

수직 액막형 흡수기의 성능 최적화에 관한 연구

김 정 국, 조 금 남*

성균관대학교 대학원, *성균관대학교 기계공학부

Study on the Optimization of Absorption Performance of the Vertical Tube Absorber with Falling Film

Jungkuk Kim, Keumnam Cho*

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

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

(Received April 7, 2005; revision received July 11, 2005)

ABSTRACT: The present study investigated the optimization of the absorption performance of the vertical absorber tube with falling film by considering heat and mass transfer simultaneously. Effects of film Reynolds number, geometric parameters by insert device (spring) and flow pattern on heat and mass transfer performances have been also investigated. Especially, effects of coolant flow rate and the flow pattern by geometric parameters has been observed for the total heat and mass transfer rates through both numerical and experimental studies.

Based on both predicted values, the optimal coolant flow rate was predicted as 1.98 L/min. The maximum absorption rate of the spring inserted tube was increased by the maximum of 20.0% than those for uniform film of bare tube. Average Sherwood numbers and Nusselt numbers were increased as Reynolds numbers increased under the dynamic and geometric conditions showing the maximum absorption performance.

Key words: Vertical absorber tube(수직 흡수기), Grooved tube(해칭관), Spring inserted tube(스프링 삽입관), Corrugated tube(주름관), Sherwood number(셔우드수), Nusselt number(누셀트수)

기 호 설 명

A : 열전달면적 [m^2]
 C : LiBr 수용액농도 [wt%]
 C_p : 정압비열 [$kJ/kg \cdot K$]
 D : 물질확산계수 [m^2/s]
 G : 흡수질량유속 [$kg/m^2 \cdot s$]

g : 중력 가속도 [m/s^2]
 h : 열전달계수 [$kW/m^2 \cdot K$]
 k : 열전도계수 [$kW/m \cdot K$]
 \dot{m} : 냉매증기 흡수량 [$kg/(m^2 \cdot s)$]
 Nu : Nusselt 수, hL_s/k_s
 p : 압력 [pa]
 Q : 열전달량 [kW]
 r : 흡수기 반경방향
 Re_f : 액막 Reynolds 수, $4\Gamma_s/\mu_s$
 $r/\Delta x$: 단위 유동길이에 대한 액막두께 비
 Sh : Sherwood 수, $\beta L_s/D_s$

† Corresponding author

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

E-mail address: keumnamcho@skku.edu

T	: 온도 [K]
u	: 국부 액막속도 [m/s]
U	: 평균 액막속도 [m/s]
x	: 수용액 유동방향

그리스 문자

α	: 열확산계수 [m^2/s]
β	: 물질전달계수 [m/s]
Γ	: 원주길이당 질량유량 [$kg/m \cdot s$]
δ	: 수용액 국부 액막두께 [m]
λ	: 파장 [m]
ν	: 동점성계수 [kg/m^2]
μ	: 점성계수 [$kg/m \cdot s$]
ρ	: 밀도 [kg/m^3]

하첨자

c	: 냉각수
in, out	: 흡수기 입/출구
n	: 각 검사체적 단위(step)
o	: 초기조건
s	: 수용액
w	: 흡수기 벽면

1. 서 론

최근 냉방에 의한 하절기 전력수요의 급증과 전기에 비해 가스에너지의 소비가 현저히 낮은 에너지 수급불균형 현상이 심화되고 있다. 이에 기존 전기식 냉방시스템의 대체를 통한 전력수요의 저감과 가스소비의 확대를 위해 소형 흡수식 냉난방시스템에 대한 다양한 연구가 진행되고 있다. 또한, 이를 통한 소용량 냉방시장의 확보와 전력 및 가스 수급의 균형을 이루기 위한 노력⁽¹⁾이 이루어지고 있다. 특히, 흡수식 시스템의 소형화 설계를 위한 선행조건으로서 가장 핵심요소인 수직형 흡수기의 열 및 물질전달 특성에 관한 기본 메카니즘과 액막의 유동변화에 대한 연구⁽²⁾가 다양하게 진행되고 있다. 흡수기 관벽의 유하액막에 대한 유동변화와 이에 따른 열 및 물질전달 기본 메카니즘의 변화에 관한 연구도 활발히 진행되어 왔다. 흡수기 내 전달현상의 기본 형태인 수직 유하액막의 경우는 파동의 발달과 함께 열

및 물질전달이 동시에 발생됨으로 인해 해석적 접근이 용이하지 않은 메카니즘으로서 많은 이론적 연구대상이 되어 왔다. Morioka and Kiyota⁽³⁾는 임의의 파동진폭과 단열벽면, 계면 열평형 등의 가정조건에서 최소 액막두께가 형성되는 유동골(troughs of wave)에서 최대 흡수 질량유속이 나타나며, 검증실험을 통해 액막 레이놀즈수에 따른 흡수성능의 민감한 변화를 보여주었다. Shkadov⁽⁴⁾는 액막 유동경계층 방정식에 푸리에 변환기법을 적용, 액막파동을 해석하였으며, 액막 레이놀즈수 100 이하에서 실험결과와 유사한 결론을 얻었다. 그러나, 경계층 방정식의 적용이 낮은 액막 레이놀즈수의 큰 액막유동 가정조건에만 제한되고 있다. 본 연구에서는 다양한 흡수속진관 모델에 대한 수치해석을 통해 흡수 특성을 조사하고 동적 및 기하학적 변수에 따른 흡수성능의 최적값을 예측함으로써 수직형 흡수기 설계활용에 대한 기초자료를 제시하고자 한다.

2. 해석모델 및 지배방정식

2.1 지배방정식

Fig. 1은 다양한 흡수기 형상에 대한 해석모델의 개략도를 나타내고 있으며, 수치계산을 위한 기본 가정조건들은 다음과 같다.

- (1) 흡수기 입구에서 반경방향에 대한 수용액 농도와 온도 및 냉매증기의 온도, 포화압력은 균일하며, 흡수기 입구로 유입되는 냉매증기 유량은 일정하다.
- (2) 물질전달에 의한 냉매증기의 열전달량은 냉각수 측으로 완전 방열되며, 냉각수와 수용액 간의 열유속은 균일하다.
- (3) 유하액막은 층류 유동이며, 원주방향의 전단응력 및 유동은 없다.
- (4) 층류 파동액막은 주기파의 특성을 가진다.

식(1)과 식(2)는 냉매증기와 액막계면에서의 물질확산방정식과 에너지방정식을 나타낸다.

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

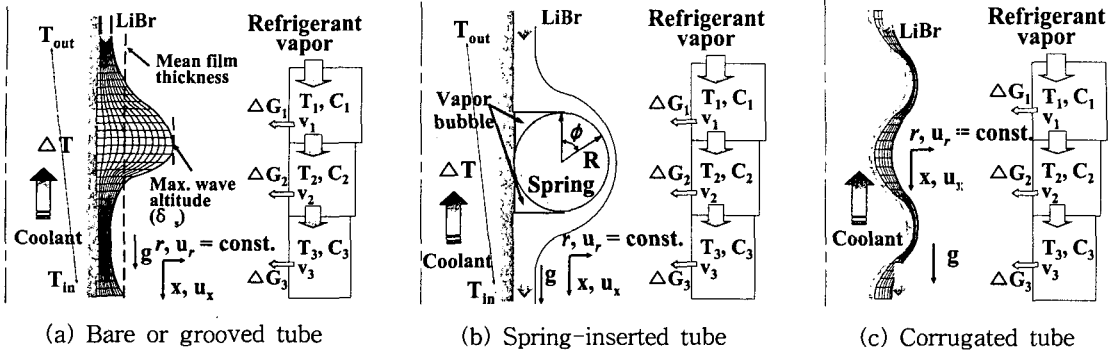


Fig. 1 Model of wavy flow.

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

층류 액막파동의 경우, 수용액의 유동방향(x) 및 반경방향(r)에 대한 Navier-Stokes 방정식과 식(3)과 식(4)의 연속방정식에 의해 유동 특성을 해석할 수 있으며, 본 연구에서는 주기파(periodic wave)에 의한 액막두께 변화를 고려하였다.

$$\frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_r \frac{\partial u_x}{\partial r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + g + \nu \left\{ \frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial r^2} \right\} \quad (3)$$

$$\frac{\partial u_r}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_r}{\partial x} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \nu \left\{ \frac{\partial^2 u_r}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} \right\} \quad (4)$$

여기서, 반경방향 속도(u_r)는 일정하다고 간주하며, 유동방향 속도(u_x)는 식(5)와 같이 표현된다.

$$u_x = \frac{3}{2} U \left\{ 2 \left(\frac{r}{\Delta x} \right) + \left(\frac{r}{\Delta x} \right)^2 \right\} \quad (5)$$

2.2 열전달

유하액막의 각 검사체적(control volume) 내 열전달량(Q)은 식(6)과 같으며, 냉각수 측 온도변화는 흡수기 방열에 따른 냉각수 현열량으로 나

타낼 수 있다.

$$Q = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,in} - T_{c,out}) = h_s A_{in} (T_{s,in} - T_{s,out}) \quad (6)$$

Moffat⁽⁵⁾이 제시한 식에 따라 구한 열전달계수의 오차해석은 식(7)과 같다.

$$\frac{\partial h_s}{h_s} = \sqrt{\left(\frac{\partial Q}{Q} \right)^2 + \left(\frac{\partial A}{A} \right)^2 + \left(\frac{\partial T_{in}}{\Delta T} \right)^2 + \left(\frac{\partial T_{out}}{\Delta T} \right)^2} \quad (7)$$

식(7)에서 열전달계수에 대한 오차는 $\pm 1.2 \sim \pm 3.1$ % 범위였다.

2.3 물질전달

단위시간당 냉매흡수량은 식(8)과 같으며, 각 검사체적(control volume) 입출구의 농도변화(ΔC_{lm})는 식(9)와 같다.

$$G = \rho_s \beta \Delta C \quad (8)$$

$$\Delta C_{lm} = \frac{(C_{s1} - C_1^s) - (C_{s2} - C_2^s)}{\ln[(C_{s1} - C_1^s)/(C_{s2} - C_2^s)]} \quad (9)$$

흡수질량유속에 대한 오차해석은 식(10)과 같다.

$$\frac{\partial G}{G} = \sqrt{\left(\frac{\partial \rho_s}{\rho_s} \right)^2 + \left(\frac{\partial \beta}{\beta} \right)^2 + \left(\frac{\partial C_{lm}}{\Delta C} \right)^2 + \left(\frac{\partial C_{out}}{\Delta C} \right)^2} \quad (10)$$

식(10)에서 흡수질량유속에 대한 오차는 $\pm 2.7 \sim \pm 4.3\%$ 범위였다.

2.4 경계조건 및 수치해법

흡수기의 입구 ($x=0$)에서 유하액막의 온도와 농도는 균일하며, 경계면 열유속은 반경방향의 열/물질 확산에 의한 열전달항으로 표현된다. 수직액막에서의 초기 경계조건은 다음과 같다.

$$x=0 \ ; \ T = T_0, \ C = C_0 \quad (11)$$

$$r = r_s \ ; \ T = f(C, P) \quad (12)$$

$$q_r = k \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=r_s} - (C_{p, vapor} - C_{p, s}) T \rho D \left(\frac{\partial C}{\partial r} \right)_{r=r_s} = Q_{abs} \dot{m}_{u_r} \quad (13)$$

\dot{m}_{u_r} 은 반경방향에 대한 단위체적당 수용액에 흡수되는 냉매증기량이며, 수직원관 내벽면 ($r = r_c$) 경계조건은 다음과 같다.

$$\dot{q}_w = \frac{(T_w - T_c)}{\left(\frac{1}{h_c} + \frac{\delta_{tube}}{k_{tube}} \right)}, \left(\frac{\partial C}{\partial r} \right)_{r=r_c} = 0 \quad (14)$$

기/액 경계면에 대한 경계조건들은 주기와 액막

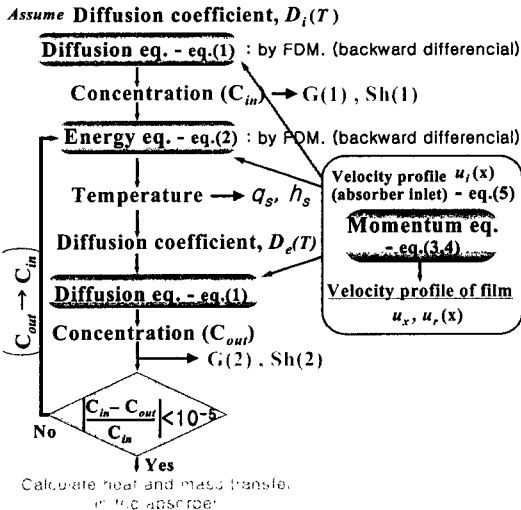


Fig. 2 Flowchart of the analysis.

의 파동 반복으로 인해 일정한 반복성을 가지며, 식(1)과 식(2)는 유한체적방식에 의해 이산화시켜 풀었다. 각 해석모델의 유한체적의 배열은 유동방향(x)과 반경방향(r)에 대한 균일격자계로 구성하였으며, 흡수기 출구조건을 결정하기 위해 유동 진행방향의 계산영역에 대한 추가영역(계산영역의 1/2)을 설정하였고, 출구 경계조건은 $\partial C/\partial x = \partial T/\partial x = 0$ 으로 전달현상이 일어나지 않는 것으로 간주하였다. 수치해를 구하기 위한 전체 작업 순서는 Fig.2와 같으며, 해의 수렴조건은 식(15)와 같다.

$$\left| \frac{C_n - C_{n-1}}{C_n} \right| \leq 10^{-5} \quad (15)$$

흡수기 해석모델에서 외경 23.5 mm, 관 길이 1,150 mm를 모든 관에 대해 공통으로 적용했으며, 스프링 삽입관의 경우 스프링 직경은 1 mm, 해칭관의 거칠기는 0.1 mm, 주름관의 피치는 10 mm, 깊이는 3 mm로 정했다.

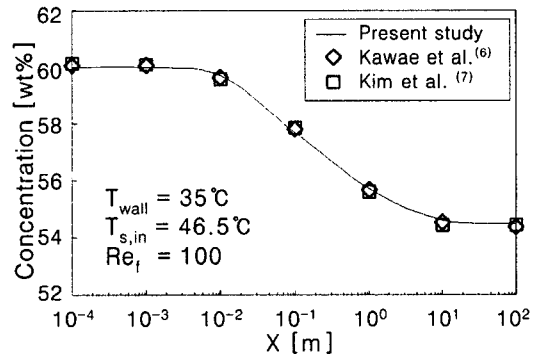


Fig. 3 Comparison of concentration profile.

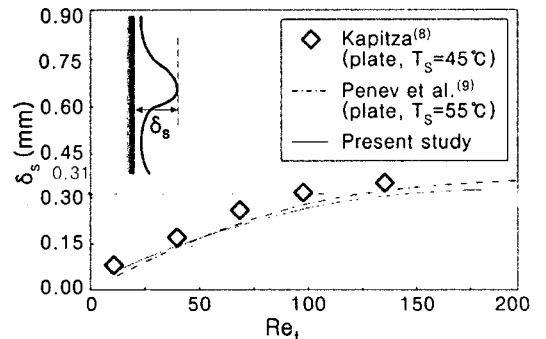


Fig. 4 Comparison of wavy film thickness.

Fig. 3과 Fig. 4는 기존 문헌의 계산조건과 동일한 조건을 본 해석모델에 적용했을시 LiBr 수용액의 유동방향에 대한 기액 경계면에서의 농도와 파동 유동의 액막두께 변화를 나타내고 있다.

본 연구에 적용된 수치해석 기법의 타당성을 검증하기 위해 수직 평판, 벽면온도 균일조건인 Kawae et al.,⁽⁶⁾ Kim et al.⁽⁷⁾의 연구와 동일한 조건 하에서 LiBr 수용액의 농도 변화에 대한 수치해석 결과를 비교하였으며, 유동방향에 따른 기/액 경계면의 농도분포를 나타낸 Fig. 3에서 본 연구의 수치해석 결과가 잘 일치됨을 볼 수 있다. 액막파동의 경우에서도 동일조건 하에서 파장이 고정된 일반유체(H₂O)의 주기파 조건($\lambda=0.03$ m)에 대한 해석결과는 Fig. 4와 같이 수직 평판에서 shadow photograph를 이용, 파동의 종류와 액막두께 및 유동변화를 실험적으로 관측한 Kapitza⁽⁸⁾의 실험결과와 거의 일치하며, 수정된 Galerkin 기법을 통해 Navier-stokes 방정식을 풀이함으로써 수직 평판에 대한 액막유동을 해석한 Penev et al.⁽⁹⁾의 모델과도 유사한 경향을 보여주고 있다. 이때 농도 및 액막 두께에 대한 최대 상대오차는 각각 약 0.76%와 0.65% 정도로서, 본 연구에 적용된 수치해석방법에 대한 타당성을 검증할 수 있었다.

3. 결과 및 고찰

3.1 냉각수 조건에 따른 성능변화

Fig. 5는 민관 내부유동 및 흡수기로 유입되는 냉매증기의 질량유속이 균일한 조건 하에서 냉각

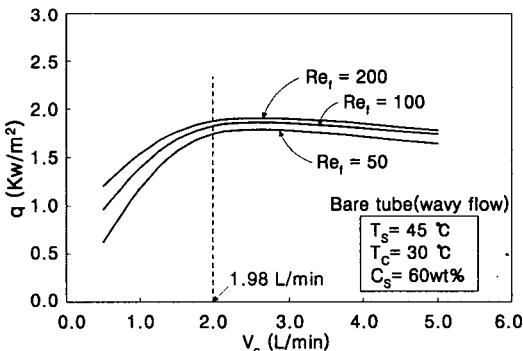


Fig. 5 Effect of coolant flow rate on heat flux.

수 유량변화에 따른 흡수기 내 열전달 특성변화로써, 흡수기에서의 열전달량은 냉각수 유량이 증가함에 따라 최대로 증가된 후 다시 미소하게 감소하는 경향을 나타내고 있다. 일반적인 열교환기의 경우, 냉각수 유량이 증가함에 따라 열전달량이 최대로 증가된 후 열전달 능력이 한계에 이르렀을 때 거의 일정하게 유지되는데 반해, 수직형 흡수기 내 흡수과정의 경우 냉각수가 일정 유량 이상으로 증가하게 되면 냉각수의 과다유량으로 인해 흡수기 초반에 흡수열을 포함한 방열량이 증가하게 되고, 수용액 자체의 온도 저하 및 용액 내 냉매증기의 포화압력 감소가 유발됨으로 인해 흡수기 내 압력이 오히려 감소하는 경향이 나타나며, 이로 인한 흡수능력 감소와 흡수열 감소현상이 발생하게 된다. 따라서, 흡수과정의 경우 일정 냉각수 유량 이상에서는 열전달 향상효과보다 흡수기 내 압력강하에 따른 흡수능력 감소효과가 커지게 되며 냉각수 유량이 증가하더라도 열전달량이 오히려 감소하는 것으로 사료된다. 본 연구에서 최대 열전달은 냉각수 유량 약 1.98 L/min에서 나타났다.

3.2 액막파동 변화

Fig. 6은 민관에서 일정한 수용액 유량조건에서 sin파 형태의 파동유동시 임의의 파동주기 변화에 따른 물질전달 특성과 임계액막 파장의 계산결과를 보여주고 있다. 수용액 농도 60 wt%, 수용액온도 45°C인 경우, 0.014 m 이하의 파장에서 셔우드수의 급격한 증가를 보이며, 파장이 0.014 m보다 큰 경우는 셔우드수가 점차 감소되는 현

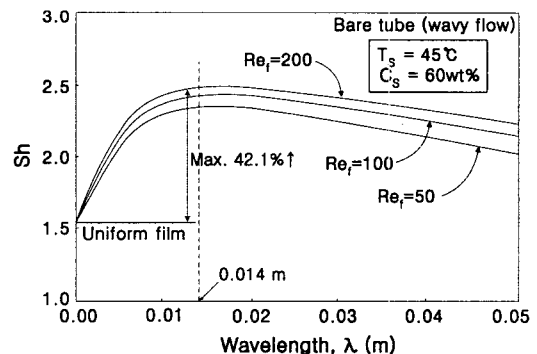


Fig. 6 Sherwood number as a function of wavelength.

상이 나타났다. 또한, 균일 액막(파장주기=0)에 비해 액막파동의 경우 약 0.014m의 파장주기에서 최대값이 나타났으며, 셔우드수의 향상폭은 약 42.1% 정도로 예측되었다.

모든 액막 레이놀즈수에서 액막파동의 변화는 거의 유사한 경향을 보이며, 초기 파동주기의 경우 고정된 유량조건에서 액막파동에 의한 국부 열저항 감소와 함께 물질전달현상이 증가됨에 따라 흡수질량유속이 증가된 것으로 사료된다.

3.3 삼입기구(스프링) 및 형상(주름관)의 영향

Fig. 7은 삼입기구인 스프링에 의한 액막 두께 변화와 스프링 입출구 상하단에 발생하는 국부 공동화(기포방울) 부분을 포함한 위치별 열전달 성능변화를 보여주고 있다. 수용액 농도와 온도의 균일조건시 최대 열전달 특성은 공동화 부분에 의한 열전달 감소와 균일유량에 의한 액막의 국부 감소로 인해 각 스프링 상하단에서 약 30.7% 정도 증가되는 것으로 나타났으며, 모든 액막 레이놀즈수에서 유사한 경향을 보였다.

Fig. 8은 액막 레이놀즈수 90에서 스프링 간격이 셔우드수에 미치는 영향을 보여주고 있다. 동일한 수용액 농도 하에서 스프링 간격이 좁아질수록 국부 기포방울에 의한 흡수성능의 오차는 크게 나타나며, 특히 좁은 간격 하에서는 상하단 공기방울이 결합하게 됨으로써 각 스프링 간에 얇은 기포막이 형성되고, 흡수기 관벽을 통한 수용액의 방열을 방해하는 열저항체의 역할에 함으로써 국부 열전달 성능이 감소하게 된다. 따라서, 스프링 간격이 좁아질수록 기포방울이 없는 경우 (fully)와 국부 기포방울 조건(bubble)의 오차는 증가하게 되며, 간격에 대한 최대 변화폭은 약 43.3%

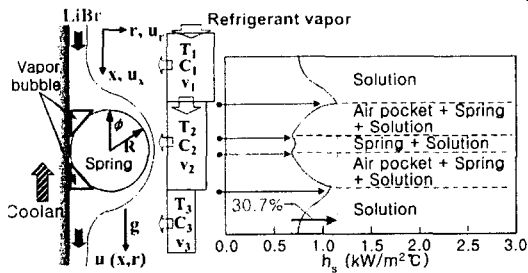


Fig. 7 Heat transfer coefficient for the spring-inserted tube.

% 정도로 예측되었다. 국부 기포방울 조건 하에서 해석모델을 통한 최대 흡수성능은 간격 6.75 mm에서 나타나는 것으로 예측되었으며, 검증실험에서도 이와 유사한 간격 7.0 mm에서 최대 흡수성능이 나타났다. 스프링 간격에 의한 흡수성능 향상은 해석 및 검증실험을 통해 간격 1 mm, 3 mm, 7 mm 순으로 증가됨을 관찰하였으며, 향상폭은 각각 약 26%, 16.1% 정도로 분석되었다.

Fig. 9는 주름관에서의 액막파동시 각 검사체적(control volume) 내 국소체적에서 외부 주름 형상에 따른 국부 열전달 성능변화를 보여주고 있다. 수용액 농도와 온도의 균일조건시 최대 열전달 특성은 국부 액막 모임 현상이 발생하는 유동골(troughs of the wave)에 비해 각 주름간 피치에서 약 25.1% 정도 증가되는 것으로 나타났으며, 모든 액막 레이놀즈수에서 거의 유사한 경향을 보였다. 이러한 현상은 민관의 액막파동시 국부적으로 액막이 최소화되는 유동골에서 최대 흡수성능이 나타남을 보인 Morioka and Kiyota⁽³⁾의 연구에서도 관측되고 있다.

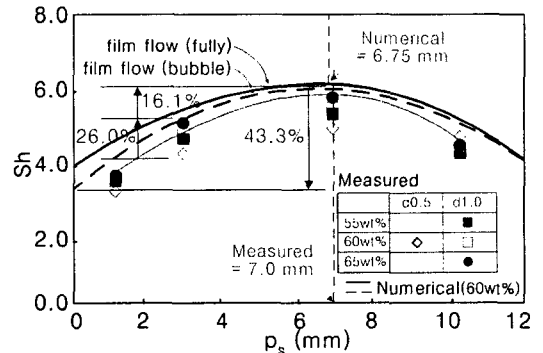


Fig. 8 Effect of spring pitch on Sherwood number ($Re_f=90$).

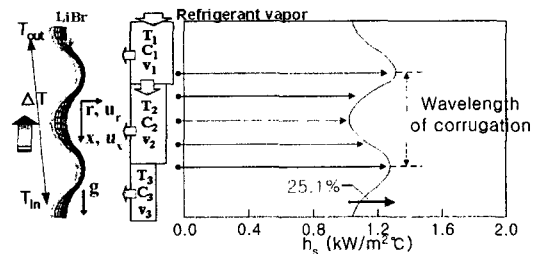


Fig. 9 Heat transfer coefficient for the corrugated tube.

3.4 열 및 물질전달

Fig. 10에서 열전달 특성은 민관의 균일액막, 파동유동, 해칭관, 주름관, 스프링관 순으로 향상됨을 보여주고 있으며, 해석 및 기존 실험결과와의 비교시 약 12.5~25% 정도의 오차를 보이고 있다. 이는 저유량($Re_f < 100$) 조건시 낮은 액막 유동변화에 따른 열전달 특성 저하와 기존 실험⁽¹⁰⁾에서 관찰되었던 저유량($Re_f < 100$)에서의 액막 벗겨짐 현상에 따른 액막 불안정과 열전달 면적 감소, 국부 액막두께 증가로 인한 열저항 증가에 의한 것으로 사료되며, Grossman⁽¹¹⁾의 경우 액막의 균일두께, 동온 벽면 가정조건으로 인해 유사한 온도조건시 액막 레이놀즈수 80 이하에서 낮은 열전달 특성을 보여주고 있다. 해칭관의 경우, 표면 거칠기에 의한 액막의 정체시간 증가와 관벽두께의 미소한 감소에 의한 열전달률 증가로 인해 민관에 비해 약 2.1~3.1% 정도의 미소한 증가폭을 보였으며, 주름관의 경우 물결 형상에 의한 파동형성과 이로 인한 열전달 면적의 증가로 민관에 비해 최대 16% 정도 증가되는 것으로 예측되었다. 스프링 삽입관의 경우, 스프링에 의한 전체 열전달 면적 증가와 액막유동으로 인해 민관, 해칭관에 비해 최대 18% 정도 증가되었으며, 실험결과에 비해 해석결과가 약 4.1~15.4% 정도 크게 예측되었다. 이는 수용액과 흡수기 벽면간의 전단력과 액막 벗겨짐 현상에 의한 국부 액막 불안정, 국부 액막두께 증가에 따른 열저항 증가 및 열전달 면적 감소에 의한 것으로 사료된다.

Fig. 11은 균일 액막두께, 액막 유동변화 등을

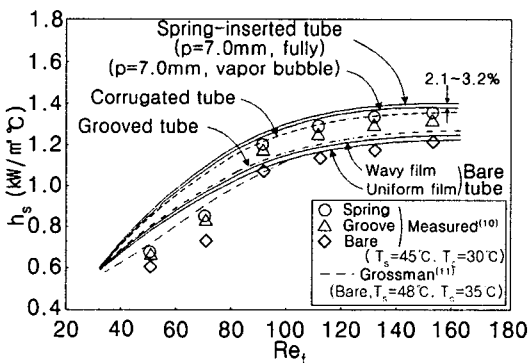


Fig. 10 Heat transfer coefficient for various absorber tubes.

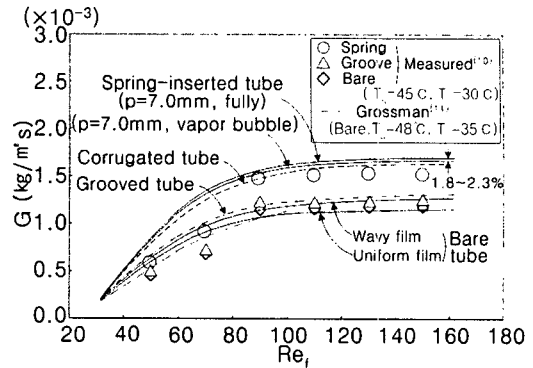


Fig. 11 Absorption mass flux for various absorber tubes.

적용한 수치해석과 기존 실험결과와의 비교를 통해 흡수질량유속에 대한 액막 레이놀즈수의 영향을 보여주고 있다. 물질전달에서도 열전달 특성과 유사하게 민관, 해칭관, 주름관, 스프링 삽입관 순으로 흡수질량유속이 증가하였으며, 민관의 경우 액막 레이놀즈수 100 이하에서 약 15~21% 정도 급격하게 증가하는데 반해, 100 이상에서는 증가폭이 크게 둔화되는 것으로 계산되었다. 해칭관의 경우, 표면 거칠기로 인해 미소한 관벽두께 감소와 액막유동에 의해 흡수질량유속이 약 0.9~1.5% 정도 다소 증가하는 것으로 계산되었으나, 수용액 온도의 미소변화에 따른 확산계수의 변화폭이 거의 일정함에 따라 열전달률에 비해 그 증가폭은 매우 낮게 나타났다. 해석모델에 의한 주름관과 스프링 삽입관의 흡수성능은 민관에 비해 최대 각각 16%, 20% 정도 증가되는 것으로

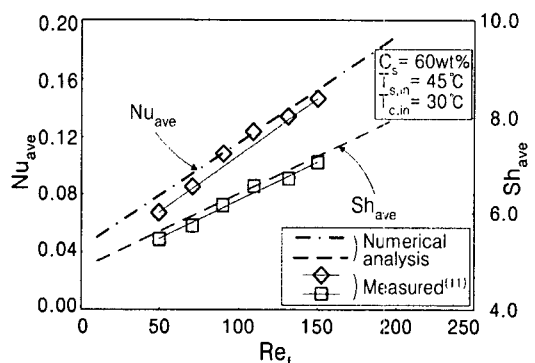


Fig. 12 Average Nusselt numbers and Sherwood numbers as function of film Reynolds numbers.

계산되었다. 균일 액막조건의 각 흡수관에서의 흡수질량유속에 대한 해석 및 실험결과⁽¹⁰⁾는 저유량 ($Re_f < 100$)에서 해석결과가 최대 29~43% 정도 크게 나타났으며, 이는 열전달 특성과 동일한 원인으로 낮은 액막 레이놀즈수에서 액막 이탈현상에 의한 불안정한 액막형성과 계면교란이 동시에 발생하는 데 기인하는 것으로 사료된다.

Fig. 12는 기존 실험결과⁽¹⁰⁾ 및 본 연구의 실험 및 해석결과의 비교를 통해 검증된 수용액 유량 조건범위 ($Re_f = 50 \sim 150$) 내에서 최대 흡수성능이 나타난 운전조건(수용액 온도 45°C, 냉각수 온도 30°C, 수용액 농도 60 wt%, 냉각수 유량 2.0 L/min) 및 스프링 삽입관의 스프링 간격이 6.75 mm인 경우 액막 레이놀즈수 변화에 따른 평균 누셀트수와 평균 셔우드수의 변화를 나타내었다. 균일액막 분포, 액막유동 변화 등의 가정조건으로 인해 액막 레이놀즈수 10에서 200까지의 수치해석결과가 검증실험결과에 비해 다소 높게 나타났으며, 특히 액막 레이놀즈수 80 이하의 저유량 조건에서는 줄기 형태의 국부 액막젖음과 액막이탈 현상 등으로 인해 오차폭이 다소 크게 나타난 것으로 사료되며, 평균 누셀트수와 평균 셔우드수에서 모두 유사한 경향이 나타났다. 그림에서 실선은 검증실험결과에 대한 추세를 의미하며, 일점 쇄선 및 점선은 액막 레이놀즈수에 대한 평균 누셀트수, 평균 셔우드수의 수치해석 결과값이다.

4. 결 론

수직형 흡수기의 성능 특성 최적화에 관한 본 연구의 주요 결론은 다음과 같다.

(1) 민관의 경우, 내부유동 및 냉매증기의 균일 유입량 조건 하에서 수용액에 대한 최대 열전달 특성은 냉각수 유량 약 2.0 L/min인 경우에 나타났으며, 액막과장 약 14 mm에서 최대 셔우드수가 나타났다.

(2) 민관 해석모델에서 균일 액막조건에 비해 유량변화에 따른 액막과동시 셔우드수는 최대 약 42.1% 정도 향상되었으며, 국부전달 성능변화는 주름관 및 스프링 삽입관 등 형상조건에 따라 최대 약 25.1~30.7% 정도로 크게 변화하였다.

(3) 해석과 기존 실험의 오차는 유량변화에 따라 최대 12.1~25% 정도였으며, 저유량조건(Re_f

<100)에서는 낮은 유량과 액막 불안정으로 인해 해석치가 최대 43% 정도 높게 나타났다.

(4) 열 및 물질전달 특성은 스프링 삽입관, 주름관, 해칭관, 민관의 순으로 향상되었으며, 민관 대비 물질전달 성능향상 정도는 주름관, 스프링 삽입관이 각각 최대 16%, 20% 정도로 나타났다.

(5) 최대 흡수성능이 나타난 조건에서 액막 레이놀즈수의 증가에 따라 평균 셔우드수와 평균 누셀트수가 모두 증가하는 경향이 나타났다.

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. Ministry of Commerce, Industry and Energy Republic of Korea, 2004, Energy polices of Korea, Report RP 2004-03-024.
2. Patnaik, V. and Perez-Blanco, H., 1996, Roll waves in falling films: an approximate treatment of the velocity field, *Int. J. of Heat and Fluid Flow*, Vol. 17, No. 1, pp. 63-70.
3. Morioka, I. and Kiyota, M., 1991, Absorption of water vapor into a wavy film of an aqueous solution of LiBr, *JSME Int. J. Series II*, Vol. 34, No. 2, pp. 183-188.
4. Shkadov, V. K., 1996, Wave flow regimes of a thin layer of viscous fluid subject to gravity, *Fluid Dynamics Research*, Vol. 28, pp. 43-51.
5. 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.
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. Kim, S. C., Oh, M. D. and Lee, J. H., 1995, A numerical study on heat and mass transfer in a falling film of vertical plate absorber cooled by air, Transaction of the KSME, Vol. 19, No. 4, pp.1071-1082.
 8. Kapitza, P. L., 1965, Collected Papers of P. L. Kapitza; Wave Flow of Thin Layers of a Viscous Fluid, Pergamon Press, pp.662-709.
 9. Penev, V., Krylov, V. S., Boyadjiev, C. H. and Vorotilin, V. P., 1972, Wavy flow of thin liquid films, Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 15, pp.1395-1406.
 10. Kim, J. K. and Cho, K. N., 2004. Effect of wavy flow of vertical falling film on the absorption performance, Korea J. of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 16, No. 2, pp. 825-832.
 11. 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.