

## 가정용 흡수식 냉난방기의 나선형 흡수기 열물질전달

### Heat and mass transfer of helical absorber on household absorption chiller/heater

권 오 경\*, 윤 정 인\*\*  
O. K. Kwon, J. I. Yoon

**Key words** : Household absorption chiller/heater(가정용 흡수식 냉난방기), Helical absorber(나선형 흡수기), Heat and mass transfer(열물질전달), Lithium bromide solution(LiBr 수용액)

#### ABSTRACT

An experimental study has been performed on heat and mass transfer in a falling film absorber with a strong lithium bromide solution in small-sized household absorption chiller/heater. Components were concentrically arranged in a cylindrical form: from the center, low temperature generator, absorber and evaporator. This arrangement of helical-typed heat exchangers allows to make the machine much more compact than conventional one. Experimental measurements were conducted with a helical absorber and the obtained data were compared with data in the literatures. The comparison revealed that the helical absorber tube provides a similar performance to existing tube bundle absorber in heat and mass transfer. As a result, the heat and mass transfer characteristics of helical type absorber showed the possibility of the reduction in size and weight of small capacity absorption chiller/heater.

#### 기 호 설 명

$A$  : 열전달면적 [ $m^2$ ]  
 $C$  : 흡수용액의 농도 [wt%]  
 $C_p$  : 비열 [ $kJ/kg \cdot K$ ]  
 $D$  : 전열관 코일직경 [mm]  
 $d$  : 전열관 지름 [mm]  
 $G$  : 질량유량 [ $kg/s$ ]  
 $L$  : 전열관 길이 [mm]  
 $m$  : 흡수질량유속 [ $kg/m^2 \cdot s$ ]

$P$  : 압력 [mmHg]  
 $Pr$  : Prandtl 수  
 $Q$  : 열전달량 [kW]  
 $q$  : 열유속 [ $kW/m^2$ ]  
 $Re$  : Reynolds 수  
 $T$  : 온도 [ $^{\circ}C$ ]  
 $U$  : 총괄열전달계수 [ $W/m^2 \cdot K$ ]  
 $\Delta C_{lm}$  : 대수평균농도차 [wt%]  
 $\Delta T_{lm}$  : 대수평균온도차 [ $^{\circ}C$ ]

#### 그리스 문자

$a$  : 열전달계수 [ $W/m^2 \cdot K$ ]

\* 부경대학교 대학원

\*\* 정희원, 부경대학교 냉동공조공학과

- $\beta$  : 물질전달계수 [m/h]
- $\lambda$  : 열전도율 [W/m · K]
- $\Gamma$  : 단위길이당 액막유량 [kg/m · s]
- $\rho$  : 밀도 [kg/m<sup>3</sup>]

**상첨자**

- \* : 평형상태

**하첨자**

- cw* : 냉각수
- i* : 관내측
- in* : 내부
- m* : 평균
- o* : 관외측
- out* : 외부
- s* : 흡수용액

**1. 서론**

소득증대 및 생활수준 향상으로 인한 전기 냉방기의 사용급증으로 여름철인 경우 공급대비 순간 피크전력 수요율이 위험수위에 놓여 있고, 해마다 수요가 증가되는 가정용을 포함한 소형 전기냉방기가 연간 50만kW 정도 늘어나고 있어 이를 대체할 수 있는 기기의 출현이 국가적 차원에서 요구되고 있다. 가스에너지의 경우 겨울철에는 난방연료 사용으로 인하여 공급측면이 중요한 사항이나 여름철에는 수요가 격감하여 천연가스 에너지의 재고물량 관리 및 저장상에 커다란 어려움이 뒤따르고 있다. 이와 같이 여름철 순간 피크전력문제, 가스 에너지의 계절별 수급 균형 유지 및 환경공해 측면에서 부각되고 있는 것이 흡수식 냉난방기이다.

국내에서는 30RT 이상의 중·대형 수냉 흡수식 냉난방기가 단위 건물 냉방을 위하여 급속히 보급되고 있으나, 청정 가스 에너지의 장래 수요가 큰 3RT급 미만의 소형 가정용 흡수식 냉난방기는 몇몇 기업연구소에서 개발 중에 있으나 아직 기술축적이 미약해 상품화까지는 조금 더 시간이 걸릴 것으로 보인다. 국내에서 소형 흡수식 냉난방기의 보급이 이루어지지 않는 큰 이유로는

소형 흡수식 냉난방기는 기계적 용적이 대형 흡수식 냉난방기에 비해 작으므로 동일한 공기가 누설할 경우 대형 흡수식 냉난방기보다 압력이 크게 상승하게 되므로 이에 따른 장치 진공유지 기술이 어렵고, 소형에 따른 열교환기 설계기술 부족이나 냉동능력당 가격이 높기 때문이다.

가정용 가스 흡수식 냉난방기는 일본을 비롯한 몇몇 선진국에서 연구개발 중에 있는 세계첨단 기술로서, 가정용 가스 흡수식 냉난방기의 설계 능력 배양과 각 열교환기의 열전달 기술축적은 날로 어려워지고 있는 국제사회에서의 경쟁력 확보와 가스 에너지 수급 불균형을 해소하기 위해 상당히 중요한 의미를 가진다.

흡수식 냉난방기는 증발기, 흡수기, 재생기, 응축기의 열교환기로 이루어져 있으며, 이 중에서 흡수기는 체적이 상당히 크고, 전체 성능에 미치는 영향이 매우 크다. 따라서 흡수기의 성능향상이 흡수식 냉난방기의 성능향상과 직결되며, 가정용 흡수식 냉난방기의 상품화 개발을 위해서는 고성능 흡수기의 기초기술을 확립해야 한다.

흡수기의 성능실험에 관한 연구로는 크게 수직관형 흡수기와 수평관형 흡수기에 대한 연구로 나눌 수 있는데 국내에서는 주로 공냉형에 사용되는 수직관에 대한 연구<sup>(1-6)</sup>가 활발하게 진행되었으며 일부 수평관의 열 및 물질전달에 관한 연구<sup>(7)</sup>도 수행되었다. 국외에서는 관군 및 신행관에 대한 연구<sup>(8-12)</sup>가 대학 및 기업을 중심으로 활발하게 수행되었다.

그러나 최근 가정용 소형 흡수식 냉난방기에 대한 개발의 필요성이 대두되고 있어 중·대형 흡수식 냉난방기에 사용되는 수평전열관군 방식으로는 구조상 기기의 크기 및 중량을 소형화 하는데 한계가 있다고 생각되어 이와 같은 문제점을 해결하기 위한 방안으로 Fig. 1과 같이 고온 재생기 및 저온재생기가 돔(dome)형태인 구조를 고안하게 되었다. 따라서 저온재생기 외부에 나선형 형태로 흡수기 및 증발기를 배치한다면 전체 시스템이 소형화가 가능할 뿐만 아니라 전열면적도 확대되는 잇점이 있을 것으로 생각되어 소형 나선형 흡수기를 제안하게 되었다. 나선형 코일관은 열전달 면적이 넓고 직관에 비해 열적 특성이 우수하여 증기발생기, 화학플랜트, 원자로, 보일러, 냉동기 등에서 널리 이용되고 있다.

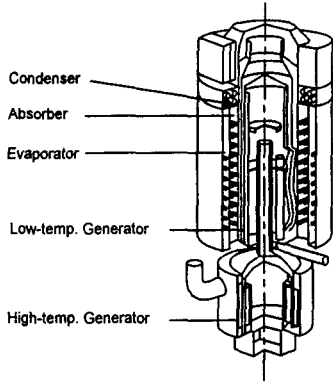


Fig. 1 Schematic drawing of the household absorption chiller/heater structure.

본 연구에서는 현재까지 국내에서 소형 나선형 흡수기를 적용한 예가 없으므로 소형 흡수식 냉난방기의 개발을 위한 기초적인 연구로 나선형 흡수기의 열 및 물질전달에 관한 특성을 실험적으로 평가함으로써 궁극적으로 가정용 소형 흡수식 냉난방기의 개발 및 고성능화를 위한 기초 설계자료를 제공하고자 하였다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치의 구성 및 방법

Fig. 2는 실험장치의 개략도를 나타낸 것으로 흡수기, 증발기/응축기, 재생기, 용액회수탱크, 냉매회수탱크, 계측부 및 이들을 연결하는 배관으로 구성되어 있다. 이 장치는 증발기가 응축기의 역할도 할 수 있는 특징을 갖고 있으며, 재생과정에서는 응축기, 흡수과정에서는 증발기의 역할을 하게 된다.

흡수기는 흡수현상의 가시화를 위해 케이스는 아크릴을 사용하였으며 상부플랜지, 흡수열전달관 본체, 하부플랜지로 구성되어 있다. 상부플랜지, 본체 및 하부플랜지는 O링을 이용하여 볼트로 체결하였으며, 상하부 플랜지는 SUS304로 제작하였다. 흡수기내 용액 분배는 용액의 모세관력에 의하여 트레이를 통해서 용액을 상부에서 하부로 분배되도록 하였다. 트레이 직경은 238 mm, 노즐의 수량은 38개이다. Fig. 3은 실험에

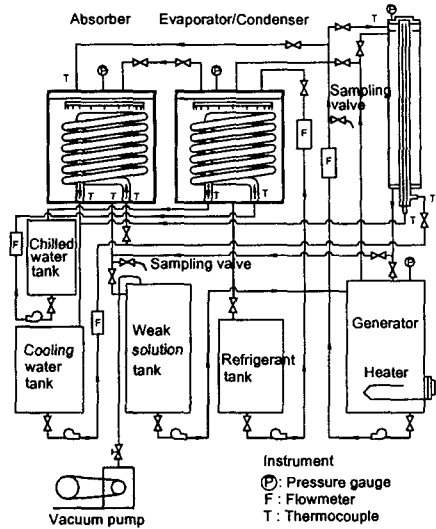


Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus.

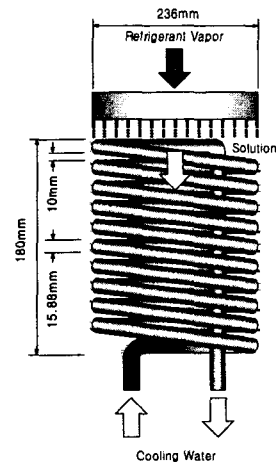


Fig. 3 Schematic diagram of helical absorber.

사용된 나선형 흡수기를 나타내는 것으로서 외경 15.88 mm, 두께 1.0 mm, 코일직경 236 mm, 길이 7,420 mm인 평활 동관으로 제작되었으며, 상부에는 저압의 압력을 측정할 수 있는 진공용 디지털압력계를 설치하였다. 본 실험장치는 1 USRT

급으로 제작된 것으로 예비실험을 통해 구한 흡수열물질전달계수를 참조로 하고, 흡수용액이 트레이를 통해서 충분히 젖을 수 있는 전열면적을 고려하여 나선형 흡수기 전체 길이를 산정하였다. 1열 10단으로 한 것은 예비실험을 통해 구한 각 단의 최적피치를 고려하고, 저온재생기 높이 등을 고려하여 채택한 것이다. 진공유지 관계로 이번 실험에서는 각 단마다의 영향은 고려하지 못하였다. 실험조건은 Table 1에 나타내었다.

흡수기와 연결된 증발기는 흡수기의 경우와 마찬가지로 아크릴과 플랜지를 이용하여 체결하였으며 증발관의 외부로 흐르는 냉매는 트레이를 통해서 상부에서 하부로 분배되도록 하였다. 트레이 직경은 238 mm, 노즐의 수량은 30개이다. 증발기 내부에서는 냉수가 전열관내를 흐르며 냉매가 증발할 때 필요로 하는 증발잠열을 빼앗겨 온도가 낮아져서 증발기를 나오게 된다. 증발관은 외경 15.88 mm, 두께 1.0 mm, 코일 직경 238 mm, 1열 7단의 동관으로 제작되어 있다.

재생기는 체적이 32리터인 SUS304의 강성용기로 제작되었다. 흡수용액의 농도를 높이기 위하여 수용액 증발용의 가열용 히터(2 kW)가 재생기의 하부에 설치되어 있고 용액의 온도를 조절하기 위하여 온도조절기와 연결되어 있다. 외부에는 용액의 유량을 확인할 수 있는 액면계가 설치되어 있으며, 상부에는 진공측정용(0~760 mmHg)의 압력계가 설치되어 있다.

용액회수탱크는 실험중에 회석된 흡수용액이 흡수기를 거쳐서 회수되는 곳으로 이곳에 모인 흡수용액은 다시 용액펌프를 통해서 재생기로 이송된다. 용액충진량은 32리터이며, 외부에는 액면계를 장착하였고 SUS304로 제작되었다.

증발관에서 증발되지 않은 냉매는 증발기의 하부배관을 통해서 냉매회수탱크로 이송되고 이곳에 모인 냉매는 냉매펌프를 이용해서 다시 증발기 내부의 냉매 트레이부로 이송되어 증발기내의 전열관에 뿌려지도록 하였다. 냉매회수탱크는 냉매충진량이 18리터이며 외부에는 액면계를 부착하였고 SUS304로 제작되었다.

실험방법은 배치식(batch type)으로 흡수용액의 재생과정과 흡수과정으로 나누어진다. 재생과정에서는 응축기내의 압력을 감압시킨 상태에서 그 압력에 상당하는 포화온도이하의 냉각수를 응축기내에 순환시킨다. 그후 재생기내의 히터에

Table 1 Experimental conditions

Investigated conditions		Range
Absorption pressure of absorber(mmHg)		7±0.5
Refrigerant	Evaporation Temperature(°C)	7±0.5
LiBr solution	Inlet concentration(wt%)	60±0.5
	Inlet temperature(°C)	45~50
	Mass flow rate(kg/h)	50~210
Cooling water	Inlet temperature(°C)	28~34
	Mass flow rate(kg/h)	300~900

의해 용액을 가열하여 발생한 냉매증기는 응축기로 유입하여 응축기내에 흐르는 냉각수로 응축시켜 냉매탱크로 보낸다. 재생기내 용액의 농도는 샘플링하여 비중계 및 굴절률계를 통하여 용액의 온도와 비중을 측정하여 리튬브로마이드 수용액의 비중량-온도-농도선도로부터 구하였다. 그 농도가 실험농도가 되었을 때 가열을 정지하고 실험조건인 온도로 될 때까지 용액을 냉각시킨다.

흡수과정의 실험은 증발기의 냉매온도를 냉수 순환기에 의해 7~8°C에 상당하는 포화온도까지 강하시켜 진공펌프로 흡수기내의 압력을 7 mmHg까지 감압하여 냉매를 흘려주면 냉매가 증발하고 발생한 냉매증기는 흡수기내로 들어간다. 이때 재생기의 농용액은 소정의 온도 및 농도로 유지되어 있으며, 용액펌프에 의해 흡수기 상부 헤더에 유입시키면 내부의 트레이에 장착된 노즐을 통해서 전열관의 외부표면을 따라서 유하하면서 증발기로부터 유입하는 냉매증기를 흡수하고 농도가 저하한다. 용액의 유량은 부자식 유량계의 니들밸브로 조절하고, 용액의 흡수기 입·출구온도는 흡수기내 온도 및 압력을 관찰하여 정상상태에 도달하였을 때 상·하부에 부착한 열전대에 의해서 데이터 로그에서 측정하며 유하한 용액은 회용액탱크로 들어간다. 출구의 용액농도는 회용액탱크로 들어가기전 샘플링트랩에서 전술한 방법에 의해서 측정한다. 한편 냉각수는 냉각수탱크에서 히터의 가열로 적절한 온도로 유지된 냉각수가 흡수기 하부로부터 상부로 용액의 반향과 반대로 흐른다. 냉각수유량은 부자식

유량계에 의해서, 냉각수 입구 및 출구온도는 냉각수유로에 설치한 열전대에서 각각 측정하였다.

증발기와 흡수기에서의 열 및 물질평형, 즉 증발기에서의 단위 시간당 증발열량과 흡수기에서의 단위 시간당 흡수열량을 비교한 결과 열평형, 물질평형 모두 15% 범위이내에서 일치하였다. 이와 같은 결과로부터 실험장치, 측정방법 및 실험 결과는 신뢰할 수 있다고 생각된다.

## 2.2 열 및 물질전달에 대한 해석

흡수과정에서의 열 및 물질전달 특성을 평가하기 위해 흡수 모델을 설정하였다. 냉각수가 얻은 열량  $Q$ 는 총괄열전달계수  $U$ , 관외측의 열전달면적  $A_o$  및 대수평균온도차  $\Delta T_{lm}$ 의 함수로써 식(1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q = G_{cw} \cdot C_{p,cw} \cdot (T_{cw,out} - T_{cw,in}) \\ = U \cdot A_o \cdot \Delta T_{lm} \quad (1)$$

식(1)에서 관외측의 열전달면적  $A_o$  및 대수평균온도차  $\Delta T_{lm}$ 는 식(2)와 식(3)으로부터 구한다.

$$A_o = \pi d_o L \quad (2)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{s,in} - T_{cw,out}) - (T_{s,out} - T_{cw,in})}{\ln(T_{s,in} - T_{cw,out}) / (T_{s,out} - T_{cw,in})} \quad (3)$$

총괄열전달계수  $U$ 는 식(1)로부터 구할 수 있으며, 관내의 냉각수측 열전달계수  $\alpha_i$ 는 Yang<sup>(13)</sup>이 제시한 나선형 코일관의 난류열전달계수를 구하는 대류열전달식을 사용하였다.

$$\alpha_i = 0.023 \frac{\lambda_{cw}}{d_i} Re_{cw}^{0.8} Pr_{cw}^{0.4} \left[ 1 + 82.4 \left( \frac{d_i}{D} \right)^3 \right] \quad (4)$$

관외의 흡수용액측 열전달계수  $\alpha_o$ 는 식(5)로부터 구하였으며, 전열관벽의 열저항은 무시하였다.

$$\frac{1}{\alpha_o} = \frac{1}{U} - \frac{d_o}{d_i} \cdot \frac{1}{\alpha_i} \quad (5)$$

전열관 표면위를 흘러내리는 단위길이당 액막 유량  $\Gamma$  (kg/m·s)은 식(6)과 같이 나타내었다.

$$\Gamma = G_s / 2L \quad (6)$$

여기서,  $G_s$ 는 용액의 질량유량,  $L$ 은 전열관 1단의 길이를 나타낸다.

흡수과정중 흡수되는 수증기의 흡수질량유속은 수용액의 질량보존으로부터 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$G_s \cdot C_{in} = (G_s + mA)C_{out} \quad (7)$$

$$m = \frac{G_s}{A} \left( \frac{C_{in}}{C_{out}} - 1 \right) \quad (8)$$

유하액막의 기·액 계면은 기내압력과 열역학적 평형상태에 있다는 것으로 고려하여, 기·액 계면의 평형농도  $C^*$ 와 유하액막 농도  $C$ 와의 대수평균농도차  $\Delta C_{lm}$ 은 식(9)와 같이 정의하였다.

$$\Delta C_{lm} = \frac{(C_{s,in}^* - C_{s,in}) - (C_{s,out}^* - C_{s,out})}{\ln(C_{s,in}^* - C_{s,in}) / (C_{s,out}^* - C_{s,out})} \quad (9)$$

여기서,  $C_{in}^*$ ,  $C_{out}^*$ 은 각각 유하액막온도와 기내압력으로부터 구해지는 흡수기 입·출구에서의 기·액계면 평형농도이다.  $C_{in}$ ,  $C_{out}$ 은 입·출구에서 용액을 추출하여 비중계 및 굴절률계(ATAGO R5000)를 이용하여 실제 측정된 농도로 이 때의 측정오차는  $\pm 0.2\%$ 이내로 판단되었다. 흡수과정에서의 물질전달계수는 식(10)과 같이 정의된다.

$$\beta = \frac{m}{\rho_m \cdot \Delta C_{lm}} \quad (10)$$

LiBr 열물성치는 McNeely<sup>(14)</sup>의 값을 사용하였다.

## 3. 결과 및 고찰

Fig. 4는 냉각수 입구온도를 변화시켰을 때

단위길이당 액막유량에 따른 열유속을 나타낸 것이다. 냉각수 입구온도가 낮을수록 흡수기에서의 열유속이 커지는 것을 알 수 있다. 이는 냉각수 입구온도가 낮은 경우일수록 흡수기에 유입되는 리튬브로마이드 수용액과의 온도차가 크므로 리튬브로마이드 수용액으로부터 냉각수측으로의 열전달이 활발히 이루어지기 때문이다. 한편, 리튬브로마이드 수용액의 액막유량이 증가할수록 흡

수기에서의 열유속이 증가하고 있음을 볼 수 있는데, 이는 리튬브로마이드 수용액의 액막유량의 증가에 따른 열용량이 커지기 때문이라 판단된다.

Fig. 5는 냉각수 입구온도를 변화시켰을 때 단위길이당 액막유량에 따른 흡수질량유속의 변화를 나타낸 것이다. 여기서 흡수질량유속은 흡수기 단위면적당의 흡수량에 대한 평균 질량유속이다. 그림에 의하면 흡수질량유속 역시 열유속의

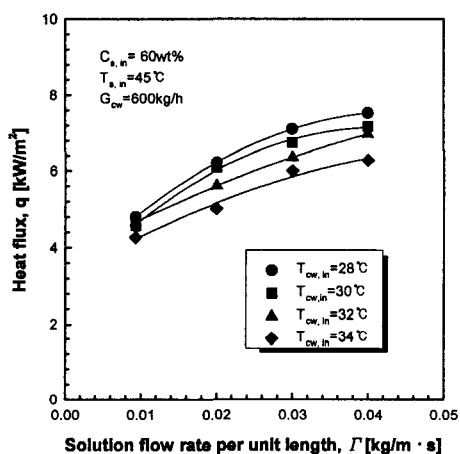


Fig. 4 Variation of heat flux with solution flow rate per unit length.

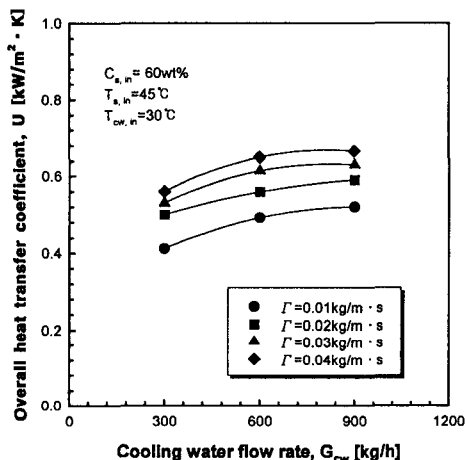


Fig. 6 Variation of overall heat transfer coefficient with cooling water flow rate.

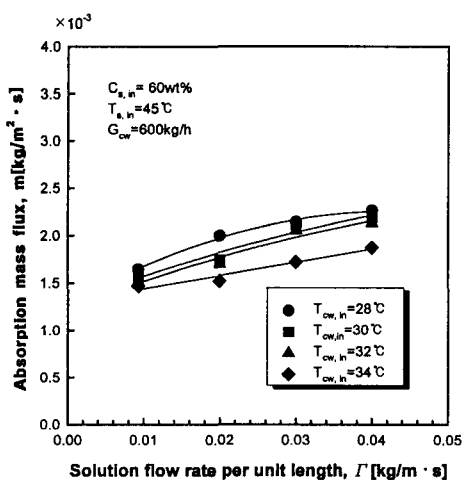


Fig. 5 Variation of absorption mass flux with solution flow rate per unit length.

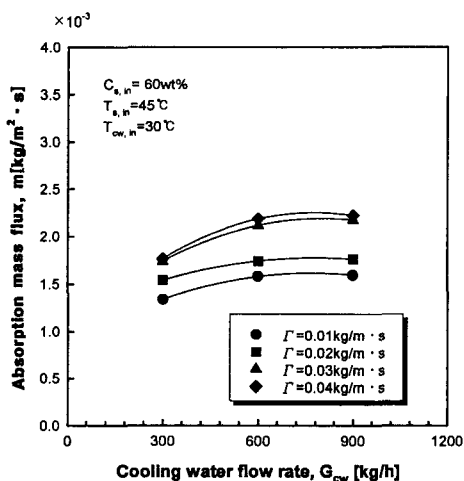


Fig. 7 Variation of absorption mass flux with cooling water flow rate.

경향처럼 액막유량이 증가함에 따라 흡수질량유속은 증가하고 있음을 알 수 있으며, 냉각수온도가 낮을수록 리튬브로마이드 수용액과의 온도차로 인해 흡수질량유속이 증가하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 6과 7은 냉각수 유량을 변화시켰을 때 단위길이당 액막유량에 따른 총괄열전달계수의 변화 및 흡수질량유속의 변화를 나타낸 것이다. 그림에 의하면 냉각수 유량이 증가함에 따라 총괄열전달계수 및 흡수질량유속이 점차 증가되는 것을 알 수 있다. 이것은 냉각수유량의 증가에 따라 관내의 열전달계수가 증가하여 흡수열이 벽면을 통하여 많이 제거되기 때문이라 생각된다. 그러나 냉각수유량이 일정량 이상이 되면 증가율은 총괄열전달계수 및 흡수질량유속 모두 둔화되어 적정 냉각수유량이 존재함을 알 수 있다. 본 실험범위내에서의 적정 냉각수 유량은 총괄열전달계수 및 흡수질량유속의 증가율과 펌프동력 등을 감안하여 600 kg/h로 설정하였다. 또한 액막유량이 증가하게 되면 나선형 전열관을 따라 용액이 좌우로 타고 흐르면서 밑으로 떨어져 하단부까지 젖음성이 좋아져 접수면적이 증가하게 된다. 따라서 벽면을 통한 열용량이 증대되므로 식(1)에서 냉각수가 얻은 열량  $Q$ 는 증가하게 되어, 액막유량이 적은 경우보다  $U$ 값이 증가한다. 이와 같은 결과는 Furugawa<sup>(8)</sup>, Yamaguchi<sup>(11)</sup>의 실험에서도 같은 경향을 나타내고 있다.

Fig. 8과 9는 흡수용액의 액막유량을 변화시켰을 때 열전달계수 및 물질전달계수의 변화를 나타낸 것이다. 단위길이당 액막유량이 증가할수록 열 및 물질전달계수는 점차 증가하는 경향을 나타내고 있다. 단위길이당 액막유량이 0.02 kg/m·s까지는 열전달계수의 경우 약 30%정도 증가하다가 이후에서는 약 10%정도 증가하는 경향을 보이고 있다. 물질전달계수의 경우도 열전달계수의 경우와 마찬가지로 0.02 kg/m·s까지는 급격히 증가하다가 이후에서의 증가율은 감소함을 알 수 있다. 열 및 물질전달계수가 액막유량 0.02 kg/m·s보다 작은 구간에서 급격히 감소하는 것은 이 구간에서 용액의 액막 젖음성이 좋지 못하여 용액이 흡수기 전체에 젖지 못하는 건조구역(dry patch)이 많기 때문이라 생각된다. 열전달계수의 경우 액막유량이 0.02 kg/m·s 이상에서는 약 10%정도의 향상을 보이고 있으나, 물질전

달계수의 경우 0.03 kg/m·s까지 약 30%정도의 향상을 보이고 있어 약 0.03 kg/m·s가 적정 액막유량이라 생각된다.

용액유량이 증가할수록 열 및 물질전달계수가 증가하는 이유로는 냉매증기를 흡수할 수 있는 흡수기 전열관의 접수(적심)면적이 넓어지게 되

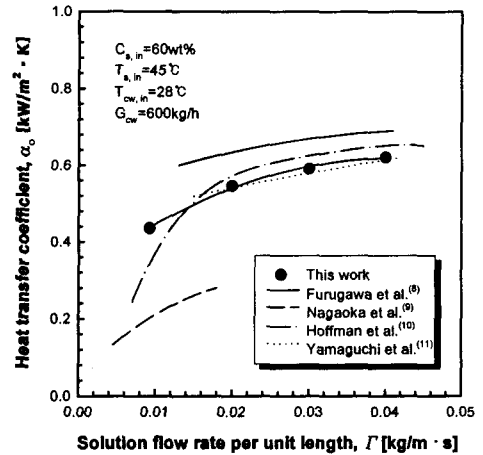


Fig. 8 Variation of heat transfer coefficient with solution flow rate per unit length.

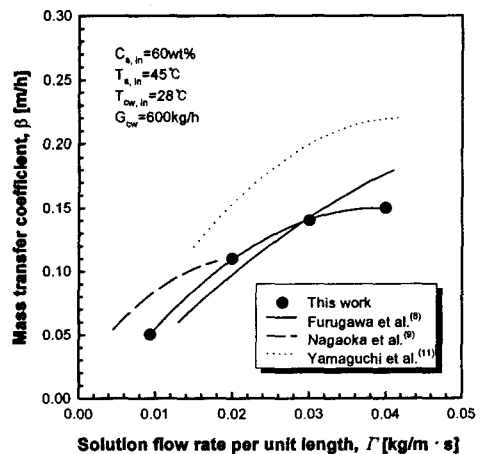


Fig. 9 Variation of mass transfer coefficient with solution flow rate per unit length.

Table 2 Experimental conditions on horizontal absorber from literature survey

Authors	Solution concent.	Solution temp.	Cooling water temp.	Cooling water flow rate or velocity	Solution flow rate (kg/m · s)	Remarks
This work	60wt%	45℃	30℃	1.1m/s	0.01~0.04	1 row and 10 stages, bare tube, outside diameter 15.88mm
Furugawa et al. <sup>(8)</sup>	58wt%	40℃	28℃	1m/s	0.013~0.042	1 row and 5 stages, bare tube, outside diameter 19.05mm
Nagaoka et al. <sup>(9)</sup>	58wt%	40℃	28℃	1.5m/s	0.0045~0.02	6 rows and 8 stages, bare tube, outside diameter 19mm
Hoffman et al. <sup>(10)</sup>	56wt%	42℃	30℃	-	0.007~0.045	1 row and 24 stages, bare tube
Yamaguchi et al. <sup>(11)</sup>	62wt%	55℃	32℃	0.056kg/s	0.01~0.05	1 row and 13 stages, bare tube, outside diameter 16mm

어, 이에 따라 용액열용량 및 열전달량이 증대하고 액막내부혼합이 활발해지기 때문이라 판단된다. 적정 액막유량인 0.03 kg/m · s의 경우에 비적심영역은 거의 나타나지 않았으며, 트레이에서 분배된 용액은 나선형 전열관을 따라 용액이 좌우로 타고 흐르면서 냉매증기를 흡수하고 다음 단으로 흘러내리는 현상을 보였다.

일반적으로 흡수용액측의 열 및 물질전달계수는 액막유량 이외에도 흡수기 입구에서의 냉매증기량과 용액의 농도차, 용액의 과열 및 과냉도에 영향을 받는다.<sup>(4-5)</sup>

Table 2는 본 실험과 비교적 유사한 조건에서 수평관 흡수기로 실험한 연구자들의 실험조건을 나타낸 것이다. 본 실험을 수평관 흡수기의 실험결과와 직접 비교하기는 어렵지만 현재 나선형 타입의 흡수기 실험결과는 전혀 보고되지 않고 있으므로 유동양상이 유사한 수평관 흡수기의 실험결과와 비교해 보았다. 액막유량이 상당히 작은 Nagaoka<sup>(9)</sup>의 결과를 제외하고는 열전달계수가 가장 크게 나타난 Furugawa<sup>(8)</sup>의 평활관 실험결과와는 액막유량이 0.013 kg/m · s에서는 17%, 0.04 kg/m · s에서는 11%정도 비교적 큰 차이가 없이 유사한 성능을 나타내고 있음을 알 수 있다. 따라서 Fig.1의 가정용 흡수식 냉난방기 개발을 위해 채택한 돔형의 재생기 구조 때문에 선택된 나선형 흡수기로도 수평관 흡수기 정도의 흡수열전달계수값을 얻을 수 있어 가정용 흡수식 냉난방기에 적용가능함을 확인할 수 있었다.

Fig. 10은 흡수기 입구의 용액온도를 변화시켰을 때 단위 액막유량에 따른 관외열전달계수 값을

나타낸 것이다. 액막유량이 증가함에 따라 관외열전달계수의 값은 증가하고 있음을 알 수 있다. 본 실험에서는 용액온도 50℃인 경우가 45℃일 때보다 용액유량이 0.01 kg/m · s의 범위에서는 17%, 0.04 kg/m · s의 범위에서는 11%정도 관외열전달계수가 증가하였으며 이는 용액이 과열상태인 경우에는 벽면과 기/액 경계면과의 온도차의 증가율보다 냉각수가 용액으로부터 제거해야 될 열량이 과열된 온도만큼 더 많아지게 되므로서 벽면 열유속의 증가율이 더 크기 때문에 열전달계수는 증가하는 것이라 판단된다.

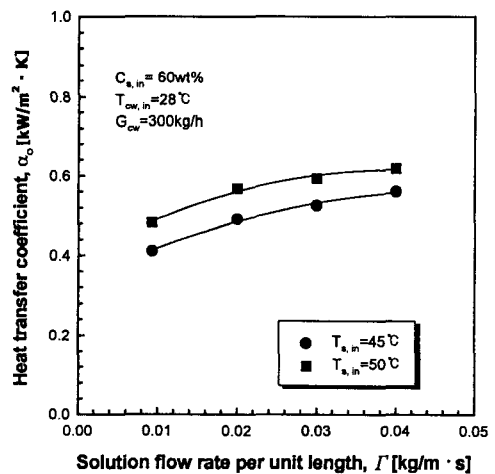


Fig. 10 Effect of degree of superheat on heat transfer coefficient.



#### 4. 결 론

가정용 소형 흡수식 냉난방기의 개발을 위하여 제안된 나선형 흡수기에 대한 열 및 물질전달 기초실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 나선형 흡수기의 열 및 물질전달계수는 같은 용액유량에서 수평 전열관군 흡수기의 결과와 유사한 값을 보임으로써 나선형 흡수기의 적용가능성을 확인할 수 있었다.

(2) 열전달계수 및 물질전달계수는 액막유량의 증가에 따라 적은 유량범위에서는 크게 향상되었지만, 액막유량이 많아질수록 그 상승폭은 둔화되어 적정 액막유량이 존재함을 알 수 있었다.

(3) 흡수기 입구 용액온도와 냉각수 입구온도의 차가 클수록 흡수기내의 열유속 및 흡수질량유속은 증대하며, 그 증가율은 흡수기에 유입되는 흡수용액유량에 따라 달라짐을 알 수 있었다.

(4) 냉각수 유량이 증가함에 따라 총괄열전달계수 및 흡수질량유속은 증가하다가 냉각수량이 어느정도 이상이 되면 그 증가폭이 급격히 둔화됨을 알 수 있었다.

#### 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. 김병주, 이찬우, 1998, 수직관내 리튬브로마이드 수용액막의 흡수과정에 대한 비흡수가스의 영향(1) -실험적 연구-, 대한기계학회논문집 B권, 제22권, 제4호, pp. 489-498.
3. 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.
4. 엄기찬, 柏木孝夫, 서정운, 1993, 수직관내를 흘러내리는 액막식흡수기의 흡수 및 열전달 특성(제1보, 흡수특성), 공기조화·냉동공학 논문집, 제5권, 제1호, pp. 1-9.
5. 엄기찬, 柏木孝夫, 서정운, 1993, “수직관내를 흘러내리는 액막식흡수기의 흡수 및 열전달 특성(제2보, 열전달특성)”, 공기조화·냉동공학 논문집, 제5권, 제4호, pp. 257-264.
6. 김선창, 오명도, 이재현, 1995, 공랭형 수직관 흡수기 액막에서의 열 및 물질전달에 관한 수치적 연구, 대한기계학회논문집 B권, 제19권, 제4호, pp. 1071-1082.
7. 설원실, 권오경, 윤정인, 1998, LiBr/H<sub>2</sub>O계 흡수기의 흡수촉진에 관한 실험적 연구, 공기조화·냉동공학논문집, Vol.10, No.5, pp. 581-588.
8. 古川雅裕, 佐木直榮, 金子敏之, 野世溪精, 1993, 吸收冷温水機の吸収器用伝熱促進管, 日本冷凍協會論文集, Vol. 10, No. 2, pp. 219-226.
9. 永岡義一, 西山教之, 鯨坂和浩, 中村誠, 1987, 吸收冷温水機の高性能に關する研究開發(第3報)-吸收器・蒸發器の高性能化-, 東京カス株式會社技術研究所研究報告, 第31號, pp. 113-128.
10. Hoffmann, L, I. Greiter, A. Wagner, V. Weiss and G. Alefeld, 1996, Experimental investigation of heat transfer in a horizontal tube falling film absorber with aqueous solutions of LiBr with and without surfactants, Int J. Refrig. Vol. 19, No. 5, pp. 331-341.
11. 山口尙二, 西村伸也, 野呂奉弘, 1993, 吸收冷凍機における吸収器吸收・熱交換の性能解析, 日本冷凍協會學術講演會論文集, pp. 129-132.
12. 川又治, 大谷忠男, 石塚伸明, 宮内徳雄, 1985, 吸收冷凍機の吸収器用高性能伝熱管の開發, 日本電線, No. 8, pp. 57-62.
13. Yang S. M., 1987, Heat transfer, 2nd ed., Higher Education Press, Beijing, p. 203.
14. McNeely, L. A. 1979, Thermodynamic properties of aqueous solution of lithium bromide, ASHRAE Transactions, Vol.85, Pt.1, pp. 413-434.