

흡수열펌프에서 흡수기의 성능 개선 연구

민 병 훈

수원대학교 화공생명공학과
(2008년 4월 24일 접수, 2008년 5월 16일 채택)

A Study on Improvement of Performance of Absorber in Absorption Heat Pump

Byong-Hun Min

Department of Chemical & Biochemical Engineering, University of Suwon, Gyonggi 440-600, Korea
(Received April 24, 2008; accepted May 16, 2008)

냉·난방 수요에서 일어나는 환경오염의 최소화화 화석연료 소비를 감소시키기 위해서 에너지보존을 개선시키는 것은 필수적이다. 이러한 점에서 흡수식 열펌프기술은 에너지 절약을 위해서 많은 가능성을 가지고 있다. 흡수식 열펌프는 에너지를 주입하지 않고 폐열의 이용을 높일 수 있는 방법이다. 흡수식 열펌프는 흡수기에서 흡수된 양의 증가가 매우 중요하기 때문에 흡수기 성능이 매우 중요하다. 본 연구에서는 흡수기의 성능을 개선시키기 위해서 메탄올과 글리세린을 작동유체로 하는 내벽에 나선형관을 설치하여 액상을 접선방향으로 공급하는 흡수기에 관한 연구를 수행하였다. 이 방법은 액상흐름에서 난류를 일으켜 물질 및 열전달을 증가시킨다. 흡수기의 각 위치에서 온도와 농도를 측정하여 열전달계수와 물질전달계수를 계산하였고 주입부분에서 열 및 물질전달이 향상되었음을 알 수 있었다.

The improvement of energy conservation is mandatory to decrease consumption of fossil fuels and to minimize negative impacts on the environment which originates from large cooling and heating demand. The absorption heat pump technology has a large potential for energy-saving in this respect. Absorption heat pump is a means to upgrade waste heat without the addition of extra thermal energy. The higher performance of absorber is of great importance for absorption heat pump cycle. In this study, in order to improve the performance of absorber, the absorber of tangential feed of a liquid phase with spiral tube has been investigated using methanol-glycerine as a working fluid. The spiral tube and tangential feeding generate the turbulence into the liquid flow while increasing the mass and heat transfer coefficients. The simultaneous heat and mass transfer were found to take place in a liquid turbulent film in the absorber with the spiral tube during the process of gas absorption. By calculating mass and heat transfer coefficients by measurement of the concentration and the temperature of each position in the absorber, the entrance was found to be more effective in enhancing mass and heat transfer.

Keywords: absorption heat pump, absorber, spiral tube, methanol-glycerine, tangential feeding, simultaneous heat and mass transfer

1. 서 론

교토의정서 발효에 의한 이산화탄소 배출규제 조치, 유가의 상승 등 여러 가지 문제점이 화석 에너지 사용이 증가함에 따라 발생되기 때문에 이에 대한 해결책으로 대체에너지 개발과 에너지의 효율적인 이용에 대한 관심이 증대되고 있는데 이의 한 방안으로 흡수식 열펌프 기술이 이용되고 있다. 기존 냉동 사이클에 이용되어 왔던 압축식 열펌프와 구별되는 흡수식 열펌프의 내부에 순환되는 물질(working fluid)은 열매체, 흡수제(absorbent), 열매체와 흡수제의 혼합용액(solution)으로 이루어져 있는데, 열매체의 혼합용액에의 흡수에 따른 흡수열 및 열매체의 상변화에 따른 잠열을 이용하는 것으로서 조업 조건이 기-액 열역학적 상평형 관계에서 이루어진다.

열역학 제1법칙과 제2법칙을 적용시킨 열펌프 사이클은 LiBr-H₂O

를 이용한 Whitlow[1]의 흡수 열펌프 연구 이후로 에너지의 효율적인 이용 방안으로서 많은 관심을 끌고 있다. 흡수식 열펌프는 이용 온도에 따라 두 종류로 나누어진다. 첫 번째 종류는 고온의 에너지로부터 저온의 에너지를 방출하여 이용하는 흡수 열펌프(absorption heat pump)[2-5], 두 번째 종류는 저온의 에너지로부터 고온의 에너지를 방출하여 이용하는 변형 흡수 열펌프(absorption heat transformer)[6-8]와 재흡수열펌프(resorption heat pump)[9-13]이다. Figure 1에서 위의 설명을 비교 나타내었다. 즉 분리기(고온, T_h)와 기화기(저온, T_c)에 열(Q_h, Q_c)을 가하여 중간온도(T_i)의 에너지(Q_i)를 얻는 흡수 열펌프와 분리기와 기화기에 중간온도(T_i)의 열(Q_i)을 가하여 흡수기에서 고온(T_h)의 에너지(Q_h)를 얻는 변형 흡수 열펌프를 말한다.

흡수식 열펌프의 실용화를 위해서 높은 성능계수를 얻기 위한 공정 개선과 내부에 순환시키는 이상적인 물질을 찾기 위하여 많은 연구가 진행되었다[14-18]. Whitlow가 LiBr-H₂O로 연구를 시작한 이래 LiBr의 용해도와 부식성 때문에 다른 salt물질(LiCl이나 CaCl₂)로 대체하기

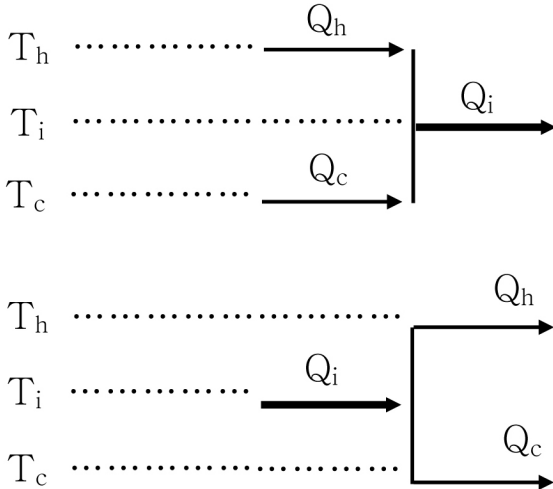


Figure 1. Different types of revaluation.

위한 연구를 하였으나 성능계수가 특별히 향상되지 않고 역시 용해도 문제 때문에 조업조건이 제한됨을 보였다[19-22]. Cacciola 등[23]은 NH₃-H₂O에 대한 실험을 통하여 salt 결정화 문제를 해결하였으나 암모니아의 유독성과 조업조건이 고압이 되는 단점을 나타내었다. R2 (dichlorofluoromethane)과 DMETEG (dimethyl-ether-tetra-ethyleneglycol)를 이용한 사이클[24,25]은 좋은 조업조건을 가졌으나 지구온난화 문제 등으로 R21의 사용규제가 있다. Bennani 등[26]은 salt의 결정화 문제가 없는 물-글리세린을 이용한 연구를 수행하였으나 물과 글리세린의 비등점 차이가 크지 않기 때문에 조업조건에 따라 이중분리기를 이용하는 단점이 있다. 그래서 물-글리세린 시스템의 단점을 줄이기 위해 열매체로 물 대신에 비등점이 낮은 물질을 이용하면 조업 조건이 개선될 것이다. 메탄올은 물에 비하여 증발열이 작지만 비등점이 낮아서 분리기에서 글리세린과 상평형 분리를 할 때 이중분리기를 사용할 필요가 없기 때문에 조업조건에 제약이 감소된다. 그러므로 본 실험에서는 메탄올-글리세린 시스템에서 실험을 수행하였다.

상평형 조건에서 연속적으로 작동되는 흡수기, 분리기, 기화기, 응축기의 4기관으로 구성되어 있는 흡수 열펌프 다이어그램을 Figure 2에 도시하였다.

응축기에서 나온 액체 열매체①은 감압 valve를 통하여 기화기에 주입된다. 기화기에 주입된 액체 열매체②는 외부로부터 열을 받아 상변화가 일어나면서 기체 열매체가 된다. 기화기에서 발생한 기체 열매체③은 분리기에서 발생한 열매체의 농도가 낮은 용액(poor solution)⑩에 흡수기에서 흡수되면서 열을 발생한다. 흡수기에서 나온 열매체의 농도가 진한 용액(rich solution)④은 열교환기와 펌프를 통하여 분리기에 주입된다. 외부에서 가한 열에 의해 분리기에서는 상분리가 일어나서 기체 열매체⑦은 응축기로 주입되고 poor solution⑧은 열교환기와 감압 valve를 통하여 흡수기에 주입된다. poor solution과 rich solution은 각 기관에 주입되기 전에 열교환기를 통하여 poor solution은 냉각이 되어 흡수기에서 냉매체의 흡수 능력이 높아지고 rich solution은 가열되기 때문에 분리기에 가해 줄 열량을 줄일 수 있다.

흡수 열펌프 사이클은 위의 4기관 중에서 흡수기의 성능을 향상시키는 것이 가장 중요하다[27-30]. 흡수기에서 일어나는 기상과 액상의 물질전달과 열전달의 효과를 증대시키면 흡수를 최대화시켜 열효율을 높일 수 있다. 흡수기 내에 충전제를 주입시켜 기-액상의 접촉면

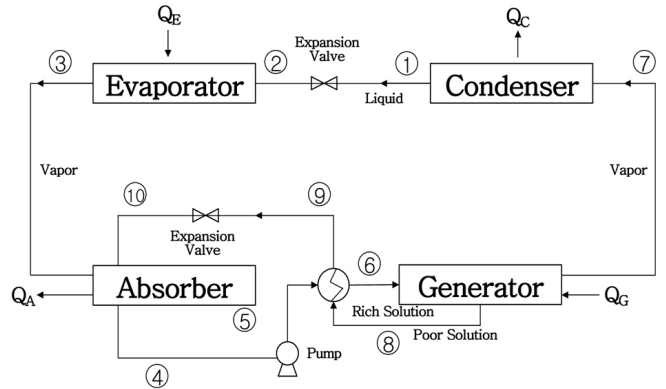


Figure 2. Schema of absorption heat pump cycle.

적을 증대시키는 방법은 충전제에 의한 열손실이 크고 압력강하가 발생하기 때문에 대부분 흡수기 벽면을 따라 액상을 흘러 보내는 습벽탑(wetted wall tower) 방법[31-36]을 이용하고 있으나 이 방법은 벽면을 따라 흐르는 액상의 두께가 일정하지 않고 기체의 흡수효율이 떨어지기 때문에 본 연구에서는 나선형관(spiral tube)을 설치한 흡수기 내에 액상을 오리피스스를 통하여 접선방향으로 주입시켜 열 및 물질전달 효율을 높이고 기-액상의 접촉면적을 증대시킴으로써 흡수기의 성능을 향상시키고자 하였다.

2. 이 론

흡수열펌프의 흡수기 내에서 일어나는 현상은 메탄올(기상)이 글리세린(액상)에 흡수되면서 경계면을 통한 물질전달과 열전달이 동시에 일어나고 흡수기 외부에 이중관을 통한 냉각수가 흘러 흡수기 내부와 열교환이 이루어진다. 흡수기 내에서 기체와 액체는 병류방향(위에서 아래쪽), 냉각수는 향류방향(아래에서 위쪽)으로 흐른다. 수지식을 세우기 위하여 위 과정을 설명한 것을 Figure 3에 나타내었다.

전달계수를 구하기 위하여 다음과 같은 가정을 하여 열 및 물질수지식을 세웠다.

- 정상상태
- 기-액상의 경계면에서 열전달과 물질전달의 접촉면적은 동일
- 기-액상의 경계면에서 열역학 상평형
- 흡수기 벽면의 열전달 저항은 무시
- 흡수기 내에서 압력강하는 무시
- 액체용액은 증발하지 않음

물질수지식

$$\text{기상} : dG + N_{gi}a_i dz = 0 \quad (1)$$

$$\text{액상} : dL - N_{li}a_i dz = 0 \quad (2)$$

$$\text{전체} : dG + dL = 0 \quad (3)$$

$$\text{용매} : dx = dL(1-x)/L \quad (4)$$

$$\text{경계면} : N_{li}a_i = k_{La} \ln [(1-x)/(1-x_i)] \quad (5)$$

에너지수지식

$$\text{기상} : d(GH_g) + N_{gi}H_{gi} + h_g(T_i - T_g) a_i dz = 0 \quad (6)$$

$$\text{액상} : -d(LH_l) + N_{li}H_{li} + h_l(T_i - T_l) a_i dz - h_i(T_l - T_w) a_w dz = 0 \quad (7)$$

$$\text{냉각수} : L_c dH_c + h_c(T_w - T_l) a_w dz = 0 \quad (8)$$

$$\text{경계면} : N_{gi}H_{gi} + h_g(T_i - T_g) - N_{li}H_{li} - h_l(T_l - T_i) = 0 \quad (9)$$

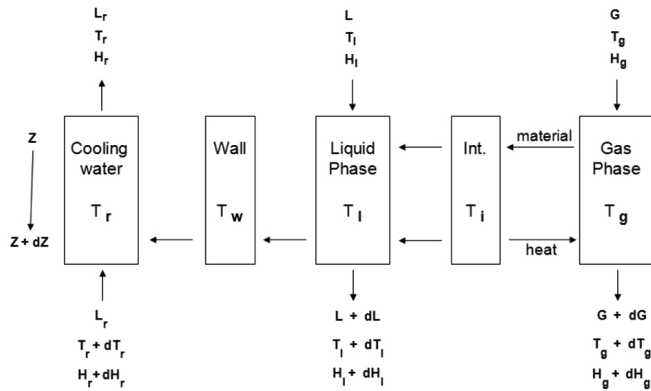
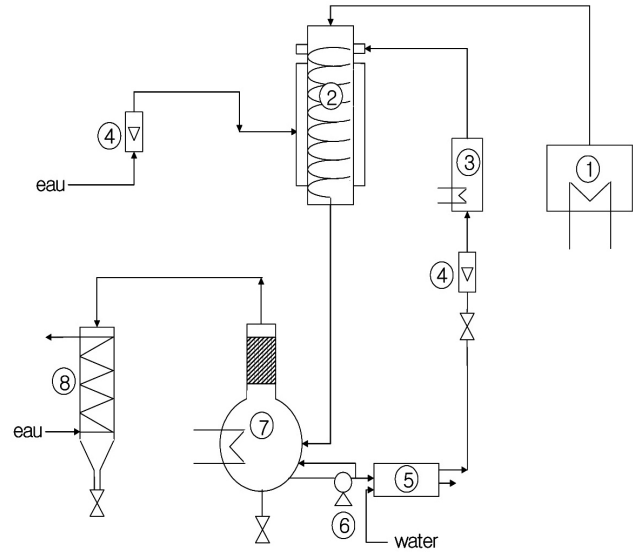


Figure 3. Differential section of absorber.



1. Evaporator for methanol
2. Absorber with spiral tube
3. Preheater
4. Rotameter
5. Heat exchanger
6. Pump
7. Separator
8. Condenser

Figure 5. Experimental apparatus.

3. 실험

흡수기에서 글리세린에 메탄올 증기의 흡수실험 장치는 Figure 5에 나타내었다. 나선형관이 설치된 흡수기 상부에서 글리세린 액체와 메탄올 증기가 병류 방향(co-current)로 주입되는데 글리세린 액체는 접선방향으로 뚫린 오리피스 구멍으로, 메탄올 증기는 관의 최상부에서 주입된다. 외부와 단열된 이중관 내에는 냉각수가 아래쪽에서 위쪽으로 흘러 흡수기 내부와 열전달이 이루어진다. 흡수기 내부의 구조는 Figure 6에 나타내었다. 흡수기 내부에는 용액의 농도를 측정할 수 있는 직경 1 mm sampling 관이 설치되었다. sampling 관의 옆 부분에 갈고리 모양의 관이 있는데 이 부분의 위치가 흡수기 벽면에 부착된 나선형 관 위에 정확히 일치할 경우 용액이 갈고리 관을 통하여 sampling관 내부 아래로 흐른다. 이 용액을 채취하여 굴절계를 이용하여 용액의 메탄올 농도를 측정할 수 있다. 또한 위치가 다른 2개의 thermocouple이 설치되어 이 위치에서 액상과 기상의 온도를 측정할 수 있었다. sampling 관은 흡수기 아래에 특수 제작된 압축고무 링으로 부착되어 누수(leakage)도 없고 이동이 용이하기 때문에 흡수기 각 위치에서 용액의 농도를 측정할 수 있었다. sampling 관의 구조는 Figure 7에 나타내었다. 또한 흡수기 외부 벽면과 냉각수가 흐르는 이중관 안에 높이에 따른 thermocouple들이 각각 심어져 있어 각 위치에 따른 흡수기 벽면 온도와 냉각수 온도를 측정할 수 있었다.

흡수기의 사양은 다음과 같다.

- 흡수기 : 내경 37.5 mm, 외경 42.5 mm, 길이 100 cm
- 흡수기 내에 설치된 나선형관 : 직경 4 mm, 파장 20 mm
- 액상주입부에 설치된 오리피스 : 개수 2개, 직경 1 mm

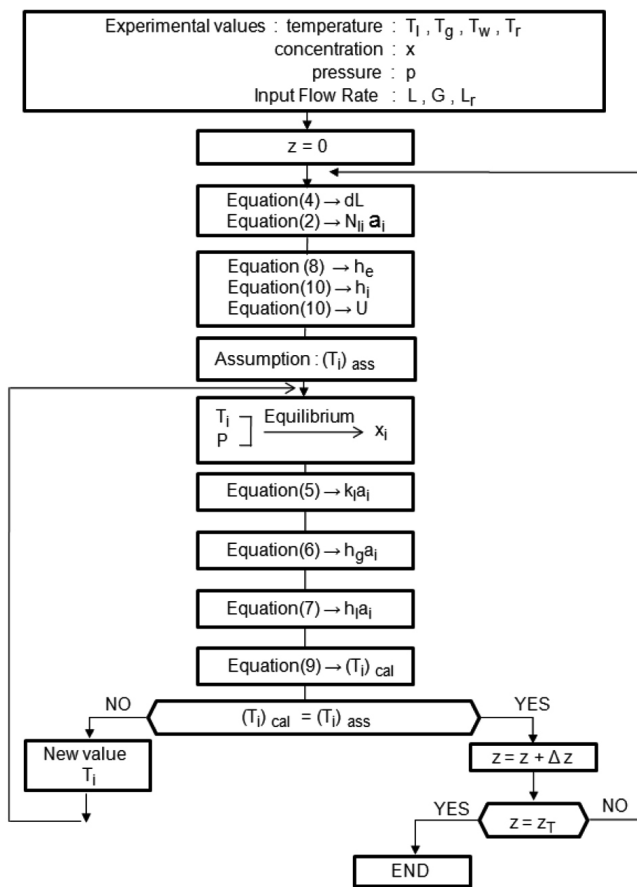


Figure 4. Schema of calculation for transfer coefficients.

$$\text{액상과 냉각수} : h_i(T_i - T_w)_{aw} = h_c(T_w - T_r)_{aw} = U(T_i - T_r)_{aw} \quad (10)$$

위 식들을 이용하여 기-액상의 경계면에서 온도와 농도를 구하여 6 개의 전달계수(k_{ja} , h_{ga} , h_{ia} , h_c , h_i , U)를 계산할 수 있었다. 이 계수들을 구하는 계산과정을 Figure 4에 나타내었다. k_{ja} , h_{ga} , h_{ia} 를 얻기 위해서는 T_i 를 구하기 위한 반복과정이 필요하다.

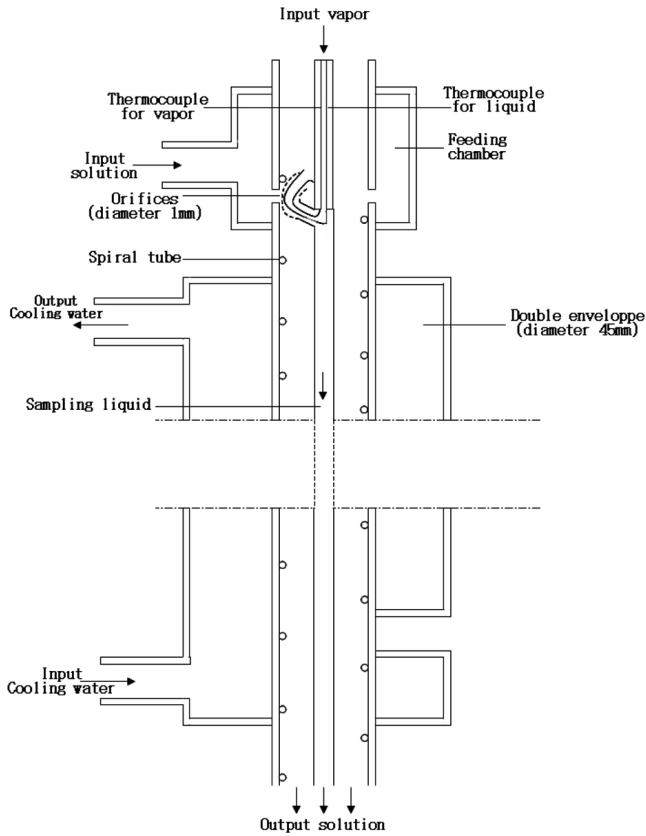


Figure 6. Schematic of absorber.

- 이중관 : 내경 45 mm, 외경 48 mm, 길이 90 cm

4. 결과 및 고찰

Figure 8에서 흡수기 위치에 따른 액상에서 메탄올의 농도 변화를 나타내었다. 흡수기 주입부(상층부)에서 흡수가 급격히 일어남을 알 수 있는데 이는 주입부에서 오리피스 영향으로 난류효과가 커지다가 흡수기 하부로 내려갈수록 난류효과가 감소되기 때문이다. 또한 흡수기 중반부에서 기-액 평형상태에 도달하기 때문에 더 이상의 흡수가 일어나지 않음을 알 수 있었다. 이는 액상이 나선형관을 따라 흐르기 때문에 액체가 흡수기에 머무는 체류시간이 길어져서 기체와 접촉할 수 있는 시간이 많아지기 때문에 흡수력이 증가함을 알 수 있다.

Figure 9에서 각 온도변화를 나타내었다. 역시 주입부에서 액상과 기상의 온도가 급격하게 변함을 알 수 있었다. 특히 기상의 온도분포는 주입부에서 급격히 증가하여 최대값이 존재하며 어느 지역부터는 액상보다 높아짐을 알 수 있었다. 이는 기-액 경계면에서 기체의 흡수에 의한 흡수열(잠열포함) 때문에 온도가 상승하기 때문이다. 이런 현상은 Treybal[37]이 언급한 현상과 같음을 알 수 있었다.

열 및 물질수지식을 이용하여 계산한 흡수기 내의 열전달계수와 물질전달계수 값을 Figures 10~12에 나타내었다. 액상의 주입유량이 증가함에 따라 전달계수 값이 커지고 특히 주입부에서 가장 높음을 알 수 있는데 이는 오리피스를 통한 흡수기 내부 벽면의 접선(tangential) 방향 주입으로 액상의 속도가 증가되어 난류현상을 일으키고 액상-기상의 경계면의 접촉면적을 증가시키기 때문임을 알 수 있다. 이로 인하여 이 부분에서 유체 진행방향에 따라 전달계수 값의 감소율이 가

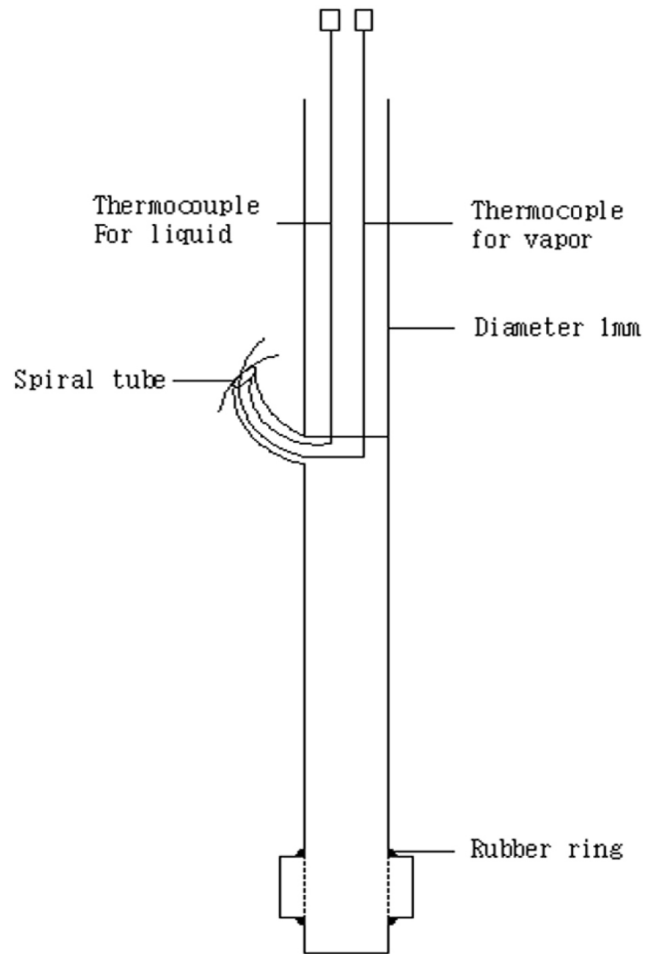


Figure 7. Schematic of sampling tube.

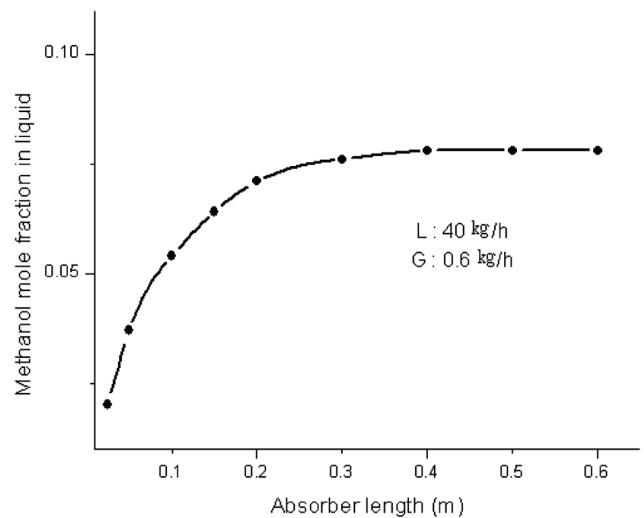


Figure 8. Absorption rate in the absorber.

장 커짐을 알 수 있었다.

흡수기 외부에 흐르는 냉각수와 관련된 열전달계수(h_i, h_e, U)를 Figure 13에 나타내었다. 흡수기 내부벽면과 액상간의 열전달계수 h_i 는 흡수기 외부벽면과 냉각수 간의 열전달계수 h_e 에 비하여 주입부에

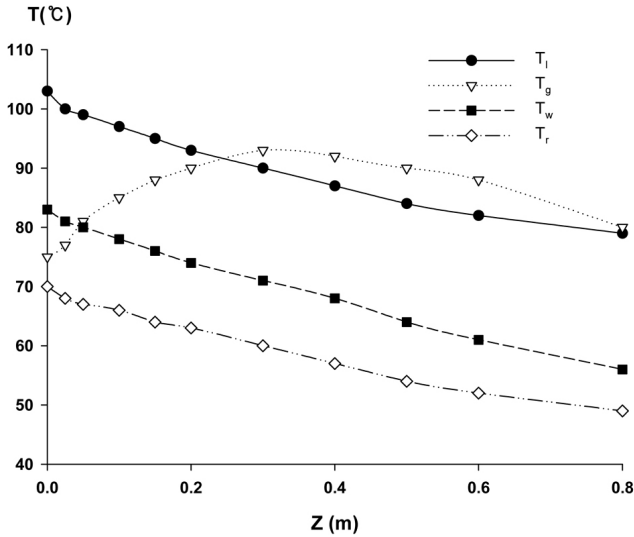


Figure 9. Temperature profile in the absorber.

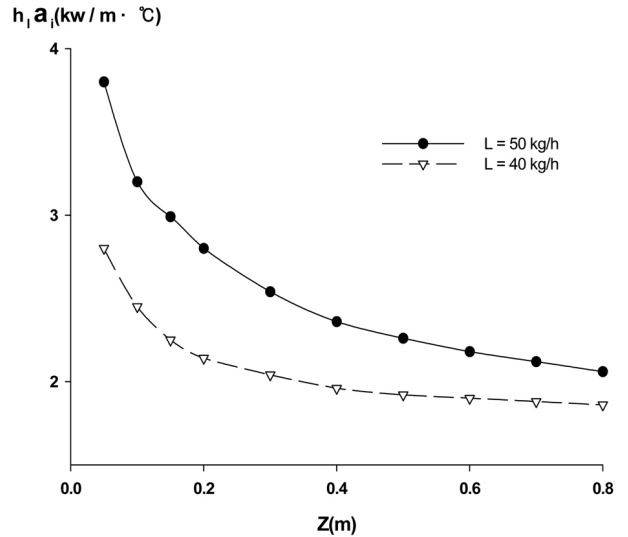


Figure 11. Profile of $h_1 a_1$ in the absorber.

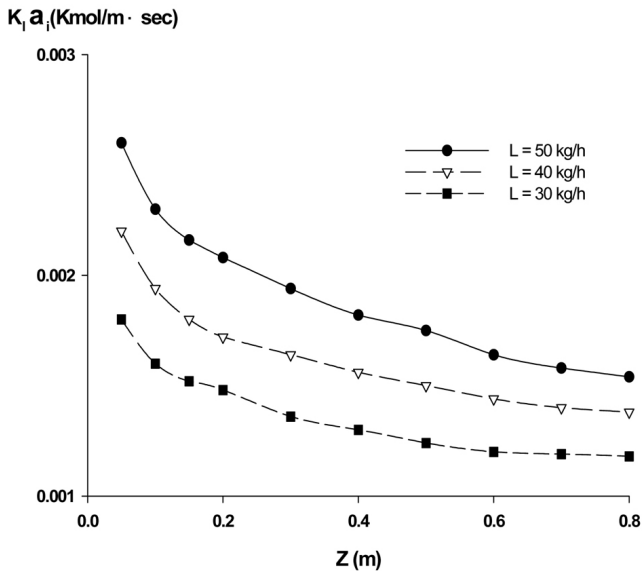


Figure 10. Mass transfer coefficient in the absorber.

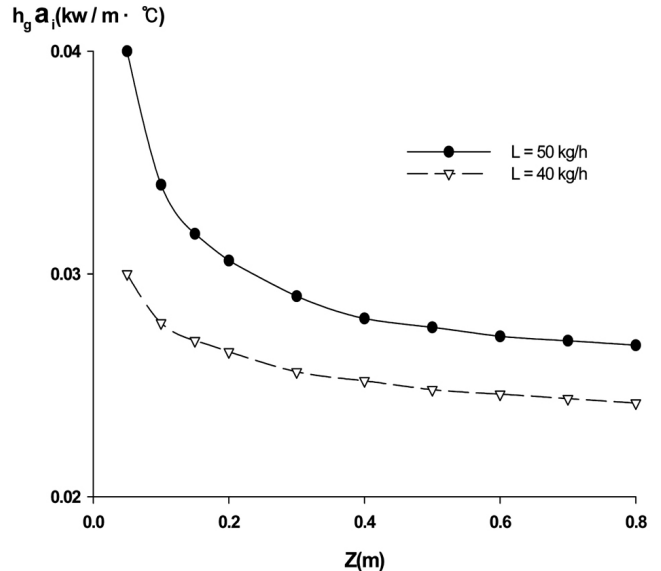


Figure 12. Profile of $h_g a_g$ in the absorber.

서 기율기 감소가 급함을 알 수 있는데 이는 흡수기 내에 공급되는 액상의 주입 방법에 영향을 받았기 때문이다. 그러나 주입부에서 h_i , h_c , U 의 기율기 변화가 $h_g a_g$ 나 $h_1 a_1$ 보다 작은 것은 흡수기 내에서 일어나는 현상에 영향을 크게 받지 않음을 알 수 있었다.

실험 결과에서 흡수기의 주입부에서 전달현상이 가장 커짐을 알 수 있었는데 이는 오리피스를 통한 접선방향으로 액상을 주입시켰기 때문이다. 그러므로 흡수기의 성능을 최대로 하기 위하여 오리피스 주입구를 여러 개 만들어서 액상을 병렬로 주입시키는 것이 바람직할 것이다.

5. 결 론

나선형관이 설치된 흡수기 내부에 액상의 오리피스를 통한 접선방향 주입을 통하여 열 및 물질전달계수 값이 증가됨을 알 수 있었으며 특히 주입부에서 20 cm까지 기체의 흡수 능력이 가장 높음을 알 수

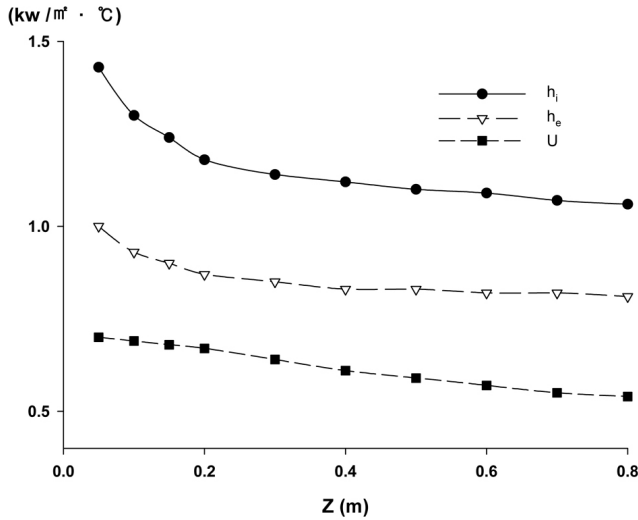
있었다. 이것은 액상과 기상의 접촉 면적이 커지고 액상에서 난류현상을 일으키기 때문에 흡수력과 전달현상이 커지기 때문이다. 그러므로 나선형관 설치와 오리피스를 통하여 액상을 접선방향으로 주입시키는 것이 흡수기의 성능을 개선시키는 좋은 방법임을 알 수 있었다. 향후 보다 나은 흡수기의 설계를 위하여 나선형관의 최적 사양(두께 및 파장)을 얻기 위한 연구가 필요하다.

감 사

본 논문은 수원대학교 환경청정기술연구센터의 지원에 의하여 수행되었으며 이에 감사의 뜻을 표합니다.

사 용 기 호

a_i : specific interfacial surface area [$m^2/\text{length of absorber}$]



참고 문헌

Figure 13. Profile of h_i , h_e , U in the absorber.

- a_w : internal surface area of absorber [$m^2/\text{length of absorber}$]
- a_w' : external surface area of absorber [$m^2/\text{length of absorber}$]
- G : flow rate of gas [kg/h]
- H : enthalpy [kJ/kg]
- h_g : individual heat transfer coefficient between gas and interface [$kw/m^2 \text{ } ^\circ C$]
- h_l : individual heat transfer coefficient between liquid and interface [$kw/m^2 \text{ } ^\circ C$]
- h_{li} : individual heat transfer coefficient between liquid and wall [$kw/m^2 \text{ } ^\circ C$]
- h_{lc} : individual heat transfer coefficient between wall and cooling water [$kw/m^2 \text{ } ^\circ C$]
- k_l : mass transfer coefficient of gas between liquid phase and interface [$kmol/m^2 \text{ sec}$]
- L : flow rate of liquid [kg/h]
- L_r : flow rate of cooling water [kg/h]
- N_{gi} : mass flux of gas between gas phase and interface [$kmol/m^2 \text{ sec}$]
- N_{li} : mass flux of gas between liquid phase and interface [$kmol/m^2 \text{ sec}$]
- T : temperature
- U : overall heat transfer coefficient between liquid and cooling water [$kw/m^2 \text{ } ^\circ C$]
- x : mole fraction of methanol in liquid phase
- z : height of absorber

아래첨자

- g : gas
- l : liquid
- i : interface
- r : cooling water
- w : wall

1. E. P. Whitlow, *Gas Age*, **30**, October, 19 (1958).
2. A. Jemqvist, K. Abrahamsson, and G. Aly, *Heat Recovery Systems & CHP*, **12**, 469 (1992).
3. F. Ziegler and P. Riesch, *Heat Recovery System & CHP*, **13**, 147 (1993).
4. B. Agnew, A. Alaktiwi, A. Anderson, and I. Potts, *Appl. Thermal Eng.*, **24**, 1501 (2004).
5. R. J. Romero, L. Guillen, and I. Pilatowski, *Appl. Thermal Eng.*, **24**, 867 (2005).
6. P. Le Goff and B. Schwarzer, *Entropie*, **156**, 5 (1990).
7. R. Matsuda, *3rd IEA Heat Pump Conference*, Tokyo (1990).
8. S. Iyoki and T. Uemura Rev. *Int. Froid*, **13**, May, 191 (1990).
9. S. Gabsi, Ph. D. Dissertation, I.N.P.T, Toulouse, France (1981).
10. M. B. E. Siddig, F. A. Watson, and F. A. Holland, *Chem. Eng. Res. Dev.*, **61**, 283 (1983).
11. L. L. Vasiliev, D. A. Mishkinis, A. A. Antukh, and A. G. Kulakov, *Appl. Thermal Eng.*, **24**, 1893 (2004).
12. E. Lepinasse, M. Marion, and V. Gotez, *Appl. Thermal Eng.*, **21**, 1251 (2001).
13. S. T. Munkejord, H. S. Mahelum, and P. Neksa, *Int. J. of Refrigeration*, **25**, 471 (2002).
14. M. Izquierdo and S. Aroca, *Int. J. of Energy Research*, **14**, 281 (1990).
15. A. Jemqvist and G. Aly, *Heat Recovery System & CHP*, **12**, 469 (1992).
16. F. Ziegler and P. Riesch, *Heat Recovery System & CHP*, **13**, 147 (1993).
17. J. B. Castro, J. M. Corberian, and J. Gonzalez, *Appl. Thermal Eng.*, **25**, 2450 (2005).
18. M. Youbi-Idrissi, J. Bonjour, and F. Meunier, *Appl. Thermal Eng.*, **25**, 2827 (2005).
19. M. A. R. Eisa and R. Best, *Appl. Energy*, **28**, 69 (1987).
20. G. S. Grover, M. A. R. Eisa, and F. A. Holland, *Heat Recovery System & CHP*, **8**, 33 (1988).
21. K. R. Patil, M. A. R. Eisa, and M. N. Kim, *Appl. Energy*, **34**, 99 (1989).
22. S. H. Won and W. Y. Lee, *Heat Recovery System & CHP*, **11**, 41 (1991).
23. G. Cacciola, G. Restuccia, and G. Rizzo, *Heat Recovery System & CHP*, **10**, 177 (1990).
24. B. Mohanty, Ph. D. Dissertation, I.N.P.T, Toulouse, France (1985).
25. P. D. Dan and S. S. Murthy, *Int. J. of Energy Res.*, **13**, 1 (1989).
26. N. Bennani and D. Prevost, *Heat Recovery System & CHP*, **9**, 257 (1989).
27. D. Daiguji, E. Haihara, and T. Saito, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **40**, 1743 (1997).
28. C. Kren, H. M. Hellmann, and F. Ziegler, *Proceeding of the International Sorption Heat Pump Conference*, Munich, 375 (1999).
29. F. Ziegler and G. Grossman, *Int. J. Refrigerat*, **19**, 301 (1996).
30. Z. Zhnegguo, X. Tao, and F. Xiaoming, *Appl. Thermal Eng.*, **24**, 2293 (2004).
31. W. L. Cheng, K. Houda, P. Hu, and T. Kashiwagi, *Appl. Thermal Eng.*, **24**, 281 (2004).
32. D. Arzoz, P. Rodriueuz, and M. Izquierdo, *Appl. Thermal Eng.*,

- 25, 797 (2005).
33. G. Grossman, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **26**, 357 (1983).
34. K. Guo, B. Shu, and L. Chen, *J. Eng. Thermophys*, **15**, 408 (1996).
35. E. Hihara and T. Saito, *Int. J. Refrigerat*, **16**, 339 (1993).
36. W. J. F. Setterwall, *Chem. Eng. Sci.*, **50**, 3077 (1995).
37. R. E. Treybal, *Mass-Transfer Operations*, ed. J. J. Carberry, J. R. Fair, and J. Wei, **3**, 313, McGraw Hill, Singapore (1980).