

플레이트-핀형 흡수기의 흡수성능에 대한 연구

강 인 석, 김 남 진, 김 종 보*

인하대학교 대학원, *인하대학교 기계공학과

The Study on Absorption Performance of a Plate-Fin Type Absorber

In-Seak Kang, Nam-Jin Kim, Chong-Bo Kim*

Graduate School, Inha University, Incheon 402-751, Korea

*Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea

(Received December 19, 2000; revision received April 24, 2001)

ABSTRACT: Small capacity gas absorption systems for cooling and heating have been favorably considered to reduce the seasonal imbalance of electrical loads and LNG consumption recently. A multifunctional plate-fin heat exchanger was adopted as an absorber and the performance was tested and analyzed to reduce the size and weight of the absorption heat pump. The test was performed using breadboard type ammonia absorption machine. The performance was compared with the plate type absorber and there was little difference in heat and mass transfer characteristics. The heat and mass transfer performance was a function of poor solution and vapor flow rates and the mass transfer was dependent on vapor flow rate more than heat transfer.

Key words: Ammonia absorption heat pump(암모니아 흡수식 열펌프), Plate-fin heat exchanger(플레이트-핀 열교환기), Absorber(흡수기)

기 호 설 명

A : 열전달면적 [m^2]
 A_s : 전체 열전달면적 [m^2]
 D : 용액 확산계수 [m^2/s]
 d_h : 유로 단면의 수력직경 [m]
 l : 핀 길이 [mm]
 m : 질량유속 [kg/s]
 Nu : Nusselt 수
 P : 접수길이 [m]
 g : 중력가속도 [m^2/s]

H : 비엔탈피 [J/kg]
 h : 열전달률 [$W/(m^2 \cdot K)$], 핀 높이 [mm]
 j : Colburn 계수, $Nu/(Re \cdot Pr^{1/3})$
 K : 총괄물질전달계수 [m/s]
 k : 열전도도 [$W/(m \cdot K)$]
 Q : 열전달률 [W]
 Re : Reynolds 수
 Sh : Sherwood 수
 sat : 포화상태
 T : 온도 [K]
 t : 핀 두께 [mm]
 U : 총괄열전달계수 [$W/(m^2 \cdot K)$]
 w : 폭 [mm]
 x : 농도 [kg/kg]

† Corresponding author

Tel.: +82-32-860-7313; fax: +82-32-868-1716

E-mail address: cbkim@inha.ac.kr

그리스 문자

- δ : 플레이트 두께 [mm]
 η_f : 핀 효율
 Γ : 단위길이당 액막 유량 [$\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$]
 μ : 점성계수 [$\text{Pa} \cdot \text{s}$]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]

하첨자

- a : 흡수측
 c : 냉각수측
 fit : 폭선적합
 l : 흡수측의 용액 기준
 p : 플레이트
 v : 흡수측의 증기 기준
 f : 핀
 Γ : 흡수액 막

1. 서 론

세계적으로 온실효과와 같은 환경문제에 관심이 높아짐에 따라서 프레온계 냉매를 사용하지 않고 있다. 특히 국내에서는 생활수준의 향상으로 인하여 냉방 설비의 사용이 증가됨에 따라 하절기 전력수요의 심한 불균형을 초래하고 있어, 전력에너지 공급상의 위기를 맞고 있다. 이와 같은 문제를 해결하기 위하여 냉동기의 구동원을 전기가 아닌 가스 또는 폐열을 이용하는 소형 흡수식 열펌프의 개발을 위한 연구가 진행되고 있다.⁽¹⁻⁴⁾ 미국에서는, Robur사가 1999년 최초로 5 RT급 GAX(Generator Absorber heat eXchange) 냉방기를 출시하였으며, DOE에서는 고효율 변형 GAX 사이클의 상용화를 위한 Hi-Cool 프로젝트를 진행 중에 있다. 또한, Cooling Technology사와 The unitary gas heating and cooling products사에서 냉방 COP 0.7을 목표로 5 RT급의 GAX 냉방기의 상용화를 위한 연구를 진행 중이다.⁽⁵⁾ 일본의 경우, 1998년 Rinnai에서 냉방능력 5kW급의 물/리튬브로마이드 흡수식 냉난방기를 출시하였으며 Matsushita, Sanyo, Honda 등에서도 소형 흡수식 냉난방기 관련연구를 수행하고 있다.

소형 흡수식 열펌프의 냉매/흡수제 가운데 암모니아/물 계열은 흡수기와 응축기를 공냉화할 수 있고, 열펌프 운전이 가능하여 소형 주거용 및 상업용으로서의 장점을 갖는다. 암모니아 흡수식 열펌프의 소형화를 위해서는 열 및 물질교환기의 소형화가 필수적이며 이를 위하여 플레이트형 흡수기의 적용에 관한 연구가 수행되어져 왔다.⁽¹⁾ 플레이트형 흡수기 외에도 고효율 열교환기의 다른 형태인 플레이트-핀형 열교환기를 흡수기로 사용한 연구들이 수행되고 있으나,^(6,7) 국내에서는 아직 플레이트-핀형의 적용에 관한 연구가 미흡한 상황이다. 따라서 본 연구에서는 플레이트-핀형 흡수기를 사용한 경우의 열전달 및 흡수성능에 대한 실장 실험을 수행하고, 암모니아 흡수식 열펌프의 소형화 가능성을 파악하는 데 목적이 있다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 실험에서 사용된 스테인레스(stainless) 재질의 오프셋 스트립 핀(offset strip fin)과 플레이트가 적층된 플레이트-핀형 흡수기를 Fig. 1에 나타내었고, 기본적인 사양은 Table 1과 같다. 흡수기의 구성은 Fig. 2와 같이 상단에 두 개의 용액냉각 흡수기, 하단에 수냉각 흡수기가 위치하는 형태이며, 플레이트와 핀을 압착한 후 측면을 용접하는 방식으로 세 개의 흡수기가 일체형으로 제작되었다. 일체형으로 제작할 경우, 흡수기 사

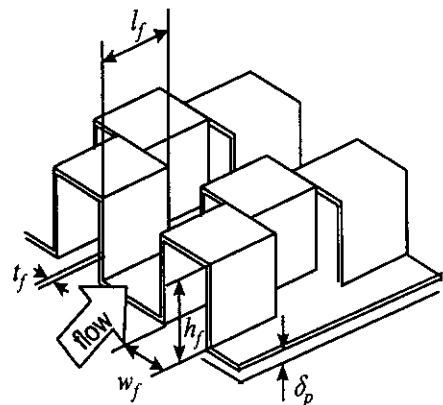


Fig. 1 Fin geometry of a plate-fin absorber.

Table 1 Specification of offset strip fin (mm)

Fin width (w_f)	3.75
Fin height (h_f)	3.0
Fin thickness (t_f)	0.2
Offset length (l_f)	1.5
Parting sheet thickness (δ_p)	0.8

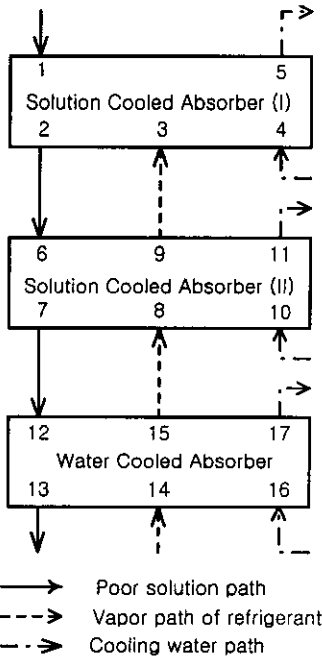


Fig. 2 Schematic of an absorber and notation.

이의 용액 및 증기구가 제거되기 때문에 소형화에 유리하고 유로에서의 압력손실도 저감할 수 있다. 유로구성은 회용액(poor solution)이 흡수기 상부에 장착된 노즐로부터 하부로 분무되고, 냉매증기는 흡수기 하부에서 유입되는 대향류 형태이며, 냉각측 용액도 흡수측 용액과 대향류를 형성하고 있다.

2.2 실험방법

흡수기 실험에는 브레드보드(breadboard) 형태의 암모니아/물 흡수식 냉난방기 사이클을 사용하였다. 측정된 온도들은 용액 냉각 흡수기(I)의 상부로 유입되는 회용액 온도, 수냉 흡수기 하부로 유입되는 냉매 증기 온도(T_{14}), 용액 냉각 흡수기(I, II)와 수냉 흡수기의 흡수측 입·출구

온도(T_1, T_2, T_7, T_{13}), 냉각측 입·출구 온도($T_4, T_5, T_{10}, T_{11}, T_{16}, T_{17}$), 재생기 출구의 회용액 온도, 정류기 출구의 냉매 증기 온도이다. 유량은 냉매 유량(m_{14}), 회용액 유량(m_1), 농용액 유량(m_{13}), 용액 냉각 흡수기(I, II)와 수냉 흡수기의 냉각측 유량(m_4, m_{10}, m_{16})을 측정하였다. 압력은 응축기 입구와 수냉 흡수기 입구의 증기압을 측정하였다.

3. 열 및 물질전달 해석

3.1 냉각측 열전달계수

플레이트-핀형 열교환기의 열전달계수는 다음과 같은 Wieting의 실험식(식(1), 식(2))이 사용된다.^(6,8)

$$j = 0.483 \left(\frac{l_f}{d_h} \right)^{-0.163} \left(\frac{w_f}{h_f} \right)^{-0.184} Re^{-0.536} \quad \text{for } Re > Re_{crit} \tag{1}$$

$$j = 0.242 \left(\frac{l_f}{d_h} \right)^{-0.322} \left(\frac{t_f}{d_h} \right)^{0.089} Re^{-0.368} \quad \text{for } Re < Re_{crit} \tag{2}$$

$$Re_{crit} = 61.9 \left(\frac{l_f}{d_h} \right)^{0.952} \left(\frac{t_f}{d_h} \right)^{-0.53} \left(\frac{w_f}{h_f} \right)^{-1.1} \tag{3}$$

$$d_h = 4w_f h_f / 2(h_f + w_f) \tag{4}$$

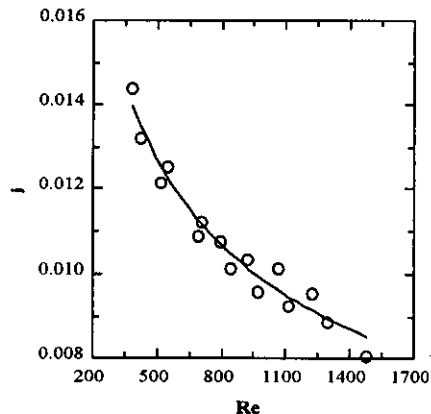


Fig. 3 Colburn factor of a single phase flow in plate-fin heat exchanger.

$$j = 0.521(0.24\text{Re}^{-0.536}) \text{ for } \text{Re} > \text{Re}_{crit} \quad (5)$$

$$j = 0.521(0.52\text{Re}^{-0.368}) \text{ for } \text{Re} < \text{Re}_{crit} \quad (6)$$

본 실험에서는 Wilson plot⁽¹⁰⁾을 이용하여 냉각측의 열전달계수를 측정하고, 이를 Wieting의 실험식(식(1)과 식(2)) 형태로 나타내어 사용하였다. Fig. 3은 측정된 열전달계수를 Colburn 계수로 나타낸 것이며 식(5)는 실험결과에 선형 맞춤형 결과이다. 층류영역에서도 식(6)과 같이 난류영역과 동일한 보정계수를 적용할 수 있다고 가정하였다. 즉, 식(5)는 난류영역, 식(6)은 층류영역의 열전달계수의 Colburn 계수이다.

3.2 흡수측 열 및 물질전달

흡수기 입출구의 냉매 및 용액의 물성치는 측정된 압력과 온도에서의 평형 상태로 가정하여 결정하였으며 물성치 및 보존방정식의 계산에는 EES(Engineering Equation Solver)⁽⁹⁾를 사용하였다. 세 개의 흡수기 해석에는 동일한 방식이 사용되었으며 수냉 흡수기의 경우, 다음과 같은 질량보존식(식(7)), 암모니아 질량보존식(식(8)), 에너지보존식(식(9))을 사용하여 계산하였다.

$$m_{12} + m_{14} = m_{13} + m_{15} \quad (7)$$

$$m_{12}x_{12} + m_{14}x_{14} = m_{13}x_{13} + m_{15}x_{15} \quad (8)$$

$$m_{12}H_{12} + m_{14}H_{14} + m_{16}H_{16} = m_{13}H_{13} + m_{15}H_{15} + m_{17}H_{17} \quad (9)$$

수냉 흡수기의 열전달량은 냉각수측과 냉매 및 용액 혼합기측에서 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$Q_a = m_{16} C_{p, H_2O} (T_{17} - T_{16}) \quad (10)$$

$$Q_a = UA\Delta T \quad (11)$$

온도차 ΔT 와 총괄열전달계수 U 는 다음과 같이 정의된다.

$$\Delta T = \frac{(T_{12} - T_{17}) - (T_{13} - T_{16})}{\ln[(T_{12} - T_{17}) / (T_{13} - T_{16})]} \quad (12)$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_a A_a} + \frac{\delta_p}{k_p A_p} + \frac{1}{h_c A_c} \quad (13)$$

냉각측의 열전달계수 h_c 는 식(5)와 식(6)으로부터 계산되며 면적 A_c 는 환효율을 고려하여 다음과 같이 계산하였다.

$$A_c = A_s - A_f(1 - \eta_f) \quad (14)$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(Nh_f/2)}{(Nh_f/2)} \quad (15)$$

$$N = \sqrt{(2h_c)/(k_f t_f)} \quad (16)$$

흡수측 열전달계수 h_a 는 식(13)에서 구하였고, 열전달 면적 A_a 는 식(14)~식(16)에 흡수측 변수들을 대입하여 계산하였다.

기존 플레이트형 흡수기와 비교를 하기 위하여 흡수측 열전달계수를 다음과 같이 플레이트 면적을 기준으로 변환하여 정의하였다.

$$h_a A_a = h_p A_p \quad (17)$$

흡수측의 Nusselt 수는 다음과 같이 정의되며, 흡수액은 플레이트 표면에 균일한 두께의 막을 형성하는 것으로 가정한다.

$$\text{Nu} = \frac{h_p}{k_l} \left(\frac{\mu_l^2}{\rho_l g} \right)^{1/3} \quad (18)$$

흡수기 내에서의 물질 전달량과 액상 기준의 총괄물질전달계수 K 는 다음과 같이 정의된다.

$$m_{abs} = m_{13} - m_{12} \quad (19)$$

$$m_{abs} = K \rho_l A_p \Delta x \quad (20)$$

농도차는 주로 흡수기 입출구의 냉매증기 온도와 용액의 농도를 이용하여 로그 평균 농도차로 정의된다. 본 실험에서는 흡수기가 일체형으로 제작되어 흡수기 내의 증기 온도를 측정할 수 없었으므로 온도차 정의에 난점이 있다. 열역학적 해석시에는 흡수기 내의 증기 온도를 수냉 흡수

기 입구의 증기 온도와 동일하다고 가정하였으나 흡수기 하부로 유입된 증기가 흡수기 상부로 상승하면서 온도가 상승하고 용액의 포화농도는 감소하게 된다. 따라서 증기 온도의 변화는 열전달에 비하여 물질전달에 큰 영향을 미치게 되므로 본 해석에서는 증기 온도의 오차가 상대적으로 작은 수냉 흡수기에 한하여 물질전달계수를 구하기 위하여 다음과 같은 산술평균 농도차를 사용하였다.

$$\Delta x = \frac{x_i^{sat}(T_{12}) - x_{12}}{2} \quad (21)$$

액상 기준의 Sherwood 수는 다음과 같다.

$$Sh = \frac{K}{D} \left(\frac{\mu_i^2}{\rho_i g} \right)^{1/3} \quad (22)$$

흡수기 입구의 회용액 및 냉매 증기의 Reynolds 수는 다음과 같이 정의된다.

$$Re_r = \frac{4\Gamma}{\mu_l} \quad (23)$$

$$Re_v = \frac{4m_v}{\pi\mu_v d_h} \quad (24)$$

$$\Gamma = \frac{m_l}{P} \quad (25)$$

4. 실험결과 및 고찰

Fig. 4는 플레이트 면적 기준의 열전달계수와 흡수기 입구의 회용액량의 관계를 알파라발사의 플레이트형 흡수기⁽¹⁾와 Fig. 1에 보인 흰을 플레이트 사이에 삽입한 플레이트-원형 흡수기에서 비교한 것이다. 플레이트-원형에서 용액 냉각흡수기 I의 경우에는 노즐에서 분무된 회용액이 흡수기 상부의 공동부에서 증기를 흡수하여 입구 용액보다 온도가 상승하는 현상이 발생하기 때문에 흡수기 입구에서의 온도차 정의에 난점이 있었으므로 수냉 흡수기와 용액 냉각 흡수기 II의 열전달계수만을 사용하였다. 그럼에서 플레이트형과 플레이트-원형의 열전달계수는 유사하게 나타났다으며 회용액량이 증가함에 따라 열전달계수가 증가함을 알 수 있다.

Fig. 5는 플레이트 면적 기준의 물질전달계수와 흡수기 입구의 회용액량에 대해서 플레이트형 흡수기⁽¹⁾와 플레이트-원형 흡수기를 비교한 것으로, 열전달계수와 동일하게 회용액량 증가에 따라 물질전달계수가 증가하며 흡수기 형태에 따른 차이가 미미하다는 것을 알 수 있다.

Fig. 6은 액막 레이놀즈수에 따른 열전달계수의 변화이다. 플레이트-원형 흡수기의 경우, 접수 길이가 플레이트형에 비하여 크기 때문에 액막 레이놀즈수가 작게 나타나며, 동일 액막 레이놀즈수에서는 열전달계수가 크게 나타나는 것을 알 수 있다.

Fig. 7은 액막 레이놀즈수에 따른 물질전달계수의 변화이다. 열전달계수와 동일하게 동일 액

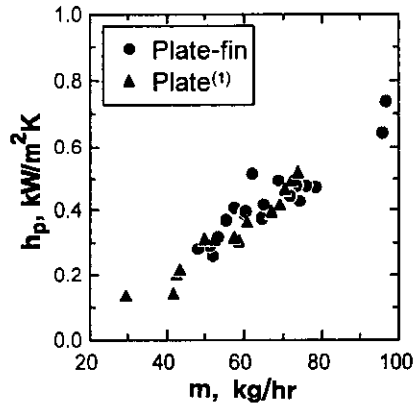


Fig. 4 Heat transfer coefficient as a function of poor solution flow rate.

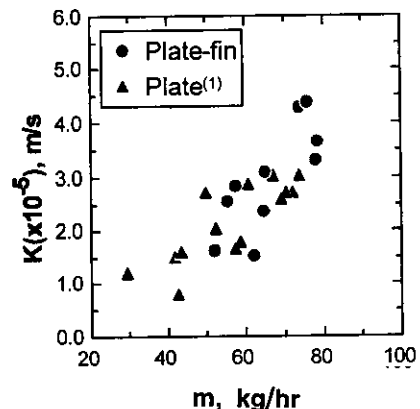


Fig. 5 Mass transfer coefficient as a function of poor solution flow rate.

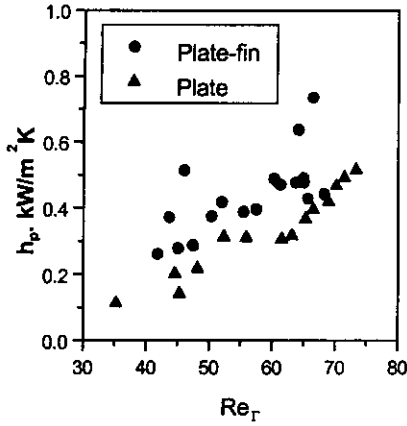


Fig. 6 Heat transfer coefficient as a function of film Reynolds number.

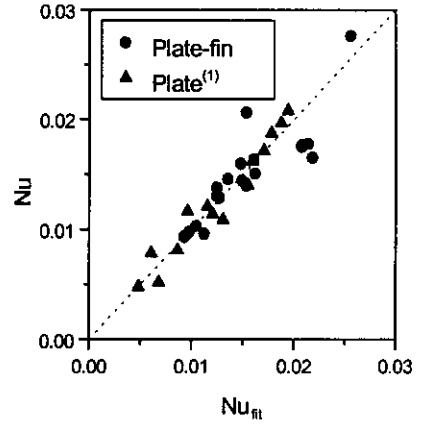


Fig. 8 Absorption side Nusselt number correlation.

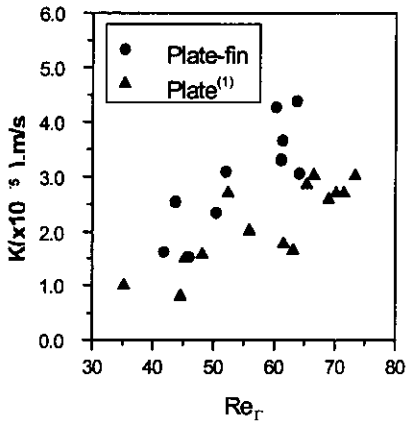


Fig. 7 Mass transfer coefficient as a function of film Reynolds number.

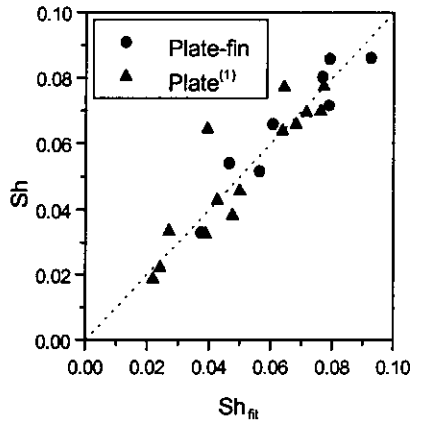


Fig. 9 Absorption side Sherwood number correlation.

막 레이놀즈수에서 플레이트-핀의 물질전달계수가 크게 나타나고 있다.

본 연구에서 실험한 플레이트형 흡수기와 플레이트-핀형 흡수기는 각각 시작품과 Breadboard type의 흡수식 시스템에 장착되어 운전되었기 때문에 입출구 조건을 정확히 조절하는 데 한계가 있다. 플레이트형 흡수기의 경우, 냉각수 온도가 약 40℃로 운전되고 플레이트-핀형의 경우에는 약 46℃로 운전되었는데 동일한 흡수기에서 냉각수의 온도가 높은 경우, 흡수기의 열전달량이 감소하고 회용액 액막 온도 상승으로 인하여 흡수량도 감소하게 된다. 이러한 냉각수 온도의 영향은 3항에서 제시한 해석방법으로는 흡수성능에 반영되지 않는다. 즉 물질전달의 구동력인 농도

차가 회용액 농도와 증기 온도에서의 용액 평형 농도의 차로 정의되기 때문에 하류의 냉각수측의 영향은 고려되지 않기 때문이다. 본 실험은 실장 실험으로 흡수기의 입출구 조건이 기기의 운전조건에 크게 의존하는 단점이 있다. 형태가 다른 흡수기간의 정확한 성능비교를 위해서는 냉각수측의 영향을 적절히 고려할 필요가 있으며, 흡수기의 작동조건을 동일하게 한 후 비교하는 것이 바람직하다.

흡수측의 열전달은 회용액량 외에도 냉매 증기의 유량과 관련되며 Fig. 8은 흡수측의 Nusselt 수를 플레이트형과 플레이트-핀형에 대하여 각각 식(26)과 식(27)로 나타낸 것이다.

$$Nu = 1.319 \times 10^{-6} Re_F^{1.85} Re_v^{0.224} \quad (26)$$

$$Nu = 4.668 \times 10^{-6} Re_F^{1.41} Re_v^{0.398} \quad (27)$$

물질전달에 있어서는 냉매 증기의 영향이 보다 크게 나타나며 이는 증기측 레이놀즈수의 지수가 증가하는 형태로 나타난다. Fig. 9는 흡수측의 Sherwood 수를 플레이트형과 플레이트-핀형에 대하여 각각 식(28)과 식(29)로 나타낸 것이다.

$$Sh = 3.638 \times 10^{-6} Re_F^{1.47} Re_v^{0.496} \quad (28)$$

$$Sh = 4.2 \times 10^{-8} Re_F^{1.11} Re_v^{1.51} \quad (29)$$

일반적인 유하액막(falling film)의 열전달계수는 액막 두께에 반비례하며 이는 실험결과로 얻어진 관계식과 반대의 경향이다. 흡수기 내의 열전달 및 흡수는 열교환 표면의 적심(wetting)과 큰 관련을 갖으며 액막 레이놀즈수가 증가함에 따른 열전달 및 물질전달의 증가는 흡수기 내부의 적심 표면 증가와 밀접한 관련을 갖는다. 흡수기의 성능 개선을 위해서는 흡수기 표면의 적심 성능을 향상하여야 하며 이를 위해서 플레이트-핀형 흡수기의 경우, 최적 노즐을 선정하고 흡수기 내부 유로를 개선할 필요가 있다.

5. 결 론

암모니아 흡수식 열펌프의 흡수기로 플레이트-핀형 흡수기를 사용하여 성능시험을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 냉각수측의 영향을 고려하지 않을 경우, 플레이트형 흡수기와 플레이트-핀형 흡수기의 열전달 및 흡수성능은 유사하게 나타났다.

(2) 열전달 및 흡수는 회용액량뿐만 아니라 냉매 증기량에도 의존하며, 회용액량에 대한 흡수액의 접수 길이가 정해져 있어 물질전달의 경우가 상대적으로 냉매 증기량에 대한 의존이 크게 나타났다.

(3) 용액측 열전달계수가 회용액량이 증가함에 따라 증가하는 것은 흡수기 내의 적심 표면이 회

용액량의 증가에 따라 커지는 것과 관련을 갖고 있었다.

참고문헌

- Oh, S. K., Hwang, D. K., Ko, C. S. and Lee, D. J., 1998, Study on the characteristics of plate-type absorber in ammonia/water absorption heat pump, Proc. of Winter Annual Conf., SAREK, pp. 765-770.
- Dorgan, C. B. and Leight, S. P., 1995, Application guide for absorption cooling/refrigeration using recovered heat, ASHRAE.
- Han, D. Y. and Lee, S. K., 1999, Dynamic simulation for absorption air conditioning system, Proc. of Winter Annual Conf., SAREK, pp. 457-462.
- Jeong, S. Y., Cho K. W. and Lee, S. S., 2000, Optimization of heat transfer area distribution for a hot water driven absorption chiller, SAREK, Vol. 12, No. 5, pp. 431-438.
- Cool Times, 1999, The American gas cooling center Inc., Vol. 10, No. 1.
- Becker, H., 1989, Compact heat and mass exchanger of the plate fin type in thermal sorption systems, Delft University of Technology, Ph. D. Thesis.
- 藤田太志, Kang, O. T., 秋澤淳, 柏木孝夫, 1998, プレート型熱交換器内におけるアンモニア流下液膜吸収, 第32回空調和冷凍連合講演會論文集, pp. 9-12.
- Hewitt, G. F., 1994, Process heat transfer, CRC Press.
- Klein, S. A. and Alvarado, F. L., 1997, EES-Engineering Equation Solver, F-Chart Software.
- Klein, S. A. and Alvarado, F. L., 1990, Assessment of Modified Wilson Plot Techniques for obtaining heat exchanger design data, 9th Int., Heat Transfer Conference, 5, pp. 51-56.