

< 논 문 >

수평원관상의 LiBr-H₂O 액막흡수현상 해석

박일석* · 최도형**

(1995년 6월 10일 접수)

Analysis of LiBr-H₂O Film Absorption on a Horizontal Tube

Il-Seouk Park and Do Hyung Choi

Key Words : LiBr-H₂O Solution(리튬-브로마이드 수용액), Absorption Refrigeration System
(흡수식 냉동장치)

Abstract

A numerical study for vapor absorption into LiBr-H₂O solution film flowing over horizontal circular tubes has been carried out. The momentum, energy and diffusion equations, which are parabolized by the boundary-layer approximation, are solved simultaneously for various mass-flow rates and inlet conditions. The results for the velocity, temperature and concentration fields, as well as the heat and mass flux at the free surface are presented. The effects of inlet conditions, i.e., flow rate, temperature and concentration, on the absorption process are also examined and discussed.

1. 서 론

흡수식 냉/온수기에 대한 이론은 이미 18세기 말엽에 발표되기 시작하였고 이와 관련된 지속적인 연구가 수행되어 왔다. 그러나 저렴하고 열적 성능이 우수한 냉매의 개발로 인하여 흡수식 냉동기의 개발이 한계를 맞게 되었고, 또 손쉽게 구할 수 있고 값싼 화석연료의 사용은 흡수식 난방 시스템의 개발을 지연시켜 왔다. 그러나 지속적으로 높아만 가는 에너지 값은 폐열이나 태양열 등과 같이 값싸고 구하기 편리한 저급 에너지의 이용을 추구하게 하였고 흡수식 냉난방기에 대한 관심도 새로이 일기 시작했다. 최근에는 Green-Round 등의 환경보존적 차원에서 냉매로써 프레온의 사용을 규제하고 또 이산화탄소의 발생 및 지구 온난화 예방을 위해 화석연료의 사용을 제한하려 해 흡수식 냉온

수기에 대한 관심과 흥미를 더욱 고조시키고 있으며, 이제부터의 관심은 더 경제적이고 우수한 성능을 갖는 흡수식 냉온수기의 개발에 모아지고 있다. 흡수식 냉동기의 성능 개선에 가장 중요한 요소 중의 하나는 유동 및 열/물질 전달이 복잡하게 얽혀 있는 흡수기 내부의 해석이라 할 수 있을 것이다.

대용량의 흡수식 냉동기에서의 흡수기는 내부에 냉각수가 흐르고 있는 수평원관 주위의 액막에서 발생하는 흡수현상에 의해 성능이 좌우된다(Fig. 1 참조). 이와 관련된 액막흡수현상 해석으로 Grigoreva와 Nakoryakov^(1,2)는 경사평판을 흘러내리는 액막에서 균일한 액막 두께와 균일한 속도분포를 이용하여 열 및 물질전달에 관한 편미분 방정식의 급수해를 구하였다. Grossman⁽³⁾은 기울어진 평판 위의 액막유동에서 Nusselt⁽⁴⁾가 제시한 2차식의 속도분포와 액막 두께로써 상사해를 이용한 해석적 방법과 수치적 방법을 병행하여 벽에서 단열 및 일정온도조건에 대해 연구하였다. Choudhry⁽⁵⁾ 등은 수평원관상의 액막흡수과정에서 속도장은 역

*한국과학기술원 대학원 기계공학과

**회원, 한국과학기술원 기계공학과

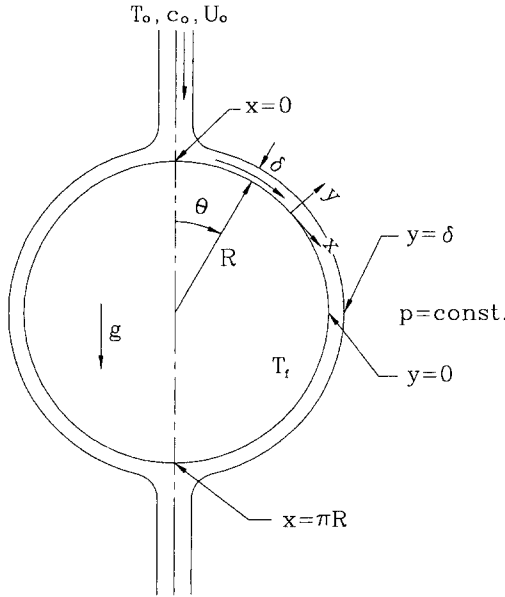


Fig. 1 Configuration of film flow around the tube

시 Nusselt⁽⁴⁾의 2차식으로 가정하여 열 및 물질전달에 관한 경계층 방정식을 유한 차분법으로 풀어 입구유량과 관(tube) 직경에 따른 흡수성능을 비교하였다. Andberg와 Vliet⁽⁶⁾은 수평원관상의 액막 유동에서 흡수에 의한 유량변화를 고려하여 속도장을 열/물질 전달식에 연계(couple)시켜 접근하였다.

Grossman⁽³⁾이나 Choudhry⁽⁵⁾가 사용한 Nusselt⁽⁴⁾의 2차식 속도장은 유동이 완전히 발달하였다는 가정에서 나온 것이기 때문에 원관 위쪽의 정체점에 가까운 부분에서는 많은 오차를 포함하리라는 것을 예상할 수 있다. 본 연구에서는 이와 같은 단점을 보완하기 위해 운동량 방정식에서 직접 속도장을 구하며 이때 입구 정체점 근처에서의 경계조건은 2차원 정체점 유동으로부터 유도하여 사용하였다. 또 이 운동량 방정식을 에너지식 및 물질 전달식과 연계(couple)시켜 액막 표면에서의 흡수에 의한 유량의 변화를 고려하여 보다 정밀한 계산이 되게 하였다. 실제로 입구 정체점 부근에서의 유동장 해석 결과는 입구유량이 커짐에 따라 Nusselt 해석 결과와 상당한 차이를 보이며, 입구에서 수용액의 열적 상태의 평형여부가 열 및 물질전달에 큰 영향을 미치는 것을 알 수 있었다. 입구에서의 온도 및 유량등을 변화시켜가며 해석하였으며, 또한 여러 단의 튜브가 연속으로 놓여 있을 경우에 대한 해석을 실

험치와의 비교 등의 방법을 통하여 성공적으로 수행해 실제 흡수기 설계에 본 해석 방법이 효과적으로 쓰일 수 있음을 보였다.

2. 수치 해법

수평원관을 타고 흐르는 층류 LiBr 수용액막의 흡수현상을 해석하기 위하여, 본 연구에서도 기존의 여러 연구와 같이 유체의 물성치들은 운전 범위에서 온도, 농도에 관계 없이 일정하고, 주위 수증기의 열전도도 및 점도가 LiBr 수용액의 것에 비해 아주 작아 수증기로의 열전달과 표면 전단력을 무시할 수 있고, 흡수로 인한 발열은 자유표면에서만 생겨 흡수된 수증기에 의한 LiBr 수용액의 희석으로 인한 발열은 없는 것으로 생각하며, 자유표면에서는 증기-압력 평형조건(vapor-pressure equilibrium condition)이 만족되고, 액막의 두께가 매우 얇아 곡률효과는 무시할 수 있다는 가정을 도입하였다.

2.1 지배 방정식

본 계산에서는 위쪽 정체점부터 반경 R 인 튜브 벽을 따라서 x 좌표를 잡고 그 수직인 방향을 y 로 하여 다음과 같은 연속방정식 및 경계층, 근사한 2차원 운동량, 에너지, 그리고 물질전달식을 사용한다.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = g \sin(\theta) + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (2)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (3)$$

$$u \frac{\partial c}{\partial x} + v \frac{\partial c}{\partial y} = D \frac{\partial^2 c}{\partial y^2} \quad (4)$$

u 와 v 는 각각 x 와 y 방향 속도 성분이고 T 는 온도, c 는 수용액에서 LiBr의 질량분율(mass fraction)로 표시된 농도, θ 는 입구정체점으로부터의 각도를 나타낸다. 그리고 g 는 중력가속도이며 ν , α , D 는 각각 동점성계수, 열확산계수, 물질확산계수이다.

2.2 경계조건

계산은 Fig. 2에서 보는 것처럼 낙하하는 LiBr 수용액의 평균속도 U_o 와 입구 유량 Γ [kg/ms]에

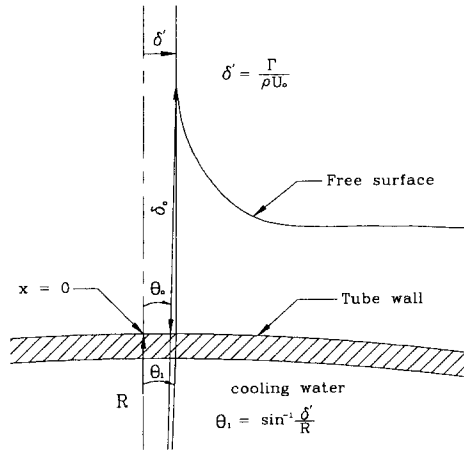


Fig. 2 Close-up view of the upper stagnation region

의해 결정되어진 폭 δ' 보다 조금 더 앞의 위치 θ_o 에서 시작하며, δ_o 은 그 점에서 반경방향으로의 액막 두께를 나타내고 다음과 같이 표시된다.

$$\delta_o = \frac{\delta'}{\sin \theta_o} - R \quad (5)$$

지배방정식에 대한 경계조건은 다음과 같다.
 $x = R\theta_o$ 에서

$$u = u_e = \frac{\Gamma}{\rho \delta_o - \frac{1}{3} \rho \delta_b}$$

$$v = -\frac{u_e}{\delta_o - \frac{1}{3} \delta_b} \frac{\delta'}{R} \frac{\cos \theta_o}{(\sin \theta_o)^2} \left(y - \frac{1}{3} \delta_b \right) \quad (y > \delta_b) \quad (6a)$$

$$u = \frac{2u_e}{\delta_b} y - \frac{u_e}{\delta_b^2} y^2$$

$$v = -\frac{1}{\delta_o - \frac{1}{3} \delta_b} \frac{\delta'}{R} \frac{\cos \theta_o}{(\sin \theta_o)^2} \left(\frac{u_e}{\delta_b} y^2 - \frac{u_e}{3\delta_b^2} y^3 \right) \quad (y \leq \delta_b) \quad (6b)$$

$$T = T_o, \quad c = c_o \quad (6c)$$

여기서 ρ 는 밀도이고 하첨자 a 와 b 는 각각 입구와 경계층을 나타낸다. 위의 조건중 속도에 관한 것은 $\theta = 0^\circ$ 부근의 유동을 정체점 유동(stagnation point flow)으로 가정하여 경계층 두께 δ_b 를 구하고 경계층 영역과 외부유동 영역으로 나누어 다음식과 같이 유량을 만족하기 위한 경계층 내부에서의 2차 속도 분포와 외부속도 u_e 를 계산하여 얻은 것이다.

$$\Gamma = \rho u_e (\delta_o - \delta_b) + \rho \int_0^{\delta_b} u dy \quad (7)$$

먼저 경계층 내부에서의 속도분포 u 를 다음과 같이 2차식으로 가정해 벽에서의 조건과 경계층 끝에서의 조건을 이용하면 식 (6b)의 u -속도 성분을 얻게 된다.

$$u = a + by + cy^2$$

$$y = 0 \text{ 일 때, } u = 0$$

$$y = \delta_b \text{ 일 때, } u = u_e$$

$$\frac{\partial u}{\partial y} = 0 \quad (8)$$

여기서 정체점 경계층 두께 δ_b 는 다음과 같다 (White⁽⁷⁾ 참조).

$$\delta_b = 2.4 \sqrt{\frac{\nu}{B}}, \quad B = 2 \frac{u_o}{R} \quad (9)$$

식 (7)을 계산하면 식 (6a)에서와 같은 외부속도 u_e 를 얻게 되고, 얻어진 u -속도 성분을 연속방정식에 대입하여 적분하면 식 (6a, b)와 같은 v -속도 성분이 얻어진다. 식 (6c)의 T_o 와 c_o 은 입구에서의 온도 및 농도이다.

한편 튜브면과 자유표면에서의 경계조건은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$y = 0$ (tube 표면)에서

$$u = v = 0$$

$$k \frac{\partial T}{\partial y} = U (T|_{y=0} - T_f)$$

$$\frac{\partial c}{\partial y} = 0 \quad (10)$$

$y = \delta$ (free surface)에서

$$\frac{\partial u}{\partial y} = 0 \quad (11)$$

$$T = f(c, p) \quad (12)$$

$$-k \frac{\partial T}{\partial y} = H_a \frac{\rho D}{c} \frac{\partial c}{\partial y} \quad (13)$$

식 (10)의 U 는 열전달계수, k 는 열전도도이고, T_f 는 냉각수 온도이다. 식 (12)의 증기-압력 평형 조건은 자유표면에서의 온도를, 자유표면에서의 농도와 주위 증기 압력 p 의 함수로 나타낸 것으로 McNeely⁽⁸⁾가 제시한 식을 이용하였다. 식 (13)은 정지 좌표계에서 Fick 법칙(Bird⁽⁹⁾ 참조)에 따라 자유표면에서 흡수된 질량과 단위 질량의 흡수로 인한 발열량 H_a 의 곱으로 표시되는 흡수열이 자유표면에서의 열유속과 같다는 조건인데, H_a 는 주위

증기의 엔탈피 h 와 자유표면에서의 증기부분엔탈피 H 의 차로 다음과 같이 정의된다.

$$H_a = h - H(c_s, T_s) \quad (14)$$

여기서 c_s 와 T_s 는 자유표면에서의 농도와 온도로서 LiBr-H₂O의 경우에는 c_s 와 T_s 에 관계 없이 거의 일정하게 된다.

2.3 수치해석

앞의 포물형 지배방정식들은 x 방향으로 후방차분, y 방향으로 중앙차분하여 x 방향으로 진행해 가며 TDMA(Tri-Diagonal Matrix Algorithm)로 풀 수 있다. 운동량 방정식의 비선형 대류항은 계산하는 x 점보다 이전 위치에서의 값 두 개를 이용하여 2차의 정확도를 유지하도록 하였다. 격자는 액막 두께의 변화가 심한 입구와 출구 쪽과 농도 변화가 심한 자유표면 그리고 속도 변화가 심한 벽 쪽으로 밀집시킨 것을 이용하였다.

Fig. 3은 입구유량이 0.02 kg/ms인 경우로 x, y 방향 격자를 변화시켜가며 자유표면에서의 흡수된 질량유속에 대하여 격자 의존도를 비교한 것이다. 입구정체점과 출구정체점 부근에서 정확한 해석을 위해서는 1000×100 격자계가 적합함을 알 수 있다. 만약 입구유량이 더 적어지면 액막 두께가 더 얇아져서 격자의 종횡비(aspect ratio)가 커지고 계산이 잘 되지 않으므로 x 방향으로 격자를 많이 심어야 하고, 입구유량이 더 커질 경우에는 x 방향의 격자수를 더 줄여 계산할 수 있다. 입구유량이 더 적을 경우에도 x 방향으로의 격자를 입구와 출구 정체점에 밀집시키면서 튜브의 중간(90°) 부근에서도 적당한 종횡비를 가지는 격자계를 사용한다면 더 적은 수의 격자를 가지고도 계산이 가능할 것으로 기대된다.

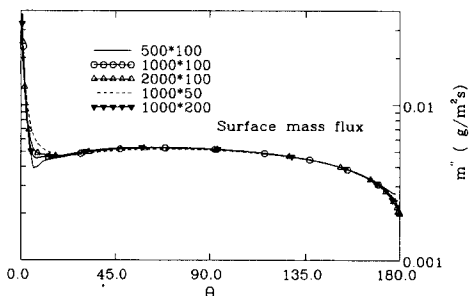


Fig. 3 Absorbed mass flux at the free surface for various grids($\Gamma=0.02$ kg/ms)

본 문제는 주어진 지배방정식 자체는 연계(coupling)가 되어 있지 않은 것같이 보이나 실제로는 에너지식과 물질전달식 사이에서 적용하는 자유표면의 경계조건으로 인하여 강하게 연계되어 있다. 특히 현재의 연구에서는 자유표면에서 흡수된 수증기의 양을 고려하고 있어 각 x 위치에서 액막 내부를 흐르는 유량이 증가함에 따라 다음의 식에 의해서 액막의 두께가 다시 계산되고 있다.

$$\int_0^\delta \rho u dy = \Gamma_p - \frac{\rho D}{c} \frac{\partial c}{\partial y} \Big|_{y=\delta} \cdot \Delta x \quad (15)$$

식 (15)에서 Γ_p 는 이전 x 위치에서의 유량이고 우변의 두번째 항은 흡수에 의하여 증가된 질량유량을 나타낸다. 우변의 δ 는 지배방정식들을 풀 때 사용되어졌던 것이고 좌변의 δ 는 지배방정식들을 풀고 나서 흡수된 수증기량을 고려하였을 때 예상되어지는 액막 두께이다. 각각의 x 위치에서 우변의 δ 값과 좌변의 δ 값이 한정된 오차 범위내에 들 때까지 지배방정식들을 반복하여 계산해 식 (15)와 같은 유량변화 조건에 의해서 속도장의 영향이 온도 및 농도장에 미치게 한다. 문제의 다양한 연계성 때문에 다음과 같은 다소 복잡한 계산절차를 거치게 된다.

- 1) 계산 시작점에서의 초기조건은 식 (6)과 같이 준다.
- 2) 새 x 위치에서의 액막 두께는 이전 x 위치의 것으로 가정해 사용한다.
- 3) 운동량식과 연속방정식에서 u, v 값을 구한다.
- 4) 이전 x 에서의 표면온도와 3)에서 구한 속도를 이용하여 열전달식으로부터 온도분포를 구한다.
- 5) 자유표면에서의 증기-압력 평형조건(vapor-pressure equilibrium condition)으로 표면농도를 구하여 물질전달식에서 농도를 얻는다.
- 6) 식 (13)이 만족되는지 확인하고 만족되지 않으면 식 (13)의 우변을 이용하여 표면온도에 대한 정보를 주고 다시 4)로 돌아간다.
- 7) Step 6을 만족하면 식 (15)에 따라 자유표면에서 흡수된 유량을 고려하여 새로운 액막 두께를 구한다. 액막 두께에 변화가 있으면 3)으로 돌아가며 수렴하였으면 다음 x 위치로 진행한다.

3. 결과 및 고찰

앞 절에서 설명한 방법을 이용하여 몇 가지 경우

Table 1 Comparison with earlier experimental results

		Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
Γ_{in} (kg/ms)		0.0172	0.0210	0.0142	0.0210
T_{in} (°C)		50.5	49.8	53.3	54.3
c_{in}		0.5780	0.5801	0.5784	0.5796
T_r (°C)		30.5	30.1	35.5	35.5
R (m)		0.0159	0.0159	0.0159	0.0159
U (W/m ² K)		10900	10900	10900	10900
p (Pa)		1010	928	987	961
Experimental data	c_{out}	0.5393	0.5446	0.5561	0.5645
	T_{out} (°C)	33.3	34.1	37.2	37.3
Andberg's calc.	c_{out}	0.5410	0.5496	0.5548	0.5619
	T_{out} (°C)	32.8	32.7	36.4	36.9
Present calc.	c_{out}	0.5474	0.5554	0.5606	0.5672
	T_{out} (°C)	32.5	32.36	36.27	36.66

에 대한 계산을 수행하였는데 본 논문에서는 입구에서의 유량이 0.001~0.2 kg/ms이고 속도가 0.5 m/s, 주위 수증기의 압력은 1 kPa, 냉각수 온도가 30 °C인 경우의 결과를 보이려 한다. 이는 현재 사용되는 흡수식 냉동기의 운전조건에 부합되는 경우이기도 하다.

본 연구에서 주로 다루고 있는 입구유량은 Re ($=4\Gamma/\mu$) 수 6.7~67정도이며 이는 층류유동 또는 약간의 rippling 현상이 보이기 시작하는 유동 영역이 된다.⁽⁹⁾

계산의 타당성을 검토하기 위하여 Andberg⁽¹⁰⁾의 실험 및 계산과 본 연구의 계산결과를 비교하여 Table 1에 제시하였다. 실험결과는 8단의 튜브를 통하여 얻어진 것들이다. 본 연구에서는 다단의 해석을 수행하기 위하여 각 단의 출구에서의 온도 및 농도를 다음 단의 입구조건으로 사용함으로써 튜브들 사이 구간에서의 흡수를 무시하고 계산하였다. Table에서 Γ_{in} 은 첫번째 튜브의 입구에서의 유량이고, T_{in} , c_{in} 은 첫번째 튜브의 입구에서의 온도와 농도이며, T_{out} , c_{out} 은 마지막 8번째 튜브의 출구에서의 온도와 농도이다. Table에 따르면 현재의 계산이 Andberg의 계산에 비하여 출구에서의 농도가 다소 더 큰 값을 예측하고, 실험치보다도 더 큰

값을 보이나, D 또는 H_a 등의 불확실성 등이 서로의 계산결과 차이의 원인이 되었을 것이고, 또한 수용액이 자유낙하하는 튜브와 튜브 사이 구간에서의 흡수를 감안하면 어느 계산이 더 낫다고 단정지을 수 없다. 다만 본 계산방법의 검증자료로는 충분하다고 생각되어지며 본 해석방법이 실제 흡수기 설계에 유용하게 쓰일 수 있음을 알았다.

3.1 유동장 고찰

해석은 입구 유량이 0.01 kg/ms와 0.1 kg/ms인 두 가지 경우에 대하여 수행하였으며 Fig. 4(a)와 Fig. 5(a)는 입구 정체점 부근에서의 액막 두께의 변화를 나타낸 것이다. Nusselt 해석 결과와 비교하였는데 입구 정체점 근처에서는 유동이 완전 발달되었다는 Nusselt 가정이 맞지 않아 포물형 지배 방정식을 풀 결과 액막 두께가 차이를 나타내고 있음이 관찰되었다. 입구유량이 큰 경우일수록 유동장이 완전히 발달되기까지 더 오래 걸려 보다 넓은 영역에 걸쳐 이러한 차이를 보이게 된다.

Fig. 4(b), (c)와 Fig. 5(b), (c)에서는 위의 두 가지 입구유량에 대하여 각각 u , v 속도분포를 보이고 있는데 역시 입구와 출구 정체점 근처에 가까울수록 유동이 완전히 발달했다는 가정이 잘 맞지 않

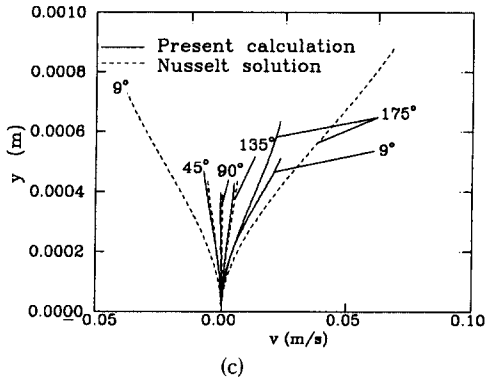
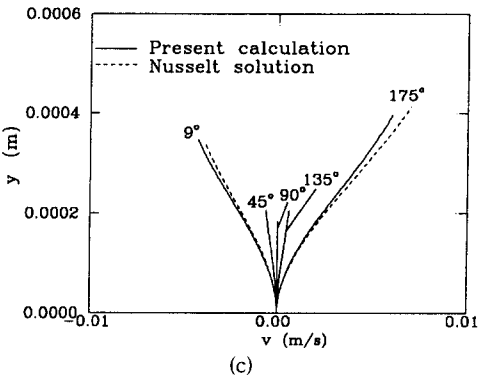
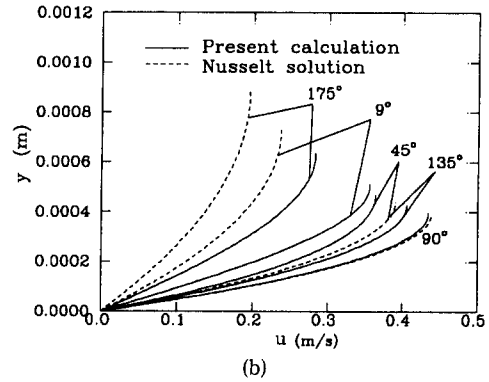
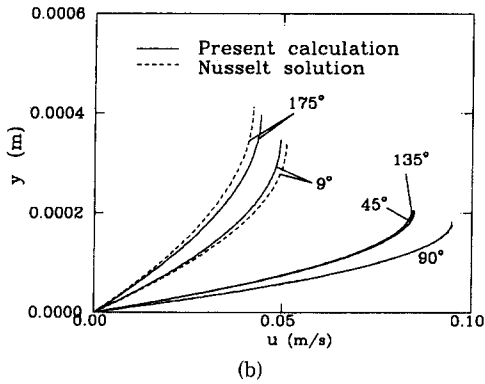
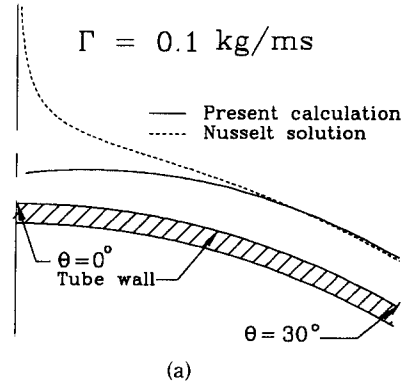
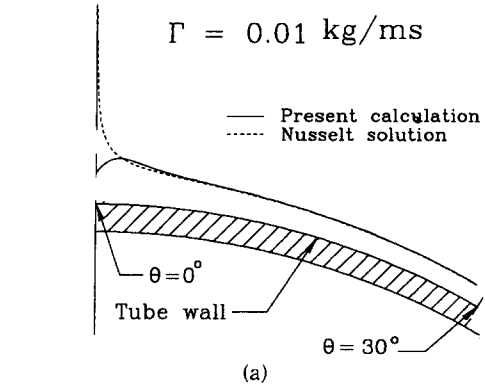


Fig. 4 Film thickness and velocity field for $\Gamma=0.01$ kg/ms (a) film thickness distribution in the upper region (b) circumferential velocity (c) radial velocity profile

Fig. 5 Film thickness and velocity field for $\Gamma=0.1$ kg/ms (a) film thickness distribution in the upper region (b) circumferential velocity (c) radial velocity profile

고 있음을 볼 수 있고 특히 유량이 큰 경우에는 상당한 차이를 나타내고 있다. 입구 정체점 근처의 액막 두께가 변화하는 구간에서는 액막 두께의 증감에 따라 v -속도 성분을 갖게 되는데 Nusselt 해석에서는 90°까지 계속하여 액막 두께가 감소하

로 음의 v -속도를 나타내고 있다. 그러나 운동량 방정식의 해를 구하는 본 해석에서는 입구유량이 더 클수록 입구영역에서 액막 두께가 증가하고 양의 v -속도를 가지는 구간이 넓어지게 된다. 이것은 액막표면에서 발생하는 흡수현상과 그에 따르는

흡수발열현상에 대한 액막내부에서의 열/물질전달의 대류영향이, Nusselt 해석에서 보인 음의 v -속도에 의한 것과 정반대의 결과를 나타내는 것이므로 열 및 물질전달의 측면에서 더욱 정확한 해석을 위해서는 유동장을 풀어야 함을 의미한다.

입구에서의 온도와 농도가 평형이 아니면 처음부터 흡수가 일어나는데 이런 경우 액막 두께에 차이가 있으면 흡수된 수증기의 액막내부로의 확산과 흡수에 의한 흡수열의 전파가 달라질 것이다. 입구의 상태가 평형인 때라도 액막 두께의 현저한 차이는 냉각수가 흐르고 있는 관(tube)에 의한 액막내부 용액의 냉각(cooling) 효과에 의해서, 자유표면에서의 온도가 평형온도보다 더 떨어져 흡수가 발생하기까지의 위치를 다르게 예측하게 되어 이 부근 액막두께의 정확한 예측이, 즉 속도장의 해를 바로 구하는 것이, 초기 흡수현상 계산에 필수적임을 추측할 수 있다.

3.2 온도, 농도장에 관한 고찰

입구에서 용액의 상태에 따른 흡수 성능을 비교하기 위하여 유량을 0.01 kg/ms , 입구농도는 운전 중인 냉동기에서와 같이 0.612 로 일정하게 하고 입구에서의 온도 T_0 를 48°C , 40°C , 35°C 로 변화시켜가며 계산·비교하였다.

$T_0=48^\circ\text{C}$ 는 입구에서의 조건이 주위 증기압력 1 kPa 에 대하여 증기-압력 평형조건을 만족하고 있는 경우로 자유표면에서의 흡수현상은 튜브벽의 냉각 효과에 의하여 액막 내부온도가 자유표면까지 완전히 확산되어 자유표면 온도가 입구온도 48°C 보다 더 떨어지고 난 뒤부터 발생하게 된다. Fig. 6(a)는 각 x 위치에서의 자유표면에서의 열유속 및 흡수된 질량유속과 벽에서의 열유속을 나타낸 것인데 약 9° 까지는 자유표면에서의 열 및 질량유속이 영이어서 흡수가 일어나지 않고 있음을 보인다. 그 후 튜브벽의 냉각효과에 의해서 자유표면에서의 온도가 입구온도 48°C 밑으로 떨어지게 되고 따라서 자유표면에서의 증기-압력 평형조건을 만족하기 위하여 주위에서 수증기를 흡수하게 되며 흡수된 수증기에 의해서 자유표면에서의 농도가 떨어지게 되며 다시 액막 내부로 확산되어 간다. 출구 정체점 근처에서 열 및 질량유속이 감소하는 것은 액막의 두께가 두꺼워져서 벽의 냉각효과가 자유표면에까지 미치지 못하기 때문이다. 벽에서의 열유속은 입구에서 따뜻한 용액이 갑자기 차가운 벽과 만나

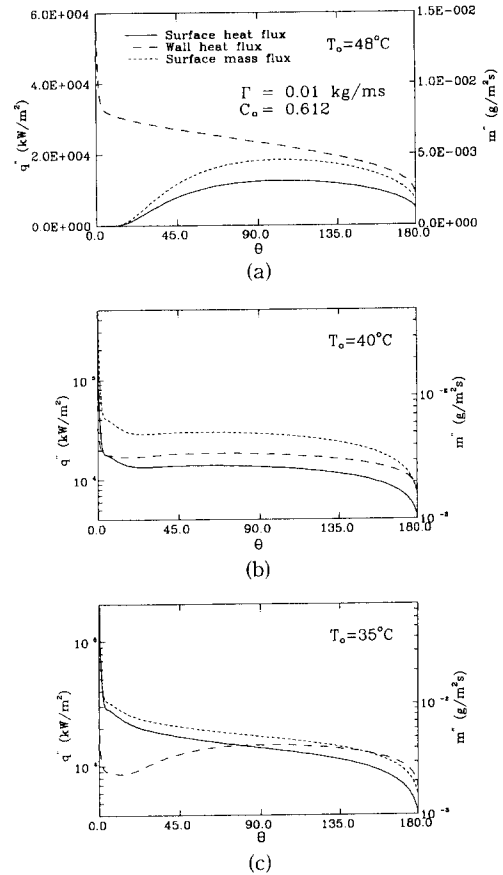


Fig. 6 Heat and mass flux distributions at the free surface and wall heat flux distribution (a) $T_0 = 48^\circ\text{C}$ (b) $T_0 = 40^\circ\text{C}$ (c) $T_0 = 35^\circ\text{C}$

기 때문에 큰 값을 가지다가 액막의 평균온도가 떨어저감에 따라 감소하는 것을 볼 수 있다.

$T_0=40^\circ\text{C}$ 인 경우는 입구조건이 약한 비평형인 경우로서 Fig. 6(b)의 자유표면에서의 질량유속과 열유속에서 보인 것처럼 입구에서 용액이 비평형이므로 입구에서부터 흡수가 시작됨을 알 수 있다. 벽에서의 열유속은 앞의 입구온도가 48°C 의 경우와 비슷한 경향을 보인다.

$T_0=35^\circ\text{C}$ 인 경우는 입구에서의 비평형 정도가 매우 큰 경우로서 Fig. 6(c)의 벽에서의 열유속이 감소하다가 다시 증가하는 것은 입구에서의 비평형의 정도가 커서 자유표면에서 흡수가 많이 되고 따라서 발생하는 흡수열도 커지게 되어 액막 내부의 온도가 다시 올라가서 벽으로의 열전달이 촉진되기 때문이다.

Fig. 7은 흡수에 의해서 증가된 유량을 x 방향으로 따라가면서 비교한 것인데 0°근처의 입구정체점 근처에서 입구온도가 48°C인 경우에는 전혀 증가된 유량이 없으며 40°C와 35°C인 경우에는 입구에서부터 흡수에 의해서 유량이 증가되고 있는 것을 볼 수 있고 비평형의 정도가 더 큰 35°C의 경우가 더 많은 수증기를 흡수하고 있는 것이 관찰되었다.

위의 세 가지 입구조건에 대해 입구에서의 유량을 변화시켜가면서 흡수된 수증기의 양을 Fig. 8에 비교하였는데 입구에서의 비평형 상태가 심할수록 또한 입구유량이 커짐에 따라 더 많은 양의 수증기를 흡수함이 보인다. 입구에서의 유량이 작을 때에는 입구에서의 열적 상태와 관계없이 거의 일정한 흡수량을 보이는데 이는 입구조건에 관계 없이 액막온도가 즉시 튜브면 온도로 변하기 때문일 것이다. 유량이 아주 큰 경우, 평형상태로 유입되면 흡수량이 영으로 가는 것은 튜브벽의 영향이 표면에 아직 미치지 못했기 때문이며, 비평형 상태로 유입된 때도 튜브 냉각효과는 액막 표면에 이르지 못하나 흡수 현상이 생기는 것은 자유표면에서 평형 조건을 만족시키기 위함이고 비평형 정도가 클수록

그 양이 증가하게 되는 것이다. 그림에서 보인 경우는 입구농도를 고정시키고 온도만을 바꿔가며 비교하였으나 입구온도를 고정시키고 농도에 따른 변화를 비교하여도 위와 거의 비슷한 결과를 보인다.

Fig. 9는 연속된 8개의 튜브단을 해석한 결과인데 각각 제일 첫번째 튜브단의 입구온도가 48°C, 40°C, 35°C인 경우로서 각 단의 입구에서의 조건은 그 윗단의 출구조건을 사용하여 튜브와 튜브 사

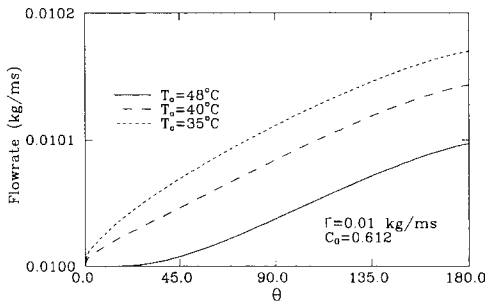


Fig. 7 The mass flow rate for various inlet temperatures

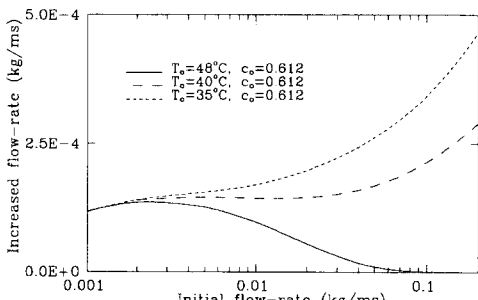
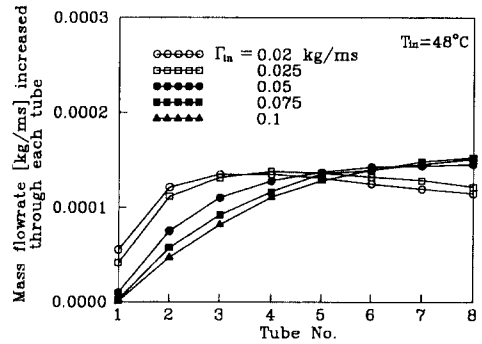
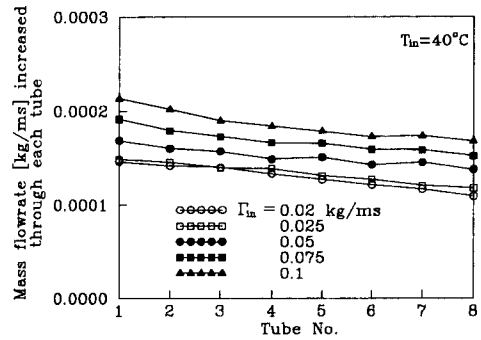


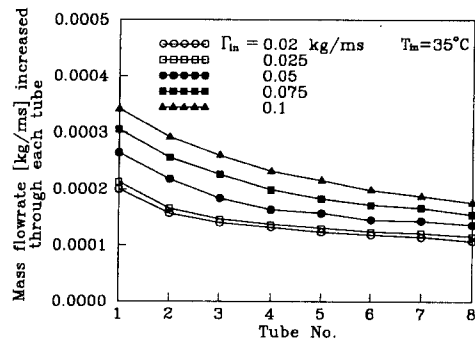
Fig. 8 Mass flow rate vs. inlet flow rate for various inlet temperatures



(a)



(b)



(c)

Fig. 9 Mass-flow increase for each tube for various initial flow rates (a) $T_{in}=48^\circ\text{C}$ (b) $T_{in}=40^\circ\text{C}$ (c) $T_{in}=35^\circ\text{C}$

이의 용액이 자유낙하하는 영역에서의 흡수는 고려하지 않았다. 각 경우마다 첫번째 튜브 입구에서의 유량을 0.02, 0.025, 0.05, 0.075, 0.1 kg/ms의 5가지에 대하여 해석하여 각 단의 튜브에서 흡수로 인하여 증가된 유량을 나타내었다.

Fig. 9(a)는 입구에서의 온도가 48 °C인 경우로서 평형상태로 입구에 유입되는 상태이다. 처음 위 4단 정도는 평형의 정도가 높은 상태로서 유량이 적은 경우가 더 많은 양의 수증기를 흡수하고, 다섯번째 단 이후에는 흡수와 발열에 의하여 용액의 비평형 정도가 커져 유량이 큰 쪽이 더 많은 양의 수증기를 흡수하고 있음을 알 수 있다. 입구에서의 온도가 40 °C인 경우로서 약한 비평형인 경우(Fig. 9b) 처음 4단 정도까지는 평형의 정도가 커서 흡수량이 적었던 앞의 경우와는 달리 전체 8개의 단에서 골고루 흡수가 일어나고 있다. 입구에서의 온도가 35 °C인 경우로 비평형의 정도가 제일 큰 경우(Fig. 9c)는 처음 몇 개의 단에서 비평형의 정도가 커서 많은 양의 수증기가 흡수됨을 볼 수 있다.

위의 세 가지 경우에 대한 결과는 여러 단의 튜브군이 있을 때 LiBr 수용액은 튜브군을 타고 흐르면서 임의의 상태를 오가는 것이 아니라 처음 몇 개의 단을 지난 뒤에는 주기적인 평형상태에 도달해 흡수량이 거의 일정해짐을 볼 수 있다. 즉, 각 단의 입구와 출구의 상태가 거의 같아지게 된다.

4. 결 론

본 연구에서는 흡수기 내부의 유동 및 열, 물질 전달 현상을 경계층 근사를 이용하여 운동량 방정식과 에너지식, 물질전달식으로 해석하였다. 실제 흡수기에서는 흡수성능을 높이기 위해 n-octanol 등의 첨가제를 넣어 액막 표면에서 첨가제와 LiBr 수용액 사이의 표면장력의 차이로 인한 Marangoni 대류를 유도하거나, 흡수관에 흡을 파 열전달을 촉진시키는 등의 시도가 행해지고 있다. 그러나 이들에 대한 해석을 위하여는 Navier-Stokes 해석이 필요하고, 특히 grooved 튜브는 3차원 해석이 요구되어 본 연구와 비교해 많은 계산시간을 요한다. 본 연구에서는 비교적 간단하게 문제를 모델링하여 계산시간을 절약하면서도 정확한 해석을 수행하였는데 유동장에 관한 정보를 Nusselt 해석에 의하여 얻는 기존경우와 비교해 유량이 커질수록 큰 차이가 있어 해석에 정확을 기하기 위해서는 운

동량 방정식이 온도 및 농도식과 연계되어야 함을 잘 보였다 하겠다. 입구조건과 유량에 따른 흡수현상을 정확하게 계산하여 유입상태가 평형 또는 비평형상태인 때 농도 및 온도장 그리고 흡수량 등을 모두 예측하여 여러 개의 단이 연속으로 배열된 경우를 해석하였으며, 이러한 다단해석은 실제 흡수기내의 튜브 다발의 해석에도 적용될 수 있을 것으로 생각된다.

후 기

본 연구는 현대 중공업(주)의 산학협동연구 지원사업의 일환으로 수행되었고 관계자 여러분께 감사의 뜻을 표한다.

참고문헌

- (1) Grigoreva, N. I. and Nakoryakov, V. E., 1977, "Exact Solution of Combined Heat and Mass Transfer Problem During Film Absorption," *Journal of Engineering Physics*, Vol. 33, No. 5, pp. 1349~1353.
- (2) Nakoryakov, V. E. and Grigoreva, N. I., 1977, "Combined Heat and Mass Transfer During Absorption in Drops and Films," *Journal of Engineering Physics*, Vol. 32, No. 3, pp. 243~247.
- (3) 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.
- (4) Nusselt, W., 1916, "Die Oberflächen Kondensation des Wasserdampfes," *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*, Vol. 60, pp. 541~546 and 569~575.
- (5) Choudhury, S. K., Hisajima, D., Ohuchi, T., Nishiguchi, A., Fukushima, T. and Sakaguchi, S., 1993, "Absorption of Vapors into Liquid Films Flowing over Cooled Horizontal Tubes," *ASHRAE Transaction*, Vol. 99, Part. 2, pp. 81~89.
- (6) Andberg, J. W. and Vliet, G. C., 1987, "Absorption of Vapors into Liquid Films Flowing over Cooled Horizontal Tubes," *Proceeding of the ASME/JSME Joint Thermal Engineering Con-*

- ference*, Vol. 2, pp. 533~541.
- (7) White, F. M., 1991, "Viscous Fluid Flow," *McGraw-Hill*, New York.
- (8) McNeely, L., 1979, "Thermodynamic Properties of Aqueous Solutions of Lithium Bromide," *ASHRAE Transaction*, Vol. 85, No. 1, pp. 413~434.
- (9) Bird, R. B., W. E. Stewart, and E. N. Lightfoot, 1960, "Transport phenomena," Wiley & Sons, New York.
- (10) Andberg, J. W. and Vliet, G. C., 1987, "A Simplified Model for Absorption of Vapors into Liquid Films Flowing over Cooled Horizontal Tubes," *ASHRAE Transaction*, Vol. 93, pp. 2454~2466.