 20, 2005; revision received April 3, 2006)

**ABSTRACT:** The present study predicted the effect of the flow rate of coolant on the absorption performance of a vertical falling film type absorber. Heat and mass transfer performances were numerically investigated. The exit temperatures of solution and coolant were decreased as the flow rate of the coolant was increased at the film Reynolds number of 100. The absorption mass flux was increased and then decreased as the distance from the inlet of the absorber was increased. The distance showing the maximum absorption mass flux was ranged from 0.3 to 0.5 m. The heat flux and the absorption mass flux were increased and then slowly decreased as the flow rate of the coolant was increased. The maximum values were obtained at the flow rate of coolant of 2.0 L/min.

**Key words:** Flow rate of coolant(냉각수 유량), Absorption performance(흡수성능), Absorption mass flux(흡수질량유속), Heat flux(열유속)

### 기 호 설 명

$A$	: 열전달면적 [ $m^2$ ]	$p$	: 압력 [Pa]
$C$	: LiBr 수용액농도 [wt%]	$q$	: 열유속 [ $kW/m^2$ ]
$C_p$	: 정압비열 [ $kJ/kg \cdot K$ ]	$Q$	: 열전달량 [kW]
$D$	: 물질확산계수 [ $m^2/s$ ]	$Re_f$	: 액막 레이놀드수, $4\Gamma_s/\mu_s$
$G$	: 흡수질량유속 [ $kg/m^2 \cdot s$ ]	$T$	: 온도 [K]
$h$	: 열전달계수 [ $kW/m^2 \cdot K$ ]	$u$	: 국부 액막속도 [m/s]
$\dot{m}_u$	: 냉매중기 흡수량 [ $kg/(m^2 \cdot s)$ ]	$U$	: 평균 액막속도 [m/s]
$n$	: 검사체적 내 미소해석 step	$V$	: 유동률 [L/min]
		$x$	: 수용액 유동방향으로의 거리 [m]

### 그리스 문자

† Corresponding author

Tel.: +82-31-290-7445; fax: +82-31-290-7923

E-mail address: keumnamcho@skku.edu

$\beta$  : 물질전달계수 [m/s]

$\mu$  : 점성계수 [ $kg/m \cdot s$ ]

$\Gamma$  : 원주 길이당 질량유량 [ $\text{kg/m}\cdot\text{s}$ ]  
 $\rho$  : 밀도 [ $\text{kg/m}^3$ ]

### 하첨자

$c$  : 냉각수  
 $in, out$  : 흡수기 입/출구  
 $lm$  : 평균값  
 $r$  : 흡수기 반경방향  
 $ref$  : 냉매증기  
 $ref-s$  : 냉매증기-수용액 경계면  
 $s$  : 수용액  
 $s-c$  : 수용액-냉각수 사이  
 $w$  : 흡수기 벽면

## 1. 서 론

상용화된 대부분의 대형 흡수식 시스템은 수평 관군의 대용량으로 중대형 이상의 건물에만 적용되는 한계가 있었다. 이를 소형 건물에 적용하기 위한 흡수식 시스템의 소형화 설계로서 흡수용액이 수직관 내부를 흘러내리는 수직 액막식 흡수기가 개발되고 있으며, 이를 위한 선행조건으로서 가장 핵심요소인 수직형 흡수기의 열 및 물질전달 특성에 관한 기본 메카니즘과 액막의 유동변화에 대한 연구<sup>(1)</sup>와 흡수기 내 여러 종류의 핀을 이용한 연구<sup>(2,3)</sup>가 진행되었다. 흡수기 관벽의 유하액막에 대한 유동변화와 이에 따른 열 및 물질전달 기본 메카니즘의 변화에 관한 연구도 활발히 진행되고 있다. 흡수기 내 전달현상의 기본 형태인 수직 유하액막의 경우는 수직관 내부의 열 및 물질전달 이외에 파동발달이 함께 발생됨으로 인해 해석적 접근이 용이하지 않은 메카니즘으로서 많은 이론적 연구 대상이 되어 왔다. Kurosawa<sup>(4)</sup>는 수직 흡수기 관 내측의 열 및 물질 전달계수를 실험적으로 구하였으며, Grossman<sup>(5)</sup>은 균일 벽면온도와 열유속 조건에서의 층류 액막유동의 냉매증기 흡수과정을 수치해석하였다. Kishishita et al.<sup>(6)</sup>은 균일 온도조건인 수직평판을 흘러내리는 LiBr 수용액의 흡수과정에 대한 수치해석을 통하여 냉매증기 흡수량에 관한 관계식을 보고하였다. Morioka and Kiyota<sup>(7)</sup>는 임의의 파동진폭과 단열벽면, 계면 열평형 등의 가정조건에서 최소 액막두께가 형성되는 유동골에서 최대 흡수질량유

속이 나타나며, 검증실험을 통해 액막 레이놀즈수에 따른 흡수성능의 민감한 변화를 보여주었다. 하지만, 이러한 흡수 메카니즘에 대한 연구<sup>(1-7)</sup>는 열 및 물질전달이 동반된 복합적인 현상으로 수용액과 냉각수의 열전달 및 벽면온도 조건에 따라 전달성능의 예측에 큰 변화를 줄 수 있다. 특히, 기존 연구의 대부분이 균일 벽면온도 조건을 가정하였으며 이는 흡수과정에서 발생하는 흡수열에 대한 완전 방열 및 냉각수 유량에 따른 냉각성능을 일정하게 고정한 것으로 실제 시스템의 성능해석에서 오차발생의 원인이 되고 있다. 흡수과정 중 발생하게 되는 흡수열은 크게 냉매증기의 증발잠열과 흡수에 따른 LiBr 수용액의 회석열로 구성되며 이에 대한 원활한 방열은 냉매증기의 흡수촉진과 더불어 흡수기 내 열 및 물질전달 현상을 향상시키는 주요한 과정이 된다. 따라서, 흡수기 내 열 및 물질전달 현상에 미치는 냉각수의 영향을 조사하고 방열과정의 주요 인자이자 흡수기 성능에도 밀접하게 관련된 냉각수의 최적조건을 분석함으로써 열 및 물질전달 성능을 향상시킬 수 있다.

본 연구에서는 냉각수 유동조건이 흡수기 내 열 및 물질전달에 미치는 영향을 검토하기 위해서 동일 저자들의 기존 연구<sup>(8,9)</sup>에 나타난 바와 같이 최대 흡수성능을 나타낸 관경 22.3 mm, 길이 1,150 mm의 스프링 삽입관 흡수기에 대해 LiBr 수용액 온도(45°C), 농도(60 wt%)와 냉각수 온도(30°C) 조건에서 냉각수 유량(0.5~5.0 L/min)에 따른 흡수기 내 수용액의 온도와 농도 변화를 해석적으로 계산함으로써 냉각수 최적 유량조건을 조사하였다. 해석 및 검증 실험조건과 주요 변수는 Table 1에 나타내었으며, 수용액 농도, 온도 및 냉

Table 1 Experimental condition & parameters

	Condition & Parameter	Range
Solution	Temperature [°C]	45
	Concentration [wt%]	60
	Flow rate [ $Re_f$ ]	50~200
Coolant	Temperature [°C]	30
	Flow rate [L/min]	0.5~5.0
Spring	OD [mm]	1.0
	Spring space [mm]	7.0
Groove	Groove size [mm]	0.1

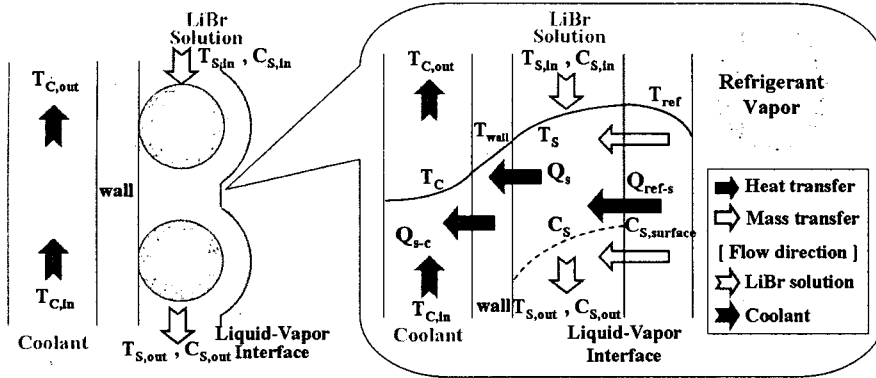


Fig. 1 Schematic diagram of the analytical model.

각수 온도 기준은 흡수관 내 열 및 물질전달 특성에 관한 기존 수행연구 결과<sup>(8,9)</sup>를 인용하였다.

## 2. 해석모델 및 지배방정식

### 2.1 해석모델

Fig.1은 동일 저자들의 기존 연구<sup>(9)</sup>에서 다양한 흡수기 형상 중 최대흡수성능이 나타난 스프링 삼입관의 국소 수직 액막 내 열 및 물질전달의 흡수모델에 대한 개략도로서  $\blackleftarrow$ 은 열전달,  $\blackleftarrow$ 은 물질전달, 그리고  $\blackleftarrow$ ,  $\blackleftarrow$ 은 용액 및 냉각수 흐름을 의미한다.

대향류 형태의 수용액과 냉각수를 중심으로 액막 계면을 통한 열전달( $\blackleftarrow$ ) 및 물질전달( $\blackleftarrow$ ) 과정이 이루어진다.

Fig.2는 수직형 흡수기 전 구간의 각 스텝에서

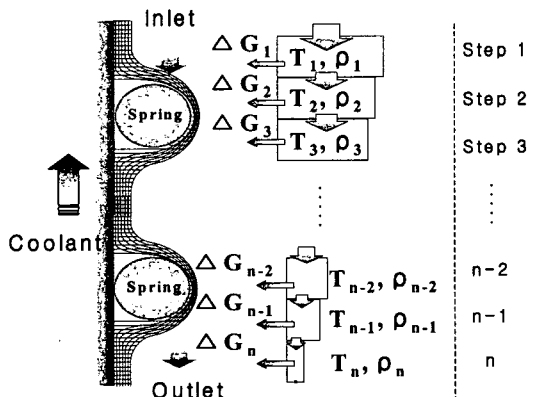


Fig. 2 Control volume of the analytical model.

냉매증기 상태변화의 개략도를 나타낸 것으로, 흡수기 입구에 유입된 냉매증기가 각 검사체적으로 이동시 각 스텝에서는 임의의 냉매증기량( $\Delta G$ )만큼 수용액에 흡수가 되며, 흡수기 하단으로 갈수록 검사체적 내 포함된 냉매증기의 밀도가 감소하게 된다.

이는 냉매증기의 균일한 조건이 형성되는 일반적인 중대형 흡수식 시스템에 비해 수직형 흡수기의 경우는 임의의 관경을 가진 흡수기 내부로 냉매증기가 순차적으로 공급됨에 따라 흡수과정으로 인한 냉매증기량(밀도) 감소와 수용액과 냉각수의 열전달에 의한 과냉효과 등으로 냉매증기의 상태량인 온도, 밀도 등이 변화하게 되는 것으로 본 연구에 적용된 수치해석의 주요 가정조건은 다음과 같다.

- (1) 흡수기 입구측의 반경방향으로 수용액 농도와 온도분포, 냉매증기의 온도분포는 균일하며, 입구측 압력 및 유량 조건은 일정하다.
- (2) 물질전달에 의한 냉매증기의 열전달량은 냉각수측으로 완전 방열되며, 냉각수로의 열유속은 수용액과 냉각수의 온도차에 의해 변화된다.
- (3) 유하액막은 층류유동이며, 원심축 회전방향의 전단응력 및 유동현상은 없다.

흡수식 시스템의 일반적인 흡수기 운전조건인 7°C, 7.8 torr를 기준으로 12°C의 냉수공급을 적용, 해석모델 상에서 흡수기로 유입되는 냉매증기의 공급량( $\dot{m}_{sat}$ )을 조절하였다.

### 2.2 지배방정식

식(1)과 (2)는 냉매증기와 액막 계면에서의 물

질확산방정식과 에너지방정식을 나타낸다.

$$u_x \frac{\partial C_s}{\partial x} + u_r \frac{\partial C_s}{\partial r} = D \left( \frac{\partial^2 C_s}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial C_s}{\partial r} + \frac{\partial^2 C_s}{\partial r^2} \right) \quad (1)$$

$$u_x \frac{\partial T}{\partial x} + u_r \frac{\partial T}{\partial r} = a \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \right) + \frac{D(C_{p,s} - C_{p,c})}{C_p} \left( \frac{\partial T}{\partial r} \frac{\partial C_s}{\partial r} \right) + \frac{T}{r} \frac{\partial C_s}{\partial r} + T \frac{\partial^2 C_s}{\partial r^2} \quad (2)$$

층류 액막과동에 대한 유동 및 속도 분포의 기본 방정식은 기존 연구<sup>(9)</sup>와 동일하게 적용하였다.

### 2.3 열 및 물질전달

유하액막의 각 검사체적 내 열전달량( $\dot{Q}$ )은 식(3)과 같으며, 냉각수측 방열량( $\dot{Q}_c$ )은 검사체적 내 열전달에 의한 수용액의 손실열량( $\dot{Q}_s$ )과 냉매증기 흡수에 의한 흡수열( $\dot{Q}_{ref-s}$ )의 합으로 나타낼 수 있으며, 흡수기 방열에 따른 냉각수의 현열량( $\dot{Q}_c$ )은 검사체적 입/출구에서의 냉각수 온도변화로 산출할 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \dot{Q}_{s-c} \\ &= \dot{Q}_s + \dot{Q}_{ref-s} \\ &= \dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,in} - T_{c,out}) \\ &= h_s A_{in} (T_{s,in} - T_{s,out}) \\ &\quad + \dot{m}_{ref} C_{p,ref} (T_{s,surf} - T_{ref,in}) \end{aligned} \quad (3)$$

Moffat<sup>(10)</sup>이 제시한 식에 따르면 열전달계수의 오차해석은 식(4)와 같다.

$$\frac{\delta h_s}{h_s} = \sqrt{\left( \frac{\delta \dot{Q}}{\dot{Q}} \right)^2 + \left( \frac{\delta A}{A} \right)^2 + \left( \frac{\delta T_{in}}{\Delta T} \right)^2 + \left( \frac{\delta T_{out}}{\Delta T} \right)^2} \quad (4)$$

식(4)에서 열전달계수에 대한 오차는  $\pm 1.2 \sim \pm 3.1$

% 범위였다.

단위시간당 냉매흡수량은 식(5)와 같으며, 각 검사체적 입출구의 농도변화( $\Delta C_{lm}$ )는 식(6)과 같다.

$$G = \rho_s \beta \Delta C \quad (5)$$

$$\Delta C_{lm} = \frac{(C_{s1} - C_1^s) - (C_{s2} - C_2^s)}{\ln [(C_{s1} - C_1^s)/(C_{s2} - C_2^s)]} \quad (6)$$

흡수질량유속에 대한 오차해석은 식(7)과 같으며, 흡수질량유속에 대한 오차는  $\pm 2.7 \sim \pm 4.3\%$  범위였다.

$$\frac{\delta G}{G} = \sqrt{\left( \frac{\delta \rho_s}{\rho_s} \right)^2 + \left( \frac{\delta \beta}{\beta} \right)^2 + \left( \frac{\delta C_{in}}{\Delta C} \right)^2 + \left( \frac{\delta C_{out}}{\Delta C} \right)^2} \quad (7)$$

### 2.4 경계조건 및 수치해법

흡수기의 입구( $x=0$ )에서 유하액막의 온도와 농도분포는 균일하며, 경계면 열유속은 반경방향의 열 및 물질 확산에 의한 열전달항으로 표현된다. 수직 액막에서의 초기 경계조건은 다음과 같다.

$$x=0 ; T = T_0, C = C_0 \quad (8)$$

$$r = r_s ; T = f(C, P) \quad (9)$$

$$\begin{aligned} q_r &= k \left( \frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=r_s} \\ &\quad - (C_{p,c} - C_{p,s}) T_p D \left( \frac{\partial C}{\partial r} \right)_{r=r_s} \\ &= Q_{abs} \dot{m}_u \end{aligned} \quad (10)$$

$\dot{m}_u$ 은 반경방향에 대한 단위체적당 수용액에 흡수되는 냉매증기량이며, 수직 원관 내벽면 경계조건은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} r = r_c ; \dot{q}_w &= \frac{(T_w - T_c)}{\left( \frac{1}{h_c} + \frac{\delta_{tube}}{k_{tube}} \right)}, \\ \left( \frac{\partial C}{\partial r} \right)_{r=r_c} &= 0 \end{aligned} \quad (11)$$

상기 기액 경계면에 대한 경계조건들을 적용한 수치해석기법과 출구 경계조건( $\partial C/\partial x = \partial T/\partial x$

=0) 및 수렴범위 등은 기존 연구<sup>(9)</sup>에서 수행한 조건을 인용하였다.

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 냉각수 조건에 따른 열전달 및 온도변화

일반적인 열교환기의 경우, 냉각수 유량이 증가함에 따라 열전달량이 최대로 증가된 후 열교환기의 열전달능력이 한계에 이르렀을 때 거의 일정하게 열전달성능이 유지되는 데 반해, 수직형 흡수기 내 흡수과정의 경우 냉각수의 유량이 증가되면 일정 성능 이후에는 유량이 증가된 냉각수에 비해 수용액측의 열용량 부족 등으로 인해 수용액 온도 감소와 함께 흡수기 내 시스템 압력이 감소하는 현상이 나타난다. 이는 수직형 흡수기 내 열 및 물질전달에 의한 수용액과 냉각수의 입출구 온도, 수용액 온도 및 농도변화(흡수질량 유속)를 통해 예측할 수 있다.

Fig. 3은 수용액의 일정 유량조건에서 냉각수 유량변화에 따른 수용액측 손실열량( $Q_S$ )과 냉각수측 방열량( $Q_{S-C}$ )과의 관계를 보여주고 있다. 본 연구에 적용된 수용액 유량범위( $Re_f=50\sim 200$ )의 각 액막 레이놀즈수에서 냉각수의 유량이 증가할수록 방열량은 각각 최대 24.2~73.8%까지 증가되었으며, Fig. 3의 점선 원안에 표시된 수치와 같이 일정 냉각수 유량( $V_C=2.0\text{ L/min}$ ) 이후에는 냉각수 유량이 증가하여도 냉각수측 방열량은 오히려 다소 감소하는 것으로 나타났다. 이는 상기에서도 기술한 수직형 흡수기 내 흡수과정의 특징, 즉 냉각수의 유량이 증가되면 일정 성능 이후에는 증가된 냉각수 유량에 비해 수용액측의 열용량 부

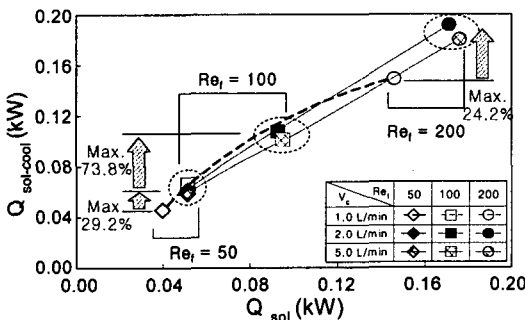


Fig. 3 The heat transfer rate of LiBr solution and coolant.

족이 발생되고, 이로 인한 수용액 온도 감소와 흡수기 내 시스템 압력이 감소에 따른 흡수성능 저하로 인한 냉매흡수열 감소 현상에 의한 것으로 사료된다. 또한, 각 수용액 유량조건에서 수용액의 손실열량( $Q_S$ )에 비해 냉각수측 방열량( $Q_{S-C}$ )

이 다소 크게 나타나는데, 이는 냉매 흡수과정에서 냉각수측으로 완전 방열됨을 기본 가정한 냉매증기의 흡수열( $Q_{ref-S}$ )에 의한 것으로 사료된다.

Fig. 4는 흡수기로 유입되는 냉매증기의 질량유속이 균일한 조건 하에서 냉각수 유량 증가에 따른 흡수기 입출구의 LiBr 수용액 온도와 냉각수 입/출구 온도변화로서 기존 연구에서 최대 성능을 나타내는 수용액 유량조건( $Re_f=100$ )을 포함한 각 수용액 유량조건( $Re_f=50, 100, 200$ )에서 냉각수와 수용액의 에너지 평형에 따라 냉각수 유량이 증가될수록 냉각수 출구온도는 감소하는 데 반해 수용액의 출구측 온도변화폭은 냉각수에 비해 크게 나타났다. 이는 수용액측의 유량( $Re_f=50, 100, 150$ )이 일정한 조건에서 냉각수측 유량이 최저 유량조건( $V_C=0.5\text{ L/min}$ )을 기준으로 최대 10배 이상 증가되었고, 이로 인한 냉각수측의 냉각능력 증가가 수용액의 방열량 증가를 유도함으로써 수용액의 출구측 온도 저하가(최대 약 17.1%) 크게 나타난 것으로 판단된다. 반면, 수용액과 냉각수 간의 열전달량이 증가하여도 냉각수의 최저 유량조건( $V_C=0.5\text{ L/min}$ )에 비해 유량이 10배 이상 증가하게 되므로 흡수기 입출구 온도 증가폭(약 3.3%)은 오히려 감소된 것으로 사료된다.

이러한 흡수기 입/출구에서의 수용액과 냉각수 온도변화 원인을 조사하기 위해 Fig. 5와 같이 해석모델을 통해 수용액의 일정 유량조건( $Re_f=$

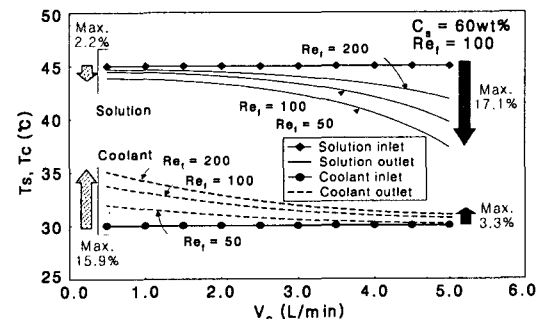


Fig. 4 Temperatures of LiBr solution and coolant vs. flowrate of coolant.

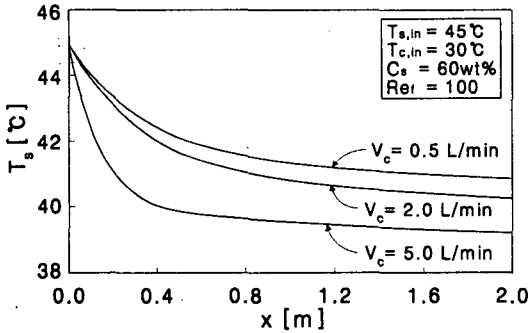


Fig. 5 Temperature profile of LiBr solution vs. distance from the absorber.

100)에서 냉각수 유량변화에 따른 흡수기 내 수용액 온도분포를 조사하였다. 수용액 일정 유량조건에서 수용액과 냉각수 간의 열교환은 냉매증기 흡수에 따른 흡수열의 방열과 수용액의 온도 저하에 의한 포화압력 감소 및 이로 인한 흡수구동력(압력차)을 높이는 주요 원인이 된다. 하지만, Fig. 5에서 보듯이 일정 냉각수 유량이 2L/min 이하인 경우 수용액의 온도변화가 흡수기 입구로부터의 임의의 거리 이후 일정한 감소율을 보이는데 반해, 냉각수 유량이 최대로 증가된 5L/min의 경우에는 흡수기 입구 이후 급격한 온도 감소율을 보인 후 거의 완만한 감소율이 나타났다. 이는 수용액의 유량조건에 비해 냉각수의 과다 유량으로 인해 흡수기 초반에 흡수열을 포함한 방열량이 크게 증가하게 되고, 수용액 자체의 온도 저하와 함께 용액 내 냉매증기의 포화압 감소율 유발하게 되며, 흡수기 내부로 유입된 냉매증기에 대한 과냉효과로 인해 흡수기 하단부에서는 시스템 압력이 저하되게 된 것으로 사료된다. 이러한 시스템 압력 저하에 의한 냉매증기와 수용액의 압력차 감소는 흡수성능을 저하시키는 요인이 되며, 전체적으로 일정 유량조건 이후에 흡수성능이 오히려 감소하는 특이한 현상의 발생원인이 된다.

이러한 온도변화에 따른 압력차 감소와 흡수성능 저하는 실험을 통해서도 조사가 가능하며, Fig. 6과 같이 액막 레이놀즈수 90 이상에서 냉각수 유량조건이 큰 경우, 냉각수로의 방열량 증가와 이로 인한 수용액의 온도 저하는 시스템의 압력을 약 22.2~44.5% 정도 저하시키고, 수용액의 포화압과 냉매증기의 증기압, 즉 시스템 내 증기압차가 감소함으로써 흡수성능이 오히려 저하되는

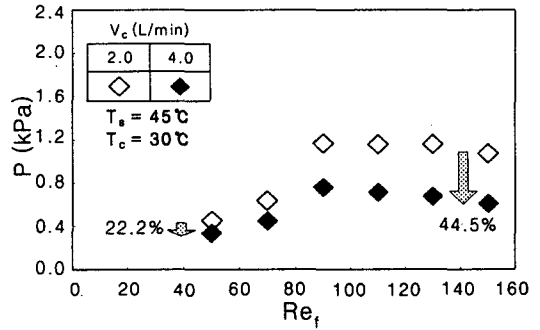


Fig. 6 Absorber pressure vs.  $Re_1$ .

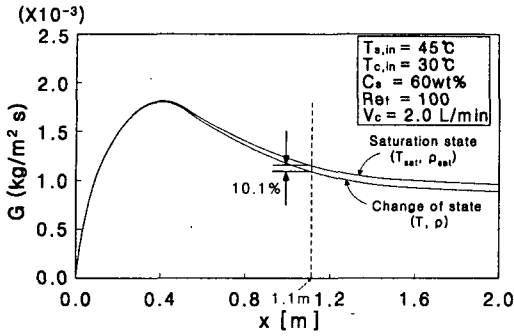
것으로 나타났다.

### 3.2 열 및 물질전달

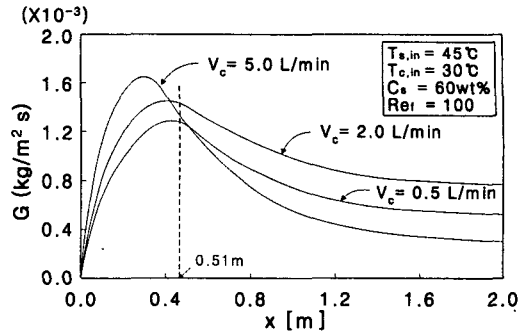
수직형 흡수기 내에서 냉매증기의 상태는 흡수성능을 변화시키는 주요 요인이 될 수 있으며, 해석모델을 통한 수치해석에서 흡수기 내 냉매증기의 조건을 변화시킨 경우와 흡수기 전 구간에서 냉매증기 조건을 포화상태로 가정한 경우를 비교했을 때, 본 연구에서 설정한 흡수기 길이인 흡수기 입구로부터 약 1.1 m 떨어진 지점에서 Fig. 7(a)와 같이 최대 10.1%의 흡수율 차이가 나타나는 것으로 조사되었다.

열 및 물질전달의 동반과정에 따라 Fig. 7(b)의 흡수질량유속도 수용액 온도변화(Fig. 5)와 유사하게 일정 냉각수 유량이 2L/min 이하인 경우 흡수질량유속은 흡수기 입구로부터 약 0.51 m 이후에서 일정한 감소율을 보이는데 반해, 냉각수 유량이 최대로 증가된 5L/min의 경우는 흡수기 입구 근처에서 이미 흡수질량유속의 급격한 향상이 나타났다. 또한, 흡수기 초반의 급격한 흡수질량유속의 증가는 LiBr 수용액의 농도를 저하시키고 약 0.51 m 이전부터 급격하게 흡수성능이 감소되는 것으로 나타났다.

냉매증기의 흡수에 의한 흡수열 측면을 제외한 수용액과 냉각수만의 열교환(비흡수 조건)은 Fig. 8에서 보듯이 일반 열교환기 특성과 유사하게 일정 한계점 이후 열유속( $q$ )이 거의 일정하게 유지되지만, 냉매증기의 흡수에 의한 흡수열 측면을 고려한 경우(흡수조건)는 냉각수 유량 증가에 따른 흡수기 하단부에서의 수용액 온도 저하와 냉매증기의 포화압 감소(수용액과 냉매증기의 포화



(a) Effect of refrigerant vapor on the absorption mass flux



(b) Absorption mass flux of LiBr solution vs. distance from the absorber inlet

Fig. 7 Absorption mass flux of LiBr solution.

압력차 감소)로 인해 Fig. 7(a)에 나타난 바와 같이 흡수기 출구( $x=1.1$  m)에서 최대 약 10.1% 정도 흡수성능 저하되는 것으로 예측되었으며, Fig. 8의 흡수조건(흡수열 있을 시)에서 임의의 냉각수 유량 이후 나타나는 미소한 열전달성능 저하는 흡수성능 저하에 따른 흡수량 감소와 이로 인한 냉매증기의 흡수열 감소에 의한 것으로 사료된다.

Fig. 9와 Fig. 10은 LiBr 수용액과 냉각수에 대한 흡수기 입출구 온도, 농도 및 흡수관 내 증기압 변화에 근거하고, 냉각수 유량변화에 따른 열전달량과 흡수질량유속 변화의 수치해석 결과를 보여주고 있다. Fig. 9에서 흡수기 내 열전달량은 냉각수 유량이 증가함에 따라 최대로 증가된 후 다시 감소하는 경향이 나타나는데, 이는 흡수과정의 경우 냉각수의 유량이 증가되면 일정 성능 이후에는 증가된 냉각수 유량에 따른 냉각능력 증가에 비해 수용액측의 열용량 부족 등으로 인한 수용액 온도 감소와 함께 흡수기 내 시스템

압력이 감소함으로써 흡수성능 저하에 따른 흡수열 감소에 의한 것으로 사료된다. 또한, 수용액 내부 냉매증기의 포화압력이 감소하게 되므로 냉매증기의 흡수 구동력이 되는 수용액과 냉매증기 간의 포화압차가 감소하게 되므로 흡수성능도 저하하게 되는 원인이 되며, Fig. 10의 흡수질량유

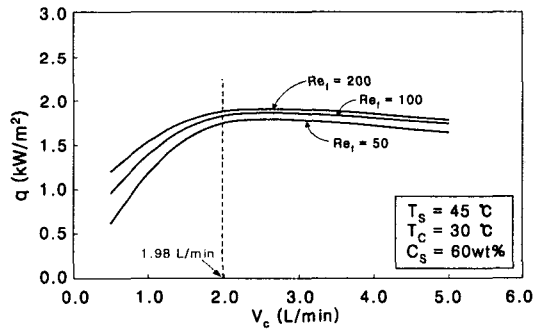


Fig. 9 Heat flux vs flowrate of coolant.

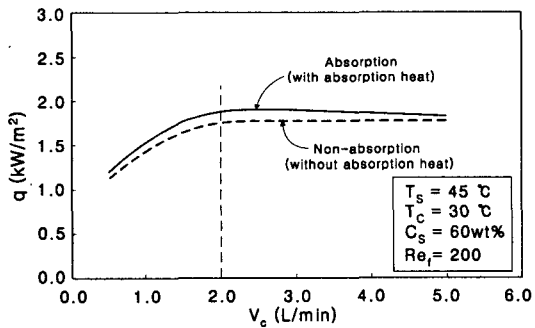


Fig. 8 Heat flux with and without absorption heat vs. flowrate of coolant.

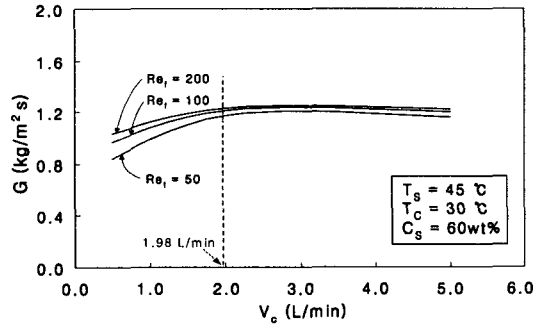


Fig. 10 Absorption mass flux vs flowrate of coolant.

속 결과에서도 보듯이 냉각수 유량이 어느 일정 수준 이상 증가할 경우, 오히려 흡수질량유속이 감소되는 경향이 나타나는 것도 상기된 흡수성능 저하에 의한 것으로 사료된다.

따라서, 흡수과정의 경우 냉각수 유량이 증가하면 임의의 냉각수 유량까지는 열전달량이 증가하지만, 냉각수 유량 증가에 따른 열전달 향상 효과보다 흡수기 내 압력 강하에 따른 흡수능력 감소효과가 더 커지게 되면 냉각수 유량이 증가하더라도 열 및 물질전달 성능이 오히려 감소하는 경향이 나타나게 된다. 본 연구에서 열전달량 및 흡수질량유속이 최대로 증가된 냉각수 유량은 약 1.98 L/min로 예측되었고, 기존연구<sup>(9)</sup>의 실험결과에서도 이와 유사한 약 2.0 L/min의 냉각수 유량에서 최대 흡수성능이 나타났다.

#### 4. 결 론

수직형 흡수기의 흡수성능변화에 미치는 냉각수 유량의 영향에 관한 본 연구의 주요 결론은 다음과 같다.

(1) 본 연구에 적용된 수용액 유량범위 ( $Re_f = 50 \sim 200$ )의 각 액막 레이놀즈수에서 냉각수의 유량이 증가할수록 외부 방열량은 각각 최대 24.2~73.8%까지 증가되었으며, 최대 성능을 나타내는 수용액 유량조건 ( $Re_f = 100$ )에서 냉각수 유량이 증가될수록 수용액과 냉각수 출구온도는 감소하였다.

(2) 흡수기 입구로부터의 거리가 증가할수록 흡수질량유속은 증가하다가 감소하였다. 최대의 흡수질량유속을 나타내는 거리는 0.3~0.5 m 범위였다.

(3) 냉각수 유량이 증가할수록 흡수기의 열유속과 흡수질량유속은 증가하다가 완만하게 감소하였으며, 최대치는 냉각수 유량이 약 2 L/min인 경우였다.

#### 후 기

본 연구는 에너지관리공단의 에너지·자원기술 개발사업(2005-E-BD11-P-05-3-010-2005)과 일부 2005년도 BK21 핵심분야 사업비에서 지원되었으며, 이에 관계자 분들께 감사드립니다.

#### 참고문헌

1. Kashiwagi, T., Kurosaki, Y. and Shishido, H., 1985, Enhancement of vapour absorption into a solution using the marangoni effect, Transaction of the JSME (Part B), Vol. 51, No. 84, pp. 1002-1009.
2. Yoon, J.I., Oh, H.K. and Kashiwagi, T., 1995, Characteristics of heat and mass transfer for a falling film type absorber with insert spring tubes, Transaction of KSME, Vol. 19, No. 6, pp. 1501-1509.
3. Kim, B.J. and Moon, H.S. 1998, Improvement of absorption characteristics by insert devices in a vertical tube, Transaction of the SAREK, Vol. 10, No. 4, pp. 466-474.
4. Kurosawa, S., 1989, Development of air-cooled double-effect gas-fired absorption water chiller-heater, Refrigerant, Vol. 64, No. 739, pp. 39-49.
5. Grossman, G., 1984, Simultaneous heat and mass transfer in absorption of gases in turbulent liquid film, Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 27, No. 12, pp. 2366-2376.
6. 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.
7. Morioka, I. and Kiyota, M., 1991, Absorption of water vapor into a wavy film of an aqueous solution of LiBr, JSME International Journal Series II, Vol. 34, No. 2, pp. 183-188.
8. Kim, J.K. and Cho, K., 2002, Influence of spring on the absorption performance of a vertical absorber tube, Transaction of the SAREK, Vol. 14, No. 10, pp. 825-832.
9. Kim, J.K. and Cho, K., 2004, Effect of wavy flow of vertical falling film on the absorption performance, Transaction of the SAREK, Vol. 16, No. 2, pp. 194-201.
10. Moffat, R. J., 1985, Using uncertainty analysis in the planning of an experiment, Trans. of the ASME: J. of Fluid Engineering, Vol. 107, pp. 173-182.