

암모니아 흡수식 열펌프의 Falling Film Type 흡수기에 대한 수학적 모델링 및 수치모사에 관한 연구

이찬호 · 김성현 · 권재천

고려대학교 화학공학과

Mathematical modeling and numerical simulation studies for falling film type absorber in ammonia absorption heat pump

Chan Ho Lee · Sung Hyun Kim · Jae Chun Hyun

Department of Chemical Engineering, Korea University

요 약

암모니아 흡수식 열펌프의 falling film type 흡수기에 대한 수학적 모델링 및 수치모사 연구를 수행하였다. 기존의 수학적 모델에 열역학적 물성을 온도의 함수로 적용하여 수치모사를 수행하였고 이로부터 얻은 결과를 실험결과와 비교함으로써 모델의 성능이 향상되는 것을 확인하였다. 그리고 개발된 모델을 이용하여 냉각수의 유량과 온도가 흡수기내에서 일어나는 열 및 물질전달에 미치는 영향을 평가하였다. 수치모사 결과로부터 냉각수 온도가 낮을수록 유량이 증가할수록 열 및 물질전달 효율이 증가하는 것을 알 수 있었다.

ABSTRACT : Mathematical modeling and numerical simulation studies have been conducted for a falling film type absorber of the ammonia absorption heat pump. A rigorous absorber model has been developed by considering temperature effects on physical properties and its predictability proved far superior to that of existing models, which has been confirmed by the experimental data. Using the developed model, effects of cooling water condition - temperature and flow rate - on the efficiency of absorber has been examined. As the result of simulation, the efficiency of absorber has increased as the cooling water temperature has decreased and flow rate has increased.

Key words: Absorption heat pump, Falling film absorber, Ammonia, Modeling, Numerical simulation, Cooling water effects

1. 서 론

오존층 문제에 대한 대안으로 제시된 몬트리얼

의정서(1987)와 지구 온난화 문제의 대안으로 제시된 교토 의정서(1997)등에 의해 자연냉매인 물, 암모니아 등을 사용하는 흡수식 열펌프에 대한 관심이 높

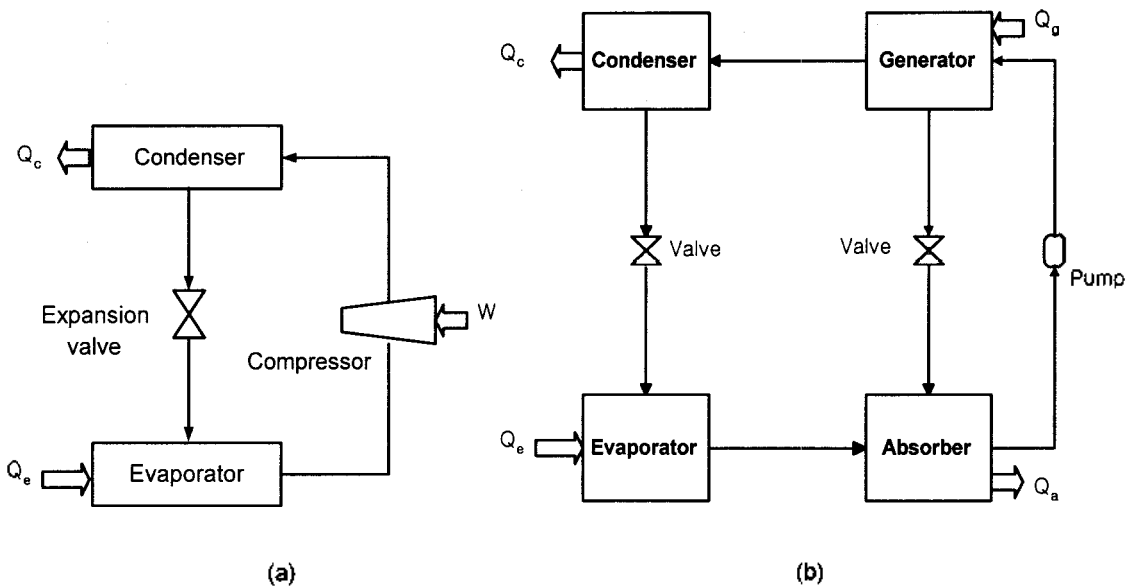


Fig. 1 Comparison of (a) vapor compression heat pumps and (b) absorption heat pumps

아졌다. 지금까지 흡수식 열펌프는 대형 산업용에 제한적으로 사용되어 왔고 연구는 주로 물을 냉매로 하는 시스템을 대상으로 진행되어 왔다. 그러나 최근에는 흡수식 열펌프의 소형화 및 고 효율화를 목적으로 연구가 진행되면서 암모니아 흡수식 열펌프에 대한 연구도 활발하게 이루어지고 있다. 대부분의 에너지 변환 장치들은 사용되지 못하고 버려지는 에너지를 다시 회수하여 사용할 수 없으므로 에너지를 효율적으로 사용하는 데 한계가 있는 반면 열펌프의 경우 버려지는 에너지를 회수하여 재활용하는 것이 가능하므로 에너지를 효율적으로 사용할 수 있다. 그러나 Fig. 1(a)와 같은 압축식 열펌프의 경우 오존층을 파괴하는 물질인 CFC를 냉매로 사용하므로 환경 문제의 원인이 되는 단점을 가지고 있다. 반면에 흡수식 열펌프는 암모니아 및 물과 같은 환경 친화적인 냉매들을 사용하여 오존층을 파괴하는 CFC계 냉매를 대체할 수 있는 이점을 가지고 있다. 흡수식 열펌프는 Fig. 1(b)와 같이 응축기와 증발기 그리고 흡수기와 발생기로 구성되어 있으며 냉매는 저압의 증발기에서 증발하고 고압의 응축기에서 응축한다. 그러나 압축식 열펌프에서 전기에너지로 구동되는 압축기에 의해 냉매기체가 압축되는 반면 흡수식 열펌프의 경우 냉매기체를 흡수기에서 용매에 흡수시킨 후 이 용액을 펌프를 이용하여 고압의 분리기로 보

내 이곳에서 기체 냉매를 분리해냄으로써 고압의 냉매 기체를 얻는다. 이 때 흡수기에서는 흡수열(Q_a)이 발생하고 발생기에는 외부로부터 열량(Q_g)이 공급되어야 한다. 고압의 냉매 기체가 응축되면 응축열(Q_c)이 발생하게 되는데 이 열을 활용하는 경우가 열펌프이고 반대로 저압 상태의 증발기에서 냉매가 증발하면서 외부의 열(Q_e)을 흡수하는 것을 활용하는 경우가 흡수식 냉동기이다. 흡수식 열펌프의 흡수기와 분리기에서는 열 및 물질전달 현상이 일어나며 이러한 열 및 물질전달 효율이 실제 성능을 결정하는데 중요한 역할을 한다. 따라서 흡수식 열펌프의 소형화 및 고 효율화를 달성하기 위해서는 정교한 수학적 모델을 통해 흡수기내에서 일어나는 열 및 물질전달 거동을 정확하게 예측할 수 있어야 한다. 그러나 지금까지의 연구가 주로 물을 냉매로 하는 시스템을 대상으로 진행되어 왔기 때문에 암모니아를 냉매로 하는 시스템의 경우 모델을 이용하여 열 및 물질전달 특성을 평가해야 할 필요가 있다.

지금까지 암모니아 시스템의 흡수기를 대상으로 Grossman 등[1]이 수치모사 연구를 통해 흡수기로 유입되는 용액의 온도와 암모니아의 질량 분율 그리고 흡수기 벽면의 온도가 낮을수록 암모니아 흡수에 유리하다는 결과를 보고하였다. 그러나 이 경우 냉각수로의 열전달을 고려하지 않았기 때문에 냉각수 조

건이 흡수기 성능에 미치는 영향을 평가할 수 없었다. 그리고 Jeong 등[2]은 냉각수로의 열전달을 포함한 모델을 사용하여 수치모사 연구를 수행하였으나 냉각수의 영향을 평가하는 연구는 수행하지 않았다. 따라서 본 연구에서는 기존의 모델에 열역학적 물성의 온도 의존성을 추가하여 모델의 정확성을 향상시키고 이를 이용하여 냉각수 조건이 흡수기 성능에 미치는 영향을 분석하는 것을 목적으로 하였다.

2. 이 론

2.1 지배방정식 및 경계조건

비정상상태 2차원에서의 일반적인 연속식과 운동방정식 그리고 에너지 및 물질수지식은 다음과 같다.

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

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) + \rho g_x \quad (2)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + \rho g_y \quad (3)$$

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T_l}{\partial t} + u \frac{\partial T_l}{\partial x} + v \frac{\partial T_l}{\partial y} \right) = k_l \left(\frac{\partial^2 T_l}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_l}{\partial y^2} \right) \quad (4)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} = D \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) \quad (5)$$

본 연구에서는 흡수기에서 생성되는 유하액막을 Fig. 2와 같이 모델링 하였고 기본 가정을 아래와 같이 도입하였다[1-2].

- (1) 암모니아 수용액은 Newtonian 유체이고 완전히 발달된 층류를 형성하며 정상상태이다.
- (2) 용액의 점도와 열전도도 및 확산계수는 온도의

함수이며, 나머지 물성값은 일정하다.

- (3) 열 및 물질전달은 용액의 흐름 방향으로서는 대류에 의해 수직방향으로는 확산에 의해 지배적으로 일어난다.
- (4) 기-액 계면은 열역학적 평형상태를 유지한다.
- (5) 냉각수의 온도 T_c 는 흡수기 길이방향(y 방향)의 함수이다.
- (6) 흡수기내의 압력은 열펌프 시스템의 저압 상태로 일정하게 유지된다.

위의 가정을 식(1)~(5)에 적용하면 시스템의 지배 방정식은 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\text{운동방정식: } 0 = \mu \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \rho g_y \quad (6)$$

$$\text{에너지수지식: } \rho C_p v \frac{\partial T_l}{\partial y} = k_l \frac{\partial^2 T_l}{\partial x^2} \quad (7)$$

$$\text{물질수지식: } v \frac{\partial w}{\partial y} = D \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \quad (8)$$

여기서, 점도와 열전도도 그리고 확산계수는 온도의 함수로 다음 식을 적용하였고 이에 대한 정리 과정은 부록에 제시하였다[3-4].

$$\mu(T) = \exp[(1-w)(-24.71 + \frac{4209}{T} + 0.04527T - 3.376 \times 10^{-5}T^2) + w(4.93 - \frac{2191}{T} + 0.01646T - 4.941 \times 10^{-5}T^2)] \times 10^{-3} [\text{kg/m} \cdot \text{s}] \quad (9)$$

$$D(T) = 7.2 \times 10^{-12} \text{Exp}(24.71 - \frac{4209}{T} - 0.04527T + 3.376 \times 10^{-5}T^2) [\text{m}^2/\text{s}] \quad (10)$$

$$k(T) = 0.00125(T - 273) + 0.427 [\text{J/s} \cdot \text{m} \cdot \text{K}] \quad (11)$$

본 연구에서 지배방정식 (6) ~ (8)은 다음의 경계조건을 만족해야 한다.

$$\text{경계조건 1: } y = 0 \text{에서 모든 } x \text{에 대하여} \\ v(x, 0) = v_0, \quad w(x, 0) = w_0, \quad T_l(x, 0) = T_0 \quad (12-14)$$

$$\text{경계조건 2: } y = L \text{에서} \\ T_c(L) = T_{c0} \quad (15)$$

경계조건 3: at $x = 0$ 에서 모든 y 에 대하여(기-액 계면)

$$\frac{\partial v}{\partial x}(0, y) = 0 \tag{16}$$

$$k_l \frac{\partial T_l}{\partial x}(0, y) = \rho (\Delta H) [D \frac{\partial w}{\partial y}(0, y)] \tag{17}$$

$$w(0, y) = w_{\infty}[T_l(0, y), P] \tag{18}$$

경계조건 식(18)은 열역학적 평형 관계식으로 본 연구에서 사용한 식은 부록에 제시하였다. 그리고 식(17)은 기-액 계면에서의 에너지수지 관계식으로 여기서 ΔH 는 암모니아의 흡수열이다[5-6]. (본 연구에서는 $\Delta H=1.8 \times 10^6$ [J/Kg]을 사용함.)

경계조건 4: $x = \delta$ 에서 모든 y 에 대하여 (액막-열교환기 계면)

$$v(\delta, y) = 0 \tag{19}$$

$$\frac{\partial w}{\partial x}(\delta, y) = 0 \tag{20}$$

$$k_r \frac{\partial T_l}{\partial x}(\delta, y) = k_w \frac{\partial T_w}{\partial x} = h_c [T_c(y) - T_w(\delta + \epsilon, y)] \tag{21}$$

경계조건 식(21)은 용액과 평판형 열교환기 계면에서의 heat flux와 열교환기 내에서의 heat flux 그리고 냉각수로의 heat flux가 같다는 에너지 수지 관계식이다[2]. 그리고 h_c 는 냉각수로의 대류 열 전달 계수이며 본 연구에서는 다음 식을 사용하였다[2].

$$h_c = 0.325 \frac{k}{d_h} Re^{0.5} Pr^{0.33} \left(\frac{d_h}{l}\right)^{0.055} \tag{22}$$

여기서, d_h 는 냉각수 유로의 직경을, l 은 냉각수 유로의 길이를 나타낸다. 본 연구에서는 물을 냉각수로 사용하였고 냉각수 유량에 따른 열 전달계수 값을 계산한 결과를 부록에 나타내었다.

에너지 방정식을 풀기 위해서는 냉각수의 온도를 알아야 한다. 그러나 냉각수가 Fig. 2에 나타나는 것처럼 counter current로 흐르고 있기 때문에 냉각수가 흡수기로 들어오는 입구온도[$T_c(L)$]만 알 수 있다[식(15)]. 따라서 본 연구에서는 일단 냉각수가

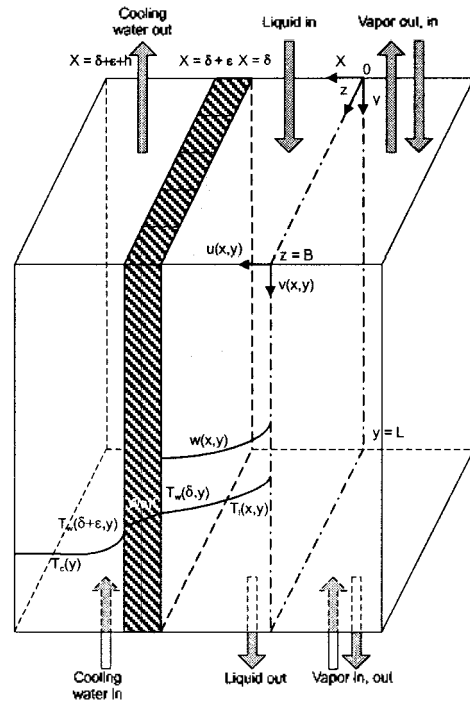


Fig. 2 Schematic diagram describing the gas absorption in the falling film absorber

흡수기를 빠져나갈 때의 출구온도[$T_c(0)$]를 가정하고 냉각수 입구 방향으로 계산을 진행하면서 냉각수의 에너지 수지식을 이용하여 냉각수 온도를 계산하고 최종적으로 계산되는 냉각수의 입구온도가 주어진 냉각수 온도에 수렴하도록 반복계산을 수행하였다. 이때 사용한 냉각수의 에너지 수지식은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\text{에너지수지식 : } m_c C_{p,c} [T_c(0) - T_c(L)] = B \int_0^L \text{heat flux}(y) dy \tag{23}$$

위의 지배방정식과 경계조건을 유한부피법(Finite Volume Method)으로 차분화한 결과는 부록에 제시하였다[7].

2.2 수치모사 알고리즘

수치모사 알고리즘에서 가장 중요한 부분은 알려지지 않은 기-액 계면에서의 평형조성과 평형온도를 구하는 것으로 본 연구에서는 다음의 순서에 따

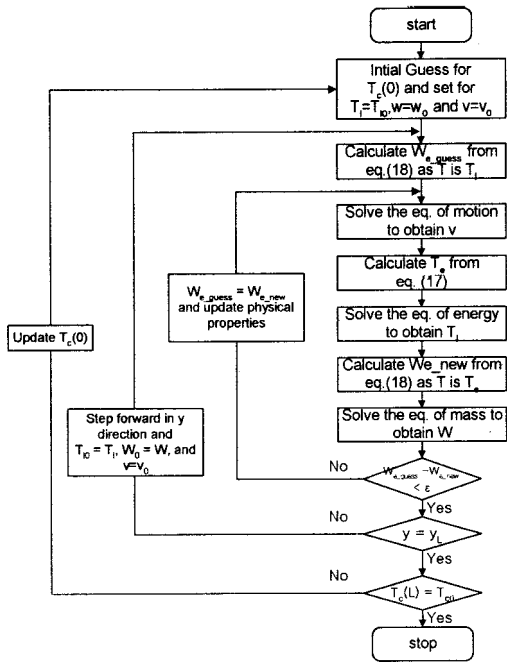


Fig. 3 Flow chart for the simulation of ammonia absorption in falling film absorber

라 계산하였다[6].

- (1) 용액의 초기온도 T_1 일 때의 평형조성 w_c 를 평형관계[식(18)]로부터 구한다.
- (2) 기-액 계면에서의 에너지 수지 관계[식(17)]을 이용하여 평형 온도 T_c 를 구한다.
- (3) 온도 T_c 일 때의 평형조성 w_c 를 평형관계[식(18)]로부터 구한다.
- (4) 평형 온도 T_c 와 평형조성 w_c 가 수렴할 때까지 (1)~(3) 과정을 반복 계산한다.
- (5) 흡수기 길이방향(y 방향)으로 one step 전진하여 (1)~(4) 과정을 반복 계산한다.
- (6) 계산된 냉각수 입구 온도가 주어진 냉각수 입구 온도와 일치하는지 확인한다. 일치하지 않으면 냉각수 출구 온도를 가정하고 단계(1)부터 다시 계산한다. 위의 과정을 포함한 전체적인 수치모사 과정을 Fig. 3의 flow chart로 나타내었다.

흡수기 성능을 평가하기 위해 수치모사를 통해 v , w 를 구하고 다음 식을 흡수기 출구에 적용하여 Absorption rate를 구하였다.

Absorption rate of NH_3 [kg/s]

$$= \rho \cdot B \int_0^{\delta} w \cdot v \, dx \quad (24)$$

3. 결과 및 고찰

3.1 유하액막 내의 농도 및 온도 분포

수치모사를 위해 적용한 기준 조건은 Herold 등[8]이 제시한 1단 암모니아 흡수식 열펌프 사이클의 작동조건에서 구하였고 이것을 Table 1에 정리하였다. 이 조건을 적용하여 수치모사 한 결과로부터 얻은 유하액막 내의 농도 및 온도 분포를 Fig. 4, 5에 나타내었다. 여기서, 암모니아 농도가 기-액 계면에서 가장 높은 것은 암모니아 기체와 용액이 접촉하여 평형상태에 도달하기 때문이다. 그리고 이 평형농도는 흡수기 길이 방향으로 진행하면서 냉각수의 냉각효과로 인해 점차 증가하는 것을 알 수 있다. 그리고 유하액막 내부로는 확산에 의해 물질전달이 진행되어 농도 분포가 점점 발달하는 것을 볼 수 있다. 용액의 온도 분포는 초기 용액온도 40 [°C]에서 암모니아 흡수가 시작되면 흡수열에 의해 기-액 계면은 온도가 상승하고 흡수기 벽면에서는 냉각수 효과로 인해 온도가 감소하게 된다. 따라서 유하액막 내부에서 직선형태의 온도 분포가 형성되는 것을 알 수 있었다.

Table 1. Values of system parameters for reference case

Parameter	Reference value
Pressure [Pa] P	2.5×10^5
Liquid mass flow rate [kg/s] m	0.01
Liquid temperature [°C] T_{10}	40
Liquid mass fraction W_{10}	0.25
Cooling water temperature [°C] T_{c0}	3
Cooling water mass flow rate [kg/s] m_c	0.05
Length of absorber [m] L	0.3
Wide of absorber [m] B	0.1

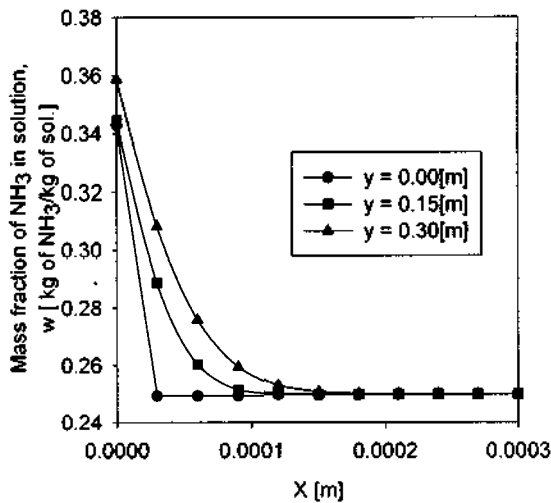


Fig. 4 Profile of Mass fraction in the liquid

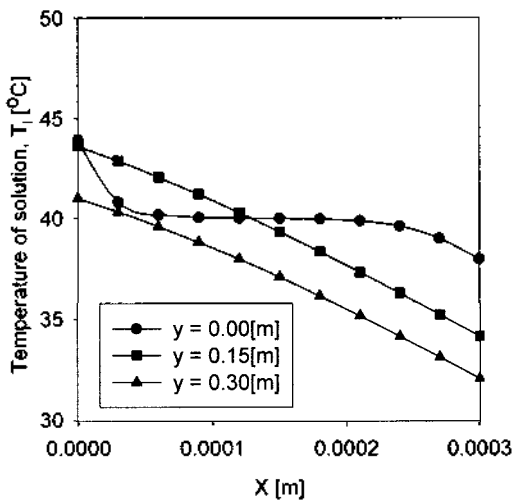


Fig. 5 Profile of temperature in the liquid

3.2 열역학 물성값의 온도 의존성

Lee 등[9]이 보고한 실험 결과를 온도 의존성을 고려하지 않은 경우의 수치모사 결과와 온도 의존성을 고려한 경우의 수치모사 결과와 각각 비교하여 Fig. 6에 나타내었다. 수치모사 결과를 나타내는 그래프에서 실선은 열역학적 물성을 온도의 함수로 적용한 경우이고 점선은 온도에 상관없는 일정한 값으로 적용하여 얻은 결과이다. Fig. 6에서 볼 수 있듯이 열역학적 물성에 온도가 미치는 영향을 고려하여 수치모사 한 경우의 결과가 실험 data에 보다 근접하는 것을 알 수 있었고 온도의 영향을 고려하지 않

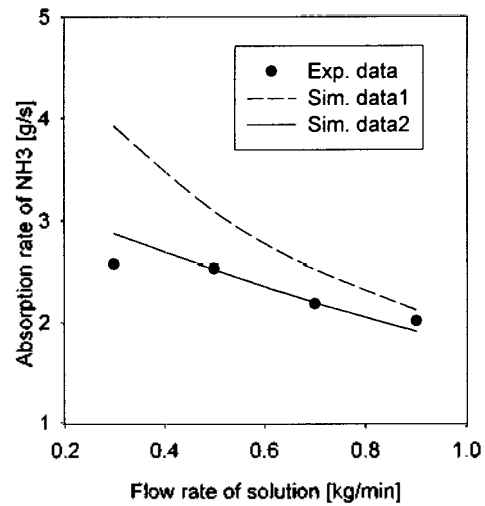


Fig. 6 Comparison of experimental data and numerical simulation results

는 모델을 사용할 경우 생기는 오차의 95% 이상을 줄일 수 있는 것을 확인하였다. 온도의 영향을 고려하여 수치모사 하는 경우 보다 정확한 값을 예측하는 이유는 냉각수 효과로 인해 유하액막의 온도는 낮아지고 이에 따라 확산계수가 감소하여 암모니아의 확산 효과가 감소되고 점도는 증가하여 용액의 속도가 감소하므로 암모니아 흡수속도도 감소하는 것을 결과가 반영하기 때문이다. 이로부터 본 연구에서 제안한 모델이 기존 모델 보다 정확한 예측 값을 줄 수 있을 것으로 판단되었다.

3.3 흡수기 성능에 대한 냉각수의 영향

수치모사를 통해 냉각수의 조건이 흡수기 성능에 미치는 영향을 살펴보았다. 냉각수의 온도와 유량에 따른 흡수기 성능을 수치모사 하여 Fig. 7에 나타내었다. 여기서 흡수기 성능은 단위시간당 흡수되는 암모니아의 질량을 기준으로 정했고 그 값은 앞에서 제시한 (24)식을 이용하여 구하였다. Fig. 7에서 냉각수 온도가 낮을수록 흡수기 효율이 증가하는 것을 볼 수 있었는데 온도가 23℃에서 10℃ 낮아져 13℃가 되면 흡수기 성능은 약 13% 증가하는 것을 알 수 있었고 다시 10℃가 낮아져 3℃가 되면 흡수기 성능은 약 4.5% 증가하는 것을 알 수 있었다. 이와 같이 냉각수 온도가 낮을수록 흡수기 성능이 증가하는 이유는 냉각수 온도가 낮을수록 기-액 계면의 평형조건

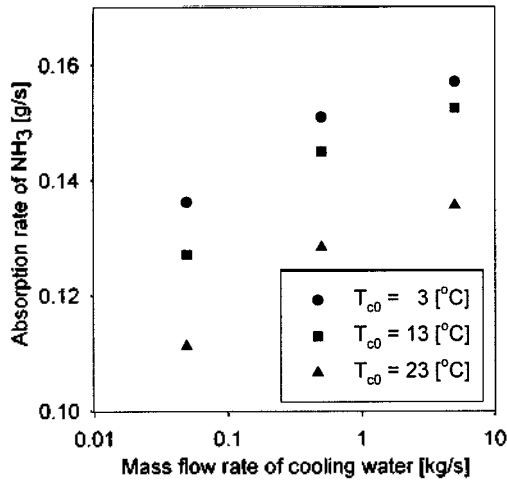


Fig. 7 Effects of cooling water temperature and mass flow rate on absorption rate

이 낮은 온도에서 형성되고 따라서 암모니아의 평형 조성이 증가하기 때문이다. 그리고 냉각수의 유량이 0.05[kg/s]에서 10배 증가하여 0.5[kg/s]가 되면 흡수기 성능은 약 13.4% 증가하고 다시 10배 증가하여 5[kg/s]가 되면 흡수기 성능은 약 5% 증가하는 것을 알 수 있었다. 이와 같이 냉각수 유량이 증가함에 따라 흡수기 성능이 증가하는 이유는 냉각수 유량이 증가함에 따라 냉각효과가 증가하고 이러한 영향으로 기-액 계면에서의 온도가 낮아져 앞에서와 마찬가지로 낮은 온도에서 평형조건이 형성되기 때문인 것으로 생각된다.

4. 결 론

암모니아 흡수식 열펌프의 falling film type 흡수기에 대한 수학적 모델링 및 수치모사를 수행하였다. 기존의 연구 결과가 모델에서 사용하는 열역학적 물성값의 온도 의존성을 고려하지 않은 점을 보완하여 모델의 정확성을 향상시켰고 이러한 모델을 이용하여 흡수기 효율에 냉각수가 미치는 영향을 평가하였다. 냉각수 온도의 영향은 잘 알려진 것과 같이 온도가 낮을수록 흡수기 성능이 증가함을 알 수 있었다. 그리고 냉각수 유량이 증가하면 흡수기 성능이 증가하는 것을 알 수 있었다. 이러한 결과로부터 흡수식 열펌프의 소형화 및 고 효율화라는 목표를 달

성하기 위해서는 흡수기가 최대의 효율로 운전될 수 있도록 냉각수 조건을 유지해 주는 것이 필요하다는 것을 알 수 있었다.

감 사

이 연구는 과학기술부 지원으로 수행하는 중점 국가연구개발사업(온실가스저감기술연구)의 일환으로 수행되었습니다.

사용기호

v	: Velocity of liquid [m/s]
w	: Mass fraction of NH ₃ [kg of NH ₃ /kg of solution]
T_l	: Temperature of liquid [°C]
T_c	: Temperature of cooling water [°C]
T_w	: Temperature of wall [°C]
m_c	: Mass flow rate of cooling water [kg/s]
h_c	: Heat transfer coefficient of cooling water [J/ s · m ² · °C]
B	: Wide of absorber [m]
L	: Length of absorber [m]
P	: Pressure [Pa]
C_p, C_{pc}	: Heat capacity of solution and cooling water [J/ g · °C]
g	: Gravitational acceleration [m/s ²]
D	: Diffusivity of solution [m ² /s]
kl, kw	: Thermal conductivity of solution and wall [J/s · m · °C]
ΔH	: Heat of absorption [J/kg]

그리스 문자

μ	: Viscosity of solution [kg/m · s]
ρ	: Density of solution [kg/m ³]
δ	: Thickness of falling film [m]
ε	: Thickness of heat exchange plate [m]

하첨자

1	: Aqueous ammonia solution
---	----------------------------

c : Cooling water

w_o, w_i : Outside and inside of heat exchanger wall

참고 문헌

1. Gommed, K., Grossman, G. and Koenig, M.: *Proc. Of Int. Sorption Heat Pump Conference* 275(1999)
2. Cheon, T. S. and Jeong, E. S.: *Air conditioning and Refrigeration* 12, 102(2000)
3. Reid, R. C., Prausnitz, J. M. and Poling, B. E.: "The Properties of Gases & Liquids," McGRAW-HILL(1987)
4. Perry, R. H. and Green, D.: "Perry's Chemical Engineers Handbook," McGRAW-HILL (1984)
5. Sun, D. W.: *Energy Convers. Mgmt.* 39, 357(1998)
6. Grossman, G.: *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 26, 357(1983)
7. Patanka, S. V.: "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow," McGraw-Hill(1980)
8. Herold, K. E., Radermacher, R. and Klein, S. A.: "Absorption Chiller and Heat Pumps," CRC Press (1996)
9. Lee, K.-B.: Master's Thesis, Department of Chemical Engineering, Korea University (2000)

부록 I. 유한부피법을 이용한 차분화 결과식[7]

1. 운동방정식

전체 부피 요소에 대하여

$$(\mu_w + \mu_e) \frac{\Delta y}{\Delta x} v(i, j) - \mu_w \frac{\Delta y}{\Delta x} v(i+1, j) - \mu_e \frac{\Delta y}{\Delta x} v(i-1, j) = \rho g \Delta x \Delta y$$

1/2 부피 요소에 대하여

기-액 계면에서

$$\mu_w \frac{\Delta y}{\Delta x} v(1, j) - \mu_w \frac{\Delta y}{\Delta x} v(2, j) = \rho g \frac{\Delta x}{2} \Delta y$$

액막-열교환기 경계면

$$(\mu_w + \mu_e) \frac{\Delta y}{\Delta x} v(n, j) - \mu_e \frac{\Delta y}{\Delta x} v(n-1, j) = \rho g \Delta x \Delta y$$

2. 물질수지식

전체 부피 요소에 대하여

$$(v(i, j) \Delta x + D_w \frac{\Delta y}{\Delta x} + D_e \frac{\Delta y}{\Delta x}) w(i, j) - D_w \frac{\Delta y}{\Delta x} w(i+1, j) -$$

$$D_e \frac{\Delta y}{\Delta x} w(i-1, j) = v(i, j) \Delta x w(i, j-1)$$

1/2 부피 요소에 대하여

기-액 계면에서

$$w(0, y) = w_{eq}[T_l(0, y), P]$$

액막-열교환기 경계면

$$(v(n+1, j) \frac{\Delta x}{2} + D_e \frac{\Delta y}{\Delta x}) w(n+1, j) -$$

$$D_e \frac{\Delta y}{\Delta x} w(n, j) = v(n+1, j) \frac{\Delta x}{2} w(n+1, j-1)$$

3. 에너지 수지식

용액 영역

전체 부피 요소에 대하여

$$(\rho C_p v(i, j) \Delta x + k_w \frac{\Delta y}{\Delta x} + k_e \frac{\Delta y}{\Delta x}) T(i, j) - k_w \frac{\Delta y}{\Delta x} T(i+1, j) - k_e \frac{\Delta y}{\Delta x} T(i-1, j) = \rho C_p v(i, j) \Delta x T(i, j-1)$$

1/2 부피 요소에 대하여

기-액 계면에서

$$T(1, j) - T_l(2, j) = -\frac{D}{k_L} \rho (\Delta H) [w(2, j) - w(1, j)]$$

액막-열교환기 경계면

$$[\rho C_p v(\delta, j) \frac{\Delta x}{2} + \frac{\Delta y}{\epsilon/k_n + 1/h_c} + \frac{\Delta y}{\Delta x/k_{l,c}}] T(\delta, j) -$$

$$\frac{\Delta y}{\Delta x/k_{l,c}} T(n, j) = \frac{\Delta y}{\epsilon/k_n + 1/h_c} T_c(j) +$$

$$\rho C_p v(\delta, j) \frac{\Delta x}{2} T(\delta, j-1)$$

냉각수 영역

$$T_c(j+1) = \left[1 + \frac{B\Delta y}{(\epsilon/k_w + 1/h_c)m_c C_{pc}} \right] T_c(j) - \frac{B\Delta y}{(\epsilon/k_w + 1/h_c)m_c C_{pc}} T(\delta, i)$$

$$D(T) = 7.2 \times 10^{-12} \text{Text}(24.71 - \frac{4209}{T} - 0.04527T + 3.376 \times 10^{-5} T^2) \text{ [m}^2/\text{s]}$$

부록 II. 열역학적 물성[3,4]

1. 점도

$$\ln \mu_{H_2O}(T) = -24.71 + \frac{4209}{T} + 0.04527T - 3.376 \times 10^{-5} T^2$$

$$\ln \mu_{NH_3}(T) = -19.78 + \frac{2018}{T} + 0.06173T - 8.317 \times 10^{-5} T^2$$

위의 두 식으로부터

$$\mu(T) = \exp\{(1-w)(-24.71 + \frac{4209}{T} + 0.04527T - 3.376 \times 10^{-5} T^2) +$$

$$w(4.93 - \frac{2191}{T} + 0.01646T - 4.941 \times 10^{-5} T^2)\} \times 10^{-4} \text{ [kg/m} \cdot \text{s]}$$

2. 확산계수

Wilke-Chang estimation method로부터[3]

$$D_{AB} = \frac{7.4 \times 10^{-8} (\phi M_B)^{1/2} T}{\eta_B V_A^{0.6}} = \text{constant}$$

여기서,

M_B = solvent B의 분자량 [g/mol]

T = 온도 [K]

η_B = solvent B의 점도 [cP]

V_A = solute A의 몰부피 [cm³/mol]

ϕ = solvent B의 association factor [dimensionless] ($\phi_{H_2O} = 2.6$ [2])

이고, 정리하면 확산계수의 온도 의존성은 다음과 같이 정리된다.

부록 III. 열역학적 평형 관계식[5]

$$A = 7.44 - 1.767X + 0.9823X^2 + 0.3627X^3$$

$$B = 2013.8 - 2155.7X + 1540.9X^2 - 194.7X^3$$

$$\log P = A - \frac{B}{T}$$

여기에서, P = [KPa] T = [K]

부록 IV. 냉각수 영역에서의 열전달계수[2]

$$h_c = 0.325 \frac{k}{d_h} Re^{0.5} Pr^{0.33} (\frac{d_h}{l})^{0.055}$$

물의 경우,

$$\mu(23^\circ\text{C}) = 1 \times 10^{-2} \text{ [g/cm} \cdot \text{s]}$$

$$k(23^\circ\text{C}) = 0.588 \text{ [J/s} \cdot \text{m} \cdot ^\circ\text{C]}$$

$$C_p(23^\circ\text{C}) = 4.184 \text{ [J/g} \cdot ^\circ\text{C]} \text{ and, } l = 0.3 \text{ [m], } B =$$

$$0.2 \text{ [m], } dh = 0.005 \text{ [m]}$$

$$\text{여기서, } Re = \frac{4m_c}{B\mu}, Pr = \frac{C_p\mu}{k}$$

m_c [kg/s]	0.005	0.05	0.5	5
h_c [J/s · m ² · °C]	673.94	2131.61	6745.24	21316.13